

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



Excelencia que trasciende

DELVALLE
GRUPO EDUCATIVO

**DISEÑO DE SISTEMA QUE AUTOMATICE EL PROCESO DE
EMBALAJE DE ENVASES DE INSECTICIDA AGROQUÍMICO EN
UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN EN GUATEMALA FASE II**

TRABAJO DE GRADUACIÓN EN MODALIDAD DE MEGAPROYECTO PRESENTADO POR:

BRANDON GREGORIO MÉNDEZ VELÁSQUEZ,

GUSTAVO ALBERTO GORDILLO GIRÓN,

ISA MARÍA CONTRERAS SANDOVAL,

MARVIN JHONJAIRO NAJARRO GONZÁLEZ,

MAX DE LEÓN ROBLES,

RICARDO MIGUEL FRANCO RIVERA,

SERGIO LEONEL CANCINOS LÓPEZ,

PARA OPTAR AL GRADO ACADÉMICO DE LICENCIADOS EN INGENIERÍA MECATRÓNICA.

GUATEMALA

2017

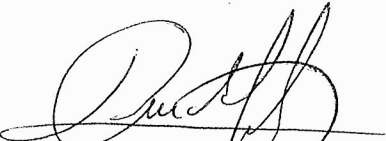
DISEÑO DE SISTEMA QUE AUTOMATICE EL PROCESO DE
EMBALAJE DE ENVASES DE INSECTICIDA AGROQUÍMICO EN
UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN EN GUATEMALA FASE II

Vo.Bo.:

(f) 


Msc. Carlos Esquit

Director ingeniería electrónica y mecatrónica

(f) 

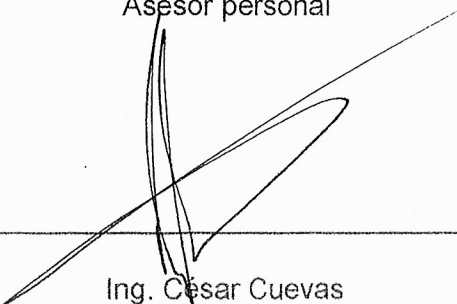
Ing. Luis Montenegro

Coordinador megaproyecto

(f) 

Ing. Rony Herrarte

Asesor personal

(f) 

Ing. César Cuevas

Asesor personal

Fecha de aprobación: Guatemala, 28 de noviembre de 2017.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por acompañarnos y guiarnos en cada momento, por darnos la salud para poder lograr esta meta.

A nuestros padres, por su amor y cariño, por ser nuestros guías y por el apoyo incondicional que nos han brindado durante toda la vida, especialmente durante estos últimos cinco años. Este logro es por ustedes y para ustedes.

A nuestros hermanos y hermanas, quienes no nos dejaron rendirnos en ningún momento y con su ejemplo nos enseñaron a dar lo mejor de nosotros. Muchas gracias por todo su amor.

A la Universidad del Valle de Guatemala y a sus catedráticos por las enseñanzas, las oportunidades y por el apoyo que recibimos de su parte para lograr convertirnos en profesionales de excelencia.

A nuestros familiares, por su apoyo incondicional y hacernos sentir como en casa siempre, con sus palabras de aliento.

A nuestros amigos que nos acompañaron en nuestra carrera universitaria, por compartir su tiempo y acompañarnos en nuestras alegrías y tristezas.

A nuestros asesores personales y de megaproyecto, por su tiempo, por compartir con nosotros su conocimiento y acompañarnos a lo largo de este proyecto.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	V
LISTA DE CUADROS	XI
RESUMEN.....	XV
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. OBJETIVOS	3
III. JUSTIFICACIÓN	7
IV. MARCO TEORICO	9
A. AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL.....	9
1. HISTORIA DE LA AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL	10
2. EJEMPLOS DE SISTEMAS DE EMBALAJE	11
a. EMBALAJE ROBÓTICO	11
b. EMBALAJE PICK AND PLACE.....	11
c. CARGADORES HORIZONTALES	11
d. EMBALAJE CON CAÍDA DEL PRODUCTO.....	11
3. TIPOS DE ORDENAMIENTO DE PRODUCTO.....	12
4. SISTEMAS DE EMBALAJE INDUSTRIAL PARA BOTELLAS	13
a. SUSTENTABILIDAD	16
b. MERCADOTECNIA	16
c. CONVENIENCIA	16
B. SISTEMA DE ARMADO DE CAJAS.....	17
1. EMPACADO MANUAL	18
2. MÁQUINA DE EMPACADO HORIZONTAL SEMIAUTOMÁTICO	18
3. MÁQUINA DE EMPACADO COMPLETAMENTE AUTOMÁTICA	19
C. MATERIALES	21
1. ACERO INOXIDABLE	21
2. ACERO ESTRUCTURAL	21
3. ALUMINIO	21
a. DESIGNACIONES ESTÁNDAR	22
4. HIERRO COLADO	22
5. PLÁSTICOS.....	22
a. TERMOPLÁSTICOS.....	22
b. TERMOFIJOS	22
D. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES.	23
1. RESISTENCIA ÚLTIMA A LA TENSIÓN	23
2. RESISTENCIA A LA FLUENCIA.....	24
3. LÍMITE DE PROPORCIONALIDAD.....	24
4. MÓDULO DE ELASTICIDAD EN TENSIÓN E	24
5. RESISTENCIA AL CORTE	24
6. DUREZA.....	24
E. PROPIEDADES DEL ACRÍLICO PLEXIGLÁS.....	25
1. DENSIDAD Y RESISTENCIA AL IMPACTO.....	25
F. PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE	26
1. CROMO	27
2. ACEROS RESISTENTES A LA CORROSIÓN	27
3. ACERO INOXIDABLE 304	28

G. PROPIEDADES DEL ALUMINIO.....	28
1. ELEMENTOS MECÁNICOS.....	29
a. PERFILES DE ALUMINIO	30
2. SUJECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	31
a. ELEMENTOS DE UNIÓN.....	31
3. ELEMENTOS ROSCADOS.....	31
a. CARACTERÍSTICAS DE UNA ROSCA.....	32
b. TORNILLO.....	36
c. UNIÓN A TENSIÓN	36
d. RIGIDEZ DEL SUJETADOR	37
e. RIGIDEZ DEL ELEMENTO	38
f. CARGA EXTERNA.....	38
g. RESISTENCIA DEL PERNO	39
h. UNIONES CARGADAS EN FORMA ESTÁTICA CON PRECARGA	39
i. UNIONES CARGADAS EN CORTANTE	39
j. FLEXIÓN DEL REMACHE	40
k. CORTE DEL REMACHE	40
i. FALLA DE TENSIÓN DE LOS ELEMENTOS	40
ii. APOYO DEL REMACHE SOBRE LOS ELEMENTOS	41
iii. DESGARRAMIENTO POR CORTANTE Y POR TENSIÓN	41
l. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN	41
m. ELEMENTOS DE PIVOTAR Y RODADURA	41
4. SOLDADURA.....	41
H. FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	45
I. ESFUERZO	46
1. VIGAS CON FLEXIÓN PURA.....	47
2. ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN	48
3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS	49
a. ESFUERZOS CORTANTES	49
b. ESFUERZOS NORMALES	50
c. FACTOR DE SEGURIDAD	51
d. TEORÍA DE FALLAS	52
4. ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES	53
J. EMBRAGUES.....	54
1. EMBRAGUE NEUMÁTICO E HIDRÁULICO	55
2. EMBRAGUE ELÉCTRICO	55
a. CONTRACCIÓN DEL EMBRAGUE	55
b. DESCONTRACCIÓN DEL EMBRAGUE	55
c. PAR DE TORSIÓN	56
d. TORQUE REQUERIDO.....	56
e. TORQUE REQUERIDO PARA EL FRENADO	56
f. THERMAL LOAD	56
g. SLIP TIME	57
h. VIDA ÚTIL.....	57
i. TIEMPO DE ACELERACIÓN Y DESACELERACIÓN	57
K. COJINETES	57
1. VIDA DEL COJINETE	58
2. DYNAMIC LOAD RATINGS C	58
3. CONDICIONES DE LUBRICACIÓN Y LA RAZÓN κ	58
4. FUERZA DINÁMICA EQUIVALENTE.....	58
5. REQUISITO DE LA CARGA MÍNIMA.....	59
6. SELECCIONANDO EL TAMAÑO DE LOS COJINETES USANDO LA CARGA ESTÁTICA	59

