



Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica

**Diseño de la zona de almacenamiento y sistemas de desapilamiento,
transporte y aplicación de pegamento de una máquina formadora de cajas
de cartón corrugado con capacidad de 2700 cajas/hora para la exportación
de frutas en la provincia de Arequipa**

Tesis presentada por:

Guzman Abril, Gian Paul

ORCID: 0009-0004-0960-3622

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecatrónico

Asesor (a):

Dr. Alcázar Rojas, Hermann Enrique

ORCID: 0000-0002-7651-9269

Arequipa - Perú

2026

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 04 de Abril del 2026

Dictamen: 016506-C-EPIMMEM-2026

Visto el borrador del expediente 016506, presentado por:

2012100441 - GUZMAN ABRIL GIAN PAUL

Titulado:

**DISEÑO DE LA ZONA DE ALMACENAMIENTO Y SISTEMAS DE DESAPILAMIENTO, TRANSPORTE
Y APLICACIÓN DE PEGAMENTO DE UNA MÁQUINA FORMADORA DE CAJAS DE CARTÓN
CORRUGADO CON CAPACIDAD DE 2700 CAJAS/HORA PARA LA EXPORTACIÓN DE FRUTAS EN
LA PROVINCIA DE AREQUIPA**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

Titulo Profesional/Titulo de Segunda Especialidad/Grado Académico a optar:

INGENIERO MECATRÓNICO

**06426119 - ALVAREZ FLOREZ DARWIN REYNALDO
DICTAMINADOR**



**21535915 - DONAYRE CAHUA JESUS MANUEL
DICTAMINADOR**



**40223200 - HUACASI AÑAMURO LUDWIN DAVID
DICTAMINADOR**



DISEÑO DE LA ZONA DE ALMACENAMIENTO Y SISTEMAS DE DESAPILAMIENTO, TRANSPORTE Y APLICACIÓN DE PEGAMENTO DE UNA MÁQUINA FORMADORA DE CAJAS DE CARTÓN CORRUGADO CON CAPACIDAD DE 2700 CAJAS/HORA PARA LA EX

INFORME DE ORIGINALIDAD

10%

INDICE DE SIMILITUD

9%

FUENTES DE INTERNET

1%

PUBLICACIONES

2%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	tesis.ucsm.edu.pe	2%
	Fuente de Internet	
2	repositorio.ucsm.edu.pe	<1%
	Fuente de Internet	
3	www.husky.co	<1%
	Fuente de Internet	
4	hdl.handle.net	<1%
	Fuente de Internet	
5	vdoc.pub	<1%
	Fuente de Internet	
6	www.coursehero.com	<1%
	Fuente de Internet	
7	archive.org	<1%
	Fuente de Internet	
8	idoc.pub	<1%
	Fuente de Internet	
9	m.inei.gob.pe	<1%
	Fuente de Internet	
10	dokumen.pub	<1%
	Fuente de Internet	
11	www.scribd.com	<1%
	Fuente de Internet	
12	documentop.com	<1%
	Fuente de Internet	
13	www.slideshare.net	<1%
	Fuente de Internet	
14	Submitted to Escuela Politecnica Nacional	<1%
	Trabajo del estudiante	



DEDICATORIA

Dedicado con mucho amor a Jasper, Wifi, Pin Pan, Pin Pin, Kuky, Scrappy, Filus, Orejas, Squishee, Brownie, Fígaro, Fortachón, Darcy, Bruno, Bianca, Thomas y Lizzy.

Su presencia, compañía y amor han marcado y sigue marcando mi vida, y siempre estaré agradecido de compartirla con ustedes.

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer en este trabajo a Dios, por habernos obsequiado el milagro de la Creación, cuyos misterios siguen impulsando el constante desarrollo de la ciencia y la ingeniería.

A mi familia, cuyo apoyo y acompañamiento han sido fundamentales para poder realizar mi desarrollo intelectual y académico, además de impulsarme constantemente a alcanzar nuevas y emocionantes metas.

A mi amado y pequeño compañero Filus, que compartió su vida conmigo y toda mi familia por 14 maravillosos años, por abrir las puertas de nuestro hogar a todos sus hermanos y hermanas que han llegado a lo largo de los años y por habernos entregado un amor y lealtad incondicionales que nos inspiran y siempre nos acompañarán.

A la Universidad Católica de Santa María, la Facultad de Ciencias Físicas y Formales y la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica, por facilitar las herramientas y acceso a la información que me permitieron iniciar mi desarrollo profesional.

A mi asesor, el Dr. Hermann Alcázar, cuyo apoyo, confianza, paciencia y enseñanzas me permitieron realizar este proyecto de tesis y me inspiran a ser un mejor profesional. Al Ing. Carlos Gordillo, cuya labor académica y exigencia me impulsan a aprender y capacitarme constantemente.

A la Dra. Noemi Ticona, cuyos consejos y acompañamiento me ayudaron a mantener la motivación y a superar los mayores obstáculos que enfrenté en el desarrollo del proyecto.

Y por último a mi amiga Fátima, que me brindó una nueva perspectiva para poder culminar con la redacción de este trabajo.

RESUMEN

La presente tesis desarrolla el diseño conceptual y los cálculos de ingeniería asociados a la primera mitad de una máquina formadora de cajas de cartón corrugado, con una capacidad nominal de producción de 2 700 cajas por hora. El sistema ha sido concebido principalmente para la fabricación de cajas tipo CF1 y CF2, utilizadas en procesos de exportación de frutas y verduras, manteniendo a su vez la flexibilidad necesaria para adaptarse a la producción de otros formatos con características geométricas y dimensionales similares. Esta sección de la máquina comprende la zona de almacenamiento de cartones (magazine), así como los sistemas de desapilamiento, transporte y aplicación de adhesivo, los cuales operan de manera secuencial e integrada. Para la zona de almacenamiento se diseñó un bastidor estructural específico que garantiza la estabilidad y adecuada alimentación del material, mientras que los subsistemas restantes se disponen sobre el bastidor principal de la máquina. El desarrollo del diseño se realizó siguiendo los lineamientos de la metodología VDI 2221, estructurándose en las fases de diseño conceptual y diseño de detalle. En la fase conceptual se definieron los requerimientos funcionales, restricciones de operación y criterios de desempeño, estableciéndose la solución óptima. Posteriormente, en la fase de detalle, se desarrolló la configuración seleccionada mediante la ejecución de cálculos de ingeniería orientados al dimensionamiento, selección y verificación de los componentes y la elaboración de planos. Asimismo, se efectuó la selección y evaluación de los elementos neumáticos y electrónicos requeridos para la operación del sistema, incluyendo el desarrollo de la lógica de control correspondiente. Finalmente, se realizó el análisis de costos del diseño propuesto y la elaboración de los planos de ensamble y despiece de las diferentes secciones y accesorios considerados.

Palabras Clave: CF1, CF2, VDI 2221.

ABSTRACT

This thesis presents the conceptual design and the engineering calculations associated with the first half of a corrugated cardboard box forming machine, with a nominal production capacity of 2,700 boxes per hour. The system has been primarily conceived for the manufacturing of CF1 and CF2 type boxes, commonly used in fruit and vegetable export processes, while maintaining the necessary flexibility to adapt to the production of other formats with similar geometric and dimensional characteristics. This section of the machine comprises the carton storage unit (magazine), as well as the de-stacking, transport, and adhesive application systems, which operate in a sequential and integrated manner. For the storage unit, a specific structural frame was designed to ensure stability and proper material feeding, while the remaining subsystems are mounted on the main machine frame. The design process was carried out following the guidelines of the VDI 2221 methodology, structured into the conceptual design and detailed design phases. In the conceptual phase, the functional requirements, operational constraints, and performance criteria were defined, establishing the optimal solution. Subsequently, in the detailed design phase, the selected configuration was developed through the execution of engineering calculations aimed at the sizing, selection, and verification of components, as well as the preparation of technical drawings. Additionally, the selection and evaluation of the pneumatic and electronic elements required for system operation were performed, including the development of the corresponding control logic. Finally, a cost analysis of the proposed design was conducted, along with the preparation of assembly and part drawings for the different sections and accessories considered.

Keywords: CF1, CF2, VDI 2221.

ÍNDICE

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTOS

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN.....	1
1. MARCO METODOLÓGICO.....	3
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2. OBJETIVOS.....	6
1.2.1. Objetivo general	6
1.2.2. Objetivos específicos.....	6
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	6
1.4. ALCANCES.....	7
1.5. LIMITACIONES.....	7
2. MARCO TEÓRICO	9
2.1. EMBALAJE PARA EXPORTACIÓN	9
2.1.1. Características de los embalajes.....	10
2.1.2. Tipos de materiales empleados	10
2.2. CAJAS DE CARTÓN PARA FRUTAS Y HORTALIZAS	12
2.2.1. Sistema P-84.....	13
2.2.2. Cartón corrugado.....	14
2.3. FORMADORA DE CAJAS.....	16
2.3.1. Sistema de alimentación/Zona de almacenamiento	18
2.3.2. Sistema desapilador.....	19
2.3.3. Sistema de transporte	21
2.3.4. Sistema de aplicación de pegamento.....	22
2.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO VDI 2221	24
2.4.1. Desarrollo del problema	24
2.4.2. Elaboración del concepto	27
2.4.3. Proyectar.....	31
2.4.4. Elaboración de detalles.....	32
2.5. HUMAN-MACHINE INTERFACE (HMI)	32
3. DISEÑO CONCEPTUAL	35
3.1. DESARROLLO DEL PROBLEMA	35
3.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO	38
3.2.1. Abstracción: Black Box	38
3.2.2. Determinación de funciones.....	40
3.2.3. Determinación de procesos tecnológicos	41
3.2.4. Determinar secuencia de operaciones	42
3.2.5. Matriz Morfológica	42
3.2.6. Ponderación de costos	51

4. DISEÑO DE DETALLE.....	55
4.1. PROYECCIÓN	55
4.2. ELABORACIÓN DE DETALLES.....	65
4.2.1. Zona de almacenamiento.....	69
4.2.2. Sistema desapilador.....	141
4.2.3. Sistema de transporte	207
4.2.4. Sistema de aplicación de adhesivo.....	314
4.3. AUTOMATIZACIÓN DE LOS SISTEMAS	333
4.3.1. Sistema de control	333
4.3.2. Componentes neumáticos.....	347
4.3.3. Componentes electrónicos.....	362
4.4. ENSAMBLE FINAL.....	384
5. ANÁLISIS DE COSTOS	388
CONCLUSIONES.....	400
RECOMENDACIONES.....	402
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	406



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	<i>Tipos de embalajes y envases de distintos productos.....</i>	9
Figura 2.2	<i>Cajas para productos frutícolas de distintos materiales.....</i>	11
Figura 2.3	<i>Cajas CF1 y CF2 según norma UNE 137005:2005.....</i>	11
Figura 2.4	<i>Modelo 0771 para caja de cartón según FEFCO.....</i>	13
Figura 2.5	<i>Caja de sistema P-84.....</i>	14
Figura 2.6	<i>Configuraciones de cartón corrugado</i>	15
Figura 2.7	<i>Sistemas de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400</i>	17
Figura 2.8	<i>Magazine de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400.....</i>	19
Figura 2.9	<i>Sistema desapilador de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400.....</i>	20
Figura 2.10	<i>Ventosas planas tipo campana y redonda</i>	20
Figura 2.11	<i>Generadores compactos de vacío.....</i>	21
Figura 2.12	<i>Sistema de transporte de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400</i>	22
Figura 2.13	<i>Presentaciones de pegamento Hot Melt</i>	23
Figura 2.14	<i>Aplicador automático de pegamento Hot Melt</i>	24
Figura 2.15	<i>Black Box según norma VDI 2221</i>	28
Figura 2.16	<i>Ejemplo de Matriz Morfológica</i>	30
Figura 2.17	<i>HMI basada en un panel de botones</i>	33
Figura 2.18	<i>HMI basada en una pantalla táctil.....</i>	33
Figura 3.1	<i>Black Box general de la máquina formadora de cajas</i>	38
Figura 3.2	<i>Black Box específico de los procesos iniciales</i>	39
Figura 3.3	<i>Gráfica de valoración técnica-económica</i>	50
Figura 4.1	<i>Boceto de la máquina completa (vista lateral) – Versión 1</i>	55
Figura 4.2	<i>Boceto inicial de los sistemas iniciales – Versión 2.....</i>	56
Figura 4.3	<i>Vista lateral del boceto inicial de los sistemas iniciales – Versión 2</i>	56
Figura 4.4	<i>Boceto con medidas de los sistemas iniciales – Versión 3.....</i>	57
Figura 4.5	<i>Boceto del sistema desapilador con sist. piñón-cremallera curvo – Versión 3 ..</i>	58
Figura 4.6	<i>Boceto del punto de encuentro con el sistema desapilador – Versión 3</i>	59
Figura 4.7	<i>Boceto del punto de entrega al sistema de conformado – Versión 3</i>	60
Figura 4.8	<i>Modelo en Inventor de los sistemas iniciales – Versión 4</i>	61
Figura 4.9	<i>Boceto de la zona de almacenamiento – Versión 5.....</i>	62
Figura 4.10	<i>Vista de los topes y comparativa con operario – Versión 5.....</i>	62
Figura 4.11	<i>Boceto del bastidor de la zona de almacenamiento – Versión final</i>	63
Figura 4.12	<i>Diseño potencial de la zona de almacenamiento – Versión final</i>	63

Figura 4.13	<i>Diseño potencial del sistema desapilador – Versión final</i>	64
Figura 4.14	<i>Diseño potencial del sistema de transporte – Versión final</i>	65
Figura 4.15	<i>Geometría del cartón corrugado prefabricado</i>	68
Figura 4.16	<i>Orientación del magazine A) Horizontal B) Vertical C) Inclínada</i>	69
Figura 4.17	<i>Proporción humana</i>	76
Figura 4.18	<i>Disposición geométrica del magazine</i>	77
Figura 4.19	<i>Diseño de la estructura del magazine</i>	79
Figura 4.20	<i>Modelo en Inventor del cartón a conformar</i>	81
Figura 4.21	<i>Diagrama de componentes del peso de los cartones</i>	82
Figura 4.22	<i>Carga distribuida transformada a carga puntual</i>	83
Figura 4.23	<i>Diagrama V-M de los perfiles inferiores del magazine</i>	84
Figura 4.24	<i>Perfil transversal superior del magazine</i>	88
Figura 4.25	<i>Diagrama V-M de los topes del magazine</i>	91
Figura 4.26	<i>Simplificación de la estructura del magazine</i>	96
Figura 4.27	<i>Vista frontal de las distancias en el magazine</i>	97
Figura 4.28	<i>Vista lateral de las distancias en el magazine</i>	98
Figura 4.29	<i>Perfil del tubo cuadrado</i>	99
Figura 4.30	<i>Vista lateral de las distancias en el magazine</i>	104
Figura 4.31	<i>Diferencia de altura del corte de los perfiles de apoyo</i>	105
Figura 4.32	<i>Longitudes de los perfiles de apoyo</i>	106
Figura 4.33	<i>Diagrama V-M de los perfiles inclinados del bastidor</i>	109
Figura 4.34	<i>Gráfico de unión de un tope</i>	115
Figura 4.35	<i>Gráfico de unión de un perfil longitudinal inferior</i>	121
Figura 4.36	<i>Gráfico de unión de un perfil vertical con el bastidor</i>	127
Figura 4.37	<i>Gráfico de un par lateral de uniones soldadas del bastidor</i>	134
Figura 4.38	<i>Fuerzas equivalentes en el punto crítico de la soldadura</i>	138
Figura 4.39	<i>Cordones de soldadura en los perfiles inclinados</i>	139
Figura 4.40	<i>Desfase de los cartones almacenados y el sistema de transporte</i>	142
Figura 4.41	<i>Diagrama V-M de la barra de ventosas</i>	146
Figura 4.42	<i>Disposición general del eje del desapilador</i>	148
Figura 4.43	<i>Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema desapilador</i>	149
Figura 4.44	<i>Distribución del momento torsor en el eje del sistema desapilador</i>	153
Figura 4.45	<i>Diagramas de cargas sobre el eje del sistema desapilador</i>	154
Figura 4.46	<i>Diagrama V-M del eje del desapilador en el plano XY</i>	154
Figura 4.47	<i>Diagrama V-M del eje del desapilador en el plano XZ</i>	155

Figura 4.48	<i>Parámetros solicitados por el programa de simulación Festo</i>	163
Figura 4.49	<i>Sistema desapilador subdividido en secciones</i>	164
Figura 4.50	<i>Diagramas de la sol. per. en dirección a la zona de almacenamiento</i>	174
Figura 4.51	<i>Diagramas de la sol. per. en dirección al sistema de transporte</i>	175
Figura 4.52	<i>Vista frontal del sistema desapilador respecto al magazine</i>	176
Figura 4.53	<i>Diagrama de fuerzas en la ventosa crítica (Primer Caso)</i>	177
Figura 4.54	<i>Diagrama de fuerzas en la ventosa crítica (Segundo y Tercer Caso)</i>	178
Figura 4.55	<i>Caso de Carga I: Ventosa vertical, fuerza vertical</i>	179
Figura 4.56	<i>Caso de Carga III: Ventosa vertical, fuerza vertical</i>	179
Figura 4.57	<i>Conjunto de ventosa ESG-80-SS-HD-G</i>	187
Figura 4.58	<i>Distribución del momento torsor en el gorrón de salida</i>	190
Figura 4.59	<i>Diagrama V-M del gorrón del actuador neumático semirrotativo</i>	190
Figura 4.60	<i>Gráfico de unión del gorrón</i>	193
Figura 4.61	<i>Acoplamientos SKF tipo quijada, de araña o de garra</i>	196
Figura 4.62	<i>Boceto de la sección media del elemento de unión</i>	201
Figura 4.63	<i>Vista lateral de la apertura del elemento de unión</i>	202
Figura 4.64	<i>Vista frontal final del elemento de unión</i>	203
Figura 4.65	<i>Vista lateral del elemento de unión</i>	203
Figura 4.66	<i>Tuerca de retención SKF KM</i>	204
Figura 4.67	<i>Arandela de retención SKF MB</i>	204
Figura 4.68	<i>Diagrama de cuerpo libre de la barra de ventosas</i>	205
Figura 4.69	<i>Cordón de soldadura en la barra de ventosas</i>	206
Figura 4.70	<i>Forma general de la cadena de transporte</i>	209
Figura 4.71	<i>Geometría general de la cadena de transporte</i>	210
Figura 4.72	<i>Diagrama de cuerpo libre del cartón trasladado</i>	213
Figura 4.73	<i>Distancia del centro del eslabón y la superficie del acoplamiento K-I</i>	215
Figura 4.74	<i>Acoplamientos tipo K-I para cadena de rodillos</i>	223
Figura 4.75	<i>Acoplamientos tipo SK-I/MI para cadena de rodillos</i>	223
Figura 4.76	<i>Diferencia de altura entre acoplamientos</i>	224
Figura 4.77	<i>Distancia entre acoplamientos K-I</i>	225
Figura 4.78	<i>Clasificación de sprockets</i>	226
Figura 4.79	<i>Sprocket del tensor, ensamblado por tuercas</i>	227
Figura 4.80	<i>Suspensión tipo DR-S para mecanismo tensor</i>	228
Figura 4.81	<i>Tensor Rosta tipo SE/SE-G/SE-W/SE-R</i>	229
Figura 4.82	<i>Partes de una cadena de rodillos</i>	233

Figura 4.83 <i>Forma general del reductor</i>	242
Figura 4.84 <i>Diseño potencial del reductor</i>	244
Figura 4.85 <i>Disposición general del eje conductor del sistema de transporte</i>	256
Figura 4.86 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del sistema de transporte</i>	257
Figura 4.87 <i>Distribución torsional en el eje conductor del sistema de transporte</i>	259
Figura 4.88 <i>Diagramas de cargas sobre el eje conductor del sistema de transporte</i>	260
Figura 4.89 <i>Diagrama V-M del eje conductor en el plano XY</i>	262
Figura 4.90 <i>Diagrama V-M del eje conductor en el plano XZ</i>	263
Figura 4.91 <i>Disposición general del eje conducido del sistema de transporte</i>	270
Figura 4.92 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje conducido del sistema de transporte</i>	271
Figura 4.93 <i>Diagramas de cargas sobre el eje conducido del sistema de transporte</i>	272
Figura 4.94 <i>Diagrama V-M del eje conducido en el plano XY</i>	274
Figura 4.95 <i>Diagrama V-M del eje conducido en el plano XZ</i>	275
Figura 4.96 <i>Disposición general del eje de transmisión del motor</i>	279
Figura 4.97 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión del motor</i>	280
Figura 4.98 <i>Diagramas de cargas sobre el eje de transmisión del motor</i>	281
Figura 4.99 <i>Diagrama V-M del eje de transmisión del motor en el plano XY</i>	283
Figura 4.100 <i>Diagrama V-M del eje de transmisión del motor en el plano XZ</i>	284
Figura 4.101 <i>Secciones de las guías superiores</i>	290
Figura 4.102 <i>Medidas finales de las guías superiores</i>	290
Figura 4.103 <i>Diagrama de cuerpo libre de las guías</i>	291
Figura 4.104 <i>Diagrama V-M del ángulo de una guía inferior en el plano XY</i>	293
Figura 4.105 <i>Acoplamientos SKF tipo muelle</i>	296
Figura 4.106 <i>Diagrama de cuerpo libre de la guía inferior</i>	307
Figura 4.107 <i>Vistas de las fuerzas aplicadas sobre los pernos de las guías</i>	308
Figura 4.108 <i>Vista del cartón de una caja de frutas abierta</i>	316
Figura 4.109 <i>Patrones de aplicación del adhesivo sobre el cartón</i>	317
Figura 4.110 <i>Diseño potencial del sistema de aplicación de pegamento</i>	318
Figura 4.111 <i>Inyectores Nordson de activación neumática</i>	321
Figura 4.112 <i>Inyectores Nordson de activación eléctrica</i>	322
Figura 4.113 <i>Mecanismo de bola con asiento y mecanismo SureBead</i>	324
Figura 4.114 <i>Vista frontal de los inyectores de adhesivo de una máquina Boix Q-2400</i>	325
Figura 4.115 <i>Detalle de las capas de la manguera PureFlow</i>	327
Figura 4.116 <i>Equipo fusor ProBlue Flex</i>	328
Figura 4.117 <i>Contenedor para almacenamiento de adhesivos de 120 litros</i>	329

Figura 4.118	<i>Mordaza de ajuste de un inyector SolidBlue AO/AC.....</i>	331
Figura 4.119	<i>Sujetador RediFlex II.....</i>	332
Figura 4.120	<i>Esquema de entradas y salidas del sistema de control.....</i>	341
Figura 4.121	<i>HMI de los sistemas desapilador, de transporte y aplicación de pegamento .</i>	342
Figura 4.122	<i>Esquema neumático del sistema desapilador</i>	343
Figura 4.123	<i>Diagrama Grafcet del sistema desapilador.....</i>	346
Figura 4.124	<i>Diagrama Ladder del sistema desapilador</i>	346
Figura 4.125	<i>Esquema eléctrico de control del sistema desapilador</i>	347
Figura 4.126	<i>Generador de vacío estándar con forma en T.....</i>	352
Figura 4.127	<i>Conexión del intensificador de presión DPA a la red de aire comprimido</i>	355
Figura 4.128	<i>Componentes neumáticos recomendados para el sistema desapilador</i>	358
Figura 4.129	<i>Racor estándar.....</i>	359
Figura 4.130	<i>Distribuidores múltiples QSLV2-G1/4-10 y QST3-10-8.....</i>	361
Figura 4.131	<i>Opciones de instalación del controlador PLC</i>	364
Figura 4.132	<i>Opciones de rendimiento del sistema</i>	365
Figura 4.133	<i>Opciones de lenguajes de programación</i>	365
Figura 4.134	<i>Opciones de funciones de control de movimiento</i>	366
Figura 4.135	<i>Opciones de arquitecturas del sistema</i>	367
Figura 4.136	<i>Controlador sugerido por la herramienta de selección de Siemens</i>	367
Figura 4.137	<i>Secciones internas de un variador de frecuencia</i>	368
Figura 4.138	<i>Ondas obtenidas en cada sección de un variador de frecuencia</i>	369
Figura 4.139	<i>Maneras de seleccionar un variador SINAMICS</i>	370
Figura 4.140	<i>Tipos de aplicaciones de los sistemas con variadores SINAMICS.....</i>	371
Figura 4.141	<i>Parámetros de funcionamiento del sistema conectado al var. SINAMICS</i>	371
Figura 4.142	<i>Solución propuesta por la aplicación.....</i>	372
Figura 4.143	<i>Datos técnicos del módulo de potencia del variador SINAMICS G120.....</i>	373
Figura 4.144	<i>Datos de comunicación, dimensiones y peso del variador SINAMICS G120 .</i>	374
Figura 4.145	<i>Sensor de proximidad SMT-8M-A-PS-24V-E-2.5-OE</i>	375
Figura 4.146	<i>Pulsadores ZB4BA1, ZB4BA6, ZB4BA8 y XB4BT842</i>	381
Figura 4.147	<i>Luces piloto XB4BVB3, XB4BVB5 y XB4BVB4</i>	382
Figura 4.148	<i>Diferencia entre conexiones de control/señal y de alimentación/poder</i>	383
Figura 4.149	<i>Vistas lateral e isométrica de los sistemas diseñados</i>	385
Figura 4.150	<i>Vista isométrica de la máquina completa.....</i>	386
Figura I.1	<i>Resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie.....</i>	433
Figura I.2	<i>Factor por tamaño.....</i>	434

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	<i>Exportación e importación real en agosto 2025 (variación porcentual)</i>	3
Tabla 1.2	<i>Exportación real, según sector económico, en el periodo de agosto 2025</i>	4
Tabla 1.3	<i>Productos no tradicionales exportados en el periodo de agosto 2025</i>	4
Tabla 2.1	<i>Guía para la redacción de una lista de exigencias</i>	25
Tabla 2.2	<i>Formato para el formulario de la lista de exigencias</i>	27
Tabla 3.1	<i>Lista de exigencias para sistemas iniciales de una formadora de cajas</i>	36
Tabla 3.2	<i>Procesos tecnológicos para las funciones definidas</i>	41
Tabla 3.3	<i>Matriz morfológica de los sistemas iniciales de una formadora de cajas</i>	43
Tabla 3.4	<i>Soluciones posibles en la matriz morfológica</i>	44
Tabla 3.5	<i>Evaluación del sistema de alimentación</i>	45
Tabla 3.6	<i>Evaluación de la zona de almacenamiento</i>	45
Tabla 3.7	<i>Evaluación del sistema de desapilamiento</i>	46
Tabla 3.8	<i>Evaluación del sistema de transporte</i>	46
Tabla 3.9	<i>Evaluación del sistema de aplicación de pegamento</i>	47
Tabla 3.10	<i>Resultados de cada solución</i>	47
Tabla 3.11	<i>Puntuaciones de criterios técnicos</i>	48
Tabla 3.12	<i>Puntuaciones de criterios económicos</i>	49
Tabla 3.13	<i>Resultados finales de criterios técnicos</i>	49
Tabla 3.14	<i>Resultados finales de criterios económicos</i>	50
Tabla 3.15	<i>Proforma de máquina Boix Q-2400</i>	51
Tabla 3.16	<i>Costos ponderados de los sistemas</i>	53
Tabla 4.1	<i>Comparativa de disposiciones para el magazine</i>	72
Tabla 4.2	<i>Pesos de perfiles y topes del magazine</i>	94
Tabla 4.3	<i>Dimensiones para agujeros ciegos roscados</i>	120
Tabla 4.4	<i>Fuerza aplicada a una soldadura de acuerdo con el tipo de carga</i>	135
Tabla 4.5	<i>Diámetros recomendados del eje del sistema desapilador</i>	159
Tabla 4.6	<i>Secciones del sistema desapilador</i>	164
Tabla 4.7	<i>Momento de giro de actuadores DRRD a 10 bares</i>	172
Tabla 4.8	<i>Solución personalizada en dirección a la zona de almacenamiento</i>	173
Tabla 4.9	<i>Solución personalizada en dirección al sistema de transporte</i>	173
Tabla 4.10	<i>Dimensiones de chavetas y canales chaveteros según DIN 6885-1 (A) 2021</i> ..	199
Tabla 4.11	<i>Valores de diseño de la cadena de transporte</i>	235
Tabla 4.12	<i>Comparación de motores eléctricos</i>	238

Tabla 4.13	<i>Velocidades de motor de CA para corriente de 60 Hz</i>	240
Tabla 4.14	<i>Valores de diseño de la cadena de transporte</i>	254
Tabla 4.15	<i>Diámetros recomendados del eje conductor del sistema de transporte</i>	267
Tabla 4.16	<i>Diámetros recomendados del eje conducido del sistema de transporte</i>	277
Tabla 4.17	<i>Diámetros recomendados del eje de transmisión del motor</i>	287
Tabla 4.18	<i>Enlaces de conexión estándar</i>	297
Tabla 4.19	<i>Elementos Nordson del sistema de aplicación de pegamento</i>	330
Tabla 4.20	<i>Estados principales del sistema de control</i>	335
Tabla 4.21	<i>Estados secundarios del sistema de control</i>	336
Tabla 4.22	<i>Señales de entrada del sistema de control</i>	338
Tabla 4.23	<i>Señales de salida del sistema de control</i>	340
Tabla 4.24	<i>Acciones de cada estado de control del sistema desapilador</i>	345
Tabla 4.25	<i>Datos técnicos de compresores</i>	350
Tabla 4.26	<i>Especificaciones técnicas generales de generadores de vacío estándar</i>	353
Tabla 4.27	<i>Válvulas distribuidoras</i>	357
Tabla 4.28	<i>Racores de entrada y salida de los componentes neumáticos</i>	360
Tabla 4.29	<i>Selección de los sensores de las señales MAGAZINE e INY</i>	376
Tabla 4.30	<i>Opciones de sensores fotoeléctricos de la marca Allen-Bradley</i>	377
Tabla 4.31	<i>Selección de los sensores de las señales CADENA_1 y CADENA_2</i>	378
Tabla 4.32	<i>Detalles del sensor Allen-Bradley de final de carrera de propósito general</i>	379
Tabla 4.33	<i>Selección de la palanca de operación para un sensor 802T</i>	380
Tabla 5.1	<i>Presupuesto de estructuras (Febrero 2026)</i>	389
Tabla 5.2	<i>Presupuesto de equipos mecánicos/neumáticos (Febrero 2026)</i>	391
Tabla 5.3	<i>Presupuesto de equipos eléctricos/electrónicos (Febrero 2026)</i>	396
Tabla 5.4	<i>Presupuesto total del trabajo</i>	398
Tabla C.1	<i>Propiedades mecánicas promedio para materiales de ingeniería típicos</i>	424
Tabla C.2	<i>Propiedades mecánicas promedio del Aluminio 6060-T66</i>	424
Tabla E.1	<i>Especificaciones métricas para pernos y tornillos</i>	426
Tabla E.2	<i>Áreas de esfuerzos de roscas métricas preferibles</i>	427
Tabla E.3	<i>Clases de coeficientes de fricción de acuerdo con el material y lubricación</i>	428
Tabla E.4	<i>Fuerza y momento de ajuste para pernos y tornillos métricos</i>	428
Tabla E.5	<i>Factores de ajuste de acuerdo con el método y procedimiento de ajuste</i>	429
Tabla I.1	<i>Factores de confiabilidad aproximada CR</i>	433
Tabla I.2	<i>Factores de tamaño</i>	434
Tabla J.1	<i>Rodamiento SKF de bolas 61804</i>	435

Tabla J.2	<i>Rodamiento SKF de bolas 6211</i>	437
Tabla J.3	<i>Rodamiento SKF de bolas 6010</i>	439
Tabla J.4	<i>Rodamiento SKF de bolas 6308</i>	441
Tabla J.5	<i>Rodamiento SKF de bolas con sellos o placas de protección 6307-2Z.....</i>	443
Tabla J.6	<i>Rodamiento SKF de bolas 61907</i>	445
Tabla L.1	<i>Simulación del giro hacia la zona de almacenamiento</i>	448
Tabla L.2	<i>Simulación del giro hacia el sistema de transporte</i>	449
Tabla M.1	<i>Especificaciones técnicas generales.....</i>	450
Tabla M.2	<i>Condiciones de funcionamiento y del entorno</i>	450
Tabla M.3	<i>Fuerzas y momentos de giro</i>	451
Tabla M.4	<i>Ángulos de giro.....</i>	451
Tabla N.1	<i>Especificaciones técnicas generales de ventosas ESS-80-SS.....</i>	452
Tabla N.2	<i>Especificaciones técnicas generales de soporte para ventosa ESH-HD-5-G ..</i>	452
Tabla N.3	<i>Especificaciones técnicas generales de racores QS-G1/8-8</i>	452
Tabla O.1	<i>Especificaciones técnicas del acoplamiento PHE L090.....</i>	453
Tabla O.2	<i>Especificaciones del cubo metálico PHE L090-18MM.....</i>	453
Tabla O.3	<i>Especificaciones técnicas del inserto elastomérico de hytrel PHE L090HL ...</i>	454
Tabla Q.1	<i>Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 4</i>	455
Tabla Q.2	<i>Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 8</i>	456
Tabla Q.3	<i>Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 10</i>	457
Tabla R.1	<i>Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 4</i>	458
Tabla R.2	<i>Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 8</i>	459
Tabla R.3	<i>Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 10</i>	460
Tabla U.1	<i>Dimensiones de cadena con acoplamiento tipo A-1 y K-1</i>	462
Tabla U.2	<i>Dimensiones de cadena con acoplamiento tipo SA-1/M1 y SK-1/M1</i>	462
Tabla V.1	<i>Sprockets ANSI simplex con agujero guía.....</i>	463
Tabla V.2	<i>Sprockets ANSI simplex con cubo cónico para casquillo cónico</i>	463
Tabla W.1	<i>Descripción de tipos de tensores</i>	464
Tabla W.2	<i>Dimensiones de tensores SE/SE-G/SE-W y SE-R.....</i>	464
Tabla W.3	<i>Sprockets de tensores Rosta</i>	465
Tabla W.4	<i>Dimensiones y características de los conectores de sprockets de tensores</i>	465
Tabla X.1	<i>Capacidad en HP de una cadena simple de rodillos ANSI 100</i>	466
Tabla X.2	<i>Capacidad en HP de una cadena simple de rodillos ANSI 80</i>	466
Tabla NN.1	<i>Dimensiones del distribuidor múltiple QSLV2 con rosca G</i>	498
Tabla NN.2	<i>Dimensiones del distribuidor múltiple QST3 reductor</i>	498

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A:	Lista de exigencias general para una máquina formadora de cajas	421
Anexo B:	Valores de coeficientes de fricción estática para superficies secas	424
Anexo C:	Propiedades mecánicas promedio de materiales de ingeniería	424
Anexo D:	Propiedades geométricas de elementos de área	425
Anexo E:	Propiedades mecánicas métricas de pernos y tornillos	426
Anexo F:	Medidas estándar de pasadores de horquilla sin cabeza ISO 2340.....	430
Anexo G:	Factores geométricos para el análisis de soldaduras	431
Anexo H:	Propiedades de diseño para aceros al carbón y aleados	432
Anexo I:	Factores para el diseño de ejes.....	433
Anexo J:	Rodamientos SKF	435
Anexo K:	Momentos de inercia de masa de formas geométricas comunes	447
Anexo L:	Resultados de la simulación del actuador semirrotativo	448
Anexo M:	Hoja de datos de actuadores neumáticos giratorios DRRD-16 ... 63.....	450
Anexo N:	Propiedades del conjunto de ventosas de extracción ESG-80-SS-HD-G	452
Anexo O:	Propiedades técnicas de las partes del acoplamiento PHE L090	453
Anexo P:	Propiedades técnicas de casquillos cónicos SKF	454
Anexo Q:	Tuercas de fijación SKF	455
Anexo R:	Arandelas de fijación SKF	458
Anexo S:	Factores de servicio para transmisiones por cadenas.....	461
Anexo T:	Dimensiones de cadenas de rodillos	461
Anexo U:	Dimensiones de cadenas de rodillos con acoplamientos	462
Anexo V:	Propiedades técnicas de sprockets SKF	463
Anexo W:	Tensores Rosta	464
Anexo X:	Capacidades en HP de cadenas simples de rodillos ANSI	466
Anexo Y:	Motor WEG WW22 High Efficiency 40 HP 6P 364/5T 3F 230/460 V 60 Hz IC411 - TEFC - Con pies	467
Anexo Z:	Propiedades técnicas del acoplamiento 1070 TGH.....	472
Anexo AA:	Inyector de adhesivo SolidBlue AO/AC	473
Anexo BB:	Mangueras PureFlow	475
Anexo CC:	Equipo fusor ProBlue Flex.....	477
Anexo DD:	Kit del contenedor para almacenamiento de adhesivos	486
Anexo EE:	Esquema eléctrico de control	488
Anexo FF:	Compresores de tornillo rotativo con inyección de aceite 2-7 kW / 3-10 HP .	490
Anexo GG:	Hoja de datos de la unidad de mantenimiento combinada MSB4-1/4:C3J1F3M1-WP	492
Anexo HH:	Hoja de datos del generador de vacío VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-RQ2	493
Anexo II:	Hoja de datos del intensificador de presión DPA-40-10.....	494
Anexo JJ:	Hoja de datos de la válvula de palanca manual H-3-1/4-B.....	495
Anexo KK:	Hoja de datos de la válvula solenoide VSNC-F-B52-D-G14-F8.....	495

Anexo LL: Hoja de datos de la válvula solenoide VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S.....	496
Anexo MM: Hoja de datos de la válvula de estrangulación y antirretorno VFOE-LE-T-G14-Q10.....	497
Anexo NN: Hoja de datos de distribuidores múltiples QS.....	498
Anexo OO: Hoja del variador de frecuencia SINAMICS G120	499
Anexo PP: Hoja de datos de sensores de proximidad SMT-8M-A para ranura en T	500
Anexo QQ: Diagrama de flujo de selección de sensores.....	502
Anexo RR: Hoja de datos del sensor 42CA	504
Anexo SS: Hoja de datos del sensor 802T	504
Anexo TT: Hoja de datos de palancas operativas de estilo NEMA	505
Anexo UU: Ficha técnica de los pulsadores ZB4BA1	505
Anexo VV: Ficha técnica del pulsador XB4BT842	507
Anexo WW: Ficha técnica de la luz piloto XB4BVB3.....	510
Anexo XX: Lista de planos	512



ABREVIATURAS

Act. nm. rt.	Actuador neumático rotatorio
ANSI	American National Standards Institute (Instituto Nacional Estadounidense de Estándares)
CF	Common Footprint (Estándar europeo para apilado de cajas para frutas y vegetales)
CF1	Variante 1 del formato Common Footprint
CF2	Variante 2 del formato Common Footprint
Com.	Comisionado
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto de Estandarización Alemán)
Eq.	Equipo
EVA	Ethylene Vinyl Acetate (Etilvinilacetato)
FEFCO	Fédération Européenne des Fabricants de Carton Ondule (Federación Europea de Fabricantes de Cartón Corrugado)
FRL	Filtro, Regulador y Lubricador
F.S.	Factor de Seguridad
GSM	Grams per square meter (Gramos por metro cuadrado)
HH	Horas Hombre
HMI	Human-Machine Interface (Interfaz de usuario)
IEC	International Electrotechnical Commission (Comisión Electrotécnica Internacional)
INEI	Instituto Nacional de Estadística e Informática
Inten.	Intensificador
ISO	Organization for Standardization (Organización Internacional de Estandarización)
Mat.	Material
MINCETUR	Ministerio de Comercio Exterior y Turismo
Mnf.	Manufactura
MOD	Melt on demand (Fusión bajo demanda)
MUSD	Millones de dólares estadounidenses

PLC	Programmable Logic Controller (Controlador Lógico Programable)
Qty.	Cantidad
S.I.	Système international d'unités (Sistema Internacional de Unidades)
Sist.	Sistema
Sol. Per.	Solución personalizada
S/.	Sol peruano
Und.	Unidad
UNE	Asociación Española de Normalización
US\$ - USD	Dólares estadounidenses
Val_Con	Válvulas de control
Val_Est_Ant	Válvula de estrangulación y antirretorno
Var.	Variador
VDI	Verein Deutscher Ingenieure (Asociación de Ingenieros Alemanes)

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{cartón}$	Área superficial de un cartón prefabricado	$[m^2]$
$A_{p.apoyo}$	Área transversal del perfil de apoyo del bastidor del magazine	$[m^2]$
A_s	Área de esfuerzo del perno	$[mm^2]$
A_w	Área de efecto del cordón de soldadura	$[mm^2]$
$\bar{a}$	Aceleración media	$[m/s^2]$
a_c	Aceleración de los cartones	$[m/s^2]$
$a_{des.}$	Aceleración del sistema desapilador perpendicular al plano de acción	$[m/s^2]$
$ancho_{arandela}$	Ancho de una arandela	$[mm]$
$ancho_{p.long.}$	Ancho del perfil longitudinal del magazine	$[m]$ o $[mm]$
$ancho_{tuerca}$	Ancho de una tuerca	$[m]$ o $[mm]$
$ancho_{p.trans.}$	Ancho del perfil transversal del magazine	$[m]$ o $[mm]$
$ancho_{p.vert.}$	Ancho del perfil vertical del magazine	$[m]$ o $[mm]$
$ancho_{tope}$	Ancho de un tope del magazine	$[m]$ o $[mm]$
C_m	Factor de material	(adimensional)
C_R	Factor de confiabilidad	(adimensional)
C_s	Factor de tamaño	(adimensional)
C_{st}	Factor de tipo de esfuerzo	(adimensional)
$c_{sold.h}$	Distancia horizontal del punto crítico del cordón de soldadura a la línea central de los cordones de soldadura	$[m]$ o $[mm]$
$c_{sold.v}$	Distancia vertical del punto crítico del cordón de soldadura a la línea central de los cordones de soldadura	$[m]$ o $[mm]$
$d_{c\ 1-2}$	Distancia entre los centros del sprocket conductor y el conducido	$[pasos]$ o $[mm]$ o $[pulgadas]$
$d_{c\ 1-3}$	Distancia entre los centros del sprocket conductor y el tensor	$[pasos]$ o $[mm]$ o $[pulgadas]$
$d_{c\ 2-3}$	Distancia entre los centros del sprocket conducido y el tensor	$[pasos]$ o $[mm]$ o $[pulgadas]$

$d_{d.a.p.apoyo.}$	Diferencia de alturas provocada por el corte en cada perfil de apoyo del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$d_{f.h.}$	Distancia frontal horizontal del plano central del magazine al plano central del perfil de apoyo del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$d_{h.c.s.i.}$	Proyección horizontal de la cara del perfil de soporte inclinado del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$d_{l.h.1}$	Distancia lateral horizontal del plano central del magazine al plano central del perfil de apoyo posterior del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$d_{l.h.2}$	Distancia lateral horizontal del plano central del magazine al plano central del perfil de apoyo anterior del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$d_{\min.borde}$	Distancia mínima del punto medio de un perno al borde de la superficie	[mm]
$d_{\min.pernos}$	Distancia mínima entre los puntos medios de los pernos	[mm]
$d_{pasador}$	Diámetro del pasador	[m] o [mm]
$e_{p.bast.}$	Espesor del perfil del bastidor del magazine	[m] o [mm]
F_{Ay}	Componente en el eje Y de la fuerza aplicada en el punto A de un eje	[N] o [lbf]
F_{Az}	Componente en el eje Z de la fuerza aplicada en el punto A de un eje	[N] o [lbf]
F_{Ajuste}	Fuerza de ajuste elegida para pernos	[kN]
$F_{Ajuste\ máx.}$	Fuerza de ajuste máxima para pernos	[kN]
$F_{Ajuste\ mín.}$	Fuerza de ajuste mínima para pernos	[kN]
F_{By}	Componente en el eje Y de la fuerza aplicada en el punto B de un eje	[N] o [lbf]
F_{Bz}	Componente en el eje Z de la fuerza aplicada en el punto B de un eje	[N] o [lbf]
F_{Cy}	Componente en el eje Y de la fuerza aplicada en el punto C de un eje	[N] o [lbf]

F_{C_z}	Componente en el eje Z de la fuerza aplicada en el punto C de un eje	[N] o [lbf]
F_{D_y}	Componente en el eje Y de la fuerza aplicada en el punto D de un eje	[N] o [lbf]
F_{D_z}	Componente en el eje Z de la fuerza aplicada en el punto D de un eje	[N] o [lbf]
$F_{d.p.inclinado}$	Carga distribuida del magazine sobre una sección de unión en el perfil inclinado del bastidor del magazine	[N/m]
F_{E_y}	Componente en el eje Y de la fuerza aplicada en el punto E de un eje	[N] o [lbf]
F_{E_z}	Componente en el eje Z de la fuerza aplicada en el punto E de un eje	[N] o [lbf]
F_e	Carga equivalente aplicada	[N] o [kN]
F_{fk}	Fuerza de fricción dinámica	[N]
F_{fs}	Fuerza de fricción estática	[N]
F_n'	Componente perpendicular de la fuerza normal de un cartón sobre una ventosa de extracción a la superficie de contacto del cartón con la ventosa de extracción	[N] o [kN]
F_n''	Componente paralela de la fuerza normal de un cartón sobre una ventosa de extracción a la superficie de contacto del cartón con la ventosa de extracción	[N] o [kN]
$F_{p.apoyo}$	Carga del magazine sobre un perfil de apoyo del bastidor del magazine	[N] o [kN]
$F_{p.inclinado}$	Carga del magazine sobre un punto de unión en el perfil inclinado del bastidor del magazine	[N] o [kN]
F_s	Carga de corte directa en el perno	[N] o [kN]
F_{si}	Carga de corte indirecta en el perno	[N] o [kN]
F_{sT}	Carga de corte resultante	[N] o [kN]

F_T	Fuerza tangencial aplicada sobre la ventosa más lejana al eje del sistema desapilador	[N] o [kN]
F_{TH}	Fuerza de retención teórica	[N] o [kN]
F_{TH}'	Componente perpendicular de la fuerza de retención teórica a la superficie de contacto del cartón con la ventosa de extracción	[N] o [kN]
F_{TH}''	Componente paralela de la fuerza de retención teórica a la superficie de contacto del cartón con la ventosa de extracción	[N] o [kN]
F_t	Carga de tracción directa en el perno	[N] o [kN]
F_{ti}	Carga de tracción indirecta en el perno	[N] o [kN]
F_{tT}	Carga de tracción resultante	[N] o [kN]
F_v	Fuerza del conjunto de la ventosa sobre la barra de ventosas	[N] o [kN]
f	Frecuencia de trabajo	[cajas/hora]
f_{bv_x}	Carga cortante horizontal producida por las fuerzas en la barra de ventosas sobre los cordones de soldadura de la barra de ventosas con el conjunto de unión	[N/m]
f_{bv_y}	Carga cortante vertical producida por las fuerzas en la barra de ventosas sobre los cordones de soldadura de la barra de ventosas con el conjunto de unión	[N/m]
f_{e_x}	Carga equivalente en el eje x de los cordones de soldadura	[N/m]
f_{e_y}	Carga equivalente en el eje y de los cordones de soldadura	[N/m]
f_{e_z}	Carga equivalente en el eje z de los cordones de soldadura	[N/m]
f_{eT}	Carga equivalente total sobre los cordones de soldadura	[N/m]
$f_{minutos}$	Frecuencia de trabajo en minutos	[cajas/minutos]

f_{RM}	Carga de flexión producida por las fuerzas en la barra de ventosas sobre los cordones de soldadura de la barra de ventosas con el conjunto de unión	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}'_1}$	Carga cortante vertical directa producida por la fuerza $W_{m.lat.}'$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}''_2}$	Carga de flexión producida por la fuerza $W_{m.lat.}''$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}'_{3h}}$	Carga de torsión horizontal (eje x) producida por la fuerza $W_{m.lat.}'$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}'_{3v}}$	Carga de torsión vertical (eje y) producida por la fuerza $W_{m.lat.}'$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}''_1}$	Carga cortante vertical directa producida por la fuerza $W_{m.lat.}''$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}''_2}$	Primera carga de flexión producida por la fuerza $W_{m.lat.}''$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
$f_{W_{m.lat.}''_3}$	Segunda carga de flexión producida por la fuerza $W_{m.lat.}''$ sobre los cordones de soldadura del bastidor del magazine	[N/m]
g	Aceleración de la gravedad	[m/s ²] o [ft/s ²]
g'	Componente perpendicular de la aceleración de la gravedad a la superficie de contacto de los cartones con las ventosas de extracción	[m/s ²] o [ft/s ²]
g''	Componente paralela de la aceleración de la gravedad a la superficie de contacto de los cartones con las ventosas de extracción	[m/s ²] o [ft/s ²]

h_{CTmin}	Altura del punto más bajo del recorrido de la cadena de transporte	[mm]
I	Momento de inercia	[m ⁴] o [mm ⁴]
$I_{p.bast.}$	Momento de inercia del perfil del bastidor del magazine	[m ⁴] o [mm ⁴]
L_{cadena}	Longitud de la cadena de transmisión	[pasos] o [mm]
$L_{magazine}$	Longitud del magazine	[m] o [mm]
$L_{p.trans inf.}$	Longitud del perfil transversal inferior del magazine	[m] o [mm]
$L_{p.trans.sup.}$	Longitud del perfil transversal superior del magazine	[m] o [mm]
$L_{p.u.lat.}$	Longitud del perfil de unión lateral del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$L_{p.u.trans.}$	Longitud del perfil de unión transversal del bastidor del magazine	[m] o [mm]
$L_{p.vert.}$	Longitud del perfil vertical del magazine	[m] o [mm]
$L_{per.min}$	Longitud mínima de un perno	[mm]
L_{tope}	Longitud un tope del magazine	[m] o [mm]
$l_{ant.p.a.ant.}$	Longitud anterior del perfil de apoyo anterior del bastidor del magazine	[mm]
$l_{ant.p.a.post.}$	Longitud anterior del perfil de apoyo posterior del bastidor del magazine	[mm]
l_{CT}	Longitud del recorrido de la cadena de transporte	[mm]
l_{CTmax}	Longitud máxima del recorrido de la cadena de transporte	[mm]
l_{CTmin}	Longitud mínima del recorrido de la cadena de transporte	[mm]
l_{CTop}	Longitud opcional del recorrido de la cadena de transporte	[mm]
$l_{p.bast.}$	Longitud del lado del perfil del bastidor del magazine	[m] o [mm]

$l_{post.p.a.ant.}$	Longitud posterior del perfil de apoyo anterior del bastidor del magazine	[mm]
$l_{post.p.a.post.}$	Longitud posterior del perfil de apoyo posterior del bastidor del magazine	[mm]
M	Momento flector	[N · m] o [kN · m]
M_{Ajuste}	Momento de ajuste elegido para pernos	[N · m]
$M_{Ajuste\ máx.}$	Momento de ajuste máximo para pernos	[N · m]
$M_{f.p.apoyo}$	Momento frontal en el perfil de apoyo del bastidor del magazine	[N · m] o [kN · m]
$M_{l.p.apoyo.1}$	Momento lateral en el perfil de apoyo posterior del bastidor del magazine	[N · m] o [kN · m]
$M_{l.p.apoyo.2}$	Momento lateral en el perfil de apoyo anterior del bastidor del magazine	[N · m] o [kN · m]
$M_{máx}$	Momento flector máximo	[N · m] o [kN · m]
$M_{p.inclinado}$	Momento sobre un punto de unión en el perfil inclinado del bastidor del magazine	[N · m] o [kN · m]
m_{ac}	Masa del acoplamiento	[kg]
m_{buje}	Masa del buje Taper Lock	[kg]
m_{bv}	Masa de la barra de ventosas	[kg]
$m_{cartón}$	Masa de un cartón prefabricado	[kg]
$m_{cartones}$	Masa máxima de cartones prefabricados (255 cartones)	[kg]
m_{eu}	Masa del elemento de unión	[kg]
m_v	Masa del conjunto de una ventosa de extracción	[kg]
N_c	Fuerza normal producida por los cartones	[N] o [lbf]
N_{c1}	Fuerza normal producida por un cartón	[N] o [lbf]
N_{c1}'	Fuerza normal producida por un cartón sobre un solo apoyo	[N] o [lbf]
$p_{agujero}$	Profundidad de un agujero roscado con diámetro completo	[mm]
p_{hilo}	Profundidad de hilo para un agujero ciego roscado	[mm]

$p_{hilo\ total}$	Profundidad total de hilo para un agujero ciego roscado (considerando todos los perfiles que atraviesa)	[mm]
$Q_{p.bast.}$	Sumatoria de $\bar{y}'A'$ de la sección transversal del perfil del bastidor del magazine	[m ³]
S1	Solución 1 de la matriz morfológica	(adimensional)
S2	Solución 2 de la matriz morfológica	(adimensional)
S3	Solución 3 de la matriz morfológica	(adimensional)
s_n	Resistencia a la fatiga	[ksi]
s'_n	Resistencia a la fatiga real estimada	[ksi]
T	Periodo de trabajo	[horas/caja]
$T_{eje\ transmisión}$	Par torsional en el eje de transmisión del motor	[N · m] o [lb · pulg]
T_R	Tensión en la cadena del reductor	[N] o [kN]
T_T	Tensión en una cadena del sistema de transporte	[N] o [kN]
V	Fuerza cortante	[N] o [kN]
V_{bv}	Volumen de la barra de ventosas	[m ³]
$V_{máx}$	Fuerza cortante máxima	[N] o [kN]
V_{tope}	Volumen de un tope del magazine	[m ³]
v	Velocidad	[m/s] o [ft/s]
W_{ac}	Peso del acoplamiento	[N] o [kN]
W_{bv}	Peso de la barra de ventosas	[N] o [kN]
W_{CR}	Peso de la cadena del reductor	[N] o [kN]
W_{CT}	Peso de una cadena del sistema de transporte	[N] o [kN]
W_c	Peso de la máxima capacidad de cartones	[N] o [kN]
W'_c	Componente perpendicular del peso máximo de cartones a la superficie de contacto con el perfil longitudinal inferior	[N] o [kN]
W''_c	Componente paralela del peso máximo de cartones a la superficie de contacto con el perfil longitudinal inferior	[N] o [kN]
W_{c1}	Peso de un cartón	[N] o [kN]

W_{c1}'	Componente perpendicular del peso de un cartón a la superficie de contacto del cartón con la superficie	[N] o [kN]
W_{c1}''	Componente paralela del peso de un cartón a la superficie de contacto del cartón con la superficie de la guía	[N] o [kN]
$W_{c.guía}$	Fracción del peso de un cartón aplicada sobre una guía inferior	[N] o [kN]
$W_{c.guía x}$	Componente paralela de la fracción del peso de un cartón aplicado sobre una guía inferior a la superficie de contacto del cartón con las guías inferiores	[N] o [kN]
$W_{c.guía y}$	Componente perpendicular de la fracción del peso de un cartón aplicado sobre una guía inferior a la superficie de contacto del cartón con las guías inferiores	[N] o [kN]
$W_{c.p.long.inf.}$	Carga del peso de los cartones sobre uno de los perfiles longitudinales inferiores	[N] o [kN]
$W_{c.tope}$	Fracción del peso máximo de cartones aplicada sobre un tope del magazine	[N] o [kN]
W_{cu}	Peso del conjunto de unión	[N] o [kN]
W_e	Peso de la estructura del magazine	[N] o [kN]
$W_{guía inf.}$	Peso de una guía inferior	[N] o [kN]
$W_{guía inf. x}$	Componente paralela del peso de una guía inferior a la superficie de contacto del cartón con las guías inferiores	[N] o [kN]
$W_{guía inf. y}$	Componente perpendicular del peso de una guía inferior a la superficie de contacto del cartón con las guías inferiores	[N] o [kN]
$W_{guía sup.}$	Peso de una guía superior	[N] o [kN]
W_m	Peso del magazine (estructura y cartones)	[N] o [kN]
$W_{m.lat.}$	Carga aplicada a un par de cordones de soldadura en el bastidor del magazine	[N] o [kN]

$W_{m.lat.}'$	Componente horizontal de la carga aplicada a un par de cordones de soldadura en el bastidor del magazine	$[N]$ o $[kN]$
$W_{m.lat.}''$	Componente vertical de la carga aplicada a un par de cordones de soldadura en el bastidor del magazine	$[N]$ o $[kN]$
$W_{m.sup.}$	Peso de la sección superior del magazine	$[N]$ o $[kN]$
W_{SR}	Peso del sprocket conducido del reductor	$[N]$ o $[kN]$
W_{ST}	Peso del sprocket del sistema de transporte	$[N]$ o $[kN]$
W_{tope}	Peso de un tope del magazine	$[N]$ o $[kN]$
W_v	Peso del conjunto de una ventosa de extracción	$[N]$ o $[kN]$
w_c	Carga distribuida de los cartones sobre un tope del magazine	$[N/m]$
w_c'	Carga distribuida vertical de los cartones sobre el perfil transversal inferior del magazine	$[N/m]$
w_c''	Carga distribuida horizontal de los cartones sobre un tope del magazine	$[N/m]$
w_{c1g}'	Componente perpendicular de la fracción del peso distribuido de un cartón sobre la superficie de una guía a la superficie de contacto del cartón con dicha guía	$[N]$ o $[kN]$
α	Ángulo de inclinación del sistema de transporte	$[\circ]$ o $[radianes]$
α_A	Factor de ajuste	(adimensional)
β	Ángulo de desfase entre las cargas de corte en los pernos	$[\circ]$ o $[radianes]$
γ	Ángulo de desfase entre el radio de acción del punto crítico de la ventosa crítica y la línea paralela a la barra de ventosas	$[\circ]$ o $[radianes]$
Δd	Diferencial de distancia	$[m]$ o $[mm]$
Δt	Diferencial de tiempo	$[s]$

θ_{des}	Ángulo de inclinación del sistema desapilador	[°] o [radianes]
θ_{mag}	Ángulo de inclinación del magazine	[°] o [radianes]
μ_k	Coefficiente de fricción dinámica	(adimensional)
μ_s	Coefficiente de fricción estática	(adimensional)
$\rho_{6060-T66}$	Densidad del Aluminio 6060-T66	[kg/m ³]
$\rho_{AISI-SAE 1020}$	Densidad del Acero AISI-SAE 1020	[kg/m ³]
$\sigma_{F.p.apoyo}$	Esfuerzo normal producido por la carga axial sobre el perfil de apoyo del bastidor del magazine	[MPa]
$\sigma_{M_{f.p.apoyo}}$	Esfuerzo flexionante producido por el momento frontal sobre el perfil de apoyo del bastidor del magazine	[MPa]
$\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}}$	Esfuerzo flexionante producido por el momento lateral sobre el perfil de apoyo posterior del bastidor del magazine	[MPa]
$\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}}$	Esfuerzo flexionante producido por el momento lateral sobre el perfil de apoyo anterior del bastidor del magazine	[MPa]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo normal máximo producido por un momento flector en el punto más alejado del área del perfil	[MPa]
$\sigma_{p.bast.m\acute{a}x}$	Máximo esfuerzo normal producido por un momento flector en el área transversal del perfil del bastidor del magazine	[MPa]
σ_{perm}	Esfuerzo de flexión máximo permitido	[MPa]
σ_{ult}	Esfuerzo último de flexión permitido	[MPa]
$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo permitido	[MPa]
$\tau_{p.bast.m\acute{a}x}$	Máximo esfuerzo cortante producido por una fuerza cortante en el área transversal del perfil del bastidor del magazine	[MPa]
τ_{perm}	Esfuerzo cortante máximo permitido	[MPa]
ϕ_s	Ángulo de fricción estática	[°] o [radianes]

INTRODUCCIÓN

La producción de frutas y verduras del Perú ha aumentado en los últimos años, y para exportar estos productos es necesario utilizar cajas estandarizadas de acuerdo con leyes internacionales. Este trabajo de tesis presenta el diseño de la primera mitad de una máquina formadora de cajas de cartón corrugado con una capacidad de 2 700 cajas por hora, con la que se busca facilitar este tipo de cajas a los exportadores del Perú.

El capítulo 1 consolida el marco metodológico a través de la definición del problema, los objetivos de este trabajo y la justificación, alcances y limitaciones que se consideraron.

El capítulo 2 consiste en los fundamentos teóricos necesarios para realizar el diseño conceptual y de detalle de la primera mitad de la máquina formadora.

El capítulo 3 abarca el diseño conceptual de las secciones diseñadas. Se empieza con el desarrollo del problema definido en el marco metodológico y se procede a elaborar el concepto del conjunto de secciones.

En el capítulo 4 se procedió a evaluar el diseño de detalles, empezando con la proyección de los sistemas a través de bocetos iniciales y continuando con la elaboración de detalles y cálculos de ingeniería de la zona de almacenamiento, sistema desapilador, sistema de transporte y sistema de aplicación de pegamento. Se continuó con el diseño de una solución automatizada para los sistemas, y se culminó con el ensamble final.

Finalmente, el capítulo 5 presenta el análisis de costos realizado para determinar el presupuesto necesario para la fabricación de esta parte de la máquina.



CAPÍTULO I

MARCO METODOLÓGICO

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Durante el año 2025, el Perú presentó un crecimiento en sus exportaciones de productos no tradicionales. Estos productos se dividen en los sectores agropecuario, textil, pesquero, químico, metalmecánico, siderometalúrgico y minería no metálica de acuerdo con el informe “Evolución de las Exportaciones e Importaciones Agosto 2025” del INEI (Instituto Nacional de Estadística e Informática, 2025).

Estos productos experimentaron un crecimiento porcentual del 8.8 % en el mes de agosto del 2025 con respecto al mismo mes el 2024 y un incremento del 13.2 % en el periodo de enero-agosto del 2025 con respecto al mismo periodo en el año 2024 (Tabla 1.1).

Tabla 1.1

Exportación e importación real en agosto 2025 (variación porcentual)

Concepto	Real				Nominal		Precios FOB	
	Ago.25/ Ago.24		Ene-Ago.25/ Ene-Ago.24		Set.24- Ago.25/ Set.23- Ago.24		Ago.25/ Ago.24	
Exportación	22.1	12.4	10.1	28.6	18.7	18.3	5.3	5.7
I Productos tradicionales	27.1	12.0	8.3	33.6	18.9	18.2	5.1	6.2
II Productos no tradicionales	8.8	13.2	14.5	13.9	18.1	18.6	4.7	4.4
Importación (Uso y destino)	8.3	15.9	14.5	5.8	11.8	10.2	-2.3	-3.5
I Bienes de consumo	15.7	19.3	17.8	13.1	17.0	16.0	-2.2	-1.9
II Materias Primas y Productos Intermedios	-2.6	12.4	11.6	-7.4	5.3	4.3	-4.9	-6.3
III Bienes de Capital y Materiales de Construcción	21.9	19.3	16.9	24.8	19.6	16.5	2.3	0.2

Nota. Extraído de (Instituto Nacional de Estadística e Informática, 2025, pág. 1)

Tabla 1.2*Exportación real, según sector económico, en el periodo de agosto 2025*

Sector económico	(Millones de US\$ de 2007)		Variación porcentual	
	Ago. 24	Ago. 25	Ago. 25/ Ago.24	Ene-Ago. 25/ Ene-Ago.24
Total I/	4 456.5	5 442.8	22.1	12.4
I Productos no tradicionales	3 209.7	4 079.5	27.1	12.0
Pesquero	144.4	125.2	-13.3	21.9
Agrícola	92.2	93.8	1.7	-2.3
Mínero	2 771.6	3 602.5	30.0	11.4
Petróleo y gas natural	201.5	258.1	28.1	17.8
II Productos no tradicionales	1 237.0	1 345.5	8.8	13.2
Agropecuário	619.9	750.3	21.0	18.4
Textil	106.2	109.5	3.1	9.4
Pesquero	77.8	64.9	-16.6	41.7
Químico	143.1	129.1	-9.8	2.8
Metalmecánico	48.9	64.4	31.8	13.3
Siderometalúrgico	117.2	126.6	8.0	11.0
Minería no metálica	86.1	69.9	-18.9	-11.9
Resto	37.8	30.8	-18.5	-12.1

Nota: Información preliminar.

I/ Incluye otros.

Nota. Extraído de (Instituto Nacional de Estadística e Informática, 2025, pág. 3)**Tabla 1.3***Productos no tradicionales exportados en el periodo de agosto 2025*

Sector económico	(Millones de US\$ de 2007)		Variación porcentual	
	Ago. 24	Ago. 25	Ago. 25/ Ago.24	Ene-Ago. 25/ Ene-Ago.24
Agropecuário	619.9	750.3	21.0	18.4
Arándanos	124.6	215.7	73.0	15.1
Paltas	116.2	110.7	-4.8	5.5
Cacao crudo	77.9	81.3	4.4	-1.3
Los demás cítricos	51.5	46.5	-9.8	-8.6
Espárragos frescos o refrigerados	30.1	31.4	4.5	9.4
Manteca de cacao	12.9	20.0	54.3	4.2
Los demás frutos, sin cocer o cocidos en agua o vapor congelados	9.7	13.9	43.9	67.1
Preparaciones para la alimentación de los animales	10.8	11.0	2.0	8.0

Nota. Extraído de (Instituto Nacional de Estadística e Informática, 2025, pág. 7)

En el sector agropecuario, este crecimiento representa un aumento aproximado de 130.4 MUSD, desde los 619.9 MUSD obtenidos en el mes de agosto del año 2024, hasta 750.3 MUSD obtenidos en el mismo mes en el año 2025 (Tabla 1.2). De estos 750.3 MUSD destacan los arándanos con 215.7 MUSD (28.75 %); palta con 110.7 MUSD (17.93 %); y demás cítricos con 46.5 MUSD (7.53 %) (Tabla 1.3).

Se puede atribuir como un gran factor de este incremento el inicio de operaciones del puerto de Chancay, que ha empezado a operar en su primera etapa. El 50% de las mercancías exportadas en el puerto corresponden a arándanos, paltas, uvas, y otros productos frescos de alta calidad (Lozano Alfaro, 2026). A medida que se implementen el resto de las etapas del puerto, se puede esperar un mayor aumento de estas exportaciones.

En Arequipa el producto agrícola que más se exporta son las uvas frescas, habiendo exportado un total de 59.9 MUSD en el 2025, lo que corresponde a un incremento del 36.2% con respecto al 2024 (Centro de Investigación de Economía y Negocios Globales, 2026). Si a esto se le añade la futura implementación del proyecto Majes-Siguas II, que proyecta habilitar hasta 38 mil nuevas hectáreas de cultivo, en las que se puede esperar priorizar la producción de uvas, paltas y arándanos, se puede esperar un aumento mayor de la producción. Para poder cumplir con esta demanda, la región no debe solamente mantener un volumen de producción que pueda suplirla, si no también debe estandarizar todo el proceso de exportación para cumplir con los estándares internacionales.

Dentro de estos se encuentran los controles de calidad y sistemas eficientes de transporte y almacenamiento. Para la exportación de frutas, la norma UNE 137005 normaliza los tamaños de cajas de cartón corrugado para envasado de frutas y hortalizas en 2 formatos tipo Common Footprint (CF): CF1 (600 x 400 mm) y CF2 (400 x 300 mm).

Para la fabricación de estas cajas se utilizan máquinas formadoras que trabajan con cartones prefabricados de los modelos CF1 y CF2. Las máquinas formadoras ya existentes tienen principalmente una sección de almacenamiento de los cartones, un dosificador, una zona de aplicación del pegamento (Hot Melt), una zona de conformado y el mecanismo de expulsión de las cajas formadas. En la actualidad, el Perú no fabrica dichas máquinas, por lo que deben ser importadas, lo que incrementa el costo para la exportación de los productos.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. *Objetivo general*

Diseñar la zona de almacenamiento y sistemas desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento de una máquina formadora de cajas de cartón corrugado con capacidad de 2 700 cajas/hora para la exportación de frutas y verduras en la provincia de Arequipa.

1.2.2. *Objetivos específicos*

- 1) Diseñar la zona de almacenamiento o magazine donde se almacenarán los cartones a conformar en la máquina mediante la metodología VDI 2221.
- 2) Diseñar los sistemas mecánicos de desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento mediante la metodología VDI 2221.
- 3) Diseñar el circuito neumático necesario para el funcionamiento de los sistemas de desapilamiento y aplicación de pegamento.
- 4) Seleccionar los componentes electrónicos necesarios para automatizar los procesos de desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento.
- 5) Desarrollar la interfaz de usuario para los sistemas de desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento.
- 6) Realizar un análisis de costos que pruebe que el diseño propuesto es una alternativa económicamente competitiva con otras máquinas formadoras de cajas con similar capacidad.
- 7) Elaborar los planos de ensamble de los sistemas de desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento.

1.3. JUSTIFICACIÓN

Considerando la importancia de las actividades de agroexportación que ha realizado el Perú durante los últimos años, hay grandes posibilidades que estas se mantengan en aumento debido a la demanda de nuestros productos en los mercados extranjeros. Por esta razón, se quiere posibilitar alternativas para aminorar los costos de exportación.

La presente tesis aporta el diseño completo de la zona de almacenamiento y los sistemas de dosificación, transporte y aplicación del pegamento de una máquina formadora de cajas con capacidad de 2 700 cajas por hora, que brindará una alternativa que permite disminuir estos costos, lo que brindará una ventaja competitiva en el mercado internacional.

1.4. ALCANCES

Este proyecto se complementa con los siguientes dos proyectos para elaborar el diseño completo de la máquina: “Diseño de un bastidor estructural y mecanismo de regulación para máquina formadora de cajas de cartón de envase de productos agrícolas” (Yana Quispe, 2020) y “Diseño de un Sistema de Conformado de Cajas de Cartón para Frutas Para una Máquina Formadora de 2700 Cajas/Hora” (Olivera Apaza, 2019).

El proyecto referido en esta tesis se orienta al diseño de la zona de almacenamiento y sistemas desafilador, de transporte y de aplicación de pegamento de una máquina formadora de cajas con capacidad de 2 700 cajas/hora que cumplan con lo referido en la Norma UNE 137005. Este diseño se realizará de acuerdo con los siguientes aspectos:

- El diseño conceptual del conjunto de sistemas propuestos de acuerdo con la metodología VDI 2221.
- El diseño de detalles de cada sistema, desde el cálculo de los componentes que se utilizarán hasta la selección de elementos de apoyo y ensamble.
- La selección de componentes neumáticos y electrónicos para la automatización de los sistemas, junto con el diseño de una interfaz para el usuario.
- La elaboración de un análisis de costos para validar la propuesta con respecto a una máquina de similar capacidad.
- La elaboración de planos de ensamble y despiece de los sistemas diseñados.

1.5. LIMITACIONES

Este diseño no contemplará la sección de conformado de la máquina; sistemas de ajuste de tamaño o cambio de formato; expulsión de las cajas ni el bastidor que soporta la máquina. Tampoco se contempla la fabricación de un prototipo.



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se busca establecer las bases teóricas y mostrar las normas/lineamientos vigentes de las cajas de cartón corrugado que se utilizan principalmente para la exportación de frutas y verduras, así como las distintas ofertas en el mercado de máquinas formadoras de dichas cajas con la capacidad deseada o similar.

Luego, se explica la metodología de diseño que se aplicará (VDI 2221) como base del diseño de los sistemas.

Finalmente, se expone la teoría básica referida a la Interfaz de Usuario que se diseñará en la sección de automatización.

2.1. EMBALAJE PARA EXPORTACIÓN

De acuerdo con la “Guía de envases y embalajes” del MINCETUR, los embalajes se definen como “cualquier medio material para proteger una mercancía o producto para su despacho o conservación en almacenamiento. Están conformados por materiales manufacturados a través de métodos aplicativos, generalmente por medios mecánicos, que tienden a proteger la mercancía de los riesgos de la carga, transporte, descarga, cambios climáticos, bacteriológicos o incluso contra el hurto” (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 8). Se ven ejemplos en la Figura 2.1.

Figura 2.1

Tipos de embalajes y envases de distintos productos



Nota. Extraído de (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 8)

2.1.1. Características de los embalajes

Una de las principales funciones del embalaje, por no decir la principal, es la conservación adecuada de los productos. Para cumplir con dicha función, los embalajes deben poseer las siguientes características, enumeradas por el MINCETUR:

- Posibilidad de contener el producto.
- Permitir su identificación.
- Capacidad de proteger el producto.
- Adecuado a las necesidades del consumidor (tamaño, ergonomía, calidad, etc.)
- Adecuado a las unidades de carga y distribución del producto.
- Adaptable a las líneas de fabricación y envasado del producto.
- Alineado a las legislaciones vigentes.
- Precio adecuado a la oferta comercial del producto.
- Resistente a manipulaciones, transporte y distribución comercial. (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 8)

2.1.2. Tipos de materiales empleados

Existe una gran variedad de envases y embalajes en el comercio nacional e internacional, ya que pueden estar fabricados con diferentes materiales que se utilizan de acuerdo con las características específicas de cada artículo. Los materiales más comúnmente usados de acuerdo con el MINCETUR son:

- Aluminio
- Cartón corrugado
- Hojalata
- Madera
- Papel
- Plástico
- Vidrio (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 11)

En el transporte y almacenamiento de productos agrícolas, tales como frutas y verduras, se utilizan embalajes fabricados con madera, plástico o cartón corrugado, como

los mostrados en la Figura 2.2. Entre estas opciones, el cartón corrugado presenta la mayor capacidad para reciclaje y es, al mismo tiempo, la opción más económica.

Figura 2.2

Cajas para productos frutícolas de distintos materiales

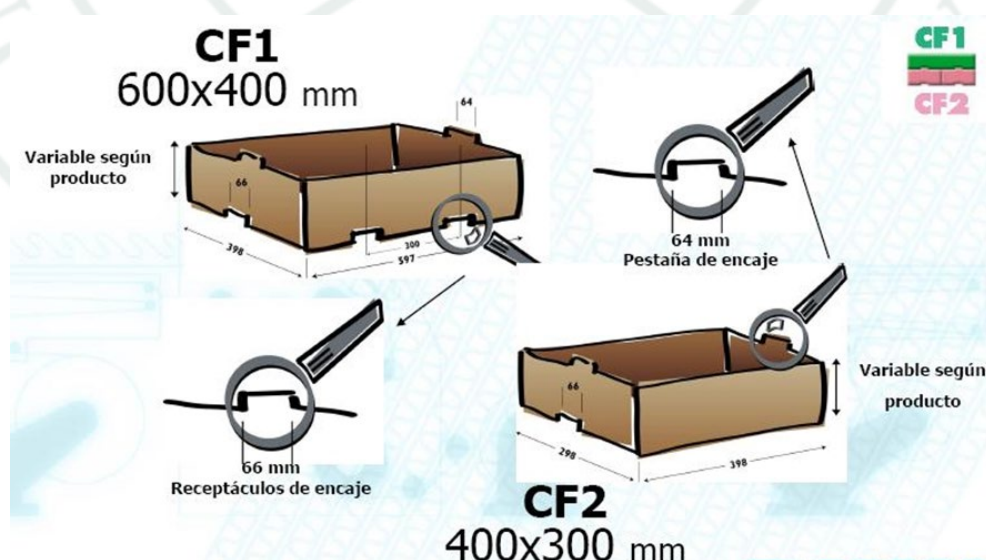


Nota. Extraído de (Ávila Salazar, 2016)

La norma europea UNE 137005:2005 delimita dos estándares de dimensiones para los embalajes de cartón corrugado para productos frutícolas: CF1 y CF2 (Figura 2.3). Para la configuración CF1, la norma estandariza el largo de las cajas en 600 mm y el ancho en 400 mm. Para la configuración CF2, las medidas son 400 x 300 mm. La altura de las cajas no se especifica, ya que depende del cliente que utilizará las cajas (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2008, pág. 1).

Figura 2.3

Cajas CF1 y CF2 según norma UNE 137005:2005



Nota. Extraído de (Oriol, 2009)

2.2. CAJAS DE CARTÓN PARA FRUTAS Y HORTALIZAS

Las cajas de cartón corrugado para exportación de frutas y hortalizas se rigen por un código internacional desarrollado por la FEFCO. Las dimensiones características en el código son la longitud, ancho y altura, expresadas en milímetros. Dependiendo del modelo de caja, el código incluye dimensiones o geometrías adicionales (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2022, pág. 4).

Los cartones prefabricados con los que se conforman las cajas incluyen una de las siguientes indicaciones de montaje, de acuerdo con:

- M: Montaje manual
- A: Montaje automático
- M/A: Montaje manual o automático (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2022, pág. 5)

Los modelos de cajas propuesto por FEFCO se clasifican de acuerdo con una numeración con códigos que inician en 01 hasta 09. El significado de los códigos es:

- 01 – Rollos y planchas comerciales
- 02 – Cajas ranuradas
- 03 – Cajas telescópicas
- 04 – Cajas plegables y bandejas
- 05 – Cajas deslizantes
- 06 – Cajas rígidas
- 07 – Estuches pre encoladas
- 08 – Embalajes para comercio minorista y comercio electrónico
- 09 – Equipamiento interior (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2022, pág. 6)

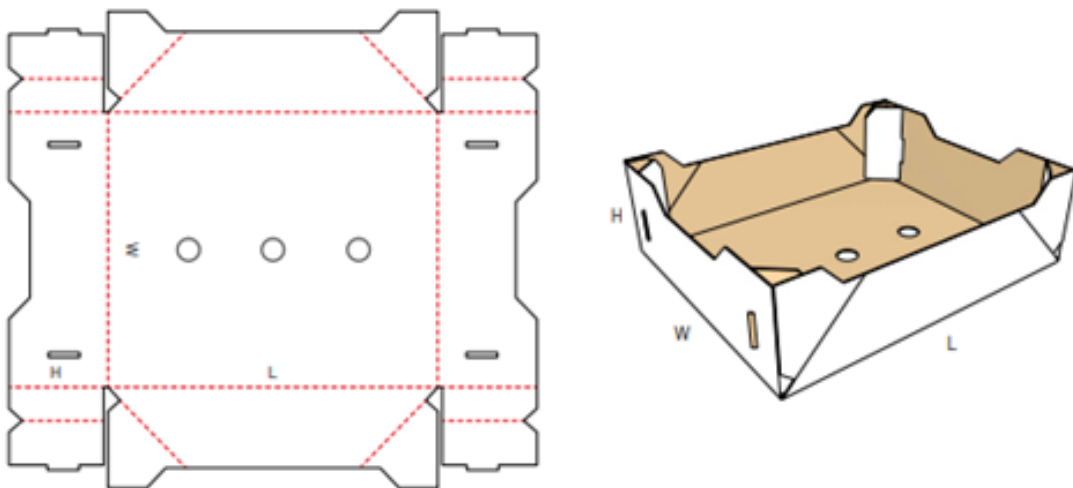
Para las cajas que se utilizan en embalaje de frutas y hortalizas, se utilizan con mayor frecuencia las cajas basadas en estuches pre encoladas, dada la facilidad que ofrecen para las máquinas conformadoras de cajas, siendo el modelo 0771 (Figura 2.4) el que puede

encontrarse con mayor frecuencia. En el ámbito comercial, este modelo presenta las siguientes variantes:

Figura 2.4

Modelo 0771 para caja de cartón según FEFCO

0771 M



Nota. Extraído de (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2022, pág. 101)

- Platform
- P-84
- Citrus Box
- C-1
- Big Ear
- Columna

2.2.1. Sistema P-84

El sistema P-84 consiste en un diseño para cajas de cartón sin tapa para el transporte de frutas y hortalizas, como la mostrada en la Figura 2.5, que presenta orificios en las paredes que facilitan la ventilación y conservación. Este sistema permite un simple apilamiento de cajas debido a la compatibilidad de su diseño a pesar de los distintos tamaños que puedan tener dichas cajas. El sistema es una variante del modelo 0771 de FEFCO, fabricado en

cartón corrugado o doble corrugado a partir de un solo cartón prefabricado, lo que quiere decir que cumple con los estándares de las cajas CF1 y CF2.

Figura 2.5

Caja de sistema P-84



Nota. Extraído de (Boix Maquinaria, 2025)

2.2.2. Cartón corrugado

Según el MINCETUR: “El cartón corrugado plano es un material ampliamente utilizado en la elaboración de diversos tipos de embalajes para productos como frutas, legumbres, productos manufacturados, etc. El cartón también resulta conveniente para los distintos modos de transporte, como el marítimo y aéreo” (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 16).

La capacidad del cartón corrugado para adaptarse a esta gran amplitud de utilización se debe a la posibilidad de combinar distintos tipos de papel como materias primas, lo que permite adaptar una calidad determinada a cada exigencia del sistema de distribución.

El principal componente para la fabricación de la pasta de papel utilizada en la celulosa es la madera. Sin embargo, la madera puede reemplazarse con papeles usados, desechos de desperdicios textiles, vegetales, paja de bambú o caña de azúcar, etc. Esta característica demuestra cómo este material tiene un gran potencial para permitir el reciclaje.

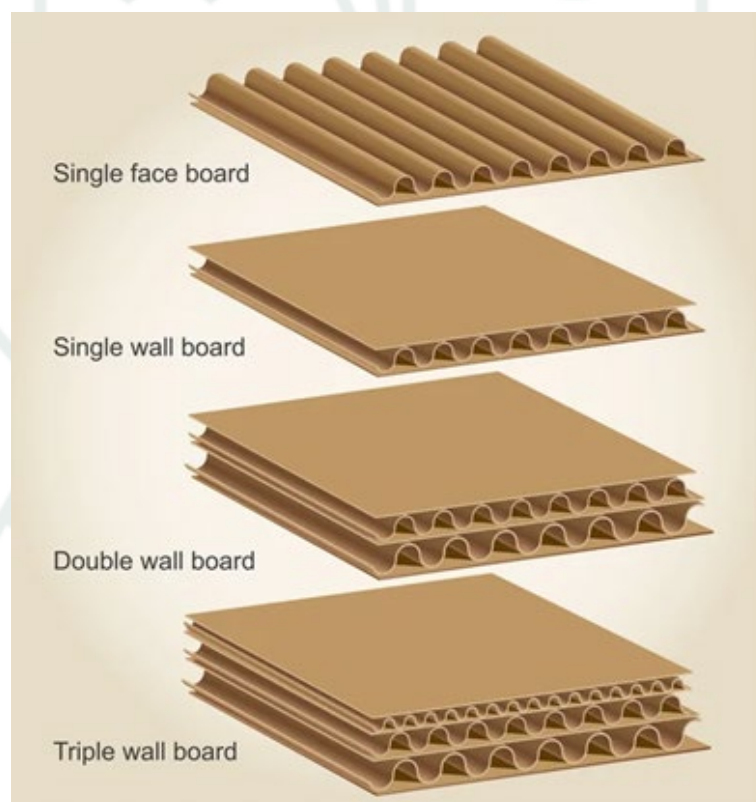
Cualquier material que se utilice en la fabricación debe permitir obtener así el verdadero papel de “Kraft”. El término “Kraft” es una palabra alemana que significa fuerza, reconociendo que el cartón Kraft posee una alta resistencia y flexibilidad.

El papel “Kraft” con mayor resistencia se ubica en las cartas exteriores del cartón corrugado que, dependiendo del tipo, puede tenerlo en uno o ambos lados. Este papel se conoce como “liner”. La zona interna del cartón se compone de papeles más flexibles con forma ondulada conocidos como “flautas”.

Entre los tipos de cartón corrugado, se hacen dos distinciones: configuración del cartón y tipos de flautas. Para realizar la elección correcta, la primera distinción debe evaluarse de acuerdo con los procesos mecánicos con los que se da la forma deseada, mientras la segunda depende de los productos con los que interactuará y el tipo de almacenamiento.

Figura 2.6

Configuraciones de cartón corrugado



Nota. Extraído de (Wadpack, 2023)

Entre las configuraciones más utilizadas están representadas en la Figura 2.6. Cada una de estas configuraciones son descritas por el MINCETUR como:

- Cartón de cara sencilla: Esta configuración está compuesta por un papel “liner” adherido a una flauta. Se utiliza para embalar ciertos objetos o como materiales separadores. No se utilizan para fabricar cajas.
 - Cartón de pared sencilla: Esta configuración presenta dos papeles “liner” que rodean una flauta. Más del 90 % de las cajas de cartón corrugado se fabrican con esta configuración.
 - Cartón de pared doble: Esta configuración tiene 2 papeles “liner” rodeando 2 flautas, separadas por un tercer “liner”. Una de las flautas es más pequeña que la otra. Se utiliza para embalajes de gran resistencia.
 - Cartón de pared triple: Esta configuración se compone de siete papeles “liner” con flautas entre ellos. Las flautas se ordenan en tamaño decreciente, teniendo todas tamaños distintos. Es muy poco utilizado, con aplicaciones muy especiales.
- (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2009, pág. 18)

2.3. FORMADORA DE CAJAS

Las formadoras de cajas son máquinas de operación manual o automática que forman cajas de cartón corrugado de diversos tamaños y geometrías en base a un cartón prefabricado o diversas piezas. Estas máquinas se clasifican de acuerdo con formato de cajas que pueden formar, así como a la cantidad de cajas que pueden formar en una hora. La mayoría de estas máquinas realizan cuatro funciones principales divididas en tres sistemas (Figura 2.7).

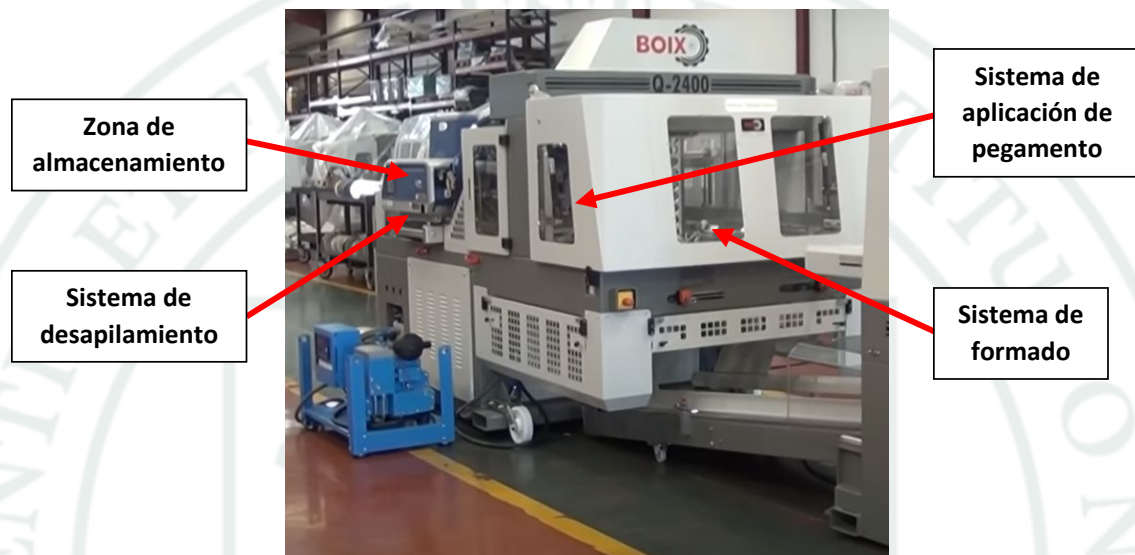
La primera función que cumplen estas es el almacenamiento de cartones y elementos que formarán las cajas de cartón. Esta función no requiere de un sistema para poder cumplirse, a menos que la alimentación sea automática y sea parte de una línea de producción mayor. En caso contrario, la función es cumplida por una estructura (o magazine) en la que reposan los elementos a conformar, y que debe alimentarse manualmente.

La segunda función es el desapilamiento, o alimentación individual o en pares de los elementos a la formadora. El sistema desapilador es el encargado de separar los elementos que se utilizarán en la formación individual de la caja de cartón, aunque algunas máquinas

tienen la posibilidad de manejar dos líneas de conformado paralelas. La función de transporte y su respectivo sistema puede considerarse de forma separada o como un subsistema del desapilador, dependiendo de la tecnología y mecanismos que se utilicen en la máquina.

Figura 2.7

Sistemas de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400



Nota. Adaptado de (Boix Group - Your Box Forming Partner, 2013)

La tercera función de la máquina es la preparación de los elementos para el conformado. Dado que la gran mayoría de estas cajas mantienen sus uniones por la aplicación de pegamento Hot Melt en los puntos de contacto de sus dobleces, el sistema que se encarga de esta función es el sistema de aplicación de pegamento. Las principales variantes de este radican en el tipo de patrones de pegamento que se aplicarán.

Finalmente, la última y más importante función de estas máquinas es el conformado en sí mismo de las cajas de cartón. El sistema de conformado que cumple esta función consiste en los métodos que se hayan elegido para cambiar la forma del cartón y demás elementos hacia la caja que se desea formar. Estos métodos suelen consistir en dobleces realizadas por mecanismos que doblan las paredes de las cajas y forman sus refuerzos, en conjunto con la presión ejercida por una matriz del tamaño de la base de la caja.

Una última función y sistema que puede también incluirse dentro del sistema de conformado es el sistema de salida o expulsión de las cajas, que suele consistir en un

conjunto de transporte que movilice las cajas formadas fuera de la zona de salida del sistema de conformado.

Dado que el presente trabajo abarca las funciones desde la alimentación/almacenamiento hasta la preparación de los elementos (aplicación de pegamento), se continuará con el estudio de los sistemas de alimentación, desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento. Debe observarse que el transporte será considerado un sistema independiente en este trabajo.

2.3.1. Sistema de alimentación/Zona de almacenamiento

La alimentación de este tipo de máquinas se divide en dos tipos principales: alimentación manual y alimentación automática.

La alimentación manual es realizada por un operario que carga un conjunto de cartones preparados para la formación en la máquina. El conjunto de cartones es ubicado en una zona reducida de almacenamiento, desde la que la máquina toma cada cartón individualmente para transportarlo a la zona de conformado utilizando el sistema de desapilamiento y el de transporte.

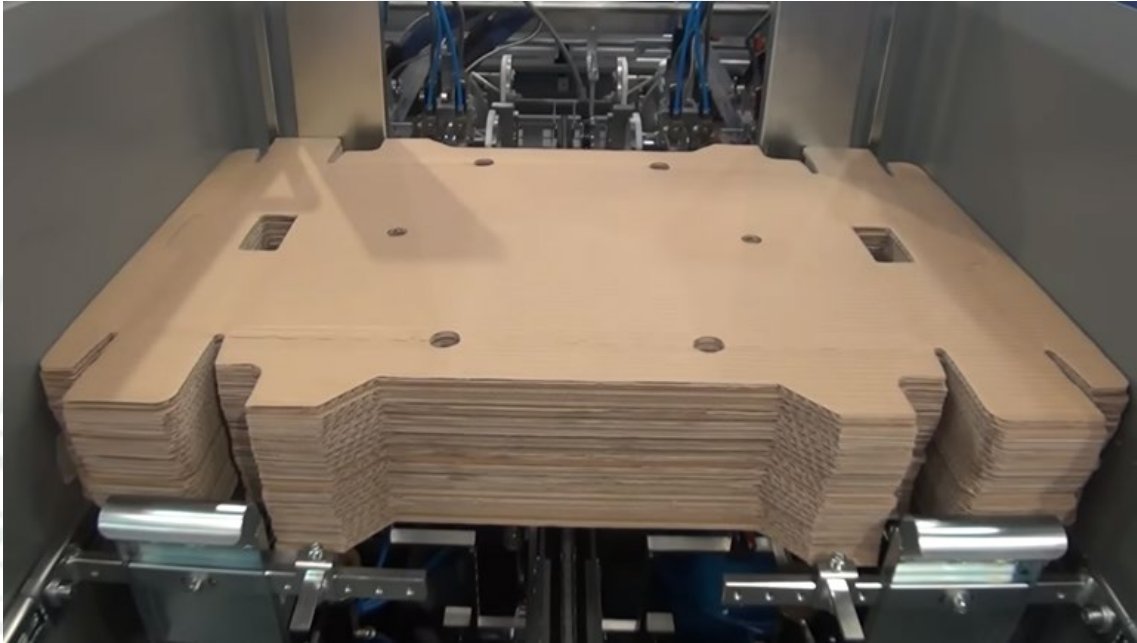
La alimentación automática suele ser parte de las máquinas que están ubicadas en un proceso en línea, donde máquinas anteriores son las responsables de la formación de los cartones corrugados en la configuración necesaria para la máquina. En estos casos, los cartones son almacenados en una zona anterior a la zona de formación o son alimentados directamente a la zona de conformado. En estos casos no es necesario un sistema de desapilamiento y es más probable que la función de transporte sea cumplida por un sistema de la máquina anterior, aunque también puede ser necesario añadir un sistema así al inicio de la conformadora.

En el caso que los cartones y elementos vayan a ser almacenados en la máquina previo conformado, esta tendrá una zona de almacenamiento interno. Esta zona suele estar compuesta por guías y topes que permiten a los cartones estar ubicados de manera ordenada, alineada y preparados para ser desapilados y transportados. Este tipo de estructura de

almacenamiento es conocido como “magazine”. La Figura 2.8 muestra un ejemplo de magazine en la máquina Boix Q-2400.

Figura 2.8

Magazine de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400



Nota. Extraído de (Boix Group - Your Box Forming Partner, 2013)

2.3.2. Sistema desapilador

Dependiendo de la disposición del resto de sistemas de la máquina, el sistema desapilador puede consistir en una gran variedad de mecanismos, como mecanismos mecánicos como el biela-manivela o mecanismos neumáticos principalmente.

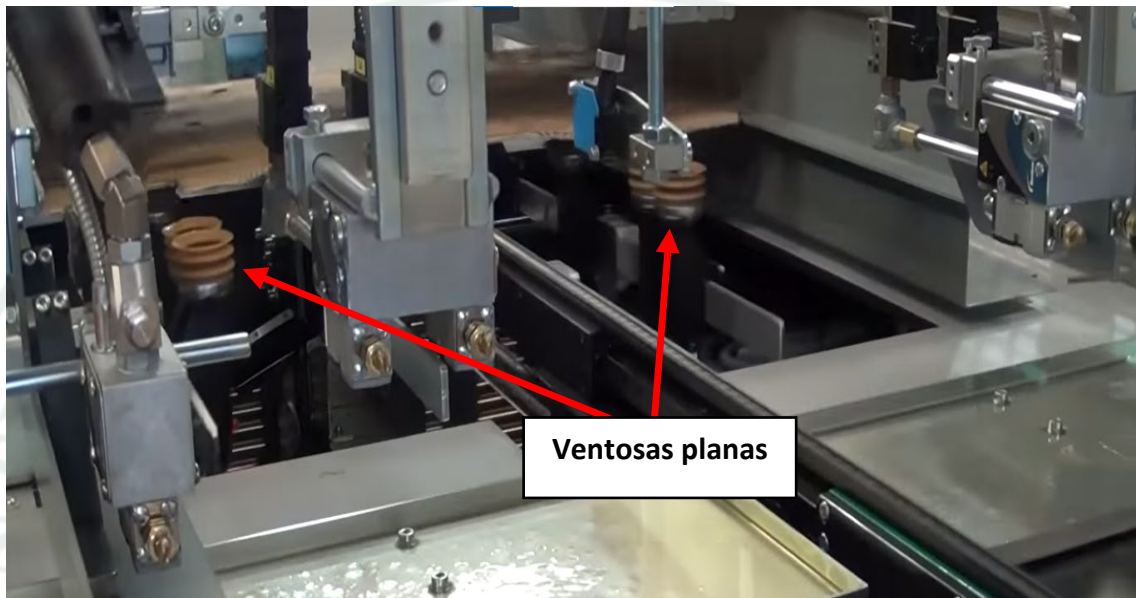
Sin embargo, pese a la variedad de mecanismos que pueden usarse como base para el sistema, el sistema más común para realizar la función de desapilamiento de los cartones almacenados en el magazine es un sistema de neumático formado por ventosas planas que separan el cartón ubicado al extremo del conjunto para posicionarlo en el sistema de transporte, como muestra la Figura 2.9.

En raras ocasiones, el mecanismo que moviliza las ventosas a la posición de desapilamiento realiza el transporte del cartón a la zona de conformado, cumpliendo también

la función del sistema de transporte. Esta disposición no suele utilizarse, debido a que requiere una gran precisión en el mecanismo que cumple doble función.

Figura 2.9

Sistema desapilador de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400



Nota. Adaptado de (Boix Group - Your Box Forming Partner, 2013)

Figura 2.10

Ventosas planas tipo campana y redonda



Nota. Extraído de (Schmalz, 2021, pág. 32)

Las ventosas planas (Figura 2.10) son utilizadas en este tipo de máquina debido a que pueden adherirse a la zona central de la cara de superficie plana del papel “liner”, y mantenerse unidas a este hasta que el sistema desapilador termine su función.

Las ventosas están conectadas a un generador de vacío (Figura 2.11), el cuál aspira el aire entre la ventosa y la superficie, provocando una caída de presión en este espacio. Es la diferencia de presión entre el ambiente (presión atmosférica) y el vacío lo que provoca la fuerza de retención que mantiene unido al cartón con la ventosa. Para liberar la superficie, sólo se necesita volver a inyectar aire en el espacio vacío.

Figura 2.11

Generadores compactos de vacío



Nota. Extraído de (Schmalz, 2021, pág. 16)

Las ventosas deben estar unidas a un mecanismo que les permita acercarse a la superficie plana de los cartones y luego alejarse del conjunto almacenado para depositar el cartón desapilado en el sistema de transporte. Para asegurar un funcionamiento estable del sistema, este debe recibir bastante apoyo de la automatización de la máquina, funcionando en conjunto con los sensores y actuadores del sistema de control.

2.3.3. Sistema de transporte

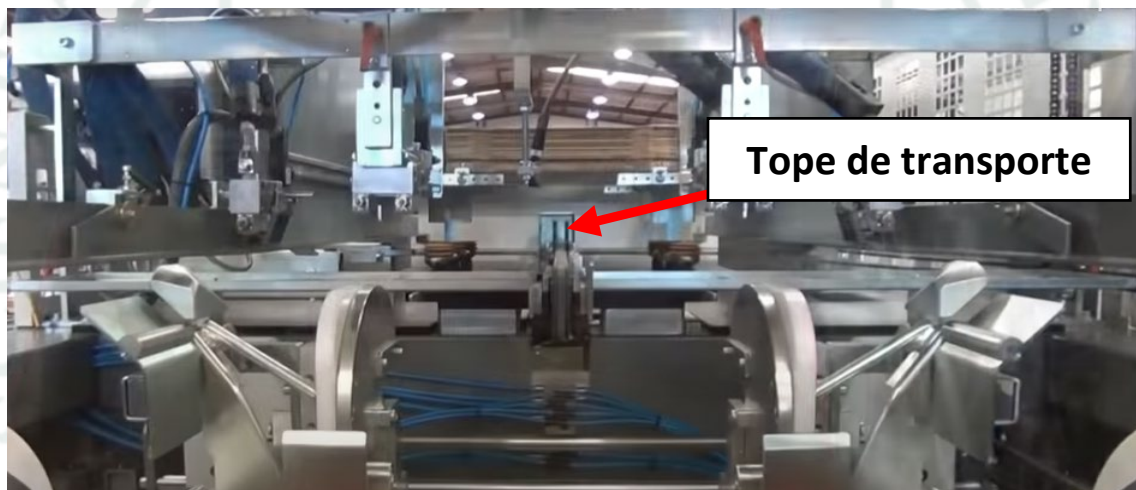
Una vez el sistema desapilador separa uno de los cartones del magazine, este es depositado sobre un sistema de transporte. Este sistema necesita movilizar al cartón hacia la zona de conformado, para lo que utiliza cadenas de eslabones o fajas. Junto al sistema se utilizan guías que mantienen el cartón en la posición adecuada para el conformado, y en el

caso que el sistema utilice cadenas, se utilizan acoplamientos de apoyo que impidan el contacto directo entre el cartón y los eslabones de la cadena.

Otra consideración que se hace cuando se utiliza cadenas, es que esta utiliza un tope que es responsable del movimiento del cartón, empujándolo a lo largo de todo el recorrido del sistema. Este tope suele ser otro acoplamiento de la cadena, que se adjunta a uno de los eslabones, o reemplaza a un eslabón con eslabón especial fabricado con el acoplamiento añadido, para asegurar que el cartón se mueva a la misma velocidad que el resto del sistema, como puede apreciarse en la Figura 2.12.

Figura 2.12

Sistema de transporte de una máquina formadora de cajas Boix Q-2400



Nota. Adaptado de (Boix Group - Your Box Forming Partner, 2013)

Considerando que el sistema de transporte es el encargado de entregar el cartón a la zona de conformado, este sistema es el que más influencia tiene de las exigencias de diseño del área de conformado, especialmente en su zona de recepción.

2.3.4. Sistema de aplicación de pegamento

El sistema de aplicación de pegamento funciona paralelo al sistema de transporte. Parte de la razón que no sea común unificar el sistema desapilador con el transporte es la necesidad de un espacio de trabajo para poder aplicar el pegamento en los cartones.

Los aplicadores de pegamento aplican su producto en el momento que el cartón pasa frente a ellos en el sistema de transporte. La configuración de la aplicación del pegamento depende del tipo de caja que se conformará en la máquina. Para cajas de cartón corrugado, es común utilizar adhesivo termoplástico, específicamente el conocido como Hot Melt.

El pegamento tipo Hot Melt es un compuesto termoplástico sólido a temperatura ambiente, que a temperaturas entre 150°C y 180°C cambia a estado líquido, volviéndose más maleable y provoca un adecuado grado de humectación entre el adhesivo y el material a unir.

Los pegamentos Hot Melt se clasifican en tipos, como los adhesivos EVA y de metaloceno. Pueden encontrarse en el mercado en sus presentaciones de granza, bolas, pastillas o tablillas (Figura 2.13).

Figura 2.13

Presentaciones de pegamento Hot Melt



Nota. Extraído de (Rheonics, 2025)

Para la aplicación del Hot Melt se utiliza una combinación de calentador del adhesivo (equipo fusor) y aplicador. Estos aplicadores varían desde pistolas manuales para la presentación en barras (normalmente usadas en aplicaciones cotidianas), hasta aplicadores automáticos gobernados por señales de sensores (Figura 2.14).

Figura 2.14

Aplicador automático de pegamento Hot Melt



Nota. Extraído de (Grupo CBM, 2023)

2.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO VDI 2221

La metodología que se utilizará para el diseño propuesto es la definida en la norma alemana VDI 2221 (Verein Deutscher Ingenieure, 2019). Esta norma, elaborada en 1987 por la Asociación Alemana de Ingeniería y actualizada el 2019, establece una serie de principios y etapas que deben seguirse en el diseño de máquinas, especialmente en campos de ingeniería mecánica, de precisión de control de procesos y desarrollo de software. La norma consta de 4 fases: Detallar el problema, elaboración del concepto, proyectar y elaboración de detalles.

2.4.1. Desarrollo del problema

En la primera fase se debe describir e identificar el problema que se desea resolver con el diseño. Se abarca la situación de forma crítica, buscando evitar contradicciones o supuestos en la lista de exigencias que se espera de la máquina.

Tras tener definido el problema, se realiza una investigación del estado actual de la tecnología relacionada con el diseño, conocida como “estado del arte”. Desde diseños ya

existentes que estén relacionados con el problema a solucionar hasta investigaciones previas, todo es analizado y estructurado concorde a las exigencias del diseño.

Una vez se ha realizado esto, la información recopilada y las exigencias del diseño se ordena y organiza en dos fases.

Formular las exigencias

Añadiendo a las exigencias presentadas en la solicitud del diseño, se debe definir la función principal con la que se busca resolver el problema. Conociendo la función principal se pueden analizar las propiedades que el diseño debe tener.

Es imperativo que el análisis se realice de forma neutral y objetiva, diferenciando claramente entre las exigencias y los deseos para el diseño, de manera que estos últimos no interfieran con el cumplimiento del objetivo del diseño.

Las exigencias se definen como las características que obligatoriamente deben encontrarse en el diseño, por lo que no pueden ser excluidas del mismo. Por otra parte, los deseos se refieren a las características que se espera tener en el diseño por una cuestión de costumbre, gusto personal o incluso moda, pero que, de ser necesario, pueden ser obviadas.

Para definir correctamente las exigencias y deseos en el diseño se recomienda sortearlas de acuerdo con los ítems que sean relevantes (Tabla 2.1).

Tabla 2.1

Guía para la redacción de una lista de exigencias

Características	Ejemplos
Geometría	Tamaño, altura, ancho, largo, diámetro, disposición, conexión, extensión, ampliación.
Cinemática	Tipo de movimiento, dirección del movimiento, velocidad, aceleración. Dirección de las fuerzas, magnitud de las fuerzas, frecuencias de las
Fuerzas	fuerzas, peso, carga, deformación, rigidez, propiedades elásticas, fuerzas de inercia, estabilidad, posición de resonancia.

Energía	Potencia, eficiencia, pérdidas, fricción, ventilación, estado, presión, temperatura, calentamiento, enfriamiento, energía de conexión, almacenamiento, absorción de trabajo, transformación de energía.
Materia	Flujo de material y transporte de material, propiedades físicas y químicas de los productos de entrada y salida, materiales adicionales, materiales prescritos (normas alimenticias, entre otros).
Señales	Magnitud de entrada y salida, formas de las señales, indicadores, aparatos de control y funcionamiento.
Seguridad	Técnicas de seguridad inmediata, sistemas de protección, seguridad del trabajo y medio ambiente.
Ergonomía	Relación hombre-máquina, manejo, altura de manejo, tipo de servicio, claridad, disposición, confort del asiento, iluminación, configuraciones de formas, apariencia.
Fabricación	Limitación por los talleres de producción, dimensión máxima de construcción, procedimiento preferido de fabricación, medios de fabricación, calidad y tolerancias posibles, cuotas de desperdicio.
Control	Posibles pruebas y mediciones, prescripciones especiales (normas DIN, ISO, entre otros).
Montaje	Prescripciones especiales de montaje, ensamble, instalación, montaje en obra, fundamentos.
Transporte	Limitación por las grúas, perfil de las líneas, condiciones de transporte según el tipo de vía, por tamaño, peso y tipo de envío.
Uso	Sin ruidos, coeficiente de desgaste, uso en lugares apartados, lugar de empleo, condiciones ambientales.
Mantenimiento	Sin mantenimiento o bien tiempos y frecuencia de mantenimiento, inspección, cambio y reparación de piezas, pintura, limpieza.
Costos	Costos máximos admisibles de fabricación, costos de herramientas y dispositivos, inversión, amortización.
Plazos	Fin del desarrollo, plan de redes para los pasos intermedios, diagramas de barras, tiempos de entrega.

Nota. Extraído de (Verein Deutscher Ingenieure, 2019)

Ordenar las exigencias

Para ordenar las exigencias y deseos del diseño, se analizó la función principal y datos o propiedades del objeto de diseño.

Tras esto, se dividen de acuerdo con las características principales presentadas en la guía utilizada para reconocer las exigencias.

Luego, la lista es plasmada en un formulario (Tabla 2.2) en el que el solicitante y el diseñador evalúan y se ponen de acuerdo. Una vez se termina con la lista, se procede a realizar un plan de trabajo donde se especifican los plazos de realización.

Tabla 2.2

Formato para el formulario de la lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Edición	Pág.: ____ de ____
Proyecto			N° de identificación
			Redactado por:
Cliente:			Fecha:
Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable

Nota. Extraído de (Verein Deutscher Ingenieure, 2019)

2.4.2. Elaboración del concepto

Se entiende como el concepto al proceso en el que se determinan las funciones y sus combinaciones que permitan obtener una solución óptima. Para iniciar el proceso, se debe realizar la lista de exigencias siguiendo las recomendaciones mostradas en el paso anterior.

Es necesario resaltar que, hasta este momento, la idea del diseño aún es abstracta, y debe evitarse a toda costa la predisposición a cierto tipo de diseño, ya que el objetivo de este paso es encontrar la solución óptima de la manera más imparcial posible.

La metodología VDI presenta un proceso que facilita la abstracción de las funciones y su estructuración. El proceso que propone se compone de:

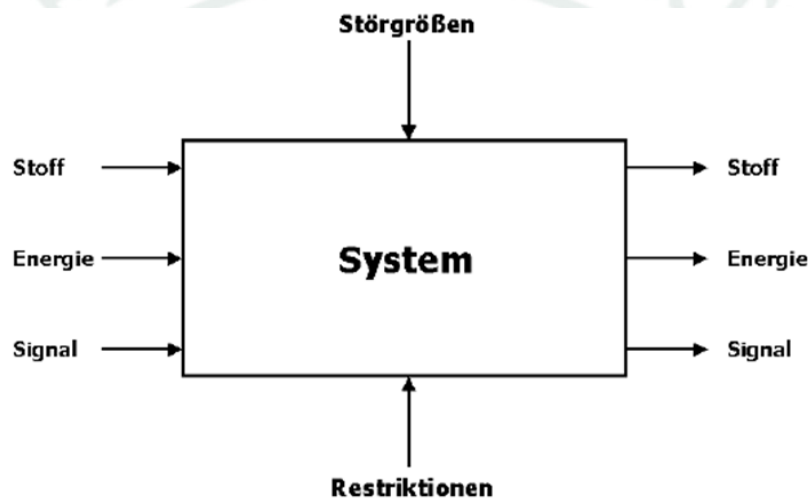
Determinar la estructura de funciones

a) Abstracción: Black Box

En primer lugar, se elabora un Black Box del diseño. Un Black Box es la representación de un sistema de acuerdo con sus entradas y salidas, sin considerar los procesos internos. Estas se dividen en 3 grupos: Señales, energía y materia (Figura 2.15).

Figura 2.15

Black Box según norma VDI 2221



Nota. Adaptado de (Verein Deutscher Ingenieure, 2019)

b) Determinar principios tecnológicos

Una vez se conocen las entradas y salidas esperadas en el sistema, se determinan los principios tecnológicos que puedan realizar adecuadamente la transformación de la materia.

c) Fijar procesos técnicos

Para el cumplimiento de la función principal, las máquinas necesitan fijar un proceso técnico. Se entiende por esto el flujo de principios tecnológicos y combinaciones que permiten las transformaciones deseadas.

d) Aplicación y limitaciones de los sistemas técnicos

Las circunstancias pueden modificar la forma de trabajo de un proceso técnico, por lo que es importante tener en cuenta las limitaciones que estos procesos pueden presentar en el contexto en las que se llevará a cabo las tareas.

e) Determinar la agrupación de las funciones

Se determina la agrupación de las distintas funciones, así como la estructura que pueden seguir de manera que sus efectos puedan unirse.

f) Determinar y representar las estructuras de funciones

Utilizando idealmente un diagrama de bloques, se procede a organizar los listados de funciones óptimas a base de criterios de efectividad.

g) Determinar la estructura de función óptima

Una vez definidos los listados, se evalúan en base a criterios técnicos, económicos, legales, etc. De esta manera se obtiene la estructura para la función óptima.

Determinar el concepto

Habiendo definido la estructura de la función óptima, esta se debe sintetizar para poder obtener el concepto óptimo para el diseño, lo que permitirá continuar con el diseño de detalles y los cálculos necesarios para esto. Con este objetivo, se siguen los siguientes pasos:

a) Determinar inputs y modo de acción

En la Figura 2.15 se representan las entradas y salidas del Black Box, clasificadas en tres grupos: Señales, energía y materia. Estas entradas (inputs) y salidas (outputs) deben evaluarse para determinar la cantidad y calidad de estas en el diseño, así como para conocer su naturaleza.

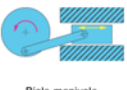
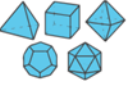
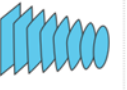
b) Matriz morfológica

La matriz morfológica es un diagrama comparativo que permite reconocer y comparar las soluciones tecnológicas posibles para cumplir con las funciones parciales del diseño.

Las funciones parciales se posicionan en las columnas verticales del lado izquierdo de la matriz, ordenadas de acuerdo con el orden de acción que tienen en la función principal de la máquina. En las siguientes columnas se representan las distintas soluciones tecnológicas disponibles que pueden cumplir con cada función parcial, como se observa en la Figura 2.16.

Figura 2.16

Ejemplo de Matriz Morfológica

Función Básica	Soluciones						
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	Alternativa 7
A Transmisión de movimiento de flexo-extensión	 Biela-manivela	 Cremallera	 Pentógrafo - tenazas	 Trasmallo de Arquímedes	 Brazo ranurado curvo	 Rodillo doble- acción inversa	 Poleas
B Graduación del movimiento (interfaz)	 Botón pulsador	 Interruptor de palanca	 Perilla - botón rotativo	 Manivela	 Palanca	/	/
C Estructura autoportante	 Poliedros regulares	 Capas lineales	 Planos seriados	 Prismas y Cilindros	/	/	/
D Ejes móviles	 Penetración	 Encaje	 A través	 Abrazo	 Toque	/	/
E Sustentación y oposición estructural	 Aditivo	 Integrativo	 Integrado	/	/	/	/

Nota. Extraído de (Devia Pinzon, 2017)

c) Evaluación de la matriz morfológica

Habiendo reconocido las soluciones tecnológicas disponibles para cumplir las funciones parciales, se procede a relacionarlas en distintas combinaciones que cumplan con todas las funciones parciales.

No todas las soluciones que se desea relacionar son compatibles entre sí y, además, es necesario limitar la cantidad de combinaciones que se evaluarán para no alargar innecesariamente el tiempo de evaluación con esta herramienta.

d) Determinar concepto óptimo

Habiendo definido las combinaciones que se evaluarán para el diseño, se procede a la determinación del concepto óptimo. Para esto es necesario definir los criterios de evaluación.

Dependiendo de la naturaleza del diseño y sus exigencias, distintos criterios tendrán mayor o menor influencia en la elección del concepto óptimo. Los principales criterios considerados en el trabajo del ingeniero Olivera y mostrados a continuación:

- **Criterios técnicos**

- 1) Buen uso de la fuerza o energía
- 2) Seguridad
- 3) Rapidez
- 4) Estabilidad
- 5) Rigidez
- 6) Manipulación
- 7) Facilidad de manejo
- 8) Transportabilidad
- 9) Calidad de trabajo
- 10) Complejidad

- **Criterios económicos**

- 1) Número de piezas
- 2) Facilidad de montaje
- 3) Productividad
- 4) Costos diversos
- 5) Cantidad de desperdicios (Olivera Apaza, 2019, pág. 21)

2.4.3. *Proyectar*

Una vez se ha evaluado el concepto óptimo, se procede a determinar el proyecto en base al mismo. Para determinar el proyecto, se procede a realizar los siguientes pasos:

Determinar el proyecto preliminar

El proyecto preliminar facilita la visualización general del diseño en base a un bosquejo general del concepto óptimo en funcionamiento. En este bosquejo se utilizan medidas y disposiciones generales basadas en la lista de exigencias.

Los puntos más importantes que deben definirse en el proyecto preliminar es la disposición de los subsistemas y piezas del diseño, basados en observaciones de diseños similares o en un análisis de materiales.

En la elaboración del proyecto preliminar se realizan múltiples bosquejos a mano alzada o con medidas generales hasta conseguir un proyecto preliminar definitivo.

Determinar el proyecto

Al conseguir la versión definitiva del diseño preliminar, se procede a realizar cálculos de ingeniería más detallados, que especifican detalles como los materiales a utilizar, proceso de fabricación, acabados, tolerancias, etc. El producto final de este proceso es un plano de ensamble general con una lista de piezas y materiales.

2.4.4. Elaboración de detalles

Finalmente, se realiza toda la documentación necesaria para la fabricación del diseño. Esto abarca desde completar los cálculos de ingeniería que necesiten más detalles, así como la elaboración de planos y documentos necesarios para la elaboración.

Es en este punto donde se realizan los planos de ensamble, donde se puede ver cómo el diseño se ve en su totalidad o en sus partes importantes, así como los planos de despiece, donde se ve con más detalle las piezas, tolerancias y materiales de las partes del diseño.

Finalmente, se realiza un análisis técnico-económico que permita comparar el diseño obtenido con productos similares obtenidos en el mercado.

2.5. HUMAN-MACHINE INTERFACE (HMI)

La norma ISO 9241-110:2020 define “Interfaz de usuario” como el “conjunto de componentes de un sistema interactivo que provee información y controles al usuario para que pueda completar tareas específicas en el sistema interactivo” (Organization for Standardization, 2020).

La HMI es una clase específica de interfaz de usuario. Según COPA-DATA, se utiliza para máquinas de funcionamiento industrial, donde el usuario que interactúa con la máquina es el operario encargado del manejo de esta. Debe ser intuitiva y clara, permitiendo su uso sin necesidad de una formación especial en el mejor de los casos (COPA-DATA, 2019).

La forma más simple en la que se puede apreciar una HMI es un tablero o panel de instrumentos con luces indicadoras y botones de manejo como el inicio o la parada de emergencia (Figura 2.17), aunque en máquinas más modernas se aprecian HMI con pantallas de interacción táctil o digital (Figura 2.18).

Figura 2.17

HMI basada en un panel de botones



Nota. Extraído de (Dreamstime, 2020)

Figura 2.18

HMI basada en una pantalla táctil



Nota. Extraído de (Siemens, 2018)



CAPÍTULO III

DISEÑO CONCEPTUAL

3. DISEÑO CONCEPTUAL

3.1. DESARROLLO DEL PROBLEMA

Habiendo reconocido la problemática producida por el aumento de exportaciones de productos agropecuarios, especialmente frutas como el arándano y la palta, se propone diseñar una máquina formadora de cajas de cartón para frutas con una producción de 2 700 cajas/hora que pueda realizar sus operaciones en zonas controladas como almacenes o en terreno complejo, como el que puede encontrarse en la cercanía de las zonas de cultivo.

El diseño de esta máquina ha tomado como punto de partida las cajas de exportación de modelo CF1 y CF2 presentadas por FEFCO (European Federation of Corrugated Board Manufacturers, 2008, pág. 1), utilizadas para frutas de alta producción en la región, como arándanos y palta (Figura 2.3).

En el mercado internacional existe maquinaria para la formación de embalajes de cartón para diversos sectores. Empresas como Boix, Tamegar, Sacmi Packaging, entre otras poseen soluciones para la formación de cajas de transporte de fruta y verduras.

Sin embargo, estas opciones elevan el costo de la operación por el costo de compra e importación. El presente trabajo de tesis propone un diseño que tenga un costo asequible, utilizando como referencia los sistemas y procesos observados en máquinas ya existentes, utilizando la metodología VDI 2221 para estructurar el desarrollo de la propuesta.

La lista de exigencias general de la máquina se muestra en el Anexo A. El diseño de la máquina se divide entre este trabajo y los trabajos del ingeniero Olivera (Olivera Apaza, 2019) y el ingeniero Yana (Yana Quispe, 2020). Para llevar a cabo el análisis de las secciones del presente trabajo, se desarrolló una lista de exigencias específica (Tabla 3.1).

Tabla 3.1*Lista de exigencias para sistemas iniciales de una formadora de cajas*

LISTA DE EXIGENCIAS		Edición 01	Versión: 1 de 1
Proyecto	Zona de Almacenamiento y sistemas desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento de una máquina formadora de cajas de cartón para exportación de frutas con capacidad de 2 700 cajas/hora		Redactado por: Guzmán Fecha: 06-21-2020
Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable
Función Principal	E	Entregar cartones prediseñados al área de conformado a un ritmo de 2 700 cartones por hora.	Guzmán
	E	Entregar cartones prediseñados al área de conformado de forma individual.	Guzmán
	D	Adaptable a varios tamaños de cartones.	Guzmán
Geometría	D	Ingreso manual de cartones al magazine.	Guzmán
	E	Salida de cartones con pegamento en el ángulo de ingreso de la zona de conformado.	Guzmán
Cinemática	E	El desapilador y transporte debe cumplir con los rangos de producción.	Guzmán
	E	La máquina funcionará de forma estacionaria.	Guzmán

Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable
Fuerzas	E	Baja fuerza de ingreso.	Guzmán
	E	Baja fuerza de salida.	Guzmán
Energía	D	Fuente de energía eléctrica trifásica 380 V / 60 Hz.	Guzmán
	D	Fuente de energía para dispositivos de control: monofásica 220 V / 30 V.	Guzmán
Materia	E	2 700 cartones por hora.	Guzmán
Señales	D	La aplicación de pegamento será dictada por un programa interno del aplicador.	Guzmán
	D	Control de velocidad de producción.	Guzmán
Ergonomía	D	Control del sistema por PLC.	Guzmán
	D	Ingreso de cartones a una altura ergonómica.	Guzmán
Fabricación	D	Manufactura de componentes local.	Guzmán
	D	Materiales disponibles en el mercado local y nacional.	Guzmán
Montaje	D	Montaje en el lugar de trabajo (diseño modular).	Guzmán
Uso	E	Bajo ruido.	Guzmán
	E	Trabajo bajo techo.	Guzmán
	D	Clima seco.	Guzmán
Mantenimiento	E	Elementos desmontables, reparables o reemplazables.	Guzmán
Costos	E	Costo de producción competente con el mercado.	Guzmán
Plazos	D	Desarrollo de la máquina en un año.	Guzmán

3.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO

Teniendo la lista de exigencias específica ya definida, se continuó con la elaboración del concepto, tal como recomienda la metodología VDI 2221.

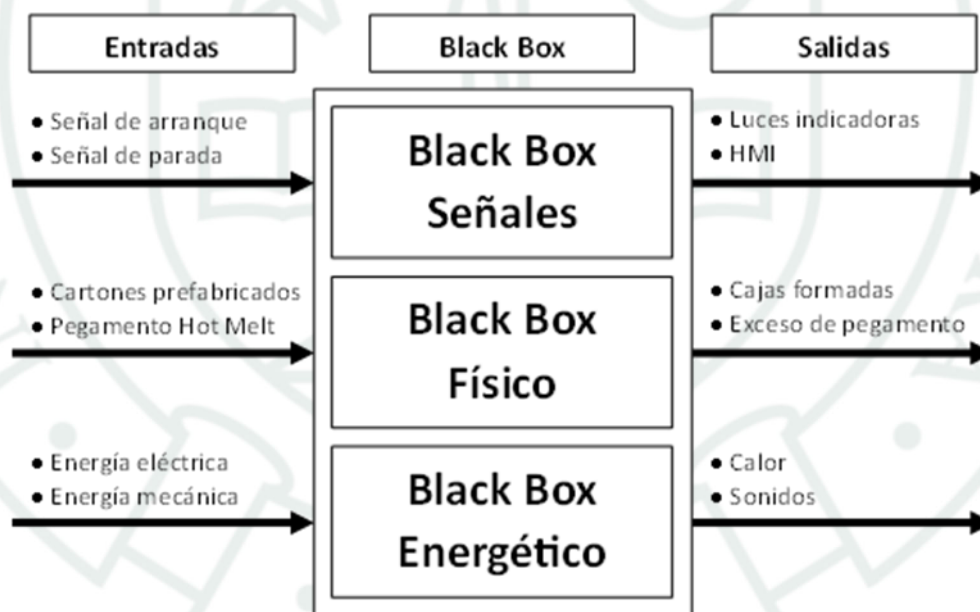
3.2.1. *Abstracción: Black Box*

El diseño presentado en la presente tesis corresponde a la primera mitad de la máquina. Sin embargo, para tener una perspectiva más generalizada, se iniciará con la presentación del Black Box de la máquina en su totalidad (Figura 3.1).

Para el desarrollo del Black Box se consideraron tres tipos de elementos: físicos, energéticos y señales.

Figura 3.1

Black Box general de la máquina formadora de cajas



En el Black Box de señales se apreció que la máquina formadora sólo utiliza señales de ingreso para iniciar su trabajo y para pararlo, es decir que cualquier otro tipo de señal necesario para su funcionamiento es producida y utilizada dentro de la máquina, indicando que la máquina será autónoma en su control.

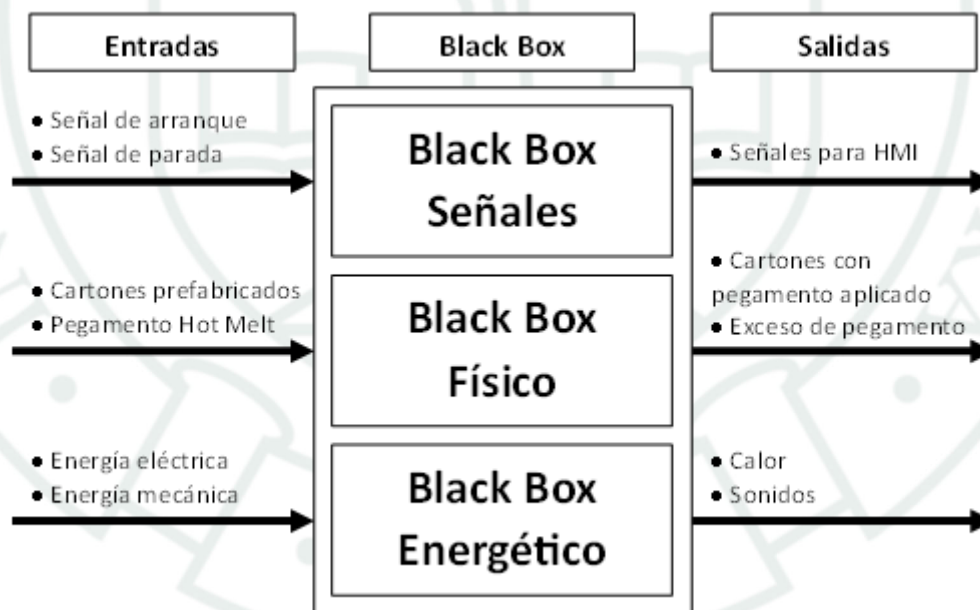
El Black Box físico demostró que los ingresos físicos (materiales) necesarios para que la máquina realice su tarea no son numerosos. Más bien, viendo únicamente este Black Box, se hace evidente que la transformación de estos materiales es directa y sencilla, por lo que se supuso que los procesos de transformación estarán limitados a transformaciones físicas mecánicas.

Finalmente, el Black Box energético presenta los ingresos y egresos que se espera de cualquier otra máquina semiindustrial.

Con el Black Box general realizado y analizado, se procedió a generar y analizar el Black Box específico (Figura 3.2). Este Black Box se enfocó en los procesos concernientes al presente trabajo de tesis, es decir, los procesos de alimentación, desapilamiento, transporte y aplicación de pegamento:

Figura 3.2

Black Box específico de los procesos iniciales



En este Black Box de señales se apreció que los procesos iniciales envían señales para el HMI. Con esta observación se concluyó que las señales de control de los procesos se manejan internamente.

El Black Box físico mostró que una de las salidas del Black Box general aparece en el específico. Esto demostró que esta salida no ingresa ni interviene en el proceso de conformado, saliendo directamente de la máquina desde este punto. La segunda salida puso en evidencia que el material necesario en la zona de conformado sólo recibe una modificación sencilla en estos procesos.

Finalmente, el Black Box energético específico no presentó ninguna diferencia entre sus entradas y salidas con el Black Box energético general.

Analizando las diferencias entre ambos Black Box, se concluyó que:

- La principal función de los procesos iniciales es la entrega del material preparado para su formación a la zona de conformado.
- El diseño de la primera mitad de la máquina debe ser capaz de aceptar alimentación de cartones prefabricados y pegamento Holt Melt.
- El diseño debe aplicar pegamento en los cartones prefabricados antes de entregarlos a la zona de conformado.
- La aplicación de pegamento debe realizarse individualmente, por lo que los cartones no pueden estar juntos en este punto.
- Las señales de salida están destinadas al HMI, por lo que cualquier otra señal producida en el sistema debe cumplir con su función enteramente dentro de estos primeros procesos.

3.2.2. Determinación de funciones

Habiendo redactado el Black Box específico y considerando la función principal de los procesos iniciales de la máquina, se obtuvieron las siguientes funciones:

- Alimentación: En este caso, la máquina requiere dos elementos: cartones prefabricados y pegamento Hot Melt.
- Aplicación de pegamento: Es necesario aplicar el pegamento de una manera dosificada y direccionada para que el conformado pueda realizarse de la manera correcta y se evite desperdiciar la mayor cantidad de pegamento posible.

- Almacenamiento (opcional): Si la máquina no tiene una alimentación constante de manera automática (de otra máquina, por ejemplo), se debe considerar la posibilidad de almacenar los elementos físicos dentro de la máquina.
- Desapilamiento (opcional): Si los cartones se almacenan dentro de la máquina, se necesitará una manera de separarlos (desapilarlos) para poder conformarlos, pues las máquinas conformadoras sólo pueden conformar un cartón por cada matriz formadora que poseen.
- Transporte: Esta función es necesaria para movilizar los cartones prefabricados de la zona de alimentación a la zona de conformado.

3.2.3. *Determinación de procesos tecnológicos*

Continuando con la metodología, se procedió a investigar los procesos tecnológicos que puedan cumplir con las funciones definidas de la manera más eficaz posible y cumpliendo con la lista de exigencias. En la Tabla 3.2 se plasmaron los resultados obtenidos.

Tabla 3.2

Procesos tecnológicos para las funciones definidas

Función	Proceso tecnológico
Alimentación	Manual
	Automática (línea de producción)
Aplicación de pegamento	Aplicación manual
	Aplicación automatizada (aplicador)
Almacenamiento	Apilamiento en estructura (magazine)
	Expulsión por mecanismo
	Expulsión por transporte (transporte y topes)
Desapilamiento	Ventosas de extracción
	Desapilamiento manual
	Transporte por cadena
	Transporte por faja
Transporte	Transporte manual

3.2.4. *Determinar secuencia de operaciones*

Con una mejor idea de los procesos necesarios para cumplir con las funciones de los procesos iniciales, estas se ordenaron en la secuencia más lógica, usando también de referencia las secuencias observadas en otras máquinas disponibles en el mercado.

En el inicio de los procesos, los cartones deben ser alimentados en la máquina, y en caso esta no sea parte de un proceso continuo, estos deben ser almacenados en una estructura.

Si los cartones fueron almacenados, se requiere un sistema que desapile individualmente cada cartón del grupo almacenado. El cartón individual debe ser entregado al siguiente proceso.

A continuación, cada cartón desapilado debe ser llevado a la zona de conformado, donde se aplicarán los cambios físicos para obtener las cajas armadas. El proceso de transporte debe también generar espacio para la ubicación del último proceso inicial.

Finalmente, cerca de la zona final del proceso de transporte, el proceso de aplicación de pegamento inyecta el adhesivo necesario para que la futura caja pueda mantener su forma, dejando cada cartón desapilado preparado para ser entregado a la zona de conformado.

Habiendo establecido el orden de las operaciones, se determinó la secuencia de estas de la siguiente manera:

- 1) Alimentación
- 2) Almacenamiento (opcional)
- 3) Desapilamiento (opcional)
- 4) Transporte
- 5) Aplicación de pegamento

3.2.5. *Matriz Morfológica*

Habiendo definido las funciones y la secuencia de operaciones, se organizaron los procesos tecnológicos identificado en cada función en una matriz morfológica (Tabla 3.3).

Tabla 3.3

Matriz morfológica de los sistemas iniciales de una formadora de cajas

MATRIZ MORFOLÓGICA				
Funciones	Soluciones			
	1	2	3	4
Alimentación	Manual	Automática (línea de producción)		
Almacenamiento	Apilamiento en estructura (magazine)			
Desapilamiento	Expulsión por mecanismo	Expulsión por transporte (transporte y topes)	Ventosas de extracción	Desapilamiento manual
Transporte	Transporte por cadena	Transporte por faja		Transporte manual
Aplicación de pegamento	Aplicación manual	Aplicación automatizada (aplicador)		

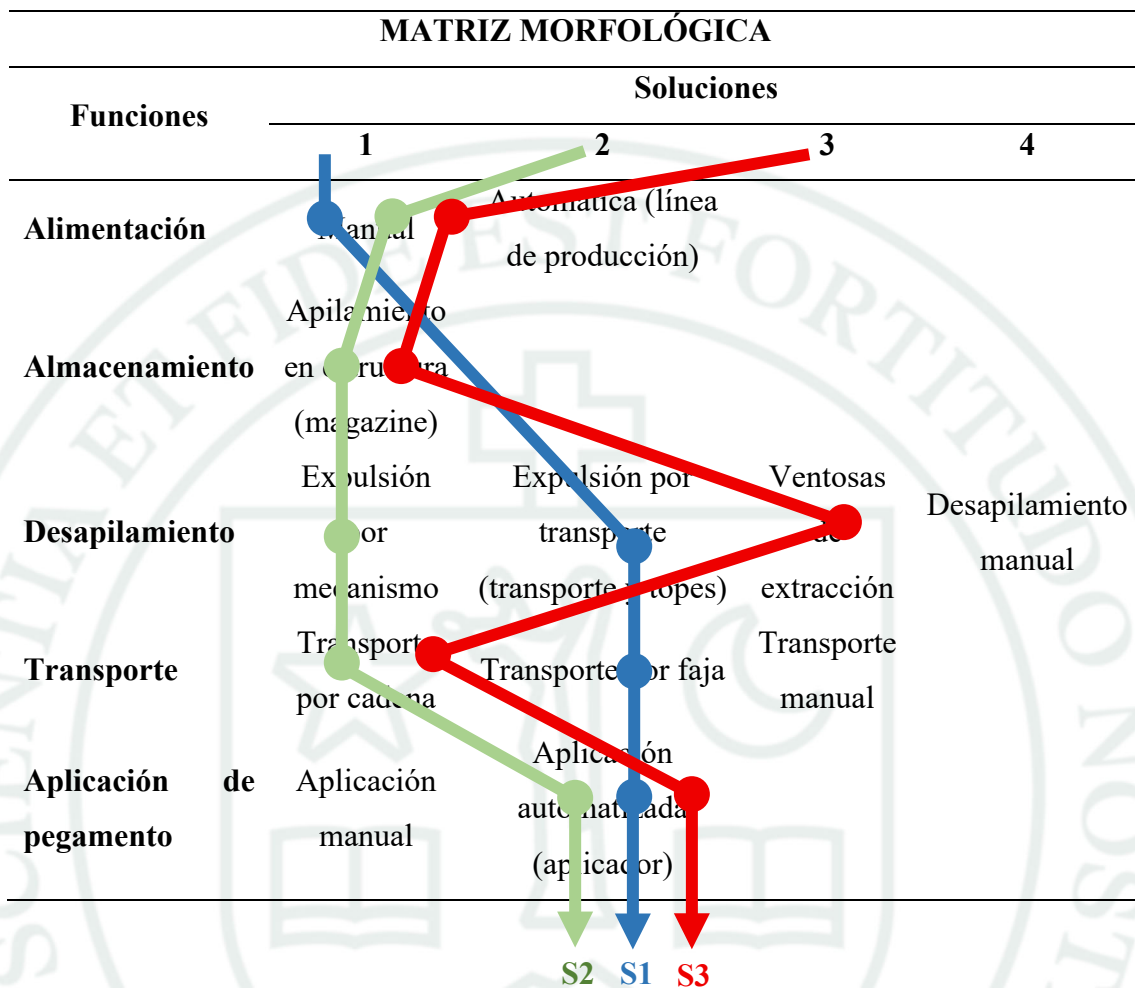
Con una vista más amplia de las opciones presentes para el diseño, se procedió a combinar las opciones disponibles en 3 posibles soluciones, presentadas en la Tabla 3.4.

- Solución 1 (S1): Alimentación manual, expulsión por transporte, transporte por faja, aplicación automatizada.
- Solución 2 (S2): Alimentación manual, apilamiento en estructura, expulsión por mecanismo, transporte por cadena, aplicación automatizada.
- Solución 3 (S3): Alimentación manual, apilamiento en estructura, ventosas de extracción, transporte por cadena, aplicación automatizada.

En la solución 1, los cartones son alimentados por un operario directamente al sistema de transporte. Este sistema utiliza una faja transportadora para movilizar el cartón hacia la zona de conformado, recibiendo el pegamento desde un aplicador automatizado.

Tabla 3.4

Soluciones posibles en la matriz morfológica



En la solución 2, los cartones son alimentados por un operario en una zona de almacenamiento en una estructura (magazine). Un mecanismo mecánico impulsa el cartón ubicado en la zona más externa del magazine en dirección a unos topos de salida. Los cartones desapilados se ubican sobre una cadena de transporte que los moviliza hacia la zona de conformado, recibiendo el pegamento desde un aplicador automatizado.

En la solución 3, los cartones son alimentados por un operario a una zona de almacenamiento en una estructura (magazine). Un mecanismo con ventosas de extracción retira el cartón ubicado al extremo del magazine y lo pone sobre una cadena de transporte hacia la zona de conformado, recibiendo el pegamento desde un aplicador automatizado.

Conociendo la descripción de cada solución propuesta, se evaluaron de acuerdo con los siguientes criterios: calidad, costo, mantenibilidad, manufactura, material, rapidez,

número de piezas y simplicidad. Cada uno de estos criterios se calificaron en cada solución de acuerdo con un puntaje de 5 puntos (Tablas 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, 3.9 y 3.10).

Tabla 3.5

Evaluación del sistema de alimentación

Alimentación				Soluciones		
Criterios	Peso	Mínimo	Máximo	S1	S2	S3
Calidad	5	Baja calidad	Alta calidad	3	3	3
Costo	5	Alto costo	Bajo costo	2	2	2
Mantenibilidad	5	Pésima mantenibilidad	Buena mantenibilidad	4	4	4
Manufactura	5	Sin fabricación local	Con fabricación local	5	5	5
Material	5	Material importado	Material local	5	5	5
Rapidez	5	Alto tiempo de operación	Corto tiempo de operación	3	3	3
Número de piezas	5	Muchas piezas	Pocas piezas	5	5	5
Simplicidad	5	Complejo	Simple	5	5	5
Total				4.0	4.0	4.0

Tabla 3.6

Evaluación de la zona de almacenamiento

Alimentación				Soluciones		
Criterios	Peso	Mínimo	Máximo	S1	S2	S3
Calidad	5	Baja calidad	Alta calidad	5	3	3
Costo	5	Alto costo	Bajo costo	5	3	3
Mantenibilidad	5	Pésima mantenibilidad	Buena mantenibilidad	5	5	5
Manufactura	5	Sin fabricación local	Con fabricación local	5	5	5
Material	5	Material importado	Material local	5	5	5
Rapidez	5	Alto tiempo de operación	Corto tiempo de operación	5	5	5
Número de piezas	5	Muchas piezas	Pocas piezas	5	4	4
Simplicidad	5	Complejo	Simple	5	5	5
Total				5.0	4.4	4.4

Tabla 3.7*Evaluación del sistema de desapilamiento*

Alimentación				Soluciones		
Criterios	Peso	Mínimo	Máximo	S1	S2	S3
Calidad	5	Baja calidad	Alta calidad	3	4	4
Costo	5	Alto costo	Bajo costo	2	2	3
Mantenibilidad	5	Pésima mantenibilidad	Buena mantenibilidad	3	3	4
Manufactura	5	Sin fabricación local	Con fabricación local	2	4	5
Material	5	Material importado	Material local	2	3	4
Rapidez	5	Alto tiempo de operación	Corto tiempo de operación	4	4	4
Número de piezas	5	Muchas piezas	Pocas piezas	2	2	4
Simplicidad	5	Complejo	Simple	2	3	4
Total				2.5	3.1	4.0

Tabla 3.8*Evaluación del sistema de transporte*

Alimentación				Soluciones		
Criterios	Peso	Mínimo	Máximo	S1	S2	S3
Calidad	5	Baja calidad	Alta calidad	3	3	3
Costo	5	Alto costo	Bajo costo	2	3	3
Mantenibilidad	5	Pésima mantenibilidad	Buena mantenibilidad	2	3	3
Manufactura	5	Sin fabricación local	Con fabricación local	3	3	3
Material	5	Material importado	Material local	3	3	3
Rapidez	5	Alto tiempo de operación	Corto tiempo de operación	3	3	3
Número de piezas	5	Muchas piezas	Pocas piezas	4	3	3
Simplicidad	5	Complejo	Simple	2	3	3
Total				2.8	3.0	3.0

Tabla 3.9*Evaluación del sistema de aplicación de pegamento*

Alimentación				Soluciones		
Criterios	Peso	Mínimo	Máximo	S1	S2	S3
Calidad	5	Baja calidad	Alta calidad	4	4	4
Costo	5	Alto costo	Bajo costo	3	3	3
Mantenibilidad	5	Pésima mantenibilidad	Buena mantenibilidad	4	4	4
Manufactura	5	Sin fabricación local	Con fabricación local	2	2	2
Material	5	Material importado	Material local	3	3	3
Rapidez	5	Alto tiempo de operación	Corto tiempo de operación	5	5	5
Número de piezas	5	Muchas piezas	Pocas piezas	4	4	4
Simplicidad	5	Complejo	Simple	4	4	4
Total				3.6	3.6	3.6

Tabla 3.10*Resultados de cada solución*

Sistemas	Resultados totales		
	S1	S2	S3
Alimentación	4.0	4.0	4.0
Almacenamiento	5.0	4.4	4.4
Desapilamiento	2.5	3.1	4.0
Transporte	2.8	3.0	3.0
Aplicación de pegamento	3.6	3.6	3.6
Total	17.9	18.1	19.0

Tras sumar todos los puntajes obtenidos, el mayor puntaje lo obtuvo la solución 3. Para confirmar que esta solución presenta el mejor equilibrio entre sus aspectos técnicos y económicos, se realizó una gráfica de valoración técnica-económica para comparar todas las posibles soluciones.

En primer lugar, se dividieron los criterios de evaluación utilizados en criterios técnicos y económicos como se muestra a continuación:

Criterios técnicos

- Calidad
- Rapidez
- Número de piezas
- Simplicidad

Criterios económicos

- Costo
- Mantenibilidad
- Manufactura
- Material

. Las puntuaciones correspondientes a cada estos criterios de las anteriores tablas se consolidaron en las Tablas 3.11 y 3.12.

Tabla 3.11

Puntuaciones de criterios técnicos

Sistemas	Calidad			Rapidez			N° de piezas			Simplicidad		
	S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Alimentación	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5	5	5
Almacenamiento	5	3	3	5	5	5	5	4	4	5	5	5
Desapilamiento	3	4	4	4	4	4	2	2	4	2	3	4
Transporte	3	3	3	3	3	3	4	3	3	2	3	3
Aplicación de pegamento	4	4	4	5	5	5	4	4	4	4	4	4
Total	18	17	17	20	20	20	20	18	20	18	20	21

Tabla 3.12*Puntuaciones de criterios económicos*

Sistemas	Costo			Mantenibilidad			Manufactura			Material		
	S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Alimentación	2	2	2	4	4	4	5	5	5	5	5	5
Almacenamiento	5	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Desapilamiento	2	2	3	3	3	4	2	4	5	2	3	4
Transporte	2	3	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3
Aplicación de pegamento	3	3	3	4	4	4	2	2	2	3	3	3
Total	14	13	14	18	19	20	17	19	20	18	19	20

Todos estos resultados se consolidaron en las Tablas 3.13 y 3.14.

Tabla 3.13*Resultados finales de criterios técnicos*

Criterios	Puntuación máxima	Resultados totales		
		S1	S2	S3
Calidad	25	18	17	17
Rapidez	25	20	20	20
Número de piezas	25	20	18	20
Simplicidad	25	18	20	21
Total	100	76	75	78
Valor porcentual	1.00	0.76	0.75	0.78

Finalmente, los valores obtenidos se representan en la Figura 3.3. Para determinar cuál de las soluciones es la más cercana a la línea óptima, se calculó cuál tiene la menor diferencia (d_{S1} , d_{S2} , d_{S3}) entre los valores de sus criterios técnicos (x_{S1} , x_{S2} , x_{S3}) y económicos (y_{S1} , y_{S2} , y_{S3}). Este valor es equivalente a la distancia entre los puntos de cada solución con la línea óptima.

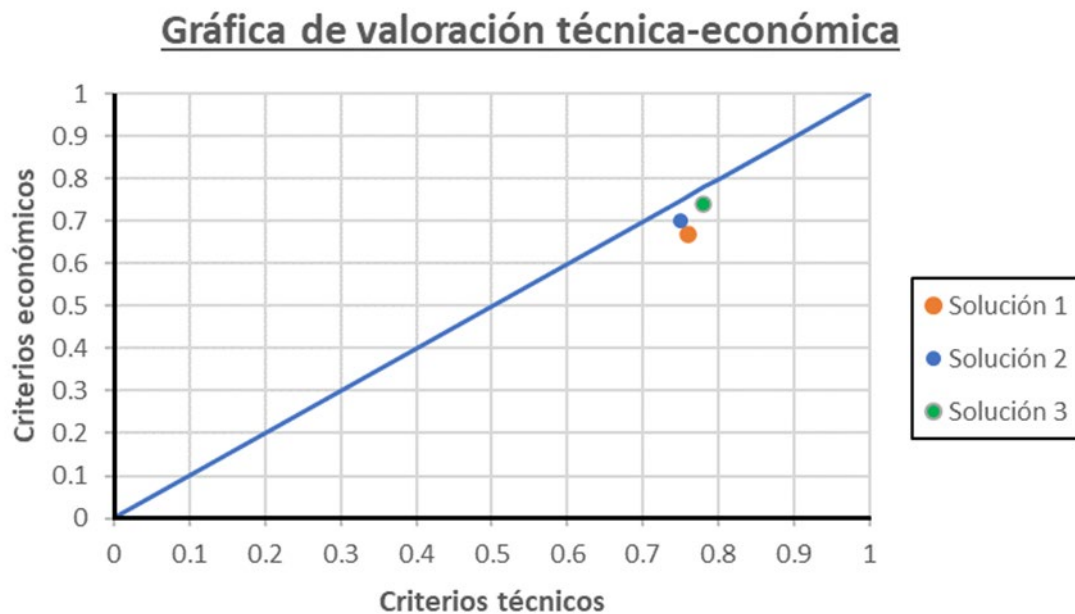
Tabla 3.14*Resultados finales de criterios económicos*

Criterios	Puntuación máxima	Resultados totales		
		S1	S2	S3
Costo	25	14	13	14
Mantenibilidad	25	18	19	20
Manufactura	25	17	19	20
Material	25	18	19	20
Total	100	67	70	74
Valor porcentual	1.00	0.67	0.70	0.74

$$d_{S1} = |y_{S1} - x_{S1}| = |0.67 - 0.76| = 0.09$$

$$d_{S2} = |y_{S2} - x_{S2}| = |0.70 - 0.75| = 0.05$$

$$d_{S3} = |y_{S3} - x_{S3}| = |0.74 - 0.78| = 0.04$$

Figura 3.3*Gráfica de valoración técnica-económica*

Con este cálculo, se comprobó que la solución 3 es la más cercana a la solución óptima.

Aunque se haya elegido la solución óptima, es posible que en el desarrollo del diseño se encuentren dificultades, en especial al observar los diseños de detalle. En caso la solución elegida presente procesos tecnológicos incompatibles entre sí, se debe reajustar la ponderación de la matriz morfológica, investigar más procesos tecnológicos disponibles o aumentar la cantidad de posibles soluciones.

3.2.6. Ponderación de costos

Habiendo decidido la solución que guiará el diseño, se procedió a realizar una ponderación general del costo de las secciones de la máquina que se diseñarán en este trabajo, basada en la cotización de la máquina Boix Q-2400, presentada en la Tabla 3.15.

Tabla 3.15

Proforma de máquina Boix Q-2400

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Importe Neto
1.00	Máquina modelo Q-2400 con tanque Melton con molde	65 400.00	65 400.00
	Columna y P84		
1.00	Apilador AR5	8 780.00	8 780.00
1.00	Compresor Boge	7 240.00	7 240.00
1.00	Machos adicionales de P84	980.00	980.00
	Transporte hasta Puerto Callao (Perú)	3 480.00	3 480.00
	Seguro de la mercancía hará Puerto Callao (Perú)	170.00	170.00
	OPCIONAL		0.00
	Puesta en marcha y capacitación durante 4 días 2 500 \$USD		0.00
TOTAL CIF Puerto Callao – Perú (DÓLARES)			86 050.00

Nota. Modificado de (Yana Quispe, 2020, pág. 254)

Pese a que el costo final de toda la máquina se comprobará con el precio de la máquina Boix (incluyendo el costo de importación), para realizar la ponderación sólo se utilizó el precio de venta de la máquina, que incluye los complementos y adicionales ofrecidos por el fabricante en la proforma de la máquina Boix Q-2400.

$$Costo_{máquina\ Boix-2400} = \$ 86\ 050 - (\$ 3\ 480 + \$ 170)$$

$$Costo_{máquina\ Boix-2400} = \$ 82\ 400$$

El presupuesto total del bastidor estructural se calculó en el trabajo del ingeniero Yana, obteniendo el valor de S/. 63 042.86 (*USD 17 866.01*) (Yana Quispe, 2020, pág. 237). Sin embargo, el presupuesto del sistema de conformado y expulsión de cajas obtenido en el trabajo del ingeniero Olivera tiene 2 posibles valores: *USD 23 246.50* (Olivera Apaza, 2019, pág. 294), que representa el presupuesto estándar y *USD 9 811.18* (Olivera Apaza, 2019, pág. 296), un presupuesto alternativo con menores costos en componentes neumáticos. Para la ponderación, se consideró el presupuesto estándar, pero en el análisis final se consideraron ambos valores.

Dado que los presupuestos elegidos son similares, se asumió que el presupuesto del presente diseño debe también encontrarse en un rango similar. Considerando que el sistema de conformado y expulsión presenta un nivel de complejidad similar al de los sistemas evaluados en este trabajo, se asumió que el presupuesto ponderado debe ser más cercano a este valor, decidiendo asignar un valor de presupuesto ponderado igual a *USD 22 000.00*.

Así, se calculó el presupuesto total ponderado de la máquina, el porcentaje del costo de la máquina al que corresponde, y el máximo valor posible para el presupuesto del diseño presentado en este trabajo.

$$\text{Presupuesto}_{\text{total ponderado}} = \text{USD } 17\,866.01 + \text{USD } 23\,246.50 + \text{USD } 22\,000$$

$$\text{Presupuesto}_{\text{total ponderado}} = \text{USD } 63\,112.51$$

$$\text{Comparación}_{\text{diseños}} = \frac{\text{USD } 63\,112.51}{\text{USD } 82\,400} = 76.59 \%$$

$$\text{Presupuesto}_{\text{máximo}} = \text{USD } 82\,400 - (\text{USD } 17\,866.01 + \text{USD } 23\,246.50)$$

$$\text{Presupuesto}_{\text{máximo}} = \text{USD } 41\,287.49$$

De este resultado se concluyó que, si el costo final del diseño presentado en este trabajo es igual a *USD 22 000.00*, la máquina diseñada presentará un ahorro del 24.41 % con respecto a una opción similar en el mercado.

Finalmente, se distribuyó el presupuesto ponderado en las distintas secciones de la máquina, tal como se muestra en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16*Costos ponderados de los sistemas*

Sistemas	%	Costo ponderado (USD)
Almacenamiento	15 %	3 300.00
Desapilamiento	20 %	4 400.00
Transporte	35 %	7 700.00
Aplicación de pegamento	30 %	6 600.00
Total	100 %	22 000.00

De los sistemas evaluados se asumió que el sistema de transporte será el más costoso, por lo que se le asignó un 35% del costo ponderado. Esto se debe a se espera que este sistema incluya un motor eléctrico y el sistema encargado de movilizar los cartones a una alta velocidad.

En segundo lugar, se consideró el sistema de aplicación de pegamento. Aunque se espera que los componentes de dicho sistema sean seleccionados, los costos de equipos para aplicación de Hot Melt pueden variar desde moderados hasta altos, dependiendo de la demanda de pegamento y la velocidad de aplicación. En este trabajo, el segundo factor se considera muy alto, por lo que se decidió asignar un 30% del costo ponderado a este sistema.

En tercer lugar, se cuenta con el sistema de desapilamiento. Al igual que el sistema de transporte, este sistema debe actuar con gran velocidad, pero también debe ser. Debido a su acción veloz y precisa, se espera que sus componentes tengan un precio elevado. Al ser menores en número, el costo ponderado para este sistema se asignó en un 20%.

Por último, el sistema encargado de la función de almacenamiento se consideró como el menos costoso de todos, asignándole un 15%. Esta decisión se basó en que se espera que este sistema, a pesar de contar con múltiples elementos, sea inherentemente estático. Además, los costos de elementos de ensamble no suelen ser muy elevados.

Con la elección de la solución óptima y el cálculo de los costos ponderados del diseño, se procedió a continuar con la proyección y elaboración de detalles del diseño.



CAPÍTULO IV

DISEÑO DE DETALLE

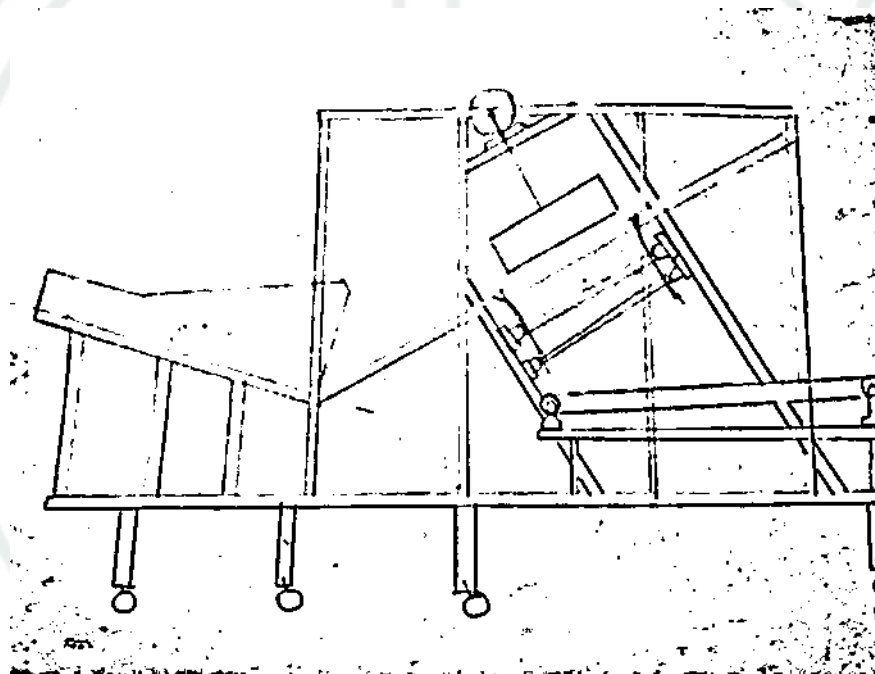
4. DISEÑO DE DETALLE

4.1. PROYECCIÓN

A continuación, se muestran los principales bocetos elaborados para el diseño de los sistemas iniciales de la máquina basados en la función óptima elegida. Los bocetos se realizaron a mano alzada, pero características que se mantuvieron hasta la versión final son evidentes desde los primeros bocetos.

Figura 4.1

Boceto de la máquina completa (vista lateral) – Versión 1



En la Figura 4.1 puede apreciarse una vista lateral del concepto inicial de la máquina completa. Puede apreciarse que el espacio entre la zona de almacenamiento (lado izquierdo de la imagen) y la zona de conformado es bastante reducido, sin una idea clara aún de la posición de los sistemas de desapilamiento o transporte.

Otra característica importante en este boceto es la disposición inclinada de la máquina. Desde los primeros bocetos e ideas generales para la máquina, se tuvo contemplada la posibilidad de no alinear los sistemas de forma vertical u horizontal.

Figura 4.2

Boceto inicial de los sistemas iniciales – Versión 2

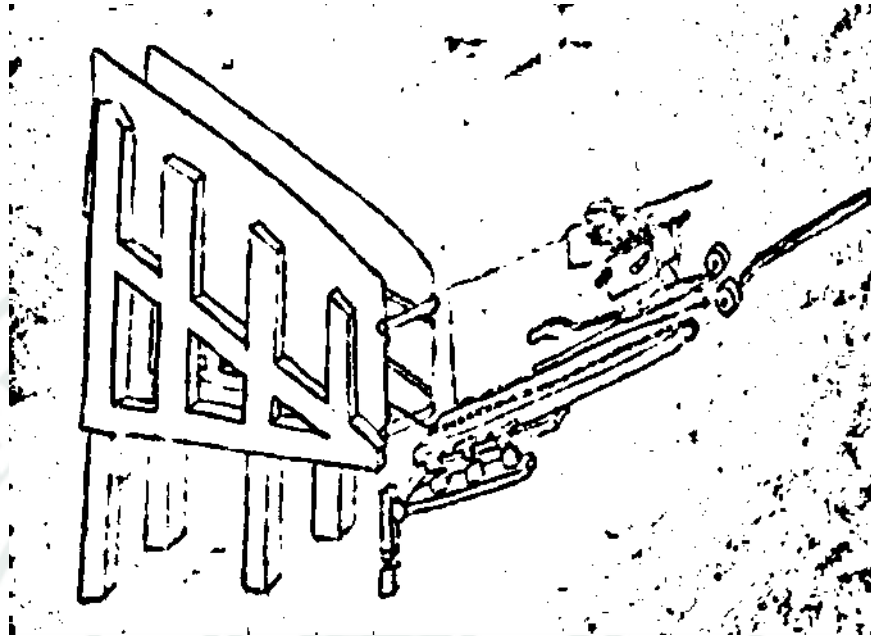
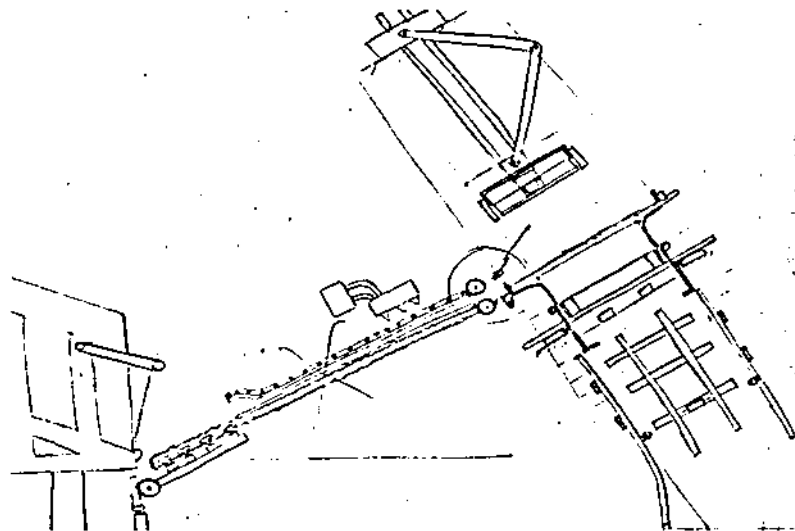


Figura 4.3

Vista lateral del boceto inicial de los sistemas iniciales – Versión 2



En las Figuras 4.2 y 4.3 se aprecia a mayor detalle la versión 2 del diseño. El magazine de la zona de almacenamiento tenía un bastidor más complejo y restrictivo, compuesto con dos láminas metálicas a ambos costados que sujetaban los topes del magazine.

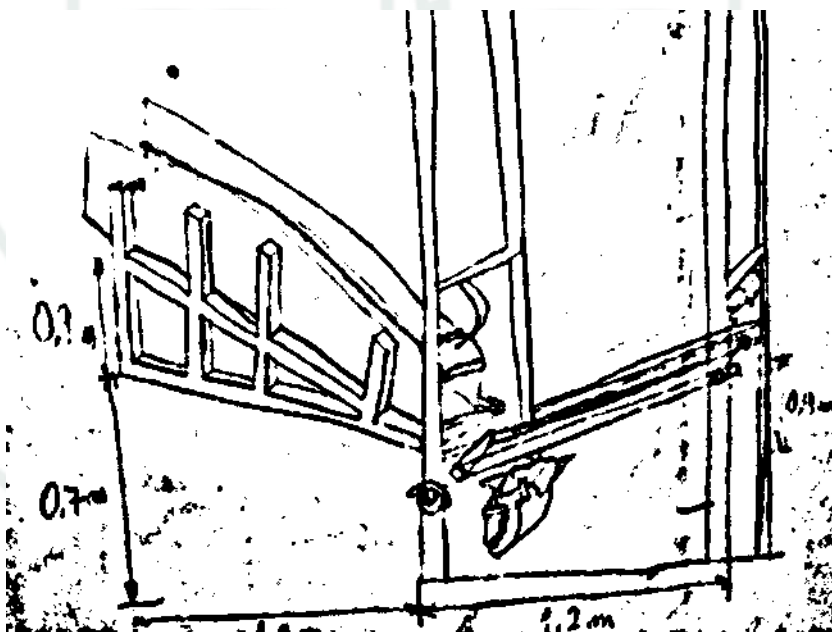
Respecto al sistema desapilador, se tenía considerado utilizar dos barras con tres ventosas en cada una para desapilar los cartones. Estas barras eran impulsadas por un eje conectado a un actuador neumático recto, que transfería el movimiento a través de un sistema similar al piñón-cremallera.

En el sistema de transporte ya se puede apreciar la posición de la cadena, aunque sin ningún detalle respecto a los sistemas que la impulsan. También pueden apreciarse un juego de rodillos ubicados al final de las guías de transporte cuyo objetivo era asegurar que los cartones ingresen a la zona de conformado sin deformaciones en las aletas del cartón.

Finalmente, el sistema de aplicación de pegamento también se puede ver sobre la zona de entrega de cartones. En las distintas iteraciones del diseño, la posición no sufrió grandes cambios, pues es necesario que el pegamento se aplique poco antes del conformado, pero el sistema consiste principalmente en la selección de componentes ya existentes.

Figura 4.4

Boceto con medidas de los sistemas iniciales – Versión 3



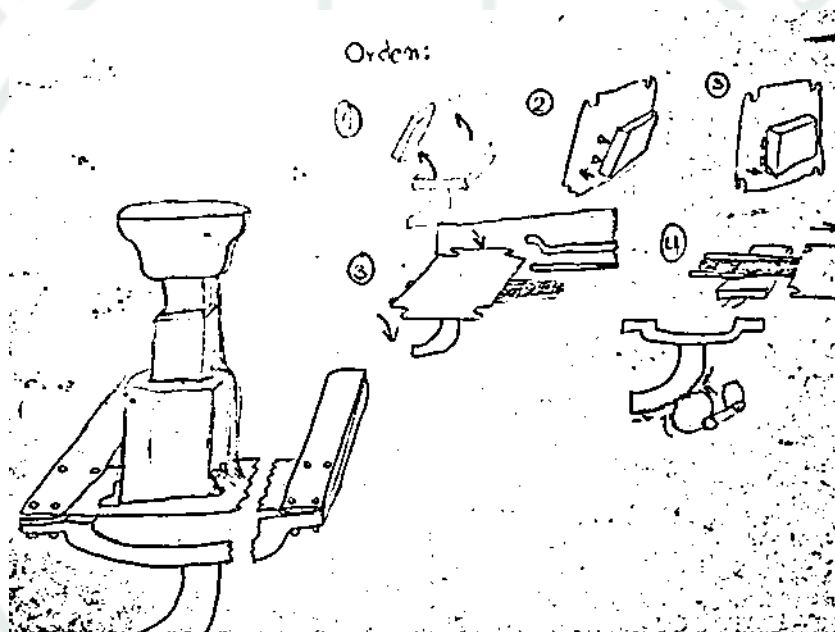
Continuando con los bocetos, y añadiendo algunas medidas generales, se obtuvo el boceto de la Figura 4.4. En esta se puede apreciar a inclusión de un tope superior para el

magazine, pero unido a la estructura del bastidor de la máquina completa. En este boceto no se incluyó el bastidor del magazine.

Aparte de esta adición, los principales cambios en la versión 3 del diseño con respecto a la Figura 4.2 y Figura 4.3 se ve en el sistema desapilador, donde el sistema piñón-cremallera recto se cambió por uno curvo, y se modificó la ubicación del piñón como se aprecia a más detalle en la Figura 4.5.

Figura 4.5

Boceto del sistema desapilador con sist. piñón-cremallera curvo – Versión 3

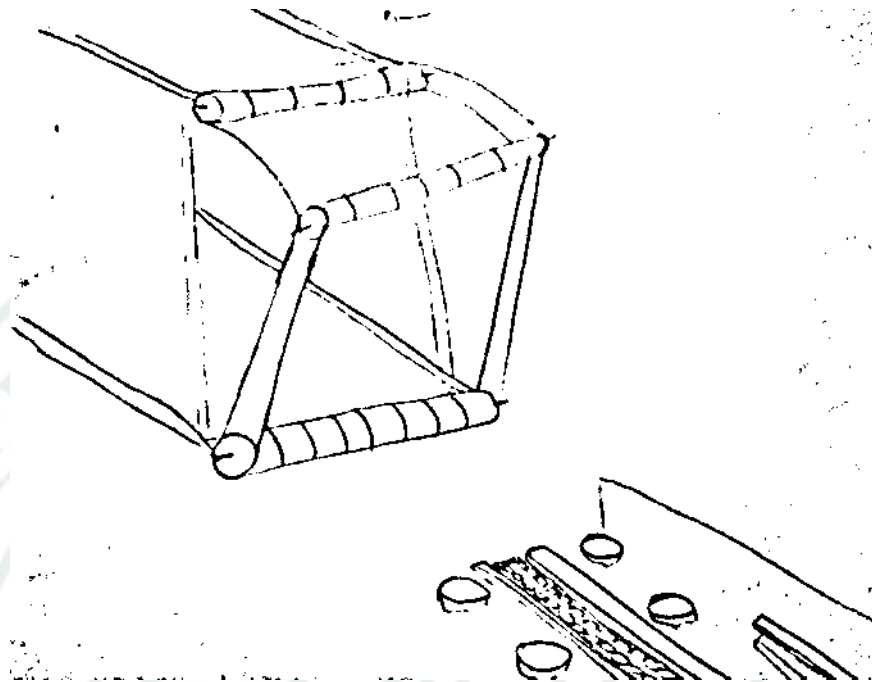


De este punto en adelante se dejaron de hacer bocetos de los sistemas completos, para hacer énfasis en los detalles de cada sistema y solucionar las complicaciones que estas primeras ideas presentaban.

Un boceto del punto de encuentro entre los sistemas de almacenamiento, desapilador y de transporte se aprecia en la Figura 4.6. Este no muestra detalles del funcionamiento de estos sistemas, sino que intenta retratar la disposición de los elementos en este punto, aunque aún muestra una estructura cuyo fin era permitir que el cartón inferior se incline hacia el sistema de transporte sin que su base se mueva. Esta estructura se descartó tras este boceto.

Figura 4.6

Boceto del punto de encuentro con el sistema desapilador – Versión 3



Los topes del magazine se reemplazaron por cilindros que puedan mantener los cartones en el almacenamiento y faciliten el retiro del cartón por el desapilador. Se propuso un doble tope superior que siga el movimiento del cartón al posicionarse sobre el transporte.

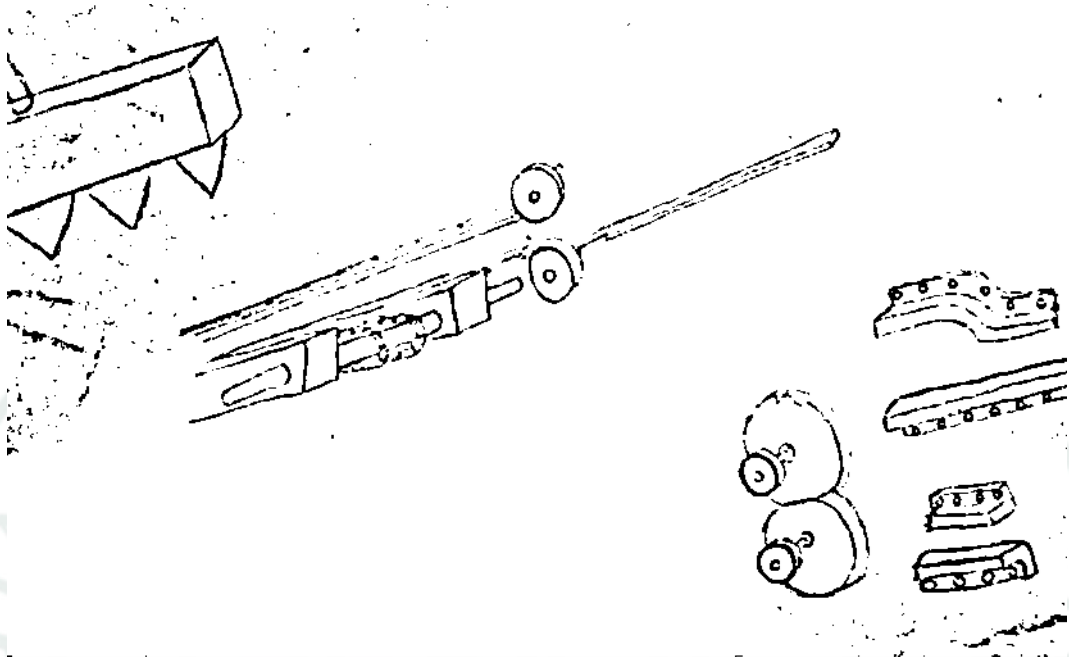
El sistema desapilador aún mantiene dos barras de ventosas, pero disminuye el número de estas de seis a cuatro. En esta versión, las barras se ubican a los costados externos del sistema de transporte.

Finalmente, el sistema de transporte cuenta con la cadena y guías. La cadena tiene dos líneas de eslabones muy juntas, y las guías se dividen entre guías internas, que soportan el cartón a lo largo del transporte; y guías externas, que están unidas al bastidor e impiden que la deformación del cartón antes de ingresar a la zona de conformado.

Mostrando más detalle de esta versión del sistema de transporte, la Figura 4.7 muestra el punto de entrega de este sistema a la zona de conformado. Como se mencionó anteriormente, esta versión contaba con rodillos en el punto final de la entrega.

Figura 4.7

Boceto del punto de entrega al sistema de conformado – Versión 3



En este boceto se aprecia más fácilmente las dos líneas de eslabones de la cadena de transporte, pero sin más detalles para el eje o los sprockets para las cadenas. En la parte superior izquierda puede verse la representación del sistema de aplicación de pegamento.

En la siguiente versión del diseño se modificaron significativamente la zona de almacenamiento y los sistemas desafilador de transporte.

En la zona de almacenamiento se modificaron los topes, siendo ahora seis rodillos ubicados simétricamente al final del magazine. Se contarían con 2 topes en cada lado y uno en la zona superior e inferior. La base del magazine tendría una lámina metálica y el tope superior estaría unido a la estructura con una pequeña viga. Además, se usaría un sistema de dos pistones neumáticos unidos a una barra posterior para empujar los cartones almacenados automáticamente, a medida que el desafilador retire el cartón más al extremo inferior.

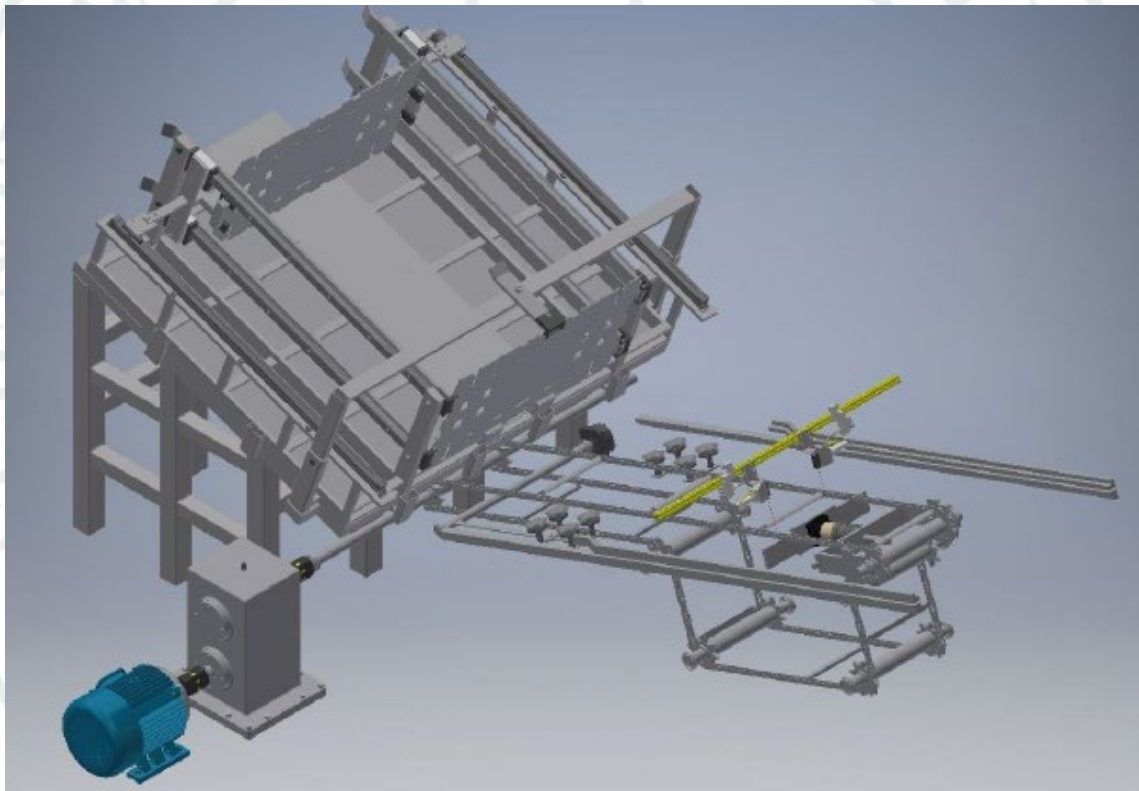
En el sistema desafilador se cambió el conjunto piñón-cremallera por un eje unido a un actuador neumático rotatorio. Además, se aumentó el número de ventosas de cuatro a ocho.

Finalmente, en el sistema de transporte se añadió el detalle del motor que impulsará a las cadenas, junto con un reductor. Además, se agregaron sprockets y láminas junto a un pistón neumático recto para poder modificar la longitud de transporte las cadenas de manera automática durante el cambio de formato, además de funcionar como tensor de estas.

No se realizaron bocetos de esta versión, pero sí se elaboró un modelo en Inventor, presentado en la Figura 4.8.

Figura 4.8

Modelo en Inventor de los sistemas iniciales – Versión 4



Al evaluar a detalle el modelo de la versión 4 del diseño se decidió realizar múltiples cambios a los sistemas, lo que daría como resultado la versión 5 del diseño, aunque sólo se realizaron bocetos de los cambios en la zona de almacenamiento (Figuras 4.9 y 4.10).

En esta se puede apreciar la simplificación de la zona de almacenamiento, con un bastidor menos complejo y una estructura más sencilla. Se aprecia que las barras verticales del magazine cuentan con dos puntos de ajuste para la altura de los cartones. Los topes están

sujetos únicamente a la estructura del magazine, y se ve una comparación del tamaño de un operario con el punto de ingreso de los cartones, realizada para tener una idea general de la altura de este punto. La lámina metálica inferior fue retirada también.

Figura 4.9

Boceto de la zona de almacenamiento – Versión 5

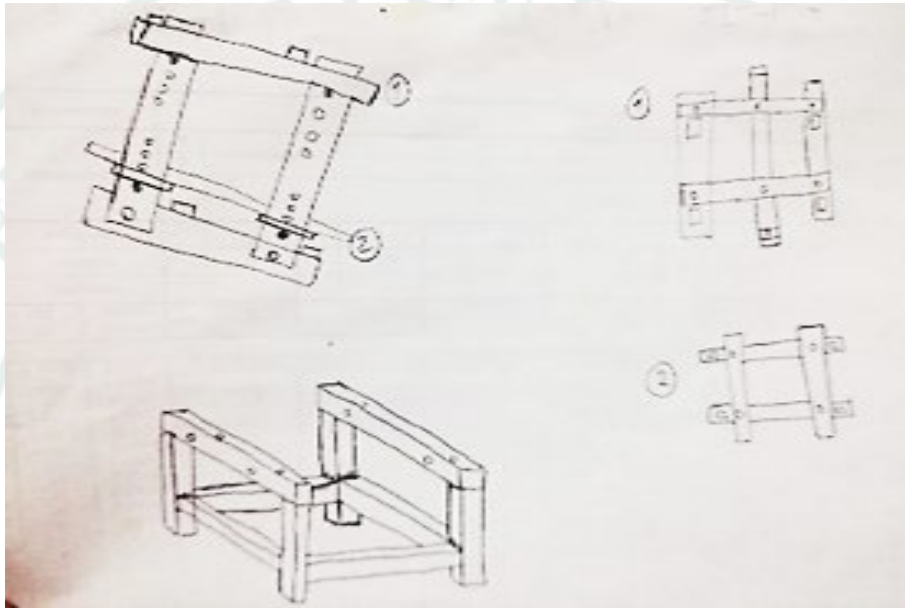


Figura 4.10

Vista de los topes y comparativa con operario – Versión 5

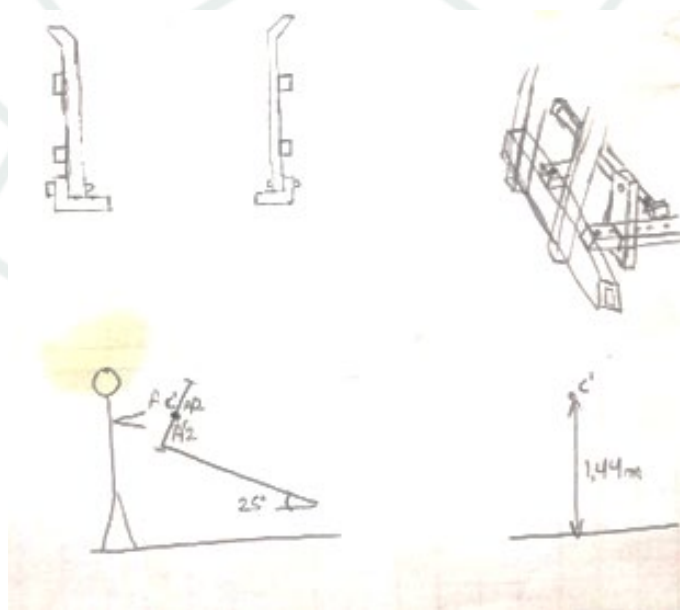
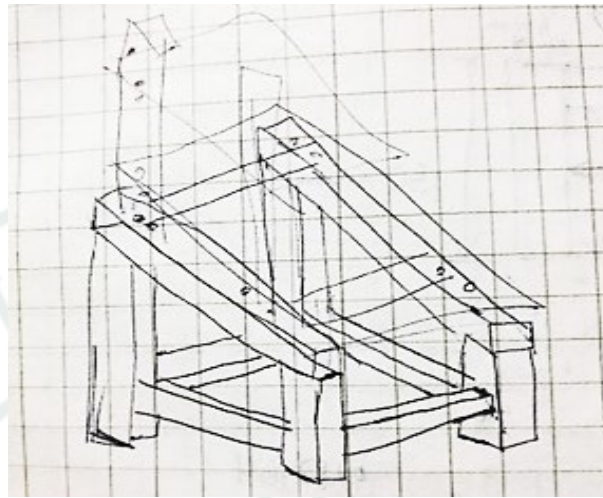


Figura 4.11

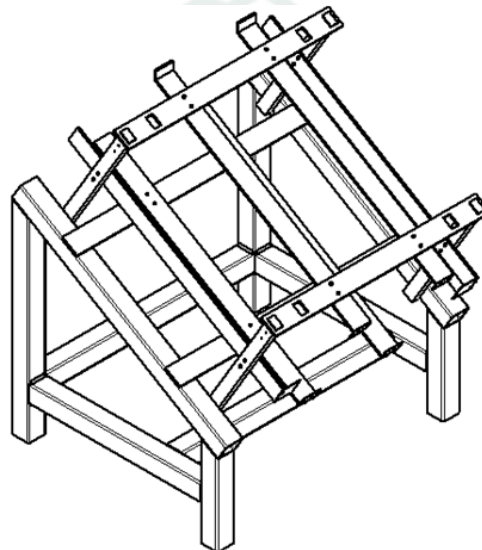
Boceto del bastidor de la zona de almacenamiento – Versión final



Finalmente, se realizó un último boceto del bastidor de la zona de almacenamiento para la versión final del diseño, mostrado en la Figura 4.11. La inclinación del magazine es más evidente, y puede apreciarse una idea más simplificada del magazine dibujado ligeramente sobre el bastidor.

Figura 4.12

Diseño potencial de la zona de almacenamiento – Versión final



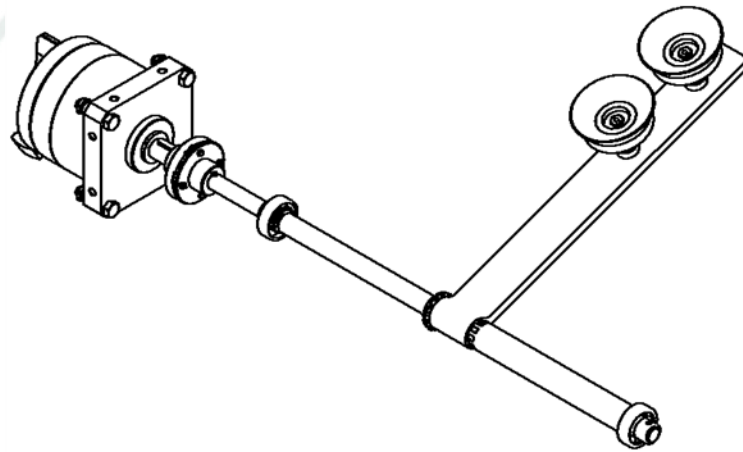
A partir de este punto ya no se realizaron bocetos a mano alzada, sino modelos de Inventor. Además de los detalles mencionados anteriormente, se aprecia en la Figura 4.12

que se decidió cambiar los topes del magazine por láminas metálicas rectangulares, además que su distribución se giró en 90° (2 topes superiores e inferiores, y un tope a cada lado).

El ajuste de altura del magazine se simplificó a sólo la parte superior de los perfiles verticales y se añadió la alternativa de modificar el ancho del magazine con agujeros en los perfiles transversales superiores. Además, la zona inferior del magazine se separó del resto de la estructura para que se ensamble directamente en el bastidor.