7. STATIC LOAD RATINGS Co	60
8. CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE DEL COJINETE	60
9. CARGA ESTÁTICA BÁSICA	60
L. MOTORES STEPPER	61
M. SISTEMAS DE CADENAS Y CATARINAS	61
1. TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS Y CATARINAS	61
2. CADENAS TRANSPORTADORAS	62
N. TRANSMISIÓN DE PIÑÓN Y CREMALLERA	63
1. PIÑÓN	64
a. PASO	64
b. DIÁMETRO DE PASO	65
2. CREMALLERA	65
O. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO LINEAL	66
P. MECANISMO MANIVELA CORREDERA	68
1. CINEMÁTICA DIRECTA E INVERSA	69
a. CINEMÁTICA DIRECTA	70
b. CINEMÁTICA INVERSA	70
2. VELOCIDAD DEL MECANISMO	71
3. ACELERACIÓN DEL MECANISMO	72
4. ACELERACIONES DE LOS CENTROIDES	72
5. FUERZAS DEL MECANISMO	73
Q. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS (F.E.A.)	74
1. MALLADO	74
2. SKEWNESS (OBLICUIDAD)	75
3. ORTHOGONAL QUALITY	76
4. ERROR ESTRUCTURAL	77
5. FINEZA	78
6. GEOMETRÍA DEL ELEMENTO	78
R. NASA SYSTEMS ENGINEERING	80
1. ALCANCE Y DETALLE	80
2. CICLO DE VIDA DEL PROYECTO	80
S. TIPOS DE MANUALES DE FUNCIONAMIENTO Y COSTRUCCIÓN	80
T. NORMAS ISO	81
1. NORMAS ISO 9000	81
2. ISO 9001:2008	81
U. SISTEMAS HIDRÁULICOS	81
1. CALCULO DEL CILINDRO	82
V. SISTEMAS NEUMÁTICOS	82
1. ELEMENTOS NEUMÁTICOS	84
2. CARACTERÍSTICAS DE CILINDROS	87
3. TIPOS DE CILINDROS Y ACCESORIOS	89
a. CILINDRO NEUMÁTICO DE MOVIMIENTO LINEAL	91
b. FUERZA DEL CILINDRO	91
c. FUERZA DE CARGA DEL CILINDRO	92
4. CILINDROS ELECTROMECAÑICOS	93
a. FUERZA DINÁMICA EQUIVALENTE	93
b. LIFETIME DISTANCE L10DIST	93
c. CARGA TÉRMICA	94
d. TORQUE CONTINUÓ REQUERIDO	94
e. SKF ELECTRIC CYLINDER CASM (ECC) CALCULATOR	94

5. CONSUMO DE AIRE	95
a. VELOCIDAD DEL PISTÓN Y AMORTIGUAMIENTO	95
b. TÉCNICA DE VACÍO Y VENTOSAS	95
c. PRINCIPIO DE VENTURI	95
d. TIPOS DE VENTOSAS	96
6. RED DE DISTRIBUCIÓN	97
a. IMPUREZAS EN RED DE DISTRIBUCIÓN	97
b. PROCESOS PARA LIMPIEZA DE IMPUREZAS	98
7. VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS	98
a. VÁLVULAS NEUMÁTICAS MANUALES	99
b. ELECTROVÁLVULA DE SOLENOIDE	99
8. INSTRUMENTACIÓN INDUSTRIAL	99
a. INSTRUMENTOS CIEGOS	99
b. INSTRUMENTOS INDICADORES	100
c. INSTRUMENTOS REGISTRADORES	100
d. SENSORES	100
e. TRANSMISORES	100
f. TRANSDUCTORES	100
g. CONTROLADORES	100
h. ELEMENTO DE CONTROL	100
W. SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO	100
1. ELEMENTOS LAZO DE CONTROL AUTOMÁTICO	101
a. SISTEMA DE MEDICIÓN	101
b. ELEMENTO PRIMARIO	101
c. SISTEMA DE CONTROL	101
d. UNIDAD DE POTENCIA	101
e. ELEMENTO FINAL DE CONTROL	101
2. TIPO DE VARIABLES	101
a. VARIABLE CONTROLADA (CV)	101
b. VARIABLE MANIPULADA (MV)	101
c. VARIABLE DE PERTURBACIÓN (DV)	101
X. INSTRUMENTACIÓN ELECTRÓNICA	101
1. TIPOS DE SEÑALES	102
a. SEÑAL DIGITAL	102
b. SEÑAL ANALÓGICA	102
2. SENSORES Y SU CLASIFICACIÓN	102
a. SENSORES ACTIVOS Y PASIVOS	102
b. SENSORES DISCRETOS Y DE MEDIDA	102
c. SENSORES DE PROXIMIDAD	102
i. SENSORES CAPACITIVOS	102
ii. SENSORES INDUCTIVOS	102
Y. CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES	103
1. VENTAJAS Y DESVENTAJAS	103
2. HISTORIA DEL PLC	103
3. ESTRUCTURA DE UN PLC	104
a. PROCESADOR	104
b. MEMORIA	104
c. ENTRADAS Y SALIDAS	105
d. ALIMENTACIÓN	105
4. CLASIFICACIÓN DE PLC	105
a. CANTIDAD DE ENTRADAS Y SALIDAS	105
b. ESTRUCTURA	105

5. APLICACIONES DE PLC EN INDUSTRIA.....	105
Z. LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN.....	106
1. DIAGRAMA DE CONTACTOS O LÓGICA DE ESCALERA.....	106
2. LISTADO DE INSTRUCCIONES.....	106
3. DIAGRAMA DE FUNCIONES.....	106
AA. INTERFAZ HOMBRE-MÁQUINA (HMI).....	106
1. HMI EN EL PASADO.....	107
2. TIPOS DE HMI.....	107
a. TERMINAL DE OPERADOR.....	107
b. PC + SOFTWARE.....	107
3. PANTALLA DE TACTO CAPACITIVO.....	107
4. DISEÑO DE UN SISTEMA HMI.....	108
5. SIMATIC WinCC.....	108
BB. ELEMENTOS DE POTENCIA.....	108
1. DISYUNTORES.....	108
2. RELÉS.....	109
3. SERVODRIVERS.....	109
4. GUARDAMOTORES.....	109
5. VARIADORES DE FRECUENCIA.....	109
CC. REDES DE COMUNICACIÓN.....	109
1. PROFIBUS.....	110
a. CONEXIÓN DEL BUS.....	110
b. ESTRUCTURA LÓGICA.....	110
DD. DIAGRAMAS.....	110
1. NORMA IEC 600617.....	110
2. DIAGRAMAS UNIFILARES.....	111
EE. PULSADORES INDUSTRIALES Y REDUNDANCIA.....	111
1. PULSADORES NORMALMENTE CERRADOS (NC).....	111
2. PULSADORES NORMALMENTE ABIERTOS (NO).....	112
3. PARO DE EMERGENCIA.....	112
FF. SEGURIDAD INDUSTRIAL.....	112
1. PROGRAMACIÓN DEFENSIVA.....	112
V. ANTECEDENTES.....	109
VI. METODOLOGÍA.....	115
A. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES CON VISITA A PLANTA.....	115
1. ESPECIFICACIONES DE ESPACIO.....	117
B. PROCESO DE INVESTIGACIÓN.....	118
1. PROCESO DE ARMADO DE CAJAS EN LA PLANTA.....	119
2. SUMINISTRO DE CAJAS (FASE UNO).....	119
a. RESORTE DE TENSIÓN.....	120
b. MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS PLEGADAS.....	121
3. NORMAS DE CALIDAD DE LA EMPRESA.....	123
4. REQUERIMIENTOS.....	123
5. INVESTIGACIÓN DE MECANISMOS Y MEJORAS.....	143
a. GPK-40H18.....	143
b. GF-50T.....	143
c. CE-12P.....	144
d. SELECCIÓN DE BISAGRAS.....	145

i. BISAGRA TIPO T.....	145
ii. BISAGRA SALICE SERIE C DE 35 MM.....	145
e. SELECCIÓN DE NIVELADORES.....	146
f. CERRADURA DE CHAPA MAGNÉTICA.....	147
g. TORNILLOS DE AUTO PERFORACIÓN.....	147
h. CANALETAS PARA CONEXIONES.....	148
C. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.....	148
1. PROPUESTA 1.....	148
2. PROPUESTA 2.....	149
3. PROPUESTA 3.....	150
4. ELEVACIÓN.....	150
5. GUÍAS LATERALES.....	152
6. PATADA.....	153
7. VARILLAS Y DOBLADOR.....	155
8. MECANISMO DE AJUSTE AUTOMÁTICO DE MATRICES (MAAM).....	156
a. DETERMINACIÓN DEL MOVIMIENTO.....	157
b. LONGITUD DE LAS TRAYECTORIAS LINEALES.....	158
c. ANGULO DE ROTACIÓN DEL MOVIMIENTO ROTATORIO.....	158
d. ESPECIFICACIONES DE DESEMPEÑO.....	158
a. IDEACIÓN E INVENCION.....	160
b. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS.....	161
c. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO.....	163
9. ANÁLISIS DE PROPUESTAS.....	165
10. ANÁLISIS DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	166
11. SÍNTESIS.....	168
a. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS.....	169
b. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO.....	170
c. SUBMÓDULO de CONTROL DEL SISTEMA.....	170
12. SELECCIÓN DE DISEÑO.....	171
13. ANÁLISIS ITERATIVO DE ESFUERZOS Y COMPONENTES.....	175
a. SELECCIÓN DE LOS MATERIALES.....	180
b. DISEÑO DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.....	181
c. DISEÑO DEL MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL.....	186
d. DISEÑO DEL MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL.....	186
e. SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS PARA SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES.....	187
14. PROCEDIMIENTOS.....	187
a. PROCEDIMIENTO 1.0 OBTENCIÓN DE LOS CILINDROS ELECTROMECAÑICOS, MOTORES Y ACCESORIOS ..	187
b. PROCEDIMIENTO 2.0 SÍNTESIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO MANIVELA CORREDERA.....	189
d. PROCEDIMIENTO 4.0 DETERMINAR VELOCIDADES ANGULARES.....	190
f. PROCEDIMIENTO 6.0 FUERZAS RADIALES, AXIALES Y EL MOMENTO SOBRE LOS COJINETES.....	191
g. PROCEDIMIENTO 7.0 SELECCIÓN DE COJINETES PARA LAS JUNTAS DE LAS MANIVELAS CORREDERAS.....	192
h. PROCEDIMIENTO 8.0 MANUFACTURA DEL EJE PARA LA TRAYECTORIA E.....	193
i. PROCEDIMIENTO 9.0 CARGAS SOBRE LA TRAYECTORIA E.....	194
j. PROCEDIMIENTO 10.0 SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL EJE DE LA TRAYECTORIA E.....	195
k. PROCEDIMIENTO 11.0 SELECCIÓN DE LOS EMBRAGUES.....	195
l. MÁQUINA CON TRES BANDAS TRANSPORTADORAS Y MÓDULOS SEPARADOS.....	198
m. MÁQUINA CON DOS BANDAS TRANSPORTADORAS Y MÓDULOS UNIDOS.....	198
n. MÁQUINA CON UNA BANDA TRANSPORTADORA Y MÓDULOS UNIDOS.....	199
15. EVALUACIÓN DE CONCEPTOS.....	200
a. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE.....	200
b. PANTALLA HMI.....	201
c. SENSORES.....	201

16. UBICACIÓN SENSORES Y COMPONENTES DE SISTEMA	202
17. VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	204
a. DEFINICIÓN DE LOS DATOS DEL BLOQUE DE CAJAS.....	211
b. DEFINICIÓN DEL PERFIL DE MOVIMIENTO.....	211
c. CÁLCULO DEL NÚMERO DE PASOS POR REVOLUCIÓN.....	212
d. CÁLCULO DE PULSOS Y VELOCIDAD DEL MOTOR	213
e. CÁLCULO DE TORQUE NECESARIO PARA MOVER LA CARGA.....	213
f. SELECCIÓN Y CONFIRMACIÓN DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN	214
g. RESUMEN DE SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN	216
h. SELECCIÓN DE CATARINAS Y CADENA DE TRANSPORTE.....	216
i. SISTEMA DE ELEVACIÓN	217
ii. MECANISMO DE AJUSTE HORIZONTAL	218
iii. MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS	221
18. MANUAL DE USUARIO	221
19. DISEÑO PARA AUMENTO DE PRODUCCIÓN.....	221
20. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA	222
21. PLANOS.....	222
22. DISEÑO Y PROGRAMACIÓN DEL MÓDULO	222
23. SIMULACIONES Y MANUAL DE ENSAMBLE	223
VII. RESULTADOS	220
A. MÓDULO DE ESTRUCTURA GENERAL	220
1. ANÁLISIS DEL DISEÑO FINAL	220
2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS	221
a. ANÁLISIS DE INVENTOR	221
b. ANÁLISIS EN ANSYS.....	222
3. ESFUERZOS DE FLEXIÓN.....	226
a. ESFUERZO DINÁMICO	229
b. ESFUERZOS EN SOLDADURA A FLEXIÓN	230
B. SISTEMA DE MANIPULACION DE CAJAS.....	231
1. ENSAMBLE DE DISEÑO FINAL.....	231
2. OTRAS PIEZAS MODIFICADAS	233
3. ANÁLISIS DE COSTOS.....	235
4. IDEACIÓN DEL MANUAL DE USUARIO	236
5. PIEZAS SELECCIONADAS.....	246
a. MECANISMO DE PLIEGUE PRINCIPAL	246
b. MECANISMO DE PLIEGUE DE PALETAS INFERIORES	247
c. MECANISMO DE PLIEGUE DE PALETAS SUPERIORES	248
C. MÓDULO DE ORDENAMIENTO DE ENVASES	250
1. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS	250
2. SUBMÓDULO DE LIMITADOR DE TAMAÑO	251
3. SUBMÓDULO DE CONTROL.....	251
4. COTIZACIÓN	253
D. MÓDULO DE SUJECCIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES.....	255
1. MECANISMO DE SUJECCIÓN	255
2. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	262
3. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL	262
4. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA DE SUJECCIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES	263
E. MÓDULO DE AJUSTE AUTOMÁTICO	265
1. PLACA DE TRAYECTORIAS	265
2. MECANISMO DE ESLABONES.....	265

a. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA A.....	265
b. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA B	266
c. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA C	266
d. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA D	266
e. DISEÑO CAD DEL EJE DE LA TRAYECTORIA E	267
f. VERSIÓN FINAL CON ACTUADORES	267
3. SÍNTESIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO	267
4. VELOCIDADES EN EL PUNTO CRÍTICO	268
5. ACELERACIONES CRITICAS	268
6. FUERZAS DINÁMICAS CRITICAS.....	268
7. FUERZAS RADIALES	269
8. GAMA DE COJINETES SELECCIONADA PARA LAS JUNTAS	270
9. COJINETES SELECCIONADOS PARA EL EJE	270
10. EMBRAGUE SELECCIONADO	270
11. CILINDROS ELECTROMECÁNICOS.....	270
12. TORQUE DEL MOTOR DE LA TRAYECTORIA E.....	271
13. RESULTADOS DEL ANÁLISIS FEA.....	271
a. PLACA DE TRAYECTORIAS	271
i. ESFUERZO DE VON MISES	271
ii. DESPLAZAMIENTO TOTAL	271
iii. FACTOR DE SEGURIDAD	272
b. PLACA DE MANIVELA CORREDERA DE LA TRAYECTORIA A	272
i. ESFUERZO DE VON MISES	272
ii. DESPLAZAMIENTO TOTAL	273
iii. FACTOR DE SEGURIDAD	273
14. LISTA DE PRECIOS APROXIMADOS	273
F. MÓDULO DE CONTROL	274
1. LISTADO DE SENSORES Y COMPONENTES	274
2. LISTADO DE SEÑALES	275
3. INTERFAZ USUARIO-MÁQUINA (HMI).....	277
4. DIAGRAMAS DE FLUJO.....	280
VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS	283
A. MÓDULO DE ESTRUCTURA GENERAL	283
B. MÓDULO DE SISTEMA DE SUMINISTRO DE CAJAS.....	284
C. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE CAJAS.....	286
D. MÓDULO DE ORDENAMIENTO DE ENVASES DE INSECTICIDA	287
1. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILA.....	287
2. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO.....	288
3. SUBMÓDULO DE CONTROL.....	289
E. MODULO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES	290
1. MECANISMO DE SUJECIÓN	290
2. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	292
3. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL	292
4. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES	292
F. MÓDULO DE AUTOMATIZACIÓN DEL CABEZAL MANIPULADOR DE BOTELLAS	295
G. MÓDULO DE SISTEMA DE CONTROL	298
IX. CONCLUSIONES	301
X. RECOMENDACIONES	306

XI. BIBLIOGRAFÍA	309
XII. ANEXOS.....	315

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Embalaje pick and place.....	11
Figura 2. Dobladores de cajas de la empresa Lantech.....	14
Figura 3. Doblador de cajas de la empresa Combi Packaging systems.....	14
Figura 4. Doblador de cajas de la empresa Gebo Cermex	14
Figura 5. Tipos de embalaje	15
Figura 6. Proceso de armado de cajas	17
Figura 7. Partes de un embalaje de cartón	18
Figura 8. Máquina de empacado horizontal semiautomático	18
Figura 9. Máquina de empacado completamente automática.....	19
Figura 10. Suministro vertical de embalajes.....	20
Figura 11. Diagrama típico de esfuerzo contra deformación unitaria para el acero.....	23
Figura 12. Casting G	26
Figura 13. Plexiglas-95	26
Figura 14. Frosted	26
Figura 15. Extruido	26
Figura 16. Perfiles de aluminio de la marca Schmalz.....	30
Figura 17. Tipos de roscas.....	32
Figura 18. Terminología de roscas de tornillos.....	32
Figura 19. Nomenclatura de roscas	33
Figura 20. Rosca diente de sierra.....	33
Figura 21. Representación sencilla de un tornillo y sus elementos.....	36
Figura 22. Conexión con perno cargada a tensión por la fuerza P.....	37
Figura 23. Explicación gráfica de componentes para el análisis del sujetador a tensión	37
Figura 24. Representación gráfica de los siete criterios sometidos a carga cortante	40
Figura 25. Unión de tope típica.....	42
Figura 26. Tipos de soldadura	42
Figura 27. Voladizo de sección transversal rectangular soldado a un soporte.....	43
Figura 28. Resistencia de electrodos	45
Figura 29. Esfuerzos permisibles en soldadura.....	45
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de una viga con C y M	46
Figura 31. Viga en flexión pura	47
Figura 32. Análisis segmentos de una viga con flexión pura.....	47
Figura 33. Esfuerzos en flexión	48
Figura 34. Diagrama de selección de teorías de fallas para cargas estáticas	53
Figura 35. Selección de teorías de fallas para cargas estáticas circulo de Mohr	54
Figura 36. Embrague neumático	55
Figura 37. Vista lateral de un embrague electromecánico	56
Figura 38. Diagrama de carga radial y axial y de carga equivalente de un cojinete	59
Figura 39. Tabla de factores de seguridad recomendados por SKF.....	61
Figura 40. Partes de un eslabón de una cadena	62
Figura 41. Transmisión de potencia por cadena	62
Figura 42. Tipos de cadenas transportadoras.....	63