Figura 4.13

Diseño potencial del sistema desapilador – Versión final



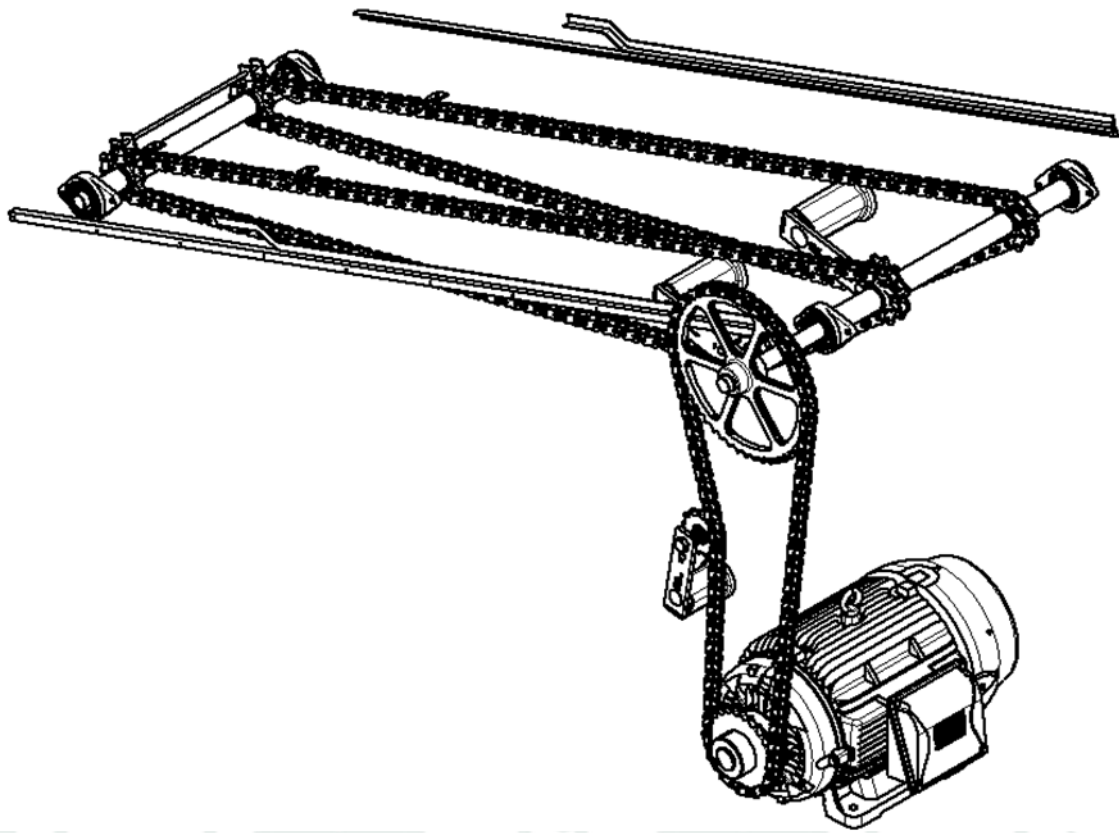
En el sistema desapilador se añadió un acoplamiento entre el actuador neumático y el eje, además que se volvió a disminuir el número de ventosas de ocho a dos. En la Figura 4.13 también se retrataron los rodamientos del eje a cada lado.

Los cambios en el sistema de transporte, retratados en la Figura 4.14, son mucho más evidentes. En primer lugar, se decidió cambiar la posición del eje conductor al eje más cercano a la zona de conformado. Además, se simplificaron las cadenas para que cuenten con 3 sprockets cada una, siendo la inferior la correspondiente con el tensor.

También se decidió diseñar el reductor en lugar de adquirirlo como un componente adicional. El reductor consistirá en una cadena con tres sprockets que se calcularán de acuerdo con las exigencias del diseño. La cubierta del reductor no se incluyó en este modelo.

Figura 4.14

Diseño potencial del sistema de transporte – Versión final



El último cambio importante es que se abandonó la idea de que el cambio de formato sea automático, por lo que ya no se ven elementos neumáticos o de ajuste además del tensor.

No se añadieron diseños del sistema de aplicación de pegamento, aunque se mantuvo la ubicación de este al final del recorrido del sistema de transporte.

4.2. ELABORACIÓN DE DETALLES

Habiendo definido las funciones, los procesos tecnológicos y la solución óptima, y tras haber realizado la proyección del diseño para obtener una idea general del mismo, se procedió a realizar los cálculos de detalle de los sistemas.

Para organizar de manera más práctica la elaboración de detalles y los cálculos, los sistemas se dividieron de acuerdo con sus detalles más importantes o críticos. Primero se

analizó la geometría de la zona de almacenamiento y de los distintos sistemas. Luego del análisis de los detalles, se analizaron los tipos de uniones necesarias para cada ensamble.

- 1) Zona de almacenamiento
 - a. Geometría del sistema
 - b. Estructura del magazine
 - i. Perfiles de la estructura
 - ii. Perfil de los topes
 - c. Bastidor del magazine
 - i. Perfiles del bastidor
 - d. Ensamble de la zona de almacenamiento
 - i. Uniones no permanentes del sistema
 - ii. Uniones permanentes del sistema
- 2) Sistema desapilador
 - a. Geometría del sistema
 - b. Barra de ventosas
 - i. Perfil de la barra
 - c. Eje del desapilador
 - i. Análisis del eje
 - ii. Cálculo de rodamientos
 - d. Componentes neumáticos
 - i. Actuador neumático semirrotativo
 - ii. Ventosas de extracción
 - e. Ensamble del sistema desapilador
 - i. Uniones no permanentes del sistema
 - ii. Uniones permanentes del sistema
- 3) Sistema de transporte
 - a. Geometría del sistema
 - b. Cadena de transporte
 - i. Cadena de rodillos
 - ii. Acoplamientos de cadena
 - iii. Sprockets
 - iv. Tensor de cadena
 - v. Selección final

- c. Motor del sistema
 - i. Motor eléctrico
 - d. Reductor de velocidad
 - i. Geometría del reductor
 - ii. Cadena de rodillos
 - iii. Sprockets
 - iv. Tensor del reductor
 - v. Selección final
 - e. Eje conductor del sistema de transporte
 - i. Análisis del eje
 - ii. Cálculo de rodamientos
 - f. Eje conducido del sistema de transporte
 - i. Análisis del eje
 - ii. Cálculo de rodamientos
 - g. Eje de transmisión del motor
 - i. Análisis del eje
 - ii. Cálculo de rodamientos
 - h. Guías de la estructura
 - i. Geometría de las guías
 - ii. Perfiles de las guías
 - i. Ensamble del sistema de transporte
 - i. Uniones no permanentes del sistema
- 4) Sistema de aplicación de pegamento
- a. Geometría del sistema
 - b. Pegamento para cajas de cartón corrugado
 - i. Adhesivo termoplástico EVA
 - c. Conjunto aplicador de pegamento
 - i. Inyector de adhesivo
 - ii. Manguera
 - iii. Equipo fusor
 - iv. Contenedor para almacenamiento de adhesivos
 - v. Selección final
 - d. Ensamble del conjunto aplicador al bastidor
 - i. Uniones no permanentes del sistema

Antes de continuar con el cálculo de los detalles, se definieron datos generales del diseño. Considerando que la exigencia de producción de la máquina es de 2 700 cajas/hora, se procedió a calcular la frecuencia y periodo de trabajo:

$$f = 2\,700 \text{ cajas / hora}$$

La manera de calcular el periodo en base a la frecuencia es:

$T = 1/f$	(4.1)
-----------	-------

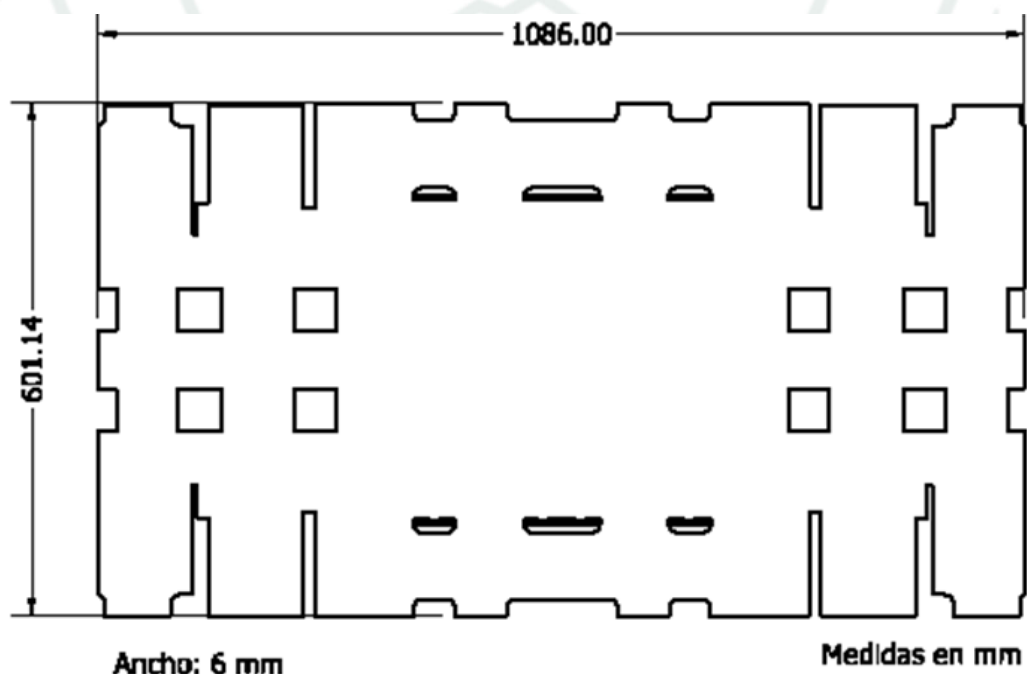
Resolviendo la Ecuación 4.1 se obtuvo:

$$T = \frac{1}{2\,700} \frac{\text{hora}}{\text{caja}} = \frac{1}{2\,700} \frac{\text{hora}}{\text{caja}} \cdot \frac{3\,600 \text{ segundos}}{1 \text{ hora}} = 1.333 \frac{\text{segundos}}{\text{caja}}$$

Se definió el factor de seguridad (*F.S.*) como 2 para todo cálculo que no incluya un factor definido por la naturaleza del proceso, y la velocidad mínima de entrega de los cartones a la zona de conformado, calculada por el ingeniero Olivera, como 3.5 m/s (Olivera Apaza, 2019, pág. 63). Finalmente, la geometría del cartón prefabricado que se usará en el diseño se muestra en la Figura 4.15.

Figura 4.15

Geometría del cartón corrugado prefabricado



4.2.1. Zona de almacenamiento

Los grupos de cartones que se conformarán en cajas deben encontrarse almacenados al inicio de la máquina, donde puedan ser separados y transportados a la zona de conformado. El lugar donde se almacenarán los cartones se ha denominado como la “zona de almacenamiento”, también llamado magazine. Según el diseño presentado, el magazine debe ser alimentado por los operadores periódicamente para asegurar el funcionamiento continuado de la máquina.

Para el diseño del magazine se evaluó la geometría que este y se realizaron los cálculos de diseño de la estructura, bastidor y ensamble.

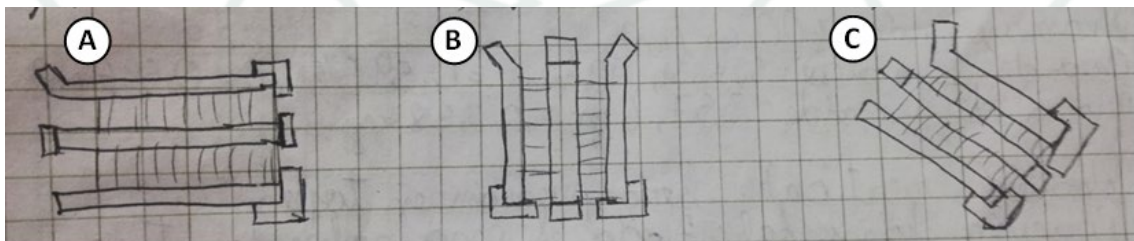
Geometría del sistema

Antes de realizar los cálculos referidos a la zona de almacenamiento, es necesario definir su orientación y capacidad. Considerando que el tiempo de conformado para una caja es de 1.33 s, el magazine debe ser capaz de almacenar la mayor cantidad de cartones posible sin exceder los parámetros ergonómicos para que los operarios trabajen con la máquina.

Para que el magazine pueda cumplir con dicha exigencia, se consideraron 3 disposiciones para su diseño: Horizontal, vertical e inclinado (Figura 4.16). Para decidir cuál de estas disposiciones se utilizaría, se tuvieron en cuenta los siguientes 3 criterios:

Figura 4.16

Orientación del magazine A) Horizontal B) Vertical C) Inclinada



Fuerzas involucradas en el movimiento: En el momento del desapilamiento, los cartones almacenados deben movilizarse a cubrir el espacio liberado. Por esta razón, es importante que la disposición elegida facilite el movimiento hacia delante de los cartones. Las fuerzas que tendrán un mayor impacto en esto serán el peso de los cartones almacenados,

la resistencia de los topes finales y la fricción entre la estructura del magazine y los cartones al avanzar.

Facilidad de desapilamiento: Para realizar la tarea de conformado, el sistema de transporte debe encontrarse en un ángulo α de 20° , valor definido por el ingeniero Olivera como el ángulo de ingreso a la zona de conformado (Olivera Apaza, 2019, pág. 60). Por este motivo, sea cual sea la disposición elegida, el desapilamiento debe poder movilizar los cartones a un transporte que ascenderá a los cartones en un ángulo de 20° .

Capacidad de almacenamiento: Dado que la alimentación de cartones es manual y se espera que la máquina sea asequible a un trabajador promedio, la disposición elegida debe encontrar el equilibrio entre tener dimensiones adecuadas (siguiendo conceptos ergonómicos) y poder almacenar la mayor cantidad de cartones posibles para reducir el número de recargas necesarias en caso se espere una alta producción.

Los 3 criterios mencionados se calificaron del 1 al 5, siendo 5 la mayor calificación posible que puede recibir cada criterio, acercándolo a la solución óptima para el diseño.

1) Almacenamiento horizontal:

Criterio 1: En este criterio, la disposición horizontal obtiene un 0. Al no poder utilizar el peso de los cartones a su favor, no presenta ninguna facilidad al movimiento de los cartones hacia la zona de desapilamiento, por lo que se hace necesaria la inclusión de un mecanismo exterior (empujador a través de resorte, por ejemplo) para hacerlos avanzar. Además, al llegar al momento de recarga, este mecanismo debe retraerse, lo que puede provocar que los cartones restantes caigan hacia atrás.

Criterio 2: Al considerar que el ángulo α mide 20° , el mecanismo desapilador debe movilizar un total de 70° para cumplir su función. Aunque es posible que el mecanismo consiga dicho movimiento en el tiempo deseado (1.33 s), el ángulo es el mayor de las 3 disposiciones, lo que le amerita un puntaje de 3 en este criterio.

Criterio 3: Al contrario de los anteriores criterios, esta disposición tiene su ventaja en el almacenamiento, pues de las 3 disposiciones, esta es la que más puede almacenar sin

sacrificar la altura de entrada de los cartones, haciendo el manejo de los cartones más ergonómico. En este criterio, esta disposición obtiene un 5.

2) Almacenamiento vertical:

Criterio 1: Esta es la disposición que ofrece más facilidades para el desplazamiento de los cartones, pues utiliza toda la fuerza del peso a su favor. No necesita de accionamiento o impulso externo. Por estos motivos, consigue una puntuación de 5 en este criterio.

Criterio 2: Al igual que la anterior disposición, la diferencia entre el ángulo de transporte y el de almacenamiento es de 70° . Sin embargo, en esta disposición el punto de cruce de las líneas (utilizado para conocer la posición del sistema desapilador) ocurre en la parte superior, lo que obligaría a posicionar el mecanismo de desapilamiento en la zona superior o desarrollar uno con mayor complejidad capaz de realizar la misma tarea. Por estos motivos, esta disposición consigue un 3 en este criterio.

Criterio 3: Esta disposición es la más débil en este criterio. Pese a que, técnicamente hablando, también puede almacenar una buena cantidad de cartones, para mantener un diseño ergonómico y sin necesidad de utilizar apoyos externos para llegar a la boca del magazine, el tamaño debe quedar reducido, limitando la capacidad de almacenamiento. Por estos motivos, esta disposición obtiene una calificación de 1 en este criterio.

3) Almacenamiento inclinado:

Criterio 1: Esta disposición no consigue utilizar todo el peso a su favor, ya que este termina descomponiéndose debido al ángulo θ de inclinación del magazine. Sin embargo, mientras mayor sea dicho ángulo, mayor será la componente del peso que puede utilizar para conseguir que los cartones se muevan sin ningún tipo de ayuda externa. Por esto, obtiene un 4 en este criterio.

Criterio 2: Aunque el valor del ángulo θ no puede definirse hasta realizar el cálculo de las fuerzas involucradas y, por lo tanto, conocer la diferencia con el ángulo α , sí se puede reconocer que su diferencia será menor que los 70° de los 2 casos anteriores, facilitando el

trabajo del desapilador (si θ llegase a medir 70° , el mecanismo desapilador sólo necesitaría ejecutar un movimiento recto). Por esto, la disposición obtiene un 4 en este criterio.

Criterio 3: En cuanto al almacenamiento, esta disposición puede obtener las ventajas de la disposición horizontal, aunque no en su totalidad. Mientras menor sea el ángulo θ , mayor será la capacidad de almacenamiento que tendrá sin sacrificar la comodidad ergonómica que se le quiere dar a la máquina. Por esto, consigue un 3 en este criterio.

Habiendo realizado el análisis de las 3 disposiciones en base a estos criterios, los resultados se presentan en la Tabla 4.1:

Tabla 4.1
Comparativa de disposiciones para el magazine

Criterios	Almacenamiento	Almacenamiento	Almacenamiento
	Horizontal	Vertical	Inclinado
Fuerzas involucradas en el movimiento	0	5	4
Facilidad de desapilamiento	3	3	4
Capacidad de almacenamiento	5	1	3
Total	8	9	11

Como puede apreciarse, el almacenamiento inclinado consigue el mayor puntaje de las tres disposiciones, seguido del almacenamiento vertical, por lo que es el elegido para la solución óptima.

Debido a la elección del almacenamiento inclinado, se debió definir el ángulo de inclinación θ , referido a la inclinación del magazine con respecto al suelo. Para facilidad del diseño, se utilizó el ángulo de reposo o ángulo de fricción estática como el valor para el ángulo θ .

En el libro “Mecánica Vectorial para Ingenieros: Estática”, Beer define el ángulo de reposo de la siguiente manera: “El valor del ángulo de inclinación correspondiente al movimiento inminente recibe el nombre de ángulo de reposo” (Beer et al., 2010, pág. 416). Para este trabajo, el ángulo de reposo será igual al ángulo de fricción estática ϕ_S .

Lo que motivó a utilizar este ángulo en el diseño fue la optimización en el almacenamiento de los cartones, que necesita que el ángulo θ sea lo más pequeño posible. Además, en esta posición la fuerza del peso apoya al movimiento de los cartones hacia el sistema de desapilamiento, haciendo que el valor más adecuado para el ángulo θ sea el valor del ángulo de reposo.

Para calcular el valor del ángulo de reposo, Beer propone la relación representada en la Ecuación 4.2 (Beer et al., 2010, pág. 415):

$\tan \phi_S = \mu_S$	(4.2)
-----------------------	-------

Donde:

- ϕ_S = Ángulo de fricción estática o ángulo de reposo.
- μ_S = Coeficiente de fricción estática.

El cálculo de este ángulo no se ve influenciado por el valor del peso de los cartones, pues depende enteramente de la relación de los materiales en contacto. En este diseño, este valor es el coeficiente de fricción entre la superficie metálica del magazine y los cartones. Evaluando las opciones ofrecidas en el Anexo B se eligió el valor de 0.60.

Reemplazando los valores obtenidos, y resolviendo la Ecuación 4.2, se consiguió:

$$\begin{aligned}\tan \phi_S &= 0.60 \\ \phi_S &= \tan^{-1} 0.60 \\ \phi_S &= 30.96^\circ \rightarrow 31^\circ\end{aligned}$$

El valor del ángulo de reposo fue redondeado al número entero superior para asegurar que el desplazamiento de los cartones sea posible y que el ángulo utilizado en el diseño sea el menor posible, aumentando la capacidad de almacenamiento del magazine.

Como confirmación, se realizó el análisis dinámico de los cartones en el magazine con la Ecuación 4.3, propuesta por Beer en el libro “Mecánica Vectorial para Ingenieros: Dinámica” (Beer et al., 2013, pág. 849):

$\sum \mathbf{F} = m\bar{\mathbf{a}}$	(4.3)
---------------------------------------	-------

Donde:

- F = Fuerzas del sistema.
- m = Masa del cuerpo.
- $\bar{a}$ = Aceleración media del centro de masa.

Despejando la Ecuación 4.3, se obtuvo:

$$\begin{aligned}\sum F &= W_c * \sin \theta_{mag} - F_{fk} = W_c * \sin \theta_{mag} - \mu_k * N_c \\ m_c * a_c &= m_c * g * \sin \theta_{mag} - \mu_k * m_c * g * \cos \theta_{mag} \\ a_c &= g * (\sin \theta_{mag} - \mu_k * \cos \theta_{mag})\end{aligned}\tag{4.4}$$

Donde:

- W_c = Peso de los cartones.
- θ_{mag} = Ángulo de inclinación del magazine.
- F_{fk} = Fuerza de fricción dinámica.
- μ_k = Coeficiente de fricción dinámica.
- N_c = Fuerza normal producida por el peso de los cartones.
- m_c = Masa de los cartones.
- a_c = Aceleración de los cartones.
- g = Aceleración de la gravedad.

Considerando que Beer sugiere que el valor del coeficiente fricción cinética es aproximadamente 25% menor que el coeficiente de fricción estática (μ_s) (Beer et al., 2010, pág. 414), se reemplazó esta relación en la Ecuación 4.4.

$$\begin{aligned}\mu_k &= 0.75 * \mu_s \\ a_c &= g * (\sin \theta_{mag} - 0.75 * \mu_s * \cos \theta_{mag})\end{aligned}\tag{4.5}$$

Se puede apreciar que la masa no tiene influencia en la aceleración de los cartones en el momento de su avance. Esto resultó muy útil para el análisis de este diseño, ya que la masa de los cartones almacenados varía a medida que son retirados por el desapilador.

Reemplazando los valores de la Ecuación 4.5 se obtuvo:

$$a_c = 9.81 \text{ m/s}^2 * (\sin 31^\circ - 0.75 * 0.6 * \cos 31^\circ)$$

$$a_c = 9.81 \text{ m/s}^2 * (0.5150 - 0.1293)$$

$$a_c = 1.27 \text{ m/s}^2$$

Conociendo la aceleración de los cartones cuando se retire el cartón más bajo, se calculó el tiempo que tomará al siguiente cartón en alcanzar su posición. Para esto se utilizó la fórmula presentada por Kane en su libro “Física”, que permite hallar esta distancia basada en la aceleración y velocidad inicial (Ecuación 4.6) (Kane & Sternheim, 2010, pág. 13):

$\Delta d = v_i * \Delta t + \frac{1}{2} a \Delta t^2$	(4.6)
--	-------

Donde:

- Δd Desplazamiento de los cartones.
- v_i Velocidad inicial.
- Δt Tiempo de duración del movimiento.
- a Aceleración de los cartones (a_c).

Considerando que la velocidad inicial es 0 (el sistema parte del reposo) y el desplazamiento de los cartones es igual al ancho de un cartón (pues esta es la distancia que debe cubrirse), es decir 6 mm (Figura 4.15), se pudo despejar la Ecuación 4.6:

$$0.006 \text{ m} = 0 * \Delta t + \frac{1}{2} * 1.27 \text{ m/s}^2 * \Delta t^2$$

$$\Delta t = \sqrt{\frac{2 * 0.006 \text{ m}}{1.27 \text{ m/s}^2}}$$

$$\Delta t = 0.0972 \text{ s}$$

El resultado es menor a los 1.33 s que tarda cada ciclo, confirmando que se puede utilizar el ángulo de reposo definido como el ángulo de inclinación.

Con respecto a la capacidad del magazine, esta define el peso total de la estructura cuando se encuentra completamente cargada y el tiempo de recarga necesario para realizar sus funciones ininterrumpidamente. Esta capacidad debe cumplir con 2 condiciones indispensables:

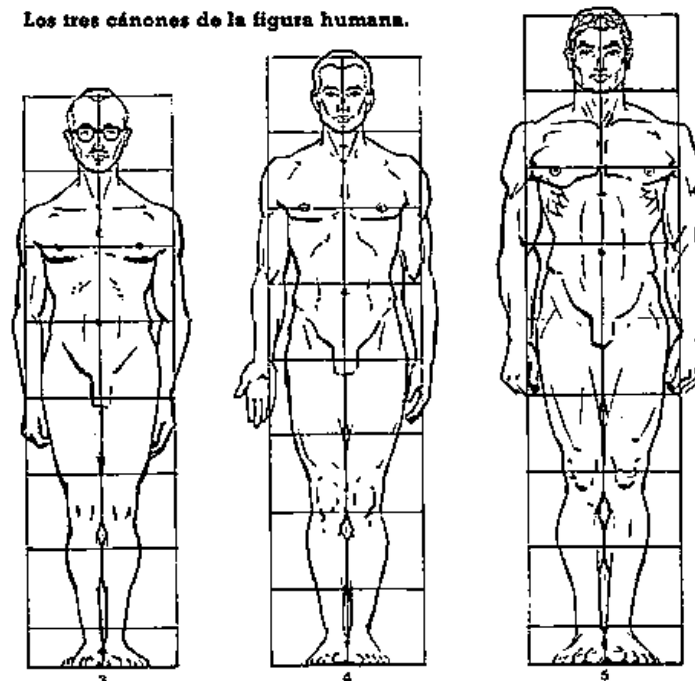
- 1) Debe permitir un diseño ergonómico del magazine.
- 2) Debe almacenar la mayor cantidad de cartones posibles.

Para cumplir la primera condición, se calculó la altura aproximada de ingreso al magazine de acuerdo con la altura promedio de un varón en el Perú de acuerdo con el portal DatosMundial.com, es decir, 1.65 m (DatosMundial, 2018).

Con este valor se realizó el cálculo para hallar la altura de ingreso para el magazine. Es comúnmente aceptado que el cuerpo tiene medidas relativamente proporcionales, y que la altura total es igual a 8 veces el tamaño de la cabeza, como se aprecia en la Figura 4.17.

Figura 4.17

Proporción humana



Nota. Extraído de (Molina, 2016)

Suponiendo que para alimentar los cartones en el magazine el operador los levanta sujetándolos en la mitad de la altura de estos, y lo hace hasta una altura igual al punto más alto de su cabeza, el punto medio de la altura de los cartones al ingresar al magazine será igual a $\frac{7}{8}$ de la altura del operador, es decir:

$$\frac{7}{8}(1.65\text{ m}) = 1.44375\text{ m}$$

Considerando las dimensiones de los cartones que se utilizarán (Figura 4.15), se realizó cálculo el punto de apoyo de la parte inferior de los cartones en el ingreso del magazine.

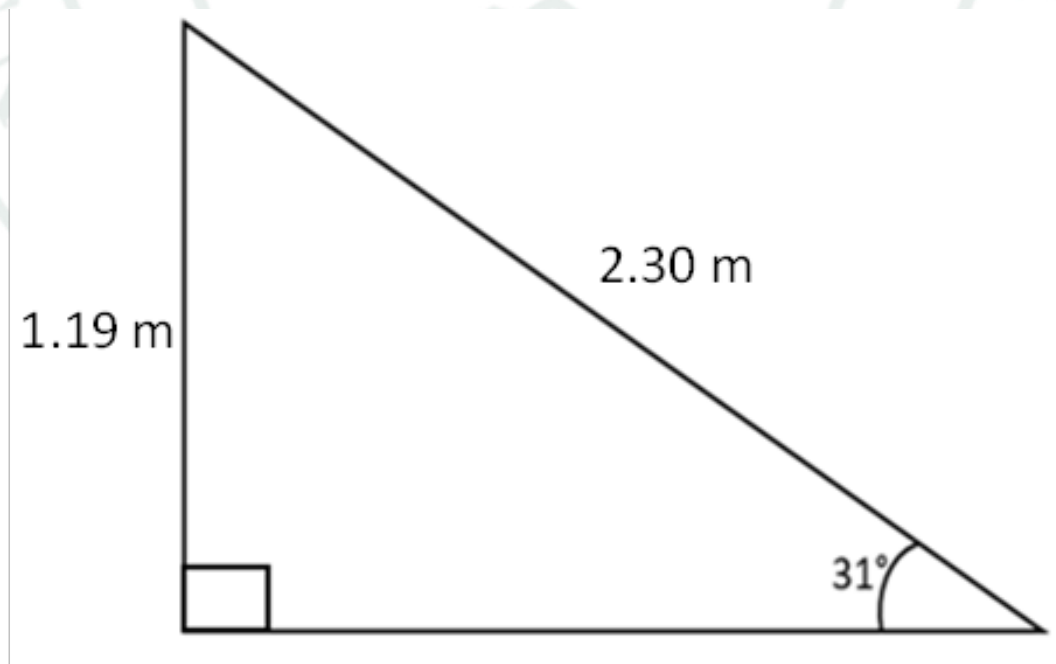
$$1.44 - (0.3 * \cos 31^\circ) = 1.19\text{ m}$$

Este resultado indicó que, para cumplir con la primera condición, el valor de la altura mínima del bastidor del magazine de la máquina se debe considerar como 1.19 m de altura.

Luego se procedió a evaluar la segunda condición. Considerando la altura y ángulo de inclinación antes calculados, se realizó una proyección para calcular el largo de los apoyos que tendrá el bastidor del magazine. Analizando dichos datos, se obtuvo la Figura 4.18.

Figura 4.18

Disposición geométrica del magazine



La proyección dejó en evidencia que se dispone de 2.30 m como máximo para la longitud de los apoyos del bastidor del magazine, siempre que no se aumente la altura de ingreso de los cartones.

Para hallar la longitud óptima, se utilizará la frecuencia de trabajo de la máquina en minutos. Transformando la frecuencia conocida se obtuvo:

$$f_{\text{minutos}} = 2700 \frac{\text{cajas}}{\text{hora}} \cdot \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ minutos}}$$

$$f_{\text{minutos}} = 45 \frac{\text{cajas}}{\text{minuto}}$$

Luego, se eligió la longitud óptima del magazine de acuerdo con el tiempo de recarga de los cartones por parte del operario. Para tener un tiempo razonable, se consideró un tiempo de 5 minutos entre recargas.

$$(45 \text{ cajas/min}) * (5 \text{ min por recarga}) = 225 \text{ cajas por recarga}$$

Considerando el ancho de los cartones como 6 mm (Figura 4.15), se obtuvo el ancho total del bloque de cartones recargados en el magazine cada 5 minutos.

$$225 * 0.006 \text{ m} = 1.35 \text{ m}$$

Para tener una distancia de tolerancia, se consideró la longitud óptima del magazine como 1.40 m. Restando el valor de la longitud máxima calculada y calculando el punto más bajo del magazine se obtiene:

$$2.30 \text{ m} - 1.4 \text{ m} = 0.90 \text{ m}$$

$$0.90 \text{ m} * \sin 31^\circ = 0.47 \text{ m}$$

Este valor es el punto más bajo propuesto al que llegarán los extremos inferiores de los cartones, un dato de vital importancia para el ensamble con el sistema desapilador y el eje conducido del sistema de transporte, cuyas ubicaciones dependerán de este espacio.

Estas decisiones llevaron a la elaboración de la Figura 4.12, donde se muestra que la parte superior del bastidor tiene la misma inclinación que la esperada en la orientación inclinada del magazine para poder ensamblarse correctamente.

Estructura del magazine

Se entiende como estructura del magazine el conjunto de perfiles y topes ensamblados que cumplen con la función de almacenar los cartones a conformar. Esta estructura no incluye el bastidor, encargado de soportar la estructura.

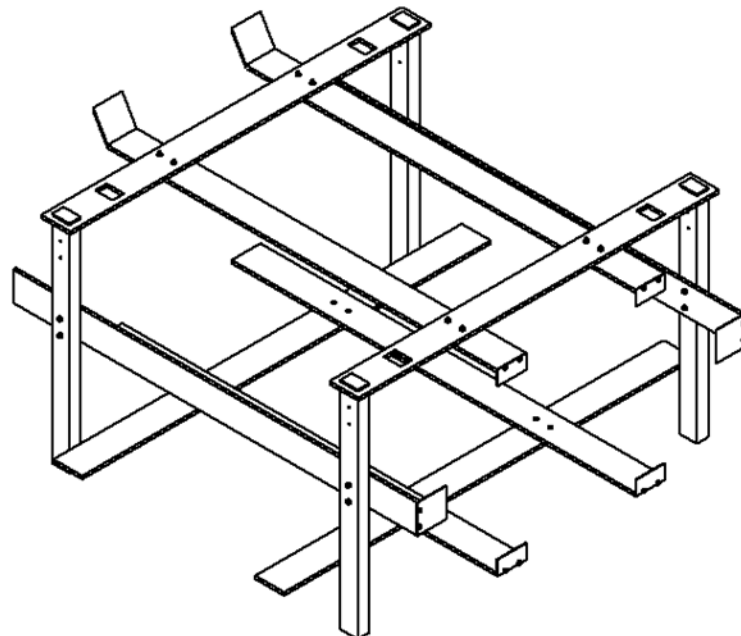
Perfiles de la estructura

Conociendo la orientación y longitud óptima del magazine, se procedió a realizar el cálculo de los perfiles de la estructura.

La estructura diseñada para el magazine consta de 14 perfiles y 6 topes. Estos topes se encuentran simétricamente posicionados en el extremo de la estructura que se encuentra en el punto más bajo (dada la inclinación), el cual funcionará como la salida de los cartones. El otro lado está completamente abierto, funcionando como el punto de alimentación de los bloques de cartones (Figura 4.19).

Figura 4.19

Diseño de la estructura del magazine



Los 14 perfiles identificados en esta estructura se dividieron en 4 grupos:

- 6 perfiles inferiores, superiores y laterales (longitudinales)
- 2 perfiles transversales superiores
- 2 perfiles transversales inferiores
- 4 perfiles verticales

Todos estos perfiles son de medidas distintas. Dado que la parte inferior de la estructura es la que soportará la mayor parte del peso de los cartones, el cálculo del ancho del perfil se realizó para los perfiles longitudinales inferiores, y el resultado se estandarizó para el resto de la estructura del magazine (con la excepción de los perfiles verticales).

Para realizar el cálculo de los perfiles se reconoció al peso máximo esperado por el bloque de cartones almacenado en el magazine como la fuerza más significativa que actuará sobre los perfiles.

Dado que el peso máximo de los cartones se dará cuando el bloque que ingresa conste de 225 cartones, se procedió a calcular este valor. Para lograrlo, se evaluó el peso de los cartones basado en su gramaje, de acuerdo con la Ecuación 4.7.

$m_{\text{cartón}} = GSM * A_c$	(4.7)
---------------------------------	-------

Donde:

- $m_{\text{cartón}}$ Masa de un cartón prefabricado.
- GSM Gramaje (gramos por metro cuadrado).
- $A_{\text{cartón}}$ Área superficial de un cartón prefabricado.

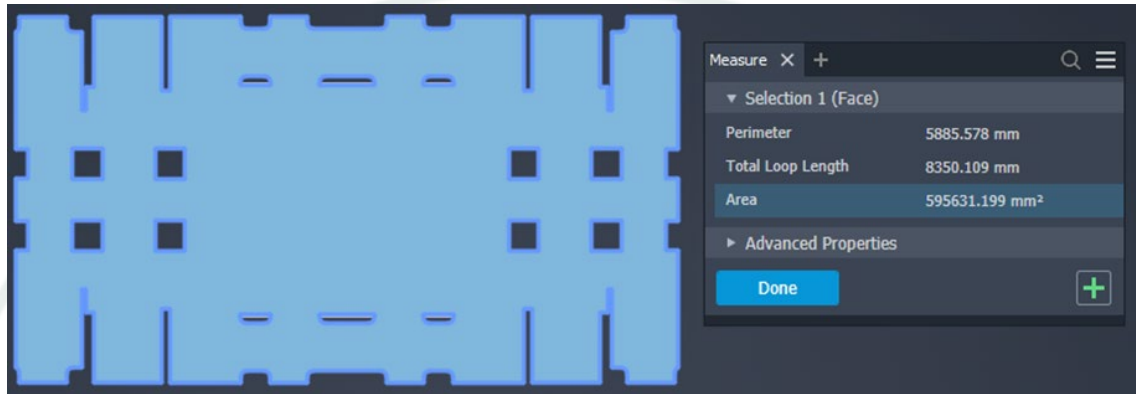
El valor del gramaje del cartón corrugado de acuerdo con el glosario “Una guía de la terminología utilizada en la industria de la fabricación de cartón y de los envases de este material”, varía entre 160 g/m^2 y 600 g/m^2 (Pro Carton, 2006). Considerando que las cajas conformadas en este diseño no tienen un gramaje preestablecido, se realizó el diseño para el caso más extremo, es decir, 600 g/m^2 .

A continuación, se procedió a definir el valor del área superficial de los cartones alimentados en el magazine. Utilizando un diseño en Inventor del cartón corrugado

prefabricado más utilizado para el conformado de este tipo de cajas, se halló el valor de su área superficial con ayuda del mismo software (Figura 4.20):

Figura 4.20

Modelo en Inventor del cartón a conformar



Transformando las unidades presentadas en el software, se obtuvo que el área de los cartones que se utilizarán será de 0.5956 m^2 . Los datos obtenidos se reemplazaron en la Ecuación 4.7, para luego extrapolar el resultado al máximo de 225 cartones que se espera tener almacenados en el magazine:

$$m_{\text{cartón}} = 600 \text{ g/m}^2 * 0.5956 \text{ m}^2 = 357.38 \text{ g} = 0.3574 \text{ kg}$$

$$m_{\text{cartones}} = 225 * 0.3574 \text{ kg} = 80.41 \text{ kg}$$

Finalmente, se obtuvo que la masa obtenida corresponde a un peso de:

$$W_c = 80.41 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 788.8242 \text{ N}$$

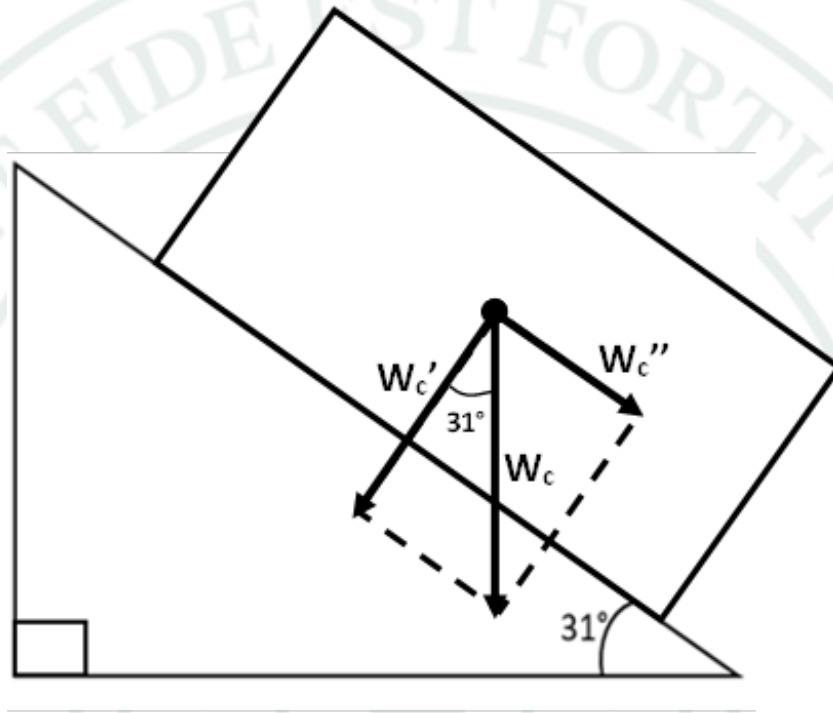
Los perfiles evaluados se reparten el peso de los cartones en dos, pues están dispuesto de forma simétrica y paralela. Habiendo definido la longitud de la estructura en 1.40 m , se reconoció que existe una longitud de 0.05 m donde los perfiles no soportan ningún peso.

Los perfiles inferiores se apoyan en otros dos perfiles de la estructura, pero estos funcionan como unión entre la estructura y el bastidor del magazine, por lo que no se tomaron como referencia para este cálculo. La distancia entre estos apoyos se definió como 0.70 m entre estos, con 0.35 m de distancia a cada extremo del perfil.

Sin embargo, debido a que el diseño elegido utiliza una disposición inclinada, no todo el peso calculado se aplicará sobre los soportes de la base. El ángulo de inclinación provocará que el peso tenga dos componentes (Figura 4.21):

Figura 4.21

Diagrama de componentes del peso de los cartones



Se realizaron cálculos basados en lo indicado por Beer para hallar los valores de las componentes del peso (Beer et al., 2010, pág. 28), asumiendo el ángulo de inclinación θ :

$$W_c' = W_c * \cos \theta_{mag} = 788.8242 \text{ N} * \cos 31^\circ = 676.15 \text{ N}$$

$$W_c'' = W_c * \sin \theta_{mag} = 788.8242 \text{ N} * \sin 31^\circ = 406.27 \text{ N}$$

Así se obtuvo que, para el cálculo de los soportes, la componente del peso que influirá en su diseño es W_c' . Como se utilizarán dos soportes posicionados de forma simétrica, cada uno soportará únicamente la mitad de la componente del peso:

$$W_c' / 2 = 676.15 \text{ N} / 2 = 338.08 \text{ N}$$

Así mismo, aunque el peso puede ser representado como una fuerza puntual, este peso estará repartido a lo largo de todo el soporte que esté en contacto con los cartones. Utilizando la relación propuesta en la entrada de blog “Determinando Las Cargas Distribuidas en

Mecánica Aplicada. [Ingeniería Industrial]”, se representa la carga según la Ecuación 4.8, (Steemit, 2018). La representación de esta ecuación se observa en la Figura 4.22:

$w = F/L$	(4.8)
-----------	-------

Donde:

- w Valor de la carga distribuida.
- F Fuerza puntual.
- L Longitud de la carga distribuida.

Figura 4.22

Carga distribuida transformada a carga puntual



Nota. Extraído de (Steemit, 2018)

Resolviendo la Ecuación 4.8 con los valores del diseño, y considerando que la longitud de la fuerza distribuida no incluye 0.05 m que se agregaron a los perfiles de apoyo, se obtiene:

$$w_c' = (W_c' / 2) / (L_{\text{magazine}} - 0.05 \text{ m})$$

$$w_c' = (338.08 \text{ N}) / 1.35 \text{ m} = 250.43 \text{ N/m}$$

Con este valor, se obtuvo el realizó el diagrama V-M del perfil inferior del magazine (Figura 4.23). Los valores críticos que se obtuvieron del diagrama son:

$$V_{\text{máx}} = 93.46 \text{ N}$$

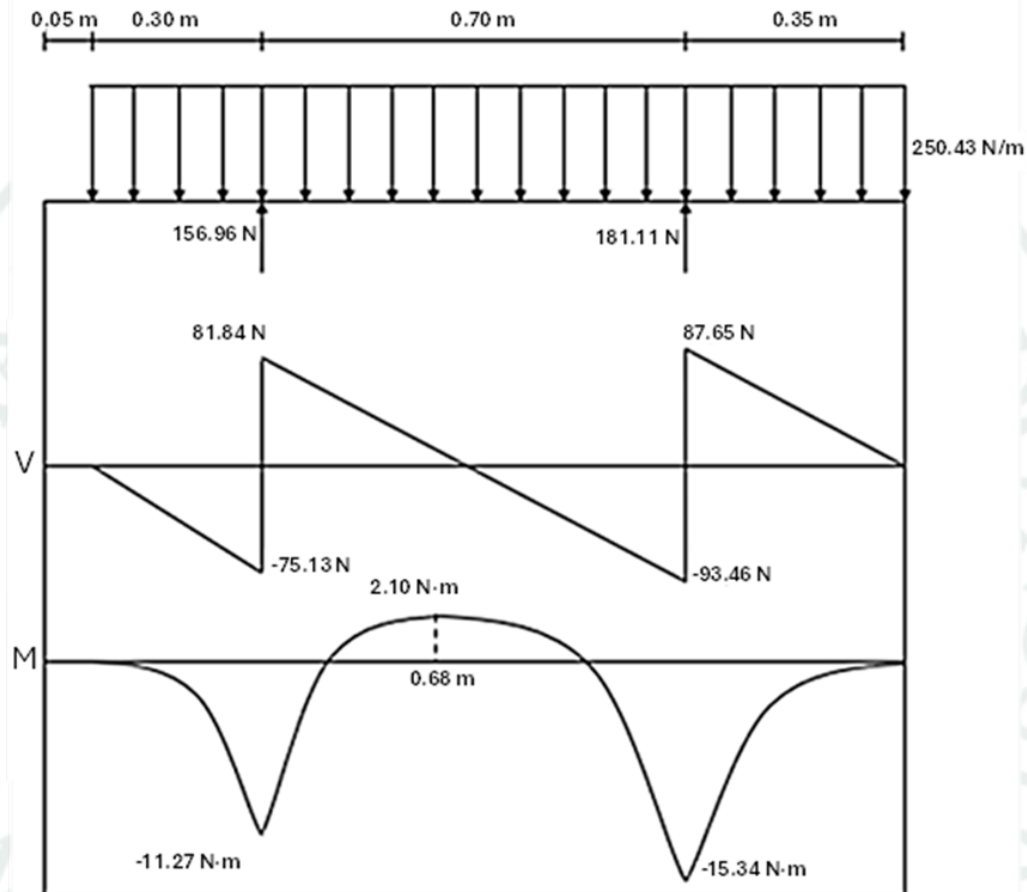
$$M_{\text{máx}} = 15.34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Conociendo los valores críticos del diagrama, se realizaron los cálculos necesarios para el diseño de los soportes. Se decidió utilizar platinas de Aluminio 6060-T66 en el diseño del magazine. Las platinas tienen un perfil rectangular que se utilizó en los cálculos de resistencia. Asignando una relación alto-ancho de 1 a 4 en las platinas de aluminio, los

cálculos se desarrollaron en base a la Ecuación 4.9, obtenida del libro “Mecánica de Materiales” de Hibbeler (2011, pág. 540).

Figura 4.23

Diagrama V-M de los perfiles inferiores del magazine



$S_{req} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} = \frac{I}{c}$	(4.9)
---	--------------

Donde:

- S_{req} Módulo de Sección del perfil.
- $M_{m\acute{a}x}$ Momento máximo aplicado al perfil.
- σ_{perm} Esfuerzo de flexión máximo permitido por el material del perfil.
- I Momento de inercia de la sección transversal.
- c Distancia perpendicular del eje neutro al punto donde actúa el $\sigma_{m\acute{a}x}$.

Reemplazando con los datos calculados y asumiendo una cara rectangular de perfil de Aluminio 6060-T66, se resolvió la Ecuación 4.9:

- $M_{m\acute{a}x} = 15.34 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el diagrama V-M.
- $\sigma_{perm} = 150 \text{ MPa}$ Esfuerzo de torsión permitido (Tabla C.2).
- $h = ancho_{p.long.}$ Variable por calcular.
- $b = 4 * h = 4 * ancho_{p.long.}$ Equivalencia 1 a 4 definida.
- $I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{4}{12}ancho_{p.long.}^4$ Momento de inercia del perfil (Anexo D).
- $c = \frac{h}{2} = \frac{ancho_{p.long.}}{2}$ El valor de c es la mitad del ancho.

$$\frac{\frac{4}{12} * ancho_{p.long.}^4}{\frac{ancho_{p.long.}}{2}} = \frac{15.34 \text{ N} \cdot \text{m}}{215 \text{ MPa}}$$

$$\frac{2 * ancho_{p.long.}^3}{3} = \frac{15.34 \text{ N} \cdot \text{m}}{215 \times 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$ancho_{p.long.} = \sqrt[3]{\frac{1.0226 \times 10^{-7} * 3}{2}} \text{ m}^3 = 5.35 \times 10^{-3} \text{ m} = 5.35 \text{ mm}$$

Para confirmar el valor obtenido, se realizó el cálculo de prueba a la resistencia del esfuerzo cortante. Como el perfil de aluminio es rectangular, se utilizó la ecuación propuesta por Hibbeler, presentada en la Ecuación 4.10, (Hibbeler, 2011, pág. 368):

$\tau_{m\acute{a}x} = 1.5 \frac{V_{m\acute{a}x}}{A}$	(4.10)
--	--------

Donde:

- $\tau_{m\acute{a}x}$ Esfuerzo cortante máximo permitido por el material del perfil.
- $V_{m\acute{a}x}$ Fuerza cortante máxima ejercida sobre el perfil.
- A Área transversal del perfil.

Reemplazando las variables con los datos conocidos, se resolvió la Ecuación 4.10:

- $V_{m\acute{a}x} = 93.46 \text{ N}$ Hallado en el diagrama V-M.
- $A = b * h = 4 * ancho_{p.long.}^2$ Área transversal del perfil longitudinal.

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.5 * \frac{93.46 \text{ N}}{4 * ancho_{p.long.}^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.5 * \frac{93.46 \text{ N}}{1.15 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.22 \text{ MPa}$$

Este valor debe compararse con el esfuerzo cortante máximo tolerado por el material. Sin embargo, el valor del esfuerzo cortante tolerado no es un valor que aparezca comúnmente en tablas sobre las propiedades de los materiales.

Aunque es de práctica común asignar un valor igual al 60% del esfuerzo de fluencia máximo permitido, en este trabajo se decidió utilizar una aproximación más cercana, propuesta en por Genov en su trabajo “Revisiting the rule-of-thumb dependencies of the shear strength and the hardness on the yield and the ultimate strengths” (2020, pág. 5).

$\tau_{perm} = 0.6 * \sigma_{ult} - 25$	(4.11)
---	--------

Donde:

- τ_{perm} Esfuerzo cortante máximo permitido.
- σ_{ult} Esfuerzo último de flexión permitido.

Utilizando los valores correspondientes al Aluminio 6060-T66 (Tabla C.2), se resolvió la Ecuación 4.11.

$$\tau_{perm} = 0.6 * 195 \text{ MPa} - 25 = 92 \text{ MPa}$$

Finalmente, se comparó este valor con el obtenido para el perfil.

$$92 \text{ MPa} > 1.22 \text{ MPa}$$

Esta comparación demostró que el valor obtenido del ancho del perfil (5.35 mm) es idóneo y capaz de soportar la fuerza aplicada.

Ya que este valor no corresponde a una medida estándar, se decidió utilizar un perfil con ancho estandarizado. Aunque un ancho de 10 mm cumpliría con las necesidades del diseño, se decidió utilizar perfiles con ancho de 25 mm para facilitar el ensamble posterior.

Asumiendo este valor, las medidas de los perfiles longitudinales de los soportes en la base (y los perfiles laterales y superiores que se extienden toda la longitud) son:

Medidas de los 6 perfiles longitudinales (2 inferiores, 2 laterales, 2 superiores):

- Alto: 100 *mm*
- Ancho: 25 *mm*
- Longitud: 1400 *mm*

Respecto a los perfiles superiores, se decidió doblar 50 *mm* del extremo superior en un ángulo de 120°. Se hizo esto para facilitar el ingreso de los cartones al magazine a manos de los operadores.

Las dimensiones halladas corresponden a seis de los perfiles que componen la estructura longitudinal del magazine. El siguiente grupo de perfiles es el de los perfiles transversales superiores, los que sostienen los perfiles superiores antes calculados.

Estos perfiles no soportan las mismas cargas que los antes calculados, pero cumplen una función principal en el magazine y el resto del diseño: el cambio de formato.

Como se mencionó en la Sección 2.1, la norma UNE 137005:2005 delimita dos estándares para las cajas de cartón corrugado: CF1 y CF2. Como se aprecia en la Figura 2.3 y se menciona en la misma sección, las medidas de las cajas armadas son 600 x 400 *mm* en la configuración CF1 y 400 x 300 *mm* en la CF2.

Algo destacable en la diferencia entre ambos estándares es que la medida del ancho en el estándar CF1 es igual a la medida del largo del CF2. Esto se da para facilitar el almacenamiento de estas cajas, pero en nuestro diseño, el efecto se puede notar en los cartones alimentados en el magazine.

Considerando la posibilidad de tener varias medidas de cartones alimentadas en el magazine, es importante que este pueda cambiar sus dimensiones de acuerdo con estos cartones. La manera en la que la estructura puede adaptarse a esta situación es a través del ensamble de los perfiles transversales superiores y los perfiles verticales.

Para los perfiles transversales superiores, esto significa que la longitud total de los mismos debe poder cubrir la longitud del formato más grande, es decir, el CF1. Un cartón

diseñado para este formato se muestra en la Figura 4.15, lo que demuestra que la longitud del perfil transversal debe ser superior a $1\,086\text{ mm}$. Se eligió esta medida, ya que los pernos que unen la estructura se colocarán en un agujero que evite el choque con los cartones.

Además de esto, un análisis más a fondo de la Figura 4.19 revela que el perfil transversal posee agujeros para el ingreso de los perfiles verticales, los cuales soportan los perfiles laterales en su cara interna. Estas condiciones se pueden demostrar de la siguiente manera:

$$L_{p.trans.sup.} \geq 1\,086\text{ mm} + 2 * (25\text{ mm}) + 2 * ancho_{p.vert.}$$

Considerando que se desea que los perfiles verticales sean muy cercanos a un perfil cuadrado, y que las medidas de estos perfiles deben poder ingresar en la cara inferior de los perfiles transversales de 100 mm de ancho, se asignó un valor de 40 mm al ancho de estos perfiles. Resolviendo la ecuación planteada con estos datos se obtuvo:

$$L_{p.trans\ sup} \geq 1\,086 + 50 + 2 * 40 = 1136 + 80 = 1\,216\text{ mm}$$

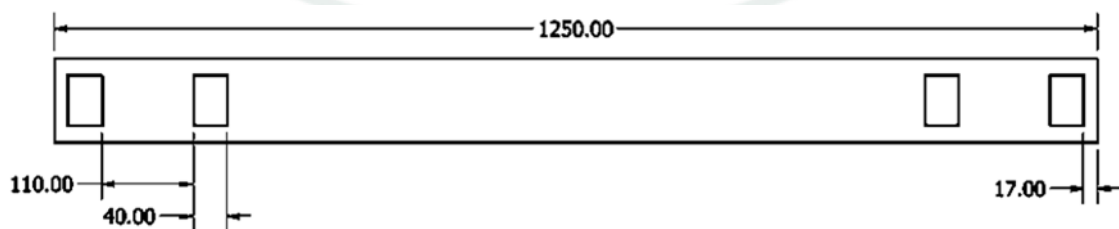
Sabiendo que la longitud de estos perfiles transversales superiores debe superar la medida obtenida y ofrecer una tolerancia aceptable a ambos extremos, se decidió que su longitud será de $1\,250\text{ mm}$. Así se obtuvo:

Medidas de los 2 perfiles transversales superiores:

- Alto: 100 mm
- Ancho: 25 mm
- Longitud: $1\,250\text{ mm}$

Figura 4.24

Perfil transversal superior del magazine



Además de estas dimensiones, también se definió que ambos perfiles transversales superiores contarán con dos agujeros en cada extremo con las medidas correspondientes a los perfiles verticales. El centro de los cuatro agujeros estará alineado con el centroide del perfil, y están distribuidos de acuerdo con lo visto en la Figura 4.24. Los agujeros en el perfil son de $60 \times 40 \text{ mm}$, medidas que se corresponderán con el alto y ancho de los perfiles verticales.

Los perfiles transversales inferiores, por otra parte, tienen la función de soportar los perfiles inferiores de la estructura y unirlos al bastidor. Para cumplir con esta función, la longitud de estos se define con la siguiente relación matemática:

$$L_{p.trans inf.} = 1\,086 \text{ mm} + 2 * (25 \text{ mm}) + 2 * ancho_{p.vert.} + 2 * l_{p.bast.}$$

$$L_{p.trans inf.} = 1\,086 \text{ mm} + 50 \text{ mm} + 80 \text{ mm} + 2 * l_{p.bast.}$$

$$L_{p.trans inf.} = 1\,216 \text{ mm} + 2 * l_{p.bast.}$$

Debido a su función como ensamble con el bastidor, la longitud faltante se corresponde con los perfiles que lo componen. Este valor se halló posteriormente, pero tomando el dato hallado en los cálculos de perfiles del bastidor, se obtuvo:

$$L_{p.trans inf.} = 1\,216 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 1\,416 \text{ mm}$$

De esta manera se obtuvieron las siguientes medidas:

Medidas de los 2 perfiles transversales inferiores:

- Alto: 100 mm
- Ancho: 25 mm
- Longitud: $1\,416 \text{ mm}$

Finalmente, para calcular los perfiles verticales, se debió considerar la necesidad de estos para ingresar en los agujeros presentados en los perfiles transversales superiores.

Los agujeros de los perfiles transversales superiores son de $60 \times 40 \text{ mm}$. Para confirmar que estas medidas pueden utilizarse en los perfiles verticales, se hizo una comparación de área superficial entre los perfiles de la estructura.

Sabiendo que el perfil más crítico de la estructura del magazine tendría un área transversal de $17.96 \times 4.49 \text{ mm}$ (redondeado a $20 \times 5 \text{ mm}$), se comparó:

$$20 \text{ mm} * 5 \text{ mm} \leq 60 \text{ mm} * 40 \text{ mm}$$

$$100 \text{ mm}^2 \leq 2\,400 \text{ mm}^2$$

Con esta comprobación se confirma que las dimensiones definidas para los perfiles verticales pueden soportar la carga que se pondrá en ellas y pueden utilizarse.

Habiendo definido esto, se procedió a calcular la longitud de estos perfiles. Analizando nuevamente la Figura 4.19, se reconoce que la distancia entre los perfiles superiores e inferiores es igual a la altura de los cartones introducidos (Figura 4.15), es decir, 601.14 mm .

Los perfiles verticales también se unen al bastidor en su cara inferior. Sin embargo, dado que los perfiles del bastidor son tubos cuadrados, ya se conoce la distancia correspondiente a este punto.

Proyectando las distancias faltantes, es decir, el ancho de los perfiles superiores, inferiores y transversales superiores e inferiores, se llegó a la siguiente relación:

$$L_{p.vert.} \geq 601.14 \text{ mm} + 25 \text{ mm} + 25 \text{ mm} + 25 \text{ mm} + 25 \text{ mm} + l_{p.bast.}$$

$$L_{vert} \geq 701.14 \text{ mm} + 100 \text{ mm}$$

$$L_{vert} \geq 801.14 \text{ mm}$$

Con el deseo de dar cierta tolerancia al perfil, y de tener una medida más estandarizada, se redondeó el resultado a 810 mm . Así se obtuvo:

Medidas de los 4 perfiles verticales:

- Alto: 60 mm
- Ancho: 40 mm
- Longitud: 810 mm

Perfiles de los topes

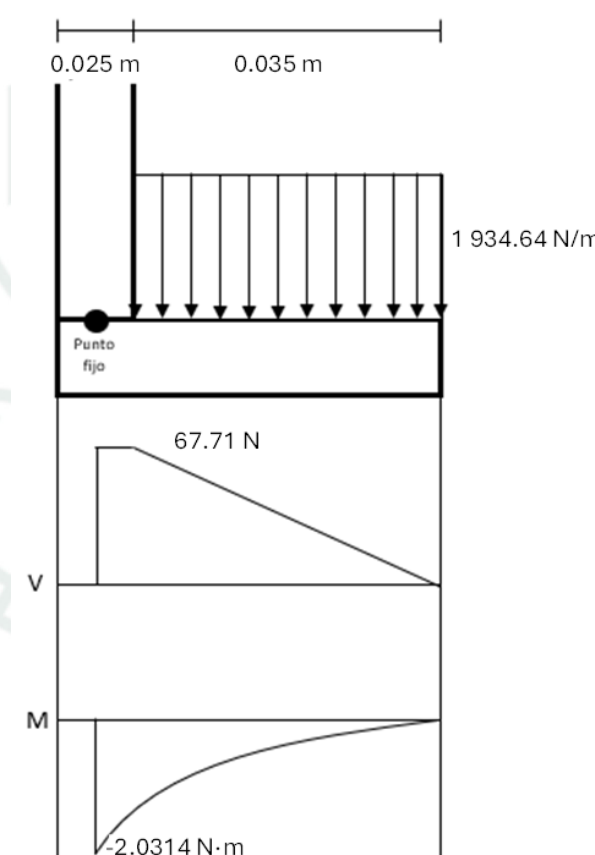
A continuación, se procedió al cálculo del perfil para los topes del magazine. Este cálculo utiliza la componente W_c'' del peso total de los cartones almacenados en el magazine, el número de topes y el área de contacto que tendrán con los cartones.

Se decidió tener seis topes que contendrán a los cartones en el magazine: dos a los costados, dos en la zona superior y dos en la inferior.

Respecto al área superficial del tope, para mantener proporción con el resto de la estructura (el tope queda sujeto a un perfil de la estructura), el alto se fijó en 100 mm . El ancho del perfil se definió en 60 mm . Se eligió esta medida para evitar que el tope ocupe demasiada área a los costados de los cartones y sea posible un desapilamiento más sencillo.

Figura 4.25

Diagrama V-M de los topes del magazine



Como los topes se ubicarán de manera proporcional y simétrica, la componente del peso que se aplica sobre ellos se dividió en seis partes iguales de la siguiente forma:

$$W_{c.tope} = W_c''/6 = 406.27 \text{ N}/6 = 67.71 \text{ N}$$

Considerando que esta carga es una carga distribuida a lo largo de la superficie de contacto, y que una unión rígida en la sección de 0.025 m del tope lo mantiene unido al perfil de la estructura (Figura 4.25), se utilizó la Ecuación 4.8 para hallar el valor de la carga distribuida:

$$w_c'' = W_{c.tope}/(\text{ancho}_{tope} - 0.025 \text{ m})$$

$$w_c'' = (67.71 \text{ N})/0.035 \text{ m} = 1\,934.64 \text{ N/m}$$

La fuerza hallada se utilizó para realizar el cálculo para hallar el diagrama V-M representado en la Figura 4.25. Como se aprecia en el diagrama, los valores críticos son:

$$V_{m\acute{a}x} = 67.71 \text{ N}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 2.0314 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para los topes no se estableció una relación alto-ancho, como en el caso de los soportes. Dos de las tres dimensiones de estos han sido definidas antes de realizar el cálculo, dejando como única incógnita el valor de la longitud del tope.

El tope estará fabricado con el mismo material (Aluminio 6060-T66) que el resto de la estructura, y tendrá una cara rectangular de perfil, así que se reemplazaron los siguientes datos en la Ecuación 4.9:

- $M_{m\acute{a}x} = 2.0314 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el diagrama V-M.
- $\sigma_{perm} = 160 \text{ MPa}$ Esfuerzo de torsión permitido (Tabla C.2).
- $b = 0.1 \text{ m}$ Valor definido en el diseño.
- $h = L_{tope}$ Variable por definir.
- $I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{0.1}{12}L_{tope}^3$ Momento de inercia del perfil (Anexo D).
- $c = \frac{h}{2} = \frac{L_{tope}}{2}$ El valor de c es la mitad de la longitud del perfil.

$$\frac{\frac{0.1 \text{ m}}{12} * L_{tope}^3}{\frac{L_{tope}}{2}} = \frac{2.0314 \text{ N} \cdot \text{m}}{160 \text{ MPa}}$$

$$L_{tope} = \sqrt{\frac{12}{2 * 0.1} * 1.27 \times 10^{-8} m^2} = 8.7279 \times 10^{-4} m = 0.87279 mm$$

A continuación, se procedió a la elección de la longitud del perfil de los topes basado en las medidas estándar presentadas por la empresa Lumetal Plastic. En este caso se eligió una longitud de 2 mm para platinas con un ancho de 100 mm (Lumetal Plastic, 2025).

Con este valor, se utilizó la Ecuación 4.10 para hallar el esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.5 * \frac{67.71 N}{(100 \times 10^{-3} * 2 \times 10^{-3}) m^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0.5078 MPa$$

Comparando el valor obtenido con el esfuerzo cortante máximo tolerado por el Aluminio 6060-T66 calculado anteriormente, se obtuvo:

$$92 MPa > 0.5078 MPa$$

Se observa que el valor obtenido es sustancialmente menor al máximo esfuerzo tolerado, lo que valida la elección. Habiendo comprobado que las medidas elegidas podrán cumplir con el trabajo esperado, se concluyó que las medidas elegidas para los perfiles de los topes son:

Medidas de los 6 topes:

- Alto: 100 mm
- Ancho: 60 mm
- Longitud: 2 mm

Bastidor del magazine

El bastidor del magazine se compone de los perfiles ensamblados que sostienen la estructura del magazine. Para disminuir el peso y precio de estos perfiles, se eligió utilizar tubos cuadrados.

Perfiles del bastidor

Los perfiles del bastidor componen la estructura completa del mismo, sirviendo como apoyo de la estructura superior y unión entre los mismos. Al contrario de los perfiles anteriormente calculados, estos están sometidos principalmente a una fuerza de contracción, lo que simplificó su cálculo considerablemente.

Para la base del bastidor se utilizarán 4 apoyos simétricos en los que se distribuirá todo el peso. El peso total está compuesto del peso de los cartones y el de la estructura superior. El peso de la estructura se halló en base a la densidad del material elegido y las dimensiones de la estructura superior representada en la Figura 4.19. La estructura está compuesta de 14 perfiles y 6 topes. La Tabla 4.2 consolida todos los pesos para hallar el peso total de la estructura del magazine.

Tabla 4.2

Pesos de perfiles y topes del magazine

Elemento	Dimensiones (mm x mm)	Longitud (mm)	Peso (kg/m)	Qty.	Peso Total
Perfil longitudinal	100 x 25	1400	6.87	6	57.71 kg / 566.12 N
Perfil transversal superior	100 x 25	1250	6.87	2	17.18 kg / 168.49 N
Perfil transversal inferior	100 x 25	1416	6.87	2	19.46 kg / 190.86 N
Perfil vertical	60 x 40	810	6.60	4	21.38 kg / 209.78 N
Tope de magazine	100 x 60	2	16.50	6	0.20 kg / 1.94 N
Total (N)					1 137.18 N

Los valores del peso de los perfiles de aluminio que aparecen en la Tabla 4.2 con las unidades de (kg/m) fueron tomadas del catálogo de pletinas y barras cuadradas de aluminio de la marca Lumetal Plastic (Pletinas de Aluminio, 2025).

La carga hallada se debe sumar con la del peso máximo obtenido de los cartones para obtener el peso total del magazine W_m . Al tener la carga total distribuida entre 4 tubos cuadrados posicionados de forma simétrica, la carga en cada perfil será igual a:

$$F_{p.apoyo} = \frac{W_m}{4} = \frac{W_e + W_c}{4}$$

$$F_{p.apoyo} = \frac{1\,137.18 + 788.82}{4} = \frac{1\,926.01}{4}$$

$$F_{p.apoyo} = 481.50 \text{ N}$$

Con este valor es posible calcular el área mínima necesaria para que los soportes resistan la fuerza total aplicada. Los perfiles que se utilizarán en los soportes (y en el resto del bastidor) serán del tipo tubo cuadrado. Para realizar el cálculo se tomarán en cuenta la fuerza axial producida por la carga completa en los perfiles, así como el esfuerzo de flexión producido por dicha fuerza, al encontrarse aplicada fuera del centroide de los perfiles.

En primer lugar, se debe calcular el esfuerzo provocado por la fuerza axial aplicada a los perfiles de soporte. Para lograrlo, se decidió utilizar la ecuación propuesta por Hibbeler, mostrada en la Ecuación 4.12 (Hibbeler, 2011, pág. 25):

$\sigma = \frac{P}{A}$	(4.12)
------------------------	--------

Donde:

- σ Esfuerzo normal promedio.
- P Fuerza nominal aplicada a la sección.
- A Área del perfil.

Continuando con el cálculo del esfuerzo flexionante se utilizó la versión simplificada de la Ecuación 4.9 obtenida de Hibbeler, la cual sólo considera el esfuerzo flexionante (Hibbeler, 2011, pág. 287). La Ecuación 4.13 representa la simplificación utilizada:

$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I}$	(4.13)
---------------------------------------	--------

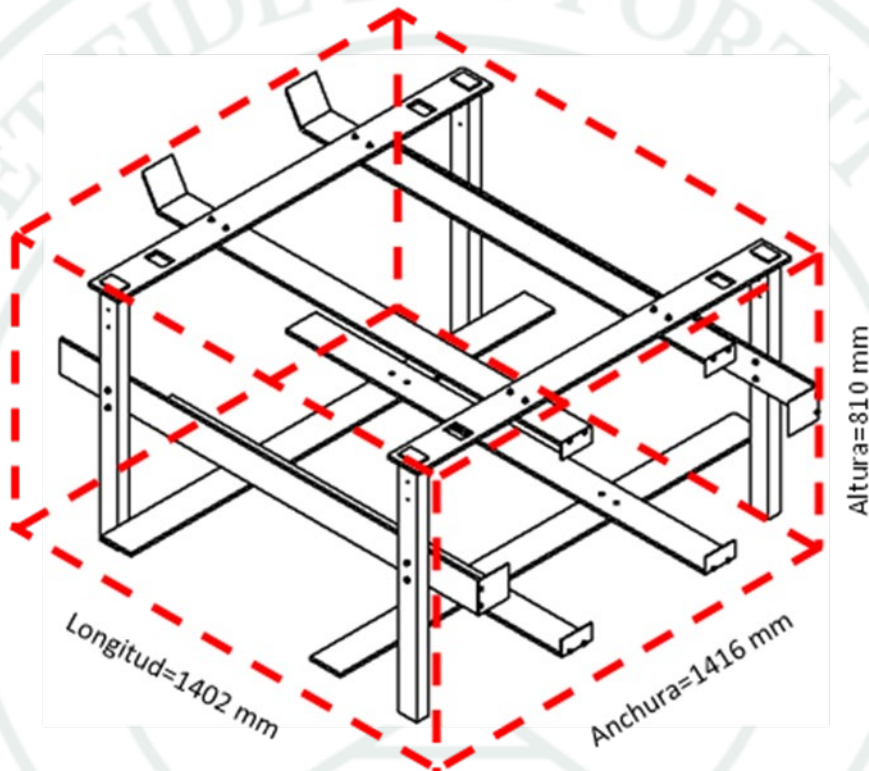
Donde:

- $\sigma_{m\acute{a}x}$ Esfuerzo normal máximo producido.
- M Momento flexionante soportado por el perfil.
- c Distancia perpendicular con el eje neutro.
- I Momento de inercia del área transversal del perfil.

Primero se halló las distancias entre el punto de aplicación de la carga y el eje neutro de los perfiles, para poder calcular el momento ejercido. Se decidió obtener la posición del punto de aplicación de la carga aproximando la forma de la estructura del magazine a un prisma rectangular con las dimensiones mostradas en la Figura 4.26.

Figura 4.26

Simplificación de la estructura del magazine



Aunque en la Figura 4.26 no se observa el bloque de cartones cargados, estos se encuentran dentro del sólido representado, por lo que se los incluyó con la estructura. Realizar el cálculo de esta manera no es totalmente exacto, pero la aproximación es bastante cercana. Además, el sobredimensionamiento de los perfiles por encima del factor de seguridad definido compensará las inexactitudes del cálculo en este punto.

Con el prisma como referencia, el punto de aplicación de la carga total se puede ubicar en el centro de gravedad de la Figura 4.26, es decir, el centro del prisma rectangular. Con este centro retratado fue posible calcular la distancia de este con respecto a los ejes neutros de los perfiles. Se empezó con la distancia vista desde la vista frontal mostrada en la Figura 4.27, dado que es la más sencilla de calcular.

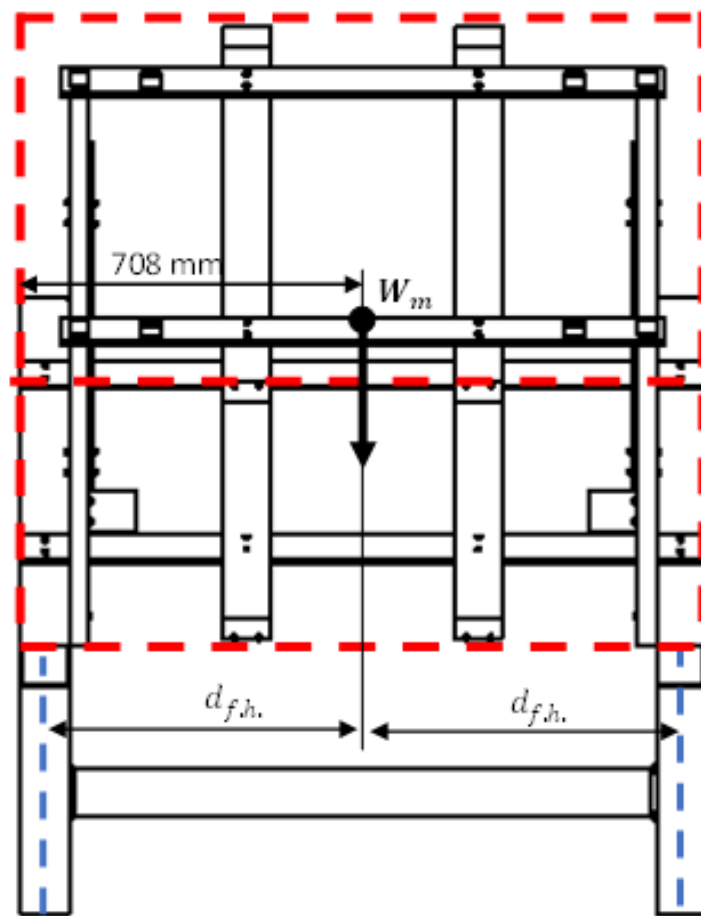
$$d_{f.h.} = 708 \text{ mm} - \frac{l_{p.bast.}}{2}$$

Donde:

- $d_{f.h.}$ Distancia perpendicular con el eje neutro
- $l_{p.bast.}$ Lado del perfil del bastidor

Figura 4.27

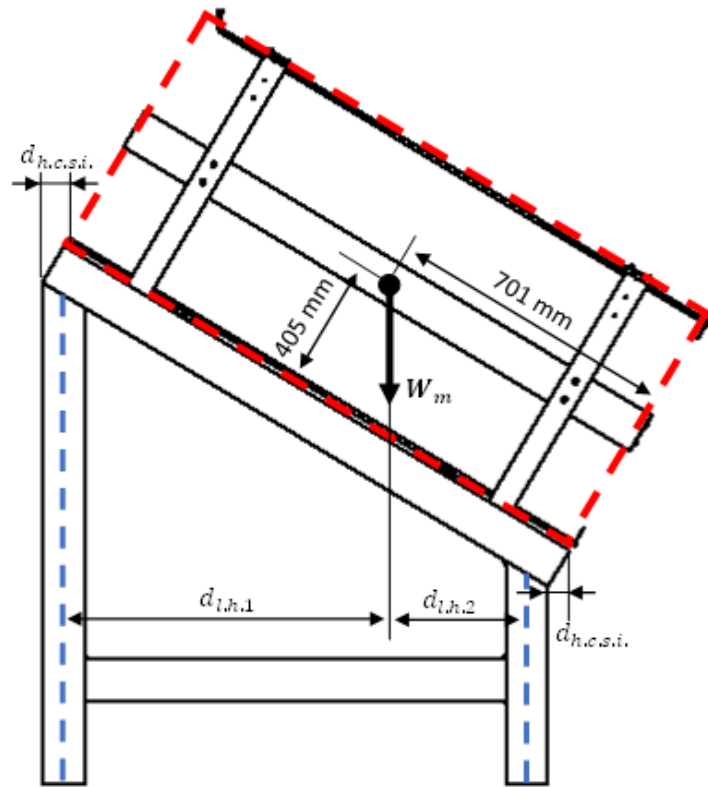
Vista frontal de las distancias en el magazine



Debido a la simetría de esta perspectiva, la distancia hallada se aplica a los 4 soportes del bastidor. La vista lateral se presenta en la Figura 4.28. Evaluando lo presentado, se descubrió que esta perspectiva presenta dos posibles distancias al eje neutro de cada par de soportes. Además, es necesario realizar el cálculo tomando en cuenta el ángulo de inclinación θ_{mag} , es decir, 31 grados.

Figura 4.28

Vista lateral de las distancias en el magazine



Dado que todo el bastidor del magazine se compondrá del mismo perfil, se puede proyectar la distancia $d_{h.c.s.i.}$ utilizando el ancho del perfil como referencia:

$$d_{h.c.s.i.} = l_{p.bast.} * \sin 31^\circ = 0.515 * l_{p.bast.}$$

Con la distancia $d_{h.c.s.i.}$ definida de acuerdo con la longitud $l_{p.bast.}$, se procedió a calcular las distancias presentadas:

$$d_{l.h.1} = (701 \text{ mm} + 405 \text{ mm} * \tan 31^\circ) * \cos 31^\circ + d_{h.c.s.i.} - \frac{l_{p.bast.}}{2}$$

$$d_{l.h.1} = 809.465 \text{ mm} + 0.515 * l_{p.bast.} - 0.5 * l_{p.bast.}$$

$$d_{l.h.1} = 809.465 \text{ mm} + 0.015 * l_{p.bast.}$$

$$d_{l.h.2} = (701 \text{ mm} - 405 \text{ mm} * \tan 31^\circ) * \cos 31^\circ - d_{h.c.s.i.} - \frac{l_{p.bast.}}{2}$$

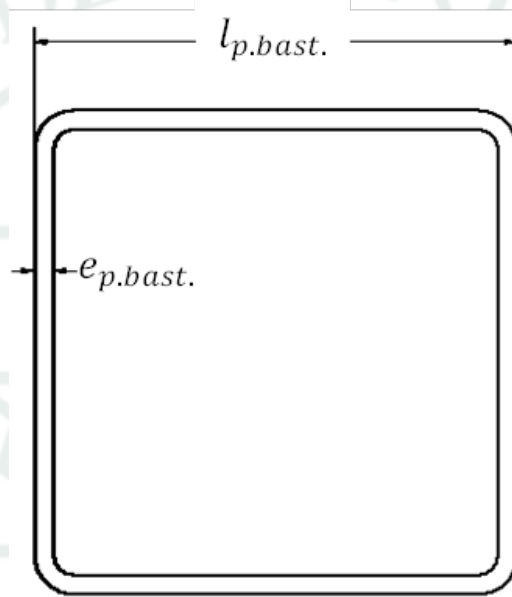
$$d_{l.h.2} = 392.284 \text{ mm} - 0.515 * l_{p.bast.} - 0.5 * l_{p.bast.}$$

$$d_{l.h.2} = 392.284 \text{ mm} - 1.015 * l_{p.bast.}$$

Se puede apreciar que, en la distancia $d_{l.h.1}$, la longitud del lado del perfil $l_{p.bast.}$ tiene muy poca influencia, en contraste con la distancia $d_{l.h.2}$. A continuación, se procedió a calcular el momento de inercia del área transversal de los perfiles, presentada gráficamente en la Figura 4.29.

Figura 4.29

Perfil del tubo cuadrado



Dado que se decidió utilizar tubos cuadrados, el momento de inercia se calculó de acuerdo con lo presentado en el Anexo D. Para calcular el momento se procedió a restar el momento del cuadrado más grande con el del agujero del tubo:

$$I_{p.bast.} = \frac{1}{12} * l_{p.bast.} * l_{p.bast.}^3 - \frac{1}{12} * (l_{p.bast.} - 2e_{p.bast.}) * (l_{p.bast.} - 2e_{p.bast.})^3 \text{ m}^4$$

$$I_{p.bast.} = \frac{1}{12} * (l_{p.bast.}^4 - (l_{p.bast.} - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4$$

En este punto se cuenta con dos incógnitas: la longitud de los lados del perfil cuadrado y el grosor de la pared del tubo. Para facilitar el cálculo, se decidió utilizar tubos cuadrados de $100 \times 100 \text{ mm}$, de manera que las dimensiones se correspondan con las presentadas en la estructura del magazine.

Utilizando estas dimensiones, el área transversal $A_{p.apoyo}$ se simplificaría a:

$$\begin{aligned}
A_{p.apoyo} &= l_{p.bast.}^2 - (l_{p.bast.} - 2e_{p.bast.})^2 \\
A_{p.apoyo} &= (0.1 \text{ m})^2 - (0.1 \text{ m} - 2e_{p.bast.})^2 \\
A_{p.apoyo} &= (0.01 - 0.01 + 0.4 e_{p.bast.} - 4 e_{p.bast.}^2) \text{ m}^2 \\
A_{p.apoyo} &= (0.4 e_{p.bast.} - 4 e_{p.bast.}^2) \text{ m}^2
\end{aligned}$$

Y el momento de inercia se definiría como:

$$\begin{aligned}
I_{p.bast.} &= \frac{1}{12} * (0.1^4 - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4 \\
I_{p.bast.} &= \frac{1}{12} * (10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4
\end{aligned}$$

Pese a que puede resolverse la expresión encontrada entre paréntesis, se decidió no hacerlo para facilitar el cálculo posterior. También es posible despejar el valor de c en la Ecuación 4.13. Como el perfil utilizado es cuadrado, c es igual a la mitad de la longitud de un lado del perfil, es decir:

$$\frac{l_{p.bast.}}{2} = \frac{100 \text{ mm}}{2} = 50 \text{ mm}$$

Finalmente, los valores definidos para el tubo cuadrado permiten despejar los valores de las distancias entre los ejes neutros de los perfiles y el punto de aplicación de la carga:

$$\begin{aligned}
d_{f.h.} &= 708 \text{ mm} - \frac{100 \text{ mm}}{2} = 708 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = 658 \text{ mm} \\
d_{l.h.1} &= 809.465 \text{ mm} + 0.015 * 100 \text{ mm} = 809.465 \text{ mm} + 1.504 \text{ mm} = 810.969 \text{ mm} \\
d_{l.h.2} &= 392.284 \text{ mm} - 1.015 * 100 \text{ mm} = 392.28 \text{ mm} - 101.5 \text{ mm} = 290.780 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Los cuatro soportes estarán sometidos al momento frontal ($M_{f.p.apoyo}$), el cual se produce de forma simétrica en ambos lados del bastidor. Para que el cálculo no se cancele a sí mismo, se decidió evaluar sólo uno de los lados, sometido a la carga $W_{m.lat.}$:

$$\begin{aligned}
W_{m.lat.} &= \frac{W_m}{2} = \frac{1\,926.01}{2} = 963.00 \text{ N} \\
M_{f.p.apoyo} &= W_{m.lat.} * d_{f.h.} \\
M_{f.p.apoyo} &= 963.00 \text{ N} * 0.658 \text{ m} = 633.66 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned}$$

Realizando el mismo procedimiento para calcular el valor de los dos momentos laterales ($M_{l.p.apoyo.1}$ y $M_{l.p.apoyo.2}$), se obtuvo:

$$M_{l.p.apoyo.1} = W_{m.lat.} * d_{l.h.1}$$

$$M_{l.p.apoyo.1} = 963.00 \text{ N} * 0.810969 \text{ m} = 780.97 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{l.p.apoyo.2} = W_{m.lat.} * d_{l.h.2}$$

$$M_{l.p.apoyo.2} = 963.00 \text{ N} * 0.290780 \text{ m} = 280.02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Debido a que los momentos laterales difieren entre 2 grupos de perfiles, se decidió clasificar los soportes de acuerdo con su distancia en la vista lateral (posteriores y anteriores).

Con estos cálculos realizados, se procedió a calcular los esfuerzos producidos por la carga aplicada $W_{m.lat.}$ ($\sigma_{F.p.apoyo}$) y los producidos por los momentos frontal y laterales ($\sigma_{M_{f.p.apoyo}}$, $\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}}$ y $\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}}$), utilizando la Ecuación 4.12 para el primero y la Ecuación 4.13 para los demás:

Esfuerzo por carga aplicada ($\sigma_{F.p.apoyo}$)

$$\sigma_{F.p.apoyo} = \frac{F_{p.apoyo}}{A_{p.apoyo}}$$

$$\sigma_{F.p.apoyo} = \frac{481.50}{(0.4 e_{p.bast.} - 4 e_{p.bast.}^2)} \text{ Pa}$$

Esfuerzo frontal ($\sigma_{M_{f.p.apoyo}}$)

$$\sigma_{M_{f.p.apoyo}} = \frac{M_{f.p.apoyo} * \frac{l_{p.bast.}}{2}}{I_{p.bast.}}$$

$$\sigma_{M_{f.p.apoyo}} = \frac{633.66 \text{ N} \cdot \text{m} * 0.05 \text{ m}}{\frac{1}{12} * (10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{M_{f.p.apoyo}} = \frac{380.19}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)} \text{ Pa}$$

Esfuerzo lateral ($\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}}$)

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}} = \frac{M_{l.p.apoyo.1} * \frac{l_{p.bast.}}{2}}{I_{p.bast.}}$$

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}} = \frac{780.96 \text{ N} \cdot \text{m} * 0.05 \text{ m}}{\frac{1}{12} * (10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.1}} = \frac{468.58}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)} \text{ Pa}$$

Esfuerzo lateral ($\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}}$)

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}} = \frac{M_{l.p.apoyo.2} * \frac{l_{p.bast.}}{2}}{I_{p.bast.}}$$

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}} = \frac{280.02 \text{ N} \cdot \text{m} * 0.05 \text{ m}}{\frac{1}{12} * (10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4) \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{M_{l.p.apoyo.2}} = \frac{168.01}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)} \text{ Pa}$$

Con los esfuerzos calculados, se evaluó cada uno de los perfiles de apoyo para reconocer cuál soporta el mayor esfuerzo, es decir, cuál es el punto crítico.

Considerando que el esfuerzo producido directamente por la carga y el esfuerzo frontal es el mismo en todos los soportes, se consideró que los puntos críticos se encuentran en los perfiles posteriores, debido a que su esfuerzo lateral es mayor que en los perfiles anteriores.

En estos perfiles, un cuarto de su sección concentra todos estos esfuerzos en la misma dirección, por lo que es posible sumar todos los esfuerzos para hallar el esfuerzo máximo soportado. Comparando este esfuerzo máximo con el máximo valor admisible de esfuerzo flexionante para el Aluminio 6060-T66 (Tabla C.2), se obtuvo:

$$160 \text{ MPa} \geq \sigma_{F_{p.apoyo}} + \sigma_{M_{f.p.apoyo}} + \sigma_{M_{l.p.apoyo.1}}$$

$$160 \text{ MPa} \geq \frac{481.50}{(0.4 e_{p.bast.} - 4 e_{p.bast.}^2)} + \frac{380.19}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)}$$

$$+ \frac{468.58}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)}$$

$$160 \text{ MPa} \geq \frac{481.50}{(0.4 e_{p.bast.} - 4 e_{p.bast.}^2)} \text{ Pa} + \frac{848.77}{(10^{-4} - (0.1 - 2e_{p.bast.})^4)} \text{ Pa}$$

Considerando las opciones comerciales disponibles, y tomando en cuenta que los perfiles se unirán mediante uniones soldadas, se tomará el valor de 4 mm para el grosor $e_{p.bast.}$ del tubo cuadrado:

$$160 \text{ MPa} \geq \frac{481.50}{(0.4 * 0.004 - 4 * 0.004^2)} Pa + \frac{848.77}{(10^{-4} - (0.1 - 2 * 0.004)^4)} Pa$$

$$160 \text{ MPa} \geq 0.31 * 10^6 Pa + 29.93 * 10^6 Pa$$

$$160 \text{ MPa} \geq 30.24 \text{ MPa}$$

Con esta comprobación, se procedió a definir la longitud de los perfiles. Analizando la Figura 4.12, se reconocieron 5 grupos de perfiles: Perfiles de soporte inclinados, de unión transversales, de unión laterales, de apoyo posteriores y de apoyo anteriores.

La longitud de los perfiles de soporte inclinados es igual a la longitud total de la estructura del magazine, como se aprecia en las Figuras 4.26 y 4.28. Esto se debe a que la función principal de estos perfiles es soportar dicha estructura y servir como base de su ensamble. De esta manera se definió que esta longitud tiene una medida de 1.4 m. Las medidas del perfil quedaron como:

Medidas de los 2 perfiles de soporte inclinado (tubo cuadrado)

- Longitud del lado: 100 mm
- Grosor: 4 mm
- Longitud: 1 400 mm

Con respecto a los perfiles de unión, tanto los transversales como los laterales, sus medidas pueden aproximarse a través de lo mostrado en las Figuras 4.26, 4.27 y 4.28.

Los perfiles de unión transversales se aprecian en la Figura 4.27. Aquí se ve que la longitud de estos perfiles más la longitud de los lados de los perfiles de apoyo es igual a la longitud transversal de la estructura (Figura 4.26). Así, se definieron las medidas de estos perfiles como:

$$L_{p.u.trans.} = 1416 \text{ mm} - 2 * 100 \text{ mm}$$

$$L_{p.u.trans.} = 1216 \text{ mm}$$

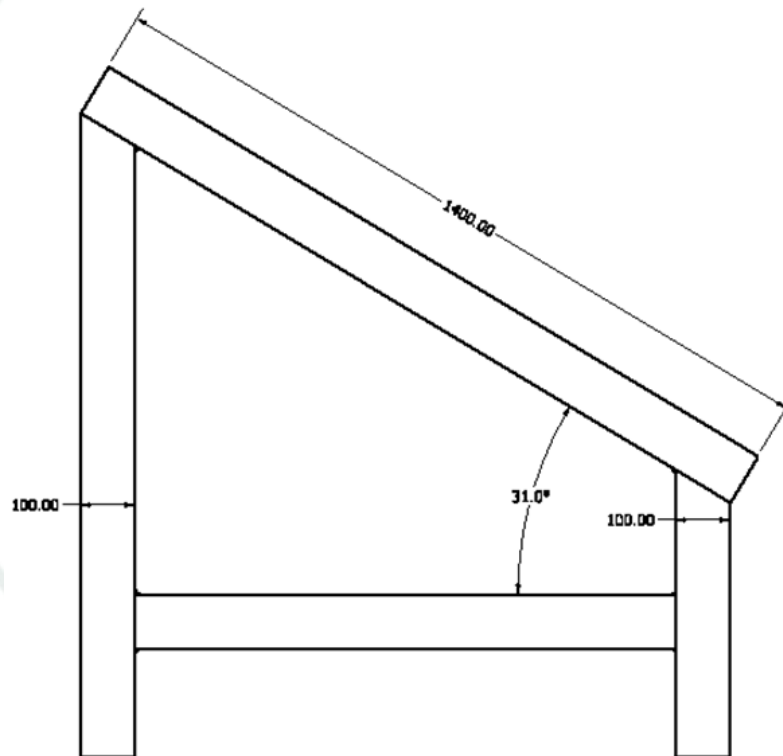
Medidas de los 2 perfiles de unión transversal (tubo cuadrado)

- Longitud del lado: 100 mm
- Grosor: 4 mm
- Longitud: 1 216 mm

Los perfiles de unión laterales, por otro lado, requieren que se tome en cuenta el ángulo de inclinación para realizar su cálculo. Este pudo realizarse a través de un análisis geométrico de la Figura 4.30:

Figura 4.30

Vista lateral de las distancias en el magazine



$$L_{p.u.lat.} = 1\,400\,mm * \cos 31^{\circ} - 2 * 100\,mm$$

$$L_{p.u.lat.} = 1\,200.03\,mm - 200\,mm$$

$$L_{p.u.lat.} = 1\,000.03\,mm$$

Con la longitud calculada, se dimensionaron los perfiles con las siguientes medidas:

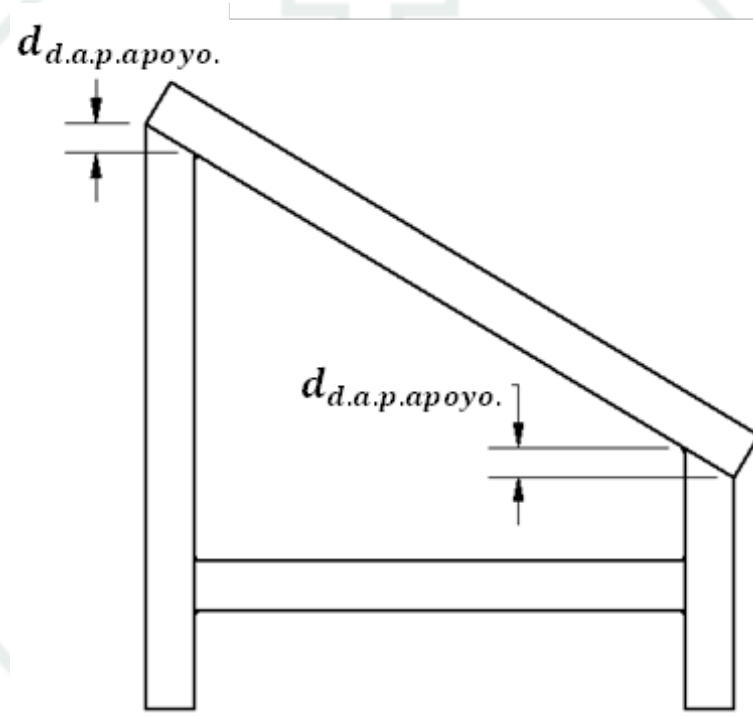
Medidas de los 2 perfiles de unión horizontal (tubo cuadrado)

- Longitud del lado: 100 mm
- Grosor: 4 mm
- Longitud: 1 000.03 mm

Finalmente, los perfiles de apoyo requieren ser calculados de acuerdo con otros principios. Para empezar, es necesario definir la distancia d presentada en la Figura 4.31.

Figura 4.31

Diferencia de altura del corte de los perfiles de apoyo



Esta distancia representa la diferencia de alturas en los perfiles de apoyo producida por la necesidad de cortar dichos perfiles de acuerdo con el ángulo de inclinación de la estructura del magazine.

Considerando que ambos grupos de perfiles tienen el mismo corte, la distancia $d_{d.a.p.apoyo.}$ es la misma para ambos grupos. El cálculo de esta utiliza el ángulo de inclinación θ_{mag} presente en la estructura del magazine y la medida de la longitud de cada lado de los perfiles de apoyo. Dicho cálculo se realizó de la siguiente manera:

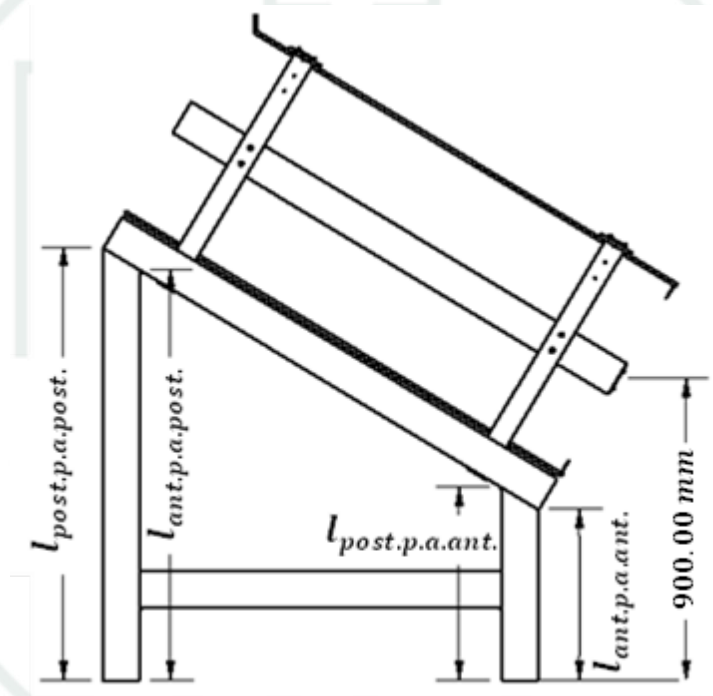
$$d_{d.a.p.apoyo.} = 100 \text{ mm} * \tan 31^\circ$$

$$d_{d.a.p.apoyo.} = 60.09 \text{ mm}$$

Conociendo esta longitud, se procedió a calcular el resto de las longitudes en los perfiles de apoyo. Para tomar un punto de referencia que facilite la elección de las medidas, se decidió posicionar el punto medio del cartón inferior de los cartones almacenados en el magazine a una altura de 900 mm, como se aprecia en la Figura 4.32.

Figura 4.32

Longitudes de los perfiles de apoyo



Se eligió esta medida debido a la necesidad de facilitar el acceso de personal de mantenimiento a las zonas inferiores de la máquina y el brindar espacio suficiente para maniobrar adecuadamente.

Realizando el cálculo, se llegó a las siguientes medidas:

$$l_{ant.p.a.ant.} = 900 \text{ mm} - \left(\frac{601.14}{2} + 25 + 25 + 100 \right) * \cos 31^\circ$$

$$l_{ant.p.a.ant.} = 513.78 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.ant.} = l_{ant.p.a.ant.} + 60.09 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.ant.} = 513.78 \text{ mm} + 60.09 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.ant.} = 573.87 \text{ mm}$$

$$l_{ant.p.a.post.} = l_{post.p.a.ant.} + 1\,000.03 * \tan 31^\circ$$

$$l_{ant.p.a.post.} = 573.87 \text{ mm} + 600.88 \text{ mm}$$

$$l_{ant.p.a.post.} = 1\,174.75 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.post.} = l_{ant.p.a.post.} + 60.09 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.post.} = 1\,174.75 \text{ mm} + 60.09 \text{ mm}$$

$$l_{post.p.a.post.} = 1\,234.84 \text{ mm}$$

Con estos cálculos realizados, se definieron las dimensiones de los perfiles de apoyo:

Medidas de los 2 perfiles de apoyo anterior (tubo cuadrado)

- Longitud del lado: 100 mm
- Grosor: 4 mm
- Longitud anterior: 513.78 mm
- Longitud posterior: 573.87 mm

Medidas de los 2 perfiles de apoyo posterior (tubo cuadrado)

- Longitud del lado: 100 mm
- Grosor: 4 mm
- Longitud anterior: 1 174.75 mm
- Longitud posterior: 1 234.84 mm

Habiendo definido todas las medidas de los perfiles del bastidor, se procedió a comprobar que las medidas generales del perfil sean capaces de soportar la carga a la que estarán sometidas. Para esta comprobación se realizó el análisis de cada perfil inclinado del bastidor, donde la estructura se une mediante pernos.

La carga aplicada a cada perfil inclinado es equivalente a la mitad de la carga total, ya que se distribuye equitativamente entre ambos perfiles. La componente de la carga aplicada perpendicularmente sobre cada punto de unión con la estructura del magazine equivale a la mitad de la carga establecida, o una cuarta parte de la carga total:

$$F_{p.inclinado} = \frac{\frac{W_m}{2} * \cos 31^\circ}{2}$$

$$F_{p.inclinado} = \frac{1\,926.01\,N * \cos 31^\circ}{4}$$

$$F_{p.inclinado} = 481.50\,N * \cos 31^\circ = 412.728\,N$$

Esta carga no se aplica puntualmente, sino que se encuentra distribuida a lo largo del área de contacto con la estructura superior. Esta área se divide en dos secciones de 100 mm de largo, cuyo centro se ubica a 350 mm de cada extremo.

$$F_{d,p.inclinado} = \frac{412.728}{0.1} = 4\,127.28\,N/m$$

Respecto a la componente de la carga paralela al perfil evaluado, esta genera un momento flexionante. Para representar el efecto de este momento se decidió aproximar con dos momentos aplicados en el centro de cada punto de unión. La carga analizada para estos momentos es igual a la mitad de la componente paralela de la carga establecida, o un cuarto de la carga total, multiplicada por la distancia al perfil.

Para simplificar el cálculo, se utilizó la distancia mostrada en la Figura 4.28 y una sola carga por punto de unión:

$$M_{p.inclinado} = \frac{\frac{W_m}{2} * \sin 31^\circ}{2} * 0.405 = 100.44\,N \cdot m$$

Utilizando los valores calculados se procedió a realizar el diagrama V-M de los perfiles inclinados mostrado en la Figura 4.33. Los valores críticos que obtenidos en el diagrama son:

$$V_{m\acute{a}x} = 556.21\,N$$

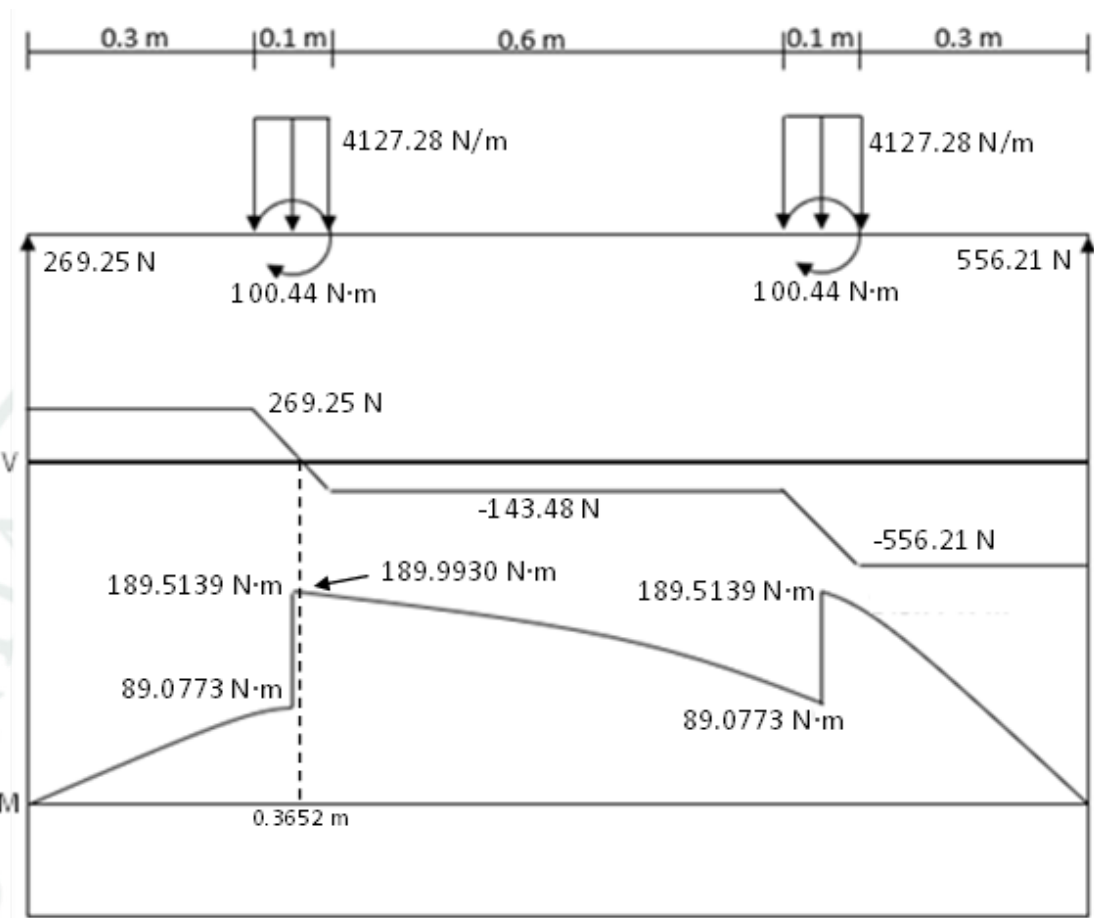
$$M_{m\acute{a}x} = 189.9930\,N \cdot m$$

Reacomodando la Ecuación 4.9, y considerando los datos obtenidos en los anteriores cálculos, se obtuvo:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} * c}{I} \quad (4.14)$$

Figura 4.33

Diagrama V-M de los perfiles inclinados del bastidor



Donde

- $\sigma_{m\acute{a}x}$ Esfuerzo de torsión máximo ejercido en el perfil.
- $M_{m\acute{a}x}$ Momento máximo en el perfil.
- c Distancia del eje central del perfil al punto donde se aplica el $M_{m\acute{a}x}$.
- I Momento de inercia del perfil.

Reemplazando con los datos hallados:

- $M_{m\acute{a}x} = 189.9930 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el diagrama V-M.
- $c = 50 \text{ mm}$ El valor es la mitad del lado del perfil.

A pesar de que se definió el momento de inercia en los cálculos anteriores, el haber definido el grosor del perfil en 4 mm lo califica como un perfil de pared delgada. Por este motivo, el cálculo del momento de inercia se vio ligeramente modificado.

$$I_{p.bast.} = 2 * \frac{1}{12} * (0.004 * (0.096)^3) + 2 * (0.096 * 0.004 * 0.048^2) m^4$$

$$I_{p.bast.} = 0.59 * 10^{-6} + 1.77 * 10^{-6} m^4$$

$$I_{p.bast.} = 2.36 * 10^{-6} m^4$$

El resultado obtenido presenta una diferencia inapreciable con el valor obtenido anteriormente, lo que valida el cálculo realizado. Resolviendo la Ecuación 4.14 se tiene:

$$\sigma_{p.bast.máx} = \frac{189.9930 N \cdot m * 0.05 m}{2.36 * 10^{-6} m^4}$$

$$\sigma_{p.bast.máx} = 4.03 MPa$$

Comparando este resultado con el valor de torsión máximo permitido del perfil de Aluminio 6060-T66 (Tabla C.2), se vio que será capaz de soportar el esfuerzo de torsión:

$$160 MPa > 4.03 MPa$$

Para comprobar el perfil de acuerdo con el esfuerzo cortante se siguió lo sugerido por Hibbeler, mostrado en la Ecuación 4.15 (Hibbeler, 2011, pág. 363):

$\tau_{máx} = \frac{V_{máx} Q}{I t}$	(4.15)
--------------------------------------	--------

Donde:

- $\tau_{máx}$ Esfuerzo cortante máximo producido.
- $V_{máx}$ Fuerza cortante máxima ejercida sobre el perfil.
- Q Sumatoria de $\bar{y}' A'$ de las secciones del perfil.
- I Momento de inercia del área transversal del perfil.
- t Ancho del perfil en el punto evaluado.

Reemplazando con los datos hallados:

- $V_{máx} = 556.21 N$ Hallado en el diagrama V-M.
- $t = 0.008 m$ Ancho del tubo cuadrado.

Considerando al perfil como un elemento de pared delgada, Hibbeler define que el cálculo de Q debe realizarse en referencia a la línea central (Hibbeler, 2011, pág. 391):

$$Q_{p.bast.} = \sum \bar{y}' A' = \left(2 * \frac{0.048}{2} * 0.004 * 0.048 \right) + (0.048 * 0.096 * 0.004) m^3$$

$$Q_{p.bast.} = \left(2 * \frac{0.048}{2} * 0.004 * 0.048 \right) + (0.048 * 0.096 * 0.004) m^3$$

$$Q_{p.bast.} = 27.648 * 10^{-6} m^3$$

Con estos valores se procedió a resolver la Ecuación 4.15 y se comparó con el valor de esfuerzo cortante máximo del Aluminio 6060-T66 que se halló anteriormente:

$$\tau_{p.bast.máx} = \frac{556.21 N * 27.648 * 10^{-6} m^3}{2.36 * 10^{-6} m^4 * 0.008 m}$$

$$\tau_{p.bast.máx} = 0.82 MPa$$

$$92 MPa > 0.82 MPa$$

Estos resultados comprueban que las medidas elegidas para los perfiles son capaces de soportar la carga a la que estarán sometidas.

Ensamble de la zona de almacenamiento

Por último, se procedió a evaluar, calcular y seleccionar los métodos y elementos de unión y ensamble que mantendrán unidas a ambas partes de la zona de almacenamiento. Esta selección se dividirá en uniones no permanentes y permanentes (esta clasificación se realizará en todos los sistemas del diseño).

- 1) Uniones atornilladas en la estructura del magazine (no permanente).
- 2) Pasadores para el ajuste de la altura de la estructura del magazine (no permanente).
- 3) Uniones soldadas de la estructura del bastidor del magazine (permanente).

Uniones no permanentes del sistema

i. Uniones atornilladas

En la estructura del magazine, todas las uniones serán atornilladas y se dividieron en 3 grupos: Unión de topes, unión de la estructura (interna) y ensamble de la estructura y el bastidor (externa).

Para calcular el área de esfuerzo de los pernos, se hallaron las cargas actuantes según las ecuaciones propuestas en el libro “Diseño de Elementos de Máquinas I” de Alva Davila y expuestas en las Ecuaciones 4.16, 4.17, 4.18 y 4.19 (Alva Davila, 2002, pág. 23):

Carga de tracción directa

$F_t = \frac{W}{n}$	(4.16)
---------------------	--------

Donde:

- F_t Carga de tracción directa en el perno.
- W Carga de tracción actuante.
- n Número de pernos.

Carga de corte directa

$F_s = \frac{W}{n}$	(4.17)
---------------------	--------

Donde:

- F_s Carga de corte directo en el perno.
- W Carga de corte actuante.
- n Número de pernos.

Carga de tracción indirecta

$F_{ti} = \frac{M * c_i}{\sum c_j^2}$	(4.18)
---------------------------------------	--------

Donde:

- F_{ti} Carga de tracción indirecta en el perno (i).
- M Momento flector actuante.
- c_i Distancia entre el eje pivote y el perno (i).
- c_j Distancia entre el eje pivote y un perno cualquiera.

Carga de corte indirecta

$F_{si} = \frac{T * c_i}{\sum c_j^2}$	(4.19)
---------------------------------------	--------

Donde:

- F_{si} Carga de corte indirecta en el perno (i).
- T Momento torsor actuante.
- c_i Distancia del centro de gravedad de los pernos al perno (i).
- c_j Distancia del centro de gravedad de los pernos a un perno cualquiera.

Con las cargas actuantes se procede a calcular una carga equivalente según lo propuesto por Alva Davila, tal como muestra la Ecuación 4.20 (Alva Davila, 2002, pág. 24):

$F_e = \sqrt{F_{tT}^2 + 4 * F_{sT}^2}$	(4.20)
--	--------

Donde:

- F_e Carga equivalente.
- F_{tT} Carga de tracción resultante (directa e indirecta).
- F_{sT} Carga de corte resultante (directa e indirecta).

Con este valor se procede a calcular el área de esfuerzo de acuerdo con Alva Davila, utilizando la Ecuación 4.21 o la Ecuación 4.22 (Alva Davila, 2002, pág. 24), dependiendo del valor de diámetro nominal resultante para los pernos:

$A_s = \left(\frac{6 * F_e}{S_y} \right)^{2/3}, \text{ para } d_b < 1 \frac{3}{4}''$	(4.21)
$A_s = \frac{4 * F_e}{S_y}, \text{ para } d_b > 1 \frac{3}{4}''$	(4.22)

Donde:

- A_s Área de esfuerzo del perno.
- F_e Carga equivalente.
- S_y Esfuerzo de fluencia del material del perno.
- d_b Diámetro nominal en pulgadas.

Un análisis de las unidades en la Ecuación 4.21 revela que el valor 6, que parece una constante, en realidad tiene una unidad de longitud vinculada, es decir, 6 *in*. Para utilizar la fórmula en el sistema métrico, es necesario convertir el valor a *mm*.

El valor del esfuerzo de fluencia dependerá del material utilizado en los pernos utilizados, presentados en la Tabla E.1. Para realizar los cálculos de las uniones de la zona de almacenamiento se evaluaron los pernos de acero de bajo carbono de grado SAE 4.8 y SAE 8.8, con esfuerzos de fluencia de 340 *MPa* y 660 *MPa* respectivamente.

El resultado obtenido de la Ecuación 4.21 o Ecuación 4.22, se compara con las opciones de la Tabla E.2, que coinciden con varios de los valores ofrecidos en el mercado, con lo que se eligen las dimensiones de los pernos a utilizar en el diseño.

Para comprobar este resultado se debe comparar la carga aplicada sobre el perno con la fuerza de ajuste. Para obtener los rangos de dicha fuerza y el momento de ajuste del perno se utilizan los datos presentados en las Tablas E.3, E.4 y E.5.

Habiendo establecido los principios para la selección de las uniones atornilladas, se procedió a calcular cada uno de los grupos establecidos anteriormente.

1) Unión de topes

Los topes se encuentran unidos a la estructura de la zona de almacenamiento en un área de contacto muy delgada, con un grosor igual al de los perfiles laterales de la estructura. Debido a esta área, los pernos de unión sólo pueden distribuirse en una línea recta.

Para estandarizar los repuestos y componentes de la estructura, se decidió utilizar la misma medida de pernos en las uniones de los seis topes de la estructura. Para realizar el cálculo, se evaluaron los topes laterales.

Se reconocieron dos fuerzas principales ejerciendo esfuerzos sobre la unión: el peso de los cartones aplicado a los topes y el peso del tope.

Con las dimensiones de los topes, y utilizando la densidad del Aluminio 6060-T66 presentada por Lumetal Plastic ($2\,750\text{ kg/m}^3$) (Pletinas de Aluminio, 2025), se calculó:

$$W_{\text{tope}} = V_{\text{tope}} * \rho_{6060-T66} * g$$

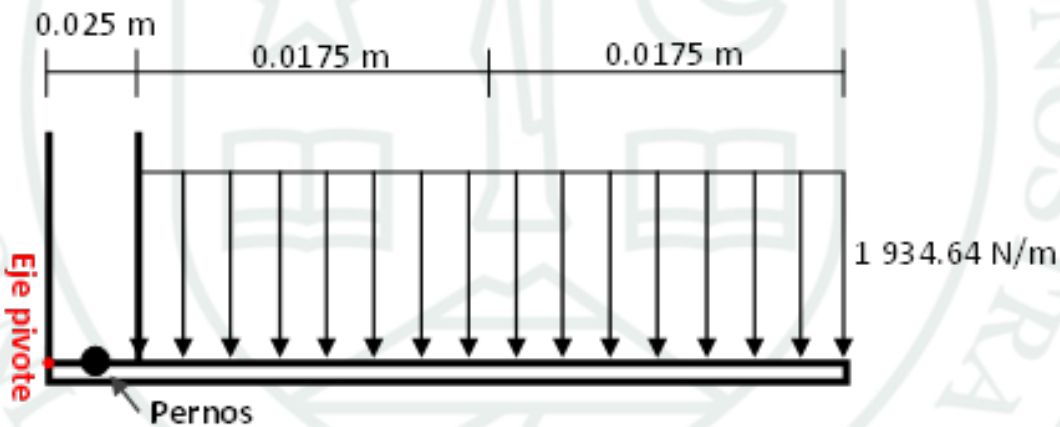
$$W_{\text{tope}} = 0.1\text{ m} * 0.06\text{ m} * 0.002\text{ m} * 2\,750\text{ kg/m}^3 * 9.81\text{ m/s}^2$$

$$W_{\text{tope}} = (1.2 * 10^{-5})\text{ m}^3 * 2\,750\text{ kg/m}^3 * 9.81\text{ m/s}^2 = 0.32\text{ N}$$

La fuerza aplicada en los topes por los cartones se calculó anteriormente como $W_{c,\text{tope}}$, es decir, 67.71 N . Comparando ambas fuerzas, se observó que el peso del tope tiene un valor de menos del 1% del valor de la fuerza aplicada de los cartones, por lo que se lo consideró despreciable para realizar el cálculo. En la Figura 4.34 se muestra la ubicación del eje pivote producido por la aplicación de la fuerza distribuida w_c'' sobre el tope.

Figura 4.34

Gráfico de unión de un tope



La carga aplicada por la componente del peso de los cartones ejerce únicamente esfuerzos de tracción, por lo que se utilizaron las Ecuaciones 4.16 y 4.18 para realizar el cálculo. Debido a las limitaciones de espacio para distribuir los pernos provocadas por las dimensiones de los topes, se decidió utilizar 4 pernos alineados verticalmente en cada unión.

Carga de tracción directa

$$F_t = \frac{1\,934.64 * 0.035}{4}$$

$$F_t = 16.93\text{ N}$$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti} = \frac{1\,934.64 * .035 * 0.0425 * 0.0125}{4 * 0.0125^2}$$

$$F_{ti} = 57.56\,N$$

Considerando que ambas cargas de tracción poseen la misma dirección, los valores se suman para obtener el total de carga de tracción en los pernos. En este caso, la carga cortante es inexistente. Así, se procedió a utilizar la Ecuación 4.20. Dado que el valor de la fuerza cortante es 0, la carga equivalente es igual a la carga de tracción resultante en los pernos:

$$F_e = \sqrt{(16.93 + 57.56)^2 + 0^2}$$

$$F_e = (16.93 + 57.56) = 74.48\,N$$

Finalmente, se utilizó la Ecuación 4.21 (con la corrección para unidades métricas) para hallar el valor del diámetro de los pernos. Considerando pernos de grado SAE 4.8, con un esfuerzo de fluencia igual a 340 MPa y un factor de seguridad de 2, se calculó:

$$A_s = \left(\frac{6\,in * 25.4 \frac{mm}{in} * 74.48\,N}{340 \frac{N}{mm^2} / 2} \right)^{2/3}$$

$$A_s = \left(\frac{22\,702.62\,N \cdot mm}{340 \frac{N}{mm^2}} \right)^{2/3}$$

$$A_s = (66.77\,mm^3)^{2/3}$$

$$A_s = 16.46\,mm^2$$

Habiendo hallado el área de esfuerzo del perno, se procedió a comparar el resultado con la Tabla E.2. Así se eligieron pernos M6 x 1.0 para esta unión, los cuales cuentan con un área de esfuerzo de 19.84 mm². Para esta aplicación se eligieron pernos ISO 4017, que presentan su hilo a lo largo de la mayoría de su longitud, ideales para una unión ciega.

Para comprobar este resultado se debe definir el rango de la fuerza de ajuste para los pernos. Esto se realiza usando las Tablas E.3, E.4 y E.5. Este paso es importante porque revela si la carga presente en el perno no supera la fuerza de ajuste de este, que puede interpretarse como la fuerza con la que el perno mantiene unidas a las superficies.

En primer lugar, se define un valor en el rango de coeficientes de fricción presentados en la Tabla E.3. La elección se basa en el material del perno y el tipo de lubricación que se espera utilizar en el ajuste. Para todas las aplicaciones en este trabajo se seleccionó los coeficientes de fricción clase C: 0.14 – 0.24. Siguiendo las recomendaciones presentadas en el documento “Technical Information on Fastening Technology” de Bossard se decidió utilizar el menor valor de coeficiente de fricción dentro del rango elegido, es decir, 0.14 (Bossard, 2023, pág. F.052).

Habiendo elegido este factor, se procedió a elegir los valores de fuerza y momento de ajuste adecuados a la unión evaluada de los valores presentados en la Tabla E.4. Sabiendo que los pernos analizados son M6 de clase 4.8 con el coeficiente de fricción 0.14, se obtuvieron los siguientes valores:

$$F_{Ajuste\ máx.} = 4.57\ kN$$

$$M_{Ajuste\ máx.} = 5.2\ N \cdot m$$

El valor obtenido para la máxima fuerza de ajuste es mucho mayor que el de la carga que soporta el perno, lo que comprueba que la selección realizada mantendrá unidas las superficies al aplicarse la carga calculada sobre el perno.

De acuerdo con el documento “Diseño de Conexiones” de Gerdau Corsa, la mínima distancia que debe haber entre el borde del perfil unido y la unión empernada debe ser mayor o igual a $1.75 * d$, siendo d el diámetro del perno (Gerdau Corsa, 2020, pág. 22). Este valor varía dependiendo de la dirección de la carga, pero para este análisis se asumirá esta relación para todas las distancias. Para el perno M6 elegido se calculó:

$$d_{mín.borde} = 1.75 * 6\ mm = 10.50\ mm$$

La distancia al eje pivote se definió como 12.5 mm, la cuál es mayor que la distancia mínima calculada. Con respecto a la alineación con los otros bordes, se decidió poner las uniones a 12.50 mm del borde, con 25 mm de distancia entre cada uno de los pernos. De acuerdo con Gerdau Costa la mínima distancia recomendada entre pernos es igual a 3 veces el diámetro del perno (Gerdau Corsa, 2020, pág. 23).

$$d_{mín.pernos} = 3 * 6\ mm = 18\ mm$$

Este valor comprueba que las medidas elegidas para el ensamble son aceptables y cumplen con las recomendaciones sugeridas.

Para finalizar, se debe determinar el momento de ajuste sugerido para la unión. Al comprobar que la carga no supera la fuerza de ajuste, se sabe que el momento máximo de ajuste no es necesario para mantener la unión, considerando que superar este momento implica la posibilidad de deformar el material que se está uniendo o dañar los hilos que mantienen la unión.

Para hallar la fuerza mínima de ajuste sugerida se divide la fuerza máxima hallada entre el factor de ajuste α_A elegido de la Tabla E.5. Para todas las aplicaciones en este trabajo se asumió que el ajuste se realizará con un torquímetro, por lo que se asignó 1.8 como el valor del factor de ajuste.

Finalmente se calculará el valor del momento de ajuste de acuerdo con la fórmula presentada en el libro “Shigley's Mechanical Engineering Design” de Budynas & Nisbett, presentada en la Ecuación 4.23 (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 430):

$T = K * F_i * d$	(4.23)
-------------------	--------

Donde:

- T Momento de ajuste.
- K Coeficiente de momento (se asume 0.2).
- F_i Fuerza de ajuste (90% mayor a la carga esperada).
- d Diámetro del perno.

Si el valor calculado para la fuerza de ajuste es menor a la fuerza mínima de ajuste, se utilizará esta última como dato para calcular el momento de ajuste.

Para terminar la comprobación, se calculó la mínima fuerza de ajuste:

$$F_{Ajuste\ mín.} = \frac{F_{Ajuste\ máx.}}{\alpha_A}$$

$$F_{Ajuste\ mín.} = \frac{4.57\ kN}{1.8} = 2.54\ kN$$

Luego se calculó la fuerza de ajuste necesaria para la carga que soporte el perno:

$$F_{Ajuste} = 1.9 * F_e$$
$$F_{Ajuste} = 1.9 * 74.48 \text{ N} = 141.52 \text{ N}$$

Como la fuerza de ajuste mínimo es superior a la calculada para la carga, se utilizó esta para calcular el momento de ajuste según lo expresado en la Ecuación 4.23.

$$M_{Ajuste} = 0.2 * 2.54 \text{ kN} * 6 \text{ mm}$$
$$M_{Ajuste} = 3.05 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para facilitar el ajuste se eligió un momento de ajuste de $3.50 \text{ N} \cdot \text{m}$, aunque es posible redondearlo a un valor de $4.00 \text{ N} \cdot \text{m}$ sin superar el máximo permitido.

Antes de continuar con el resto de las uniones, se decidió colocar una arandela entre el tope y la cabeza del perno. Esta decisión se tomó porque el material de las superficies es más susceptible a la deformación que el material del perno. Se decidió utilizar arandelas que presenten una gran área de contacto, es decir, arandelas ISO 7093-1.

Para finalizar con la unión de los topes se eligió la longitud de los pernos. El perno debe atravesar el grosor del tope (2 mm) y continuar hacia un agujero ciego en la cara de $100 \times 10 \text{ mm}$ del perfil. Para determinar la longitud del agujero ciego se usó la Tabla 4.3.

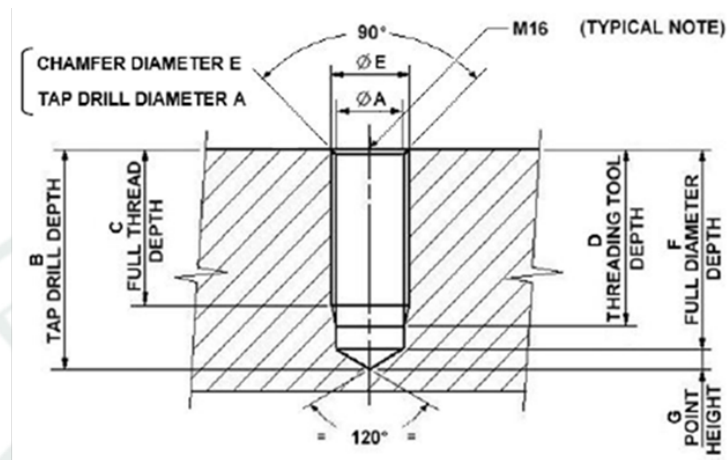
Para un perno M6 se sugiere una profundidad de hilo igual a 12 mm . La longitud del perno puede determinarse considerando el grosor nominal de la arandela ISO 7093-1 – M6, es decir, 1.6 mm (ISO, 2000, pág. 3). Con estos datos se procedió a calcular:

$$L_{per.mín} = ancho_{arandela} + ancho_{tope} + p_{hilo}$$
$$L_{per.mín} = 1.6 + 2 + 12 = 15.6 \text{ mm}$$

Comparando el valor obtenido con la oferta de pernos en el mercado, se decidió utilizar pernos de 16 mm de longitud. Con respecto al agujero ciego, si se analiza los valores de la Tabla 4.3 para hilos M6 se puede apreciar que la diferencia entre las longitudes de la profundidad con diámetro completo y la profundidad del hilo es igual a 5.06 veces el paso del perno.

Tabla 4.3

Dimensiones para agujeros ciegos roscados



THREAD	PITCH	TAP DRILL								TAPPING		CHAMFER			FOR REF.			
		A								B	C	D	E		F		G	
		Tolerance Class 6H				Tolerance Class 6H8G							6H	6H8G	6H	6H8G		
		Cut Tap			Roll Form	Cut Tap			Roll Form									
Nom.	Nom.	Msx.	Min.	Nom. ±0.05	Nom.	Max.	Min.	Nom. ±0.05	Nom.	Nom.	Nom.	Nom.	Tol.	Nom.	Nom.	Nom.	Nom.	
M3	0.5	2.5	2.599	2.459	2.75	2.6	2.639	2.459	2.8	9.5	6.0	7.5	3.25	±0.1	8.778	8.749	0.722	0.751
M4	0.7	3.3	3.422	3.242	3.64	3.4	3.466	3.242	3.71	12.5	8.0	10.1	4.35	±0.14	11.547	11.519	0.953	0.981
M5	0.8	4.2	4.334	4.134	4.59	4.4	4.473	4.158	4.67	16.0	10.0	12.4	5.4	±0.16	14.788	14.730	1.212	1.270
M6	1.0	5.0	5.153	4.917	5.49	5.3	5.318	4.943	5.59	18.5	12.0	15.0	6.5	±0.2	17.057	16.970	1.443	1.530
M8	1.25	6.75	6.912	6.647	7.36	7.035	7.1	6.675	7.49	24.0	16.0	19.75	8.625	±0.25	22.051	21.969	1.949	2.031
M10	1.5	8.5	8.676	8.376	9.24	8.8	8.883	8.408	9.39	30.0	20.0	24.5	10.75	±0.3	27.546	27.460	2.454	2.540
M12	1.75	10.25	10.441	10.106	11.11	10.6	10.67	10.14	11.29	35.0	24.0	29.25	12.875	±0.35	32.041	31.940	2.959	3.060
M16	2.0	14.0	14.21	13.835	14.98	14.29	14.473	13.873	15.18	45.0	32.0	38.0	17.0	±0.4	40.959	40.875	4.041	4.125
M20	2.5	17.5	17.744	17.294	18.73	18.0	18.046	17.336	18.98	56.0	40.0	47.5	21.25	±0.5	50.948	50.804	5.052	5.196
M24	3.0	21.0	21.252	20.752	22.47	21.5	21.601	20.801	22.78	67.0	48.0	57.0	25.5	±0.6	60.938	60.793	6.062	6.207
M30	3.5	26.5	26.771	26.211	28.22	27.0	27.164	26.264	28.57	83.0	60.0	70.5	31.75	±0.7	73.350	73.206	7.650	7.794
M36	4.0	32.0	32.27	31.67	33.96	32.5	32.68	31.73	34.37	98.0	72.0	84.0	38.0	±0.8	88.762	88.618	9.238	9.382
M42	4.5	37.5	37.799	37.129	39.71	38.1	38.252	37.192	40.16	114.0	84.0	97.5	44.25	±0.9	103.175	103.001	10.825	10.999
M48	5.0	43.0	43.297	42.587	45.45	43.6	43.778	42.658	45.96	130.0	96.0	111.0	50.5	±1.0	117.587	117.414	12.413	12.586
M56	5.5	50.5	50.796	50.046	53.2	51.0	51.301	50.121	53.76	150.0	112.0	128.5	58.75	±1.1	135.422	135.278	14.478	14.722

Nota. Modificado de (Husky, 2022, pág. 1)

Considerando que el perno elegido tiene un paso de 1.0, la profundidad con diámetro completo será igual a:

$$p_{\text{agujero}} = p_{\text{hilo total}} + 5.06 * \text{paso}_{M6}$$

$$p_{\text{agujero}} = (16 - 1.6) + 5.06 * 1.0$$

$$p_{\text{agujero}} = 14.4 + 5.06 = 19.46 \text{ mm}$$

Así, la selección de componentes de para todas las uniones de topes es:

Componentes de la unión de los topes del magazine

- 24 pernos: ISO 4017 M6 x 16
- 24 arandelas: ISO 7093-1 M6

2) Unión de la estructura

La estructura de la zona de almacenamiento se encuentra dividida en 2 secciones, como se observa en la Figura 4.19. Ambas secciones no tienen ningún punto de unión entre ellas, y están compuestas por perfiles transversales y perfiles horizontales y verticales.

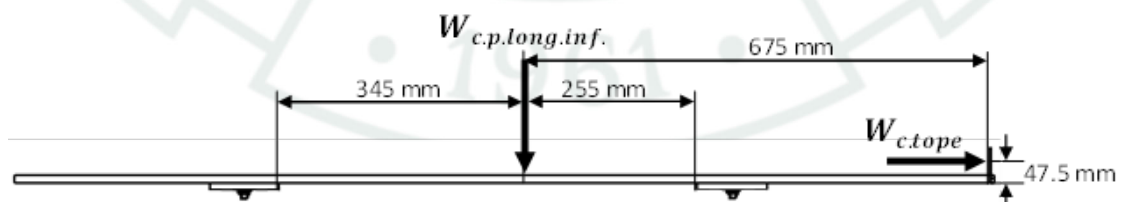
Cada uno de los perfiles transversales están unidos a los topes, y soportan la fuerza que los cartones ejercen sobre estos. Estos perfiles están unidos mediante uniones pernadas a uno de los perfiles laterales, superiores o inferiores.

Cada unión se compone de 2 pernos alineados, uno en cada punto de unión con los otros perfiles. Entre los puntos de unión disponibles para evaluar, se decidió estandarizar los pernos de acuerdo con el resultado obtenido del análisis de las uniones más críticas, siendo estas las uniones de los perfiles transversales con los perfiles inferiores.

La razón para elegir estas uniones, pese a que la fuerza de los cartones en los topes en los perfiles laterales es mayor, es que en estas uniones también se ve involucrada la segunda componente del peso de los cartones, como se observa en la Figura 4.35.

Figura 4.35

Gráfico de unión de un perfil longitudinal inferior



La carga $W_{c.p.long.inf.}$ se corresponde con la mitad de la componente W_c' del peso de los cartones, ya que el peso se distribuye entre las dos barras longitudinales inferiores,

mientras que el valor de $W_{c.tope}$ ya se calculó en el cálculo de los topes, siendo la carga del peso de los cartones sobre un tope, en este caso, el tope unido al perfil longitudinal inferior que se está evaluando.

Definiendo ambos valores se tiene:

$$W_{c.p.long.inf.} = \frac{W_c'}{2} = \frac{676.15 \text{ N}}{2}$$

$$W_{c.p.long.inf.} = 338.08 \text{ N}$$

$$W_{c.tope} = 67.71 \text{ N}$$

La carga $W_{c.p.long.inf.}$ produce cargas de tracción directa e indirecta, y la carga $W_{c.tope}$ produce una carga de tracción indirecta y una de corte directa, por lo que se utilizaron las Ecuaciones 4.16, 4.17 y 4.18.

En la Figura 4.35 se ve que son 2 pernos soportando estas cargas. Con estos datos, se realizaron los siguientes cálculos:

Carga $W_{c.p.long.inf.}$

Carga de tracción directa

$$F_t = \frac{388.08}{2}$$

$$F_t = 169.04 \text{ N}$$

Carga de tracción indirecta

Para el cálculo de la tracción indirecta, se consideraron las uniones posteriores. Debido a que la carga $W_{c.p.long.inf.}$ se aplica en un punto intermedio entre los 2 pernos, esta provoca 2 ejes pivotes, los cuáles se aplican sólo a 1 perno en cada caso.

Cada perno se encuentra a 50 mm de su eje pivote. El perno crítico que se analizó es el perno con mayor distancia al eje pivote, obteniendo:

$$F_{ti} = \frac{388.08 * 0.345 * 0.05}{0.05^2}$$

$$F_{ti} = 2\,332.73 \text{ N}$$

Carga $W_{c.tope}$

Carga de corte directa

$$F_s = \frac{67.71}{2}$$

$$F_s = 33.86 \text{ N}$$

Carga de tracción indirecta

Para el cálculo de la tracción indirecta, se consideró como el perno crítico el perno ubicado en la parte posterior. En este análisis se consideraron que ambos pernos comparten el mismo eje pivote:

$$F_{ti} = \frac{67.71 * 0.0475 * 0.75}{0.75^2 + 0.05^2}$$

$$F_{ti} = 4.27 \text{ N}$$

Considerando que la carga de tracción directa producida por la carga $W_{c.p.long.inf.}$ tiene una dirección opuesta a las otras cargas, este valor se restó de las demás cargas de tracción. Utilizando la Ecuación 4.20, se obtuvo el siguiente resultado:

$$F_e = \sqrt{(-169.04 + 2 \cdot 332.73 + 4.27)^2 + 4 * 33.86^2}$$

$$F_e = \sqrt{4 \cdot 700 \cdot 064.48 + 4 \cdot 584.97}$$

$$F_e = 2 \cdot 169.02 \text{ N}$$

Finalmente, se utilizó la Ecuación 4.21 (con la corrección para unidades métricas) para hallar el diámetro de los pernos. Considerando pernos de grado SAE 8.8, con un esfuerzo de fluencia igual a 660 MPa y un factor de seguridad de 2, se calculó:

$$A_s = \left(\frac{6 \text{ in} * 25.4 \frac{\text{mm}}{\text{in}} * 2 \cdot 169.02 \text{ N}}{660 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / 2} \right)^{2/3}$$

$$A_s = \left(\frac{661 \cdot 117.41 \text{ N} \cdot \text{mm}}{660 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right)^{2/3}$$

$$A_s = (1 \cdot 001.69 \text{ mm}^3)^{2/3}$$

$$A_s = 100.11 \text{ mm}^2$$

Comparando el resultado con la Tabla E.2, se eligieron los pernos ISO 4014 de medida M16 x 2.0, los cuales tienen un área de esfuerzo de 155.1 mm^2 .

Para comprobar este resultado se siguió el mismo procedimiento que en el análisis anterior. El valor de coeficiente de fricción ya fue elegido (clase C: 0.14), con lo que se eligieron los valores presentados en la Tabla E.4 para pernos M16 de clase 8.8:

$$F_{Ajuste \text{ máx.}} = 78.8 \text{ kN}$$

$$M_{Ajuste \text{ máx.}} = 230 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El valor de la máxima fuerza de ajuste es mucho mayor que el de la carga que soporta el perno, lo que comprueba que la selección realizada.

Para determinar que la ubicación asumida de los pernos es la adecuada se comprobó los valores según lo expuesto por Gerdau Corsa (Diseño de Conexiones, 2020, pág. 22). Como los pernos están separados por una distancia considerable, sólo se evaluó la distancia con el borde:

$$d_{\text{mín.borde}} = 28 \text{ mm}$$

Sin embargo, las uniones evaluadas no son todas iguales. En los perfiles transversales y longitudinales, las distancias a ambos bordes de la unión son iguales a 50 mm , mientras que en las uniones con los perfiles verticales son iguales a 30 mm y 50 mm .

Para calcular el momento de ajuste, se halló la fuerza mínima de ajuste utilizando el valor de factor de ajuste de 1.8.

$$F_{Ajuste \text{ mín.}} = \frac{78.8 \text{ kN}}{1.8} = 43.78 \text{ kN}$$

$$F_{Ajuste} = 1.9 * 2\,169.02 \text{ N} = 4\,121.14 \text{ N} = 4.12 \text{ kN}$$

Al igual que en el cálculo anterior, se utilizó la fuerza mínima de ajuste para calcular el momento de ajuste usando la Ecuación 4.23:

$$M_{Ajuste} = 0.2 * 43.78 \text{ kN} * 16 \text{ mm}$$

$$M_{Ajuste} = 140.09 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Si se desea utilizar un valor entero para facilitar el uso del torquímetro, puede elegirse un momento de ajuste de $141\text{ N} \cdot \text{m}$ o $150\text{ N} \cdot \text{m}$ sin superar el máximo permitido.

En estas uniones, como el perno atravesará por completo ambas piezas, se utilizarán dos arandelas (una a cada lado de las superficies exteriores) y una tuerca de ajuste. Al no haber vibraciones importantes que afecten estas uniones, se eligieron los elementos más utilizados en la industria: Arandelas ISO 7089 – M16 y tuercas clase 4 ISO 4032 – M16.

Para finalizar se eligió la longitud de los pernos de este tipo de unión. Se decidió que las cabezas de los pernos se encuentren del lado interior de la estructura. Para evitar que estos choquen con los cartones almacenados, se maquinará un agujero con diámetro igual a 35 mm , el cual es mayor al diámetro exterior de la arandela ISO 7089 – M16 (30 mm) según (ISO, 2000, pág. 3).

Para asegurar que la profundidad del agujero evite que la cabeza del perno sobresalga se tomó en consideración el grosor nominal de la cabeza del perno ISO 4017 M16, es decir, 10 mm (ISO, 2011, pág. 4), y el grosor nominal de la arandela ISO 7089 – M16, que es igual a 3 mm (ISO, 2000, pág. 3). Para otorgar una pequeña tolerancia adicional se añadieron 2 mm , obteniendo una profundidad de agujero de 15 mm .

Con respecto a las tuercas ISO 4032 – M16, pueden tener una altura variable desde un mínimo de 14.10 mm a un máximo de 14.80 mm (ISO, 2012, pág. 3). Para esta aplicación se asumió el máximo valor posible.

La última distinción que debe hacerse es el grosor de los perfiles que se unirán con estos pernos. Hay 8 uniones (16 pernos) entre 2 perfiles de 25 mm de grosor y 4 uniones (8 pernos) entre un perfil de 25 mm de grosor y otro de 40 mm de grosor. Así, se procedió a calcular:

Grupo de 16 pernos

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{p.long.} + ancho_{p.trans.} + ancho_{arandela} + ancho_{tuerca}$$

$$L = 3 + (25 - 15) + 25 + 3 + 14.8 = 55.8\text{ mm}$$

Grupo de 8 pernos

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{p.long.} + ancho_{p.vert.} + ancho_{arandela} + ancho_{tuerca}$$
$$L = 3 + (25 - 15) + 40 + 3 + 14.8 = 70.8 \text{ mm}$$

Comparando los valores obtenidos con la oferta de pernos en el mercado, se decidió utilizar pernos de 65 mm y 80 mm de longitud. Así, la selección de componentes de esta unión es:

Componentes de la unión de los perfiles del magazine

- 8 pernos: ISO 4014 M16 x 65
- 4 pernos: ISO 4014 M16 x 80
- 24 arandelas: ISO 7089 M16
- 12 tuercas: ISO 4032 M16

3) Ensamble de la estructura y el bastidor

La estructura de la zona de almacenamiento se ensambla con el bastidor a través de uniones atornilladas en sus cuatro perfiles verticales, como se observa en la Figura 4.32, y en los dos perfiles transversales inferiores.

Las uniones de los perfiles verticales y de los perfiles transversales inferiores cuentan con 2 pernos. Para estandarizar los pernos utilizados en estos ensambles, se eligió evaluar los pernos de acuerdo con el análisis de la unión de los perfiles verticales. Se tomó esta decisión debido a que las fuerzas que actúan en estas uniones generan esfuerzos cortantes, los cuales tienen mayor efecto en la elección que los esfuerzos de tracción.

Las fuerzas que afectan la unión se ven en la Figura 4.36. Debido a la posición geométrica del conjunto del magazine y su bastidor, se puede evaluar cada unión con sólo la mitad de las cargas aplicadas. Cada grupo de uniones está sometido a dos aplicaciones de la carga $W_{c.tope}$, una aplicada sobre el tope superior y otra sobre el lateral.

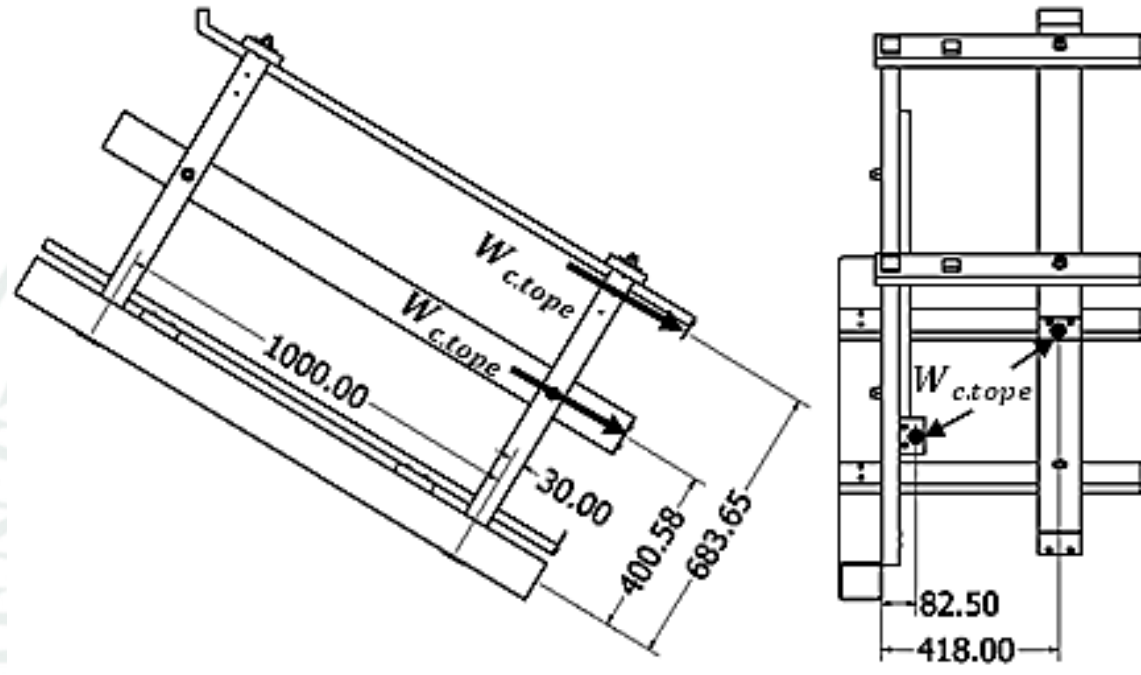
$$W_{c.tope} = 67.71 \text{ N}$$

Ambas cargas producen una carga de tracción indirecta, al igual que cargas de corte directo e indirecto, por lo que se utilizaron la Ecuaciones 4.17, 4.18 y 4.19. Se evaluó cada

una de las cargas $W_{c.tope}$, considerando cuatro pernos separados en grupos de dos en cada unión, se tiene:

Figura 4.36

Gráfico de unión de un perfil vertical con el bastidor



Carga $W_{c.tope}$ en tope de perfil longitudinal lateral

Carga de tracción indirecta

Para el cálculo de la tracción indirecta, se consideraron las uniones posteriores, pues estas se encuentran a una mayor distancia del eje pivote, soportando un mayor momento.

Analizando ambos pernos se obtuvo:

$$F_{ti} = \frac{67.71 * 0.0825 * 1.03}{2 * (0.03^2 + 1.03^2)}$$

$$F_{ti} = 2.71 \text{ N}$$

Carga de corte directa

$$F_s = \frac{67.71}{4}$$

$$F_s = 16.93 \text{ N}$$

Carga de corte indirecta

Considerando que la distancia entre los conjuntos de pernos es de 1 m, y que estos se encuentran alineados en el bastidor y separados por 30 mm, se consideró que la distancia de cada uno respecto al centro de gravedad de los pernos es igual a:

$$d = \sqrt{\left(\frac{1.00}{2}\right)^2 + \left(\frac{0.03}{2}\right)^2} = 515.22 \text{ mm}$$

Tomando esta consideración se calculó:

$$F_{si} = \frac{67.71 * 0.401 * 0.5152}{4 * (0.5152)^2}$$
$$F_{si} = 13.16 \text{ N}$$

Carga de corte total

Para calcular la carga de corte total primero se calculó el ángulo de desfase entre las cargas de corte aplicadas en los pernos:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{0.5}{0.015}$$
$$\beta = 88.28^\circ$$

Conociendo el ángulo entre ambas fuerzas, se evaluó el perno posterior superior, donde la dirección de ambas fuerzas aumenta el valor de la suma final:

$$F_{sT} = F_s + F_{si}$$
$$F_{sT} = (16.93 \pm 0^\circ) + (13.16 \pm 88.28^\circ)$$
$$F_{sT} = 21.75 \pm 37.21^\circ \text{ N}$$

Carga $W_{c.tope}$ en tope de perfil longitudinal superior

Carga de tracción indirecta

Para el cálculo de la tracción indirecta se volvieron a considerar las uniones posteriores, ya que siguen encontrándose más lejanas al eje pivote provocada por la carga analizada.

$$F_{ti} = \frac{67.71 * 0.418 * 1.03}{2 * (0.03^2 + 1.03^2)}$$
$$F_{ti} = 13.73 \text{ N}$$

Carga de corte directa

$$F_s = \frac{67.71}{4}$$

$$F_s = 16.93 \text{ N}$$

Carga de corte indirecta

Tomando las mismas consideraciones de la anterior carga, se calculó:

$$F_{si} = \frac{67.71 * 0.684 * 0.5152}{4 * (0.5152)^2}$$

$$F_{si} = 22.46 \text{ N}$$

Carga de corte total

Para calcular la carga de corte total se utilizó el mismo ángulo β calculado en el cálculo anterior:

$$F_{sT} = F_s + F_{si}$$

$$F_{sT} = (16.93 \pm 0^\circ) + (22.46 \pm 88.28^\circ)$$

$$F_{sT} = 28.53 \pm 51.90 \text{ N}$$

Conociendo los valores de las cargas producidas por las fuerzas evaluadas y sabiendo que todas apuntan en la misma dirección, se aplicó la Ecuación 4.20.

$$F_e = \sqrt{(2.71 \pm 0^\circ + 13.73 \pm 0^\circ)^2 + 4 * ((21.75 \pm 37.21^\circ) + (28.53 \pm 51.90^\circ))^2}$$

$$F_e = \sqrt{(16.44 \pm 0^\circ)^2 + 4 * ((49.88 \pm 45.55^\circ))^2}$$

$$F_e = \sqrt{270.19 \pm 0^\circ + 9\,950.40 \pm 91.11^\circ}$$

$$F_e = (99.74 \pm 44.78^\circ) = 99.74 \text{ N}$$

Finalmente, se utilizó la Ecuación 4.21 (con la corrección para unidades métricas) para hallar el valor del diámetro de los pernos. Considerando pernos de grado SAE 4.8, con un esfuerzo de fluencia igual a 340 MPa y un factor de seguridad de 2, se calculó:

$$A_s = \left(\frac{6 * 25.4 * 99.74 \text{ N}}{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / 2} \right)^{2/3}$$

$$A_s = 19.9962 \text{ mm}^2$$

Habiendo hallado el área de esfuerzo del perno, se procedió a comparar el resultado con la Tabla E.2. Para estas uniones se eligieron pernos ISO 4014 de medida M8 x 1.25, los cuales tienen un área de esfuerzo de 36.13 mm^2 . Para la comprobación del resultado, se eligieron los valores de la Tabla E.4 para pernos M8 de clase 4.8, asumiendo un coeficiente de fricción de 0.14 (clase C):

$$F_{Ajuste \text{ máx.}} = 8.3 \text{ kN}$$

$$M_{Ajuste \text{ máx.}} = 12.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La carga aplicada a los pernos es menor que la máxima fuerza de ajuste, lo que confirma la selección. Siguiendo las recomendaciones de Gerdau Corsa (Diseño de Conexiones, 2020, págs. 22-23) se determinó la ubicación asumida de los pernos:

$$d_{\text{mín.borde}} = 1.75 * d = 1.75 * 8 = 14 \text{ mm}$$

$$d_{\text{mín.pernos}} = 3 * d = 3 * 8 = 24 \text{ mm}$$

Estos resultados confirman que la distancia entre pernos asumida en 30 mm para las uniones con los perfiles verticales y 50 mm para las que unen los perfiles transversales son aceptables, además de comprobar que las distancias a los bordes de dichos pares de pernos (35 mm - 30 mm y 50 mm - 25 mm respectivamente).

Para calcular el momento de ajuste, se halló la fuerza mínima de ajuste utilizando el valor de factor de ajuste de 1.8:

$$F_{Ajuste \text{ mín.}} = \frac{8.3 \text{ kN}}{1.8} = 4.61 \text{ kN}$$

$$F_{Ajuste} = 1.9 * 99.74 \text{ N} = 189.51 \text{ N} = 0.19 \text{ kN}$$

El valor de la fuerza mínima de ajuste es mayor, así que se utilizó este para calcular el momento de ajuste usando la Ecuación 4.23:

$$M_{Ajuste} = 0.2 * 4.61 \text{ kN} * 8 \text{ mm}$$

$$M_{Ajuste} = 7.38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Si se desea utilizar un valor entero para facilitar el uso del torquímetro, puede elegirse un momento de ajuste de $8 \text{ N} \cdot \text{m}$ o $10 \text{ N} \cdot \text{m}$ sin superar el máximo permitido.

Las uniones atravesarán por completo el perfil correspondiente (vertical o transversal inferior) y una de las paredes del tubo cuadrado del bastidor, por lo que se decidió utilizar dos arandelas y una tuerca de ajuste. Para las uniones evaluadas se decidió utilizar arandelas ISO 7089 – M8 y tuercas clase 4 ISO 4035 – M8. Estas tuercas son más delgadas que las ISO 4032, pero se eligieron porque su grosor es ideal para realizar el ensamble en el interior del tubo cuadrado.

Para finalizar se eligió la longitud de los pernos de ambos grupos de uniones. Con el grosor nominal de la arandela ISO 7089 – M8, igual a 1.6 mm (ISO, 2000, pág. 3) y el grosor de las tuercas ISO 4035 – M8, que varían entre 3.7 mm y 4.0 mm (ISO, 1999, pág. 3) (se eligió el valor mayor), se evaluó la mínima longitud para cada grupo (uniones del perfil vertical y del perfil transversal inferior):

Pernos de unión del perfil transversal inferior con el bastidor del magazine

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{p.trans.} + e_{p.bast.} + ancho_{arandela} + ancho_{tuerca}$$

$$L = 1.6 + 25 + 4 + 1.6 + 4$$

$$L = 36.2 \text{ mm}$$

Pernos de unión del perfil vertical con el bastidor del magazine

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{p.vert.} + e_{p.bast.} + ancho_{arandela} + ancho_{tuerca}$$

$$L = 1.6 + 40 + 4 + 1.6 + 4$$

$$L = 51.2 \text{ mm}$$

Comparando los valores obtenidos con la oferta de pernos en el mercado, se decidió utilizar pernos de 40 mm y 55 mm de longitud. Así, la selección de componentes de estas uniones queda de la siguiente manera:

Componentes de la unión del magazine con el bastidor

- 8 pernos: ISO 4014 M8 x 40
- 8 pernos: ISO 4014 M8 x 55
- 32 arandelas: ISO 7089 M8
- 16 tuercas: ISO 4035 M8

ii. Pasadores de la estructura

La parte superior de la estructura se sujeta a través de 4 pasadores, que permiten modificar la altura de acuerdo con posibles dimensiones para otros tipos de cartones. Considerando que los pasadores sólo sostienen el peso de la sección superior de la estructura, y el cálculo para pasadores se limita a hacer un análisis de esfuerzos cortantes (las fuerzas aplicadas se consideran cortantes), se calculó el diámetro de estos.

Tomando los datos proporcionados en la Tabla 4.2, se calculó el valor del peso de la parte superior de la estructura como:

$$W_{m.sup.} = 2 * 9.81 * (6.87 \text{ kg/m} * (1.4 \text{ m} + 1.25 \text{ m}) + 16.50 \text{ kg/m} * 0.002 \text{ m})$$
$$W_{m.sup.} = 357.84 \text{ N}$$

A continuación, se calculó el valor de la fuerza aplicada a los dos topes superiores:

$$2 * W_{c.tope} = 67.71 \text{ N} = 135.42 \text{ N}$$

Considerando que la diferencia de ángulo entre ambas fuerzas es el ángulo complementario de θ (59°), se pueden sumar los valores obtenidos de la siguiente manera:

$$F_{ST} = 357.84 \angle 0^\circ \text{ N} + 135.42 \angle 59^\circ \text{ N}$$
$$F_{ST} = 443.07 \angle 15.19^\circ \text{ N}$$

Esta fuerza es repartida entre los cuatro pasadores del sistema, obteniendo la siguiente fuerza aplicada a cada uno de ellos:

$$\frac{443.07 \text{ N}}{4} = 110.77 \text{ N}$$

Al analizar las fuerzas aplicadas a pasadores cilíndricos, se utiliza la mitad de la carga total aplicada, considerando que cada mitad se aplica en ambos extremos del pasador, como se observa en el ejemplo presentado por Hibbeler (Mecánica de Materiales, 2011, pág. 49):

$$\frac{110.77 \text{ N}}{2} = 55.38 \text{ N}$$

Considerando que el análisis sólo considera fuerzas y un esfuerzo cortante, se utilizó la ecuación propuesta por Hibbeler, mostrada en la Ecuación 4.24 (Hibbeler, 2011, pág. 32):

$\tau = \frac{V}{A}$	(4.24)
----------------------	--------

Donde:

- τ Esfuerzo cortante promedio.
- V Fuerza cortante aplicada a la sección.
- A Área del perfil.

Considerando un esfuerzo cortante máximo de 30 MPa (común en pasadores de acero), un área de perfil circular con diámetro d_{pasador} , utilizando la fuerza calculada como la fuerza cortante a evaluar, y considerando un F.S. igual a 2 se obtiene:

$$30 * 10^6 \text{ Pa} = \frac{55.38 \text{ N}}{\pi * \left(\frac{d_{\text{pasador}}/2}{2}\right)^2}$$

$$d_{\text{pasador}} = 4 * \sqrt{\frac{55.38 \text{ N}}{\pi * 30 * 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d_{\text{pasador}} = 3.07 * 10^{-3} \text{ m} = 3.07 \text{ mm}$$

Comparando el valor obtenido con los valores estándar presentados en el Anexo F se debería elegir pasadores de 4.00 mm de diámetro. Sin embargo, estos pasadores sólo se obtienen hasta una longitud de 40 mm , lo que no dejaría espacio para asegurar el pasador en su posición. Por este motivo se decidió utilizar la siguiente medida ofrecida: pasadores de 5.00 mm de diámetro, que pueden llegar a 50 mm de longitud. De esta manera se determinó la siguiente elección:

Pasadores de soporte del magazine

- 4 pasadores: ISO 2340 5 x 50

Uniones permanentes del sistema

i. Uniones soldadas

Para el bastidor, debido a su naturaleza estática a lo largo de todo el funcionamiento de la máquina, se decidió ensamblar todos sus perfiles a través de cordones de soldadura.

Todos los cordones se han propuesto en base al punto de unión crítico. El cálculo de las uniones soldadas busca definir el espesor del cordón a utilizar.

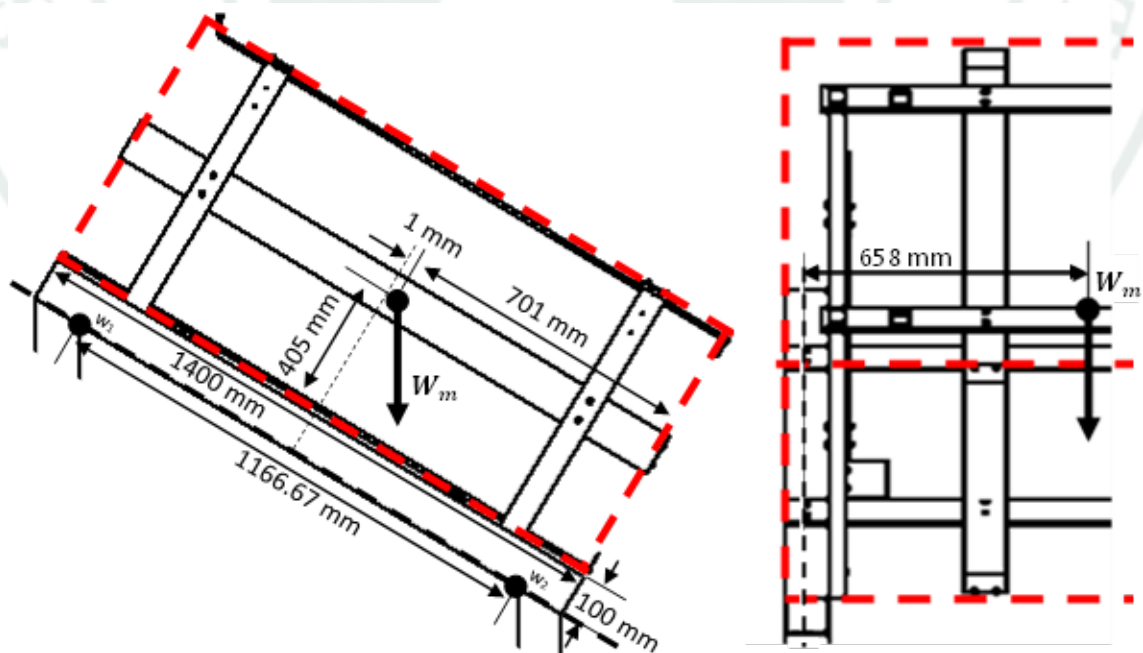
En el bastidor, tal como se puede observar en la Figura 4.12, existen 3 tipos de uniones soldadas distintas: uniones de ángulos rectos, ángulos de 59° y ángulos de 121°.

Entre estas opciones, se decidió estandarizar todos los cordones del bastidor de acuerdo con el mayor resultado de los cordones de 59° y 121°. Los cordones de ángulos rectos cumplen principalmente la función de mantener unidos los perfiles verticales del bastidor, no sufriendo directamente de la carga externa producida por la estructura.

A continuación, se procedió a calcular el ancho del cordón de soldadura que se utilizará. En la Figura 4.37 se aprecian las distancias de la fuerza aplicada (W_m) con respecto a la estructura del magazine y las uniones soldadas. Las líneas punteadas negras representan las proyecciones de las líneas medias de los cordones, una ubicada a la mitad de la distancia entre ambos cordones y la otra uniendo el punto medio de la longitud de cada cordón.

Figura 4.37

Gráfico de un par lateral de uniones soldadas del bastidor



Considerando que la fuerza aplicada se distribuye de manera simétrica a cada lado del bastidor, se decidió analizar solamente uno de los pares laterales de cordones, el cual soporta la carga $W_{m.lat.}$:

$$W_{m.lat.} = 963 \text{ N}$$

La carga $W_{m.lat.}$ afecta a las uniones soldadas de acuerdo con sus dos componentes, tomadas de acuerdo con la inclinación del perfil inclinado del bastidor:

$$W_{m.lat.}' = W_{m.lat.} * \sin 31^\circ = 963.00 * 0.52 = 495.98 \text{ N}$$

$$W_{m.lat.}'' = W_{m.lat.} * \cos 31^\circ = 963.00 * 0.86 = 825.46 \text{ N}$$

En el cálculo de uniones soldadas, cada carga y componente se analiza de acuerdo con el tipo de efecto que tiene en los cordones. Tal como se presenta en la Tabla 4.4, cada carga se corresponde con una fuerza teórica.

Las siglas presentadas en las fórmulas se interpretarán de acuerdo con las sugerencias presentadas en el Anexo G, que define las fuerza, momentos y demás factores de acuerdo con la forma y disposición geométrica de los cordones de soldadura.

Tabla 4.4

Fuerza aplicada a una soldadura de acuerdo con el tipo de carga

Tipo de carga	Fuerza equivalente
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$
Flexión	$f = M/S_w$
Torsión	$f = Tc/J_w$

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 785)

En primer lugar, se hallaron las fuerzas y momentos aplicados de acuerdo con las componentes $W_{m.lat.}'$ y $W_{m.lat.}''$. Para hallar las cargas y momentos se debe elegir la disposición geométrica de los cordones de soldadura, presentadas en el Anexo G. Comparando las opciones ofrecidas, se eligió realizar los cálculos de acuerdo con la disposición 3 en ambas componentes.

Componente $W_{m.lat.}'$

La componente $W_{m.lat.}'$ se aplica en un plano paralelo al de los cordones de soldadura, a una distancia de 0.505 m , provocando un momento flexionante, y se encuentra desalineada con la línea central de los cordones de soldadura en una distancia igual a 0.658 m , lo que genera un momento torsor.

Además, se definieron dos distancias c para el cálculo de los momentos torsores de esta componente ($c_{sold.v}$ y $c_{sold.h}$) que son a la distancia del punto crítico del cordón con la línea central de ambos cordones. Las distancias utilizadas se aprecian en la Figura 4.37.

$$V = 495.98\text{ N}$$

$$M = 495.98\text{ N} * 0.505\text{ m} = 250.47\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = 495.98\text{ N} * 0.658\text{ m} = 326.36\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$c_v = \frac{1\ 166.67\text{ m}}{2} = 0.5833\text{ m}$$

$$c_h = \frac{0.100\text{ m}}{2} = 0.050\text{ m}$$

Componente $W_{m.lat.}''$

La componente $W_{m.lat.}''$ se aplica en un plano perpendicular al de los cordones de soldadura, provocando dos momentos flexionantes debido a que la componente se encuentra desalineada con el punto central de los cordones en dos dimensiones, a una distancia igual a 0.658 m y a 0.001 m respectivamente.

$$V = 825.46\text{ N}$$

$$M_1 = 825.46\text{ N} * 0.658\text{ m} = 543.15\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 825.46\text{ N} * 0.001\text{ m} = 0.8255\text{ N} \cdot \text{m}$$

La longitud de cada cordón de soldadura se corresponde con el ancho de los perfiles del bastidor, y la distancia entre ambos cordones se aprecia en la Figura 4.37. Tomando estas distancias en consideración, y siguiendo las pautas de la disposición 3 presentadas en el Anexo G, las distancias b y d que se utilizarán en los cálculos son:

$$b = 100\text{ mm}$$

$$d = 1\ 166.67\text{ mm}$$

A continuación, se procedió a calcular los demás factores geométricos de acuerdo con lo presentado en el Anexo G para la disposición 3. Estos valores son constantes para los cálculos de ambas componentes:

$$A_w = 2b = 2 * 0.10 = 0.20 \text{ m}$$

$$S_w = bd = 0.10 * 1.16667 = 0.116667 \text{ m}^2$$

$$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6} = \frac{0.10^3 + 3 * 0.10 * 1.16667^2}{6} = 0.068223 \text{ m}^3$$

Conociendo todos los valores necesarios para hallar la fuerza equivalente, se procedió a calcular las componentes de dicha fuerza:

Componente $W_{m.lat.}'$

$$f_{W_{m.lat.}'_1} = V/A_w = 495.98 \text{ N}/0.20 \text{ m} = 2\,479.92 \text{ N/m}$$

$$f_{W_{m.lat.}'_2} = M/S_w = 250.47 \text{ N} \cdot \text{m}/0.116667 \text{ m}^2 = 2\,146.89 \text{ N/m}$$

$$f_{W_{m.lat.}'_{3h}} = Tc_v/J_w = 326.36 \text{ N} \cdot \text{m} * 0.5833 \text{ m}/0.068223 \text{ m}^3 = 2\,790.50 \text{ N/m}$$

$$f_{W_{m.lat.}'_{3v}} = Tc_h/J_w = 326.36 \text{ N} \cdot \text{m} * 0.050 \text{ m}/0.068223 \text{ m}^3 = 239.18 \text{ N/m}$$

Componente $W_{m.lat.}''$

$$f_{W_{m.lat.}''_1} = V/A_w = 825.46 \text{ N}/0.20 \text{ m} = 4\,127.28 \text{ N/m}$$

$$f_{W_{m.lat.}''_2} = M_1/S_w = 543.15 \text{ N} \cdot \text{m}/0.116667 \text{ m}^2 = 4\,655.54 \text{ N/m}$$

$$f_{W_{m.lat.}''_3} = M_2/S_w = 0.8255 \text{ N} \cdot \text{m}/0.116667 \text{ m}^2 = 7.08 \text{ N/m}$$

Cada una de estas componentes afectan los puntos críticos de los cordones de soldadura de distinta manera. Reconociendo los puntos críticos como los extremos de cada cordón, se procedió a identificar el punto crítico de la soldadura total, siendo este el extremo derecho del cordón inferior. El resultado obtenido se aprecia en la Figura 4.38.

Conociendo la dirección y valores de las fuerzas equivalentes, se pudo calcular el valor de la fuerza equivalente total:

$$f_{eT} = \sqrt{f_{e_x}^2 + f_{e_y}^2 + f_{e_z}^2}$$

$$f_{e_x} = f_{W_{m.lat.}'_{3h}} = 2\,790.50 \text{ N/m}$$

$$f_{ey} = f_{W_{m.lat.'1}} + f_{W_{m.lat.'3v}} = 2\,479.92 + 239.188 = 2\,719.10 \text{ N/m}$$

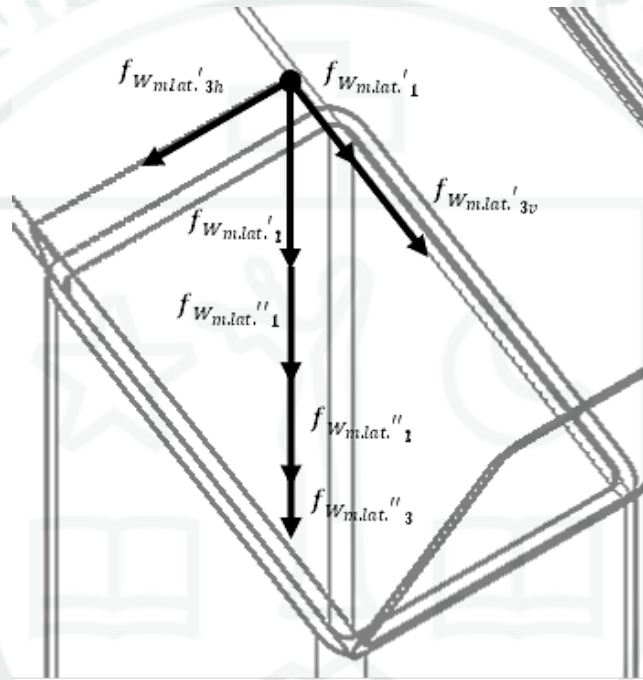
$$f_{ez} = f_{W_{m.lat.'2}} + f_{W_{m.lat.''1}} + f_{W_{m.lat.''2}} + f_{W_{m.lat.''3}}$$

$$f_{ez} = 2\,146.89 + 4\,127.28 + 4\,655.54 + 7.08 = 10\,936.78 \text{ N/m}$$

$$f_{eT} = \sqrt{2\,790.50^2 + 2\,719.10^2 + 10\,936.78^2} = 11\,610.06 \text{ N/m}$$

Figura 4.38

Fuerzas equivalentes en el punto crítico de la soldadura



Conociendo el valor de la carga equivalente total en el punto crítico, se utilizó la fórmula propuesta por Alva Davila, transcrita en la Ecuación 4.25, para hallar el tamaño del cordón de soldadura de filete (Alva Davila, 2002, pág. 37):

$w = \frac{f_w}{S_w}$	(4.25)
-----------------------	--------

Donde:

- w Ancho del cordón de soldadura.
- f_w Carga aplicada al cordón de soldadura.
- S_w Esfuerzo de fluencia máximo del material del cordón de soldadura.

El esfuerzo máximo permisible depende de la aleación del material de aporte elegido. Para este diseño se eligió el electrodo ALUM-43 de la empresa INDURA, con un esfuerzo de fluencia máximo de 150 MPa .

La carga aplicada al cordón de soldadura es igual a la fuerza equivalente f_{eT} , calculada anteriormente. Este valor se multiplicó con el F.S. elegido en el diseño. Así, se procedió a calcular el ancho del cordón de soldadura utilizando la Ecuación 4.25.

$$w = \frac{2 * 11\,610.06 \text{ N/m}}{150 * 10^6 \text{ Pa}} = 0.0001548 \text{ m} = .1548 \text{ mm}$$

El valor obtenido es muy pequeño, por lo que se asumió un ancho de $1/8''$ (3.175 mm) para los cordones de soldadura. Esta aproximación se realizó de acuerdo con las dimensiones más utilizadas en cordones de soldadura para acero, que pueden utilizarse también en uniones de aluminio.

Sin embargo, este valor se halló utilizando cálculos que suponen chaflanes en ángulos rectos. Las uniones de los perfiles inclinados necesitan un cálculo diferente. Considerando que el esfuerzo se aplica en un área de efecto en el cordón de soldadura, se estandarizó el área de efecto de acuerdo con los valores hallados para uniones con ángulos rectos:

$$A_w = \frac{3.175 * 3.175}{2} = 5.04 \text{ mm}^2$$

Figura 4.39

Cordones de soldadura en los perfiles inclinados



Sabiendo que esta área debe mantenerse en todos los cordones de soldadura, se analizó cada uno de los cordones sin un ángulo recto, presentados en la Figura 4.39. Considerando que únicamente se conoce el valor total del área y el ángulo entre los lados iguales de los

triángulos isósceles, se procedió a determinar las relaciones entre los anchos de los cordones (a_1 y a_2). Analizando el primer cordón de soldadura se obtuvo:

$$h_1 = a_1 * \cos \frac{59^\circ}{2}$$

$$b_1 = 2 * a_1 * \sin \frac{59^\circ}{2}$$

$$\text{Área} = \frac{b_1 * h_1}{2} = \frac{a_1 * \cos \frac{59^\circ}{2} * 2 * a_1 * \sin \frac{59^\circ}{2}}{2} = a_1^2 * \cos \frac{59^\circ}{2} * \sin \frac{59^\circ}{2}$$

$$\text{Área} = a_1^2 * 0.87 * 0.49 = 0.43 * a_1^2$$

Se debe resaltar que los ángulos totales son suplementarios, y que en los cordones se consideran la mitad del valor del ángulo total. Esto quiere decir que la mitad de los ángulos considerados en los cordones de soldadura son, por lo tanto, complementarios.

Los valores del seno y coseno de ángulos complementarios (*ángulo 1* y *ángulo 2*) se corresponden de la siguiente manera:

$$\sin(\text{ángulo } 1) = \cos(\text{ángulo } 2)$$

$$\sin(\text{ángulo } 2) = \cos(\text{ángulo } 1)$$

Debido a que el área se calculó multiplicando el seno y coseno de cada ángulo, se demostró que el valor del área en ambos cordones tiene la misma relación entre las incógnitas y el área ya calculada. Esto quiere decir que el valor de a_1 y a_2 es igual.

Calculando, por lo tanto, el valor del ancho de cada cordón se obtuvo:

$$0.43 * a_1^2 = 0.43 * a_2^2 = 5.04 \text{ mm}^2$$

$$a_1 = a_2 = \sqrt{\frac{5.04}{0.43}}$$

$$a_1 = a_2 = 3.43 \text{ mm}$$

Este valor es superior al ancho de $1/8''$ (3.175 mm) de los otros cordones, por lo que se eligió un nuevo ancho de $3/16''$ (4.7625 mm) para estas uniones. Así se decidió que los valores de w (cateto) en cada unión soldada serán:

Material del electrodo de soldadura

- Electrodo ALUM-43 (Empresa INDURA)

Medidas de los catetos de los cordones de soldadura

- Uniones en ángulo rectos $w = 1/8'' = 3.175 \text{ mm}$
- Uniones en ángulos de 59° y 121° $w = 3/16'' = 4.7625 \text{ mm}$

4.2.2. Sistema desapilador

Pese a que el magazine almacena un conjunto de cartones para su conformación (hasta un máximo de 225), el sistema de conformado realiza su función con un solo cartón por operación. Debido a esto, es necesario un sistema que separe un cartón del conjunto y lo deposite en el sistema de transporte, para que este pueda ser transportado hasta la zona de conformado. Este sistema es llamado el “sistema desapilador”.

El sistema desapilador deberá realizar cinco acciones en sucesión para poder separar un cartón del conjunto almacenado en el magazine: movimiento hacia el cartón, sujeción del cartón, movimiento hacia el transporte con el cartón, colocación del cartón en el sistema de transporte y pausa.

Para diseñar este sistema, se realizó un análisis de su geometría, la barra de ventosas, los cálculos de diseño del eje y sus rodamientos, sus sistemas neumáticos y los elementos para su ensamble. El diseño de los soportes de los rodamientos recaerá en el diseño del bastidor de la máquina, ya que no se encuentra dentro de los alcances de este diseño.

Geometría del sistema

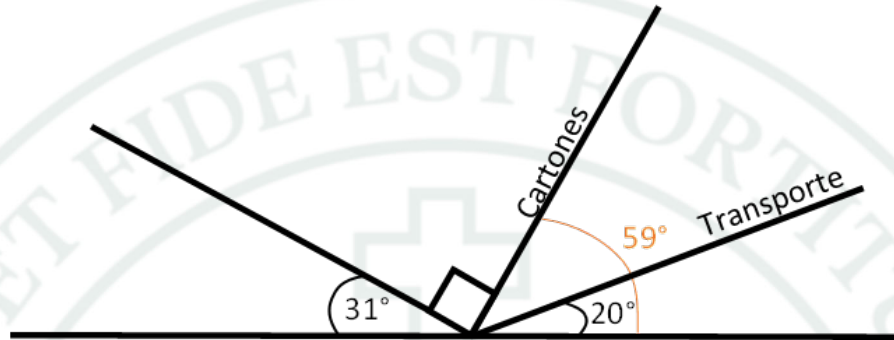
El diseño realizado para la zona de almacenamiento culminó con los cartones almacenados en una posición inclinada de 59° . Sin embargo, el sistema de conformado cuenta con un ingreso inclinado en un ángulo de 20° , provocando un desfase de 39° con la zona de almacenamiento, como se aprecia en la Figura 4.40.

En el proceso del diseño se tomó la decisión que el sistema de transporte esté alineado al sistema de conformado, por lo que este sistema también funciona en un ángulo de 20° .

Esto deja al sistema desapilador con la función adicional de solventar el desfase de 39° en la alineación de los cartones almacenados y los alimentados al sistema de conformado.

Figura 4.40

Desfase de los cartones almacenados y el sistema de transporte



Para solventar el desfase, se decidió que las dos acciones de movimiento esperadas del sistema desapilador no se realizarán de manera recta, sino que cambiarán el ángulo de posición del cartón a lo largo de la acción, alineándolo con el sistema de transporte. Para poder realizar este cambio de ángulo, se decidió utilizar un movimiento rotatorio.

El movimiento rotatorio planeado para el sistema desapilador debe realizarse en la línea central del sistema desapilador, y salva el desfase de 39° en un plano de 2 dimensiones, simplificando la elección del actuador que conseguirá el movimiento rotatorio.

Teniendo esto en consideración, la Figura 4.13 muestra el diseño potencial para el sistema desapilador con un actuador rotatorio conectado al eje del sistema a través de un acoplamiento. El eje se encontrará apoyado en dos rodamientos ensamblados en el bastidor de la máquina, y estará unido a una barra rectangular donde se pondrán las ventosas que separarán a los cartones.

Una distancia que requiere determinarse también es la distancia mínima entre el eje y el punto medio de las ventosas. Esta distancia mínima será de 375 mm , pues debe coincidir con la línea central de los cartones en el magazine.

Barra de ventosas

Las ventosas de extracción que se utilizarán se montarán en una pletina de aluminio conectada al eje de giro impulsado por el actuador rotatorio, similar a las elegidas para los soportes de la estructura del magazine.

Perfil de la barra

Para calcular las dimensiones de la pletina que se utilizará, se necesita conocer la longitud de esta. Para hallarla, se realizaron pruebas en el modelo realizado en el software Inventor para encontrar la mejor posición del eje del desapilador, de manera no colisione con ninguna otra de las partes. Tras estas pruebas, se seleccionó una longitud de 520 *mm*.

El punto en el que se decidió analizar la barra es el momento en el que el sistema desapilador inicia su movimiento desde la zona de almacenamiento hacia el sistema de transporte. Se decidió esto porque será el punto donde existirá la mayor resistencia al movimiento del desapilador por parte de los topes de la zona de almacenamiento. Para analizar correctamente las fuerzas que se opondrán al momento del actuador que girará el cartón inferior hacia el sistema de transporte se asumió que, con las ventosas activadas, el cartón inferior pasa a ser parte del sistema desapilador.

Considerando que se piensan utilizar dos ventosas, se asume que dos fuerzas serán producidas en los puntos de unión con las ventosas para movilizar el cartón inferior. Estas fuerzas se distribuirán entre los 6 topes y tendrán que superar la resistencia que estos ejercerán para poder retirar el cartón. Para facilitar el cálculo se asumirá que ambas fuerzas son iguales y que la suma de ambas se aplica en el punto medio de la ubicación de ambas ventosas.

Dado que se estará asumiendo que el cartón inferior está perfectamente sujeto por las ventosas, para calcular las fuerzas necesarias para retirar el cartón se decidió comparar los momentos producidos por esta fuerza contra el producido por la componente del peso aplicada sobre los topes.

Considerando que cada tope recibe 1/6 de la componente del peso aplicada sobre los topes, es decir el valor $W_{c.tope}$ (67.7124 N), y sabiendo que esta es realmente una fuerza distribuida a lo largo de toda la superficie de contacto del tope con los cartones, se decidió qué punto de la superficie se evaluará.

Para esta aplicación se decidió analizar el extremo más cercano al punto central de cualquiera de los topes superiores o inferiores. Se tomó esta decisión porque al tener menor distancia respecto a las fuerzas aplicadas desde el desapilador, estas fuerzas deberán ser mayores para superar los momentos producidos por el peso de los cartones. Por esa razón, este punto servirá como el punto “pivote” del análisis.

Sabiendo que el área de contacto de los topes con los cartones tiene una forma rectangular de $100\text{ mm} \times 35\text{ mm}$, se obtuvieron los siguientes valores de momentos producidos por la componente del peso aplicado en los topes.

$$M_y = 67.7124\text{ N} \cdot 0.05\text{ m} = 3.3856\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_x = 67.7124\text{ N} \cdot 0.0175\text{ m} = 1.1850\text{ N} \cdot \text{m}$$

Sabiendo que las ventosas están alineadas con la línea central de los cartones en el eje Y, y que cada una se encuentra a una distancia de 60 mm a cada lado del eje X, se calcularon las distancias en los ejes de coordenadas de la fuerza hacia el punto pivote usando como apoyo las medidas mostradas en la Figura 4.15 y el modelo Inventor que muestra que hay una distancia de 480 mm entre los centros de los topes superiores.

$$d_x = \frac{(480 - 100)\text{ mm}}{2} = \frac{380\text{ mm}}{2} = 190\text{ mm} = 0.19\text{ m}$$

$$d_y = \frac{601.14\text{ mm}}{2} - 35\text{ mm} = 265.57\text{ mm} = 0.2656\text{ m}$$

Con estos valores se procedió a calcular los valores de estas fuerzas que puedan superar los momentos calculados en cada tope. Para realizar este análisis se evaluó uno de los topes inferiores. El análisis de los momentos en el eje Y de ambas fuerzas es:

$$\sum M_y = 3.3856\text{ N} \cdot \text{m} = F_v \cdot 0.19\text{ m}$$

$$F = 17.8191\text{ N}$$

Realizando ahora el cálculo de los momentos en el eje X y reemplazamos con la relación hallada en el cálculo de los momentos en el eje Y:

$$\sum M_x = 1.1850 \text{ N} \cdot \text{m} = F_V * 0.2656 \text{ m}$$

$$F = 4.4620 \text{ N}$$

Considerando estos resultados se decidió asignar un valor a la fuerza aplicada en el punto medio igual a 17.82 N. Sin embargo, este cálculo sólo asumió un tope y un sexto de la fuerza real, por lo que la fuerza completa sería igual a:

$$F = 6 * 17.8191 \text{ N} = 106.9143 \text{ N}$$

Hay que recordar que este valor corresponde a la suma de las fuerzas producidas en las ventosas, que tienen el mismo valor, así que la fuerza en cada ventosa será igual a:

$$F_V = 106.9143 \text{ N} / 2 = 53.4572 \text{ N}$$

Conociendo el valor de la fuerza necesaria en cada ventosa para retirar el cartón inferior del conjunto, se agregaron estos valores al análisis de la pletina de la barra de ventosas. El diagrama V-M de la pletina se muestra en la Figura 4.41. Los valores críticos mostrados en el diagrama son:

$$V_{m\acute{a}x} = 106.9143 \text{ N}$$

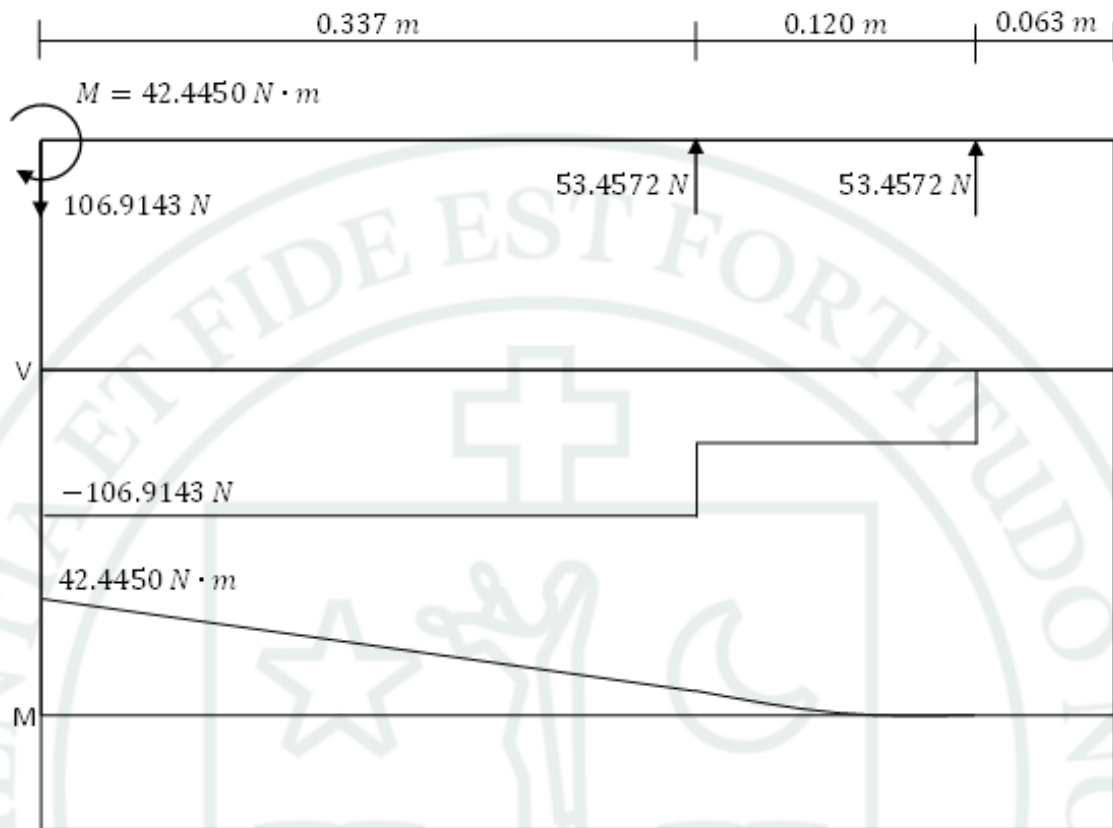
$$M_{m\acute{a}x} = 42.4450 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La pletina utilizada estará fabricada de aluminio, por lo que se utilizaron como referencia los valores del Aluminio 6060-T66, y para propósitos del diseño, se asignó una relación alto-ancho de 1-10. Reemplazando los datos en la Ecuación 4.9, se obtuvo:

- $M_{m\acute{a}x} = 42.4450 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el diagrama V-M.
- $\sigma_{perm} = 150 \text{ MPa}$ Esfuerzo de torsión permitido (Tabla C.2).
- $b = 10 * h$ Valor definido en el diseño.
- h Variable por definir.
- $I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{10}{12}h^4$ Momento de inercia de área rectangular. (Anexo D).
- $c = \frac{h}{2}$ El valor de c es la mitad de la altura del perfil.