Figura 43. Transportadora de carbón	63
Figura 44. Transmisión de piñón y cremallera	64
Figura 45. Diente en forma de involuta	64
Figura 46. Ciclo de engranaje.....	65
Figura 47. Diseño piñón cremallera	66
Figura 48. Mecanismos de línea recta	67
Figura 49. Manivela corredera con sus parámetros indicados	68
Figura 50. Manivela corredera en sus dos posiciones de enclavamiento	68
Figura 51. Esquemático del mecanismo manivela corredera en una posición arbitraria.....	69
Figura 52. Cuadrilátero y triángulos ideales (izquierda) y oblicuos (derecha).....	75
Figura 53. Clasificación de los valores del skewness.....	75
Figura 54. Descripción del significado de oblicuidad y ortogonalidad.....	76
Figura 55. Vectores para el cálculo de ortogonalidad	77
Figura 56. Error estructural de una pieza	78
Figura 57. Diferentes formas figuras geométricas en análisis de elementos finitos	78
Figura 58. Pieza a torsión, tensión y flexión.....	78
Figura 59. Rendimiento de tetraedros vs hexaedros de un análisis de esfuerzo	79
Figura 60. Comparación de diez frecuencias de un breaker carrier utilizando tetraedros	79
Figura 61. Esquema básico de un circuito hidráulico.....	82
Figura 62. Ejemplo de un sistema neumático.....	83
Figura 63. Cilindro neumático de doble efecto.....	84
Figura 64. Tipos de cilindros	85
Figura 65. Cilindro guiado por dos barras.....	85
Figura 66. Partes importantes de un pistón.....	87
Figura 67. Estructura de sistemas neumáticos	90
Figura 68. Representación gráfica de un cilindro neumático de doble efecto	91
Figura 69. Factor de pandeo debido al tipo de conexión del cilindro neumático	92
Figura 70. Diagrama de un generador de vacío (tobera) y una ventosa	96
Figura 71. Tipos de ventosas que trabaja FESTO y sus aplicaciones.....	96
Figura 72. Representación gráfica de una red de distribución neumática.....	97
Figura 73. Estandarización de impurezas en el aire según su dimensión	97
Figura 74. Limpieza de aire comprimido con el proceso de adsorción.....	98
Figura 75. Representación gráfica de los distintos tipos de válvulas reguladoras.....	99
Figura 76. Variedad instrumentos industriales.....	100
Figura 77. Estructura general de PLC.....	104
Figura 78. Ejemplo de software industrial en HMI	107
Figura 79. Distintos tipos de conexión y las distancias que soportan sin utilizar repetidor	110
Figura 80. Estructura general de la primera fase.....	110
Figura 81. Imágenes de la fase 1, donde se evidencia interferencia y piezas sin soporte.....	110
Figura 82. Diseño propuesto en el "Módulo de manipulación de botellas" primera fase.....	111
Figura 83. Ensamble de la ventosa de 30 mm de diámetro con tapadera primera fase	112
Figura 84. Módulo de ordenamiento de envases de la primera fase	113
Figura 85. Plano recreado de la planta en base a las medidas tomadas en la segunda visita	118
Figura 86. Módulo de armado de cajas, fase uno.....	118

Figura 87. Cambio de estado de cajas de cartón	119
Figura 88. Módulo de suministro de cajas, partes principales	120
Figura 89. Análisis de fuerzas resortes-lámina de empuje	120
Figura 90. Análisis de fuerzas marco de retención de cajas	121
Figura 91. Análisis de tensión de Von Mises para el marco de retención de cajas.....	121
Figura 92. Análisis de desplazamiento para el marco de retención de cajas.....	122
Figura 93. Análisis de factor de seguridad para el marco de retención de cajas.....	122
Figura 94. Submódulos planteados, sistema de suministro de cajas	123
Figura 95. Diagrama de sistemas	124
Figura 96. Módulo de ordenamiento de envases de la primera fase	132
Figura 97. Representación del proceso actual de embalaje de bolsas	139
Figura 98. Máquina de embalaje de la marca Gurki, modelo GPK-40H18	143
Figura 99. Máquina de embalaje marca Loveshaw, modelo GF-50T.....	144
Figura 100. Máquina de embalaje de la marca Interpack, modelo GE-12P.....	144
Figura 101. Bisagra con abertura de 270°, tipos de montajes y funcionamiento	145
Figura 102. Medidas de niveladores serie LX-HS	146
Figura 103. Propuesta 1 rediseño suministro de cajas propuesto en la fase uno	148
Figura 104. Propuesta 2 suministro de cajas con rampa	149
Figura 105. Propuesta 3, cadena de transporte	150
Figura 106. Opción 1 para elevación de mecanismo de doblez de paletas superiores	151
Figura 107. Opción 2 para elevación de mecanismo de doblez de paletas superiores	151
Figura 108. Opción 3 para elevación de mecanismo de doblez de paletas superiores	152
Figura 109. Opción 1 para guías laterales del transporte de la caja.....	152
Figura 110. Opción 2 para guías laterales del transporte de la caja.....	153
Figura 111. Opción 3 para guías laterales del transporte de la caja.....	153
Figura 112. Opción 1 para el mecanismo de doblez de la paleta posterior de la caja	154
Figura 113. Opción 2 para el mecanismo de doblez de la paleta posterior de la caja	154
Figura 114. Opción 3 para el mecanismo de doblez de la paleta posterior de la caja	155
Figura 115. Opción 1 para el mecanismo de doblez de tres paletas	155
Figura 116. Opción 2 para el mecanismo de doblez de tres paletas	156
Figura 117. Opción 3 para el mecanismo de doblez de tres paletas	156
Figura 118. Placa de trayectorias del CMB	157
Figura 119. Explicación de cada orificio de la placa de movimiento	157
Figura 120. Conceptos de operación del sistema	161
Figura 121. Propuesta 1 para mecanismo de ordenamiento	161
Figura 122. Propuesta 2 para mecanismo de ordenamiento	162
Figura 123. Propuesta 3 para mecanismo de ordenamiento	162
Figura 124. Propuesta 4 para mecanismo de ordenamiento	163
Figura 125. Propuesta 1 para submódulo limitador de tamaño.....	163
Figura 126. Propuesta 2 para submódulo limitador de tamaño.....	164
Figura 127. Propuesta 3 para submódulo limitador de tamaño.....	164
Figura 128. Propuesta final	172
Figura 129. Diseño mecanismo de sujeción propuesto en primera fase de megaproyecto.....	176
Figura 130. Primer diseño del mecanismo de sujeción	177

Figura 131. Segundo diseño del mecanismo de sujeción	178
Figura 132. Configuración del actuador	188
Figura 133. Diagrama de momento	192
Figura 134. Diagrama de corte.....	192
Figura 135. Tabla de cojinetes deep groove ball	193
Figura 136. Eje de la trayectoria E	193
Figura 137. Diagrama de cortante del eje de la trayectoria E	194
Figura 138. Diagrama de momento del eje de la trayectoria E	194
Figura 139. Diagrama de cuerpo libre de la vista transversal del eje de la trayectoria E.....	194
Figura 140. Posición de ventosa desactivada, vista transversal del eje de la trayectoria E	195
Figura 141. Tabla de embragues EUROStandard Indirect Drive	196
Figura 142. Vistas de planta y transversal del embrague SMF EUROStandard	196
Figura 143. Representación de orden de primera propuesta.....	198
Figura 144. Representación de orden de segunda propuesta.....	199
Figura 145. Representación del orden de tercera propuesta.....	200
Figura 146. Pantalla Simatic Touch TP177B elegida para la interfaz usuario-máquina.....	201
Figura 147. Ubicación de sensores y componentes en la línea de empaque.....	202
Figura 148. Ubicación de sensores y componentes en los módulos de cajas.....	202
Figura 149. Aplicación según el material de la ventosa	205
Figura 150. Verificación CEP004 con la presentación más pequeña y la más grande	205
Figura 151. Elementos de sujeción de guías.....	207
Figura 152. Patada retraída y extendida para análisis de interferencia	207
Figura 153. Posición de varillas	208
Figura 154. Posición de varillas para el pliegue de paletas superiores.....	209
Figura 155. Movimiento de patada para el pliegue de la paleta posterior	210
Figura 156. Sistema de potencia y transporte por cadena	210
Figura 157. Bloque de cajas a transportar (1L)	211
Figura 158. Perfil de movimiento.....	212
Figura 159. Curva de la carga y curvas de torque para motor stepper STP-MTR-17048.....	215
Figura 160. Perfil de movimiento y torque para el suministro de cajas	216
Figura 161. Sistema catarinas y cadena	216
Figura 162. Sistema de elevación.....	217
Figura 163. Mecanismo de ajuste horizontal.....	218
Figura 164. Carga distribuida sobre la cremallera	220
Figura 165. Análisis de deformación máxima de las cremalleras	220
Figura 166. Marco de retención de cajas.....	221
Figura 167. Diseño CAD del suministro de cajas.....	222
Figura 168. Diseño de estructura final	220
Figura 169. Estructura con paneles de protección y ventanas	221
Figura 170. Análisis de Inventor, desplazamiento máx. en milímetros	221
Figura 171. Análisis de Inventor, fuerzas aplicadas en el eje Y.....	222
Figura 172. Resultados de la evaluación de oblicuidad del mallado para la estructura.....	222
Figura 173. Resultados de la evaluación de ortogonalidad del mallado para la estructura.....	223
Figura 174. Mallado en software ANSYS.....	223

Figura 175. Aplicación de fuerzas equivalentes al módulo de sujeción y desplazamiento	224
Figura 176. Deformación direccional en el eje Y.....	224
Figura 177. Deformación total en milímetros.....	225
Figura 178. Esfuerzo principal máximo en ANSYS.....	225
Figura 179. Esfuerzo equivalente de Von Mises	226
Figura 180. Factor de seguridad generado por ANSYS	226
Figura 181. Diagrama de cuerpo libre para viga sometida a una carga equivalente	227
Figura 182. Viga empotrada, aplicándole fuerza equivalente a media luz	227
Figura 183. Diagrama de fuerza cortante y momento flector	228
Figura 184. Análisis de esfuerzo normal con fuerza horizontales equivalentes	229
Figura 185. Análisis de desplazamiento en perfiles centrales y laterales.....	230
Figura 186. Resultado del análisis de esfuerzo máximo existente en unión a soldar	230
Figura 187. Caso de soldadura critica en estructura superior	231
Figura 188. Ensamble completo paletas inferiores por partes.....	232
Figura 189. Ensamble completo paletas inferiores	232
Figura 190. Ensamble completo paletas superiores por partes	233
Figura 191. Ensamble completo paletas superiores.....	233
Figura 192. Cilindro antirrotación marca FESTO	234
Figura 193. Base para cilindros	234
Figura 194. Giro de patada parte a y b	234
Figura 195. Elementos de primer desdobles de caja	246
Figura 196. Elementos del transporte y pliegue de paletas inferiores.....	247
Figura 197. Elementos de transporte de caja	247
Figura 198. Elementos de dobles de paletas	248
Figura 199. Elementos de patada extendida y retraída.....	248
Figura 200. Elementos de elevación	249
Figura 201. Elementos de guías	249
Figura 202. Representación del módulo como una caja con entradas y salidas	252
Figura 203. Módulo completo.....	253
Figura 204. Dispersión de elementos con criterio de oblicuidad	256
Figura 205. Dispersión de elementos con criterio de ortogonalidad	257
Figura 206. Representación gráfica de deformación	258
Figura 207. Representación gráfica de esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	258
Figura 208. División de vecindades cercanas a agujeros de la plancha inferior	259
Figura 209. Dispersión de elementos con criterio de oblicuidad	260
Figura 210. Dispersión de elementos con criterio de ortogonalidad	260
Figura 211. Representación gráfica de deformación	261
Figura 212. Representación gráfica de esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	261
Figura 213. Diseño preliminar obtenido de la empresa FESTO	262
Figura 214. Placa de trayectorias.....	265
Figura 215. Manivelas de la trayectoria A	265
Figura 216. Manivelas de la trayectoria B.....	266
Figura 217. Manivelas de la trayectoria C.....	266
Figura 218. Manivelas de la trayectoria D	266

Figura 219. Eje de la trayectoria E	267
Figura 220. MAAM con los actuadores.....	267
Figura 221. Distribución del esfuerzo Von Mises sobre la placa de trayectorias	271
Figura 222. Deflexión total de la placa de trayectorias	271
Figura 223. Distribución del factor de seguridad de la placa de trayectorias.....	272
Figura 224. Esfuerzo Von Mises de la manivela-corredera de la trayectoria A.....	272
Figura 225. Deformación total de la manivela-corredera de la trayectoria A.....	273
Figura 226. Factor de seguridad sobre la manivela-corredera de la trayectoria A	273
Figura 227. Lógica de pantallas y su interacción.....	277
Figura 228. Pantalla principal del sistema	278
Figura 229. Pantalla para elegir presentación de bolsa.....	278
Figura 230. Pantalla principal con información de producción actual.....	279
Figura 231. Pantalla secundaria con información de producción actual	279
Figura 232. Diagrama de flujo de los 4 distintos modos de funcionamiento de la máquina	280
Figura 233. Diagrama de flujo de sistema completo	281
Figura 234. Descripción de distintas alarmas dentro del proceso.....	282

LISTA DE CUADROS

Cuadro 1. Aleaciones de aluminio comunes.....	22
Cuadro 2. Aplicaciones de los plásticos	23
Cuadro 3. Comparación de escalas de dureza de la resistencia a la tensión.....	25
Cuadro 4. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304.....	28
Cuadro 5. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 1.....	29
Cuadro 6. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 2.....	29
Cuadro 7. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete	44
Cuadro 8. Diferencia entre neumática e hidráulica parte 1.....	83
Cuadro 9. Diferencia entre neumática e hidráulica parte 2.....	84
Cuadro 10. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de actuadores parte 1	86
Cuadro 11. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de actuadores parte 2	87
Cuadro 12. Ventajas y desventajas de un PLC	103
Cuadro 13. Símbolos norma IEC 600617 parte 1.....	111
Cuadro 14. Símbolos norma IEC 600617 parte 2.....	111
Cuadro 15. Condiciones del diseño.....	109
Cuadro 16. Requerimientos de la estructura parte 1	115
Cuadro 17. Requerimientos de la estructura parte 2	116
Cuadro 18. Requerimientos de la estructura parte 3	117
Cuadro 19. Tamaño de cajas plegadas.....	119
Cuadro 20. Tamaño de cajas desplegadas.....	119
Cuadro 21. Resorte escogido	121
Cuadro 22. Requerimientos para subsistema de primer desdobles.....	124
Cuadro 23. Requerimientos para subsistema de paletas inferiores parte 1	125
Cuadro 24. Requerimientos para subsistema de paletas inferiores parte 2	126
Cuadro 25. Requerimientos para subsistema de paletas superiores parte 1.....	126
Cuadro 26. Requerimientos para subsistema de paletas superiores parte 2.....	127
Cuadro 27. Posibles riesgos del proyecto parte 1.....	127
Cuadro 28. Posibles riesgos del proyecto parte 2.....	128
Cuadro 29. Dimensiones de las cuatro cajas	129
Cuadro 30. Limitaciones del módulo de ordenamiento de envases parte 1	129
Cuadro 31. Limitaciones del módulo de ordenamiento de envases parte 2	130
Cuadro 32. Requerimientos del módulo de ordenamiento de envases parte 1.....	130
Cuadro 33. Requerimientos del módulo de ordenamiento de envases parte 2.....	131
Cuadro 34. Submódulo del ordenamiento de envases.....	132
Cuadro 35. Dimensiones y masa de envases	133
Cuadro 36. Subsistemas para el sistema de sujeción y desplazamiento de envases	134
Cuadro 37. Requerimientos del sub-sistema de desplazamiento horizontal parte 1	134
Cuadro 38. Requerimientos del sub-sistema de desplazamiento horizontal parte 2	135
Cuadro 39. Requerimientos del sub-sistema de cabezal de sujeción parte 1	135
Cuadro 40. Requerimientos del sub-sistema de cabezal de sujeción parte 2	136
Cuadro 41. Requerimientos del sub-sistema de sujeción de envases parte 1	136
Cuadro 42. Requerimientos del sub-sistema de sujeción de envases parte 2	137

Cuadro 43. Requerimientos del sub-sistema para el diseño de cilindro neumático parte 1.....	137
Cuadro 44. Requerimientos del sub-sistema para el diseño de cilindro neumático parte 2.....	138
Cuadro 45. Requerimientos del sub-sistema de sistema de distribución de aire	138
Cuadro 46. Descripción de módulos a utilizar en la máquina.....	140
Cuadro 47. Descripción de requerimientos de sistema de control de máquina parte 1.....	140
Cuadro 48. Descripción de requerimientos de sistema de control de máquina parte 2.....	141
Cuadro 49. Requerimientos solicitados por la empresa.....	141
Cuadro 50. Requerimientos de control y programación básicos.....	141
Cuadro 51. Requerimientos de seguridad de máquina	142
Cuadro 52. Requerimiento de interfaz usuario-máquina	142
Cuadro 53. Requerimientos básicos para garantizar el control de calidad de la máquina.....	142
Cuadro 54. Requerimientos de conexiones eléctricas y seguridad de componentes parte 1.....	143
Cuadro 55. Evaluación de concepto, siendo 5 excelente y 0 deficiente.....	146
Cuadro 56. Listado de niveladores serie LX-HS, con su respectiva información técnica	147
Cuadro 57. Características de propuesta 1 parte 1	148
Cuadro 58. Características de propuesta 1 parte 2	149
Cuadro 59. Características de propuesta 2.....	149
Cuadro 60. Características de propuesta 3.....	150
Cuadro 61. Carrera de cada trayectoria.....	158
Cuadro 62. Requerimientos del proyecto MAAM parte 1	158
Cuadro 63. Requerimientos del proyecto MAAM parte 2	159
Cuadro 64. Requerimientos del proyecto MAAM parte 3	160
Cuadro 65. Matriz de decisión para la selección del tipo de actuador lineal parte 1.....	160
Cuadro 66. Matriz de decisión para la selección del tipo de actuador lineal parte 2.....	161
Cuadro 67. La mejor y peor calificación para cada característica en la matriz de decisión	166
Cuadro 68. Matriz de decisión	166
Cuadro 69. Elevación, cálculos y selección.....	167
Cuadro 70. Guías, cálculos y selección.....	167
Cuadro 71. Patada, cálculos y selección.....	168
Cuadro 72. Varillas y doblador, cálculos y selección.....	168
Cuadro 73. Criterios de evaluación de propuestas parte 1	172
Cuadro 74. Criterios de evaluación de propuestas parte 2	173
Cuadro 75. Evaluación del diseño de elevación parte 1	173
Cuadro 76. Evaluación del diseño de elevación parte 2	174
Cuadro 77. Evaluación del diseño de guías.....	174
Cuadro 78. Evaluación del diseño de patada	174
Cuadro 79. Evaluación del diseño de varillas	175
Cuadro 80. Evaluación del diseño de doblador frontal.....	175
Cuadro 81. Criterios de evaluación de propuestas.....	179
Cuadro 82. Matriz de decisión del sistema de sujeción de envases	180
Cuadro 83. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304	180
Cuadro 84. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 1.....	180
Cuadro 85. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 2.....	181
Cuadro 86. Selección de material para los elementos del mecanismo de sujeción	181