Figura 4.41

Diagrama V-M de la barra de ventosas



$$\frac{\frac{10}{12} * h^4}{\frac{h}{2}} = \frac{42.4450 \text{ N} \cdot \text{m}}{150 \text{ MPa}}$$

$$\frac{5h^3}{3} = \frac{42.4450 \text{ N} \cdot \text{m}}{150 \times 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{2.8297 \times 10^{-7} * 3}{5}} \text{ m}^3 = 5.54 \times 10^{-3} \text{ m} = 5.54 \text{ mm}$$

Con este valor, se utilizó la Ecuación 4.10 para hallar el esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{\text{máx}} = 1.5 * \frac{106.914 \text{ N}}{(5.54 \times 10^{-3} * (10 * 5.54 \times 10^{-3})) \text{ m}^2} = 0.52 \text{ MPa}$$

Este valor se comparó con el esfuerzo cortante máximo tolerado por el material de la pletina (Aluminio 6060-T66), calculado en el análisis de los perfiles del magazine:

$$92 \text{ MPa} > 0.52 \text{ MPa}$$

Esta comparación demostró que el valor obtenido del alto del perfil (5.54 mm) es idóneo y capaz de soportar la fuerza aplicada. Sin embargo, se decidió utilizar un perfil con medidas de alto igual a 12 mm y ancho igual a 120 mm. Esta elección se hizo teniendo en cuenta las necesidades de diseño del eje del desapilador, que se verá a continuación, además que ofrecen un factor de seguridad adicional de 2.17. Así, las medidas elegidas son:

Medidas del perfil de la barra de ventosas:

- Alto: 12 mm
- Ancho: 120 mm
- Longitud: 520 mm

Eje del desapilador

El sistema desapilador de la máquina transmite el movimiento del actuador neumático giratoria a la barra de ventosas a través de un eje motriz, conectado al actuador a través de un acoplamiento flexible, y al elemento de unión con un buje Taper Lock.

A continuación, se presentan los cálculos realizados para determinar los distintos diámetros que deberá tener el eje, y seleccionar los rodamientos que servirán como apoyo permitirán su ensamble con el resto de la máquina.

Análisis del eje

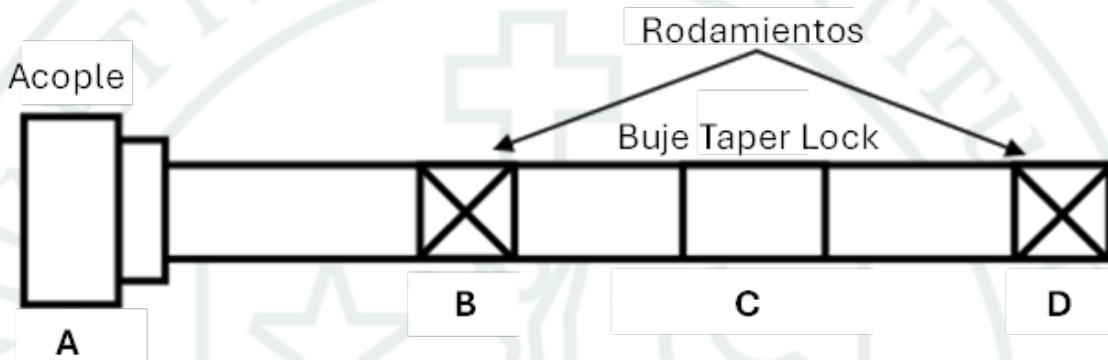
El eje del desapilador estará conectado al actuador neumático rotatorio a través de un acoplamiento, se apoyará en dos rodamientos, y se conectará con la barra de ventosas a través de un buje Taper Lock. La Figura 4.42 permite visualizar la disposición general del eje.

El eje está dividido en secciones, y cada una de ellas tendrá un diámetro diferente. Para realizar el diseño del eje, se siguió el método presentado en el libro “Diseño de elementos de máquinas” de Mott (2006, págs. 546 - 548). Para seguir este método, se utilizaron medidas y datos en unidades en el sistema inglés, y sólo se transformarán al S.I. cuando se haya culminado con el cálculo.

El primer paso consiste en determinar el material del eje. Se eligió el acero AISI-SAE 1020 estirado en frío siguiendo las recomendaciones dadas en el libro “Mechanical Design of Machine Elements and Machines” de Collins (2010, pág. 344). Del Anexo H se obtuvo que el valor de la resistencia a la tensión (o resistencia última) de este material es 61 *ksi*, y el de la resistencia de fluencia es igual a 51 *ksi*.

Figura 4.42

Disposición general del eje del desapilador



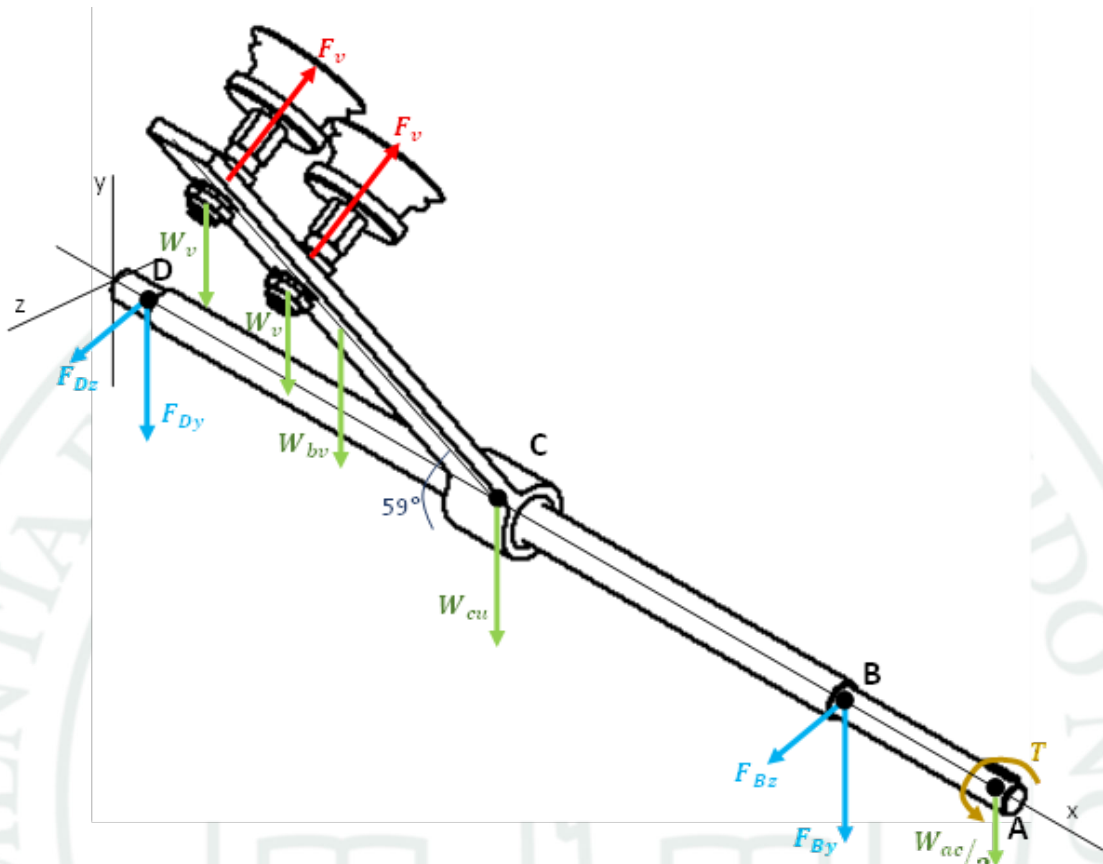
Después de definir estos valores, se hace un diagrama de cuerpo libre del eje que permitirá realizar el diagrama V-M para iniciar el cálculo de los diámetros. Para definir las fuerzas que se presentarán en el diagrama de cuerpo libre, se deben definir los componentes que estén montados en el eje, así como el par torsor al que estará sometido en cada sección.

Los componentes montados son el acoplamiento que lo unen con el actuador neumático, y el buje Taper Lock. Ambos transmiten momentos de torsión directamente al eje, sin aplicar fuerzas cortantes o provocar momentos de flexión o torsión. Sin embargo, ambos aplican fuerzas axiales, que no se analizarán en el diseño, dado que su valor es muy pequeño en comparación a los calculados, por lo que su influencia en el diseño es mínima.

El momento crítico en que se evaluará al eje es el mismo momento que se evaluará para el cálculo de las ventosas de extracción. En este punto, el ángulo θ_{des} es igual a 59° (como se verá después). El peso de la barra, las ventosas instaladas, el acoplamiento, el elemento de unión y la fuerza de resistencia de los topes en el magazine afectan al eje y su movimiento, por lo que estas fuerzas se incluirán en el diagrama de cuerpo libre.

Figura 4.43

Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema desapilador



Habiendo decidido las fuerzas que afectarán el diseño, se procedió a elaborar el diagrama de cuerpo libre presentado en la Figura 4.43. Evaluar este diagrama con los valores reales de sus variables permitió calcular la distribución del par torsor al que se somete el eje, así como elaborar su diagrama V-M. Se tomarán los valores del par torsor y los entregados por el diagrama V-M en los puntos de análisis, que se ubican en la unión del eje con los componentes montados.

Primero se procedió a seleccionar el factor de diseño. Este valor dependerá del tipo de material, las cargas a las que estará sometido y la incertidumbre inherente a estas. Según Mott, en la mayoría de las aplicaciones este valor será igual a 2 para el cálculo típico de ejes (Mott, 2006, pág. 546).

A continuación, se definen los factores de concentración de esfuerzo que se presentan en el diseño de ejes y especifican los esfuerzos de diseño adecuados. El esfuerzo de diseño

que se evaluará es la resistencia a la fatiga real estimada. Utilizando la ecuación presentada por Mott y transcrita en la Ecuación 4.26 (Mott, 2006, pág. 174):

$s'_n = s_n * (C_m) * (C_{st}) * (C_R) * (C_s)$	(4.26)
---	--------

Donde:

- s'_n Resistencia a la fatiga real estimada
- s_n Resistencia a la fatiga
- C_m Factor de material
- C_{st} Factor de tipo de esfuerzo
- C_R Factor de confiabilidad
- C_s Factor de tamaño

De acuerdo con Mott, al diseñar ejes rotatorios de acero, se asume que los valores del factor por material y por tipo de esfuerzo son iguales a 1.0 (Mott, 2006, pág. 545). Para hallar los otros factores, se consultó los datos ofrecidos en el Anexo I. Habiendo definido esto, puede simplificarse la Ecuación 4.26 como:

$$s'_n = s_n * (C_R) * (C_s) \quad (4.27)$$

El siguiente paso consiste en calcular el mínimo diámetro de las secciones. Este debe poder soportar la combinación de esfuerzo cortante torsor y flexionante sobre las secciones. Se decidió utilizar las ecuaciones presentadas por Mott y mostradas en las Ecuaciones 4.28 y 4.29, compatibles con la norma ANSI B106.1M-1985 (Mott, 2006, págs. 545, 548):

$D = \left[\frac{32N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3}$	(4.28)
$D = \sqrt{2.94 * N * K_t * V / s'_n}$	(4.29)

Donde:

- D Diámetro del eje
- N Factor de diseño (F.S.)
- K_t Factor de concentración de esfuerzo
- V Fuerza cortante en el eje
- M Momento flector en el eje

- s'_n Resistencia a la fatiga real estimada
- T Torsión sobre el eje
- s_y Esfuerzo de fluencia del material del eje

De estas ecuaciones, la que más se utilizará es la Ecuación 4.28. En caso el punto evaluado no esté sometido a un par torsor y el momento flexionante sea cero o muy bajo, se utilizará la Ecuación 4.29.

Finalmente, se especifican los valores finales de los diámetros, de manera que satisfagan los requisitos de resistencia, así como las consideraciones de instalación y sean compatibles con los elementos montados sobre el eje.

Conociendo los pasos del método, se procedió al cálculo de la distribución del momento torsor a lo largo del eje, apoyado en la Figura 4.43. Debido a que el eje es impulsado en el punto A y entrega toda su potencia en el punto C, se dedujo que el valor de la torsión será constante desde A hasta C, con la sección C-D libre de esfuerzo torsor.

Las fuerzas involucradas en este cálculo deben calcularse antes del análisis. La fuerza aplicada sobre cada conjunto de ventosas se calculó como 53.4572 N, quedando por calcular el peso de los conjuntos de ventosas, la barra, el elemento de unión y el acoplamiento.

La masa de los conjuntos de ventosas se calculó tras la selección de las ventosas más adelante y está compuesta de los valores de masa de las Tablas N.1, N.2 y N.3, siendo estos iguales a 0.133 kg, 0.195 kg y 0.013 kg. Calculando el peso se obtiene:

$$W_v = m_v * g$$

$$W_v = (0.133 + 0.195 + 0.013) \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 0.341 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 3.3452 \text{ N}$$

La masa de la barra de ventosas se calculó utilizando el volumen total de la barra (sin restar los agujeros para los conjuntos de ventosas) y la densidad anteriormente calculada del Aluminio 6060-T66 (2 750 kg/m³).

$$V_{bv} = 0.520 \text{ m} * 0.012 \text{ m} * 0.120 \text{ m} = 7.4880 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{bv} = \rho_{6060-T66} * V_{bv} = 2750 \text{ kg/m}^3 * 7.4880 * 10^{-4} \text{ m}^3 = 2.0592 \text{ kg}$$

El peso de la barra de ventosas será entonces:

$$W_{bv} = m_{bv} * g$$
$$W_{bv} = 2.0592 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 20.2008 \text{ N}$$

Para el conjunto de unión se consideró el elemento de unión metálico que une el eje con la barra de ventosas y también el buje Taper Lock ubicado en su interior. Adelantándonos a la selección de elementos para el ensamble, sabemos que se montará un buje Taper Lock modelo PHF TB1008X25MM de la marca SKF (Anexo P). Del modelo en Inventor facilitado por SKF se obtuvo su valor de masa, siendo igual a 0.056 kg.

Respecto al elemento de unión, se decidió fabricarlo del mismo material que la barra de ventosas, es decir, Aluminio 6060-T66. Al igual que en el caso del buje, nos adelantamos a la selección futura para adquirir los datos necesarios. Sabiendo que la densidad del Aluminio 6060-T66 es 2 750 kg/m³, se extrajo el volumen de este elemento del modelo diseñado en Inventor, siendo igual a 157 177.248 mm³. Hallando la masa se obtuvo:

$$m_{eu} = 1.5718 * 10^{-4} \text{ m}^3 * 2\,750 \text{ kg/m}^3 = 0.4322 \text{ kg}$$

Con la masa de ambas partes se calculó el peso de todo el conjunto de unión.

$$W_{cu} = (m_{buj e} + m_{eu}) * g$$
$$W_{cu} = (0.056 + 0.4322) \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 4.7896 \text{ N}$$

El último peso que afecta al eje es el correspondiente al acoplamiento con la salida del actuador neumático. Volviéndonos a adelantar a la selección posterior, el acoplamiento elegido para este sistema es el acoplamiento tipo quijada, de araña o de garra PHE L090 de la marca SKF (Anexo O). Del modelo en Inventor de este elemento se obtuvo que la masa del acoplamiento es igual a 0.719 kg, por lo que su peso es igual a:

$$W_{ac} = m_{ac} * g$$
$$W_{ac} = 0.719 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 7.0534 \text{ N}$$

Habiendo calculado las fuerzas involucradas, se realizó el cálculo del momento torsor. Ha de añadirse que hay que añadir 24 mm a las distancias mostradas en la Figura 4.41, producto del conjunto de unión.

Las medidas obtenidas, junto con los valores de pesos hallados de la barra de ventosas y los conjuntos ensamblados de las ventosas, se utilizaron para calcular el momento torsor en el punto C del eje. Con este resultado, se procedió a graficar la distribución de este momento en toda la sección A-C del eje, como se ve en la Figura 4.44.

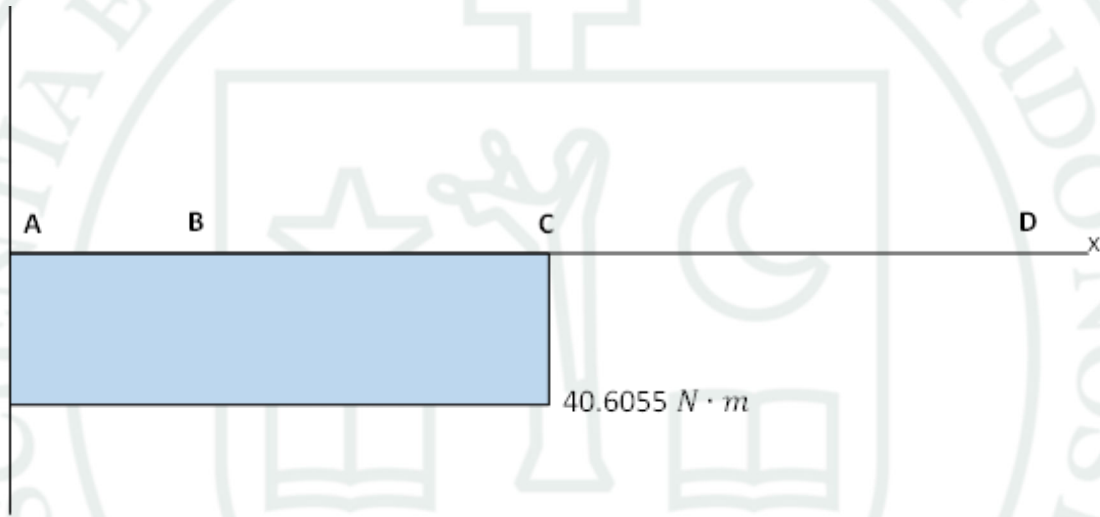
$$T = F_v * (0.361 + 0.481) - W_v * \cos \theta_{des} * (0.361 + 0.481) - W_{bv} * \cos \theta_{des} * 0.284$$

$$T = (53.4572 - 1.7229) N * 0.842 m - 10.4042 N * 0.284 m$$

$$T = (45.0109 - 1.4507 - 2.9548) N \cdot m = 40.6055 N \cdot m$$

Figura 4.44

Distribución del momento torsor en el eje del sistema desapilador



A continuación, se procedió a realizar los diagramas V-M del eje del desapilador. La longitud del eje se asignó de acuerdo con el modelo en el software Inventor. Las fuerzas mostradas en la Figura 4.43 se aplican en los puntos centrales de ensamble de las secciones, como se ve en la Figura 4.45. Para calcular las reacciones en los puntos B y D y realizar los diagramas V-M del eje, se despejaron los valores de las fuerzas presentadas en la Figura 4.45. Con estos valores se realizaron los diagramas presentados en las Figuras 4.46 y 4.47.

$$F_{Ay} = W_{ac}/2 = 7.0534 N/2 = 3.5267 N$$

$$F_{vy} = 2 * F_v * \cos \theta_{des} = 2 * 53.4572 N * 0.5150 = 55.0650 N$$

$$F_{vz} = 2 * F_v * \sin \theta_{des} = 2 * 53.4572 N * 0.8572 = 91.6435 N$$

$$\sum W = 2 * W_v + W_{bv} + W_{cu} = 2 * 3.3452 N + 20.2008 N + 4.7896 N = 31.6808 N$$

Figura 4.45

Diagramas de cargas sobre el eje del sistema desapilador

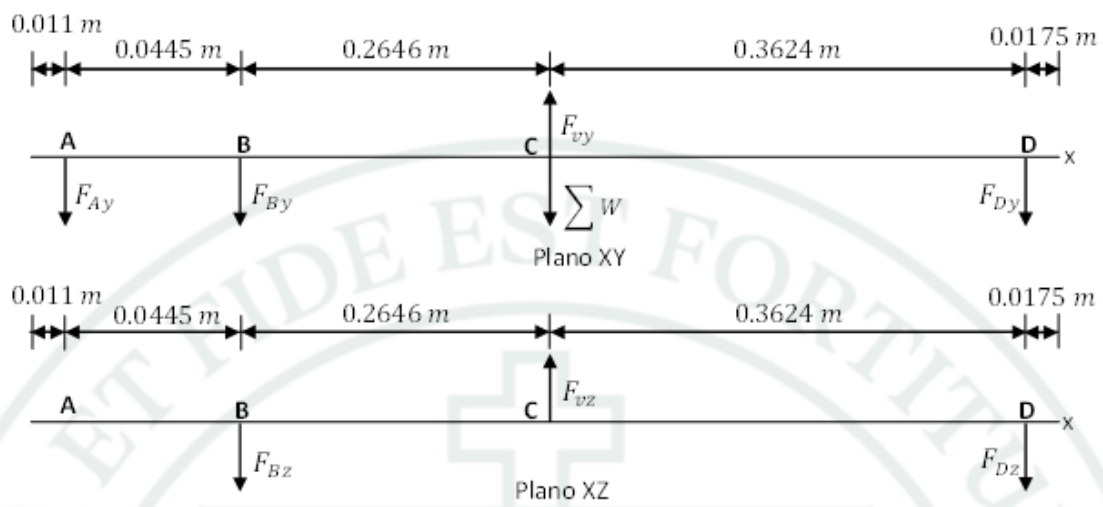


Figura 4.46

Diagrama V-M del eje del desapilador en el plano XY

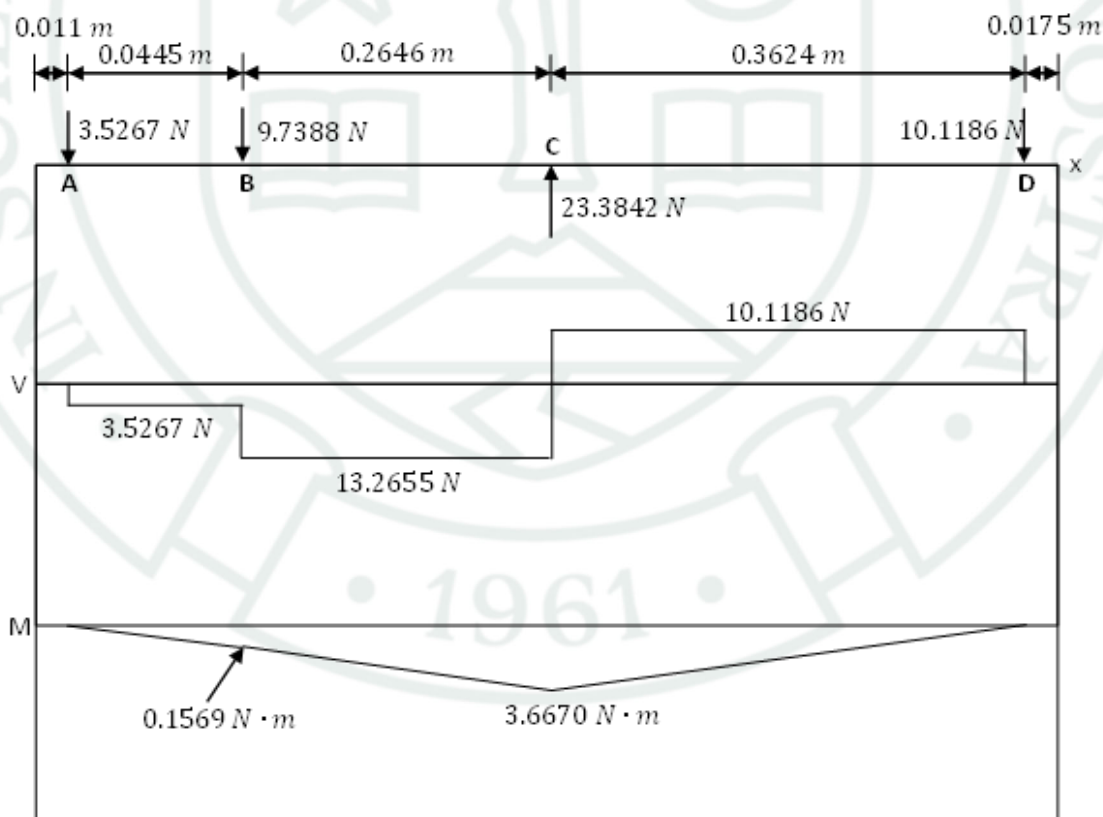
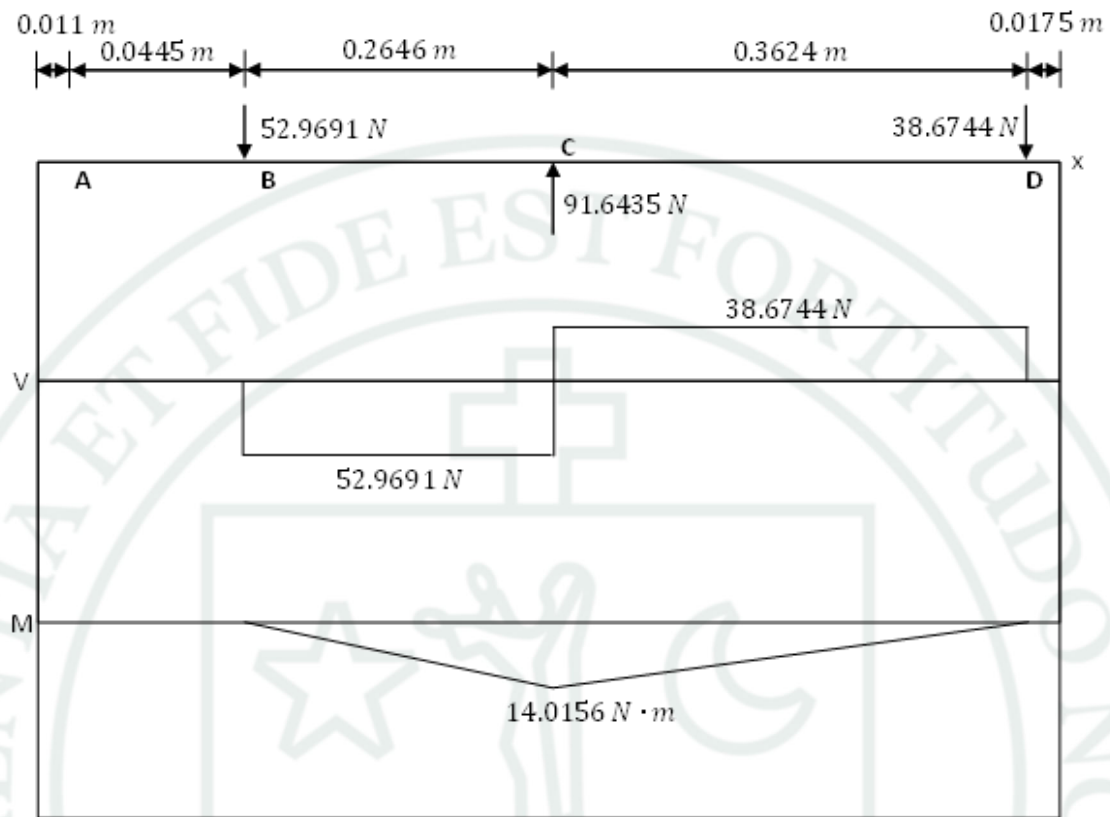


Figura 4.47

Diagrama V-M del eje del desapilador en el plano XZ



Con los diagramas realizados, se determinaron los valores del momento torsor, fuerza cortante total y momento flector en cada uno de los puntos presentados a lo largo de toda la longitud del eje, se utilizaron los datos presentados en las Figuras 4.44, 4.46 y 4.47.

Punto A:

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} = 359.3887 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = 3.5267 \text{ N} = 0.7928 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto B:

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} = 359.3887 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{13.2655^2 + 52.9691^2} \text{ N} = 54.6049 \text{ N} = 12.2757 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0.1569 \text{ N} \cdot \text{m} = 1.3890 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto C:

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} = 359.3887 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{13.2655^2 + 52.9691^2} \text{ N} = 54.6049 \text{ N} = 12.2757 \text{ lbf}$
- $M_{total} = \sqrt{3.6670^2 + 14.0156^2} \text{ N} \cdot \text{m} = 14.4874 \text{ N} \cdot \text{m} = 128.2241 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto D:

- $T = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{10.1186^2 + 38.6744^2} \text{ N} = 39.9762 \text{ N} = 8.9870 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

El último valor que debe hallarse para realizar el cálculo de diámetros es la resistencia a la fatiga modificada. Los factores se eligieron de acuerdo con la proyección del diseño. Para calcular el factor de tamaño C_S se asumió un diámetro de 20 mm y se usó la fórmula presentada en la Tabla I.2. Estos datos se reemplazaron en la Ecuación 4.27.

- $s_n = 24 \text{ ksi}$ Resistencia a la fatiga (Figura I.1).
 - $C_R = 0.81$ Factor de confiabilidad (Tabla I.1).
- $$C_S = (D/7.62)^{-0.11} = (20/7.62)^{-0.11} = 0.8993$$
- $$s'_n = 24 \text{ ksi} * (0.81) * (0.8993)$$
- $$s'_n = 17.48 \text{ ksi} = 17\,482.2774 \text{ psi}$$

Con todos los valores ya definidos, se resuelven las Ecuaciones 4.28 o 4.29 (de acuerdo con el caso) para cada punto de análisis en el eje.

Punto A:

El punto A es el punto de unión del acoplamiento con el actuador giratorio y el eje del desapilador. El lado izquierdo de este punto es una sección libre del eje, sin momentos ni fuerzas, mientras que, al lado derecho, el punto está sometido a torsión.

$$D_1 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = 0.4991 \text{ pulg} = 12.6771 \text{ mm}$$

Punto B:

El punto B marca la ubicación del primer rodamiento del sistema. Desde la izquierda, el eje tendrá una transición bien redondeada en el cambio de diámetro, mientras que desde la derecha el cambio de diámetro tendrá un chaflán agudo en el punto de unión con el rodamiento. Según Mott, estas condiciones se corresponden con un valor de factor de concentración de esfuerzos K_t igual a 1.5 y 2.5 respectivamente (Mott, 2006, pág. 542). Resolviendo la Ecuación 4.28 en el punto B desde ambas direcciones se obtuvo:

$$D_{2 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{1.5 * 1.3890}{17\,482.2774} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{2 \text{ izquierda}} = 0.4991 \text{ pulg} = 12.6779 \text{ mm}$$

$$D_{2 \text{ derecha}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 1.3890}{17\,482.2774} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{2 \text{ derecha}} = 0.4992 \text{ pulg} = 12.6793 \text{ mm}$$

El resultado del diámetro analizado desde la derecha es el mayor, por lo que el valor asignado a D_2 será igual a 12.6793 mm.

Punto C:

El punto C marca el punto medio de la chaveta que conecta el conjunto de unión de la barra de ventosas con el eje. Al lado izquierdo del punto C, el conjunto de unión se ensambla en el eje utilizando un buje Taper Lock con la chaveta, mientras que al lado derecho se mantendrá en posición utilizando un anillo de retención.

Aunque existe una distancia importante entre este punto y la posición del anillo de retención, se decidió evaluar al anillo como si estuviese más cerca al punto debido a que en esta posición los valores de momentos son mayores.

Desde la izquierda, el momento torsor en el punto C se encuentra en toda su magnitud. Dada la naturaleza de bujes Taper Lock, el diámetro del eje no varía de un extremo al otro del buje, y este se une al eje gracias a la presión ejercida por el propio buje y un cuñero de perfil, que según Mott, presenta un K_t igual a 2.0 (Mott, 2006, pág. 541).

$$D_{3 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2 * 128.2241}{17\,482.2774} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{3 \text{ izquierda}} = 0.6866 \text{ pulg} = 17.4394 \text{ mm}$$

Evaluando el punto C desde la derecha, el valor del momento torsor será igual a 0. Como se decidió utilizar un anillo de retención, el valor de K_t será igual a 3.0. Finalmente, el valor obtenido del diámetro se multiplicó por 1.06, ya que según Mott, el diámetro calculado para un eje donde se pone un anillo de retención debe ser mayor al diámetro mínimo calculado en un 6% (Mott, 2006, pág. 543).

$$D_{3 \text{ derecha}} = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \frac{3 * 128.2241}{17\,482.2774} \right]^{1/3}$$

$$D_{3 \text{ derecha}} = 1.06 * 0.7653 \text{ pulg} = 0.8112 \text{ pulg} = 20.6054 \text{ mm}$$

El valor evaluado desde la derecha es mayor, el mínimo valor asignado al diámetro ubicado en el punto C (D_3) será igual a 20.6054 mm. Este valor dependerá también de los diámetros mínimos de ensamble para los rodamientos que se seleccionarán.

Punto D:

El punto D es la ubicación del segundo rodamiento del sistema. Analizando el punto, se denota que no está sometido a momento torsor ni a momento flexionante, por lo que se utilizará la Ecuación 4.29 en el cálculo.

El montaje del rodamiento se realizará con un chaflán agudo desde la izquierda del punto (K_t igual a 2.5), mientras que desde la derecha se mantendrá posicionado por la presencia de un conjunto de tuerca y arandela de sujeción. Debido a que la arandela se posiciona en una ranura en el eje similar a las utilizadas para los anillos de retención, se evaluó este diámetro bajo los mismos parámetros (K_t igual a 3.0 y un diámetro 6% mayor).

$$D_{4 \text{ izquierda}} = \sqrt{2.94 * 2 * 2.5 * 8.9870 / 17\,482.2774}$$

$$D_{4 \text{ izquierda}} = 0.0869 \text{ pulg} = 2.2080 \text{ mm}$$

$$D_{4 \text{ derecha}} = 1.06 * \sqrt{2.94 * 2 * 3 * 8.9870 / 17\,482.2774}$$

$$D_{4 \text{ derecha}} = 1.06 * 0.0952 \text{ pulg} = 0.1009 \text{ pulg} = 2.5639 \text{ mm}$$

El segundo valor evaluado es mayor, por lo que el valor asignado al diámetro D_4 será igual a 2.5639 mm . El valor obtenido para este diámetro es considerablemente inferior a los otros debido a que los otros puntos sostienen la mayor parte de las fuerzas y momentos que actúan en el eje, siendo esta sección muy similar a la de una sección libre. La elección final de este diámetro dependerá del necesario para el rodamiento que soportará la carga axial.

Los diámetros mínimos calculados, al igual que los especificados, se muestran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5

Diámetros recomendados del eje del sistema desapilador

Diámetro (número)	Diámetro mínimo		Diámetro especificado	
	pulgadas	milímetros	pulgadas	milímetros
D_1	0.4991	12.6771	0.7087	18
D_2	0.4992	12.6793	0.7874	20
D_3	0.8112	20.6054	0.9843	25
D_4	0.1009	2.5639	0.7874	20

Cálculo de rodamientos

Para realizar la selección de rodamientos ubicados en los puntos A y B, se siguieron las pautas presentadas en el catálogo de “Rodamientos” de la empresa SKF (SKF Group, 2019). Ambos puntos están sometidos a una fuerza radial, pero no a una fuerza axial, por lo que se decidió analizar ambos puntos con un rodamiento rígido de bolas.

El primer paso requiere elegir un rodamiento para calcular. La selección del rodamiento en este punto se basa únicamente en el diámetro tentativo del eje en el punto de montaje del rodamiento. Para ambos puntos, este diámetro se asumió como 20 mm , con lo que se decidió analizar el rodamiento 61804 (SKF Group, 2019, pág. 270).

Habiendo seleccionado el rodamiento a analizar, se calcula la duración de la vida nominal básica del rodamiento. El catálogo de SKF proporciona rangos de vida especificada que el rodamiento debe ser capaz de cumplir, de acuerdo con el tipo de máquina (y sistema)

en el que está montado (SKF Group, 2019, pág. 88). Para este diseño, el rango de horas de funcionamiento es de 10 000 a 25 000, correspondiente a máquinas que funcionan 8 horas al día, no siempre utilizadas al máximo.

El catálogo presenta dos ecuaciones para calcular la vida especificada (SKF Group, 2019, pág. 89). La Ecuación 4.30 se utiliza cuando sólo se considera la carga y velocidad en el rodamiento, obteniendo la vida nominal básica.

$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$	(4.30)
---	--------

Donde:

- L_{10} Vida nominal básica [millones de revoluciones].
- C Capacidad de carga dinámica básica.
- P Carga dinámica equivalente del rodamiento.
- p Exponente de la ecuación de la vida.

Sin embargo, si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento con la Ecuación 4.31.

$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10}$	(4.31)
--	--------

Donde:

- L_{10h} Vida nominal básica [horas de funcionamiento].
- n Velocidad de giro [rpm].
- L_{10} Vida nominal básica [millones de revoluciones].

Para analizar ambos rodamientos, se utilizó la Ecuación 4.30, dado que la acción del desapilador no permite que el eje tenga una velocidad angular constante:

- $C = 4.0300 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.1).
- $P = 0.0546 \text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en el punto B.

El valor de p depende del tipo de rodamiento que se analiza. Para rodamientos de bolas, según SKF, este valor es igual a 3 (SKF Group, 2019, pág. 89).

Reemplazando los valores en la Ecuación 4.30 se obtuvo:

$$L_{10} = \left(\frac{4.0300 \text{ kN}}{0.0546 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 401\,994.751 \text{ millones de revoluciones}$$

Este valor, sin embargo, no puede compararse con las sugerencias del catálogo. Por eso se calculó la cantidad de revoluciones que se realizarán en un día de trabajo de 8 horas.

Considerando que el desapilador cubre su ángulo de desplazamiento en ambas direcciones en cada viaje realizado, y sabiendo que el ciclo de entrega de cajas ocurre cada 1.33 segundos, se calculó lo siguiente:

$$N^{\circ}_{\text{ciclos/hora}} = 2700$$

$$\text{Revolución}_{\text{ciclo}} = \frac{2 * 39^{\circ}}{360^{\circ}} = 0.2167$$

$$\text{Revoluciones}_{\text{hora}} = 2700 * 0.2167 = 585$$

Este cálculo revela que, en una hora de trabajo, el giro del eje cubre un equivalente a 585 revoluciones (aunque estas no son constantes). Este valor se utilizó para hallar la aproximación de las horas de vida que tendría el rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{401\,994.7751 * 10^6 \text{ revoluciones}}{585 \frac{\text{revoluciones}}{\text{hora}}}$$

$$L_{10h} = 687.1705 * 10^6 \text{ horas}$$

Este valor pone en evidencia que el rodamiento está sobredimensionado. Sin embargo, debido a las necesidades del diámetro mínimo del eje en ambos puntos, el rodamiento elegido para ambos se mantiene como el rodamiento SKF 61804 (Tabla J.1).

Habiendo definido el tipo de rodamiento, se revisó el valor mínimo aceptable del diámetro del escalón en el eje (Tabla J.1), obteniendo:

$$d_{\text{mín}} = 22 \text{ mm}$$

Este resultado confirma que el valor de 25 mm elegido para el diámetro D_3 es aceptable y no se contradice con la elección de rodamientos.

Componentes neumáticos

El sistema desapilador contará con dos tipos de componentes neumáticos principales en su funcionamiento:

- 1) Un actuador neumático rotatorio, encargado del movimiento de giro del eje y la barra para cubrir el ángulo de diferencia entre los sistemas de almacenamiento y de transporte.
- 2) Ventosas de extracción, encargadas de extraer un cartón del magazine para liberarlo luego de posicionarlo en el sistema de transporte.

A continuación, se muestran los cálculos y análisis realizados para la selección de estos componentes.

Actuador neumático semirrotativo

Para realizar la elección del actuador rotatorio se utilizó la herramienta de simulación ofrecida por la empresa Festo en su página web oficial. Esta herramienta facilita la selección del tipo de actuador de acuerdo con las necesidades del sistema en el que se está trabajando. En la Figura 4.48 se aprecian los datos requeridos por la herramienta de simulación para efectuar los cálculos. Los datos solicitados por la herramienta son:

- Tipo de actuador
- Momento de inercia de la masa
- Tiempo de posicionamiento
- Ángulos de giro
- Par adicional
- Ciclo completo de secuencia
- Presión
- Longitud de tubo

La empresa Festo ofrece dos tipos de actuadores para realizar el movimiento rotatorio: Actuadores semirrotativos y actuadores giratorios. Considerando que el movimiento esperado para el sistema desapilador no es un giro completo ni continuado, se decidió elegir un actuador semirrotativo.

Figura 4.48

Parámetros solicitados por el programa de simulación Festo

Especifique los parámetros de su aplicación para obtener resultados adecuados: [↻ Restablecer todos los parámetros](#)

Tipo de actuador

☐ Actuador semirrotativo ☒ Actuador giratorio

Momento de inercia de la masa ⓘ 0,01 kg*m²

Tiempo de posicionamiento ⓘ 1 s

Ángulo de giro 90 °

[^ Configuración avanzada](#)

Par adicional ⓘ 0 Nm

Ciclo completo de secuencia

☐ Ciclo completo de secuencia

Presión ⓘ 6 bar

Longitud de tubo ⓘ 1 m

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

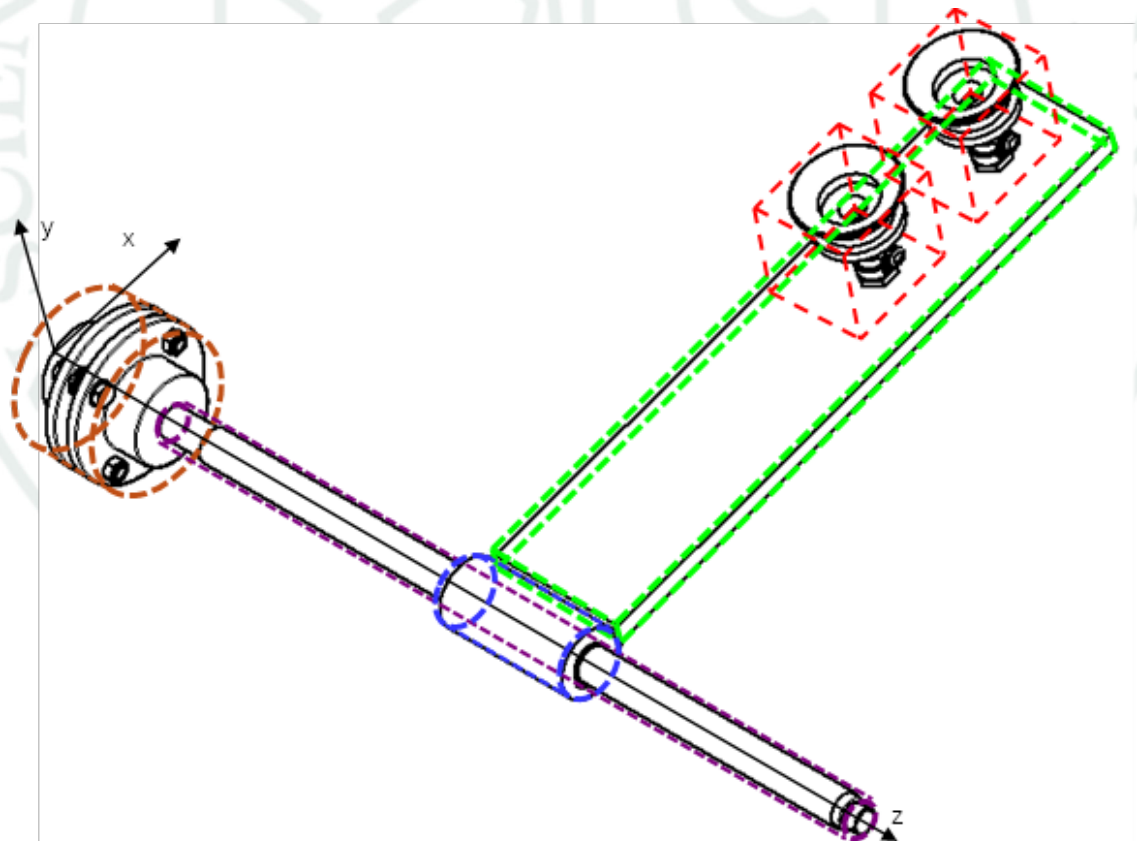
Para calcular el momento de inercia del sistema, se dividió al sistema en secciones. Estas pueden observarse en la Tabla 4.6. Para realizar el cálculo se utilizaron sólidos geométricos ligeramente mayores en dimensiones a algunas de las secciones del sistema, lo cual simplificó el cálculo y permitió sobredimensionar el momento de inercia, asegurando

una elección de actuador segura y con un margen de error inherente. Los sólidos geométricos se muestran en la Figura 4.49.

Tabla 4.6
Secciones del sistema desapilador

Sección	Sólido geométrico
Acoplamiento del eje	Cilindro Naranja
Eje	Cilindro Morado
Elemento de unión a la barra de ventosas	Tubo Azul
Barra de ventosas	Prisma rectangular Verde
Ventosas	Prismas rectangulares Rojos

Figura 4.49
Sistema desapilador subdividido en secciones



Se aprecia que la figura no retrata el cartón que se retira de la zona de almacenamiento durante la función del sistema desapilador. Sin embargo, se lo deberá considerar para hallar el momento de inercia del sistema durante la segunda fase de su funcionamiento.

Tampoco se retratan los elementos que unen al actuador con el acoplamiento. Estos se consideran despreciables para el cálculo, al estar alineados con el eje motriz.

El eje de giro del sistema se ubica en el eje motriz del sistema (Z). Para realizar los cálculos, se definieron las dimensiones de las secciones tomando de referencia el boceto inicial y las aproximaciones presentadas en Inventor.

Las secciones definidas son de dos tipos: prismas rectangulares y cilindros circulares (el tubo se puede interpretar como la diferencia entre 2 cilindros circulares).

Las fórmulas de cada uno de sus momentos de inercia están definidas en el Anexo K, del que se extrajeron las pertinentes para el sistema. La Ecuación 4.32 es correspondiente al momento de inercia de un cilindro circular con respecto al eje central del cilindro, y la Ecuación 4.33 se corresponde al momento de inercia de un prisma rectangular con respecto a un eje que atraviesa el punto medio del prisma.

$I_z = \frac{1}{2}mr^2$	(4.32)
$I_z = \frac{1}{12}m(b^2 + c^2)$	(4.33)

Donde:

- I_z Momento de inercia del sólido geométrico respecto al eje Z.
- m Masa de la sección analizada.
- r Radio de la sección circular del cilindro circular.
- b, c Medidas de los lados de la sección rectangular perpendiculares al eje Z.

Acomodando la Ecuación 4.32 para un tubo cilíndrico se obtiene:

$$I_z = \frac{1}{2} * m * (r_{mayor}^2 - r_{menor}^2) \quad (4.34)$$

Donde:

- r_{mayor} Radio de la sección circular externa del tubo cilíndrico.
- r_{menor} Radio de la sección circular interna del tubo cilíndrico.

Observando la Figura 4.49, puede notarse que los ejes de coordenadas de las secciones prismáticas a analizar no coinciden con el eje Z del sistema, aunque sí son paralelos a este. Por este motivo, se utilizó el teorema de los ejes paralelos, expuesto por Beer y mostrado en la Ecuación 4.35 para realizar el cálculo (Beer et al., 2010, pág. 514).

$I_z = \bar{I}_{z'} + m(\bar{x}^2 + \bar{y}^2)$	(4.35)
---	--------

Donde:

- I_z Momento de inercia respecto al eje Z.
- $\bar{I}_{z'}$ Momento de inercia respecto al eje Z', paralelo al eje Z.
- m Masa de la sección analizada.
- $\bar{x}$ Distancia en el eje X entre el centro de gravedad del prisma y el eje Z.
- $\bar{y}$ Distancia en el eje Y entre el centro de gravedad del prisma y el eje Z.

Para realizar los cálculos presentados en estas ecuaciones es necesario conocer la masa de la sección estudiada. Se utilizaron las masas calculadas anteriormente o una masa aproximada con la densidad del material que se asignará a cada sección y el volumen total de las secciones de las que no se conoce su valor real.

Con estas consideraciones, se registraron las dimensiones necesarias de las secciones y la distancia entre su centro de gravedad y el eje de giro. Las primeras 3 secciones están alineadas con el eje Z, por lo que el valor de las distancias en X y Y es 0. La sección de la barra de ventosas está alineada al eje en el plano XZ, por lo que su distancia en el eje Y será igual a 0.

Habiendo definido estos puntos, se plasmaron los siguientes datos:

Acoplamiento del eje:

- Ancho (Z) = 0.05480 m
- Diámetro = 0.05400 m

Conjunto de unión a la barra de ventosas:

- Diámetro mayor = 0.05000 *m*
- Diámetro menor = 0.02500 *m*

Barra de ventosas:

- Largo (X) = 0.52000 *m*
- Ancho (Z) = 0.12000 *m*
- Alto (Y) = 0.01200 *m*
- Distancia (X) = 0.28400 *m*

Conjuntos de ventosas:

- Ancho (X) = 0.08200 *m*
- Alto (Y) = 0.09700 *m*
- Distancia (X) conjunto 1 = 0.36100 *m*
- Distancia (X) conjunto 2 = 0.48100 *m*
- Distancia (Y) = 0.03350 *m*

Cartón desapilado:

- Alto (X) = 0.60114 *m*
- Ancho (Y) = 0.00600 *m*
- Distancia (X) = 0.42100 *m*
- Distancia (Y) = 0.08500 *m*

Con estos datos se procedió a calcular los momentos de inercia, empezando con las secciones alineadas al eje Z. Se utilizaron las masas calculadas en el análisis del eje.

Para el eje, se consideró que la densidad del material utilizado para su fabricación (Acero AISI-SAE 1020) es igual a 7 870 *kg/m*³ (MatWeb, 2016), debido a que se transformará el resultado del momento de inercia obtenido del modelo en Inventor.

• Cálculo de masas

a) Acoplamiento del eje

Masa (dato extraído del modelo Inventor)

$$m = m_{ac}$$

$$m = 0.7190 \text{ kg}$$

b) Eje (Acero AISI-SAE 1020)

Momento de inercia respecto al eje Z (dato extraído del modelo Inventor)

$$I_z = 1.9246 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Densidad

$$\rho_{\text{AISI-SAE 1020}} = 7\,870 \text{ kg/m}^3$$

c) Conjunto de unión a la barra de ventosas

Masa

$$m = m_{\text{bujete}} + m_{\text{eu}}$$

$$m = (0.056 + 0.4322) \text{ kg} = 0.4882 \text{ kg}$$

Con los datos calculados se procedió a utilizar las Ecuaciones 4.32 y 4.34 para hallar los momentos de inercia de estas secciones.

a) Acoplamiento del eje (cilindro)

$$I_1 = \frac{1}{2} * 0.7190 \text{ kg} * (0.027 \text{ m})^2$$

$$I_1 = 2.6208 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

b) Eje (cilindro)

El modelo en Inventor entrega el valor de momento de inercia anteriormente definido asumiendo un material con densidad de $7\,800 \text{ kg/m}^3$. Transformando este valor con la densidad correcta del material a utilizar se obtiene:

$$I_2 = \frac{1.9246 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}{7\,800 \text{ kg/m}^3} * 7\,870 \text{ kg/m}^3$$

$$I_2 = 1.9419 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

c) Conjunto de unión a la barra de ventosas (tubo cilíndrico)

$$I_3 = \frac{1}{2} * 0.4882 \text{ kg} * ((0.0250 \text{ m})^2 - (0.0125 \text{ m})^2)$$

$$I_3 = 1.1443 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

A continuación, se calcularon los momentos de las secciones prismáticas. Para el cálculo de los momentos se utilizó la Ecuación 4.35 (reemplazando su primer valor con la Ecuación 4.33), obteniendo:

$$I_z = \frac{1}{12}m(b^2 + c^2) + m(\bar{x}^2 + \bar{y}^2)$$

$$I_z = m\left(\frac{1}{12}(b^2 + c^2) + (\bar{x}^2 + \bar{y}^2)\right) \quad (4.36)$$

Utilizando esta simplificación, se procedió al cálculo de la masa de la sección correspondiente a la barra de ventosas, para posteriormente calcular los momentos de inercia en base a la Ecuación 4.36 con el valor calculado y los obtenidos del modelo en Inventor y en la sección de la zona de almacenamiento

- **Cálculo de masa**

- a) **Barra de ventosas (Aluminio 6060-T66)**

Masa

$$m = m_{bv}$$

$$m = 2.0592 \text{ kg}$$

- b) **Conjuntos de ventosas**

Cada conjunto de ventosas se evaluará por separado para hallar el momento de inercia, dado que tienen distancias distintas respecto al eje Z. Sin embargo, ambos conjuntos tienen la misma masa, la cual ya fue obtenida anteriormente:

$$m = m_v$$

$$m = 0.341 \text{ kg}$$

- c) **Cartón desapilado**

En el movimiento del sistema desapilador hacia el sistema de transporte, las ventosas llevarán consigo el cartón ubicado en la zona inferior de la zona de almacenamiento, retirado gracias a este movimiento. La masa correspondiente a un cartón se halló con anterioridad, y su valor es igual a:

$$m = m_{\text{cartón}}$$

$$m = 0.3574 \text{ kg}$$

a) Barra de ventosas (prisma rectangular)

$$I_4 = 2.0592 \text{ kg} * \left(\frac{1}{12} * (0.520^2 + 0.012^2) + (0.284^2 + 0^2) \right) m^2$$

$$I_4 = 2\,125.1219 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

b) Conjuntos de ventosas

Conjunto de ventosa 1

$$I_5 = 0.341 \text{ kg} * \left(\frac{1}{12} * (0.082^2 + 0.097^2) + (0.361^2 + 0.0335^2) \right) m^2$$

$$I_5 = 452.8059 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

Conjunto de ventosa 2

$$I_6 = 0.341 \text{ kg} * \left(\frac{1}{12} * (0.082^2 + 0.097^2) + (0.481^2 + 0.0335^2) \right) m^2$$

$$I_6 = 797.3523 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

c) Cartón desapilado

$$I_7 = 0.3574 \text{ kg} * \left(\frac{1}{12} * (0.60114^2 + 0.006^2) + (0.421^2 + 0.085^2) \right) m^2$$

$$I_7 = 766.8771 * 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

Habiendo hallado todos los momentos de inercia, se calculó el momento de inercia del sistema. Esto se hizo sumando todos los momentos de inercia hallados de las secciones. El momento correspondiente al cartón sólo se utiliza en el segundo momento.

Momento de inercia total del sistema

$$I_{T\text{ ida}} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6$$

$$I_{T\text{ ida}} = (2.6208 + 1.9419 + 1.1443 + 2\,125.1219 + 452.8059 + 797.3523) * 10^{-4}$$

$$I_{T\text{ ida}} = 3\,380.9871 * 10^{-4} = 0.3381 \text{ kg} \cdot m^2$$

$$I_{T\text{ regreso}} = I_{T\text{ ida}} + I_7$$

$$I_{T\text{ regreso}} = (3\,380.9871 + 766.8771) * 10^{-4}$$

$$I_{T\text{ regreso}} = 4\,147.8642 * 10^{-4} = 0.4148 \text{ kg} \cdot m^2$$

Con estos cálculos se decidió utilizar los valores de $0.3381 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ y $0.4148 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ como los momentos de inercia del sistema para realizar dos simulaciones: una en la acción de ida hacia la zona de almacenamiento y otra de regreso hacia el sistema de transporte.

Pese a que se conoce el tiempo esperado por ciclo del desapilador (1.33 segundos), para realizar la simulación se eligió un tiempo de 0.5 segundos . Este tiempo se eligió para que la herramienta realice su simulación en el menor tiempo posible sin sobrepasar los límites del actuador y dejar tiempo para retirar el cartón desapilado en el ciclo anterior y para que las ventosas puedan realizar la succión.

$$\text{Tiempo de posicionamiento esperado} = 0.5 \text{ segundos}$$

Desde la geometría definida para el sistema se conoce la diferencia de ángulos que debe cubrir el actuador es igual a 39° , el ángulo de giro ya se encuentra definido.

$$\text{Ángulo de giro} = 39^\circ$$

En el funcionamiento del sistema desapilador no se espera un par adicional que detenga o impulse el giro del actuador.

$$\text{Par adicional} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se realizará una simulación para cada giro del actuador, no se marcará la opción de ciclo completo de secuencia.

Finalmente, se asumió una presión de trabajo de 10 bar , y la longitud de tubo flexible se mantuvo en su valor predeterminado.

$$\text{Presión de funcionamiento} = 10 \text{ bar}$$

$$\text{Largo del tubo flexible} = 1 \text{ metro}$$

Con todos los valores solicitados definidos, se procedió a utilizar la herramienta web brindada por Festo. Esta entrega 3 posibles soluciones en cada simulación, presentadas en el Anexo L. Todos los actuadores propuestos son del tipo DRRD, por lo que se compararon los resultados obtenidos con las especificaciones técnicas de estos actuadores (Anexo M).

Todos los resultados presentan diversas advertencias y la capacidad de modificar la apertura del estrangulador para ajustarlo a un punto donde ya no existan advertencias. Sin embargo, el detalle más importante para realizar la selección es el momento de giro esperado para el diseño ($40.6055 \text{ N} \cdot \text{m}$).

En las especificaciones técnicas presentadas en el Tabla M.3, se ven los momentos de giro que puede obtener cada actuador a una presión de 6 *bar*. Ya que la presión de trabajo esperada es de 10 *bar*, y la relación entre el momento de giro y la presión de funcionamiento se supone como lineal, se calcularon los nuevos momentos de giro en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7

Momento de giro de actuadores DRRD a 10 bares

Presión de trabajo	Tamaño		
	35	40	50
6 <i>bar</i>	15.8 $\text{N} \cdot \text{m}$	24.1 $\text{N} \cdot \text{m}$	53 $\text{N} \cdot \text{m}$
10 <i>bar</i>	26.3 $\text{N} \cdot \text{m}$	40.2 $\text{N} \cdot \text{m}$	88.3 $\text{N} \cdot \text{m}$

Con los valores ajustados, se ve que los actuadores de tamaño 50 son los que podrán generar el momento de giro esperado. Sin embargo, aún tras modificar el valor de la apertura del estrangulador, no se consiguió que el actuador DRRD-50-180-FH-Y9A propuesto por la herramienta de Festo realice la tarea en un tiempo aceptable ni que las advertencias desaparezcan.

Tras realizar varias simulaciones, se obtuvo que la mejor solución es un actuador con amortiguador externo (DRRD-50-180-FH-Y12A). Esta solución realiza el primer recorrido en 0.25 *segundos* y el segundo en 0.24 *segundos*, con un tiempo total de acción de 0.49 *segundos*. Los resultados de ambas simulaciones se presentan en la Tablas 4.8 y 4.9.

. La herramienta de Festo entrega también gráficas de las simulaciones, mostradas en las Figuras 4.50 y 4.51. Los datos técnicos del actuador DRRD-50-180-FH-Y12A están presentados en el Anexo M, como se mencionó anteriormente. El actuador tendrá un módulo brida con elementos de tope para utilizar junto a los amortiguadores externos Y12.

Tabla 4.8

Solución personalizada en dirección a la zona de almacenamiento

Solución personalizada



Actuador giratorio ★
DRRD-50-180-FH-Y12A
574405

Apertura del estrangulador 7.9 vueltas ✎

Consumo de aire	1.95 l
Tiempo total de posicionamiento	0.25 s
Velocidad de impacto	37.37 °/s
Energía cinemática del impacto	0.07 J

Tabla 4.9

Solución personalizada en dirección al sistema de transporte

Solución personalizada



Actuador giratorio ★
DRRD-50-180-FH-Y12A
574405

Apertura del estrangulador 7.9 vueltas ✎

Consumo de aire	1.95 l
Tiempo total de posicionamiento	0.24 s
Velocidad de impacto	35.34 °/s
Energía cinemática del impacto	0.08 J

Figura 4.50

Diagramas de la sol. per. en dirección a la zona de almacenamiento

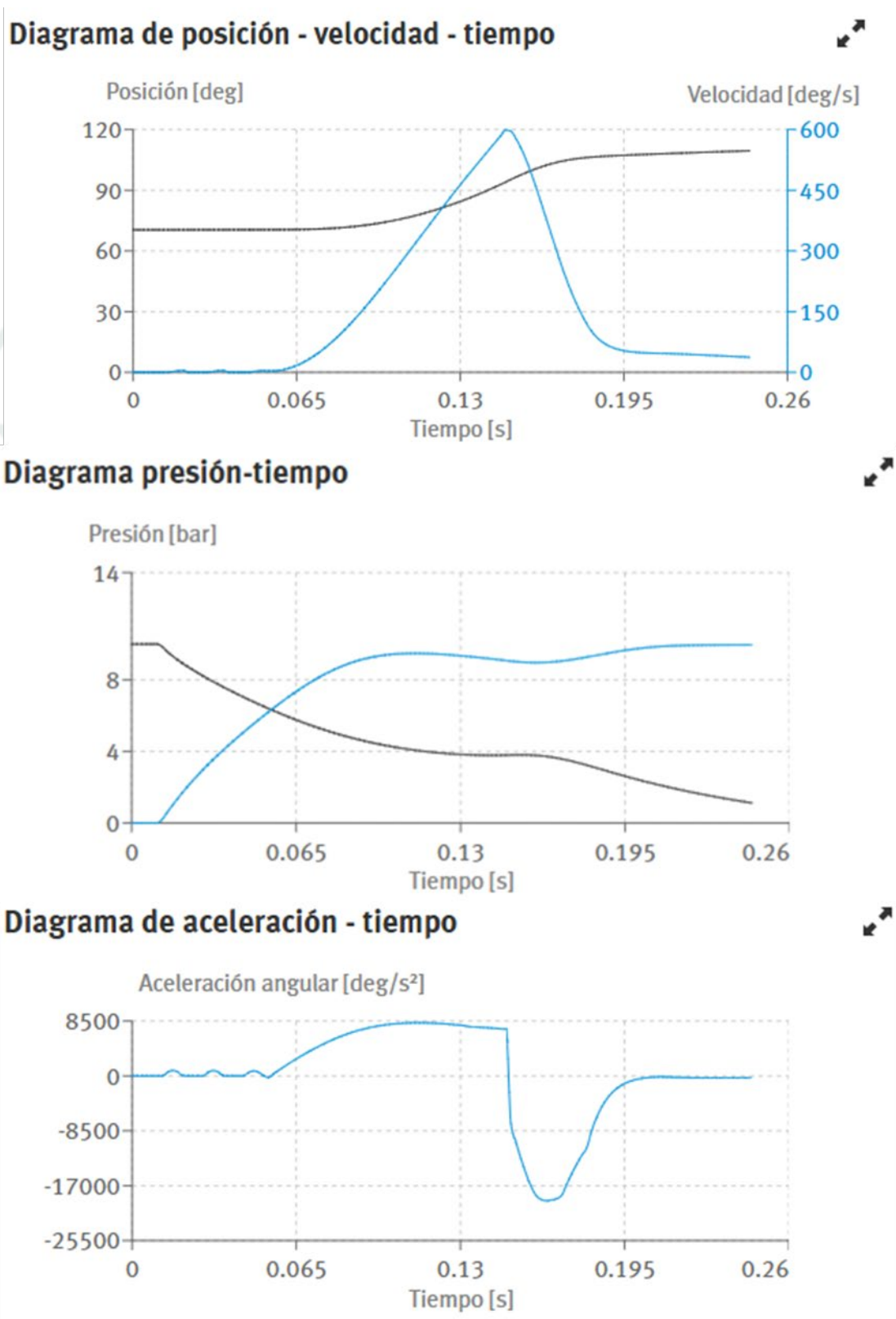


Figura 4.51

Diagramas de la sol. per. en dirección al sistema de transporte

Diagrama de posición - velocidad - tiempo

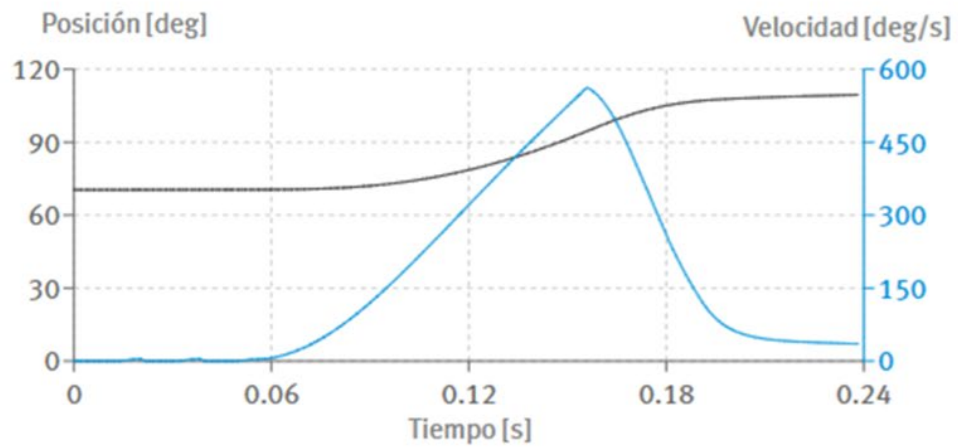


Diagrama presión-tiempo

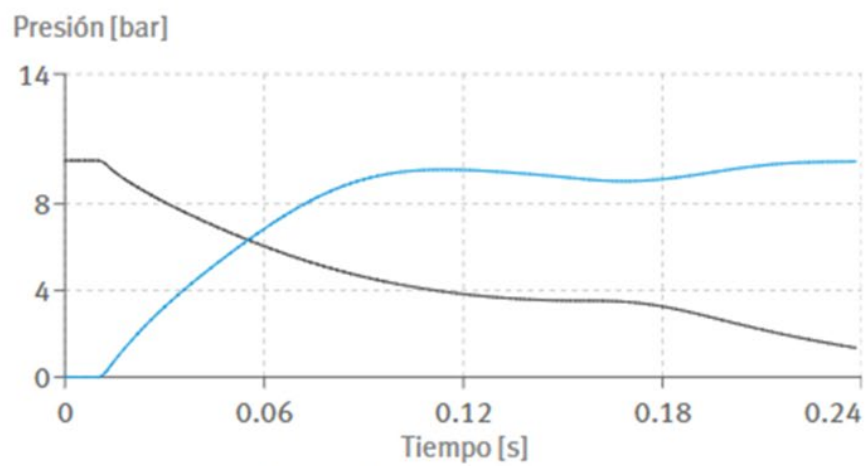
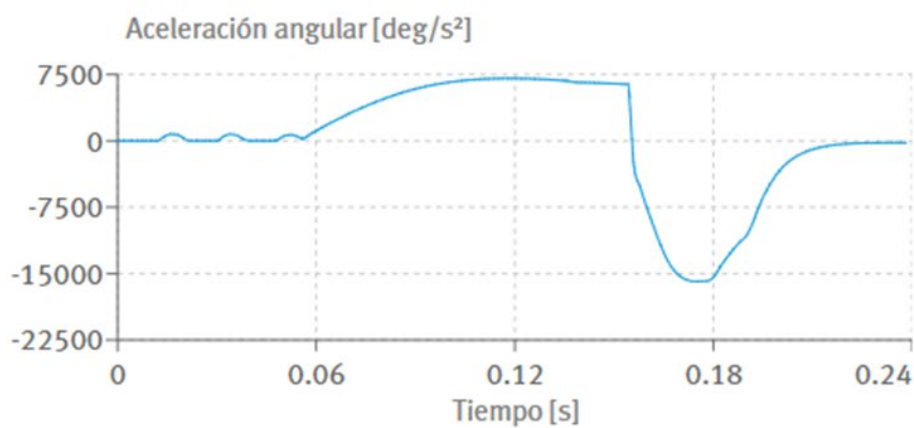


Diagrama de aceleración - tiempo



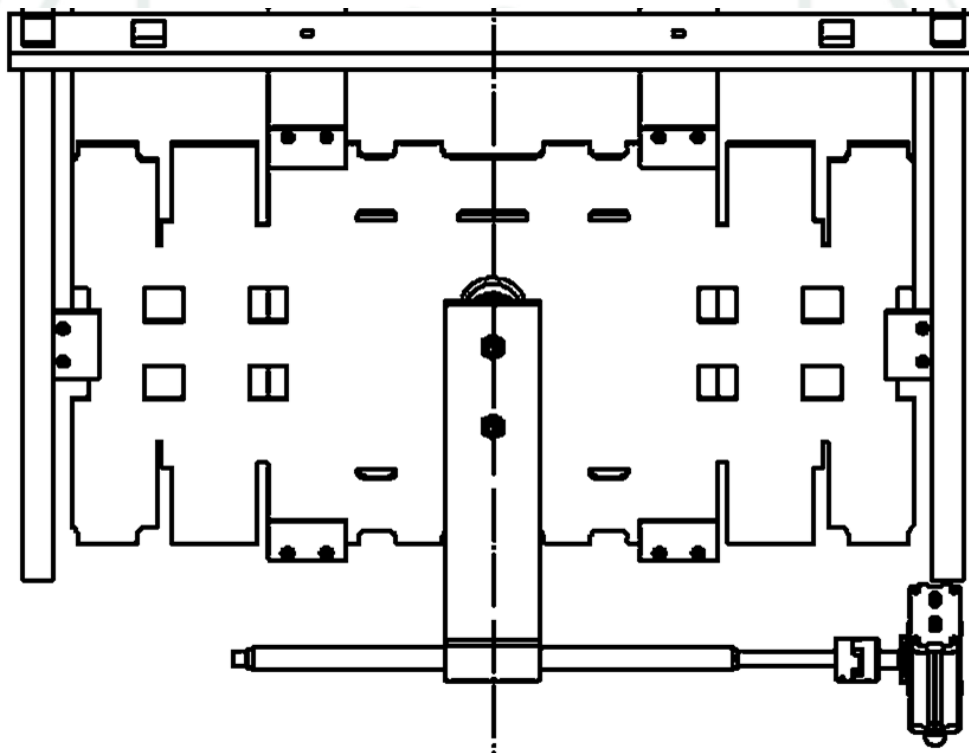
Ventosas de extracción

Las ventosas de extracción separan el cartón inferior de los agrupados en el magazine. Como los cartones ofrecen una cara plana hacia el sistema, la sujeción se realizará con ventosas de succión planas, eficientes con superficies planas de poca rugosidad.

Se decidió que las ventosas estarán alineadas con el eje central de los cartones del magazine como se muestra en la Figura 4.52, debido a que en esta línea de acción las ventosas tienen mayor momento para superar la resistencia de los topes del magazine.

Figura 4.52

Vista frontal del sistema desapilador respecto al magazine



Conociendo la alineación entre las ventosas y los cartones en el magazine, se procedió a calcular el número de ventosas que se utilizarán en el sistema. Para calcular este valor, se debió tener en consideración la fuerza de retención de las ventosas, así como la resistencia ofrecida por los topes del magazine hacia los cartones.

Para realizar el cálculo de la fuerza de retención teórica de las ventosas, se asumió que ambas ventosas ofrecerán la misma fuerza de retención, y se decidió evaluar el punto medio del área de contacto de la ventosa más alejada del eje del sistema desapilador. Esta decisión se tomó debido a que la ventosa más alejada del eje presentará una mayor aceleración tangencial y, por lo tanto, estará sometida a mayores fuerzas que la otra ventosa.

Al evaluar las posiciones y aceleraciones a las que estará sometido el sistema, se identificaron tres posibles casos para analizar: El inicio del retorno de la barra con las ventosas sujetando el cartón inferior de la zona de almacenamiento (Figura 4.53), y los puntos de mayor velocidad y aceleración angular del movimiento de retorno, ya que en el recorrido hacia el sistema de transporte las ventosas están aplicando su fuerza de retención y llevando consigo el cartón retirado (Figura 4.54).

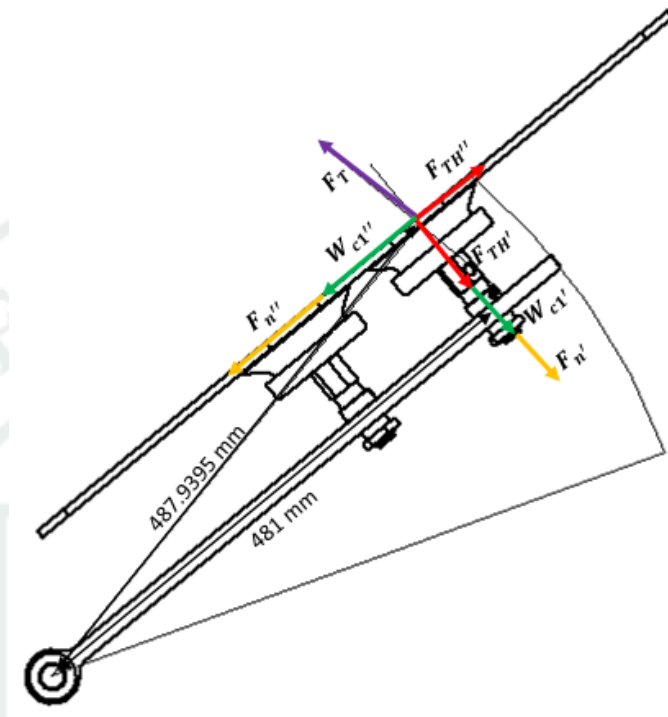
Figura 4.53

Diagrama de fuerzas en la ventosa crítica (Primer Caso)



Figura 4.54

Diagrama de fuerzas en la ventosa crítica (Segundo y Tercer Caso)



Los tres casos presentan disposiciones similares en las fuerzas alineadas al plano de acción de la ventosa, especialmente el segundo y tercero, diferenciándose únicamente por el ángulo θ_{des} . Por otro lado, se aprecia que la componente perpendicular del peso del cartón sujetado tiene la misma dirección que la fuerza de retención.

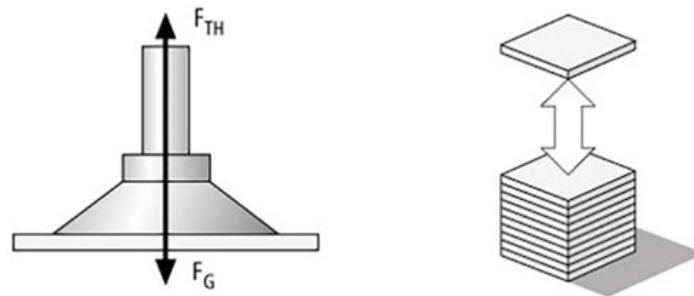
Considerando las opciones presentadas por la empresa Schmalz para el cálculo de la fuerza de retención teórica de una ventosa, se calcularon las componentes de la fuerza de acuerdo con los casos de Carga I y III (Figuras 4.55 y 4.56) (Schmalz, 2023).

El caso de Carga I no coincide con los casos a evaluar, ya que, en estos, la aceleración de la gravedad apoya a la fuerza de retención. Sin embargo, el caso presentado permite evaluar a la fuerza de retención perpendicular sin un movimiento alineado al plano de acción.

Por otro lado, el caso de Carga III presenta una fuerza alineada al plano de acción de la ventosa, pero que se contrapone con la producida por la gravedad y la aceleración del propio sistema, que en este diseño es la aceleración normal de la barra.

Figura 4.55

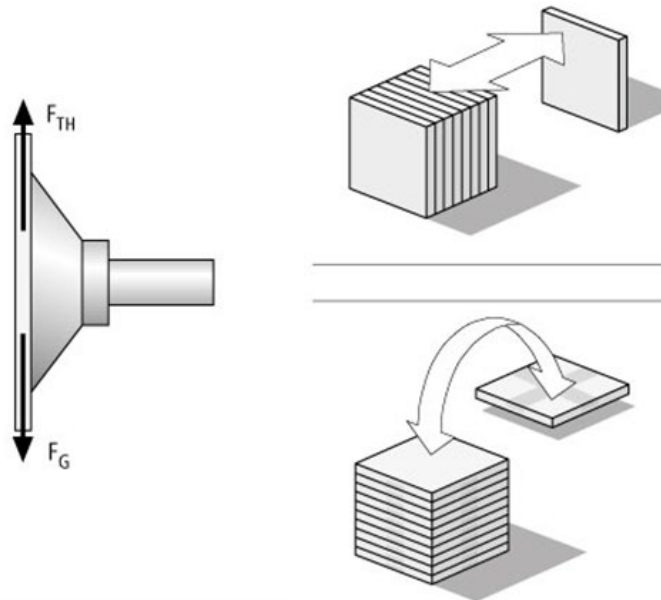
Caso de Carga I: Ventosa vertical, fuerza vertical



Nota. Extraído de (Schmalz, 2023)

Figura 4.56

Caso de Carga III: Ventosa vertical, fuerza vertical



Nota. Extraído de (Schmalz, 2023)

Las fórmulas propuestas para estas cargas se presentan en la Ecuaciones 4.37 y 4.38, obtenidas de Schmalz (Fuerza de retención teórica de una ventosa, 2023).

$F_{TH}' = m \times (g + a) * S$	(4.37)
----------------------------------	--------

$F_{TH}'' = (m/\mu) \times (g + a) * S$	(4.38)
---	--------

Donde:

- F_{TH}' Componente perpendicular de la fuerza de retención teórica.
- F_{TH}'' Componente alineada de la fuerza de retención teórica.
- m Masa de la pieza movilizada.
- μ Coeficiente de fricción.
- g Aceleración de la gravedad.
- a Aceleración del sistema perpendicular al plano de acción.
- S Factor de seguridad.

De los datos solicitados, se calcularon los valores de la masa de la pieza movilizada y la aceleración del sistema; y los valores del coeficiente de fricción y el factor de seguridad se seleccionaron en base a las recomendaciones de diseño prestadas por la empresa Schmalz (Fuerza de retención teórica de una ventosa, 2023). Los valores elegidos fueron:

- μ = 0.5 (Para madera, metal, vidrio, piedra)
- S = 1.5 (Para piezas lisas y no porosas)

De los valores a calcular, la masa movilizada (1 cartón prefabricado) se calculó en el diseño de la zona de almacenamiento (0.3574 kg).

Para calcular la aceleración se evaluó el movimiento como una rotación alrededor del eje motriz del sistema desapilador. De las Figuras 4.53 y 4.54 se pudo deducir que se utilizarán las aceleraciones tangencial y normal del punto evaluado para calcular la fuerza de retención.

Tanto la aceleración tangencial como la normal se calcularon de acuerdo con lo propuesto por Beer, transcrito en las Ecuaciones 4.39 y 4.40 (Beer et al., Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica, 2013, pág. 760).

$a_t = r * \alpha$	(4.39)
$a_n = r * \omega^2$	(4.40)

Donde:

- a_t Aceleración tangencial.
- r Radio del arco del movimiento.
- α Aceleración angular.
- a_n Aceleración normal.
- ω Velocidad angular.

Para utilizar estas ecuaciones se definieron los valores necesarios. En las Figuras 4.53 y 4.54 se observa que la distancia r es igual a 487.9395 mm . Los distintos valores de la velocidad y aceleración angular se extrajeron de las gráficas presentadas en la Figura 4.51.

Para determinar en qué puntos de las gráficas se encuentran los 3 casos que se desean estudiar se realizó una observación rápida. El primer caso debe coincidir con el inicio del movimiento de retorno hacia el sistema de transporte. Este movimiento no puede empezar hasta que la presión en ambos cilindros internos del actuador se iguale, pues hasta ese momento la presión del cilindro responsable del primer movimiento impedirá que el actuador pueda movilizarse en el sentido opuesto.

Como el primer caso a evaluar requiere que el sistema esté empezando su movimiento, se eligió el punto de la gráfica donde ambas presiones se igualen. Este punto coincide con el inicio del incremento de la velocidad angular. Sin embargo, la herramienta de Festo no otorga ecuaciones de sus gráficas y estas no presentan los datos con completa precisión, presentando saltos entre los valores del eje del tiempo. Considerando esto, se obtuvieron los siguientes datos, cercanos más no exactos de la mayor aceleración en el pico inicial:

$$t = 0.06\text{ s}$$

$$\text{Ángulo de giro}_{Festo} = 70.50^\circ$$

$$\omega = 3.72\text{ grados/s} = 0.0649\text{ rad/s}$$

$$\alpha = 258.79\text{ grados/s}^2 = 4.5167\text{ rad/s}^2$$

Se debe comentar que el valor de la posición del ángulo de giro presentado en la herramienta de Festo se refiere al giro interno del actuador. Por recomendación del fabricante el actuador se ajustará para que la mitad del ángulo de giro esperado coincida con el punto

medio de giro máximo que puede ofrecer. El punto medio de giro del actuador es presentado como un giro de 90°.

Considerando que la mitad del giro esperado es igual a $39^\circ/2 = 19.50^\circ$ y que la posición más baja tiene una inclinación de 20°, el actuador se debe posicionar con una inclinación de 39.50°. Esto quiere decir que cuando la herramienta presente un ángulo de giro de 90°, el ángulo de inclinación que se utilizará es igual a 39.50°, lo que equivale a:

$$\theta_{des} = 129.50^\circ - \text{Ángulo de giro}_{Festo}$$

Para el primer caso, este valor sería:

$$\theta_{des} = 129.50^\circ - 70.50^\circ = 59.00^\circ$$

Para el segundo caso se ubica el punto en el que la velocidad angular alcanza su máximo valor. Este valor debe coincidir también con el punto donde la aceleración angular es igual a 0, pues es el momento en que el vector de aceleración cambia de dirección, preparándose para detener el sistema.

Considerando las limitaciones de la herramienta que se mencionaron en el caso anterior, estas no permiten conocer los valores correspondientes al punto donde la aceleración angular es igual a 0, así que se eligió el punto más cercano del que se pueden obtener datos. Así se obtuvieron los siguientes datos:

$$t = 0.16 \text{ s}$$

$$\text{Ángulo de giro}_{Festo} = 94.59^\circ$$

$$\theta_{des} = 129.50^\circ - 94.59^\circ = 34.91^\circ$$

$$\omega = 561.27 \text{ grados/s} = 9.7960 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = -2\,932.99 \text{ grados/s}^2 = -51.1903 \text{ rad/s}^2$$

Por último, el tercer caso se ubica en el punto en el que la aceleración angular alcanza su máximo valor. Debido a la acción del amortiguador externo, la aceleración puede cambiar de forma más suave, permitiendo a su vez que la velocidad angular tenga una curva más estable. Esto puede apreciarse en el diagrama de la Figura 4.51.

Antes del punto donde la aceleración angular alcanza su máximo valor, las presiones en ambo cilindros del actuador había empezado a dirigirse al equilibrio de nuevo antes de volver a distanciarse. El momento en el que empiezan a distanciarse de nuevo es en el que la aceleración llega a su pico. Es posible que este cambio en la presión ocurra como respuesta a la acción del amortiguador.

Considerando las limitaciones de la herramienta que se mencionaron anteriormente, se obtuvieron los siguientes datos:

$$\begin{aligned}
 t &= 0.17 \text{ s} \\
 \text{Ángulo de giro}_{Festo} &= 103.20^\circ \\
 \theta_{des} &= 129.50^\circ - 103.20^\circ = 26.30^\circ \\
 \omega &= 354.47 \text{ grados/s} = 6.1867 \text{ rad/s} \\
 \alpha &= -15\,885.08 \text{ grados/s}^2 = -277.2469 \text{ rad/s}^2
 \end{aligned}$$

Un dato que no se contempla en las ecuaciones propuestas, pero es esencial para el análisis correcto del sistema, es el ángulo de desfase entre el radio de acción del punto evaluado y la línea paralela a la barra de ventosas:

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \cos^{-1}\left(\frac{481}{487.9395}\right) \\
 \gamma &= 9.67^\circ = 0.1689 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

Con este ángulo, es posible descomponer la aceleración tangencial y normal de acuerdo con las Figuras 4.53 y 4.54. Las componentes de ambas se muestran en las Ecuaciones 4.41, 4.42, 4.43 y 4.44:

$$a'_t = a_t * \cos \gamma = a_t * \cos 0.1689 = (0.9858 * a_t) \text{ m/s}^2 \quad (4.41)$$

$$a''_t = a_t * \sin \gamma = a_t * \sin 0.1689 = (0.1681 * a_t) \text{ m/s}^2 \quad (4.42)$$

$$a'_n = a_n * \sin \gamma = a_n * \sin 0.1689 = (0.1681 * a_n) \text{ m/s}^2 \quad (4.43)$$

$$a''_n = a_n * \cos \gamma = a_n * \cos 0.1689 = (0.9858 * a_n) \text{ m/s}^2 \quad (4.44)$$

1) Primer Caso

El primer caso se presenta en la Figura 4.53. En primer lugar, se utilizaron los datos obtenidos para el primer caso para despejar las Ecuaciones 4.39 y 4.40.

$$a_t = 0.4879 \text{ m} * 4.5167 \text{ rad/s}^2 = 2.2039 \text{ m/s}^2$$

$$a_n = 0.4879 \text{ m} * (0.0649 \text{ rad/s})^2 = 0.0021 \text{ m/s}^2$$

Con estos valores calculados, se pueden despejar las Ecuaciones 4.41, 4.42, 4.43 y 4.44, obteniendo:

$$a'_t = (0.9858 * 2.2039) \text{ m/s}^2 = 2.1726 \text{ m/s}^2$$

$$a''_t = (0.1681 * 2.2039) \text{ m/s}^2 = 0.3704 \text{ m/s}^2$$

$$a'_n = (0.1681 * 0.0021) \text{ m/s}^2 = 3.4566 * 10^{-4} \text{ m/s}^2$$

$$a''_n = (0.9858 * 0.0021) \text{ m/s}^2 = 2.0276 * 10^{-3} \text{ m/s}^2$$

Para descomponer la aceleración de la gravedad en este caso, se consideró que el valor del ángulo de inclinación θ_{des} es igual a 59° (1.0297 rad). Así se obtuvo:

$$g' = g * \cos 1.0297 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.5150 = 5.0525 \text{ m/s}^2$$

$$g'' = g * \sin 1.0297 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.8572 = 8.4088 \text{ m/s}^2$$

Al comparar la Figura 4.53 con el caso propuesto en la Figura 4.55, se observó que, en el caso estudiado, las aceleraciones del sistema tienen el sentido opuesto al caso propuesto, lo que resultaría en una fuerza de retención negativa en las ventosas. Sin embargo, también se observa que la fuerza de resistencia de los topes en el magazine se opone a la acción de retención de las ventosas. Adaptando la Ecuación 4.37 al caso estudiado, se obtuvo:

$$F_{TH}' = (W_c'' + m \times (g + a)) * S \quad (4.45)$$

Asumiendo que el magazine se encuentra totalmente cargado, la fuerza de resistencia de los topes estará en su máximo valor (406.27 N). Resolviendo la Ecuación 4.45:

$$F_{TH}' = (406.27 \text{ N} + 0.3574 \text{ kg} \times (-5.0525 - 2.1726 - 3.4566 * 10^{-4}) \text{ m/s}^2) * 1.5$$

$$F_{TH}' = (403.6923 \text{ N}) * 1.5$$

$$F_{TH}' = 605.5384 \text{ N}$$

Continuando con el análisis, se resolvió la Ecuación 4.38 para las otras componentes. Reemplazando y resolviendo se obtuvo:

$$F_{TH}'' = (0.3574 \text{ kg}/0.5) \times (8.4088 - 0.3704 + 2.0276 * 10^{-3}) \text{ m/s}^2 * 1.5$$

$$F_{TH}'' = 0.7148 \text{ kg} \times 8.0405 \text{ m/s}^2 * 1.5$$

$$F_{TH}'' = 8.6205 \text{ N}$$

Considerando que la fuerza F_{TH} se descompuso en las componentes F_{TH}' y F_{TH}'' , se calculó su valor total utilizando la Ecuación 4.46:

$$F_{TH} = \sqrt{F_{TH}'^2 + F_{TH}''^2} \quad (4.46)$$

Finalmente, se reemplazaron los resultados obtenidos para obtener el valor de la fuerza F_{TH} para el primer caso evaluado.

$$F_{TH} = \sqrt{(605.5384 \text{ N})^2 + (8.6205 \text{ N})^2}$$

$$F_{TH} = 605.5998 \text{ N}$$

2) Segundo Caso

El segundo caso se presenta en la Figura 4.54. Al igual que en el caso anterior, se resolvieron las Ecuaciones 4.39 y 4.40 con los datos obtenidos de la Figura 4.51. Una vez resueltas estas ecuaciones se despejaron las Ecuaciones 4.41, 4.42, 4.43 y 4.44.

$$a_t = 0.4879 \text{ m} * 51.1903 \text{ rad/s}^2 = 24.9778 \text{ m/s}^2$$

$$a_t' = 0.9858 * 24.9778 \text{ m/s}^2 = 24.6225 \text{ m/s}^2$$

$$a_t'' = 0.1681 * 24.9778 \text{ m/s}^2 = 4.1976 \text{ m/s}^2$$

$$a_n = 0.4879 \text{ m} * (9.7960 \text{ rad/s})^2 = 46.8236 \text{ m/s}^2$$

$$a_n' = 0.1681 * 46.8236 \text{ m/s}^2 = 7.8689 \text{ m/s}^2$$

$$a_n'' = 0.9858 * 46.8236 \text{ m/s}^2 = 46.1576 \text{ m/s}^2$$

Para descomponer la aceleración de la gravedad en este caso, se consideró que el ángulo de inclinación θ_{des} es igual a 34.91° (0.6093 rad).

$$g' = g * \cos 0.6093 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.8201 = 8.0447 \text{ m/s}^2$$

$$g'' = g * \sin 0.6093 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.5723 = 5.6142 \text{ m/s}^2$$

Con los datos obtenidos se pudo calcular las componentes de la fuerza F_{TH} para este caso específico, de acuerdo con lo mostrado en la Figura 4.54 y lo planteado en las Ecuaciones 4.37, 4.38 y 4.46.

$$F_{TH'} = 0.3574 \text{ kg} \times (-8.0447 + 24.6225 - 7.8689) \text{ m/s}^2 \times 1.5 = 4.6686 \text{ N}$$

$$F_{TH''} = (0.3574 \text{ kg}/0.5) \times (5.6142 + 4.1976 + 46.1576) \text{ m/s}^2 \times 1.5 = 60.0068 \text{ N}$$

$$F_{TH} = \sqrt{(4.6686 \text{ N})^2 + (60.0068 \text{ N})^2} = 60.1881 \text{ N}$$

3) Tercer Caso

Por último, el tercer caso presenta la misma disposición de fuerzas que el segundo caso, mostrada en la Figura 4.54. Por lo tanto, se siguió el mismo procedimiento que en el caso anterior, modificando los datos con los obtenidos para el punto de máxima aceleración.

$$a_t = 0.4879 \text{ m} * 277.2469 \text{ rad/s}^2 = 135.2798 \text{ m/s}^2$$

$$a'_t = 0.9858 * 135.2798 \text{ m/s}^2 = 133.3558 \text{ m/s}^2$$

$$a''_t = 0.1681 * 135.2798 \text{ m/s}^2 = 22.7342 \text{ m/s}^2$$

$$a_n = 0.4879 \text{ m} * (6.1867 \text{ rad/s})^2 = 18.6758 \text{ m/s}^2$$

$$a'_n = 0.1681 * 18.6758 \text{ m/s}^2 = 3.1385 \text{ m/s}^2$$

$$a''_n = 0.9858 * 18.6758 \text{ m/s}^2 = 18.4102 \text{ m/s}^2$$

Para este caso, las componentes de la aceleración de la gravedad se calcularon con un ángulo de inclinación θ_{des} igual a 26.30° (0.4590 rad).

$$g' = g * \cos 0.4590 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.8965 = 8.7945 \text{ m/s}^2$$

$$g'' = g * \sin 0.4590 = 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.4431 = 3.3465 \text{ m/s}^2$$

Con estos resultados, se calcularon las componentes de la fuerza F_{TH} :

$$F_{TH}' = 0.3574 \text{ kg} \times (-8.7945 + 133.3558 - 3.1385) \text{ m/s}^2 \times 1.5 = 65.0908 \text{ N}$$

$$F_{TH}'' = (0.3574 \text{ kg}/0.5) \times (4.3465 + 22.7342 + 18.4102) \text{ m/s}^2 \times 1.5 = 48.7725 \text{ N}$$

$$F_{TH} = \sqrt{(65.0908 \text{ N})^2 + (48.7725 \text{ N})^2} = 81.3362 \text{ N}$$

Habiendo calculado los tres casos, se decidió que el valor crítico de la fuerza F_{TH} que se consideró para el análisis del diseño corresponde a la calculada en el primer caso:

$$F_{TH} = 605.5998 \text{ N}$$

Este valor representa el total de la fuerza de sujeción que deben ejercer las ventosas para movilizar un cartón desde un magazine totalmente cargado. Sin embargo, para ejercer una fuerza uniforme a lo largo del eje central vertical del cartón, se utilizarán dos ventosas, como se ve en las Figuras 4.53 y 4.54. El valor crítico de F_{TH} en cada ventosa sería igual a:

$$\frac{605.5998 \text{ N}}{2} = 302.7999 \text{ N}$$

Con este valor se procedió a la selección de las ventosas para el diseño. Al igual que con el actuador neumático rotatorio, se eligieron los componentes neumáticos de la marca Festo, que ofrece seis tipos de ventosas en su catálogo. Se optó por las ventosas de sujeción por vacío redondas ESG de forma S, diámetro de 80 mm y fuerza de retención teórica de 309.7 N (Festo, 2024, pág. 24) (Tabla N.1).

Estas ventosas se deben ensamblar en un soporte para ventosa y un racor que conecten a las ventosas con el circuito neumático. De acuerdo con las recomendaciones de Festo, se eligió el soporte ESH-HD-5-G y racor rápido roscado QS-G1/8-8. Los datos de estos elementos se muestran en las Tablas N.2 y N.3 (Festo, 2024, pág. 27).

Finalmente, siguiendo las indicaciones de Festo, para poder solicitar el conjunto se decidió utilizar dos conjuntos de código ESG-80-SS-HD-G (Festo, 2024, págs. 6, 33), mostrados en la Figura 4.57.

Figura 4.57

Conjunto de ventosa ESG-80-SS-HD-G



Nota. Extraído de (Festo, 2025)

Ensamble del sistema desapilador

Habiendo analizado y calculado los componentes principales del sistema desapilador, así como el eje y sus respectivos rodamientos, se procedió a finalizar los análisis con los elementos y métodos de unión que permiten ensamblar el sistema:

- 1) Un gorrón de salida del actuador neumático rotatorio (no permanente).
- 2) Un acoplamiento flexible que une el gorrón con el eje del desapilador, transmitiendo el momento torsor (no permanente).
- 3) Anillo de retención interno que impide el movimiento axial del rodamiento en el punto B (no permanente).
- 4) Anillo de retención externo que impide el movimiento axial del conjunto de unión (no permanente).
- 5) Buje Taper Lock o buje de bloqueo cónico (no permanente).
- 6) Chaveta de unión entre el eje y el conjunto de unión con la barra de ventosas (no permanente).
- 7) Elemento de unión entre la barra de ventosas y el eje, con el espacio para ensamblar el buje de bloqueo cónico (no permanente).
- 8) Conjunto de arandela y tuerca de retención que impide el movimiento axial del rodamiento en el punto D (no permanente).
- 9) Unión soldada de la barra de ventosas con el elemento de unión con el eje (permanente).

A continuación, se muestran los cálculos y análisis realizados para la selección y definición de estos elementos y métodos.

Uniones no permanentes del sistema

Gorrón de salida del actuador neumático rotatorio

Uno de los accesorios disponible para los actuadores neumáticos rotatorios de la marca Festo son los gorriones, espigas que simulan el final de un eje y que sirven como apoyo y facilitan la rotación de elementos.

Debido a que la salida de los actuadores no es compatible con el eje desapilador al que se debe conectar, el gorrón permitirá la conexión del actuador con el acoplamiento que conectará el eje con este conjunto. Sin embargo, la marca Festo sólo ofrece gorriones para actuadores con un diámetro de émbolo hasta 40 mm. Sin embargo, por la facilidad que ofrece este elemento para realizar el ensamble, se decidió diseñar uno similar a los ofrecidos por la empresa Festo para el actuador neumático elegido.

Utilizando los gorriones ofrecidos por Festo como guía, se puede apreciar que el elemento consta de dos secciones cilíndricas (Festo, 2025, pág. 56). La sección con mayor diámetro es la que se conecta con el actuador neumático giratorio utilizando 2 pernos. Debido a que el actuador que se utilizará tendrá un módulo brida, se utilizó el modelo en Inventor de este módulo para determinar el diámetro en el que se ubicarán los pernos, al igual que el diámetro de estos. Así se obtuvo:

$$\text{Diámetro de ubicación de agujeros} = 54 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de tornillos} = M8$$

Siguiendo nuevamente la recomendación de Gerdau Corsa para la mínima distancia entre el borde del perfil unido y la unión empernada, se calculó el mínimo diámetro que se espera tener para la primera sección del gorrón (Gerdau Corsa, 2020, pág. 22):

$$d_{\text{mín.borde}} = 1.75 * 8 \text{ mm} = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro mínimo} = 54 \text{ mm} + 2 * 14 \text{ mm} = 82 \text{ mm}$$

Para tener una tolerancia adicional, se decidió que el diámetro de la sección será igual a 85 mm. Respecto a la longitud de esta sección, se aprecia que las cabezas de los pernos utilizados en los gorriones de Festo ingresan dentro del gorrón, así que como mínimo debe superar la medida de estas cabezas. Utilizando el mismo tipo de pernos que Festo propone (DIN 912), se ve que esta medida es igual a 8 mm para pernos M8 según el portal Fasteners EU (2017). Por esta razón, se eligió una longitud de 10 mm para esta sección.

Se decidió diseñar la transición entre ambas secciones de forma similar a los gorriones de Festo, lo que generará una diferencia de 4.3 mm entre las secciones. Se puede apreciar la forma del gorrón en la Figura 4.60.

Para determinar el diámetro de la segunda sección se realizó un análisis similar al utilizado para determinar el diámetro de ejes. Considerando que esta sección estará ensamblada en el acoplamiento, se decidió que su longitud será 22 mm y se evaluará como un eje empotrado en un extremo y sin otros apoyos. Los valores de las fuerzas y momentos que afectarán al gorrón se obtuvieron del análisis del eje del desapilador.

Figura 4.58

Distribución del momento torsor en el gorrón de salida

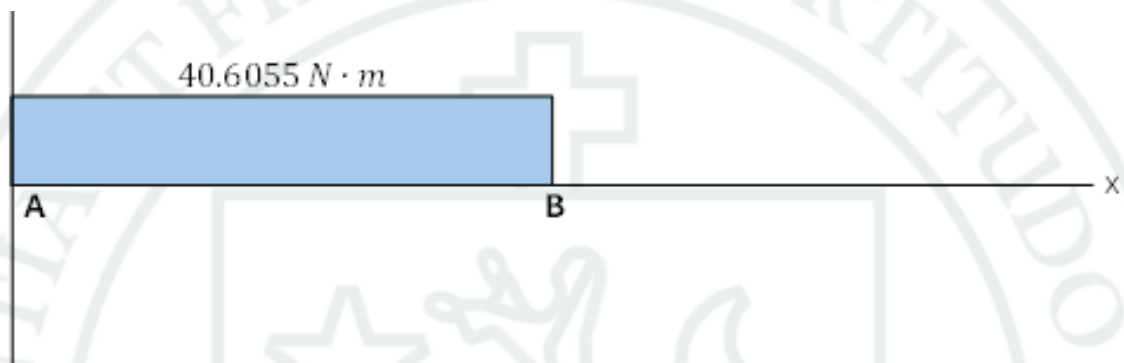
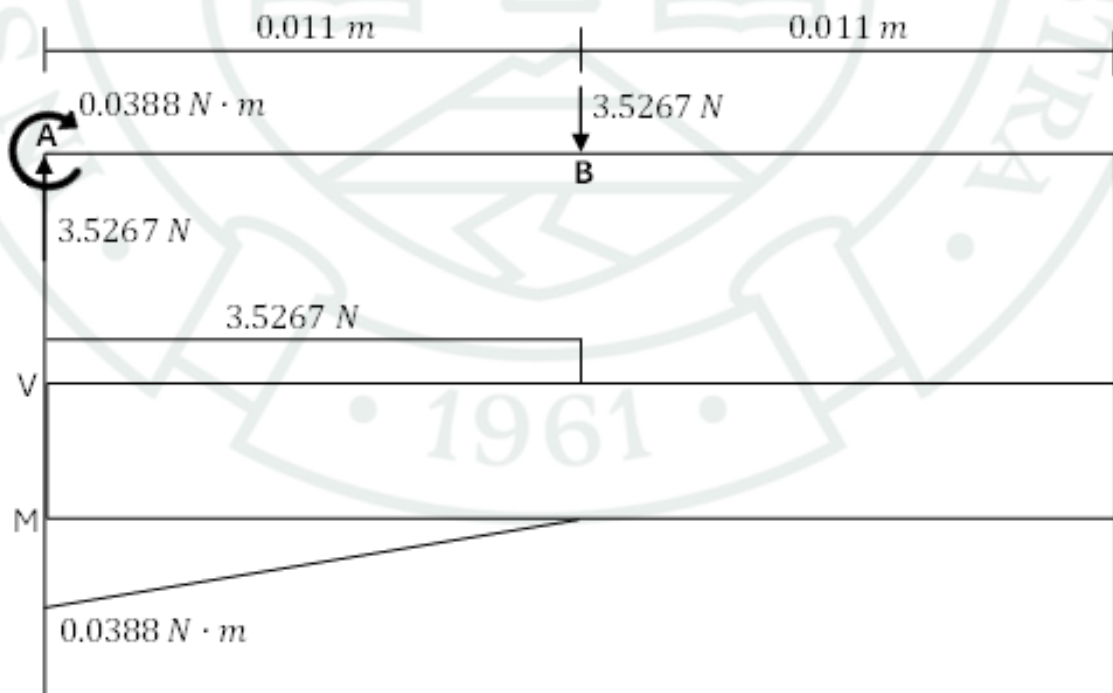


Figura 4.59

Diagrama V-M del gorrón del actuador neumático semirrotativo



El gorrón estará sometido a todo el momento torsor transmitido al eje del desapilador entre los puntos A y B, mientras que en el punto B se concentrará la parte del peso W_{ac} que no se contempló en el eje del desapilador. Con estos datos se realizaron los diagramas mostrados en las Figuras 4.58 y 4.59. Los valores de fuerzas y momentos en cada punto son:

Punto A:

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} = 359.3887 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = 3.5267 \text{ N} = 0.7928 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0.0388 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.3434 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto B:

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} = 359.3887 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = 3.5267 \text{ N} = 0.7928 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Para estandarizar el procedimiento, se decidió utilizar el mismo material que el eje, es decir, acero AISI-SAE 1020 estirado en frío. De esta manera, el resto de los datos necesarios para hallar los diámetros son los mismos que en el análisis del eje. Con estos valores ya definidos, se resolvieron las Ecuaciones 4.28 o 4.29 (de acuerdo con el caso) para cada punto.

Punto A:

El punto A es el extremo de la sección donde se encuentra “empotrada” al resto del gorrón. Como a la izquierda de este punto se encuentra la zona de transición, la cual tiene un diámetro menor al de la sección, se decidió realizar el cálculo como si estuviese presente un anillo de retención (K_t igual a 3 y el resultado obtenido se aumentará en un 6%).

El resultado final estará sobredimensionado, pero será igualmente utilizado para fabricar el gorrón. Utilizando la Ecuación 4.28 se obtuvo:

$$D_A = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{3 * 0.3434}{17\,482.2774} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_A = 1.06 * 0.4991 \text{ pulg} = 0.5291 \text{ pulg} = 13.4379 \text{ mm}$$

Punto B:

El punto B se ubica en el punto central de contacto entre el gorrón y el acoplamiento. Para simplificar el cálculo, se asumió que este punto funciona como el punto de transferencia del momento torsor producido por el actuador hacia el eje. Esto se aprecia al evaluar el punto desde la izquierda, donde se encuentra todo el momento torsor. Para ambos análisis en el punto B se aumentó en 6% el diámetro hallado y se asumió un valor K_t de 3. Resolviendo las Ecuaciones 4.28 y 4.29 en el punto B desde ambas direcciones se obtuvo:

$$D_{B \text{ izquierda}} = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{359.3887}{51\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{B \text{ izquierda}} = 1.06 * 0.4991 \text{ pulg} = 0.5290 \text{ pulg} = 13.4377 \text{ mm}$$

$$D_{B \text{ derecha}} = 1.06 * \sqrt{2.94 * 2 * 3 * 0.7928 / 17\,482.2774}$$

$$D_{B \text{ derecha}} = 1.06 * 2.82884 * 10^{-2} \text{ pulg} = 2.9981 * 10^{-2} \text{ pulg} = 0.7615 \text{ mm}$$

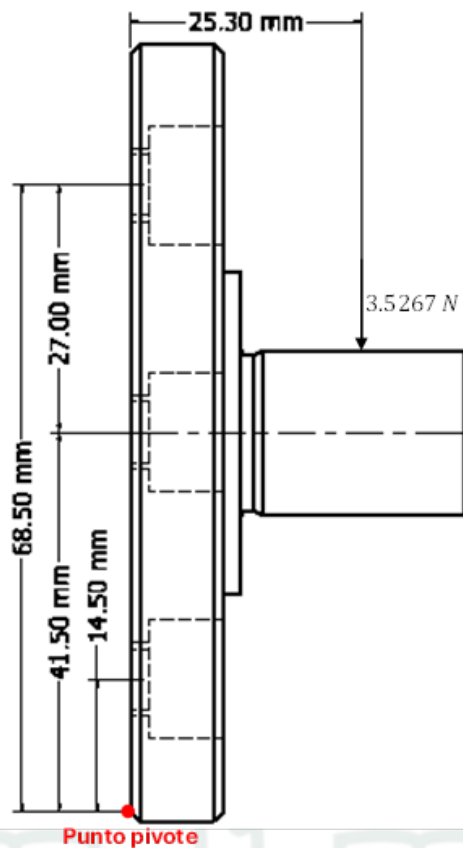
De estos resultados se obtuvo que el mínimo diámetro necesario para esta sección del gorrón debe ser igual a 13.4379 mm. Por recomendación del acoplamiento, se decidió que este diámetro sea igual al del eje con el que se conectará, por lo que se fabricará esta sección con un diámetro de 18 mm.

Respecto a los agujeros que se maquinarán en el gorrón para ubicar los pernos, se debieron determinar los valores de los diámetros necesarios. Se sabe que los agujeros serán pasantes a lo largo del gorrón, y que la profundidad del agujero mayor será igual a 8 mm. Del portal Fasteners EU también se obtuvo que el diámetro de las cabezas de los pernos es igual a 13 mm (Fasteners EU, 2017), por lo que se decidió que el diámetro del agujero mayor será igual a 14 mm. Se dispusieron 4 agujeros en total, ubicado a 90° de cada uno, en una circunferencia con diámetro igual a 54 mm.

Aunque el tamaño de los pernos que mantendrán al gorrón unido al módulo brida ya están determinados por este módulo (M8), se realizó una comprobación de los diámetros de los pernos para definir si se los pernos podrán resistir las cargas que se aplicarán sobre el gorrón, al igual que decidir si se utilizarán 2 o 4 pernos.

Figura 4.60

Gráfico de unión del gorrón



La Figura 4.60 muestra las distancias entre los puntos centrales de los pernos y la fuerza aplicada con el eje central y el punto pivote. Además de la fuerza mostrada, el momento torsor producido por el actuador neumático también se aplica sobre las uniones, determinado como $40.6055 \text{ N} \cdot \text{m}$. Así se determinó que los pernos estarán sometidos a cargas de tracción indirecta y corte directo por la fuerza, y una carga de corte indirecto por el momento de giro aplicado.

Sabiendo esto se procedió a calcular las cargas equivalentes desde los datos conocidos, utilizando las Ecuaciones 4.17, 4.18, 4.19 y 4.20. Debido al tamaño del momento de giro, y sabiendo que las cargas tienen una mayor influencia en la carga equivalente, se decidió calcular la unión con 4 pernos. Por esta misma razón, se consideró a uno de los pernos ubicado a los lados como el perno crítico, pues en este punto ambas fuerzas cortantes se suman al tener la misma dirección.

Carga de corte directa

$$F_s = \frac{3.5267}{4}$$

$$F_s = 0.88 \text{ N}$$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti} = \frac{3.5267 * .0253 * 0.0415}{0.0685^2 + 2 * 0.0415^2 + 0.0145^2}$$

$$F_{ti} = 0.44 \text{ N}$$

Carga de corte indirecta

$$F_{si} = \frac{40.6055 * 0.027}{4 * (0.027)^2}$$

$$F_{si} = 375.98 \text{ N}$$

Con estos resultados, se procedió a calcular la fuerza equivalente:

$$F_e = \sqrt{0.44^2 + (0.88 + 375.98)^2}$$

$$F_e = \sqrt{0.1968 + 568\,088.4281}$$

$$F_e = 753.72 \text{ N}$$

Finalmente, se procedió a calcular el diámetro de los pernos se utilizó la Ecuación 4.21 con la corrección para unidades métricas. Dado que la carga cortante es bastante alta, se decidió utilizar pernos de grado SAE 12.9, con un esfuerzo de fluencia igual a 1 100 MPa (Tabla E.1) y un factor de seguridad de 2, se calculó:

$$A_s = \left(\frac{6 \text{ in} * 25.4 \frac{\text{mm}}{\text{in}} * 753.72 \text{ N}}{1\,100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / 2} \right)^{2/3}$$

$$A_s = \left(\frac{229\,732.80 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1\,100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right)^{2/3}$$

$$A_s = (208.85 \text{ mm}^3)^{2/3}$$

$$A_s = 35.20 \text{ mm}^2$$

Habiendo hallado el área de esfuerzo del perno, se comparó el resultado con los datos presentados en la Tabla E.2. Así se observó que los pernos M8 x 1.25, con un área de esfuerzo de 36.13 mm^2 , pueden utilizarse para este caso, lo que confirma el tamaño de los pernos predeterminado por el módulo brida. Para esta aplicación se decidió utilizar DIN 912, dado que son el tipo de pernos propuestos por Festo en sus gorriones.

Para determinar la fuerza y momento de ajuste, se revisaron los valores de la Tabla E.4 correspondientes a pernos M8 de clase 12.9, con coeficiente de fricción de 0.14 (clase C):

$$F_{Ajuste \text{ máx.}} = 31.1 \text{ kN}$$

$$M_{Ajuste \text{ máx.}} = 46.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aunque la fuerza máxima de ajuste está muy por encima de la carga que resisten los pernos, el momento máximo de ajuste es cercano al valor del momento torsor que se aplicará en la unión. Por esto se decidió usar un valor de momento de ajuste igual a $45 \text{ N} \cdot \text{m}$, y se calculará el valor de la fuerza de ajuste de acuerdo con este, reacomodando la Ecuación 4.23.

$$45 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.2 * F_{Ajuste} * 8 \text{ mm}$$

$$F_{Ajuste} = 28.125 \text{ kN}$$

Este valor no supera el máximo permitido por el perno, así que se decidió utilizar el momento de ajuste asignado para realizar la unión.

Finalmente, para elegir la longitud de los pernos se revisaron los valores mostrados en la Tabla 4.3, dado que las uniones del gorrón son uniones ciegas. Para pernos M8, la máxima longitud del agujero con hilo es igual a 16 mm . Sumando este valor con la longitud de la sección de menor diámetro en el gorrón, se obtuvo:

$$L = 16 + 2 = 18 \text{ mm}$$

Comparando con los valores ofrecidos en el mercado, se eligieron pernos de una longitud de 20 mm . Así, se decidieron estos componentes:

Componentes de la unión del gorrón con el módulo brida del actuador neumático

- 4 pernos: DIN 912 M8 x 20

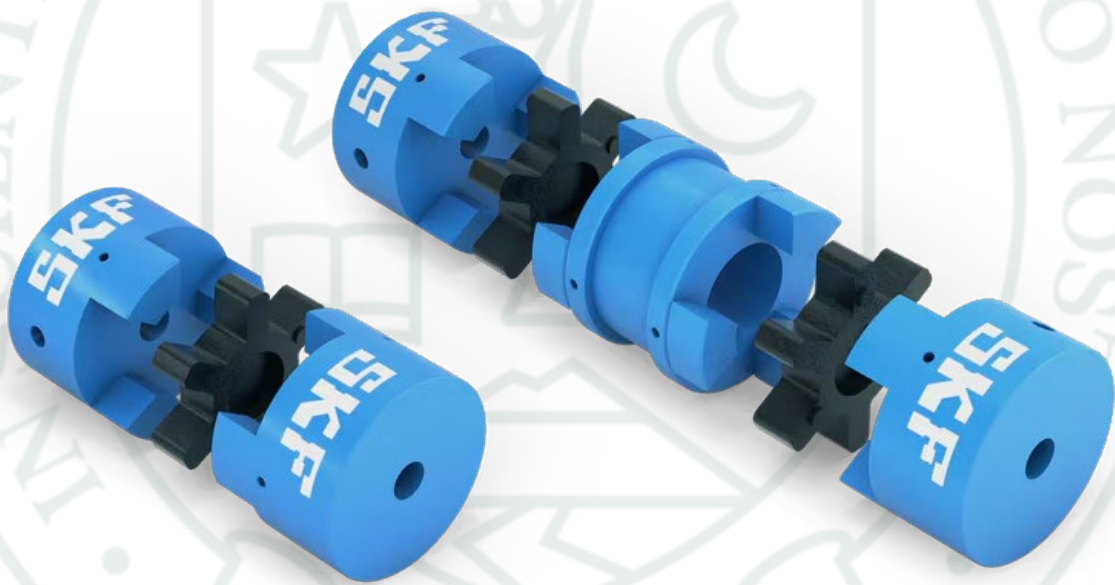
Acoplamiento flexible

Primero se debe elegir entre los acoplamientos rígidos o flexibles. Aunque los acoplamientos rígidos son más económicos y simples, no toleran ningún tipo de desalineamiento ni desviación, por lo que se decidió utilizar un acoplamiento flexible.

De entre los tipos de acoplamientos flexibles, se buscó una opción que permita trabajar con el momento de giro y revoluciones que se calcularon anteriormente, pero que no sea demasiado sobredimensionada. Entre las opciones ofrecidas en el mercado, se decidió utilizar acoplamiento tipo quijada, de araña o de garra (Figura 4.61) de la marca SKF.

Figura 4.61

Acoplamientos SKF tipo quijada, de araña o de garra



Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Viendo los valores presentados por SKF, para elementos con diámetro de 18 mm se pueden utilizar acoplamientos con rango de tamaño de 70 hasta 150 (SKF Group, 2025, pág. 141). Para elegir una alternativa promedio que sea compatible con las limitaciones de espacio, se decidió utilizar un acoplamiento sin espaciador de tamaño 90 PHE L090 (Tabla O.1). Este estará compuesto de dos cubos PHE L090 – 18MMP sin espacio para chaveta (Tabla O.2) y un inserto elastomérico de hytrel PHE L090HL (Tabla O.3).

Anillos de retención

Como ya se especificó, el sistema tendrá dos anillos de retención: uno interno encargado de evitar el desplazamiento axial del primer rodamiento y otro externo, montado sobre el eje y encargado de retener al conjunto de unión.

Para seleccionar el tipo de anillo de retención, se necesita saber la capacidad axial necesaria, el tipo de anillo y el diámetro del eje en el que se montará. Sin embargo, como explica Mott, las características de los anillos de retención dependen completamente de la oferta de los distintos fabricantes (Mott, 2006, pág. 519). Para realizar esta selección, se utilizó como referencia los anillos ofrecidos por la empresa OSN (OSN, 2025).

El anillo de tipo interno se montará en el diámetro interno de la tapa que cubrirá al rodamiento, y debido a que no se calcularon fuerzas axiales durante el análisis (y si apareciera alguna, no se espera que sea significativa), se eligieron los anillos tipo I, que siguen las pautas de fabricación de los anillos DIN 472. Considerando que el diámetro exterior de los rodamientos será igual a 32 *mm*, se obtuvieron las siguientes dimensiones del catálogo de OSN:

- Espesor del anillo: 1.20 *mm*
- Ancho de la ranura: 1.30 *mm* (OSN, 2025, pág. 2)

Respecto al anillo de tipo externo, se montará sobre una sección del eje con diámetro igual a 25 *mm*. Se eligieron los anillos tipo E, que siguen las pautas de fabricación de los anillos DIN 471, cuyas dimensiones son las siguientes:

- Espesor del anillo: 1.20 *mm*
- Ancho de la ranura: 1.30 *mm* (OSN, 2025, pág. 2)

De esta manera, los anillos elegidos para el sistema son los siguientes:

Anillos de retención

- Anillo de retención interno Tipo I DIN 472 32 x 1.2
- Anillo de retención externo Tipo E DIN 471 25 x 1.2

Buje Taper Lock

El eje se une a la barra de ventosas gracias a un elemento de unión, diseñado para unirse con soldadura a dicha barra. La manera en la que quedará montado en el eje es a través del uso de un buje Taper Lock ubicado a un lado del elemento, estando asegurado con un anillo de retención al otro lado. Se decidió utilizar un buje de la marca SKF.

Para seleccionar el buje Taper Lock se requiere conocer el diámetro del eje en el que se lo montará y el torque que puede resistir. De acuerdo con lo calculado en el diseño del eje, el diámetro tendrá un valor de 25 mm y el torque será igual a 40.6055 N · m. De las opciones propuestas por SKF, se eligió el buje PHF TB1008X25MM (Anexo P). En esta medida, el buje tendrá un agujero para chaveta poco profundo.

Chaveta

Se utilizará una chaveta en la unión del buje Taper Lock con el eje, que asegurará que no ocurran deslizamientos y que el momento se transfiera al elemento de unión. Según la norma DIN 6885-2021-1 (A) 2021, las dimensiones de la cara frontal de una chaveta dependen solo diámetro del eje. Estas dimensiones se muestran en la Tabla 4.10. Con estas medidas, sólo queda calcular la longitud de las chavetas que se utilizarán. Para esto, seguimos la fórmula adaptada de las propuestas por Mott (Diseño de elementos de máquinas, 2006, págs. 499, 500):

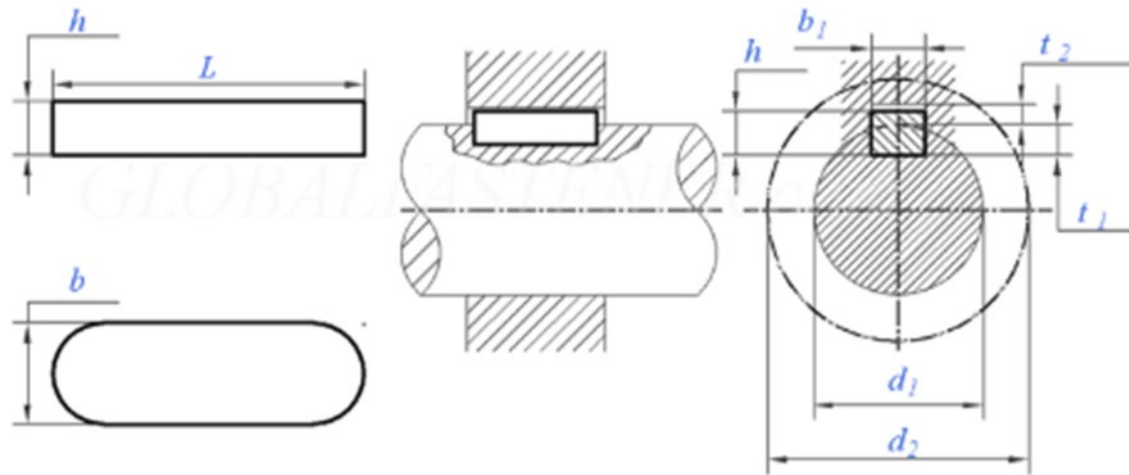
$L = \frac{4 * T * N}{D * x * s_y}$	(4.47)
-------------------------------------	--------

Donde:

- L Longitud de la chaveta
- T Momento torsor actuante
- N Factor de aplicación
- D Diámetro del eje
- x Altura o ancho de la chaveta, dependiendo del análisis
- s_y Resistencia de fluencia del material de la chaveta

Tabla 4.10

Dimensiones de chavetas y canales chaveteros según DIN 6885-1 (A) 2021



Normal size b			8	10	12	14	16	18
h			7	8	8	9	10	11
d₁	Min		22	30	38	44	50	65
	Max		30	38	44	50	58	65
b	Shaft Groove	Nominal size	8	10	12	14	16	18
	(P9)	Min	7.949	9.949	11.939	13.939	15.939	17.939
		Max	7.985	9.985	11.982	13.982	15.982	17.982
	(N9)	Min	7.964	9.964	11.957	13.957	15.957	17.957
		Max	8	10	12	14	16	18
	Min = Nominal size		4	5	5	5.5	6	7
t₁	Shaft Groove	Max	4.2	5.2	5.2	5.7	6.2	7.2
	Hub Groove	Nominal size	8	10	12	14	16	18
	(P9)	Min	7.949	9.949	11.939	13.939	15.939	17.939
		Max	7.985	9.985	11.982	13.982	15.982	17.982
	(JS9)	Min	7.982	9.982	11.9785	13.9785	15.9785	17.9785
		Max	8.018	10.018	12.0215	14.0215	16.0215	18.0215
t₂	Hub Groove,	Min = Nominal size	3.3	3.3	3.3	3.8	4.3	4.4
	Loose	Max	3.5	3.5	3.5	4	4.5	4.6
	Hub Groove,	Min = Nominal size	2.4	2.4	2.4	2.9	3.4	3.4
		Tight	2.6	2.6	2.6	3.1	3.6	3.6
	Min		d ₁ + 8	d ₁ + 8	d ₁ + 8	d ₁ + 9	d ₁ + 11	d ₁ + 11
	Max		d ₁ + 8	d ₁ + 8	d ₁ + 8	d ₁ + 9	d ₁ + 11	d ₁ + 11

Nota. Modificado de (DIN, 2021)

La variable x puede asumir su valor de acuerdo con el modo de falla que se considerará: corte a través de la interfaz eje/cubo (ancho) o falla por aplastamiento (altura). Para todas las chavetas en este diseño se asumió el análisis de falla por aplastamiento.

Para la chaveta evaluada, asumiendo el valor del momento torsor como el momento que afecta el punto C del eje, se utilizaron los siguientes valores en la Ecuación 4.47.

- $T = 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje del desapilador.
- $N = 3$ Para aplicaciones industriales (Mott, 2006, pág. 500).
- $D = 25 \text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $s_y = 352 \text{ MPa}$ Resistencia del Acero AISI 1020 CD (Anexo H).

Sin embargo, como se mencionó en la selección del buje Taper Lock, este tendrá un canal chavetero de poca profundidad: 1.3 mm en lugar de los 3.3 mm recomendados por la norma DIN 6885-1 (A) 2021 (SKF Group, 2025, pág. 151). Para casos con canales poco profundos, se deben utilizar medidas personalizadas para la cara frontal de las chavetas.

Para facilitar la fabricación de esta chaveta, se decidió mantener la medida del ancho nominal para chavetas en ejes de 25 mm de diámetro (8 mm). Utilizando como referencia las dimensiones de las chavetas presentadas en la Tabla 4.10, se decidió que la profundidad del canal chavetero en el eje será igual a 2 mm , lo que indica un valor de H igual a 3 mm .

$$L = \frac{4 * 40.6055 \text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.025 \text{ m} * 0.003 \text{ m} * 352 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$L = 0.018457 \text{ m} = 18.46 \text{ mm}$$

Se recomienda que la longitud de la chaveta no exceda la longitud del cubo donde se encuentra el canal chavetero (22.2 mm). Comparando con las medidas de chavetas estándar en el mercado, se eligió una longitud de 22 mm . Así, las dimensiones de esta chaveta serán:

Dimensiones de la chaveta personalizada en el sistema desapilador

- Ancho: 8 mm
- Alto: 3 mm
- Longitud: 22 mm

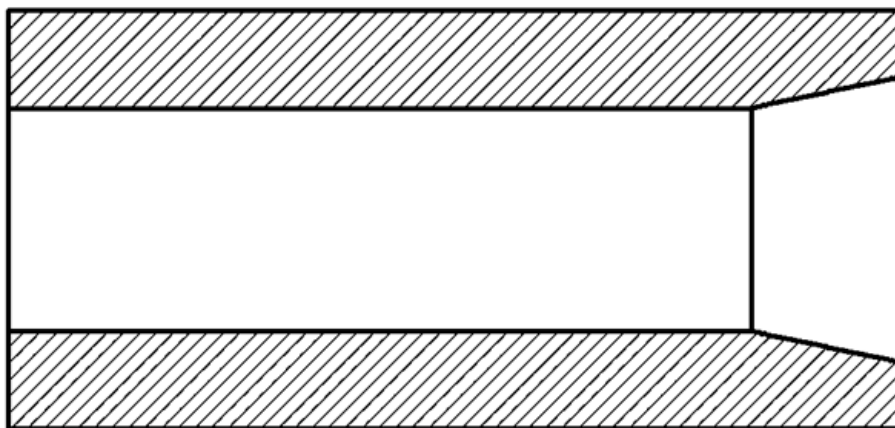
Elemento de unión

El elemento de unión tiene como función otorgar una superficie de unión a la barra de ventosas, así como transmitir el momento de giro del eje a dicha barra. Para cumplir con esta función, se diseñó un elemento que permitirá ensamblar un buje PHF TB1008X25MM en el lado más cercano al origen del giro del eje, es decir, el lado más cercano al actuador neumático giratorio.

La Figura 4.62 muestra que el elemento de unión tendrá forma cilíndrica, con un agujero que mantiene su diámetro a todo lo largo, y con mayor apertura al extremo derecho. Las medidas de estas aperturas dependerán de las medidas de los bujes de bloqueo cónico.

Figura 4.62

Boceto de la sección media del elemento de unión

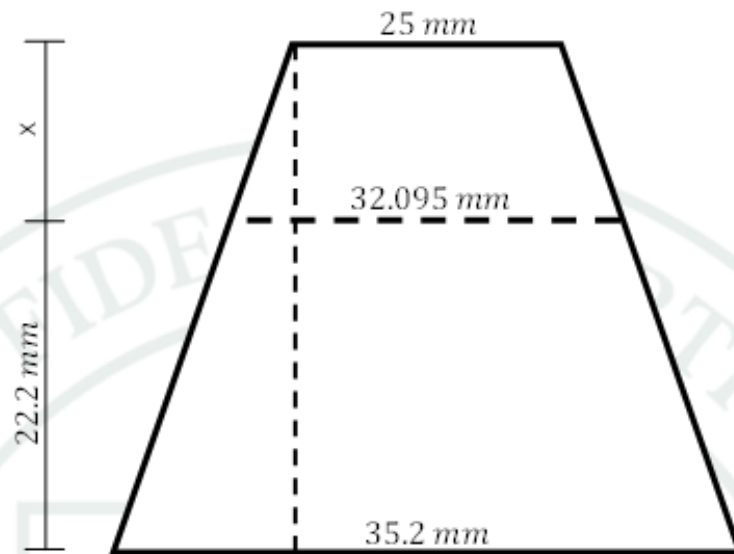


Del Anexo P se obtuvo que el diámetro mayor del extremo del buje es igual a 35.2 mm , y el largo es 22.2 mm . Sin embargo, la profundidad de la apertura en el elemento será mayor para permitir un mayor ajuste de los pernos del buje.

El diámetro del agujero que atraviesa todo el elemento de unión será de 25 mm . La apertura debe ser capaz de albergar el buje en su totalidad, y para facilitar el maquinado, se eligió mantener el mismo ángulo en toda la apertura. Para calcular la profundidad a la que llegará, se utilizó el diámetro menor del buje en su modelo en Inventor (32.095 mm) y las medidas presentadas en la Figura 4.63. Hallando la longitud x se obtuvo:

Figura 4.63

Vista lateral de la apertura del elemento de unión



$$x = \frac{\left(\frac{32.095 - 25}{2}\right) * (22.2 + x)}{\frac{35.2 - 25}{2}}$$

$$5.1 * x = 3.5475 * (22.2 + x)$$

$$(5.1 - 3.5475) * x = 78.7545$$

$$x = 50.73 \text{ mm}$$

De esta manera, se sabe que la profundidad total y ángulo de la apertura del elemento de unión serán (el cálculo se realiza en un lado de la apertura, por lo que la medida del ángulo calculada se duplica para hallar el verdadero ángulo de apertura).

$$\text{Profundidad} = 22.2 + 50.73 = 72.93 \text{ mm}$$

$$\text{Ángulo de apertura} = 2 * \tan^{-1}\left(\frac{\frac{32.095 - 25}{2}}{50.73}\right) = 2 * 4.0003^\circ = 8.0006^\circ$$

Ambos datos son necesarios para la fabricación del elemento. Los resultados finales se presentan en la Figura 4.64.

Dado que el elemento debe presentar una cara plana para unirse con la barra de ventosas, y esta se encontrará a 24 mm del eje central del elemento, la cara frontal del elemento de unión se ve como se presenta en la Figura 4.65.

Figura 4.64

Vista frontal final del elemento de unión

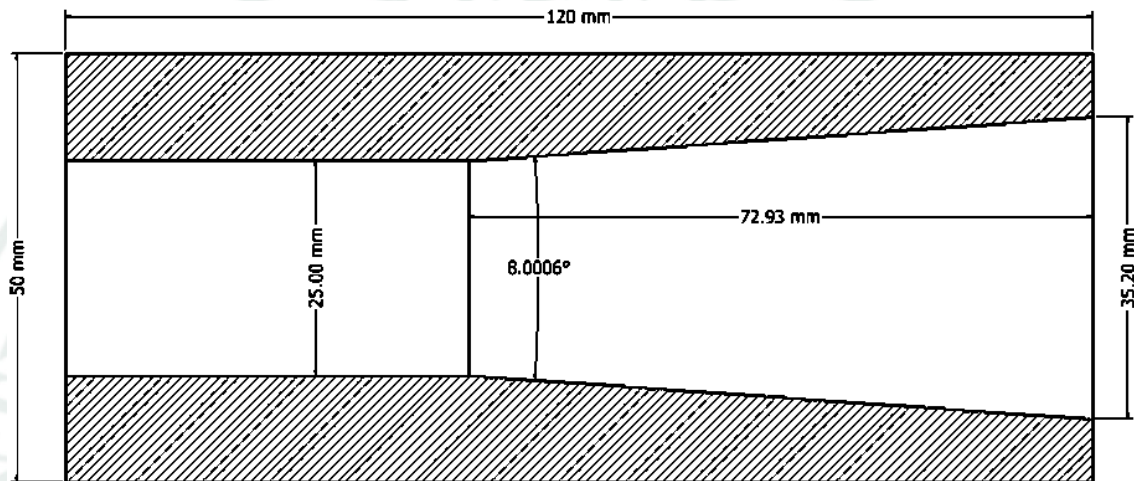
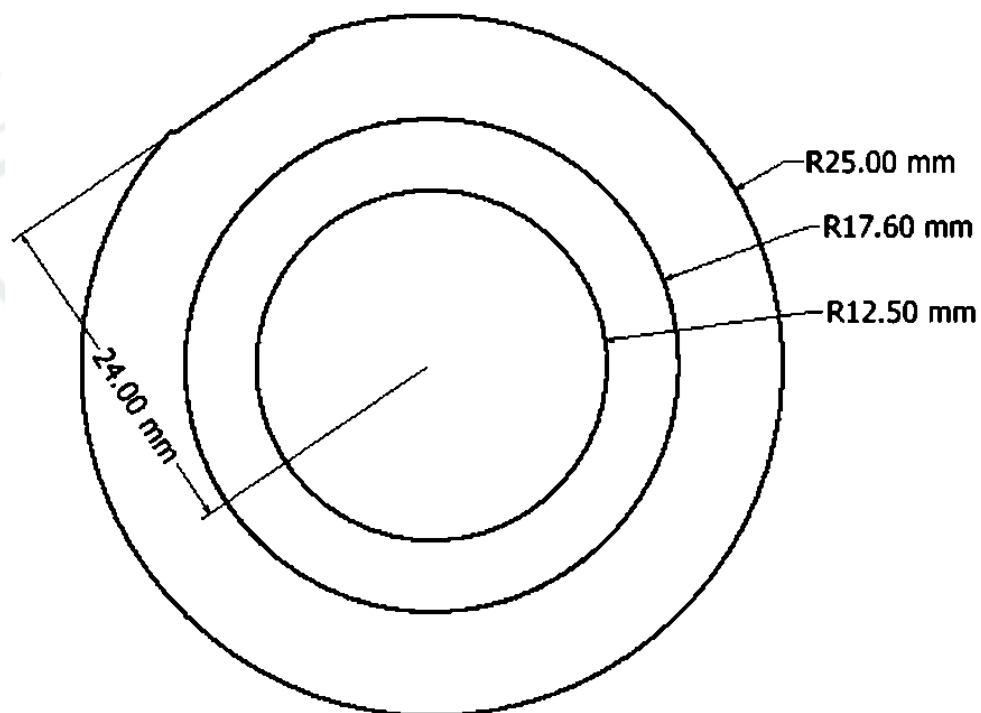


Figura 4.65

Vista lateral del elemento de unión



Conjunto de arandela y tuerca de retención

El conjunto de arandela y tuerca de retención se utilizará para mantener fijado el rodamiento ubicado en el punto D del eje. Considerando que la medida del diámetro en este punto es 20 mm, se procedió a elegir un conjunto que tenga el mismo diámetro menor.

De acuerdo con SKF, para este diámetro se deben utilizar una tuerca de retención KM 4 (Figura 4.66), junto a una arandela MB 4 (Figura 4.67) (SKF Group, 2019, pág. 1104). Para el ensamble de estos elementos se maquinará un hilo M20 x 1.0 en la sección final del eje. Los detalles de ambos elementos se presentan en la Tabla Q.1 y la Tabla R.1.

Figura 4.66

Tuerca de retención SKF KM



Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Figura 4.67

Arandela de retención SKF MB



Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

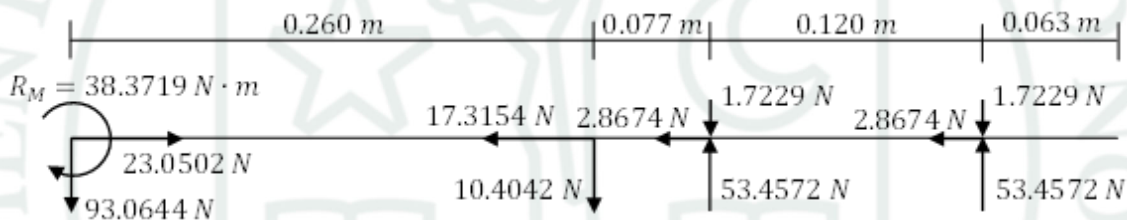
Unión permanente del sistema

El punto de unión entre la barra de ventosas y el elemento de unión con el eje debe ser capaz de transmitir el momento de giro del eje hacia la barra. Esta unión requiere tener una gran resistencia, por lo que se decidió realizar una unión soldada. Para realizar el cálculo, se asumió un ángulo recto entre el elemento de unión y la barra.

En la Figura 4.43 se pueden apreciar las fuerzas que afectarán directamente a la unión soldada. Separando dichas fuerzas en sus componentes, se realizó el diagrama de cuerpo libre de la barra de ventosas, considerando las fuerzas axiales y perpendiculares.

Figura 4.68

Diagrama de cuerpo libre de la barra de ventosas



De la Figura 4.68 se obtienen los valores de fuerzas y momentos que afectan el punto de unión donde se pondrá la soldadura. Se consideró la disposición 3 del Anexo G para esta unión soldada. Calculando los factores geométricos se obtuvo:

$$A_w = 2b = 2 * 0.12 = 0.24 \text{ m}$$

$$S_w = bd = 0.12 * 0.012 = 0.00144 \text{ m}^2$$

Utilizando las expresiones presentadas en la Tabla 4.4 se calcularon los valores de las fuerzas equivalentes. Una vez calculadas, se determinó el valor de la fuerza equivalente total.

$$f_{bv_x} = V/A_w = 23.0502 \text{ N}/0.024 \text{ m} = 96.0426 \text{ N/m}$$

$$f_{bv_y} = V/A_w = 93.0644 \text{ N}/0.024 \text{ m} = 387.7682 \text{ N/m}$$

$$f_{RM} = M/S_w = 38.3719 \text{ N} \cdot \text{m}/0.00144 \text{ m}^2 = 26\,647.1672 \text{ N/m}$$

$$f_{eT} = \sqrt{(96.0426 + 26\,647.1672)^2 + 387.7682^2} = 26\,746.0209 \text{ N/m}$$

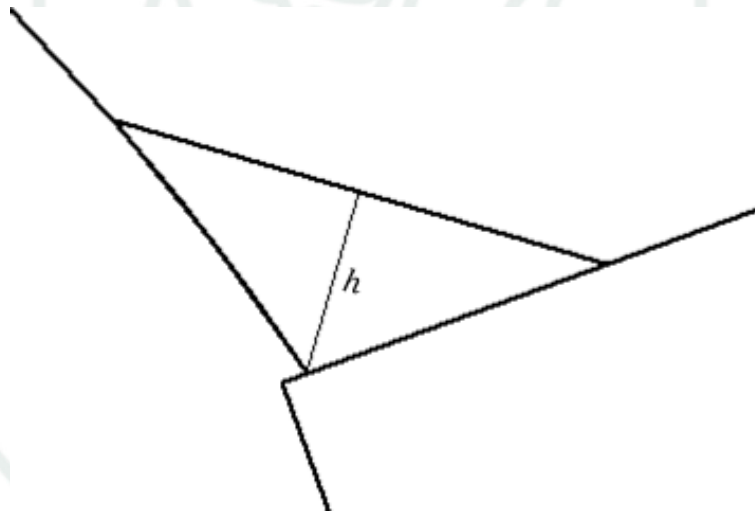
Asumiendo un electrodo ALUM-43 de la empresa INDURA, se procedió a calcular el ancho del cordón de soldadura con la Ecuación 4.25, multiplicando el valor de la fuerza equivalente por el F.S. del diseño.

$$w = \frac{2 * 26\,746.0209\text{ N/m}}{150 * 10^6\text{ Pa}} = 0.0003566\text{ m} = .3566\text{ mm}$$

El valor obtenido es bastante pequeño, por lo que se asumió que los cordones tendrán un ancho de $1/8''$ (3.175 mm). Sin embargo, las uniones no ocurrirán en un ángulo recto, ya que se encuentran entre la superficie curva del elemento de unión y las superficies planas de la barra de ventosas. Dada la geometría de los cordones de soldadura (perfil triangular), se decidió especificar el espesor h del cordón mostrado en la Figura 4.69.

Figura 4.69

Cordón de soldadura en la barra de ventosas



Dado que el valor sería menor al calculado para el ancho, se decidió asignar ese valor al espesor de los cordones. Así se determinaron los valores de las uniones soldadas.

Material del electrodo de soldadura

- Electrodo ALUM-43 (Empresa INDURA)

Espesor de los cordones de soldadura

- Espesor de las uniones $h = 1/8'' = 3.175\text{ mm}$

4.2.3. Sistema de transporte

Una vez todos los cartones han sido almacenados para su conformado y el sistema desapilador ha separado el cartón inferior del conjunto, debe transportarse dicho cartón a la zona de conformado. El sistema encargado de esta función es el denominado como “sistema de transporte”.

El sistema de transporte sólo debe realizar la función de movimiento para llevar al cartón de la zona de entrega del sistema desapilador hasta el ingreso a la zona de conformado, a la velocidad mínima necesaria establecida en el diseño de dicho sistema. El sistema de transporte debe ser capaz de mantener esta velocidad de forma constante y estable, sin grandes variaciones ni paradas imprevistas.

Para diseñar este sistema, se realizó un análisis de su geometría, el método de transporte que llevará a los cartones (empuje por cadena), el sistema motriz (motor y reductor) que generará la potencia y momentos necesarios para cumplir con las necesidades del diseño, los cálculos de diseño de los ejes conductor y conducido del sistema junto a sus rodamientos, las guías que asegurarán la llegada en la posición correcta de los cartones a la zona de conformado y los elementos y métodos de ensamble que se aplicarán en la construcción del sistema. Al igual que en el sistema desapilador, el diseño de los soportes de los rodamientos no se realizará en este trabajo.

Geometría del sistema

El sistema de conformado requiere que el ingreso de los cartones se de en un ángulo de 20° , y el sistema desapilador cubrió la diferencia de ángulos entre la zona de almacenamiento y este ángulo. Debido a esto, el sistema de transporte debe movilizarse en un ángulo de 20° , sin cambiar la inclinación mientras esté cargado con el cartón a conformar.

Para otorgar suficiente espacia a la zona de conformado para realizar su función, se decidió que la altura de entrega de los cartones será igual a 1.38 m . Considerando que esta altura difiere con la línea de recorrido de la cadena por 19.8 mm perpendicularmente (el valor del acoplamiento elegido posteriormente, visto en la Figura 4.73), se calculó la altura máxima de línea de recorrido para hallar la máxima longitud de transporte.

$$l_{CTm\acute{a}x} = \frac{(1\,380 - 19.8 * \cos 20^{\circ}) \text{ mm}}{\sin 20^{\circ}}$$

$$l_{CTm\acute{a}x} = \frac{1\,361.3941 \text{ mm}}{\sin 20^{\circ}} = 3\,980.45 \text{ mm}$$

El punto más bajo propuesto del magazine fue calculado como 470 *mm*. Sin embargo, tras los cálculos realizados en la zona de almacenamiento, el nuevo valor del punto más bajo es igual a 642.36 *mm*, valor tomado del modelo en Inventor. Aunque el punto más bajo de la cadena de transporte será menor a este valor, se decidió utilizar este valor como referencia. Por lo tanto, la longitud de la cadena que puede despreciarse es igual a:

$$l_{CTop} = \frac{642.36 \text{ mm}}{\sin 20^{\circ}} = 1\,878.1350 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la mínima distancia que puede tener la cadena en su trayecto de transporte se calculó como:

$$l_{CTm\acute{i}n} = 3\,980.4500 - 1\,878.1350 = 2\,102.3150 \text{ mm}$$

Considerando que el punto más bajo de la cadena se encuentra por debajo de la zona de almacenamiento, y para otorgar espacio suficiente para que no haya impactos con el sistema desapilador, muy cercano a esta zona, se decidió que la longitud l_{CT} del trayecto de transporte sea igual a 2 500 *mm*.

Utilizando este valor, y sabiendo que la altura máxima del recorrido es igual a 1 361.3941 *mm*, se procedió a calcular la altura mínima del recorrido de ida de la cadena, punto que se ubicará bajo el magazine de la zona de almacenamiento.

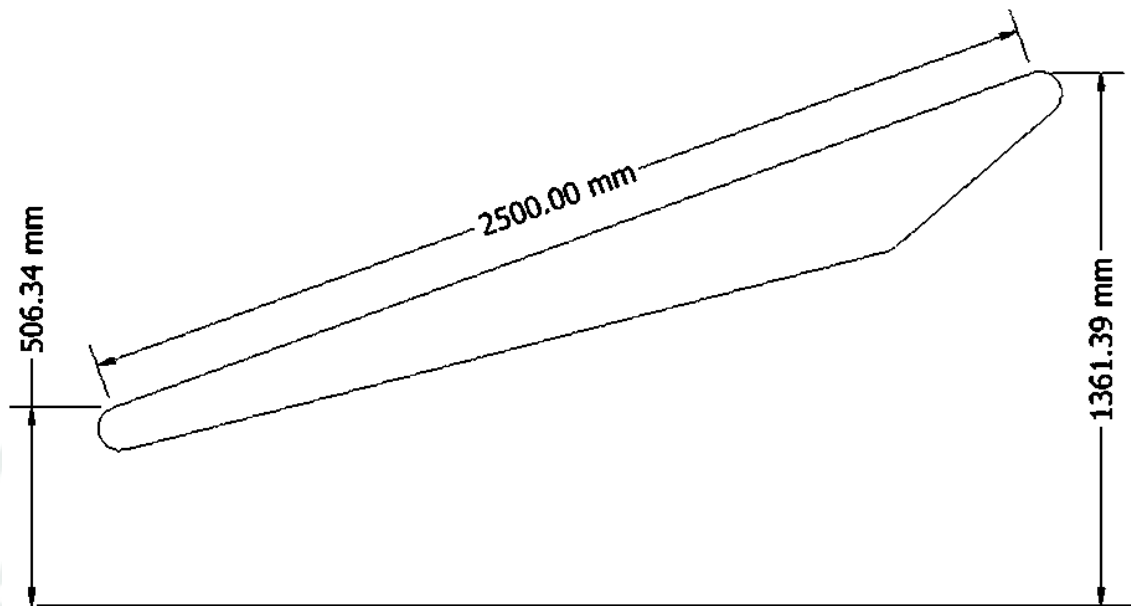
$$\frac{h_{CTm\acute{i}n}}{l_{CTm\acute{a}x} - l_{CT}} = \frac{1\,361.3941 \text{ mm}}{3\,980.4500 \text{ mm}}$$

$$h_{CTm\acute{i}n} = 0.3420 * (3\,980.4500 - 2\,500) \text{ mm} = 506.34 \text{ mm}$$

Con estos valores se plasmó la Figura 4.70, considerando que, al utilizarse cadenas para realizar el transporte, es necesario utilizar un tensor en la cadena, por lo que el recorrido de regreso de la cadena no será paralelo al de ida.

Figura 4.70

Forma general de la cadena de transporte



Utilizando la Figura 4.70 como base, se procedió a calcular la longitud de la cadena en base a las siguientes variables:

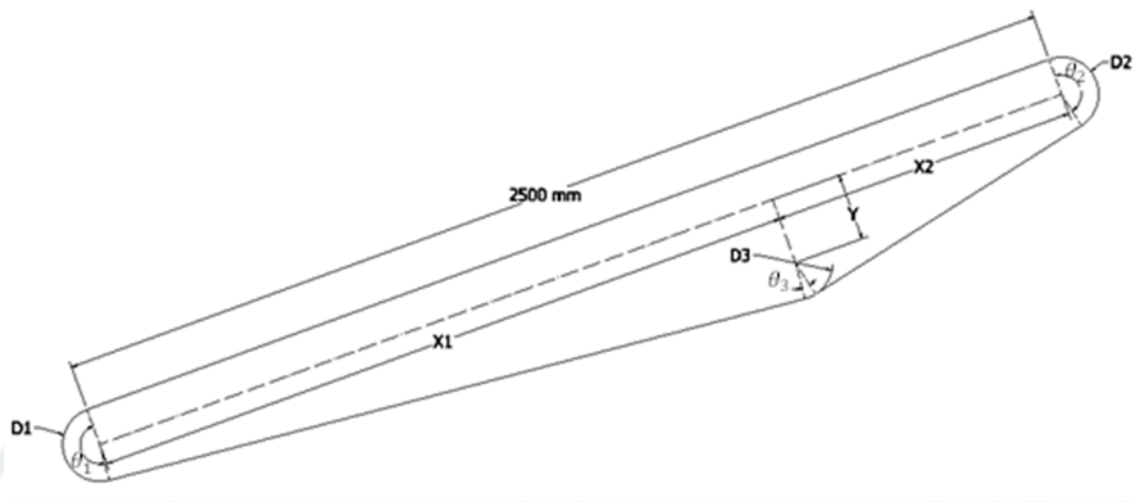
- D_1 Diámetro de paso del sprocket conducido
- D_2 Diámetro de paso del sprocket conductor
- D_3 Diámetro de paso del sprocket tensor
- x_1 Distancia entre sprocket conducido y tensor, alineada a los centros
- x_2 Distancia entre sprocket tensor y conductor, alineada a los centros
- y Distancia perpendicular entre sprocket tensor línea de centros
- θ_1 Ángulo de contacto en el sprocket conducido
- θ_2 Ángulo de contacto en el sprocket conductor
- θ_3 Ángulo de contacto en el sprocket tensor

La posición de cada variable se ve representada en la Figura 4.71.

Debido a las propiedades geométricas de figuras cerradas, se sabe que la suma de los 3 ángulos de contacto es igual a 2π radianes. Además, se observa que la suma de las distancias x_1 y x_2 es igual a 2 500 mm. Con esto, se establecieron las siguientes relaciones:

Figura 4.71

Geometría general de la cadena de transporte



$$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 2\pi \text{ radianes} \quad (4.48)$$

$$x_1 + x_2 = 2500 \text{ mm} \quad (4.49)$$

Las variables presentadas no contemplan las longitudes de la cadena que une los sprockets conductor y conducido con el tensor. Sin embargo, estas pueden ser calculadas utilizando el teorema de Pitágoras con las distancias x_1 , x_2 y y .

$$d_{1-3} = \sqrt{x_1^2 + y^2} \text{ mm} \quad (4.50)$$

$$d_{2-3} = \sqrt{x_2^2 + y^2} \text{ mm} \quad (4.51)$$

Los ángulos de contacto pueden definirse de acuerdo con las distancias x_1 , x_2 y y . De la Figura 4.71 se concluye que los ángulos θ_1 y θ_2 son menores que π radianes, por lo que:

$$\theta_1 = \pi - \tan^{-1} \frac{y}{x_1} \text{ radianes} \quad (4.52)$$

$$\theta_2 = \pi - \tan^{-1} \frac{y}{x_2} \text{ radianes} \quad (4.53)$$

Para calcular el valor del último ángulo de contacto (θ_3), se reemplazaron las Ecuaciones 4.52 y 4.53 en la Ecuación 4.48:

$$\theta_3 = \tan^{-1} \frac{y}{x_1} + \tan^{-1} \frac{y}{x_2} \text{ radianes} \quad (4.54)$$

Con estas relaciones establecidas, se procedió a expresar la longitud de la cadena en la Ecuación 4.55, de acuerdo con las variables mencionadas.

$$L_{cadena} = \frac{D_1}{2} * \theta_1 + 2\,500\,mm + \frac{D_2}{2} * \theta_2 + d_{2-3} + \frac{D_3}{2} * \theta_3 + d_{1-3} \quad (4.55)$$

Para resolver esta ecuación, ciertas variables tendrán que definirse con valores de diseño, de manera que sólo una de ellas quede como incógnita. Estos valores se irán decidiendo a medida que se sigan evaluando las necesidades y recomendaciones para el diseño de cadenas.

Respecto al sistema motriz, dado que el lado tenso de la cadena será sobre el que se transportará lo cartones, se espera que este sistema se ubique en la zona más cercana al punto de entrega a la zona de conformado.

Para asegurar que los cartones lleguen a la zona de conformado sin desviaciones respecto a la posición de entrega deseada, se optó por utilizar 2 cadenas de eslabones, como puede observarse en la Figura 4.14.

Cadena de transporte

Las cadenas impulsadas en este sistema, a pesar de no cumplir la función de transferencia de potencia entre sus ejes, fueron seleccionadas bajo los parámetros utilizados en el proceso de análisis de cadenas de transmisión de potencia, asumiendo que la potencia esperada en la cadena es la necesaria para movilizar su carga en el tiempo esperado.

Cadena de rodillos

La selección de las cadenas de rodillos requiere definir los siguientes parámetros:

- Paso de cadena
- Longitud de cadena en pasos
- Distancia entre centros
- Tipos de sprockets
- Dimensiones de sprockets

Para cumplir con este objetivo, se utilizó el procedimiento de selección de cadenas de transmisión presentado por Mott que propone:

- 1) Especificar el factor de servicio y calcular la potencia de diseño.
- 2) Calcular la relación deseada de transmisión.
- 3) Seleccionar el paso de cadena y dientes del sprocket pequeño.
- 4) Calcular la cantidad necesaria de dientes del sprocket grande.
- 5) Calcular la velocidad de salida esperada.
- 6) Calcular los diámetros de paso de los sprockets.
- 7) Especificar la distancia entre centros nominal.
- 8) Calcular la longitud necesaria de la cadena en pasos.
- 9) Especificar un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros.
- 10) Calcular el ángulo de contacto en cada sprocket. (Mott, 2006, págs. 293-294)

Conociendo el procedimiento de selección de cada cadena, se procedió a resolver cada uno de los puntos. El procedimiento se realizó para una sola cadena, asumiendo que la segunda tendrá los mismos valores. Se evaluaron los datos de acuerdo con la norma ANSI para cadenas de transmisión, por lo que se utilizaron principalmente medidas en el sistema inglés.

1) Especificar el factor de servicio y calcular la potencia de diseño.

De acuerdo con el Anexo S, el tipo de carga e impulsor que tendrá el sistema definirá el factor de servicio. Se proyecta que el sistema de transporte será impulsado con un motor eléctrico, y su carga será del tipo uniforme, sin choques moderados o pesados. Estas elecciones producen que el factor de servicio sea igual a:

$$F.S. = 1.0$$

Para calcular la potencia de diseño en este sistema, se estableció que la potencia entregada en el eje conductor es la que gobernará en diseño de la cadena. Para calcularla se utilizó la Ecuación 4.56, presentada por Hibbeler (Mecánica de Materiales, 2011, pág. 190):

$P = T * \omega$	(4.56)
------------------	--------

Donde:

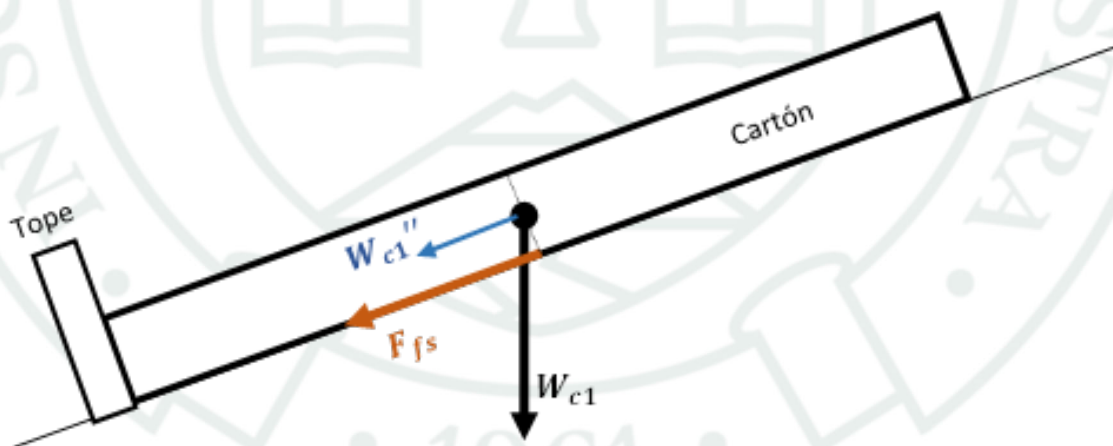
- P Potencia del eje
- T Par de torsión aplicado al eje
- ω Velocidad angular del eje

Para obtener el valor del par de torsión, es necesario calcular la fuerza aplicada sobre el eje en su punto crítico, así como la distancia entre el punto de aplicación de dicha fuerza y el centro del eje.

Debido a que al inicio del movimiento del sistema el cartón es posicionado sobre la cadena en reposo, se consideró que el punto crítico del sistema ocurre en el instante que el cartón inicia su movimiento, pues en este punto la resistencia ofrecida por la fuerza de fricción alcanza su mayor valor. La potencia aplicada en el eje debe ser capaz de superar las fuerzas que se oponen al movimiento del cartón, por lo que se calcularon las mismas. La Figura 4.72 representa las fuerzas a calcular.

Figura 4.72

Diagrama de cuerpo libre del cartón trasladado



De esta manera, se identificaron las fuerzas W_{c1}' y F_{fs} como las fuerzas que se opondrán al movimiento del cartón. Ambas fuerzas están conectadas al peso del cartón, siendo la primera una componente de este, y la segunda se calcula utilizando la otra componente.

Se definió anteriormente que la masa de 1 cartón prefabricado es igual a 0.3574 kg, por lo que el peso del cartón movilizado es igual a:

$$W_{c1} = 0.3574 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{c1} = 3.5059 \text{ N}$$

Sabiendo que el ángulo de inclinación del sistema es de 20°, se calculó la componente W_{c1}'' , paralela a la línea inclinada del sistema.

$$W_{c1}'' = W_{c1} * \sin 20^\circ$$

$$W_{c1}'' = 3.5059 \text{ N} * \sin 20^\circ = 1.1991 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza F_{fs} , siendo esta la resistencia ofrecida por la fuerza de fricción entre el cartón prefabricado y las guías metálicas, se utilizó la fórmula presentada por Beer y transcrita en la Ecuación 4.57 en (2010, pág. 413).

$F_{fs} = \mu_s * N$	(4.57)
----------------------	--------

Donde:

- F_{fs} Fuerza de fricción estática
- μ_s Coeficiente de fricción estática
- N Fuerza normal ejercida sobre la superficie

Consultando los datos presentados en el Anexo B, se eligió el valor del coeficiente de fricción estática como el correspondiente al metal sobre madera, es decir, 0.60.

La fuerza normal ejercida sobre la superficie de movimiento es igual a la segunda componente del peso del cartón, que se calculó de la siguiente manera:

$$N_{c1} = |W_{c1}'| = W_{c1} * \cos 20^\circ$$

$$N_{c1} = 3.5059 \text{ N} * \cos 20^\circ$$

$$N_{c1} = 3.2945 \text{ N}$$

Los cartones, sin embargo, no reposarán únicamente en las guías. En total, el cartón movilizado contará con seis apoyos: dos en las guías en sus extremos y los otros cuatro en los acoplamientos correspondientes en las cadenas. Así, se modificó el valor de la fuerza normal que se consideró en el cálculo de la siguiente manera:

$$N_{c1}' = \frac{3.2945 \text{ N}}{6} = 0.5491 \text{ N}$$

Con los datos establecidos, y sabiendo que la resistencia se producirá en dos apoyos (ambas guías), se resolvió la Ecuación 4.57.

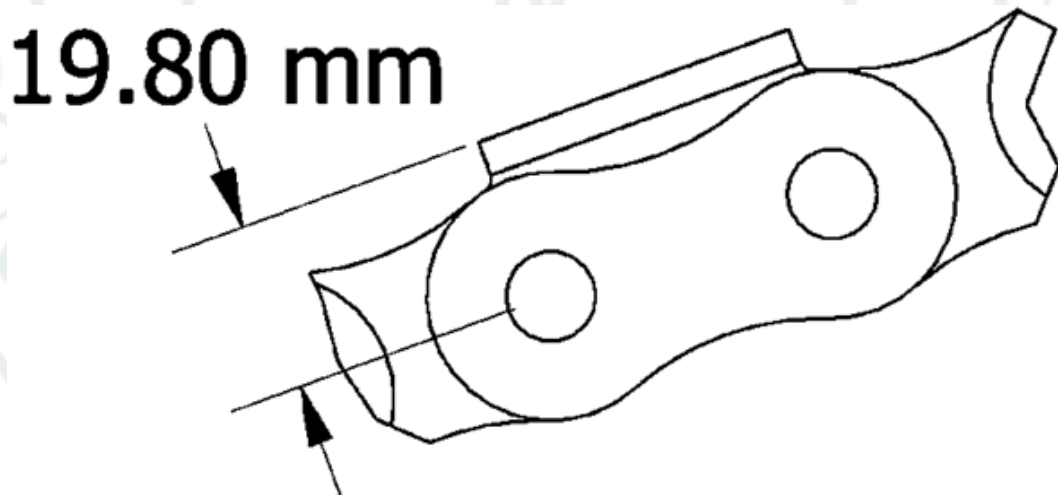
$$F_{fs} = 0.60 * (2 * 0.5491 \text{ N}) = 0.6589 \text{ N}$$

Sin embargo, las fuerzas W_{c1}'' y F_{fs} no pueden sumarse. Como se ve en la Figura 4.72, la línea de aplicación de estas no está alineada, con la componente del peso aplicada en el centro del cartón y la fuerza de fricción en el plano de contacto entre el cartón y las guías.

El otro dato necesario para determinar el par de torsión es la distancia entre ambas fuerzas y el centro del eje. Considerando que el elemento de unión entre las cadenas y el eje son sus respectivos sprockets, es necesario calcular el diámetro de paso de estos.

Figura 4.73

Distancia del centro del eslabón y la superficie del acoplamiento K-1



Para realizar este cálculo, fue necesario avanzar a los puntos 3 y 6 del procedimiento de selección, donde se estableció el paso de la cadena como 1.25'', el correspondiente a una cadena ANSI 100 (Anexo T), y el diámetro de paso como 132.6700 mm. La distancia entre el punto de contacto del cartón y la cadena se puede visualizar en la Figura 4.73, que sigue los parámetros para acoplamientos K-1 para una cadena ANSI 100 (Tabla U.1).

Considerando el ancho de los cartones como 6 mm (Figura 4.15), se determinaron las distancias del punto de aplicación de cada fuerza con el eje:

$$d_{W_{c1''}} = \frac{0.1327}{2} + 0.0198 + \frac{0.0060}{2} = 0.08913 \text{ m}$$

$$d_{F_{fs}} = \frac{0.1327}{2} + 0.0198 = 0.08613 \text{ m}$$

Finalmente, conociendo las distancias del punto de aplicación de cada fuerza, se calculó el par de torsión total:

$$T_{W_{c1''}} = W_{c1''} * d_{W_{c1''}} = 1.1991 \text{ N} * 0.08913 \text{ m} = 0.10688027 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{F_{fs}} = F_{F_{fs}} * d_{F_{fs}} = 0.6589 \text{ N} * 0.08613 \text{ m} = 0.05675355 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{total} = T_{W_{c1''}} + T_{F_{fs}} = 0.10688027 + 0.05675355 = 0.16363383 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Habiendo calculado el par de torsión total que la cadena necesita superar para realizar su movimiento, se calculó el valor deseado de velocidad angular.

Anteriormente, se estableció que la velocidad mínima de entrega a la zona de conformado es igual a 3.5 m/s. Este valor es equivalente a la velocidad tangencial mínima necesaria con la que el cartón debe movilizarse. De acuerdo con Beer, la velocidad tangencial se puede expresar según la Ecuación 4.58 (Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica, 2013, pág. 760):

$v = r * \omega$	(4.58)
------------------	--------

Donde:

- v Velocidad tangencial
- r Distancia entre el eje y el punto evaluado
- ω Velocidad angular

Para calcular la potencia de movimiento, se necesita conocer la velocidad angular de la cadena. Acomodando la Ecuación 4.58, se obtuvo:

$$\omega = \frac{v}{r} \tag{4.59}$$

La distancia r debe representar la distancia que existe entre el eje y el punto que se desea que tenga la velocidad tangencial definida por el diseño. Considerando que la Ecuación 4.58 demuestra que el valor de la velocidad tangencial es directamente proporcional con la distancia, se puede asumir que la velocidad mínima deseada debe ocurrir en el punto más cercano al eje, es decir, donde la distancia es menor.

El punto que cumple con esta condición es el punto de contacto entre el cartón y el acoplamiento de la cadena, ya que asegura que el cartón llegue a la zona de conformado a una mayor velocidad. Considerando esto, se resolvió la Ecuación 4.59.

$$\omega = \frac{3.5 \text{ m/s}}{\left(\frac{0.1327}{2} + 0.0198\right) \text{ m}} = 40.63 \text{ rad/s}$$

Con todos los valores definidos, se resolvió la Ecuación 4.56 para conocer la potencia necesaria para realizar el movimiento:

$$P = 0.16363383 \text{ N} \cdot \text{m} * 40.63 \text{ rad/s} = 6.65 \text{ W}$$

Finalmente, para conocer la potencia de diseño, se multiplica el factor de servicio con la potencia encontrada:

$$P_{\text{diseño}} = 1.0 * 6.65 \text{ W} = 6.65 \text{ W}$$

2) Calcular la relación deseada de transmisión.

En la cadena de transporte no se transmitirá potencia. Para que todos los puntos de la cadena mantengan la misma velocidad, se asumió que la relación deseada es igual a 1.

3) Seleccionar el paso de cadena y dientes del sprocket pequeño.

Para seleccionar el paso de cadena, se utilizó la relación entre el mismo y la distancia entre centros del sistema, propuesta en el libro “Mechanical Design of Machine Elements and Machines” de Collins.

Esta relación establece que el rango óptimo de la medida de la distancia entre centros está entre 30 a 50 pasos de cadena. Sin embargo, este rango puede aumentar hasta un máximo

de 80 pasos, punto en el que el funcionamiento de la cadena deja de ser confiable (Collins et al., 2010, pág. 775).

Por razones de espacio en el ensamble, se desea que el diámetro de paso de los sprockets sea el menor posible. Este valor es directamente proporcional al paso de cadena y al número de dientes del sprocket, por lo que se analizó el menor paso de cadena posible que cumpla con los rangos propuestos. Así, se calculó el paso de la cadena como:

$$p \geq \frac{2\,500\text{ mm}}{80} \geq \frac{98.43\text{ pulg}}{80}$$
$$p \geq 1.23\text{ pulg}$$

Para tener un paso de cadena nominal, se decidió utilizar un paso de 1.25", lo que equivale a utilizar una cadena simple de rodillos ANSI 100 (Anexo T). Asumiendo este valor, la relación entre la distancia entre centros y el paso se calculó como:

$$N^{\circ}\text{ de pasos} = \frac{98.43\text{ pulg}}{1.25\text{ pulg}} = 78.74$$

Este valor está dentro de los rangos propuestos, por lo que aceptó la elección de la cadena con paso de 1.25".

Utilizando el mismo criterio presentado en la elección del paso de cadena, se eligió la menor cantidad de dientes posible para el sprocket pequeño. Los productos ofrecidos en algunas marcas presentan como mínimo sprockets de hasta 9 dientes, pero este número es muy poco utilizado, siendo normalmente los sprockets de 11 o 13 dientes los más pequeños comercialmente utilizados. Para facilitar el acceso a repuestos y productos en caso de mantenimiento y generar el mayor espacio posible entre cadenas, se decidió utilizar sprockets de 13 dientes.

4) Calcular la cantidad necesaria de dientes del sprocket grande.

La relación de dientes entre el sprocket pequeño y el grande es igual a la relación de transmisión. Considerando que, para este sistema, la relación es igual a 1, se asumió que ambos sprockets tendrán el mismo número de dientes, es decir, 13 dientes.

5) Calcular la velocidad de salida esperada.

La velocidad de salida y entrada se mide con revoluciones por minuto, y están relacionadas a través de la relación entre la cantidad de dientes de los sprockets, los que están relacionados a su vez a través de la relación de transmisión deseada. Esta relación la propone Mott y está plasmada en la Ecuación 4.60 (Mott, 2006, pág. 293):

$n_2 = n_1 * \frac{N_1}{N_2}$	(4.60)
-------------------------------	--------

Donde:

- n_2 Velocidad de salida en *rpm*
- n_1 Velocidad de entrada en *rpm*
- N_1 Número de dientes del sprocket de entrada (pequeño)
- N_2 Número de dientes del sprocket de salida (grande)

Sin embargo, en esta aplicación, la ecuación permitió establecer la velocidad de entrada en este sistema, dado que la velocidad de salida fue calculada en el punto 1 del procedimiento de selección, aunque este valor se obtuvo en otras unidades. Al resolver la Ecuación 4.60 se obtuvo:

$$40.63 \text{ rad/s} = n_1 * \frac{13}{13}$$

$$n_1 = 40.63 \text{ rad/s}$$

Transformando el valor conocido a las unidades deseadas:

$$n_1 = n_2 = 40.63 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right) * \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right)$$

$$n_1 = n_2 = 388.03 \text{ rpm}$$

6) Calcular los diámetros de paso de los sprockets.

Para calcular el diámetro de paso de un sprocket, se utilizó la fórmula propuesta por Mott y presentada en la Ecuación 4.61 (Mott, 2006, pág. 291):

$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)}$	(4.61)
-----------------------------------	--------

Donde:

- D Diámetro de paso
- p Paso de la cadena
- N Número de dientes del sprocket

El paso de cadena se eligió en el punto 3 del procedimiento de selección, siendo igual a 1.25". Además, en los puntos 3 y 4 del procedimiento se decidió el número de dientes de ambos sprockets. Adelantándonos a la selección de los tensores, el fabricante ofrece sprockets de 13 dientes como mínimo para el paso de cadena elegido, por lo que se eligió este número de dientes para el sprocket tensor de cadena.

Así, se estableció el diámetro de paso de los sprockets con la Ecuación 4.61.

$$D = \frac{1.25''}{\sin(180^\circ/13)}$$
$$D = 5.2232'' = 132.6700 \text{ mm}$$

7) Especificar la distancia entre centros nominal.

La distancia entre centros nominal se define en número de pasos, y fue calculada en el punto 3 del procedimiento de selección, obteniendo el valor de 78.74 pasos.

8) Calcular la longitud necesaria de la cadena en pasos.

El cálculo de la longitud necesaria en pasos de la cadena puede realizarse utilizando la fórmula presentada por Mott y transcrita en la Ecuación 4.62 (Mott, 2006, pág. 290):

$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$	(4.62)
---	--------

Donde:

- L Longitud de la cadena en pasos
- C Distancia entre centros en pasos
- N_1 Número de dientes del sprocket conductor (pequeño)
- N_2 Número de dientes del sprocket conducido (grande)

Aunque esta ecuación no es exacta para el cálculo de la cadena diseñada, puede utilizarse para conocer el mínimo número de pasos de la cadena. Reemplazando los datos en la Ecuación 4.62 se obtuvo:

$$L = 2 * 78.74 + \frac{13 + 13}{2} + \frac{(13 - 13)^2}{4 * \pi^2 * 78.74} = 157.48 + 13 = 170.48 \text{ pasos}$$

De esta manera, se definió que la cadena tendrá un mínimo de 170.48 pasos, ignorando la presencia del sprocket del tensor.

9) Especificar un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros.

Habiendo calculado la menor longitud necesaria en pasos de la cadena, se procedió a elegir un número par de pasos para calcular la distancia teórica entre centros. La razón de elegir un número par es que los eslabones de la cadena se ensamblan en pares, con un eslabón externo y otro interno. La relación propuesta por Mott y presentada en la Ecuación 4.63 es (Mott, 2006, pág. 290):

$C = \frac{1}{4} * \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8 * (N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$	(4.63)
---	--------

Donde:

- C Distancia entre centros en pasos
- L Longitud de la cadena en pasos
- N_1 Número de dientes del sprocket conductor (pequeño)
- N_2 Número de dientes del sprocket conducido (grande)

El valor obtenido de la Ecuación 4.63 está determinado en número de pasos. Este resultado debe transformarse a unidades de longitud, de acuerdo con el sistema de unidades utilizado en el diseño.

Sin embargo, en este diseño la distancia entre centros ya está determinada desde el análisis de la geometría del sistema, y es igual a 2 500 *mm*.

10) Calcular el ángulo de contacto en cada sprocket.

La cadena entra en contacto con cada sprocket con un ángulo de contacto. Las ecuaciones propuestas por Mott para calcular el ángulo de contacto en un sistema con dos sprockets son (Mott, 2006, pág. 291):

$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$	(4.64)
$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$	(4.65)

Donde:

- θ_1 Ángulo de contacto del sprocket conductor (pequeño)
- θ_2 Ángulo de contacto del sprocket conducido (grande)
- D_1 Diámetro del sprocket conductor (pequeño)
- D_2 Diámetro del sprocket conducido (grande)
- C Distancia entre centros

Resolviendo las Ecuaciones 4.64 y 4.65 se obtuvo:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1}[(13 - 13)/2C] = 180^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1}[(13 - 13)/2C] = 180^\circ$$

Los resultados demuestran que, al tener la misma cantidad de dientes en ambos sprockets, los ángulos de contacto teóricos son iguales en ambos puntos.

Sin embargo, los ángulos de contacto reales están definidos por las Ecuaciones 4.52, 4.53 y 4.54, los cuales consideran también la presencia del sprocket tensor. La resolución de dichas ecuaciones se realizará después de haber seleccionado el tensor de cadena.

Con estos últimos datos calculados, se ha cumplido con el procedimiento de selección.

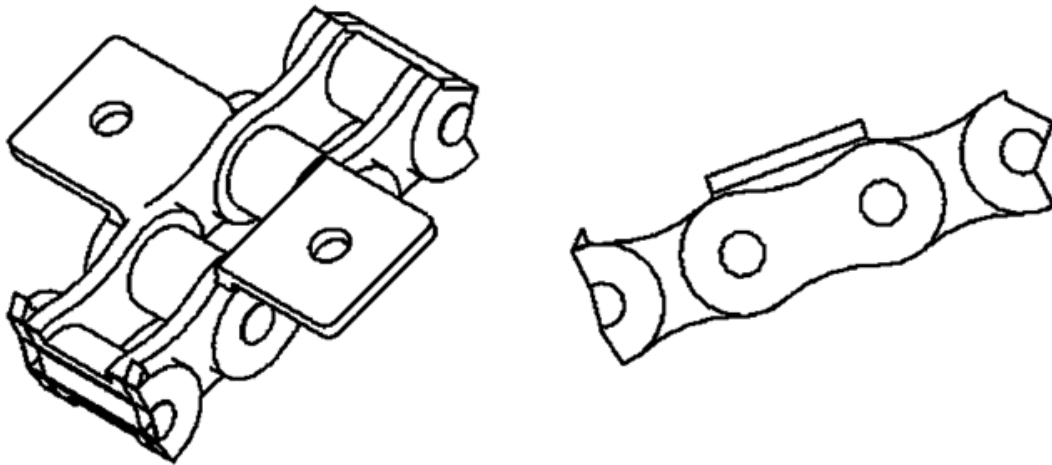
Acoplamientos de cadena

Con el objetivo de utilizar la cadena seleccionada para transportar los cartones a la zona de conformado, se decidió utilizar acoplamientos en lugares específicos a lo largo de la cadena de rodillos. Para seleccionar los acoplamientos que se utilizarán en el diseño, se

utilizaron las designaciones ofrecidas por SKF (Power Transmission Products, 2025, págs. 76-79). Los acoplamientos seleccionados deben cumplir con 2 funciones: Evitar el contacto directo de los cartones con los eslabones y asegurar que estos se muevan en conjunto.

Figura 4.74

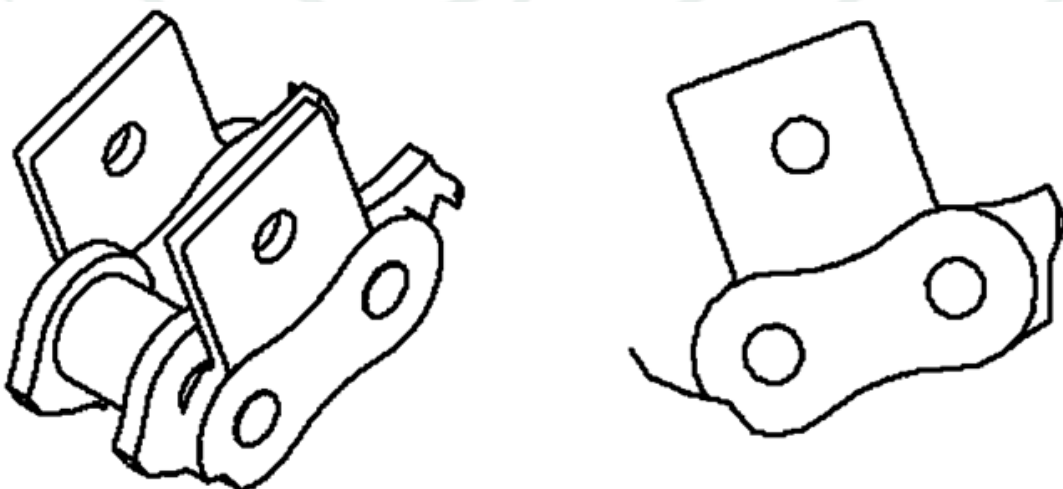
Acoplamientos tipo K-1 para cadena de rodillos



Para evitar el contacto directo, se eligieron los acoplamientos tipo K-1, que presentan un área de apoyo para los cartones por encima del resto de la cadena. Los acoplamientos se muestran en la Figura 4.74, y sus medidas están especificadas en la Tabla U.1.

Figura 4.75

Acoplamientos tipo SK-1/M1 para cadena de rodillos

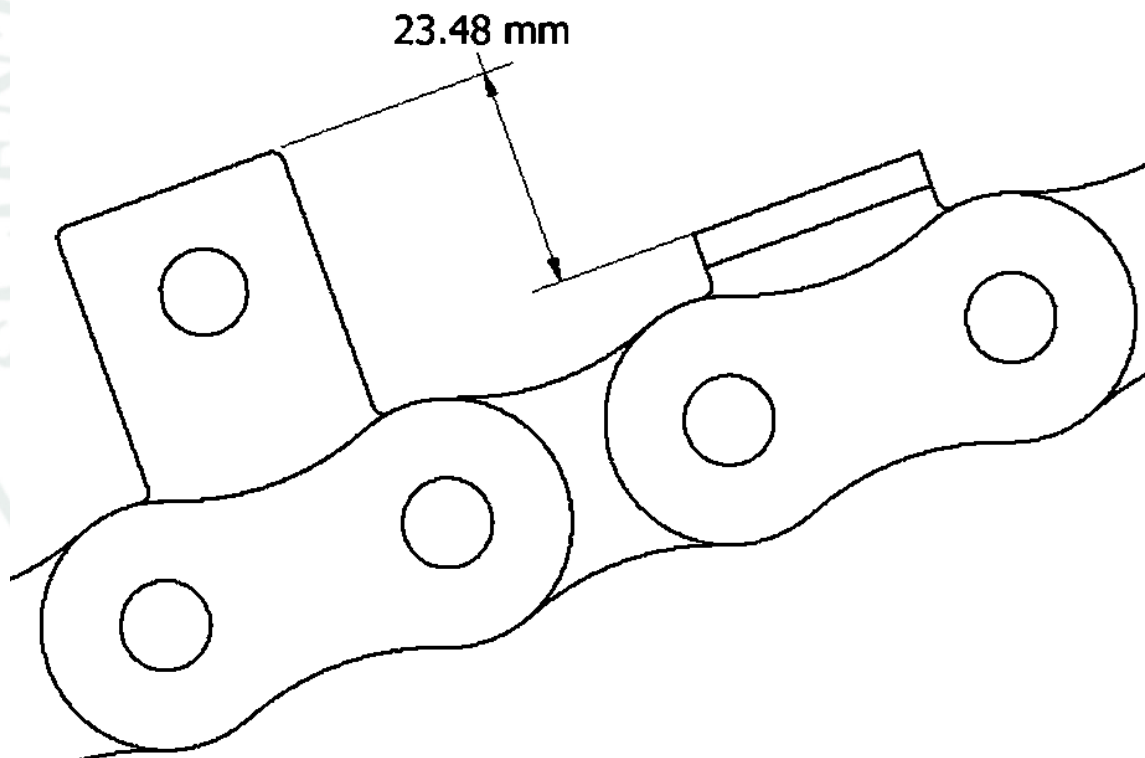


Para cumplir con la función de asegurar el movimiento de los cartones con la cadena, se eligieron los acoplamientos tipo SK-1/M1. Estos acoplamientos pueden empujar los cartones apoyados en los acoplamientos tipo K-1, manteniéndolos en el lugar esperado durante el transporte. Los acoplamientos se muestran en la Figura 4.75, y sus medidas están especificadas en la Tabla U.2.

Considerando el ancho de los cartones como 6 mm (Figura 4.15), se espera que la diferencia entre la altura del acoplamiento tipo SK-1/M1 y la superficie de apoyo del acoplamiento tipo K-1 cubra dicha distancia. La Figura 4.76 muestra dicha diferencia, comprobando que ambos acoplamientos en conjunto cubren el ancho de los cartones.

Figura 4.76

Diferencia de altura entre acoplamientos



Otro detalle que puede apreciarse en la Figura 4.76 es que ambos acoplamientos se encuentran separados por una distancia de 2 eslabones, o pasos de cadena. Todos los acoplamientos estarán separados por un número par de eslabones para asegurar que todos se encuentren en el mismo tipo de eslabón.

Para ofrecer una superficie más estable para el apoyo de los cartones, se calculó la distancia entre los acoplamientos K-1 de acuerdo con la longitud conocida de los cartones establecida en la Figura 4.15, es decir, 601.14 mm.

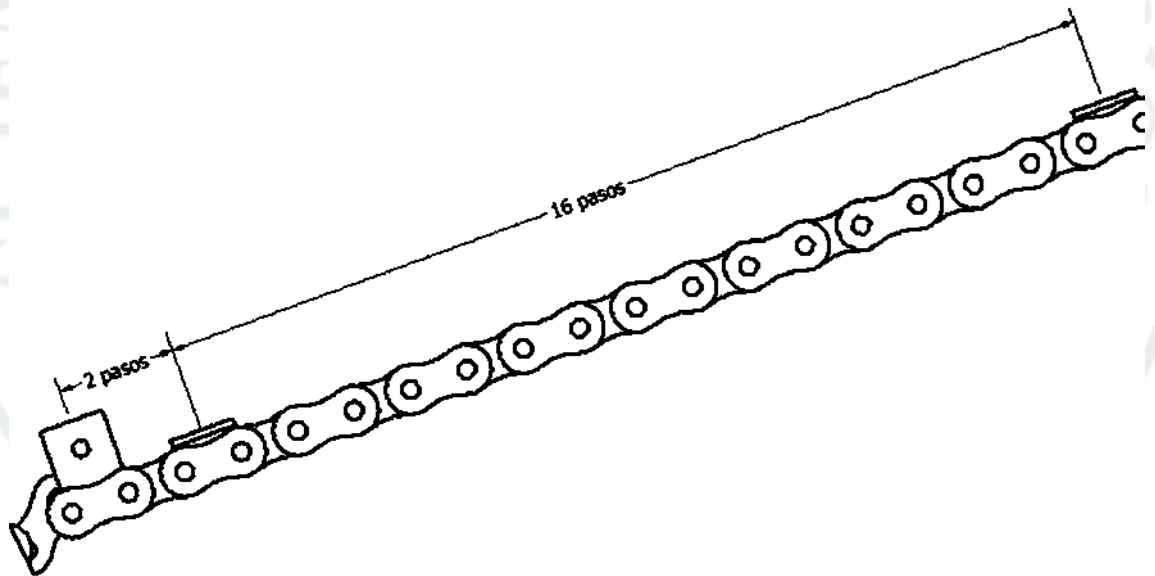
Transformando el valor conocido a número de pasos de la cadena elegida se obtuvo:

$$N^{\circ}_{pasos} = \frac{601.14 \text{ mm}}{31.75 \text{ mm}} = 18.93 \text{ pasos}$$

Restando de este valor el número de pasos entre los acoplamientos SK-1/M1 y K-1 ya establecido, y considerando que la distancia entre los acoplamientos debe ser un número par de pasos, se decidió tener una distancia de 16 pasos entre los acoplamientos K-1, como se aprecia en la Figura 4.77.