Cuadro 87. Parámetros de diseño para el mecanismo de sujeción	182
Cuadro 88. Parámetros de diseño de los tornillos en la unión no permanente parte 1.....	184
Cuadro 89. Parámetros de diseño de los tornillos en la unión no permanente parte 2.....	185
Cuadro 90. Trayectorias y posiciones de cada manivela corredera	188
Cuadro 91. Trayectorias y anglos de cada manivela corredera	188
Cuadro 92. Posiciones del actuador.....	189
Cuadro 93. Características de opciones para PLC.....	200
Cuadro 94. Características de panel Simatic Touch TP177B.....	201
Cuadro 95. Sensores del diagrama de instrumentación de sistema completo	203
Cuadro 96. Descripción de motores de sistema completo de embalaje	203
Cuadro 97. Verificación de subsistema de primer desdobles.....	204
Cuadro 98. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 1	205
Cuadro 99. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 2	206
Cuadro 100. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 3	207
Cuadro 101. Verificación de subsistema de paletas superiores parte 1.....	208
Cuadro 102. Verificación de subsistema de paletas superiores parte 2.....	209
Cuadro 103. Datos del bloque de cajas (1L)	211
Cuadro 104. Resumen de componentes recomendados para el sistema de motorización	216
Cuadro 105. Peso de los componentes para el sistema de elevación	218
Cuadro 106. Carga distribuida sobre la cremallera	220
Cuadro 107. Tipo de producción y envases por minuto	221
Cuadro 108. Ciclos y tiempos para el suministro de cajas.....	221
Cuadro 109. Resultados de análisis de esfuerzo a flexión en viga empotrada.....	228
Cuadro 110. Resultados de análisis de esfuerzo dinámicos en la estructura	229
Cuadro 111. Resultados de análisis de resistencia a la fatiga.....	229
Cuadro 112. Resultados de análisis de esfuerzo en soldadura	231
Cuadro 113. Accesorios neumáticos.....	235
Cuadro 114. Cilindros neumáticos	235
Cuadro 115. Sensores	236
Cuadro 116. Costo total de la máquina	236
Cuadro 117. Resultados para el submódulo de ordenamiento de filas.....	250
Cuadro 118. Resultados para el submódulo de tamaño.....	251
Cuadro 119. Resultados para el submódulo limitador de tamaño	251
Cuadro 120. Elección de instrumentación para el módulo parte 1	251
Cuadro 121. Elección de instrumentación para el módulo parte 2	252
Cuadro 122. Resultados para el submódulo de control.....	252
Cuadro 123. Cotización del módulo parte 1	253
Cuadro 124. Cotización del módulo parte 2	254
Cuadro 125. Cotización del módulo parte 3	255
Cuadro 126. Resultados para el diseño de la ventosa para el sistema de sujeción.....	255
Cuadro 127. Resultados para el diseño del generador de vacío para el sistema sujeción	256
Cuadro 128. Resultados del mallado del perfil de aluminio	256
Cuadro 129. Resultados de criterio oblicuidad para el perfil de aluminio	257
Cuadro 130. Resultados de criterio de ortogonalidad para el perfil de aluminio	257

Cuadro 131. Análisis de deformación y esfuerzo máximo de los perfiles de aluminio.....	257
Cuadro 132. Resultados para la definición de mallado de la plancha inferior	259
Cuadro 133. Resultados de criterio oblicuidad para la plancha inferior	259
Cuadro 134. Resultados de criterio de ortogonalidad para la plancha inferior	260
Cuadro 135. Resultados del análisis de deformación y esfuerzo máximo	261
Cuadro 136. Análisis tornillos de unión	262
Cuadro 137. Resultados para el diseño del cilindro neumático.....	262
Cuadro 138. Resultado datos técnicos para el Gantry suministrado por la empresa FESTO.....	263
Cuadro 139. Resultados de la eficiencia y aprovechamiento del diseño generado	263
Cuadro 140. Entradas del sistema de sujeción y desplazamiento de envases	264
Cuadro 141. Salidas del sistema de sujeción y desplazamiento de envases	264
Cuadro 142. Listado de sensores para la medición de cada señal del sistema	265
Cuadro 143. Resumen de la síntesis de eslabones del mecanismo manivela corredera	267
Cuadro 144. Velocidades críticas	268
Cuadro 145. Resumen de aceleraciones.....	268
Cuadro 146. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria A.....	268
Cuadro 147. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria B.....	268
Cuadro 148. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria C.....	269
Cuadro 149. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria D.....	269
Cuadro 150. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera A.....	269
Cuadro 151. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera B.....	269
Cuadro 152. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera C.....	269
Cuadro 153. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera D	270
Cuadro 154. Resultados del CASM calculator	270
Cuadro 155. Lista de precios de los componentes mecánicos a utilizar.....	273
Cuadro 156. Cantidad de distintos tipos de señales eléctricas del sistema.....	274
Cuadro 157. Listado de componentes para la construcción del sistema de control parte 1	274
Cuadro 158. Listado de componentes para la construcción del sistema de control parte 2	275
Cuadro 159. Listado de entradas analógicas y el dispositivo del que proviene	276
Cuadro 160. Listado señales digitales de salida y el dispositivo que accionarán	277
Cuadro 161. Comparación de elementos utilizados	293
Cuadro 162. Comparación de costos fase I vs. Fase II	294

RESUMEN

Debido a la necesidad de automatizar el proceso de embotellado para envases de insecticida en una línea de producción, una empresa agroquímica acudió a la Universidad del Valle de Guatemala para el diseño y construcción de una máquina de embalaje y así mejorar las condiciones actuales del proceso. A través de esta máquina se buscó manejar cuatro tipos de presentaciones de envases así también llevar un conteo de la cantidad de envases embalados para así disminuir el tiempo de embalaje y lograr evitar todo tipo de interacción con operarios mientras la línea está en producción. Al ser la segunda fase del proyecto, también se buscó reducir costos y optimizar los módulos que conforman la máquina, al mismo tiempo de garantizar la correcta funcionalidad de todos los actuadores, diseñando nuevamente sus mecanismos y componentes.

El presente escrito está basado en el diseño entregado por la fase I, en el cual se describirán los puntos de mejoras de cada módulo y su validación de los requerimientos. Para su realización, se elaboraron planos electromecánicos y neumáticos, análisis de esfuerzos, análisis de tiempos de acción, análisis de elementos finitos, simulaciones en CAD 3D para cada módulo y el ensamble total de la máquina empacadora, sus respectivos planos y manuales de ensamble en normativa ISO. También se seleccionó la instrumentación específica para el correcto funcionamiento de cada módulo. Todo lo descrito está debidamente regulado por normas industriales, buscando así la seguridad del operario y correcto funcionamiento de la máquina.

I. INTRODUCCIÓN

Actualmente en una planta transnacional de producción de insecticida agroquímico en Guatemala existe un cuello de botella en una línea de embalaje de envases, por esta razón se han abocado a la Universidad del Valle de Guatemala en busca de una solución a este inconveniente, y a su vez fortalecer las relaciones entre la empresa y la universidad.

Se desea automatizar el proceso de almacenaje de envases llenos de producto agroquímico en cajas desplegadas para su posterior distribución, este proceso actualmente es realizado de manera manual y se encuentra limitado por la habilidad del operario que es el encargado de tomar el producto y almacenarlo en las cajas, que otro operario debió de desplegar, para luego sellar la caja y que el producto final pueda ser distribuido. Con el fin de aumentar la productividad de la línea de producción se propone el diseño de una máquina automatizada que se encargue de llevar a cabo el proceso de embalaje de las distintas presentaciones con las que operara actualmente la empresa.

Este proyecto recorre su tercer año desde su compromiso y se encuentra en la fase II. En la fase I se diseñó la máquina de embalaje que soluciona el cuello de botella, sin embargo, la fase II que consistió en optimizar el diseño de la fase I y presentar los resultados a la industria en cuestión, se descubrió que eran necesarias varias operaciones de diseño de la máquina. Así la fase II cambió sus objetivos y se enfocará en el diseño y optimización.