Figura 4.77

Distancia entre acoplamientos K-1



La longitud de la sección del cartón que quedara fuera del área de soporte es igual a:

$$601.14 \text{ mm} - 18 * 31.75 \text{ mm} = 29.64 \text{ mm}$$

Esta sección libre se ubica en el lado delantero del cartón, y es la primera en entrar en contacto con la zona de conformado.

Sprockets

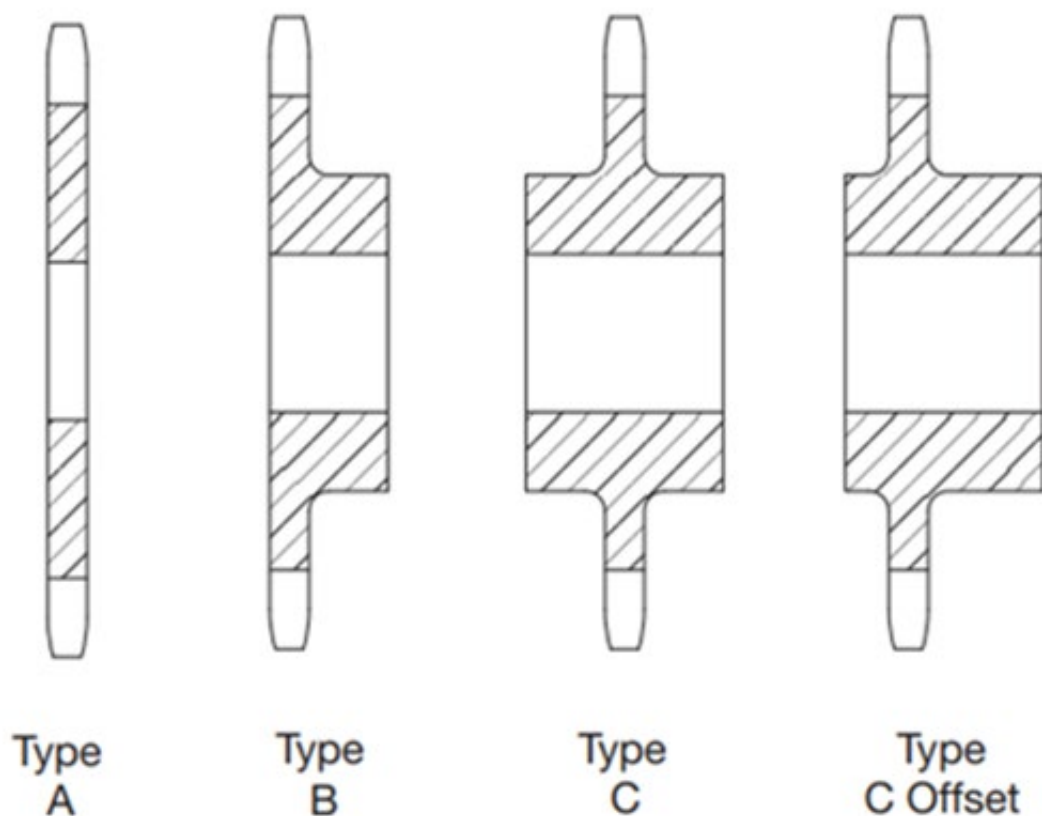
Las características principales de los sprockets fueron definidas en el procedimiento de selección de la cadena, siendo estas:

- Diámetro de paso: 132.6700 mm
- Número de dientes: 13

Sin embargo, pese a que todos los sprockets en el sistema de transporte comparten dichas características, no todos estos serán del mismo tipo. De la clasificación ASME para sprockets, los tipos más utilizados comercialmente se muestran en la Figura 4.78.

Figura 4.78

Clasificación de sprockets



Nota. Extraído de (Ingeniería y mecánica automotriz, 2020)

Para los sprockets conductor y conducido, se eligieron sprockets tipo C, que ofrecen mayor facilidad de ensamble con los ejes respectivos, al igual que una cara uniforme para la

superficie de contacto con el eje. El sprocket ubicado en el mecanismo tensor será tipo A, dadas las limitantes del propio mecanismo y las ofertas dadas por los fabricantes.

Finalmente, considerando las características en el diseño, se decidió que los sprockets conductor y conducido serán sprockets simples de una hilera de dientes, con un ensamble con los ejes a través de chavetas y anillos de retención. Se decidió utilizar las medidas del modelo PHS 100-1BH13 (Tabla V.1) como referencia, aunque estos son sprockets tipo B (SKF Group, 2025, pág. 242). Los sprockets conducidos tendrán una longitud de 40 mm, mientras que la de los conductores será 50 mm para el más alejado del reductor y 55 mm para el más cercano.

En contraste, y adelantándonos a la selección del tensor de cadena, el ensamble del sprocket ubicado en el mecanismo tensor será a través de tuercas de sujeción, como puede observarse en la Figura 4.79. Este tipo de ensamble requiere que un rodamiento se monte en el diámetro del agujero del sprocket.

Figura 4.79

Sprocket del tensor, ensamblado por tuercas



Nota. Extraído de (Rosta, 2023)

Entre los productos ofrecidos por la marca Rosta, el sprocket para el mecanismo tensor se selecciona de acuerdo con el paso de cadena elegido. Para el paso elegido (1.25"), el sprocket recomendado es el $N1\frac{1}{4} - 20$, un sprocket tipo A que cuenta con 13 dientes y tiene un rodamiento de bolas ensamblado en su diámetro interior (Rosta, 2021, pág. 5.9). Los datos presentados del sprocket se aprecian en la Tabla W.3.

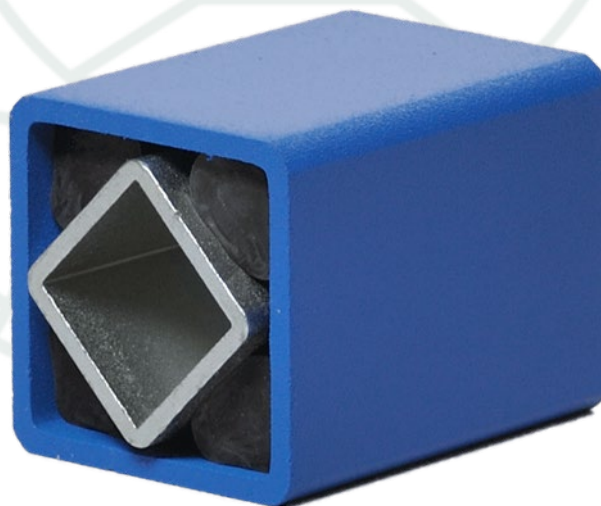
Tensor de cadena

El tensor de cadena cumple la función de mantener estable la fuerza de tensión en la cadena, así como de mitigar el efecto de las vibraciones producidas durante el funcionamiento de esta.

De la oferta disponible de mecanismos tensores, se decidió optar por mecanismos de naturaleza adaptable, para que el sistema pueda funcionar pese a posibles vibraciones inesperadas en la cadena. El mecanismo elegido para esta función es el ofrecido por la empresa Rosta, compuesto por dos perfiles cuadrados de acero con insertos de goma ubicados entre ellos, como se muestra en la Figura 4.80.

Figura 4.80

Suspensión tipo DR-S para mecanismo tensor



Nota. Extraído de (Rosta, 2023)

El perfil interno del mecanismo está conectado a través de un brazo de acero al sprocket tensor, y gira dentro del perfil externo de acuerdo con las vibraciones que reciba por el funcionamiento de la cadena. El perfil externo está ensamblado directamente con el bastidor y se encontrará fijo en todo momento, por lo que los insertos de goma son los encargados de disipar las vibraciones recibidas.

Para realizar la selección del tensor de cadena, se decidió utilizar los tensores ofrecidos por la marca Rosta (Figura 4.81). Considerando que las condiciones de funcionamiento del sistema de transporte no presentan temperaturas elevadas o altas vibraciones, se eligieron tensores del tipo SE (Tabla W.1).

Figura 4.81

Tensores Rosta tipo SE/SE-G/SE-W/SE-R



Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.3)

Observando las recomendaciones mostradas en la Tabla W.4, se eligió el tensor SE 45 (Tabla W.2), que requiere un perno M20 para su ensamble con el bastidor. Además, Rosta ofrece también sugerencias para el montaje (Rosta AG, 2020).

Según estas sugerencias, el tensor se monta de forma paralela a la línea dibujada por el lado flojo de la cadena en la Figura 4.71, y se debe realizar una pretensión con la cadena ajustando el giro del tensor en un ángulo de 15° según las marcas encontradas en el cuerpo del tensor y la indicación en la sección donde este se ensambla con el bastidor.

Selección final

Habiendo seleccionado y calculado los componentes de la cadena de transporte, se procedió a comprobar los valores finales para el diseño y a condensarlos en una sola tabla.

En primer lugar, se calculó el valor real de la longitud de la cadena resolviendo la Ecuación 4.55 con los datos obtenidos durante el procedimiento de selección.

De todos los valores necesarios para calcular la longitud final de la cadena, y considerando que el tamaño del sprocket del tensor de cadena será el mismo que el de los correspondientes al eje conductor y conducido, las únicas incógnitas presentes son los valores de x_1 , x_2 y y .

Las Ecuaciones 4.49 y 4.55 permitirían realizar un sistema de ecuaciones para hallar los valores, pero al tener 3 incógnitas y sólo 2 ecuaciones, sería necesario hallar una relación más. Sin embargo, esto puede evitarse asumiendo valores de diseño.

Para facilitar la resolución, se decidió asumir el valor de x_1 como 2 000 *mm* y el de x_2 como 500 *mm*. Asimismo, tomando como referencia el punto 8 del procedimiento de selección, se asumieron 172 pasos como el valor deseado para la longitud de la cadena, que representa una longitud de cadena igual a 5 461 *mm*.

La única incógnita restante es el valor de y . Este se calculó utilizando la herramienta Solver en Excel, utilizando la Ecuación 4.55 con todos los valores obtenidos hasta este punto. De esta manera se obtuvo el siguiente resultado:

$$y = 190.7048 \text{ mm}$$

Para comprobar el resultado, se procedió a resolver las ecuaciones presentadas desde la Ecuación 4.50 hasta la 4.55. El resultado obtenido de la Ecuación 4.55 reemplazará el valor obtenido en el punto 8 del proceso de selección de cadena.

$$d_{1-3} = \sqrt{2\,000^2 + 190.7048^2} = 2\,009.0715 \text{ mm} = 79.10'' = 63.28 \text{ pasos}$$

$$d_{2-3} = \sqrt{500^2 + 190.7048^2} = 535.1339 \text{ mm} = 21.07'' = 16.85 \text{ pasos}$$

$$\theta_1 = \pi - \tan^{-1} \frac{190.7048}{2\,000} = 3.05 \text{ radianes} = 174.55^\circ$$

$$\theta_2 = \pi - \tan^{-1} \frac{190.7048}{500} = 2.78 \text{ radianes} = 159.12^\circ$$

$$\theta_3 = \tan^{-1} \frac{190.7048}{2\,000} + \tan^{-1} \frac{190.7048}{500} = 0.46 \text{ radianes} = 26.32^\circ$$

$$L_{\text{cadena}} = \frac{132.67}{2} * 3.05 + 2\,500 + \frac{132.67}{2} * 2.78 + 535.1339 + \frac{132.67}{2} * 0.46$$

$$+ 2\,009.0715 = 5\,461 \text{ mm} = 172 \text{ pasos}$$

Con esta comprobación, se confirman los valores de x_1 , x_2 y y , así como las distancia entre centros de los sprockets como:

$$d_{c\,1-2} = 2\,500 \text{ mm}$$

$$d_{c\,1-3} = 2\,009.0715 \text{ mm}$$

$$d_{c\,2-3} = 535.1339 \text{ mm}$$

Después se calculó el valor final de diseño de la velocidad de giro de los ejes y la de los cartones al sistema de conformado. Para esto, se consideró que la cadena de transporte debe completar un ciclo completo (5 461 mm) en el tiempo esperado para la formación de una caja, es decir, 1.33 s:

$$v = \frac{5.461 \text{ m}}{1.33 \text{ s}} = 4.0958 \text{ m/s}$$

La velocidad de diseño final supera la mínima esperada para el ingreso al área de conformado, es decir, 3.5 m/s. El valor comprobado es equivalente a la velocidad lineal del movimiento de la cadena y a la tangencial en cada eje. Recalculando la velocidad de giro de los ejes (Ecuación 4.59) con el valor de velocidad comprobado se obtuvo:

$$\omega = \frac{4.0958 \text{ m/s}}{\left(\frac{0.13267}{2} + 0.0198\right) \text{ m}} = 47.55 \text{ rad/s}$$

Luego, se transformó el valor obtenido a rpm.

$$47.55 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}}\right) * \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}\right) = 454.0726 \text{ rpm}$$

A continuación, se recalculó el valor de potencia de diseño. La potencia calculada en el punto 1 del procedimiento de selección sólo consideraba el par de torsión necesario para movilizar el cartón. Sin embargo, el peso de la cadena seleccionada también presenta un par de torsión que debe considerarse en el diseño. El valor promedio de masa de una cadena ANSI 100 es igual a 3.91 kg/m (Anexo T).

Asumiendo que el punto de aplicación del peso de la cadena se encuentra al medio del lado tenso de la cadena, y sabiendo que el sistema debe movilizar dos cadenas iguales, se calculó el momento torsor provocado por esta:

$$m_{\text{cadena transporte}} = 3.91 \text{ kg/m} * 5.461 \text{ m} = 21.3525 \text{ kg}$$

$$T_c = 2 * (21.3525 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2) * \frac{2.5}{2} \text{ m} * \cos 20^\circ$$

$$T_c = 492.0891 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Considerando que ambos momentos se mueven en la misma dirección, se calculó la nueva potencia de diseño utilizando la Ecuación 4.56.

$$P = (0.16363383 + 492.0891) \text{ N} \cdot \text{m} * 47.55 \text{ rad/s} = 23.41 \text{ kW} = 31.3890 \text{ hp}$$

Esta potencia de diseño corresponde a la necesaria para el movimiento de 2 cadenas. Asumiendo que ambas cadenas distribuyen la potencia entregada equitativamente, se calculó el valor de la potencia de diseño para una sola cadena:

$$P_{\text{cadena transporte}} = \frac{23.41 \text{ kW}}{2} = 11.70 \text{ kW}$$

Para finalizar, se realizó la comprobación de la potencia de diseño. Para realizar esta comprobación, se utilizó como referencia las potencias permitidas calculadas en las tablas ofrecidas en el documento “Improved Power Ratings for Single Strand Roller Chain” de The American Chain Association (2001). Los datos relevantes correspondientes a la cadena ANSI 100 se observan en el Tabla X.1.

Las tablas presentan la potencia admisible en una cadena conectada al sprocket más pequeño del sistema, que tiene la mayor velocidad de giro. Sin embargo, los datos ofrecidos sólo contemplan valores específicos de velocidad de giro. Para hallar el valor admisible en

la cadena calculada, se extrajeron los datos del Tabla X.1 correspondientes a un sprocket de 13 dientes, como los elegidos en el diseño.

$$Capacidad_{ANSI\ 100-13\ dientes} (400\ rpm) = 34.48\ hp$$

$$Capacidad_{ANSI\ 100-13\ dientes} (500\ rpm) = 42.72\ hp$$

De estos datos, se procedió a interpolar los datos respectivos a una cadena conectada a un sprocket de 13 dientes, girando a la velocidad de giro calculada para el diseño:

$$Capacidad_{ANSI\ 100-13\ dientes} (454.0726\ rpm) = 38.94\ hp$$

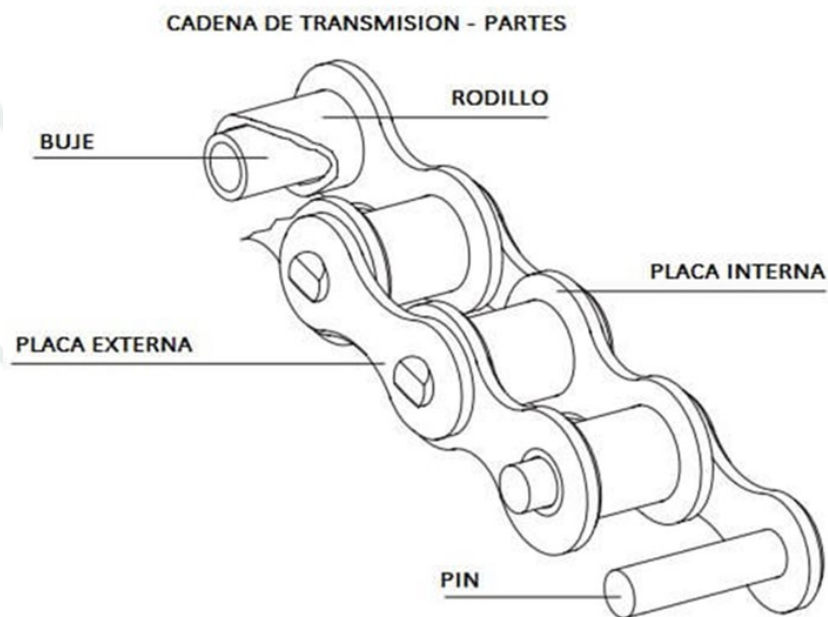
El resultado obtenido se encuentra en *hp*, por lo que se transformó el valor de potencia de diseño obtenido a las unidades correspondientes:

$$P_{diseño} = 11.70\ kW * \frac{1.34\ hp}{1\ kW} = 15.6945\ hp$$

Comparando ambos valores, se comprobó que la cadena elegida puede soportar la potencia del diseño correspondiente de acuerdo con las tablas de potencia.

Figura 4.82

Partes de una cadena de rodillos



Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.3)

Sin embargo, para culminar la comprobación, se siguieron también las recomendaciones presentadas por Collins, que permiten calcular la máxima potencia permitida en el diseño de acuerdo con la fatiga de las placas de la cadena (Ecuación 4.66), la fatiga del buje y el rodillo (Ecuación 4.67) y el desgaste (Ecuación 4.68) (Collins et al., 2010, págs. 771, 773), siendo estas partes de la cadena mostradas en la Figura 4.82.

$(hp_{lim})_{lp} = K_{lp} N_s^{1.08} n_s^{0.9} p^{(3.0-0.07p)}$	(4.66)
$(hp_{lim})_{rb} = \frac{1000 * K_{rb} N_s^{1.5} p^{0.8}}{n_s^{1.5}}$	(4.67)
$(hp_{lim})_g = \left(\frac{n_s p N_s}{110.84} \right) (4.413 - 2.073p - 0.0274N_L) - \left(\ln \frac{n_L}{1000} \right) (1.59 \log p + 1.873)$	(4.68)

Donde:

- K_{lp} Factor de placas de la cadena
- N_s Número de dientes del sprocket conductor (pequeño)
- n_s Velocidad de giro del sprocket conductor (pequeño) en *rpm*
- p Paso de cadena en pulgadas
- K_{rb} Factor del buje y rodillo de la cadena
- N_L Número de dientes del sprocket conducido (grande)
- n_L Velocidad de giro del sprocket conducido (grande)

Los valores correspondientes a cada factor de diseño de las Ecuaciones 4.66 y 4.67 depende del número de cadena que se seleccionó, como se muestra a continuación.

- K_{lp} 0.0022 para cadenas ANSI 41
0.004 para todas las otras cadenas
- K_{rb} 29 para cadenas desde ANSI 25 hasta ANSI 35
3.4 para cadenas ANSI 41
17 para cadenas desde ANSI 40 hasta ANSI 240

Considerando que la cadena seleccionada en el diseño es ANSI 100, se resolvió:

$$(hp_{lim})_{lp} = 0.004 * 13^{1.08} * 454.0726^{0.9} * 1.25^{(3.0-0.07*1.25)}$$

$$(hp_{lim})_{lp} = 30.11 \text{ hp}$$

$$(hp_{lim})_{rb} = \frac{1000 * 17 * 13^{1.5} * 1.25^{0.8}}{454.0726^{1.5}}$$

$$(hp_{lim})_{rb} = 98.45 \text{ hp}$$

$$(hp_{lim})_g = \left(\frac{454.0726 * 1.25 * 13}{110.84} \right) * (4.413 - 2.073 * 1.25 - 0.0274 * 13)$$

$$- \left(\ln \frac{454.0726}{1000} \right) * (1.59 * \log 1.25 + 1.873)$$

$$(hp_{lim})_g = 99.16 \text{ hp}$$

Comparando la potencia de diseño calculada, se comprobó que las elecciones realizadas en el diseño de la cadena de rodillos para el sistema de transporte se encuentran dentro del rango aceptable de diseño.

Finalmente, se decidió agrupar todos los valores calculados y comprobados en esta sección en una tabla que funcione como una guía para la selección y compra de las distintas partes de las cadenas de rodillos seleccionadas para realizar el transporte de los cartones. Para este fin, se diseñó la Tabla 4.11, basada en la hoja de cálculo para el diseño de transmisiones por cadena presentada por Mott (2006, pág. 297).

Tabla 4.11

Valores de diseño de la cadena de transporte

Datos iniciales

Aplicación:	Transportador de cartones
Fuente/Tipo:	Eje conducido del motor
Tipo de carga:	Transportador poco cargado
Entrada de potencia:	31.3890 hp
Factor de servicio:	1.0
Velocidad de entrada:	454.0726 rpm
Velocidad de salida deseada:	454.0726 rpm

Datos calculados

Potencia de diseño:	31.3890 hp
Relación de velocidades:	1.0

Decisiones de diseño – Tipo de cadena y número de dientes					
Cantidad de cadenas:		2			
Cantidad de hileras (por cadena):	1	1	2	3	4
Factor por hileras:	1.0	1.0	1.7	2.5	3.3
Potencia requerida por hilera:		15.6945 <i>hp</i>			
Número de cadena:		100			
Paso de la cadena:		31.75 <i>mm</i> = 1.25 <i>pulg</i>			
Número de dientes – sprocket conductor:		13			
Número de dientes calculado – sprocket conducido:		13			
Número de dientes elegido:		13			
Número de dientes – sprocket tensor:		13			
Datos calculados					
Velocidad real de salida:		454.0726 <i>rpm</i>			
Diámetro de paso – sprocket conductor:		132.67 <i>mm</i>			
Diámetro de paso – sprocket conducido:		132.67 <i>mm</i>			
Diámetro de paso – sprocket tensor:		132.67 <i>mm</i>			
Distancia entre centros, longitud de la cadena y ángulo de contacto					
Distancia nominal entre centros:		78.74 <i>pasos</i>			
Longitud nominal de cadena:		170.48 <i>pasos</i>			
Número de pasos específico:		172 <i>pasos</i>			
Longitud real de la cadena:		215 <i>pulg</i> = 5 461 <i>mm</i>			
Distancias calculadas entre centros:	$d_{c\ 1-2}$	$d_{c\ 1-3}$	$d_{c\ 2-3}$		
	78.74 <i>pasos</i>	63.28 <i>pasos</i>	16.85 <i>pasos</i>		
Distancias reales entre centros:	2 500 <i>mm</i>	2 009.07 <i>mm</i>	535.13 <i>mm</i>		
	98.43 <i>pulg</i>	79.10 <i>pulg</i>	21.07 <i>pulg</i>		
Ángulo de contacto – sprocket conductor:		159.12°			
Ángulo de contacto – sprocket conducido:		174.55°			
Ángulo de contacto – sprocket tensor:		26.32°			
Acoplamientos y tensor					
Acoplamientos elegidos:	Tipo	Cantidad	Tipo	Cantidad	
	K-1	4	SK-1/M1	2	
Tensor seleccionado:		SE 45 (Tabla W.2)			

Motor del sistema

La función de movilizar la cadena de transporte se lleva a cabo con la unión de un motor y un reductor que impulsan el eje conductor de la cadena de transporte. Utilizando un motor eléctrico como la fuente del movimiento, la potencia y movimiento de este se transmiten al eje conductor de la cadena de transporte a través del reductor.

Motor eléctrico

Para realizar los cálculos necesarios para la selección del motor a utilizar, se procedió a definir los principales parámetros a evaluar para la selección del motor que impulsará el sistema de transporte.

De acuerdo con Mott, los factores indispensables para la selección de un motor son:

- Tipo de motor (CD, CA, monofásico, trifásico, etc.)
- Potencia y velocidad nominales
- Voltaje y frecuencia de operación
- Tipo de caja
- Tamaño de armazón
- Detalles de montaje (Mott, 2006, pág. 798)

A estos factores, se le añadió la posibilidad de variar la velocidad de giro del motor para que la máquina tenga la posibilidad de cambiar su volumen de formación de cajas de acuerdo con los deseos del propietario, siendo la capacidad de 2700 *cajas/hora* la capacidad máxima de producción de la máquina.

La primera decisión que debe tomarse es el tipo de motor que se utilizará. Se optó por utilizar un motor eléctrico para esta aplicación debido a la poca exigencia de la carga del sistema de transporte, así como la facilidad de control de velocidad que ofrecen estos. Considerando que en el mercado existe un gran número de opciones disponibles, se consultó la Tabla 4.12, que compara los tipos más comunes de motores para aplicaciones industriales.

Tabla 4.12*Comparación de motores eléctricos*

Tipo de Motor	Caja de Ardilla Asíncrona		Anillo Colector Asíncrono	Rotor Bobinado Sincrónico	Raro Rotor de Tierra	Motor Paso a Paso	Corriente Directa
	Trifásico	Monofásico					
Costo del Motor	Bajo	Bajo	Alto	Alto	Alto	Bajo	Alto
Motor Sellado	Estándar	Posible	Optativo, Costoso	Optativo, Costoso	Estándar	Estándar	Estándar
Arrancando Directamente en Línea	Fácil	Fácil	Dispositivo de Arranque Especial	Imposible luego de algunos pocos KW	No diseñado para esto	No diseñado para esto	No diseñado para esto
Control de Velocidad	Fácil	Muy inusual	Posible	Frecuente	Siempre	Siempre	Siempre
Costo de Solución de Control de Velocidad	Cada vez más Costo-Efectivo (Económico)	Muy Costo-Efectivo (Económico)	Costo-Efectivo (Económico)	Costo-Efectivo (Económico)	Bastante Costo-Efectivo	Muy Costo-Efectivo (Económico)	Muy Costo-Efectivo (Económico)
Desempeño del Control de Velocidad	Alta a Muy Alta	Muy Baja	Promedio	Alta o Muy Alta	Muy Alta	Alta	Alta a Muy Alta
Modo	Velocidad Constante o Variable	Mayormente Constante	Velocidad Constante o Variable	Velocidad Constante o Variable	Velocidad Variable	Velocidad Variable	Velocidad Variable
Uso Industrial	Universal	Para Bajas Potencias	Decayendo	Altas Potencias a Voltajes Medios	Herramientas de Máquina Altamente Dinámicas	Posicionamiento de Lazo Abierto para bajas potencias	Decayendo

Nota. Extraído de (Motores y generadores Inc, 2016)

Priorizando las opciones más económicas, y considerando que se desea tener la mayor facilidad posible para el control de la velocidad, las mejores opciones disponibles son el motor CA trifásico y el motor paso a paso.

De ambas opciones, se seleccionó el motor CA trifásico debido a que este tipo de motor no requiere un gran costo para su control de velocidad, así como su mayor disponibilidad al ser una opción muy adoptada en la industria.

Tipo de motor: Motor CA trifásico

Para la elección de la potencia y velocidad nominales, se consideran las exigencias de la cadena de transporte. Los valores de ambos datos requeridos son:

$$P_{diseño} = 23.41 \text{ kW} = 31.3890 \text{ hp}$$

$$v = 47.55 \text{ rad/s} = 454.0726 \text{ rpm}$$

Estos valores deben estar por debajo de los valores máximos o nominales alcanzados por el motor elegido. La potencia que debe entregar el motor para cumplir con la demanda

se verá afectada por las características del propio motor, así como las del reductor, tal como se observa en la Ecuación 4.69.

$P_{motor} = \frac{P_{diseño} * F.S.}{\eta_{motor} * \eta_{reductor}}$	(4.69)
--	--------

Donde:

- P_{motor} Potencia del motor eléctrico
- $P_{diseño}$ Potencia requerida por el sistema de transporte
- $F.S.$ Factor de servicio del reductor
- η_{motor} Eficiencia del motor eléctrico
- $\eta_{reductor}$ Eficiencia del reductor

Definiendo el factor de servicio de acuerdo con el Anexo S, se obtuvo:

$$F.S. = 1.0$$

La eficiencia del motor eléctrico dependerá de las características de fabricación del motor elegido, así como del porcentaje de rendimiento que se utilizará (se recomienda que el motor trabaje con un rendimiento máximo del 75%). Para tener una buena aproximación, se decidió asumir una eficiencia igual a:

$$\eta_{motor} = 0.93$$

Por último, se espera que el valor de la eficiencia del reductor sea alto, dado que utilizará una cadena de transmisión. Asumiendo un valor conservador se obtuvo:

$$\eta_{reductor} = 0.95$$

Con los datos elegido, se procedió a resolver la Ecuación 4.69.

$$P_{motor} = \frac{23.41 \text{ kW} * 1.0}{0.93 * 0.95} = 26.4933 \text{ kW} = 35.5281 \text{ hp}$$

La potencia más cercana superior a la calculada en los motores que se pueden encontrar en el mercado es igual a 40 *hp*, por lo que se seleccionó un motor de esta potencia.

Respecto a la velocidad de giro nominal, se debe considerar que se utilizará un reductor entre el motor y el eje conductor. Esto quiere decir que la velocidad de giro entregada por el motor será mayor a la requerida por el sistema.

Por otro lado, esta velocidad estará influida por un variador de frecuencia en la alimentación del motor para cubrir distintos volúmenes de producción. La velocidad que se espera programar en el variador se calculará luego de haber decidido la relación de velocidades que tendrá el reductor.

Para tener un valor conservador, se asumirá una relación mínima de velocidad en el reductor de 2 a 1, obteniendo:

$$v_{calculada} = 2 * 454.0726 \text{ rpm} = 908.1451 \text{ rpm}$$

La velocidad que los motores trifásicos son capaces de entregar depende directamente del número de polos que tenga el motor. Estos valores son entregados por los fabricantes, pero la Tabla 4.13 presenta una buena aproximación a los valores ofrecidos.

Tabla 4.13

Velocidades de motor de CA para corriente de 60 Hz

Número de polos	Velocidad Síncrona (rpm)	Velocidad a plena carga ^a (rpm)
2	3 600	3 450
4	1 800	1 725
6	1 200	1 140
8	900	850
10	720	690
12	600	575

^a Aproximadamente 95% de la velocidad síncrona (deslizamiento normal)

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 800)

Evaluando la velocidad a plena carga, el valor calculado para la velocidad de entrega puede alcanzarse con un motor de 6 polos.

$$Potencia_{deseada}: 40 \text{ hp}$$

$$Velocidad_{deseada}: 1\,140 \text{ rpm}$$

Se espera que la máquina funcione en el departamento de Arequipa, cuyo suministro eléctrico está controlado y dirigido por el Código Nacional de Electricidad del MINEM, el cual establece que el nivel de tensión de una instalación de baja tensión trifásica debe ser de 220/380 V o 220/440 V, y la frecuencia nominal de la corriente alterna suministrada en el país debe ser de 60 Hz (MINEM, 2011, pág. 5). Siguiendo entonces la norma, se eligió:

Voltaje_{operación}: 220/380 V o 220/440 V

Frecuencia_{operación}: 60 Hz

Finalmente, respecto a los detalles de montaje, se requiere conocer la forma como montará el motor. En este diseño se espera que el motor esté montado sobre una superficie horizontal en el bastidor, asegurado con pernos. Un motor montado de esta manera se denomina “montado de pie”. Por lo tanto, los datos seleccionados son:

Tipo de caja: Protegido o "A prueba de goteo"

Detalles de montaje: Armazón de tipo "Montado a pie"

Considerando los valores seleccionados, se eligió el motor eléctrico WEG W22 cuyos datos se presentan en el Anexo Y. El motor seleccionado funciona con un voltaje igual a 230/460 V, por lo que se debe añadir un transformador si se utiliza esta opción.

Reductor de velocidad

En la selección de motores eléctricos, es común seleccionar también un reductor que se ensambla en la salida del motor, formando un conjunto motorreductor. Sin embargo, en este diseño se decidió diseñar un reductor con cadena de transmisión de potencia.

Esta decisión se tomó debido a las limitaciones de espacio en el bastidor diseñado por el ingeniero Yana, así como para tener una relación constante en el reductor, lo que hace que el control de velocidad dependa sólo del variador de frecuencia.

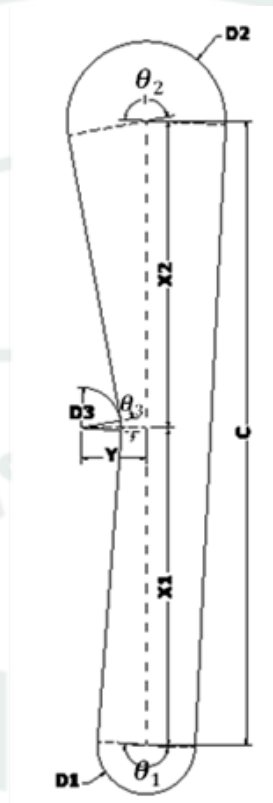
Geometría del reductor

Se espera que la cadena del reductor se encuentre lo más alineada verticalmente posible con la ubicación del eje conductor en el conjunto de las cadenas de transporte. De

esta manera, se procedió a graficar la forma que tendrá la cadena en el reductor, representada en la Figura 4.83.

Figura 4.83

Forma general del reductor



Como puede observarse, contrario a la cadena de transporte, el tensor modifica la geometría de la cadena hacia dentro de la forma que toma. Las variables presentadas son:

- D_1 Diámetro de paso del sprocket conductor
- D_2 Diámetro de paso del sprocket conducido
- D_3 Diámetro de paso del sprocket tensor
- x_1 Distancia entre sprocket conductor y tensor, alineada a los centros
- x_2 Distancia entre sprocket tensor y conducido, alineada a los centros
- y Distancia perpendicular entre sprocket tensor línea de centros
- θ_1 Ángulo de contacto en el sprocket conductor
- θ_2 Ángulo de contacto en el sprocket conducido
- θ_3 Ángulo de contacto en el sprocket tensor

Considerando las propiedades geométricas de figuras cerradas, se sabe que la suma de los ángulos θ_1 y θ_2 es igual a 2π radianes si la distancia y es igual a 0. El ángulo θ_3 solo tiene valor cuando y es mayor a 0, y este valor se corresponde con la modificación de los ángulos θ_1 y θ_2 , como se muestra en la Ecuación 4.70.

$$\theta_1 + \theta_2 - \theta_3 = 2\pi \text{ radianes} \quad (4.70)$$

También se aprecia en la Figura 4.83 que la suma de las distancias x_1 y x_2 corresponde a la distancia entre centros del sistema C , relación plasmada en la Ecuación 4.71.

$$C = x_1 + x_2 \quad (4.71)$$

Para medir la longitud de la cadena, se procedió a analizar cada sección por separado. La sección con mayor valor corresponde a la distancia entre los sprockets conductor y conducido. Analizando la geometría presentada en la Figura 4.83, se pudo definir esta distancia con la Ecuación 4.72.

$$d_{1-2} = \sqrt{C^2 - \left(\frac{D_2}{2} - \frac{D_1}{2}\right)^2} \text{ mm} \quad (4.72)$$

La distancia entre los sprockets conductor y conducido con el tensor dependen de las distancias definidas x_1 , x_2 , y y los radios de cada sprocket involucrado, como se define en las Ecuaciones 4.73 y 4.74.

$$d_{1-3} = \sqrt{(x_1^2 + y^2) - \left(\frac{D_1}{2} + \frac{D_3}{2}\right)^2} \text{ mm} \quad (4.73)$$

$$d_{2-3} = \sqrt{(x_2^2 + y^2) - \left(\frac{D_2}{2} + \frac{D_3}{2}\right)^2} \text{ mm} \quad (4.74)$$

El resto de las distancias corresponden a la cadena que está en contacto con los sprockets. Cada distancia puede calcularse multiplicando el radio de paso de cada sprocket con el ángulo de contacto correspondiente.

Para calcular los ángulos de contacto θ_1 , θ_2 y θ_3 , se procedió a dividir cada uno en dos secciones, cada una influenciada por distintas variables, tal como está establecido en las Ecuaciones 4.75, 4.76 y 4.77.

$$\theta_1 = \pi - \theta_1' + \theta_1'' \text{ radianes} \quad (4.75)$$

$$\theta_2 = \pi + \theta_2' + \theta_2'' \text{ radianes} \quad (4.76)$$

$$\theta_3 = \theta_1'' + \theta_2'' \text{ radianes} \quad (4.77)$$

Cada una de las secciones observadas en las anteriores ecuaciones tienen relaciones geométricas. Después de realizar los cálculos de estas relaciones, se establecieron las Ecuaciones 4.78, 4.79 y 4.80.

$$\theta_1' = \theta_2' = \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right) \text{ radianes} \quad (4.78)$$

$$\theta_1'' = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\frac{y}{x_1} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{2 * d_{1-3}}{D_1 + D_3} \right) \text{ radianes} \quad (4.79)$$

$$\theta_2'' = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\frac{y}{x_2} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{2 * d_{2-3}}{D_2 + D_3} \right) \text{ radianes} \quad (4.80)$$

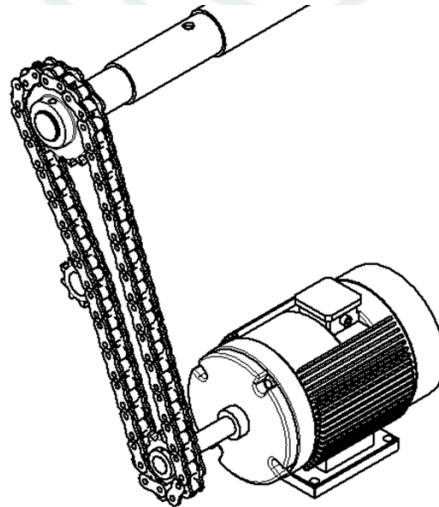
Con estas relaciones establecidas, se pudo expresar la longitud de la cadena del reductor con la Ecuación 4.81.

$$L_{cadena} = \frac{D_1}{2} * \theta_1 + d_{1-2} + \frac{D_2}{2} * \theta_2 + d_{2-3} + \frac{D_3}{2} * \theta_3 + d_{1-3} \quad (4.81)$$

Utilizando los datos elegidos, se procedió a elaborar un boceto potencial del reductor, como puede observarse en la Figura 4.84.

Figura 4.84

Diseño potencial del reductor



Cadena de rodillos

Habiendo definido la geometría general del reductor, se procedió a la selección de la cadena. Para realizarla, se siguió el mismo procedimiento utilizado en la selección de la cadena de transporte.

1) Especificar el factor de servicio y calcular la potencia de diseño.

De la misma manera que la cadena de transporte, el reductor del sistema motriz estará impulsado por un motor eléctrico y se sabe que la carga será uniforme y con impactos ligeros. De acuerdo con el Anexo S, el factor de servicio correspondiente será igual a:

$$F.S. = 1.0$$

Sin embargo, al contrario que en el análisis de la cadena de transporte, en el reductor se han considerado las eficiencias del motor y del propio reductor. Estas consideraciones provocan que el valor tanto del factor de servicio como de la potencia de diseño estén influenciados por más variables.

El factor de servicio considera que tan mayor debe ser la potencia de diseño (la que es entregada al reductor) respecto a la potencia entregada al sistema. Por este motivo, el valor hallado debe considerar la inversa de la eficiencia del reductor (0.95). Así se obtuvo:

$$F.S._{reductor} = F.S. * \frac{1}{\eta_{reductor}} = 1.0 * \frac{1}{0.95} = 1.0526$$

La potencia de diseño que ingresa al reductor es igual a la potencia calculada en la selección del motor por la eficiencia de este, dato obtenido del Anexo Y. También se procedió a calcular la máxima potencia que este puede entregar al reductor, suponiendo que utiliza toda la potencia que el motor es capaz de entregar:

$$P_{diseño} = P_{motor} * \eta_{motor} = 35.5281 \text{ hp} * 0.93$$

$$P_{diseño} = 33.0411 \text{ hp} = 24.6387 \text{ kW}$$

$$P_{máxima} = P_{nominal \text{ motor}} * \eta_{motor} = 40 \text{ hp} * 0.93$$

$$P_{máxima} = 37.20 \text{ hp} = 27.74 \text{ kW}$$

Asumiendo esta potencia máxima, se halló el valor de la potencia que entregará el reductor al sistema de transporte dividiendo la potencia de diseño con el factor de servicio:

$$P_{\text{máxima entregada}} = \frac{37.20 \text{ hp}}{1.0526} = 35.43 \text{ hp} = 26.42 \text{ kW}$$

La mitad del valor hallado (17.72 *hp* o 13.21 *kW*) sería la máxima potencia que recibiría la cadena de transporte. Este valor aún está dentro de los valores aceptables especificados en el diseño.

2) Calcular la relación deseada de transmisión.

La velocidad de salida deseada se definió en la selección de la cadena de transporte: 454.0726 *rpm*. También se conoce el valor de la velocidad nominal entregada por el motor: 1 180 *rpm* (Anexo Y). Sin embargo, se consideró que la velocidad entregada por el motor estará controlada por un variador de frecuencia, lo que quiere decir que se puede modificar la velocidad para que la relación de transmisión siempre entregue la velocidad esperada.

Para calcular el valor máximo que puede tener la relación de transmisión, se halló la relación entre la velocidad entregada por el motor y la deseada en el sistema:

$$\text{Relación}_{\text{máxima}} = \frac{1\,180 \text{ rpm}}{454.0726 \text{ rpm}} = 2.5987$$

3) Seleccionar el paso de cadena y dientes del sprocket pequeño.

La selección del paso de cadena y número de dientes del sprocket pequeño (conducido) para el reductor debe considerar que este sistema, al contrario que el transporte, sí estará transmitiendo potencia. Siguiendo la recomendación de Mott, el mínimo número de dientes que debe tener el sprocket de un transmisor de potencia debe ser 17 (Mott, 2006, pág. 290).

Conociendo la potencia de diseño de la cadena del reductor (33.04 *hp*), se consultaron las tablas propuestas por The American Chain Association para seleccionar el paso de cadena a utilizar.

Se consideró que la velocidad de giro de entrada debe ser mayor a 454.0726 *rpm*, por lo que se buscó una cadena que pueda soportar la potencia de diseño, que gire lo más cercano posible a 1 180 *rpm* y que utilice un sprocket pequeño de al menos 17 dientes.

Con estas consideraciones se eligió una cadena simple de rodillos ANSI 80, con paso de 1.00" (Tabla X.2), girando entre 1 000 y 1 200 *rpm*, conectada a un sprocket pequeño de 17 dientes.

4) Calcular la cantidad necesaria de dientes del sprocket grande.

Conociendo la relación máxima de velocidades calculada en el punto 2 del procedimiento de selección, se calculó el mayor número de dientes que podría tener el sprocket grande para cumplir con las condiciones del sistema:

$$N_{2\text{ máximo}} = N_1 * Relación_{máxima} = 17 * 2.5987 = 44.18$$

Aunque el valor obtenido permite que el reductor de frecuencia, en el funcionamiento a máxima capacidad, no reduzca mucho la velocidad nominal del motor, se calculó con una velocidad de giro mayor a la real, con el objetivo de conocer el máximo número de dientes que se puede aceptar en el sprocket conducido.

Tomando como referencia el rango de velocidades definido en el punto anterior, se recalculó la relación entre número de dientes.

$$Relación' = \frac{1\ 000\ rpm}{454.0726\ rpm} = 2.2023$$

$$Relación'' = \frac{1\ 200\ rpm}{454.0726\ rpm} = 2.6427$$

Asumiendo estos nuevos valores, se obtuvo lo siguiente:

$$N_2' = N_1 * Relación' = 17 * 2.2023 = 37.4390$$

$$N_2'' = N_1 * Relación'' = 17 * 2.6427 = 44.9267$$

Analizando las relaciones obtenidas con sprockets grandes dentro del rango calculado, se decidió que el sprocket grande tendrá 40 dientes.

5) Calcular la velocidad de entrada esperada.

El punto 5 del procedimiento de selección consiste en calcular la velocidad de salida de la transmisión. Sin embargo, en esta transmisión, ese valor está ya definido. En su lugar, se calculó el valor de la velocidad de entrada que se necesita que entregue el motor para cumplir con la velocidad de salida definida.

En primer lugar, se halló el valor de la relación real de velocidades, considerando el número de dientes elegido en cada uno de los sprockets:

$$Relación_{real} = \frac{40}{17} = 2.3529$$

Con este valor, se halló el valor de velocidad máximo que entregará el motor, es decir, el valor máximo que debe proporcionar el control del motor a través del variador de frecuencia, ajustando los datos de la Ecuación 4.60.

$$n_1 = n_2 * Relación_{real} = 454.0726 \text{ rpm} * 2.3529 = 1\,068.4060 \text{ rpm}$$

6) Calcular los diámetros de paso de los sprockets.

Se realizó el cálculo del diámetro de paso de cada sprocket utilizando la Ecuación 4.61. El paso de cadena corresponde a la cadena ANSI 80, es decir, 1.00".

$$D_1 = \frac{1.00''}{\sin(180^\circ/17)}$$

$$D_1 = 5.44'' = 138.23 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{1.00''}{\sin(180^\circ/40)}$$

$$D_2 = 12.75'' = 323.74 \text{ mm}$$

7) Especificar la distancia entre centros nominal.

Siguiendo las recomendaciones de Mott, se definió que la distancia entre centros nominal será de (Mott, 2006, pág. 290):

$$Relación = 40 \text{ pasos}$$

8) Calcular la longitud necesaria de la cadena en pasos.

De la misma forma que con la selección de la cadena de transporte, se utilizó la Ecuación 4.62 para conocer el mínimo número de pasos esperado por la cadena del reductor:

$$L = 2 * 40 + \frac{40 + 17}{2} + \frac{(40 - 17)^2}{4 * \pi^2 * 40}$$
$$L = 80 + 28.5 + 0.3350$$
$$L = 108.8350 \text{ pasos}$$

Con este cálculo, se estableció que la cadena tendrá un mínimo de 108.8350 pasos, si no se considera el uso de un tensor para la cadena.

9) Especificar un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros.

Del resultado obtenido en el punto 8, se decidió un número de pasos para la cadena igual a 108 pasos. Con este valor, se resolvió la Ecuación 4.63.

$$C = \frac{1}{4} * \left[108 - \frac{40 + 17}{2} + \sqrt{\left[108 - \frac{40 + 17}{2} \right]^2 - \frac{8 * (40 - 17)^2}{4\pi^2}} \right]$$
$$C = \frac{1}{4} * [108 - 28.5 + \sqrt{6\,320.25 - 107.1978}]$$
$$C = \frac{1}{4} * [108 - 28.5 + 78.8229]$$
$$C = \frac{158.3229}{4} = 39.58 \text{ pasos} = 39.58'' = 1\,005.35 \text{ mm}$$

Este valor es la mayor distancia entre centros que se admitirá en el diseño, y es menor al definido en el punto 7, por lo que este será el que se considerará en los siguientes cálculos.

10) Calcular el ángulo de contacto en cada sprocket.

Ignorando de momento la presencia del tensor de cadena, y asumiendo el máximo valor posible para la distancia entre centros, se evaluaron los ángulos de contacto teóricos en los sprockets utilizando las Ecuaciones 4.64 y 4.65.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{(323.74 - 138.23)}{2 * 1005.35} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 10.5871^\circ = 169.4129^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left[\frac{(323.74 - 138.23)}{2 * 1005.35} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 10.5871^\circ = 190.5871^\circ$$

Estos resultados dan una aproximación a los valores reales de los ángulos de contacto, que serán calculados después de haber terminado la selección del tensor.

Con este último cálculo, se culminó el procedimiento de selección de la cadena del reductor.

Sprockets

En la selección de la cadena se definieron el número de dientes y el diámetro de paso de los sprockets conductor y conducido. Sin embargo, es necesario definir estos valores para el sprocket del tensor.

El fabricante del mecanismo tensor ofrece sprockets que funcionan con una cadena ANSI 80 (Tabla W.3), por lo que se puede seleccionar el sprocket ofrecido con su rodamiento ensamblado, tal como se realizó en el mecanismo de la cadena de transporte.

El sprocket ofrecido por el fabricante del tensor es tipo A, con 13 dientes. Utilizando la Ecuación 4.61, y sabiendo que el paso de cadena correspondiente a la cadena ANSI 80 es de 1.00'', se obtuvo el valor del diámetro de paso del sprocket:

$$D_3 = \frac{1.00''}{\sin(180^\circ/13)}$$

$$D_3 = 4.18'' = 106.14 \text{ mm}$$

El valor calculado corresponde al valor presentado por el fabricante, lo que valida el cálculo realizado.

Conociendo el número de dientes de todos los sprockets del reductor, se procedió a seleccionar los sprockets ofrecidos por la marca SKF de acuerdo con el paso de cadena y el número de dientes.

Debido a la potencia que deben transferir al resto del sistema, se eligieron sprockets con ensamble a través de bujes Taper Lock, que presentan una mejor fijación en situaciones de alta transferencia de potencia. De los modelos ofrecidos por SKF, sólo hay de tipo B para el tamaño de sprockets elegido, así que se tomarán estos como referencia. Estos modelos son el PHS 80-1TBH17 para el sprocket conductor y PHS 80-1TB40 para el conducido, cuyos datos se presentan en la Tabla V.2. El sprocket del tensor ofrecido por el fabricante será el elegido para el diseño.

Tensor del reductor

Se decidió utilizar los tensores ofrecidos por la marca Rosta (Figura 4.81), tal como se hizo con la cadena de transporte. Según la elección realizada para el sprocket tensor, y siguiendo las recomendaciones de la Tabla W.4, se eligió el tensor SE 38. Las dimensiones de este tensor se observan en la Tabla W.2.

Selección final

Para realizar la selección final, se empezó resolviendo la Ecuación 4.81 utilizando los resultados obtenidos en el procedimiento de selección, asumiendo una distancia entre centros igual a 39.50 pasos y sin la presencia de un tensor de cadena.

Utilizando la herramienta Solver en Excel para resolver la ecuación con estas condiciones, se obtuvo una longitud de cadena igual a 107.9099 *pasos*, un valor menor al esperado. Si se diseñase la cadena con el resultado obtenido, el ajuste no provocaría una disminución del tiempo de vida útil del sistema, por lo que se asumió esta distancia entre centros, es decir, igual a 39.50 *pasos* o 1 003.3 *mm*.

Con la distancia entre centros asignada, al igual que en la cadena de transporte, las incógnitas x_1 , x_2 y y necesitan ser asignadas. Utilizando la Ecuación 4.71 como base, se asumieron como valores de diseño los valores x_1 (520 mm) y x_2 (483.3 mm).

Asumiendo que la cadena tendrá una longitud de 108 *pasos* (2 743.2 mm), la única incógnita restante es el valor de y . Este se calculó introduciendo la Ecuación 4.81 en Excel, con todos los valores definidos. Utilizando la herramienta Solver, se obtuvo:

$$y = 136.68 \text{ mm}$$

Utilizando el valor obtenido de y , se procedió a resolver las ecuaciones presentadas desde la Ecuación 4.72 hasta la 4.81:

$$d_{1-2} = \sqrt{1\,003.3^2 - \left(\frac{323.74 - 138.23}{2}\right)^2} = 999.00 \text{ mm} = 39.3308 \text{ pasos}$$

$$d_{1-3} = \sqrt{(520^2 + 136.68^2) - \left(\frac{138.23 + 106.14}{2}\right)^2} = 523.60 \text{ mm} = 20.6140 \text{ pasos}$$

$$d_{2-3} = \sqrt{(483.3^2 + 136.68^2) - \left(\frac{323.74 + 106.14}{2}\right)^2} = 453.94 \text{ mm} = 17.8717 \text{ pasos}$$

$$\theta_1' = \theta_2' = \sin^{-1}\left(\frac{323.74 - 138.23}{2 * 1\,003.3}\right) = 0.0926 \text{ radianes}$$

$$\theta_1'' = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1}\left(\frac{136.68}{520}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{2 * 523.60}{138.23 + 106.14}\right) = -0.0278 \text{ radianes}$$

$$\theta_2'' = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1}\left(\frac{136.68}{483.3}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{2 * 453.94}{323.74 + 106.14}\right) = 0.1666 \text{ radianes}$$

$$\theta_1 = \pi - 0.0926 + (-0.0278) = 3.0212 \text{ radianes} = 173.1040^\circ$$

$$\theta_2 = \pi + 0.0926 + 0.1666 = 3.4008 \text{ radianes} = 194.8502^\circ$$

$$\theta_3 = (-0.0278) + 0.1666 = 0.1388 \text{ radianes} = 7.9542^\circ$$

$$L_{cadena} = \frac{138.23}{2} * 3.0212 + 999.00 + \frac{323.74}{2} * 3.4008 + 453.94 + \frac{106.14}{2} * 0.1388$$

$$+ 523.60 = 2\,743.1994 \text{ mm} = 107.99 \text{ pasos}$$

Con este cálculo se confirman los valores de x_1 , x_2 y y . Para hallar las distancias entre centros de los sprockets, se utilizaron los valores confirmados, obteniendo:

$$d_{c\,1-2} = 1\,003.3 \text{ mm} = 39.5 \text{ pasos}$$

$$d_{c1-3} = \sqrt{x_1^2 + y^2} = \sqrt{520^2 + 136.68^2} = 537.66 \text{ mm} = 21.17 \text{ pasos}$$

$$d_{c2-3} = \sqrt{x_2^2 + y^2} = \sqrt{483.3^2 + 136.68^2} = 502.26 \text{ mm} = 19.77 \text{ pasos}$$

Finalmente, se comprobó la potencia de diseño de acuerdo con las recomendaciones presentadas por Collins, utilizando las Ecuaciones 4.66, 4.67 y 4.68, la potencia de diseño calculada en el punto 1 del procedimiento de selección de la cadena del reductor y las características de la cadena elegida (ANSI 80).

$$(hp_{lim})_{lp} = 0.004 * 17^{1.08} * 1\ 068.4060^{0.9} * 1.00^{(3.0-0.07*1.00)}$$

$$(hp_{lim})_{lp} = 45.3740 \text{ hp}$$

$$(hp_{lim})_{rb} = \frac{1000 * 17 * 17^{1.5} * 1.00^{0.8}}{1\ 068.4060^{1.5}}$$

$$(hp_{lim})_{rb} = 34.1207 \text{ hp}$$

$$(hp_{lim})_g = \left(\frac{1\ 068.4060 * 1.00 * 17}{110.84} \right) (4.413 - 2.073 * 1.00 - 0.0274 * 40) - \left(\ln \frac{454.0726}{1000} \right) (1.59 * \log 1.00 + 1.873)$$

$$(hp_{lim})_g = 205.3280 \text{ hp}$$

Comparando los valores obtenidos con la potencia de diseño calculada (33.04 hp) y la potencia entregada por el motor a su máxima capacidad (35.43 hp), se comprobó que las elecciones realizadas en el diseño se encuentran dentro del rango aceptable de diseño para la potencia de diseño, más no para la máxima.

Ya que la potencia de diseño es la que dicta las elecciones en el trabajo, se considera que las decisiones tomadas hasta el momento son aceptables. Sin embargo, el cálculo demuestra que se debe evitar que el motor llegue a entregar su máxima potencia. Por esa razón, se debe procurar mantener la potencia de diseño como la máxima aceptable.

Al igual que con la cadena de transporte, se calculó la masa de la cadena seleccionada. El valor promedio de masa de una cadena ANSI 80 es igual a 2.60 kg/m (Anexo T).

$$m_{cadena\ reductor} = 2.60 \text{ kg/m} * 2.7432 \text{ m} = 7.1323 \text{ kg}$$

Finalmente, tal como se hizo en la elección de la cadena de transporte, se agruparon los valores comprobados en la Tabla 4.14.

Tabla 4.14

Valores de diseño de la cadena de transporte

Datos iniciales					
Aplicación:		Reductor de velocidad			
Fuente/Tipo:		Motor eléctrico			
Tipo de carga:		Transportador poco cargado			
Entrada de potencia:		31.3890 <i>hp</i>			
Factor de servicio:		1.05			
Velocidad de entrada:		1 068.4060 <i>rpm</i>			
Velocidad de salida deseada:		454.0726 <i>rpm</i>			
Datos calculados					
Potencia de diseño:		33.0411 <i>hp</i>			
Relación de velocidades:		2.3529			
Decisiones de diseño – Tipo de cadena y número de dientes					
Cantidad de cadenas:		1			
Cantidad de hileras (por cadena):	1	1	2	3	4
Factor por hileras:	1.0	1.0	1.7	2.5	3.3
Potencia requerida por hilera:		33.0411 <i>hp</i>			
Número de cadena:		80			
Paso de la cadena:		25.4 <i>mm</i> = 1.00 <i>pulg</i>			
Número de dientes – sprocket conductor:		17			
Número de dientes calculado – sprocket conducido:		44.18			
Número de dientes elegido:		40			
Número de dientes – sprocket tensor:		13			
Datos calculados					
Velocidad real de salida:		454.0726 <i>rpm</i>			
Diámetro de paso – sprocket conductor:		138.23 <i>mm</i>			
Diámetro de paso – sprocket conducido:		323.74 <i>mm</i>			
Diámetro de paso – sprocket tensor:		106.14 <i>mm</i>			

Distancia entre centros, longitud de la cadena y ángulo de contacto			
Distancia nominal entre centros:	39.5 <i>pasos</i>		
Longitud nominal de cadena:	107.99 <i>pasos</i>		
Número de pasos específico:	108 <i>pasos</i>		
Longitud real de la cadena:	108 <i>pulg</i> = 2 743.2 <i>mm</i>		
Distancias calculadas entre centros:	$d_{c\ 1-2}$	$d_{c\ 1-3}$	$d_{c\ 2-3}$
	39.5 <i>pasos</i>	21.17 <i>pasos</i>	19.77 <i>pasos</i>
Distancias reales entre centros:	1 003.3 <i>mm</i>	537.66 <i>mm</i>	502.26 <i>mm</i>
	39.5 <i>pulg</i>	21.17 <i>pulg</i>	19.77 <i>pulg</i>
Ángulo de contacto – sprocket conductor:	173.1040°		
Ángulo de contacto – sprocket conducido:	194.8502°		
Ángulo de contacto – sprocket tensor:	7.9542°		
Tensor			
Tensor seleccionado:	SE 38 (Tabla W.2)		

Eje conductor del sistema de transporte

El reductor transmite la potencia necesaria para el funcionamiento de la cadena de transporte a través de un eje motriz ubicado en la parte superior de esta. Este eje conectará la zona de salida del reductor con el ingreso de potencia de ambas cadenas de transporte,

A continuación, se presentan los cálculos realizados para el diseño del eje y los rodamientos que apoyarán su ensamble en el bastidor de la máquina.

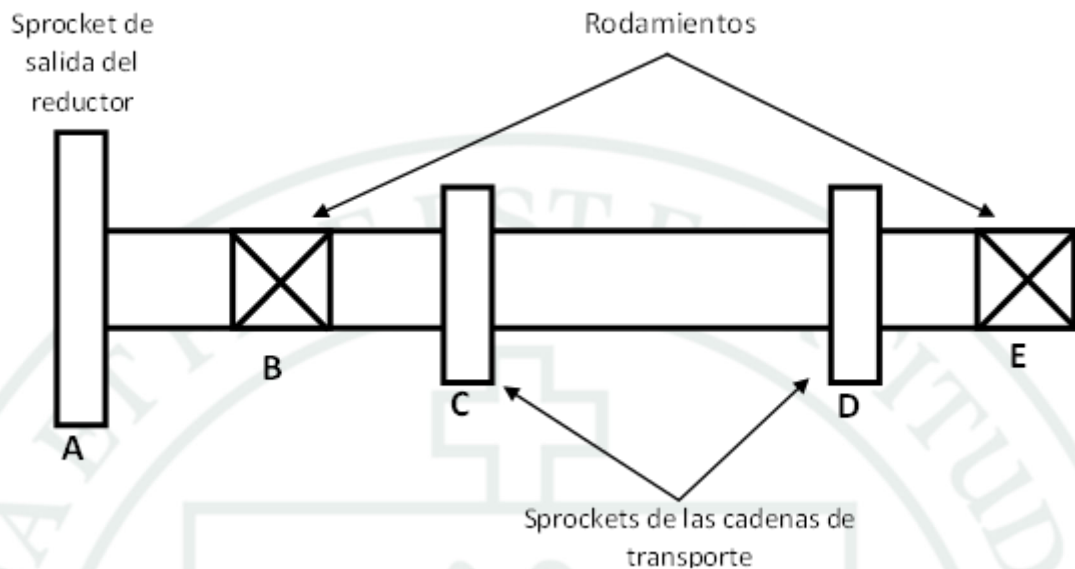
Análisis del eje

El eje conductor del sistema de transporte estará conectado al reductor a través del sprocket conducido calculado anteriormente, se apoyará en dos rodamientos y se conectará a las cadenas de transporte a través de los sprockets calculados en la sección de la cadena de transporte. La disposición del eje puede observarse en la Figura 4.85.

Para diseñar este eje (y el eje conducido en la siguiente sección), se siguió el método presentado en Mott, tal como se hizo al diseñar el eje del desapilador.

Figura 4.85

Disposición general del eje conductor del sistema de transporte



En primer lugar, se determinó el material de fabricación del eje. Debido a las altas necesidades del sistema en el eje conductor y las limitaciones espaciales del diseño, se seleccionó el acero AISI-SAE 4150 OQT 1000 para esta aplicación. El valor de la resistencia a la tensión (197 *ksi*) y la resistencia de fluencia (181 *ksi*) se extrajeron del Anexo H.

A continuación, se procedió a definir las fuerzas que estarán influyendo al eje conductor. Considerando que todas estas fuerzas se aplicarán sobre los sprockets montados en el eje, se concluyó que compartirán las mismas características mecánicas. La fuerza aplicada por un sprocket sobre el eje es igual a la tensión ubicada en el lado tenso de la cadena. La ecuación que permite calcular la tensión de la cadena de acuerdo con el par torsional propuesta por Mott se presenta en la Ecuación 4.82 (Mott, 2006, pág. 537).

$F_s = \frac{T}{(D/2)}$	(4.82)
-------------------------	--------

Donde:

- F_s Fuerza aplicada sobre el sprocket
- T Par torsional en el sprocket
- D Diámetro del paso del sprocket

La Ecuación 4.82 representa la fuerza aplicada sobre el sprocket en función del par torsional presente en el sprocket. La mejor manera de hallar el valor de este par es a través de la Ecuación 4.83, presentada por Mott (2006, pág. 535).

$T = \frac{63\,000 * P}{n}$	(4.83)
-----------------------------	--------

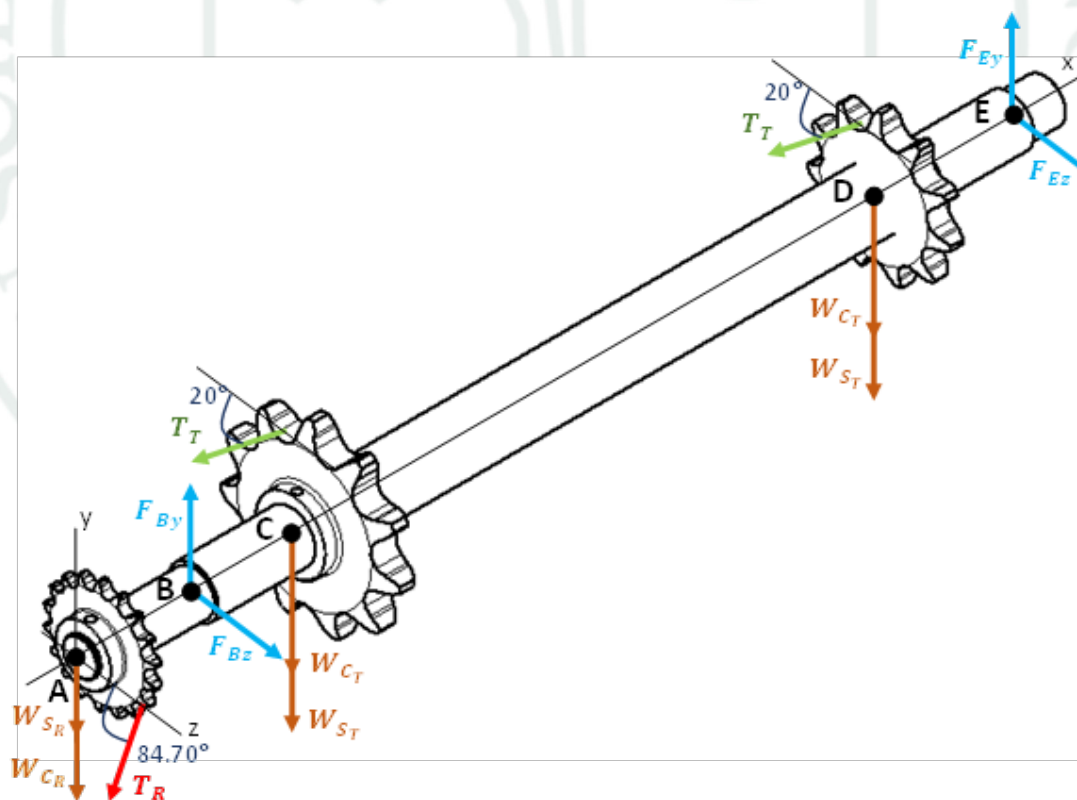
Donde:

- T Par torsional en el sprocket
- P Potencia transmitida en el sprocket
- n Velocidad de giro en *rpm*

A continuación, se procedió a ilustrar el diagrama de cuerpo libre del eje (Figura 4.86), considerando que en el eje estarán montados tres sprockets de cadenas de transmisión.

Figura 4.86

Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del sistema de transporte



La fuerza del sprocket que el eje comparte con el reductor se encuentra aplicada en un ángulo de 84.70° con respecto al plano XZ. El ángulo utilizado es igual al complemento del ángulo θ_1' del reductor.

Por otro lado, las fuerzas de tensión que se encuentran en los sprockets de la cadena que transportará a los cartones tienen un ángulo de desfase con el plano XZ igual a 20° , debido a que esta es la inclinación en la que se realizarán las funciones de transporte.

En aplicaciones comunes de cadenas de transmisión, el efecto del peso de la propia cadena es despreciable en comparación del que tienen el resto de las fuerzas. Sin embargo, en esta aplicación, el peso de estas presentará la mayor influencia en el diseño de los ejes, por lo que se la tomará en cuenta en el cálculo.

Finalmente, las fuerzas correspondientes al peso de cada sprocket se calcularán de acuerdo con los datos obtenidos de la Tabla V.2.

Con las fuerzas establecidas, se procedió a definir los factores de concentración de esfuerzo. Debido a que estas las características mecánicas del material y el tipo de esfuerzo presentes son de la misma naturaleza que los correspondientes en el eje del desapilador, se utilizó la Ecuación 4.27 para calcular el valor total de la resistencia a la fatiga estimada.

Para realizar el cálculo del mínimo diámetro de cada sección del eje se utilizaron las Ecuaciones 4.28 y 4.29, siguiendo las mismas indicaciones y sugerencias presentadas en el cálculo del eje del desapilador.

Habiendo definido las ecuaciones que permitirán el cálculo del diámetro de cada sección, se calcularon las fuerzas y momentos que afectarán al eje de acuerdo con la distribución presentada en la Figura 4.86.

Empezando con la distribución del par torsional en el eje, se observó que el eje recibe toda la potencia a través del sprocket ubicado en el punto A, desde el cuál se distribuye equitativamente a los sprockets de los puntos C y D. Con esta pauta, se calculó la distribución del par torsional en cada sección del eje.

Sección A-C:

Para hallar el valor del par torsional de esta sección, se utilizó la Ecuación 4.83. La potencia utilizada para el cálculo es igual a la potencia entregada calculada en el reductor (31.3890 hp), y la velocidad de giro es igual a la definida en la cadena de transporte.

$$T_{A-C} = \frac{63\,000 * 31.3890\,hp}{454.0726\,rpm}$$

$$T_{A-C} = 4\,355.05\,lb \cdot pulg = 492.05\,N \cdot m$$

El valor calculado es ligeramente menor al valor de la suma de momentos hallada en la selección final de la cadena de transporte, cuyo valor es igual a:

$$T = (0.16363383 + 492.0891)\,N \cdot m = 492.2528\,N \cdot m = 4\,356.8040\,lb \cdot pulg$$

Para mejorar el margen de error en el diseño, se optó por utilizar el valor mayor.

Sección C-D:

Sabiendo que la potencia se distribuye de forma equitativa entre ambas cadenas, y sabiendo que el par torsional es directamente proporcional a la potencia del punto evaluado, se concluyó que el par torsional se verá reducido a la mitad:

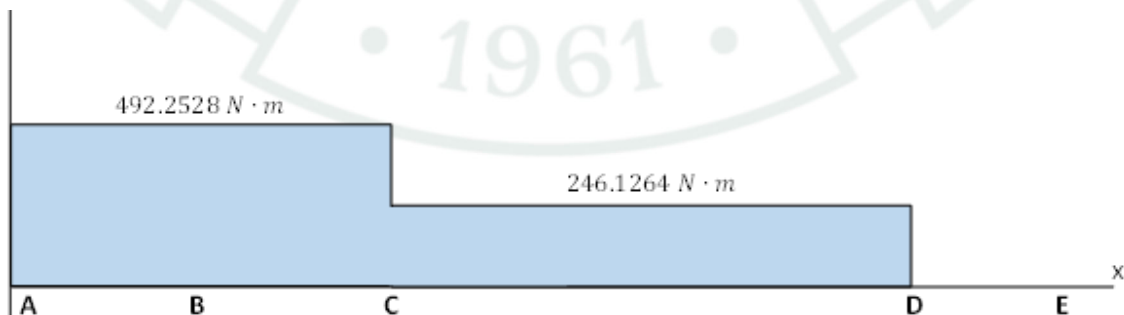
$$T_{C-D} = \frac{4\,356.8040\,lb \cdot pulg}{2}$$

$$T_{C-D} = 2\,178.4020\,lb \cdot pulg = 246.1264\,N \cdot m$$

Los resultados de estos cálculos se observan en Figura 4.87.

Figura 4.87

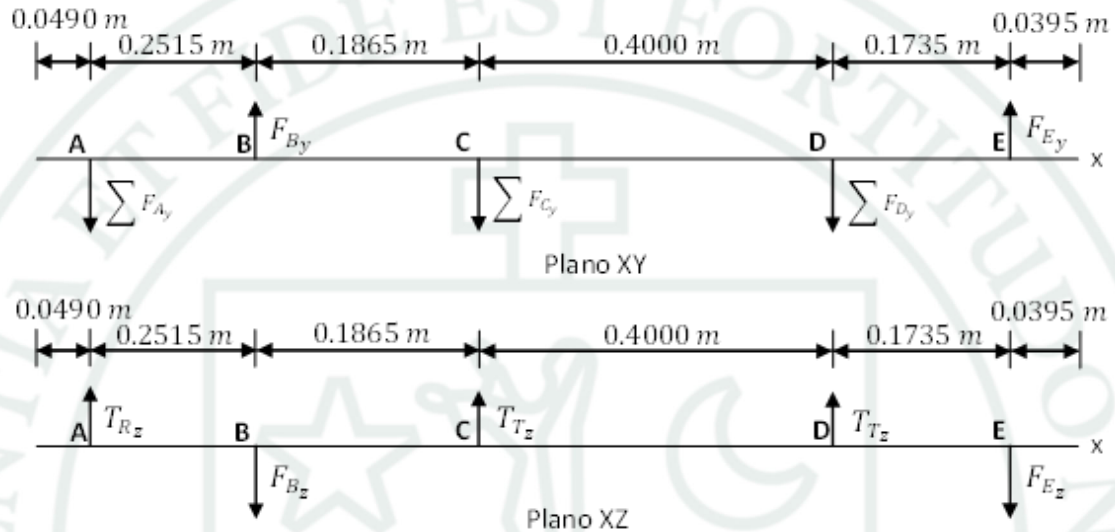
Distribución torsional en el eje conductor del sistema de transporte



A continuación, se calcularon las fuerzas aplicadas a lo largo del eje para realizar su diagrama V-M. Utilizando la Figura 4.86 y las medidas de los espacios del bastidor diseñado por el ingeniero Yana se obtuvo la distribución presentada en la Figura 4.88.

Figura 4.88

Diagramas de cargas sobre el eje conductor del sistema de transporte



Los puntos B y E corresponden a los apoyos del eje, y las fuerzas presentes son las reacciones de estos al resto de fuerzas presentes. Para calcular su valor, se despejaron el resto de las fuerzas mostradas.

En primer lugar, se calculó el valor de las fuerzas de tensión en las cadenas utilizando la Ecuación 4.82. Se debe tener claro que las fuerzas de tensión en las cadenas de transporte tienen el mismo valor para cada cadena.

Además, se debe hallar el valor del par de torsión en el sprocket del reductor, pues la fuerza de tensión de esta cadena se determina con la potencia aplicada dentro del reductor, es decir, antes de ser afectada por su eficiencia. Este valor es igual a la potencia de diseño en el reductor calculada anteriormente (33.0411 hp). Con la Ecuación 4.83 se obtuvo:

$$T_A = \frac{63\,000 * 33.0411 \text{ hp}}{454.0726 \text{ rpm}}$$

$$T_A = 4\,584.2643 \text{ lb} \cdot \text{pulg} = 517.9523 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_R = \frac{T_A}{D_{\text{Sprocket A}}/2}$$

$$T_R = \frac{517.9523 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.3237 \text{ m}/2} = 3\,199.85 \text{ N}$$

$$T_T = \frac{T_{C-D}}{D_{\text{Sprocket Transporte}}/2}$$

$$T_T = \frac{246.1264 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.1327 \text{ m}/2} = 3\,710.36 \text{ N}$$

Continuando con el cálculo de las fuerzas presentadas en la Figura 4.88, se evaluaron las fuerzas presentes en el plano XY. En este plano, las fuerzas consisten en sumatorias de fuerzas en los sprockets montados en el eje y las reacciones de los puntos B y E. Las sumatorias consisten en el peso de los sprockets montados, el peso de las cadenas montadas, y la componente Y de las fuerzas de tensión de las cadenas conectadas a estos. Las masas de las cadenas de transporte y del reductor ya fueron calculadas.

$$m_{\text{cadena reductor}} = 7.1323 \text{ kg}$$

$$m_{\text{cadena transporte}} = 21.3525 \text{ kg}$$

El valor de la masa de cada sprocket se extrajo de la Tabla V.2.

$$m_{\text{PHS 100-1BH13}} = 2.99 \text{ kg}$$

$$m_{\text{PHS 80-1TB40}} = (9.5 + 1.6) \text{ kg} = 11.1 \text{ kg}$$

Con estos valores, se procedió a calcular las sumatorias de las fuerzas presentadas (las sumatorias presentadas en los sprockets de la cadena de transporte tienen el mismo valor).

$$\sum F_{A_y} = T_R * \sin 84.70^\circ + (m_{\text{PHS 80-1TB40}} + m_{\text{cadena reductor}}) * g$$

$$\sum F_{A_y} = 3\,199.85 \text{ N} * 0.9957 + (11.1 \text{ kg} + 7.1323 \text{ kg}) * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\sum F_{A_y} = 3\,365.0042 \text{ N}$$

$$\sum F_{C_y} = \sum F_{D_y} = T_T * \sin 20^\circ + \left(m_{\text{PHS 100-1BH13}} + \frac{m_{\text{cadena transporte}}}{2} \right) * g$$

$$\sum F_{C_y} = \sum F_{D_y} = 3\,710.36 \text{ N} * 0.3420 + \left(2.99 \text{ kg} + \frac{21.3525 \text{ kg}}{2} \right) * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\sum F_{C_y} = \sum F_{D_y} = 1\,403.0824 \text{ N}$$

Respecto a las fuerzas presentes en el plano XZ, todas son componentes de las fuerzas de tensión en las cadenas, facilitando su cálculo.

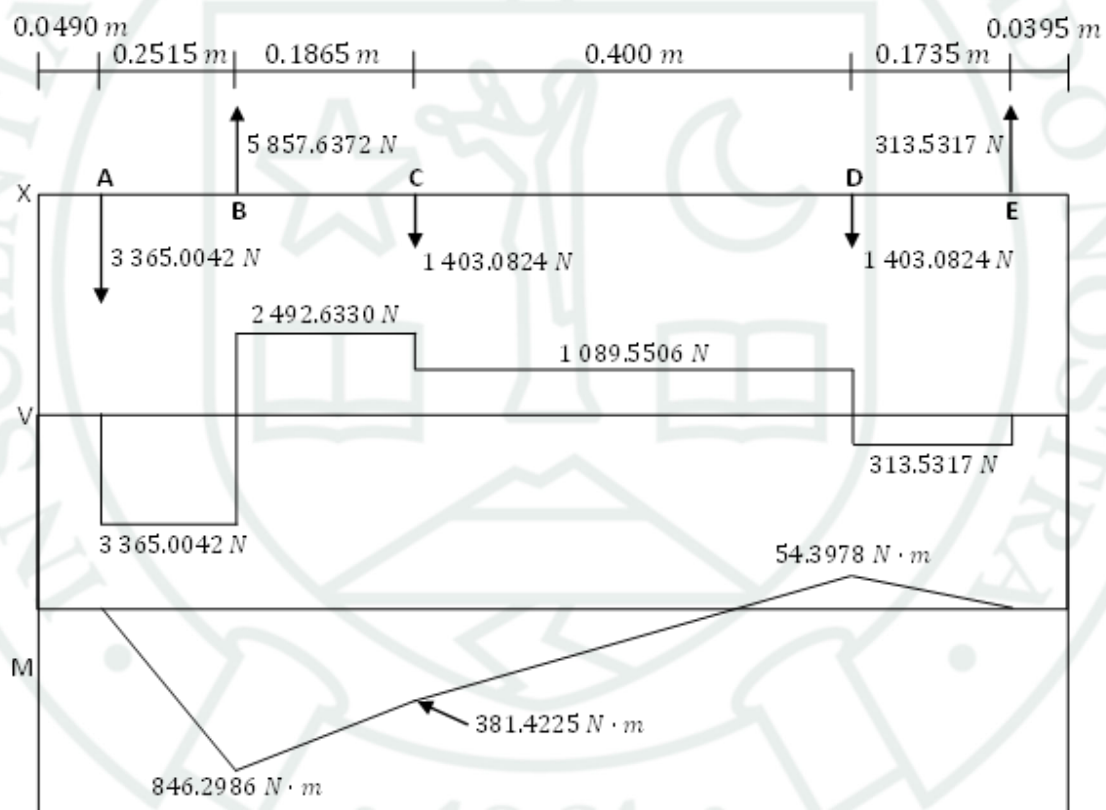
$$T_{R_z} = T_R * \cos 84.96^\circ = 3\,199.85\,N * 0.0924 = 295.8160\,N$$

$$T_{T_z} = T_T * \cos 20^\circ = 3\,710.36\,N * 0.9397 = 3\,486.5939\,N$$

Habiendo realizado los cálculos anteriores, se realizaron los diagramas V-M del eje en cada plano, mostrados en las Figuras 4.89 y 4.90. Estos resultados, junto a los datos de la Figura 4.87, se usaron para calcular las fuerzas y momentos en cada punto del eje.

Figura 4.89

Diagrama V-M del eje conductor en el plano XY

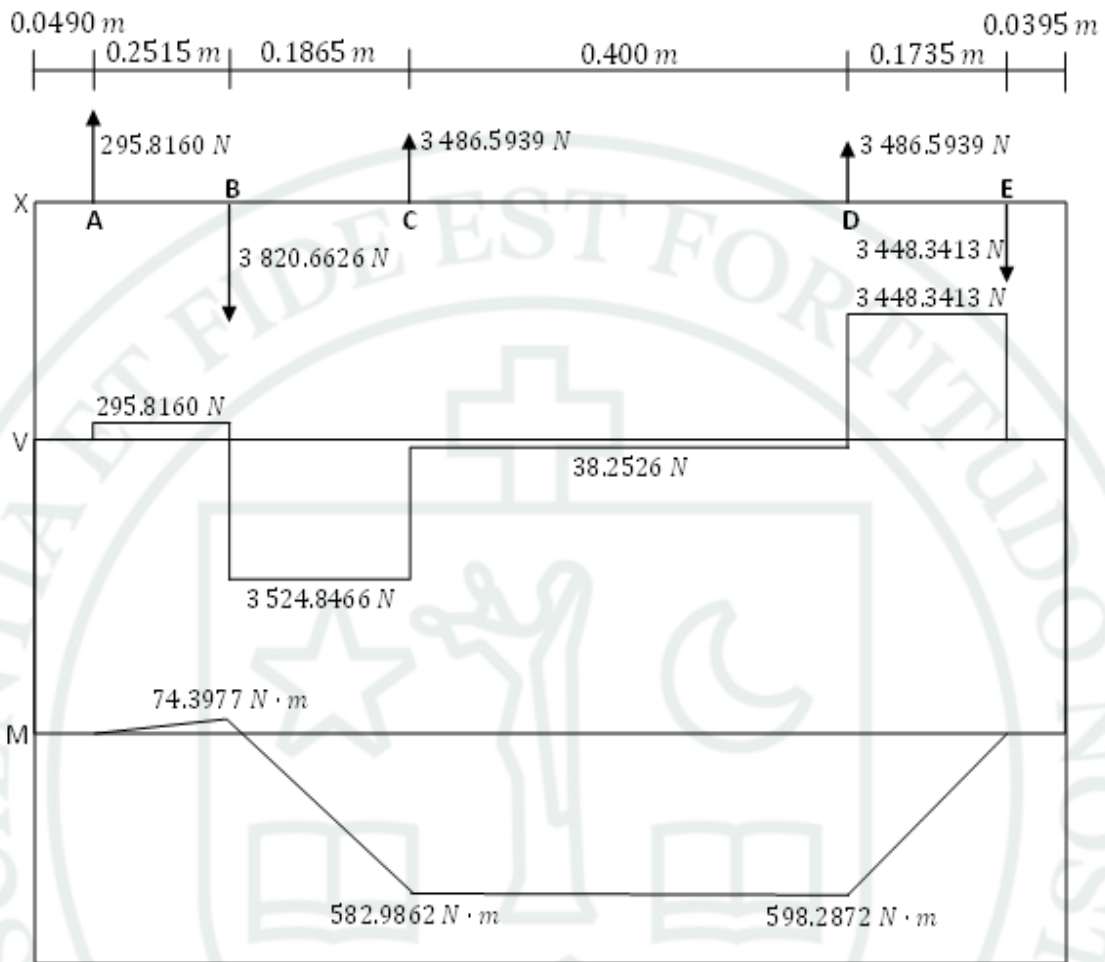


Punto A:

- $T_{\rightarrow} = 492.2528\,N \cdot m = 4\,356.8040\,lb \cdot pulg$
- $V_{total} = \sqrt{3\,365.0042^2 + 295.8160^2} = 3\,377.9817\,N = 759.4005\,lbf$
- $M_{total} = 0\,N \cdot m = 0\,lb \cdot pulg$

Figura 4.90

Diagrama V-M del eje conductor en el plano XZ



Punto B:

- $T = 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m} = 4\,356.8040 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{3\,365.0042^2 + 3\,524.8466^2} = 4\,873.1711 \text{ N} = 1\,095.5324 \text{ lbf}$
- $M_{total} = \sqrt{846.2986^2 + 74.3977^2} = 849.5624 \text{ N} \cdot \text{m} = 7\,519.2608 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto C:

- $T_{\leftarrow} = 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m} = 4\,356.8040 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $T_{\rightarrow} = 246.1264 \text{ N} \cdot \text{m} = 2\,178.4020 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{2\,492.6330^2 + 3\,524.8466^2} = 4\,317.1475 \text{ N} = 970.5334 \text{ lbf}$
- $M_{total} = \sqrt{381.4225^2 + 582.9862^2} = 696.6750 \text{ N} \cdot \text{m} = 6\,166.0929 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto D:

- $T_{\leftarrow} = 246.1264 \text{ N} \cdot \text{m} = 2\,178.4020 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $T_{\rightarrow} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{1\,089.5506^2 + 3\,448.3413^2} = 3\,616.3764 \text{ N} = 812.9938 \text{ lbf}$
- $M_{total} = \sqrt{54.3978^2 + 598.2872^2} = 600.7551 \text{ N} \cdot \text{m} = 5\,317.1308 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto E:

- $T = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{313.5317^2 + 3\,448.3413^2} = 3\,462.5655 \text{ N} = 778.4157 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

A continuación, se halló el valor de la resistencia a la fatiga modificada. Para calcular el factor de tamaño C_S , se usó la fórmula de la Tabla I.2, con un diámetro de 60 mm.

$$C_S = 0.859 - 0.000837 * 60 = 0.859 - 0.05022 = 0.80878$$

El factor de confiabilidad C_R se mantendrá igual que en el eje del desapilador, es decir, 0.81. Respecto a la resistencia a la fatiga s_n , se consultó la Figura I.1 asumiendo que el eje estará estirado en frío. Así se obtuvo un valor igual a 64 ksi.

Con estos datos despejados, se procedió a despejar las Ecuación 4.26.

$$s'_n = 64 \text{ ksi} * (0.81) * (0.80878)$$

$$s'_n = 41.9272 \text{ ksi}$$

Finalmente, se definió el factor de diseño para el eje. Siguiendo las mismas recomendaciones que en el eje des desapilador, se eligió el valor del factor de diseño a 2.

Con todos los valores ya definidos, se resuelve la Ecuación 4.28 o 4.29 para cada punto de análisis en el eje, de acuerdo con las condiciones definidas para el uso de cada ecuación.

Punto A:

El punto A corresponde al punto medio del montaje del sprocket conducido del reductor con el eje. El lado izquierdo de este punto es una sección libre del eje. Del lado

derecho, está sometido a torsión, pero no a un momento flexionante, y se encuentra sobre una chaveta en un cuñero en trineo, por lo que el valor de K_t será 1.6 (Mott, 2006, pág. 541).

$$D_{1 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{4 \ 356.8040}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{1 \text{ izquierda}} = 0.7517 \text{ pulg} = 19.0920 \text{ mm}$$

Punto B:

El punto B marca la ubicación del primer rodamiento en el que se apoyará el eje. El rodamiento se montará sobre una sección que tendrá un chaflán bien redondeado a la izquierda, y un chaflán agudo al lado derecho. El motivo de esta decisión es facilitar el montaje del rodamiento en el eje. El diámetro correspondiente a la izquierda del chaflán bien redondeado se calculó utilizando un K_t igual a 1.5 (Mott, 2006, pág. 542):

$$D_{1 \text{ derecha}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{1.5 * 7 \ 519.2608}{41 \ 927.1552} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{4 \ 356.8040}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{1 \text{ derecha}} = 1.7648 \text{ pulg} = 44.8264 \text{ mm}$$

El valor del diámetro D_1 es mayor desde la derecha, por lo que ése es el valor que se le asignó a dicho diámetro.

El otro diámetro que puede calcularse en este punto es el que corresponde a la sección del eje sobre la que se montará el rodamiento, y se encuentra entre ambos chaflanes, limitado a la derecha por el escalón (u hombro) del eje. Para realizar el cálculo, se consideró al chaflán agudo de la derecha como el punto de concentración de los esfuerzos, por lo que se utilizó un K_t igual a 2.5 (Mott, 2006, pág. 542):

$$D_2 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 7 \ 519.2608}{41 \ 927.1552} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{4 \ 356.8040}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 2.0911 \text{ pulg} = 53.1137 \text{ mm}$$

El diámetro D_3 será mayor a D_2 , pero su valor se calculará de acuerdo con las sugerencias dadas por la ficha técnica del rodamiento seleccionado.

Punto C:

El punto C marca el punto medio de la conexión entre el primer sprocket de las cadenas de transporte y el eje conductor. El sprocket se asegurará al eje a través de un escalón al lado izquierdo y un anillo de retención al lado derecho. Analizando el punto desde la izquierda, donde se encuentra el escalón con un chaflán agudo, se asignó un valor de K_t igual a 2.5.

$$D_{4 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 6 \ 166.0929}{41 \ 927.1552} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{4 \ 356.8040}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$
$$D_{4 \text{ izquierda}} = 1.9576 \text{ pulg} = 49.7234 \text{ mm}$$

Evalutando el punto C desde el lado derecho, se debe considerar que la concentración del esfuerzo ocurrirá en el cambio de diámetro del anillo de retención. El momento torsor desde la derecha es menor que el de la izquierda, y debido al anillo de retención, el valor de K_t será igual a 3 y el resultado obtenido del diámetro se debe aumentar en un 6%.

$$D_{4 \text{ derecha}} = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{3 * 6 \ 166.0929}{41 \ 927.1552} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{2 \ 178.4020}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$
$$D_{4 \text{ derecha}} = 1.06 * 2.0794 \text{ pulg} = 2.2041 \text{ pulg} = 55.9846 \text{ mm}$$

El valor de D_4 es mayor desde el lado derecho, por lo que ése es el valor que se le asignó al diámetro ubicado en el punto C.

Punto D:

El punto D marca el punto medio de la conexión entre el segundo sprocket de las cadenas de transporte y el eje conductor. Al igual que en el caso anterior, el sprocket se asegurará a través de un escalón al lado izquierdo y un anillo de retención al lado derecho.

Analizando el punto desde la izquierda, dada la presencia del escalón con un chaflán agudo, se utilizó un K_t igual a 2.5.

$$D_{5 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 5 \ 317.1308}{41 \ 927.1552} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{2 \ 178.4020}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$
$$D_{5 \text{ izquierda}} = 1.8626 \text{ pulg} = 47.3111 \text{ mm}$$

Desde el lado derecho, el valor del momento torsor en el punto D es igual a 0, y con la presencia del anillo de retención, (K_t igual a 3 y aumento del resultado en un 6%).

$$D_{5 \text{ derecha}} = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \frac{3 * 5 \ 317.1308}{41 \ 927.1552} \right]^{1/3}$$

$$D_{5 \text{ derecha}} = 1.06 * 1.9790 \text{ pulg} = 2.0977 \text{ pulg} = 53.2824 \text{ mm}$$

Así se asignó el valor calculado desde la derecha para el diámetro en el punto D (D_5).

Punto E:

El punto E corresponde a la ubicación del segundo rodamiento del sistema. Este punto no está sometido a momento torsor ni a momento flexionante, por lo que se utilizará la Ecuación 4.29 en el cálculo. El lado derecho de este punto es la segunda sección libre del eje. El rodamiento estará montado contra un escalón al lado izquierdo, en el que se encuentra un chaflán agudo, que determina el valor de K_t en 2.5.

$$D_6 = \sqrt{2.94 * 2 * 2.5 * 778.4157 / 41 \ 927.1552}$$

$$D_6 = 0.5224 \text{ pulg} = 13.2694 \text{ mm}$$

Al igual que en el eje del desapilador, el diámetro de este punto se corresponderá con el diámetro interno del rodamiento del punto E.

Los resultados se consolidaron y se muestran en la Tabla 4.15.

Tabla 4.15

Diámetros recomendados del eje conductor del sistema de transporte

Diámetro (número)	Diámetro mínimo		Diámetro especificado	
	pulgadas	milímetros	pulgadas	milímetros
D_1	1.7648	44.8264	1.9685	50
D_2	2.0911	53.1137	2.1654	55
D_3	$> D_2$ y $> D_4$		2.5197	64
D_4	2.2041	55.9846	2.3622	60
D_5	2.0977	53.2824	2.2835	58
D_6	0.5224	13.2694	1.9685	50

Cálculo de rodamientos

Al igual que en la selección de rodamientos en el eje del desapilador, se siguieron las pautas presentadas en el catálogo de rodamientos de la empresa SKF. El eje estará apoyado en los puntos B y E, los cuales están sometidos a una fuerza radial, pero no a una axial. Debido a esto, se seleccionaron rodamientos rígidos de bolas.

Para seleccionar los rodamientos, se definieron los diámetros del eje en los puntos donde estos serán montados (B y E), correspondientes a las secciones del eje con los diámetros D_2 y D_6 .

Asignando 55 mm como el valor del diámetro D_2 y 50 mm para D_6 , y analizando las opciones ofrecidas por SKF, se decidió evaluar un rodamiento SKF 6211 (Tabla J.2) para el punto B y un SKF 6010 (Tabla J.3) para el punto E (SKF Group, 2019, págs. 278-280). Debido a que la velocidad de giro es constante en el eje, se puede resolver la Ecuación 4.31 en ambos puntos. Sin embargo, para poder obtener un valor válido de esta ecuación, es necesario despejar primero la Ecuación 4.30.

Se empezó con el punto B, que está sometido a la mayor fuerza transversal. Los datos que se necesitan para resolver la Ecuación 4.30 se obtuvieron de la Tabla J.2 y de los valores calculados de fuerzas aplicadas en dicho punto.

- $C = 46.2\text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.2)
- $P = 4.8732\text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en el punto B

Como se definió en la selección de rodamientos del eje desapilador, el valor p para rodamientos de bolas es igual a 3 (SKF Group, 2019, pág. 89). Con estos datos, se resolvió la Ecuación 4.30 para este rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{46.2\text{ kN}}{4.8732\text{ kN}} \right)^3$$
$$L_{10} = 852.1008\text{ millones de revoluciones}$$

Finalmente, se resolvió la Ecuación 4.31 con el valor calculado y una velocidad de giro del eje igual a 454.0726 rpm .

$$L_{10h} = \frac{852.1008 * 10^6 \text{ revoluciones}}{60 * 454.0726 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 31\,276.23 \text{ horas}$$

El valor supera el rango de 10 000 y 25 000 horas de funcionamiento sugeridas para este tipo de diseños, pero considerando que las características de los rodamientos menos resistentes con este diámetro interno no consiguen llegar a 10 000 horas de funcionamiento, se consideró que la selección es aceptable.

Repitiendo el anterior análisis en el punto E para el rodamiento SKF 6010, se resolvieron las Ecuaciones 4.30 y 4.31.

- $C = 22.9 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.3)
- $P = 3.4625 \text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en el punto E

$$L_{10} = \left(\frac{22.9 \text{ kN}}{3.4625 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 289.2760 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{289.2760 * 10^6 \text{ revoluciones}}{60 * 454.0726 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 10\,617.83 \text{ horas}$$

El valor se encuentra dentro del rango de 10 000 y 25 000 horas de funcionamiento sugeridas para este tipo de diseños, por lo que se considera que la selección de este rodamiento es correcta.

Finalmente, habiendo confirmado los rodamientos que se utilizarán, se determinó el valor mínimo del diámetro D_3 (correspondiente al escalón adyacente al rodamiento del punto B) y comprobó que el valor asignado al diámetro D_5 sea el diámetro de escalón mínimo aceptable por el rodamiento en el punto E. De acuerdo con las Tablas J.2 y J.3, los mínimos valores del diámetro de escalón de cada rodamiento son iguales a:

$$D_{\text{escalón SKF 6211}} = D_{3\text{mín}} = 64 \text{ mm}$$

$$D_{\text{escalón SKF 6010}} = D_{5\text{mín}} = 55 \text{ mm}$$

Estos resultados confirman las medidas de 64 mm y 58 mm asignadas a D_3 y D_5 .

Eje conducido del sistema de transporte

El sistema de transporte se mueve por la acción del eje conductor. Sin embargo, el sistema requiere un segundo apoyo para las cadenas. En este apoyo habrá un eje que no transmite potencia y que debe mantener un giro libre durante todo el movimiento.

Considerando las exigencias de este punto, lo ideal sería utilizar ejes pequeños individuales para cada cadena. Sin embargo, en el diseño del ingeniero Yana del bastidor estructural no se encuentran paredes internas donde apoyar los rodamientos internos de dichos ejes, por lo que se diseñará un eje donde se apoyarán ambas cadenas.

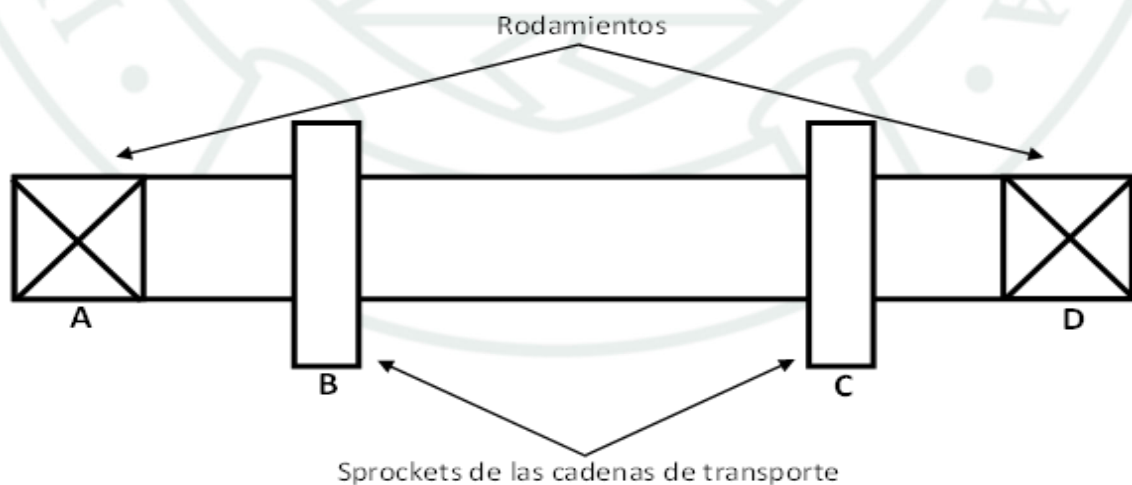
Los cálculos realizados para el diseño de este eje y sus rodamientos serán menos complejos y presentarán una naturaleza simétrica, como se ve a continuación:

Análisis del eje

El eje conducido se conectará a las cadenas de transporte a través de dos sprockets, y estará montado a dos rodamientos en sus extremos. Tanto los sprockets como los rodamientos estarán ubicados simétricamente en el eje, como se muestra en la Figura 4.91.

Figura 4.91

Disposición general del eje conducido del sistema de transporte

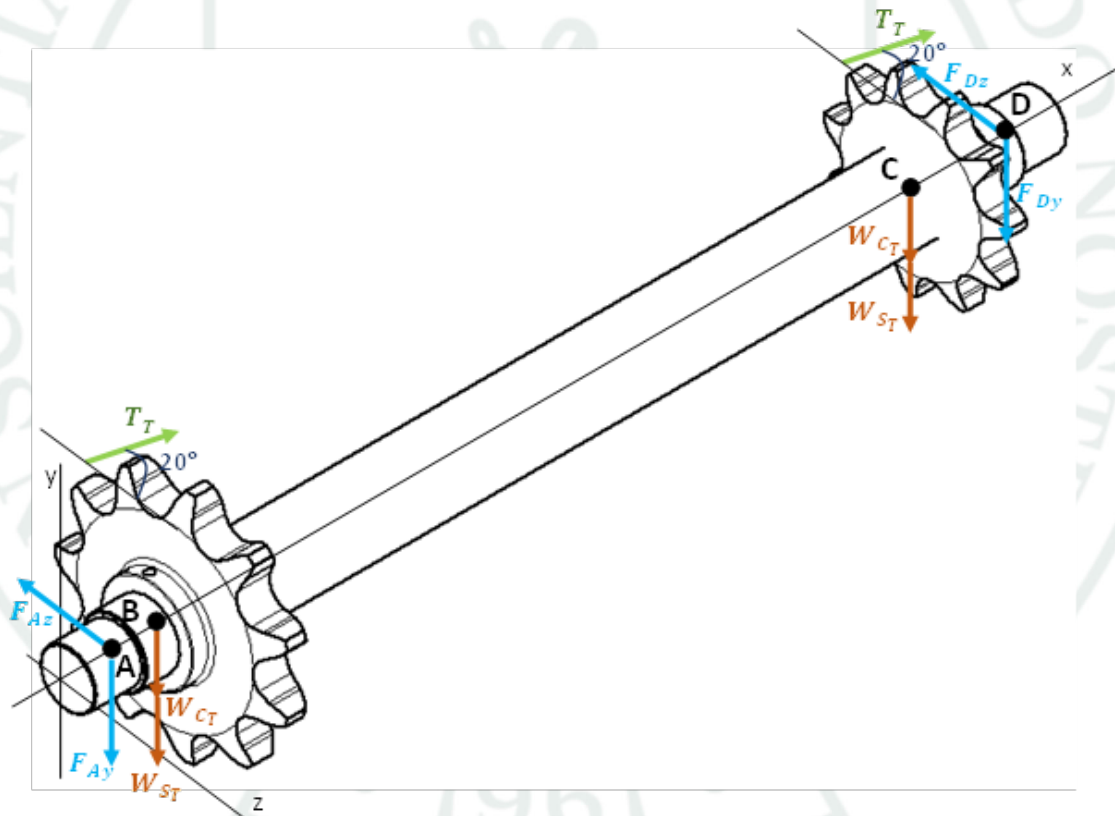


Siguiendo el procedimiento utilizado para el diseño del eje conductor, se empezó seleccionando el material de fabricación para el eje. Al contrario que el eje conductor, este eje no estará sometido a ninguna transmisión de potencia o a un momento torsor, pero las fuerzas cortantes serán similares. Debido a esto, se eligió el mismo acero utilizado en ese eje, es decir, el acero AISI-SAE 4150 OQT 1000, con resistencia a la tensión y de fluencia iguales a 197 *ksi*, y 181 *ksi* respectivamente.

Con el material de fabricación definido, se ilustró el diagrama de cuerpo libre del eje y los sprockets (Figura 4.92).

Figura 4.92

Diagrama de cuerpo libre del eje conducido del sistema de transporte



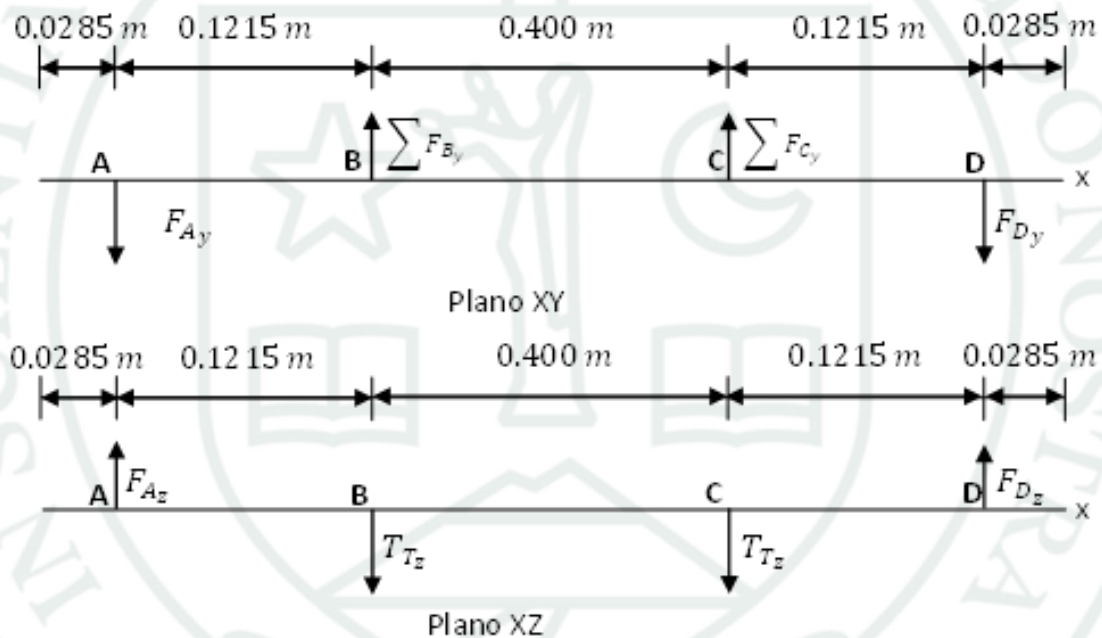
Las fuerzas representadas son las correspondientes a la tensión de las cadenas de transporte (aplicada en un ángulo de 20° con respecto al plano XZ), el peso de los sprockets, el peso de las cadenas apoyado en el eje y las reacciones producidas en los rodamientos.

Sabiendo esto, se continuó con la selección de ecuaciones que se utilizarán en el diseño. Al igual que en el eje conductor, la Ecuación 4.27 servirá para hallar el valor total de la resistencia a la fatiga estimada; y las Ecuaciones 4.28 y 4.29 servirán para el cálculo del mínimo diámetro de cada sección del eje.

A continuación, se graficó el diagrama de cargas sobre el eje, utilizando la Figura 4.92 y la longitud de los espacios ofrecidos por el bastidor diseñado por el ingeniero Yana como base. El resultado se representa en la Figura 4.93.

Figura 4.93

Diagramas de cargas sobre el eje conducido del sistema de transporte



Los puntos A y D corresponden a los apoyos del eje, y las fuerzas presentes son las reacciones de estos al resto de fuerzas presentes. Para calcular su valor, se despejaron los datos necesarios para su cálculo.

La fuerza de tensión de la cadena tiene el mismo valor que la correspondiente en el eje conductor. Esto se debe a que la fuerza de tensión en las cadenas tiene el mismo valor a lo largo de las mismas. Además, los sprockets en ambos ejes tienen el mismo diámetro y las cadenas apoyadas en este eje son las mismas que se evaluaron anteriormente. Por lo tanto, los valores serán los siguientes:

$$T_T = 3\,710.36\,N$$

$$m_{\text{cadena transporte}} = 21.3525\,kg$$

$$m_{PHS\,100-1BH13} = 2.99\,kg$$

Las sumatorias presentadas en el plano XY de la Figura 4.87 están conformadas por las fuerzas definidas, teniendo en consideración que la fuerza correspondiente a la tensión de la cadena se encuentra en sentido opuesto a las de los pesos.

$$\begin{aligned}\sum F_{B_y} &= \sum F_{C_y} = T_T * \sin 20^\circ - \left(m_{PHS\,100-1BH13} + \frac{m_{\text{cadena transporte}}}{2} \right) * g \\ \sum F_{B_y} &= \sum F_{C_y} = 3\,710.36\,N * 0.3420 - \left(2.99\,kg + \frac{21.3525\,kg}{2} \right) * 9.81\,m/s^2 \\ \sum F_{B_y} &= \sum F_{C_y} = 1\,134.9505\,N\end{aligned}$$

Por otro lado, al igual que en el eje conductor, las fuerzas presentes en el plano XZ son todas componentes de las fuerzas de tensión en las cadenas.

$$T_{T_z} = T_T * \cos 20^\circ = 3\,710.36\,N * 0.9397 = 3\,486.5939\,N$$

Con estos datos, se procedió a graficar los diagramas V-M del eje en cada plano en las Figuras 4.94 y 4.95.

Puede notarse que, en ambos diagramas, los puntos A y D comparten los mismos valores de fuerzas y momentos, y lo mismo ocurre entre los puntos B y C. Considerando esto, y con lo calculado en las Figuras 4.94 y 4.95, se hallaron los valores de fuerzas y momentos en cada punto del eje.

Punto A y D:

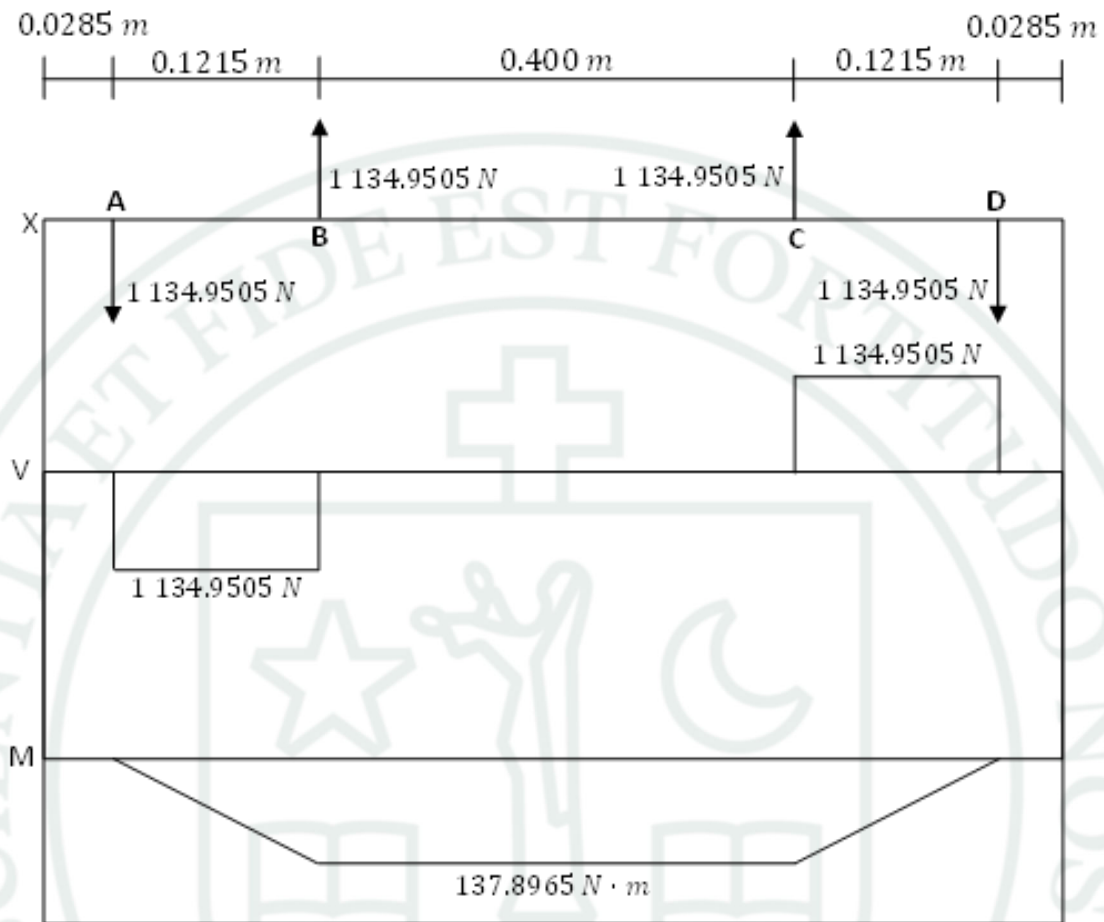
- $V_{total} = \sqrt{1\,134.9505^2 + 3\,486.5939^2} = 3\,666.6674\,N = 824.2996\,lbf$
- $M_{total} = 0\,N \cdot m = 0\,lb \cdot pulg$

Punto B y C:

- $V_{total} = \sqrt{1\,134.9505^2 + 3\,486.5939^2} = 3\,666.6674\,N = 824.2996\,lbf$
- $M_{total} = \sqrt{137.8965^2 + 423.6212^2} = 445.5001\,N \cdot m = 3\,943.0080\,lb \cdot pulg$

Figura 4.94

Diagrama V-M del eje conducido en el plano XY



Conociendo estos valores, se procedió a hallar el valor de la resistencia a la fatiga modificada. Para calcular el factor de tamaño C_S , se utilizó la fórmula que se propone en la Tabla I.2, asumiendo un diámetro de 50 mm.

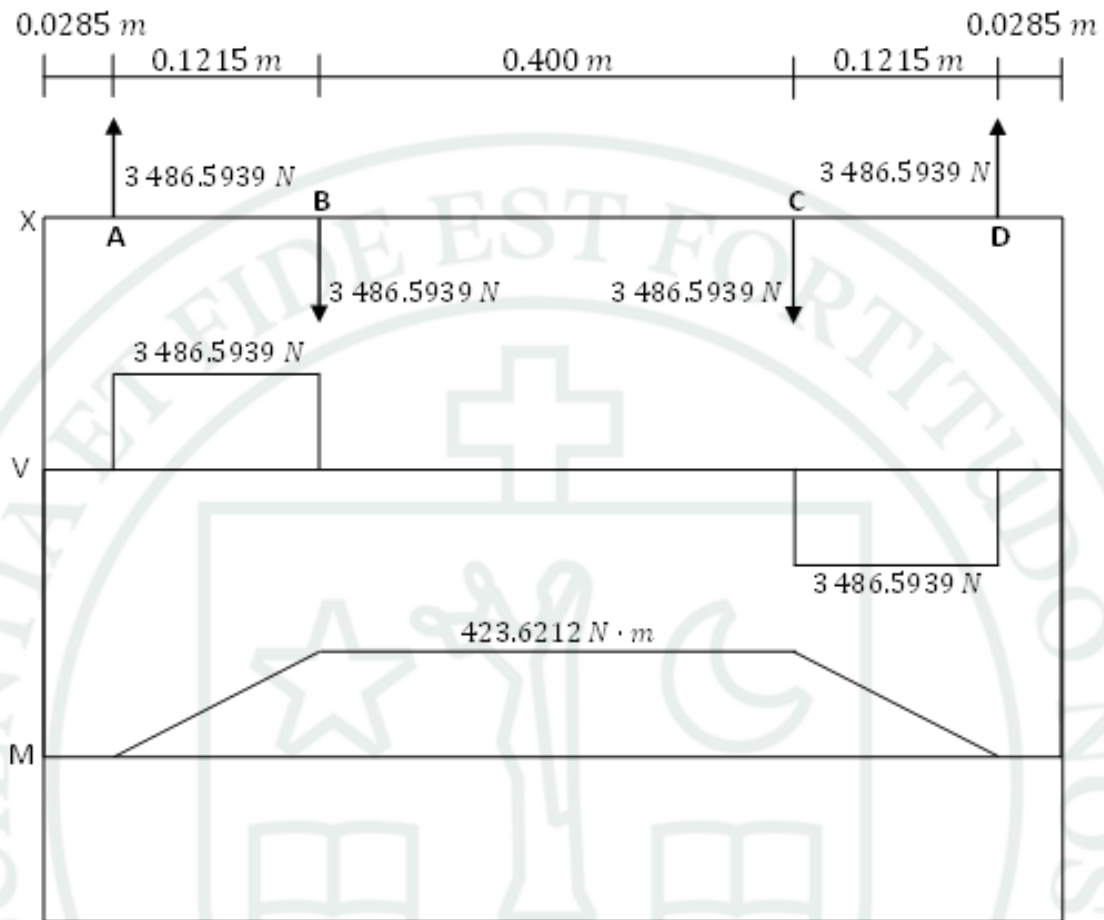
$$C_S = (D/7.62)^{-0.11} = (50/7.62)^{-0.11} = 0.8131$$

El factor de confiabilidad C_R se mantendrá igual que en los casos anteriores (0.81), y el valor de la resistencia a la fatiga se eligió de acuerdo con la Figura I.1. Para tener resultados estandarizados se decidió que el eje conducido tendrá las mismas características que el conductor, por lo que el valor de la resistencia a la fatiga s_n será igual a 64 ksi.

Con estos datos despejados, se procedió a despejar las Ecuación 4.27.

Figura 4.95

Diagrama V-M del eje conducido en el plano XZ



$$s'_n = 64 \text{ ksi} * (0.81) * (0.8131)$$

$$s'_n = 42.1496 \text{ ksi}$$

Finalmente, se eligió un valor de 2 para el factor de diseño, el mismo valor utilizado en el diseño del eje conductor.

Continuando con la selección de diámetros, se procedió a resolver las Ecuaciones 4.28 o 4.29 para cada punto del eje, dependiendo de sus características.

Punto A y D:

Ambos puntos representan la ubicación en la que se montarán los rodamientos del eje. En estos puntos no se aplica ningún momento flexionante, y ningún punto del eje tiene un momento torsor, por lo que se utilizó la Ecuación 4.29 para calcular el diámetro.

En primer lugar, se decidió que, para facilitar el montaje, el rodamiento ubicado en el punto A se ensamblará sobre una sección con diámetro ligeramente escalonado con respecto al extremo correspondiente del eje, lo que quiere decir que el diámetro D_1 será ligeramente menor que el diámetro D_2 . Por otro lado, se espera que en la sección con diámetro D_7 se ubique una tuerca y arandela de sujeción. Debido a esto el valor de este diámetro será igual al diámetro D_6 .

Continuando con el cálculo de los diámetros de las secciones sobre las que se encontrarán los rodamientos, se reconoció que el punto de concentración de esfuerzos en estos puntos será el chaflán agudo presente en el escalón colindante a los mismos, por lo que se utilizó un valor de K_t igual a 2.5, con lo que se calcularon los diámetros D_2 y D_6 :

$$D_2 = D_6 = \sqrt{2.94 * 2 * 2.5 * 824.2996 / 42\ 149.5885}$$

$$D_2 = D_6 = 0.5362 \text{ pulg} = 13.6188 \text{ mm}$$

El valor del diámetro del escalón D_3 y D_5 se calculará de acuerdo con los requerimientos de los puntos B y C, pero se debe recordar que su valor deberá estar en el rango de las recomendaciones dadas por los rodamientos elegidos en los puntos A y D.

Punto B y C:

Estos puntos se encuentran en el punto en el que se montarán los sprockets. El lado externo de los sprockets se asegurará con un anillo de retención, y el lado interno estará en contacto con un escalón con chaflán agudo.

Analizando desde el lado externo de estos puntos, debido a que estos lados tendrán un anillo de retención, el valor de K_t será igual a 3, y el resultado deberá aumentarse en un 6% para que el anillo pueda montarse correctamente. Utilizando la Ecuación 4.28, se halló:

$$D_{3 \text{ externo}} = D_{5 \text{ externo}} = 1.06 * \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \frac{3 * 3\ 943.0080}{42\ 149.5885} \right]^{1/3}$$

$$D_{3 \text{ externo}} = D_{5 \text{ externo}} = 1.06 * 1.7881 \text{ pulg} = 1.8954 \text{ pulg} = 48.1432 \text{ mm}$$

Analizando desde el lado interno se encuentra un chaflán agudo en el punto de concentración de las fuerzas, por lo que el valor de K_t será igual a 2.5.

$$D_{3 \text{ interno}} = D_{5 \text{ interno}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \frac{2.5 * 3\ 943.0080}{42\ 149.5885} \right]^{1/3}$$

$$D_{3 \text{ interno}} = D_{5 \text{ interno}} = 1.6827 \text{ pulg} = 42.7401 \text{ mm}$$

Ya que los valores de externos son mayores que los internos, esos fueron asignados como los valores de D_3 y D_5 .

El diámetro interno D_4 se encuentra entre ambos sprockets, y su valor será mayor a los valores D_3 y D_5 . Para asegurar que el ensamble de los sprockets sea seguro, pero evitando que se malgaste material durante el maquinado del eje, se decidió que el diámetro D_4 sea igual a 52 mm.

Habiendo calculado y seleccionado los valores de los diámetros de las secciones del eje, se agruparon los resultados en la Tabla 4.16.

Tabla 4.16

Diámetros recomendados del eje conducido del sistema de transporte

Diámetro (número)	Diámetro mínimo		Diámetro especificado	
	pulgadas	milímetros	pulgadas	milímetros
D_1	$< D_2$		1.4961	38
D_2	0.5362	13.6188	1.5748	40
D_3	1.8954	48.1432	1.9685	50
D_4	$> D_3$ y $> D_5$		2.0472	52
D_5	1.8954	48.1432	1.9685	50
D_6	0.5362	13.6188	1.5748	40
D_7	0.5362	13.6188	1.4961	40

Cálculo de rodamientos

Ambos rodamientos en el eje estarán sometidos a las mismas condiciones, por lo que se elegirá el mismo rodamiento para ambos puntos. Asumiendo el valor de D_2 y D_4 como 40 mm, se buscó rodamientos con diámetro interno igual a este valor. De las opciones presentadas, se eligió el rodamiento SKF 6308 (Tabla J.4) para esta aplicación. Para realizar el cálculo de horas de trabajo, se utilizaron los siguientes datos:

- $C = 42.3 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.4)
- $P = 3.6667 \text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en los puntos A y D

Como se definió en la selección de rodamientos del eje desapilador, el valor p para rodamientos de bolas es igual a 3 (SKF Group, 2019, pág. 89)

Con estos datos, se resolvieron las Ecuaciones 4.30 y 4.31.

$$L_{10} = \left(\frac{42.3 \text{ kN}}{3.6667 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 1\,535.3470 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,535.3470 * 10^6 \text{ revoluciones}}{60 * 454.0726 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 56\,354.69 \text{ horas}$$

Al igual que en el eje conductor, el valor hallado está por encima del rango de horas sugeridas (de 10000 a 25000 horas), pero se aceptó esta respuesta basados en las exigencias calculadas para los diámetros. Así se decidió que los diámetros D_1 y D_5 tendrán un valor igual a 40 mm.

Eje de transmisión del motor

En el diseño de mecanismos impulsados por motores, no se considera una buena práctica el cargar el eje de salida del motor con elementos del sistema, o el maquinarlo con elementos de ensamble, pues estas situaciones pueden afectar significativamente la eficiencia y tiempo de vida del motor.

Por lo tanto, buscando evitar que este eje cargue con alguna de las fuerzas producidas en el reductor, se diseñó un eje adicional que se conectará a la salida del motor con un acoplamiento flexible y transmitirá la potencia al reductor en el sprocket conductor, montado en este mismo eje.

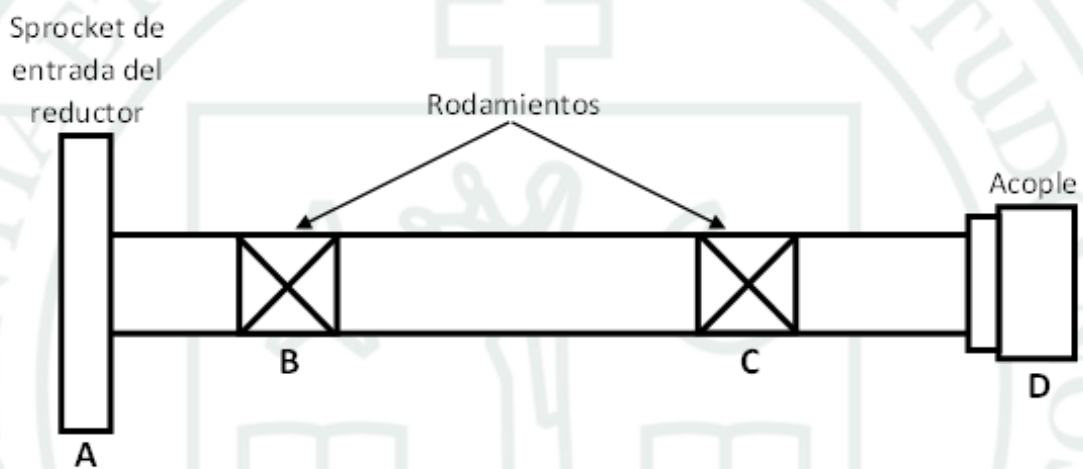
A continuación, se presentan los cálculos realizados para el diseño del eje y la selección de los rodamientos que lo apoyarán.

Análisis del eje

El eje que se diseñará para transmitir la potencia y el movimiento de giro al reductor tendrá un sprocket montado en su extremo izquierdo (el sprocket conductor del reductor), un acoplamiento a la derecha que lo conectará con el eje de salida del motor, y estará apoyado sobre dos rodamientos en la zona central, como se ve en la Figura 4.96.

Figura 4.96

Disposición general del eje de transmisión del motor

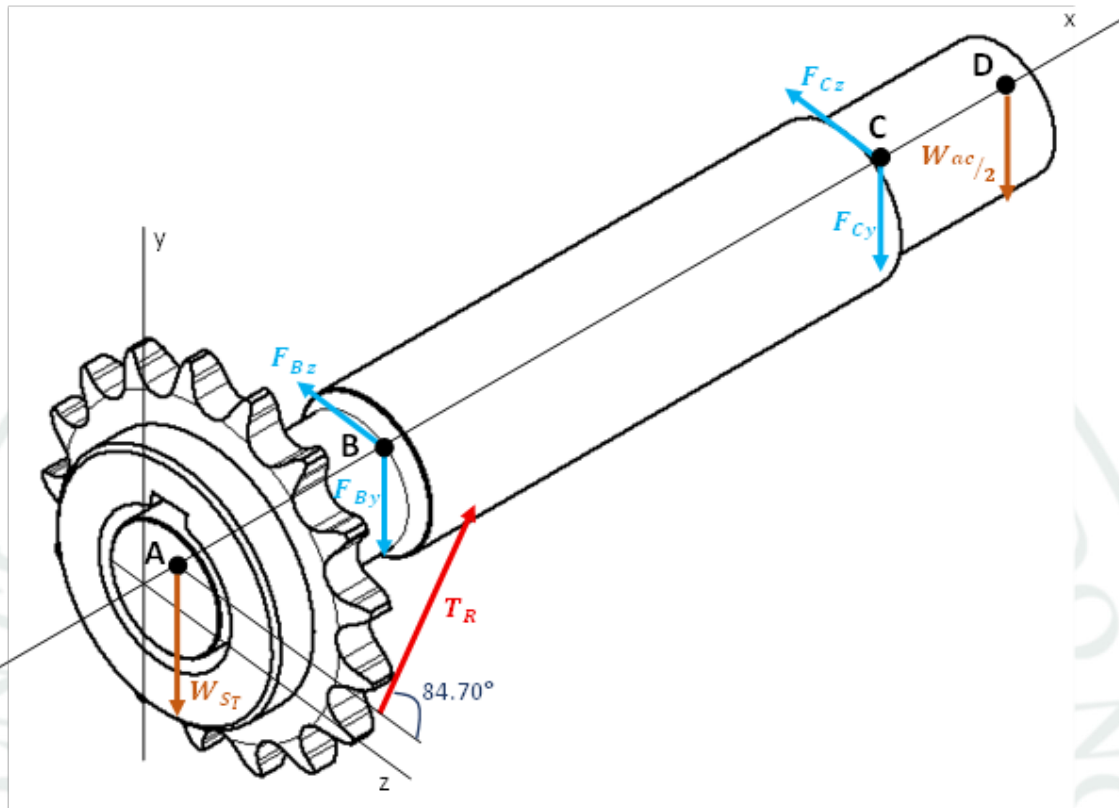


Al igual que en los otros ejes evaluados en el diseño, primero se seleccionó el material de fabricación. Junto con el resto de los ejes del sistema de transporte, se eligió el acero AISI-SAE 4150 OQT 1000, con resistencia a la tensión y de fluencia iguales a 197 *ksi*, y 181 *ksi* respectivamente.

Continuando con el análisis del eje, se representaron las fuerzas que afectarán al cálculo en la Figura 4.97. Puede observarse que, además del peso del sprocket conductor del reductor y la mitad del peso del acoplamiento (la segunda mitad de este valor se aplicará sobre el eje de salida del motor), la única fuerza que tendrá un impacto importante es la tensión de la cadena del reductor. Aunque teóricamente esta fuerza debe coincidir con la calculada en el análisis del eje conductor del sistema de transporte, se repitió el cálculo en este punto para tener un resultado más preciso.

Figura 4.97

Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión del motor



Otra similitud con el análisis de esta fuerza en el eje conductor es el ángulo de aplicación, igual a 84.70° . Debido a la geometría del diseño, asumiendo que el lado tenso de la cadena formará una línea recta tangente al diámetro de paso de los sprockets conductor y conducido del reductor de velocidad, el diámetro de aplicación de la fuerza en el punto de contacto con ambos diámetros será el mismo.

En primer lugar, se evaluó distribución del par torsional en este eje. Dado que la función principal de este elemento es justamente transferir todo el par torsional entregado por el motor hacia el reductor, el valor del par será constante a lo largo de toda su longitud (desde el punto A hasta el punto D). Por este motivo sólo se realizó el cálculo de su valor con la Ecuación 4.83, dado que no es necesario representarlo gráficamente.

$$T_{eje\ transmisión} = \frac{63\ 000 * 33.0411\ hp}{1\ 068.4060\ rpm}$$

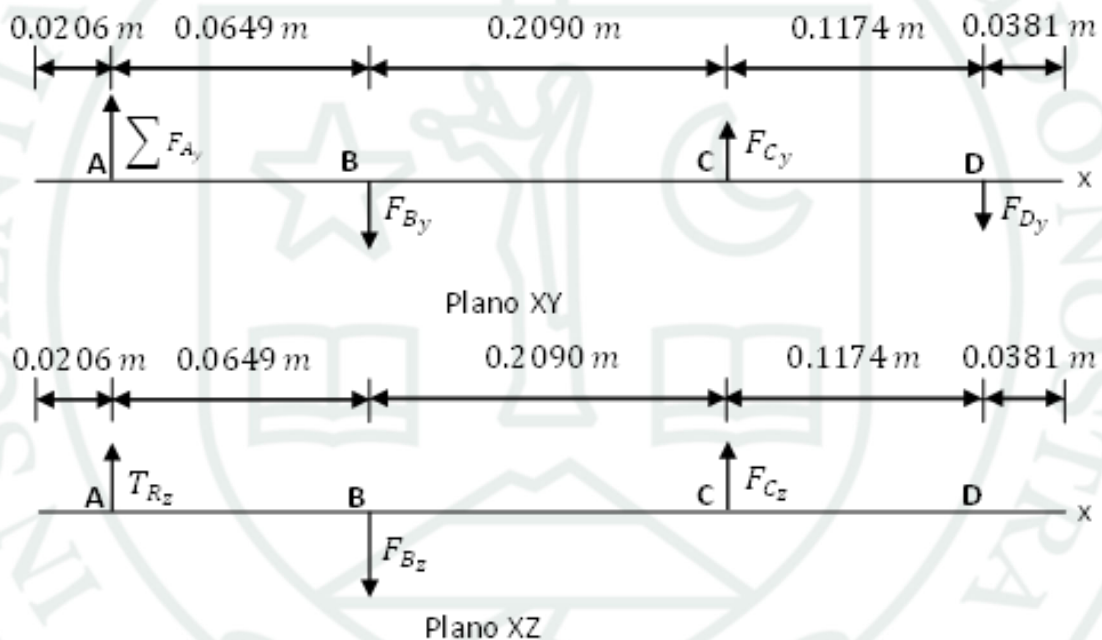
$$T_{eje\ transmisión} = 1\ 948.3123\ lb \cdot pulg = 220.1297\ N \cdot m$$

De manera similar a los demás ejes, se utilizó la Ecuación 4.27 para obtener el valor de la resistencia a la fatiga estimada y las Ecuaciones 4.28 y 4.29 para calcular el mínimo diámetro de cada sección del eje.

Utilizando las medidas del bastidor estructural del ingeniero Yana como referencia, y asumiendo la selección de ciertos rodamientos y acoplamiento flexible para determinar las medidas de ciertas secciones, se graficaron las fuerzas aplicadas sobre este eje en el diagrama de la Figura 4.98.

Figura 4.98

Diagramas de cargas sobre el eje de transmisión del motor



Los puntos B y C son el punto central de contacto de los apoyos del eje, y sus valores corresponden a las reacciones producidas por el resto de las fuerzas sobre el eje. Para calcularlas, se definieron primero el resto de las fuerzas.

Al igual que en el análisis del eje conductor, se utilizó la Ecuación 4.82 para obtener el valor de la fuerza de tensión en la cadena. El valor de la potencia aplicada es el mismo que la potencia de diseño del reductor, es decir, 33.0411 hp. Conociendo la velocidad de giro de ingreso del reductor (1 068.4060 rpm) y el diámetro del sprocket del reducto acoplado a este eje (138.23 mm) se obtuvo:

$$T_R = \frac{T_{\text{eje transmisión}}}{D_{\text{Sprocket A}}/2}$$

$$T_R = \frac{220.1297 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.13823 \text{ m}/2} = 3184.94 \text{ N}$$

La fuerza que se encuentra junto a la fuerza de tensión calculada, pero que apunta en la dirección opuesta, es la correspondiente al peso del sprocket. El valor de las masas del sprocket junto con el buje recomendado se obtiene de la Tabla V.2.

$$m_{PHS80-1TB17} = (1.4 + 0.8) \text{ kg} = 2.2 \text{ kg}$$

Con estos valores, se realizó el cálculo de la sumatoria de fuerzas presentadas en el punto A en el plano XY.

$$\sum F_{Ay} = T_R * \sin 84.70^\circ - m_{PHS80-1TB17} * g$$

$$\sum F_{Ay} = 3184.94 \text{ N} * 0.9957 - 2.2 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\sum F_{Ay} = 3149.7185 \text{ N}$$

En el plano XZ, la fuerza que afecta al punto A es igual a la componente de la fuerza de tensión de la cadena del reductor.

$$T_{Rz} = T_R * \cos 84.96^\circ = 3184.94 \text{ N} * 0.0924 = 294.4377 \text{ N}$$

Por último, la fuerza ubicada en el punto D es equivalente a la mitad del peso del acoplamiento flexible que une al eje con el motor. Adelantando la selección de este componente (un acoplamiento flexible de muelle SKF 1070 TGH), se obtuvo el valor de su masa del Anexo Z.

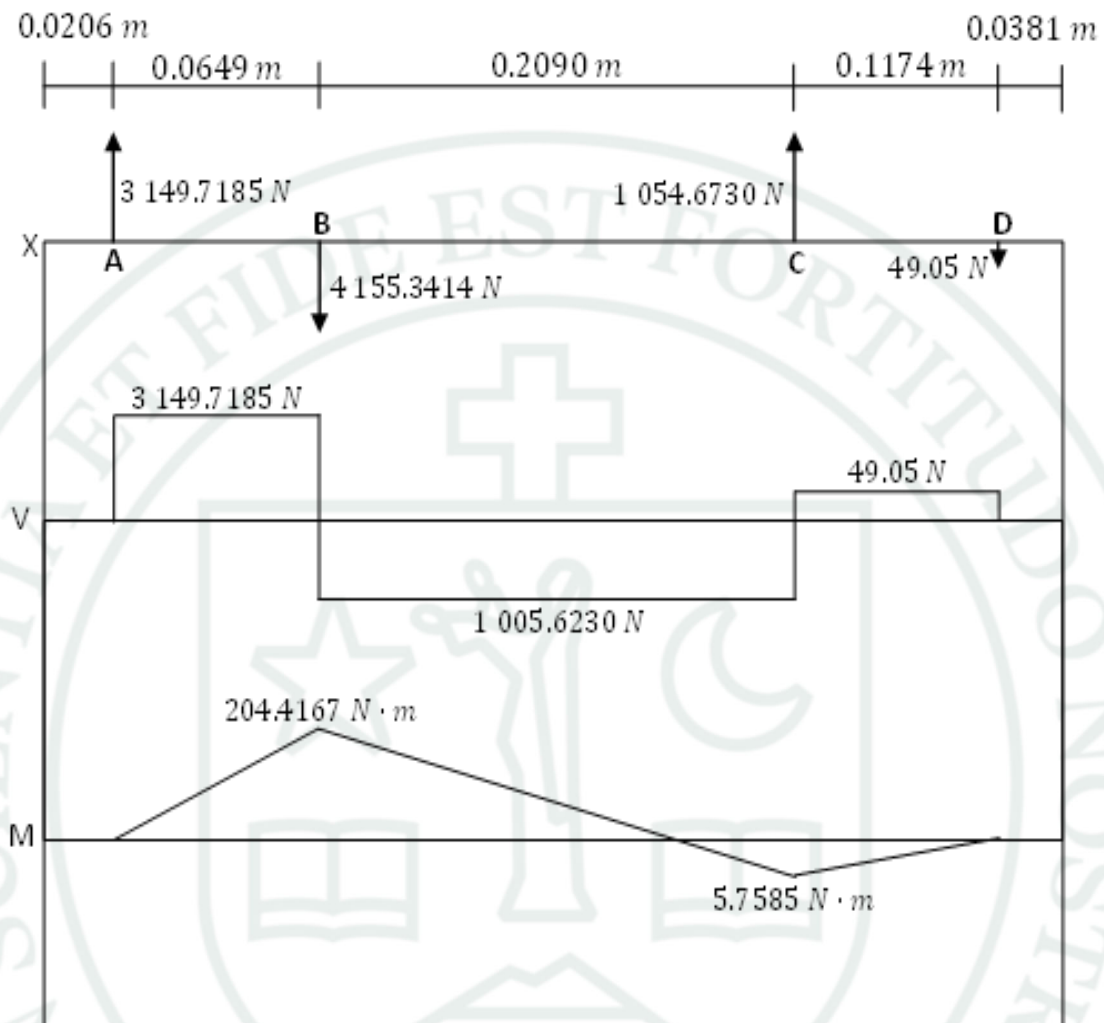
$$m_{1070TGH} = 10 \text{ kg}$$

Habiendo definido todos estos datos, se procedió a graficar los diagramas V-M del eje en cada plano de acción en las Figuras 4.99 y 4.100.

Tomando los datos presentados en estos diagramas, se hallaron los valores de fuerzas y momentos en cada punto del eje.

Figura 4.99

Diagrama V-M del eje de transmisión del motor en el plano XY



Punto A:

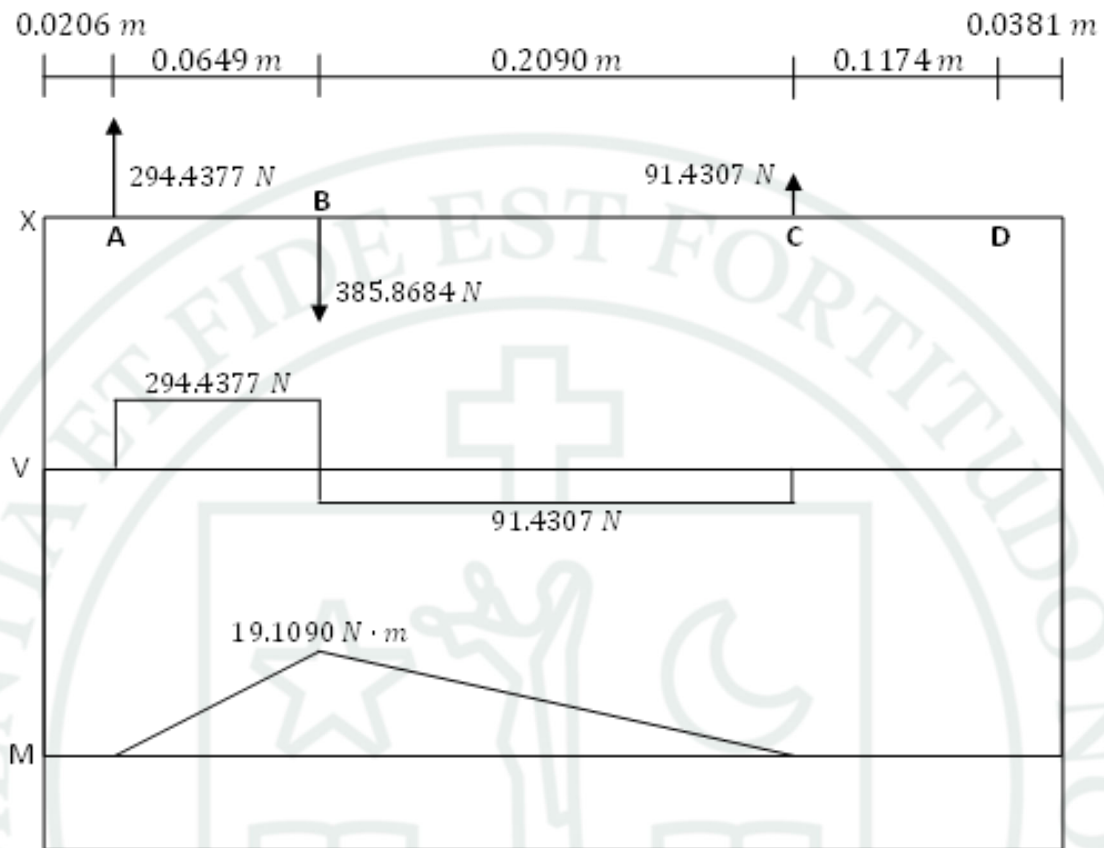
- $T = 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,948.3123 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{3\,149.7185^2 + 294.4377^2} = 3\,163.4507 \text{ N} = 711.1720 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto B:

- $T = 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,948.3123 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{3\,149.7185^2 + 294.4377^2} = 3\,163.4507 \text{ N} = 711.1720 \text{ lbf}$
- $M_{total} = \sqrt{204.4167^2 + 19.1090^2} = 205.3079 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,817.1285 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Figura 4.100

Diagrama V-M del eje de transmisión del motor en el plano XZ



Punto C:

- $T = 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,948.3123 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = \sqrt{1\,005.6230^2 + 91.4307^2} = 1\,009.7708 \text{ N} = 227.0055 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 5.7585 \text{ N} \cdot \text{m} = 50.9668 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Punto D:

- $T = 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m} = 1\,948.3123 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$
- $V_{total} = 49.05 \text{ N} = 11.0269 \text{ lbf}$
- $M_{total} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$

Con estos valores definidos, se procedió a hallar el valor de la resistencia a la fatiga modificada. Asumiendo un diámetro de 35 mm, se calculó C_S de acuerdo con la Tabla I.2.

$$C_S = (D/7.62)^{-0.11} = (35/7.62)^{-0.11} = 0.8456$$

Los valores de C_R y s_n serán los mismos que en los demás ejes, es decir, 0.81 y 64 *ksi* respectivamente. Igualmente, el factor de diseño será igual 2, como en los demás ejes. Con estos datos despejados, se procedió a despejar las Ecuación 4.26.

$$s'_n = 64 \text{ ksi} * (0.81) * (0.8456)$$

$$s'_n = 43.8362 \text{ ksi}$$

Habiendo definido estos valores, se utilizó la Ecuación 4.28 o 4.29 para cada punto de análisis en el eje.

Punto A:

El punto A corresponde al punto de contacto entre el sprocket conductor del reductor y el eje. Hacia el lado izquierdo se encuentra una sección libre, mientras que al derecho hay una fuerza de torsión, pero no un momento flexionante. El sprocket se monta sobre una chaveta en un cuñero en trineo, por lo que K_t será igual a 1.6 (Mott, 2006, pág. 541).

$$D_{1 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{1 \ 948.3123}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{1 \text{ izquierda}} = 0.5748 \text{ pulg} = 14.5998 \text{ mm}$$

Punto B:

El punto B se ubica en el punto central de contacto con el primer rodamiento en el que se apoyará el eje. La sección sobre la que se montará el rodamiento tendrá un chaflán bien redondeado a la izquierda, y un chaflán agudo al lado derecho. El diámetro correspondiente a la izquierda del chaflán bien redondeado se calculó asumiendo un valor de K_t igual a 1.5.

$$D_{1 \text{ derecha}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{1.5 * 1 \ 817.1285}{43 \ 836.1652} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{1 \ 948.3123}{181 \ 000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{1 \text{ derecha}} = 1.0860 \text{ pulg} = 27.5846 \text{ mm}$$

El valor del diámetro D_1 calculado desde la derecha es mayor que el calculado desde la izquierda, por lo que este es el valor que se le asignó al diámetro D_1 .

Calculando el diámetro de la sección sobre la que estará montado el rodamiento, se consideró al chaflán agudo de la derecha, lo que corresponde a un valor de K_t igual a 2.5.

$$D_2 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 1\,817.1285}{43\,836.1652} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{1\,948.3123}{181\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 1.2846 \text{ pulg} = 32.6281 \text{ mm}$$

El valor del diámetro D_3 será mayor a D_2 y su valor se asignará de acuerdo con las indicaciones en las fichas técnicas de los rodamientos seleccionados.

Punto C:

Tal como pasó en el punto B, el punto C marca el punto medio de un rodamiento, en este caso, el segundo soporte del eje. Al igual que el primer rodamiento, este se asegurará a través de un escalón y un anillo de retención interno. Analizando desde la izquierda, donde se encuentra el escalón con un chaflán agudo, se asignó un valor de K_t igual a 2.5.

$$D_4 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2.5 * 50.9668}{43\,836.1652} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{1\,948.3123}{181\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_4 = 0.5838 \text{ pulg} = 14.8273 \text{ mm}$$

Desde el lado derecho, el rodamiento estará retenido por un anillo de retención interno, que no estará montado sobre el eje. Debido a esto, la concentración del esfuerzo ocurrirá en el chaflán bien redondeado a la derecha del punto, por lo que el valor de K_t será igual a 1.5.

$$D_{5 \text{ izquierda}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{1.5 * 50.9668}{43\,836.1652} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{1\,948.3123}{181\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{5 \text{ izquierda}} = 0.5781 \text{ pulg} = 14.6838 \text{ mm}$$

Punto D:

El punto D corresponde al punto central de contacto del eje con el acoplamiento flexible que lo une al motor. Al igual que en el punto A, este punto estará sometido a un momento torsor, pero no a uno flexionante. El lado derecho de este punto es la segunda sección libre del eje. El punto evaluado se encontrará en el punto central de una chaveta montada sobre un canal chavetero en trineo, por lo que el valor de K_t será 1.6.

$$D_{5 \text{ derecha}} = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{1\,948.3123}{181\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{5 \text{ derecha}} = 0.5748 \text{ pulg} = 14.5998 \text{ mm}$$

El valor de D_5 es mayor desde el lado izquierdo, por lo que ése es el valor que se le asignó al diámetro ubicado en el punto D. Los resultados se consolidaron y se muestran en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17

Diámetros recomendados del eje de transmisión del motor

Diámetro (número)	Diámetro mínimo		Diámetro especificado	
	pulgadas	milímetros	pulgadas	milímetros
D_1	1.0860	27.5846	1.2992	32
D_2	1.2846	32.6281	1.3780	35
D_3	$> D_2$ y $> D_4$		1.7323	44
D_4	0.5838	14.8273	1.3780	35
D_5	0.5781	14.6838	1.2992	33

Cálculo de rodamientos

A pesar de que los rodamientos en el eje estarán sometidos a condiciones diferentes, se decidió utilizar el mismo valor para el diámetro de las secciones del eje donde se los acoplará. Debido a esto, se asumió un valor de 35 mm para los diámetros D_2 y D_4 . De las opciones presentadas en el catálogo de SKF, se eligieron los rodamientos SKF 6307-2Z (Tabla J.5) y SKF 61907 (Tabla J.6) para montar en los puntos B y C respectivamente.

Para realizar el cálculo de horas de trabajo del rodamiento SKF 6307-2Z, se utilizaron los siguientes datos:

- $C = 35.1 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.5)
- $P = 3.1635 \text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en el punto B

Debido a que este rodamiento se encontrará conectado directamente con la entrada del reductor de velocidad, la cual contará con una zona de lubricación de baño, se decidió utilizar un rodamiento con sellos a ambos lados para proteger la integridad del elemento, además de apoyar en la separación del lubricante con el resto de la máquina. Asumiendo un valor de p igual a 3 (SKF Group, 2019, pág. 89), se resolvieron las Ecuaciones 4.30 y 4.31.

$$L_{10} = \left(\frac{35.1 \text{ kN}}{3.1635 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 1\,365.9605 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,365.9605 * 10^6 \text{ revoluciones}}{60 * 1\,068.4060 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 21\,308.39 \text{ horas}$$

El valor calculado se encuentra dentro del rango sugerido (de 10000 a 25000 horas), lo que verificó la selección realizada.

Para el siguiente rodamiento se repite la misma secuencia de cálculos, resolviendo las Ecuaciones 4.30 y 4.31 con los siguientes datos para el rodamiento SKF 61907:

- $C = 11.1 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica (Tabla J.6)
- $P = 1.0098 \text{ kN}$ Hallada en el cálculo de fuerzas en el punto C

$$L_{10} = \left(\frac{11.1 \text{ kN}}{1.0098 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 1\,328.3132 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,328.3132 * 10^6 \text{ revoluciones}}{60 * 1\,068.4060 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 20\,721.10 \text{ horas}$$

El valor calculado también se encuentra en el rango esperado, por lo que se aceptó la selección realizada.

Finalmente, de ambos rodamientos, el rodamiento SKF 6307-2Z requiere el mayor diámetro de escalón (44 mm) según lo indicado en la Tabla J.5, por lo que ese valor se asignó al diámetro D_3 del eje.

Guías de la estructura

Durante el transporte de los cartones, estos tendrán que entrar en contacto con distintas partes del sistema. En conjunto a los acoplamientos de cadena seleccionados, los cartones entrarán en contacto con un conjunto de perfiles que se encontrarán montados en la cara interior de las paredes del bastidor, que cumplirán la función de guías.

Geometría de las guías

Las guías se dividen en 2 pares distintos: guías superiores e inferiores. Las guías inferiores servirán como apoyo de los extremos de los cartones en movimiento. Para asegurar que los cartones se apoyen en estas guías desde el momento de ser posicionados sobre la cadena, la guías tendrá una longitud de 2 300 mm. Este valor se obtuvo del modelo en Inventor, buscando una longitud que pueda cubrir toda la distancia de movimiento.

Por otro lado, las guías superiores no estarán soportando el peso de los cartones. La función de estas guías es corregir posibles deformaciones en los extremos de los cartones producidas en el momento de retirar el cartón inferior del magazine del resto de cartones almacenados. Debido a la ubicación de los topes del magazine, ciertas pestañas del cartón pueden sufrir una ligera deformación.

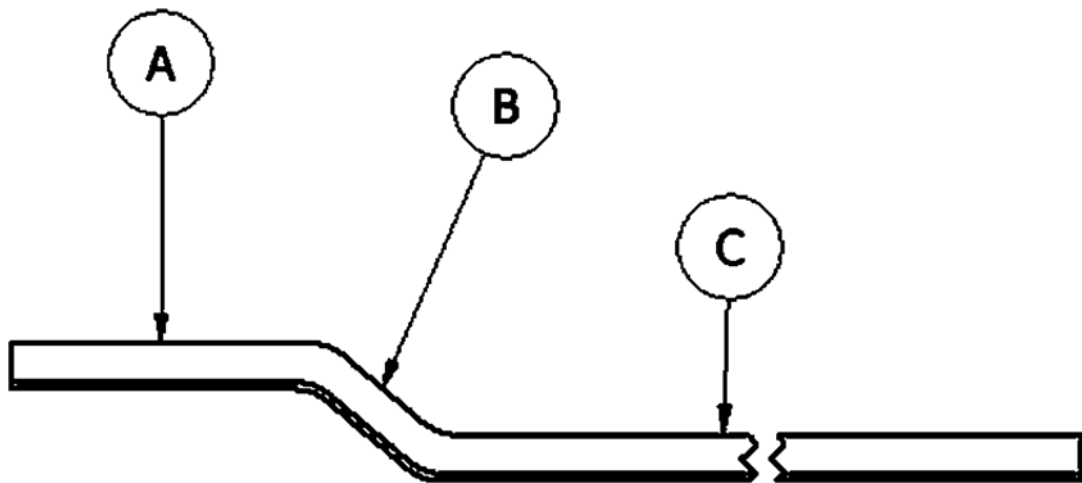
Para facilitar el trabajo del área de conformado, las guías superiores limitarán la distancia que puede existir entre la superficie apoyada sobre los acoplamientos de la cadena y el punto superior de las pestañas deformadas. Esto se conseguirá posicionando una sección de las guías superiores a una distancia mayor de las guías inferiores, y reduciendo esta distancia paulatinamente, hasta alcanzar una distancia igual al 10 mm.

La longitud completa de las guías superiores no puede ser igual a la presentada en las guías inferiores, pues hacerlo así impediría el paso de los cartones al ser posicionados sobre la cadena, provocando mayor desviación en las pestañas laterales del cartón. Para calcular la máxima longitud posible para estas guías, se restó el valor de la longitud de las guías inferiores con la altura del cartón, dato presentado en la Figura 4.15.

$$L_{m\acute{a}x} = 2\,300\,mm - 601.14\,mm = 1\,698.86\,mm$$

Figura 4.101

Secciones de las guías superiores

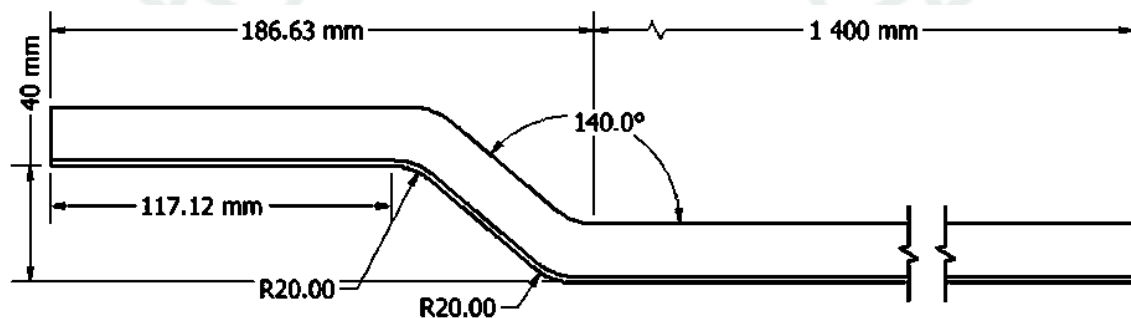


Para otorgar una distancia adicional de tolerancia se eligió una longitud total de las guías superiores igual a $1\,600\text{ mm}$. La Figura 4.101 representa una versión simplificada del perfil, dividido en 3 secciones.

Se decidió doblar el perfil en la zona B en un ángulo de 140° con respecto a las zonas A y C, utilizando un elemento circular con 40 mm de diámetro. La diferencia de altura entre las secciones A y C también será igual a 40 mm . Se decidió otorgar una longitud de $1\,400\text{ mm}$ a la parte superior de la sección C, lo que producirá que la longitud de la parte inferior de la sección A sea igual a 117.12 mm , como se ve en la Figura 4.102.

Figura 4.102

Medidas finales de las guías superiores



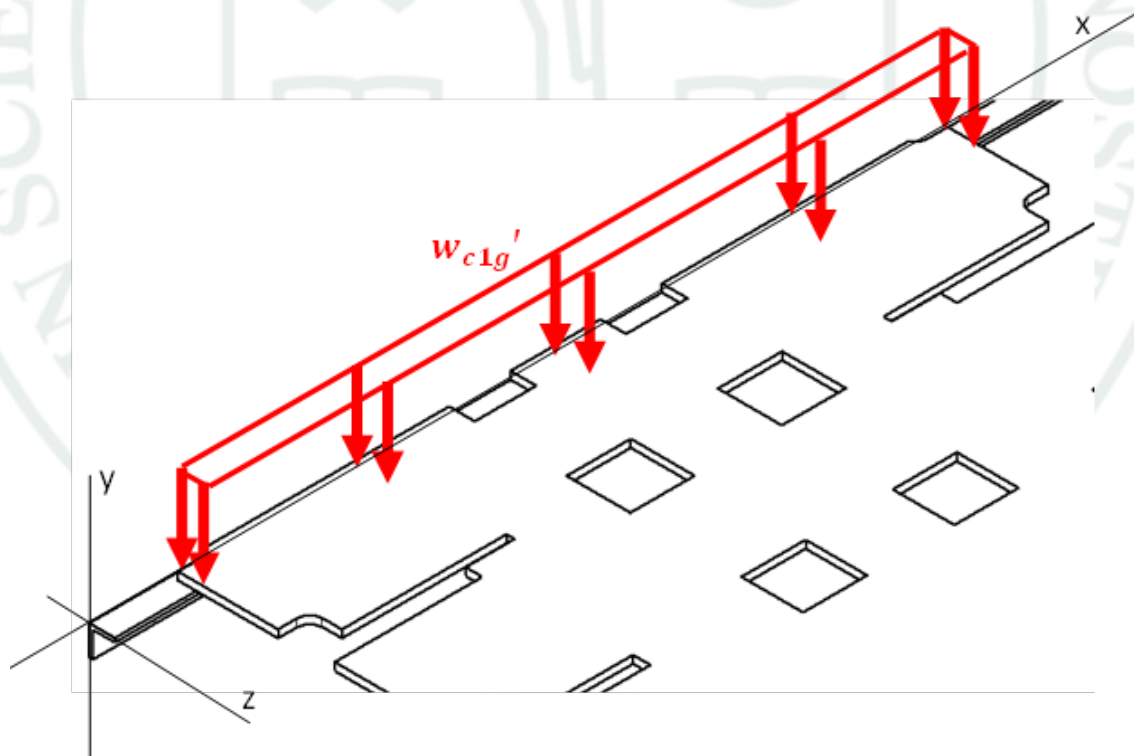
Se establecieron estas longitudes porque son las que corresponden al giro interno de la doblez que se realizará, y se corresponden con la distancia de cada extremo con el punto central del elemento circular que se usará para realizar la doblez.

Perfiles de las guías

Habiendo definido la geometría que tendrán las guías, se procedió a elegir las características y calcular las dimensiones de los perfiles que se utilizarán como guías. Se utilizará el mismo tipo de perfil para ambas guías. En primer lugar, se definió el tipo de material de los perfiles. Al ser piezas que se conectan directamente con el bastidor, se decidió utilizar el mismo material de los perfiles presentes en la zona de almacenamiento, es decir, Aluminio 6060-T66.

Figura 4.103

Diagrama de cuerpo libre de las guías



En segundo lugar, se eligió el tipo de perfil que se utilizará. Considerando que se espera que una cara del perfil sirva como apoyo para los cartones y otra permita asegurar el perfil al bastidor, se decidió utilizar un ángulo con patas iguales.

Conociendo estas características, se procedió a graficar el diagrama de cuerpo libre de una guía inferior. Se utilizó la guía inferior como referencia ya que son las únicas que soportarán alguna carga del cartón. El diagrama se puede observar en la Figura 4.103.

Como se observa, la parte del peso del cartón que se aplicará sobre la guía se distribuye en un área definida por la altura del cartón y la longitud de la pata del ángulo de aluminio. Asumiendo una longitud de 20 mm para la pata del ángulo, y utilizando los datos de la Figura 4.15 y el valor N_{c1}' de la fuerza normal producida por el peso del cartón sobre cada guía calculado en la selección de la cadena de transporte, se calculó la fuerza distribuida.

$$w_{c1g}' = \frac{N_{c1}'}{(0.60114 * 0.02) m^2} = \frac{0.5491 N}{.62114 m^2} = 45.6695 N/m^2$$

Para calcular el grosor de las patas del ángulo de aluminio, se realizó el cálculo evaluando solo longitud de este que está en contacto con el cartón. Esta decisión se realizó para simplificar el cálculo, pues la longitud del ángulo supera por mucho al ancho del cartón.

Con esto definido, se multiplicó el valor obtenido con la longitud de la pata del ángulo para obtener el valor de la fuerza distribuida en el plano XY:

$$w_{c1g}' * 0.02 m = 45.6695 N/m^2 * 0.02 m = 0.9134 N/m$$

Con este valor, se graficó el diagrama V-M del ángulo de aluminio en el plano XY, presentado en la Figura 4.104. Para este cálculo, se asumió sólo un perno de apoyo en el extremo izquierdo del ángulo. En el ensamble del sistema se asignará el verdadero número de pernos que unirán al perfil con el bastidor.

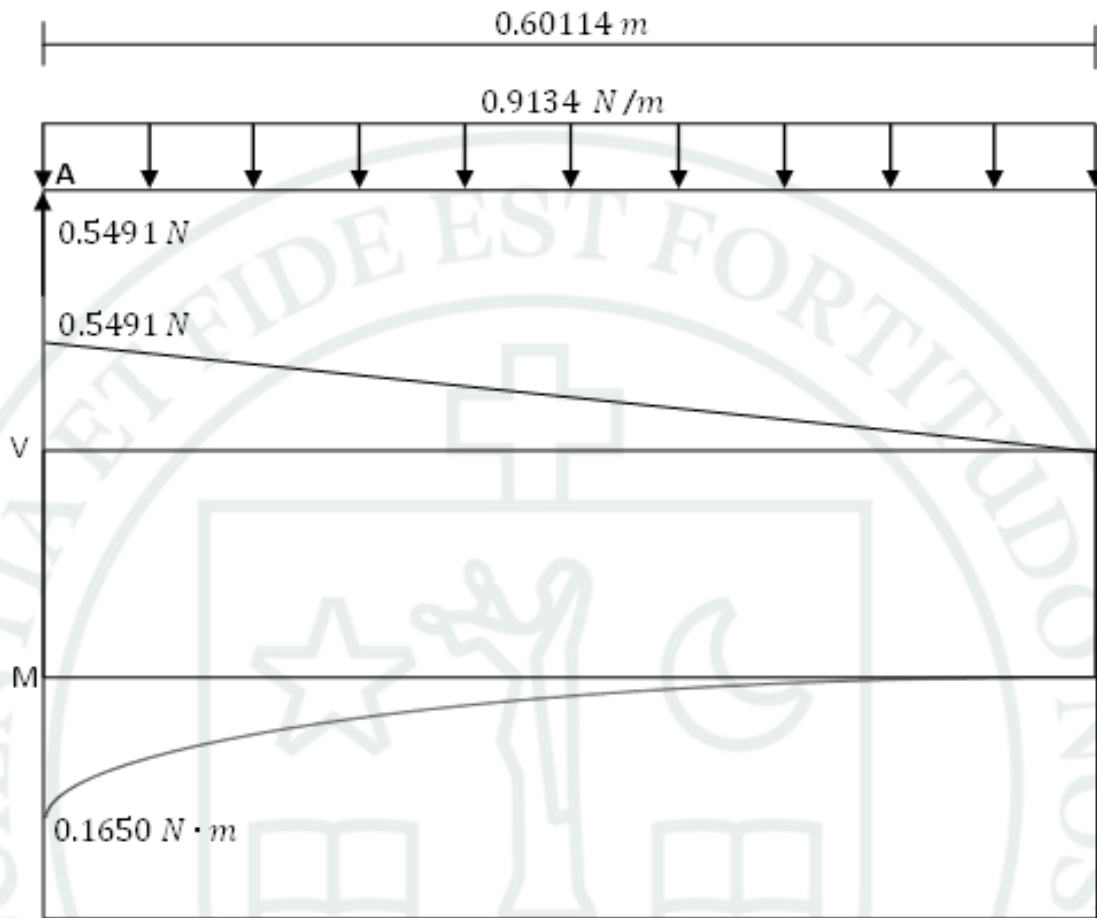
Los valores críticos que obtenidos en el diagrama son:

$$V_{m\acute{a}x} = 0.5491 N$$

$$M_{m\acute{a}x} = 0.1650 N \cdot m$$

Figura 4.104

Diagrama V-M del ángulo de una guía inferior en el plano XY



Se utilizó la Ecuación 4.13, despejando el esfuerzo de torsión máximo. En primer lugar, se calculó el valor de c , es decir, la distancia con el centro de gravedad del ángulo, utilizando un valor de grosor del ángulo igual a 2 mm.

$$c = \left(\frac{\sum A * \bar{y}}{\sum A} \right) m$$

$$c = \left(\frac{((0.02 * 0.002) * 0.01) + (((0.02 - 0.002) * 0.002) * 0.001)}{(0.02 * 0.002) + ((0.02 - 0.002) * 0.002)} \right) m$$

$$c = \left(\frac{4.36 * 10^{-7}}{7.6 * 10^{-5}} \right) m = 0.0057 m = 5.7368 mm$$

Este valor es el mismo para la distancia respecto al eje x y y del centroide.

En segundo lugar, el valor del momento de inercia del ángulo se despejó, considerando los momentos de inercia de las secciones del ángulo de acuerdo con las expresiones mostradas en el Anexo D: y utilizando el teorema de Steiner se obtuvo:

$$I_x = I_y = \left(\frac{1}{12} * (20 * (20)^3) + ((20 * 20) * (10 - 5.7368)^2) \right) - \left(\frac{1}{12} * ((20 - 2) * (20 - 2)^3) + (((20 - 2) * (20 - 2)) * (11 - 5.7368)^2) \right) mm^4$$

$$I_x = I_y = (20\,603.1394 - 17\,723.0693) mm^4$$

$$I_x = I_y = 2\,880.0702 mm^4 = 2.8801 * 10^{-9} m^4$$

Con ambos datos despejados, se procedió a resolver la Ecuación 4.13.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0.1650 N \cdot m * 5.7368 * 10^{-3} m}{2.8801 * 10^{-9} m^4}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.32887 MPa$$

Al comparar con el valor de torsión permitido del Aluminio 6060-T66 para un grosor menor a 5 mm (Tabla C.2), se comprobó que el valor elegido para el grosor de las patas del ángulo puede soportar la carga aplicada.

$$160 MPa > 0.32887 MPa$$

A continuación, se comprobó el resultado de acuerdo con el esfuerzo cortante máximo, utilizando la Ecuación 4.15. Para hallar el valor de Q , se extrajo el valor calculado en la operación realizada para hallar el centro de gravedad del ángulo.

$$Q = \left(\sum A * \bar{y} \right) m^3$$

$$Q = 4.36 * 10^{-7} m^3$$

Reemplazando los valores solicitados en la Ecuación 4.15 se obtuvo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{0.5491 N * 4.36 * 10^{-7} m^3}{2.8801 * 10^{-9} m^4 * 0.002 m}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0.0416 MPa$$

El resultado es menor al esfuerzo cortante máximo calculado del Aluminio 6060-T66.

$$92 \text{ MPa} > 0.0416 \text{ Mpa}$$

Gracias a ambas comprobaciones se confirmó que las medidas elegidas para el perfil de las guías son aceptables.

Ensamble del sistema de transporte

Habiendo seleccionado y calculado los componentes del sistema de transporte, se realizó el análisis de los elementos y métodos de unión para el ensamble del sistema:

- 1) Un acoplamiento flexible que une el eje de salida del motor con el eje de transmisión del motor (no permanente).
- 2) Dos bujes Taper Lock que aseguran los sprockets del reductor a sus respectivos ejes (no permanente).
- 3) Enlaces de conexión de los eslabones de las cadenas de transporte y del reductor (no permanente).
- 4) Chavetas de unión en los distintos puntos de análisis (no permanente).
- 5) Anillos de retención en los distintos puntos de análisis (no permanente).
- 6) Conjuntos de arandela y tuerca de retención que impide el movimiento axial de los rodamientos en el punto E del eje conductor y en el punto D del eje conducido (no permanente).
- 7) Conectores del tensor con el sprocket tensor (no permanente).
- 8) Uniones atornilladas de las guías (no permanente).

A continuación, se muestran los cálculos y análisis realizados para la selección y definición de estos elementos y métodos.

Uniones no permanentes del sistema

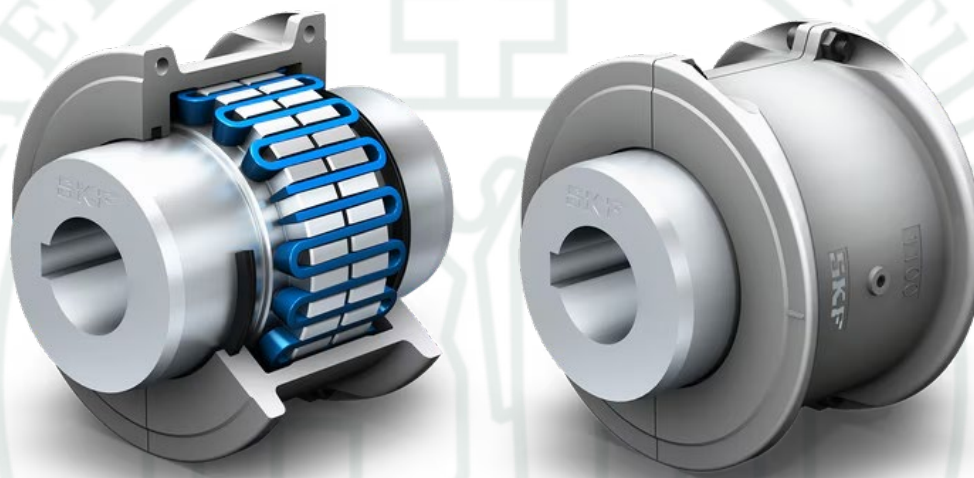
Acoplamiento flexible

Al igual que en el ensamble del sistema desafilador, se decidió utilizar un acoplamiento flexible para esta unión dadas las tolerancias que ofrece.

Teniendo en consideración las exigencias de esta unión, es recomendable volver a utilizar un acoplamiento tipo quijada, pero la oferta de la marca SKF de estos elementos no puede ensamblarse con elemento de diámetro mayor a 60 mm. Considerando que el diámetro de salida del motor elegido es igual a $2 \frac{3}{8}$ pulg (60.325 mm), valor obtenido de su modelo en Inventor, se eligió un acoplamiento tipo muelle (Figura 4.105) en su lugar.

Figura 4.105

Acoplamientos SKF tipo muelle



Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

De las opciones presentadas por SKF, la primera que admite un diámetro de agujero mayor a 60 mm es el acoplamiento 1070 TGH (Anexo Z), que admite hasta un agujero de 67 mm. Comparando los datos de sus resistencias con los del diseño, se concluyó que este acoplamiento podrá cumplir con la función esperada, por lo que se decidió elegir este modelo para esta unión.

Bujes Taper Lock

Como se mencionó en la selección de los sprockets del reductor, la manera en la que se unirán estos con el eje de transmisión del motor y el eje conductor del sistema de

transporte es con bujes Taper Lock. Al igual que en el sistema desapilador, se decidió utilizar bujes de la marca SKF.

Siguiendo las recomendaciones mostradas en la Tabla V.2 para los sprockets elegidos, se eligieron bujes de número 2012 y 2517, que corresponden a los bujes SKF con código PHF TB2012X32MM y PHF TB2517X50MM (Anexo P).

Enlaces de conexión de cadena

Las cadenas de rodillos no se encuentran naturalmente unidas en toda su longitud, sino que un eslabón funciona como el punto de conexión y separación de la cadena. Esta característica permite retirar la cadena del sistema sin movilizar los sprockets.

La marca SKF ofrece tres opciones de enlaces de conexión: clip de resorte, clip de chaveta y eslabón de conexión remachado (SKF Group, 2024, pág. 10). Se recomienda seleccionar el tipo de enlace de acuerdo con el número ANSI o ISO de la cadena de rodillos (en el caso del eslabón de conexión remachado, puede solicitarse en el tamaño deseado), como se muestra en la Tabla 4.18.

Tabla 4.18

Enlaces de conexión estándar

Chain number						
ANSI			BS/ISO			Union
60 – 1	60 – 2	60 – 3	12B – 1	12B – 2	12B – 3	Spring clip
80 – 1	80 – 2	80 – 3	16B – 1	16B – 2	16B – 3	Spring clip
100 – 1	100 – 2	100 – 3	20B – 1	20B – 2	20B – 3	Cotter pin
120 – 1	120 – 2	120 – 3	24B – 1	24B – 2	24B – 3	Cotter pin

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024, pág. 10)

Considerando que se seleccionó una cadena ANSI 100 como la cadena de transporte y una cadena ANSI 80 para el reductor de velocidad, las cadenas se adquirirán con un clip de chaveta y un clip de resorte como enlaces de conexión respectivamente.

Chavetas

Al igual que en el sistema desapilador, las chavetas que se utilizarán en el sistema de transporte buscan asegurar que no ocurran deslizamientos y que los momentos se transfieran en los distintos ejes. Los puntos en los que se utilizarán estas chavetas son en las uniones de los sprockets de las cadenas de transporte, los bujes Taper Lock de los sprockets del reductor y en los dos puntos de unión del acoplamiento flexible.

Empezando por los sprockets presentes en el eje conducido del sistema de transporte, se observó que el valor del momento torsor en todos los puntos es igual a 0, por lo que el resultado de la Ecuación 4.47 será también 0. Debido a esto, para seleccionar las dimensiones de la chaveta se tomaron en cuenta únicamente las restricciones dimensionales de los sprockets.

Dado que el diámetro del eje en esos puntos será igual a 50 mm , las dimensiones de la cara frontal de las chavetas serán $14 \times 9\text{ mm}$ según lo presentado en la Tabla 4.10. Respecto a la longitud, el cubo del sprocket tiene una longitud de 41.28 mm (Tabla V.1), por lo que se seleccionó la medida menor más cercana de las ofrecidas en el mercado, es decir, 40 mm . De esta manera, se definen las medidas de las chavetas en estos puntos.

Dimensiones de las chavetas DIN 6885-1 (A) 2021 (eje conducido-sprockets de la cadena de transporte)

- Ancho: 14 mm
- Alto: 9 mm
- Longitud: 40 mm

Antes de continuar, se establecieron los valores que tendrán en común todos los puntos analizados, y que son los mismos que aparecen en la chaveta analizada en el sistema desapilador.

- $N = 3$ Para aplicaciones industriales (Mott, 2006, pág. 500).
- $s_y = 352\text{ MPa}$ Resistencia del Acero AISI 1020 CD (Anexo H).

Con estos valores establecidos, se evaluaron los distintos puntos de unión en el eje conductor. Empezando por el lado derecho del eje, el primer punto de ensamble con chaveta es el punto D del eje. Los valores correspondientes a este punto son:

- $T = 246.1264 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje conductor.
- $D = 58 \text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $H = 10 \text{ mm}$ Altura de la chaveta (Tabla 4.10).

Con estos datos, se resolvió la Ecuación 4.47.

$$L = \frac{4 * 246.1264 \text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.058 \text{ m} * 0.010 \text{ m} * 352 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$L = 0.014467 \text{ m} = 14.47 \text{ mm}$$

Sabiendo que todos los sprockets de las cadenas de transporte tienen un cubo con longitud igual a 41.28 mm (Tabla V.1), se comprobó que el resultado obtenido no supere este valor. Aunque el valor calculado no supera la longitud del cubo, la longitud más pequeña para estas chavetas ofrecida en el mercado es de 45 mm . Por esta razón se aceptó esta medida para la chaveta analizada, y se decidió solicitar un sprocket con mayor longitud de cubo (como mínimo 46.5 mm). Así se obtuvieron las siguientes dimensiones.

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (eje conductor-sprocket derecho de la cadena de transporte)

- Ancho: 16 mm
- Alto: 10 mm
- Longitud: 45 mm

Continuando la evaluación, la chaveta ubicada en el punto C del eje tendrá los siguientes valores para reemplazar en la Ecuación 4.47.

- $T = 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje conductor.
- $D = 60 \text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $H = 11 \text{ mm}$ Altura de la chaveta (Tabla 4.10).

$$L = \frac{4 * 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.060 \text{ m} * 0.011 \text{ m} * 352 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$L = 0.025426 \text{ m} = 25.43 \text{ mm}$$

Al igual que en el caso anterior, la longitud dependerá de la oferta encontrada en el mercado. Para este diámetro de eje, la menor longitud ofrecida es igual a 50 *mm*, por lo que se aceptó la medida y se decidió solicitar un sprocket con mayor longitud de cubo (como mínimo 52 *mm*). Así se obtuvieron las siguientes dimensiones.

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (eje conductor-sprocket izquierdo de la cadena de transporte)

- Ancho: 18 *mm*
- Alto: 11 *mm*
- Longitud: 50 *mm*

Terminando con el eje conductor, el punto A de este tiene la chaveta que lo une con el sprocket conducido del reductor, ensamblado con un buje Taper Lock. Despejando los datos solicitados por la Ecuación 4.47 en el punto A se obtuvo:

- $T = 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje conductor.
- $D = 50 \text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $H = 9 \text{ mm}$ Altura de la chaveta (Tabla 4.10).

$$L = \frac{4 * 492.2528 \text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.050 \text{ m} * 0.009 \text{ m} * 352 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$L = 0.037292 \text{ m} = 37.29 \text{ mm}$$

El buje ubicado en este punto tiene una longitud de cubo de 44.50 *mm* (Anexo P), por lo que se eligió la chaveta comercial con longitud igual a 40 *mm*. Las medidas obtenidas para esta chaveta quedaron de la siguiente manera.

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (eje conductor-sprocket conducido del reductor)

- Ancho: 14 *mm*
- Alto: 9 *mm*
- Longitud: 40 *mm*

Siguiendo con el reductor, el sprocket conductor se ensamblará con el eje de transmisión del motor en el punto A del mismo. Los datos solicitados por la Ecuación 4.47 en este punto A son:

- $T = 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje de transmisión.
- $D = 32 \text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $H = 8 \text{ mm}$ Altura de la chaveta (Tabla 4.10).

$$L = \frac{4 * 220.1297 \text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.032 \text{ m} * 0.008 \text{ m} * 352 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$L = 0.029314 \text{ m} = 29.31 \text{ mm}$$

El buje Taper Lock ensamblado en este punto tiene una longitud de cubo igual a 31.8 mm (Anexo P). Sin embargo, las medidas comerciales para la longitud de las chavetas $10 \times 8 \text{ mm}$ más cercanas a estos valores son de 28 mm y 32 mm .

No se puede elegir el primer valor, al ser menor al calculado, porque pondría en riesgo la integridad del sistema, provocando que la chaveta sufra una falla por aplastamiento, y el segundo valor es superior al cubo en 0.2 mm , lo que va en contra de la recomendación general de que las chavetas deben estar siempre posicionadas dentro del cubo, sin sobresalir de este. Por lo tanto, se decidió elegir el segundo valor para la longitud con la condición de que la chaveta será maquinada de manera que se reduzca esta longitud a 31.5 mm . Las medidas obtenidas quedaron de la siguiente manera.

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (eje de transmisión del motor-sprocket conductor del reductor)

- Ancho: 10 mm
- Alto: 8 mm
- Longitud: 32 mm (debe maquinarse para reducirla a 31.5 mm)

Finalmente, se calcularon las chavetas que se encontrarán en el acoplamiento flexible. Dado que ambos lados del acoplamiento tienen la misma longitud, ambas chavetas tendrán la misma longitud. Sin embargo, aún es necesario calcularlas por separado para comprobar que no se presenten escenarios como el de la anterior chaveta.

Desde el lado del eje de transmisión, en el punto D es donde se monta el acoplamiento sobre el eje. Los datos necesarios para resolver la Ecuación 4.47 en este punto son los mismo que en el punto A recién calculado, ya que ambo puntos se ubican sobre secciones del eje con diámetro de 33 mm y el momento torsor presente se aplica de manera uniforme a lo largo de todo el eje, por lo que el resultado de la longitud de chaveta en este punto es igual al calculado (28.43 mm).

Desde el lado del eje de salida del motor, sin embargo, el diámetro varía, por lo que se despejaron los datos necesarios para resolver la Ecuación 4.47.

- $T = 220.1297\text{ N} \cdot \text{m}$ Hallado en el análisis del eje de transmisión.
- $D = 60.325\text{ mm}$ Diámetro del eje.
- $H = 11\text{ mm}$ Altura de la chaveta (Tabla 4.10).

$$L = \frac{4 * 220.1297\text{ N} \cdot \text{m} * 3}{0.060325\text{ m} * 0.011\text{ m} * 352 * 10^6\text{ Pa}}$$

$$L = 0.011309\text{ m} = 11.31\text{ mm}$$

De ambos valores, el calculado desde el eje de transmisión es el mayor. Sin embargo, ambos son mucho menores que la longitud de la sección del acoplamiento que se montará sobre ambos ejes (76.2 mm según el Anexo Z). Por esta razón, se decidió utilizar chavetas de longitud comercial igual a 70 mm . Los resultados se presentan a continuación:

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (eje de transmisión del motor-acoplamiento flexible)

- Ancho: 10 mm
- Alto: 8 mm
- Longitud: 70 mm

Dimensiones de la chaveta DIN 6885-1 (A) 2021 (acoplamiento flexible-eje de salida del motor)

- Ancho: 18 mm
- Alto: 11 mm
- Longitud: 70 mm

Anillos de retención

Al igual que en el sistema desapilador, se utilizarán anillos de retención en diversos puntos de los tres distintos ejes con la intención de evitar su desplazamiento axial. En este sistema se asignaron anillos externos para asegurar los sprockets de las cadenas de transporte y anillos internos para los pares de rodamientos en los tres ejes (los sprockets del reductor no requieren de los anillos por estar ensamblados con bujes Taper Lock). De la misma manera en la que se realizó la selección de los anillos en el sistema desapilador, se utilizaron los anillos presentados por la empresa OSN como referencia.

Empezando con los anillos internos, su selección depende del diámetro exterior de los rodamientos que asegurarán (cabe destacar que uno de los rodamientos SKF 6308 y el rodamiento SKF 6010 se asegurarán con arandela y tuerca de sujeción). Estos valores son:

Diámetros exteriores de los rodamientos SKF seleccionados

- Rodamiento 6211 (Eje conductor): 100 *mm*
- Rodamiento 6308 (Eje conducido): 90 *mm*
- Rodamiento 6307-2Z (Eje de transmisión): 80 *mm*
- Rodamiento 61907 (Eje de transmisión): 55 *mm*

Seleccionando los anillos para cada uno de estos diámetros, empezando por el menor y de manera ascendente, se obtuvieron los siguientes datos:

Anillo interno con diámetros de 55 *mm*

- Espesor del anillo: 2.00 *mm*
- Ancho de la ranura: 2.15 *mm*

Anillo interno con diámetros de 80 *mm*

- Espesor del anillo: 2.50 *mm*
- Ancho de la ranura: 2.65 *mm*

Anillos internos con diámetros de 90 *mm* y 100 *mm*

- Espesor del anillo: 3.00 *mm*
- Ancho de la ranura: 3.15 *mm* (OSN, 2025, pág. 3)

En el caso de los anillos externos, se empezó con los ubicados en el eje conductor. Los sprockets que aseguran se encuentran en secciones del eje con diámetros de 58 *mm* y 60 *mm*. Los anillos ofrecidos para estos diámetros tienen los mismos valores de espesor de anillo y ancho de ranura.