La mayor parte de los módulos de la máquina de embalaje se verán modificados. Esta modificación y optimización ingenieril de cada módulo se detalla a continuación, siendo respaldada por cálculos, análisis en 3D y validación de requerimientos. Cubriendo todos los detalles de ensamble y funcionalidad para su correcta implementación.

En los módulos de armado de cajas; La investigación y análisis previo, junto con una matriz de decisión fueron las estrategias clave para obtener un nuevo diseño, el cual consiste en un sistema de transporte de cajas por medio de cadena, donde la graduación de la altura de la caja y el ancho se realizan por medio de un mecanismo de elevación con pistones hidráulicos y un sistema piñón cremallera respectivamente. Se procedió a analizar los principios detrás de los mecanismos diseñados y se verificaron por medio de un análisis analítico y por medio del software CAD inventor. Dando como resultado sistemas sometidos a cargas pequeñas, eficiente, con variaciones en su velocidad, entrega óptima de cajas con una fácil y rápida adaptabilidad gracias a los mecanismos implementados.

Para los módulos de ordenamiento de botellas, desplazamiento de botellas, automatización del módulo de sujeción y estructura general. Se generaron nuevos diseños, que se adaptaran a las nuevas necesidades de espacio y funcionalidades requeridas, permitiendo siempre mediante el

uso de mecanismos elementales simplificar la interacción del operario con la máquina al momento de adaptarla a las diferentes presentaciones, maximizando la ergonomía y seguridad, sin dejar de reduciendo en todo momento los costos.

La característica principal de este tipo de estructura es la seguridad, debido al tipo de industria, se debe asegurar la seguridad del operario, la resistencia de los materiales a la interacción con el producto y la corrosión, además de permitir hacer cambios internos a la máquina, para adaptarse a diferentes presentaciones de botellas. Siempre tomando en cuenta que debe ser con materiales que estén disponibles en el mercado guatemalteco. Para afrontar este problema se efectuó una selección de materiales ideales para la construcción de la estructura, la selección de mecanismos que permitieran dar acceso al operario a hacer los cambios por presentaciones de envases, y adaptarse al entorno. Además, se analizaron todos los esfuerzos aplicados en la estructura por las cargas de los módulos internos, para estos análisis se utilizaron dos Software de modelado y diseño mecánico, y la comprobación de esfuerzos con ecuaciones manualmente.

Inicialmente estaba contemplado realizar el sistema de control del embalaje de cuatro diferentes presentaciones de botellas de agroquímicos en un espacio de 1.5 por 1.5 metros, mientras este trabajo de graduación se realizaba se cambió el tipo de embalaje a nueve diferentes presentaciones de bolsas de polietileno y aluminio que empacan distintos tipos de polvos de alto valor comercial. Ya que el cambio fue el tipo de producto, distintas partes de las fases anteriores se pueden utilizar por lo que se procedió a realizar la propuesta del sistema de control de la nueva máquina. obteniendo el listado de componentes, siendo los componentes principales un PLC de gama media y una pantalla táctil; también se realizaron diagramas eléctricos, manual de usuario, programación tanto del PLC como de la pantalla y simulaciones.

II. OBJETIVOS

A. GENERAL

- Diseñar un sistema capaz de realizar el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico, que trabaja con diferentes presentaciones, alimentada desde el final de la línea de envasado y etiquetado que posee la empresa actualmente, de tal forma que se aumente la eficiencia en la producción actual de la planta.

B. ESPECÍFICOS

1. MÓDULO ESTRUCTURA GENERAL

- Diseñar y construir una estructura capaz de albergar todos los módulos internos de la máquina, que sea capaz de proteger al usuario de interacciones con el interior de la máquina al momento de estar funcionando, además de permitir el mantenimiento de los módulos internos de manera accesible.
- Diseñar cumpliendo con los estándares de funcionamiento, espacio y seguridad, exigidos por la empresa.
- Generar juego de planos de la estructura que soporta los módulos internos, así como el listado de piezas y manuales, validados por ingenieros de la empresa.
- Identificar los puntos de concentración de esfuerzos en la estructura y diseñar asegurando la resistencia de la estructura, según la norma exigida por la empresa.
- Diseñar la estructura con materiales y piezas comerciales en Guatemala.
- Análisis de esfuerzos y cargas en software que asegura el funcionamiento y resistencia de la estructura, según la normativa exigida por la empresa.

2. MÓDULO DE SUMINISTRO DE CAJAS

- Diseñar y construir un sistema de ordenamiento de cajas plegables, de tal forma que proporcione cajas al sistema de manera continua.
- Diseñar un sistema de suministro de cajas plegadas, que cumpla con los requerimientos de la empresa en base a sus estándares.
- Validar el funcionamiento e integridad estructural de las piezas mecánicas, en base a métodos de diseño de ingeniería.

- Diseñar un sistema de suministro de cajas que se adapte a las distintas dimensiones de las cajas a suministrar.
- Crear un manual de usuario para dar a conocer el correcto embalaje, mantenimiento y manipulación del sistema.
- Crear un prototipo CAD que valide el correcto funcionamiento del sistema.

3. MÓDULO DE DIAGNÓSTICO Y MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN DE CAJAS DE UNA MÁQUINA EMPACADORA

- Diseñar, mejorar y validar el diseño de pliegue de paletas inferiores y superiores de un sistema de armado de cajas.
- Rediseñar la placa con ventosas de primer desdobles de caja, para evitar una rotación en el cilindro mayor a 5 grados.
- Seleccionar el tipo de soldadura para un factor de seguridad mayor o igual a 3.
- Optimizar el mecanismo de dobles de patada frontal. Reduciendo el tiempo de accionamiento en una cuarta parte.
- Realizar un mecanismo de dobles de paletas ajustables para el pliegue de las paletas superiores.
- Rediseñar el subsistema de varillas para el pliegue de paletas laterales, reduciendo el peso y que cumplan con la misma función.
- Realizar un manual de funcionamiento.
- Realizar los planos de construcción del diseño bajo las normas ISO.
- Realizar un modelo 3D por computadora en escala natural del sistema.
- Realizar la unión de subsistemas en un ensamble 3D en computadora.

4. MÓDULO DE ORDENAMIENTO DE ENVASES DE INSECTICIDAS

- Diseñar un mecanismo de ordenamiento de envases capaz de adaptarse a cuatro diferentes presentaciones de envases.
- Determinar los puntos de mejora y sistemas que puedan llegar a acoplarse a la máquina, tomando en cuenta que cumplan con los estándares de la empresa.
- Realizar el análisis de esfuerzos para cada uno de los componentes críticos que conforman el módulo.

- Realizar los diagramas electrónicos, mecánicos y neumáticos de ensamblaje para este módulo.
- Realizar un diseño CAD 3D del mecanismo de ordenamiento de envases con sus respectivos planos.
- Determinar y seleccionar la instrumentación necesaria para el funcionamiento del mecanismo.

5. SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES

- Diseñar un sistema de sujeción y desplazamiento de envases, que se acople al sistema de embalaje de envases para la planta, mediante un análisis estructural a los elementos críticos, diseñando y analizando el equipo neumático implementado en la fase de sujeción del sistema.
- Cumplir con los requerimientos de materiales y elementos para el diseño del sistema de sujeción y desplazamiento de envases establecidos por los estándares actuales de la empresa.
- Diseñar todo el sistema de sujeción y desplazamiento de envases utilizando el software de modelado 3D asistido por computadora Autodesk Inventor Professional 2,017.
- Someter a un análisis estructural los elementos críticos del sistema de sujeción y desplazamiento de envases utilizando el software de simulación para ingeniería ANSYS 12.
- Realizar un análisis neumático a toda la fase de sujeción para determinar que los elementos propuestos cumplan con las necesidades de la aplicación.
- Elaborar planos mecánicos que cumplan con los estándares actuales de la empresa para el sistema de sujeción y desplazamiento de envases.
- Elaborar un conjunto de manuales que permitan al usuario conocer el modo de ensamble, mantenimiento y control del sistema de sujeción y desplazamiento de envases.

6. MÓDULO DE AUTOMATIZACIÓN DEL CABEZAL DE SUJECIÓN DE BOTELLAS

- Proporcionar un cabezal automatizado que sea capaz de adaptarse a las cuatro presentaciones que la empresa maneja.

- Modelar con el software Autodesk Inventor 2017 un modelo 3D de los mecanismos que componen el cabezal automatizado. Realizar los planos del sistema (diagramas mecánicos y eléctricos), listados de partes y detallar cual es la función de cada elemento que compone el cabezal automatizado.
- Realizar un análisis de esfuerzos por elementos finitos, utilizando el software ANSYS Workbench 2017 para validar que la estructura soporte los esfuerzos a los cuales estará sometido.
- Comparar los costos entre el cabezal no automatizado y el automatizado.
- Los mecanismos que integran el sistema automatizado de sujeción deben poderse fabricar en Guatemala. Y los materiales utilizados deben de hallarse en el mercado guatemalteco.
- Diseñar y programar el módulo de control del sistema de sujeción del cabezal automatizado, que permita el intercambio de información de manera funcional con el resto de los módulos.
- Establecer y escoger los sensores que permitan la automatización del cabezal.