- Espesor del anillo: 2.00 *mm*
- Ancho de la ranura: 2.15 *mm* (OSN, 2025, pág. 3)

Por otro lado, los sprockets montados sobre el eje conducido se ubican en las secciones con diámetro de 50 *mm*. Los valores obtenidos para este caso son:

- Espesor del anillo: 2.00 *mm*
- Ancho de la ranura: 2.15 *mm* (OSN, 2025, pág. 3)

De esta manera, la recopilación de los anillos elegidos para el sistema de transporte se presenta a continuación:

Anillos de retención

- Anillo de retención interno Tipo I DIN 472 55 x 2.0
- Anillo de retención interno Tipo I DIN 472 80 x 2.5
- Anillo de retención interno Tipo I DIN 472 90 x 3.0
- Anillo de retención interno Tipo I DIN 472 100 x 3.0
- Anillo de retención externo Tipo E DIN 471 58 x 2.0
- Anillo de retención externo Tipo E DIN 471 60 x 2.0
- Dos anillos de retención externos Tipo E DIN 471 50 x 2.0

Conjuntos de arandela y tuerca de retención

Los rodamientos SKF 6308 (ubicado en el punto D del eje conducido) y SKF 6010 (ubicado en el punto E del eje conductor) se asegurarán con arandela y tuerca de sujeción. Considerando que los diámetros de los ejes en estos puntos son 40 *mm* y 50 *mm* respectivamente, se revisó la oferta de SKF y se decidió utilizar una tuerca de retención KM 8 con una arandela MB 8 (Tablas Q.2 y R.2) en el eje conducido y una tuerca KM 10 con arandela MB 10 (Tablas R.2 y R.3) en el eje conductor (SKF Group, 2019, pág. 1104).

Conectores de los tensores

Los tensores de la marca ROSTA elegidos para las cadenas del sistema se conectan a los sprockets tensores a través de un conjunto de componentes constituido por un perno central y tuercas de ajuste para mantener el sprocket en su posición. Estos conectores se obtienen del fabricante, y deben seleccionarse en conjunto con el tensor y el sprocket.

Considerando que los tensores elegidos son los SE 38 y SE 45, se consultaron las opciones ofrecidas en la Tabla W.4 para evaluar las características de estos conectores. De los conjuntos N1"-20 S y N1¼"-20 S, correspondientes a los sprockets elegidos para las cadenas a utilizar, se observa que la longitud de los pernos para ambos casos es de 100 mm y de tipo M20. Esto revela que los 3 mecanismos tensores presentes en el diseño comparten el mismo tipo de conector, lo que los haría intercambiables entre sí.

Uniones atornilladas

Las guías estarán montadas en el bastidor de la máquina a través de uniones atornilladas. Estas uniones estarán alineadas con el eje central de la cara del ángulo menos su grosor, lo que designa la distancia entre la superficie de contacto del cartón con el ángulo y la línea central de los pernos como 11 mm.

Considerando que la distancia entre esta hilera de pernos y el borde de la cara del perfil es igual a 9 mm, se halló el máximo valor admisible del diámetro del perno de acuerdo con lo recomendado por Gerdau Corsa:

$$d = 9/1.75 = 5.1429 \text{ mm}$$

Del resultado obtenido se concluyó que se deberán utilizar pernos M4 o M5 para ensamblar las guías al bastidor de la máquina. Se decidió hacer el cálculo con pernos M4 primero. Utilizando el valor del área del esfuerzo del perno obtenido de la Tabla E.2 y considerando que pernos de acero de bajo carbono de grado SAE 4.6 ($S_y = 240 \text{ MPa}$) y un factor de seguridad de 2, se modificó la Ecuación 4.21 para obtener el valor de la máxima carga equivalente que puede aplicarse sobre los pernos.

$$F_e = (A_s)^{3/2} * \frac{S_y}{6}$$

$$F_e = (8.65 \text{ mm}^2)^{3/2} * \frac{240 \frac{N}{\text{mm}^2}}{6}$$

$$F_e = 508.8083 \text{ N}$$

Conociendo el valor máximo de la carga equivalente, se procedió a definir la cantidad de pernos que asegurarán las guías al bastidor.

El grupo crítico corresponde a las guías inferiores, sobre las que se apoyarán los cartones durante el transporte. En estas guías, los pernos deberán soportar las fuerzas del peso de los ángulos y la fracción del peso del cartón que descansa sobre estos. Este segundo peso no se aplicará en el mismo lugar, sino que se trasladará a lo largo de toda la guía.

Para hallar el valor del peso de cada guía inferior, se obtuvo la masa por metro del ángulo de acuerdo con Lumetal Plastic. Para los ángulos de las guías inferiores, la masa por metro es igual a 0.21 kg/m (Lumetal Plastic, 2025). Considerando una longitud de $2\,300 \text{ mm}$, se calculó:

$$W_{\text{guía inf.}} = (0.21 \text{ kg/m} * 2.3 \text{ m}) * 9.81 \text{ m/s}^2 = 4.7382 \text{ N}$$

Por otro lado, la fracción del peso del cartón que se aplicará sobre cada guía es igual a un sexto del peso del cartón, como se definió en la selección de la cadena de transporte.

$$W_{c.\text{guía}} = \frac{W_{c1}}{6} = \frac{3.5059 \text{ N}}{6} = 0.5843 \text{ N}$$

Para el cálculo de las cargas que cada una de estas fuerzas ejercen sobre los pernos, se asumió que el cartón se encuentra en el extremo inferior de la guía, como se muestra en la Figura 4.106. El sistema de coordenadas mostrado se alinea con las cadenas de transporte y las guías, por lo tanto, tiene una inclinación de 20° . Calculando las componentes de cada fuerza con respecto al sistema de coordenadas se obtuvo.

$$W_{\text{guía inf. } x} = 4.7382 \text{ N} * \sin 20^\circ = 1.6206 \text{ N}$$

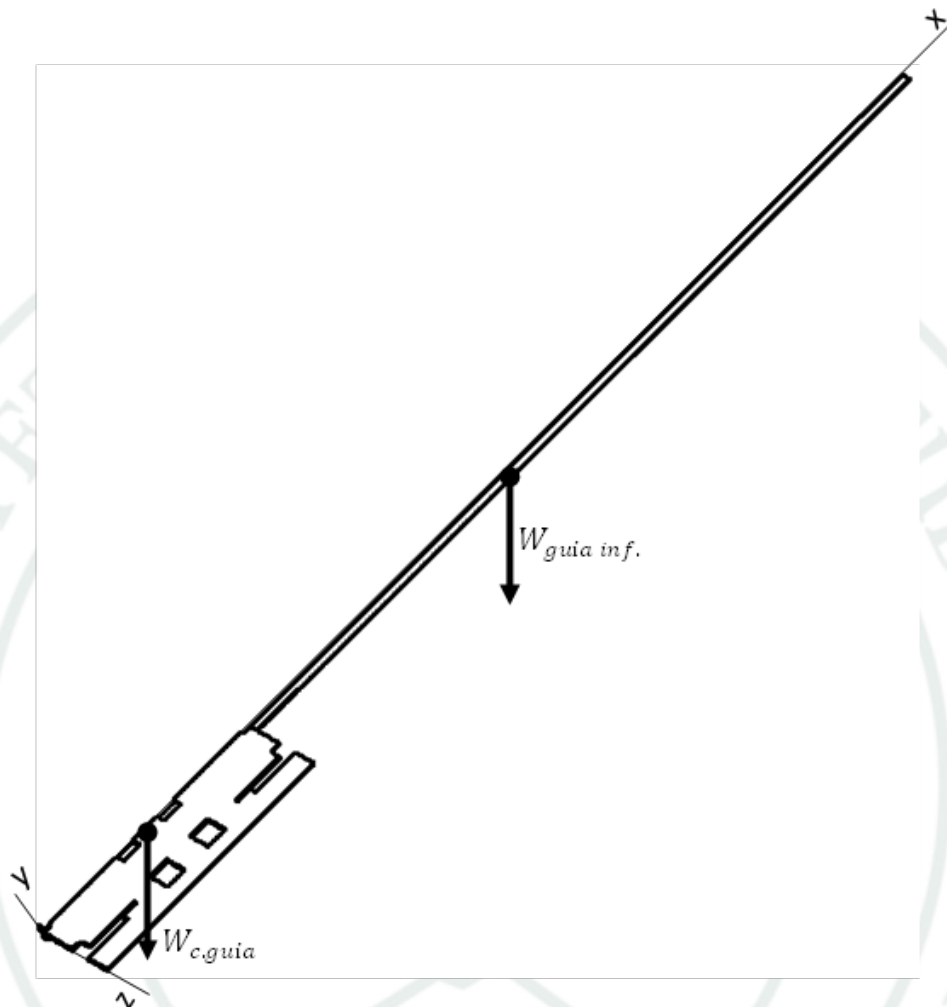
$$W_{\text{guía inf. } y} = 4.7382 \text{ N} * \cos 20^\circ = 4.4525 \text{ N}$$

$$W_{c.\text{guía } x} = 0.5843 \text{ N} * \sin 20^\circ = 0.1998 \text{ N}$$

$$W_{c.\text{guía } y} = N_{c1}' = 0.5491 \text{ N}$$

Figura 4.106

Diagrama de cuerpo libre de la guía inferior

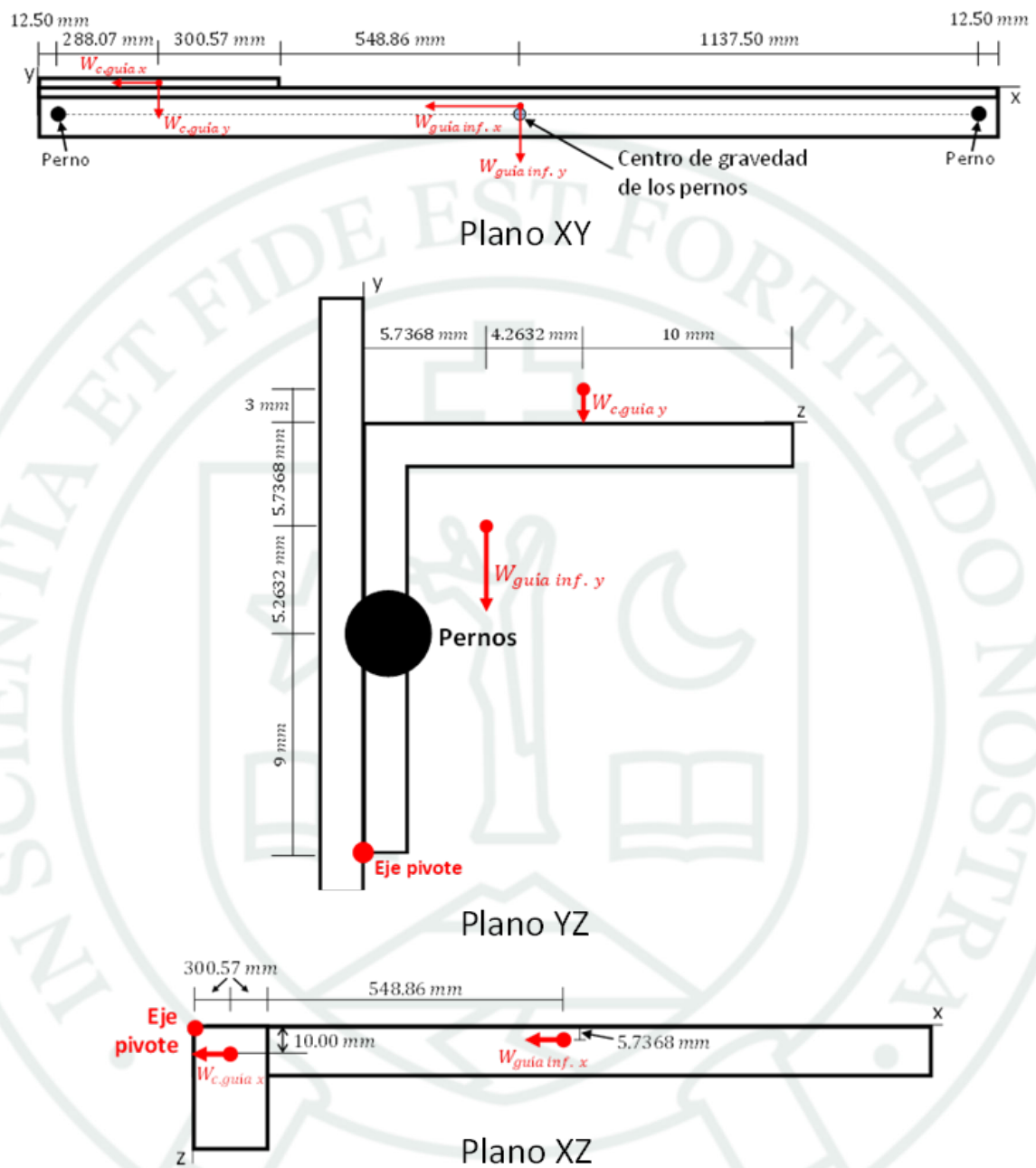


El punto de aplicación del peso de la guía se encuentra a la mitad de su longitud y en las distancias calculadas en el análisis de las guías, mientras que el de la fracción del peso del cartón aplicado sobre la guía se asumió en el centro del área de contacto entre ambos. Las distancias y ubicación de los centros de gravedad, los ejes pivote y los pernos se muestran en la Figura 4.107.

Utilizando las medidas de la Figura 4.107 y las componentes de las fuerzas calculadas, se procedió a evaluar las cargas de tracción y corte producidas por estas. En esta evaluación se consideraron dos pernos, ubicados a 12.50 mm de cada extremo de la guía. Junto al valor calculado se agregó el eje en el que se aplica la carga y su dirección.

Figura 4.107

Vistas de las fuerzas aplicadas sobre los pernos de las guías



Carga $W_{guia\ inf.\ x}$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti1} = \frac{1.6206 * 0.0057368 * 0.0125}{0.0125^2 + 2.2875^2}$$

$$F_{ti1} = 2.2208 * 10^{-5} \text{ N (Eje Z +)}$$

$$F_{ti2} = \frac{1.6206 * 0.0057368 * 2.2875}{0.0125^2 + 2.2875^2}$$

$$F_{ti2} = 4.0641 * 10^{-3} \text{ N (Eje Z +)}$$

Carga de corte directa

$$F_{s1-2} = \frac{1.6206}{2}$$

$$F_{s1-2} = 0.8103 \text{ N (Eje X -)}$$

Carga de corte indirecta

$$F_{si1-2} = \frac{1.6206 * 0.0052632 * 1.1375}{2 * (1.1375)^2}$$

$$F_{si1-2} = 3.7492 * 10^{-3} \text{ N (Perno 1: Eje Y-; Perno 2: Eje Y +)}$$

Carga $W_{guía inf. y}$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti1-2} = \frac{4.4525 * 0.0057368 * 0.009}{2 * (0.009)^2}$$

$$F_{ti1-2} = 1.4191 \text{ N (Eje Z +)}$$

Carga de corte directa

$$F_{s1-2} = \frac{4.4525}{2}$$

$$F_{s1-2} = 2.2262 \text{ N (Eje Y -)}$$

Carga $W_{c.guía x}$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti1} = \frac{0.1998 * 0.01 * 0.0125}{0.0125^2 + 2.2875^2}$$

$$F_{ti1} = 4.7739 * 10^{-6} \text{ N (Eje Z +)}$$

$$F_{ti2} = \frac{0.1998 * 0.01 * 2.2875}{0.0125^2 + 2.2875^2}$$

$$F_{ti2} = 8.7362 * 10^{-4} \text{ N (Eje Z +)}$$

Carga de corte directa

$$F_{s1-2} = \frac{0.1998}{2}$$
$$F_{s1-2} = 9.9924 * 10^{-2} N \text{ (Eje X -)}$$

Carga de corte indirecta

$$F_{si1-2} = \frac{0.1998 * 0.014 * 1.1375}{2 * (1.1375)^2}$$
$$F_{si1-2} = 1.2298 * 10^{-3} N \text{ (Perno 1: Eje Y-; Perno 2: Eje Y +)}$$

Carga $W_{c.guía y}$

Carga de tracción indirecta

$$F_{ti1-2} = \frac{0.5491 * 0.01 * 0.009}{2 * (0.009)^2}$$
$$F_{ti1-2} = 0.3050 N \text{ (Eje Z +)}$$

Carga de corte directa

$$F_{s1-2} = \frac{0.5491}{2}$$
$$F_{s1-2} = 0.2745 N \text{ (Eje Y -)}$$

Carga de corte indirecta

$$F_{si1-2} = \frac{0.5491 * 0.84943 * 1.1375}{2 * (1.1375)^2}$$
$$F_{si1-2} = 0.2050 N \text{ (Perno 1: Eje Y-; Perno 2: Eje Y +)}$$

Con las cargas calculadas, se procedió a identificar el perno crítico, calculando los valores de las cargas de tracción y corte totales en cada perno. Las direcciones de las cargas son iguales a las anotadas al lado de cada valor hallado.

Perno 1

- Carga de tracción total (Eje Z)

$$F_{tT} = 2.2208 * 10^{-5} N + 1.4191 N + 4.7739 * 10^{-6} N + 0.3050 N$$
$$F_{tT} = 1.7241 N$$

- **Carga de corte en el eje X**

$$F_{sTx} = -0.8103 \text{ N} - 9.9924 * 10^{-2} \text{ N}$$

$$F_{sTx} = -0.9102 \text{ N}$$

- **Carga de corte en el eje Y**

$$F_{sTy} = -3.7492 * 10^{-3} \text{ N} - 2.2262 \text{ N} - 1.2298 * 10^{-3} \text{ N} - 0.2745 \text{ N} - 0.2050 \text{ N}$$

$$F_{sTy} = -2.7108 \text{ N}$$

- **Carga de corte total**

Sabiendo que el desfase entre las cargas de corte es de 90° , se puede hallar el valor total de la misma manera que se calcula la hipotenusa de un triángulo rectángulo.

$$F_{sT} = \sqrt{0.9102^2 + 2.7108^2}$$

$$F_{sT} = 2.8595 \text{ N}$$

Con este valor y la tracción total, se calculó la carga equivalente con la Ecuación 4.20.

$$F_e = \sqrt{1.7241^2 + (4 * 2.8595^2)}$$

$$F_e = 5.9732 \text{ N}$$

Perno 2

- **Carga de tracción total (Eje Z)**

$$F_{tT} = 4.0641 * 10^{-3} \text{ N} + 1.4191 \text{ N} + 8.7362 * 10^{-6} \text{ N} + 0.3050 \text{ N}$$

$$F_{tT} = 1.7290 \text{ N}$$

- **Carga de corte en el eje X**

$$F_{sTx} = -0.8103 \text{ N} - 9.9924 * 10^{-2} \text{ N}$$

$$F_{sTx} = -0.9102 \text{ N}$$

- **Carga de corte en el eje Y**

$$F_{sTy} = 3.7492 * 10^{-3} \text{ N} - 2.2262 \text{ N} + 1.2298 * 10^{-3} \text{ N} - 0.2745 \text{ N} + 0.2050 \text{ N}$$

$$F_{sTy} = -2.2908 \text{ N}$$

- **Carga de corte total**

Sabiendo que el desfase entre las cargas de corte es de 90° , se halló la carga de corte total de la misma manera que en el perno 1.

$$F_{sT} = \sqrt{0.9102^2 + 2.2908^2}$$

$$F_{sT} = 2.4650 \text{ N}$$

A continuación, se calculó la carga equivalente en el perno 2 usando la Ecuación 4.20.

$$F_e = \sqrt{1.7290^2 + (4 * 2.4650^2)}$$

$$F_e = 5.2244 \text{ N}$$

Comparando ambos valores quedó claro que el perno 1 es el perno crítico, con una carga equivalente de 5.9732 N . Este valor es mucho menor que la carga máxima admisible calcula (508.8083 N), lo que confirma la elección de los 2 pernos como:

$$d = M4 \times 0.7$$

Para las guías superiores, se empezó por calcular el peso de cada guía. La masa por metro del ángulo es igual a la asignada en las guías inferiores (0.21 kg/m). Aunque las guías estén dobladas, la longitud total de estas se mantiene, es decir, es igual a 1600 mm . Con estos datos se calculó:

$$W_{guía \text{ sup.}} = (0.21 \text{ kg/m} * 1.6 \text{ m}) * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W_{guía \text{ sup.}} = 3.2962 \text{ N}$$

El peso de la propia guía es la única fuerza que actuará sobre los pernos. Pese a que la geometría de las guías indica que el centro de gravedad variará de posición con respecto a las guías inferiores, el resultado de la fuerza equivalente no tendrá una gran variación con el calculado en las guías inferiores, por lo que se decidió que también se montarán sobre el bastidor utilizando 2 pernos $M4 \times 0.7$.

Para finalizar, se calculó la fuerza y momento de ajuste para los pernos elegidos. Empezando la evaluación con los pernos correspondientes a las guías inferiores y observando los valores de la Tabla E.4 para pernos $M4$ de clase 4.8 y asumiendo un coeficiente de fricción de 0.14 (clase C), se obtuvieron los siguientes valores.

$$F_{Ajuste\ máx.} = 1.98\ kN$$

$$M_{Ajuste\ máx.} = 1.51\ N \cdot m$$

La carga equivalente calculada para estos pernos es mucho menor a la máxima de ajuste, lo que valida la selección realizada. Para calcular el momento de ajuste, se halló la fuerza mínima de ajuste utilizando el valor de factor de ajuste de 1.8.

$$F_{Ajuste\ mín.} = \frac{1.98\ kN}{1.8} = 1.1\ kN$$

$$F_{Ajuste} = 1.9 * 5.9732\ N = 11.3492\ N$$

El valor de la fuerza mínima de ajuste es mayor, así que este fue evaluado para calcular el valor del momento de ajuste de acuerdo con la Ecuación 4.23.

$$M_{Ajuste} = 0.2 * 1.1\ kN * 4\ mm$$

$$M_{Ajuste} = 0.88\ N \cdot m$$

Para facilitar el ajuste, se puede utilizar un momento de ajuste de $1\ N \cdot m$ sin superar el máximo permitido.

Las uniones que sujetarán las guías atravesarán por completo tanto la guía como el perfil utilizado en el bastidor. Debido a esto, se utilizarán dos arandelas (una a cada lado de las superficies exteriores) y una tuerca de ajuste.

Al igual que en el caso de las uniones de los topes en el magazine de la zona de almacenamiento, se decidió utilizar arandelas ISO 7093-1 debido a la susceptibilidad a la deformación del material de la guía a ajustes elevados de elementos sobre su superficie. Respecto a las tuercas que se utilizarán, se decidió seguir utilizando el mismo tipo de tuercas que en las otras uniones, es decir, tuercas clase 4 ISO 4032 – M4.

Para calcular la longitud de los pernos, se asumió que el espesor de los perfiles del bastidor será igual a $10\ mm$. Sabiendo que el ancho de las arandelas ISO 7093-1 – M46 es igual a $1\ mm$ (ISO, 2000, pág. 3), el máximo ancho de la tuerca ISO 4032 – M4 es igual a $3.2\ mm$ (ISO, 2012, pág. 2), y el espesor de los ángulos que constituyen a las guías inferiores es igual a $2\ mm$, se calculó:

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{guía} + ancho_{perfil\ bastidor} + ancho_{arandela} + ancho_{tuerca}$$

$$L = 1 + 2 + 10 + 1 + 3.2 = 17.2\ mm$$

Comparando el valor obtenido con la oferta de pernos ISO 4014 en el mercado, la mínima longitud que pueden tener se decidió utilizar pernos de 25 mm de longitud.

Un valor importante que debe considerarse con los pernos ISO 4014 es la longitud del hilo para ajustar con la tuerca, pues este no abarca toda la longitud del perno. La longitud roscada será igual a 14 mm (ISO, 2011, pág. 3), lo que deja 11 mm de la longitud sin rosca. Calculando la longitud de la unión hasta antes de la tuerca:

$$L = ancho_{arandela} + ancho_{guía} + ancho_{perfil\ bastidor} + ancho_{arandela}$$

$$L = 1 + 2 + 10 + 1 = 14\ mm$$

Este valor es superior a la longitud sin roscar hallada, lo que indica que la tuerca estará ubicada completamente sobre una superficie con hilo para su ajuste, lo que valida la selección realizada.

Para las guías superiores se decidió utilizar la misma disposición de elementos, y, por lo tanto, la selección de arandelas y tuercas también será la misma. Con todos estos elementos asignados, la selección de componentes para las uniones de las guías es:

Componentes de las guías con el bastidor de la máquina

- 8 pernos: ISO 4014 M4 x 25
- 16 arandelas: ISO 7093-1 M4
- 8 tuercas: ISO 4032 M4

4.2.4. Sistema de aplicación de adhesivo

Mientras el sistema de transporte moviliza el cartón desapilado de la zona de almacenamiento hacia la zona de conformado, se debe terminar de preparar al cartón para poder realizar todas las dobleces necesarias para formar correctamente la caja. Con este fin, se utilizan adhesivos termoplásticos (también conocidos como Hot Melt) en patrones

definidos sobre las superficies del cartón que se doblarán en la zona de conformado. El sistema que cumple con esta función ha sido llamado “sistema de aplicación de pegamento”.

El sistema de aplicación de pegamento debe ser capaz de identificar el cartón que está siendo trasladado en el sistema de transporte y aplicar el adhesivo de acuerdo con la configuración programada. El tiempo de acción que tiene el inyector es muy pequeño, y debe ser capaz de realizar esta tarea sin fallas con cada cartón trasladado, es decir que debe realizar su función 2 700 veces por hora.

Sin embargo, al contrario que los otros sistemas evaluados, el sistema de aplicación de pegamento se compondrá completamente de elementos seleccionados. Diversas empresas ofrecen soluciones de almacenamiento, fundido y aplicado de adhesivos termoplásticos, pero para este sistema se consideró a Nordson Corporation, dado que la máquina Boix Q-2400 utiliza un sistema Nordson para la inyección de adhesivo.

Posterior a esta selección, se evaluaron los elementos y métodos de ensamble que se utilizarán para montar correctamente el sistema en la máquina, siguiendo las recomendaciones dadas por el fabricante.

Geometría del sistema

Considerando que el adhesivo se inyectará a una alta temperatura e irá perdiendo su viscosidad mientras más tiempo pase a temperatura ambiente, se decidió posicionar el sistema cerca del final del recorrido del sistema de transporte, poco antes de ingresar a la zona de conformado. Debido a las características del bastidor en la zona observadas en los planos presentados por el ingeniero Yana, la barra en la que se montarán los inyectores de adhesivo se unirá a un perfil del bastidor cuyo centro se encuentra a una distancia de 457.825 mm del eje conductor del sistema de transporte.

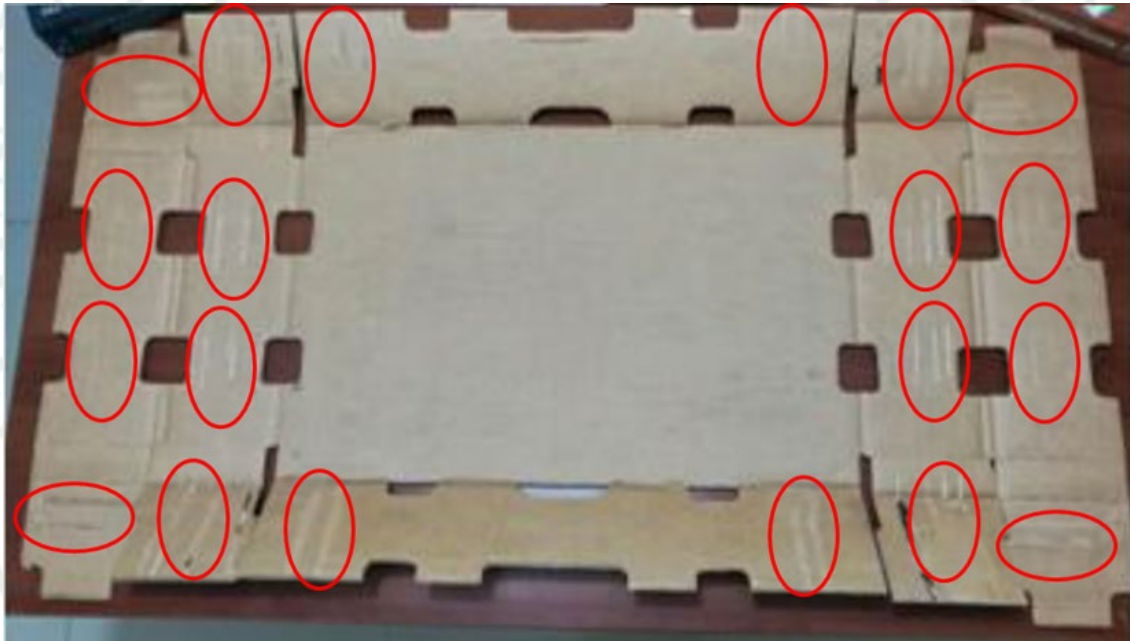
La distancia establecida es menor a los 601.14 mm de ancho del cartón, lo que evidencia que el inyector de adhesivo aún estará cumpliendo su función mientras la parte delantera del cartón en movimiento ya inicia su ingreso a la zona de conformado.

Para conocer el número, la ubicación y la distancia de separación entre los inyectores de adhesivo, se necesitó definir los patrones de aplicación. Estos patrones no están estandarizados y dependen de la forma de la caja que se desea formar, la cantidad de adhesivo que se espera utilizar, si los operadores deciden utilizar puntos o líneas, las medidas del diámetro de los puntos o la longitud de las líneas, etc.

Aunque para esta selección se asumió sólo un tipo de patrones, es posible utilizar otros patrones de aplicación siempre que estos sean sostenidos por la programación de los inyectores. El tipo de patrones que se asumió se aprecia en la Figura 4.108.

Figura 4.108

Vista del cartón de una caja de frutas abierta



Nota. Adaptado de (Olivera Apaza, 2019, pág. 47)

Las zonas resaltadas presentan las marcas obtenidas en la aplicación del adhesivo en el momento de su formación. Cabe resaltar que la aproximadamente la mitad de las marcas mostradas corresponden a la segunda superficie de contacto, y no al patrón de aplicación utilizado por el inyector.

Patrón interno

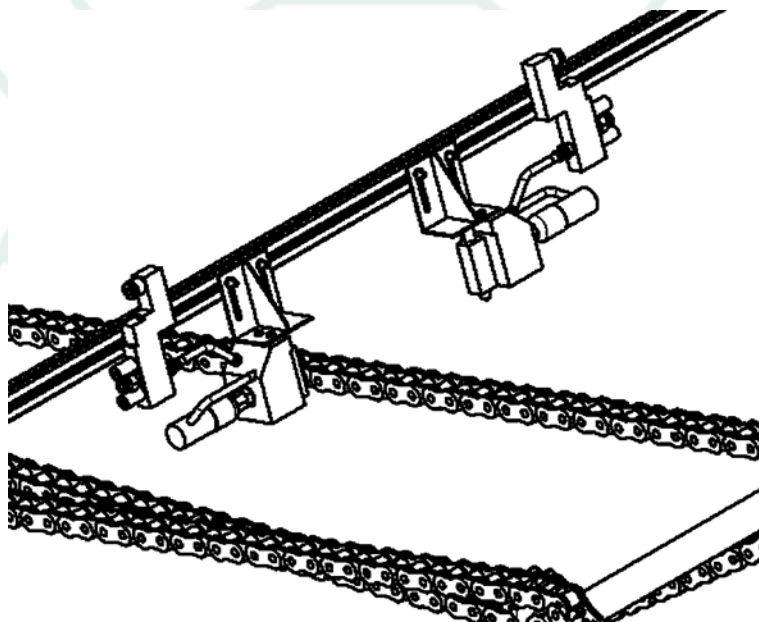
- Descanso 10 *mm* (Extremo inicial)
- Aplicación 100 *mm*
- Descanso 381.14 *mm*
- Aplicación 100 *mm*
- Descanso 10 *mm* (Extremo final)

Patrón externo

- Descanso 25 *mm* (Extremo inicial)
- Aplicación 60 *mm*
- Descanso 126.57 *mm*
- Aplicación 60 *mm*
- Descanso 58 *mm*
- Aplicación 60 *mm*
- Descanso 126.57 *mm*
- Aplicación 60 *mm*
- Descanso 25 *mm* (Extremo final)

Figura 4.110

Diseño potencial del sistema de aplicación de pegamento



Por otro lado, se decidió que la aplicación del adhesivo será a distancia en lugar que a contacto. La distancia de las boquillas al cartón en esta configuración no está estandarizada, por lo que se decidió distanciar las boquillas en 50 mm del cartón sobre el que aplicarán el adhesivo en este diseño, aunque esta distancia variará de acuerdo con el inyector que se utilice en la máquina.

Tomando estas consideraciones, se posicionaron tentativamente dos inyectores de adhesivo como se muestra en la Figura 4.110 para tener una idea general de cómo se encontrarán los inyectores elegidos en la máquina.

Pegamento para cajas de cartón corrugado

El pegamento para las cajas de cartón corrugado debe ser capaz de mantener unido al cartón una vez se le haya dado forma a la caja. En la industria, el adhesivo más utilizado para cumplir esta función es el adhesivo termoplástico tipo EVA, así que se asumió que se utilizará este tipo en la fabricación de las cajas.

Sin embargo, en caso el operario de la máquina decida utilizar otro tipo de adhesivo, debe primero confirmar que el equipo fusor y los inyectores seleccionados son compatibles con dicha elección, revisando la temperatura de operación del adhesivo elegido.

Adhesivo termoplástico EVA

Los adhesivos termoplásticos EVA poseen una gran variedad de presentaciones, y son ampliamente utilizados para la formación de envases y cajas de cartón. Considerando que el diseño utilizará un equipo fusor e inyectores de uso industrial, se consideraron las siguientes propiedades para la selección:

- **Presentación:** Los adhesivos de uso industrial suelen venir en presentación de bolas.
- **Viscosidad:** La viscosidad del adhesivo mide la resistencia del adhesivo como fluido a su propio flujo. Esta propiedad se mide en *cP* (centipoise), y tiene una relación inversamente proporcional con la temperatura del fluido.
- **Punto de reblandecimiento:** Se refiere a la temperatura en la que el adhesivo cambia de estado sólido a fluido.

- Tiempo abierto: El tiempo abierto es el tiempo máximo que se tiene luego de haber aplicado el adhesivo en la superficie en el que aún se puede unir un segundo sustrato. Tiene una relación directamente proporcional con la temperatura del fluido.
- Tiempo de ajuste: Es el tiempo mínimo de compresión necesario para que el fluido adquiera suficiente cohesión para mantener unidos los materiales. Es directamente proporcional a la temperatura del fluido.

Asumiendo que el equipo fusor funcionará a 160°C (temperatura típica de funcionamiento) y que el volumen de producción de la máquina es alto, se obtuvieron los valores del adhesivo C16 de acuerdo con la empresa Multiceras Group, un adhesivo de tipo EVA utilizado para la formación de cajas de cartón en máquinas de alta cadencia.

- Presentación: Bolas
- Viscosidad: $1700 \pm 400 \text{ cP}$
- Punto de reblandecimiento: $115 \pm 7^\circ \text{C}$
- Tiempo abierto: 3 – 5 s
- Tiempo de ajuste: 1 s (Línea de Adhesivos Hot Melts, 2021, pág. 5)

Conjunto aplicador de pegamento

Un sistema de aplicación de pegamento debe ser capaz de almacenar los adhesivos en forma sólida, calentarlos hasta su punto de fusión, transportarlos hasta los inyectores y aplicarlos sobre la superficie de trabajo en el patrón programado.

El calentamiento de los adhesivos sólidos ocurre dentro del equipo fusor, que los calienta hasta una alta temperatura entre 150°C y 180°C. El equipo suele tener un espacio de almacenamiento donde los operadores pueden cargar los adhesivos sólidos directamente.

En algunos sistemas, el almacenamiento de adhesivos es externo. En estos casos, los adhesivos se almacenan en recipientes que se encuentran alejados y movilizan los adhesivos al equipo fusor de acuerdo con la demanda del sistema a través de mangueras. Estos recipientes están diseñados para mantener a los adhesivos a una baja temperatura que no permita que empiecen a fundirse, y tienen una mayor capacidad que los espacios internos de los equipos fusores.

El adhesivo calentado en el equipo fusor es trasladado a través de mangueras hasta los inyectores de adhesivo montados por encima del recorrido del cartón desapilado. Estas mangueras son ofrecidas por los mismos fabricantes de los sistemas de aplicación.

Finalmente, una vez los inyectores se encuentran cargados, dispensan el adhesivo de acuerdo con la programación realizada desde el control del sistema. Esta programación carga las características y medidas de los patrones que se esperan dispensar, por lo que la boquilla del inyector y la velocidad de este se eligen de acuerdo con los patrones esperados.

Para iniciar la selección de los componentes del sistema, se eligió el tipo de inyectores que se utilizarán de acuerdo con el tipo de adhesivo elegido y a los patrones de aplicación.

Inyector de adhesivo

Conociendo las propiedades del adhesivo y las medidas de los patrones, se procedió a seleccionar el inyector que mejor se adapte a estos valores. Nordson Corporation ofrece principalmente dos grupos de inyectores, diferenciados por el tipo de energía que utilizan para activarse: neumáticos (Figura 4.111) y eléctricos (Figura 4.112).

Figura 4.111

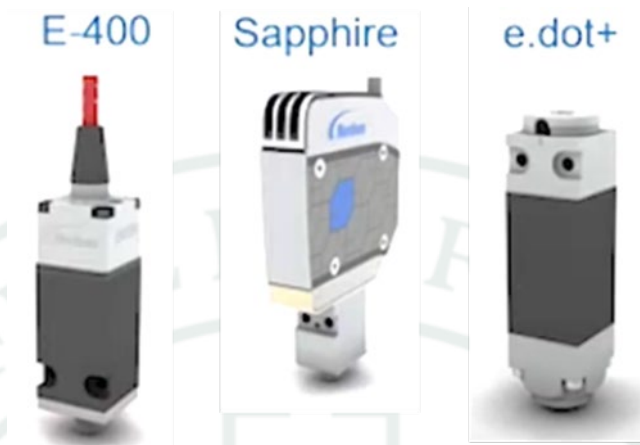
Inyectores Nordson de activación neumática



Nota. Adaptado de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2021)

Figura 4.112

Injectores Nordson de activación eléctrica



Nota. Adaptado de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2021)

Conociendo las opciones ofrecidas por Nordson, se procedió a contemplar el análisis propuesto en. Según este análisis, las variables que deben considerarse para la selección son:

- 1) Temperatura del adhesivo
- 2) Tipo de adhesivo
- 3) Temperatura de aplicación recomendada
- 4) Viscosidad del adhesivo
- 5) Tipo de patrón requerido
- 6) Tiempo de aplicación y descanso (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2021)

En los anteriores puntos se definieron las primeras cinco variables:

- 1) Temperatura del adhesivo: 160 °C
- 2) Tipo de adhesivo: EVA
- 3) Temperatura de aplicación recomendada: Las mangueras tienen aislamiento térmico con el objetivo de disminuir la pérdida de calor en el líquido, por lo que se asumió la misma temperatura, es decir, 160 °C.
- 4) Viscosidad del adhesivo: 1700 ± 400 cP a 160 °C
- 5) Tipo de patrón requerido: Cordones de 100 mm y de 60 mm

Una de las recomendaciones de Nordson Corporation es priorizar los inyectores de activación neumática para trabajos que requieran cordones en lugar de puntos, por lo que se decidió utilizar un inyector de este grupo.

Por último, es necesario hallar el tiempo de aplicación y descanso del inyector. De acuerdo con Nordson, el rango de tiempo de acción sugerido para los inyectores es:

- Inyectores eléctricos: 1 – 3 *ms*
- Inyectores MiniBlue II: 3 – 10 *ms*
- Inyectores SolidBlue/SureBead: Superior a 10 *ms* (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2021)

Para calcular este tiempo, se utilizó la menor distancia hallada en los patrones definidos, que corresponderá al menor tiempo de activación o descanso posible en el diseño. No se consideraron las distancias correspondientes a los extremos porque estas deben incluir la distancia entre cartones transportados, que es considerablemente mayor a la longitud de un solo cartón. Las menores distancias de aplicación y descanso bajo estos parámetros son 60 *mm* y 58 *mm* respectivamente.

Estas distancias se dividieron entre la velocidad relativa del cartón con respecto al inyector. Esta velocidad es igual a la velocidad lineal del movimiento de la cadena o la velocidad tangencial v de los sprockets de la cadena, es decir, 4.0958 *m/s*:

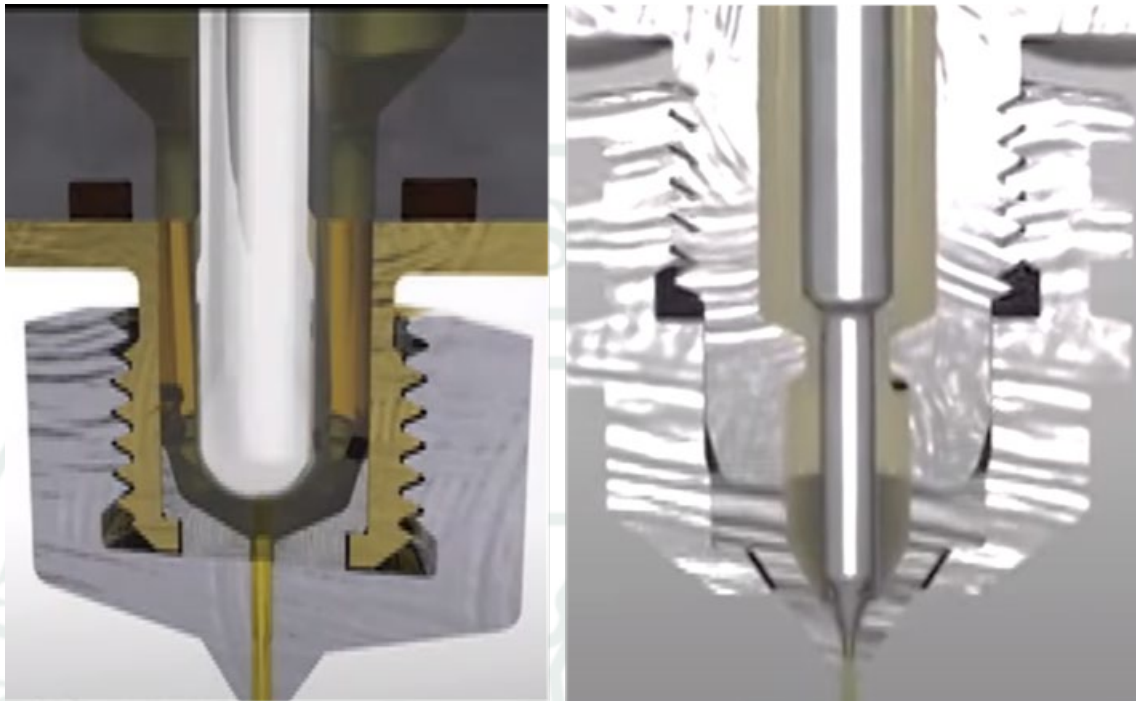
$$t_{\text{aplicación}} = \frac{0.06 \text{ m}}{4.0958 \text{ m/s}} = 14.6493 \text{ ms}$$
$$t_{\text{descanso}} = \frac{0.058 \text{ m}}{4.0958 \text{ m/s}} = 14.1610 \text{ ms}$$

Ambos resultados sugieren utilizar inyectores SolidBlue/SureBead. Para terminar de seleccionar el inyector, se evaluaron ambos tipos de acuerdo con su mecanismo de liberación del adhesivo y el tipo de boquillas que utilizan.

En el caso de los inyectores SolidBlue, el mecanismo de liberación es de bola con asiento. Los inyectores SureBead, por otro lado, utilizan un mecanismo SureBead, diseñado por la propia empresa. Ambos mecanismos se muestran en la Figura 4.113.

Figura 4.113

Mecanismo de bola con asiento y mecanismo SureBead



Nota. Adaptado de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2021)

La principal diferencia entre ambos mecanismos es su forma de lidiar con los residuos de adhesivo. Debido a los cambios de temperatura altos producidos por el equipo fusor y el natural enfriamiento del adhesivo dentro del propio inyector antes de su aplicación, las impurezas que puedan hallarse presentes en el adhesivo se acumulan y unen hasta formar pequeños aglomerados de impurezas, parecidos a pequeñas rocas. Durante la acción de los mecanismos, estos aglomerados se ven empujados en dirección a la boquilla junto al resto del adhesivo.

El mecanismo de bola con asiento impulsa el adhesivo con el aglomerado hacia la salida de la boquilla, y si el aglomerado es lo suficientemente grande, puede bloquear completamente la boquilla, necesitándose un cambio de componentes. En cambio, el mecanismo SureBead cuenta con una forma que le permite, al impulsar al aglomerado hacia la boquilla, triturar y separar el aglomerado, impidiendo un atraco.

Sin embargo, esta característica limita el tipo de boquillas que puede utilizar este tipo de inyectores. Según Nordson, las boquillas estándar se pueden utilizar con inyectores

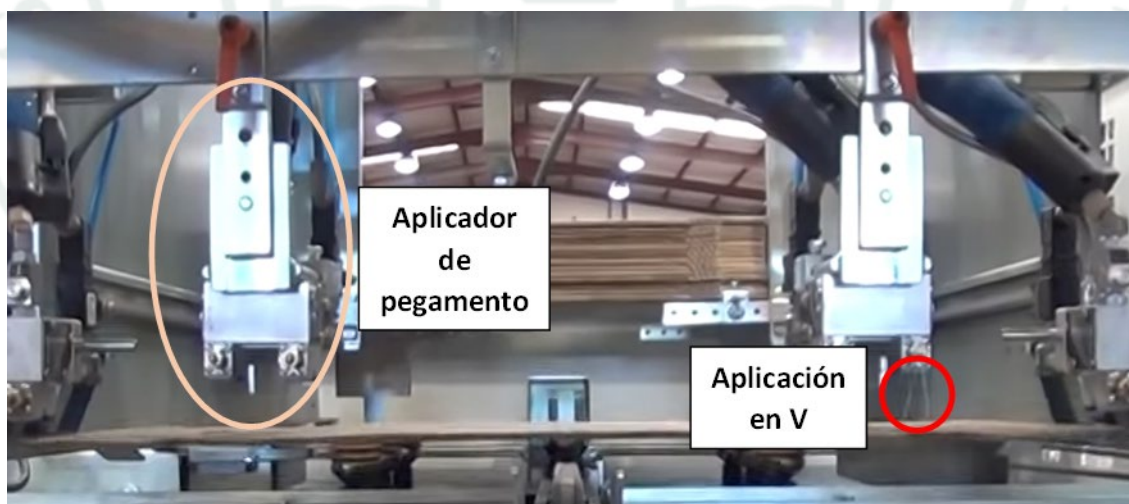
SolidBlue, y las boquillas especiales para los inyectores SureBead sólo permiten un canal de salida para el adhesivo (Nordson Corporation, 2018, pág. 9.20). Considerando que todos los patrones se componen de cordones de adhesivo paralelos, se decidió utilizar inyectores SolidBlue para ambos patrones.

La Figura 4.111 muestra dos tipos de inyectores SolidBlue. Aunque ambos se activan mediante conexiones neumáticas, el cierre es diferente para cada uno. El inyector S/C cierra su válvula utilizando un resorte, mientras que el inyector A/C utiliza una segunda conexión neumática. Dada la menor necesidad de conexiones neumáticas, se decidió utilizar inyectores Nordson SolidBlue S/C (Anexo AA), compatibles con los conjuntos de inyección tipo SolidBlue S.

Como añadido a la selección de los inyectores, se seleccionaron también las boquillas que se integrarán a estos. Sin embargo, esta selección está orientada al caso hipotético de diseño que se ha utilizado en el trabajo. En la práctica, el propietario puede elegir cualquier otro tipo de boquillas que se adapte mejor a su demanda.

Figura 4.114

Vista frontal de los inyectores de adhesivo de una máquina Boix Q-2400



Nota. Adaptado de (Boix Group - Your Box Forming Partner, 2013)

La Figura 4.114 muestra cómo se utilizan boquillas con 2 canales de salida en las máquinas Boix Q-2400, lo que confirma la decisión de utilizar boquillas duales para el caso

de estudio. Para este caso, se seleccionaron boquillas duales con 20° de diferencia entre ambos orificios de la boquilla.

Conociendo la distancia entre la punta de la boquilla y la superficie del cartón, se calculó la distancia entre los cordones paralelos de los patrones de aplicación:

$$d_{\text{cordones}} = 2 * \left(h * \tan \frac{\alpha}{2} \right)$$
$$d_{\text{cordones}} = 2 * \left(50 \text{ mm} * \tan \frac{20}{2} \right)$$
$$d_{\text{cordones}} = 17.63 \text{ mm}$$

Si la distancia entre la punta de la boquilla y la superficie de aplicación se modifica, o se decide utilizar boquillas duales con otros ángulos o boquillas triples, cuádruples o triples radiales, hay que repetir el anterior cálculo para confirmar que el patrón obtenido no supera el área de aplicación esperada.

Manguera

Antes de seleccionar el equipo fusor que se utilizará, se seleccionó el tipo de mangueras que lo conectará con los inyectores de adhesivo.

La principal función de estas mangueras es permitir el transporte del adhesivo a alta temperatura que entrega el equipo fusor hacia los inyectores encargados de aplicarlo sobre las superficies de los cartones. Por esta razón, las mangueras deben estar diseñadas para ser flexibles y soportar dicha temperatura, además de impedir que el adhesivo se enfríe demasiado en su transporte, pues de hacerlo, podría solidificarse y generar una interrupción total en el sistema de aplicación.

La empresa Nordson ofrece su propia solución de mangueras para cumplir con este fin: las mangueras PureFlow (Anexo BB). Estas mangueras pueden operar hasta una temperatura máxima de 232 °C.

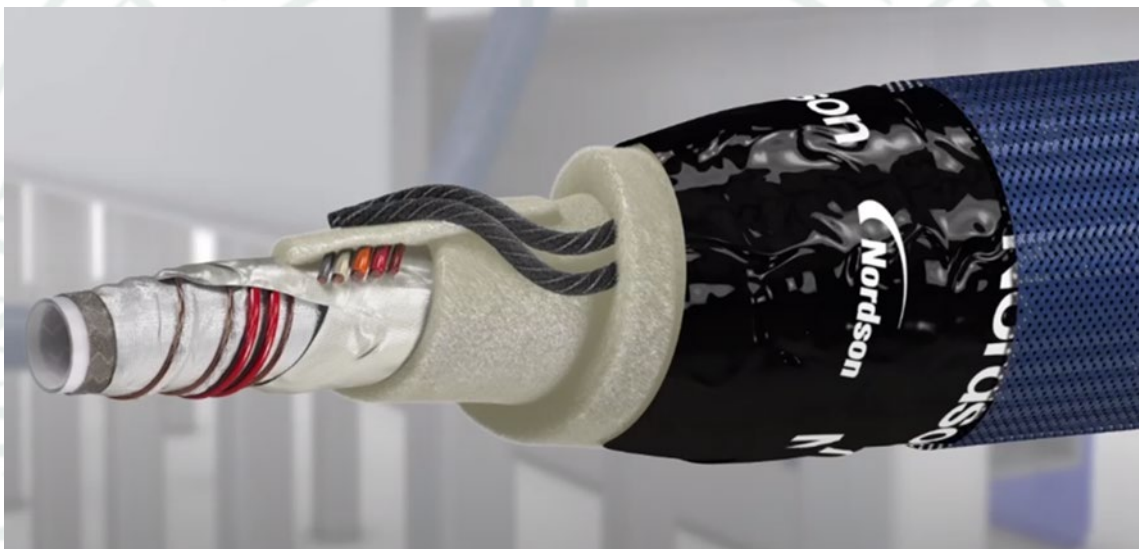
La manguera cuenta también con un sensor de temperatura Ni120, encargado de monitorear que no se exceda el límite de temperatura interna de operación, así como que la

temperatura no baje hasta el punto de poner en riesgo la condición líquida del adhesivo que transporta.

Por último, las mangueras PureFlow son compatibles con todos los productos Nordson, por lo que su instalación será extremadamente sencilla. La Figura 4.115 muestra una vista de las distintas capas que conforman estas mangueras.

Figura 4.115

Detalle de las capas de la manguera PureFlow



Nota. Extraído de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2014)

Para cumplir con las funciones esperadas en este diseño, y habiendo analizado las opciones ofrecidas por Nordson mostradas en el Anexo BB, se decidió utilizar mangueras PureFlow *T Style* 9/16".

Equipo fusor

El último elemento fundamental del sistema es el equipo fusor. Este elemento es el encargado de calentar los adhesivos hasta transformarlos a su estado líquido, filtrar cualquier imperfección o aglomeración del adhesivo y bombearlo hacia los inyectores de acuerdo con la demanda de estos.

En conjunto con el resto de los elementos discutidos y analizados hasta ahora, los equipos fusores ofrecidos por Nordson Corporation están diseñados para trabajar en conjunto. Para esta aplicación, se decidió utilizar un equipo fusor ProBlue Flex (Anexo CC), la más reciente oferta de equipo fusor.

Figura 4.116

Equipo fusor ProBlue Flex



Nota. Extraído de (Nordson Corporation, 2023)

El equipo fusor mostrado en la Figura 4.116, ofrece hasta 9 conexiones para las mangueras, lo que cubre los inyectores que se utilizarán en la máquina. Además, se le puede añadir módulos ofrecidos por la empresa, mejorando su rendimiento, aumentando sus funciones o simplemente permitiéndole funcionar en distintas condiciones.

En este diseño, se decidió utilizar un equipo fusor ProBlue Flex con una interfaz de usuario OLED, que permite la modificación de los parámetros a través de una pantalla led ubicada en la cara delantera del equipo fusor. Esta interfaz permite la comunicación con un PLC desde el que pueden mandarse los parámetros necesarios para definir los patrones de

aplicación, e incluso puede controlarse a través de otros dispositivos, como tablets, celulares o computadoras, después de instalar el software respectivo.

Con respecto al tipo de alimentación, se eligió el equipo fusor con fusión bajo demanda (MOD). De las posibilidades ofrecidas por la empresa, se decidió el equipo de 14 *kg/h*, que pueden mantener hasta 1 *kg* de adhesivo en su almacenamiento interno.

Finalmente, se eligió el tipo de bomba con la que contará el equipo. Considerando las necesidades del sistema, se decidió utilizar una bomba de alta producción y doble acción.

Contenedor para almacenamiento de adhesivos

La última selección necesaria es la capacidad del contenedor para almacenamiento de adhesivos. De acuerdo con Nordson, tienen una capacidad de 120 o 240 litros (Nordson Corporation, 2021). Se eligió el de 120 litros (Anexo DD), mostrado en la Figura 4.117.

Figura 4.117

Contenedor para almacenamiento de adhesivos de 120 litros



Nota. Extraído de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2014)

Selección final

Habiendo terminado la selección de los elementos del sistema de aplicación de pegamento, se consolidaron dichas elecciones en la Tabla 4.19.

Tabla 4.19

Elementos Nordson del sistema de aplicación de pegamento

Contenedor para almacenamiento de adhesivos	
Capacidad:	120 l
Presentaciones de adhesivos compatibles:	Bolas
	Pastillas hasta 12 mm
	Mini tablillas hasta 12 mm x 12 mm
Máximo ratio de transferencia del adhesivo:	275 kg/h
Equipo fusor	
Modelo:	ProBlue Flex MOD
Interfaz de usuario:	OLED
Ratio de fusión:	14 kg/h
Almacenamiento interno:	1 kg
Tipo de bomba:	Alta producción y doble acción
Manguera	
Modelo:	PureFlow
Estilo:	T 9/16"
Tipo de sensor:	Ni120
Inyector de adhesivo	
Modelo:	SolidBlue
Activación (apertura):	Aire
Activación (cierre):	Aire
Temperatura de trabajo:	160 °C
Mecanismo de liberación del adhesivo:	Bola con asiento

Ensamble del conjunto aplicador al bastidor

Habiendo seleccionado los elementos del conjunto aplicador de pegamento, se procedió a elegir los elementos de unión para el ensamble del sistema. Sólo se eligieron los elementos de unión que permiten el ensamble del sistema con el bastidor de la máquina, dado que los elementos elegidos pueden ensamblarse a través de sus puntos de unión.

Habiendo definido esto, se analizaron y eligieron los siguientes elementos de unión:

- 1) Mordazas de ajuste de los inyectores (no permanente).
- 2) Sujetadores de las mangueras (no permanente).

A continuación, se analizó y explicó cada uno de estos elementos.

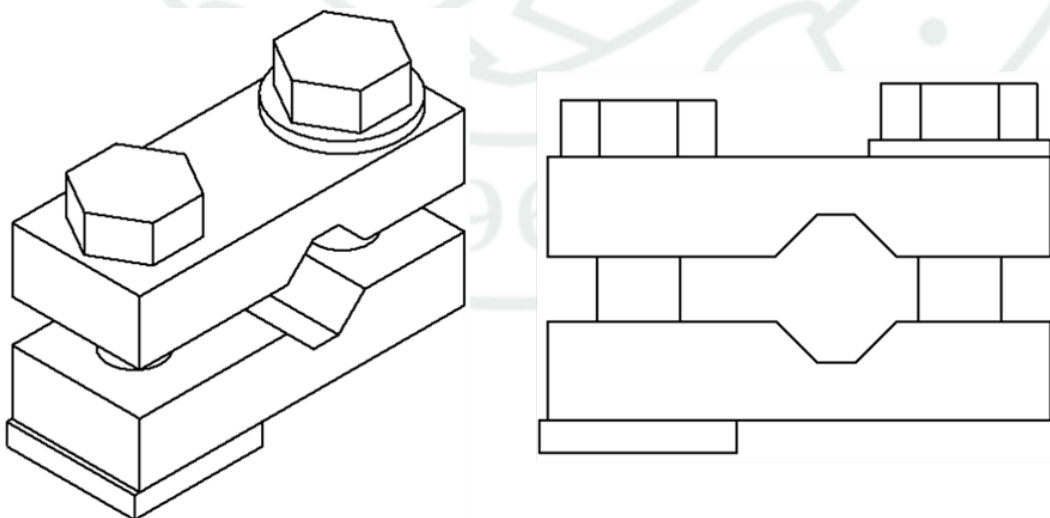
Uniones no permanentes del sistema

Mordazas de ajuste de los inyectores

Los inyectores de adhesivo deben montarse sobre una sección delgada del bastidor de manera que puedan aplicar el adhesivo de forma perpendicular a la superficie del cartón. Para lograr este objetivo, los inyectores SolidBlue tienen una mordaza de ajuste.

Figura 4.118

Mordaza de ajuste de un inyector SolidBlue AO/AC



La Figura 4.118 muestra la vista isométrica y lateral de este tipo de mordazas. El modelo en Inventor ofrecido por el fabricante Nordson sugiere que la sección debe tener 12.70 mm de diámetro, en caso se elija una sección cilíndrica.

La mordaza de ajuste utiliza dos tornillos para aumentar o disminuir el área en la que la mordaza se conecta con la sección del bastidor, y su apertura simula una forma hexagonal que le permite ensamblarse tanto en secciones prismáticas como cilíndricas. Está diseñada para soportar el peso del inyector, incluso si está conectado a un solenoide o al sistema de sensores ofrecidos por el fabricante (este sistema no se ha considerado en este diseño).

Sujetadores de las mangueras

Con el fin de asegurar que se encuentren en una posición donde no obstruyan las actividades del operador y estén seguras, se decidió que se asegurarán en el bastidor de la máquina. Para evitar poner en riesgo la integridad de la manguera utilizando cremalleras, se eligieron los sujetadores RediFlex II (Figura 4.119) ofrecidos por Nordson. Estos presentan un diseño que les permite ingresar en cualquier zona donde se ponga la manguera. Además, el sujetador tiene un espacio libre por el que se puede pasar cables eléctricos y mangueras neumáticas, por lo que cumple también la función de soporte de estos.

Figura 4.119

Sujetador RediFlex II



Nota. Extraído de (Nordson Hot Melt Adhesive Solutions, 2015)

4.3. AUTOMATIZACIÓN DE LOS SISTEMAS

Habiendo culminado con los cálculos y selección de componentes en la elaboración de detalles, se debería proceder con realizar los planos de ensamble y el análisis técnico-económico de las selecciones realizadas.

Sin embargo, las secciones diseñadas están conectadas a un sistema de control, el cual utilizará componentes electrónicos y neumáticos. En la elaboración de detalles se mencionaron algunos de estos, pero en la siguiente sección se analizó el funcionamiento del sistema de control y se realizó la selección del resto de componentes.

4.3.1. *Sistema de control*

Para elaborar el sistema de control, es necesario reconocer en qué sistemas estará actuando el control. En primer lugar, se reconocieron los componentes presentes en los sistemas diseñados que necesitan ser controlados, al igual que su naturaleza.

- Zona de almacenamiento: Sin componentes de control.
- Sistema desafilador: Actuador neumático giratorio (neumática) y ventosas de extracción (neumática).
- Sistema de transporte: Variador de frecuencia (electrónico).
- Sistema de aplicación de pegamento: Inyectores de adhesivo (neumática).

Todos los componentes neumáticos estarán controlados a través de electroválvulas y dos válvulas que tendrán accionamiento mecánico. Debido a esto, se puede asignar a cada electroválvula una señal de salida electrónica correspondiente.

El variador de frecuencia del sistema de transporte tendrá un control separado, similar al del equipo fusor del sistema de aplicación de pegamento. Pese a que su programación no se incluirá en este análisis, su selección se encuentra en la parte correspondiente a componentes electrónicos. Las únicas señales relacionadas a este elemento son las responsables de encender, apagar y designar qué velocidad entregará el variador y, por lo tanto, el motor eléctrico.

Por otra parte, la programación del equipo fusor tampoco presentará en este trabajo porque depende enteramente del fabricante del equipo que se decida utilizar en el diseño. Sin embargo, se incluirán elementos que simulen su funcionamiento para reconocer las señales relacionadas al equipo, así como para poder representarlo visualmente en el circuito neumático.

Conociendo los componentes que necesitan ser controlados en los sistemas evaluados, se procedió a reconocer los estados de funcionamiento que tendrá la máquina y que gobernarán las acciones de todos los sistemas controlados.

Seguido a esto, se reconocieron las señales de entrada y salida necesarias en el sistema de control que permitan programar el funcionamiento de cada componente, incluyendo las que se entregarán a componentes que no se presentan en el análisis.

A continuación, se diseñó el HMI que permitirá al operario interactuar con el control de la máquina, así como conocer el estado de funcionamiento de esta.

Finalmente, se llevó a cabo el análisis del control que tendrá el sistema desapilador utilizando diagramas y esquemas de control que permitan visualizar cómo operará el sistema en los estados de funcionamiento definidos.

Estados de funcionamiento

Los estados de funcionamiento establecen distintas acciones que cada uno de los componentes controlados llevará a cabo cuando se active dicho estado. Estos estados se activarán al recibir una señal de los botones del HMI o cuando ciertas condiciones se cumplan dentro del sistema.

En este sistema de control se espera tener estados de funcionamiento principales que gobiernan el funcionamiento de todos los sistemas analizados en este trabajo, así como un grupo de estados secundarios más específicos que sólo abarcan una condición o función de un pequeño número de sistemas.

Estados principales

Para esta aplicación, se espera que la máquina tenga 4 estados de funcionamiento principales, y que cada uno se active con un botón en el HMI o con un grupo específico de condiciones. La Tabla 4.20 muestra cada uno de los estados, el botón de activación correspondiente que se encuentra en el HMI y la abreviación que se utilizará en los diagramas de control para referirse a los estados.

Tabla 4.20

Estados principales del sistema de control

Estado principal	Botón del HMI	Abreviación
Funcionamiento normal de la máquina	Botón Start	FUNCIONAMIENTO
Preparación de la máquina	Botón Set	PREPARACIÓN
Parada de la máquina	Botón Stop	PARO
Parada de emergencia	Botón Emergencia	EMERGENCIA

Todos los estados son mutuamente excluyentes, es decir que, si la máquina se encuentra en un estado principal y se desea cambiar el funcionamiento, el estado activo se detendrá y se activará el estado deseado. La única excepción es el estado EMERGENCIA, que se mantendrá activado junto al estado PARO por un corto periodo de tiempo.

El estado FUNCIONAMIENTO es responsable de iniciar todos los procesos automatizados de los sistemas, o continuar con los procesos que hayan sido detenidos. Se activa desde el HMI, y sólo si los sistemas han terminado sus acciones en el estado PREPARACIÓN o si se encuentran en el estado PARO. Cuando el estado está activo, el sistema desapilador realiza su secuencia de funciones, el sistema de transporte moviliza las cadenas de acuerdo con la velocidad programada y el sistema de aplicación de pegamento actúa cuando pasa el cartón transportado.

El estado PREPARACIÓN se encarga que todos los sistemas se posicionen en su posición inicial. Este estado se activa desde el HMI o como resultado del estado EMERGENCIA. Cuando este está activo, el sistema desapilador posiciona la barra de ventosas paralela a las cadenas de transporte, y el sistema de transporte moviliza la cadena

hasta su posición inicial. Como el sistema de aplicación de pegamento tiene un control interno, este estado sólo dirige que los inyectores permanezcan cerrados.

El estado PARO detiene todos los procesos en el punto en el que se encuentran, con excepción del actuador giratorio y los inyectores de adhesivo (el actuador debe terminar el recorrido que haya estado realizando y los inyectores deben cerrar sus boquillas). Este estado se activa desde el HMI, como consecuencia de la activación del estado EMERGENCIA o cuando se detecta que no hay cartones presentes en la zona de almacenamiento. Puede activarse en cualquier momento de la operación de la máquina, aunque es recomendable evitar activarlo durante la secuencia de acciones del sistema desapilador.

Finalmente, el estado EMERGENCIA activa el estado PARO, y tras 2 *segundos*, el estado PREPARACIÓN. Este estado sólo puede activarse desde el HMI, y puede activarse en cualquier momento del funcionamiento de la máquina, con la misma sugerencia que el estado PARO. Si el sistema desapilador se encontraba con un cartón en el momento de activar el estado, la barra se ubicará paralela a la cadena antes de soltar el cartón, que debe ser retirado manualmente.

Estados secundarios

Son estados transicionales que apoyan a los estados principales y facilitan la organización del sistema de control. Aunque los estados del control del sistema desapilador son también estados secundarios, serán evaluados a fondo en su control correspondiente. Los demás se muestran en la Tabla 4.21, con sus respectivas abreviaciones.

Tabla 4.21
Estados secundarios del sistema de control

Estado secundario	Abreviación
Máquina preparada para operar	PREPARADO
Primera ubicación del actuador giratorio en PARO	PARO_1
Segunda ubicación del actuador giratorio en PARO	PARO_2

El estado PREPARADO se activa en el momento que todos los sistemas se encuentran en su posición inicial y la zona de almacenamiento está cargada con cartones para formar. Esto ocurre cuando las cadenas de transporte y el actuador giratorio se encuentran en su posición inicial, las válvulas de los inyectores están cerradas y se encuentra activo el estado PREPARACIÓN o el estado E4 de la secuencia de control del sistema desapilador.

Por otro lado, los estados PARO_1 y PARO_2 sirven para asignar la posición de parada que tendrá el actuador giratorio en el sistema desapilador cuando se active el estado PARO. Si al activarse el estado PARO se encontraban activos los estados E0, E3 o E4 del control del sistema desapilador, se activa el estado PARO_1, que mantiene al actuador giratorio en su posición inicial. Si los estados E1 o E2 son los estados activos, se activa el estado PARO_2, que mantiene al actuador giratorio en su posición final.

Señales del sistema

El sistema de control necesita señales de entrada que interpreta para entregar las señales de salida que controlarán a los componentes neumáticos y electrónicos de los sistemas. A continuación, se identificó y consolidó ambos tipos de señales.

Señales de entrada

Las principales señales de entrada se obtienen de los botones Start, Set, Stop y Parada de Emergencia del HMI. Estas entradas son las responsables de activar cada estado de funcionamiento definido anteriormente y son parte del control principal de la máquina.

Con respecto al resto de señales de entrada, más específicas para las distintas partes del sistema, las que se proponen a continuación son sólo tentativas, y deben ser reevaluadas teniendo en cuenta los componentes que se elijan durante la fabricación.

De la zona de almacenamiento, se espera tener una señal que compruebe la presencia de cartones cargados, que se obtendrá de un sensor de posición ubicado en la zona inferior del magazine. Si el sensor no detecta cartones, se activa el estado PARO apenas las cadenas de transporte vuelven a su posición inicial.

En el sistema desapilador se contarán con las señales entregadas por los finales de carrera del actuador giratorio, que confirman que el actuador ha alcanzado satisfactoriamente las posiciones esperadas para el desapilamiento

El sistema de transporte entregará una dupla de señales, una por cada cadena. Estas señales provienen de sensores ubicados a la altura del tensor de cadena de cada una de estas, y se mandan cuando el acoplamiento SK-1/M1 de cada cadena pasa por su posición inicial. Si no se envían ambas señales juntas, quiere decir que las cadenas han perdido su sincronización y se deben calibrar antes de continuar.

Por último, el sistema aplicador de pegamento enviará una señal al sistema de control general: la comprobación que las boquillas de sus inyectores se encuentran cerradas. Pero para su control interno, la señal de inicio de trabajo estará dada por un sensor de posición montado en el mismo soporte que los inyectores.

Las señales de entrada identificadas se presentan en la Tabla 4.22 junto con el origen de cada señal y la abreviación que se utilizará en los esquemas de control.

Tabla 4.22

Señales de entrada del sistema de control

Señal	Origen	Abreviación
Botón Start	Botón del HMI	START
Botón Set	Botón del HMI	SET
Botón Stop	Botón del HMI	STOP
Botón Emergencia	Botón del HMI	EMERGENCIA
Señal de los cartones en el magazine	Sensor de posición	MAGAZINE
Inicio de carrera del actuador giratorio	Sensor de posición	INICIO_AG
Final de carrera del actuador giratorio	Sensor de posición	FIN_AG
Señal del acoplamiento de la cadena 1	Sensor de posición	CADENA_1
Señal del acoplamiento de la cadena 2	Sensor de posición	CADENA_2
Señal del cartón bajo los inyectores	Sensor de posición	INY
Boquillas de los inyectores cerradas	Señal interna	BOQ_INY

Señales de salida

Las señales de salida de este sistema pueden ser de dos tipos: las señales dirigidas a los sistemas controlados y las que controlan a las señales lumínicas en el HMI.

En el primer tipo están incluidas las señales enviadas al variador de frecuencia en el sistema de transporte y al conjunto aplicador de pegamento. Este primer conjunto de señales sólo se ha mencionado de manera genérica, pues se requiere de acceso al software de cada elemento para presentar con exactitud las señales que se enviarán para controlar el funcionamiento de cada sistema.

Las señales de salida enviadas al sistema desapilador son dirigidas a las válvulas de control (Val_Con) del actuador neumático giratorio y del generador de vacío de las ventosas. Cada válvula recibe un par de señales para activar una de sus dos posiciones. En el caso del actuador giratorio, La primera posición lo activa y la segunda lo retorna. En el generador de vacío, la señal inicia su funcionamiento, creando el vacío que hace funcionar a las ventosas. Al desactivarse esta señal, el generador se desactiva, provocando que las ventosas liberen al cartón.

En el sistema de transporte, las señales que se esperan enviar al variador de frecuencia hacen girar al motor en dos posibles velocidades: La velocidad entregada por el variador de frecuencia en el estado FUNCIONAMIENTO, con un requerimiento de 2 700 cajas por hora, será de 1 068.4060 *rpm* en el eje de transmisión (si se desea trabajar con una velocidad menor, el cambio deberá hacerse en la programación del variador). Por otro lado, la velocidad entregada en el estado PREPARACIÓN será igual a 250 *rpm*.

Por último, en el sistema de aplicación de pegamento, el grupo fusor controla todas las funciones de sus componentes. El sistema de control sólo enviará una señal de cierre para las boquillas de los inyectores cuando se activen los estados PARO, PREPARACIÓN y EMERGENCIA para evitar desperdicio del adhesivo.

El segundo tipo de señales de salida son las encargadas de activar 3 luces indicadoras en el tablero HMI que indicarán el estado en el que se encuentra la máquina y la presencia o

falta de cartones cargados en el magazine. La primera luz parpadeará si la máquina se encuentra en el estado PREPARACIÓN, y estará totalmente encendida durante el estado FUNCIONAMIENTO. La segunda luz parpadeará si no se detectan cartones en la zona de almacenamiento, y se mantendrá apagada mientras haya cartones cargados. Finalmente, la tercera luz se mantendrá totalmente encendida durante el estado STOP y parpadeará durante el estado EMERGENCIA.

Habiendo definido todo lo necesario con respecto a las señales de salida que se utilizarán en el control de la máquina, se consolidaron los nombres y respectivas abreviaciones de las señales en la Tabla 4.23.

Tabla 4.23

Señales de salida del sistema de control

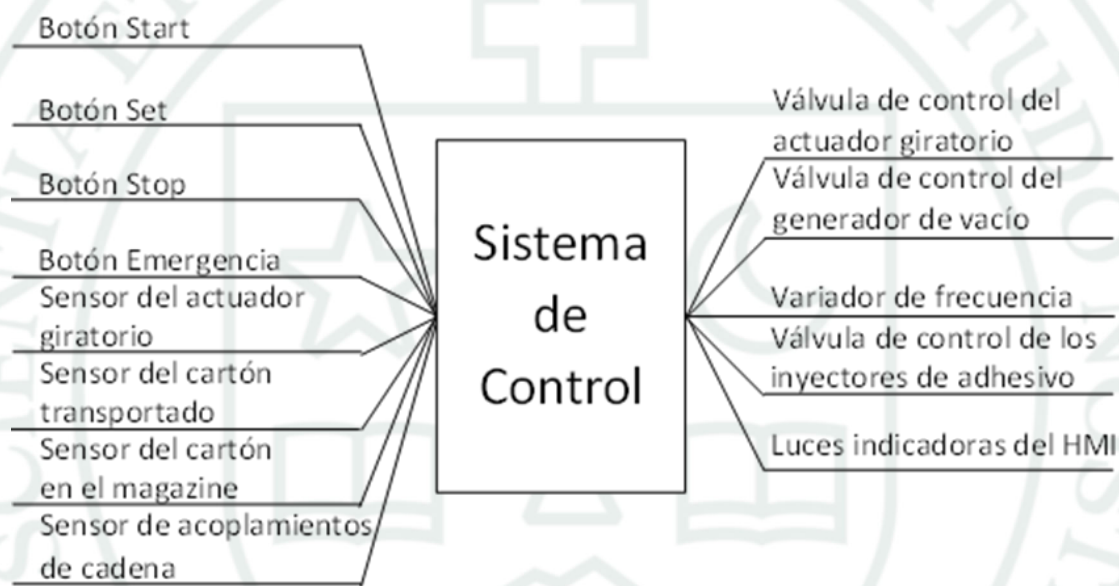
Señal	Destino	Abreviación
Activación del actuador giratorio 1	Val_Con del actuador giratorio	AG_1
Regreso del actuador giratorio 2	Val_Con del actuador giratorio	AG_2
Activación de las ventosas	Val_Con del generador de vacío	A_VENT
Velocidad de preparación del variador de frecuencia	Variador de frecuencia	VEL_0
Velocidad del funcionamiento del variador de frecuencia	Variador de frecuencia	VEL_1
Desactivación de los inyectores de adhesivo	Val_Con de los inyectores de adhesivo	IA_C
Encendido total de la luz	Primera luz indicadora	L1_E
Parpadeo de la luz	Primera luz indicadora	L1_P
Parpadeo de la luz	Segunda luz indicadora	L2_P
Encendido total de la luz	Tercera luz indicadora	L3_E
Parpadeo de la luz	Tercera luz indicadora	L3_P

Consolidación de señales

Habiendo reconocido las señales de entrada y salida que manejará el sistema de control, se procedió a consolidar la información de acuerdo con el origen de las señales de entrada y los actuadores a los que se dirigen las señales de salida. Esta consolidación se contempla en la Figura 4.120.

Figura 4.120

Esquema de entradas y salidas del sistema de control



Habiendo reconocido los componentes responsables de generar o recibir las señales del sistema de control, se continuó con el diseño del HMI.

Diseño del HMI

El HMI consistirá en un panel con pulsadores mecánicos y luces indicadoras que informarán al operario de los estados en los que se encuentra la máquina, así como sus necesidades en caso se necesite intervenir.

De acuerdo con Schneider Electric, los pulsadores y luces indicadoras siguen un código de colores definido en la norma IEC 60073 (Schneider Electric, 2024). De acuerdo con esta norma, los pulsadores de Start y Stop deben ser blanco, gris o negro. Si se utilizan

estos colores, el pulsador Start debe ser de color blanco y el pulsador Stop de color negro para evitar confusiones. También puede utilizarse el color verde para el pulsador Start y el color rojo para el pulsador Stop.

Para pulsadores Reset (en este caso, el pulsador Set), los colores indicados son azul, blanco, gris o negro. Por último, los pulsadores de Emergencia siempre deben ser rojos o tener alguna característica que los haga resaltar fácilmente sobre el resto de los pulsadores.

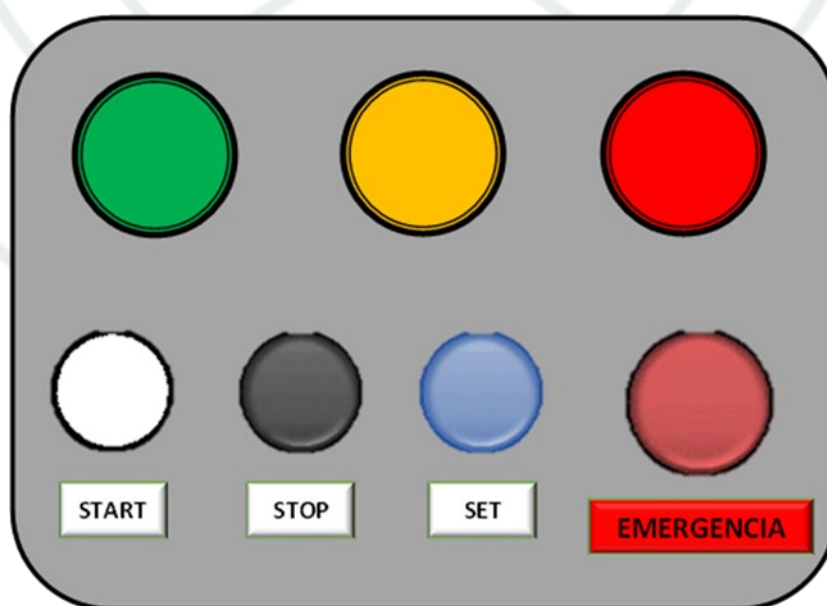
Con respecto a las luces indicadoras, la norma contempla 3 tipos:

- Tipo A: Luces del mismo color cuando están encendidas o apagadas.
- Tipo B: Luces de distinto color cuando están encendidas o apagadas.
- Tipo C: Luces que pueden encenderse en distintos colores.

Para esta aplicación, se decidió que las tres luces sean del tipo A. Las luces de color verde y rojo estarán totalmente encendidas o parpadeando, dado que se corresponde con la primera y tercera luz indicadora. La luz naranja, por otra parte, sólo parpadea cuando se detecta la presencia de cartones en el magazine, por lo que sólo recibe un tipo de señal para su funcionamiento, como se ve en la Tabla 4.23.

Figura 4.121

HMI de los sistemas desapilador, de transporte y aplicación de pegamento



Finalmente, es necesario aclarar que el HMI presentado en este trabajo, al igual que la programación tentativa que aparece en el Anexo DD, sólo contemplan sus funciones e interacciones con los sistemas diseñados en esta tesis, es decir, el sistema desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento. Sin embargo, los estados resultantes de cada entrada del HMI afectan a toda la máquina, por lo que debe unirse el control presentado con el propuesto por el ingeniero Olivera.

Antes de continuar con la selección de componentes, se diseñó el control del sistema desafilador. El esquema neumático del sistema se presenta en la Figura 4.122.

Esquema neumático del sistema desapilador



En el esquema se aprecia que, para realizar el control del actuador giratorio y el generador de vacío, se comandarán dos válvulas electroneumáticas, que se moverán con las señales AG_1, AG_2 y A_VENT.

Considerando que los componentes neumáticos de este sistema necesitan realizar sus funciones en un orden establecido, se definió el siguiente orden:

- 1) El actuador neumático gira hasta posicionar la barra de ventosas paralela a los cartones almacenados.
- 2) Las ventosas de extracción sujetan el cartón inferior de la zona de almacenamiento.
- 3) El actuador neumático gira el mismo ángulo del primer paso, pero en sentido opuesto, dejando la barra de ventosas paralela a la cadena de transporte.
- 4) Las ventosas de extracción sueltan el cartón desapilado.
- 5) Espera para reiniciar el proceso.

Todas las funciones se programaron de forma lineal, pero necesitan de señales de entrada que permitan iniciar el proceso, al igual que reconocer cuando es momento de pasar a la siguiente función. Las señales necesarias para realizar este control son:

- Señal de los estados FUNCIONAMIENTO, PREPARACIÓN, PARO y EMERGENCIA.
- Señal de los estados secundarios PREPARADO, PARO_1 y PARO_2.
- Señal de los estados de control del sistema desapilador.
- Señal del temporizador interno.
- Finales de carrera del actuador neumático giratorio.

Las señales provenientes de los estados principales y secundarios se obtienen apenas la máquina entra en dichos estados. De igual manera, las señales de los finales de carrera del actuador neumático giratorio provienen directamente de este. Sólo es necesario definir el origen de la señal de los estados de control y del temporizador interno.

Dado que el funcionamiento del sistema desapilador es lineal, se asignaron estados de control que gobiernan las acciones del sistema de forma progresiva. Estos estados y las acciones que realizan se muestran en la Tabla 4.24.

Tabla 4.24

Acciones de cada estado de control del sistema desapilador

Estado	Acciones
E0 / 0	Posición inicial de las válvulas
E1 / 1	Se activa el actuador giratorio y se ubica paralelo a los cartones
E2 / 2	Se inicia el generador de vacío de las ventosas
E3 / 3	Se retorna el actuador giratorio a su posición inicial
E4 / 4	Se apaga el generador de vacío de las ventosas

Por otra parte, la señal del temporizador T_1 provendrá del PLC de control, donde se programará un tiempo de espera de 0.1 s entre la activación del generador de vacío de las ventosas y el retorno del actuador giratorio. Este tiempo se ha incluido para asegurar que las ventosas hayan hecho contacto y estén unidas al cartón desapilado.

Habiendo definido las señales de entrada de control del sistema desapilador, y sabiendo las señales de salida que generarán para controlar las válvulas presentadas en Figura 4.122, se realizaron los diagramas Grafcet, Ladder y el esquema eléctrico del sistema desapilador, presentados en las Figuras 4.123, 4.124 y 4.125.

El esquema eléctrico representa las activaciones de las señales de salida que gobiernan al sistema desapilador cuando se activan los estados principales, secundarios y de control antes determinados.

De esta manera, se terminó de diseñar el control del sistema desapilador. Tomando en cuenta las decisiones realizadas, se procedió a realizar la selección de los componentes neumáticos y electrónicos que se han identificado a lo largo del análisis del sistema de control de la máquina.

Figura 4.123

Diagrama Grafcet del sistema desapilador

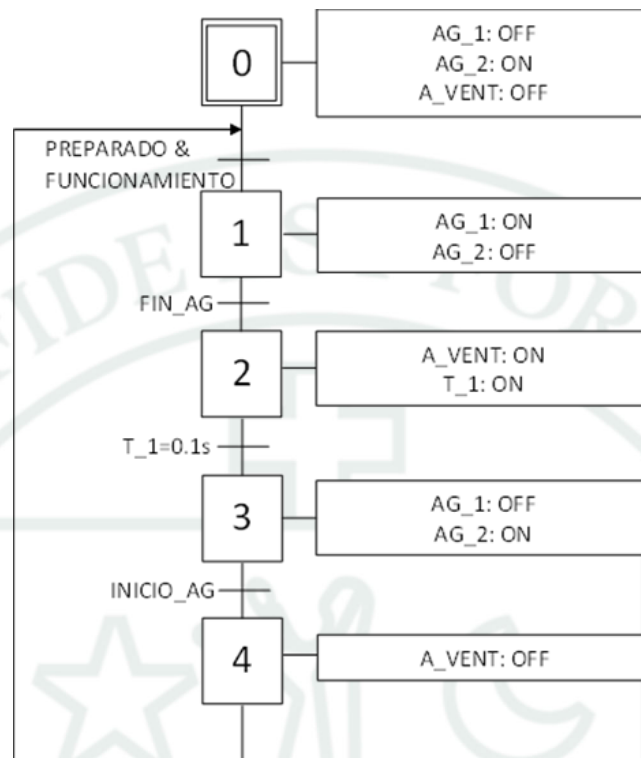


Figura 4.124

Diagrama Ladder del sistema desapilador

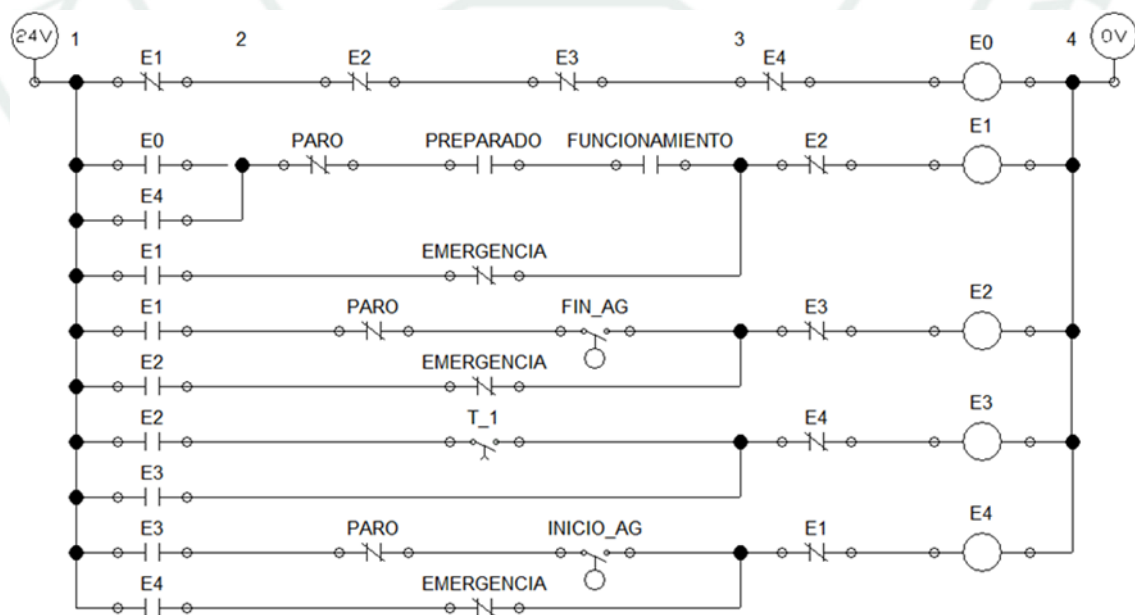
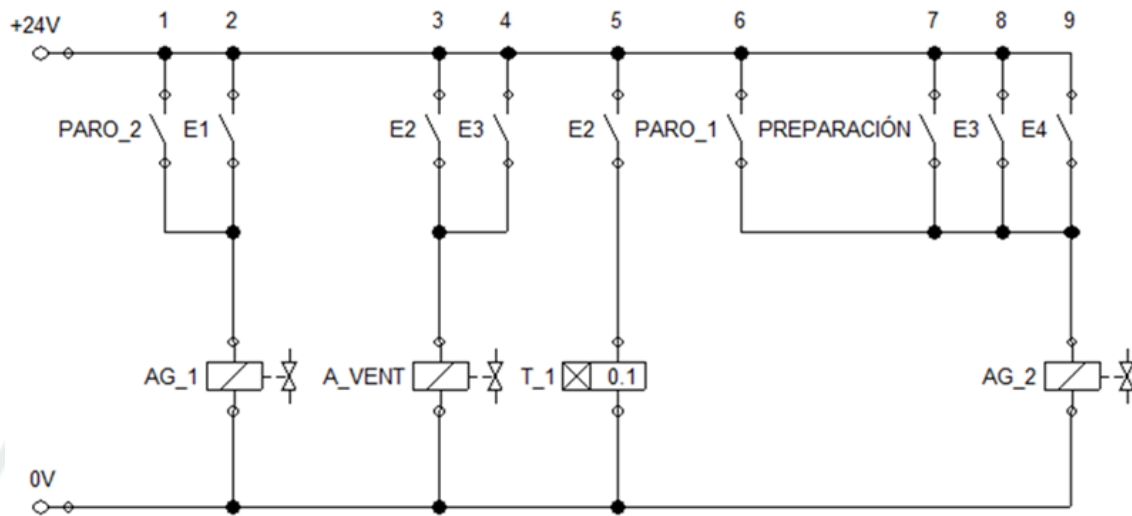


Figura 4.125

Esquema eléctrico de control del sistema desapilador



4.3.2. Componentes neumáticos

Como se mencionó en la sección anterior, los sistemas desapilador y de aplicación de pegamento cuentan con componentes neumáticos que serán controlados desde el sistema de control.

Para el sistema desapilador, durante el diseño se seleccionaron los actuadores neumáticos que realizan las principales funciones del sistema. A continuación, se analizaron y seleccionaron los componentes neumáticos auxiliares, que se observan en la Figura 4.122.

En el caso del sistema de aplicación de pegamento, sus componentes neumáticos se adquieren con el resto del conjunto aplicador, entregados por el fabricante. Los únicos componentes son los que comparte con el sistema desapilador, es decir, el compresor de aire y el sistema de mantenimiento.

Considerando estas observaciones, se procedió a realizar la selección del compresor de aire, la unidad de mantenimiento, el generador de vacío, el intensificador de presión, las válvulas distribuidoras, los componentes adicionales (válvulas de estrangulación y antirretorno y silenciadores).

Compresor de aire

El compresor de aire es el responsable de alimentar todos los elementos y procesos neumáticos de la máquina. Para realizar la selección del compresor para este diseño se tomaron en cuenta los puntos clave presentados por Atlas Copco. Estos puntos son:

- 1) Tipo de compresor de aire
- 2) Calidad de aire (libre o inyectado de aceite)
- 3) Presión y caudal
- 4) Niveles de ruido
- 5) Sistema de enfriamiento
- 6) Diseño compacto (Atlas Copco, 2021)

Conociendo los puntos clave a considerar, se procedió con la selección:

1) Tipo de compresor de aire

En términos generales, los tipos de compresores se dividen de acuerdo con el principio de compresión que utilizan, pudiendo ser dinámicos o de desplazamiento. Los compresores dinámicos suelen utilizar tecnologías axiales o centrífugas, mientras que en los que funcionan con desplazamiento, las más comunes son las rotativas o reciprocantes.

Los compresores dinámicos son conocidos por su capacidad de generar un alto volumen de aire comprimido a una presión estable, mientras los de desplazamiento pueden variar la presión que entregan con un volumen constante.

Para esta aplicación, se consideró un compresor de desplazamiento rotativo, que cuenta con una buena eficiencia trabajando con media presión, mientras los reciprocantes funcionan con presiones más elevadas.

Tipo de compresor de aire = Compresor de desplazamiento rotativo

2) Calidad de aire (libre o inyectado de aceite)

Dependiendo de los requisitos de la aplicación del aire comprimido, puede utilizarse air libre o inyectado con aceite. La necesidad de utilizar aire son aceite se da en industrias

como las de alimentos, donde la ausencia del aceite asegura que el aire utilizado sea de mayor calidad. Otra diferencia importante es que el aire con ausencia de aceite se comprime en dos o más etapas para compensar la generación de calor, mientras que el aire con aceite sólo requiere de una compresión de una etapa.

Sin embargo, la formación de cajas de cartón no se ve influenciada negativamente por la presencia de aceite en el aire ni por la calidad de este, así que se decidió utilizar aire comprimido con aceite.

Calidad de aire = Inyectado con aceite

3) Presión y caudal

La presión y caudal requeridos dependen directamente de los componentes presentes en la máquina. En esta aplicación, la presión de funcionamiento de todos los elementos (excepto el actuador neumático giratorio) es igual a 6 bares.

Por otro lado, para calcular el caudal necesario se tomó como referencia el brochure de la máquina Boix Q-2400, el cual determina que esta máquina consume 490 l/min cuando trabaja a toda su capacidad (Boix Maquinaria, 2024). Utilizando un equivalente para la producción del actual diseño se obtuvo:

$$c = 2\,700 \text{ cajas/hora} * \frac{490 \text{ l/min}}{2\,400 \text{ cajas/hora}}$$
$$c = 551.25 \text{ l/min} = 9.188775 \text{ l/s} \approx 10 \text{ l/s}$$

Presión entregada por el compresor = 6 bares

Caudal requerido = 10 l/s

4) Niveles de ruido

Se espera que esta máquina trabaje en condiciones abiertas y no muy concurridas, por lo que se puede aceptar hasta un nivel medio de ruido. Sin embargo, se espera que el nivel de ruido sea lo más bajo posible.

Máximo nivel de ruido deseado = Bajo (entre 60 dB y 70 dB)

5) Sistema de enfriamiento

Durante su funcionamiento, el compresor necesitará disipar el calor producido durante la compresión para evitar el sobrecalentamiento y los daños al propio compresor. El sistema de enfriamiento puede ser por aire o por agua. Dadas las condiciones del diseño, se decidió utilizar un sistema de enfriamiento por aire.

Sistema de enfriamiento = Enfriamiento por aire

6) Diseño compacto

Este último punto es de vital importancia cuando se tiene un espacio limitado para instalar el compresor. Sin embargo, en esta aplicación no existe esta limitación, por lo que no se considerará este punto para la selección.

Habiendo terminado de definir las consideraciones señaladas en el proceso de selección, y comparando con la oferta de productos de Atlas Copco, se seleccionó un compresor de tornillo rotativo con inyección de aceite de modelo G, que ofrecen una potencia entre 2 y 7 kW a una frecuencia de corriente de 50 y 60 Hz. Para elegir la potencia del compresor, se consultó la Tabla 4.25.

Tabla 4.25

Datos técnicos de compresores

Tipo de compresor	Presión de trabajo máxima		Capacidad FAD			Potencia del motor instalado		Nivel sonoro	Peso (kg/lb)	
	bar	psig	l/s	m³/h	cfm	kW	CV	dB	Paquete	Full-Feature
VERSIÓN 60 Hz										
G2	8	116	6.2	22.3	13.1	2.2	3	61	180/397	205/452
	10	145	4.6	16.6	9.7	2.2	3	61	180/397	205/452
G4	8	116	9.5	34.2	20.1	4	5.5	62	190/419	215/474
	10	145	8.5	30.6	18.0	4	5.5	62	190/419	215/474
G5	8	116	13.8	49.7	29.2	5.5	7.5	65	200/441	225/496
	10	145	12.3	44.3	26.0	5.5	7.5	65	200/441	225/496
G7	8	116	17.0	61.2	36.0	7.5	10	67	210/463	240/529
	10	145	16.1	58.0	34.1	7.5	10	67	210/463	240/529

Nota. Adaptado de (Atlas Copco, 2020, pág. 2)

Para realizar la elección, se consideró la presión y caudal esperados. Aunque se espera que la presión entregada sea igual a 6 *bares*, se decidió trabajar con un compresor capaz de entregar una presión máxima de 10 *bares*. Se tomó esta decisión para dar un rango de tolerancia a la presión entregada que incluya el valor máximo que alcanzará la presión del aire cuando atraviese el intensificador de presión.

Con esta consideración en mente, y sabiendo que el caudal esperado es igual a 10 l/s, se eligió un compresor G5, con presión máxima de salida de 10 *bares*. Las especificaciones técnicas de este compresor se encuentran en el Anexo FF. Si se desea utilizar otra marca de compresores, se debe elegir uno con especificaciones similares.

Unidad de mantenimiento

El aire comprimido utilizado en los componentes neumáticos necesita tener un buen grado de calidad para impedir que impurezas dañen internamente a los componentes. Aunque el compresor entrega de forma segura aire comprimido con una calidad aceptable, se espera tener un segundo punto de purificación, o más si el circuito es grande. Los componentes encargados de esta tarea son las unidades de mantenimiento.

Las unidades de mantenimiento son conocidas también como unidades FRL, cuyas siglas indican las principales funciones que cumple: filtrar, regular y lubricar. Dependiendo de las exigencias del circuito neumático, las unidades FRL pueden tener múltiples módulos acoplados que permitan más salidas de aire, distintos niveles de filtrado, regulación manual o eléctrica, etc.

En esta aplicación, el aire comprimido obtenido de la unidad FRL no tiene un requisito especial sobre la pureza que necesita tener, por lo que se puede considerar como una aplicación estándar. La selección de esta unidad se realizó desde la oferta presentada por la empresa Festo, que sugiere las unidades MS-B para estas aplicaciones (Festo, 2024). Evaluando las combinaciones de unidades MS-B, se decidió utilizar la combinación 1, de código MSB4-1/4:C3J1F3M1-WP, cuya hoja de datos se presenta en el Anexo GG.

Generador de vacío

El funcionamiento de las ventosas de extracción se basa en utilizar la denominada “tecnología de vacío”. Esta consiste en el uso de principios físicos para generar una presión de vacío, por lo general en medio del caudal de un fluido, la cual permite aprovechar las propiedades del vacío en un sistema.

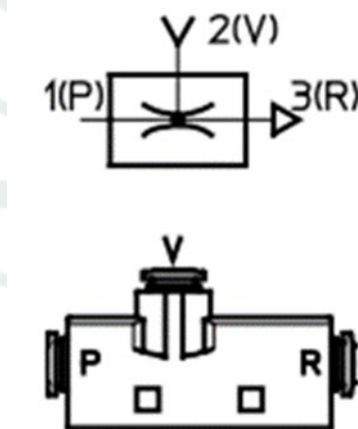
Como se especificó en la selección del compresor, la presión de funcionamiento en el sistema es igual a 6 *bares*, por lo que se debe utilizar un generador de vacío para producir la diferencia de presiones necesaria para las ventosas. Estos generadores funcionan de acuerdo con el principio Venturi, y se utilizará un generador por cada ventosa.

Aunque el esquema neumático presentado en la Figura 4.122 sólo muestra un generador de vacío, en la realidad se utilizarán dos. Sin embargo, algo que el esquema muestra claramente es que el control las ventosas se realizará desde la válvula distribuidora ubicada antes de los generadores, por lo que se decidió utilizar generadores básicos.

Analizando los productos ofrecidos por la empresa Festo, se decidió utilizar generadores de tipo estándar con forma en T, como se ve en la Figura 4.126. Se puede apreciar la representación de la tobera Laval que utiliza para generar el principio Venturi.

Figura 4.126

Generador de vacío estándar con forma en T



Nota. Extraído de (Festo, 2024, pág. 4)

La empresa ofrece dos tipos de ejecuciones en sus generadores de vacío: los generadores de alto vacío y los de gran caudal de aspiración. El primer tipo puede generar un alto vacío con caudales de aspiración relativamente bajos, mientras que el segundo permite obtener tiempos de evacuación muy cortos. Debido a las exigencias del sistema desafilador, se decidió utilizar generadores del segundo tipo.

El catálogo de productos de Festo diferencia los generadores de acuerdo con el ancho nominal de la tobera Laval que utiliza. Habiendo seleccionado este ancho, se decide el generador de acuerdo con el patrón uniforme que presenta, el cual está directamente relacionado con el diámetro de los racores de entrada, vacío y salida. Las diferencias entre estas opciones se aprecian en la Tabla 4.26.

Tabla 4.26

Especificaciones técnicas generales de generadores de vacío estándar

Forma constructiva		Forma en T								
Código de producto		VN-05		VN-07		VN-10		VN-14	VN-20	VN-30
Patrón uniforme	[mm]	10	14	10	14	14	18	18	24	24
Anchura nominal de la tobera Laval		0.45		0.7		0.95		1.4	2.0	3.0
Característica del eyector		Alto vacío H								
		Gran caudal de aspiración L		-	Gran caudal de aspiración L					
Conexión neumática 1	Racor rápido roscado	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-10	QS-10
	Rosca interior	M5	G1/8	M5	G1/8	G1/8	-	G1/8	G1/4	G1/4
Conexión de vacío	Racor rápido roscado	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	QS-12	QS-12
	Rosca exterior	-	G1/8	-	G1/8	G1/8	G1/4	G1/4	G1/4	G1/4
	Rosca interior	M5	G1/8	M5	G1/8	G1/8	-	G1/4	G3/8	G3/8
Conexión neumática 3	Racor rápido roscado	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	-	-
	Rosca interior	M5	G1/8	M5	G1/8	G1/8	-	G1/4	-	-
	Silenciador	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto	Abierto
Tipo de fijación (par de apriete máx.)		Con taladro pasante (0.5 Nm)							Con taladro pasante (0.8 Nm)	
		Con accesorios								
Posición de montaje		Indistinta								

Nota. Adaptado de (Festo, 2024, pág. 14)

Para tener un gran caudal de aspiración en los generadores de cada ventosa, se decidió utilizar generadores con una tobera Laval de 0.95 mm de ancho y un patrón uniforme de 14 mm, lo que permite utilizar racores de código QS-6.

Tomando todas las consideraciones antes mencionadas, se decidió utilizar generadores de vacío Festo de código VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-RQ2. Sus especificaciones técnicas se presentan en la hoja de datos del Anexo HH.

Intensificador de presión

Como se mencionó anteriormente, la presión de trabajo de los componentes neumáticos de la máquina será igual a 6 *bares*. Sin embargo, el actuador neumático giratorio requiere de una presión de 10 *bares* para poder cumplir su función. Debido a que este es el único componente que requiere esa presión, se decidió utilizar un intensificador de presión conectado al actuador.

Considerando la oferta de Festo en intensificadores de presión, se deben seleccionar las opciones ofrecidas de acuerdo con los siguientes parámetros:

- 1) Tipo de ejecución
- 2) Diámetro del émbolo
- 3) Presión de salida (Festo, 2024)

Respecto al tipo de ejecución, Festo ofrece intensificadores estándar, sin regulador de presión con doble presión de entrada y con posibilidad de detección. Considerando el tipo de aplicación que se espera decidió utilizar un intensificador del tipo estándar.

Los diámetros de émbolo disponibles son de 40 *mm*, 63 *mm* y 100 *mm*. Para esta aplicación, y considerando que sólo habrá un componente que funcionará con la presión intensificada, se eligió un émbolo de diámetro igual a 40 *mm*.

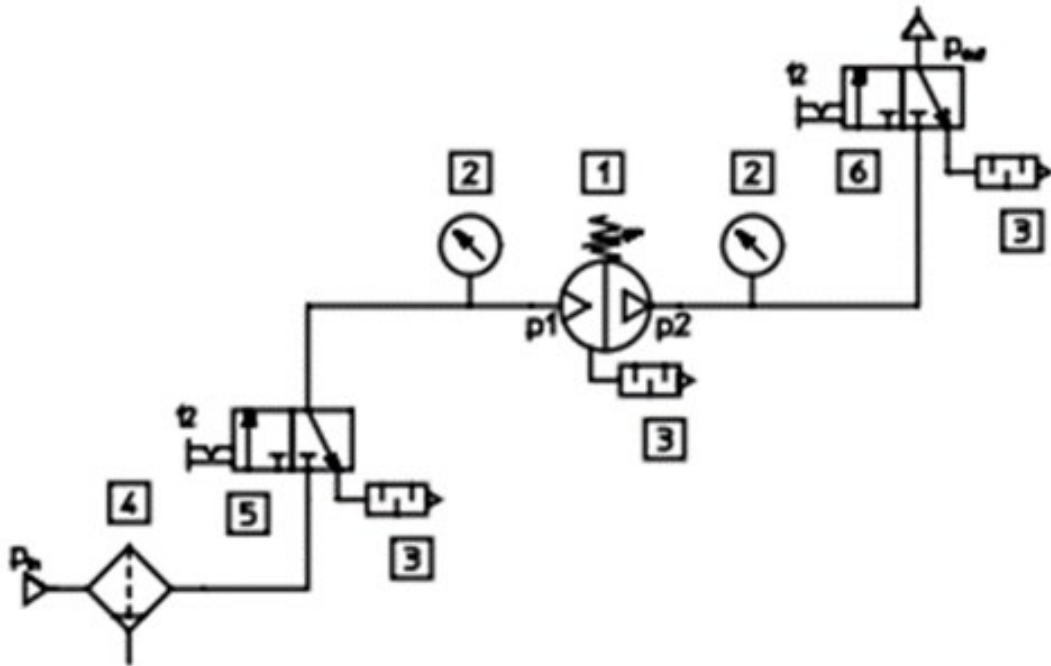
Finalmente, las presiones de salida ofrecidas son iguales a 10 *bares* y 16 *bares*. Sabiendo que el actuador giratorio necesita 10 *bares* para funcionar, se eligió un intensificador con esa presión de salida.

El código del intensificador de presión que se utilizará es DPA-40-10. La hoja de datos de este intensificador se presenta en el Anexo II.

Además del elemento seleccionado, se debe tomar en cuenta también la conexión recomendada para estos intensificadores mostrada en la Figura 4.127.

Figura 4.127

Conexión del intensificador de presión DPA a la red de aire comprimido



Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 2)

Válvulas distribuidoras

El elemento principal que permite la automatización neumática es la válvula distribuidora. Estas válvulas cumplen la función de dirigir el aire comprimido a la dirección deseada, permitiendo controlar el funcionamiento de los actuadores neumáticos.

Para utilizar las herramientas de selección de válvulas ofrecidas por Festo en su página web, se necesitan especificar diversas características. Para este diseño, se utilizaron las siguientes características para realizar la selección:

- 1) Tipo de accionamiento
- 2) Función de la válvula
- 3) Tensión de funcionamiento
- 4) Presión de funcionamiento

En el esquema presentado en la Figura 4.122 se ven 4 válvulas distribuidoras que controlan el flujo del aire de todo el sistema. Se evaluó cada característica para cada una de las válvulas presentadas.

1) Tipo de accionamiento

De las 4 válvulas presentadas, dos tienen accionamiento mecánico/manual y las otras dos son electroválvulas.

Las válvulas de accionamiento mecánico/manual se encuentran en los conductos de entrada y salida del intensificador de presión, siguiendo las recomendaciones presentadas en la Figura 4.127. Estas válvulas proveen una capa adicional de protección al sistema, y sólo deben activarse cuando el operador haya comprobado la seguridad de las conexiones.

Por otro lado, las electroválvulas utilizan el accionamiento eléctrico porque están dirigidas por el sistema de control diseñado para el sistema desapilador.

2) Función de la válvula

La Figura 4.127 recomienda utilizar válvulas 3/2 biestables para proteger a los elementos alrededor del intensificador de presión. El control biestable se logrará con dos posibles estados en el accionamiento.

En el caso de las electroválvulas, la que controla el funcionamiento del actuador giratorio requiere señales que activen ambos estados del actuador, y busca minimizar la posibilidad que el aire comprimido retorne por los mismos conductos por los que lo alimenta. Por esta razón se decidió utilizar una válvula 5/2 biestable para esta aplicación.

Por otro lado, la electroválvula conectada al generador de vacío sólo requiere permitir el flujo de aire comprimido para activar al generador, al mismo tiempo que asegure que dicho aire no fluya cuando no se desee activar a las ventosas. Para asegurar que este funcionamiento pueda darse de manera óptima se optó por utilizar una válvula 3/2 normalmente cerrada.

3) Tensión de funcionamiento

Para las electroválvulas se decidió seleccionar la tensión de funcionamiento también. Debido a la exigencia de las funciones que los actuadores y al deseo de utilizar una alimentación sencilla, se decidió utilizar una tensión de 24 V DC.

4) Presión de funcionamiento

En otras aplicaciones, se podría esperar que la presión de funcionamiento de todos los componentes se mantenga igual a lo largo de todo el sistema. Sin embargo, como se especificó anteriormente, este sistema funcionará con 2 presiones: 6 y 10 *bares*.

En el caso de las válvulas de accionamiento mecánico/manual, se decidió que ambas serán del mismo modelo y podrán soportar hasta 10 *bares*, con el objetivo de poder intercambiarlos en caso de necesidad y tener un solo grupo de repuestos para ambos.

La electroválvula que controla al actuador giratorio se encuentra después del intensificador de presión, por lo que deberá funcionar con una presión de 10 *bares*. La electroválvula que controla la acción de las ventosas de extracción estará conectada a la línea de aire principal, lo que quiere decir que funcionará con una presión de 6 *bares*.

La selección de las válvulas se presenta en la Tabla 4.27. Las especificaciones técnicas de cada una de estas válvulas se encuentran en los Anexos JJ, KK y LL.

Tabla 4.27

Válvulas distribuidoras

Función	Descripción	Código Festo
3/2 biestable	Válvulas de seguridad del intensificador de presión	H-3-1/4-B
5/2 biestable	Control del actuador giratorio	VSNC-F-B52-D-G14-F8
3/2 normalmente cerrada	Control del generador de vacío	VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S

Componentes adicionales

En conjunto con los componentes seleccionados se puede observar en la Figura 4.122 que entre la válvula VSNC-F-B52-D-G14-F8 y el actuador giratorio se encuentran 2 válvulas de estrangulación y antirretorno; al igual que múltiples silenciadores en las 4 válvulas presentes.

Para la selección de estos componentes neumáticos adicionales se decidió elegir los recomendados por la herramienta de Festo en la simulación del actuador giratorio, mostrados en la Figura 4.128.

Figura 4.128

Componentes neumáticos recomendados para el sistema desapilador



Como puede observarse, la herramienta recomienda válvulas de estrangulación y antirretorno VFOE-LE-T-G14-Q10 (Anexo MM) y silenciadores tipo U. El tamaño de los silenciadores dependerá del tamaño de la conexión neumática de cada válvula, eligiéndose silenciadores U-1/4 para todas las válvulas excepto la VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S, que utilizará un silenciador silenciadores U-1/8 (Festo, 2024).

Conexiones

Finalmente, todos los componentes neumáticos requieren de conexiones que permitan el flujo de aire comprimido producido en el compresor hacia los distintos mecanismos que permiten el funcionamiento de estos componentes.

En el presente diseño, se pueden identificar 3 conjuntos de elementos relacionados con las conexiones neumáticas. Cada uno de estos conjuntos se han evaluado y se ha seleccionado los componentes correspondientes a cada uno:

- 1) Racores
- 2) Tubos neumáticos
- 3) Distribuidores

1) Racores

Los racores son los accesorios que permiten la conexión entre las entradas y salidas neumáticas de los componentes y los tubos neumáticos que permiten el flujo de aire.

Existe una gran variedad de modelos que existen, pero todos presentan 2 partes principales: un conector macho (generalmente con rosca) que se conecta al componente neumático, y un acoplador hembra que cuenta con un mecanismo de bloqueo para asegurar la conexión del tubo neumático. La Figura 4.129 muestra un racor estándar.

Figura 4.129

Racor estándar



Nota. Extraído de (Festo, 2025)

Dado que la aplicación requerida en este diseño no presenta formas de conexión muy complejas, y que los racores estándar QS de la marca Festo ofrecen una gran versatilidad

para aplicaciones estándar, se eligieron este tipo de racores para todas las conexiones neumáticas diseñadas.

La elección de los racores dependió directamente del tipo de conexión establecido en cada uno de los componentes, con excepción del compresor de aire y el generador de vacío. Evaluando cada componente y sus respectivas entradas y salidas, se eligieron los racores presentados en la Tabla 4.28.

Tabla 4.28

Racores de entrada y salida de los componentes neumáticos

Componente	Entrada	Salida
Unidad de mantenimiento	QS-G1/4-12	-
Válvula H-3-1/4-B (6 bares)	QS-G1/4-10	QS-G1/4-10
Válvula H-3-1/4-B (10 bares)	QS-G1/4-8	QS-G1/4-8
Válvula VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S	QS-G1/8-8	QS-G1/8-8
Intensificador de presión DPA-40-10	QS-G1/4-10	QS-G1/4-8
Válvula VSNC-F-B52-D-G14-F8	QS-G1/4-8	QS-G1/4-8
Ventosa ESG-80-BS-HD-G	QS-G1/8-8	-
Actuador giratorio DSM-T-63-270-P-A-B	QS-G1/4-8	-

2) Tubos neumáticos

Habiendo elegido los racores que se acoplarán a los componentes, se procedió a seleccionar los tipos de tuberías neumáticas que se utilizarán. Se procuró estandarizar la mayor cantidad de conexiones, con la excepción de las que se encuentran en la salida del intensificador de presión. La principal diferencia entre las distintas tuberías del sistema será el diámetro exterior de estas.

Se decidió utilizar el tubo de flexible de poliuretano PUN, ofrecido y recomendado por Festo en la Figura 4.128, para todas las conexiones neumáticas, y el tubo flexible de poliuretano PUN-H, también ofrecido por Festo, para las que se encuentran después del

intensificador de presión (Festo, 2025). Este segundo tipo de tubo está reforzado para soportar la mayor presión ofrecida por el intensificador.

La tubería que comunica el compresor con la unidad de mantenimiento tendrá un diámetro exterior de 12 mm. La tubería que conecta la unidad de mantenimiento con el distribuidor, así como las que se encuentran entre esta y el intensificador de presión, tendrán un diámetro exterior de 10 mm. El diámetro exterior del resto de tuberías será de 8 mm.

3) Distribuidores

En el sistema neumático presentado, además de las tuberías que permiten el flujo del aire y los racores que permiten la conexión, se eligieron distribuidores que permitan distribuir el flujo de aire hacia los racores de los distintos componentes. Los distribuidores elegidos se muestran en la Figura 4.130.

Figura 4.130

Distribuidores múltiples QSLV2-G1/4-10 y QST3-10-8



Nota. Extraído de (Festo, 2025, págs. 8, 12)

El primero de los distribuidores se encontrará a la salida de la unidad de mantenimiento, y separará el flujo de aire en dos. El primer flujo se dirigirá hacia la válvula de entrada del intensificador de presión, y el segundo hacia el segundo distribuidor. Considerando que la unidad de mantenimiento tiene una conexión G1/4 de salida, se eligió

un distribuidor múltiple QSLV2-G1/4-10. Sus dimensiones y especificaciones se muestran en la Tabla NN.1.

El segundo distribuidor tiene como objetivo dirigir el flujo de aire hacia las conexiones de las ventosas, así como dejar conexiones abiertas para el sistema de conformado. Como no se sabe con certeza la cantidad de conexiones necesarias para el sistema, se decidió utilizar un distribuidor múltiple reductor QST3-10-8. En la Tabla NN.2 se ven sus dimensiones y especificaciones.

4.3.3. Componentes electrónicos

En conjunto con los componentes neumáticos, se necesitan componentes electrónicos para realizar las funciones del sistema de control. Estos componentes abarcan los sensores que generan señales de entrada al sistema, los actuadores que se activan con las señales de salida y el controlador principal, que contiene el programa de funcionamiento.

En primer lugar, se seleccionó un controlador PLC para todo el sistema de control. Este controlador tendrá programado el sistema de control de los sistemas del presente trabajo, así como el correspondiente a los sistemas de conformado y expulsión. Esto se tomará en consideración para el conteo de entradas y salidas del controlador, aunque la programación correspondiente a estos últimos dos sistemas se evaluó en el trabajo del ingeniero Olivera (2019, págs. 410-412) y no está incluida en este trabajo.

El siguiente componente que se seleccionó es el variador de frecuencia. Este componente es el único actuador electrónico presente en el sistema de control, y está encargado de controlar la velocidad de giro del motor eléctrico del sistema de transporte. Su funcionamiento no estará directamente controlado por el PLC, pues este tipo de componentes se adquieren con programación y control independiente, aunque es posible establecer comunicación entre estos componentes de ser necesario. En esta máquina se espera que el control del variador se realiza manualmente.

Por último, se realizó la selección de los sensores del sistema. En la Tabla 4.22 se menciona que ciertas señales de entrada se deben adquirir desde sensores de posición. Los

sensores de inicio y fin de carrera vienen incluidos en el actuador neumático giratorio, por lo que la selección de sensores se centrará en los otros sensores.

Habiendo definido todos los tipos de componentes electrónicos del sistema de control, se procedió con el análisis y selección de cada uno de estos.

Controlador PLC

El controlador PLC es el elemento principal de la automatización electrónica de la máquina ya que es el que alberga la programación de todos los elementos automatizados en los distintos sistemas. La elección correcta del controlador PLC permite ahorrar tiempos de trabajo y optimizar el uso de la energía en la máquina.

Para elegir correctamente el controlador se deben considerar múltiples factores. Desde condiciones y detalles específicos del sistema (tamaño del proceso, número de entradas y salidas, voltaje disponible en campo, entre otros) hasta características específicas del controlador y su interactividad con el operado (opciones de comunicación, lenguaje de programación, facilidad de acceso a información práctica y técnica, etc.). Con el objetivo de simplificar lo mejor posible el segundo grupo de factores, se decidió utilizar un controlador PLC de la marca Siemens.

Siemens es uno de los proveedores más conocidos y extendidos de los controladores PLC, y debido a esto es mucho más sencillo acceder a información actualizada y verídica de sus distintos productos, además de utilizar lenguajes estándar para el control y las comunicaciones de los controladores. Con esto decidido, se utilizó la herramienta ofrecida por la empresa para realizar la selección del controlador (Siemens, 2025).

Los aspectos que se nos pide especificar son:

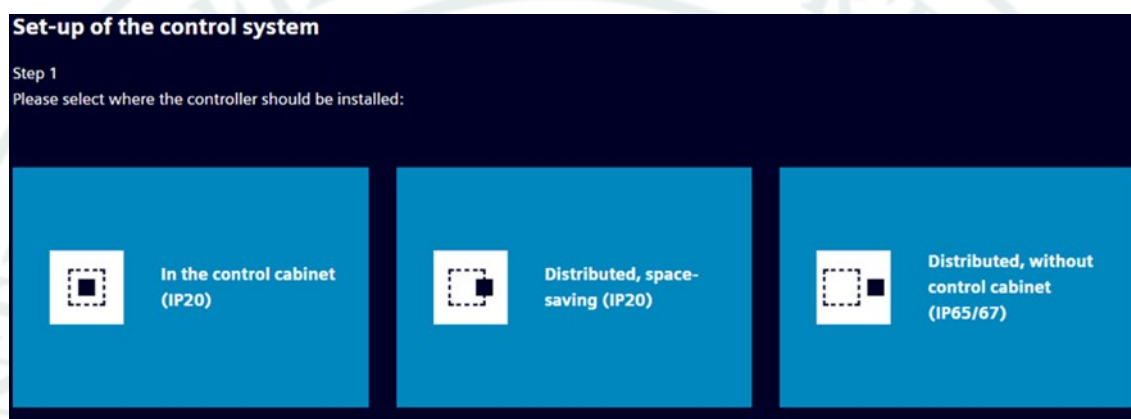
- 1) Lugar de instalación del controlador
- 2) Rendimiento del sistema (entradas y salidas)
- 3) Lenguajes de programación
- 4) Funciones de control de movimiento
- 5) Arquitectura del sistema

1) Lugar de instalación del controlador

La Figura 4.131 muestra las opciones ofrecidas por el software de selección para los posibles lugares de instalación del controlador PLC. Para la máquina diseñada se decidió tener al controlador protegido dentro de un gabinete de control, es decir, la primera opción.

Figura 4.131

Opciones de instalación del controlador PLC



Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

2) Rendimiento del sistema (entradas y salidas)

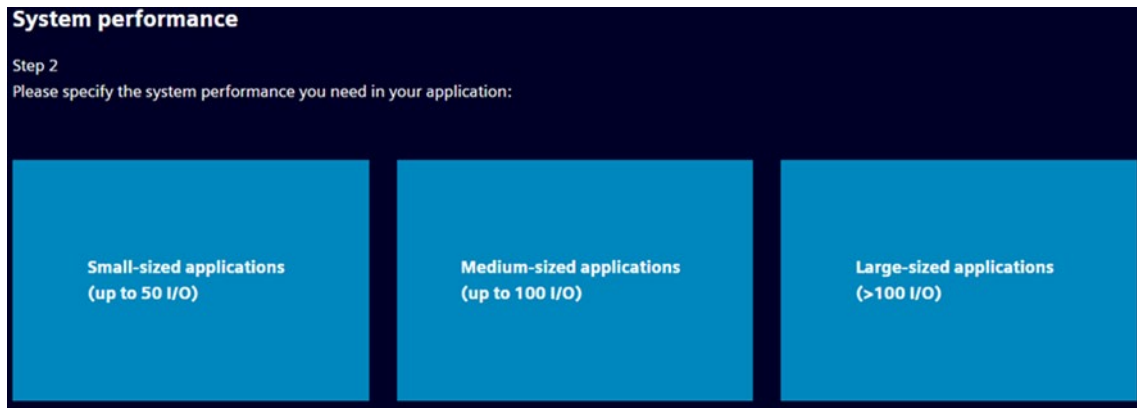
La manera de definir el rendimiento esperado del sistema según Siemens está directamente relacionada con la cantidad de entradas y salidas que tiene el sistema a controlar. La Figura 4.132 muestra las opciones sugeridas por la herramienta.

En el caso de esta máquina, se revisaron las estimaciones realizadas en el trabajo del ingeniero Olivera (2019, págs. 276-277) y se agregaron a las entradas y salidas contadas en este trabajo. Para esto se consideró que ambos trabajos consideran las entradas de los botones del HMI, por lo que su conteo se limitó a un solo trabajo.

Una notable diferencia entre ambas versiones del HMI es la inclusión de una señal de RESET. Se decidió omitir dicha señal en este análisis debido a que se espera que la función de SET y EMERGENCIA puedan cumplir con las funciones esperadas de la señal RESET.

Figura 4.132

Opciones de rendimiento del sistema



Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

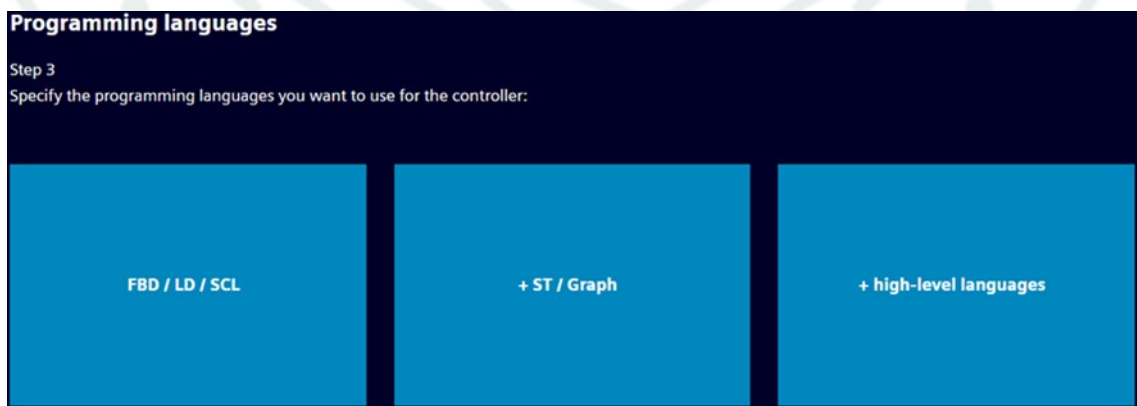
Así se contaron un total de 17 señales de entrada y 19 de salida en los sistemas de conformado y expulsión, y según las Tablas 4.22 y 4.23, se cuentan con 11 señales tanto de entrada como de salida en los sistemas diseñados, elevando número de señales de la máquina a 58, lo que define al sistema una aplicación de tamaño medio según la Figura 4.132.

3) Lenguajes de programación

Los lenguajes de programación considerados por Siemens se ven en la Figura 4.133.

Figura 4.133

Opciones de lenguajes de programación



Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

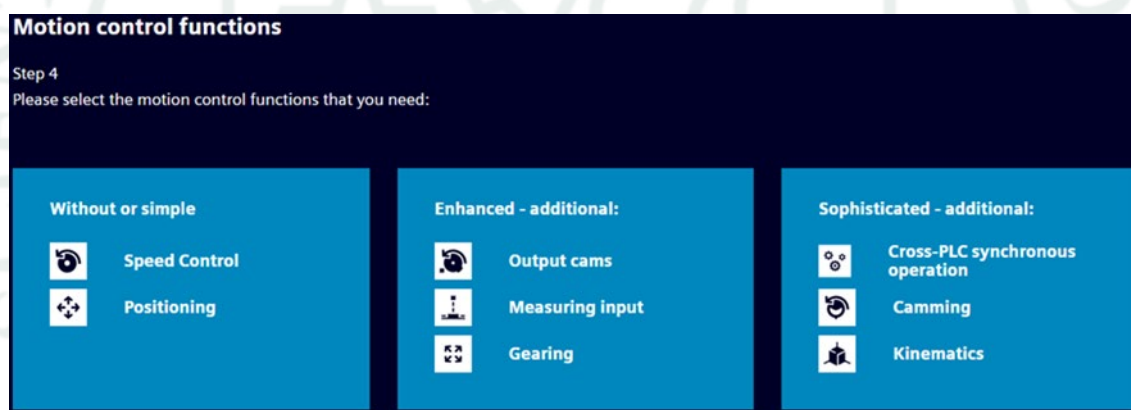
Tanto en el presente trabajo como en la sección de “Automatización del Sistema” del diseño del ingeniero Olivera se utilizaron diagramas Grafcet y Ladder para diseñar el sistema de control, por lo que se eligió la opción que incluye el lenguaje LD (Ladder) y Graph (Grafcet).

4) Funciones de control de movimiento

Uno de los factores más importantes para la selección correcta del controlador son las funciones de control de movimiento. En lugar de considerar la cantidad de señales con las que interactuará el controlador, se evalúa el nivel de complejidad de los controladores que se espera manejar. Las opciones ofrecidas se observan en la Figura 4.134.

Figura 4.134

Opciones de funciones de control de movimiento



Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

Para realizar esta selección, se tuvo más en cuenta el control relacionado con el sistema de conformado, pues es el que tiene la mayor complejidad en toda la máquina. Analizando el control establecido por el ingeniero Olivera, se seleccionó la segunda opción, es decir, funciones mejoradas adicionales, aunque es posible que en la práctica se prefiera la tercera opción. Esta conclusión requerirá de pruebas prácticas del control de los sistemas.

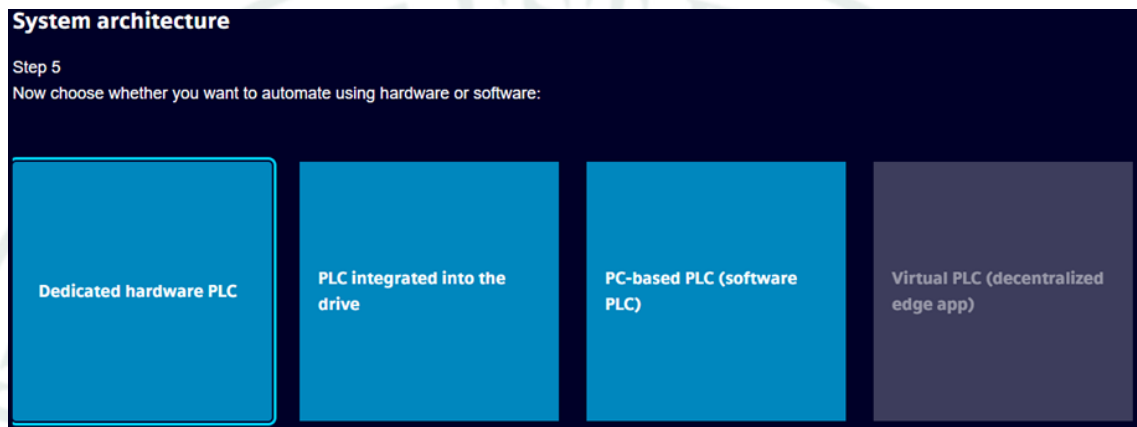
5) Arquitectura del sistema

Por último, se pide seleccionar la arquitectura del sistema. Las opciones presentadas se observan en la Figura 4.135. Considerando que se espera que la máquina funcione en

entornos rurales y que esta debe ser capaz de funcionar con la menor cantidad de componentes externos que ayuden al sistema de control a realizar sus funciones, se decidió utilizar un PLC centrado enteramente en hardware, es decir, la primera opción.

Figura 4.135

Opciones de arquitecturas del sistema

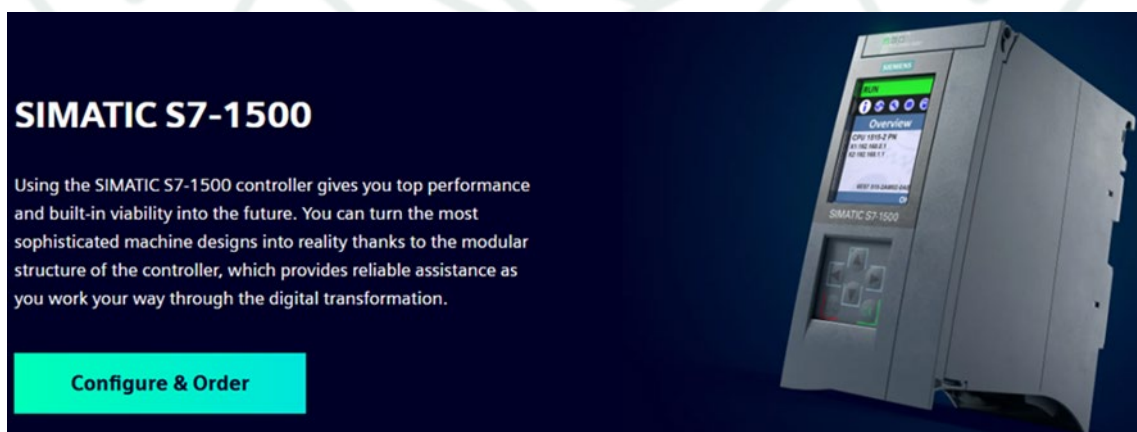


Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

La herramienta sugiere el controlador SIMATIC S7-1500 (Figura 4.136), que cuenta con 64 señales digitales de entrada y salida, 32 de cada tipo (Siemens, 2019, pág. 3/4). Esta cantidad es suficiente para manejar las señales que tendrá la máquina (28 de entrada y 30 de salida), por lo que se eligió el PLC SIMATIC S7-1512C-1PN.

Figura 4.136

Controlador sugerido por la herramienta de selección de Siemens



Nota. Extraído de (Siemens, 2025)

Variador de frecuencia

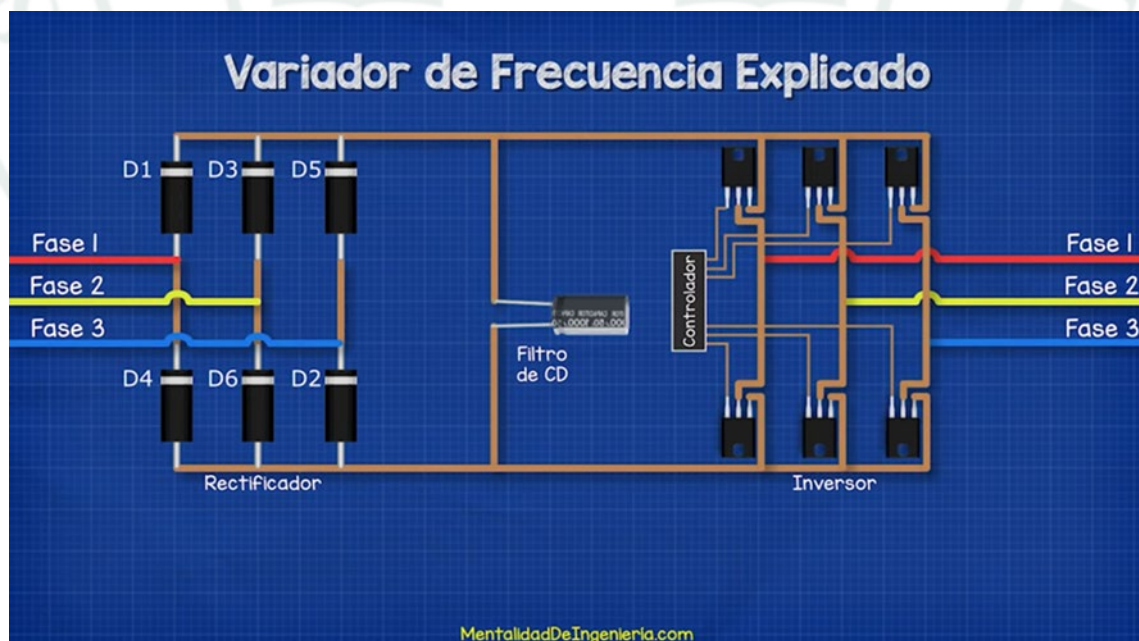
Ubicado entre la fuente de alimentación eléctrica y el motor del sistema de transporte se encuentra el variador de frecuencia. El variador es el elemento responsable de controlar y regular la velocidad del motor, ajustando la frecuencia de la onda de corriente alterna suministrada a este, tras haber pasado por el proceso del variador.

Debido a que la velocidad síncrona de un motor eléctrico se determina por el número de polos del estator y la frecuencia de la corriente alterna que lo alimenta, y considerando que el número de polos es un valor constante, la única alternativa para realizar el control de la velocidad es modificar la frecuencia de la corriente alimentada.

El variador de frecuencia consigue realizar esta tarea en 3 pasos principales: rectificación, filtrado e inversión. Las Figuras 4.137 y 4.138 muestran las secciones internas, con los componentes que se utilizan normalmente, de un variador de frecuencia común; así como las ondas que se obtienen en la salida de cada una de estas secciones. El resultado final es una onda que simula el tipo de onda con la que se espera alimentar al motor.

Figura 4.137

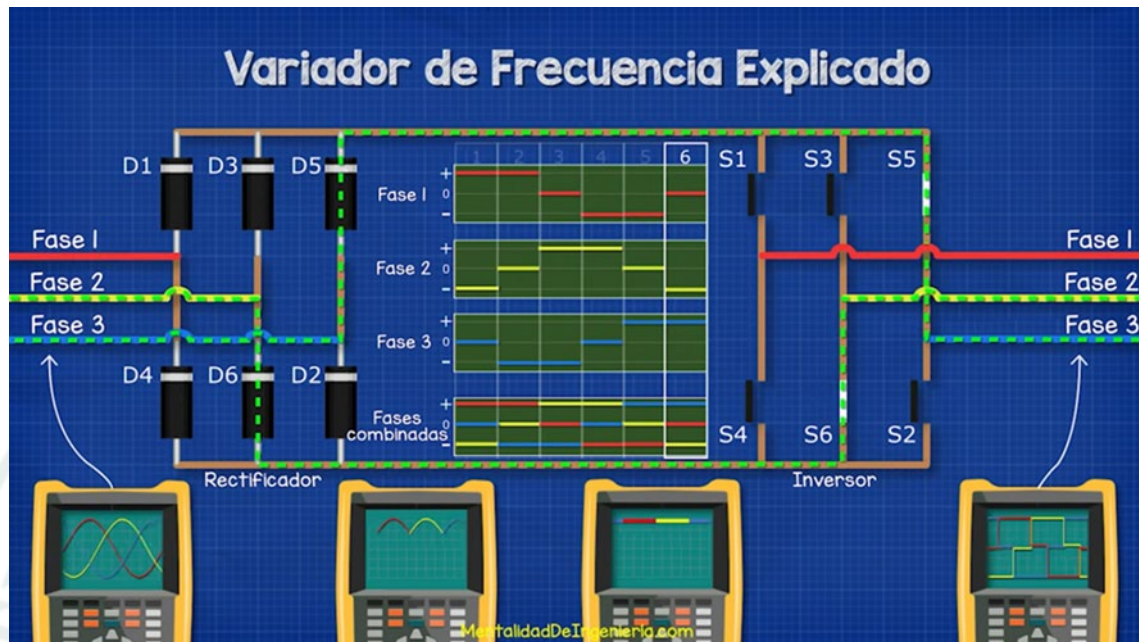
Secciones internas de un variador de frecuencia



Nota. Extraído de (Mentalidad de Ingeniería, 2021)

Figura 4.138

Ondas obtenidas en cada sección de un variador de frecuencia



Nota. Extraído de (Mentalidad de Ingeniería, 2021)

El proceso explicado funciona de la siguiente manera: La rectificación utiliza un puente rectificador o puente de diodos para transformar la onda de AC en una aproximación del valor fijo de la DC. Como la transformación tiene puntos altos y bajos muy marcados se utiliza un filtro de corriente directa (normalmente un capacitor) que permite suavizar la onda obtenida hasta que se vuelve el valor fijo esperado. Finalmente, el inversor utiliza un inversor, normalmente compuesto de un juego de 6 IGBT, gobernado por un controlador para entregar una onda cuasi sinusoidal al motor eléctrico.

El controlador que gobierna al inversor es el responsable del valor medio de tensión y la frecuencia de la onda entregada al motor eléctrico. Para conseguir esto, controla la velocidad y tiempo con el que se activarán y desactivarán los IGBT u otros componentes del inversor. El patrón que utilice para realizar este control es obtenido de acuerdo con las condiciones solicitadas por el usuario en la interfaz que tienen los variadores de frecuencia.

Habiendo entendido los principios de funcionamiento del variador, se procedió a seleccionar el componente que mejor se adapte a las funciones esperadas del sistema de transporte. Analizando distintos proveedores de variadores, se eligieron los variadores

ofrecidos por la marca Siemens, específicamente la línea SINAMICS. El proveedor facilita también una aplicación para realizar la selección entre sus productos ofrecidos.

La aplicación, llamada SINAMICS Selector, permite 3 maneras de seleccionar el variador de frecuencia, mostradas en la Figura 4.139. Para esta aplicación, se seleccionó la opción de “Selección de productos en función de aplicaciones”.

Figura 4.139

Maneras de seleccionar un variador SINAMICS



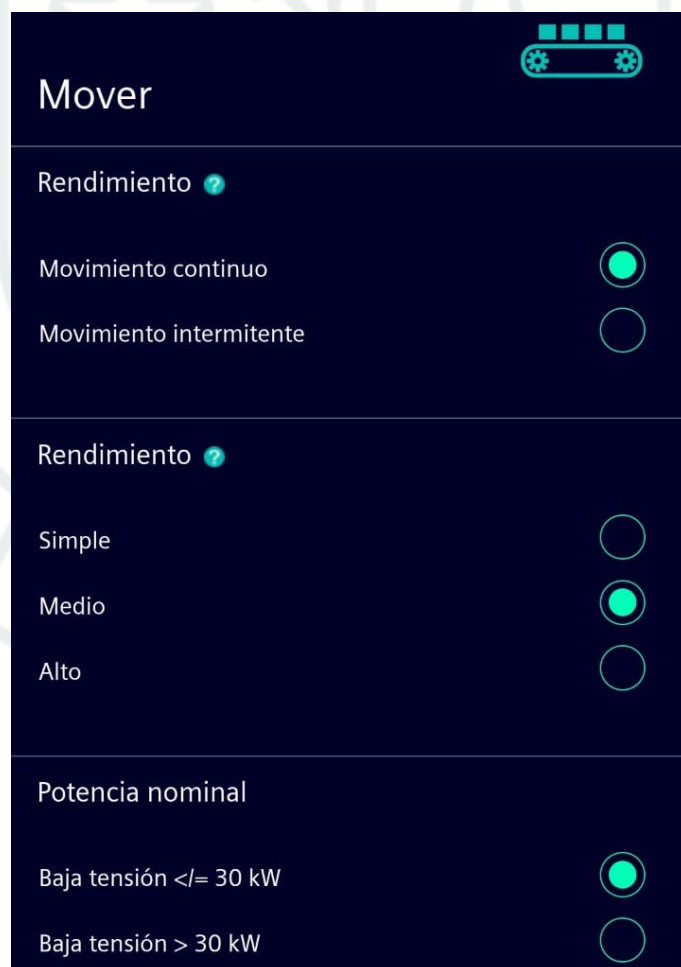
Figura 4.140

Tipos de aplicaciones de los sistemas con variadores SINAMICS



Figura 4.141

Parámetros de funcionamiento del sistema conectado al var. SINAMICS



A continuación, la aplicación ofrece las opciones mostradas en la Figura 4.140, de las que se seleccionó la opción “Mover”. Luego de haber seleccionado el tipo de aplicación, se seleccionaron los parámetros correspondientes a las opciones presentadas en la Figura 4.141.

En el primer parámetro se seleccionó el “Movimiento continuo”, dado que la cadena de transporte funcionará de forma continua. Con respecto al tipo de rendimiento, considerando que las cadenas de transporte estarán sujetas a altas velocidades, se eligió la opción “Medio”, dado que la opción “Simple” se corresponde a aplicaciones de transporte que está sometido a altas velocidades o esfuerzos. Finalmente, se seleccionó una potencia nominal menor o igual a 30 kW, dado que el motor seleccionado en el sistema de transporte tiene una potencia nominal de 40 hp (29.8280 kW).

Con estas selecciones realizadas, la aplicación ofrece el variador SINAMICS G120, como se aprecia en la Figura 4.142. Para culminar con la selección del variador recomendado se procedió a seleccionar los parámetros pedidos en la aplicación.

Figura 4.142

Solución propuesta por la aplicación



Ingresando a los detalles de la opción propuesta, la aplicación permite editar los valores correspondientes a las especificaciones técnicas del variador, tales como la tensión

de conexión o la potencia del sistema. Modificando estos valores para que representen el sistema de transporte, se obtuvieron los resultados mostrados en las Figuras 4.143 y 4.144.

Figura 4.143

Datos técnicos del módulo de potencia del variador SINAMICS G120

SINAMICS Selector SINAMICS G120	
Datos técnicos	
Power Module	
Tensión de red	3AC / 400V
Potencia asignada (LO/HO)	50 / 40 hp
Intensidad de salida (LO/HO)	75 / 60 A
Grado de protección	IP20
Variante del disipador	Estándar
E/S	
Funciones de seguridad	
Sección del conductor	10,0...35,0 mm ²
Filtro de red	Para categoría de tensión de interferencia de línea C2
Capacidad de sobrecarga	Más información ?
Conformidad con normas	undefined
Profundidad	237 mm
Peso Power Module	18,5 kg
Resistencia	15 Ω
Potencia asignada PDB (potencia asignada continua)	1,85 kW
Potencia de pico P _{máx}	37 kW

Figura 4.144

Datos de comunicación, dimensiones y peso del variador SINAMICS G120

[-] Control Unit	
Comunicación	
Panel de mando	–
E/S	
Funciones de seguridad	
Profundidad	
Peso Control Unit	
[-] Dimensiones y peso	
Tamaño de caja	FSD
Anchura	200 mm
Altura	472 mm
Profundidad	237 mm
Peso aprox.	18,5 kg

El resultado obtenido se adapta bien a las exigencias del sistema de transporte, por lo que se decidió utilizar el variador SINAMICS G120, cuyos datos técnicos generales se pueden revisar en el Anexo OO.

Sensores

Las señales de entrada mencionadas en la Tabla 4.22 necesitan ser producidas por sensores ubicados en los distintos sistemas, para así poder realizar las acciones de control. Todas las señales necesarias para el funcionamiento del sistema de control utilizarán sensores de posición, y únicamente deben comprobar la presencia de un componente cada uno. Debido a que el valor entregado por cada sensor sólo tiene 2 posibles valores, todos los sensores seleccionados son digitales.

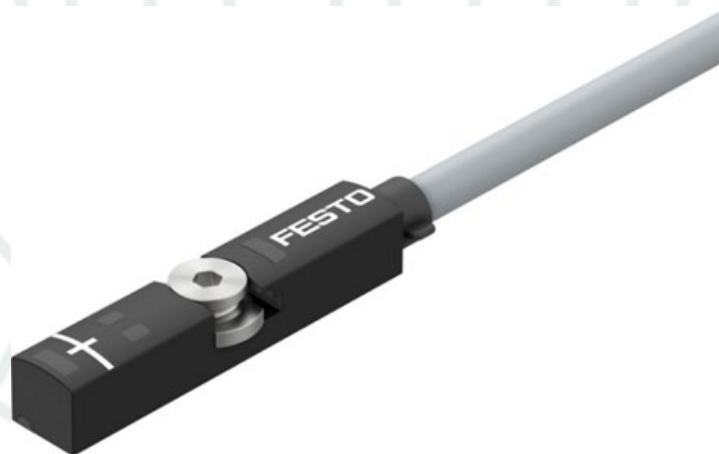
De los sensores mencionados en la Tabla 4.22, los correspondientes a las señales INICIO_AG y FIN_AG se encontrarán acoplados dentro del mismo actuador giratorio. La empresa Festo especifica que estos sensores son sensores de proximidad, y ofrece distintos tipos dependiendo del tamaño del actuador giratorio (Festo, 2025, pág. 2).

Considerando que el actuador neumático semirrotativo es de tamaño 50, se buscaron las opciones correspondientes según Festo. Se ofrecen tres grupos de sensores para este tamaño, todos de proximidad para ranura en T: Magneto resistivos, de lengüeta magnética e inductivo. Se decidió utilizar sensores magneto resistivos (Festo, 2025, págs. 61-62).

A continuación, se debe elegir si la configuración del sensor será PNP o NPN, y el tipo de conexión eléctrica. Considerando la configuración más común y que el PLC se encontrará alejado del actuador neumático giratorio, se eligió un sensor PNP con una conexión de cable de 3 hilos. Esta selección corresponde al sensor de código SMT-8M-A-PS-24V-E-2.5-OE, mostrado en la Figura 4.145, y cuya información técnica se presenta en el Anexo PP.

Figura 4.145

Sensor de proximidad SMT-8M-A-PS-24V-E-2.5-OE



Nota. Extraído de (Festo, 2025)

Continuando con el resto de los sensores, se observó que dos de estos tienen como función detectar la presencia del cartón en distintas partes del proceso (primero en la zona de almacenamiento y luego en el sistema de transporte, bajo el sistema de aplicación de pegamento), mientras los otros detectan que ambas cadenas estén en su posición inicial.

Para seleccionar el par de sensores que interactuarán con los cartones, se decidió seguir las indicaciones del Anexo QQ, que presenta un diagrama de flujo para decidir el tipo de sensor que mejor puede detectar al cartón. La Tabla 4.29 presenta las respuestas correspondientes a cada sensor, y estos se nombran de acuerdo con la señal que producen.

Tabla 4.29

Selección de los sensores de las señales MAGAZINE e INY

Preguntas	Señal MAGAZINE	Señal INY
¿La aplicación es de seguridad?	No	No
¿Es aceptable que haya contacto con el objetivo?	No	No
¿Se requiere una distancia de medida menor a 65 mm?	No	Sí
¿El objetivo está hecho de metal?	-	No
¿El objetivo es transparente?	No	-
¿El objetivo es un objeto sólido?	Sí	-
¿Se requiere una distancia de medida mayor a 6 m?	No	-
¿El proceso ocurre en un ambiente húmedo?	No	-

Los resultados del sensor encargado de la señal MAGAZINE sugieren utilizar un sensor fotoeléctrico o ultrasónico, mientras que los correspondientes al sensor de la señal INY sugieren utilizar un sensor fotoeléctrico o uno capacitivo. Para estandarizar la elección de ambos sensores, se decidió que ambos serán sensores fotoeléctricos.

Habiendo realizado esta decisión, se eligió el tipo de sensor fotoeléctrico para ambas señales. De acuerdo con Allen-Bradley, los tres tipos estándar de sensores fotoeléctricos son de difusión, retro reflectivos y de haz transmitido (Allen-Bradley, 2016, pág. 6).

De las tres opciones, los sensores retro reflectivos y los de haz transmitido necesitan de un emisor y un receptor, ya sea otro dispositivo o una superficie reflectiva. En cambio, el sensor fotoeléctrico difuso puede funcionar sólo con un emisor, pues trabaja midiendo la

reflexión producida en el material con el que trabaja. Para facilitar la instalación de los sensores, y debido a las limitaciones de espacio en los sistemas y el bastidor, se decidió utilizar sensores difusos para producir ambas señales.

Para tener una idea general del sensor que puede utilizarse en esta aplicación, se eligió un sensor de la marca Allen-Bradley. Las opciones que mejor se adaptan a los sistemas diseñados se muestran en la Tabla 4.30.

Tabla 4.30

Opciones de sensores fotoeléctricos de la marca Allen-Bradley

Product	Product Features	Sensing Range
42CA	• Industry standard 18 mm enclosure • Plastic housing suitable for corrosive environments • Complementary LO and DO • Fast response time (0.5 ms) models • IP67 enclosure	• Diffuse (100 mm, 400 mm, 1 m) • Background Suppression (50 mm, 100 mm) • Retroreflective (4.8 m, 7.2 m) • Polarized Retroreflective (3.8 m) • Transmitted Beam (16 m)
42CS	• Robust 316L housing material • Smooth barrel version minimizes build up and allows for easy clean up (also available in threaded version) • IP69K enclosure rating and ECOLAB certification make this ideal for harsh duty environments • Industry standard 18 mm barrel diameter • Extended temperature operating range • Ferromagnetic teach provides adjustability without compromising integrity • Two teach modes: Standard and precision	• Diffuse (800 mm) • Clear Object Detection (1 m) • Adjustable Background Suppression (100 mm) • Polarized Retroreflective (4 m) • Transmitted Beam (20 m)
42CM	• Industry standard 18 mm enclosure • Metal housing suitable for heavy duty environments • Complementary LO and DO • IP67 enclosure	• Diffuse (100 mm, 400 mm) • Background Suppression (50 mm, 100 mm) • Retroreflective (4 m) • Polarized Retroreflective (3 m) • Transmitted Beam (20 m)

Nota. Adaptado de (Allen-Bradley, 2016, pág. 7)

En primer lugar, se analizaron los rangos de los tres sensores recomendados. El sensor con el mayor rango posible es el sensor 42CA, pudiendo detectar el material hasta una máxima distancia de 1 m. En segundo lugar, se tomó en consideración el tiempo de respuesta del sensor. De las 3 opciones presentadas, sólo el sensor 42CA proporciona su tiempo de respuesta: 0.5 ms.

Con el propósito de estandarizar la decisión, se decidió que ambos serán sensores 42CA (Anexo RR). Según las indicaciones del fabricante, al momento de solicitar los sensores, se debe pedir los sensores de alta velocidad si es el que se desea usar.

De ambos sensores 42CA, el encargado de la señal MAGAZINE se encontrará instalado en el bastidor de la máquina, en la parte correspondiente al sistema desapilador y el inicio del sistema de transporte. El sensor se encontrará apuntando hacia el conjunto de cartones ubicados en la zona de almacenamiento. Debido a esto, este sensor que requiere mayor distancia de detección, pero no necesita tener una respuesta rápida.

Por otro lado, el encargado de la señal INY se encontrará montado en el mismo soporte que los inyectores de adhesivo del sistema de aplicación de pegamento. Debido a su posición, no requiere de una gran distancia de detección, pero sí de una alta velocidad de respuesta. Considerando que el cartón se estará movilizand a 4.0958 m/s y que se solicitará un sensor de alta velocidad de respuesta, se calculó la mínima distancia necesaria entre el punto de detección del sensor y el plano de las puntas de las boquillas de los inyectores.

$$d_{\text{mínima}} = 4.0958 \text{ m/s} * (0.5 * 10^{-3}) \text{ s} = 2.0479 * 10^{-3} \text{ m} = 2.0479 \text{ mm}$$

Para instalar este sensor se tendrán dos opciones. La primera opción consiste en instalar el sensor de manera que apunte a un punto que se encuentre a 2.0479 mm del plano de acción de las boquillas de los inyectores. La segunda permite apuntar el sensor a cualquier punto con una distancia mayor a 2.0479 mm , pero considerando que esa distancia adicional debe tomarse en consideración en la programación del patrón de adhesivo. Para este trabajo, se eligió la segunda opción.

Continuando con la selección de los sensores responsables de las señales CADENA_1 y CADENA_2, se siguieron nuevamente las indicaciones del Anexo QQ, y las respuestas correspondientes se muestran en la Tabla 4.31. Dado que ambos sensores detectarán la presencia del acoplamiento de cada cadena en su posición inicial, ambos serán el mismo tipo de sensor, por lo que sólo se necesita hacer una selección.

Tabla 4.31

Selección de los sensores de las señales CADENA_1 y CADENA_2

Preguntas	Señal CADENA
¿La aplicación es de seguridad?	No
¿Es aceptable que haya contacto con el objetivo?	Sí

Este resultado sugiere utilizar sensores de final de carrera. Según lo presentado por Allen-Bradley, estos sensores se clasifican de acuerdo con el tipo de proceso en el que se encuentran midiendo, desde trabajos pesados, en ubicaciones peligrosas o aplicaciones de seguridad (Allen-Bradley, 2016, págs. 12-13). De las opciones ofrecidas, se consideraron los sensores de propósito general mostrados en la Tabla 4.32.

Tabla 4.32

Detalles del sensor Allen-Bradley de final de carrera de propósito general

Product	Product Features	Contact Rating	Temperature Rating	Actuator Types	Enclosure Rating	QD Offered	Status Indicator Offered
802T Plug-In & Non-Plug-In	• Rugged NEMA Type 4 and 13 oil-tight construction • Available in standard non-plug-in and plug-in version • Plug-in design provides for quick and easy installation • 2- and 4- circuit versions • Simple mode change in head for easy set-up • Low energy versions available	2 Circuit: NEMA A600 4 Circuit: NEMA A300	-18 to 110°C (0° to 230 °F) Optional -40 to 110 °C (-40° to 230 °F)	• Low operating force • Top and side push (with or without rollers) • Cat whisker • Wobble stick • Neutral position	NEMA 1, 4, 6P (select side rotary styles), 13	✓	✓

Nota. Adaptado de (Allen-Bradley, 2016, pág. 12)

Los sensores recomendados por el fabricante Allen-Bradley son los sensores de final de carrera 802T (Anexo SS), los cuáles funcionan con una palanca mecánica acoplada y un resorte de retorno. Considerando que el sensor no estará sometido a una gran cantidad de energía al detectar los acoplamientos, se eligieron los sensores 802T-AGP, que funcionan con baja energía y pueden detectar el movimiento de la palanca en ambas direcciones.

Acoplado en el sensor se encontrará la palanca de operación. El mismo fabricante ofrece distintos tipos de palancas. Para seleccionar la que se utilizará, la página web del fabricante solicita los siguientes datos:

- 1) Tipo de palanca
- 2) Ajuste de la palanca
- 3) Radio
- 4) Material del rodillo
- 5) Diámetro del rodillo
- 6) Ancho del rodillo

Para esta aplicación, se decidió utilizar una palanca de rodillo ajustable, debido a que la cadena de transporte puede descolocarse debido a la tensión constante de su funcionamiento. Para el radio, se decidió utilizar el intervalo de 1.19 a 3 pulgadas, lo que debería dar un buen margen de distancia entre el punto de contacto y el sensor.

Para el material del rodillo se eligió la goma, dada su capacidad de interactuar con los impactos constantes del acoplamiento de la cadena sin dañarlo. El resto de los datos se llenaron automáticamente, debido a las elecciones ya realizadas. La Tabla 4.33 muestra todos los datos necesarios para realizar la elección.

Tabla 4.33

Selección de la palanca de operación para un sensor 802T

DATOS OPERATIVOS DE LA PALANCA	
Tipo de Palanca	Palanca de rodillo
Ajustable o No Ajustable	Ajustable
Radio	1.19 a 3.0 in
Material de rodillo	Goma
Diámetro de rodillo	1.5 in
Ancho de rodillo	0.50 in

Al especificar estas características, la herramienta de selección de la página de Allen-Bradley recomienda palancas de código 802T-W2R, cuyas características físicas y de funcionamiento se encuentran en el Anexo TT.

Elementos del HMI

De las señales de entrada faltantes, sólo queda definir las correspondientes a los botones ubicados en el HMI, como se menciona en la Tabla 4.22. Igualmente, ciertas señales de salida mencionadas en la Tabla 4.23 tienen como destino distintas luces indicadoras, las que se encuentran también en el HMI.

Como ya se mencionó en el diseño del HMI, la norma IEC 60073 dicta el código de colores que se utiliza para seleccionar los pulsadores y las luces indicadoras. La Figura 4.121 muestra los colores elegidos para cada uno de los elementos. También se debe recordar que,

según la Tabla 4.23, todas las luces deben de ser capaces de parpadear al recibir sus respectivas señales, y sólo dos deben poder mantenerse encendidas completamente.

Conociendo estos detalles, se procedió a realizar la elección de los pulsadores y luces indicadoras. Para estandarizar ambos grupos, todas las elecciones se realizaron de acuerdo con la oferta presentada por Schneider Electric.

Según lo indicado en la norma IEC 60073, el pulsador encargado de realizar la parada de emergencia debe ser más grande y de un modelo distinto a los demás, de manera que no pueda ser confundido y llame rápidamente de los operadores si estos necesitan realizar la parada. Debido a esto, todos los pulsadores elegidos son del mismo modelo, con la única excepción del encargado de la señal EMERGENCIA.

En primer lugar, se eligieron los pulsadores encargados de las señales START, SET y STOP. De acuerdo con la Figura 4.121, los colores de estos pulsadores son blanco, azul y gris respectivamente. De las opciones elegidas por Schneider Electric, se decidió utilizar pulsadores tipo Harmony XB4, con diámetro de 22 mm (Schneider Electric, 2024). De estos pulsadores se eligieron los correspondientes a los códigos ZB4BA1 (blanco), ZB4BA6 (azul) y ZB4BA8 (gris). El Anexo UU presenta la ficha técnica del pulsador ZB4BA1, pero esta representa a los 3 pulsadores evaluados, siendo el color la única diferencia entre ellos.

Figura 4.146

Pulsadores ZB4BA1, ZB4BA6, ZB4BA8 y XB4BT842



Nota. Adaptado de (Schneider Electric, 2024)

Con respecto al pulsador de la señal EMERGENCIA, siguiendo con los productos ofrecidos del tipo Harmony XB4 con diámetro de 22 mm, se eligió el pulsador de código

XB4BT842, cuya ficha técnica se presenta en el Anexo VV. La Figura 4.146 muestra todos los pulsadores seleccionados en su presentación completa.

Continuando con la selección de las luces indicadoras, la gama Harmony XB4 incluye también luces piloto, por lo que se eligieron estas luces para facilitar la comunicación entre los elementos (Schneider Electric, 2024). Las luces elegidas corresponden a los códigos XB4BVB3 (verde), XB4BVB5 (naranja) y XB4BVB4 (roja)m y se representan con su conjunto completo en la Figura 4.147. El Anexo WW presenta la ficha técnica de la luz piloto XB4BVB3 que representa a las 3 elegidas, dado que el color es su única diferencia.

Figura 4.147

Luces piloto XB4BVB3, XB4BVB5 y XB4BVB4



Nota. Adaptado de (Schneider Electric, 2024)

Conexiones

Los últimos elementos que considerar en el sistema de control son las conexiones eléctricas que permitirán su funcionamiento. Estas pueden separarse en dos grupos:

- 1) Conexiones de alimentación
- 2) Conexiones de control/señal

La Figura 4.148 muestra las principales diferencias entre ambos tipos de conexiones.

Figura 4.148

Diferencia entre conexiones de control/señal y de alimentación/poder



Nota. Extraído de (Henan Jiapu Cable, 2024)

Las conexiones de alimentación son las responsables de energizar todos los componentes. Estos se separan en aquellos que requieren una tensión de 220 V y los que requieren una de 24 V. En ambos casos, los respectivos componentes tienen integradas las conexiones requeridas para energizarlos.

Los elementos que requieren una conexión de 220 V son:

- 1) Motor eléctrico (no es parte del sistema de control)
- 2) Variador de frecuencia
- 3) Módulo de alimentación del PLC

La conexión de alimentación del motor eléctrico se verá interrumpida por el variador de frecuencia, que debe conectarse entre la fuente y el motor. Dependiendo de cómo sea la salida del variador, se podría conectar directamente o necesitar realizar una conexión manual.

Las conexiones de alimentación del variador de frecuencia y del módulo de alimentación del PLC pueden conectarse directamente a la fuente eléctrica, no necesitando

ninguna variación importante (sólo se necesitaría un adaptador si el cabezal del cable no es compatible con la entrada de la toma de corriente).

El módulo de alimentación del PLC funciona como un transformador que entrega una salida de 24 V. Esta salida se utilizará para conectar la alimentación de todos los demás elementos del sistema. Las conexiones de alimentación de todos los elementos que funcionan a 24 V son estándar, por lo que se puede utilizar un cable de conector de cobre en caso se necesite hacer alguna modificación o extensión.

Con respecto a las conexiones de control/señal, cada elemento que las utiliza tienen también incorporado el conector específico que necesita para enviar la señal hacia el PLC (todas las señales deben dirigirse al PLC para que funcione el sistema). En caso la señal sea muy débil, se deberá añadir repetidores juntos a las extensiones de los cables, pero esto sólo se podrá saber al fabricar un prototipo y realizar pruebas en él.

Es importante que se utilicen los conectores ofrecidos por los fabricantes de los respectivos componentes, ya que estos ya han sido probados para funcionar adecuadamente. En caso necesitar una extensión o modificación, es mejor consultar directamente con los fabricantes, pues al contrario que las conexiones de alimentación, se debe mantener la integridad de las señales de control para que el PLC pueda recibirlas adecuadamente.

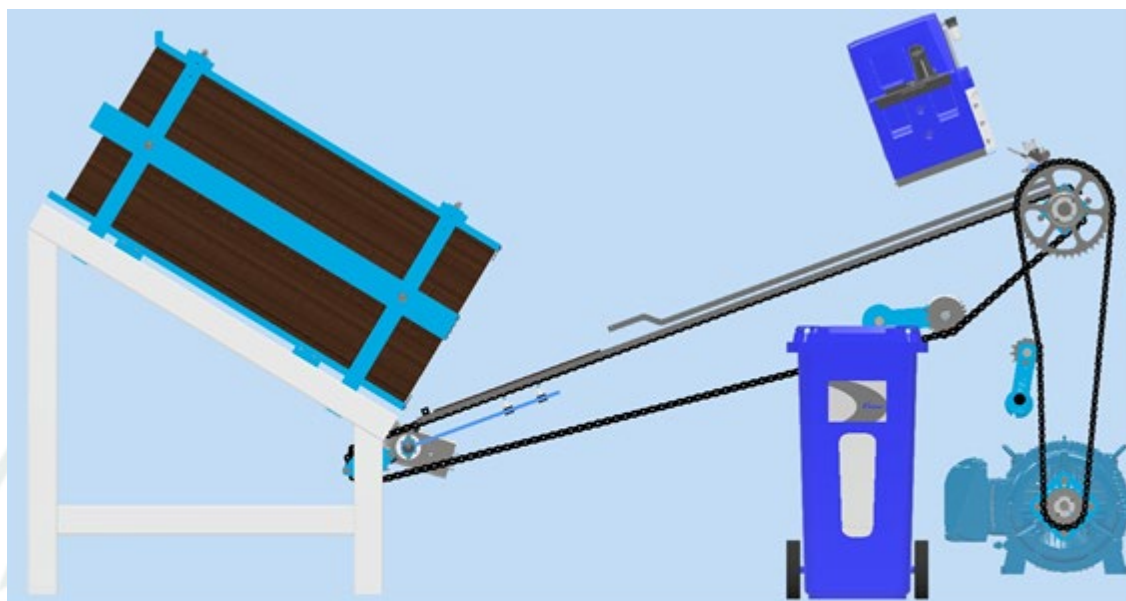
4.4. ENSAMBLE FINAL

Habiendo realizado los cálculos de diseño, la elaboración de detalles en cada sistema y la selección de los componentes mecánicos, neumáticos y electrónicos se procedió a proyectar el ensamble de cada sistema y de toda la máquina utilizando el software Autodesk Inventor.

Los planos de ensamble y despiece de los sistemas diseñados, así como el ensamble con el resto de la máquina se encuentran en el Anexo XX. A continuación, se muestran algunas perspectivas del ensamble final de cada sistema diseñado en el presente trabajo y distintas vistas de la máquina terminada, unificando este trabajo con los presentados por los ingenieros Olivera y Yana.

Figura 4.149

Vistas lateral e isométrica de los sistemas diseñados



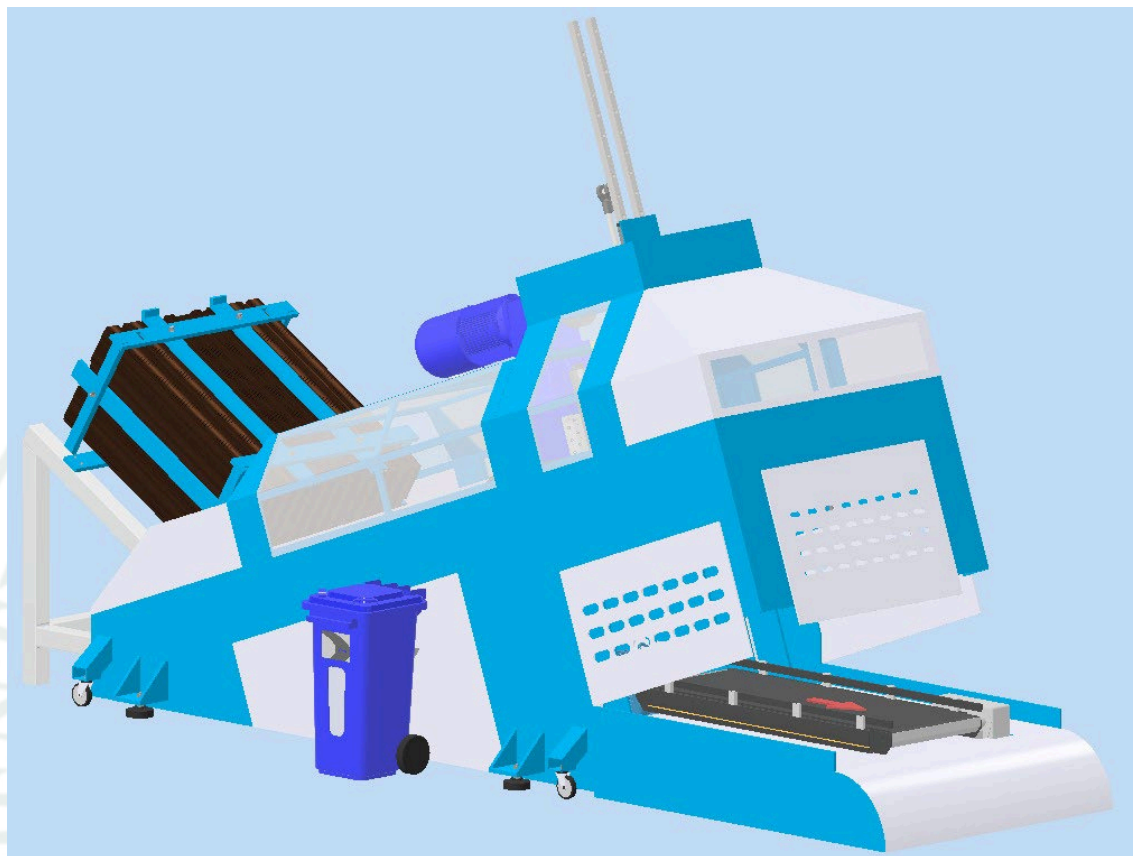
VISTA LATERAL



VISTA ISOMÉTRICA

Figura 4.150

Vista isométrica de la máquina completa





CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE COSTOS

5. ANÁLISIS DE COSTOS

Habiendo culminado el diseño de detalle de los sistemas de la máquina evaluados, se procedió a la evaluación de costos de dichos sistemas. Para facilitar la comprensión y mantener organizados los valores que se obtuvieron, se dividieron los costos en 2 grupos: estructuras (Tabla 5.1) y equipos. Este segundo grupo se subdividió en equipos mecánicos y neumáticos (Tabla 5.2) y equipos eléctricos y electrónicos (Tabla 5.3). La consolidación de todos estos costos se encuentra en la Tabla 5.4.

Cada una de las tablas que especifican los elementos seleccionados o diseñados se dividen de acuerdo con los sistemas evaluados a lo largo del trabajo. Se consideró el sistema de control como un sistema aparte y se lo dividió entre sus componentes neumáticos y electrónicos. Los costos presentados no incluyen IGV y fueron consultados en el mes de febrero del año 2026.

Tabla 5.1*Presupuesto de estructuras (Febrero 2026)*

ID	Descripción	Elemento base	Norma	Peso (kg)	Precio Mat. (US\$/kg)	Precio Fab. (US\$)	Precio Mont. (US\$)	Qty.	Total (US\$)
Zona de almacenamiento									2 666.10
1	Perfiles de apoyo anterior	T.Cdr. 100 x 4 mm	ASTM 6060 T66	2.427	8.46	12.13	7.28	2	79.88
2	Perfiles de apoyo posterior	T.Cdr. 100 x 4 mm	ASTM 6060 T66	5.275	8.46	26.38	15.83	2	173.65
3	Perfiles de soporte inclinado	T.Cdr. 100 x 4 mm	ASTM 6060 T66	5.908	8.46	29.54	17.72	2	194.49
4	Perfiles de unión horizontal	T.Cdr. 100 x 4 mm	ASTM 6060 T66	4.224	8.46	21.12	12.67	2	139.06
5	Perfiles de unión transversal	T.Cdr. 100 x 4 mm	ASTM 6060 T66	5.132	8.46	25.66	15.39	2	168.93
6	Perfiles longitudinales	Pletina 100 x 25 mm	ASTM 6060 T66	9.618	8.48	48.09	28.85	6	950.80
7	Perfiles transversales superiores	Pletina 100 x 25 mm	ASTM 6060 T66	8.588	8.48	42.94	25.76	2	282.98
8	Perfiles transversales inferiores	Pletina 100 x 25 mm	ASTM 6060 T66	9.728	8.48	48.64	29.18	2	320.55
9	Perfiles verticales	Pletina 60 x 40 mm	ASTM 6060 T66	5.346	8.47	26.73	16.04	4	352.19
10	Topes del magazine	Pletina 100 x 60 mm	ASTM 6060 T66	0.033	10.08	0.17	0.10	6	3.58
Sistema desafilador									92.57
11	Barra de ventosas	Pletina 120 x 12 mm	ASTM 6060 T66	2.059	8.46	10.30	6.18	1	33.90
12	Chaveta del desafilador	Chaveta 8 x 7 x 22 mm	DIN 6885-1 (A)	0.009	166.67	0.05	0.03	1	1.57
13	Eje del desafilador	B.R. Ø 25 mm x 0.7 m	AISI-SAE 1020	2.704	1.98	13.52	8.11	1	26.99
14	Elemento de unión	B.R. Ø 50 mm	ASTM 6060 T66	0.432	23.52	2.16	1.30	1	13.62
15	Gorrón del actuador neumático semirrotativo.	B.R. Ø 85 mm x 37 mm	AISI-SAE 1020	1.652	1.98	8.26	4.96	1	16.49

Sistema de transporte									604.92
16	Chaveta conductora (reductor)	Chaveta 10 x 8 x 32 mm	DIN 6885-1 (A)	0.020	93.50	0.10	0.06	1	2.03
17	Eje conducido del transporte	B.R. Ø 52 mm x 0.70 m	AISI-SAE 4150 OQT 1000	11.670	4.67	58.35	35.01	1	147.86
18	Eje conductor del transporte	B.R. Ø 64 mm x 1.10 m	AISI-SAE 4150 OQT 1000	27.779	4.67	138.90	83.34	1	351.96
19	Eje de transmisión del motor	B.R. Ø 44 mm x 0.45 m	AISI-SAE 4150 OQT 1000	5.371	4.67	26.86	16.11	1	68.05
20	Guías inferiores	Ángulo 20 x 20 x 2 mm	ASTM 6060 T66	0.483	13.38	2.42	1.45	2	20.65
21	Guías superiores	Ángulo 20 x 20 x 2 mm	ASTM 6060 T66	0.336	13.38	1.68	1.01	2	14.37
TOTAL (US\$)								3 363.58	

Tabla 5.2

Presupuesto de equipos mecánicos/neumáticos (Febrero 2026)

ID	Descripción	Norma	Tamaño	P.U. (US\$)	Qty.	Precio Eq. (US\$)	Montaje (US\$)	Total (US\$)
Zona de almacenamiento						113.59	144.00	257.59
Ensamble del sistema						28.32	9.00	37.32
1	Arandelas planas	ISO 7089	M8	0.40	32	12.80		
2	Pernos hexagonales	ISO 4014	M8 x 40	0.73	8	5.84		
3	Pernos hexagonales	ISO 4014	M8 x 55	0.57	8	4.56		
4	Tuercas hexagonales	ISO 4035	M8	0.32	16	5.12		
A) Bastidor						14.19	108.00	122.19
5	Electrodos de soldadura	ALUM-43	1/8"	1.05	7	7.35		
6	Electrodos de soldadura	ALUM-43	3/16"	2.28	3	6.84		
B) Magazine						71.08	27.00	98.08
7	Arandelas planas	ISO 7093-1	M6	0.30	24	7.20		
8	Arandelas planas	ISO 7089	M16	0.87	24	20.88		
9	Pasadores de horquilla sin cabeza	ISO 2340	5 x 50	1.18	4	4.72		
10	Pernos hexagonales	ISO 4017	M6 x 16	0.35	24	8.40		
11	Pernos hexagonales	ISO 4014	M16 x 65	1.29	8	10.32		
12	Pernos hexagonales	ISO 4014	M16 x 80	1.89	4	7.56		
13	Tuercas hexagonales	ISO 4032	M16	1.00	12	12.00		

Sistema desafilador

						2 966.30	76.50	3 042.80
Ensamble del sistema						6.22	4.50	10.72
14	Buje Taper Lock SKF	PHF TB1008X25MM		4.87	1	4.87		
15	Anillo de retención Tipo E	DIN 471	25 x 1.2	1.35	1	1.35		
A) Sistema móvil				2 378.38		2 377.98	63.00	2 441.38
16	Acoplamiento flexible SKF	90 PHE L090		38.05	1	38.05		
17	Actuador semirrotativo Festo	DRRD-50-180-FH-Y12A		2 282.66	1	2 282.66		
18	Anillo de retención Tipo I	DIN 472	32 x 1.2	1.52	1	1.52		
19	Arandela de sujeción SKF	MB 4		0.78	1	0.78		
20	Rodamientos SKF	61804		24.60	2	49.20		
21	Tuerca de retención SKF	KM 4		5.77	1	5.77		
B) Conjunto de ventosas				582.10		582.10	9.00	591.10
22	Electrodos de soldadura	ALUM-43	1/8"	1.05	2	2.10		
23	Ventosas de sujeción Festo	ESG-80-SS-HD-G		290.00	2	580.00		
Sistema de transporte						3 752.23	567.00	4 319.23
Ensamble del sistema						72.49	288.00	360.49
24	Anillo de retención Tipo E	DIN 471	58 x 2.0	3.74	1	3.74		
25	Anillo de retención Tipo E	DIN 471	60 x 2.0	4.72	1	4.72		
26	Anillos de retención Tipo E	DIN 471	50 x 2.0	3.02	2	6.04		
27	Arandelas planas	ISO 7093-1	M4	0.21	16	3.36		
28	Buje Taper Lock SKF	PHF TB2012X32MM		13.50	1	13.50		
29	Buje Taper Lock SKF	PHF TB2517X50MM		21.09	1	21.09		

30	Chaveta paralela	DIN 6885-1(A)	16 x 10 x 45	2.69	1	2.69		
31	Chaveta paralela	DIN 6885-1(A)	18 x 11 x 50	5.62	1	5.62		
32	Chavetas paralelas	DIN 6885-1(A)	14 x 9 x 40	2.31	3	6.93		
33	Pernos hexagonales	ISO 4014	M4 x 25	0.44	8	3.52		
34	Tuercas hexagonales	ISO 4032	M4	0.16	8	1.28		
A) Conjunto del motor						366.19	72.00	438.19
35	Acoplamiento flexible SKF	1070 TGH		280.34	1	280.34		
36	Anillo de retención Tipo I	DIN 472	55 x 2.0	4.26	1	4.26		
37	Anillo de retención Tipo I	DIN 472	80 x 2.5	11.28	1	11.28		
38	Chaveta paralela	DIN 6885-1(A)	10 x 8 x 70	2.33	1	2.33		
39	Chaveta paralela	DIN 6885-1(A)	18 x 11 x 70	5.96	1	5.96		
40	Rodamiento SKF	6307-2Z		14.88	1	14.88		
41	Rodamiento SKF	61907		47.14	1	47.14		
B) Reductor						658.32	54.00	712.32
42	Cadena de rodillos SKF	PHC 80-1 C/L 108LINKS		192.62	1	192.62		
43	Kit de piñón simple Rosta	N1"-20 S		93.49	1	93.49		
44	Sprocket tipo B	PHS 80-1TBH17		60.55	1	60.55		
45	Sprocket tipo B	PHS 80-1TB40		106.02	1	106.02		
46	Tensor Rosta	SE 38		205.64	1	205.64		
C) Conjunto conductor						42.65	36.00	78.65
47	Anillo de retención Tipo I	DIN 472	100 x 3.0	14.72	1	14.72		
48	Arandela de sujeción SKF	MB 10		1.16	1	1.16		
49	Rodamiento SKF	6010		8.93	1	8.93		

50	Rodamiento SKF	6211	7.74	1	7.74		
51	Tuerca de retención SKF	KM 10	10.10	1	10.10		
D) Cadenas de transporte					2 547.28	81.00	2 628.28
52	Acoplamiento para cadena	K-1 ANSI 100	23.34	4	93.35		
53	Acoplamiento para cadena	SK-1/M1 ANSI 100	23.34	2	46.68		
54	Cadenas de rodillos SKF	PHC 100-1 C/L 172LINKS	493.28	2	986.57		
55	Kits de piñón simple Rosta	N1¼"-20 S	116.07	2	232.13		
56	Sprockets tipo C	100C13	163.54	4	654.14		
57	Tensores Rosta	SE 45	267.21	2	534.41		
E) Conjunto conducido					65.30	36.00	101.30
58	Anillos de retención Tipo I	DIN 472 90 x 3.0	12.97	1	12.97		
59	Arandela de sujeción SKF	MB 8	1.15	1	1.15		
60	Rodamientos SKF	6308	20.84	2	41.68		
61	Tuerca de retención SKF	KM 8	9.50	1	9.50		
Sistema de aplicación de pegamento (Nordson)					10 824.04	108.00	10 932.04
62	Conjunto de inyección	SolidBlue S	1 249.95	4	4 999.80		
63	Kit de alimentación	Fullfill Retrofit	3 766.24	1	3 766.24		
64	Manguera (8 pies)	PureFlow T Style 9/16"	888.00	2	1 776.00		
65	Sujetadores de manguera	RediFlex II	94.00	3	282.00		
Sistema de control (Neumática)					9 468.67	117.00	9 585.67
66	Compresor Atlas Copco	G5FF 7.5 Hp 26.1 CFM	7 180.33	1	7 180.33		

67	Distribuidor múltiple Festo	QST3-10-8	13.13	1	13.13
68	Distribuidor múltiple Festo	QSLV2-G1/4-10	15.79	1	15.79
69	Generador de vacío Festo	VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-RQ2	185.23	1	185.23
70	Inten. de presión Festo	DPA-40-10	976.58	1	976.58
71	Racor Festo	QS-G1/4-12	4.12	1	4.12
72	Racores Festo	QS-G1/8-8	2.84	3	8.52
73	Racores Festo	QS-G1/4-8	3.16	6	18.96
74	Racores Festo	QS-G1/4-10	3.58	3	10.74
75	Silenciador Festo	U-1/8	7.26	1	7.26
76	Silenciadores Festo	U-1/4	9.11	4	36.44
77	Tubo flexible de poliuretano	PUN 12 x 2	7.33	1.5	11.00
78	Tubo flexible de poliuretano	PUN 10 x 1.5	5.35	3	16.05
79	Tubo flexible de poliuretano	PUN 8 x 1.25	3.51	8	28.08
80	Tubo flexible de poliuretano	PUN-H 8 x 1.25	2.32	5	11.60
81	Und. de mantenimiento Festo	MSB4-1/4:C3J1F3M1-WP	378.03	1	378.03
82	Válvula solenoide Festo	VSNC-F-B52-D-G14-F8	213.64	1	213.64
83	Válvula solenoide Festo	VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S	97.67	1	97.67
84	Val. de palanca manual Festo	H-3-1/4-B	87.75	2	175.50
85	Val_Est_Ant Festo	VFOE-LE-T-G14-Q10	40.00	2	80.00

TOTAL (US\$) 28 137.33

Tabla 5.3

Presupuesto de equipos eléctricos/electrónicos (Febrero 2026)

ID	Descripción	Código	P.U. (US\$)	Qty.	Precio Eq. (US\$)	Montaje (US\$)	Com.	Total (US\$)
Equipos eléctricos					6 500.81	780.10	325.04	7 605.95
1	Motor eléctrico WEG	W22 High Efficiency 40HP 6P 364/5T 3F 230/460 V 60Hz IC411-TEFC-Con	6 482.76	1	6 482.76			
2	Cable de alimentación 220V	pies THW-90 450/750 V 12 AWG	0.69	5	3.45			
3	Cable de señal 24V	18 AWG	0.73	20	14.60			
Equipos electrónicos					2 841.41	340.97	142.07	3 324.45
4	Interruptores de límite hermético Allen Bradley	802T-AGP	161.95	2	323.90			
5	Luz indicadora Harmony	XB4 XB4BVB3	69.03	1	69.03			
6	Luz indicadora Harmony	XB4 XB4BVB4	52.46	1	52.46			
7	Luz indicadora Harmony	XB4 XB4BVB5	69.03	1	69.03			
8	Palancas de rodillo Allen Bradley	802T-W2R	73.00	2	146.00			
9	PLC Siemens	SIMATIC S7-1512C-1PN	1 456.23	1	1 456.23			
10	Pulsador Harmony	XB4 ZB4BA1	14.41	1	14.41			
11	Pulsador Harmony	XB4 ZB4BA6	11.54	1	11.54			
12	Pulsador Harmony	XB4 ZB4BA8	5.42	1	5.42			

13	Pulsador Harmony	XB4 XB4BT842	76.75	1	76.75
14	Sensor de proximidad Festo	SMT-8M-A-PS-24V-E-2.5-OE	50.37	2	100.74
15	Sensor fotoeléctrico Allen Bradley	42CA	43.77	1	43.77
16	Variador de frecuencia Siemens	SINAMICS G120	472.13	1	472.13
					TOTAL (US\$) 10 930.40

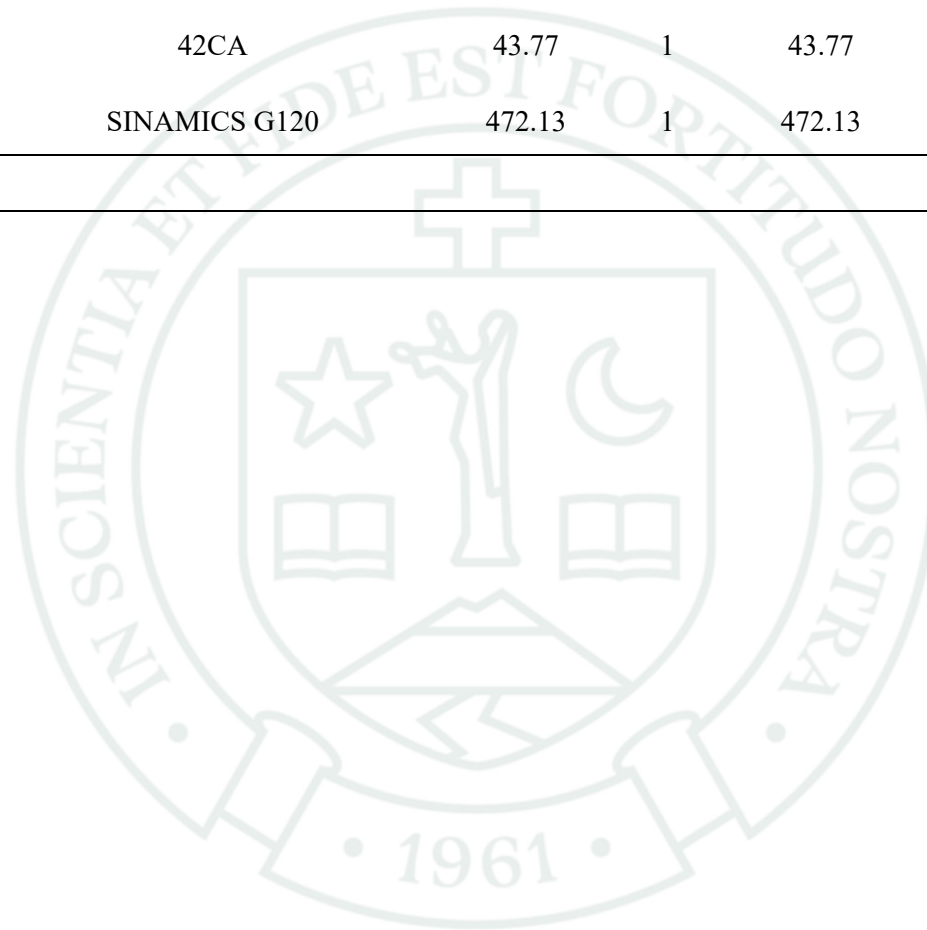


Tabla 5.4*Presupuesto total del trabajo*

ID	Descripción	Total (US\$)
1	Estructuras	3 363.58
	Zona de almacenamiento	2 666.10
	Sistema desapilador	92.57
	Sistema de transporte	604.92
2	Equipos mecánicos/neumáticos	28 137.33
	Zona de almacenamiento	257.59
	Sistema desapilador	3 042.80
	Sistema de transporte	4 319.23
	Sistema de aplicación de pegamento	10 932.04
	Sistema de control (Neumática)	9 585.67
3	Equipos eléctricos/electrónicos	10 930.40
	Equipos eléctricos	7 605.95
	Equipos electrónicos	3 324.45
TOTAL (US\$)		42 431.31

No se incluyeron los costos de ingeniería y desarrollo porque estos se encuentran incluidos en el presupuesto evaluado por el ingeniero Yana (2020, pág. 236). Además, en este trabajo se realizó la selección de la unidad de mantenimiento en el circuito neumático, elemento que también se seleccionó en el análisis del ingeniero Olivera (2019, pág. 292), siendo su costo S/. 505.23. Para la selección final, se decidió utilizar el seleccionado en este trabajo, por lo que se redujo *USD 150.53* del presupuesto calculado por Olivera.

Otro detalle que debe aclararse es que se decidió reemplazar el contenedor de adhesivo de 120 L y el equipo fusor Nordson con el Kit de Alimentación Fullfill Retrofit. Este kit ofrecido por el fabricante incluye ambos componentes, además de la manguera de conexión entre estos.

El valor obtenido supera el valor máximo calculado para estos sistemas (*USD 41 287.49*), destacando los costos del compresor y el motor eléctrico.

Finalmente, realizando los ajustes necesarios, se obtuvo el siguiente costo total para la máquina diseñada.

$$\text{Presupuesto}_{total} = \text{USD } 17\,866.01 + \text{USD } (23\,246.50 - 150.53) + \text{USD } 42\,431.31$$

$$\text{Presupuesto}_{total} = \text{USD } 83\,393.29$$

Este resultado supera los *USD* 82 400.00 de la máquina Boix Q-2400 en 1.21% (*USD* 993.29). Sin embargo, esta suma se realizó considerando el presupuesto estándar del trabajo del ingeniero Olivera. Reemplazando este valor por el presupuesto alternativo propuesto en su trabajo, se obtuvo:

$$\text{Presupuesto}_{total} = \text{USD } 17\,866.01 + \text{USD } (9\,811.18 - 150.53) + \text{USD } 42\,431.31$$

$$\text{Presupuesto}_{total} = \text{USD } 69\,957.97$$

Este resultado presenta una enorme mejoría con respecto al anterior, obteniendo un ahorro de *USD* 12 442.03, lo que representa un 15.10% del costo de la máquina Boix, lo que demuestra que el diseño propuesto es una opción factible.

CONCLUSIONES

Se realizó el diseño de la zona de almacenamiento y sistemas desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento, en conjunto con el sistema de control, de una máquina formadora de cajas de cartón corrugado con capacidad de 2 700 cajas/hora para la exportación de frutas y verduras en la provincia de Arequipa.

Se diseñó la zona de almacenamiento de la máquina siguiendo las indicaciones de la metodología VDI 2221. De acuerdo con lo evaluado en la matriz morfológica, se evaluaron tres disposiciones para la zona de almacenamiento, seleccionando finalmente un almacenamiento inclinado en 31°. La estructura del magazine y bastidor se compone de perfiles y tubos cuadrados de Aluminio 6060 T66, ensamblados con pernos hexagonales y cordones de soldadura en el bastidor.

Se diseñaron los sistemas desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento de acuerdo con lo indicado en la metodología VDI 2221. Los primeros dos sistemas se impulsan a través de un actuador neumático semirrotativo y un motor eléctrico respectivamente. Además, se deberán fabricar un eje de Acero AISI-SAE 1020 estirado en frío para el sistema desapilador y ejes de Acero AISI-SAE 4150 OQT 1000 para el sistema de transporte. Los componentes seleccionados de los sistemas provienen de la empresa Festo (sistema desapilador), SKF (sistema de transporte) y Nordson (sistema de aplicación de pegamento).

Se diseñó un circuito neumático para el control del sistema desapilador, incluyendo la selección de componentes generales para conectar con el sistema de aplicación de pegamento (cuyo control es entregado por el fabricante) y con el sistema de conformado de las cajas. Los elementos seleccionados son provistos por la empresa Festo.

Se seleccionaron los elementos electrónicos necesarios para el funcionamiento del sistema de control, incluyendo sensores recomendados por la empresa Festo en el sistema desapilador, así como los componentes del HMI propuesto para el funcionamiento general de la máquina. Las conexiones propuestas se muestran en el Anexo EE. El control de los componentes del sistema de aplicación de pegamento, así como el variador de frecuencia, vienen establecidos por el fabricante.

Se diseñó una potencial interfaz de usuario analógica mostrada en la Figura 4.121, basada en los elementos seleccionados en el análisis del sistema de control (pulsadores y luces indicadoras) y en los estados de funcionamiento considerados en los sistemas de toda la máquina.

Se realizó una proyección y análisis de costos para los sistemas diseñados en este trabajo. A pesar de que los resultados finales superaron en un 79.67% a los costos proyectados, el costo siguió estando por debajo del costo que se utilizó como base de comparación de máquinas similares ofrecidas en el mercado, siendo incluso más tentativo por superar la capacidad de producción de la máquina comparada por 300 cajas/hora.

Se realizaron los planos de ensamble de la zona de almacenamiento y los sistemas desafilador, de transporte y de aplicación de pegamento, así como los planos de fabricación y despiece de los componentes a fabricar/maquinar utilizando el software Autodesk Inventor. Todos los planos se presentan en el Anexo XX.

RECOMENDACIONES

El diseño de esta máquina se realizó considerando la formación de cajas CF1 y CF2. Sin embargo, el magazine se ha diseñado con alternativas para poder adaptarse al tamaño de otros cartones, lo que permitiría fabricar otros formatos de cajas. Para que los sistemas diseñados funcionen con otros formatos se recomienda ajustar la distancia entre las guías del sistema de transporte (este cambio de formato debe ser compatible con el diseño del bastidor de la máquina) y ajustar la programación del sistema de aplicación de pegamento.

El diseño actual sólo permite dos configuraciones de ancho para los cartones y 3 de altura. En caso sea necesario, pueden aumentarse agujeros en los perfiles verticales del magazine para permitir más alturas, aunque para agregar más posibles anchos se recomienda diseñar nuevos perfiles transversales superiores o nuevos topes laterales que se acomoden a cartones de menor ancho que el contemplado en este trabajo.

Como se mencionó al finalizar el diseño de la zona de almacenamiento, la altura final de la entrada de los cartones es mayor a la calculada para una función ergonómica de acuerdo con el estándar de alturas de ciudadanos en el Perú. Si la nueva altura presenta dificultades o complicaciones excesivas para los usuarios, se recomienda agregar un escalón a la parte posterior del bastidor de la zona de almacenamiento o el uso de plataformas que permitan al operario alimentar a la máquina desde una altura más cómoda, de preferencia con una superficie de apoyo adicional para posicionar los cartones a cargar, de manera que no sea necesario cargarlos durante el ascenso al escalón.

El actuador neumático semirrotativo seleccionado debe ser capaz de funcionar sin inconvenientes de acuerdo con los cálculos realizados en este trabajo. Sin embargo, si en la práctica demuestra tener demasiadas dificultades, se recomienda reemplazarlo con el actuador de tamaño 63, el más potente ofrecido por Festo. Si incluso esta solución sigue presentando dificultades, se recomienda diseñar un sistema de piñón-cremallera mecánico para realizar la tarea del sistema desapilador, ya que esta solución no exige un rediseño más complejo del ensamble ni de los demás sistemas.

La barra de ventosas diseñada en este trabajo está dimensionada para ubicar el punto medio entre las ventosas alineado con el eje central del cartón inferior de acuerdo con la configuración más amplia ofrecida por el magazine. Sin embargo, este punto se desalinea con cartones de otras medidas. Si esto presenta dificultades al momento de desapilar el cartón inferior del resto de cartones, se recomienda fabricar barras de ventosas de menor tamaño que puedan ser intercambiadas durante un cambio de formato, siguiendo las pautas de diseño realizadas en este trabajo. También debe considerarse que las barras están soldadas al elemento de unión, por lo que este debe fabricarse también para cada barra de distintas medidas fabricada.

Entre el sistema desapilador y de transporte hay tres rodamientos que se han designado como sobredimensionados. Si se encuentran otras alternativas que se ajusten al diámetro de las secciones de los ejes donde se encuentran estos rodamientos, se recomienda realizar nuevamente esos cálculos antes de reemplazar los componentes para evitar modos de falla.

Los sprockets conectados a las cadenas de transporte se designaron como tipo C. En caso no se encuentren en el mercado con facilidad o en un rango de precio aceptable, y que su fabricación presente un aumento de costo considerable, se recomienda reemplazarlos por sprockets tipo B. Por buena práctica, se recomienda también que se rehagan los cálculos de los ejes conductor y conducido con la nueva ubicación del punto de aplicación de las fuerzas provenientes de las cadenas de transporte.

En este trabajo se consideraron tensores de cadena de la marca Rosta. Si se decide utilizar tensores más compactos o de otra marca, se recomienda realizar los cálculos necesarios, así como las modificaciones al bastidor para el ensamble correcto de los nuevos componentes. Además, se debe asegurar que los sprockets tensores puedan funcionar sin inconvenientes, incluso si se modifica su número de dientes.

Se recomienda que un operario como mínimo sea responsable de mantener lubricadas las cadenas de transporte y sus respectivos sprockets y rodamientos. Debido a que estos componentes están en contacto con los cartones para el conformado de las cajas, se decidió no tener una lubricación por baño como la utilizada en la cadena del reductor. Otra alternativa es instalar un sistema de aplicación por goteo adicional. De preferencia ubicado en la parte inferior de las cadenas, donde no hay aún un cartón cargado y no entra en una

posible colisión con los otros sistemas. Sin embargo, esta última opción debe evaluarse con cuidado para no elevar de más el presupuesto de fabricación de la máquina.

Como ya se mencionó, la lubricación de la cadena del reductor se está considerando como lubricación por baño. Se recomienda tener una constante inspección del nivel del aceite dentro de la estructura que protege la cadena para asegurar que funcione efectivamente.

En el diseño se especificaron algunas chavetas que requieren medidas no estándares. Aunque en este trabajo se asumió que se utilizarían chavetas estándar como base para después maquinarlas al tamaño deseado, se recomienda fabricar las chavetas para el tamaño solicitado desde cero. Esto aumenta el costo de fabricación, pero asegura una mayor integridad en las uniones correspondientes a estas chavetas.

Si el motor eléctrico elegido es cambiado por otro que ofrezca la misma potencia, pero con un diámetro de salida del eje distinto, se recomienda pedir un acoplamiento flexible completo, considerando el nuevo diámetro, en vez de intentar utilizar otros métodos para acomodar el acoplamiento elegido a los nuevos componentes. Las modificaciones al cubo del acoplamiento flexible pueden reducir drásticamente su ciclo de vida y abrir el paso a modos de falla no considerados, dado que comprometen su integridad.

Se recomienda ubicar el contenedor de adhesivo en la parte externa del bastidor para tener fácil acceso a este y poder recargar los adhesivos con mayor facilidad. Sin embargo, si por motivos de espacio se lo ubica en la parte interior del bastidor, se recomienda tener un constante monitoreo del nivel de adhesivos dentro del contenedor para evitar paros por falta de material que afectarían la producción y pueden generar desgastes en los componentes del sistema de aplicación de pegamento.

Se recomienda realizar una inspección y limpieza periódica de las boquillas y los inyectores de adhesivo para evitar que restos del adhesivo utilizado se compacten y produzcan obstrucciones internas en estos inyectores.

En el presente trabajo se consideraron demandas de aire comprimido estándares para cada proceso. Sin embargo, se recomienda realizar pruebas con los elementos neumáticos de toda la máquina para asegurar que el abastecimiento de aire sea el adecuado.

Aunque en este trabajo se asumió que la programación del equipo fusor, los inyectores de adhesivo y el variador de frecuencia serán mayormente independientes al resto del sistema de control, si es posible integrarlos dentro de la programación del PLC, se recomienda seguir este curso de acción. Aunque esto complejiza más el programa del PLC, tener todos los sistemas integrados facilita su revisión y funcionamiento.

Se recomienda monitorear los sensores después de cada ciclo de trabajo que tenga la máquina para asegurar que no sufran de obstrucciones, falsos positivos u otras fallas que puedan producirse por el trabajo de la máquina.

Se recomienda una revisión del tope de ingreso a la zona de conformado. En su presentación actual este tope exige una velocidad de entrada del cartón de 3.5 m/s , exigencia que gobierna la velocidad tangencial de las cadenas de transporte. Para obtener esta velocidad, el motor calculado es mucho más potente de lo que normalmente se utiliza en este tipo de máquinas, lo que también aumenta muchísimo el costo final. Si dicho tope puede funcionar con una menor velocidad de entrada, se puede cambiar la potencia del motor de transporte a un valor más aceptable y reducir el costo final de los sistemas presentados.

Se recomienda rediseñar el bastidor de la máquina para ajustar los cambios realizados en la última versión de los diseños de los sistemas de este trabajo y que pueda trabajar en conjunto con los sistemas de conformado y salida.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Allen-Bradley. (23 de Marzo de 2016). *Presence Sensing*. Allen-Bradley:
https://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/br/sensor-br001_-en-p.pdf
- Alva Davila, F. (2002). *Diseño de Elementos de Máquinas I*. Lima: Pool Producciones SRL.
- Atlas Copco. (04 de Diciembre de 2020). *Oil-injected rotary screw compressors G 2-7 kW/3-10 hp*. Atlas Copco: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/compressor-technique/industrial-air/documents/leaflets/compressors/brendola/G2-7_English.pdf
- Atlas Copco. (14 de Octubre de 2021). *¿Qué necesito tener en cuenta para elegir un compresor de aire?* Atlas Copco Perú: <https://www.atlascopco.com/es-pe/compressors/air-compressor-blog/como-elegir-un-compresor-de-aire>
- Ávila Salazar, J. (06 de Mayo de 2016). *Empaque y embalaje de frutas y verduras [Imagen]*. Yumpu: <https://www.yumpu.com/es/document/read/60159816/empaque-y-embalaje-de-frutas-y-verduras>
- Beer, Johnston, & Cornwell. (2013). *Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica*. México, D.F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática*. México, D.F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- Boix Group - Your Box Forming Partner. (02 de Abril de 2013). *Q-2400: formando una caja Plaform® / Erecting Plaform® boxes [Video]*. Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=Ika5TZ7RDvU>
- Boix Maquinaria. (30 de Abril de 2024). *Q-2400*. Boix Maquinaria: <https://boix.com/en/packaging/tray-forming-machines/hand-erected-forming-machines/q-2400/>
- Boix Maquinaria. (22 de Mayo de 2025). *Caja P-84® [Imagen]*. Retrieved 03 de Noviembre de 2025, from Boix Maquinaria: <https://boix.com/wp-content/uploads/2022/07/P-84-1-Copy-2.jpg>

- Bossard. (Mayo de 2023). *Friction and friction coefficients*. Bossard Group:
<https://www.bossard.com/global-en/assembly-technology-expert/technical-information-and-tools/technical-information/friction-and-friction-coefficients/>
- Bossard. (Mayo de 2023). *Preload and tightening torques*. Retrieved 14 de Agosto de 2025, from Bossard Group: <https://www.bossard.com/global-en/assembly-technology-expert/technical-information-and-tools/technical-information/preload-and-tightening-torques/>
- Bossard. (Mayo de 2023). *Tightening method tightening factor αA* . Bossard Group:
<https://www.bossard.com/global-en/assembly-technology-expert/technical-information-and-tools/technical-information/tightening-method-tightening-factor/>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (Décima ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- Centro de Investigación de Economía y Negocios Globales. (10 de Junio de 2026). *Perfil de Comercio Regional de Arequipa*. ADEX: https://cien.adexperu.org.pe/wp-content/uploads/2026/06/PCR_May2026_Arequipa_vf.pdf
- Collins, J. A., Busby, H., & Staab, G. (2010). *Mechanical Design of Machine Elements and Machines* (Segunda ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- COPA-DATA. (03 de Diciembre de 2019). *¿Qué es una HMI?* COPADATA:
<https://www.copadata.com/es/productos/zenon-software-platform/visualizacion-control/que-significa-hmi-interfaz-humano-maquina-copa-data/>
- DatosMundial. (01 de Agosto de 2018). *Altura y peso medio por país*. Retrieved 10 de Julio de 2021, from DatosMundial: <https://www.datosmundial.com/estatura-promedio.php#by-population>
- Devia Pinzon, J. M. (31 de Mayo de 2017). *Análisis Morfológico de Funciones [Imagen]*. Juanmakes: <https://images.squarespace-cdn.com/content/v1/5862a45bb8a79b3f4c904133/1518375754362-DVG1WCDF6FWM51NM7F5E/Screen+Shot+2018-02-11+at+2.01.55+PM.png?format=2500w>
- DIN. (2021). *International Standard DIN 6885*.
<https://www.opis.cz/chiavette/pdf/DIN6885.pdf>

- Dreamstime. (26 de Septiembre de 2020). *Imagen de pulsador y lámparas piloto con etiquetas en el gabinete eléctrico [Imagen]*. Retrieved 02 de Agosto de 2022, from Dreamstime: <https://es.dreamstime.com/imagen-de-pulsador-y-l%C3%A1mparas-piloto-con-etiquetas-en-el-gabinete-el%C3%A9ctrico-kota-kinabalu-sabah-malasia-septiembre-la-puede-image198711278>
- European Federation of Corrugated Board Manufacturers. (16 de Septiembre de 2008). *FEFCO Common Footprint Guidelines*. FEFCO: https://www.fefco.org/sites/default/files/documents/FEFCO_CF_Guidelines.pdf
- European Federation of Corrugated Board Manufacturers. (02 de Octubre de 2022). *FEFCO Code - Design style library for corrugated board products*. European Federation of Corrugated Board Manufacturers. https://www.fefco.org/sites/default/files/files/styles/thumbnail/public/FEFCO%20Code_WEBprotected.pdf
- Fasteners EU. (22 de Septiembre de 2017). *DIN 912 - Hexagon socket Head Cap Screws*. Fasteners EU: <https://www.fasteners.eu/standards/din/912/>
- Festo. (17 de Julio de 2024). *Generador de vacío VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-RQ2*. Festo: <https://www.festo.com/pe/es/a/download-document/datasheet/193563>
- Festo. (03 de Diciembre de 2024). *Generadores de vacío VN*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/206562_documentation.pdf
- Festo. (2024). *Intensificador de presión DPA*.
- Festo. (25 de Julio de 2024). *Intensificador de presión DPA-40-10*. Festo: <https://www.festo.com/pe/es/a/download-document/datasheet/537273>
- Festo. (28 de Marzo de 2024). *Silenciador U*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/206502_documentation.pdf
- Festo. (Septiembre de 2024). *Simulación Neumática*. Retrieved 29 de Noviembre de 2025, from Festo: <https://www.festo.com/pe/es/s/pneumatic-simulation/#/rotary-drives?massMomentOfInertia=0.01&swivelAngle=90&positioningTime=1&additionalTorque=0&fullSequenceCycle=&pressure=6&tubingLength=1&cyclesPerMin=10&cyclesPerHour=8&cyclesPerDay=200&energyCost=0.51&c>
- Festo. (07 de Agosto de 2024). *Solenoid valve VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S*. Festo: <https://www.festo.com/us/en/a/download-document/datasheet/8166611>

- Festo. (2024). *Unidades de mantenimiento*. Retrieved 17 de Julio de 2024, from Festo: https://www.festo.com/pe/es/c/productos/preparacion-del-aire-comprimido/unidades-de-mantenimiento-id_pim142/
- Festo. (15 de Julio de 2024). *Unidades de mantenimiento combinadas MSB4-1/4:C3JIF3MI-WP*. Festo: <https://www.festo.com/pe/es/a/download-document/datasheet/542295>
- Festo. (10 de Agosto de 2024). *Válvula de estrangulación y antirretorno VFOE-LE-T-G14-Q10*. Festo: <https://www.festo.com/pe/es/a/download-document/datasheet/8068730>
- Festo. (30 de Julio de 2024). *Válvula de palanca manual H-3-1/4-B*. Festo: <https://www.festo.com/pe/es/a/download-document/datasheet/8987>
- Festo. (Octubre de 2024). *Ventosa de sujeción por vacío redonda ESG*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/205797_documentation.pdf
- Festo. (02 de Abril de 2025). *Actuadores giratorios DRRD de doble émbolo*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/205674_documentation.pdf
- Festo. (22 de Abril de 2025). *Distribuidor múltiple QS*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/205617_documentation.pdf
- Festo. (15 de Abril de 2025). *Electroválvulas VSNC*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/206587_documentation.pdf
- Festo. (15 de Enero de 2025). *Instrucciones de utilización intensificador de presión DPA [Imagen]*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/240175_documentation.pdf
- Festo. (12 de Septiembre de 2025). *Racor rápido roscado QS [Imagen]*. Festo: https://www.festo.com/es/es/p/racor-rapido-roscado-id_QS/
- Festo. (Agosto de 2025). *Racor rápido roscado QS-G1/8-8*. Retrieved 14 de Octubre de 2025, from Festo: <https://www.festo.com/es/es/a/download-document/datasheet/186098>
- Festo. (10 de Septiembre de 2025). *Sensor de proximidad SMT-8M-A*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/206375_documentation.pdf
- Festo. (23 de Agosto de 2025). *Sensor de proximidad SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-OE [Imagen]*. Festo: <https://www.festo.com/es/es/a/574335/>

- Festo. (26 de Noviembre de 2025). *Tubo flexible específico según cliente PAN, PEN, PLN, PUN*. Festo: https://www.festo.com/media/catalog/206254_documentation.pdf
- Festo. (12 de Septiembre de 2025). *Ventosa ESG-80-SS-HD-G [Imagen]*. Retrieved 04 de Diciembre de 2025, from Festo:
<https://www.festo.com/pe/es/a/189178/?q=189178%7E%3AfestoSortOrderScored&identCode1=ESG-80-SS-HD-G>
- Genov, G. (17 de Noviembre de 2020). *REVISITING THE RULE-OF-THUMB DEPENDENCIES OF THE SHEAR STRENGTH AND THE HARDNESS ON THE YIELD AND THE ULTIMATE STRENGTHS*. ResearchGate:
https://www.researchgate.net/publication/355208819_REVISITING_THE_RULE-OF-THUMB_DEPENDENCIES_OF_THE_SHEAR_STRENGTH_AND_THE_HARDNESS_ON_THE_YIELD_AND_THE_ULTIMATE_STRENGTHS
- Gerdau Corsa. (2020). *Diseño de Conexiones*. Ciudad de México: Artroom 369.
https://www.gerdaucorsa.com.mx/sites/mx_gerdau/files/PDF/MANUAL_DISE%33%91O%20DE%20CONEXIONES_0.pdf
- Grupo CBM. (01 de Agosto de 2023). *Pistola Aplicadora Hot-Melt [Imagen]*. Grupo CBM: <https://www.cbmtecnicos.com/WPecommerce/wp-content/uploads/2014/11/pistolas-aplicadora-cola-hot-melt-espirolado-spray-ECA-CBM.jpg?x50902>
- Henan Jiapu Cable. (02 de Julio de 2024). *¿Cuál es la diferencia entre el cable de control y el cable de alimentación?* Henan Jiapu Cable:
<http://es.jiapucables.com/news/what-is-the-difference-between-control-cable-and-power-cable/>
- Hibbeler, R. C. (2011). *Mecánica de Materiales*. Naucalpan de Juárez: Pearson Education.
- Husky. (2022). *HS259 - METRIC TAPPED HOLES*. Husky:
<https://www.husky.co/siteassets/documents/hs-259-metric-tapped-holes.pdf>
- Ingeniería y mecánica automotriz. (11 de Febrero de 2020). *¿Qué es un Sprocket y cómo se diseñan? [Imagen]*. Ingeniería y mecánica automotriz:
<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/%e2%9a%99-que-es-un-sprocket-y-como-se-disenan-%e2%9a%99/>

- Instituto Nacional de Estadística e Informática. (13 de Octubre de 2025). *Evolución de las Exportaciones e Importaciones Agosto 2025*. Biblioteca Virtual del INEI.
https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/boletines/boletin_exportaciones_agosto25.pdf
- ISO. (1986). *International Standard ISO 2340*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/71176/c3ebe614cd5a4adc9bbe1e93c5e5054e/ISO-2340-1986.pdf>
- ISO. (1999). *International Standard ISO 4035*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/26385/7721755cf7884ffc9d25e1fc4b666a06/ISO-4035-1999.pdf>
- ISO. (2000). *International Standard ISO 7093-1*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/13677/a0dc4c7265a048bcb627747f4d7cadf2/ISO-7093-1-2000.pdf>
- ISO. (2000). *International Standard ISO 7089*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/13666/bd926567c06846afbe5fef5c514ba406/ISO-7089-2000.pdf>
- ISO. (2011). *International Standard ISO 4014*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/56447/63b5e00f45d043e6a27a45ae955b88f9/ISO-4014-2011.pdf>
- ISO. (2011). *International Standard ISO 4017*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/56449/d8c34087db8a46c18ebf50bfd03b81a5/ISO-4017-2011.pdf>
- ISO. (2012). *International Standard ISO 4032*.
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/61668/93b89b8502a943499386155c44018aaa/ISO-4032-2012.pdf>
- Kane, J., & Sternheim, M. (2010). *Física*. Barcelona: Reverté S.A.
- Lozano Alfaro, V. (23 de Junio de 2026). Puerto de Chancay, un año de competitividad. *El Peruano*. <https://elperuano.pe/noticia/298604-puerto-de-chancay-un-ano-de-competitividad>
- Lumetal Plastic. (03 de Abril de 2025). *Ángulos de Aluminio*. Lumetal Plastic:
<https://www.lumetalplastic.com/productos-metales/angulos-de-aluminio/>

- Lumetal Plastic. (06 de Octubre de 2025). *Pletinas de Aluminio*. Retrieved 12 de Noviembre de 2025, from Lumetal Plastic:
<https://www.lumetalplastic.com/productos-metales/pletinas-de-aluminio/>
- MatWeb. (05 de Septiembre de 2016). *AISI 1020 Steel*. MatWeb Material Property Data:
<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=a2eed65d6e5e4b66b7315a1b30f4b391>
- Mentalidad de Ingeniería. (28 de Febrero de 2021). *Variador de Frecuencia Explicado - Conceptos Básicos del VFD Inversor de IGBT [Video]*. Youtube:
<https://youtu.be/Q2LCqornDvE>
- MINEM. (05 de Mayo de 2011). Código de Electricidad (Suministro 2011). Lima, Lima, Perú.
<https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/R%20M%20%20y%20CNE%202011.pdf>
- Ministerio de Comercio Exterior y Turismo. (Junio de 2009). *Guía de envases y embalajes*. Congreso de la República, Lima, Perú.
[https://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/FA47F265788D9E3405257EBA005CC2F9/\\$FILE/Gu%C3%ADa_Envases_y_Embalaje.pdf](https://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/FA47F265788D9E3405257EBA005CC2F9/$FILE/Gu%C3%ADa_Envases_y_Embalaje.pdf)
- Molina, Y. (14 de Octubre de 2016). *Figura humana [Imagen]*. Retrieved 14 de Marzo de 2021, from Yadira Molina - Diseño de Interiores:
<http://yadiramolinaramos.blogspot.com/2016/10/figura-humana.html>
- Motores y generadores Inc. (07 de Diciembre de 2016). *Comparación de Motores Eléctricos*. Motores y generadores Inc:
<https://motoresygeneradores.com/comparacion-de-motores-electricos/>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Education.
- Multiceras Group. (Julio de 2021). *Línea de Adhesivos Hot Melts*. Multiceras Group:
<https://multiceras.com/wp-content/uploads/2021/07/adhesivos-hot-melts-empaque-multiceras.pdf>
- Nordson Corporation. (05 de Enero de 2009). *SolidBlue Hot Melt Dispensing Guns*. Nordson Corporation: <https://nc-p-001.sitecorecontenthub.cloud/api/public/content/d0b39b732f8544e0aaedaa39c9d5b892?v=6cd778ce>

- Nordson Corporation. (14 de Diciembre de 2015). *Fulfill® Retrofit Kit*. Nordson Corporation: <https://nc-p-001.sitecorecontenthub.cloud/api/public/content/d70792b98bdb4a93bd6153f22f81e95d?v=3b65c811>
- Nordson Corporation. (Marzo de 2018). *Universal Series Bead/Slot Applicators*. Nordson Corporation: <https://nordson.canto.com/pdfviewer/viewer/viewer.html?v=library&portalType=v%2Flibrary&column=document&id=6qu2lgsqbt6atcru1fjo485q5t&suffix=pdf&print=1>
- Nordson Corporation. (16 de Noviembre de 2020). *PureFlow Hoses*. Nordson Corporation: <https://nc-p-001.sitecorecontenthub.cloud/api/public/content/385fced8fc274ec58d937ad599e54666?v=58522427>
- Nordson Corporation. (Julio de 2021). *Adhesive Storage Container System [Imagen]*. Nordson's Virtual Showroom: <https://www.threesixty-events.de/nordson/>
- Nordson Corporation. (17 de Agosto de 2023). *ProBlue® Flex Melter with BBconn Controls*. Nordson Corporation: <https://nc-p-001.sitecorecontenthub.cloud/api/public/content/cff6aa03150a4d419bba6c8b4f7685f4?v=206baeb7>
- Nordson Hot Melt Adhesive Solutions. (05 de Mayo de 2014). *ProBlue Fulfill & EcoBead Technology for Hot Melt Application [Video]*. Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=s9q6HDwjmKE>
- Nordson Hot Melt Adhesive Solutions. (15 de Octubre de 2015). *RediFlex™ II Mounting System for Blue Series™ Hoses [Video]*. Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=lv36ThEMY6Y>
- Nordson Hot Melt Adhesive Solutions. (05 de Enero de 2021). *Choices Choices - Selecting the right adhesive applicator to meet your needs [Video]*. Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=3ggF4ej8I60>
- Olivera Apaza, E. A. (2019). *Diseño de un sistema de conformado de cajas de cartón para frutas para una máquina formadora de 2700 cajas/hora [Tesis para optar por el título profesional de Ingeniero Mecatrónico, Universidad Católica de Santa*

María]. Repositorio Institucional UCSM, Arequipa, Perú.

<https://repositorio.ucsm.edu.pe/handle/20.500.12920/8754>

Organization for Standardization. (2020). *ISO 9241-110:2020 Ergonomics of human-system interaction*. Retrieved 13 de Mayo de 2022, from ISO:

<https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:9241:-110:ed-2:v1:en>

Oriol. (31 de Julio de 2009). *UNE 137005. Norma de estandar de medidas de cartón ondulado para envasado de frutas [Imagen]*. Retrieved 01 de Agosto de 2025, from Priscoblog: <http://prunuspersicaprisco.blogspot.com/2009/07/une-137005-norma-de-estandar-de-medidas.html>

OSN. (01 de Diciembre de 2025). *Anillos de Retención*. OSN:

<https://www.osn.es/productos-de-fijacion/>

OSN. (Agosto de 2025). *Productos de fijación - Anillos elásticos Tipo E*. OSN:

<https://www.osn.es/wp-content/uploads/2025/08/E.pdf>

OSN. (Agosto de 2025). *Productos de fijación - Anillos elásticos Tipo I*. OSN:

<https://www.osn.es/wp-content/uploads/2025/08/I-DHO.pdf>

Pro Carton. (2006). *Glosario - Una guía de la terminología utilizada en la industria de la fabricación de cartón y de los envases de este material*. Pro Carton:

http://procarton.com/files/publications_item/glossaryspanish.pdf

Rheonics. (18 de Agosto de 2025). *Optimización de los procesos de adhesivos termofusibles (HMA) con control avanzado de la viscosidad [Imagen]*. Rheonics:

<https://es.rheonics.com/elemento-de-soluciones/Optimizaci%C3%B3n-de-los-procesos-de-adhesivos-termofusibles-%28HMA%29-con-control-avanzado-de-la-viscosidad/>

Rockwell Automation. (11 de Octubre de 2011). *42CA 18mm Plastic Cylindrical*.

Rockwell Automation:

<https://configurator.rockwellautomation.com/api/Product/42CA-D1MNAL-D4/cutsheet>

Rockwell Automation. (11 de Octubre de 2011). *802T NEMA Type 4 and 13 Oiltight Construction*. Rockwell Automation:

<https://configurator.rockwellautomation.com/api/Product/802T-AGP/cutsheet>

- Rockwell Automation. (11 de Octubre de 2011). *NEMA Style Operating Levers*. Rockwell Automation: <https://configurator.rockwellautomation.com/api/Product/802T-W2R/cutsheet>
- Rosta. (2021). *Tensioner Devices*. Chain Drive Tensioning: https://www.rosta.com/ro-wAssets/docs/ROSTA_Katalog_2021_EN-hi-tensioner.pdf
- Rosta. (03 de Marzo de 2023). *Chain Drive Tensioning [Imagen]*. Rosta: <https://www.rosta.com/en/chain-drive-tensioning/>
- Rosta. (03 de Marzo de 2023). *Suspension Type DR-S [Imagen]*. Rosta: <https://www.rosta.com/en/products/Type-DR-S/153>
- Rosta AG. (15 de Mayo de 2020). *Mounting Instructions for ROSTA Tensioner SE [Video]*. Youtube: https://www.youtube.com/watch?v=XtxlEq3M7Pw&ab_channel=ROSTAAG
- Schmalz. (Octubre de 2021). *Vacuum Automation Components Catalog*. Schmalz: https://media.schmalz.com/MAM_Library/Dokumente/Publikation/Kataloge_Broschueren/29062e0c2a55_Catalog_Schmalz_Komponenten_ED15_en-EN.pdf
- Schmalz. (2023). *Fuerza de retención teórica de una ventosa*. Schmalz: <https://www.schmalz.com/es/saber-de-vacio/el-sistema-de-vacio-y-sus-componentes/procedimiento-para-dimensionar-un-sistema/fuerza-de-retencion-teorica-de-una-ventosa/>
- Schneider Electric. (01 de Febrero de 2024). *¿Cómo elegir el color adecuado de los pulsadores/luces piloto para la interfaz de tu maquinaria?* Blog de Schneider Electric: <https://blogespanol.se.com/industria/2024/02/01/como-elegir-el-color-adecuado-de-los-pulsadores-luces-piloto-para-la-interfaz-de-tu-maquinaria/>
- Schneider Electric. (30 de Mayo de 2024). *Harmony XB4*. Schneider Electric: <https://www.se.com/pe/es/product-range/632-harmony-xb4/?parent-subcategory-id=89188#products>
- Schneider Electric. (13 de Septiembre de 2024). *XB4BT842 - Harmony XB4, Parada de emergencia, metal, red mushroom Ø40, Ø22, trigger latching push-pull, 1 NC*. Schneider Electric: <https://www.se.com/pe/es/product/XB4BT842/harmony-xb4-parada-de-emergencia-metal-red-mushroom-%C3%B840-%C3%B822-trigger-latching-pushpull-1-nc/>

- Schneider Electric. (03 de Septiembre de 2024). *XB4BVB3 - Harmony XB4, Luz Piloto, metal, green, Ø22, plain lens with integral LED, 24 V AC/DC*. Schneider Electric: <https://www.se.com/pe/es/product/XB4BVB3/harmony-xb4-luz-piloto-metal-green-%C3%B822-plain-lens-with-integral-led-24-v-ac-dc/>
- Schneider Electric. (04 de Diciembre de 2025). *ZB4BA1 - Cabezal de pulsador blanco Ø 22mm*. Schneider Electric: <https://www.se.com/co/es/product/ZB4BA1/cabezal-de-pulsador-blanco-%C3%B8-22mm/>
- Siemens. (26 de Noviembre de 2018). *HMI Template Suite [Imagen]*. Siemens: <https://www.siemens.com/global/en/products/automation/simatic-hmi/hmi-template-suite.html>
- Siemens. (21 de Noviembre de 2019). *Soluciones para formación Productos de Automatización y Digitalización 4.0*. Siemens: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f947ec68-f2d5-4b0e-b6e0-b1449cf5431f/catalogo-soluciones-siemens-sce-2019.pdf>
- Siemens. (20 de Noviembre de 2025). *SIMATIC Controller Configurator*. Siemens: <https://www.siemens.com/global/en/products/automation/systems/industrial/plc/simatic-controller-configurator.html>
- Siemens. (19 de Julio de 2025). *SIMATIC S7-1500*. Siemens: <https://www.siemens.com/global/en/products/automation/systems/industrial/plc/simatic-s7-1500.html>
- Siemens. (06 de Junio de 2025). *SINAMICS Variable frequency drives*. Siemens: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:2479cba5-d987-408a-abca-618d6d5d889c/dimc-b10125-01-7600-ws-sinamics-family-144.pdf>
- SKF Group. (Enero de 2019). *Rodamientos*. SKF Group: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416953/pdf_preview_medium/0901d19680416953_pdf_preview_medium.pdf
- SKF Group. (28 de Febrero de 2024). *Rodamiento rígido de bolas 6010*. SKF Group: <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6010>

SKF Group. (28 de Febrero de 2024). *Rodamiento rígido de bolas 61804*. Retrieved 15 de Diciembre de 2025, from SKF Group: <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61804>

SKF Group. (28 de Febrero de 2024). *Rodamiento rígido de bolas 6211*. SKF Group: <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6211>

SKF Group. (28 de Febrero de 2024). *Rodamiento rígido de bolas 6308*. SKF Group: <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6308>

SKF Group. (Julio de 2024). *SKF Transmission chains*. SKF Group: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680cc91d3/pdf_preview_medium/13747_EN_-_SKF_Transmission_Chains_2024_pdf_preview_medium.pdf

SKF Group. (27 de Noviembre de 2025). *Couplings [Imagen]*. SKF Group: <https://www.skf.com/group/products/power-transmission/couplings>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *KM 10*. SKF Group: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-KM%2010>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *KM 4*. SKF Group: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-KM%204>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *KM 4 [Imagen]*. SKF Group: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-KM%204>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *KM 8*. SKF Group: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-KM%208>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *MB 10*. SKF Group: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-MB%2010>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *MB 4*. SKF Group:

<https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-MB%204>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *MB 4 [Imagen]*. SKF Group:

<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-MB%204>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *MB 8*. SKF Group:

<https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/keyway/productid-MB%208>

SKF Group. (20 de Mayo de 2025). *PHE L090/095HL*. SKF Group:

<https://www.skf.com/group/products/power-transmission/couplings/jaw-couplings/productid-PHE%20L090%2F095HL>

SKF Group. (16 de Agosto de 2025). *PHE L090-18MM*. SKF Group:

<https://www.skf.com/group/products/power-transmission/couplings/jaw-couplings/productid-PHE%20L090-18MM>

SKF Group. (Mayo de 2025). *Power Transmission Products*. SKF Group:

https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/095119402ce10246/pdf_preview_medium/11015_EN_Power_transmission_products_pdf_preview_medium.pdf

SKF Group. (17 de Noviembre de 2025). *Rodamiento rígido de bolas 61907*. SKF Group:

<https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61907>

SKF Group. (29 de Agosto de 2025). *Rodamiento rígido de bolas con sellos o placas de protección 6307-2Z*. SKF Group:

<https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6307-2Z>

Steemit. (05 de Julio de 2018). *Determinando Las Cargas Distribuidas en Mecánica Aplicada*. Retrieved 24 de Agosto de 2022, from Steemit:

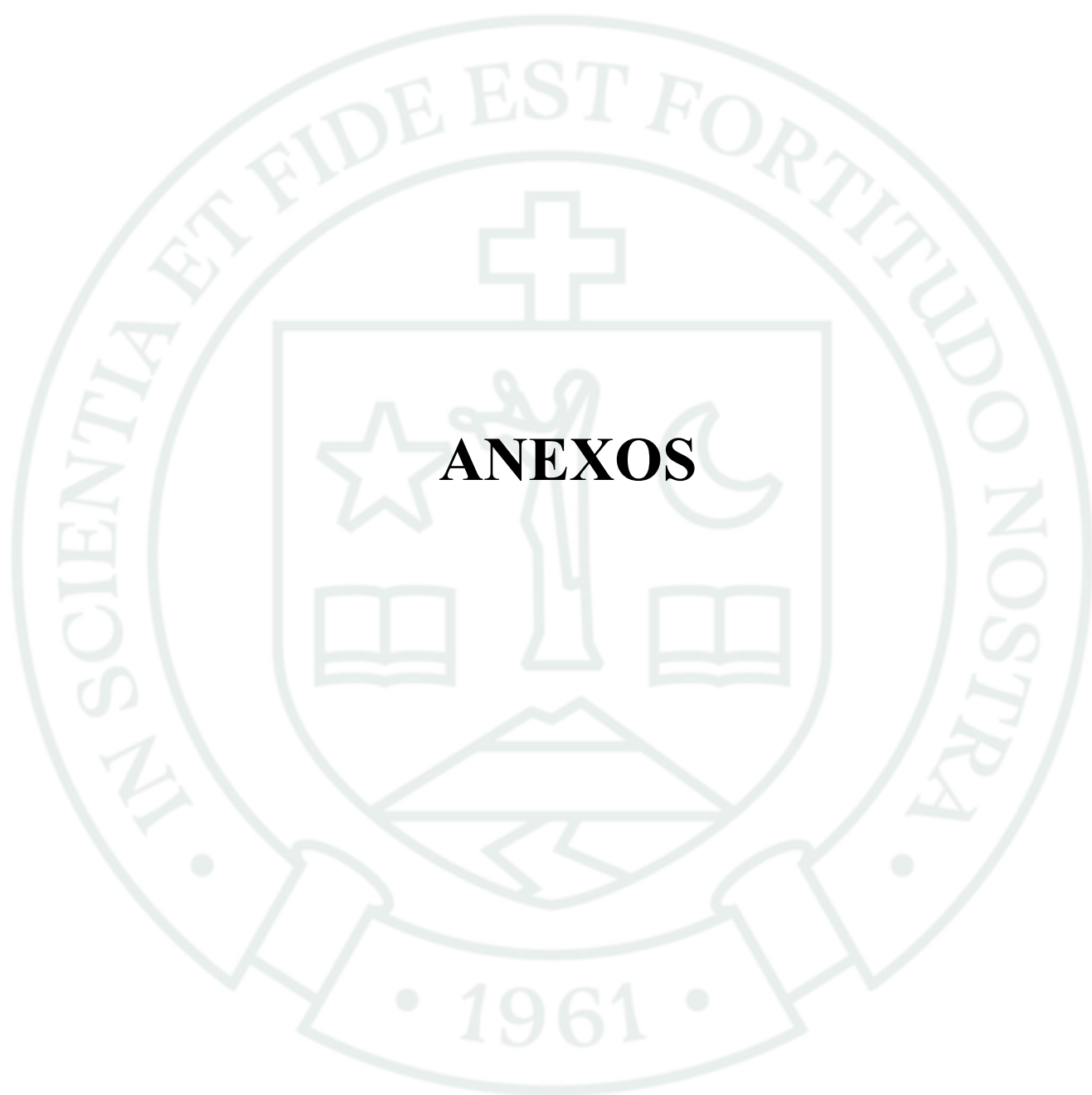
<https://steemit.com/spanish/@alcidescadiz/determinando-las-cargas-distribuidas-en-mecanica-aplicada-ingenieria-industrial>

The American Chain Association. (2001). *Improved Power Ratings for Single Strand Roller Chain*.

Verein Deutscher Ingenieure. (Noviembre de 2019). *Design of technical products and systems - Model of product design*. VDI Standards:
<https://www.vdi.de/richtlinien/details/vdi-2221-blatt-1-entwicklung-technischer-produkte-und-systeme-modell-der-produktentwicklung>

Wadpack. (31 de Mayo de 2023). *Differences between single-wall, double-wall, and triple-wall corrugated boxes?* [Imagen]. Wadpack: <https://www.glbc.com/wp-content/uploads/2020/11/Corrugated-types-of-board-scaled.jpeg>

Yana Quispe, C. L. (2020). *Diseño de un bastidor estructural y mecanismos de regulación par máquina formadora de cajas de cartón para envase de productos agrícolas* [Tesis para optar por el título profesional de Ingeniero Mecánico, Universidad Católica de Santa María]. Repositorio Institucional UCSM, Arequipa, Perú.
<https://repositorio.ucsm.edu.pe/items/d5bdc13d-6bb0-4dd0-b7d6-619a52a0ca2a>



ANEXOS

Anexo A: Lista de exigencias general para una máquina formadora de cajas

LISTA DE EXIGENCIAS		Edición 01	1 de 1
Proyecto		Máquina Formadora de Cajas de Cartón para fruta para una producción de 2700 cajas/hora	Redactado por: Guzmán, Olivera, Yana Fecha: 10-05-2017
Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable
Función Principal	E	Armar cajas de catón para frutas a 2700 cajas por hora	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Dimensiones de la máquina 3-4m x 1.5-2.2m x 2-2.5m	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Adaptable a distintos tamaños de caja	Guzmán, Olivera, Yana
Geometría	D	Entrada manual de cartones a un cargador en la parte posterior de la máquina	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Salida de caja formada por la parte inferior de la máquina	Guzmán, Olivera, Yana
	E	La máquina deberá cumplir con los rangos de producción exigidos	Guzmán, Olivera, Yana
Cinemática	E	El funcionamiento de la máquina de forma estacionaria	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Peso: 1 500-2 500 kg	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Baja fuerza de salida	Guzmán, Olivera, Yana
Fuerzas			

Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable
Energía	D	Fuente de energía eléctrica trifásica 380V / 60 Hz	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Fuente de energía para dispositivos de control: monofásica 220V / 30V	Guzmán, Olivera, Yana
	E	2700 cajas por hora	Guzmán, Olivera, Yana
Materia	E	Las cajas serán formadas desde un cartón corrugado prefabricado único	Guzmán, Olivera, Yana
	D	La máquina debe incluir con un sistema de aplicación de pegamento	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Sistema de control de velocidad de producción	Guzmán, Olivera, Yana
Señales	E	Sistemas de la máquina de forma automática	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Control de sistema por PLC	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Parada de emergencia	Guzmán, Olivera, Yana
Seguridad	E	Protección contra accidentes físicos	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Protección contra sobrecarga y cortocircuito	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Panel de control ergonómico	Guzmán, Olivera, Yana
Ergonomía	D	Favorable a la alimentación de cartones	Guzmán, Olivera, Yana

Categoría	Deseo (D) / Exigencia (E)	Exigencias o deseos	Responsable
Fabricación	D	La manufactura de componentes en talleres locales	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Materiales necesarios disponibles en el mercado regional o nacional	Guzmán, Olivera, Yana
Control	D	Planos en norma ISO	Guzmán, Olivera, Yana
Montaje	E	Paneles de protección abatibles	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Montaje en el lugar de trabajo	Guzmán, Olivera, Yana
Transporte	D	Diseño modular	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Transporte de subsistemas por vía terrestre	Guzmán, Olivera, Yana
	E	Bajo ruido	Guzmán, Olivera, Yana
Uso	E	Trabajo bajo techo	Guzmán, Olivera, Yana
	D	Clima seco	Guzmán, Olivera, Yana
Mantenimiento	E	Elementos de la máquina desmontables, reparables o reemplazables	Guzmán, Olivera, Yana
Costos	E	Costo de fabricación competente con el mercado	Guzmán, Olivera, Yana
Plazos	D	Desarrollo de la máquina en 1 año	Guzmán, Olivera, Yana

Nota. Extraído de (Olivera Apaza, 2019, pág. 35)

Anexo B: Valores de coeficientes de fricción estática para superficies secas

Metal sobre metal	0.15-0.60
Metal sobre madera	0.20-0.60
Metal sobre piedra	0.30-0.70
Metal sobre cuero	0.30-0.60
Madera sobre madera	0.25-0.50
Madera sobre cuero	0.25-0.50
Piedra sobre piedra	0.40-0.70
Tierra sobre tierra	0.20-1.00
Hule sobre concreto	0.60-0.90

Nota. Extraído de (Beer et al., 2010, pág. 414)

Anexo C: Propiedades mecánicas promedio de materiales de ingeniería

Tabla C.1

Propiedades mecánicas promedio para materiales de ingeniería típicos

Materiales	Densidad ρ (Mg/m ³)	Módulo de elasticidad E (GPa)	Módulo de rigidez G (GPa)	Resistencia a la cedencia (MPa)			Resistencia última (MPa)			
				Tens.	Comp. ^b	Cortante	Tens.	Comp. ^b	Cortante	
Metálicos										
Aleaciones de hierro fundido	Gris ASTM 20	719	670	27	–	–	–	179	669	–
	Maleable ASTM A-197	728	172	68	–	–	–	276	572	–
Aleaciones de acero	Estructural A-36	785	200	75	250	250	–	400	400	–
	Estructural A992	785	200	75	345	345	–	450	450	–
	Inoxidable 304	786	193	75	207	207	–	517	517	–
	De herramienta L2	8.16	200	75	703	703	–	800	800	–

Nota. Adaptado de (Hibbeler, 2011, pág. 865)

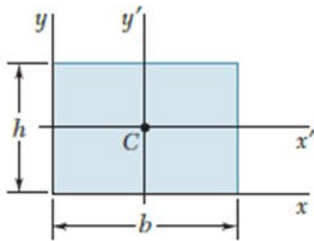
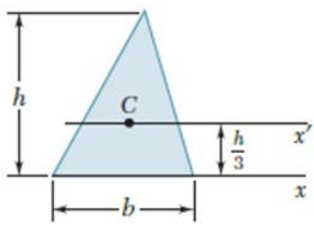
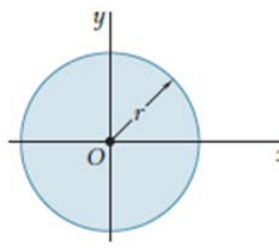
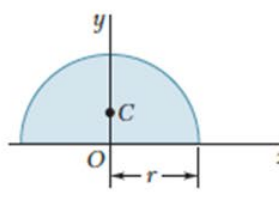
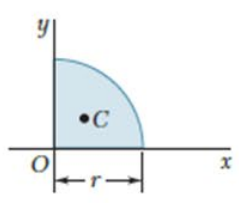
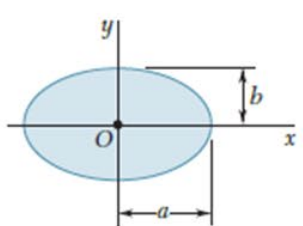
Tabla C.2

Propiedades mecánicas promedio del Aluminio 6060-T66

EN AW	ESTADO STATE	Espesor pared Wall thickness t (mm)	Límite Elástico Elastic Limit $R_{p0.2}$ (MPa)	Carga Rotura Load Break R.M. (MPa)	Alargamiento Elongation A (%)	Alargamiento Elongation A 50mm (%)
6060	T4	$t \leq 25$	60	120	16	14
	T5	$t \leq 5$	120	160	8	6
		$5 < t \leq 25$	100	140	8	6
	T6	$t \leq 5$	150	190	8	6
		$5 < t \leq 25$	140	170	8	6
	T64	$t \leq 15$	120	180	12	10
	T66	$t \leq 5$	160	215	8	6
		$5 < t \leq 25$	150	195	8	6

Nota. Adaptado de (Hibbeler, 2011, pág. 865)

Anexo D: Propiedades geométricas de elementos de área

Rectángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{12}bh^3$ $\bar{I}_{y'} = \frac{1}{12}b^3h$ $I_x = \frac{1}{3}bh^3$ $I_y = \frac{1}{3}b^3h$ $J_C = \frac{1}{12}bh(b^2 + h^2)$
Triángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{36}bh^3$ $I_x = \frac{1}{12}bh^3$
Círculo		$\bar{I}_x = \bar{I}_y = \frac{1}{4}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{2}\pi r^4$
Semicírculo		$I_x = I_y = \frac{1}{8}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{4}\pi r^4$
Cuarto de círculo		$I_x = I_y = \frac{1}{16}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{8}\pi r^4$
Elipse		$\bar{I}_x = \frac{1}{4}\pi ab^3$ $\bar{I}_y = \frac{1}{4}\pi a^3b$ $J_O = \frac{1}{4}\pi ab(a^2 + b^2)$

Nota. Extraído de (Beer et al., 2010, pág. 485)

Anexo E: Propiedades mecánicas métricas de pernos y tornillos

Tabla E.1

Especificaciones métricas para pernos y tornillos

CLASE SAE (mm)	TAMAÑO	Carga de Prueba S_p (MPa)	Límite de Fluencia S_y (MPa)	Límite de Rotura S_u (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	Acero de mediano o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Acero de mediano o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Acero de mediano o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	Acero de aleación, T y R

Nota. Extraído de (Alva Davila, 2002, pág. 28)

Tabla E.2

Áreas de esfuerzos de roscas métricas preferibles

PASO BASTO			PASO MEDIO		PASO FINO	
DESIG- NACION	PASO mm	A _s mm ²	DESIGNACION Día X paso	A _s mm ²	DESIGNACION Día X paso	A _s mm ²
M4	0,7	8,65	M4	8,65	M4 x 0,5	9,69
M5	0,8	13,99	M5	13,99	M5 x 0,5	16,00
M6	1,0	19,84	M6	19,84	M6 x 0,5	23,87
M8	1,25	36,13	M8	36,13	M8 x 1,0	38,77
M10	1,5	57,26	M10	57,26	M10 x 1,0	63,98
M12	1,75	83,24	M12	83,24	M12 x 1,5	87,23
M16	2,0	155,1	M16	155,1	M16 x 1,5	166,0
M20	2,5	242,3	M20 x 2	255,9	M20 x 1,5	269,9
M24	3,0	348,9	M24 x 2	381,9	M24 x 1,5	399,0
M30	3,5	555,3	M30 x 2	618,0	M30 x 1,5	639,7
M36	4,0	555,3	M36 x 3	859,3	M36 x 1,5	936,9
M42	4,5	1111	M42 x 3	1199	M42 x 1,5	1291
M48	5,0	1462	M48 x 3	1596	M48 x 1,5	1701
			M56 x 4	2132	M56 x 2,0	2295
			M64 x 4	2837	M64 x 2,0	3024
			M72 x 4	3643	M72 x 2,0	3854
			M80 x 4	4549	M80 x 2,0	4785
			M90 x 4	5823	M90 x 2,0	6089
			M100 x 4	7254	M100 x 2,0	7551

Nota. Extraído de (Alva Davila, 2002, pág. 27)

Tabla E.3

Clases de coeficientes de fricción de acuerdo con el material y lubricación

The data in the table is valid at room temperature.

Friction coeff. class	Range for μ_0 and μ_k	Typical examples for: Material / surfaces	Lubrication
A	0,04–0,10	metallic, bright-polished black tempered phosphated galvanized coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni zinc laminated coatings	solid lubricants such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating lacquers, or in pastes wax glazes, wax dispersions
B	0,08–0,16	metallic, bright-polished black tempered phosphated galvanized coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni zinc laminated coatings Al and Mg alloys	solid lubricants such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating lacquers, or in pastes, wax glazes, wax dispersions, greases, oils, as-delivered condition
		hot-dip galvanized	MoS ₂ , graphite, wax dispersions
		organic coatings	with integrated solid lubrication or wax dispersion
		austenitic steel	solid lubricants or waxes; pastes
C	0,14–0,24	austenitic steel	wax dispersions, pastes
		metallic, bright-polished phosphated	as delivered state (lightly oiled)
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni non electrolytically applied zinc adhesive	none
D	0,20–0,35	austenitic steel	oil
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe	none
		hot-dip galvanized	none
E	≥ 0,30	galvanised coatings such as Zn/Fe, Zn/Ni austenitic steel Al and Mg alloys	none

Nota. Extraído de (Bossard, 2023, pág. F.049)

Tabla E.4

Fuerza y momento de ajuste para pernos y tornillos métricos

Threads	Friction coeff. $\mu_k = \mu_0$	Maximum preload $F_{M\max}$ [kN]							Maximum tightening torque $M_{A\max}$ [Nm]							Conversion factor X
		Property class based on ISO 898/1							Property class based on ISO 898/1							
		3.6	4.6	5.6/4.8	6.8	8.8	10.9	12.9	3.6	4.6	5.6/4.8	6.8	8.8	10.9	12.9	
M4	0,08	1,3	1,74	2,17	3,48	4,6	6,8	8,0	0,63	0,84	1,05	1,68	2,3	3,3	3,9	0,50
	0,10	1,26	1,68	2,10	3,36	4,5	6,7	7,8	0,73	0,97	1,21	1,94	2,6	3,9	4,5	0,58
	0,12	1,22	1,63	2,04	3,26	4,4	6,5	7,6	0,82	1,09	1,37	2,19	3,0	4,6	5,1	0,67
	0,14	1,19	1,58	1,98	3,17	4,3	6,3	7,4	0,91	1,21	1,51	2,42	3,3	4,8	5,6	0,76
M6	0,08	3,00	4,01	5,01	8,02	10,7	15,7	18,4	2,1	2,8	3,6	5,7	7,7	11,3	13,2	0,72
	0,10	2,90	3,87	4,84	7,74	10,4	15,3	17,9	2,5	3,3	4,1	6,6	9,0	13,2	15,4	0,86
	0,12	2,82	3,76	4,71	7,53	10,2	14,9	17,5	2,8	3,7	4,7	7,5	10,1	14,9	17,4	0,99
	0,14	2,74	3,65	4,57	7,31	9,9	14,5	17,0	3,1	4,1	5,2	8,3	11,3	16,5	19,3	1,14
M8	0,08	5,4	7,3	9,1	14,6	19,5	28,7	33,6	5,2	6,9	8,6	13,8	18,5	27,2	31,8	0,95
	0,10	5,3	7,1	8,8	14,2	19,1	28,0	32,8	6,0	8,0	10,0	16,1	21,6	31,8	37,2	1,13
	0,12	5,15	6,9	8,6	13,8	18,6	27,3	32,0	6,8	9,1	11,3	18,2	24,6	36,1	42,2	1,32
	0,14	5,0	6,7	8,3	13,4	18,1	26,6	31,1	7,5	10,1	12,6	20,1	27,3	40,1	46,9	1,51
M16	0,08	23,8	31,7	39,7	63,5	84,7	124,4	145,5	42	57	71	114	153	224	262	1,80
	0,10	23,2	30,9	38,6	61,8	82,9	121,7	142,4	50	67	84	134	180	264	309	2,17
	0,12	22,6	30,1	37,6	60,2	80,9	118,8	139,0	57	76	96	153	206	302	354	2,54
	0,14	22,0	29,3	36,6	58,6	78,8	115,7	135,4	64	85	107	171	230	338	395	2,92

Nota. Adaptado de (Bossard, 2023, págs. F.053 - F.054)

Tabla E.5

Factores de ajuste de acuerdo con el método y procedimiento de ajuste

Tightening factor α_A	Scatter $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Min}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Tightening method	Setting procedure	Comments	
1,1 to 1,2	$\pm 5\%$ to $\pm 9\%$	Tightening with elongation control or monitoring by ultrasound	Sound travel time	- calibration values required - when $l_k/d < 2$ progressive increase in error to be taken into account - smaller error with direct mechanical coupling, larger with indirect coupling	
1,1 to 1,3	$\pm 5\%$ to $\pm 13\%$	Mechanical elongation by means of pressure screws located in the nut or the bolt head	Prespecified elongation of the bolt, setting via forcing torque of the pressure screws	- hardened washer for supporting the pressure screws - from approx. M24	
1,2 to 1,5	$\pm 9\%$ to $\pm 20\%$	Mechanical elongation by means of multipartite nuts with threaded bushing	Torque of the tightening tool	- largely torsion-free tightening - from approx. M30	
1,1 to 1,5	$\pm 5\%$ to $\pm 20\%$	Tightening with mechanical elongation measurement or monitoring	Direct method: setting via elongation measurement Indirect method: axial play at monitoring pin used up	- required: precise determination of the proportional axial elastic resilienties of the bolt - the scatter depends to a considerable extent on the accuracy of the measurement method - for low values, calibration is necessary - when $l_k/d < 2$ progressive increase in error to be taken into account	
1,1 to 1,4	$\pm 5\%$ to $\pm 17\%$	Hydraulic frictionless and torsion-free tightening	Setting via pressure or length measurement or further rotation angle of the nut	- when $l_k/d \geq 5$ lower values achievable, with mechanically machined bolts and plates $\alpha_A = 1,05$ is possible - with standard bolts and nuts $\alpha_A \geq 1,2$ - smaller clamping length values result in higher α_A values - recovery losses occur which are not taken into account in the tightening factor. - application from M20 upwards	
1,2 to 2,0	$\pm 9\%$ to $\pm 33\%$	Impulse driver with hydraulic impulse generator, torque- and/or rotation-angle-controlled	Setting via angle of rotation or further torque	- small values only in the case of presetting to the bolting case via rotation angle, compressed air servo valve and impulse counting - in special cases, even assembly up to the yield strength point is possible	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Yield-point controlled tightening, motorized or manual	Presetting of the relative torque-rotation angle coefficient	The preload scatter is determined to a considerable extent by the scatter of the yield point in the installed bolt batch. Here the bolts are dimensioned for F_{Mmin}, a design of the bolts for F_{Mmax} with the tightening factor α_A does not therefore apply with these tightening methods.	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Rotation-angle controlled tightening, motorized or manual	Experimental determination of preliminary tightening moment and rotation angle (stages)		
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with hydraulic tool	Setting via pressure measurement	- from approx. M30	
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, signalling wrench or motorized nut-runner with dynamic torque measurement	Experimental determination of the setpoint torques at the original joint member, for example, by elongation measurement of the bolt	Low values for: large number of setting or monitoring attempts required (20, for example); low scatter of the output moment (for example, $\pm 5\%$) required	Low values for: - small rotation angles, in other words, relatively stiff joints - relatively low hardness of the countersurface ⁴⁾ - countersurfaces which do not have a «galling» tendency, for example, phosphated or adequately lubricated
1,6 to 2,0 (coefficient of friction class B)	$\pm 23\%$ to $\pm 33\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, signalling wrench or motorized nut-runner with dynamic torque measurement	Determination of the set-point tightening moment by estimating the coefficient of friction (surface and lubrication conditions are a great influence)	Low values for: measuring torque wrenches with even tightening and for precision nutrunners	High values for: - large rotation angle, in other words, relatively resilient joints as well as fine thread
1,7 to 2,5 (coefficient of friction class A)	$\pm 26\%$ to $\pm 43\%$			High values for: signalling or buckling torque wrenches	- great hardness of the countersurface, combined with a rough surface
2,5 to 4	$\pm 43\%$ to $\pm 60\%$	Tightening with impact wrench, «stalling driver» or impulse driver; tightening by hand	Setting the driver via retightening moment, which is formed from the required tightening moment (for the estimated coefficient of friction) plus a supplement; manual tightening based on subjective assessment	Low values for: - large number of setting attempts (retightening moment) - on horizontal branch of the driver characteristic - backlash-free impulse transmission Method only suitable for preliminary tightening, in the case of tightening by hand risk of overstretching with M10 and smaller	

Nota. Extraído de (Bossard, 2023, pág. F.051)

Anexo F: Medidas estándar de pasadores de horquilla sin cabeza ISO 2340

Dimensions in millimetres

d	$h11^{(1)}$	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	40	45	50	55	60	70	80	90	100			
d_1	$H13^{(2)}$	0,8	1	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3	6,3	8	8	8	8	10	10	10	10	13	13	13	13			
c	max.	1	1	2	2	2	2	3	3	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6			
l_e	min.	1,6	2,2	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9	9	10	10	10	10	12	12	14	14	16	16	16	16			
$f^{(3)}$																														
nom.	min.	max.																												
6	5,75	6,25																												
8	7,75	8,25																												
10	9,75	10,25																												
12	11,5	12,5																												
14	13,5	14,5																												
16	15,5	16,5																												
18	17,5	18,5																												
20	19,5	20,5																												
22	21,5	22,5																												
24	23,5	24,5																												
26	25,5	26,5																												
28	27,5	28,5																												
30	29,5	30,5																												
32	31,5	32,5																												
35	34,5	35,5																												
40	39,5	40,5																												
45	44,5	45,5																												
50	49,5	50,5																												
55	54,25	55,75																												
60	59,25	60,75																												
65	64,25	65,75																												
70	69,25	70,75																												
75	74,25	75,75																												
80	79,25	80,75																												
85	84,25	85,75																												
90	89,25	90,75																												
95	94,25	95,75																												
100	99,25	100,75																												
120	119,25	120,75																												
140	139,25	140,75																												
160	159,25	160,75																												
180	179,25	180,75																												
200	199,25	200,75																												

- 1) Other tolerances, for example a_{11} , c_{11} , f_8 , as agreed between customer and supplier.
- 2) Hole diameter d_1 = nominal size of the split pin (see ISO 1234).
- 3) For nominal lengths above 200 mm, steps of 20 mm.

Nota. Extraído de (ISO, 1986, pág. 3)

Anexo G: Factores geométricos para el análisis de soldaduras

Dimensiones de la soldadura	Flexión	Torsión
① $A_w = d$	Soldadura $S_w = d^2/6$ $M = P_a$	Soldadura $J_w = d^3/12$ $T = P_a$ $c = d/2$
② $A_w = 2d$	Soldadura $S_w = d^2/3$	Soldadura $J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
③ $A_w = 2b$	Soldadura $S_w = bd$	Soldadura $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
④ $A_w = b + d$ $\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	Soldadura En la parte superior: $S_w = \frac{4bd + d^2}{6}$ En la parte inferior: $S_w = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$	Soldadura $J_w = \frac{(b+d)^3 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
⑤ $A_w = d + 2b$ $\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$	Soldadura $S_w = bd + d^2/6$	Soldadura $J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$
⑥ $A_w = b + 2d$ $\bar{y} = \frac{d^2}{(b+2d)}$	Soldadura En la parte superior: $S_w = \frac{2bd + d^2}{3}$ En la parte inferior: $S_w = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + 2d)}$	Soldadura $J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
⑦ $A_w = 2b + 2d$	Soldadura todo alrededor $S_w = bd + d^2/3$	Soldadura todo alrededor $J_w = \frac{(b+d)^3}{6}$
⑧ $A_w = 2b + 2d$	Soldadura $S_w = bd + d^2/3$	Soldadura $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
⑨ $A_w = \pi d$	Soldadura todo alrededor $S_w = \pi(d^2/4)$	Soldadura todo alrededor $J_w = \pi(d^3/4)$

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 786)

Anexo H: Propiedades de diseño para aceros al carbón y aleados

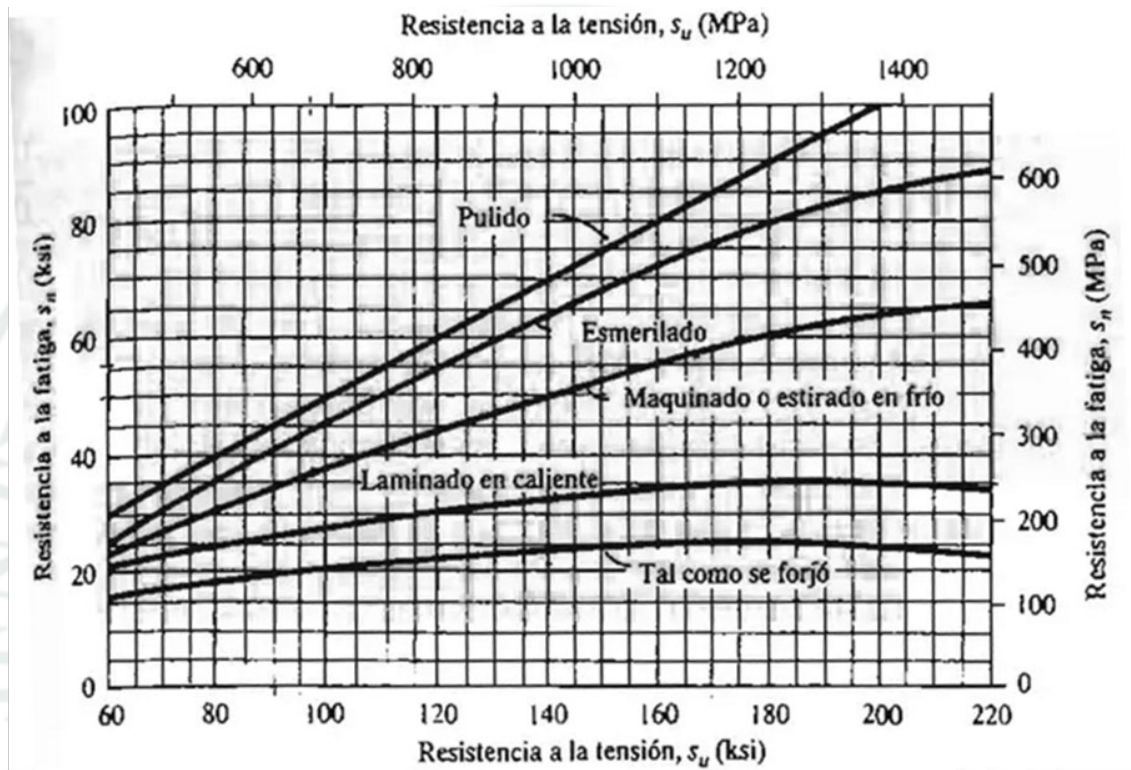
Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578

Nota. Extraído de (Mott, 2006, págs. A-6, A-7)

Anexo I: Factores para el diseño de ejes

Figura I.1

Resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión para acero forjado con varias condiciones de superficie



Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 175)

Tabla I.1

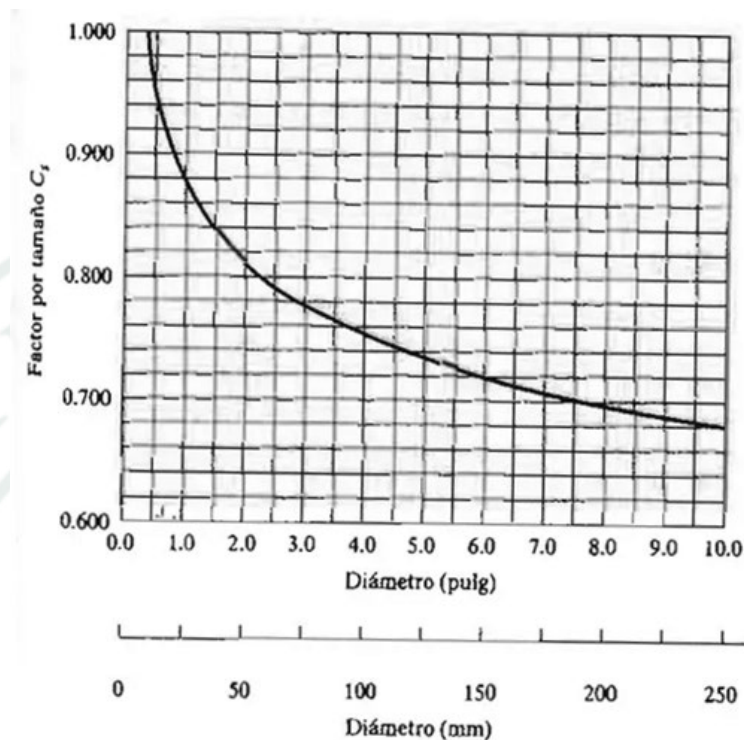
Factores de confiabilidad aproximada C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 175)

Figura I.2

Factor por tamaño



Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 175)

Tabla I.2

Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 175)

Anexo J: Rodamientos SKF

Tabla J.1

Rodamiento SKF de bolas 61804

61804

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	20 mm
Diámetro exterior	32 mm
Ancho	7 mm

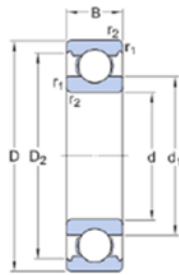
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	4.03 kN
Capacidad de carga estática básica	2.32 kN
Velocidad de referencia	45 000 r/min
Velocidad límite	28 000 r/min

Propiedades

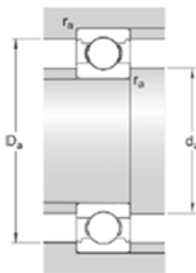
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	20 mm	Diámetro del agujero
D	32 mm	Diámetro exterior
B	7 mm	Ancho
d ₁	≈ 23.85 mm	Diámetro del resalte
D ₁	≈ 28.25 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 29.4 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 22 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 30 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.3 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.03 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.32 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.104 kN
Velocidad de referencia		45 000 r/min
Velocidad límite		28 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.02
Factor de cálculo	f ₀	14.5

Logística

Peso neto del producto

0.018 kg

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024)

Tabla J.2

Rodamiento SKF de bolas 6211



6211



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	55 mm
Diámetro exterior	100 mm
Ancho	21 mm

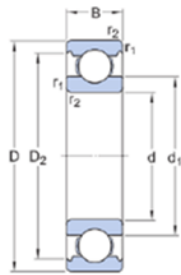
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	46.2 kN
Capacidad de carga estática básica	29 kN
Velocidad de referencia	14 000 r/min
Velocidad límite	9 000 r/min

Propiedades

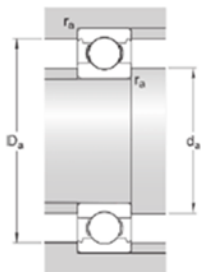
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	55 mm	Diámetro del agujero
D	100 mm	Diámetro exterior
B	21 mm	Ancho
d ₁	≈ 69.06 mm	Diámetro del resalte
D ₁	≈ 89.4 mm	Diámetro del resalte
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 64 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 91 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1.5 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	46.2 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	29 kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.25 kN
Velocidad de referencia		14 000 r/min
Velocidad límite		9 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	14.3

Logística

Peso neto del producto	0.591 kg
------------------------	-----------------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024)

Tabla J.3

Rodamiento SKF de bolas 6010



6010



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	50 mm
Diámetro exterior	80 mm
Ancho	16 mm

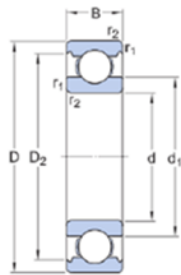
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	22.9 kN
Capacidad de carga estática básica	16 kN
Velocidad de referencia	18 000 r/min
Velocidad límite	11 000 r/min

Propiedades

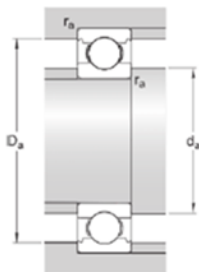
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	50 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
B	16 mm	Ancho
d ₁	≈ 59.75 mm	Diámetro del resalte
D ₁	≈ 72.8 mm	Diámetro del resalte
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 54.6 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 75.4 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	22.9 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	16 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.71 kN
Velocidad de referencia		18 000 r/min
Velocidad límite		11 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	14.7

Logística

Peso neto del producto	0.255 kg
------------------------	----------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024)

Tabla J.4

Rodamiento SKF de bolas 6308



6308



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	40 mm
Diámetro exterior	90 mm
Ancho	23 mm

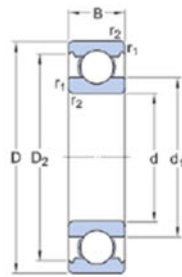
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	42.3 kN
Capacidad de carga estática básica	24 kN
Velocidad de referencia	17 000 r/min
Velocidad límite	11 000 r/min

Propiedades

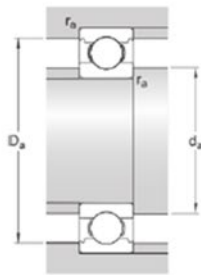
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Clase P6 (P6)
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	40 mm	Diámetro interno
D	90 mm	Diámetro exterior
B	23 mm	Ancho
d ₁	≈ 56.11 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 77.7 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 49 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 81 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1.5 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	42.3 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	24 kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.02 kN
Velocidad de referencia		17 000 r/min
Velocidad límite		11 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	13.2

Logística

Peso neto del producto

0.611 kg

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024)

Tabla J.5

Rodamiento SKF de bolas con sellos o placas de protección 6307-2Z



6307-2Z



Rodamiento rígido de bolas con sellos o placas de protección

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con sellos o placas de protección son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- diseño sencillo, versátil y robusto
- baja fricción y capacidad de alta velocidad
- soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	35 mm
Diámetro exterior	80 mm
Ancho	21 mm

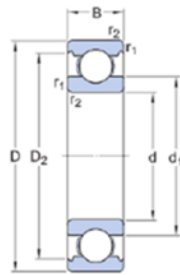
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	19 kN
Velocidad de referencia	19 000 r/min
Velocidad límite	9 500 r/min

Propiedades

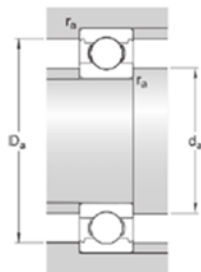
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Placa de protección en ambos lados
Tipo de sellado	No rozante
Lubricante	Grasa
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro interno
D	80 mm	Diámetro exterior
B	21 mm	Ancho
d ₁	≈ 49.56 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 69.2 mm	Diámetro del resalte
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 44 mm	Diámetro del resalte del eje
d _a	max. 49.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 71 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1.5 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	19 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.815 kN
Velocidad de referencia		19 000 r/min
Velocidad límite		9 500 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	13.1

Logística

Peso neto del producto	0.46 kg
------------------------	---------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Tabla J.6

Rodamiento SKF de bolas 61907



61907



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	35 mm
Diámetro exterior	55 mm
Ancho	10 mm

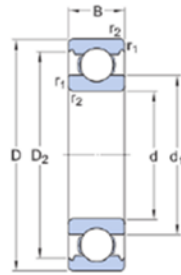
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	11.1 kN
Capacidad de carga estática básica	7.35 kN
Velocidad de referencia	26 000 r/min
Velocidad límite	16 000 r/min

Propiedades

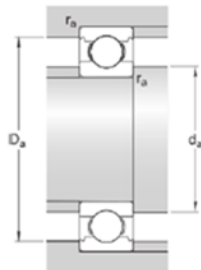
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro del agujero
D	55 mm	Diámetro exterior
B	10 mm	Ancho
d ₁	≈ 41.5 mm	Diámetro del resalte
D ₁	≈ 52.15 mm	Diámetro del resalte
r _{1,2}	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 38.2 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 51.8 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.6 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

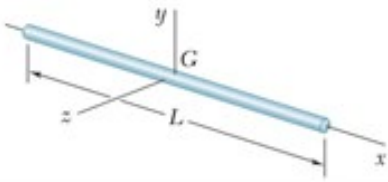
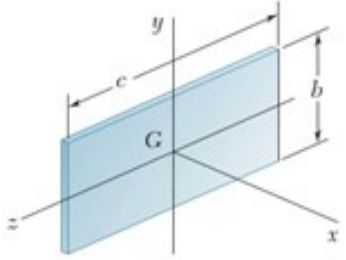
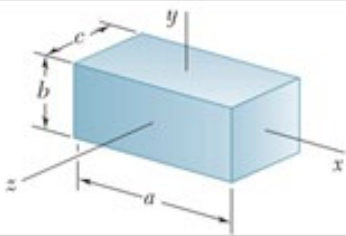
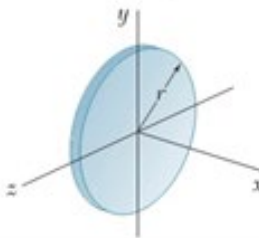
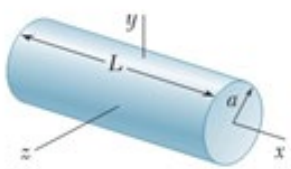
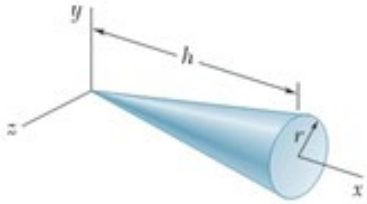
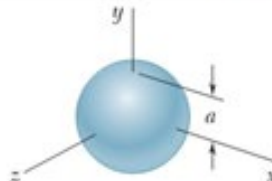
Capacidad de carga dinámica básica	C	11.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.35 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.325 kN
Velocidad de referencia		26 000 r/min
Velocidad límite		16 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.02
Factor de cálculo	f ₀	14.7

Logística

Peso neto del producto	0.08 kg
------------------------	----------------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Anexo K: Momentos de inercia de masa de formas geométricas comunes

Barra delgada		$I_y = I_z = \frac{1}{12} mL^2$
Placa rectangular delgada		$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + c^2)$ $I_y = \frac{1}{12} mc^2$ $I_z = \frac{1}{12} mb^2$
Prisma rectangular		$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + c^2)$ $I_y = \frac{1}{12} m(c^2 + a^2)$ $I_z = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$
Disco delgado		$I_x = \frac{1}{2} mr^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{4} mr^2$
Cilindro circular		$I_x = \frac{1}{2} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{12} m(3a^2 + L^2)$
Cono circular		$I_x = \frac{3}{10} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{3}{5} m(\frac{1}{4} a^2 + h^2)$
Esfera		$I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} ma^2$

Nota. Extraído de (Beer et al., 2010, pág. 517)

Anexo L: Resultados de la simulación del actuador semirrotativo

Tabla L.1

Simulación del giro hacia la zona de almacenamiento

Solución exacta



Actuador giratorio
DRRD-40-180-FH-Y14A
574404

Consumo de aire	0.8 l
Tiempo total de posicionamiento	0.26 s
Velocidad de impacto	95.68 °/s
Energía cinemática del impacto	0.47 J

- ⚠ Cylinder 1 overloaded. Maximum residual energy at bearing cap exceeded. Reduced service life.
- ✖ Shock absorber 1 (cylinder 1) punch through. Maximum residual energy of the shock absorber exceeded.
- ⚠ Shock absorber 2 (cylinder 1) does not reach the end position!

Solución de alto rendimiento



Actuador giratorio
DRRD-35-180-FH-PA
1526825

Consumo de aire	(-35%) 0.52 l
Tiempo total de posicionamiento	0.38 s
Velocidad de impacto	102.43 °/s
Energía cinemática del impacto	0.54 J

- ⚠ Cylinder 1 overloaded by more than 50%. Maximum residual energy at bearing cap exceeded. Service life substantially reduced.

Solución de máximo rendimiento



Actuador giratorio
DRRD-50-180-FH-Y9A
574405

Consumo de aire	1.71 l
Tiempo total de posicionamiento	(192%) 0.76 s
Velocidad de impacto	15.14 °/s
Energía cinemática del impacto	0.01 J

- ⚠ Shock absorber 2 (cylinder 1) does not reach the end position!

Tabla L.2

Simulación del giro hacia el sistema de transporte

Solución exacta



Actuador giratorio
DRRD-40-180-FH-Y14A
574404

Consumo de aire	0.8 l
Tiempo total de posicionamiento	0.26 s
Velocidad de impacto	126.11 °/s
Energía cinemática del impacto	1.01 J

- ⚠ Cylinder 1 overloaded by more than 50%. Maximum residual energy at bearing cap exceeded. Service life substantially reduced.
- ✖ Shock absorber 1 (cylinder 1) punch through. Maximum residual energy of the shock absorber exceeded.
- ⚠ Shock absorber 2 (cylinder 1) does not reach the end position!

Solución de alto rendimiento



Actuador giratorio
DRRD-35-180-FH-PA
1526825

Consumo de aire	(-35%) 0.52 l
Tiempo total de posicionamiento	0.42 s
Velocidad de impacto	86.77 °/s
Energía cinemática del impacto	0.48 J

- ⚠ Cylinder 1 overloaded by more than 50%. Maximum residual energy at bearing cap exceeded. Service life substantially reduced.

Solución de máximo rendimiento



Actuador giratorio
DRRD-50-180-FH-Y9A
574405

Consumo de aire	1.71 l
Tiempo total de posicionamiento	(196%) 0.77 s
Velocidad de impacto	15.14 °/s
Energía cinemática del impacto	0.01 J

- ⚠ Shock absorber 2 (cylinder 1) does not reach the end position!

Anexo M: Hoja de datos de actuadores neumáticos giratorios DRRD-16 ... 63

Tabla M.1

Especificaciones técnicas generales

Tamaño	16	20	25	32	35	40	50	63	
Forma constructiva	Cremallera/piñón								
Modo de operación	Doble efecto								
Conexión neumática									
DRRD-...	M5			G1/8			G1/4	G3/8	
DRRD-...-PS1	M5						G1/8	–	
Tipo de fijación	Con taladro pasante								
	Con rosca interior								
Ángulo de giro									
DRRD-...	[°]	180 (→ página 25)							
DRRD-...-PS1	[°]	90 ±10°							–
Amortiguación con tope fijo									
DRRD-...-P	Anillos/placas amortiguadores elásticos en ambos lados						–		
DRRD-...-Y9	Amortiguador lineal, autorregulable en ambos lados								
DRRD-...-Y10 ¹⁾	–	Amortiguador lineal, autorregulable en ambos lados, duro		–	Amortiguador lineal, autorregulable en ambos lados, duro				
DRRD-...-Y12	Amortiguador lineal externo, autorregulable en ambos lados								
DRRD-...-Y14 ¹⁾	Amortiguador lineal, autorregulable en ambos lados, blando						–		
Precisión de repetición									
DRRD-...	[°]	< 0,05						±0,03	
DRRD-...-PS1									
Aproximación desde un lado	[°]	0,1						–	
Aproximación desde ambos lados	[°]	0,7						–	
Excentricidad axial ²⁾	[mm]	< 0,05							
Carga axial máx. (estática)	[N]	1500	2400	2400	3750	6100	6100	9000 11000	
Posición de montaje	Indistinta								

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 22)

Tabla M.2

Condiciones de funcionamiento y del entorno

Fluido de funcionamiento		Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]	
Nota sobre el fluido de funcionamiento/mando		Puede funcionar con aire comprimido lubricado (posteriormente siempre deberá funcionar con aire lubricado)	
Presión de funcionamiento			
DRRD-...			
DRRD-...-P	[MPa]	0,3 ... 0,8	
	[bar]	3 ... 8	
	[psi]	43,5 ... 118	
DRRD-...Y9/-Y10/-Y12/-Y14	[MPa]	0,2 ... 1	
	[bar]	2 ... 10	
	[psi]	29 ... 145	
DRRD-...-PS1			
DRRD-...-P	[MPa]	0,4 ... 0,8	
	[bar]	4 ... 8	
	[psi]	58 ... 116	
DRRD-...Y9/-Y12	[MPa]	0,2 ... 1	
	[bar]	2 ... 10	
	[psi]	29 ... 145	
Temperatura ambiente		[°C]	-10 ... +60
Temperatura de almacenamiento		[°C]	-20 ... +60
Grado de protección según EN 60529			
DRRD-...-SG		IP65	

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 23)

Tabla M.3

Fuerzas y momentos de giro

Tamaño	16	20	25	32	35	40	50	63
Momento de giro teórico con 0,6 MPa (6 bar, 87 psi) [Nm]	1,6	2,4	5,1	10,1	15,8	24,1	53	112
Momento de inercia de la masa máximo permitido								
Giro de posición final a posición final								
DRRD-...P [kgcm ²]	175	400	900	1500	2500	6700	–	–
DRRD-...Y9 [kgcm ²]	700	1250	1500	26000	15000	23000	40000	40000
DRRD-...Y10 [kgcm ²]	–	–	5500	–	45000	67000	200000	420000
DRRD-...Y12 [kgcm ²]	900	1500	5500	26000	45000	67000	200000	420000
DRRD-...Y14 [kgcm ²]	100	150	100	2000	2000	23000	–	–
Giro con posición intermedia								
DRRD-...P [kgcm ²]	150	300	400	500	–	–	–	–
DRRD-...Y9 [kgcm ²]	500	900	1500	8000	15000	23000	40000	–
DRRD-...Y12 [kgcm ²]	500	900	1500	8000	15000	23000	40000	–

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 24)

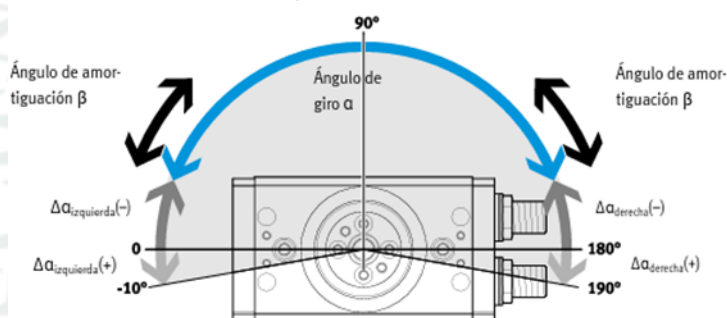
Tabla M.4

Ángulos de giro

Fundamentalmente es válido lo siguiente:

Ángulo de giro $\alpha \geq$ ángulo de amortiguación β

Ángulo de giro $\alpha = 180^\circ + \Delta\alpha_{\text{derecha}} + \Delta\alpha_{\text{izquierda}}$



Nota

La posición mostrada para el eje con brida se corresponde con la posición media (ángulo de giro de 90°)

Tamaño	16	20	25	32	35	40	50	63
Ángulo de giro α	[°]	180						
Ángulo de giro mín. $\alpha^{(1)}$								
DRRD-...P	[°]	36	45	33	33	36	23	–
DRRD-...Y9/Y10/Y14	[°]	43	72	79	82	85	56	61
DRRD-...Y12	[°]	20	24	38	34	34	34	30
DRRD-...E1	[°]	60	60	60	55	57	57	62
Ángulo de giro máx. $\alpha^{(2)}$								
DRRD-...	[°]	200						
DRRD-...Y12	[°]	192	194	190	190	193	193	186
Ajuste del ángulo de giro α en cada lado (ajuste continuo)								
DRRD-...P	[°]	–100 ... +10					–	–
DRRD-...Y9/Y10/Y14	[°]	≥ –100 ... +10						
DRRD-...Y12	[°]	–94 ... +6	–85 ... +7	–88 ... +5	–93 ... +5	–86 ... +6,5	–86 ... +3	–91 ... +5
Ángulo de amortiguación β								
DRRD-...P	[°]	36	45	33	33	36	23	–
DRRD-...Y9/Y10/Y14	[°]	43	72	79	82	85	56	61
DRRD-...Y12	[°]	10	12	19	17	17	17	15

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 25)

Anexo N: Propiedades del conjunto de ventosas de extracción ESG-80-SS-HD-G

Tabla N.1

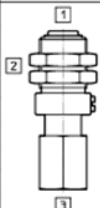
Especificaciones técnicas generales de ventosas ESS-80-SS

Forma de la ventosa		Diámetro de la ventosa [mm]		
		60	80	100
S – redonda, plana: material FPM, NBR, VMQ (silicona), PUR				
	Conexión para soporte para ventosa con rosca de fijación	M10	M10	M10
	Anchura nominal [mm]	6	6	6
	Fuerza de sujeción con presión nominal de funcionamiento de -0,7 bar [N]	166,1	309,7	503,6
	Volumen de la ventosa [cm ³]	3,953	19,312	29,779
	Radio mínimo de pieza [mm]	350	400	460
	Peso [g]	49	133	222

Nota. Adaptado de (Festo, 2024, pág. 24)

Tabla N.2

Especificaciones técnicas generales de soporte para ventosa ESH-HD-5-G

Conexión de vacío [1]		G1/8
HD – conexión de vacío lateral, fijación con contratuercas, con compensación de altura		
	Rosca de fijación [2]	M22x1
	Fijación de la ventosa [3]	M10
	Anchura nominal [mm]	8,5
	Volumen [cm ³]	2,072
	Compensador de altura [mm]	10
	Fuerza del muelle (longitud normal/mín.) [N]	8/18
	Temperatura ambiente [°C]	-10 ... +60
	Peso [g]	195
	Soporte de materiales	Acero templado, acero de alta aleación
	Nota sobre los materiales	En conformidad con la Directiva 2002/95/CE (RoHS)

Nota. Adaptado de (Festo, 2024, pág. 27)

Tabla N.3

Especificaciones técnicas generales de racores QS-G1/8-8

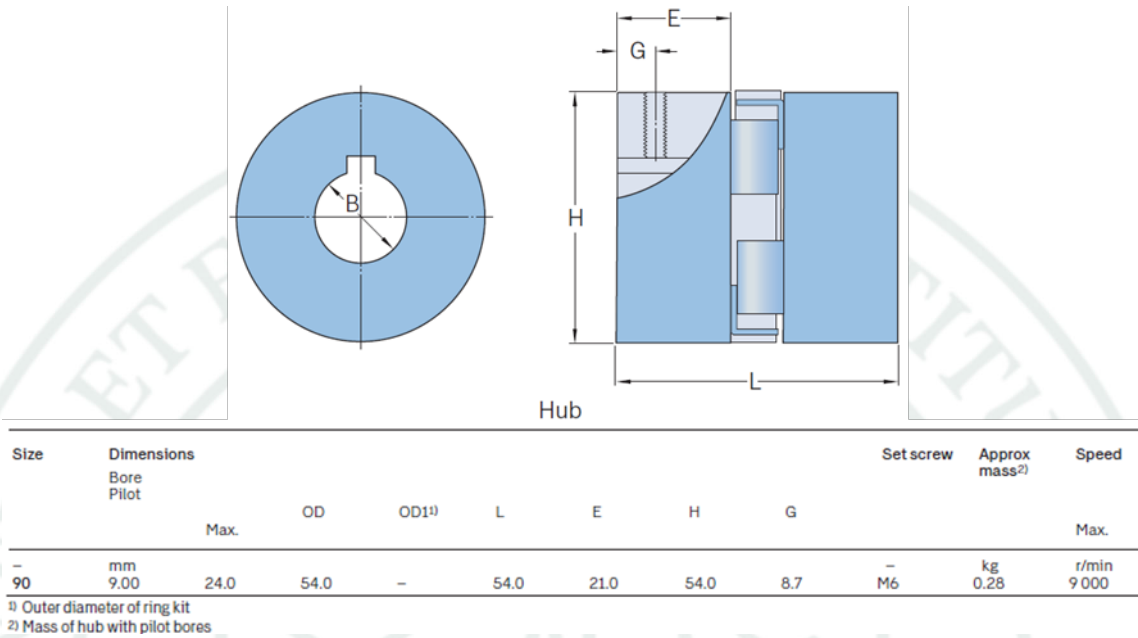
Característica	Valor
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	6 mm
Tipo de junta en el pivote atornillado	Anillo de junta
Posición de montaje	Cualquiera
Forma constructiva	forma recta
Tamaño del depósito	10
Forma constructiva	Principio Push-pull
Peso del producto	13 g
Tipo de fijación	Hexágono exterior SW14
Conexión neumática 1	Rosca exterior G1/8
Conexión neumática 2	Para tubo flexible con diámetro exterior 8 mm

Nota. Adaptado de (Festo, 2025)

Anexo O: Propiedades técnicas de las partes del acoplamiento PHE L090

Tabla O.1

Especificaciones técnicas del acoplamiento PHE L090



Nota. Adaptado de (SKF Group, 2025, pág. 142)

Tabla O.2

Especificaciones del cubo metálico PHE L090-18MM



Dimensions		Properties	
Bore diameter max	24 mm	Category	Jaw couplings
Diameter	54 mm	Component	HUB
Hub length	21 mm	Material	Cast Iron
Logistics		Size	L090
Product net weight	0.28 kg		
eClass code	23-03-10-90		
UNSPSC code	31171537		

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Tabla O.3

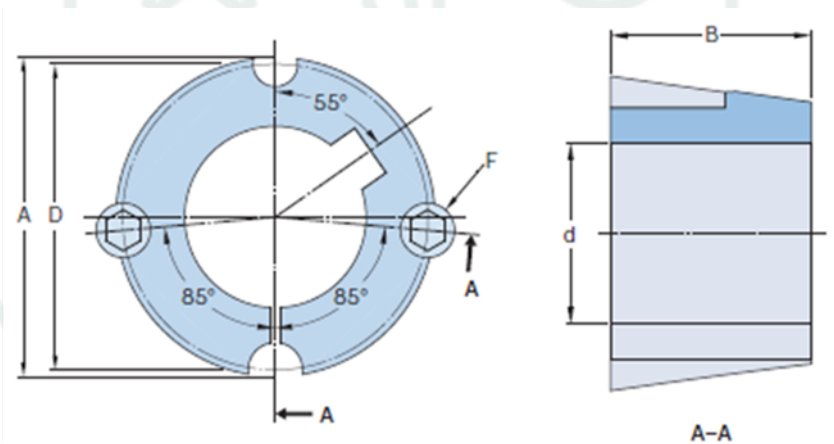
Especificaciones técnicas del inserto elastomérico de hytrel PHE L090HL



Properties		Logistics	
Category	Jaw couplings	Product net weight	0.02 kg
Component	ELEMENT	eClass code	23-03-10-90
Material	Hytrel	UNSPSC code	31171537
Size	L090		

Nota. Adaptado de (SKF Group, 2025)

Anexo P: Propiedades técnicas de casquillos cónicos SKF



Bushing number	Bore			Nom. torque	Dimensions				Setscrews		Screw torque	Mass	Designation	
	d Min.		Max.		A	B	D	E	F ²⁾					
–	mm	in.	mm	in.	Nm	mm				Qty	BSW ¹⁾	Nm	kg	–
1008	9	3/8	25	1	135	35.2	22.2	33.7	–	2	1/4" x 1/2"	5.6	0.05	PHF TB1008X...
2012	14	1/2	50	2	810	69.9	31.8	66.7	–	2	7/16" x 7/8"	30	0.65	PHF TB2012X...
2517 ²⁾	16	1/2	60	2 1/2	1275	85.7	44.5	82.6	–	2	1/2" x 1"	50	1.47	PHF TB2517X...

Note: Bushings cannot be bored out larger than listed.
Bushings are supplied with screws: 1008 - 3030 (2 screws); 3525 - 6050 (3 screws); 7060 - 10085 (4 screws); and 120100 (6 screws).

²⁾ Bushings are also available with coarse thread (UNC) according to ASME/ANSI standard. To complete designation, add U before bushing number and bore size at the end of designation, e.g. PHF TBU3525X70MM.

Nota. Adaptado de (SKF Group, 2025, pág. 150)

Anexo Q: Tuercas de fijación SKF

Tabla Q.1

Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 4



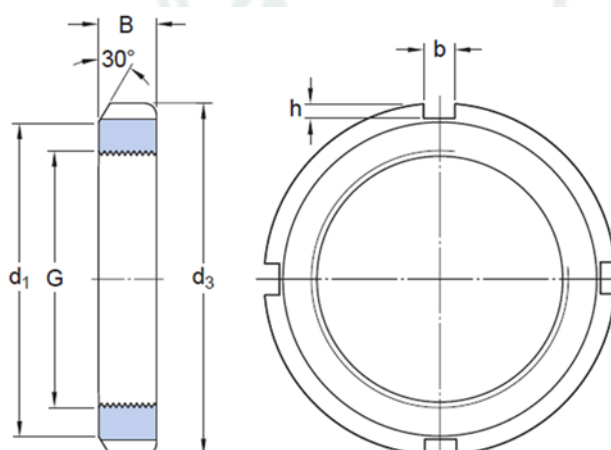
KM 4

Tuerca de fijación con rosca métrica, para fijación con arandela

Las tuercas de fijación KM y KML se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen roscas métricas y cuatro ranuras equidistantes alrededor de su circunferencia para permitir el uso de una llave inglesa. Deben fijarse con una arandela de fijación para evitar que se aflojen involuntariamente. Las tuercas de fijación KM y KML pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- fácil de instalar y desmontar
- reutilizable con una arandela de fijación nueva
- disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M20x1	Rosca
d ₃	32 mm	Diámetro exterior
B	6 mm	Ancho
d ₁	26 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	4 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	2 mm	Profundidad de la ranura de fijación

Datos del cálculo

Capacidad de carga estática axial	24 kN
-----------------------------------	-------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Tabla Q.2
Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 8

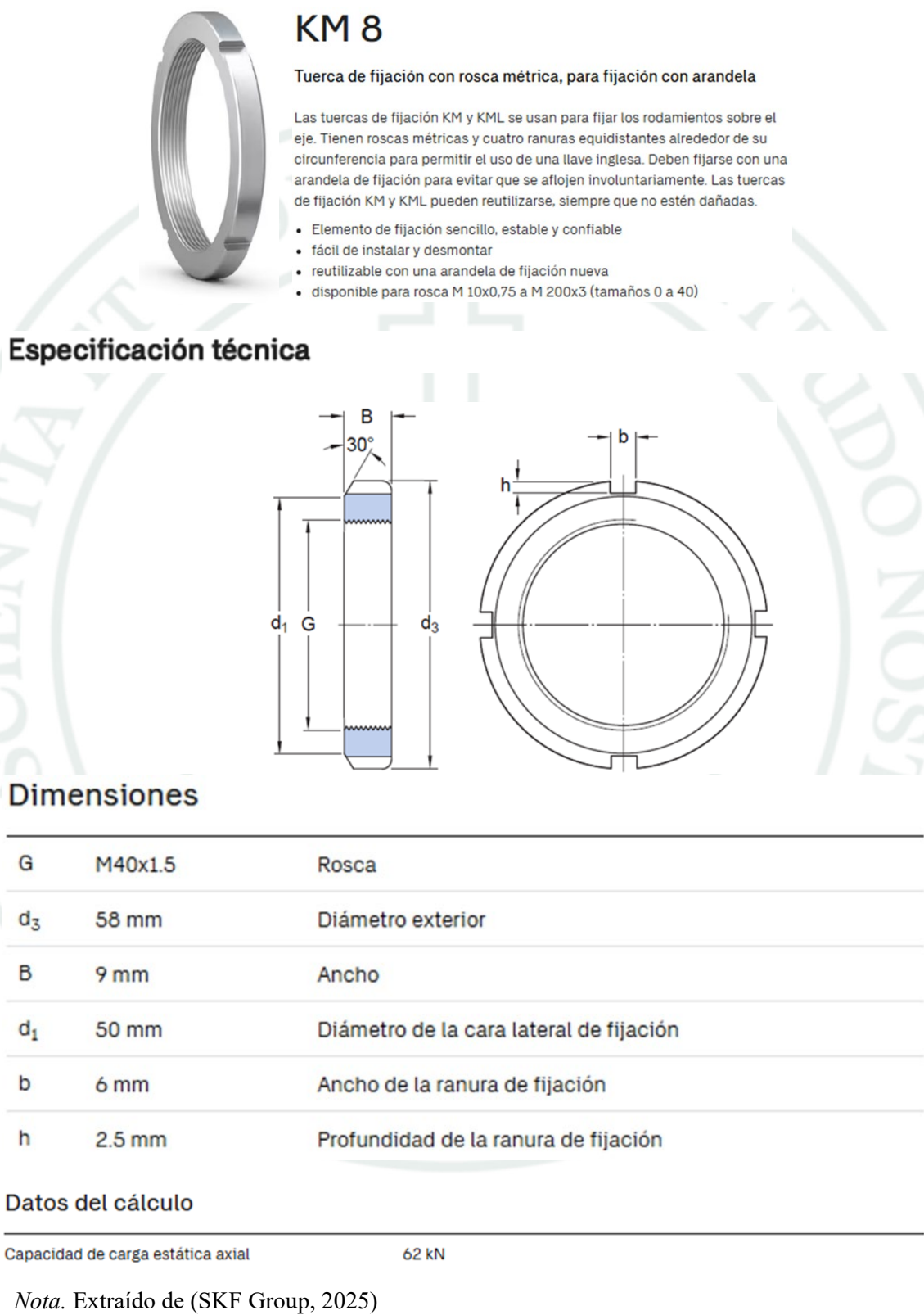


Tabla Q.3

Dimensiones de la tuerca de fijación SKF KM 10



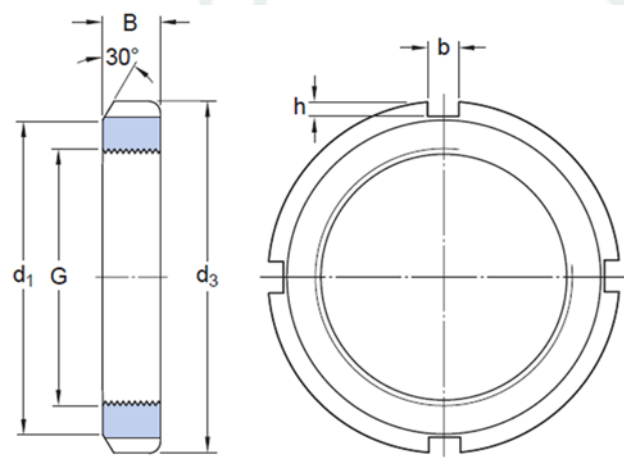
KM 10

Tuerca de fijación con rosca métrica, para fijación con arandela

Las tuercas de fijación KM y KML se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen roscas métricas y cuatro ranuras equidistantes alrededor de su circunferencia para permitir el uso de una llave inglesa. Deben fijarse con una arandela de fijación para evitar que se aflojen involuntariamente. Las tuercas de fijación KM y KML pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- fácil de instalar y desmontar
- reutilizable con una arandela de fijación nueva
- disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M50x1.5	Rosca
d ₃	70 mm	Diámetro exterior
B	11 mm	Ancho
d ₁	61 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	6 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	2.5 mm	Profundidad de la ranura de fijación

Datos del cálculo

Capacidad de carga estática axial	91.5 kN
-----------------------------------	---------

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Anexo R: Arandelas de fijación SKF

Tabla R.1

Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 4



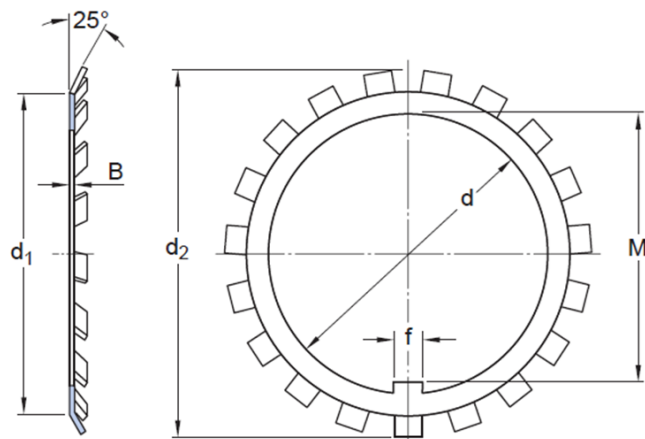
MB 4

Arandela de fijación para tuercas de fijación métricas

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



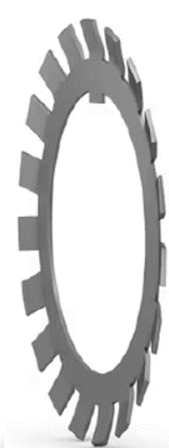
Dimensiones

d	20 mm	Diámetro del agujero
d ₁	26 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	36 mm	Diámetro exterior
B	1 mm	Espesor del material
f	4 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	18.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Tabla R.2

Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 8



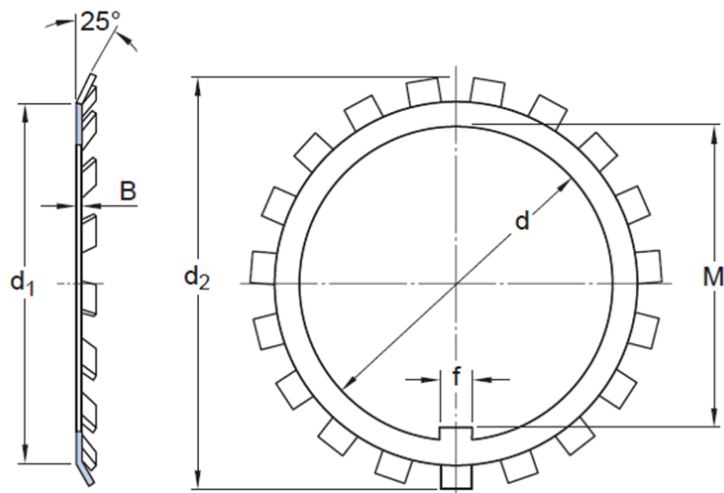
MB 8

Arandela de fijación para tuercas de fijación métricas

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



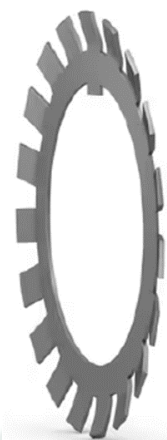
Dimensiones

d	40 mm	Diámetro del agujero
d ₁	50 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	62 mm	Diámetro exterior
B	1.25 mm	Espesor del material
f	6 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	37.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Tabla R.3

Dimensiones de la arandela de fijación SKF MB 10



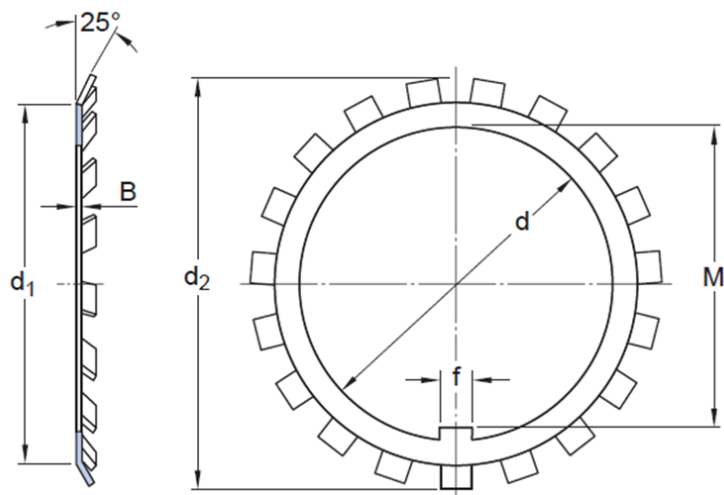
MB 10

Arandela de fijación para tuercas de fijación métricas

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



Dimensiones

d	50 mm	Diámetro del agujero
d ₁	61 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	74 mm	Diámetro exterior
B	1.25 mm	Espesor del material
f	6 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	47.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025)

Anexo S: Factores de servicio para transmisiones por cadenas

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Nota. Extraído de (Mott, 2006, pág. 290)

Anexo T: Dimensiones de cadenas de rodillos

Dacrotised and plated chains

Chain number	Dimensions						Inner plate height	Plate thickness		Ultimate tensile strength	Weight per meter	Designation
	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length			t max	T max			
	P	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	L max	L _c max	h ₂ max	t max	T max	Q min	q	
-	mm									kN	kg/m	-
25-1 ¹	6,350	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	6,00	0,80	0,80	3,5	0,15	PHC 25-1...
35-1 ¹	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	9,00	1,30	1,30	7,9	0,33	PHC 35-1...
41-1	12,700	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	9,91	1,30	1,30	6,7	0,41	PHC 41-1...
40-1	12,700	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	12,00	1,50	1,50	14,1	0,62	PHC 40-1...
50-1	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	15,09	2,03	2,03	22,2	1,02	PHC 50-1...
60-1	19,050	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	18,00	2,42	2,42	31,8	1,50	PHC 60-1...
80-1	25,400	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	24,00	3,25	3,25	56,7	2,60	PHC 80-1...
100-1	31,750	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	30,00	4,00	4,00	88,5	3,91	PHC 100-1...
120-1	38,100	22,23	22,22	11,10	50,30	54,30	35,70	4,80	4,80	127,0	5,62	PHC 120-1...
140-1	44,450	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	41,00	5,60	5,60	172,4	7,50	PHC 140-1...
160-1	50,800	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	47,80	6,40	6,40	226,8	10,10	PHC 160-1...

Nota. Extraído de (SKF Group, 2024, pág. 43)

Anexo U: Dimensiones de cadenas de rodillos con acoplamientos

Tabla U.1

Dimensiones de cadena con acoplamiento tipo A-1 y K-1

The image displays two technical drawings of chain types, A-1 and K-1, and a corresponding dimension table.

Chain A-1: The side view shows a chain with two links. Dimensions include G (link width), d_4 (pin diameter), T (pin thickness), $F/2$ (half of the link length), $W/2$ (half of the chain width), and P (pitch). The cross-section view shows the pin diameter d_4 and the link thickness h_4 .

Chain K-1: The side view shows a chain with two links. Dimensions include G (link width), d_4 (pin diameter), T (pin thickness), F (link length), W (chain width), and P (pitch). The cross-section view shows the pin diameter d_4 and the link thickness h_4 .

A-1

K-1

ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions							Designation
		P	G	F	W	T	h_4	d_4	
mm									
50-1	10A-1	15.88	12.7	31.75	46.2	2.03	10.30	5.5	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19.05	15.9	38.10	55.6	2.42	11.90	5.5	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25.40	19.1	50.80	64.8	3.25	15.90	6.8	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31.75	25.4	63.50	87.3	4.00	19.80	9.2	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38.10	28.6	76.20	108.5	4.80	23.00	9.8	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44.45	34.9	88.90	123.0	5.60	28.60	11.4	PHC 140-1...

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025, pág. 76)

Tabla U.2

Dimensiones de cadena con acoplamiento tipo SA-1/M1 y SK-1/M1

SA-1/M1

SK-1/M1

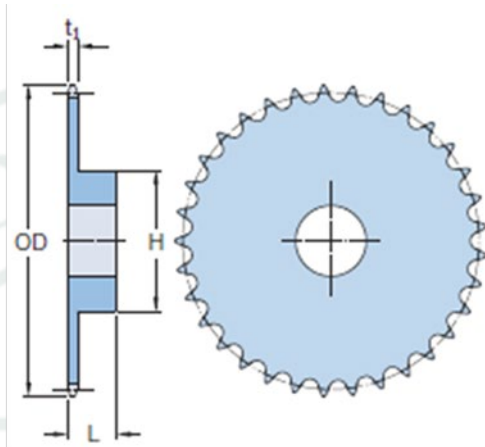
ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions						Designation
		P	G	C	F	T	d ₄	
mm								
50-1	10A-1	15.88	12.7	15.90	25.25	2.03	5.5	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19.05	15.9	18.30	29.33	2.42	5.5	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25.40	19.1	24.60	34.70	3.25	6.8	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31.75	25.4	31.80	43.30	4.00	9.2	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38.10	28.6	36.50	51.60	4.80	9.8	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44.45	34.9	44.50	62.00	5.60	11.4	PHC 140-1...

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025, pág. 77)

Anexo V: Propiedades técnicas de sprockets SKF

Tabla V.1

Sprockets ANSI simplex con agujero guía

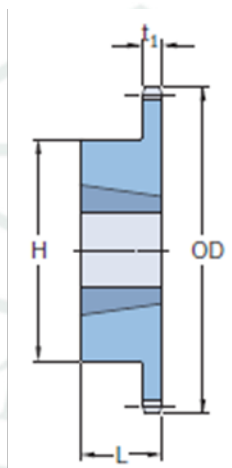


Pitch		Number of teeth	Outside diameter OD	Type	Dimensions		Hub H	L	Plate thickness t ₁	Mass	Designation
mm	in.				Bore stock Min.	Max.					
31.75	1 1/4	13	147.83	A	31.75	25.40	98.43	41.28	17.580	1.59	PHS 100-1A13
			147.83	B	-	60.33			17.580	2.99	PHS 100-1BH13

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025, pág. 242)

Tabla V.2

Sprockets ANSI simplex con cubo cónico para casquillo cónico



Pitch		Number of teeth	Diameters		Type	Bushing number	Dimensions		L	H	Plate thickness t ₁	Mass		Designation
mm	in.		Outside OD	Pitch PD			Bore Min.	Max.				Rim	Bushing	
25.40	1	17	151.13	138.18	B	2012	19.05	50.80	31.75	90.49	14.600	1.4	0.8	PHS 80-1TBH17
		40	338.07	323.85	B	2517	19.05	63.50	44.45	107.95	14.600	9.5	1.6	PHS 80-1TB40

Nota. Extraído de (SKF Group, 2025, pág. 254)

Anexo W: Tensores Rosta

Tabla W.1

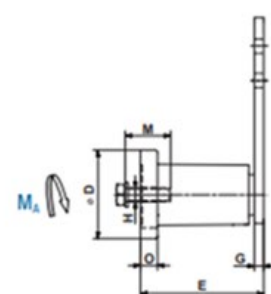
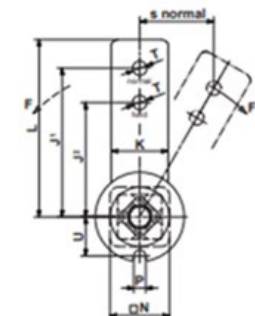
Descripción de tipos de tensores

	Illustration	Type	Description	Page
Standard tensioner devices		SE	Standard component. Housing and inner part made out of steel. Rubber quality Rubmix 10. Steel parts ROSTA blue painted. Working temperature: - 40 ° to + 80 °C.	5.3
		SE-G	Oil resistant. Housing and inner part made out of steel. Rubber quality Rubmix 20. Steel parts galvanized. Marked with yellow dot or printing R20. Working temperature: - 30 ° to + 90 °C.	
		SE-W	Heat resistant. Housing and inner part made out of steel. Rubber quality Rubmix 40. Steel parts ROSTA blue painted. Marked with red dot or printing R40. Tension force 40% less than SE. Working temperature: - 35 ° to + 120 °C.	

Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.2)

Tabla W.2

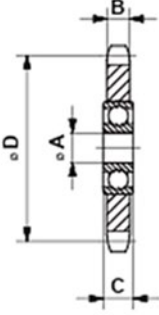
Dimensiones de tensores SE/SE-G/SE-W y SE-R

SE / SE-G / SE-W / SE-R																
																
Part no.	Type	D	E	G	H	J ¹	J ²	K	L	M	N	O	P	T	U	Weight [kg]
06 011 005	SE 38	95	140 ⁺² _{-0.5}	10	M16	175	140	60	205	40	66	15	12.5	20.5	42.0	3.3
06 013 205	SE 38-G	95	140 ⁺² _{-0.5}	10	M16	175	140	60	205	40	66	15	12.5	20.5	42.0	3.3
06 015 005	SE 38-W	95	140 ⁺² _{-0.5}	10	M16	175	140	60	205	40	66	15	12.5	20.5	42.0	3.3
06 011 006	SE 45	115	200 ⁺² ₋₁	12	M20	225	180	70	260	50	80	18	12.5	20.5	52.0	6.4
06 013 206	SE 45-G	115	200 ⁺² ₋₁	12	M20	225	180	70	260	50	80	18	12.5	20.5	52.0	6.5
06 015 006	SE 45-W	115	200 ⁺² ₋₁	12	M20	225	180	70	260	50	80	18	12.5	20.5	52.0	6.4

Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.3)

Tabla W.3

Sprockets de tensores Rosta

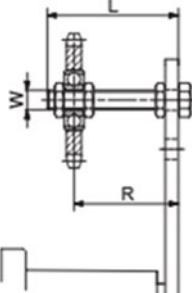
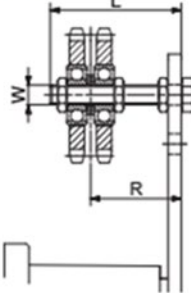
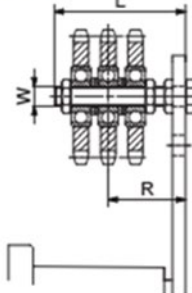
Sprocket wheel N									
									
Part no.	Type	Roller chain		Number of teeth	A	B	C	D	Weight [kg]
06 500 008	N1"-20	80	ISO 16 B	13	20	16.1	15	106.14	0.88
06 500 009	N1¼"-20	100	ISO 20 B	13	20	18.5	15	132.67	1.60

Allows accurate positioning of relevant chain track.
Ball-bearings 2Z/C3, permanently lubricated.
Working temperature: -40 ° to +100 °C.
If no other units are specified, the numbers given are in mm.

Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.9)

Tabla W.4

Dimensiones y características de los conectores de sprockets de tensores

Sprocket wheel set N										
		Simplex «S» 			Duplex «D» 			Triplex «T» 		
Part no.	Type	Roller chain		Number of teeth	W	L	Torque hex nut 0.5 d [Nm]	suitable for size SE	Adjusting range R with SE	Weight [kg]
06 510 006	N1"-20 S	80	ISO 16 B-1	13	M20	100	165	38	40-80	1.25
06 510 007	N1¼"-20 S	100	ISO 20 B-1	13	M20	100	165	45/50	40-80/48-80	2.00

Nota. Extraído de (Rosta, 2021, pág. 5.8)

Anexo X: Capacidades en HP de cadenas simples de rodillos ANSI

Tabla X.1

Capacidad en HP de una cadena simple de rodillos ANSI 100

No. of Teeth	Speed, min ⁻¹ , Small Sprocket				
	200	300	400	500	600
11	15.00	22.14	29.18	36.15	43.06
12	16.36	24.15	31.83	39.44	46.98
13	17.73	26.16	34.48	42.72	50.89
14	19.09	28.18	37.14	46.01	54.81
15	20.45	30.19	39.79	49.30	58.72

Nota. Extraído de (The American Chain Association, 2001, pág. 152)

Tabla X.2

Capacidad en HP de una cadena simple de rodillos ANSI 80

No. of Teeth	Speed, min ⁻¹ , Small Sprocket				
	800	900	1000	1200	1400
17	45.80	44.13	37.68	28.66	22.75
18	48.49	48.08	41.05	31.23	24.78
19	51.19	52.15	44.52	33.87	26.88
20	53.88	56.32	48.08	36.58	29.03
21	56.58	60.59	51.73	39.36	31.23
22	59.27	64.97	55.47	42.20	33.49
23	61.97	69.38	59.30	45.11	35.80
24	64.66	72.40	63.21	48.08	38.16
25	67.35	75.42	67.20	51.12	40.57

Nota. Extraído de (The American Chain Association, 2001, pág. 150)

Anexo Y: Motor WEG WW22 High Efficiency 40 HP 6P 364/5T 3F 230/460 V 60 Hz
IC411 - TEFC - Con pies

HOJA DE DATOS							
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula							
Cliente		: Gian Paul Guzmán Abril					
Línea del producto		: W22 High Efficiency Trifásico		Código del producto :		12190247	
Carcasa		: 364/5T		Tiempo de rotor bloqueado		: 28s (frío) 16s (caliente)	
Potencia		: 40 HP (30 kW)		Elevación de temperatura		: 80 K	
Frecuencia		: 60 Hz		Régimen de servicio		: Cont.(S1)	
Tensión nominal		: 230/460 V		Temperatura ambiente		: -20°C hasta +40°C	
Polos		: 6		Altitud		: 1000 m	
Corriente nominal		: 94.2/47.1 A		Grado de protección		: IP55	
		: 6.2x(Cód. G)		Método de refrigeración		: IC411 - TEFC	
Rotación nominal		: 1180 rpm		Forma constructiva		: F-1	
Torque nominal		: 24.6 kgfm		Sentido de giro ¹		: Ambos	
Clase de aislamiento		: F		Nivel de ruido ²		: 66.0 dB(A)	
Factor de servicio		: 1.25		Método de Arranque		: Partida directa	
Momento de inercia (J)		: 0.9884 kgm ²		Masa aproximada ³		: 357 kg	
Categoría		: B					
Potencia	50%	75%	100%	Fuerzas en la fundación			
Rendimiento (%)	93.0	93.0	93.0	Tracción máxima : 553 kgf			
Cos Φ	0.74	0.83	0.86	Compresión máxima : 910 kgf			
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal							
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)	
7.3	6.2	5.6	3.3	2.3	1.4	1.0	
Tipo de cojinete		Delantero		Trasero			
Sello		6314 C3		6314 C3			
Intervalo de lubricación		WSeal		WSeal			
Cantidad de lubricante		17000 h		17000 h			
Tipo de lubricante		27 g		27 g			
		Mobil Polyrex EM					
Notas USABLE @208V 104A SF 1.00 SFA 104A							
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma NEMA MG-1.			
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha	
Ejecutor							
Verificador						Pagina	Revisión
Fecha	28/12/2025					1 / 5	

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
 Sujeto a cambios sin previo aviso

CURVA DE PAR Y CORRIENTE X ROTACIÓN

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

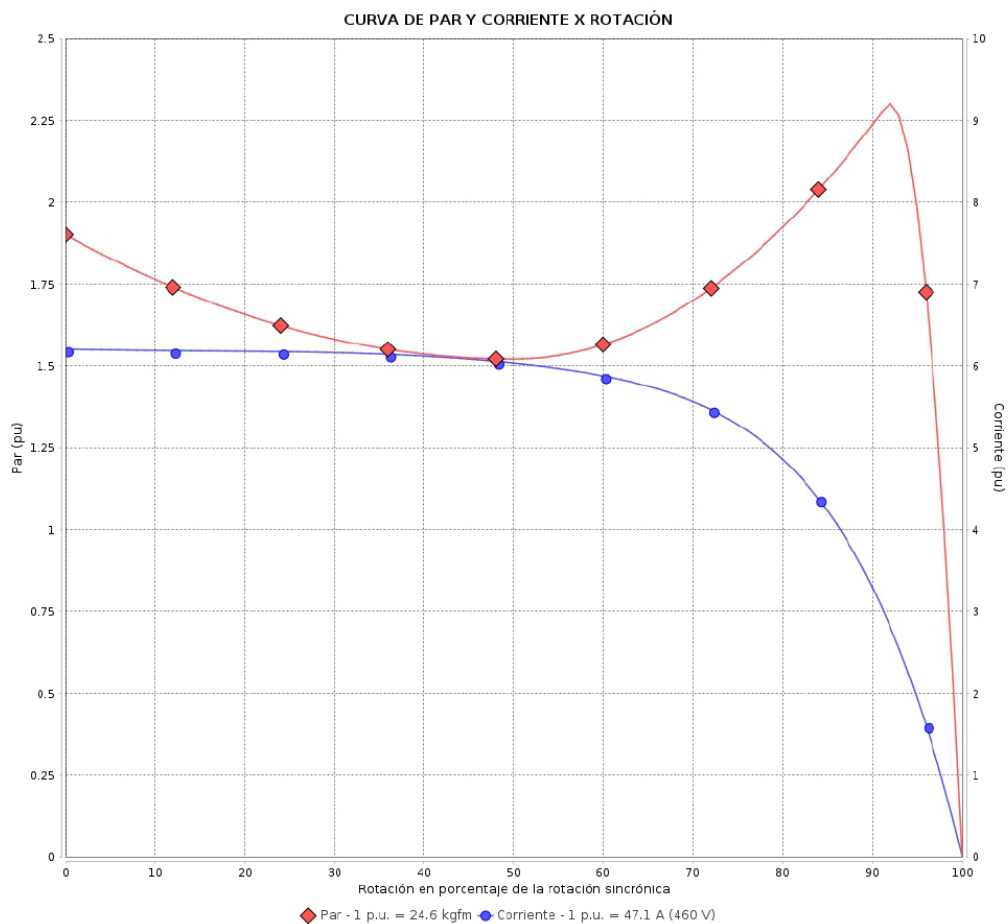


Cliente : Gian Paul Guzmán Abril

Línea del producto : W22 High Efficiency Trifásico

Código del producto :

12190247



Desempeño : 230/460 V 60 Hz 6P

Corriente nominal : 94.2/47.1 A
 Ip/In : 6.2
 Torque nominal : 24.6 kgfm
 Torque de arranque : 190 %
 Torque máximo : 229 %
 Rotación nominal : 1180 rpm

Momento de inercia (J) : 0.9884 kgm²
 Régimen de servicio : Cont.(S1)
 Clase de aislamiento : F
 Factor de servicio : 1.25
 Régimen de servicio : Cont.(S1)

Tiempo de rotor bloqueado : 28s (frío) 16s (caliente)

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador				
Fecha	28/12/2025		Pagina 2 / 5	Revisión

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
 Sujeto a cambios sin previo aviso

CURVA DE DESEMPEÑO EN CARGA

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

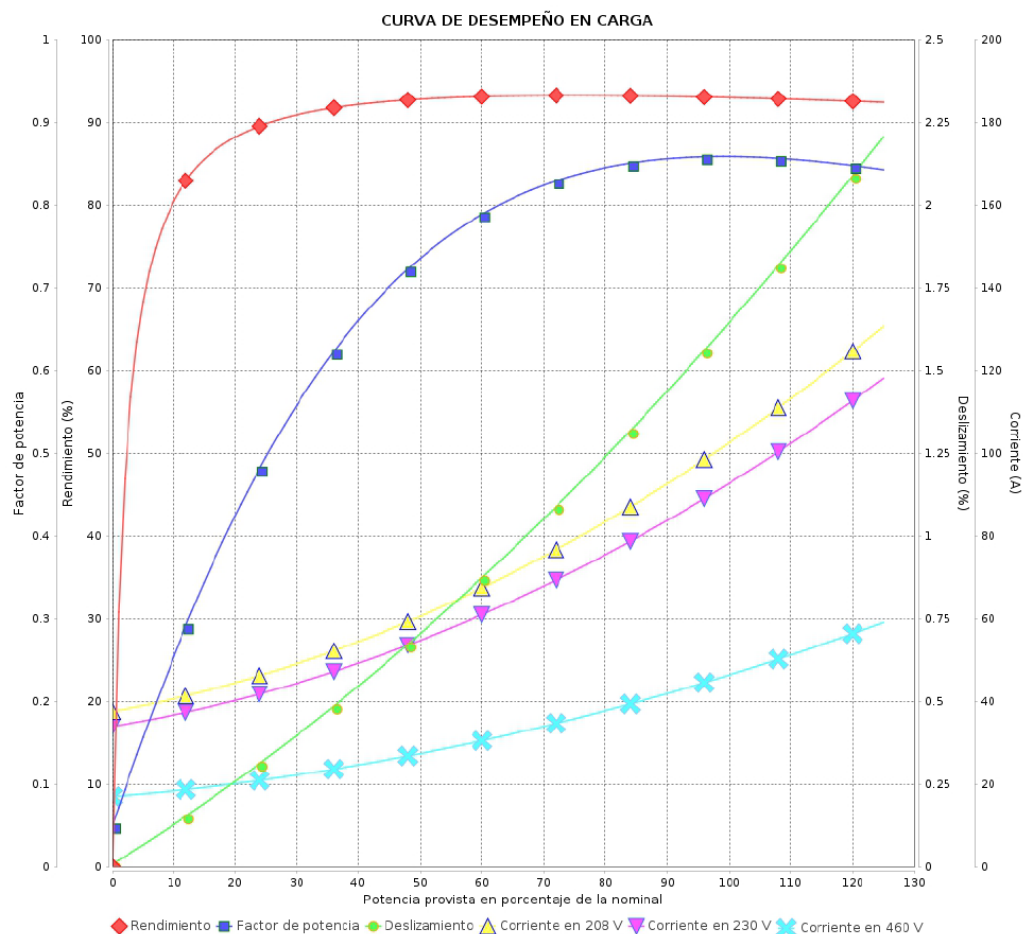


Cliente : Gian Paul Guzmán Abril

Línea del producto : W22 High Efficiency Trifásico

Código del producto :

12190247



Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor			Pagina 3 / 5	Revisión
Verificador				
Fecha				

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

CURVA DE LÍMITE TÉRMICO

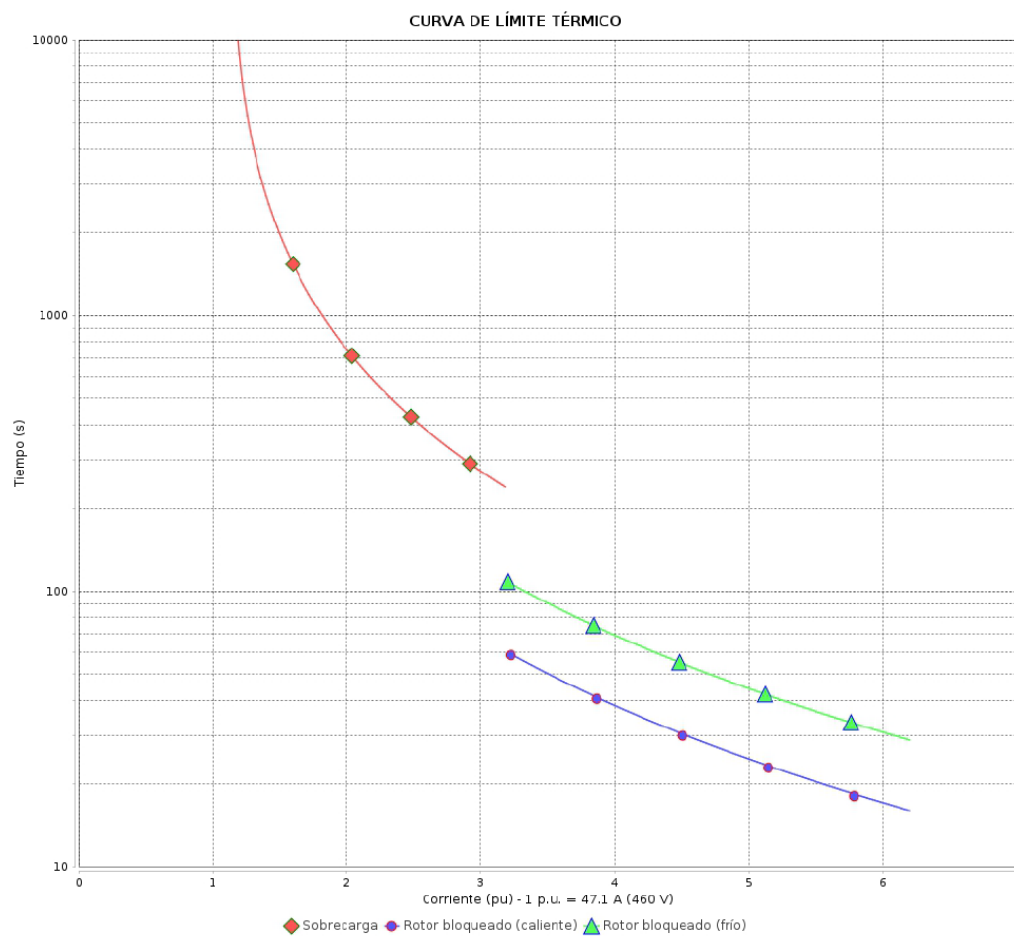
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula



Cliente : Gian Paul Guzmán Abril

Línea del producto : W22 High Efficiency Trifásico

Código del producto : 12190247



Constante de calentamiento

Constante de enfriamiento

Rev.	Resumen de los cambios		Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor					Revisión
Verificador					
Fecha	28/12/2025				

Página
4 / 5

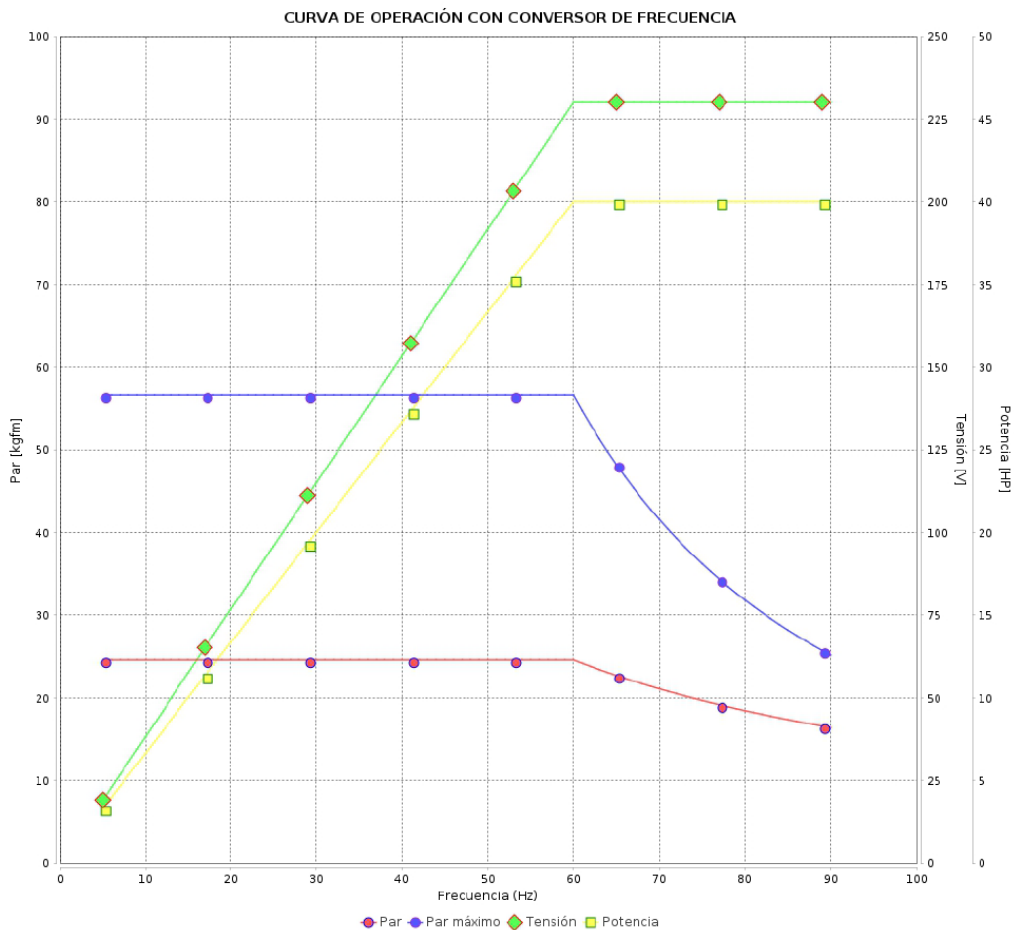
Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

CURVA DE OPERACIÓN CON CONVERTOR DE FRECUENCIA



Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

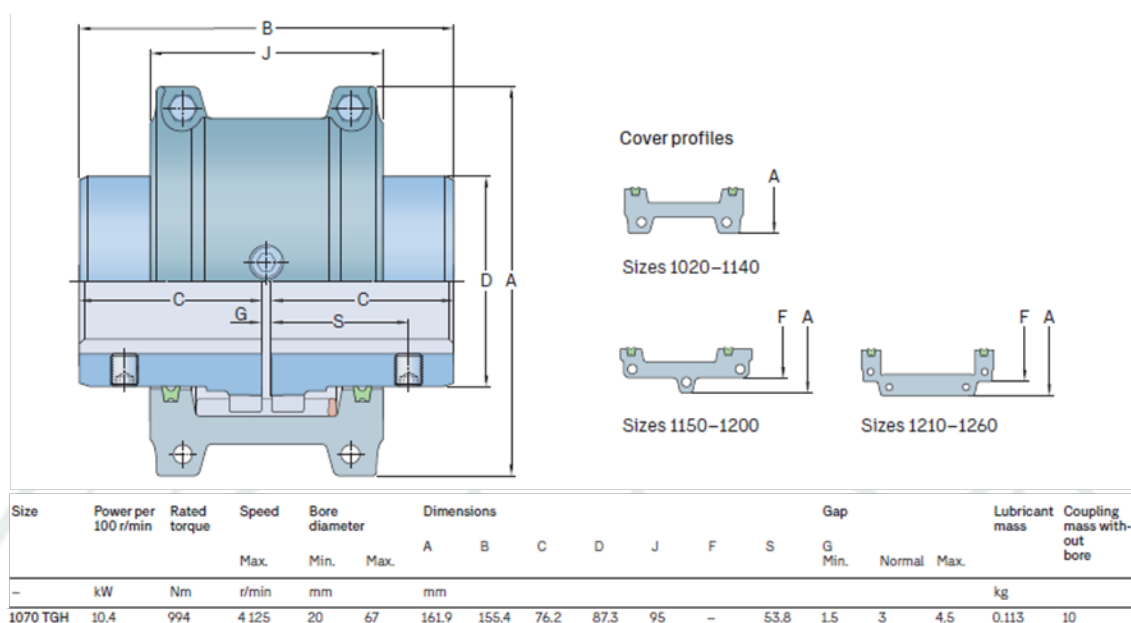
Cliente	: Gian Paul Guzmán Abril	Código del producto :	12190247
Línea del producto	: W22 High Efficiency Trifásico		



Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador			Pagina	Revisión
Fecha	28/12/2025		5 / 5	

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

Anexo Z: Propiedades técnicas del acoplamiento 1070 TGH



Nota. Adaptado de (SKF Group, 2025, pág. 105)

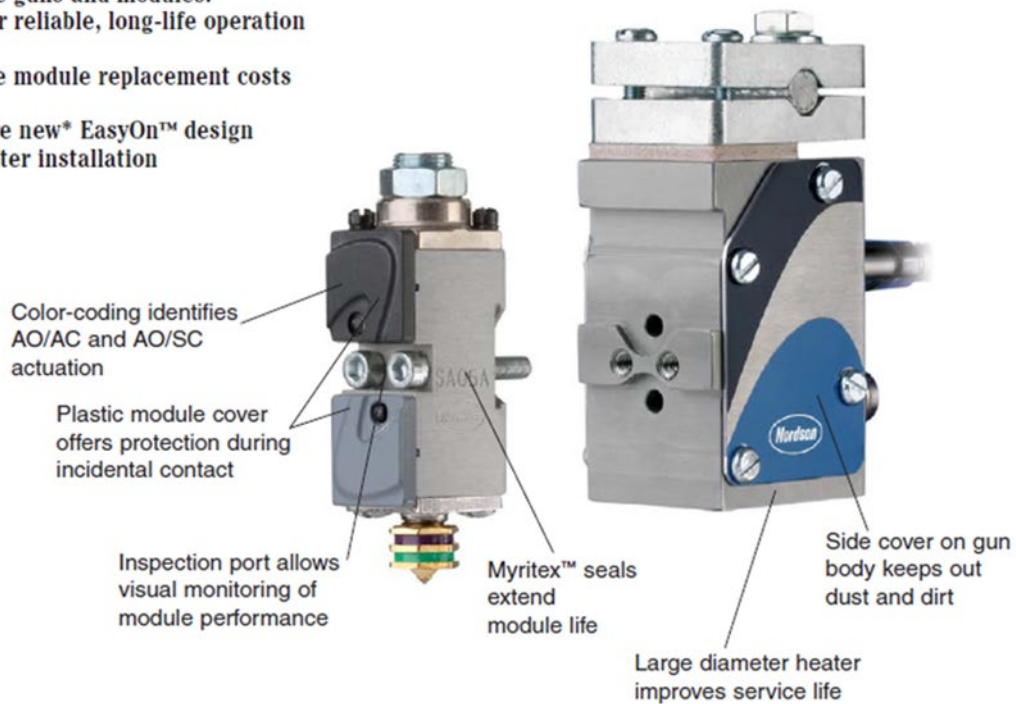
SolidBlue™ Hot Melt Dispensing Guns



SolidBlue guns and modules provide up to twice the industry-leading service life and reduce module replacement costs.

SolidBlue guns and modules:

- Deliver reliable, long-life operation
- Reduce module replacement costs
- Feature new* EasyOn™ design for faster installation



SolidBlue guns and modules are available in two designs. SolidBlue S guns feature air-open/spring-closed (AO/SC) and SolidBlue A guns feature air-open/air-closed (AO/AC) actuation. Both guns provide up to twice the service life of the industry standard Nordson H-200 series guns.

Gun modules are fully rebuildable and key gun body components are easily accessible for easier, faster maintenance. All single and multi-module guns are built from the same gun body platform for greater application flexibility and system compatibility. The new Best Choice™ configurator allows you to quickly and easily determine the right gun body for your application, minimizing the need for specially engineered guns and reducing delivery time.

Unique EasyOn module mounting provides:

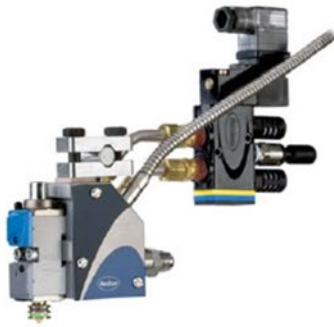
- Guided, one-way fit (mated module and gun body surfaces)
- Easier, safer installation (especially on gun bodies located deep within machines)
- Backward compatibility (modules fit existing Nordson gun bodies)
- Simpler design



The EasyOn mark is your assurance of genuine Nordson quality.

* Patent applied for

SolidBlue™ Hot Melt Dispensing Guns



SolidBlue A guns are shipped with Nordson Saturn® solenoid valves to optimize gun performance.

Specifications

Operating Temperature	450° F (230° C) maximum
Operating Air Pressure ¹	45 to 80 psi (3.1 to 5.5 bar)
Working Hydraulic Pressure	1500 psi (103 bar) maximum
Operating Speed	Exceeds 3500 cycles per minute
Precision Nozzles ²	Single, multi-orifice, right-angle (controlled engagements)
Saturn® Solenoid Valves ³	Nordson 24 VDC Saturn high-temperature solenoids recommended
Electrical Service	240 VAC, 50/60 Hz 200 VAC, 50/60 Hz optional

Notes:

¹ Recommended range. Dry, regulated, unlubricated air required for consistent gun operation.

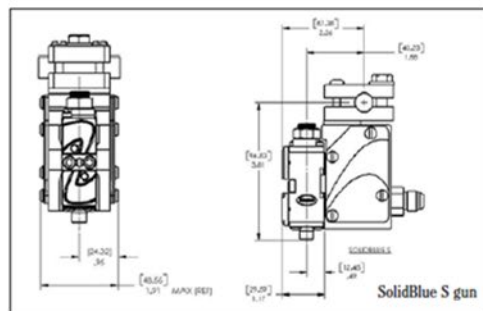
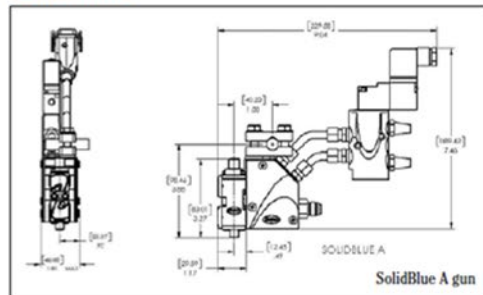
² Optional nozzle/orifice diameters and centerline spacings are available.

³ Nordson specifies 24 VDC Saturn high-temperature valves for pattern accuracy and extended service life.



Color-coded plastic module covers provide easy identification of AO/AC (blue) or AO/SC (black) characteristics; gray color indicates ball/seat design.

Dimensions



For more information, talk with your Nordson representative or contact your Nordson regional office.

United States	Canada	Europe	Japan	Asia/Australia/ Latin America
Duluth, Georgia	Markham, Ontario	Lüneburg, Germany	Tokyo, Japan	Amherst, Ohio
Telephone: (800) 683-2314	Telephone: (800) 463-3200	Telephone: (49) 4131-894-0	Telephone: (81) 3-5762-2700	Telephone: (440) 985-4797
Toll-free Facsimile: (866) 667-3329	Facsimile: (905) 475-8821	Facsimile: (49) 4131-894-149	Facsimile: (81) 3-5762-2701	Facsimile: (440) 985-1096

www.nordson.com



When you expect more.®

© 2005 Nordson Corporation
All Rights Reserved.
Nordson reserves the right
to make design changes between printings.

Nordson Corporation • 11475 Lakefield Drive • Duluth, Georgia 30097-1511

PRL-04-3330
Issued 1/05
Printed in U.S.A.

Nota. Extraído de (Nordson Corporation, 2009)

Anexo BB: Mangueras PureFlow

PureFlow™ Hoses

Improve Adhesive Performance

Innovative technology drastically reduces adhesive degradation and associated downtime.

PureFlow hoses reduce the effects of adhesive and fluid degradation, such as charring, curing, discoloration and odor. Typical hot melt hoses experience shortened service life due to gradual material buildup on the inside throughout use. In many situations, PureFlow hoses can double the average useful life of a hose by keeping fluid pure and the interior of the hose clean. Additionally, RediFlex II mounts, which come with the T Style 9/16" and TC-9/16" hoses, improve routing and hanging to further increase hose life. Aramid insulation inside the hose maintains a consistent temperature, improving thermal efficiency and adhesive flow.



Features	Benefits
Reduced material degradation—such as curing, charring, discoloration and odor—supports high-performance, demanding environments	Maximizes material performance by reducing adhesive and fluid waste due to degradation and contamination
Compatible with standard hot melt adhesives, reactive hot melt adhesives and most heated fluids	Minimizes char, resulting in fewer nozzle clogs
Integrated hangers (on 9/16"-styles only) prevent damage and downtime caused by compression and sharp bending	Helps prevent stringing caused by hose cool spots that can reduce adhesive temperature
Easy snap-on installation enables flexible hose hanging, routing, pairing and keeps hoses off of floors	Reduces downtime and maintenance costs associated with frequent hose replacements
Hangers include routing provisions for solenoid cable and air tubing	Robust and durable for virtually any plant environment
Make-first/break last electrical connections and separate, parallel ground paths	



PureFlow™ Hoses

Nordson recognizes the need for improved hose performance in demanding environments to minimize your downtime and maximize your productivity. PureFlow technology showcases Nordson's commitment to investing in market research and new product development to bring you the most innovative solutions.

Specifications

	T Style 9/16"	TC-9/16"	T Style 5/8"
Maximum Operating Temperature	232°C (450°F)	232°C (450°F)	232°C (450°F)
Maximum Hydraulic Pressure	103 bar (1500 psi)	103 bar (1500 psi)	82 bar (1200 psi)
Sensor Type	Ni120	PT100	Ni120
Hose End Fitting Thread Size	9/16"-18	9/16"-18	1-1/16"-12
Hose End Fitting Type	JIC Swivel, 37 Degree Seat	JIC Swivel, 37 Degree Seat	JIC Swivel, 37 Degree Seat
Internal Diameter	6.3 mm (1/4")	6.3 mm (1/4")	16 mm (5/8")
Electrical Service	200 VAC/240 VAC	200 VAC/240 VAC	200 VAC/240 VAC
RediFlex II Hangers	yes	yes	no
Available Lengths	0.6 m to 7.3 m (4 ft to 24 ft)	0.6 m to 15.8 m (4 ft to 52 ft)	0.6 m to 7.3 m (4 ft to 24 ft)
Ingress Protection	IP 54	IP 54	IP 54
UL Certified	up to 7.3 m (24 ft)	Not UL Certified	up to 7.3 m (24 ft)
CE Recognized	yes	yes	yes
Hot Ends	no	no	yes



Nordson Corporation
11475 Lakefield Drive
Duluth, GA 30097-1511

(800) 683-2314
nordsonadhesive.com

For more information, speak with your Nordson representative or contact your Nordson regional office.

United States
Duluth, Georgia
(800) 683-2314 Phone
(866) 667-3329 Fax

Canada
Markham, Ontario
(800) 463-3200 Phone
(905) 475-8821 Fax

Europe
Erkrath, Germany
(49) 211-9205-0 Phone
(49) 211-254658 Fax

Japan
Tokyo, Japan
(81) 3-5762-2710 Phone
(81) 3-5762-2717 Fax

**Asia/Australia/
Latin America**
Amherst, Ohio
(440) 985-4797 Phone
(440) 985-1096 Fax

Find us on:



PKL-16-5929
Issued 11/2020
© 2020 Nordson Corporation
All Rights Reserved.
Printed in U.S.A.
Nordson reserves the right
to make design changes
between printings.



Nota. Extraído de (Nordson Corporation, 2020)

Anexo CC: Equipo fusor ProBlue Flex

ProBlue® Flex Melter with BBconn Controls

Transformational Technology from Nordson

The ProBlue Flex melter from Nordson is advanced technology that adapts to any operation with ease and simplicity. As your business grows or changes, the ProBlue Flex can be outfitted with smart and simple field upgrades that are easily implemented with the support of Nordson's seasoned technical support representatives.

The ProBlue Flex incorporates intelligent technology that enables ultra-precise dispensing accuracy. It is complemented by Nordson's new BBconn control system, which allows for full remote operation, advanced diagnostics, real-time oversight, and the data and analytics needed for continuous improvement of your operations.



ProBlue Flex Features

- Drop in replacement for ProBlue melters
- Seamless, easy upgrades allow for advanced features to be added when needed
- Fast system start-up through reduced warm-up time
- Energy efficient design saves money
- Enhanced safety with touch safe enclosure, manifold guard, and optional lid lock
- Precision regulation & auto-tune PID temperature control minimizes bead variation allowing a smaller bead to save money
- Full parent-machine integration via autofill, remote electronic pressure set and PLC communications

General Specifications

Type of system:	Non-circulating tank
Filter type:	Inside-out disposable
Viscosity range:	800 to 10,000 cP
Range with reduced performance:	1 to 800 cP and 10,000 to 30,000 cP
Temperature range:	
Melt section:	40 to 204°C (100 to 400°F)
Hose and applicators:	40 to 230°C (100 to 450°F)
Ambient temperature range:	-5 to 50°C (23 to 122°F)
Temperature control stability:	±0.5°C (1°F)
Hose ports:	9
Hose and applicator power module:	
Number of H/A pairs per power module:	2
Number of H/A pairs:	2, 4, or 6, internal; up to 10 with optional 2 or 4 H/A expansion base
Maximum power per power module:	2000 W
Maximum power per pair:	1200 W
Maximum power per channel:	1000 W
Ingress Protection:	IP54
Noise:	64 dB (A) at maximum pump speed



Simple user interface and easy connectivity with BBconn Controls.

Integrated OLED User interface

Four-line, multi-language, text-based display enables easy set-up, operation, and troubleshooting.

- Scheduled maintenance reminders
- Intuitive remote input and output set-up
- Simple navigation with day-to-day operator functions clearly delineated
- Two customizable password protection levels for operators and technicians
- 100-item event log available for export

Standard PLC Communication Protocols

- Unique OEM interface designed for the parent machine PLC interface
- Integrated Ethernet IP and Profinet protocols for easy PLC integration comes standard on all melters.

Optional PLC Communications Cards

Optional PLC communication cards are available as accessories to support all standard PLC protocols.

- Profibus
- Ethercat
- CC Link
- Sercos III
- Modbus TCP
- Powerlink
- CC Link IE

Remote Input and Output

- One remote input and one remote output standard
- I/O is programmable for function
- Legacy I/O accessory has 4 additional remote input & 3 remote output

Built-in webserver for optimal performance.

Remote Touch Screen

- Allows inaccessible melters to be controlled from a range of locations
- Control melters from up to 30 meters away via ethernet cable
- Allows for additional programming, reports and troubleshooting features
- Configurable screens for immediate access to the most vital information
- Webserver license included

Wireless Card

- Allows for wireless access point
- Allows users to connect to webserver via smart phone, tablet, or laptop
- Responsive user interface is optimized for all screen sizes
- Webserver license included

BBconn Cloud

- Completely set-up melter, including PLC data map
- Securely save system set-up information, recipes and data
- Remote troubleshooting
- Easily share setup and event history data with Nordson technical support
- One-stop-shop for all ProBlue Flex resources such as manuals, instruction sheets, software upgrades and licenses.



OLED User Interface



PLC Map with BBconn Cloud

Remote Touch Screen (Webserver)
Home Screen



Track and minimize adhesive usage with TrueFlow ATS.

- Track total adhesive consumption and add-on weight per product
- Track total number of products
- Download historical data via USB, and process, analyze and export it to BBconn cloud
- Real-time monitoring and control via integrated OLED display on the melter
- View real-time graphs when using webserver (with remote touchscreen or wireless card)
- Multiple, user-adjustable adhesive-volume tolerance band limits (upper and lower) to identify out of tolerance product



TrueFlow ATS Flow Meter

TrueFlow ATS Specifications

Minimum recommended add-on weight per product without averaging: 1 gram

Minimum recommended add-on weight per product with averaging: 30mg

Native Resolution : 0.0128 cc = 12.2mg (0.00003 lb)

Viscosity range: 800 - 10,000 mPa-s (cP)

Alarm Range: 5% to 50% of target add-on

Fault Range: 5% to 50% of target add-on

¹ Assuming SG=.96



Real Time Charting

Pressure Management Options and Accessories

- Mechanical adjust with gauge (local to melter)
- Electronic pressure setting with digital readout (local to melter and remote) allows alarm limits to be set
- Electronic pressure run-up with digital readout (local to melter and remote) allows password protection

Pressure Management Specifications

Air pressure range: 1 to 6.2 Bar (15 to 90 psi)

Maximum hydraulic pressure: Up to 110 Bar (1600 psi) depending on pump



Pressure Gauge

ProBlue® Flex Melter Stacked Bases

4

ProBlue Flex melter bases are stackable to allow the melter to be customized to meet exact application requirements.



Two and Four Hose/Applicator Expansion Base

- Adds two or four additional hose/applicator channels to any melter size
- Installs quickly and easily via a sub-base
- Requires no modification to the melter
- Allows for easy access to circuit board and fuses from the front of the base

2.5 KVA Transformer Base

- Uses the same footprint as the melter, eliminating the need for a large secondary transformer installation on the parent machine
- Maintains low profile
 - Only hoses and applicators are stepped down from 400 / 480 VAC
 - Melt and hydraulic section use 400 / 480 VAC heaters
- Easy installation; requires no modification or additional wiring
- Allows for easy technical service via front drawer access

Specifications for Expansion Bases

Specifications	2 H/A Expansion Base	4 H/A Expansion Base
Expands melter to	8 H/A total	10 H/A total
H/A Connectors on base	2	4
Added Hoses/Applicators	2H & 2A	4H & 4A
Added control channels	4	8
Max channel power (W)	1000W	1000W
Max H/A pair power (W)	1200W	1200W
Max total power (W)	2000W	2000W
Sensor	NI120	NI120
Control algorithm	Autotuning PID	Autotuning PID

Base Dimensions

Chassis Size	2.5KVA Transformer Base	9KVA Transformer Base	2-4 H/A Expansion Base
Size A T04, MOD7, MOD14	554mm x 83mm x 323mm (21.8 in x 3.3 in x 12.7 in.)	614.4 mm x 229mm x 320mm (24.2 in x 9.0 in x 12.6 in.)	554mm x 83mm x 323mm (21.8 in x 3.3 in x 12.7 in.)
Size B T07, T10, MOD21, MOD28	617mm x 83mm x 323 mm (24.3 in x 3.3 in x 12.7 in.)	614.4 mm x 229mm x 320mm (24.2 in x 9.0 in x 12.6 in.)	617mm x 83mm x 323 mm (24.3 in x 3.3 in x 12.7 in.)
Size C T15	N/A	713.4mm x 229mm x 320mm (28.1 in x 9.0 in x 12.6 in)	712mm x 83mm x 311mm (28.1 in x 3.3 in x 12.25 in)
Size D T30, T50	N/A	N/A	970mm x 83mm x 311mm (38.2 in x 3.3 in x 12.25 in)

ProBlue® Flex Melter with Tank

ProBlue Flex Data Sheet | 5

- Standard capacitive level sensor indicates continuous level in tank
- Great for melting all adhesive shapes and sizes from pellets to bricks
- Autofill is an optional accessory

Tank Specifications

Specification	Tank Size - 4 KG	Tank Size - 7 KG	Tank Size - 10 KG
Melt Rate	5 kg/hr (11 lb/hr)	7 kg/hr (15.4 lb/hr)	11 kg/hr (24 lb/hr)
Throughput	5 kg/hr (11 lb/hr)	7 kg/hr (15.4 lb/hr)	11 kg/hr (24 lb/hr)
Melter Empty Weight	49.8 kg (109.8 lb)	50.9 kg (112.2 lb)	53.7 kg (118.4 lb)
Holding Capacity	4.5 kg (9.9 lb)	6.7 kg (14.8 lb)	9.7 kg (21.4 lb)
Overall Dimensions	570 mm x 517 mm x 367 mm (22.5 in x 20.5 in x 14.5 in)	634 mm x 517 mm x 367 mm (25 in x 20.5 in x 14.5 in)	634 mm x 517 mm x 367 mm (25 in x 20.5 in x 14.5 in)
Mounting Dimensions	381 mm x 249 mm (15 in x 9.8 in)	436 mm x 249 mm (17.1 in x 9.8 in)	436 mm x 249 mm (17.1 in x 9.8 in)
Service Dimensions	748 mm x 635 mm x 672 mm (29.5 in x 25 in x 26.5 in)	812 mm x 635 mm x 672 mm (32 in x 25 in x 26.5 in)	812 mm x 635 mm x 672 mm (32 in x 25 in x 26.5 in)

Specification	Tank Size - 15 KG	Tank Size - 30 KG	Tank Size - 50 KG
Melt Rate	18 kg/hr (39.68 lb/hr)	27.2 kg/hr (60 lb/hr)	29.5 kg/hr (65 lb/hr)
Throughput	18 kg/hr (39.68 lb/hr)	27.2 kg/hr (60 lb/hr)	29.5 kg/hr (65 lb/hr)
Melter Empty Weight	66 kg (145 lb)	81.6 kg (180 lb)	87 kg (192 lb)
Holding Capacity	14.5 kg (32 lb)	29 kg (63.9 lb)	48.5 kg (106.9 lb)
Overall Dimensions	~727 mm x 855 mm x 400 mm (28.7 in x 33.7 in x 15.8 in)*	~983 mm x 855 mm x 400 mm (38.7 in x 33.7 in x 15.8 in)*	~983 mm x 1059 mm x 400 mm (38.7 in x 41.67 in x 15.74 in)*
Mounting Dimensions	~577 mm x 249 mm (22.72 in x 9.80 in)*	~665 mm x 249 mm (26.17 in x 9.80 in)*	~665 mm x 249 mm (26.17 in x 9.80 in)*
Service Dimensions	905 mm x 1061 mm x 718 mm	1161 mm x 859 mm x 718 mm	1161 mm x 1062 mm x 718 mm

Tankless ProBlue® Flex with SmartMelt Technology

6

SmartMelt technology with advanced temperature management saves energy, and keeps the melter ready for instant production ramp up. The SmartMelt design and algorithm reduces the grid temperature when production has stopped.

- A tankless melter combined with Smart Melt technology virtually eliminates char
- Tankless melters enable product standardization; 7 kg/hr. and 14 kg/hr. melt rate, built on same chassis as 4 kg tank
- MOD 21 kg/hr. and MOD 28 kg/hr. is on a much smaller chassis than the 15 kg, 30 kg, and 50 kg tank melters

Melt-On-Demand Specifications

Specification	MOD 7 kg/hr.	MOD 14 kg/hr.
Melt Rate	7 kg/hr. (15.4 lb./hr.)	14 kg/hr. (30.8 lb./hr.)
Throughput	7 kg/hr. (15.4 lb./hr.)	14 kg/hr. (30.8 lb./hr.)
Melter Empty Weight	50 kg (110.3 lb.)	50 kg (110.3 lb.)
Holding Capacity	1 kg (2.2 lb.)	1 kg (2.2 lb.)
Overall Dimensions	570 mm x 517 mm x 367 mm (22.5 in x 20.5 in x 14.5 in)	570 mm x 517 mm x 367 mm (22.5 in x 20.5 in x 14.5 in)
Mounting Dimensions	381 mm x 249 mm (15 in x 9.8 in)	381 mm x 249 mm (15 in x 9.8 in)
Service Dimensions	748 mm x 635 mm x 672 mm (29.5 in x 25 in x 26.5 in)	748 mm x 635 mm x 672 mm (29.5 in x 25 in x 26.5 in)

Specification	MOD 21 kg/hr.	MOD 28 kg/hr.
Melt Rate	21 kg/hr. (46 lb./hr.)	28 kg/hr. (62 lb./hr.)
Throughput	21 kg/hr. (46 lb./hr.)	28 kg/hr. (62 lb./hr.)
Melter Empty Weight	54 kg (120 lb.)	54 kg (120 lb.)
Holding Capacity	2 kg (4.4 lb.)	2 kg (4.4 lb.)
Overall Dimensions	634 mm x 517 mm x 367 mm (25 x 20.5 in x 14.5 in)*	634 mm x 517 mm x 367 mm (25 x 20.5 in x 14.5 in)*
Mounting Dimensions	436 mm x 249 mm (17.1 in x 9.8 in)*	436 mm x 249 mm (17.1 in x 9.8 in)*
Service Dimensions	812 mm x 635 mm x 672 mm (32 in x 25 in x 26.5 in)*	812 mm x 635 mm x 672 mm (32 in x 25 in x 26.5 in)*

Pump Specifications

Pump Specification	Standard Double-Acting	High-Output Double-Acting	High-Output Single-Acting
Pressure Ratio	15:1	16:1	12:1
Viscosity Range	800-10,000 cP	800-10,000 cP	800-10,000 cP
Test Viscosity	1100 cP	1100 cP	1100 cP
Maximum Pump Rate	.54 kg/min. (1.2 lb./min.)	.98 Kg/min. (2.17 lb./min.)	1.8 kg/min. (4.0 lb./min.)
Displacement	7.20 cc/stroke (0.44 cu in/stroke)	16 cc/stroke (1.0 cu in/stroke)	36 cc/stroke (2.2 cu in/stroke)
Operating Air Pressure	.69 to 6.2 bar (10 to 90 psi)	.69 to 6.2 bar (10 to 90 psi)	.69 to 6.2 bar (10 to 90 psi)
Air Consumption	56 l/min at 4.1 bar and .54 kg/min output (2.0 SCFM at 60 psi and 1.2 lb/min output)	100 l/min at 4.1 bar and .91 kg/min output (3.5 SCFM at 60 psi and 2 lb/min output)	133 l/min at 4.1 bar and maximum output (4.7 SCFM at 60 psi and maximum output)
Reset time	N/A	N/A	800 msec @ 60 psi

Pump Specification	Low-Pressure Double-Acting	Low-Viscosity Double-Acting	Low-Pressure & Low-Viscosity Double-Acting
Pressure Ratio	6:1	15:1	6:1
Viscosity Range	800-10,000 cP	1 - 800 cP	1-800 cP
Test Viscosity	1100 cP	4 cP	4 cP
Maximum Pump Rate	.54 kg/min (1.2 lb/min)	.54 kg/min (1.2 lb/min)	.54 kg/min (1.2 lb/min)
Displacement	7.20 cc/stroke (0.44 cu in/stroke)	7.20 cc/stroke (0.44 cu in/stroke)	7.20 cc/stroke (0.44 cu in/stroke)
Operating Air Pressure	.69 to 6.2 bar (25 to 90 psi)	1.72 to 6.2 bar (10 to 90 psi)	.69 to 6.2 bar (25 to 90 psi)
Air Consumption	23 l/min at 4.1 bar and 0.54 kg/min output (0.8 SCFM at 60 psi and 1.2 lb/min output)	56 l/min at 4.1 bar and .54 kg/min output (2.0 SCFM at 60 psi and 1.2 lb/min output)	23 l/min at 4.1 bar and 0.54 kg/min output (0.8 SCFM at 60 psi and 1.2 lb/min output)
Reset time	N/A	N/A	N/A

ProBlue® Flex Melter

8

Fill System Features

- Level-monitoring window
- Quick-change exhaust filter
- Quick-disconnect air pump
- Removable inlet-tube

Fill System Specifications

Adhesive Forms / Shapes

Pellets

Pastilles:

Mini-slats:

up to 12 mm (0.472 in diameter)

up to 12 mm x 12 mm (0.472 x 0.472 in)

Adhesive Transfer Maximum Rate:

275 kg (600 lb)/hour

(dependent on adhesive type)

Transfer Hose Length:

4 m (13 ft.), 9 m (29.5 ft), or 18 m (59 ft)

Total Air Consumption (each feed):

17 CFM @ 3.4 bar to transfer 105.3 kg/hr

(223.2 lb/hr) - with 4 m hose @ 4 m rise

22 CFM @ 4.1 bar to transfer 112.5 kg

(248 lb/hr) - with 9 m hose @ 4 m rise

30 CFM @ 6.2 bar to transfer 90.7 kg/hr

(200 lb/hr) - with 18 m hose @ 4 m rise

Air Conditioning

Operating Air -Dynamic:

Minimum pressure 2.75 bar (0.275 MPa or 40 psi)

Maximum pressure 5.5 bar (0.55 MPa or 80 psi)

Operating Air -Static:

Maximum pressure 6.9 bar (0.69 MPa or 100 psi)

Inlet Air Connection:

¼-in. NPT female

¼-in. BSPP female

G ¼ female

Dimensions (W x D x H)

Single-feed Adhesive Container Clearance: 480 x 554 x 917 mm (19 x 22 x 36 in)

Single-feed Open Lid Height Clearance: 1471 mm (60 in)

Multi-feed Adhesive Container Clearance: 688 x 667 x 1656 mm (26 x 27 x 65 in)

Multi-feed Open Lid Height Clearance: 1790 mm (71 in)

Adhesive Container Capacity

Single-feed Bin: 40 kg (88 lb) usable with grate; 64 kg (141 lb) usable without grate

Multi-feed Bin: 110 kg (242 lb) usable with grate; 128 kg (282 lb) usable without grate

Enclosure Rating:

IP54

Noise Emission:

76 dBA



ProBlue® Flex Melter

Electrical Specifications

Electrical Service	200 to 240 VAC 1Ø or 3Ø 50/60 Hz
	200 to 240 VAC 1Ø N/PE 50/60 Hz
With optional transformer	400/230 VAC 3Ø N/PE 50/60 Hz
	400 to 480 VAC 3Ø 50/60 Hz
Tolerance	+10% -15%

Maximum Amperage (6 H/A Melter)

			Tank					Melt-On-Demand			
		Voltage	4 kg	7 kg	10 kg	15 kg	30 /50 kg	7 kg/hr	14 kg/hr	21 kg/hr	28 kg/hr
Legacy Warm-Up	Δ	200-240, 1-phase	37	38	38	N/A	N/A	36	38	N/A	N/A
		200-240, 3-phase	24	25	25	28	32	23	25	31	32
	Y	400-230, 1-phase	36	37	37	N/A	N/A	34	37	N/A	N/A
		400-230, 3-phase	14	14	14	17	22	14	14	21	22
Fast Warm-Up	Δ	200-240, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		200-240, 3-phase	30	31	31	33	38	29	31	37	38
	Y	400-230, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		400-230, 3-phase	20	20	20	20	32	20	20	21	22

Maximum Amperage (6 H/A Melter with H/A Expansion Base)

Minimum Temperature (°C)			Tank					Melt-On-Demand			
		Voltage	4 kg	7 kg	10 kg	15 kg	30/50KG	7 kg/hr	14 kg/hr	21 kg/hr	28 kg/hr
Legacy Warm-Up	Δ	200-240, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		200-240, 3-phase	28	29	29	32	36	29	29	33	36
	Y	400-230, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		400-230, 3-phase	18	18	18	18	22	18	18	18	22
Fast Warm-Up	Δ	200-240, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		200-240, 3-phase	34	34	34	34	37	34	34	34	37
	Y	400-230, 1-phase	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
		400-230, 3-phase	20	20	20	20	22	20	20	20	22

For more information, speak with your Nordson representative or contact your Nordson regional office.

United States

Duluth, Georgia
(800) 683-2314 Phone
(866) 667-3329 Fax

Canada

Markham, Ontario
(800) 463-3200 Phone
(905) 475-8821 Fax

Europe

Erkrath, Germany
(49) 211-9205-0 Phone
(49) 211-254658 Fax

Japan

Tokyo, Japan
(81) 3-5762-2700 Phone
(81) 3-5762-2701 Fax

Asia/Australia/ Latin America

Amherst, Ohio
(440) 985-4797 Phone
(440) 985-1096 Fax

Find us on:



Issued 03/2023
© 2023 Nordson Corporation
All Rights Reserved.



Nota. Extraído de (Nordson Corporation, 2023)

Anexo DD: Kit del contenedor para almacenamiento de adhesivos

Fulfill® Retrofit Kit Automated Adhesive Fill Integration

Add auto-fill efficiency to any Nordson® system.



Easy to install and operate, retrofit kits bring automatic filling to any Nordson tank melter.

A sensor monitors melter tank adhesive levels and signals the system to add small quantities of adhesive at needed intervals.

Features

- Robust and reliable industry standard capacitance sensor maximizes uptime
- Easy push-button sensor calibration
- Integrated audible siren
- Quick-change visible filter
- Automatic fill system shut-off in fault condition
- Flexible output can be configured to notify the PLC that the fill system is enabled, power is on and the fill system does not have a fault

Benefits

- Improves product quality and bond strength by maintaining consistent adhesive temperature, purity and bead volume
- Maximizes plant operating efficiency by increasing maintenance cycle and parts life while minimizing char and pop-opens
- Improves safety by preventing exposure to hot adhesives and surfaces
- Reduces installation time and parent machine integration complexity by eliminating need for power drop on ProBlue® melters
- Prevents manual overfilling and spilling, and reduces broken tank lids
- Fits Nordson melters in virtually any production space or environment
- Minimizes maintenance and downtime associated with adhesive char, degradation and contamination



Fulfill® Retrofit Kit Automated Adhesive Fill Integration

Specifications

Fits Nordson Melters

ProBlue 4, 7, 10, 15, 30, 50
Series 3100, 3400, 3500, 3700 & 3860/3960
Mesa 4, 6, 9 & 14
DuraBlue & VersaBlue 25, 50 & 100 (VA & VT)
DuraBlue & AltaBlue 10/16
AltaBlue 30/50 (TS)
FM 200
Universal

Adhesive Forms

Pellets
Pastilles: up to 12 mm (0.472 in diameter)
Mini-slats: up to 12 mm x 12 mm (0.472 x 0.472 in)
275 kg (600 lb)/hour (dependent on adhesive type)

Adhesive Transfer Maximum Rate

See Adhesive Storage Container data sheet

Adhesive Storage Container

Transfer Hose Length

4 m (13 ft) 9 m, (29.5 ft), 18 m (59 ft)

Total Air Consumption (each feed)

17 CFM @ 3.4 bar to transfer 105.3 kg/hr (223.2 lb/hr)
with 4 m hose @ 4 m rise
22 CFM @ 4.1 bar to transfer 112.5 kg (248 lb/hr)
with 9 m hose @ 4 m rise
30 CFM @ 6.2 bar to transfer 90.7 kg/hr (200 lb/hr)
with 18 m hose @ 4 m rise
Dry, non-lubricated

Air Conditioning

Operating Air

Dynamic

Minimum pressure 2.75 bar (0.275 MPa or 40 psi)

Maximum pressure 5.5 bar (0.55 MPa or 80 psi)

Static

Maximum pressure 6.9 bar (0.69 MPa or 100 psi)

Inlet Air Connection

¼ in. NPT female

¼ in. BSPF female

G ¼ female

Electrical Service

100-240 single phase

Power Cord

Customer Supplied, 14-18 AWG

Dimensions

Single-feed Adhesive Bin Clearance

(W) 480 mm x (D) 554 mm x (H) 917 mm (19 x 22 x 36 in)

Multi-feed Adhesive Bin Clearance

(W) 688 mm x (D) 667 mm x (H) 1656 mm (26 x 27 x 65 in)

Adhesive Bin Capacity

Single-feed Bin

40 kg (88 lb) usable with grate

Multi-feed Bin

64 kg (141 lb) usable without grate

Enclosure Rating

IP54

Noise Emission

76 dBA



Optional large filter for heavily dusted adhesives



Close-up of sensor and lid switch

For more information, speak with your Nordson representative or contact your Nordson regional office.

United States

Duluth, Georgia
(800) 234-0506 Phone
(866) 667-3329 Fax

Canada

Markham, Ontario
(800) 463-3200 Phone
(905) 475-8821 Fax

Europe

Erkrath, Germany
(49) 211-9205-0 Phone
(49) 211-254658 Fax

Japan

Tokyo, Japan
(81) 3-5762-2700 Phone
(81) 3-5762-2701 Fax

Asia/Australia/ Latin America

Amherst, Ohio
(440) 985-4797 Phone
(440) 985-1096 Fax

Find us on:



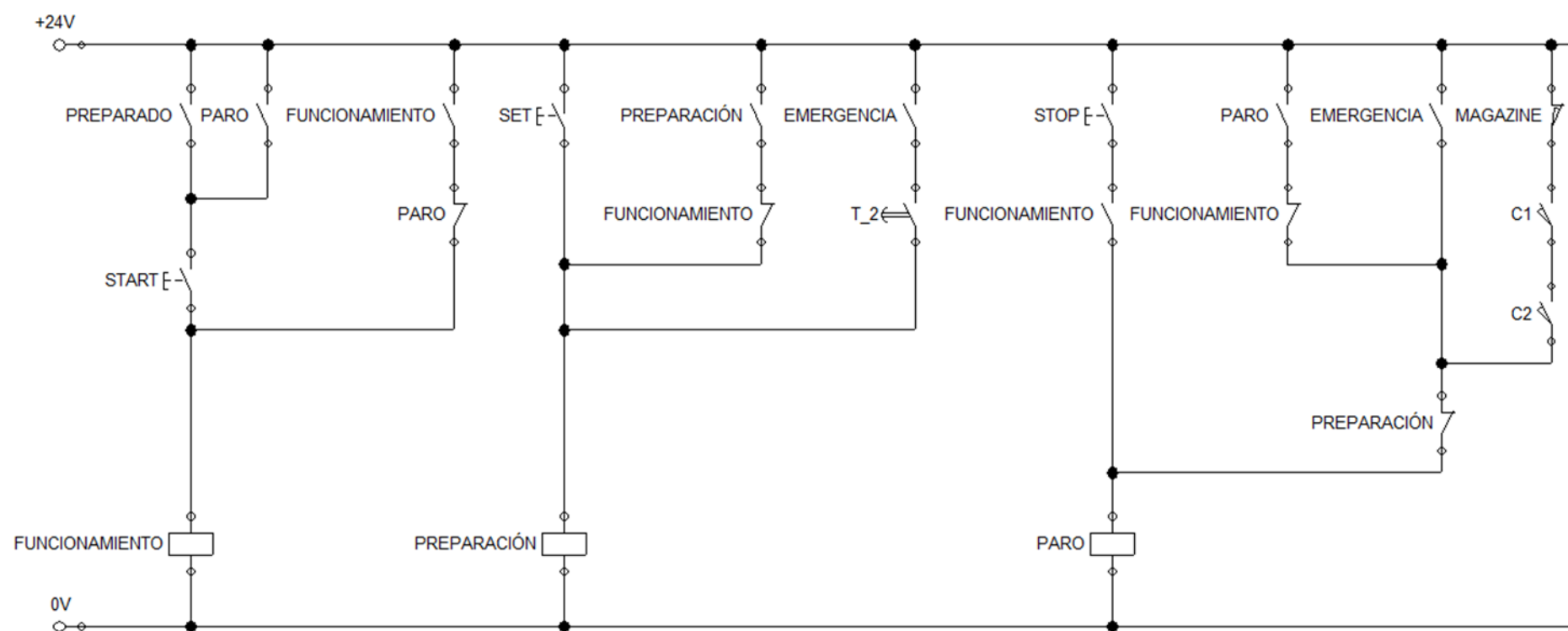
Nordson Corporation
11475 Lakefield Drive
Duluth, GA 30097-1511

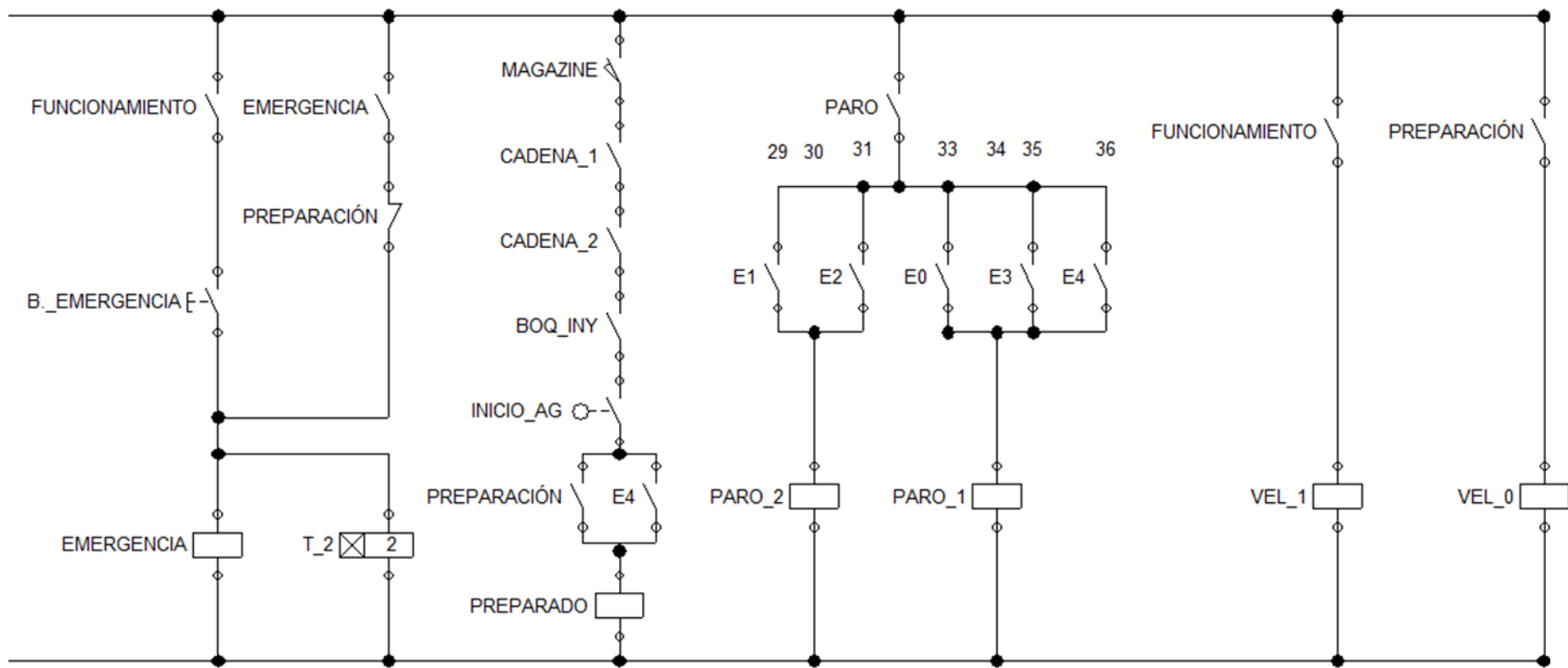
(800) 683-2314
nordson.com



Nota. Extraído de (Nordson Corporation, 2015)

Anexo EE: Esquema eléctrico de control





Anexo FF: Compresores de tornillo rotativo con inyección de aceite G 2-7 kW / 3-10 HP



Oil-injected rotary screw compressors

G 2-7 (2-7 kW/3-10 hp)





The superior workshop compressor

Power your workshop with the rotary screw compressor that boosts productivity and lowers operational costs. The G 2-7 delivers everything professional users need: low noise, reliability, efficiency, and ease of use. Just plug it in and get your pneumatic jobs done with zero hassles or worries.



Low cost of ownership

The G 2-7 keeps your operational costs at a minimum, thanks to its premium-efficiency motor and state-of-the-art element.



Super silent operation

With noise levels as low as 61 dB(A), the G 2-7 allows for installation close to the point of use. No additional sound insulation or a separate compressor room required.



Reliable, 100% performance

The G 2-7 is designed and built for continuous use. You can run it 24/7 without cool-down periods, even in temperatures up to 46°C.

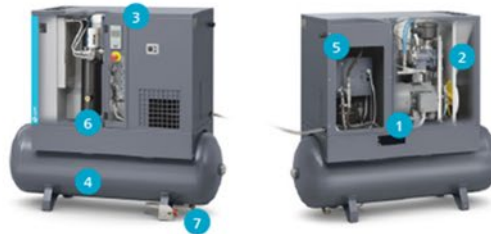


Clean production

With an oil carry-over of less than 5 ppm, the G 2-7 limits the oil content in your air system to protect your production tools and the quality of your final products.

Quality components & performance

1. IE3 premium-efficiency motor lowers energy use and costs.
2. Low-vibration screw element minimizes noise to allow installation close to the point of use.
3. Elektronikon® Base controller gives you easy, intuitive control. Service indications and visual alerts safeguard performance and reliability.
4. You can choose between a floor- and a tank-mounted model. Different receiver sizes are available.
5. A refrigerant dryer can be fully integrated to ensure dry, quality air without taking up extra space.
6. Prevent condensation at low loads and improve reliability with the optional oil heater.
7. Timer and electronic drains are available for maximum peace of mind.



Technical specifications

Compressor type	Max. working pressure		Capacity FAD			Installed motor power		Noise level**	Weight (kg/lbs)*	
	bar(e)	psig	l/s	m³/h	cfm	kW	hp	dB(A)	Pack	Full Feature
50 HZ VERSION										
G 2	8	116	6.1	22.0	12.9	2.2	3	61	165/364	190/419
	10	145	4.9	17.6	10.4	2.2	3	61	165/364	190/419
G 3	8	116	7.9	28.4	16.7	3	4	61	170/375	195/430
	10	145	6.1	22.0	12.9	3	4	61	170/375	195/430
G 4	8	116	10.0	36.0	21.2	4	5.5	62	175/386	200/441
	10	145	8.6	31.0	18.2	4	5.5	62	175/386	200/441
G 5	8	116	14.8	53.3	31.4	5.5	7.5	65	185/408	210/463
	10	145	13.0	46.8	27.5	5.5	7.5	65	185/408	210/463
G 7	8	116	17.7	63.7	37.5	7.5	10	67	195/430	225/496
	10	145	16.4	59.0	34.7	7.5	10	67	195/430	225/496
60 HZ VERSION										
G 2	8	116	6.2	22.3	13.1	2.2	3	61	180/397	205/452
	10	145	4.6	16.6	9.7	2.2	3	61	180/397	205/452
G 4	8	116	9.5	34.2	20.1	4	5.5	62	190/419	215/474
	10	145	8.5	30.6	18.0	4	5.5	62	190/419	215/474
G 5	8	116	13.8	49.7	29.2	5.5	7.5	65	200/441	225/496
	10	145	12.3	44.3	26.1	5.5	7.5	65	200/441	225/496
G 7	8	116	17.0	61.2	36.0	7.5	10	67	210/463	240/529
	10	145	16.1	58.0	34.1	7.5	10	67	210/463	240/529

* Tank-mounted variant.

** Floor-mounted variant.

Unit performance measured according to ISO 1217, latest edition.

Mean noise level (pack variant) measured according to Pneurop/Cagi PN8/NTC2 test code; tolerance 3 dB(A).

Dimensions

	Depth	Width	Height
Pack, floor-mounted	665	620	950
Full Feature, floor-mounted	665	1015	950
Pack, tank-mounted	665	1430	1260
Full Feature, tank-mounted	665	1430	1260

Options

- Food-grade oil
- RSXD oil
- DD filter
- Aftercooler
- Tropical thermostat
- Electronic water drain
- Timer drain
- 500-liter vessel
- Anti-condensation kit



www.atlascopco.com

2935 0882 40 © 2020, Atlas Copco Airpower NV, Belgium. All rights reserved. Designs and specifications are subject to change without notice or obligation. Read all safety instructions in the manual before usage.

Nota. Extraído de (Atlas Copco, 2020)

Anexo GG: Hoja de datos de la unidad de mantenimiento combinada

MSB4-1/4:C3J1F3M1-WP



Hoja de datos

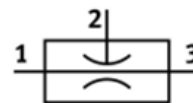


 General operating condition

Característica	Valor
Tamaño	4
Serie	MS
Bloqueo del accionamiento	Botón giratorio con bloqueo cierres con accesorios
Posición de montaje	Vertical +/- 5°
Grado de filtración	40 µm
Purga de condensado	Giro manual
Forma constructiva	Módulo de derivación Válvula de cierre Filtro regulador con manómetro Lubricador estándar de niebla de aceite
Función del regulador	Presión inicial constante Con compensación de la presión inicial Con escape de aire secundario Con flujo inverso
Protección de funda	Funda de protección de material sintético
Símbolo	00991597
Indicador de presión	Con manómetro
Presión de funcionamiento	1.5 bar ... 14 bar
Margen de regulación de presión	1 bar ... 12 bar
Caudal nominal normal (normalizado según DIN 1343)	950 l/min
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4] Gases inertes
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura de almacenamiento	-10 °C ... 60 °C
Aptitud para el contacto con alimentos	Véase la información complementaria sobre el material
Clase de pureza del aire en la salida	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:-]
Temperatura del medio	-10 °C ... 60 °C
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Peso del producto	1700 g
Tipo de fijación	Con accesorios
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	G1/4
Material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo HH: Hoja de datos del generador de vacío VN-10-L-T3-PQ2-VQ2-RQ2



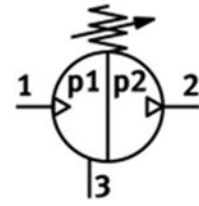
 General operating condition

Hoja de datos

Característica	Valor
Diámetro nominal de la tobera Laval	0.95 mm
Patrón uniforme	14 mm
Posición de montaje	Cualquiera
Característica del eyector	Gran caudal de aspiración Estándar
Forma constructiva	Forma en T
Símbolo	00991490
Presión de funcionamiento para caudal de aspiración máx.	4 bar
Presión de funcionamiento	1 bar ... 8 bar
Presión nominal de funcionamiento	6 bar
Caudal de aspiración máximo contra atmósfera	62.7 l/min
Tiempo de alimentación de aire a presión de funcionamiento nominal	0.46 s
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Funcionamiento con lubricación imposible
Clase de resistencia a la corrosión CRC	1 - riesgo de corrosión bajo
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura del medio	0 °C ... 60 °C
Temperatura ambiente	0 °C ... 60 °C
Par de apriete máx.	0.5 Nm
Peso del producto	22 g
Tipo de fijación	Con taladro pasante Con accesorios
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 3	QS-6
Conexión de vacío	QS-6
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de las juntas	NBR
Material de la tobera interior	POM
Material del cuerpo	Reforzado con POM
Material del eyector	Aleación de forja de aluminio
Material del racor	Latón Niquelado

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo II: Hoja de datos del intensificador de presión DPA-40-10



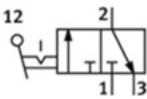
 General operating condition

Hoja de datos

Característica	Valor
Diámetro del émbolo	40 mm
Posición de montaje	Cualquiera
Forma constructiva	Multiplificador de presión de dos émbolos
Símbolo	00991432
Indicador de presión	Preparado para G1/8
Presión de salida 2	0.45 MPa ... 1 MPa
Presión de salida 2	4.5 bar ... 10 bar
Presión de salida 2	65.25 psi ... 145 psi
Presión de funcionamiento	0.25 MPa ... 0.8 MPa
Presión de funcionamiento	2.5 bar ... 8 bar
Presión de funcionamiento	36.25 psi ... 116 psi
Margen de regulación de presión MPa	0.45 MPa ... 1 MPa
Margen de regulación de presión	4.5 bar ... 10 bar
Margen de regulación de presión	65.25 psi ... 145 psi
Presión de entrada 1	2.5 bar ... 8 bar
Presión de entrada 1 Mpa	0.25 MPa ... 0.8 MPa
Presión de entrada 1 psi	36.25 psi ... 116 psi
Nota sobre el margen de regulación de la presión	En caso de que los resortes del regulador estén tensados en su grado máximo, se puede sobrepasar la presión de salida máxima en un 40 %.
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:3:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Funcionamiento con lubricación imposible
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura de almacenamiento	5 °C ... 60 °C
Temperatura ambiente	5 °C ... 60 °C
Peso del producto	1500 g
Tipo de fijación	Con rosca interior
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	M7
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo JJ: Hoja de datos de la válvula de palanca manual H-3-1/4-B



Hoja de datos

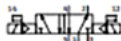
General operating condition

Característica	Valor
Función de la válvula	3/2 vías biestable
Caudal nominal normal (normalizado según DIN 1343)	600 l/min
Conexión neumática de utilización	G1/4
Presión de funcionamiento	-0.95 bar ... 10 bar
Forma constructiva	Asiento de placa
Diámetro nominal	7 mm
Tipo de control	Directo
Símbolo	00991278
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Momento de accionamiento	0.5 Nm
Peso del producto	320 g
Tipo de fijación	Con taladro pasante
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	G1/4
Material de las juntas	NBR
Material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio

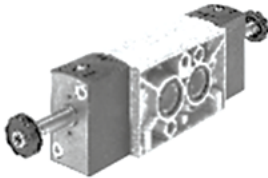
Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo KK: Hoja de datos de la válvula solenoide VSNC-F-B52-D-G14-F8

Función
Válvula de 5/2 vías



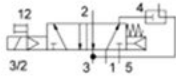
- Tensión
24 V DC
- Presión de funcionamiento
1,5 ... 10 bar
- Margen de temperatura
-20 ... +60 °C



Especificaciones técnicas generales		VSNC F B52 D G14 F8	VSNC F B52 D N14 F8	VSNC F B52 D G14 F8 1B2
Función de la válvula		5/2 vías biestable		
Ancho	[mm]	32		
Diámetro nominal DN	[mm]	7,2		
Forma constructiva		Comedera del émbolo		
Tipo de junta		Blanda		
Tipo de accionamiento		Eléctrico		
Tipo de reposición		-		
Tipo de control		Servopilotado		
Accionamiento manual auxiliar		Con enclavamiento, sin enclavamiento		
Tipo de fijación		Con taladro pasante		
Posición de montaje		Indistinta		
Par de apriete máx. para fijación de la válvula	[Nm]	3,2		
Sin solapamiento		Si		
Caudal nominal normal	1 x 2	1200		
Valor b		0,4		
Valor C		5,6		
Conexión neumática	1, 3, 5	G 1/4, 1/4 NPT		
	2, 4	Esquema de conexiones según NAMUR		
Conforme a la norma		VDI/VDE 3845 (NAMUR)		
Organismo que expide el certificado		DIN VGL TAA0000111		
Peso del producto	[g]	345		455

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 26)

Anexo LL: Hoja de datos de la válvula solenoide VSNC-FK-M32C-RD-G18-1C1-S

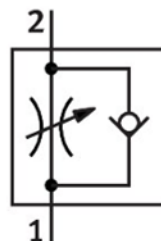
[General operating condition](#)

Data sheet

Feature	Value
Valve function	3/2, closed, monostable
Actuation type	Electrical
Width	25.5 mm
Standard nominal flow rate	400 l/min
Pneumatic working port	NAMUR connection diagram
Operating voltage	24V DC
Operating pressure	0.25 MPa ... 0.8 MPa
Operating pressure	2.5 bar ... 8 bar
Structural design	Piston slide with sealing ring
Reset method	Mechanical spring Pneumatic spring
Degree of protection	IP65
Exhaust air function	With flow control option
Sealing principle	Soft
Mounting position	Any
Conforms to standard	VDI/VDE 3845 (NAMUR)
Manual override	Detenting
Type of control	Pilot-controlled
Pilot air supply port	Internal
Flow direction	Non-reversible
Symbol	00997362
Lap	Overlap
b-value	0.3
C value	2.1 l/sbar
Standard nominal flow rate, exhaust air return 4→3	100 l/min
Switching time off	≤50 ms
On switching time	≤50 ms
Duty cycle	100%
Coil characteristics	24 V DC: 2.4 W
Operating medium	Compressed air as per ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Information on operating and pilot media	Operation with oil lubrication possible (required for further use)
Corrosion resistance class (CRC)	1 - Low corrosion stress
LABS (PWIS) conformity	VDMA24364 zone III
Storage temperature	-20 °C ... 60 °C
Temperature of medium	-20 °C ... 50 °C
Ambient temperature	-20 °C ... 50 °C
Product weight	220 g
Electrical connection	Form C
Type of mounting	With through-hole
Venting hole connection	Not ducted
Pneumatic connection 1	G1/8
Pneumatic connection 2	NAMUR connection diagram
Pneumatic connection 3	G1/8
Pneumatic connection 4	NAMUR connection diagram
Pneumatic connection 5	G1/8
Note on materials	RoHS-compliant
Cover material	PA-reinforced
Seals material	NBR
Housing material	Wrought aluminum alloy
Manual override material	PA-reinforced
Material of piston	Wrought aluminum alloy
Material of screws	High-alloy stainless steel

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo MM: Hoja de datos de la válvula de estrangulación y antirretorno VFOE-LE-T-G14-Q10



Hoja de datos

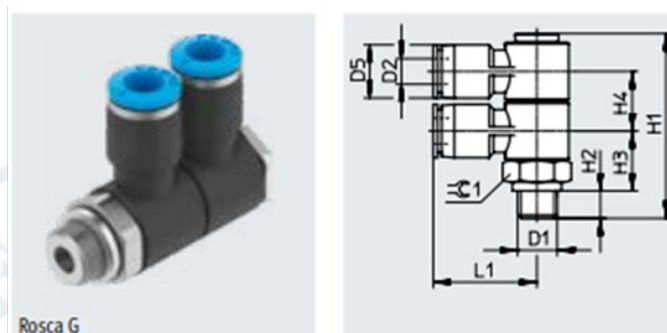
Característica	Valor
Función de la válvula	Función de estrangulación y antirretorno del aire de escape
Conexión neumática 1	QS-10
Conexión neumática 2	G1/4
Tipo de accionamiento	Manual
Elemento de ajuste	Botón giratorio con bloqueo
Tipo de fijación	Enroscable
Caudal nominal normal en sentido de estrangulación	500 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	370 l/min ... 500 l/min
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Material del cuerpo	PBT
Protección antideflagrante	Tener en cuenta la advertencia en la certificación Zona 1 (ATEX) Zona 2 (ATEX) Zona 21 (ATEX) Zona 22 (ATEX)
Posición de montaje	Cualquiera
Símbolo	00991452
Ancho de llave	16 mm
Posibilidad de giro	360°/no se admiten giros continuos
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	0.02 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	0.2 bar ... 10 bar
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	2.9 psi ... 145 psi
Caudal normal en sentido de la estrangulación 6 → 0 bar	810 l/min
Caudal normal en sentido del antirretorno 6 → 0 bar	750 l/min ... 900 l/min
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Conformidad PWIS	VDMA24364-Zona III
Idoneidad de la sala limpia, medida según ISO 14644-14	Clase 4 según ISO 14644-1
Temperatura del medio	-10 °C ... 60 °C
Par de apriete máx.	12 Nm
Par de apriete nominal	10 Nm
Tolerancia para el par de apriete nominal	± 20 %
Peso del producto	16 g
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	PBT
Material de las juntas dinámicas	HNBR
Material de los pernos roscados	Acero, galvanizado
Material del anillo extractor	PBT
Material de las juntas estáticas	NBR

Nota. Extraído de (Festo, 2024)

Anexo NN: Hoja de datos de distribuidores múltiples QS

Tabla NN.1

Dimensiones del distribuidor múltiple QSLV2 con rosca G

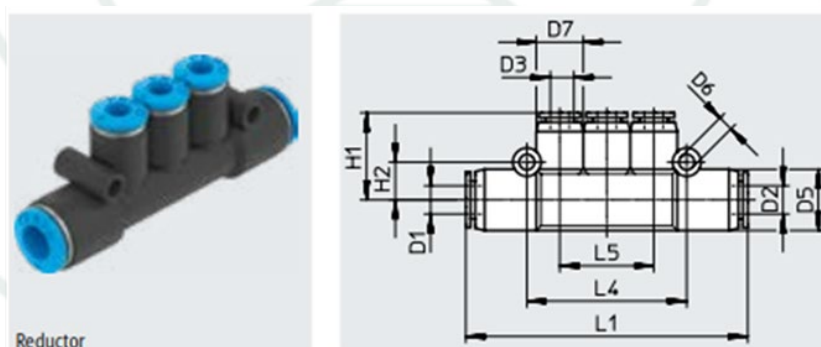


Dimensiones y referencias de pedido														
Conexión	Anchura nominal	Diámetro exterior del tubo flexible	D5 ø	H1	H2	H3	H4	H5	L1	≈G1	Peso/ unidad	N.º art.	Código del producto	UE*
D1	[mm]	D2									[g]			
Rosca G con anillo de junta														
G1/8	2,4	4	10	40,6	5,1	13,4	13	—	22,2	14	25	186223	QSLV2-G1/8-4	1
	3,2	6	12,5	40,6	5,1	13,4	13	—	24,2	14	27	186224	QSLV2-G1/8-6	1
	4,2	8	14,5	45,6	5,1	15,4	15	—	27,7	17	43	186226	QSLV2-G1/8-8	1
G1/4	3,2	6	12,5	42,1	5,6	14,4	13	—	24,2	17	36	186225	QSLV2-G1/4-6	1
	4,3	8	14,5	46,1	5,6	15,4	15	—	27,7	17	44	186227	QSLV2-G1/4-8	1
	5,2	10	17,5	54,1	5,6	18,9	18	—	31,7	22	77	186229	QSLV2-G1/4-10	1
G3/8	4,3	8	14,5	47,6	6,6	15,9	15	—	27,7	19	53	186228	QSLV2-G3/8-8	1
	5,3	10	17,5	55,6	6,6	19,4	18	—	31,7	22	79	186230	QSLV2-G3/8-10	1
	6,3	12	21	65,8	6,6	24,2	21,6	—	36,7	27	135	186231	QSLV2-G3/8-12	1
G1/2	6,4	12	21	66,8	7,6	24,2	21,6	—	36,7	27	140	186232	QSLV2-G1/2-12	1

Nota. Adaptado de (Festo, 2025, pág. 8)

Tabla NN.2

Dimensiones del distribuidor múltiple QST3 reductor



Dimensiones y referencias de pedido																			
Conexión	Anchura nominal [mm]	Diámetro exterior del tubo flexible		D5 ø	D6 ø	D7 ø	H1	H2	L1	L2	L3	L4	L5	L6	≈G	Peso [g]	N.º art.	Código del producto	UE*
D1		D2	D3																
Reductor																			
6	2,5	6	4	13	3,3	10	18,5	8	60	–	–	34	20	–	–	16	153203	QST3-6-4	1
8	3,6	8	6	15	3,3	13	21	9	69,5	–	–	40	24	–	–	23	153204	QST3-8-6	1
10	4,9	10	8	18	3,3	15	23,5	10,5	80	–	–	46	28	–	–	33	153205	QST3-10-8	1

Nota. Extraído de (Festo, 2025, pág. 12)

SINAMICS G120

Multifunctional. Combinable.
Safety Integrated.



Highlights

- High degree of flexibility and combinability
- Higher-level, standard safety concept
- Wide range of power ratings

Applications



Pumping/
Ventilating/
Compress-
ing

Moving



Processing

Positioning

Modular design



Format	Built-in unit (modular) Power Module, Control Unit, commissioning options
Drive concept	AC/AC
Degree of protection	IP20/UL open type
Supply voltage/ power kW (hp)	0.55 ... 4 kW (0.75 ... 5 hp), Power Module PM240-2 5.5 ... 55 kW (7.5 ... 60 hp), Power Module PM240-2 0.55 ... 250 kW (0.75 ... 400 hp), Power Module PM240-2 3AC 200 ... 240 V 3AC 380 ... 480 V 3AC 380 ... 480 V 3AC 500 ... 690 V
Control Unit	Control Unit CU230P-2, CU240E-2, CU240E-2 F, CU250S-2
Energy recovery	In conjunction with PM250 Power Modules
Control modes	V/f (linear, square law, FCC, ECO), vector control with and without encoder (VC, SLVC)
Ambient temperature	−10 °C to 40 °C without derating/to 60 °C with derating
Line filter	With integrated line filter for environments according to IEC 61800-3 Category C3/C2 Without integrated line filter for environments according to IEC 61800-3 Category C4
Braking chopper	Integrated braking chopper for PM240-2 Power Modules
Safety functions	STO, SS1, SBC, SLS, SDI, SSM
Communications	PROFINET, PROFIBUS DP, EtherNet/IP, USS/Modbus RTU, CANopen, PROFIsafe
TIA Portal connected	Yes
Commissioning tools	BOP-2, IOP-2, G120 Smart Access Module, SINAMICS Startdrive
Digitalization tools	SIDRIVE IQ Fleet, Drive System Framework, Analyze MyDrives Edge, SINAMICS DriveSim Basic, TIA Selection Tool, SPC, SINAMICS Startdrive
Controllers	SIMATIC ET200, SIMATIC S7-1200/SIMATIC S7-1500, SIMATIC PCS 7
Recommended motors	SIMOTICS M-1PH8 Siemens main motors SIMOTICS GP/SD ¹ (standard induction motors, synchronous-reluctance motors aluminum/cast iron) SIMOTICS GP (geared motors) SIMOTICS TN ¹ (trans-standard motors) SIMOTICS XP ¹ (explosion-protected motors)

Nota. Extraído de (Siemens, 2025, pág. 22)

Anexo PP: Hoja de datos de sensores de proximidad SMT-8M-A para ranura en T

Especificaciones técnicas generales				
Salida de conmutación	Contacto normalmente cerrado NPN de 3 hilos	Contacto normalmente cerrado trifilar PNP	Normalmente abierto trifilar PNP	Normalmente abierto bifilar PNP
Técnica de conexión	Extremo abierto		Extremo abierto, M8, rosca giratoria, M12, rosca giratoria	Extremo abierto
Versión del sensor	Montaje en la ranura desde la parte superior			
Forma constructiva	Para ranura en T			
Posición de montaje	Cualquiera			
Basado en la norma	EN 60947-5-2			
Certificación	RCM c UL us - Listed (OL)			
Marcado CE (véase la declaración de conformidad)	Según Directiva de máquinas CEM de la UE Según la Directiva RoHS de la UE			
Marcado UKCA (véase la declaración de conformidad)	Según la normativa del Reino Unido sobre CEM, Según la normativa RoHS del Reino Unido			
Nota sobre la utilización	https://www.festo.com/Drive-Sensor-Overview			
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS Sin halógenos			
Conformidad PWIS	VDMA24364-B2-L			
Organismo que expide el certificado	UL E232949			
Características especiales	Resistente al aceite			
Idoneidad para la producción de baterías de iones de litio	Adecuado para la producción de baterías con valores reducidos de Cu/Zn/Ni (F1a)			
Clase de sala limpia	Elemento instalado estáticamente, no es posible una evaluación significativa según la norma ISO 14644-1			

Señal de entrada/elemento de medición	
Magnitud de medición	Posición
Principio de medición	Magnetorresistivo

Salida de conmutación				
Salida de conmutación	Contacto normalmente cerrado NPN de 3 hilos	Contacto normalmente cerrado trifilar PNP	Normalmente abierto trifilar PNP	Normalmente abierto bifilar PNP
Función del elemento de conmutación	Normalmente cerrado		Normalmente abierto	
Precisión de repetición	0,2 mm			
Tiempo de conexión	≤1,3 ms			≤1 ms
Tiempo de desconexión	≤7,3 ms			≤1 ms
Corriente de salida máx.	100 mA			80 mA
Corriente de salida máxima en kits de fijación	100 mA			80 mA
Potencia máx. de conmutación DC	2,8 W			1,9 W
Potencia de conmutación máxima DC en los kits de fijación	2,8 W			1,5 W
Frecuencia de conmutación máx.	130 Hz			180 Hz
Caída de tensión	<1.5 V			<6 V

Salida, otros datos	
Resistencia a cortocircuitos	sí
Resistencia a sobrecargas	Presente

Electrónica				
Salida de conmutación	Contacto normalmente cerrado NPN de 3 hilos	Contacto normalmente cerrado trifilar PNP	Normalmente abierto trifilar PNP	Normalmente abierto bifilar PNP
Margen de tensiones de servicio DC	5 ... 30 V			7 ... 30 V
Cálculo de tensión de funcionamiento DC	24 V			
Protección contra inversión de polaridad	Para todas las conexiones eléctricas			

Electromecánica		
Conexión eléctrica 1, tipo de conexión	Cable	Cable con conector
Conexión eléctrica 1, técnica de conexión	Extremo abierto	M12x1, codificación A según EN 61076-2-101, M8x1, codificación A según EN 61076-2-104
Conexión eléctrica 1, cantidad de contactos/hilos	2, 3	3
Conexión eléctrica 1, tipo de fijación	–	Fijación por tornillo, Orientable
Conexión eléctrica 1, tipo de fijación compatible	–	Compatible con fijación por tornillo giratorio/no giratorio
Sentido de salida de la conexión	Longitudinal	
Condiciones de prueba del cable	Condiciones de las pruebas bajo demanda Resistencia a la torsión: > 300.000 ciclos, $\pm 270^\circ/0,1$ m Resistencia a la fatiga por flexión: >50000 ciclos, radio de flexión 5 mm Cadena de energía: >5 millones de ciclos, radio de flexión 28 mm	
Terminales de cable	Funda terminal de cable	–
Propiedades del cable	Con aptitud para cadenas de energía/con aptitud para robot	
Material de la cubierta aislante del cable	TPE-U(PUR)	
Color de la cubierta aislante del cable	Gris	

Mecánica			
Conexión eléctrica 1, técnica de conexión	M12x1, codificación A según EN 61076-2-101	M8x1, codificación A según EN 61076-2-104	Extremo abierto
Tipo de fijación	Atornillado, Se puede insertar en la ranura desde arriba		
Par de apriete máx.	0,6 Nm		
Material del cuerpo	Reforzado con PA Acero inoxidable de alta aleación		
Material del cuerpo clavija	TPE-U (PU)		–
Material de los contactos crimp	Aleación de cobre, dorada		–
Material de la cubierta aislante	PP		
Material de la fijación por tornillo	Latón, niquelado		–
Material de las tuercas de unión	–	Latón niquelado	–
Color del cuerpo	Negro		

Display/manejo	
Indicación del estado de conmutación	Diodo emisor de luz amarillo
Indicación de reserva de funcionamiento	Diodo emisor de luz naranja

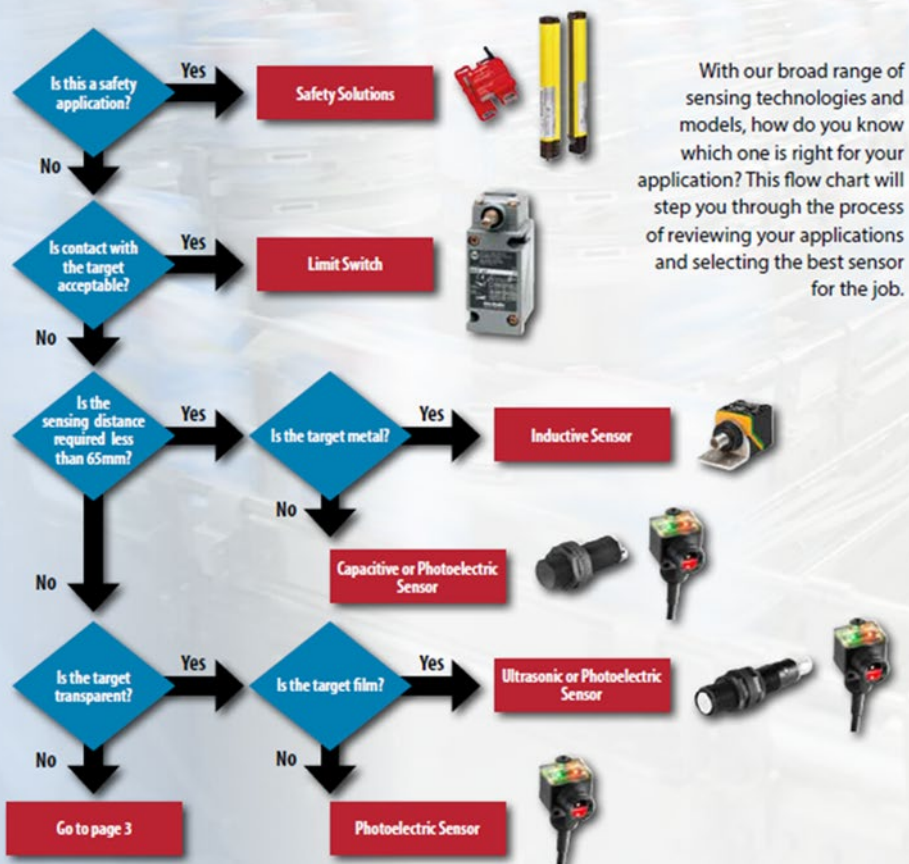
Inmisión/emisión	
Temperatura ambiente	-40 ... 85°C
Temperatura ambiente para tendido de cables móvil	-20 ... 85°C
Grado de protección	IP65, IP68, IP69K

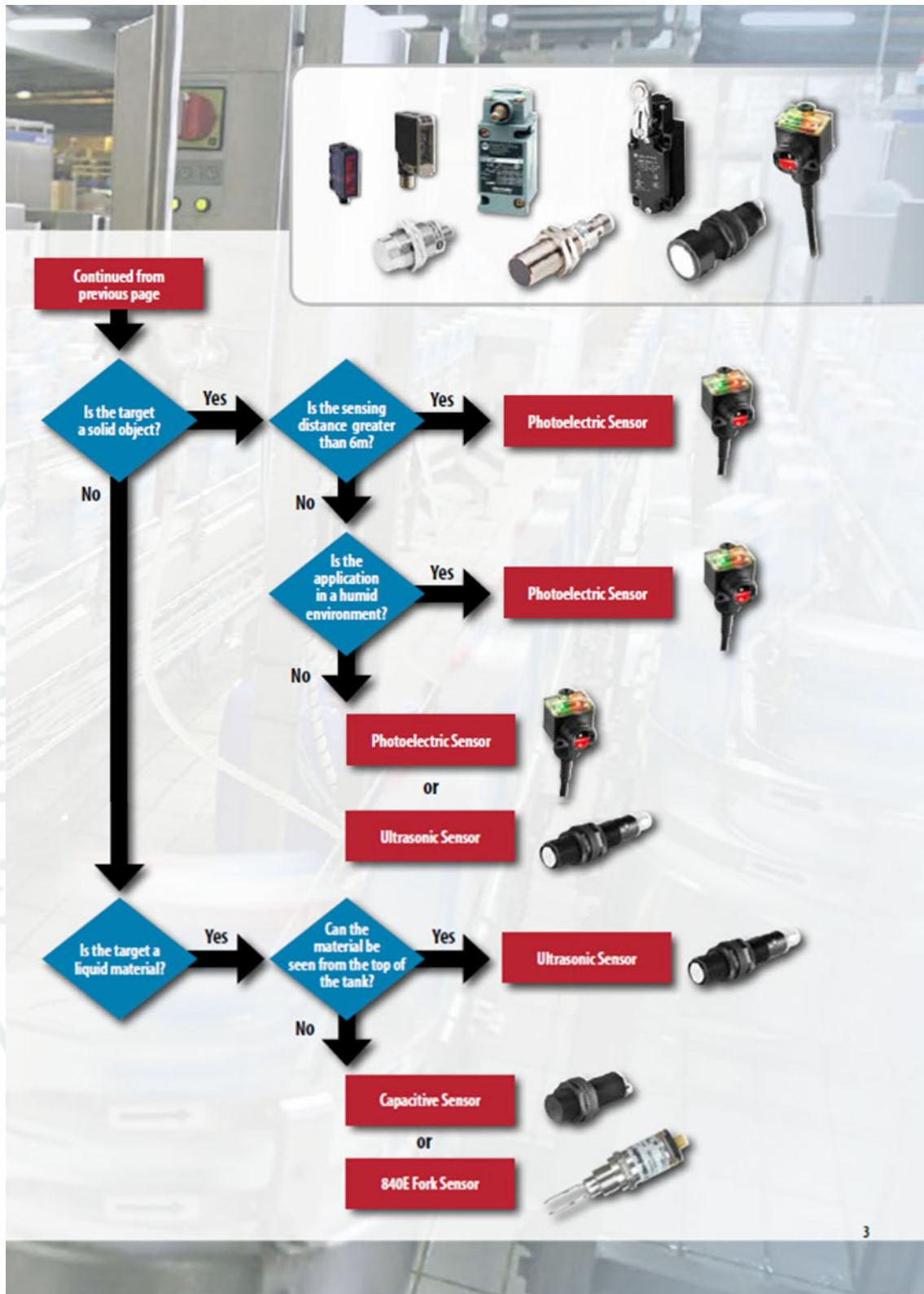
Nota. Extraído de (Festo, 2025, págs. 4-6)

Anexo QQ: Diagrama de flujo de selección de sensores

Choose from one of the industry's broadest sensor portfolios

Rockwell Automation offers quality Allen-Bradley® components with over 110 years of time-tested reliability and durability. And when it comes to sensors, we have one of the broadest lines in the industry including Allen-Bradley limit switches, proximity, photoelectric, capacitive and ultrasonic sensors. Allen-Bradley sensors and switches set the standard for ruggedness, dependability and application flexibility.





Nota. Extraído de (Allen-Bradley, 2016, págs. 2-3)

Anexo RR: Hoja de datos del sensor 42CA



Representative Rendering, Not The Actual Product

PHOTOSWITCH Photoelectric Sensor, 1m (3.3ft), Standard Diffuse, DC - 2 Complementary LO/DO Outputs, 4-pin DC Micro QD

Product Details

PHOTOELECTRIC SENSOR DATA	
Sensing Mode	Standard Diffuse
Maximum Sensing Distance	1m (3.3ft)
Light Source	Infrared LED
Operating Voltage/Mode	DC - 2 Complementary LO/DO Outputs
Sensitivity Adjust	With Adjustment
Output Type	Sink (NPN)
Connection Type	4-pin DC Micro QD
ACCESSORIES	
Connections Media	DC Micro(M12) ,Female ,Straight ,4-pin PVC, Yellow, Unshielded ,5 m

Nota. Extraído de (Rockwell Automation, 2011)

Anexo SS: Hoja de datos del sensor 802T



Representative Rendering, Not The Actual Product

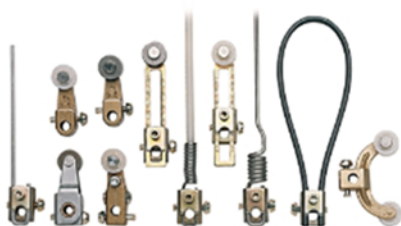
Limit Switch, NEMA Type 4 and 13 Oiltight Construction, Plug-In, Lever Type, Spring Return, Standard Operating Torque, 2-Circuit, CW and CCW operation, Whole Switch

Product Details

SWITCH DATA	
Energy Rating	Low Energy
Plug-In or NonPlug-In Style	Plug-In
Switch Components	Complete Switch
Actuation Type	Lever Type, Spring Return, Standard Operating Torque
Number of Circuits	2-Circuit
Mode of Operation	CW and CCW operation
Safety Switch	No
Travel to Operate Contacts (Nominal)	13°
Torque to Operate Contacts (Max.)	0.29N-m (2.6lb in)
Travel to Reset Contacts (Max.)	7°
Maximum Travel	90°
OPERATING LEVER DATA	
Operating Lever	Operating Lever Not Selected
Additional Details	
Type	Oiltight Limit Switches

Nota. Extraído de (Rockwell Automation, 2011)

Anexo TT: Hoja de datos de palancas operativas de estilo NEMA



Representative Rendering, Not The Actual Product

Operating Lever, Roller Lever, Adjustable, 1.19 to 3.0 In, Rubber, 1.5 In, 0.50 In

Product Details

OPERATING LEVER DATA	
Lever Type	Roller Lever
Adjustable or Non-Adjustable	Adjustable
Radius	1.19 to 3.0 In
Roller Material	Rubber
Roller Diameter	1.5 In
Roller Width	0.50 In
ADDITIONAL INFORMATION	
Message	Operating Lever 802T-W3F Should Not Be Used With 802M-NPY5 or 802M-ASY5 Switches.
Message	Do Not Use 802T-W7, 802T-W7A, 802T-W7B On Maintained Contact Limit Switches.

Nota. Extraído de (Rockwell Automation, 2011)

Anexo UU: Ficha técnica de los pulsadores ZB4BA1



Cabeza pulsador 22 mm metalico
rasante blanco

ZB4BA1

Principal

Gama De Producto	Harmony XB4
Tipo de Producto o Componente	Cabezal para pulsador no iluminado
Nombre Corto del Dispositivo	ZB4
Material del bisel	Metal cromado
Diámetro de montaje	22,5 mm

tipo de cabezal	Estándar
Forma de la cabeza de señalización	Redondo
Tipo de operador	Retorno de resorte
Perfil del operador	Blanco Empotrado, Sin marca
Tapa/lente de color u operador	Blanco

Complementos

Anchura global cad	29 mm
Altura global cad	29 mm
Profundidad global cad	28 mm
Durabilidad Mecánica	10000000 Ciclos
Código de composición eléctrica	C1 para <9 Único Montaje frontal C2 para <9 Simple y doble Montaje frontal C11 para <3 Único Montaje frontal C15 para <1 Único Montaje frontal
Presentación del dispositivo	Elemento básico

Ambiente

Tratamiento de Protección	TH
Temperatura Ambiente De Almacenamiento	-40...70 °C
Temperatura Ambiente De Trabajo	-40...70 °C
Categoría de sobretensión	Clase I conforming to IEC 60536
grado de protección IP	IP66 conforme a IEC 60529 IP67 IP69 IP69K
Grado de protección nema	NEMA 13 NEMA 4X
Grado De Protección Ik	Ik06 conforming to IEC 50102
Estándares	En> 40 A IEC 60947-5-4 UL 508 CEI 60947-5-5 JIS C8201-5-1 CSA C22.2 No 14 IEC 60947-5-1 JIS C8201-1
Certificaciones de Producto	BV CSA DNV LROS (Lloyds registro de envío) Registrado por UL
Resistencia a las vibraciones	5 gn (f= 2...500 Hz) conforming to IEC 60068-2-6
resistencia a los choques	30 gn 18 ms) para Aceleración de media onda sinusoidal conforme a IEC 60068-2-27 50 gn 11 ms) para Aceleración de media onda sinusoidal conforme a IEC 60068-2-27

Nota. Adaptado de (Schneider Electric, 2025)

Anexo VV: Ficha técnica del pulsador XB4BT842



Harmony XB4, Parada de emergencia, metal, red mushroom Ø40, Ø22, trigger latching push-pull, 1 NC

XB4BT842

Principal

Gama de producto	Harmony XB4
Tipo de Producto o Componente	Pulsador de parada de emergencia Pulsador de parada de emergencia
Nombre Corto del Dispositivo	XB4
Material del bisel	Metal cromado
Material del anillo de fijación	Zamak
Diámetro de montaje	22.5 mm
Forma del cabezal de unidad de señalización	Redondo
Tipo de operador	Acción de activación y enganche mecánico
Tipo de cabezal	Estándar
Restauración	Presionar - jalar
Perfil del operador	Rojo Tipo Hongo Ø 40, Sin marca
Funcionamiento de contacto	Ruptura lenta
Conexiones - terminales	Terminales de fijación por tornillo, <= 2 x 1.5 mm* Con terminal acorde aIEC 60947-1 Terminales de fijación por tornillo, >= 1 x 0.22 mm* Sin terminal acorde aIEC 60947-1

Complementario

altura	47 mm
anchura	40 mm
profundidad	82 mm
Descripción de terminales ISO n°1	(21-22)NC
Peso del producto	0.125 kg
Resistencia a lavadoras de alta presión	7000000 Pa en55 °C, distancia:0.1 M
Tipo y composición de contactos	1 NC
Uso de contactos	Contactos estándar
Apertura positiva	Con acorde aIEC 60947-5-1 anexo K
recorrido de funcionamineto	1.5 mm (NC cambiando estado eléctrico) 4.3 mm (Desplazamiento total)

Endurancia mecánica	3000000 Ciclos
Par de apriete	0.8...1.2 N.m acorde aIEC 60947-1
Forma de la cabeza de tornillo	Cruzado compatible conPhilips nº 1 destornillador Cruzado compatible conPozidriv nº 1 destornillador Con ranuras compatible conplano 4 mm Ø destornillador Con ranuras compatible conplano 5,5 mm Ø destornillador
Material de contactos	Aleación de plata (Ag/Ni)
Protección contra cortocircuitos	10 A Fusible de cartuchos tipogG acorde aIEC 60947-5-1
[Ith] corriente térmica convencional	10 A acorde aIEC 60947-5-1
[Ui] tensión asignada de aislamiento	600 V (grado de contaminación3) acorde aIEC 60947-1
[Uimp] Tensión de impulso asignada (BIL)	6 kV acorde a IEC 60947-1
[Ie] corriente asignada de empleo	3 A en240 V,AC-15,A600 acorde aIEC 60947-5-1 6 A en120 V,AC-15,A600 acorde aIEC 60947-5-1 0.1 A en600 V,DC-13,Q600 acorde aIEC 60947-5-1 0.27 A en250 V,DC-13,Q600 acorde aIEC 60947-5-1 0.55 A en125 V,DC-13,Q600 acorde aIEC 60947-5-1 1.2 A en600 V,AC-15,A600 acorde aIEC 60947-5-1
Endurancia eléctrica	1000000 Ciclos,AC-15,2 A en 230 V, ritmo de operación<3600 cyc/h, factor de carga:0.5 acorde aIEC 60947-5-1 anexo C 1000000 Ciclos,AC-15,3 A en 120 V, ritmo de operación<3600 cyc/h, factor de carga:0.5 acorde aIEC 60947-5-1 anexo C 1000000 Ciclos,AC-15,4 A en 24 V, ritmo de operación<3600 cyc/h, factor de carga:0.5 acorde aIEC 60947-5-1 anexo C 1000000 Ciclos,DC-13,0.2 A en 110 V, ritmo de operación<3600 cyc/h, factor de carga:0.5 acorde aIEC 60947-5-1 anexo C 1000000 Ciclos,DC-13,0.5 A en 24 V, ritmo de operación<3600 cyc/h, factor de carga:0.5 acorde aIEC 60947-5-1 anexo C
Fiabilidad eléctrica IEC60947	$\Lambda < 10\exp(-6)$ en5 V y1 mA En entorno limpio acorde a IEC 60947-5-4 $\Lambda < 10\exp(-8)$ en17 V y5 mA En entorno limpio acorde a IEC 60947-5-4
Presentación del dispositivo	Producto completo

Entorno

Tratamiento de Protección	TH
Temperatura ambiente de almacenamiento	-40...70 °C
Temperatura ambiente de funcionamiento	-40...70 °C
Clase de protección frente a descargas eléctricas	Clase I acorde aIEC 60536
Grado de protección IP	IP66 acorde aIEC 60529 IP67 IP69 IP69K
Grado NEMA	NEMA 13 NEMA 4X
Grado de protección IK	IK06 conforming to IEC 50102

Normas	IEC 60947-5-1 IEC 60204-1 IEC 60947-5-4 JIS C8201-5-1 UL 508 IEC 60364-5-53 ISO 13850 IEC 60947-1 CEI 60947-5-5 CSA C22.2 No 14 JIS C8201-1
Certificaciones de Producto	CSA LROS (Lloyds registro de envío) BV Registrado por UL DNV
Resistencia a las vibraciones	5 gn ($f = 2...500$ Hz) acorde a IEC 60068-2-6
Resistencia a los golpes	30 gn(duración18 ms) paraAceleración de media onda sinusoidal acorde alIEC 60068-2-27 50 gn(duración11 ms) paraAceleración de media onda sinusoidal acorde alIEC 60068-2-27

Nota. Adaptado de (Schneider Electric, 2024)

Anexo WW: Ficha técnica de la luz piloto XB4BVB3



Harmony XB4, Luz Piloto, metal, green, Ø22, plain lens with integral LED, 24 V AC/DC

XB4BVB3

Principal

Gama de producto	Harmony XB4
Tipo de Producto o Componente	Luz piloto
Nombre Corto del Dispositivo	XB4
Material del bisel	Metal cromado
Material del anillo de fijación	Zamak
Diámetro de montaje	22.5 mm
Tipo de cabezal	Estándar
Forma del cabezal de unidad de señalización	Redondo
Color de lentes o tapa/operador	Verde
Información agregada del operador	Con lente liso
Fuente de luz	LED universal
Base de bombilla	LED integral
Color de la fuente de luz	Verde
[Us] Tensión de alimentación	24 V AC/DC 50/60 Hz

Complementario

Altura	47 mm
Ancho	30 mm
Profundidad	54 mm
Descripción de terminales ISO n°1	(X1-X2)PL
Peso del producto	0.08 kg
Resistencia a lavadoras de alta presión	7000000 Pa en55 °C, distancia:0.1 M
Conexiones - terminales	Terminales de fijación por tornillo, <= 2 x 1.5 mm* Con terminal acorde aIEC 60947-1 Terminales de fijación por tornillo, 1 x 0,22...2 x 2,5 mm* Sin terminal acorde aIEC 60947-1
[Ui] tensión asignada de aislamiento	250 V (grado de contaminación3) acorde aIEC 60947-1
[Uimp] Tensión de impulso asignada (BIL)	4 kV acorde a IEC 60947-1

Tipo señalización	Fijo
Consumo de corriente	18 mA
Vida útil	100000 H A tensión nominal y 25 °C
Resistencia a sobretensiones	1 kV acorde a IEC 61000-4-5
Presentación del dispositivo	Producto completo
Límites de tensión de alimentación	19.2...30 V DC 21.6...26.4 V AC

Entorno

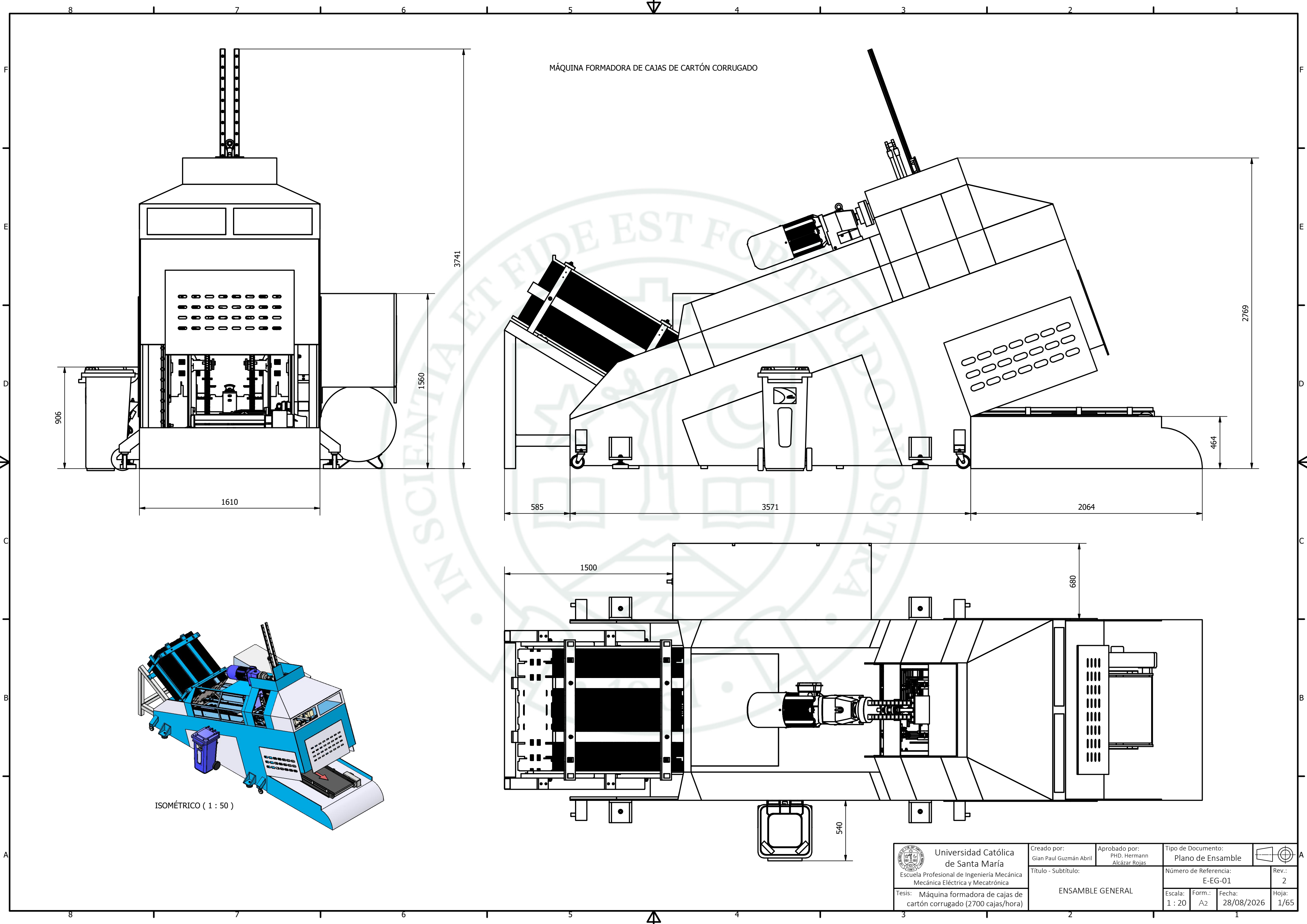
Tratamiento de Protección	TH
Temperatura ambiente de almacenamiento	-40...70 °C
Temperatura ambiente de funcionamiento	-40...70 °C
Clase de protección frente a descargas eléctricas	Clase I acorde a IEC 60536
Grado de protección IP	IP66 acorde a IEC 60529 IP67 IP69 IP69K
Grado NEMA	NEMA 13 NEMA 4X
Grado de protección IK	IK06 conforming to IEC 50102
Normas	CEI 60947-5-5 IEC 60947-5-4 IEC 60947-5-1 JIS C8201-5-1 UL 508 CSA C22.2 No 14 IEC 60947-1 JIS C8201-1
Certificaciones de Producto	CSA Registrado por UL
Resistencia a las vibraciones	5 gn (f= 12...500 Hz) conforming to IEC 60068-2-6
Resistencia a los golpes	30 gn(duración 18 ms) para Aceleración de media onda sinusoidal acorde a IEC 60068-2-27 50 gn(duración 11 ms) para Aceleración de media onda sinusoidal acorde a IEC 60068-2-27
Resistencia a transitorios rápidos	2 kV acorde a IEC 61000-4-4
Resistencia a campos electromagnéticos	10 V/m acorde a IEC 61000-4-3
Resistencia a descargas electroestáticas	6 kV En contacto (en piezas metálicas) acorde a IEC 61000-4-2 8 kV En aire libre (en piezas aislantes) acorde a IEC 61000-4-2
Emisión electromagnética	Clase B acorde a IEC 55011

Nota. Adaptado de (Schneider Electric, 2024)

Anexo XX: Lista de planos

Planos de Ensamble	Códigos de Referencia
Ensamble General	E-EG-01
	E-EG-02
Ensamble de Sistemas	E-ES-01
	E-ES-02
1.0 Zona de Almacenamiento – Ensamble	E-ZA-01
	E-ZA-02
1.1 Magazine – Subensamble	E-ZA-M-01
	E-ZA-M-02
1.2 Bastidor del magazine - Subensamble	E-ZA-BM-01
	E-ZA-BM-02
2.0 Sistema desapilador – Ensamble	E-SD-01
	E-SD-02
	E-SD-03
	E-SD-04
2.1 Conjunto de ventosas - Subensamble	E-SD-CV-01
	E-SD-CV-02
3.0 Sistema de transporte - Ensamble	E-ST-01
	E-ST-02
	E-ST-03
	E-ST-04
	E-ST-05
	E-ST-06
3.1 Conjunto del motor - Subensamble	E-ST-CM-01
3.2 Reductor - Subensamble	E-ST-R-01
3.2 Reductor - Cadena del reductor	E-ST-R-CR-01
3.3 Conjunto conductor - Subensamble	E-ST-CCR-01
3.4 Cadenas de transporte - Subensamble	E-ST-CT-01
3.4 Cadenas de transporte - Cadena de transporte	E-ST-CT-CT-01
3.5 Conjunto conducido - Subensamble	E-ST-CCD-01
3.6 Guías - Subensamble	E-ST-G-01
4.0 Sistema de aplicación de pegamento - Ensamble	E-SAP-01
	E-SAP-02
	E-SAP-03

Planos de Fabricación	Códigos de Referencia
1.1 Magazine - Perfil longitudinal superior	F-ZA-M-PL-01
1.1 Magazine - Perfil longitudinal lateral	F-ZA-M-PL-02
1.1 Magazine - Perfil longitudinal inferior	F-ZA-M-PL-03
1.1 Magazine - Perfil transversal superior	F-ZA-M-PT-01
1.1 Magazine - Perfil transversal inferior	F-ZA-M-PT-02
1.1 Magazine - Perfil vertical	F-ZA-M-PV-01
1.1 Magazine - Tope del magazine	F-ZA-M-TM-01
1.2 Bastidor del magazine - Perfil de apoyo anterior	F-ZA-BM-PA-01
1.2 Bastidor del magazine - Perfil de apoyo posterior	F-ZA-BM-PA-02
1.2 Bastidor del magazine - Perfil de soporte inclinado izquierdo	F-ZA-BM-PSI-01
1.2 Bastidor del magazine - Perfil de soporte inclinado derecho	F-ZA-BM-PSI-02
1.2 Bastidor del magazine - Perfil de unión horizontal	F-ZA-BM-PU-01
2.0 Sistema desapilador - Gorrón del actuador semirrotativo	F-SD-G-01
2.0 Sistema desapilador - Eje del desapilador	F-SD-E-01
	F-SD-E-02
	F-SD-E-03
2.0 Sistema desapilador - Chaveta del desapilador	F-SD-CH-01
2.1 Conjunto de ventosas - Barra de ventosas	F-SD-CV-BV-01
2.1 Conjunto de ventosas - Elemento de unión	F-SD-CV-EU-01
3.1 Conjunto del motor - Eje de transmisión del motor	F-ST-CM-ET-01
	F-ST-CM-ET-02
	F-ST-CM-ET-03
3.1 Conjunto del motor - Chaveta conductora (reductor)	F-ST-CM-CH-01
3.3 Conjunto conductor - Eje conductor	F-ST-CCR-ECR-01
	F-ST-CCR-ECR-02
	F-ST-CCR-ECR-03
3.5 Conjunto conducido - Eje conducido	F-ST-CCD-ECD-01
	F-ST-CCD-ECD-02
	F-ST-CCD-ECD-03
3.6 Guías - Guía superior izquierda	F-ST-G-GS-01
3.6 Guías - Guía superior derecha	F-ST-G-GS-02
3.6 Guías - Guía inferior	F-ST-G-GI-01



Universidad Católica
de Santa María

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Título - Subtítulo:

ENSAMBLE GENERAL

Tipo de Documento:
Plano de Ensamble

Número de Referencia:
E-EG-01

Escala:
1 : 20

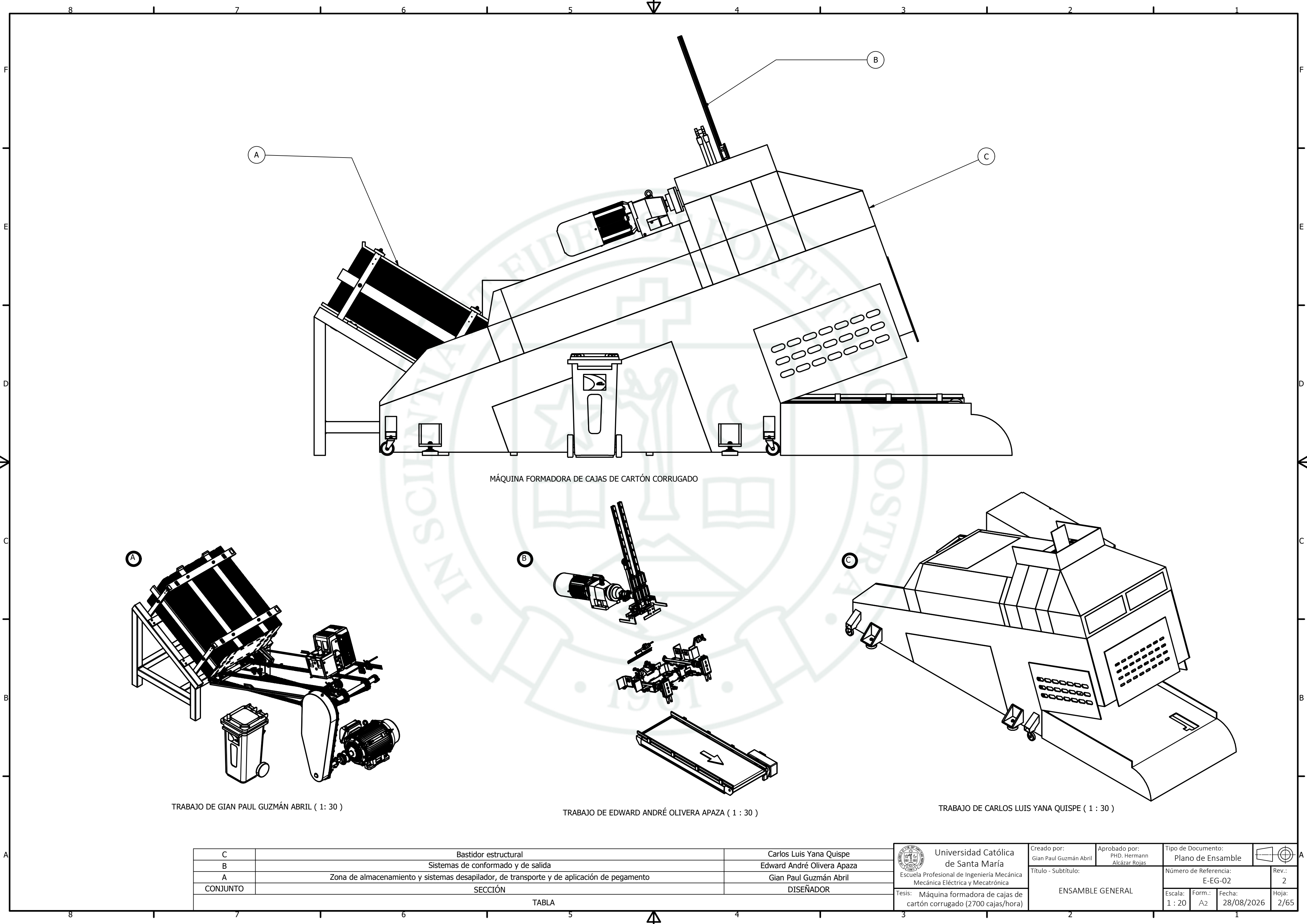
Form.:
A2

Fecha:
28/08/2026

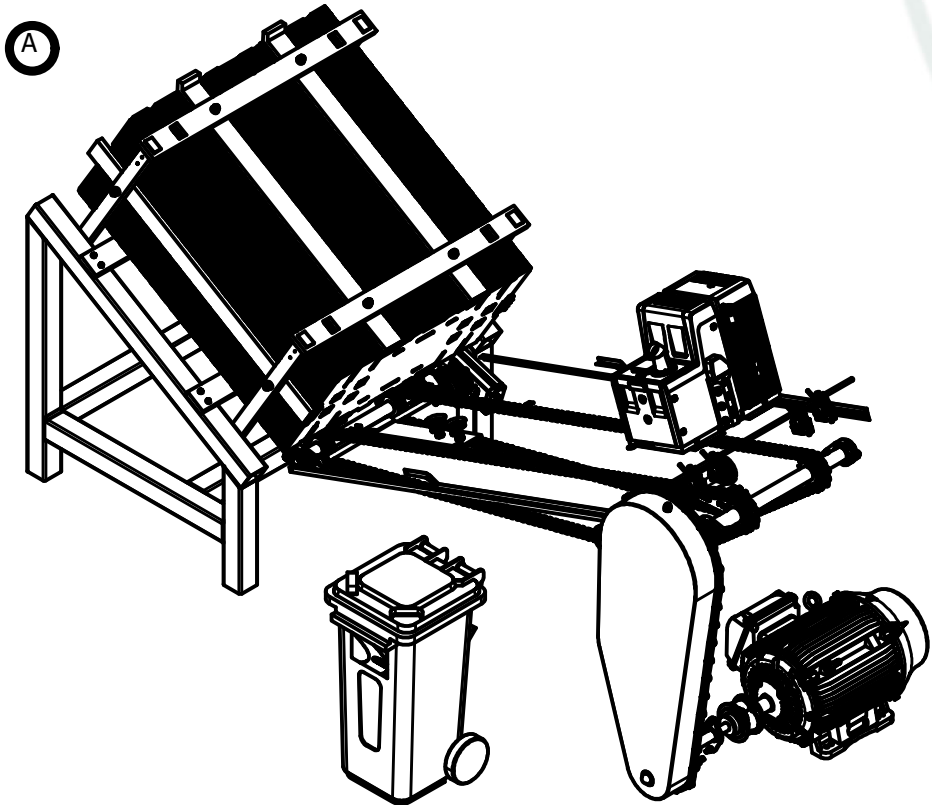


Rev.:
2

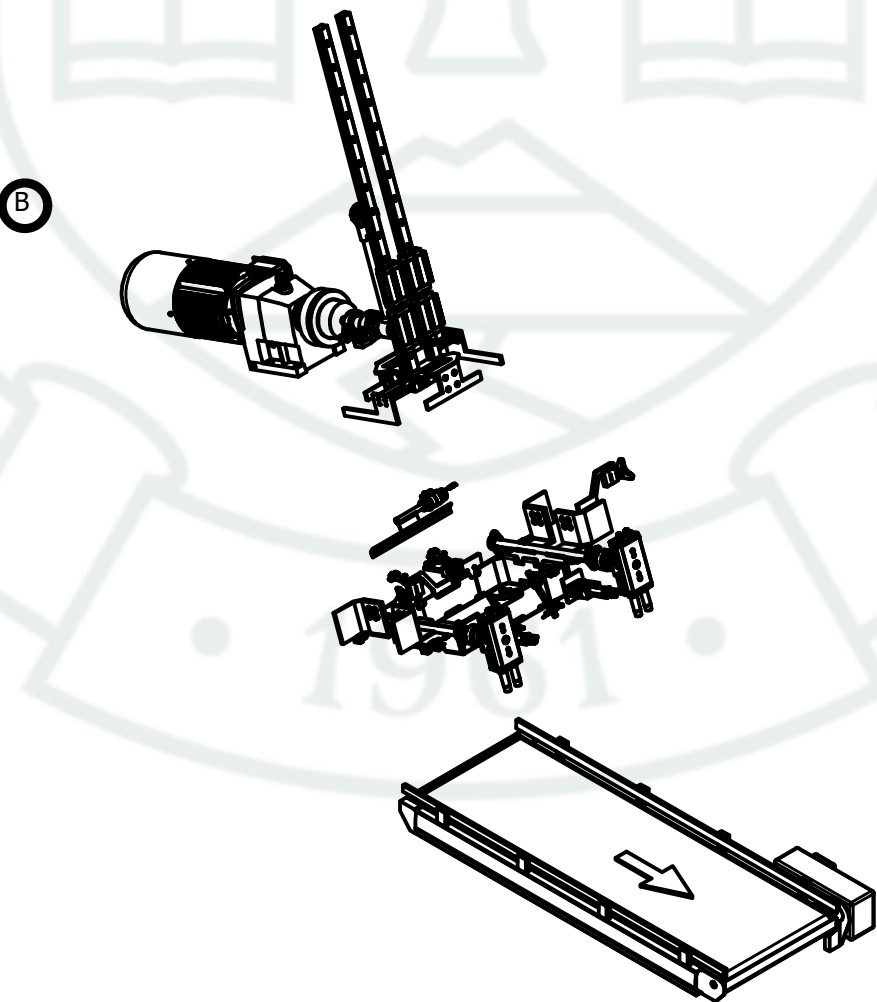
Hoja:
1/65



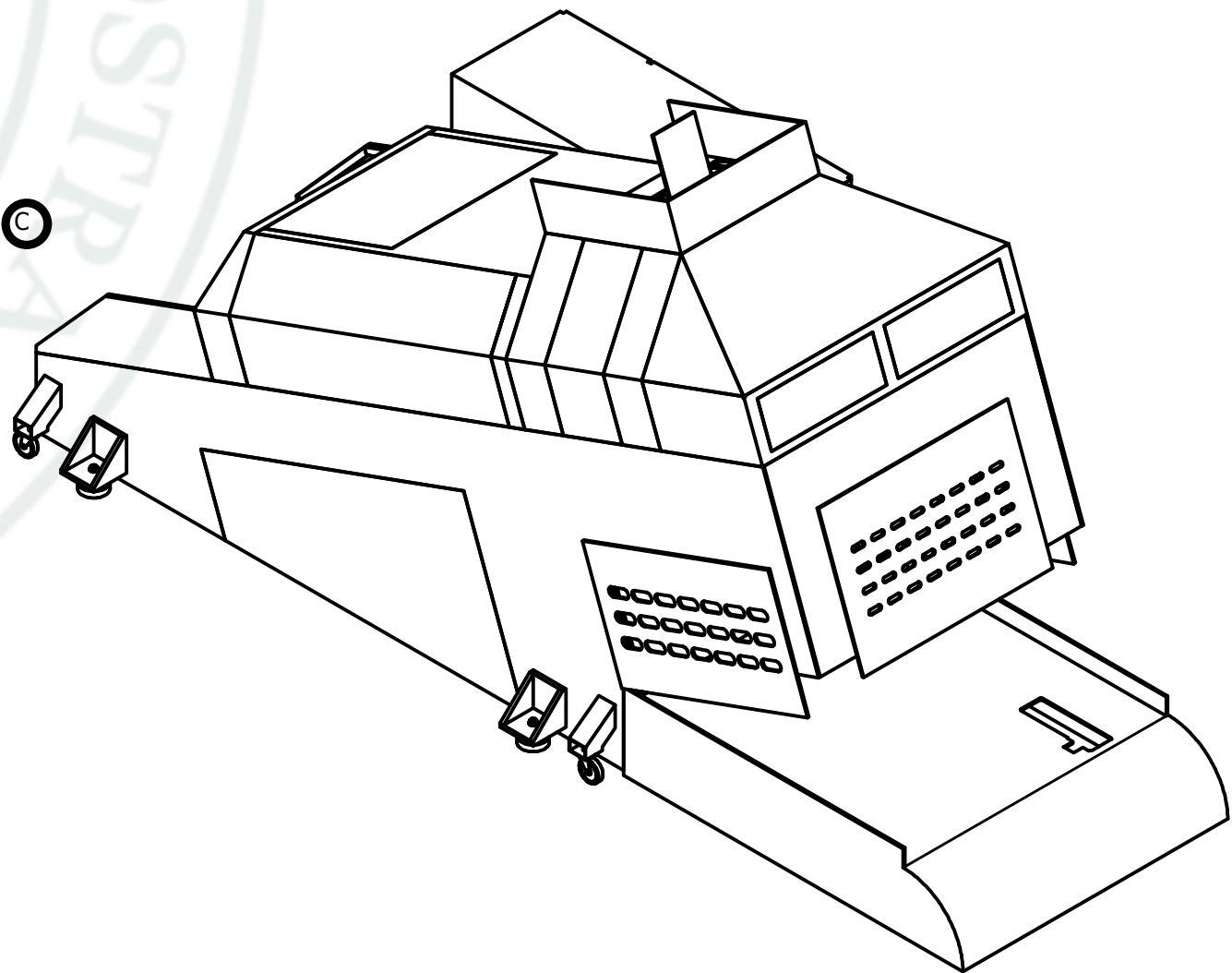
MÁQUINA FORMADORA DE CAJAS DE CARTÓN CORRUGADO



TRABAJO DE GIAN PAUL GUZMÁN ABRIL (1 : 30)

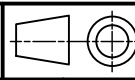


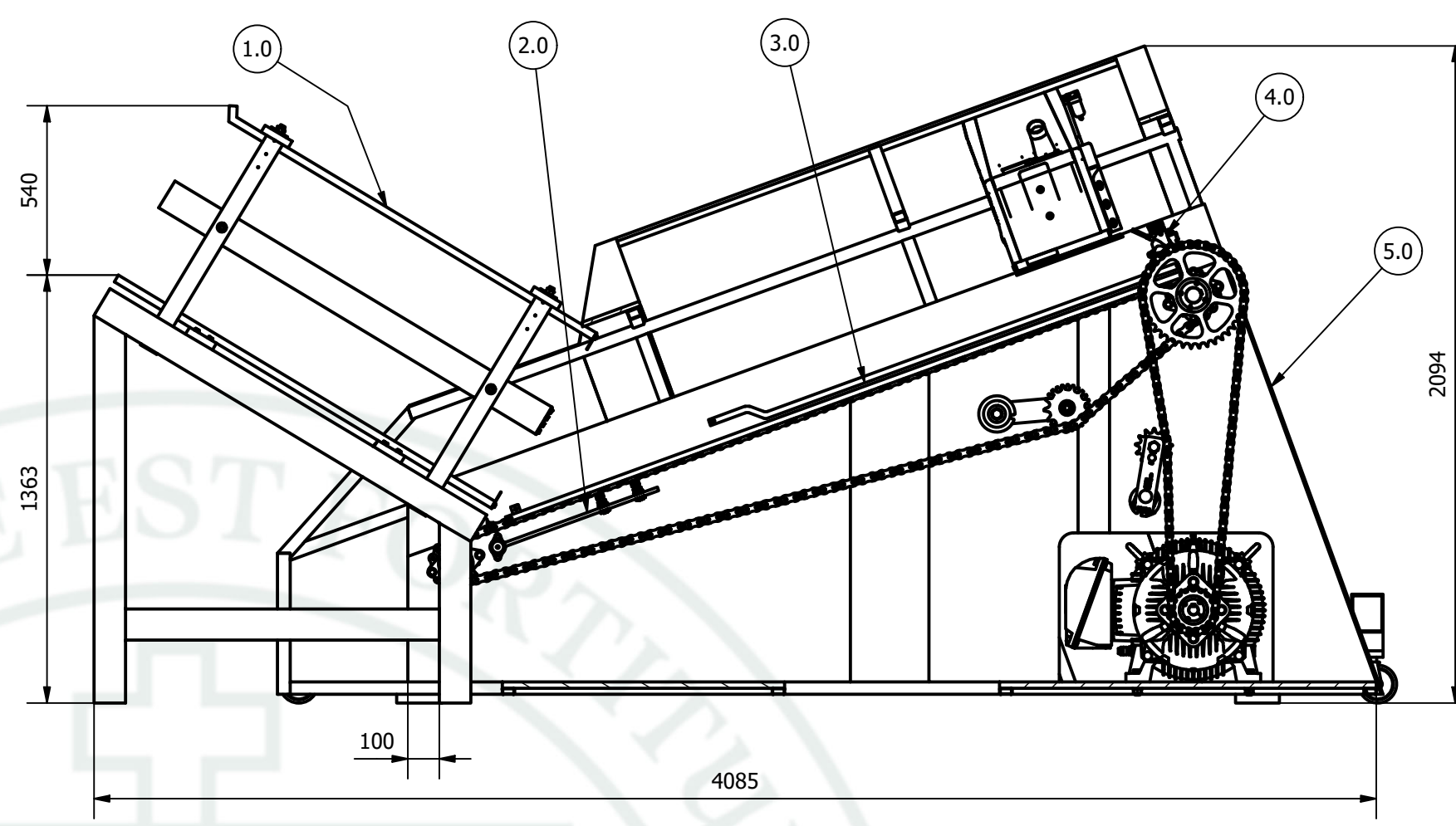
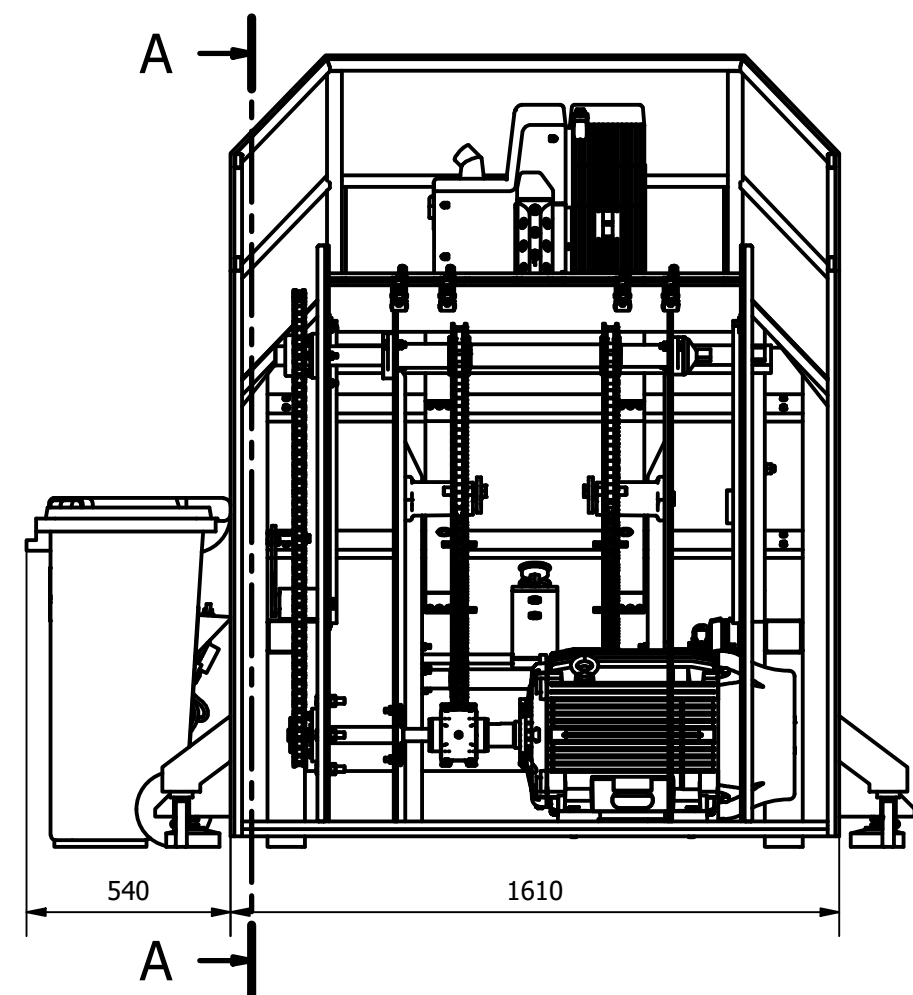
TRABAJO DE EDWARD ANDRÉ OLIVERA APAZA (1 : 30)



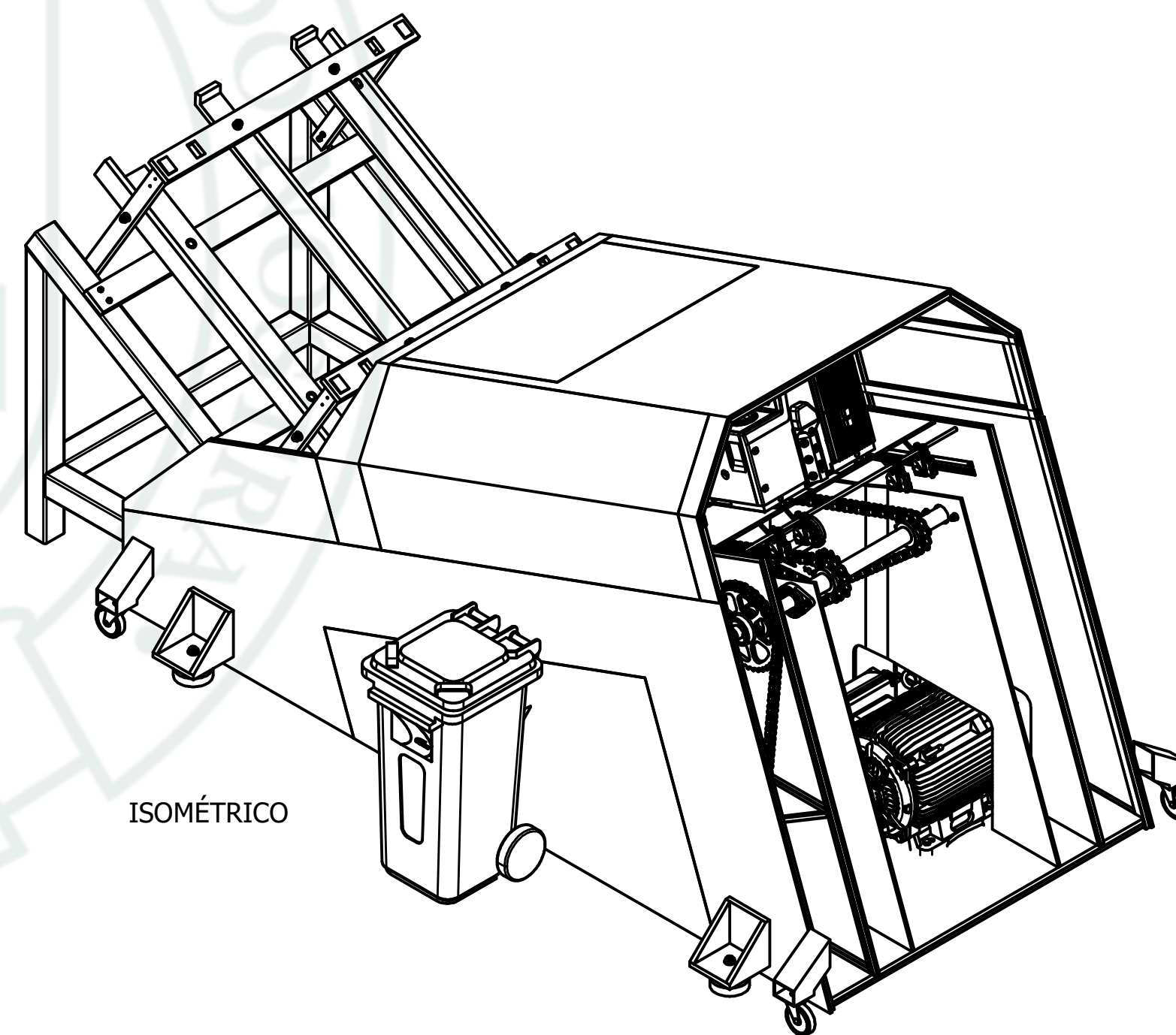
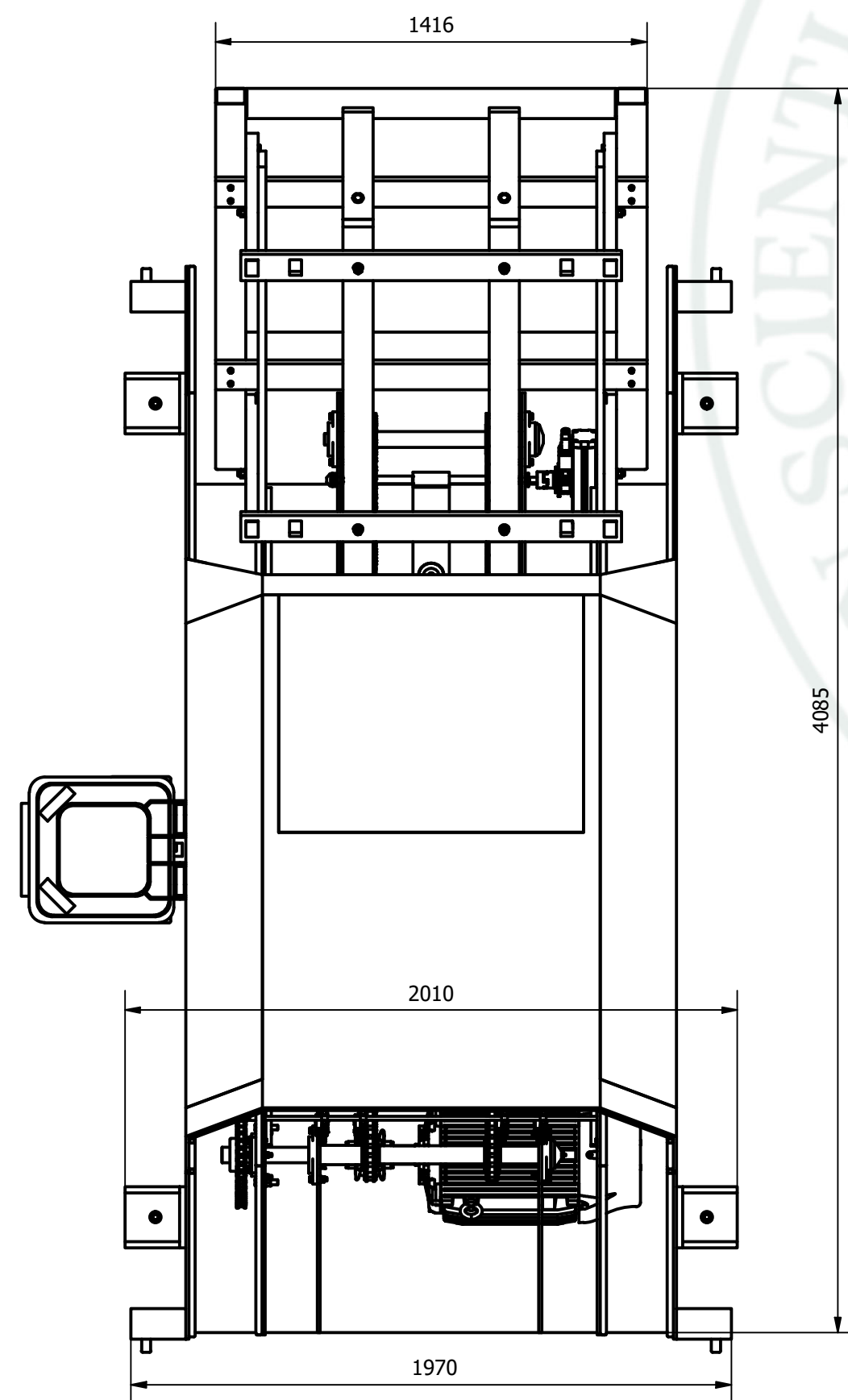
TRABAJO DE CARLOS LUIS YANA QUISPE (1 : 30)

C	Bastidor estructural	Carlos Luis Yana Quispe
B	Sistemas de conformado y de salida	Edward André Olivera Apaza
A	Zona de almacenamiento y sistemas desapilador, de transporte y de aplicación de pegamento	Gian Paul Guzmán Abril
CONJUNTO	SECCIÓN	DISEÑADOR
TABLA		

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: ENSAMBLE GENERAL		Número de Referencia: E-EG-02		
	Escala: 1 : 20	Form.: A2	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 2/65	

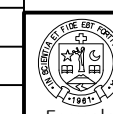


CORTE A-A



5.0	Bastidor estructural	Diseñado por Carlos Luis Yana Quispe
4.0	Sistema de aplicación de pegamento	Diseñado por Gian Paul Guzmán Abril
3.0	Sistema de transporte	Diseñado por Gian Paul Guzmán Abril
2.0	Sistema desafilador	Diseñado por Gian Paul Guzmán Abril
1.0	Zona de almacenamiento	Diseñado por Gian Paul Guzmán Abril
ELEMENTO	SISTEMA	DISEÑADOR

LISTA DE SISTEMAS



Universidad Católica
de Santa María

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Tipo de Documento:
Plano de Ensamble

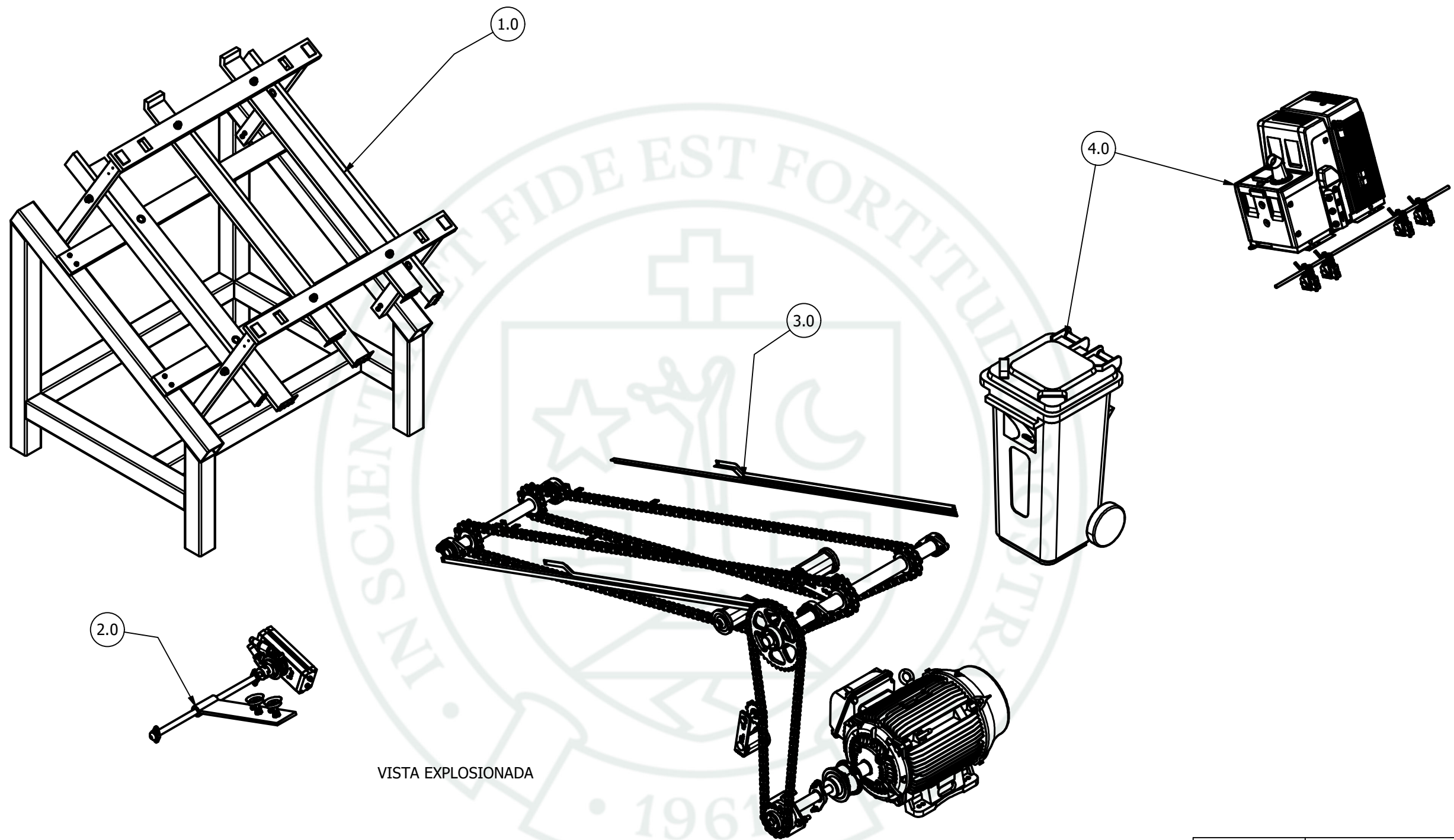
Número de Referencia:
E-ES-01

Escala: 1 : 20
Form.: A2
Fecha: 28/08/2026

Rev.:
2

Hoja:
3/65

ENSAMBLE DE SISTEMAS

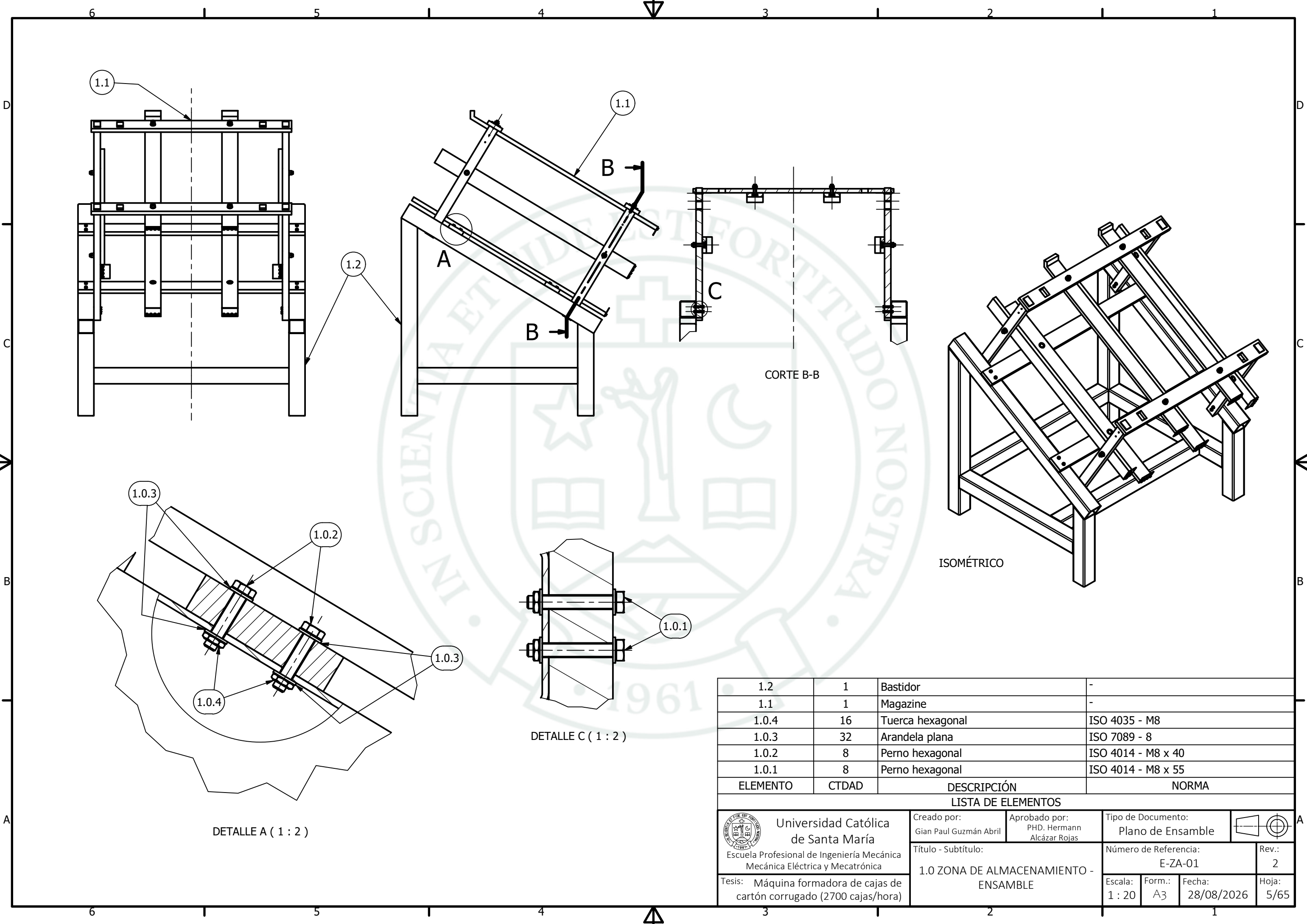


VISTA EXPLOSIONADA

4.0	Sistema de aplicación de pegamento
3.0	Sistema de transporte
2.0	Sistema Desapilador
1.0	Zona de almacenamiento
ELEMENTO	SISTEMA

LISTA DE SISTEMAS

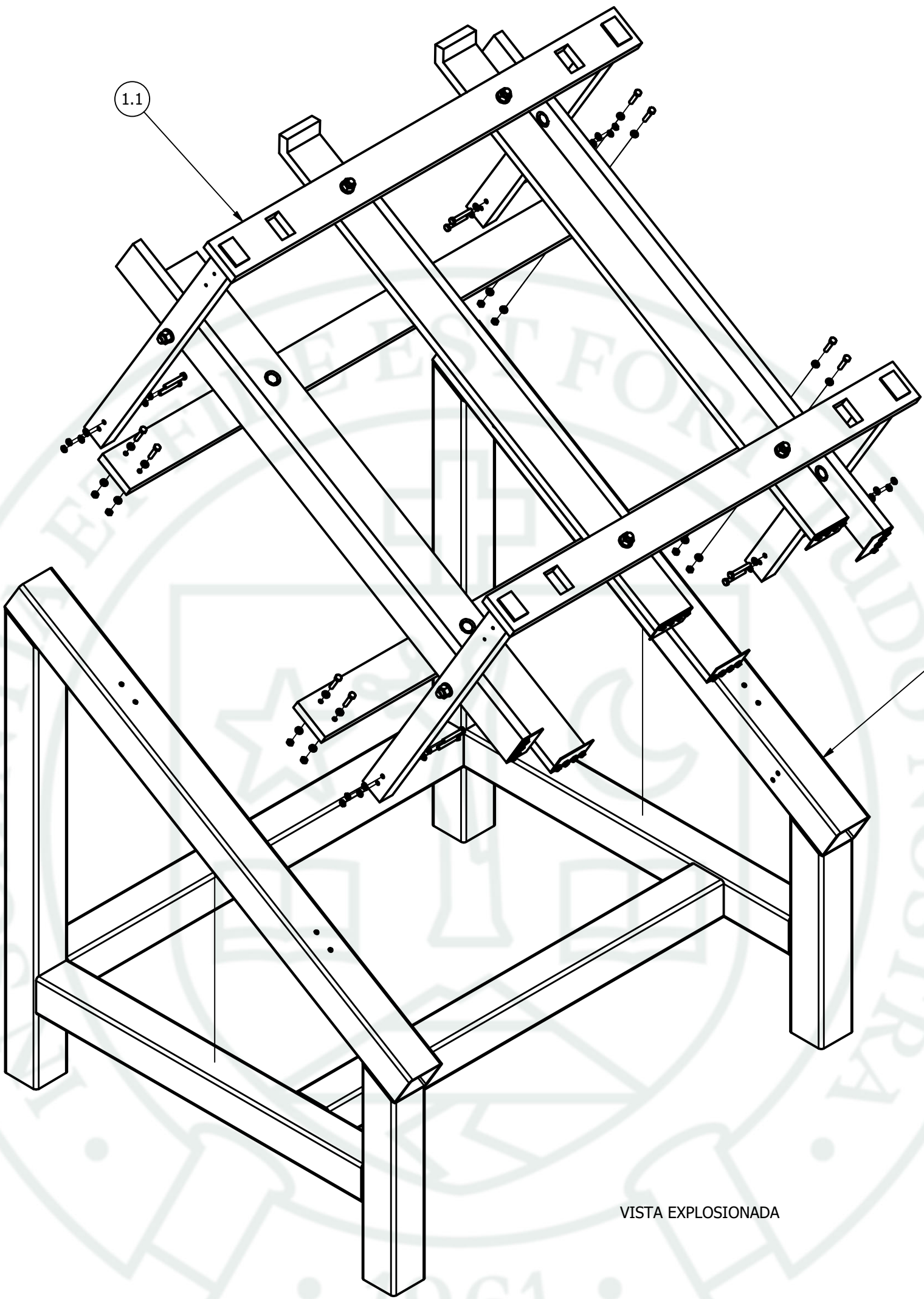
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: ENSAMBLE DE SISTEMAS		Número de Referencia: E-ES-02		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 4/65



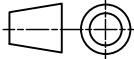
1.2	1	Bastidor	-
1.1	1	Magazine	-
1.0.4	16	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M8
1.0.3	32	Arandela plana	ISO 7089 - 8
1.0.2	8	Perno hexagonal	ISO 4014 - M8 x 40
1.0.1	8	Perno hexagonal	ISO 4014 - M8 x 55
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA

LISTA DE ELEMENTOS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 1.0 ZONA DE ALMACENAMIENTO - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-ZA-01		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 5/65



VISTA EXPLOSIONADA

1.2	Bastidor		
1.1	Magazine		
ELEMENTO	SISTEMA		
LISTA DE SISTEMAS			
Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
MACENAMIENTO - MBLE	Número de Referencia: E-ZA-02		Rev.: 2
	Escala: 1 : 10	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026
			Hoja: 6/65



Universidad Católica
de Santa María

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:

Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:

PHD. Hermann

Alcázar Rojas

Tipo de Documento:

Plano de Ensamble

Título - Subtítulo:

1.0 ZONA DE ALMACENAMIENTO -
ENSAMBLE

Número de Referencia:

E-ZA-02

Escala:

1 : 10

Form.:

A3

Fecha:

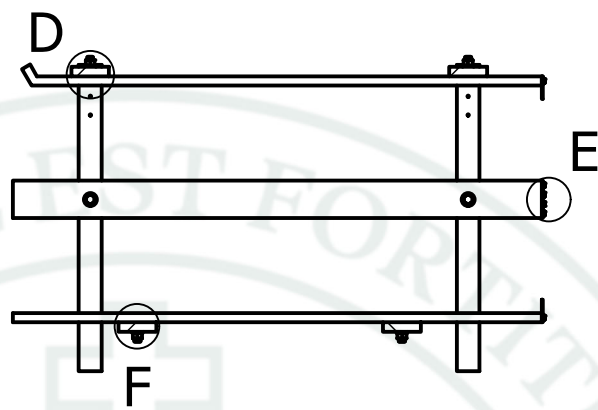
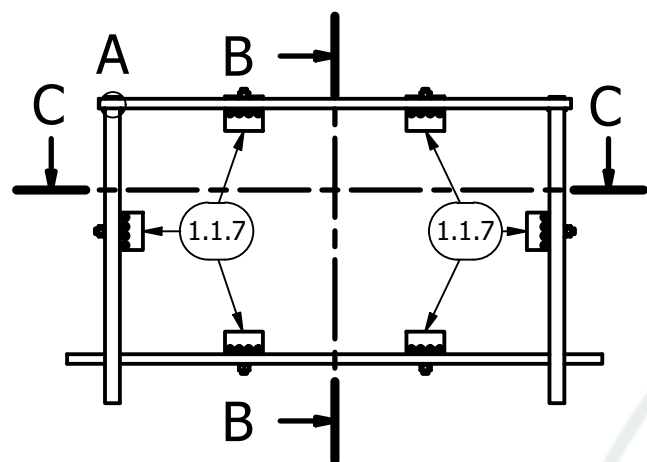
28/08/2026

Hoja:

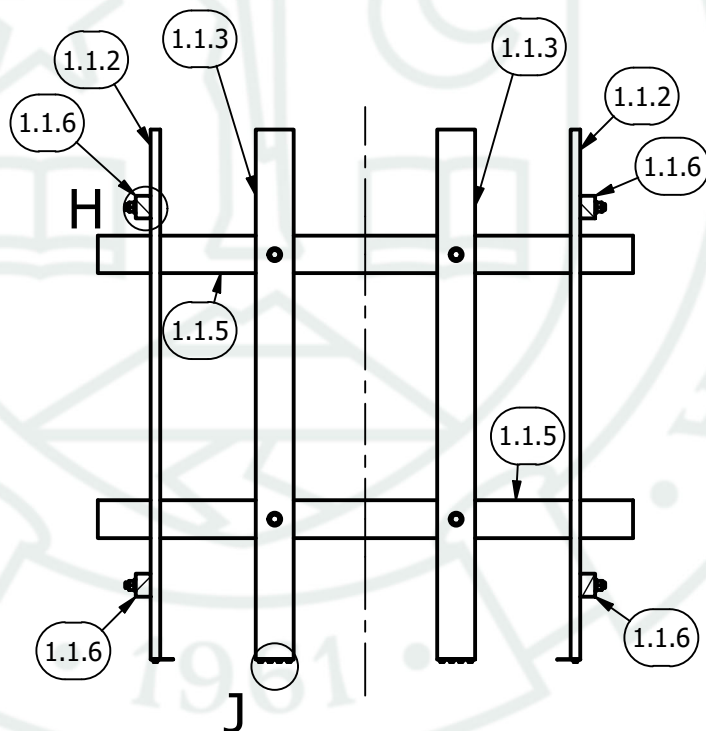
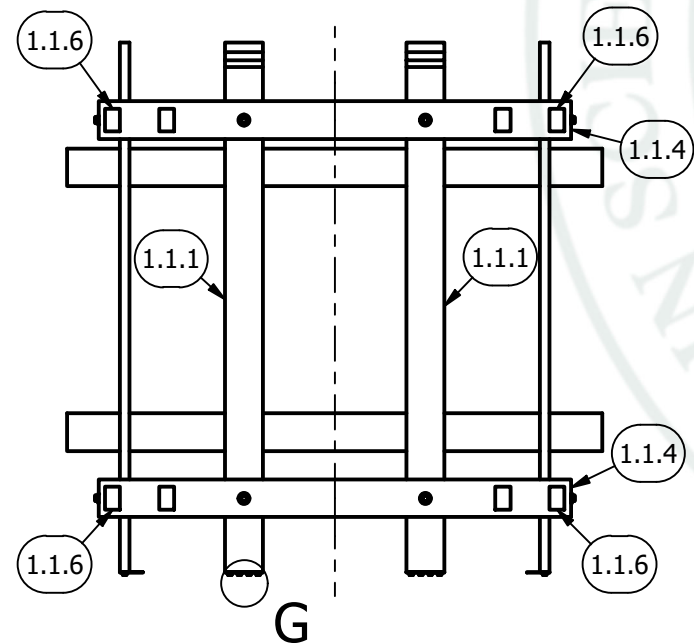
6/65

Rev.:

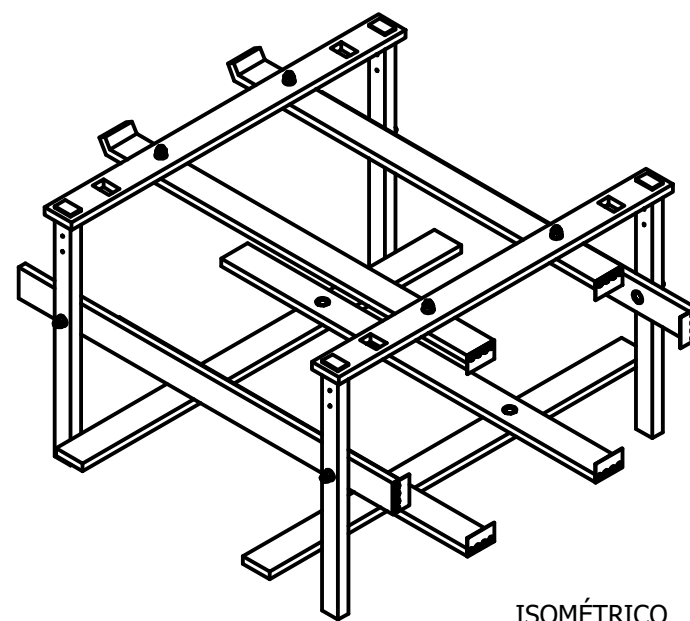
2



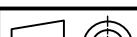
CORTE B-B



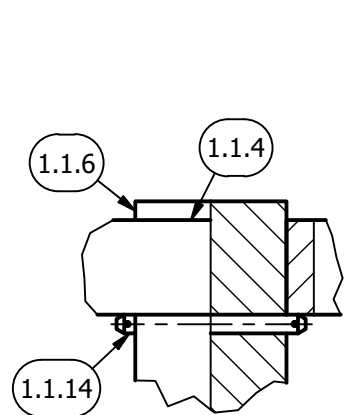
CORTE C-C



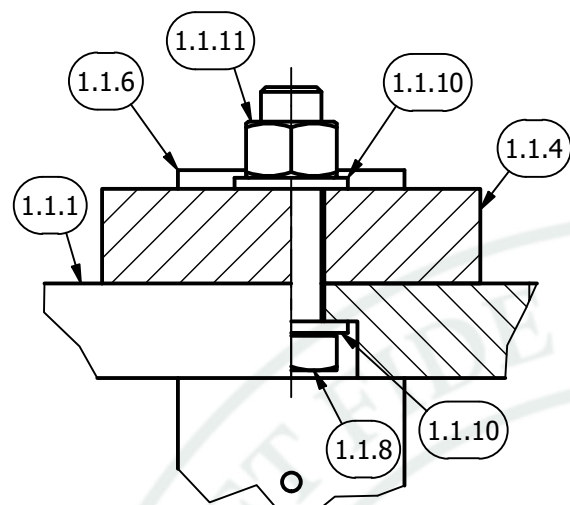
ISOMÉTRICO

La lista de piezas se encuentra en el plano E-ZA-M-02				
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble	
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - SUBENSAMBLE		Número de Referencia: E-ZA-M-01	Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026

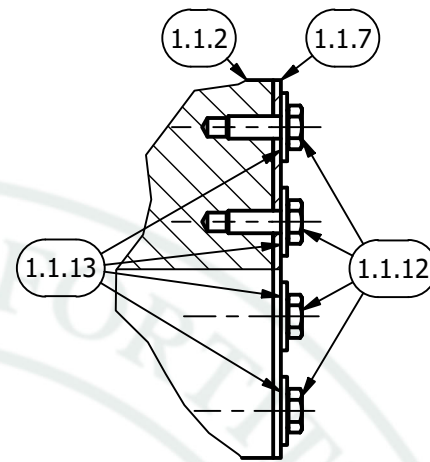
La lista de piezas se encuentra en el plano E-ZA-M-02



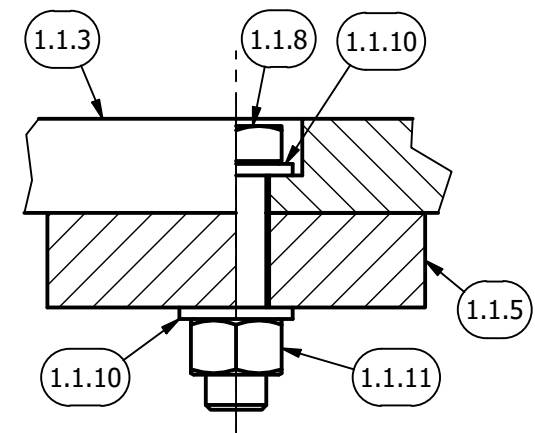
DETALLE A



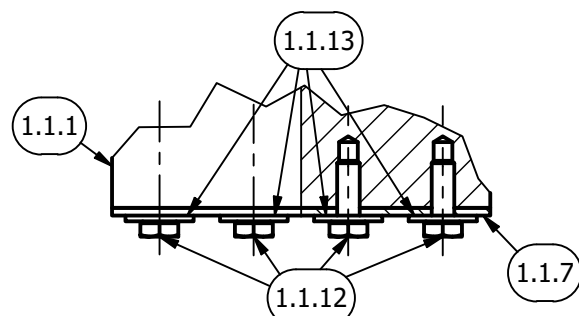
DETALLE D



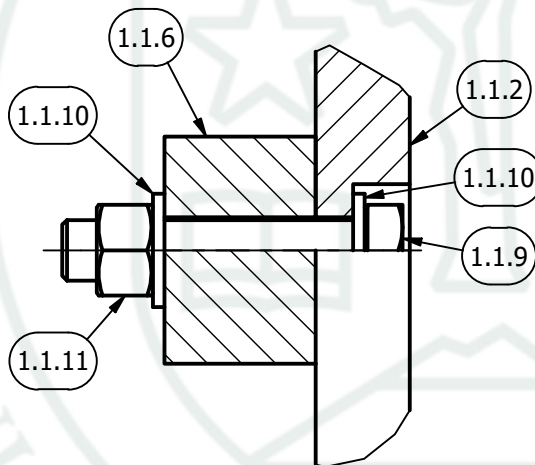
DETALLE E



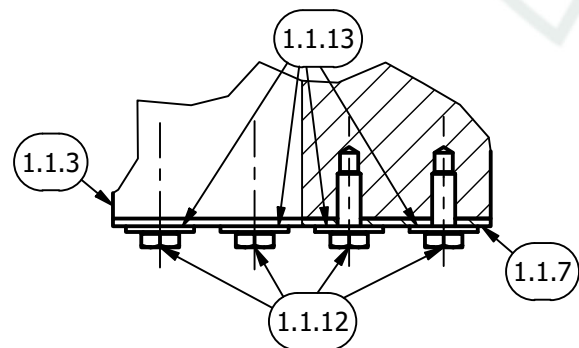
DETALLE F



DETALLE G



DETALLE H

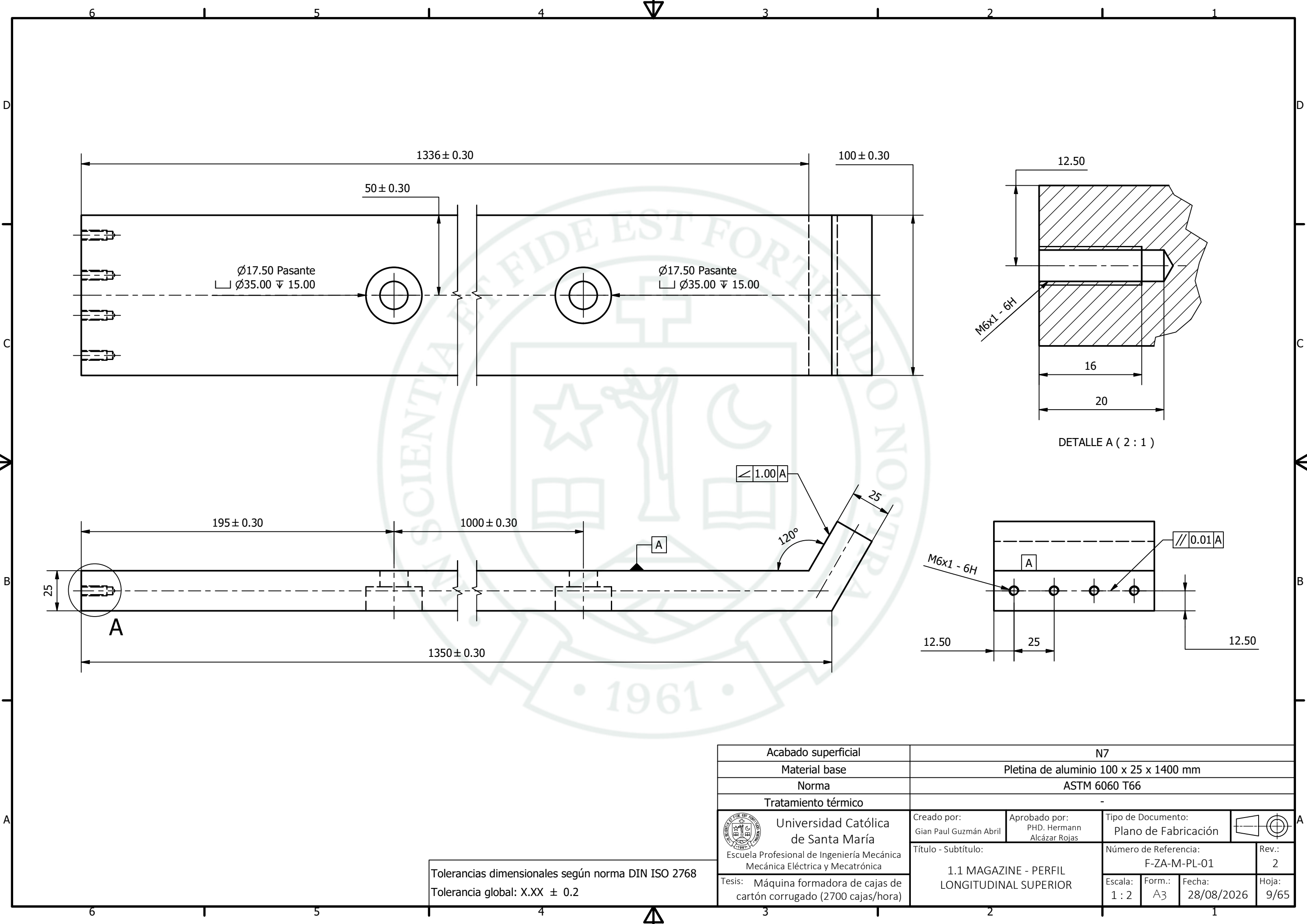


DETALLE J

1.1.14	4	Pasador de horquilla sin cabeza	ISO 2340 - 5 x 50
1.1.13	24	Arandela plana	ISO 7093 1 - M6
1.1.12	24	Perno hexagonal	ISO 4017 - M6 x 16
1.1.11	12	Tuerca hexagonal	ISO 4032 - M16
1.1.10	24	Arandela plana	ISO 7089 - M16
1.1.9	4	Perno hexagonal	ISO 4014 - M16 x 80
1.1.8	8	Perno hexagonal	ISO 4014 - M16 x 65
1.1.7	6	Tope del magazine	Pletina 100 x 60 x 2
1.1.6	4	Perfil vertical	Pletina 60 x 40 x 810
1.1.5	2	Perfil transversal inferior	Pletina 100 x 25 x 1416
1.1.4	2	Perfil transversal superior	Pletina 100 x 25 x 1250
1.1.3	2	Perfil longitudinal inferior	Pletina 100 x 25 x 1400
1.1.2	2	Perfil longitudinal lateral	Pletina 100 x 25 x 1400
1.1.1	2	Perfil longitudinal superior	Pletina 100 x 25 x 1400
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA

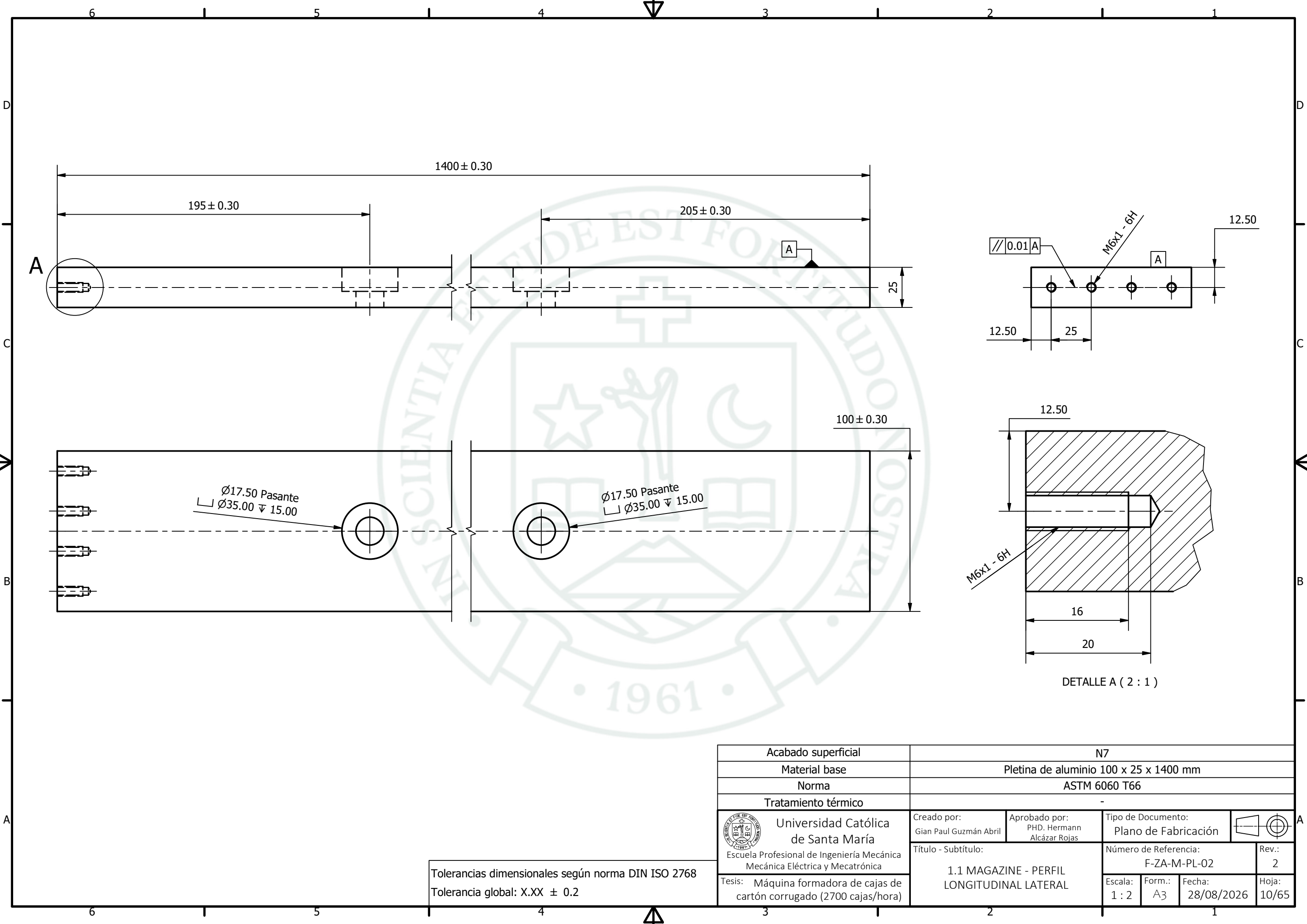
LISTA DE PIEZAS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - SUBENSAMBLE		Número de Referencia: E-ZA-M-02		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 8/65

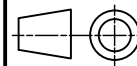


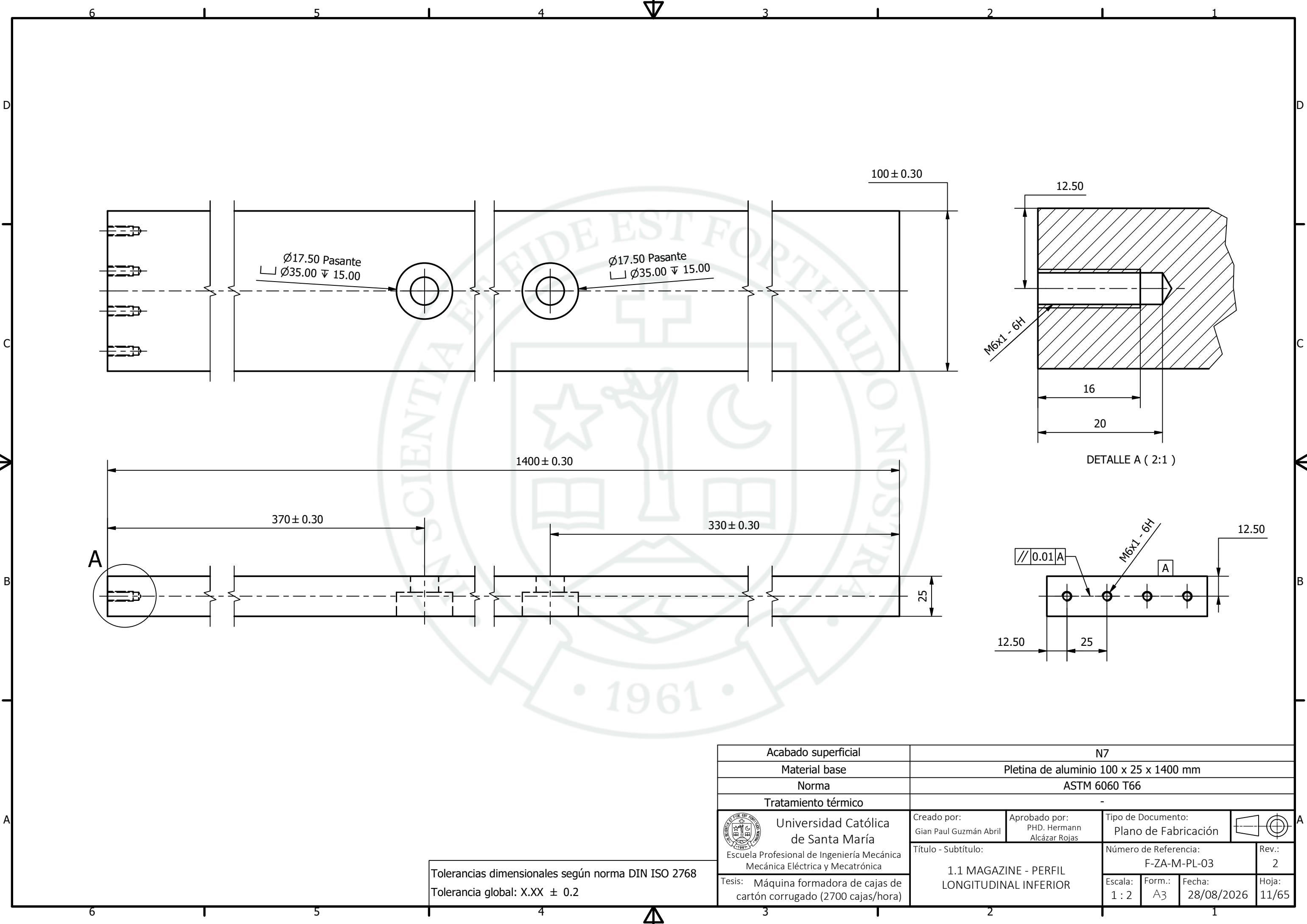
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Pletina de aluminio 100 x 25 x 1400 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - PERFIL LONGITUDINAL SUPERIOR		Número de Referencia: F-ZA-M-PL-01		Rev.: 2
	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 9/65	

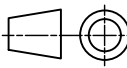


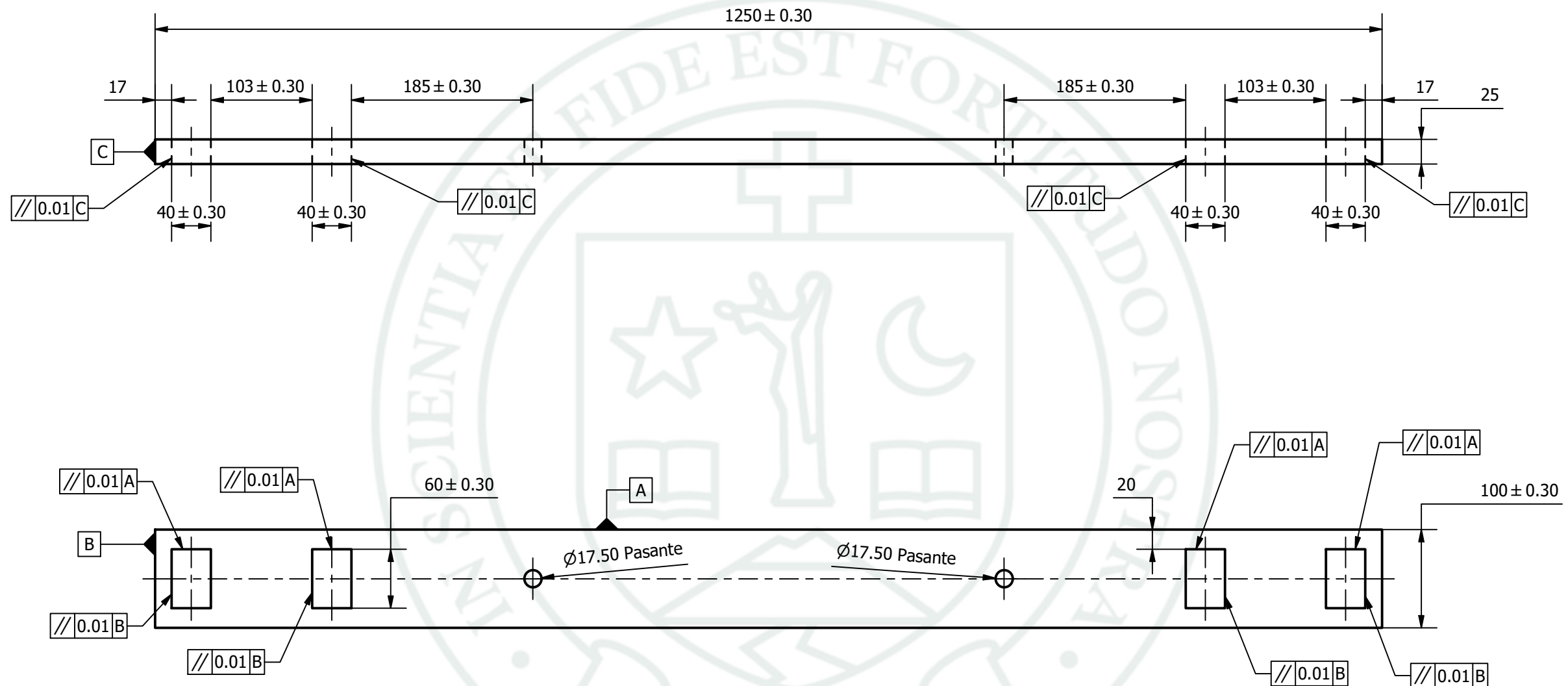
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Pletina de aluminio 100 x 25 x 1400 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - PERFIL LONGITUDINAL LATERAL		Número de Referencia: F-ZA-M-PL-02		Rev.: 2
			Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)					

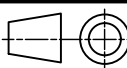


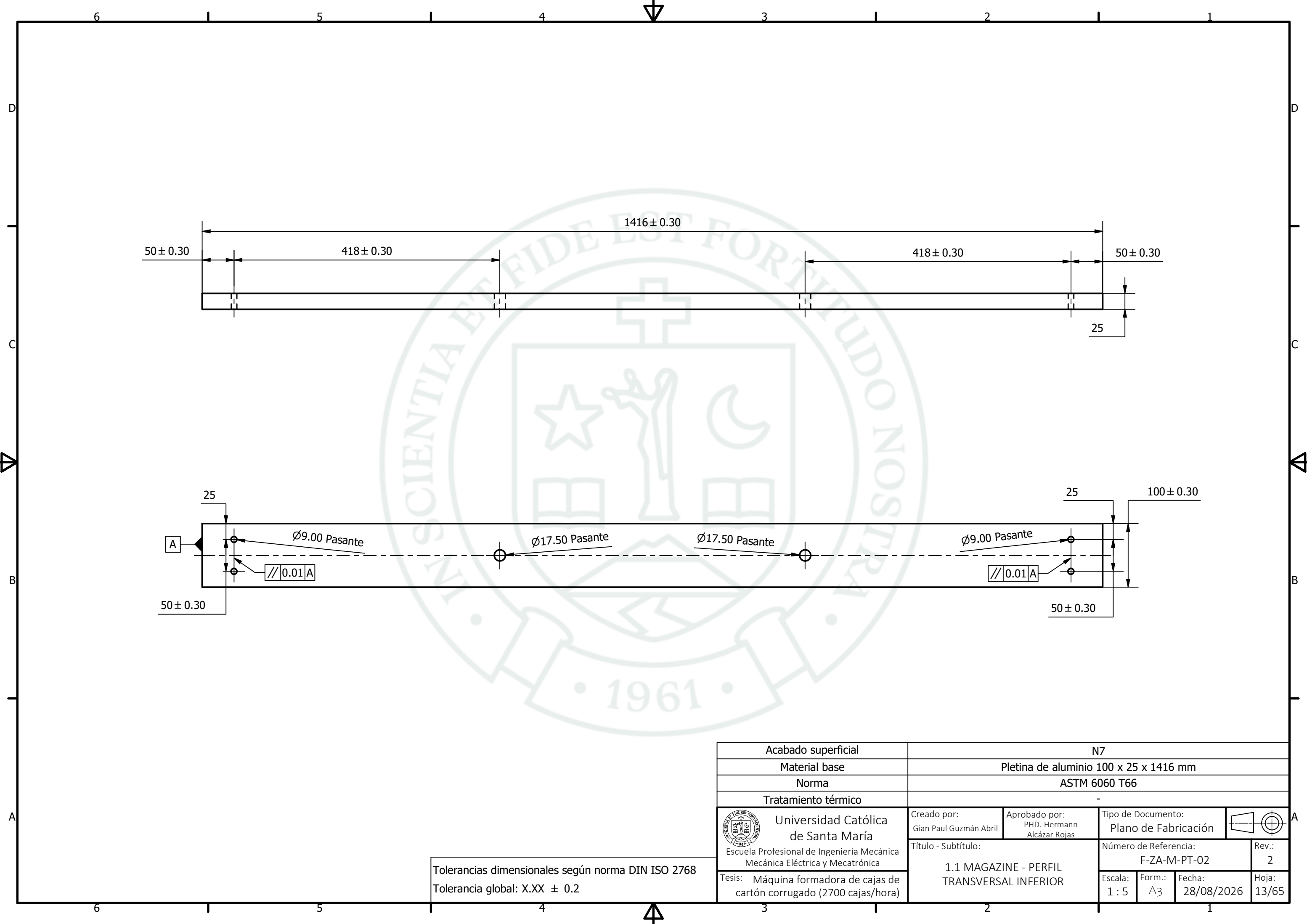
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

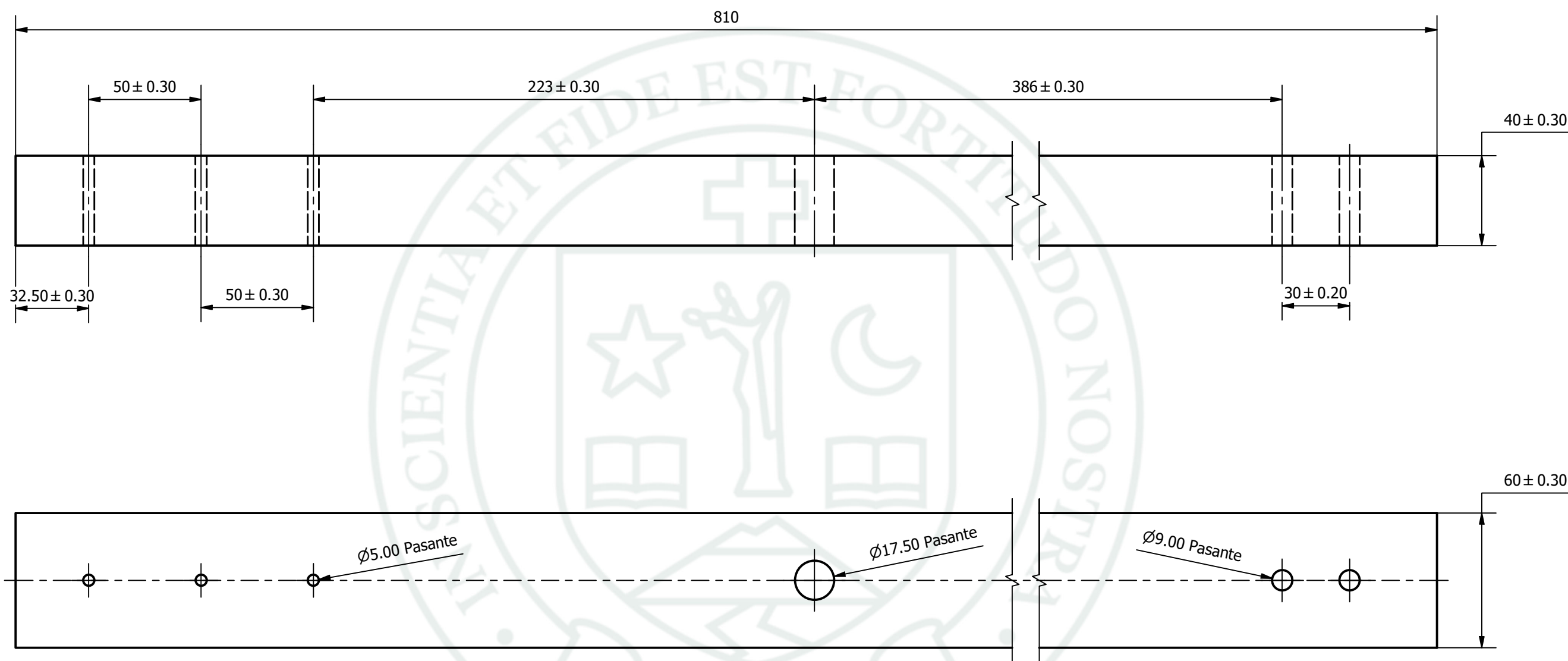
Acabado superficial		N7			
Material base		Pletina de aluminio 100 x 25 x 1400 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - PERFIL LONGITUDINAL INFERIOR			Número de Referencia: F-ZA-M-PL-03	Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 11/65



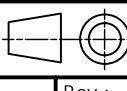
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX $\pm$ 0.2

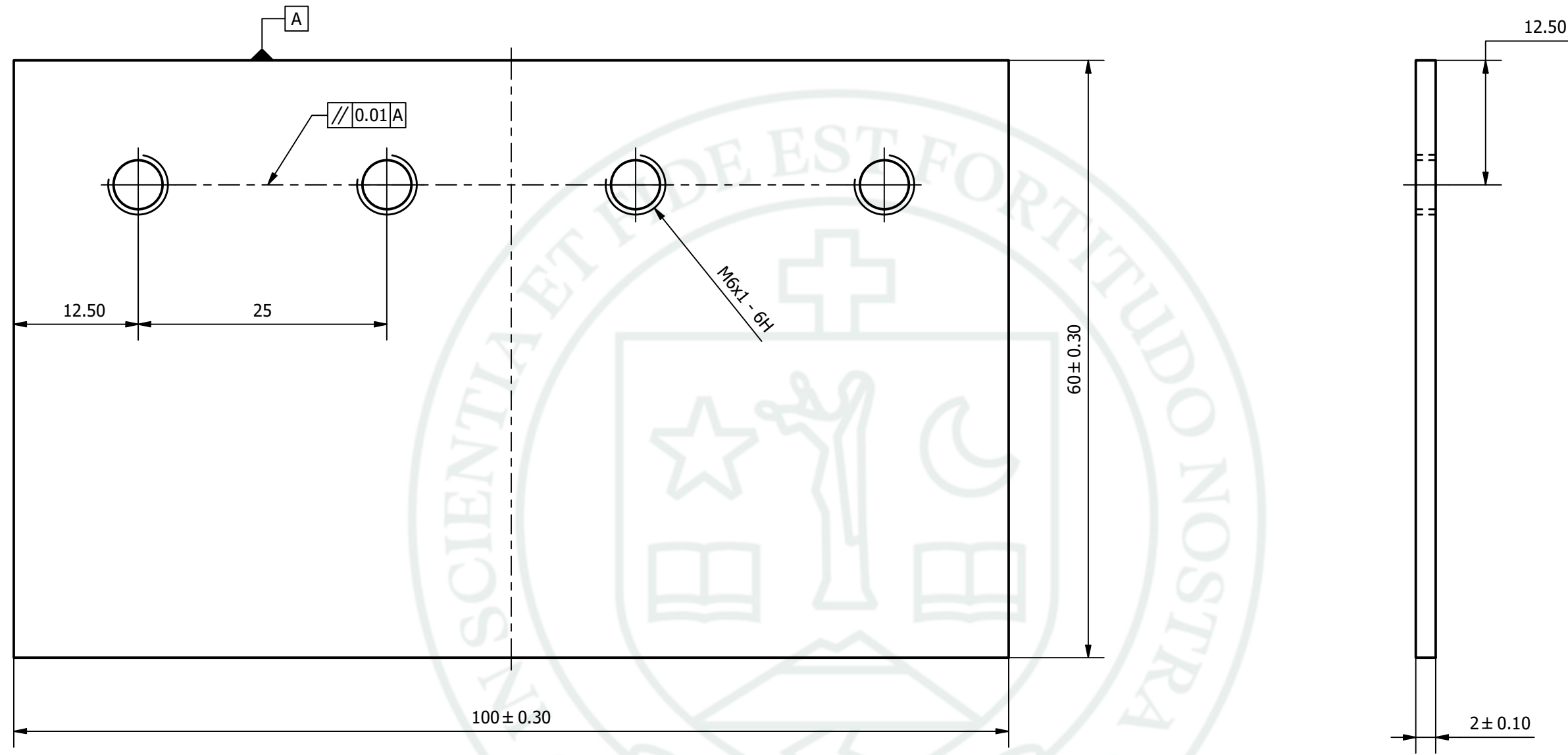
Acabado superficial	N7			
Material base	Pletina de aluminio 100 x 25 x 1250 mm			
Norma	ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - PERFIL TRANSVERSAL SUPERIOR		Número de Referencia: F-ZA-M-PT-01	
	Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Rev.: 2 Hoja: 12/65





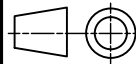
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

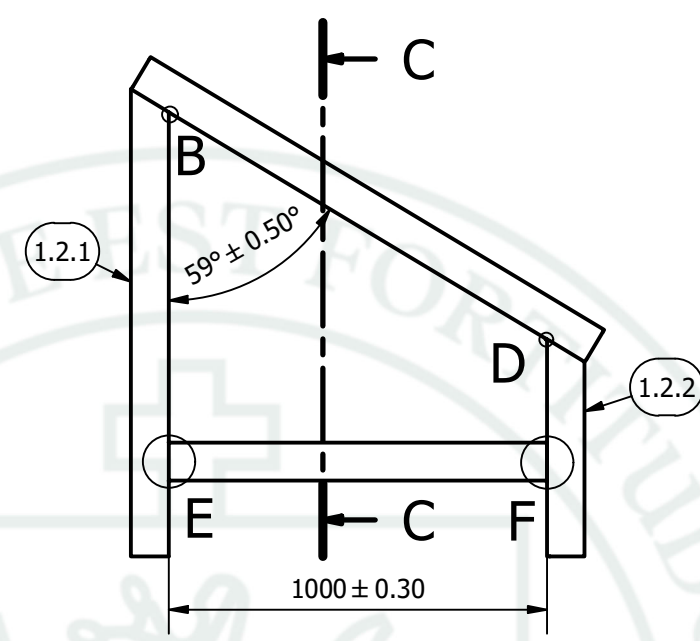
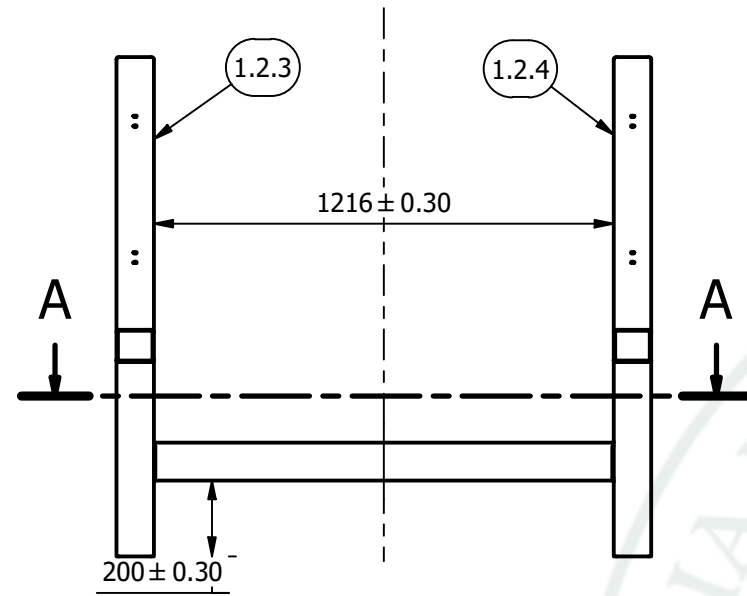
Acabado superficial	N7			
Material base	Pletina de aluminio 60 x 40 x 810 mm			
Norma	ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - PERFIL VERTICAL		Número de Referencia: F-ZA-M-PV-01	Rev.: 2
	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 14/65



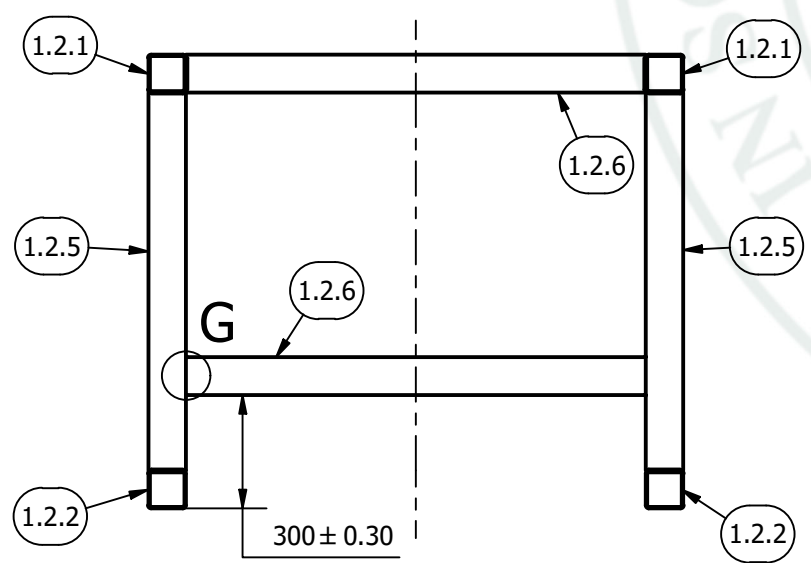
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Pletina de aluminio 100 x 60 x 2 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 1.1 MAGAZINE - TOPE DEL MAGAZINE		Número de Referencia: F-ZA-M-TM-01		Rev.: 2
	Escala: 2: 1	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 15/65	

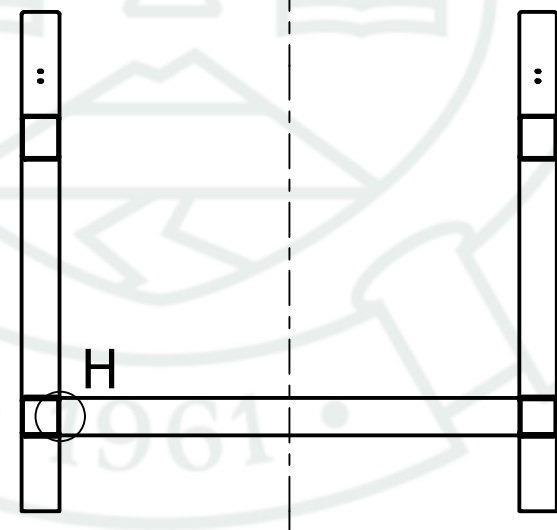




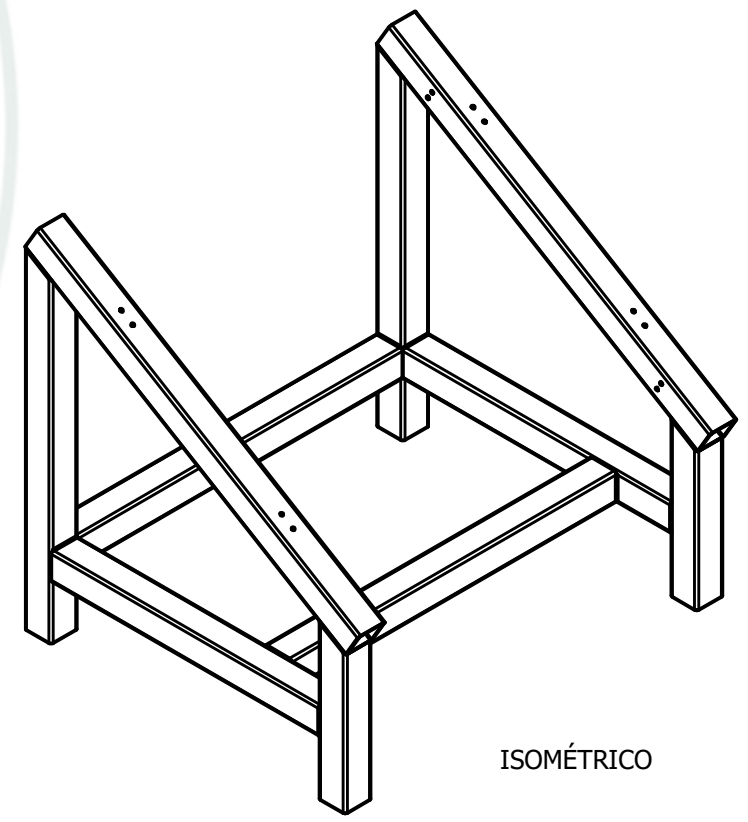
LAS UNIONES DETALLADAS SE UBICAN EN EL LADO IZQUIERDO DEL ENSAMBLE. LAS MISMAS UNIONES SE REPITEN SIMÉTRICAMENTE EN EL LADO DERECHO SEGÚN LA LÍNEA CENTRAL MOSTRADA EN LA VISTA DE FRENTE.



CORTE A-A

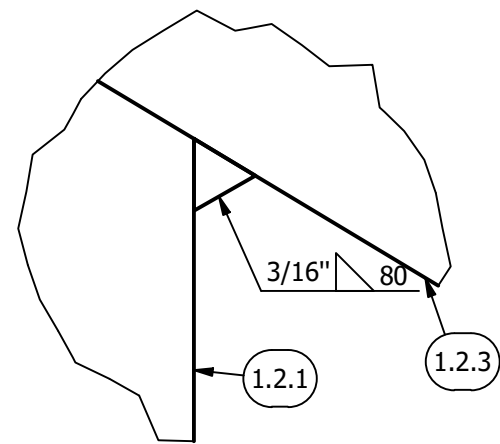


CORTE C-C

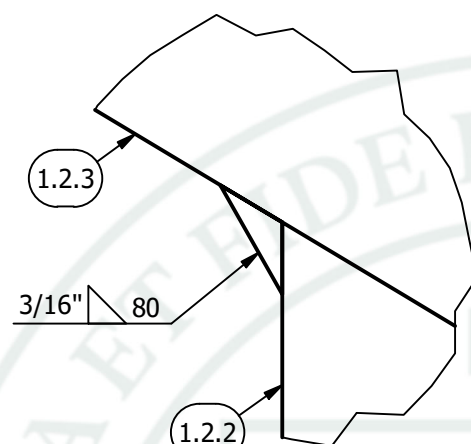


ISOMÉTRICO

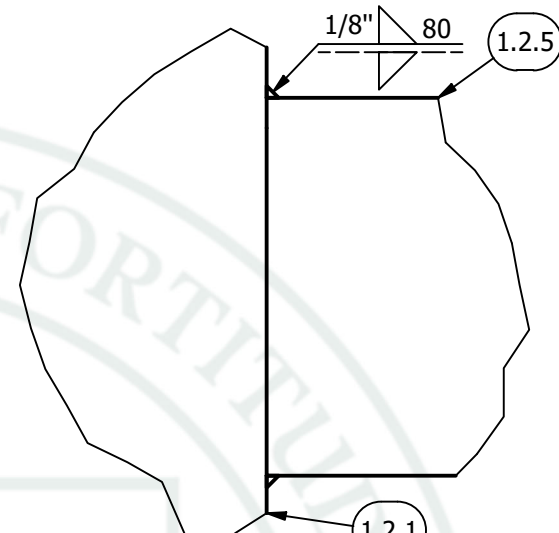
La lista de piezas se encuentra en el plano E-ZA-BM-02					
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - SUBENSAMBLE		Número de Referencia: E-ZA-BM-01		Rev.: 2
	Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 28/08/2026	Hoja: 16/65	



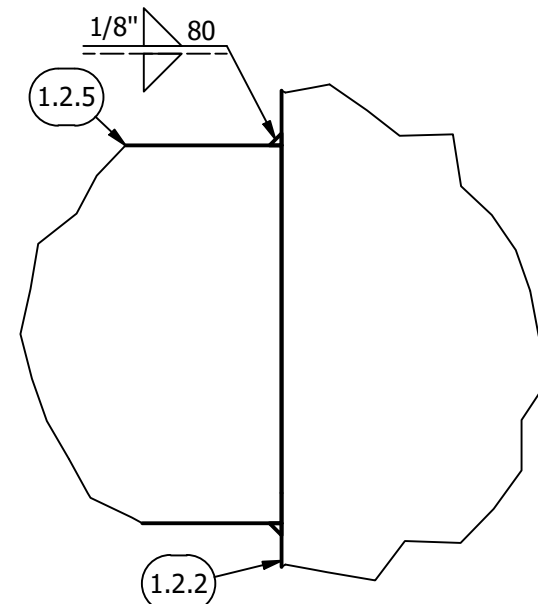
DETALLE B (2: 1)



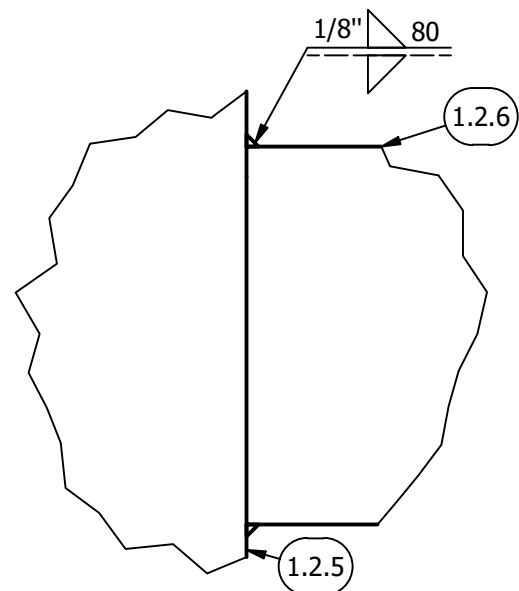
DETALLE D (2:1)



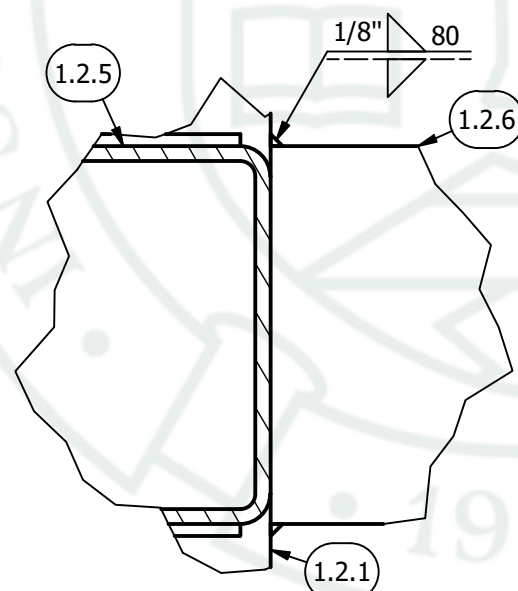
DETALLE E



DETALLE F



DETALLE G

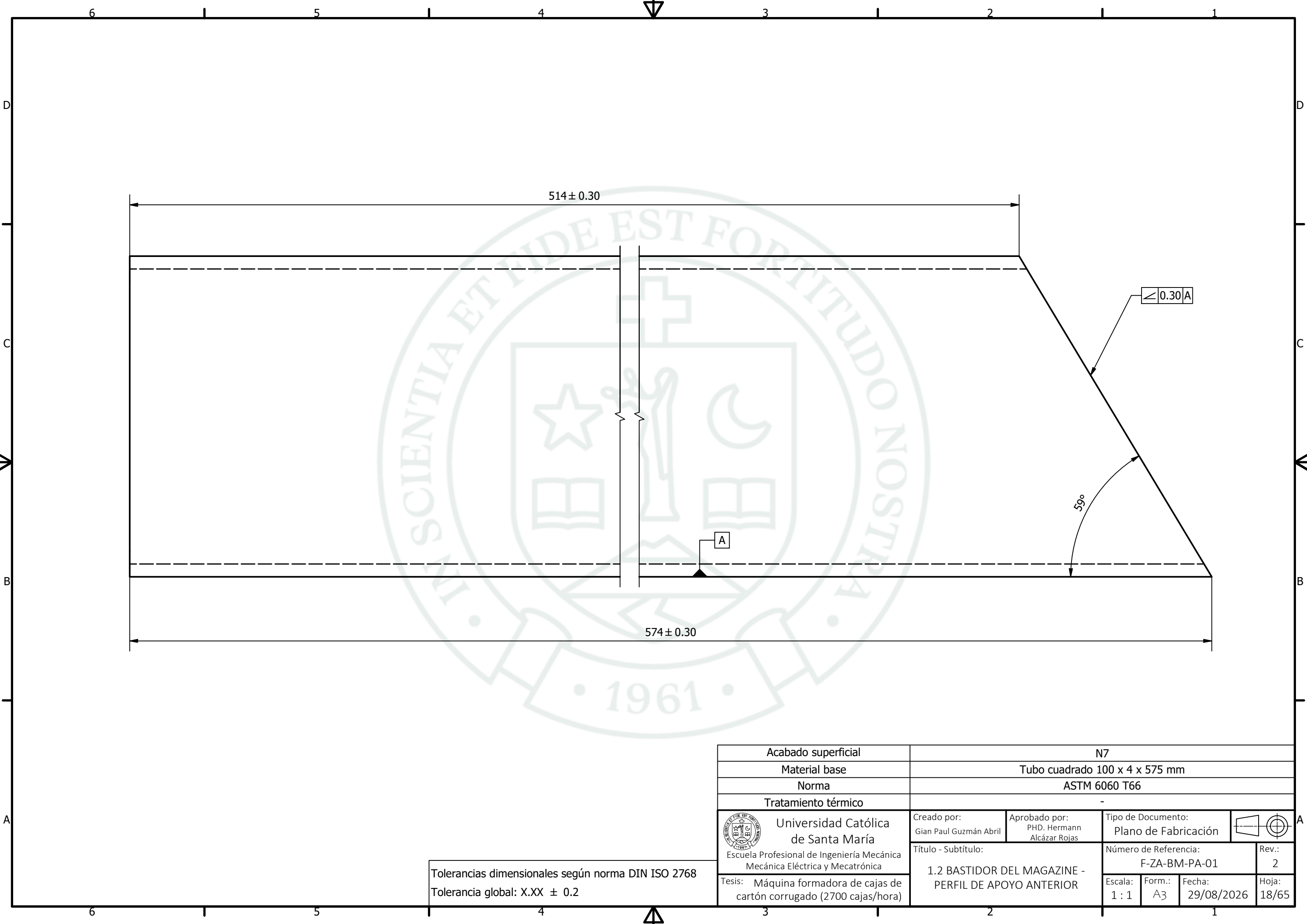


DETALLE H

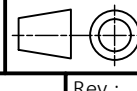
TIPO DE ELECTRODO:
ELECTRODO ALUM-43 (EMPRESA INDURA)

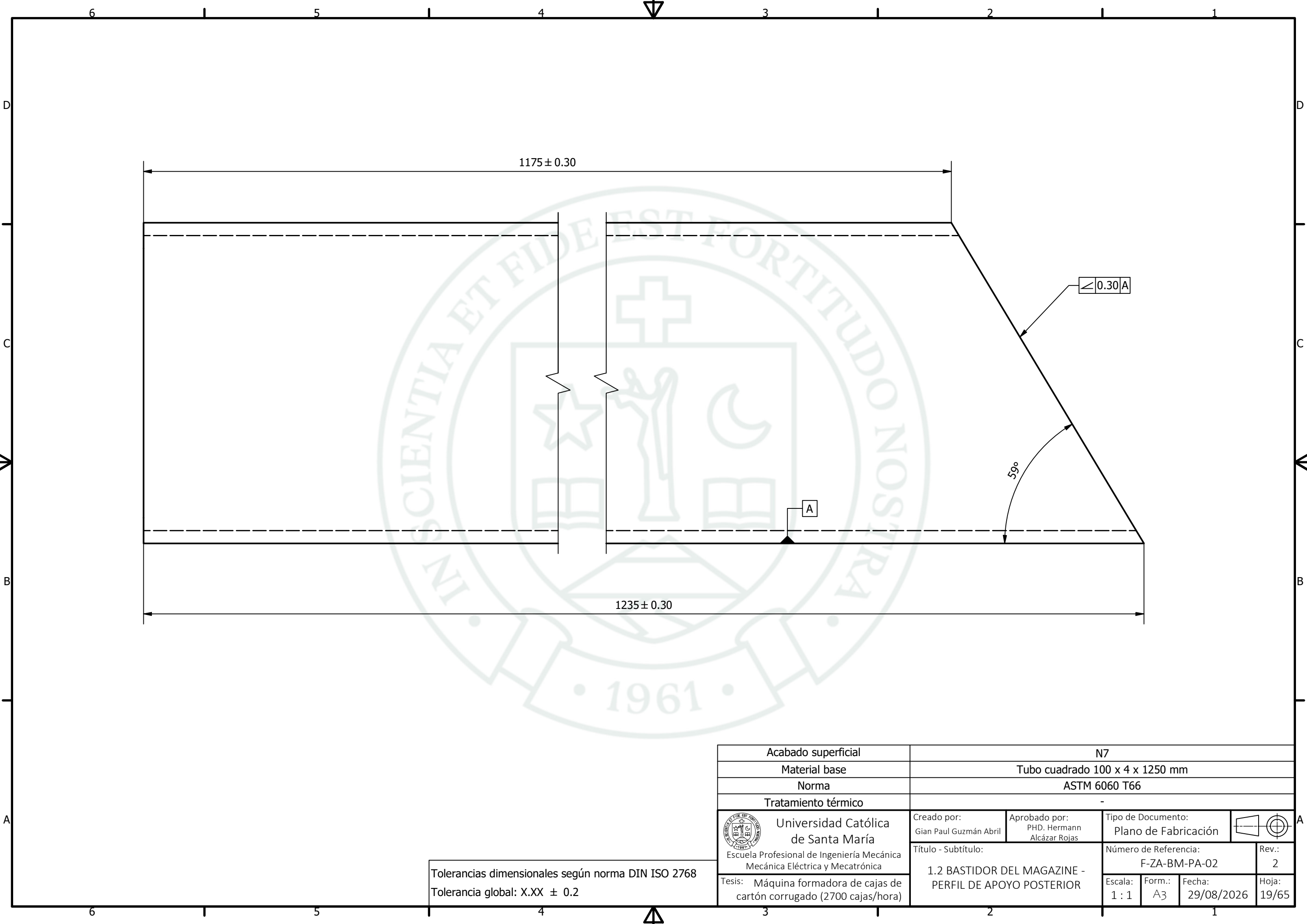
1.2.1	2	Perfil de apoyo anterior	Tubo cuadrado 100 x 4 x 575
1.2.2	2	Perfil de apoyo posterior	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1250
1.2.3	1	Perfil de soporte inclinado izquierdo	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1400
1.2.4	1	Perfil de soporte inclinado derecho	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1400
1.2.5	2	Perfil de unión horizontal	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1001
1.2.6	2	Perfil de unión transversal	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1216

ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA
LISTA DE PIEZAS			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica		Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Tipo de Documento: Plano de Ensamble	
		Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - SUBENSAMBLE	Número de Referencia: E-ZA-BM-02
		Revisión: 2	Rev.: 2
		Escala: 1 : 2	Forma: A3
		Fecha: 29/08/2026	Hoja: 17/65



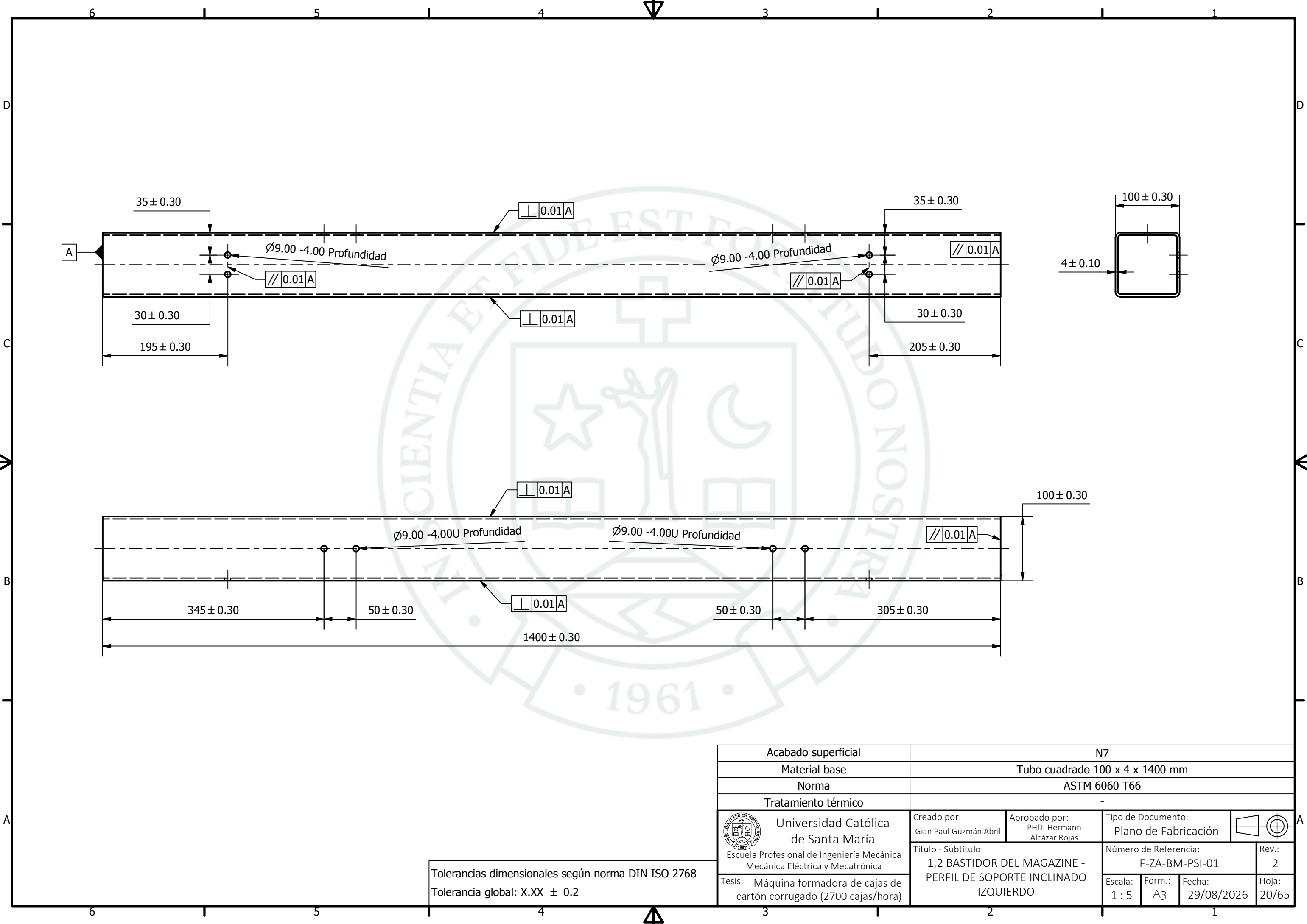
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7				
Material base		Tubo cuadrado 100 x 4 x 575 mm				
Norma		ASTM 6060 T66				
Tratamiento térmico		-				
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación			
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - PERFIL DE APOYO ANTERIOR			Número de Referencia: F-ZA-BM-PA-01	Rev.: 2	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)			Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026

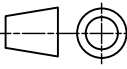


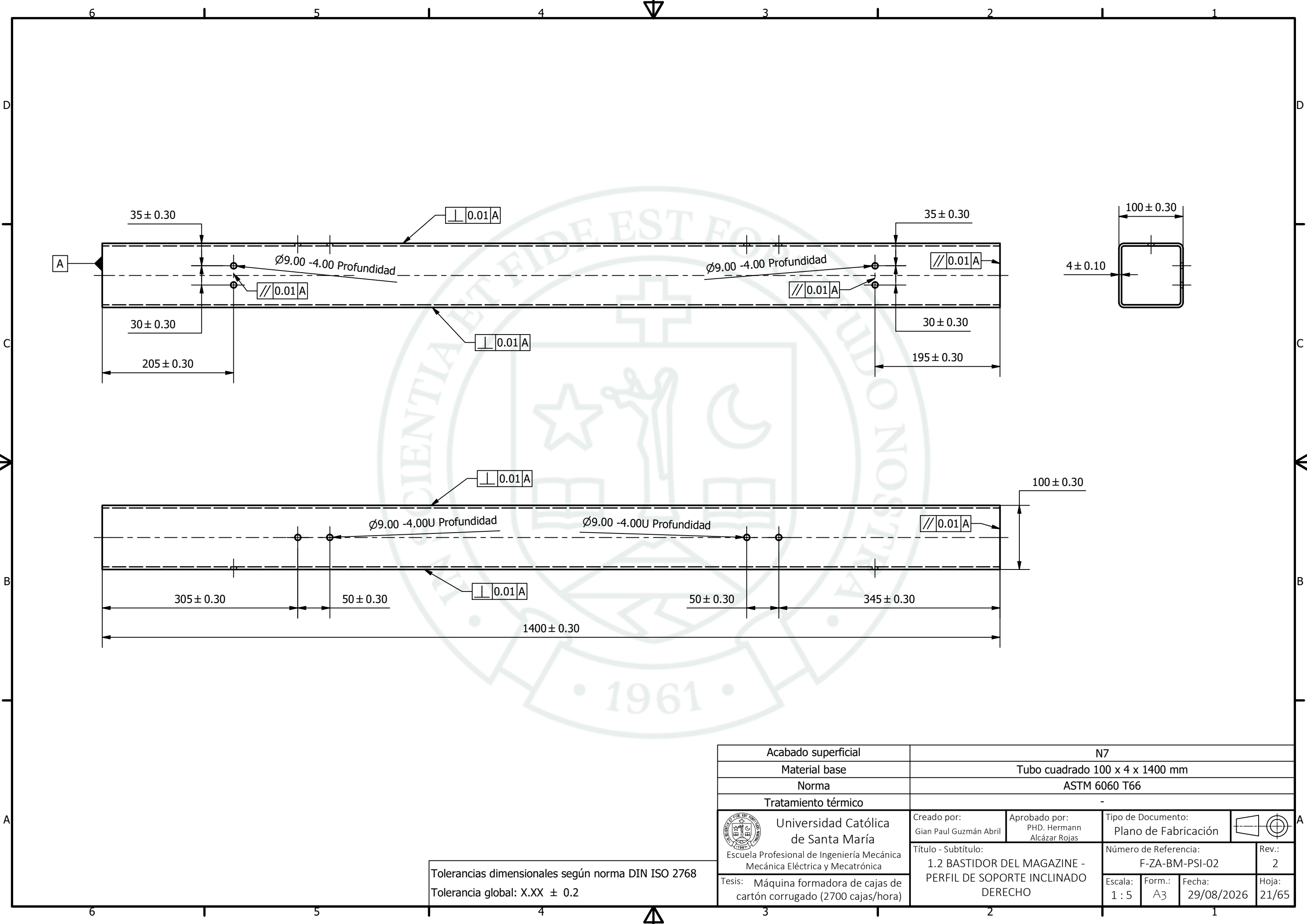
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Tubo cuadrado 100 x 4 x 1250 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - PERFIL DE APOYO POSTERIOR		Número de Referencia: F-ZA-BM-PA-02		Rev.: 2
	Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 19/65	

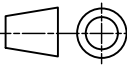


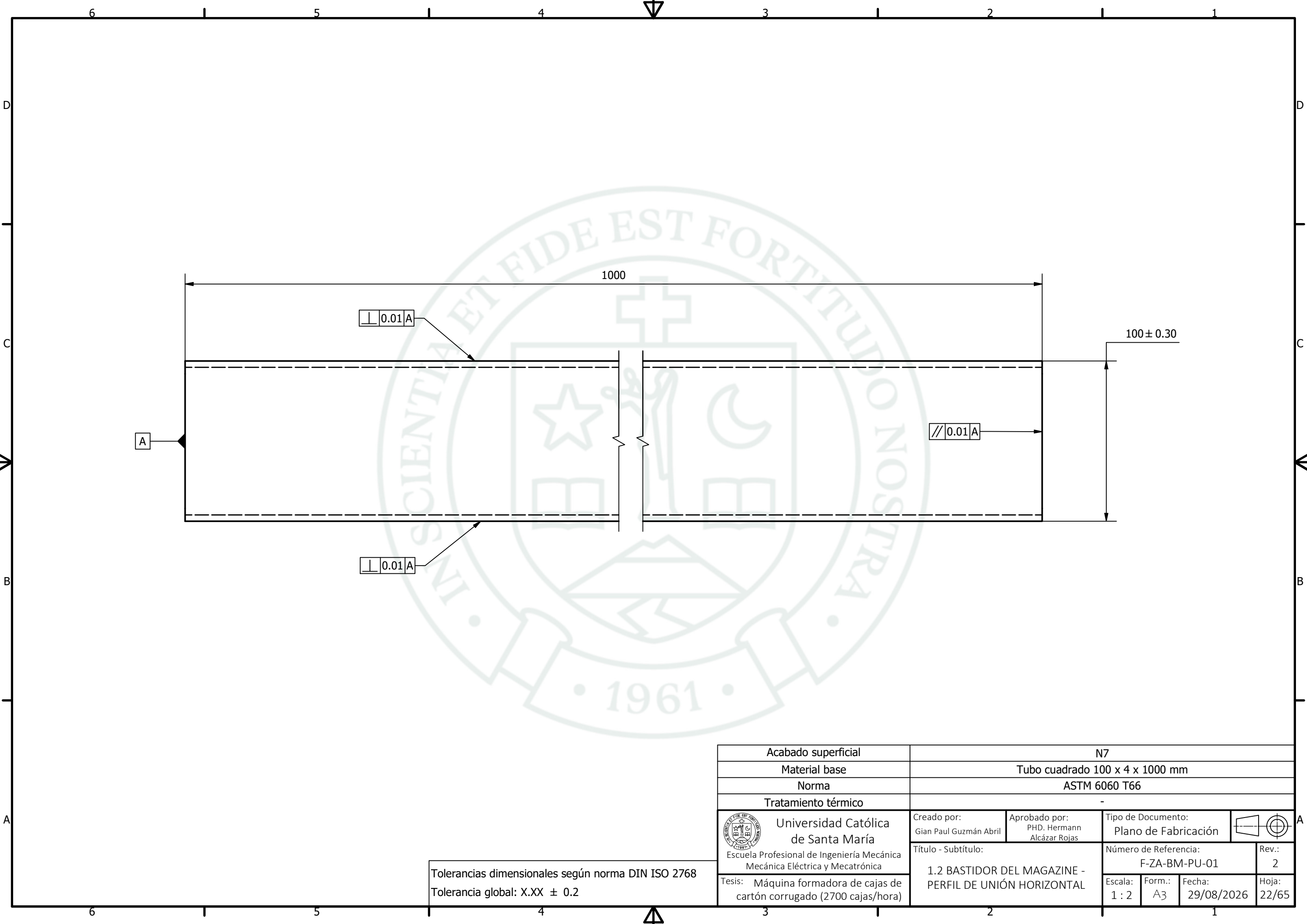
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial	N7			
Material base	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1400 mm			
Norma	ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - PERFIL DE SOPORTE INCLINADO IZQUIERDO		Número de Referencia: F-ZA-BM-PSI-01	Rev.: 2
	Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 20/65

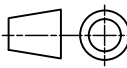


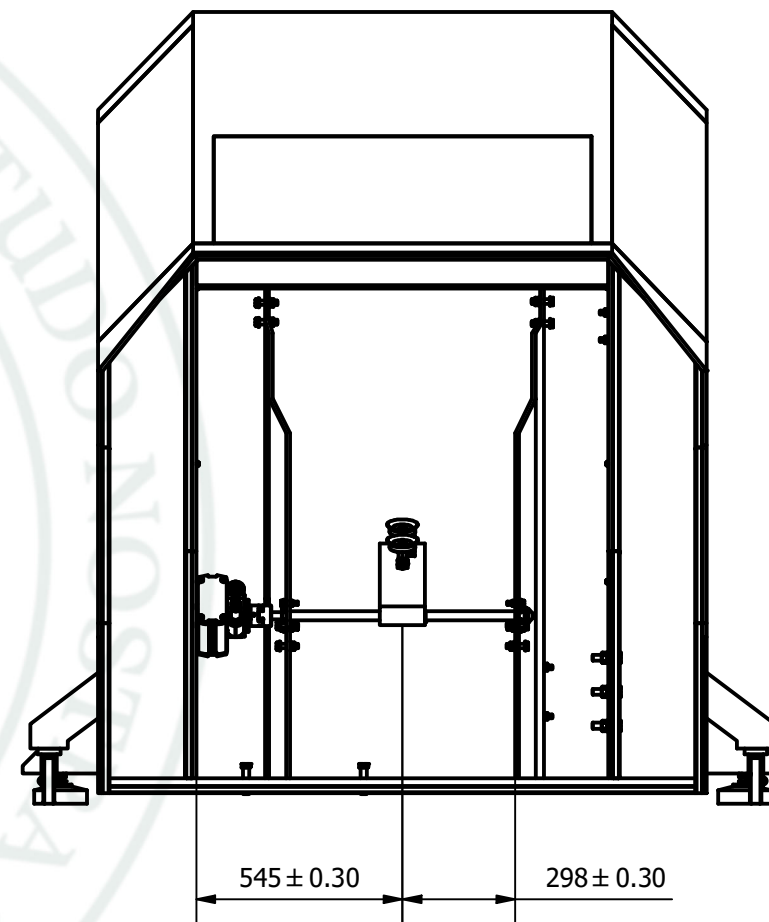
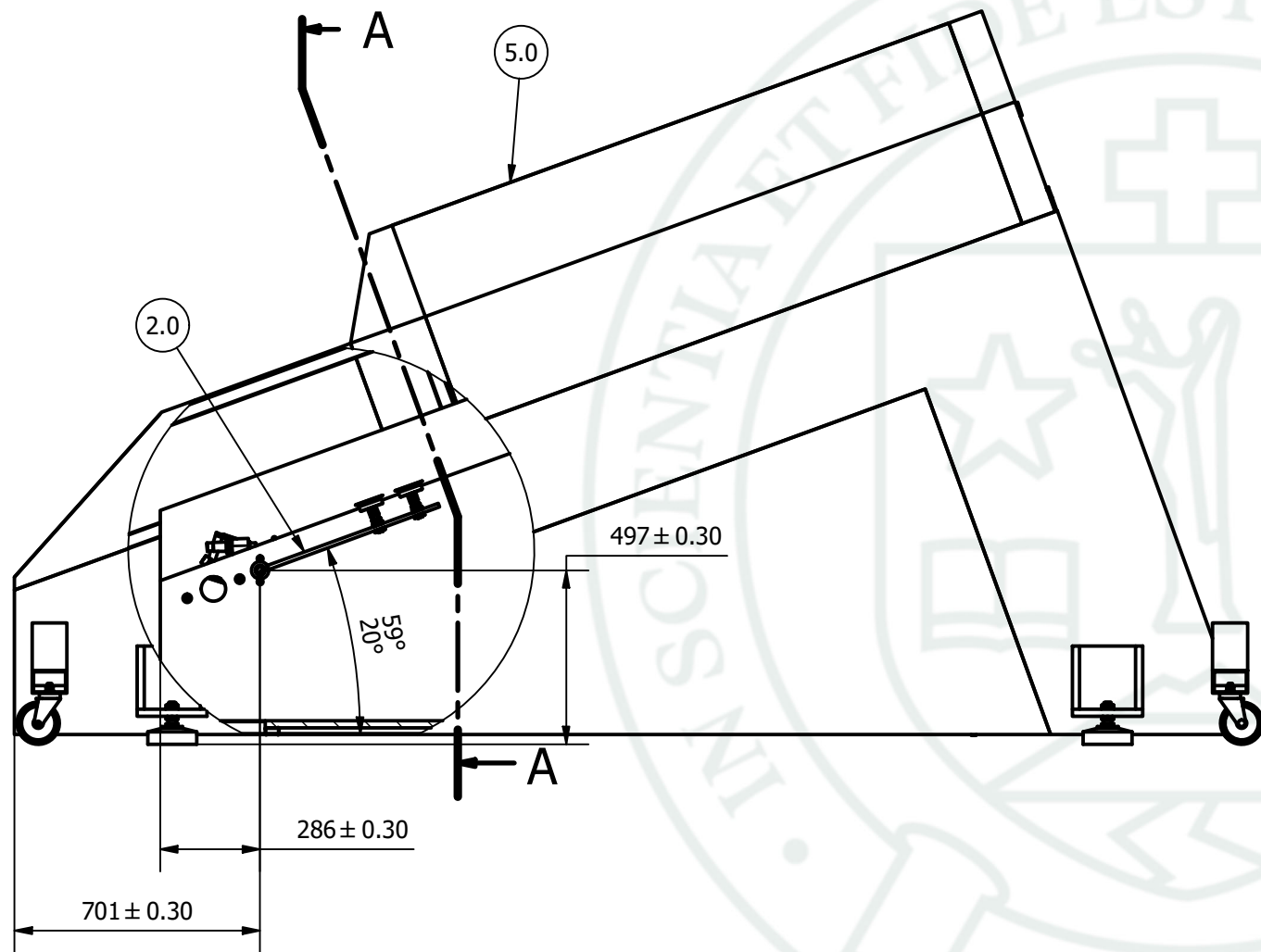
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX $\pm$ 0.2

Acabado superficial	N7			
Material base	Tubo cuadrado 100 x 4 x 1400 mm			
Norma	ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - PERFIL DE SOPORTE INCLINADO DERECHO		Número de Referencia: F-ZA-BM-PSI-02	Rev.: 2
	Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 21/65



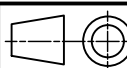
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

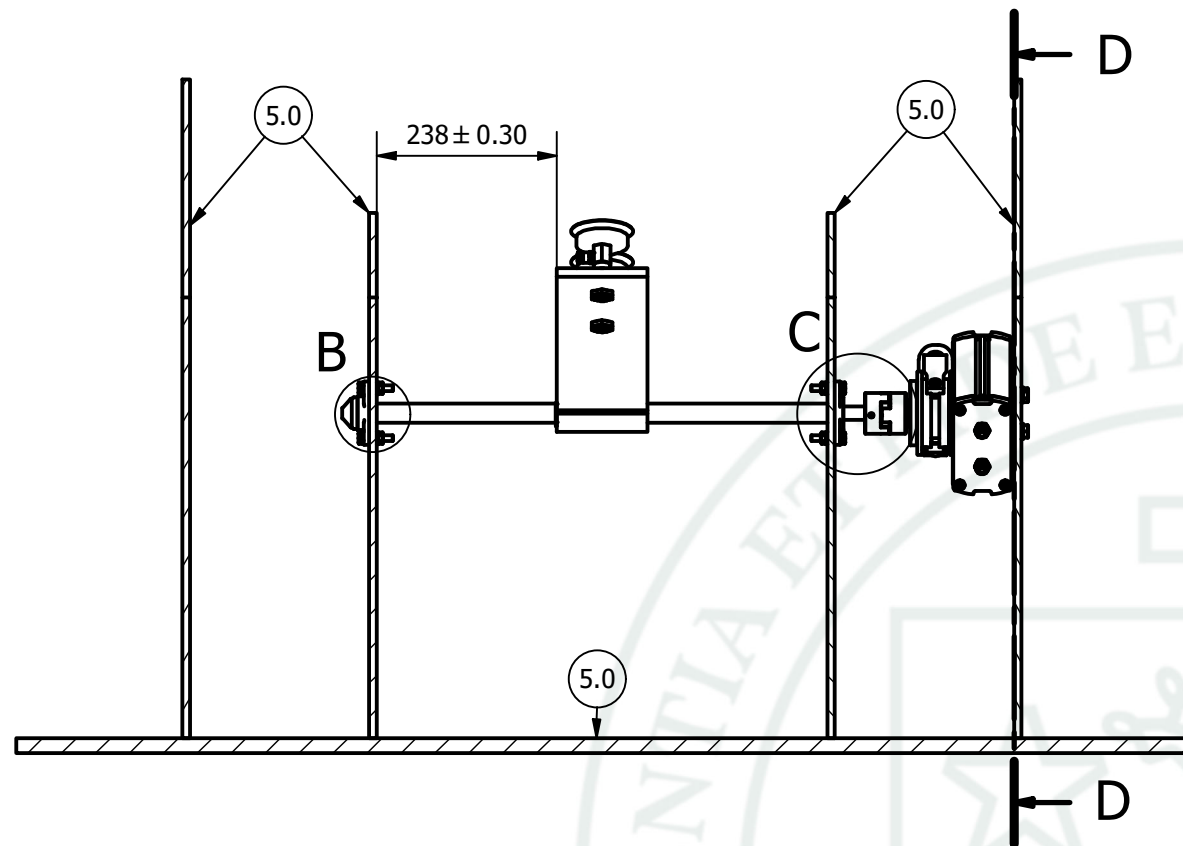
Acabado superficial		N7					
Material base		Tubo cuadrado 100 x 4 x 1000 mm					
Norma		ASTM 6060 T66					
Tratamiento térmico		-					
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 1.2 BASTIDOR DEL MAGAZINE - PERFIL DE UNIÓN HORIZONTAL				Número de Referencia: F-ZA-BM-PU-01		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 22/65	



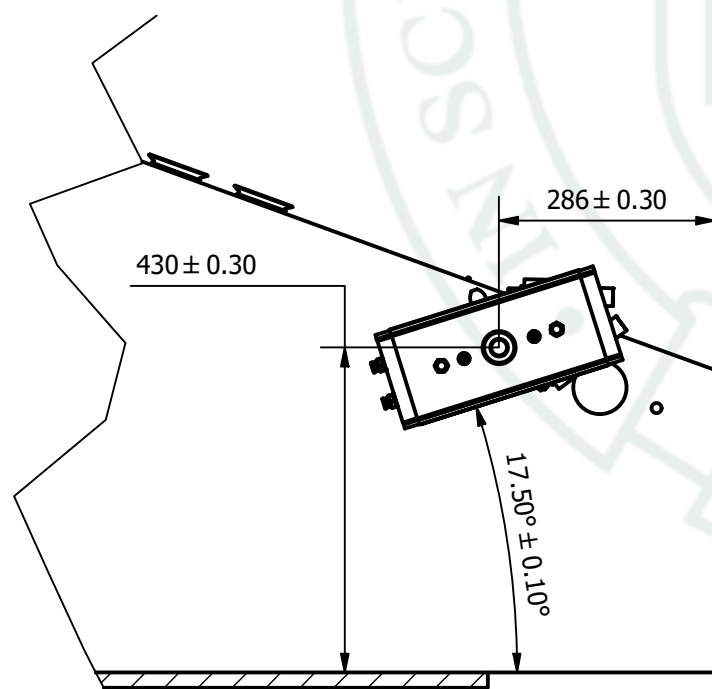
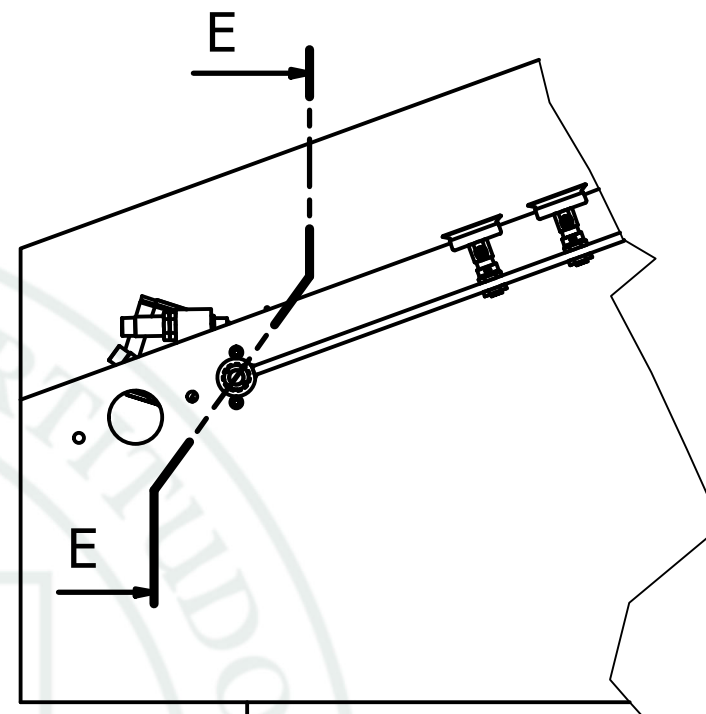
5.0	Bastidor estructural
2.0	Sistema desapilador
ELEMENTO	SISTEMA

LISTA DE SISTEMAS

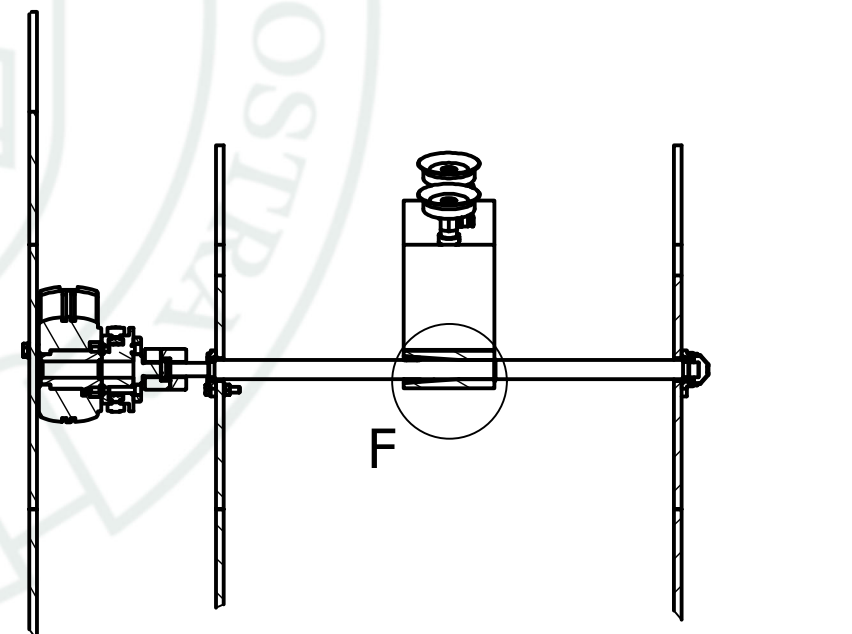
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble			
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - ENSAMBLE			Número de Referencia: E-SD-01		Rev.: 2
				Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)						



CORTE A-A

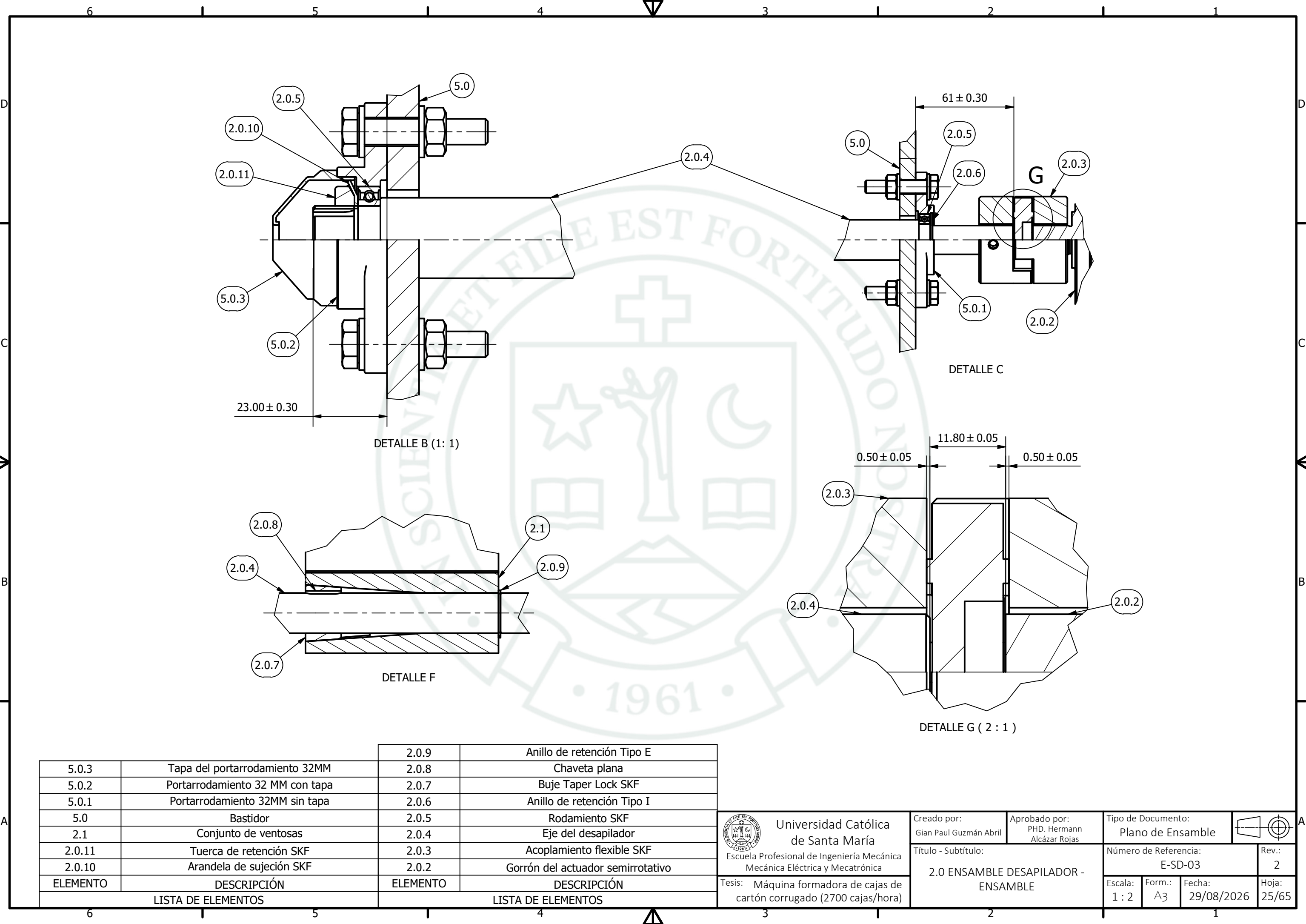


CORTE D-D



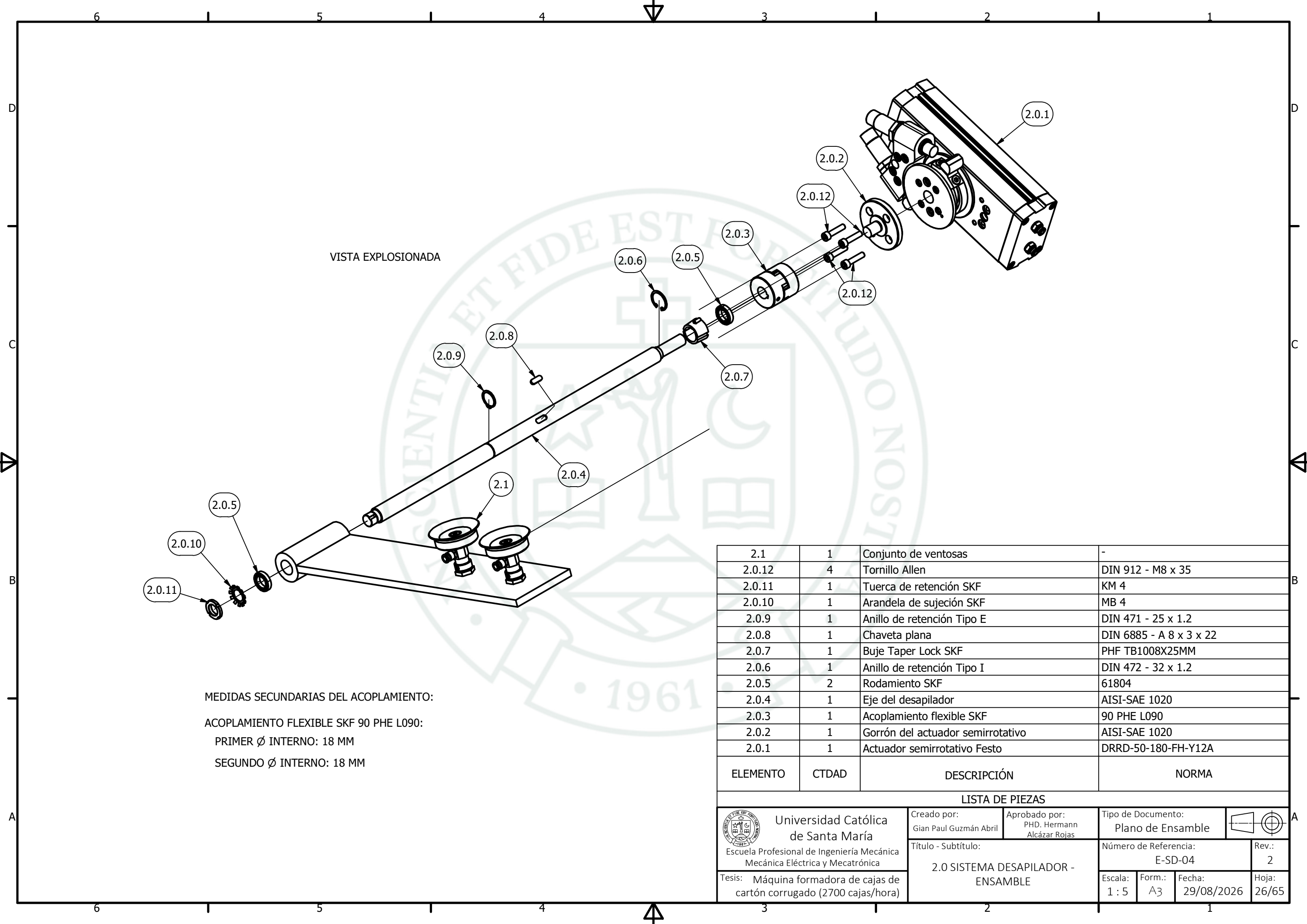
CORTE E-E

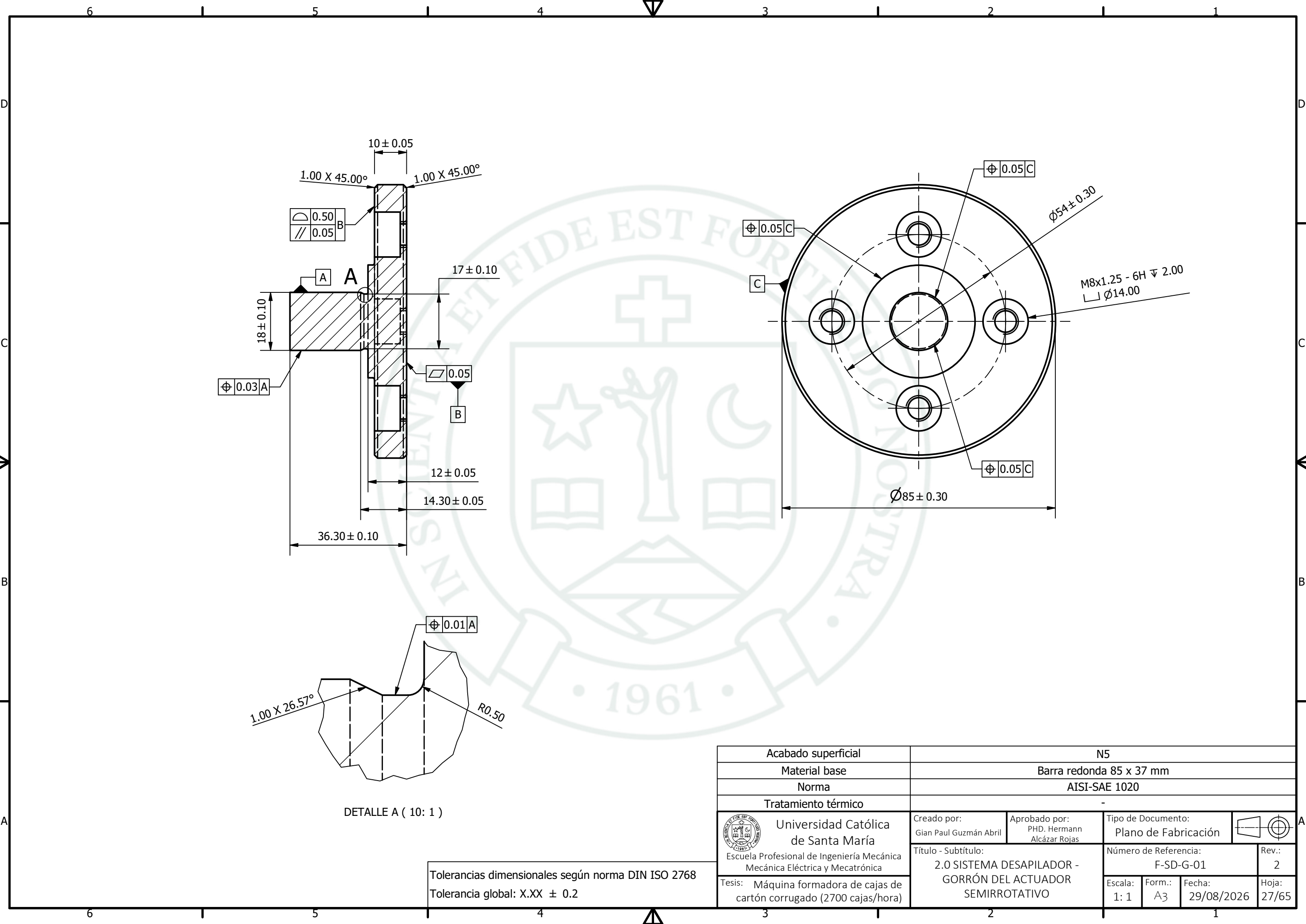
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica		La lista de elementos se encuentra en el plano E-SD-03	
		Creado por: Gian Paul Guzmán Abril Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - ENSAMBLE	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Tipo de Documento: Plano de Ensamble	Número de Referencia: E-SD-02
Escala: 1 : 10	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Rev.: 2 Hoja: 24/65

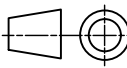


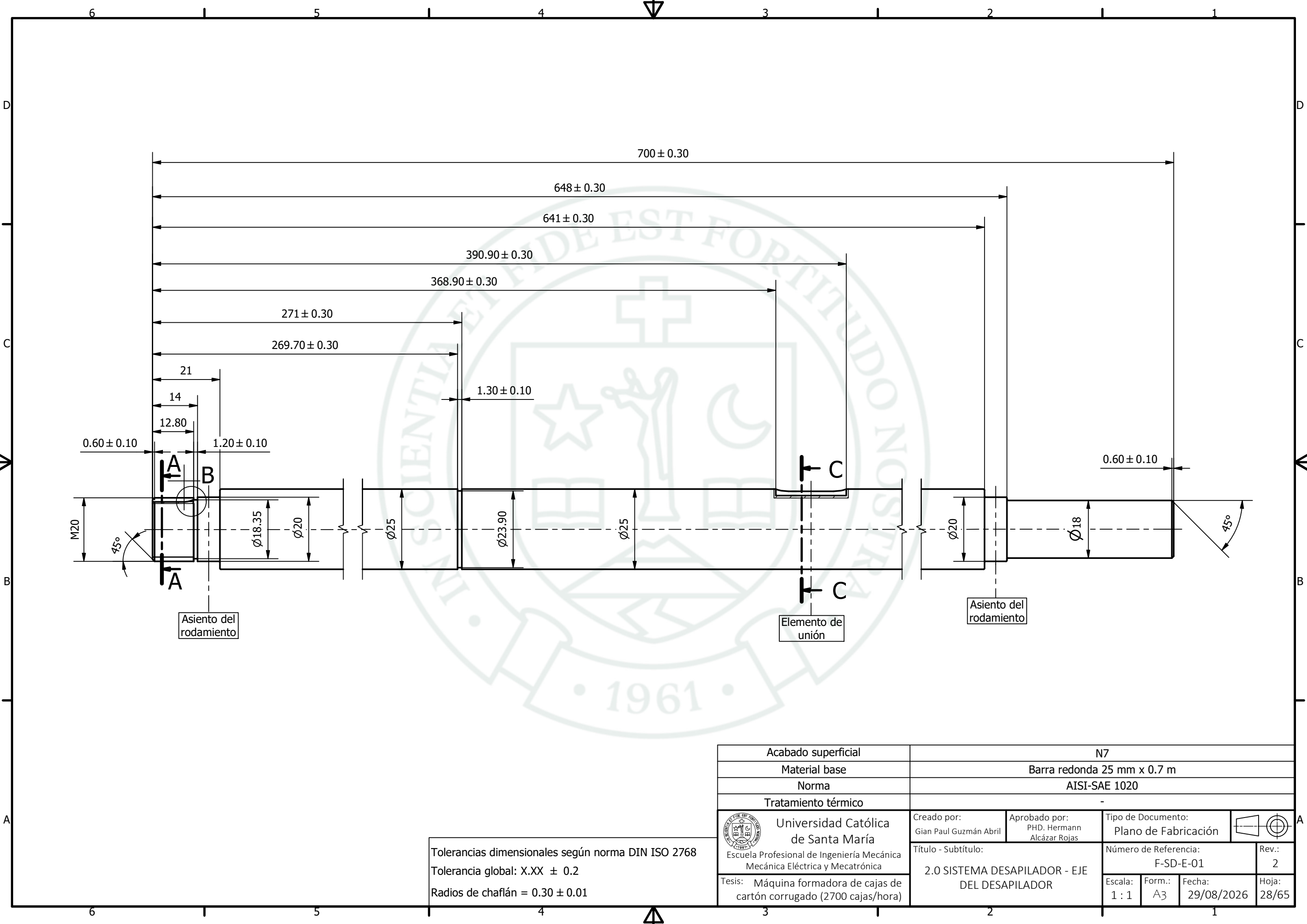
5.0.3	Tapa del portarrodamiento 32MM	2.0.9	Anillo de retención Tipo E
5.0.2	Portarrodamiento 32 MM con tapa	2.0.8	Chaveta plana
5.0.1	Portarrodamiento 32MM sin tapa	2.0.7	Buje Taper Lock SKF
5.0	Bastidor	2.0.6	Anillo de retención Tipo I
2.1	Conjunto de ventosas	2.0.5	Rodamiento SKF
2.0.11	Tuerca de retención SKF	2.0.4	Eje del desapilador
2.0.10	Arandela de sujeción SKF	2.0.3	Acoplamiento flexible SKF
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	2.0.2	Gorrón del actuador semirrotativo
LISTA DE ELEMENTOS		ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
LISTA DE ELEMENTOS		LISTA DE ELEMENTOS	

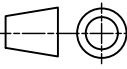
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 2.0 ENSAMBLE DESAPILADOR - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-SD-03		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 25/65

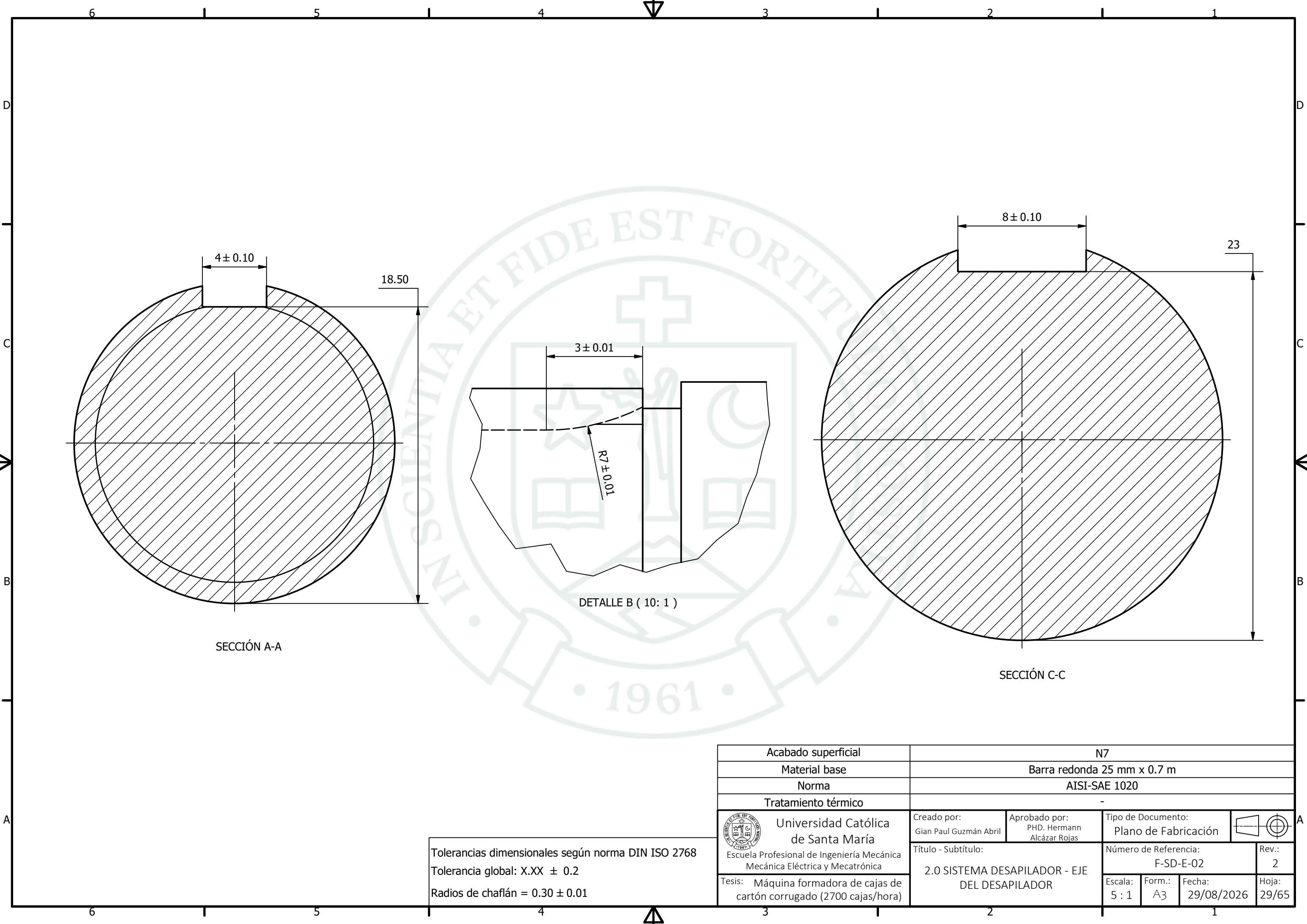




Acabado superficial		N5			
Material base		Barra redonda 85 x 37 mm			
Norma		AISI-SAE 1020			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - GORRÓN DEL ACTUADOR SEMIROTATIVO			Número de Referencia: F-SD-G-01	Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1: 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 27/65



Acabado superficial	N7			
Material base	Barra redonda 25 mm x 0.7 m			
Norma	AISI-SAE 1020			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - EJE DEL DESAPILADOR		Número de Referencia: F-SD-E-01	Rev.: 2
	Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 28/65



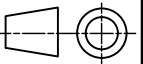
SECCIÓN A-A

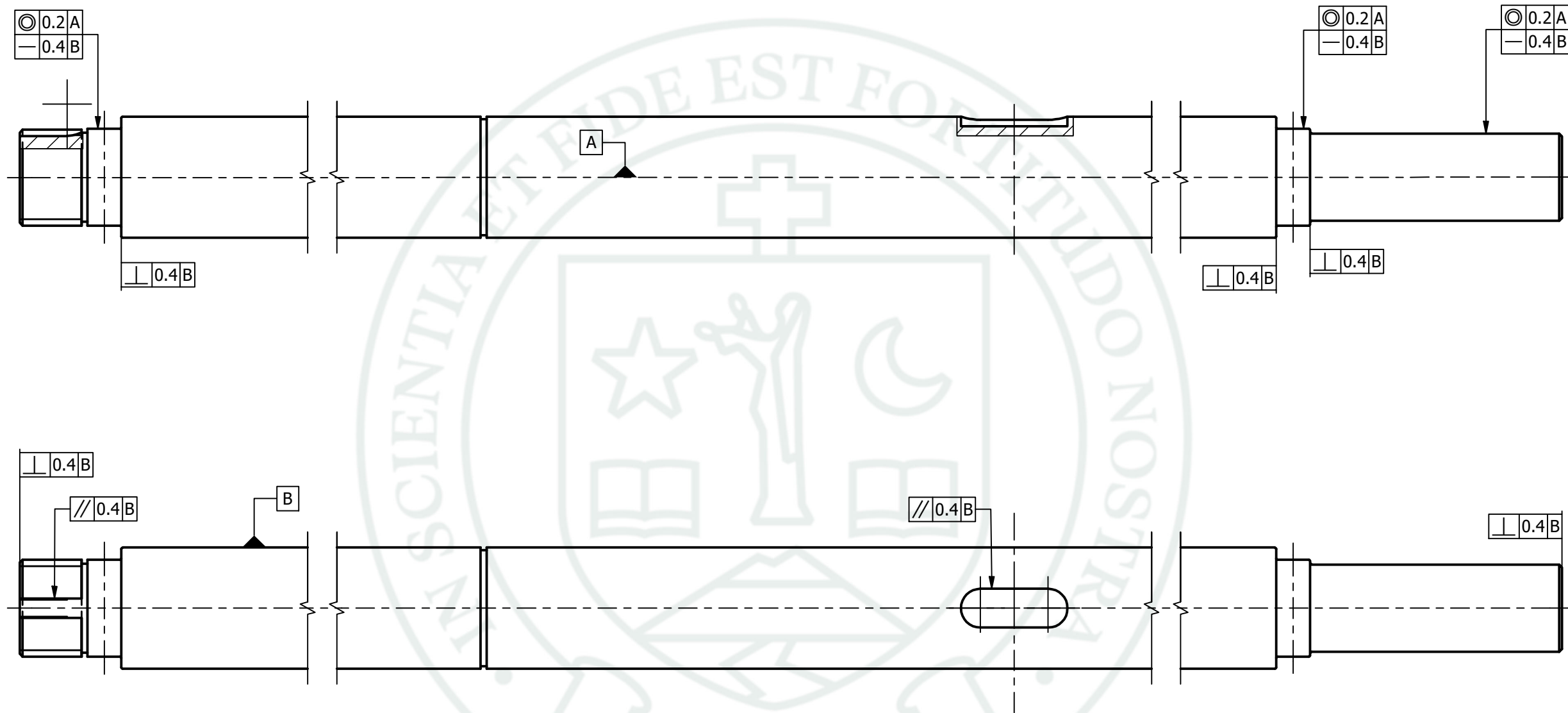
DETALLE B (10: 1)

SECCIÓN C-C

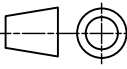
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.30 ± 0.01

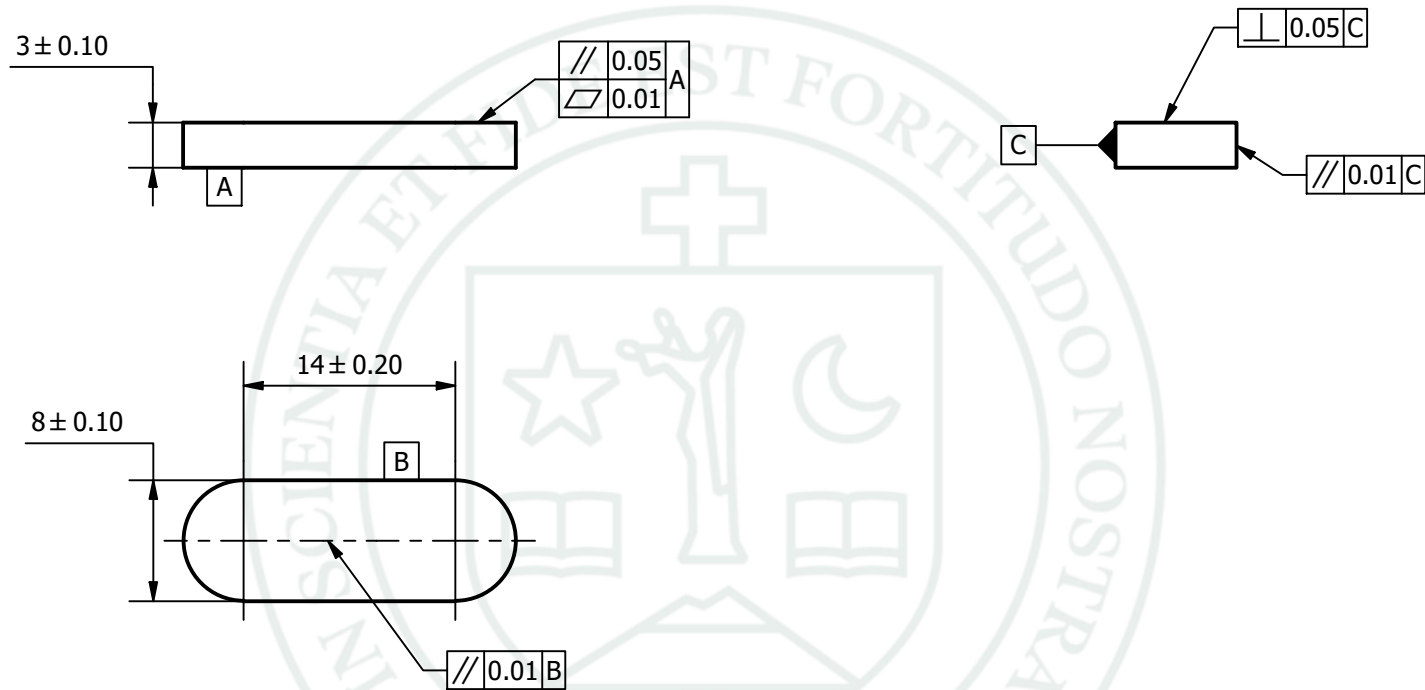
Acabado superficial		N7			
Material base		Barra redonda 25 mm x 0.7 m			
Norma		AISI-SAE 1020			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - EJE DEL DESAPILADOR		Número de Referencia: F-SD-E-02		Rev.: 2
	Escala: 5 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 29/65	

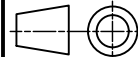


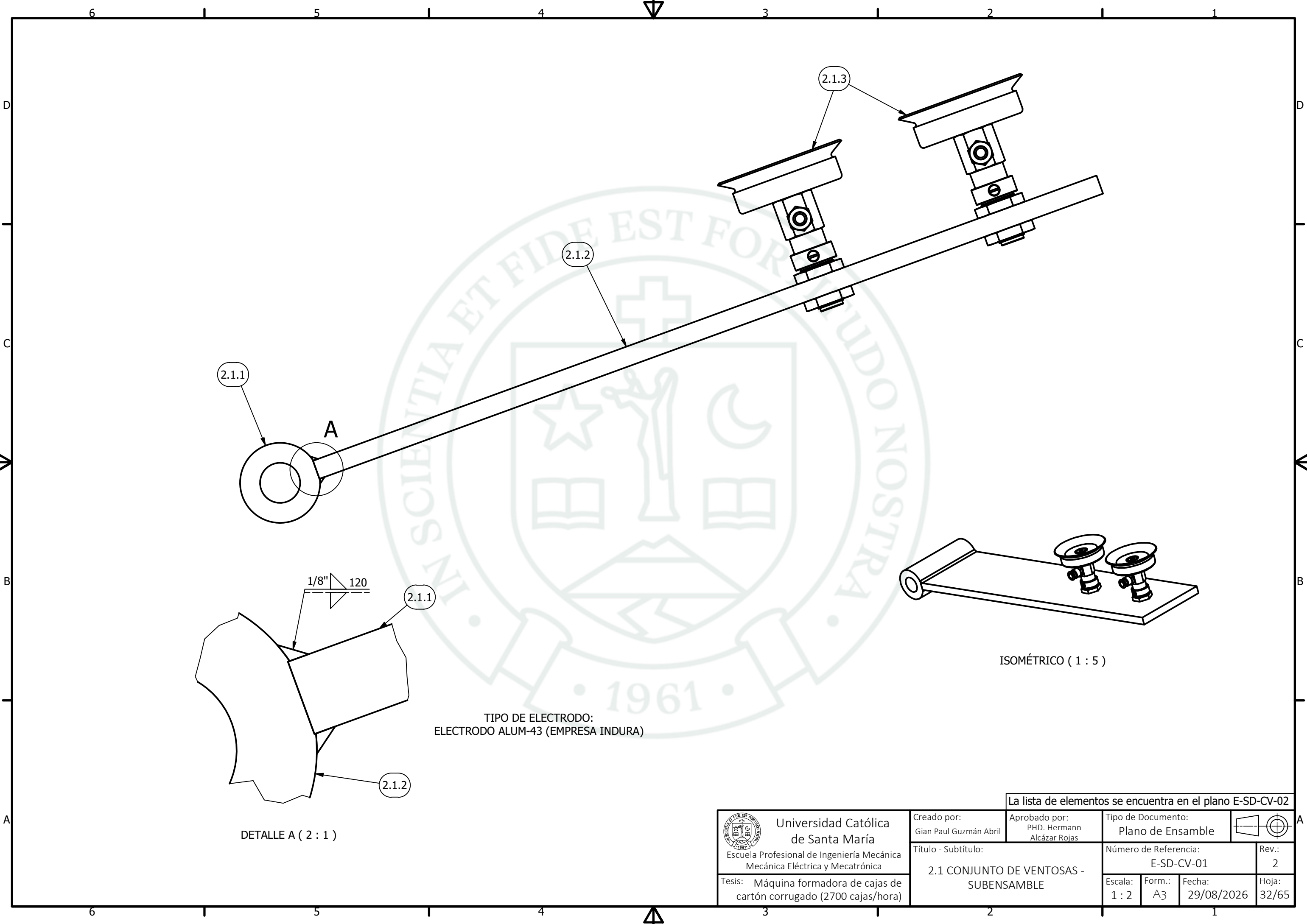


Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.30 ± 0.01

Acabado superficial	N7			
Material base	Barra redonda 25 mm x 0.7 m			
Norma	AISI-SAE 1020			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - EJE DEL DESAPILADOR		Número de Referencia: F-SD-E-03	Rev.: 2
	Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 30/65



Acabado superficial		N5			
Material base		Chaveta plana 8 x 7 x 22 mm			
Norma		DIN 6885-1 (A)			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 2.0 SISTEMA DESAPILADOR - CHAVETA DEL DESAPILADOR		Número de Referencia: F-SD-CH-01	Rev.: 2	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 2: 1	Form.: A4	Fecha: 29/08/2026



D
C
B
A

D
C
B
A

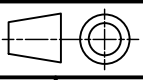
A

A

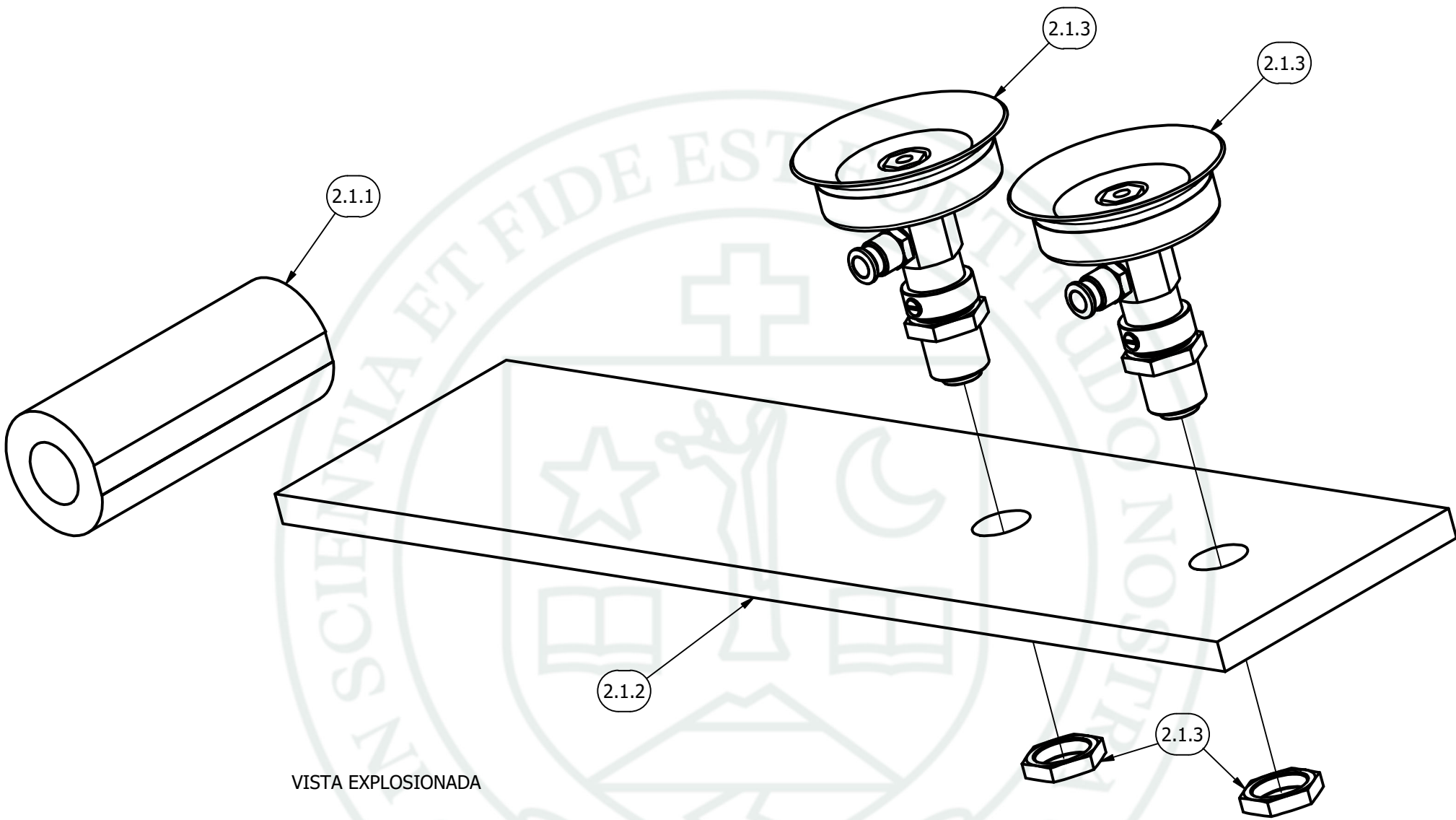
DETALLE A (2 : 1)

ISOMÉTRICO (1 : 5)

TIPO DE ELECTRODO:
ELECTRODO ALUM-43 (EMPRESA INDURA)

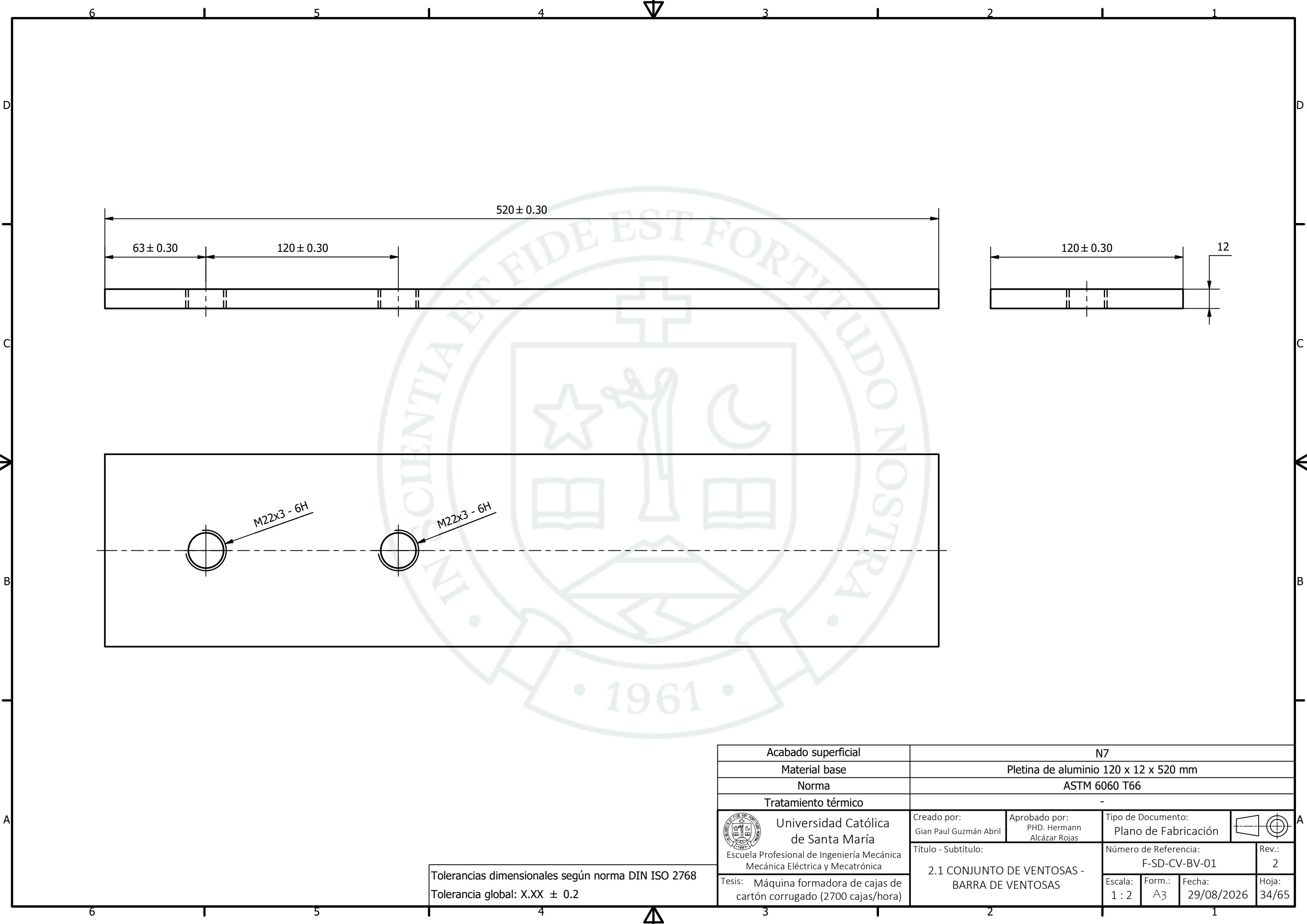
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Título - Subtítulo: 2.1 CONJUNTO DE VENTOSAS - SUBENSAMBLE	Número de Referencia: E-SD-CV-01	Rev.: 2
	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 32/65

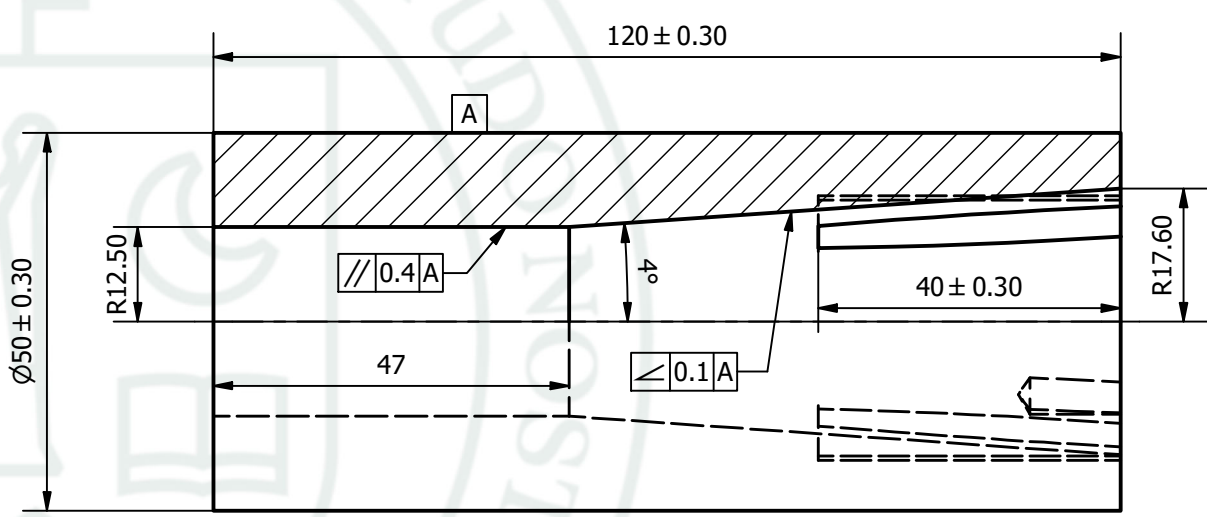
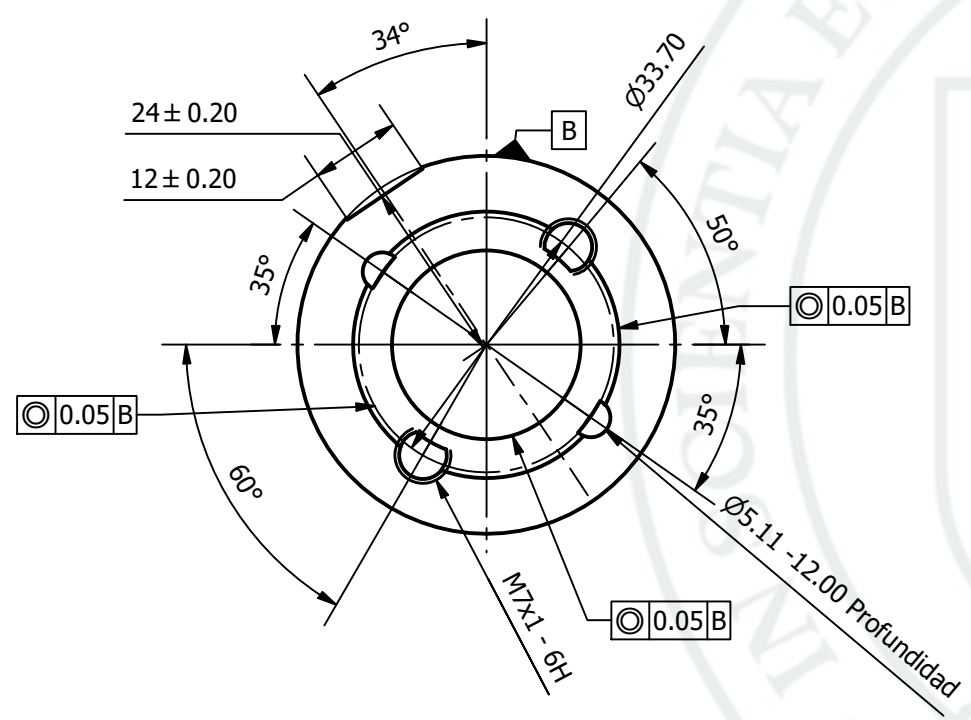
La lista de elementos se encuentra en el plano E-SD-CV-02



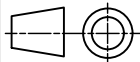
VISTA EXPLOSIONADA

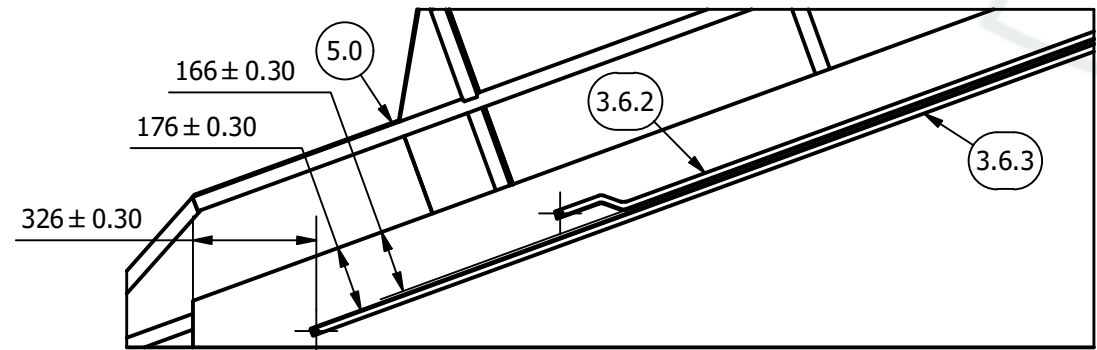
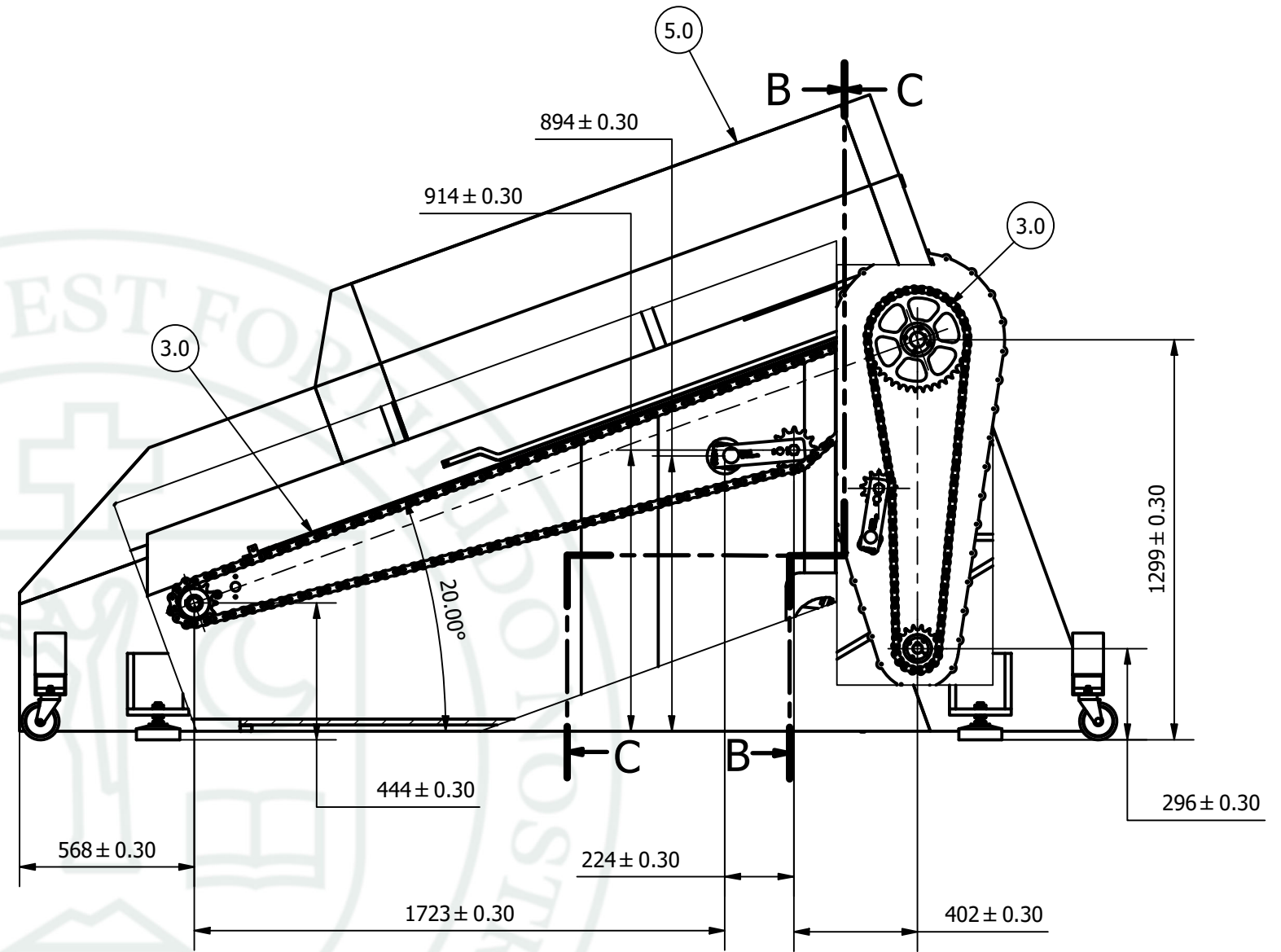
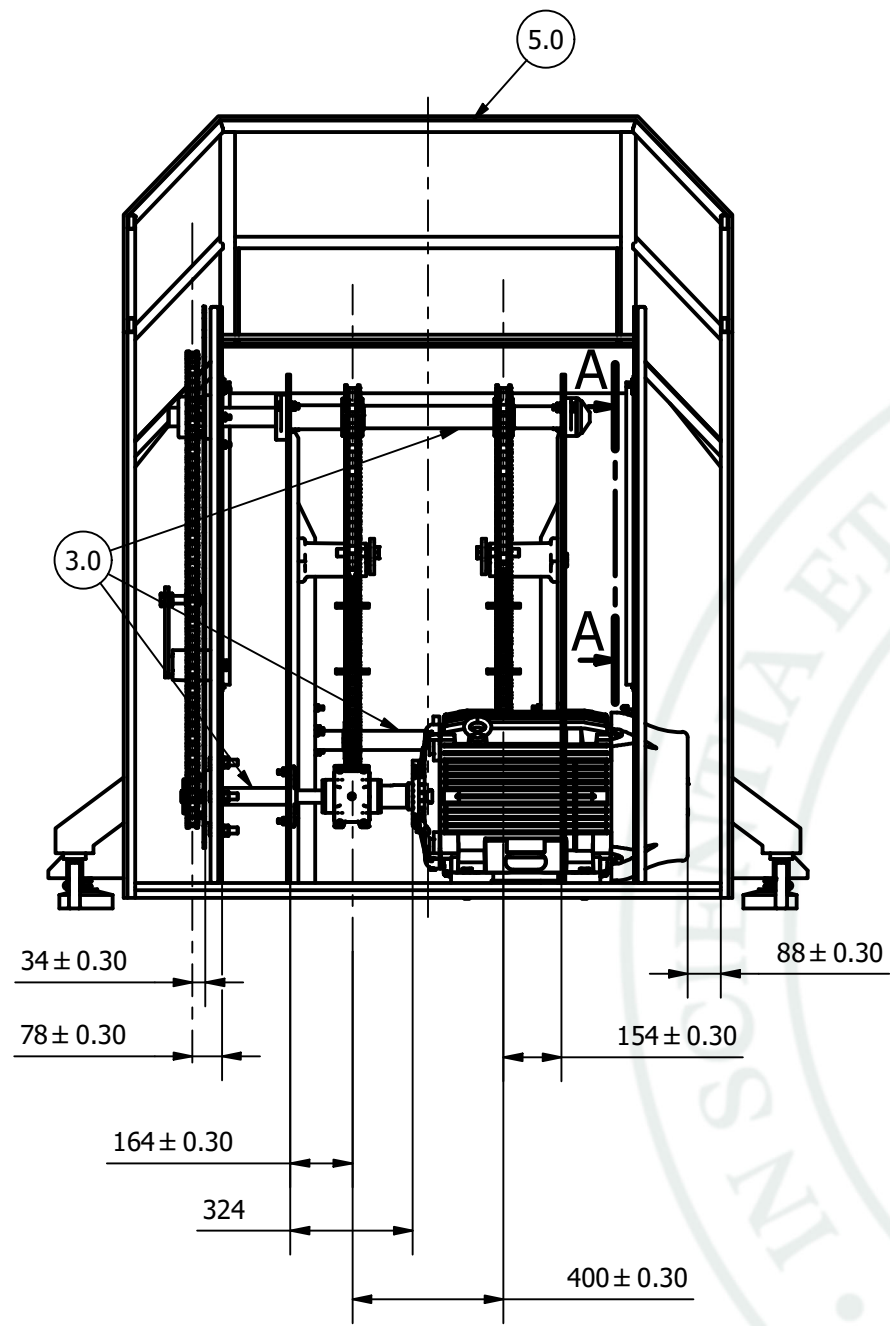
2.1.3	2	Ventosa de sujeción Festo	ESG-80-SS-HD-G
2.1.2	1	Barra de ventosas	-
2.1.1	1	Elemento de unión	-
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA
LISTA DE ELEMENTOS			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas
	Título - Subtítulo: 2.1 CONJUNTO DE VENTOSAS - SUBENSAMBLE		Tipo de Documento: Plano de Ensamble
	Número de Referencia: E-SD-CV-02		Rev.: 2
Escala: 1 : 2		Form.: A3	Fecha: 29/08/2026
			Hoja: 33/65





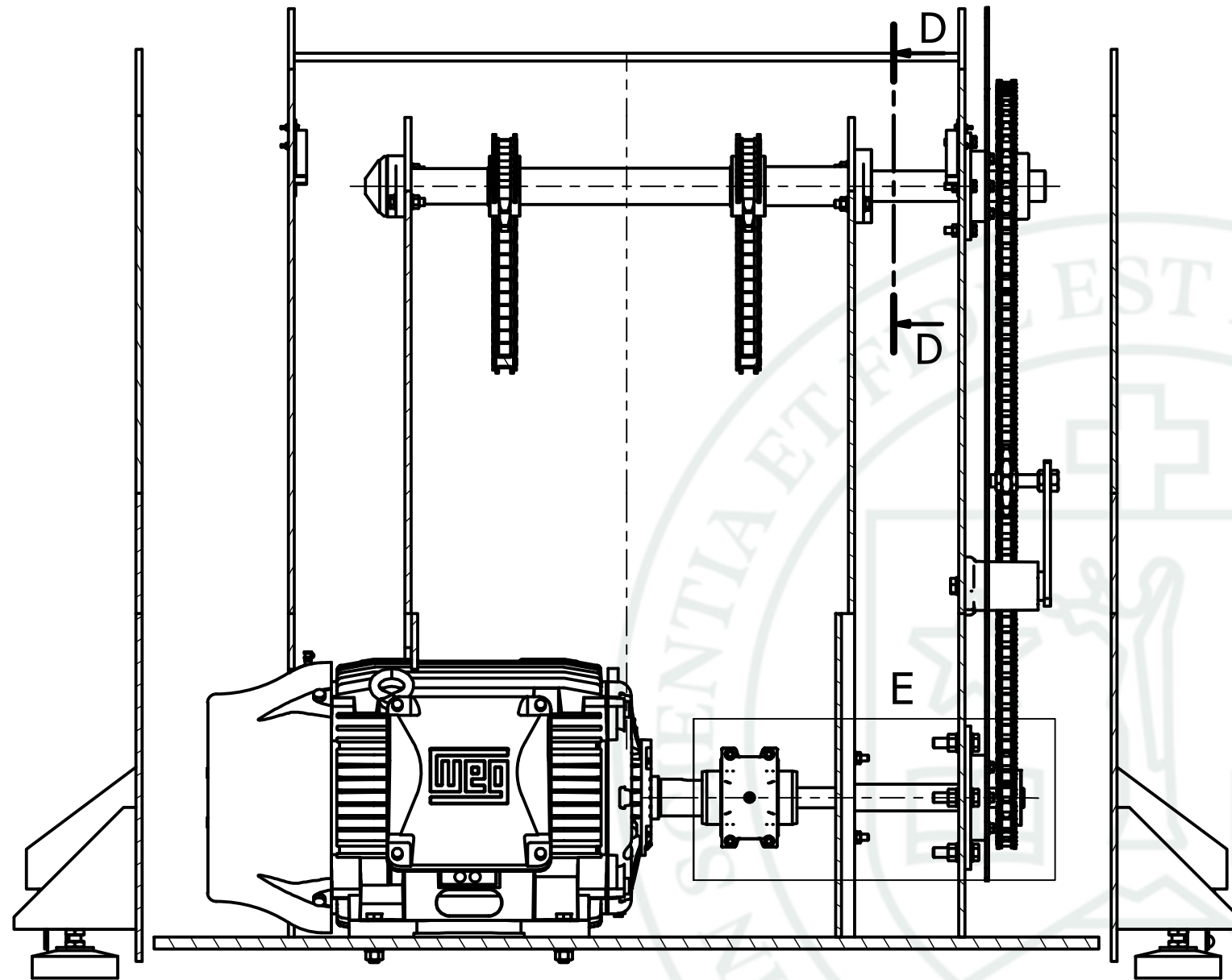
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Barra redonda 50 x 120 mm			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 2.1 CONJUNTO DE VENTOSAS - ELEMENTO DE UNIÓN			Número de Referencia: F-SD-CV-EU-01	Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 35/65

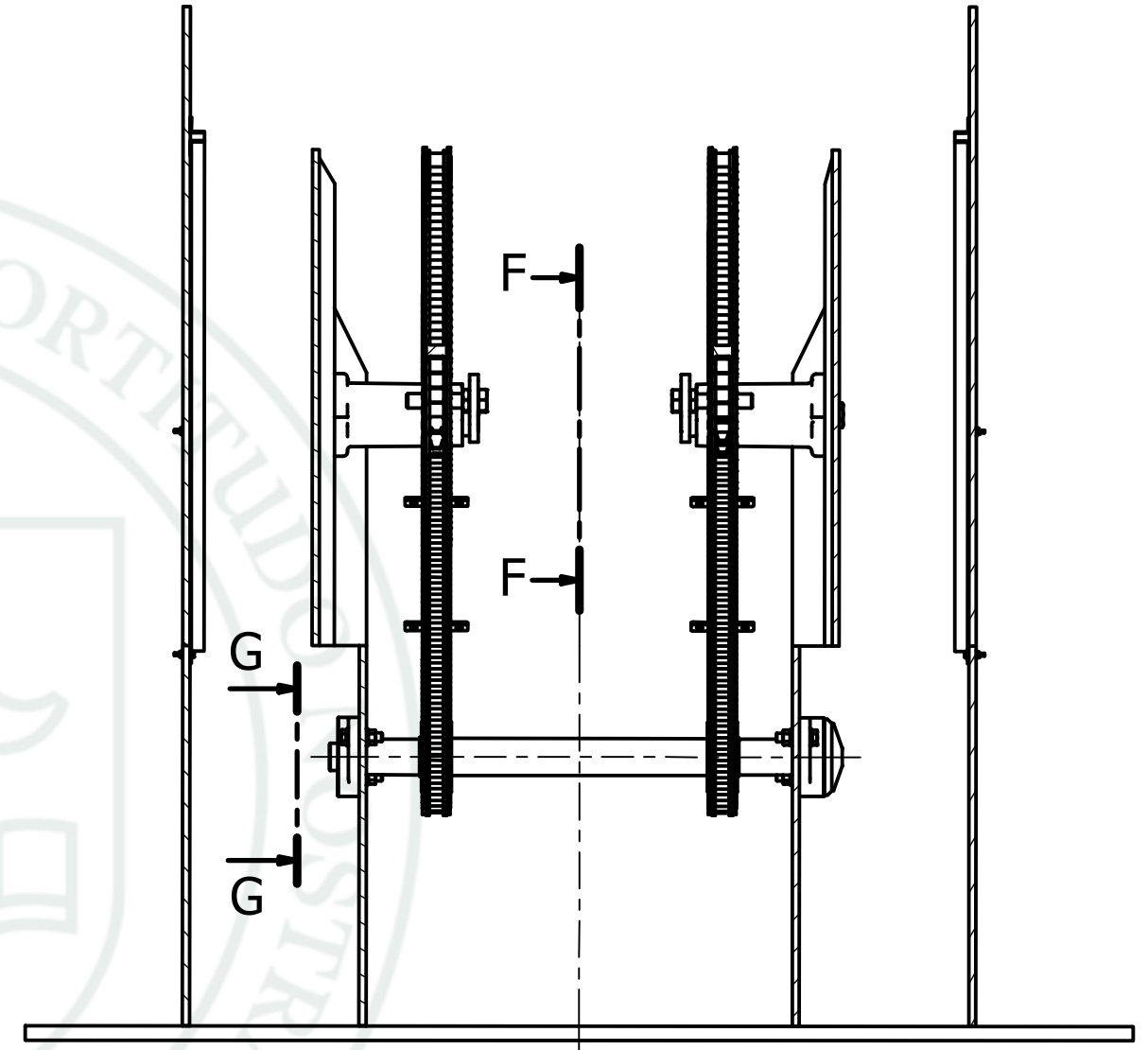


CORTE A-A

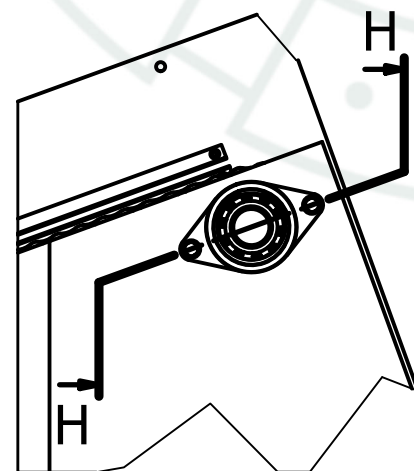
La lista de elementos se encuentra en el plano E-ST-05									
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble				
	Título - Subtítulo: 3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE - ENSAMBLE				Número de Referencia: E-ST-01			Rev.: 2	
					Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 36/65	



CORTE B-B



CORTE C-C



CORTE D-D (1 : 10)



Universidad Católica
de Santa María

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Título - Subtítulo:

3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE -
ENSAMBLE

La lista de elementos se encuentra en el plano E-ST-05

Tipo de Documento:
Plano de Ensamble

Número de Referencia:
E-ST-02

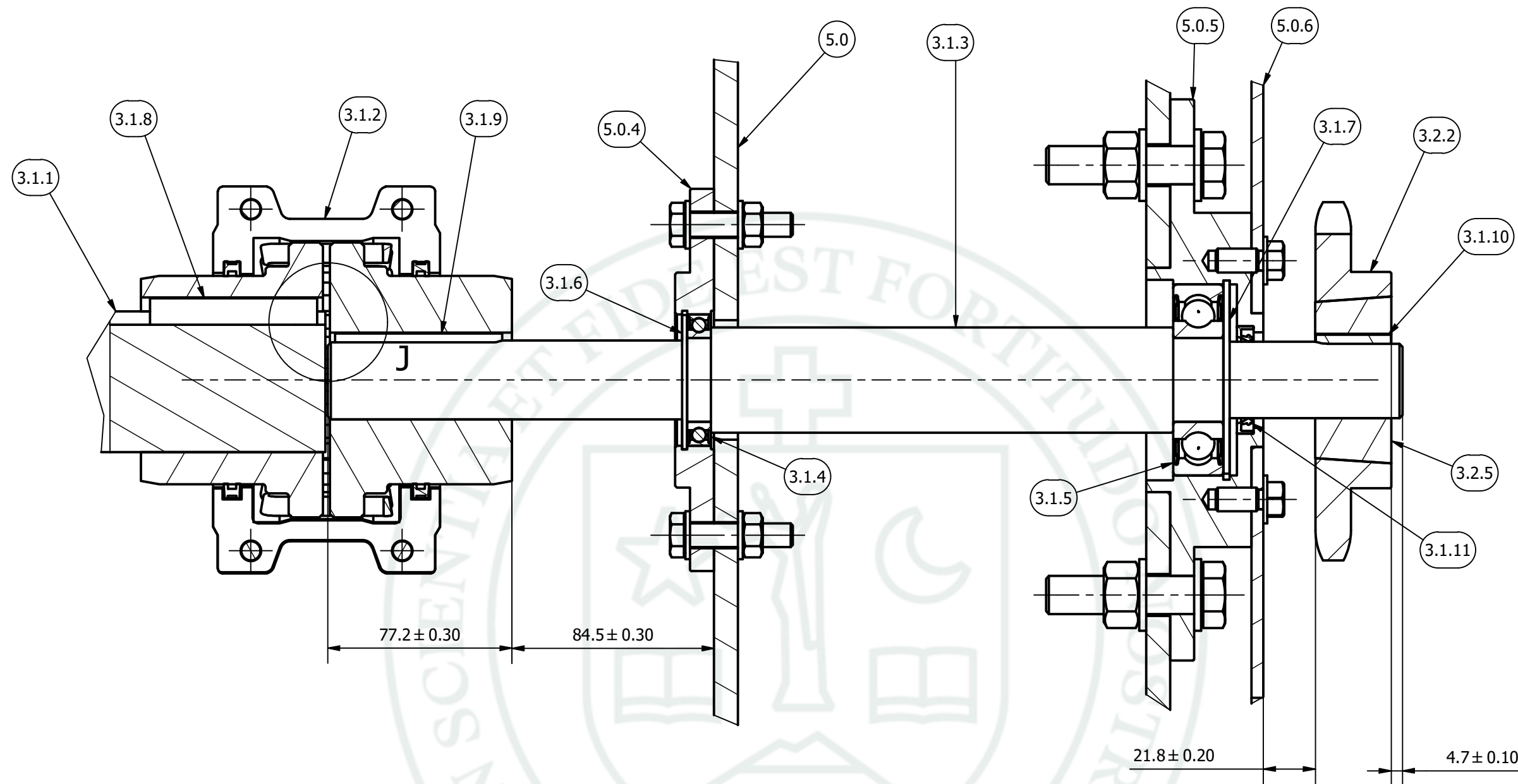
Escala:
1 : 10

Form.:
A3

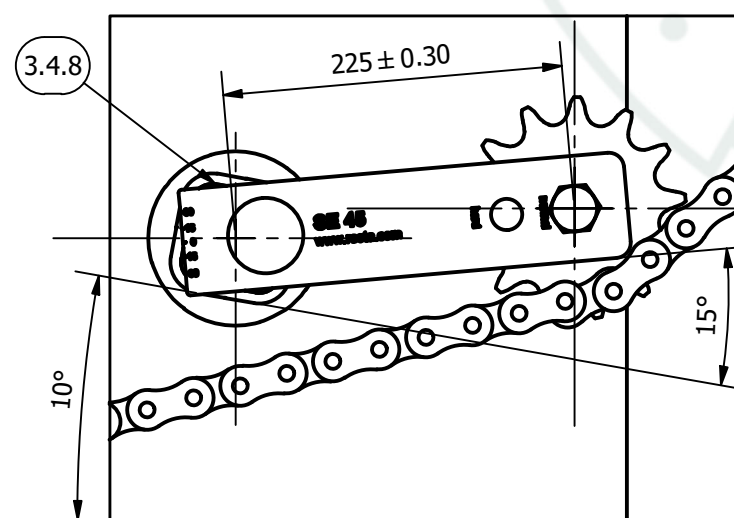
Fecha:
29/08/2026

Rev.:
2

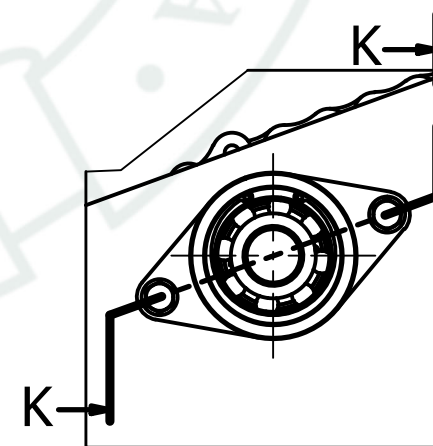
Hoja:
37/65



DETALLE E (1 : 2)



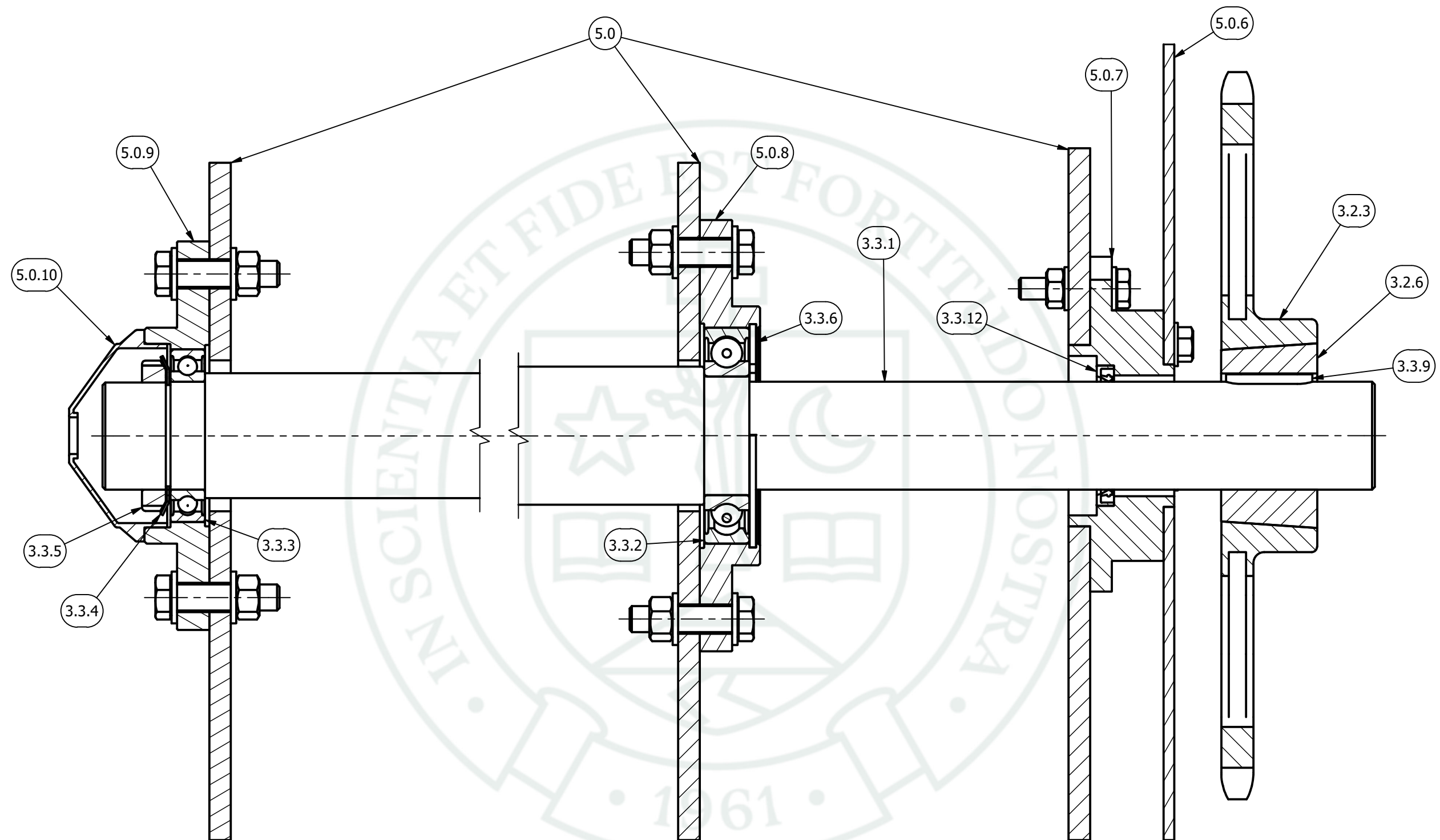
CORTE F-F



CORTE G-G

La lista de elementos se encuentra en el plano E-ST-05

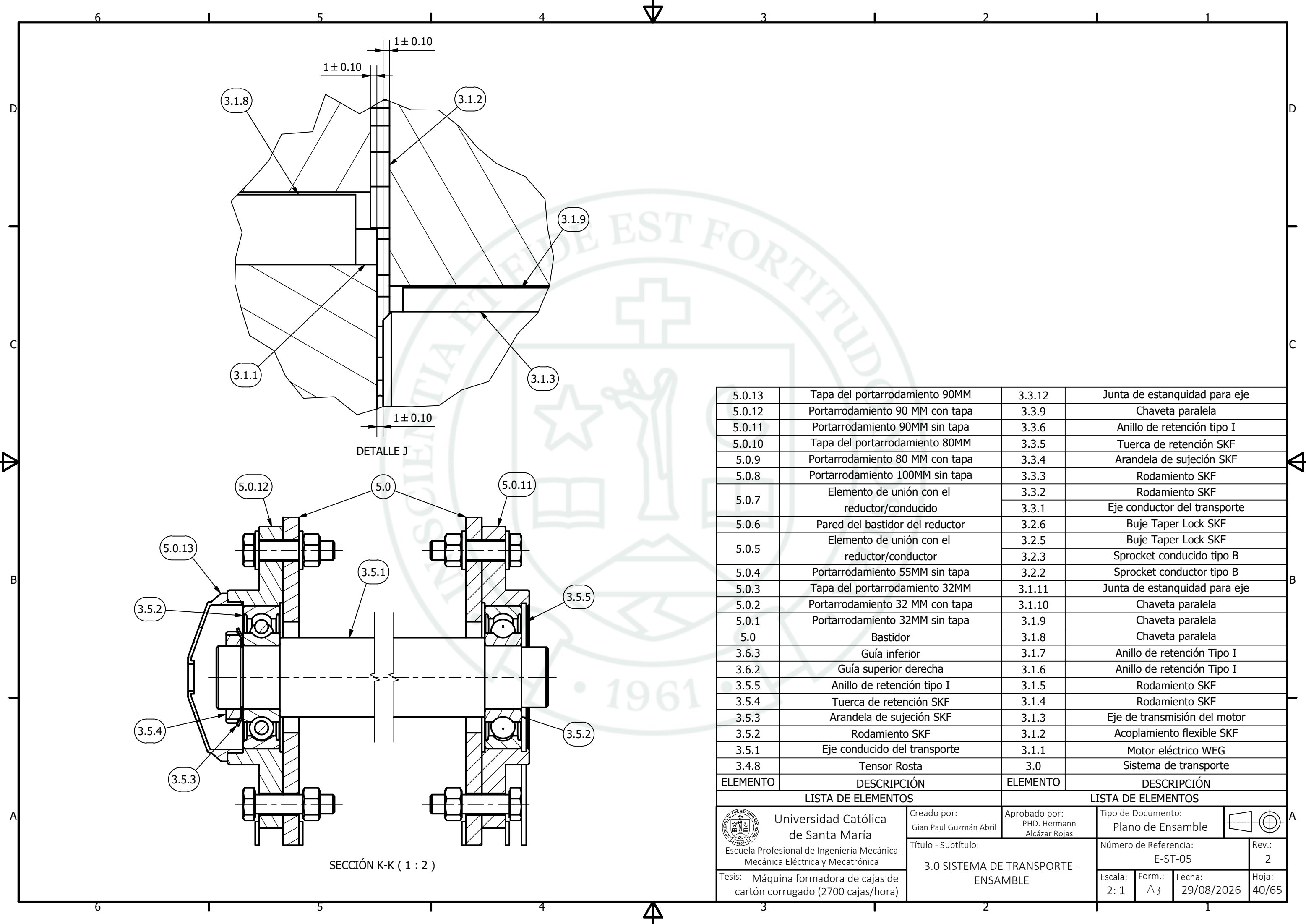
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-ST-03		Rev.: 2
			Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)					



SECCIÓN H-H

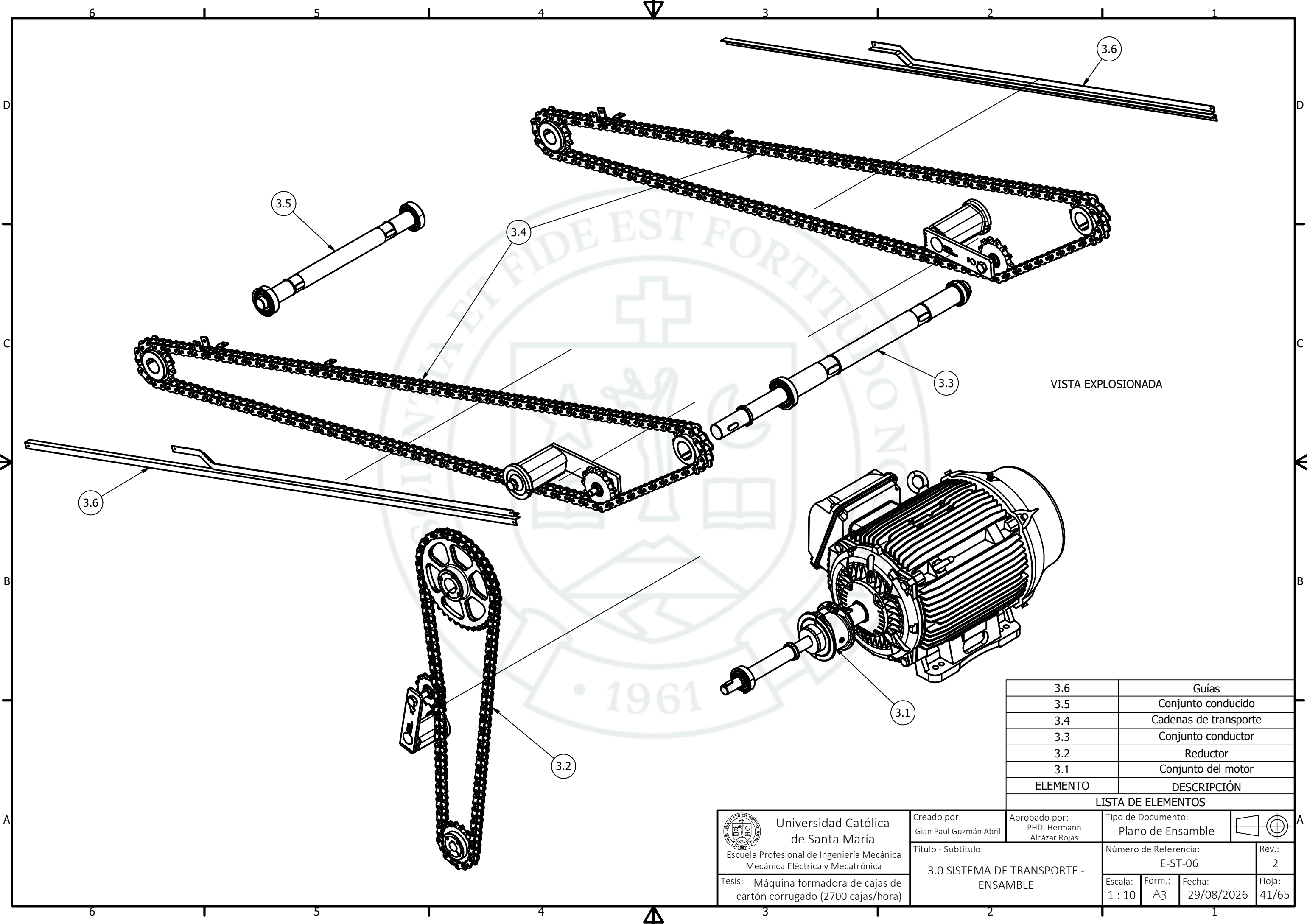
La lista de elementos se encuentra en el plano E-ST-05

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble				A
	Título - Subtítulo: 3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE - ENSAMBLE					Número de Referencia: E-ST-04		Rev.: 2	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)					Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	



5.0.13	Tapa del portarrodamiento 90MM	3.3.12	Junta de estanquidad para eje
5.0.12	Portarrodamiento 90 MM con tapa	3.3.9	Chaveta paralela
5.0.11	Portarrodamiento 90MM sin tapa	3.3.6	Anillo de retención tipo I
5.0.10	Tapa del portarrodamiento 80MM	3.3.5	Tuerca de retención SKF
5.0.9	Portarrodamiento 80 MM con tapa	3.3.4	Arandela de sujeción SKF
5.0.8	Portarrodamiento 100MM sin tapa	3.3.3	Rodamiento SKF
5.0.7	Elemento de unión con el reductor/conducido	3.3.2	Rodamiento SKF
		3.3.1	Eje conductor del transporte
5.0.6	Pared del bastidor del reductor	3.2.6	Buje Taper Lock SKF
5.0.5	Elemento de unión con el reductor/conductor	3.2.5	Buje Taper Lock SKF
		3.2.3	Sprocket conducido tipo B
5.0.4	Portarrodamiento 55MM sin tapa	3.2.2	Sprocket conductor tipo B
5.0.3	Tapa del portarrodamiento 32MM	3.1.11	Junta de estanquidad para eje
5.0.2	Portarrodamiento 32 MM con tapa	3.1.10	Chaveta paralela
5.0.1	Portarrodamiento 32MM sin tapa	3.1.9	Chaveta paralela
5.0	Bastidor	3.1.8	Chaveta paralela
3.6.3	Guía inferior	3.1.7	Anillo de retención Tipo I
3.6.2	Guía superior derecha	3.1.6	Anillo de retención Tipo I
3.5.5	Anillo de retención tipo I	3.1.5	Rodamiento SKF
3.5.4	Tuerca de retención SKF	3.1.4	Rodamiento SKF
3.5.3	Arandela de sujeción SKF	3.1.3	Eje de transmisión del motor
3.5.2	Rodamiento SKF	3.1.2	Acoplamiento flexible SKF
3.5.1	Eje conducido del transporte	3.1.1	Motor eléctrico WEG
3.4.8	Tensor Rosta	3.0	Sistema de transporte
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN

LISTA DE ELEMENTOS		LISTA DE ELEMENTOS				
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble			
	Título - Subtítulo: 3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-ST-05		Rev.: 2	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 2: 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 40/65



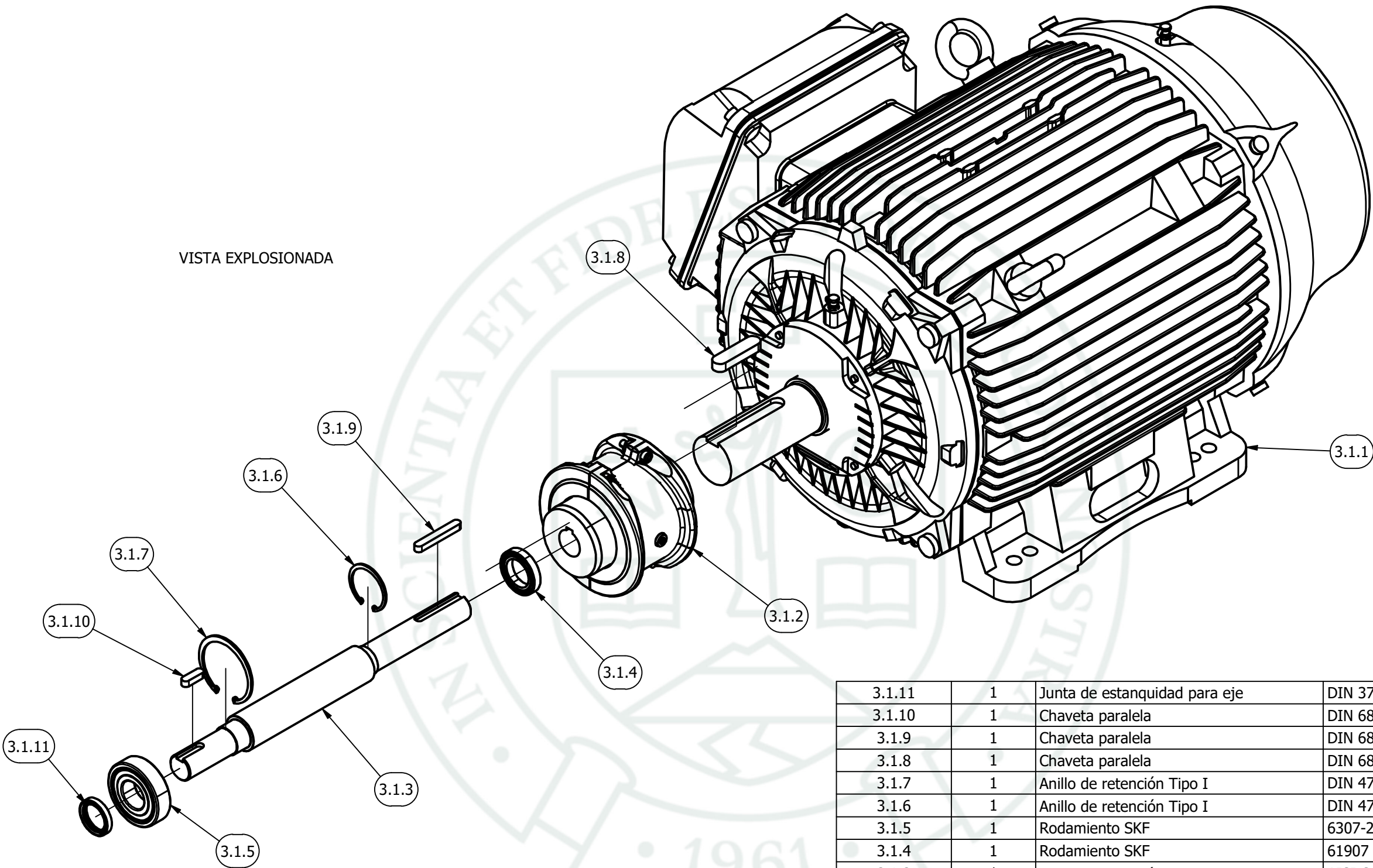
VISTA EXPLOSIONADA

3.6	Guías
3.5	Conjunto conducido
3.4	Cadenas de transporte
3.3	Conjunto conductor
3.2	Reductor
3.1	Conjunto del motor
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN

LISTA DE ELEMENTOS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.0 SISTEMA DE TRANSPORTE - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-ST-06		Rev.: 2
	Escala: 1 : 10	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 41/65	

VISTA EXPLOSIONADA



MEDIDAS SECUNDARIAS DEL ACOPLAMIENTO:

ACOPLAMIENTO FLEXIBLE SKF 1070 TGH:

PRIMER Ø INTERNO: 60.325 MM

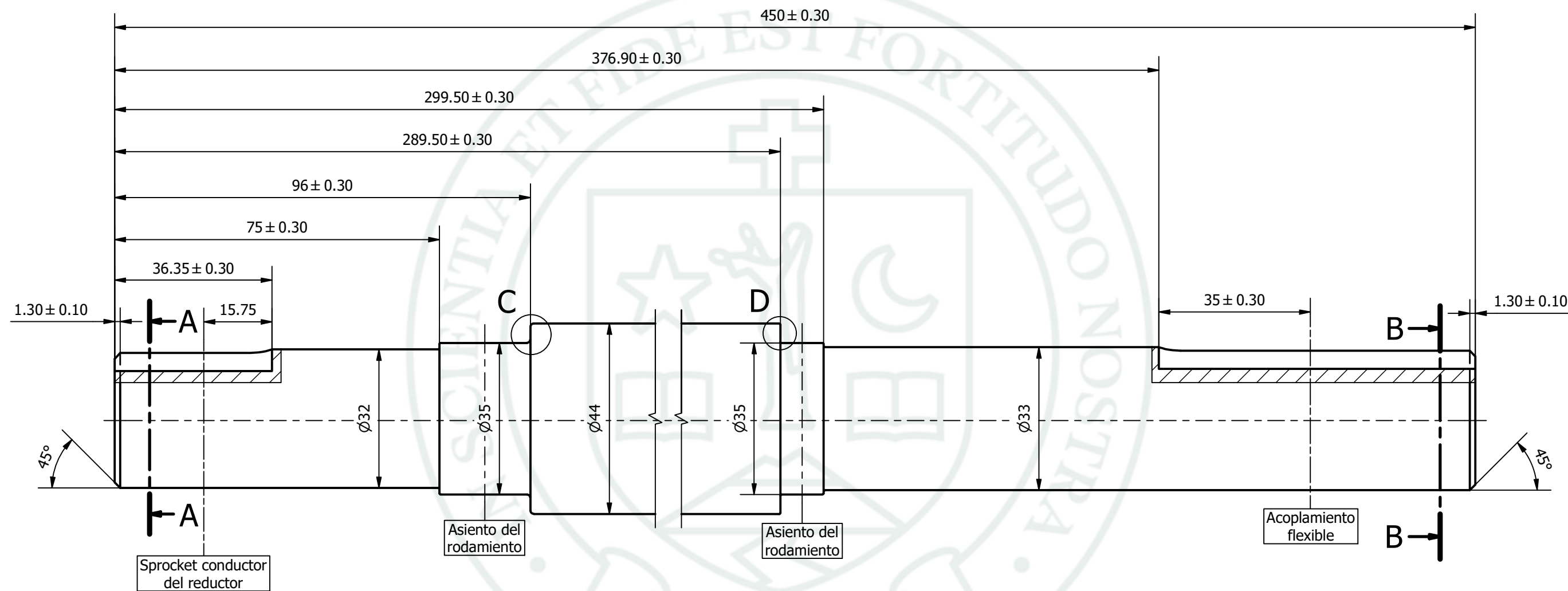
SEGUNDO Ø INTERNO: 33 MM

3.1.11	1	Junta de estanquidad para eje	DIN 3760 - A - 32 x 45 x 7 - NBR
3.1.10	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 10 x 8 x 31.5
3.1.9	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 10 x 8 x 70
3.1.8	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 18 x 11 x 70
3.1.7	1	Anillo de retención Tipo I	DIN 472 - 80 x 2.5
3.1.6	1	Anillo de retención Tipo I	DIN 472 - 55 x 2
3.1.5	1	Rodamiento SKF	6307-2Z
3.1.4	1	Rodamiento SKF	61907
3.1.3	1	Eje de transmisión del motor	AISI-SAE 1020
3.1.2	1	Acoplamiento flexible SKF	1070 TGH
3.1.1	1	Motor eléctrico WEG	W22 High Efficiency 40 HP 6P 364/5T 3F 230/460 V 60Hz IC411-TEFC-Con pies

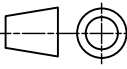
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA
----------	-------	-------------	-------

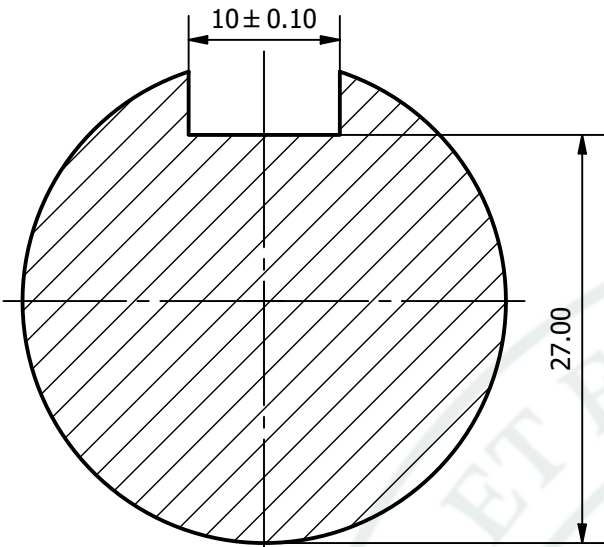
LISTA DE PIEZAS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.1 CONJUNTO DEL MOTOR - SUBENSAMBLE		Número de Referencia: E-ST-CM-01		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 42/65

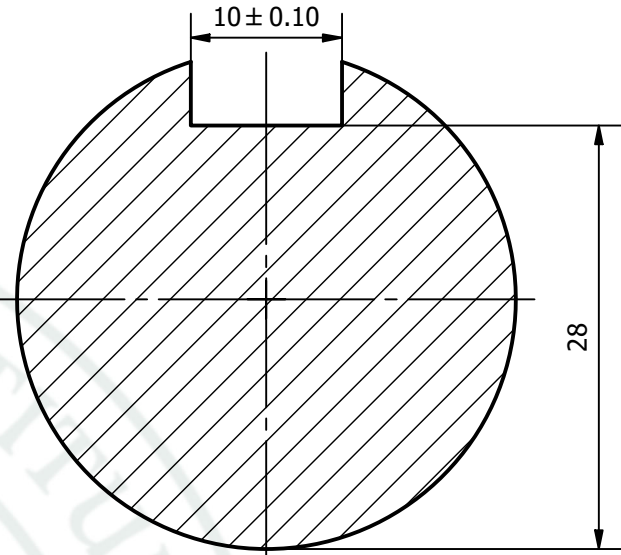


Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX $\pm$ 0.2
Radios de chaflán = 0.25 $\pm$ 0.01

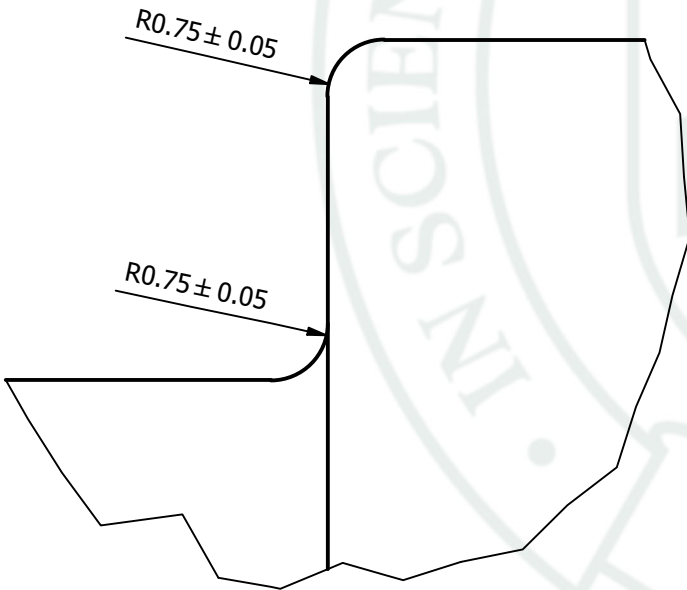
Acabado superficial	N7			
Material base	Barra redonda 44 mm x 0.45 m			
Norma	AISI-SAE 4150			
Tratamiento térmico	OQT 1000			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 3.1 CONJUNTO DEL MOTOR - EJE DE TRANSMISIÓN DEL MOTOR		Número de Referencia: F-ST-CM-ET-01	Rev.: 2
	Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 43/65



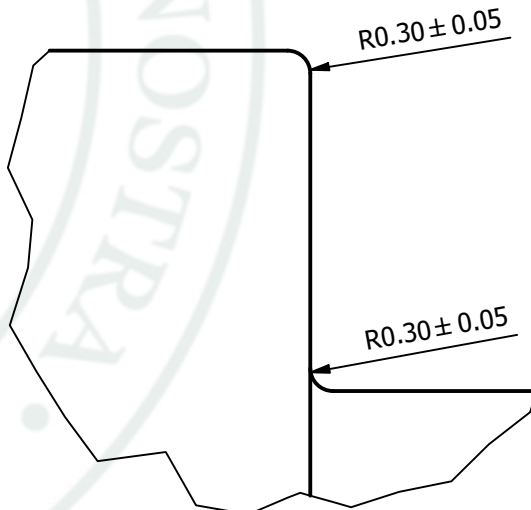
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



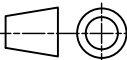
DETALLE C (10 : 1)

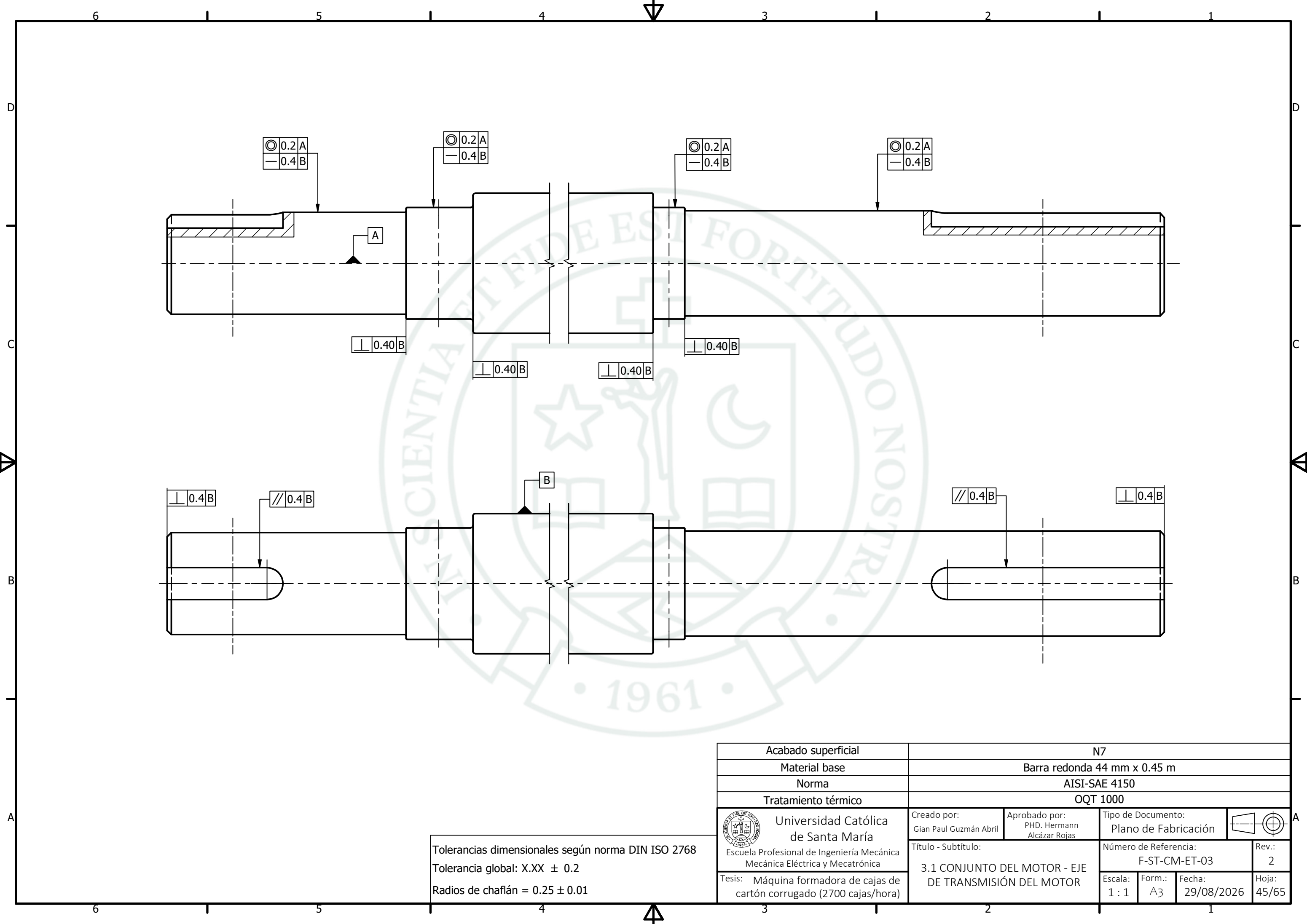


DETALLE D (10 : 1)

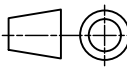
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.25 ± 0.01

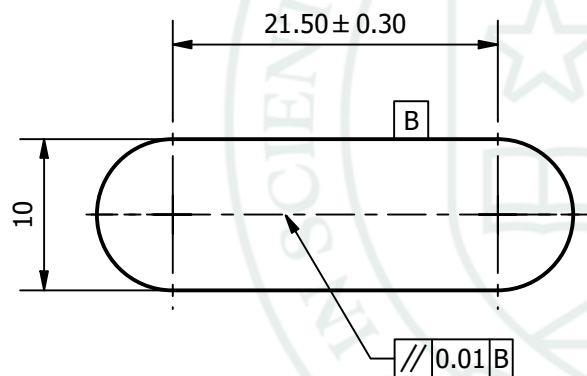
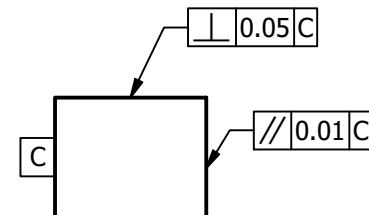
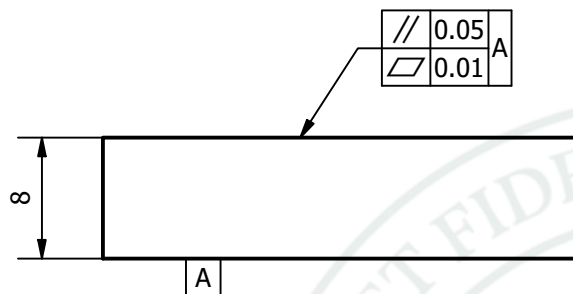
Acabado superficial		N7			
Material base		Barra redonda 44 mm x 0.45 m			
Norma		AISI-SAE 4150			
Tratamiento térmico		OQT 1000			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 3.1 CONJUNTO DEL MOTOR - EJE DE TRANSMISIÓN DEL MOTOR		Número de Referencia: F-ST-CM-ET-02		Rev.: 2
	Escala: 2 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 44/65	

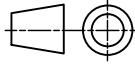




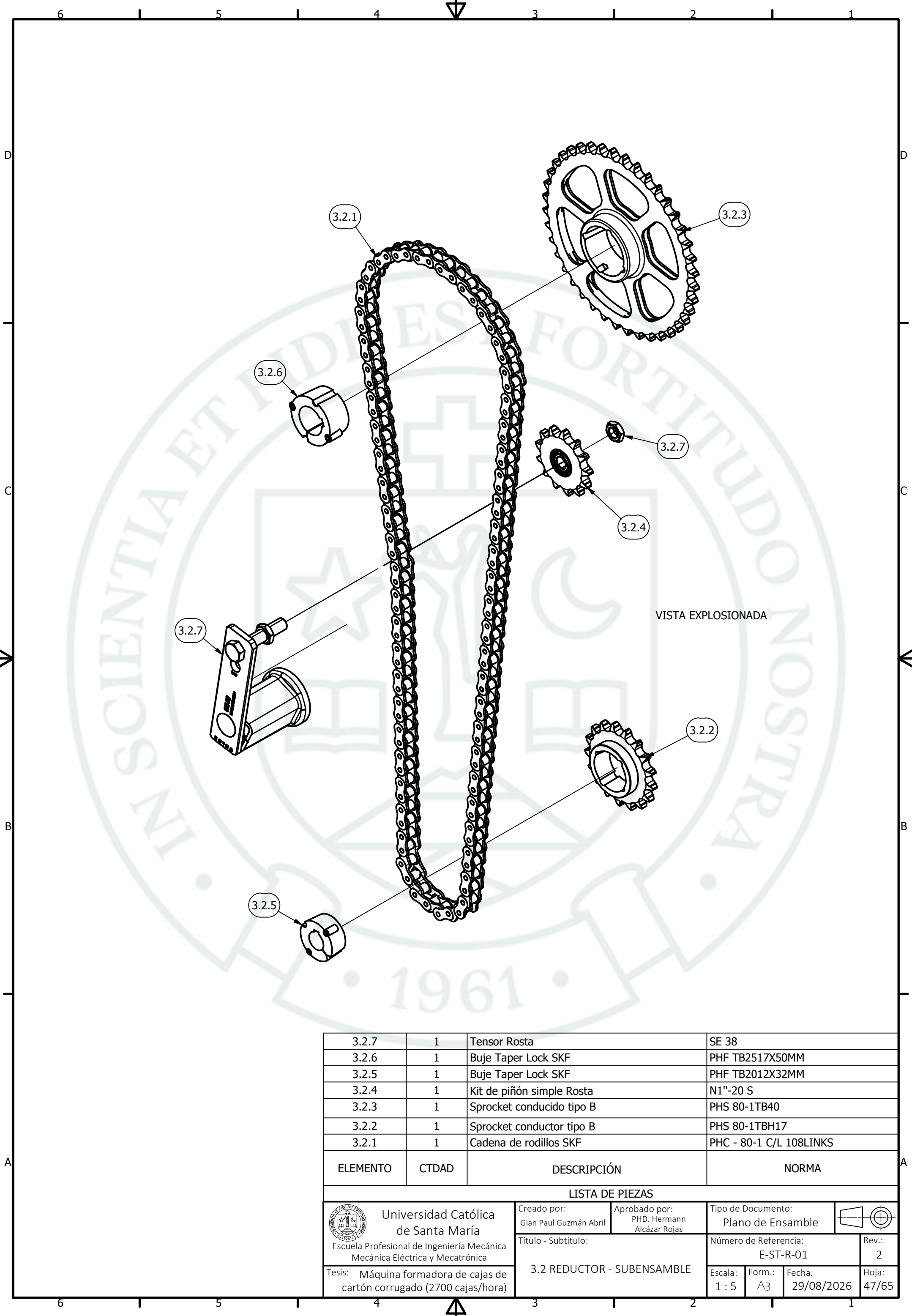
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.25 ± 0.01

Acabado superficial	N7				
Material base	Barra redonda 44 mm x 0.45 m				
Norma	AISI-SAE 4150				
Tratamiento térmico	OQT 1000				
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación		
	Título - Subtítulo: 3.1 CONJUNTO DEL MOTOR - EJE DE TRANSMISIÓN DEL MOTOR		Número de Referencia: F-ST-CM-ET-03		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 1 : 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026



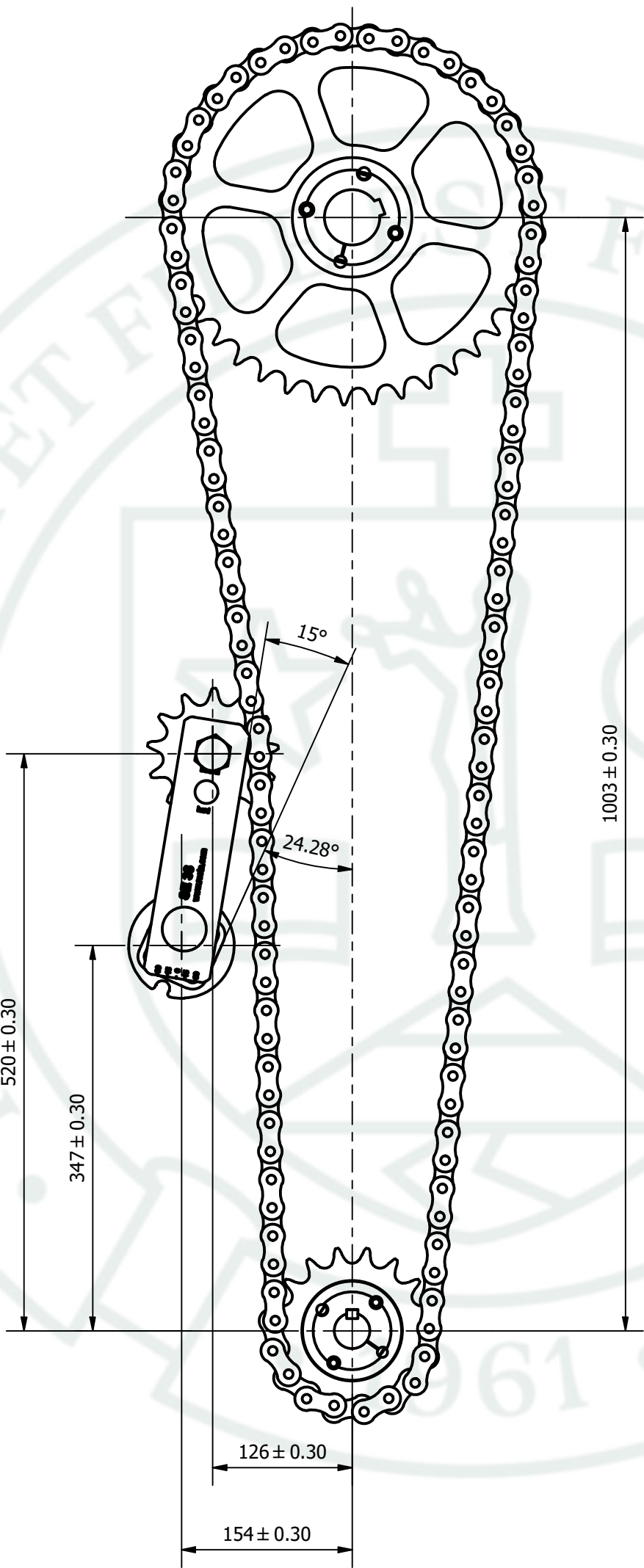
Acabado superficial	N5			
Material base	Chaveta plana 10 x 8 x 32 mm			
Norma	DIN 6885-1 (A)			
Tratamiento térmico	-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Fabricación	
	Título - Subtítulo: 3.1 CONJUNTO DEL MOTOR - CHAVETA CONDUCTORA (REDUCTOR)		Número de Referencia: F-ST-CM-CH-01	Rev.: 2
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Escala: 2 : 1	Form.: A4	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 46/65

Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2



3.2.7	1	Tensor Rosta	SE 38
3.2.6	1	Buje Taper Lock SKF	PHF TB2517X50MM
3.2.5	1	Buje Taper Lock SKF	PHF TB2012X32MM
3.2.4	1	Kit de piñón simple Rosta	N1"-20 S
3.2.3	1	Sprocket conducido tipo B	PHS 80-1TB40
3.2.2	1	Sprocket conductor tipo B	PHS 80-1TBH17
3.2.1	1	Cadena de rodillos SKF	PHC - 80-1 C/L 108LINKS
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA

LISTA DE PIEZAS							
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.2 REDUCTOR - SUBENSAMBLE				Número de Referencia: E-ST-R-01		
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)				Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026



LA CADENA SE ASEGURARÁ CON UN CLIP DE RESORTE, QUE PUEDE UBICARSE EN CUALQUIER PARTE DEL CONJUNTO.

EL TENSOR ROSTA DEBE INSTALARSE LO MÁS PARALELO POSIBLE AL RECORRIDO DEL LADO FLOJO DE LA CADENA ANTES DE GIRARLO 15° HACIA EL CENTRO DE LA CADENA, DE ACUERDO CON LO SUGERIDO POR EL FABRICANTE.

Tipo de cadena	ANSI 80		
Paso	1" (25.4 mm)		
Nº de eslabones	108		
Enlace de conexión	Clip de resorte		
Tensor	Rosta SE 38		

Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2



Universidad Católica
de Santa María

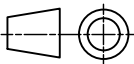
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Tipo de Documento:
Plano de Ensamble



Título - Subtítulo:
3.2 REDUCTOR - CADENA DEL
REDUCTOR

Número de Referencia:
E-ST-R-CR-01

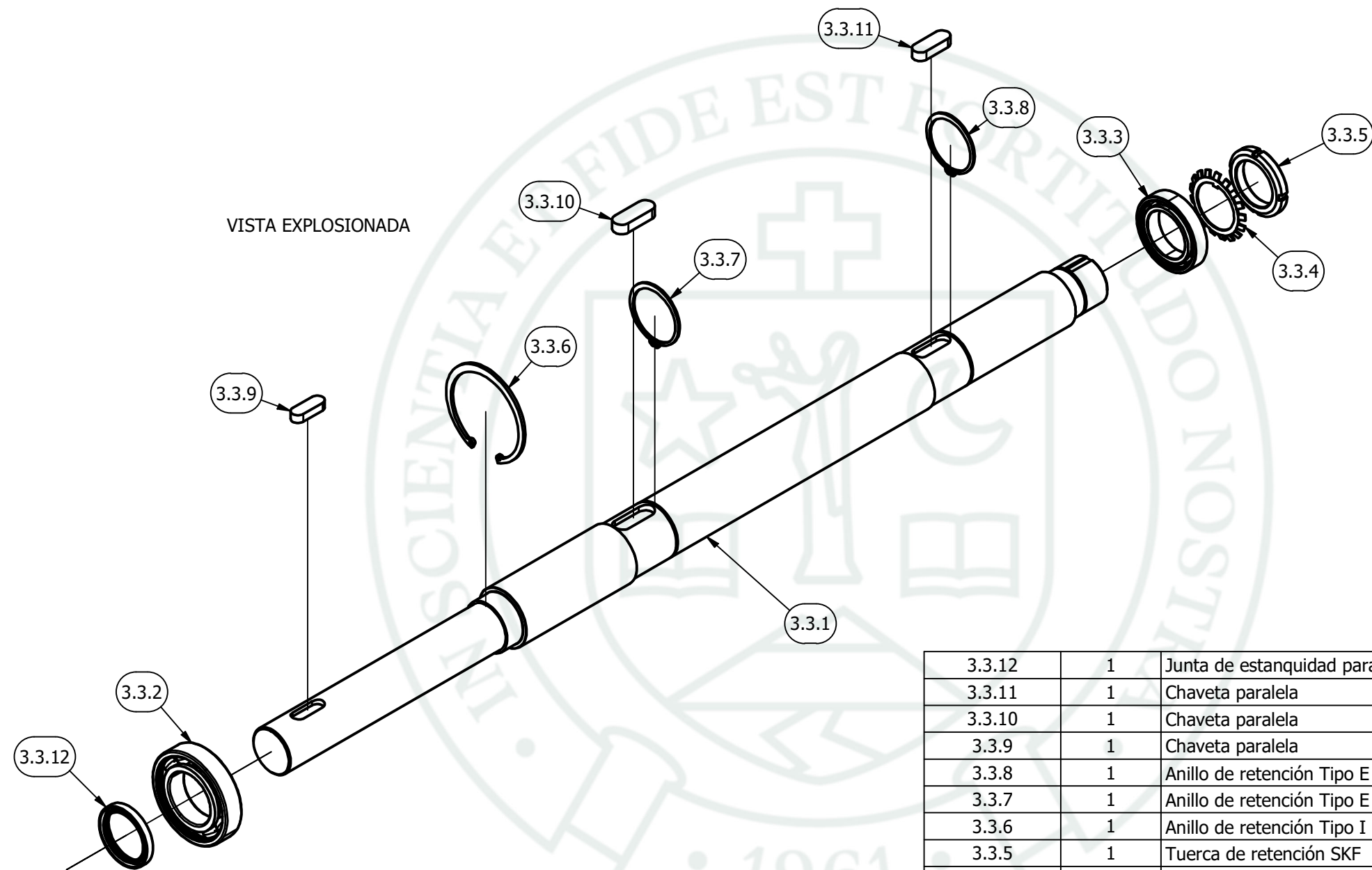
Rev.:
2

Escala:
1 : 5

Form.:
A3

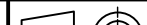
Fecha:
29/08/2026

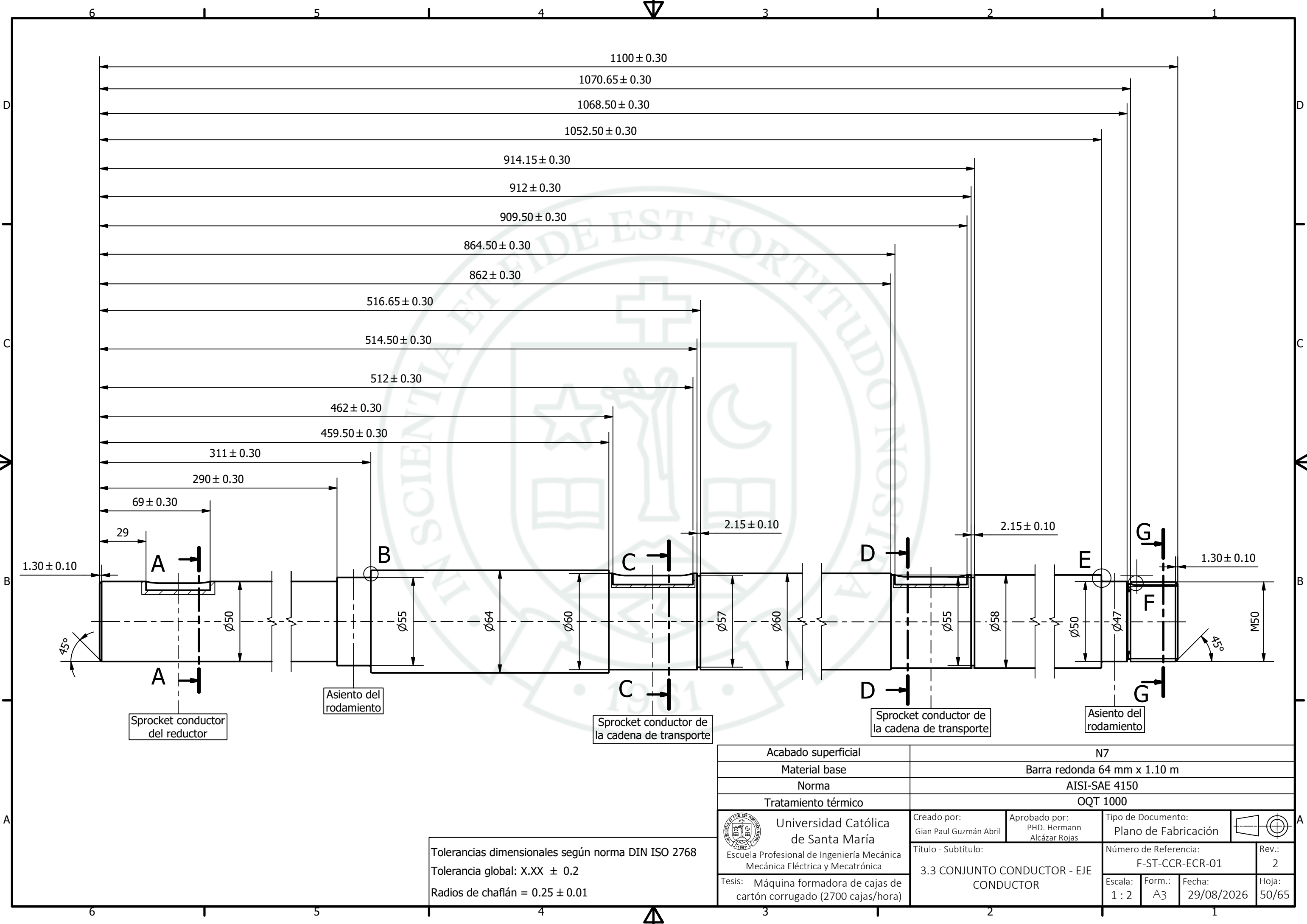
Hoja:
48/65

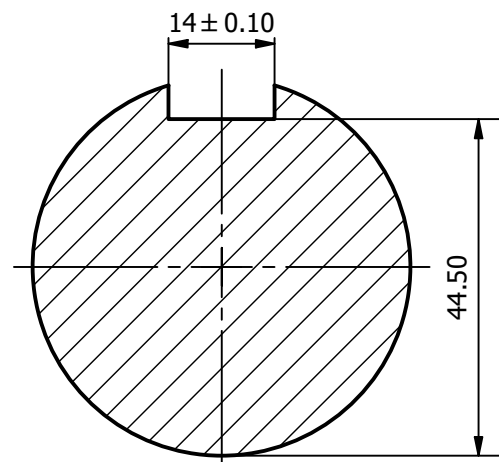


3.3.12	1	Junta de estanquidad para eje	DIN 3760 - A - 50 x 65 x 8 - NBR
3.3.11	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 16 x 10 x 45
3.3.10	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 18 x 11 x 50
3.3.9	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 14 x 9 x 40
3.3.8	1	Anillo de retención Tipo E	DIN 471 - 58x2
3.3.7	1	Anillo de retención Tipo E	DIN 471 - 60x2
3.3.6	1	Anillo de retención Tipo I	DIN 472 - 100 x 3
3.3.5	1	Tuerca de retención SKF	KM 10
3.3.4	1	Arandela de sujeción SKF	MB 10
3.3.3	1	Rodamiento SKF	6010
3.3.2	1	Rodamiento SKF	6211
3.3.1	1	Eje conductor del transporte	AISI-SAE 1020
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA

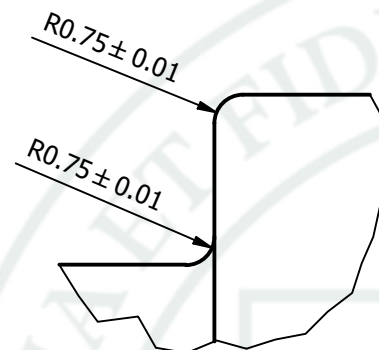
LISTA DE PIEZAS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.3 CONJUNTO CONDUCTOR - SUBENSAMBLE		Número de Referencia: E-ST-CCR-01		Rev.: 2
	Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 49/65	

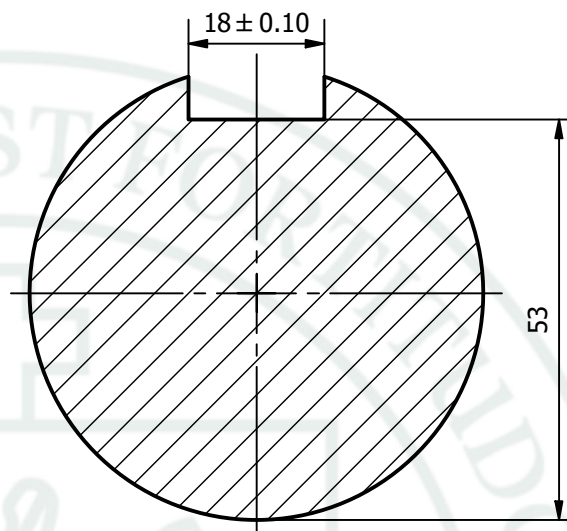




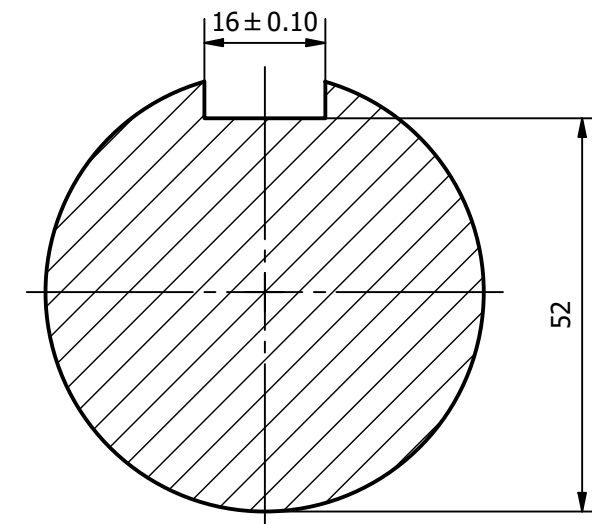
SECCIÓN A-A



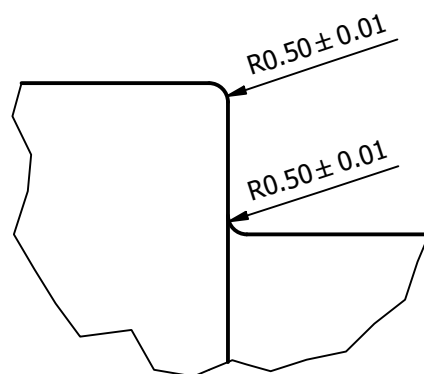
DETALLE B (5:1)



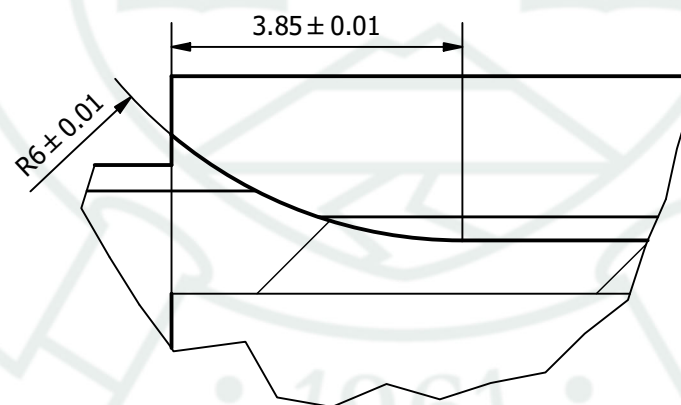
SECCIÓN C-C



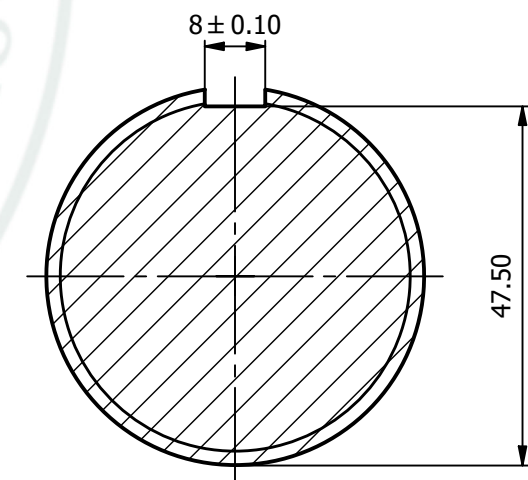
SECCIÓN D-D



DETALLE E (5:1)



DETALLE F (10 : 1)



SECCIÓN G-G

Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768

Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Radios de chaflán = 0.25 ± 0.01



Universidad Católica
de Santa María

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Título - Subtítulo:

3.3 CONJUNTO CONDUCTOR - EJE
CONDUCTOR

Tipo de Documento:
Plano de Fabricación

Número de Referencia:
F-ST-CCR-ECR-02

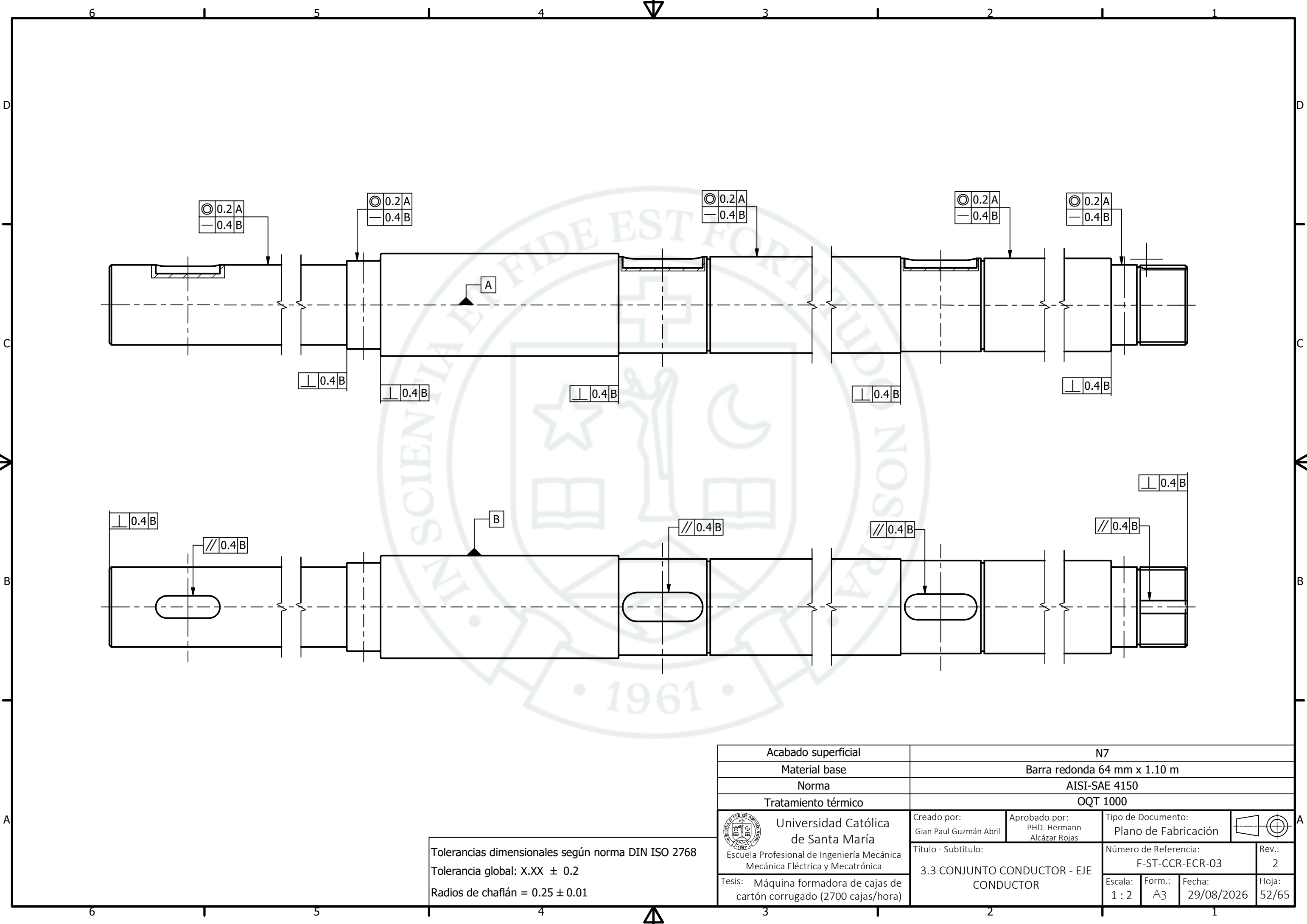
Escala:
1 : 1

Form.:
A3

Fecha:
29/08/2026

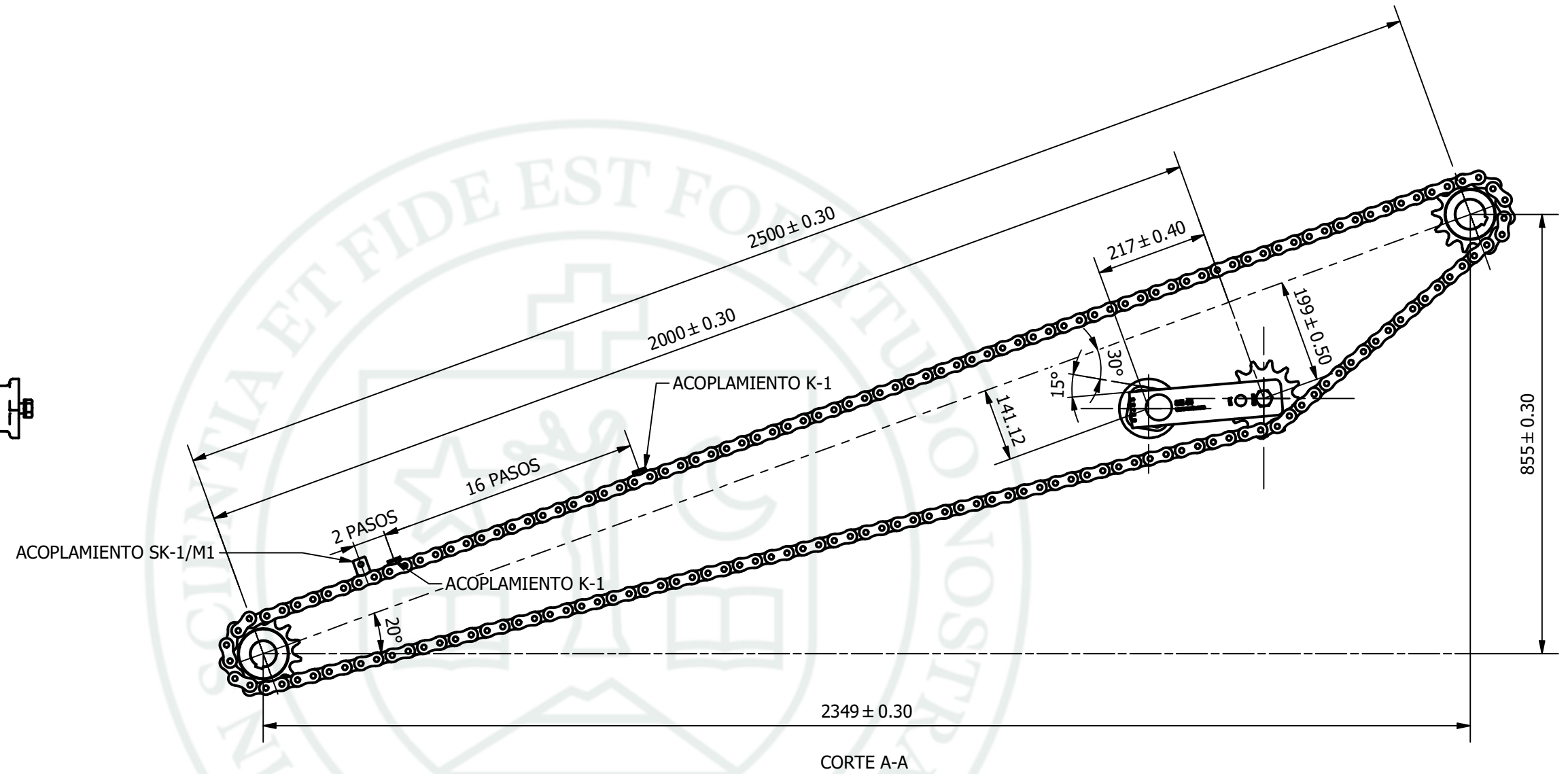
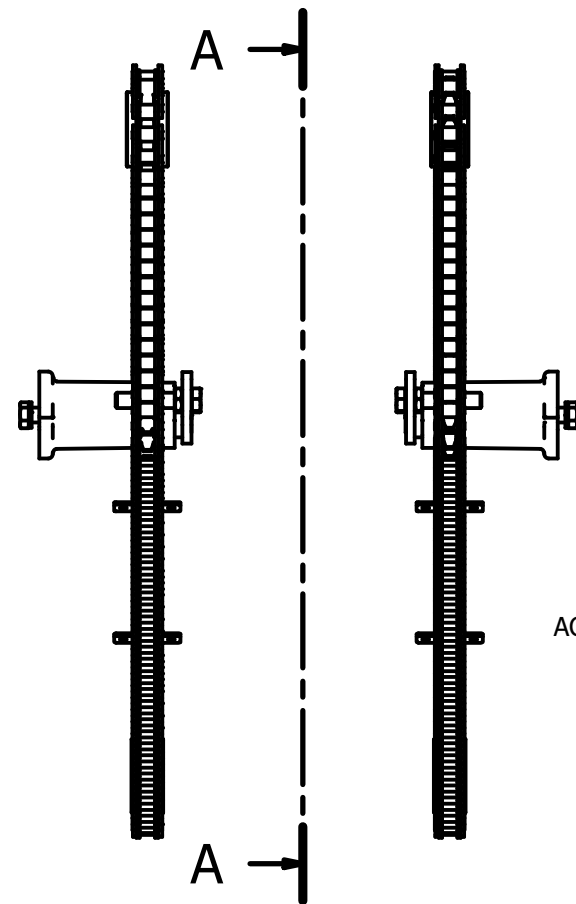
Rev.:
2

Hoja:
51/65



Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.25 ± 0.01

Acabado superficial		N7			
Material base		Barra redonda 64 mm x 1.10 m			
Norma		AISI-SAE 4150			
Tratamiento térmico		OQT 1000			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 3.3 CONJUNTO CONDUCTOR - EJE CONDUCTOR		Número de Referencia: F-ST-CCR-ECR-03		Rev.: 2
	Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 52/65	



LA CADENA REPRESENTADA CORRESPONDE A LA CADENA DERECHA DEL SISTEMA DE TRANSPORTE. LA CADENA IZQUIERDA TIENE LAS MISMAS DIMENSIONES Y GEOMETRÍA, SIENDO LA PRINCIPAL DIFERENCIA QUE EL MECANISMO TENSOR SE REFLEJA SIMÉTRICAMENTE DE ACUERDO CON EL PLANO QUE DIVIDE AMBAS CADENAS (COMO SE OBSERVA EN LA VISTA FRONTAL EN LA ESQUINA SUPERIOR IZQUIERDA).

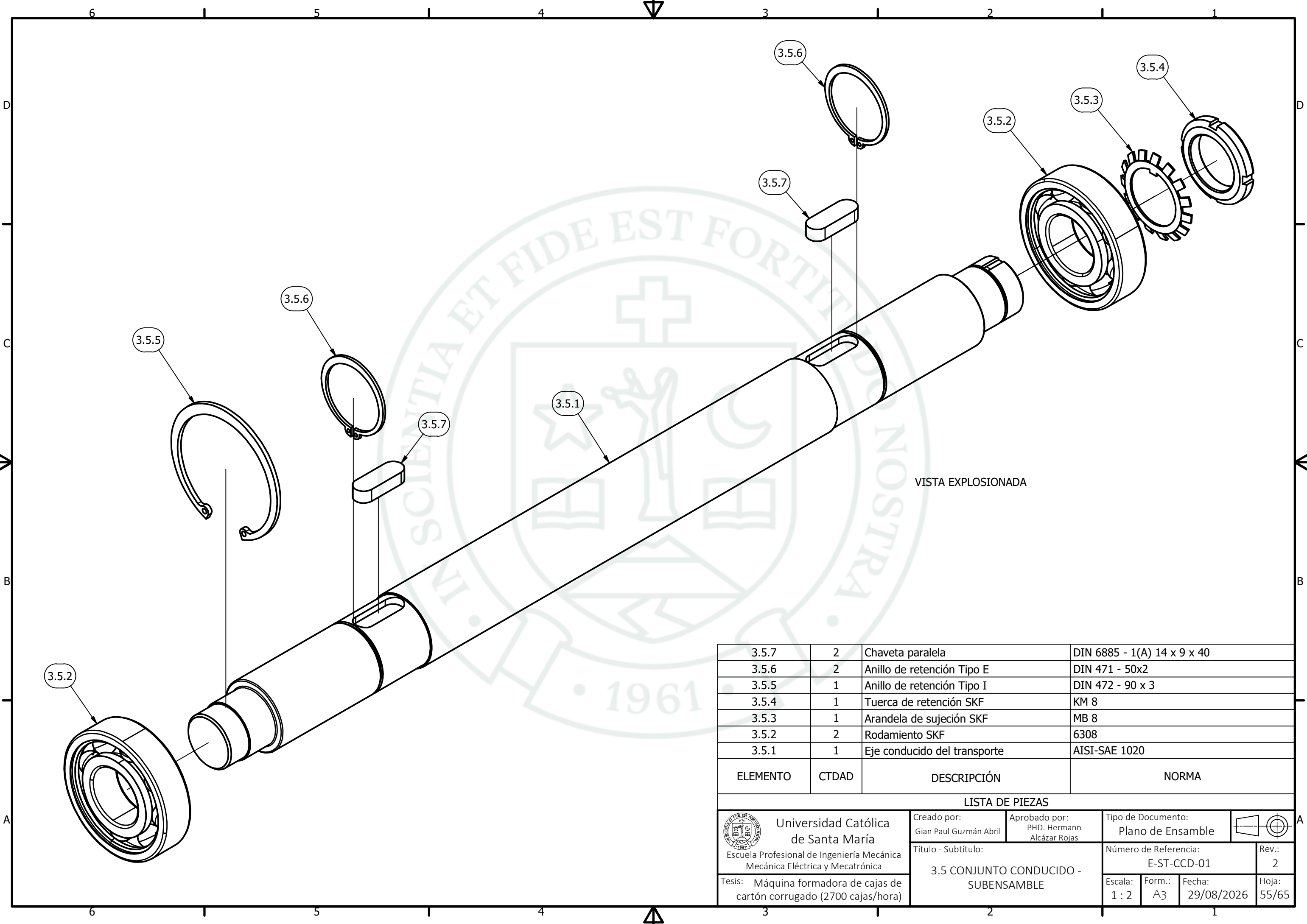
LA CADENA SE ASEGURARÁ CON UN CLIP DE CHAVETA, QUE PUEDE UBICARSE EN CUALQUIER PARTE DEL CONJUNTO.

EL TENSOR ROSTA DEBE INSTALARSE LO MÁS PARALELO POSIBLE AL RECORRIDO DEL LADO FLOJO DE LA CADENA ANTES DE GIRARLO 15° HACIA EL CENTRO DE LA CADENA, DE ACUERDO CON LO SUGERIDO POR EL FABRICANTE.

Tipo de cadena	ANSI 100
Paso	1 1/4" (31.75 mm)
Nº de eslabones	172
Enlace de conexión	Clip de chaveta
Tensor	SE 45

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.4 CADENAS DE TRANSPORTE - CADENA DE TRANSPORTE			Número de Referencia: E-ST-CT-CT-01	Rev.: 2
				Escala: 1 : 10	Form.: A3
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)					

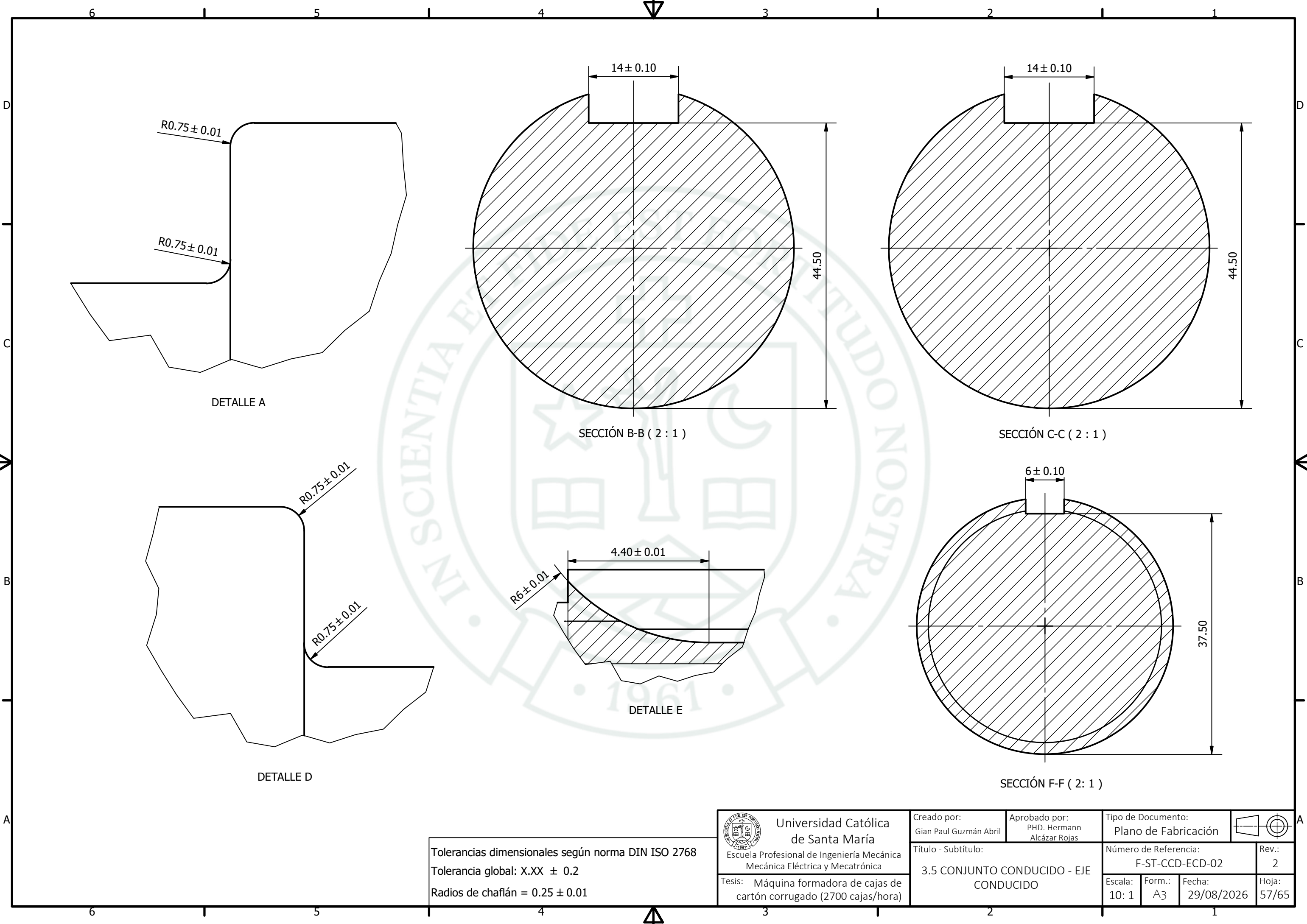
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2



3.5.7	2	Chaveta paralela	DIN 6885 - 1(A) 14 x 9 x 40
3.5.6	2	Anillo de retención Tipo E	DIN 471 - 50x2
3.5.5	1	Anillo de retención Tipo I	DIN 472 - 90 x 3
3.5.4	1	Tuerca de retención SKF	KM 8
3.5.3	1	Arandela de sujeción SKF	MB 8
3.5.2	2	Rodamiento SKF	6308
3.5.1	1	Eje conducido del transporte	AISI-SAE 1020

ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA
----------	-------	-------------	-------

LISTA DE PIEZAS							
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble		
	Título - Subtítulo: 3.5 CONJUNTO CONDUCIDO - SUBENSAMBLE			Número de Referencia: E-ST-CCD-01		Rev.: 2	
				Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	



Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2
Radios de chaflán = 0.25 ± 0.01



Universidad Católica
de Santa María
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica
Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
Tesis: Máquina formadora de cajas de
cartón corrugado (2700 cajas/hora)

Creado por:
Gian Paul Guzmán Abril

Aprobado por:
PHD. Hermann
Alcázar Rojas

Título - Subtítulo:

3.5 CONJUNTO CONducido - EJE
CONducido

Tipo de Documento:
Plano de Fabricación

Número de Referencia:
F-ST-CCD-ECD-02

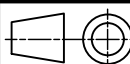
Escala:
10: 1

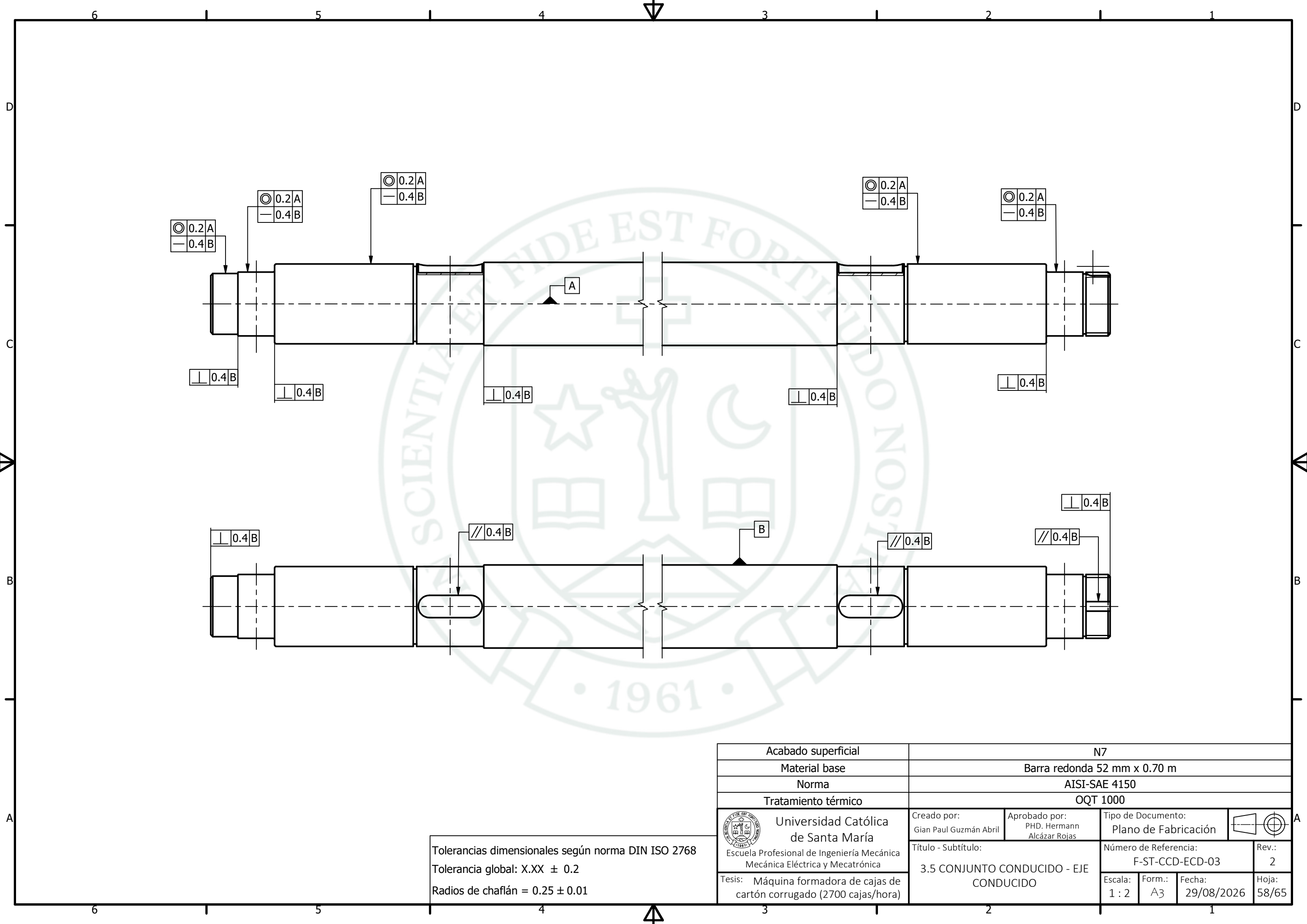
Form.:
A3

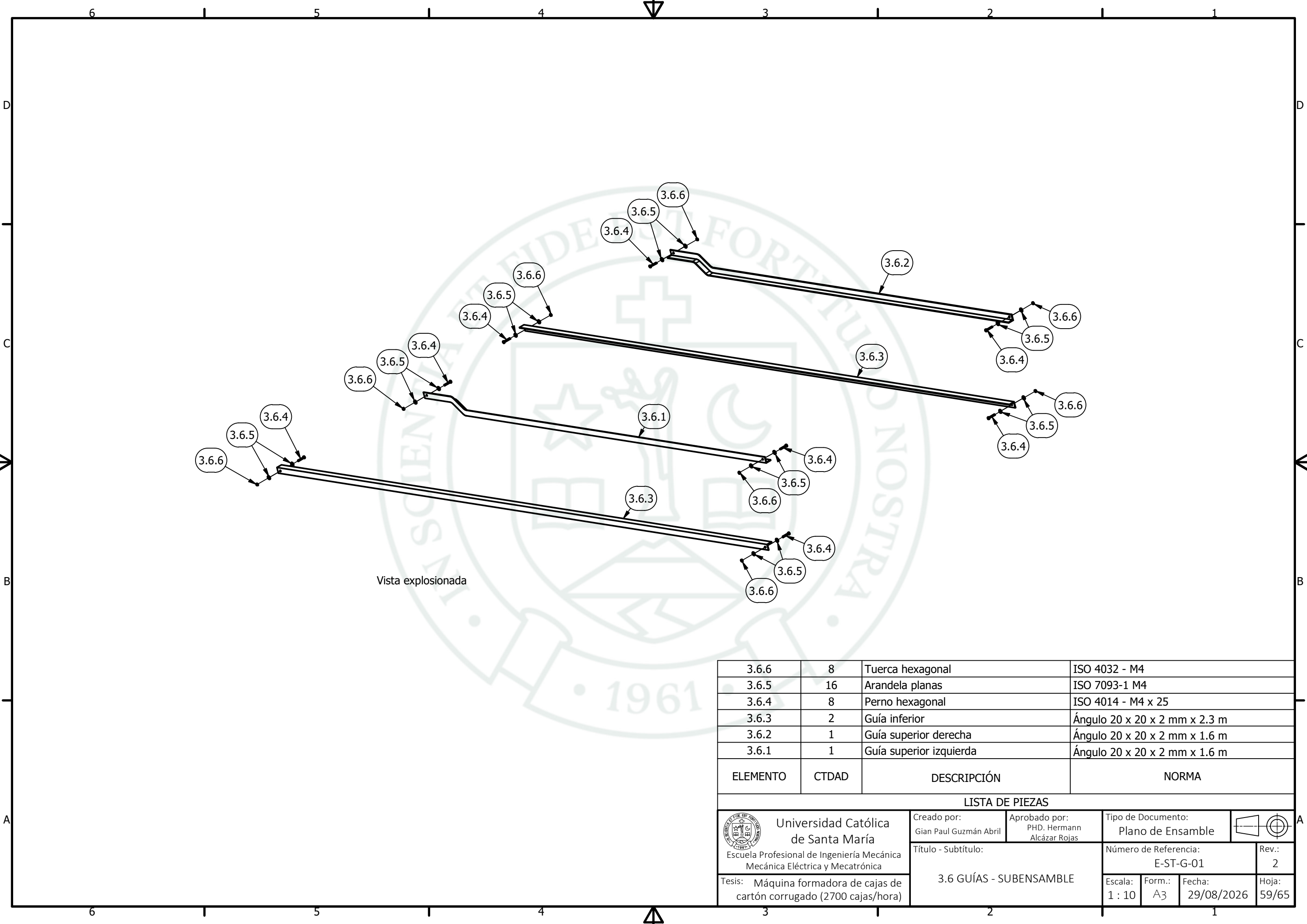
Fecha:
29/08/2026

Rev.:
2

Hoja:
57/65



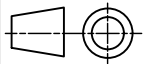


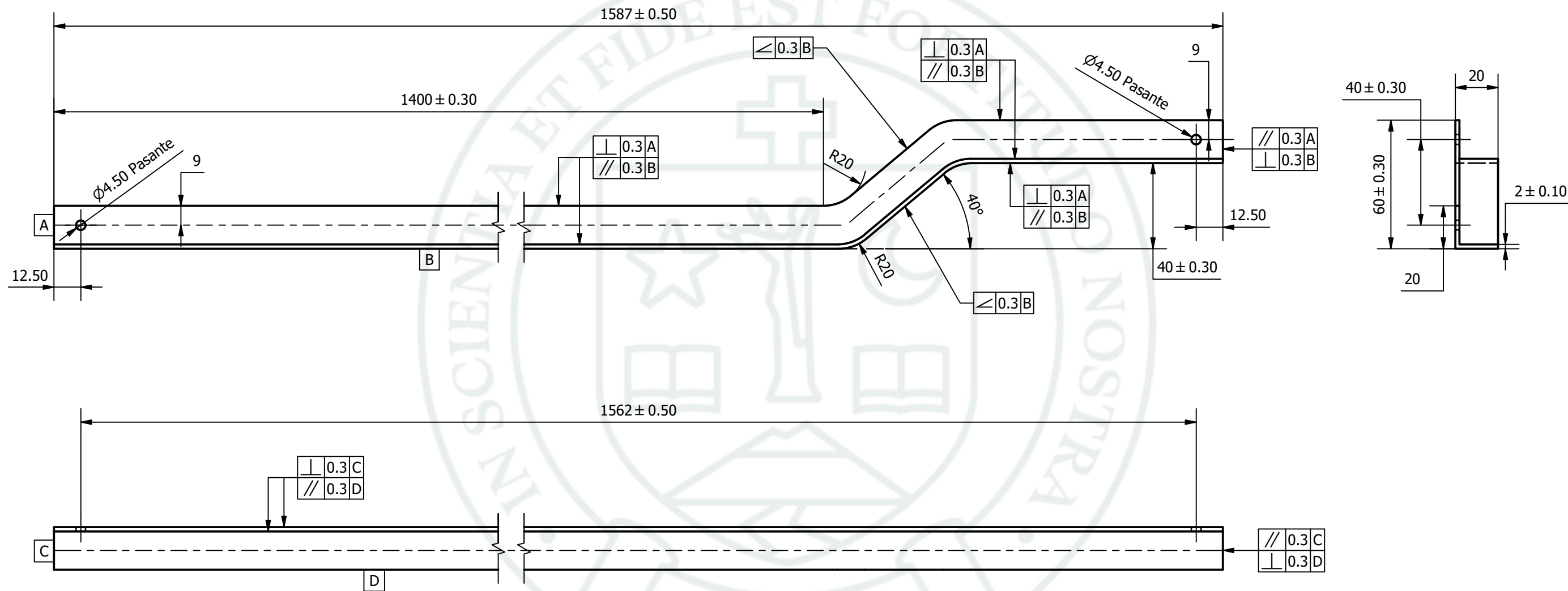


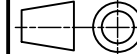
Vista explosionada

3.6.6	8	Tuerca hexagonal	ISO 4032 - M4
3.6.5	16	Arandela planas	ISO 7093-1 M4
3.6.4	8	Perno hexagonal	ISO 4014 - M4 x 25
3.6.3	2	Guía inferior	Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 2.3 m
3.6.2	1	Guía superior derecha	Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 1.6 m
3.6.1	1	Guía superior izquierda	Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 1.6 m

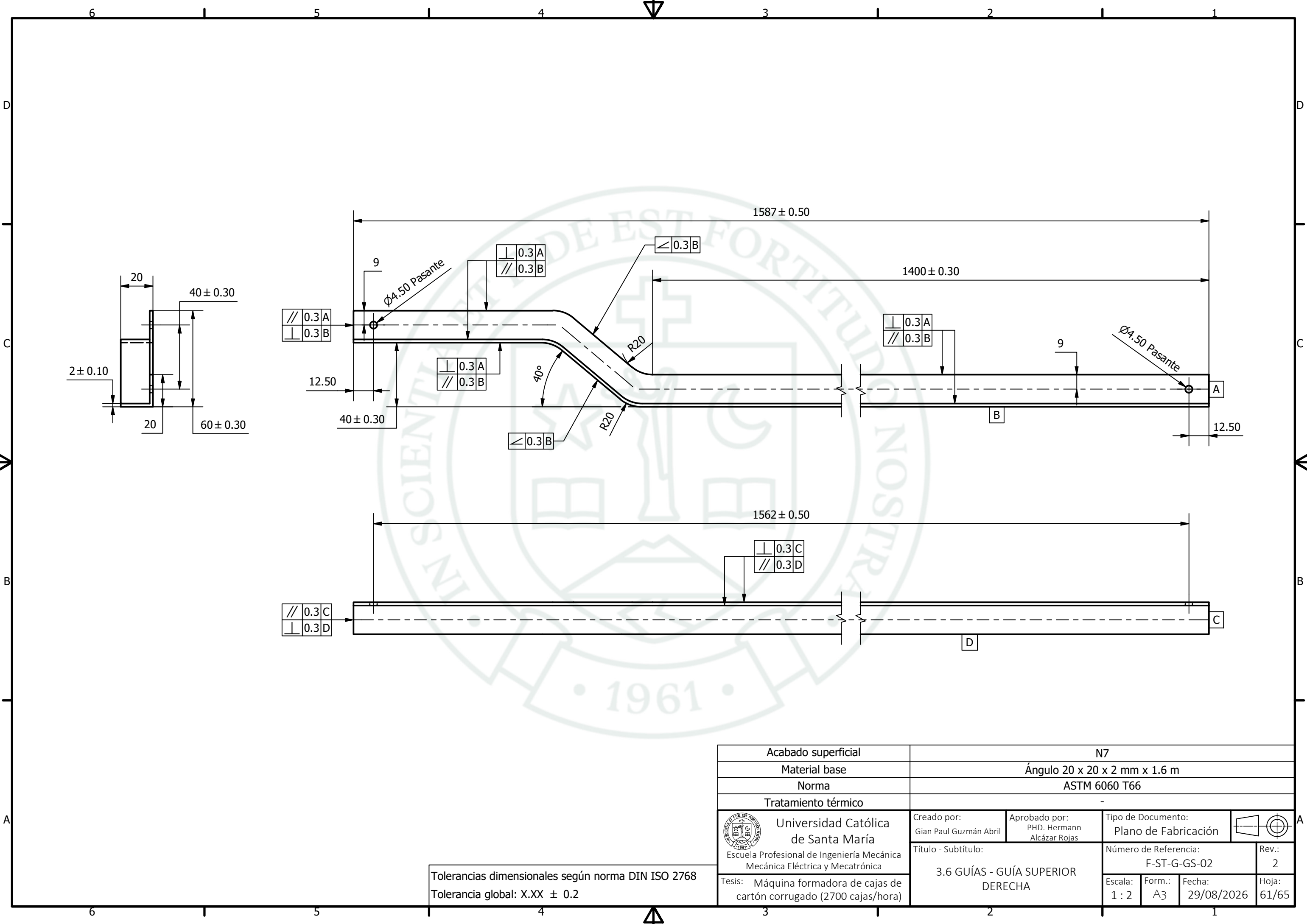
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	NORMA
LISTA DE PIEZAS			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica		Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Título - Subtítulo: 3.6 GUÍAS - SUBENSAMBLE	Tipo de Documento: Plano de Ensamble
			Número de Referencia: E-ST-G-01
			Rev.: 2
			Escala: 1 : 10
			Form.: A3
			Fecha: 29/08/2026
			Hoja: 59/65





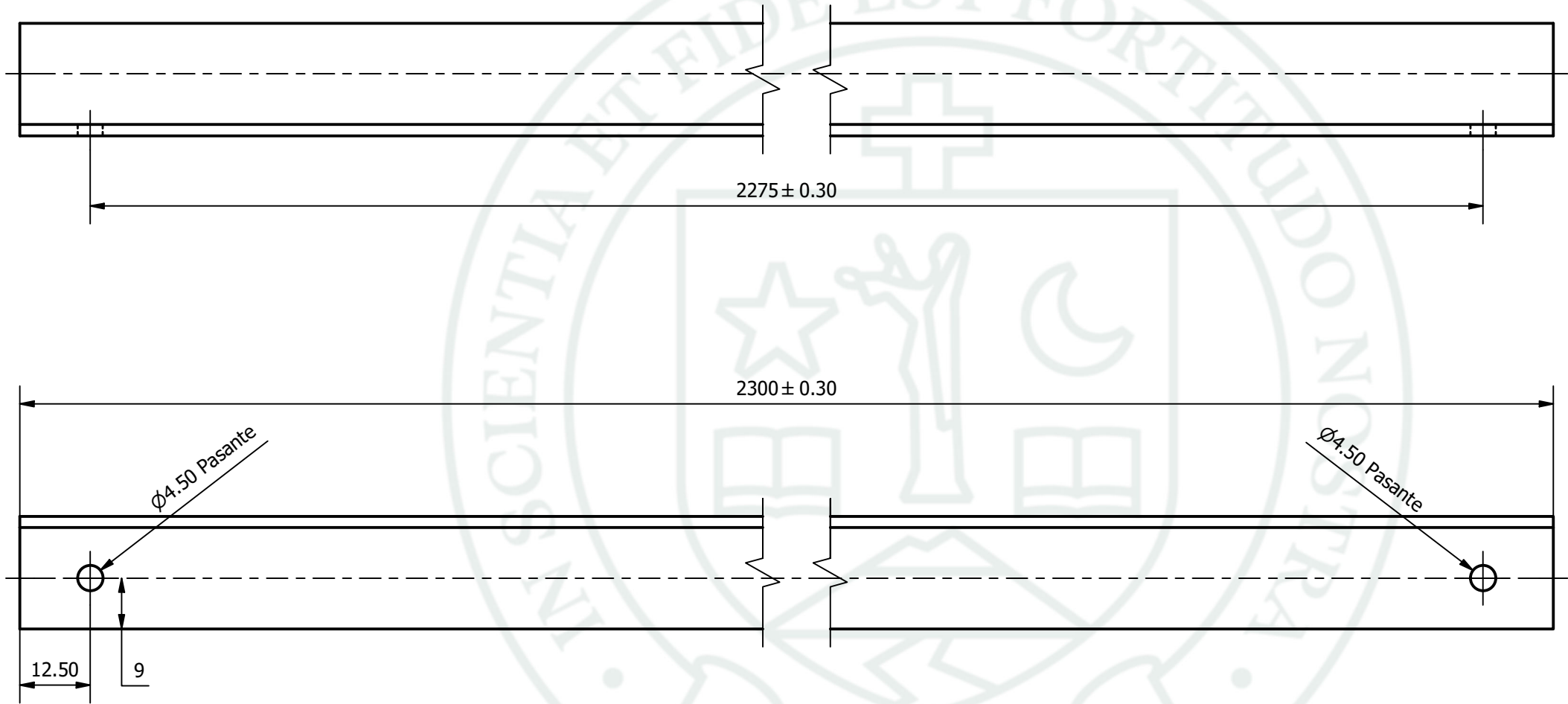
Acabado superficial		N7								
Material base		Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 1.6 m								
Norma		ASTM 6060 T66								
Tratamiento térmico		-								
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación					
	Título - Subtítulo: 3.6 GUÍAS - GUÍA SUPERIOR IZQUIERDA					Número de Referencia: F-ST-G-GS-01			Rev.: 2	
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)					Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026		Hoja: 60/65

Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2



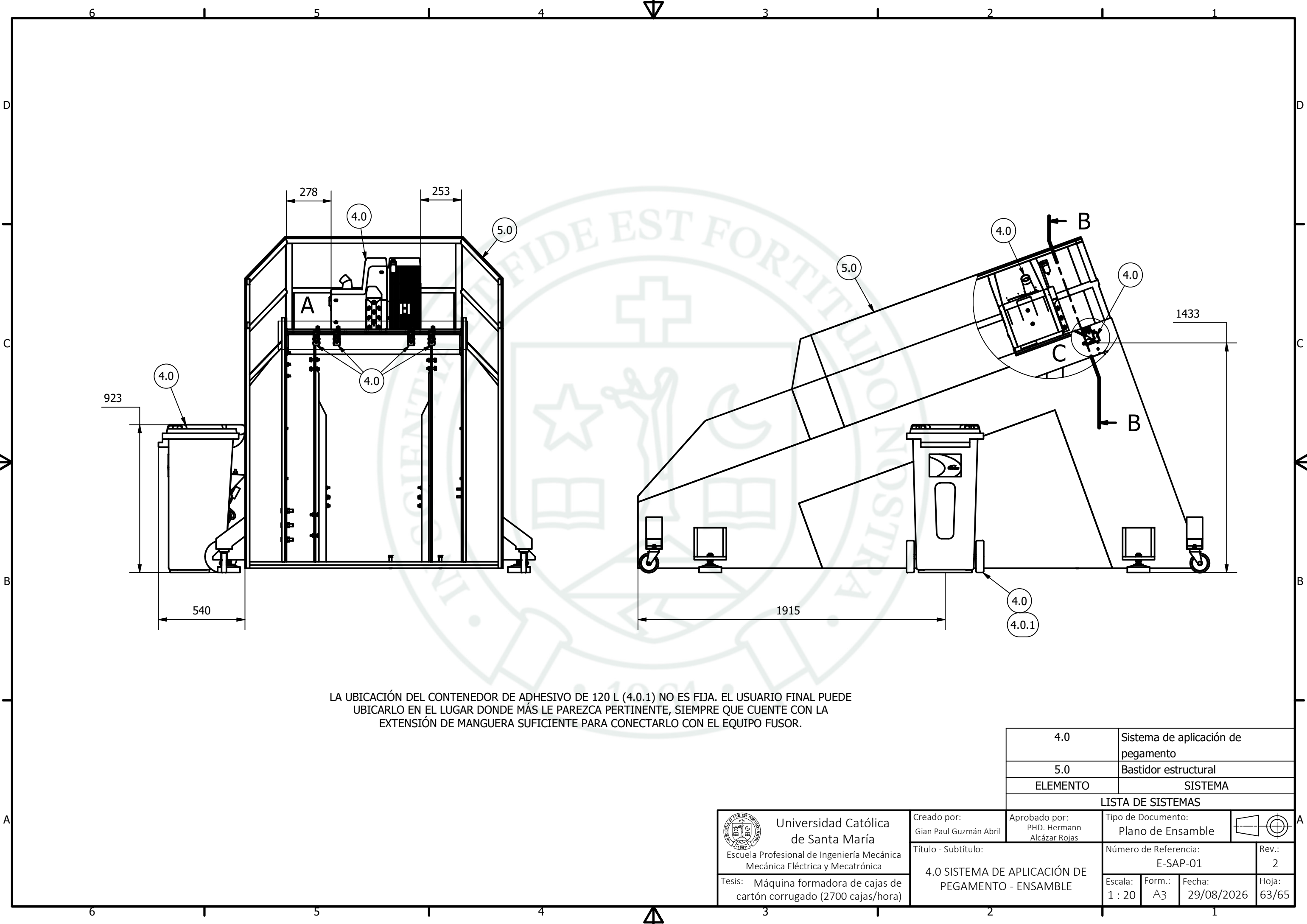
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

Acabado superficial		N7			
Material base		Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 1.6 m			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 3.6 GUÍAS - GUÍA SUPERIOR DERECHA		Número de Referencia: F-ST-G-GS-02		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 1 : 2	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026 Hoja: 61/65



Acabado superficial		N7			
Material base		Ángulo 20 x 20 x 2 mm x 2.3 m			
Norma		ASTM 6060 T66			
Tratamiento térmico		-			
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Fabricación
	Título - Subtítulo: 3.6 GUÍAS - GUÍA INFERIOR		Número de Referencia: F-ST-G-GI-01		Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)		Escala: 1: 1	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026 Hoja: 62/65

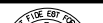
Tolerancias dimensionales según norma DIN ISO 2768
Tolerancia global: X.XX ± 0.2

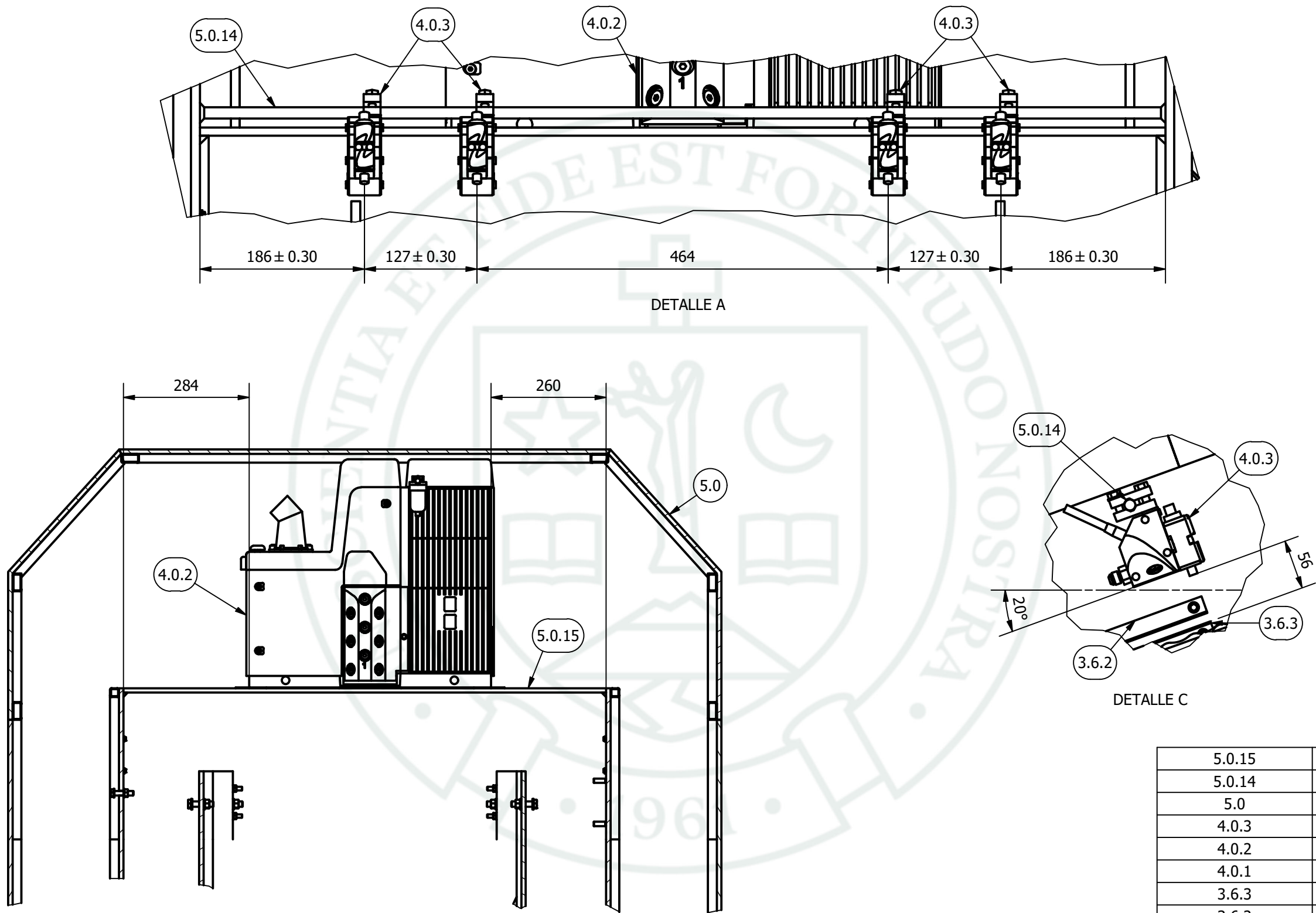


LA UBICACIÓN DEL CONTENEDOR DE ADHESIVO DE 120 L (4.0.1) NO ES FIJA. EL USUARIO FINAL PUEDE UBICARLO EN EL LUGAR DONDE MÁS LE PAREZCA PERTINENTE, SIEMPRE QUE CUENTE CON LA EXTENSIÓN DE MANGUERA SUFICIENTE PARA CONECTARLO CON EL EQUIPO FUSOR.

4.0	Sistema de aplicación de pegamento
5.0	Bastidor estructural
ELEMENTO	SISTEMA

LISTA DE SISTEMAS

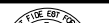
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble			
	Título - Subtítulo: 4.0 SISTEMA DE APLICACIÓN DE PEGAMENTO - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-SAP-01	Rev.: 2		
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)			Escala: 1 : 20	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026

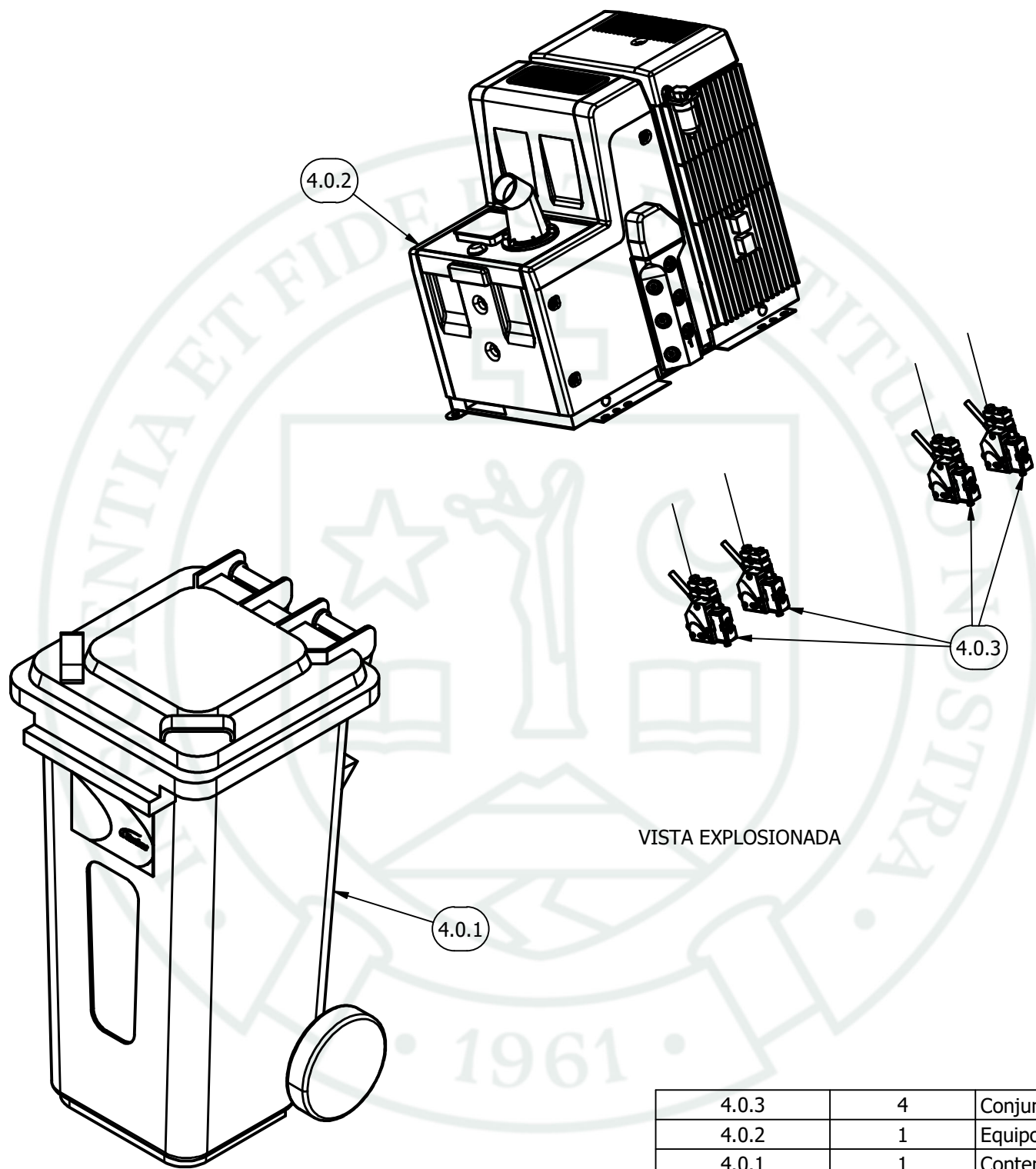


CORTE B-B (1 : 10)

5.0.15	Soporte equipo fusor
5.0.14	Barra de inyectores
5.0	Bastidor
4.0.3	Conjunto de inyección SolidBlue S
4.0.2	Equipo fusor ProBlue Flex
4.0.1	Contenedor de adhesivo (120 L)
3.6.3	Guía inferior
3.6.2	Guía superior derecha
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN

LISTA DE ELEMENTOS

 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica	Creado por: Gian Paul Guzmán Abril		Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas		Tipo de Documento: Plano de Ensamble			
	Título - Subtítulo: 4.0 SISTEMA DE APLICACIÓN DE PEGAMENTO - ENSAMBLE				Número de Referencia: E-SAP-02			Rev.: 2
	Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)				Escala: 1 : 5	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 64/65



4.0.3	4	Conjunto de inyección SolidBlue S					
4.0.2	1	Equipo fusor ProBlue Flex					
4.0.1	1	Contenedor de adhesivo (120 L)					
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN					
LISTA DE PIEZAS							
 Universidad Católica de Santa María Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica Eléctrica y Mecatrónica		Creado por: Gian Paul Guzmán Abril	Aprobado por: PHD. Hermann Alcázar Rojas	Tipo de Documento: Plano de Ensamble			
		Título - Subtítulo: 4.0 SISTEMA DE APLICACIÓN DE PEGAMENTO - ENSAMBLE		Número de Referencia: E-SAP-03		Rev.: 2	
Tesis: Máquina formadora de cajas de cartón corrugado (2700 cajas/hora)				Escala: 1 : 10	Form.: A3	Fecha: 29/08/2026	Hoja: 65/65