7. MÓDULO DEL SISTEMA DE CONTROL

- Diseñar el sistema de control para una máquina empacadora de botellas de insecticida agroquímico.
- Diseño de la configuración del PLC Siemens con los distintos módulos de entradas, salidas y comunicación.
- Diseño e integración de la comunicación entre los distintos módulos de control de la máquina.
- Validación de los distintos sensores, actuadores, elementos periféricos y de interfaz que se utilizarán en la automatización de la máquina empacadora de botellas.
- Realizar simulaciones en software para validar el sistema de control programado.
- Diseñar la interfaz humano-máquina de la máquina empacadora de botellas.
- Realizar un manual de control y un manual de uso de interfaz del sistema.

III. JUSTIFICACIÓN

La automatización del proceso de embalaje de envases de insecticida es de vital importancia debido a que, actualmente, la productividad de la línea de producción es limitada por la capacidad de un operario que embala envases manualmente. Automatizar la línea de producción es una solución eficiente y competente, y también es barata en comparación a grandes máquinas con las mismas características que se venden en el mercado.

Uno de los módulos críticos es la estructura, ya que se necesita que soporte las cargas y facilite las conexiones a los otros módulos. Además, también debe ser capaz de proteger al operario de la interacción con la máquina en funcionamiento, a la vez que permita administrar el mantenimiento correcto y la accesibilidad a todos los módulos.

Actualmente se posee un suministro de cajas vertical. Este sistema no se puede aprovechar y es necesario diseñar uno nuevo para que se puedan obtener las cajas en una posición ventajosa, y así disminuir el tiempo de armado. El suministro de cajas debe ser constante y eficaz. Un suministro constante permite que el sistema de embalaje no se detenga y no atrase la producción de envases de insecticida. También debe facilitar la adaptación a las diferentes presentaciones en la menor cantidad de tiempo posible. Este nuevo diseño permite manejar los diferentes tamaños de cajas y también reduce el tiempo utilizado en calibrar el sistema para un cambio de presentación, utilizando mecanismos que agilizan el proceso.

La tarea de manipular envases requiere de precisión y de un diseño seguro, duradero y fácil de ajustar. Se considera como un módulo crítico, ya que de esta parte depende la cantidad de envases que se pueden llegar a producir por minuto. En la primera fase del proyecto, se diseñó un módulo de ordenamiento de envases lineal. Este depende de un servomotor, una faja y dos poleas; piezas que pueden ser muy costosas de reemplazar. Además, se utiliza un cabezal removible para cada una de las presentaciones que se manejan, lo cual añade costos de materiales. Dichas estructuras también incurren en un tiempo elevado para cambiar el cabezal, en caso de que se quiera cambiar la presentación a ser embalada.

Por otra parte, también fueron consideradas las solicitudes de la empresa, por lo que es necesario diseñar un sistema de sujeción y desplazamiento de envases que se acople al sistema de embalaje preexistente. Así mismo, también debe permitir que se transporten los grupos de envases en sus diferentes presentaciones, desde el lugar donde se ordenan hasta que se encuentren dentro de la caja desplegada previamente.

Como complemento, también se busca automatizar el cabezal y reducir los costos de manufactura. Mediante la identificación del movimiento de las ventosas entre presentaciones, es posible diseñar una serie de mecanismos que permitan automatizar y simplificar el cabezal. Esto

favorecerá al desempeño y velocidad del sistema. También reducirá los costos de fabricación del módulo ya que no se necesitarán cuatro juegos de ventosas, planchas móviles ni cuatro juegos de eyectores; en su lugar bastará con un juego que contará con un mecanismo que le permita adaptarse a las cuatro presentaciones.

Por último, el sistema de control es muy importante ya que es el encargado de la integración de todos los módulos dentro del sistema y el funcionamiento correcto de la máquina. Este se encarga de enviar las señales de emergencia a la interfaz humano-máquina para que el operador pueda actuar en cualquier situación; también hace posible la comunicación con el resto de la línea de producción para que se puedan generar paros. De esta forma no existirá acumulación de botellas sin atender en la máquina empacadora. Por medio de este sistema de control, se obtiene la cantidad de bolsas y cajas manipuladas, así como información específica de cada una necesaria para llevar el control de producción.

IV. MARCO TEÓRICO

A. AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

Una de las respuestas ante la demanda de productos más consistentes y de mayor calidad a un precio competitivo. También se define como la “Ciencia que trata de sustituir en un proceso al operador humano por dispositivos mecánicos o electrónicos”. (RAE, s.f.) Se entiende entonces que, cualquier proceso industrial que involucre automatización al introducir un material de entrada, energía o información, se genera a la salida el producto deseado. Los tipos de procesos que se pueden llevar a cabo se categorizan en:

- PROCESOS CONTINUOS: Tienen una salida permanente del producto, como por ejemplo la purificación de agua.
- PROCESOS DISCRETOS: Los productos se consideran por unidades y su salida se encuentra pieza por pieza o en un grupo de piezas, cada una identificada.
- PROCESOS BATCH: Son procesos secuenciales que se realizan por lotes o unidades. Se caracterizan por tener delimitaciones de tiempo o cantidad de producto. Un ejemplo claro de este tipo de proceso es la producción de sodas enlatadas.

Los dos tipos de industrias que más se relacionan con la automatización son: La industria de procesos y la manufacturera, producción de piezas.

La industria manufacturera se identifica por la producción de diferentes objetos, desde teléfonos celulares hasta aviones o juguetes. En esta industria se utilizan estaciones modulares para tareas de manufactura de soldadura, pintura, fundición, maquinabilidad, montaje, entre otros. La producción puede ser en bajo volumen y con alta complejidad y viceversa, necesitando entonces sistemas que sean capaces de mejorar la calidad mientras se reducen costos, materiales y desechos. Además, el producto final puede ser producido a partir de múltiples entradas o una única; como, por ejemplo: Al producir una computadora se necesitan más de una entrada, como la pantalla, el teclado, etc., mientras que, con una estructura de madera solamente se necesita la madera. Entonces, es importante considerar que estos tipos de procesos no son continuos, sino que los procesos individualmente se ven interrumpidos y llevan a cabo diferentes tasas de producción.

Para entender la industria de procesos se debe pensar en industrias farmacéuticas, petroquímicas. Estas procesan productos como gasolina, químicos, fertilizantes, etc. Este proceso tiende a tener pocas interrupciones o incluso ninguna interrupción, ya que mientras se industrializa, el producto pasa por reacciones químicas, tratamientos de calor, entre otros tipos de interacciones.

En esta industria, detener un proceso puede generar pérdidas, no solo económicas, sino que también del producto. Esto se debe a que las interacciones no deseadas con producto (fluido) lo echan a perder. Por lo anterior, se utilizan algoritmos de control avanzado que dependen de la necesidad de automatización. Se utilizan autómatas programables para evitar fallos en la producción y en el sistema, además de proporcionar seguridad ante cualquier fallo ya sea para el equipo o el personal. A diferencia de otras industrias, la de procesos busca innovar en bioprocesos, catalizadores y cualquier otra maquinaria utilizada para mejorar la eficiencia de los procesos y la calidad del producto. (Britannica, Editors of Encyclopedia, 1999)

1. HISTORIA DE LA AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL. Las aplicaciones que hoy en día son realizadas por máquinas o robots fueron en su momento ejecutadas por personas. En la vida moderna, la automatización ha impactado drásticamente en la forma de vida, y esto tiene inicios en décadas anteriores. En 1946, la palabra automatización se empezó a apropiarse en la industria automovilística por el ingeniero D.S. Harder, gerente de Ford Motor Company. Fue en este año cuando surgió un incremento en dispositivos automáticos y de control en las líneas de producción para los carros. Actualmente, la automatización se ha llegado a desarrollar tanto, ocasionado el surgimiento de otras disciplinas; como la robótica, especializándose en una rama de automatización donde una máquina posee características humanas.

La tecnología de automatización partió de la revolución industrial y de lo que se conoce como mecanización. La mecanización que se define como el remplazo del humano para proveer potencia de alguna manera mecánica. Algunos ejemplos de mecanización son: molinos y molinos hidráulicos. Una de las ventajas de esta tecnología es que, poco a poco la energía se empezó a obtener a través de recursos mecánicos, eléctricos, nucleares y químicos, por lo cual se empezó a necesitar de dispositivos de control. James Watt en 1788 creó un dispositivo que consistía en una bola ponderada sobre un brazo articulado unido al eje de salida de un motor. Este sistema permitía que el mismo motor lograra controlar su válvula, reduciendo así el vapor introducido al motor y generando reducción en su velocidad. El anterior es un ejemplo de retroalimentación negativa. Al obtener ambos, el control y la potencia generada por una máquina, se llega a tener máquinas capaces de ser automatizadas.

Otro avance importante en la historia de la automatización fue el telar de Jacquard, un dispositivo que se incorporó en telares especiales para controlar hilos de urdimbre. Este demostraba el concepto de máquina programable. Para 1801, la máquina lograba producir patrones complejos con sus telares al controlar el movimiento de diferentes hilos al mismo tiempo. La configuración de la máquina se tenía en un programa que contenía tarjetas de acero con agujeros. De esta manera empezó la automatización en la industria textil. (Parul Jain, 2012)

2. EJEMPLOS DE SISTEMAS DE EMBALAJE.

a. EMBALAJE ROBÓTICO. Este tipo de sistema se caracteriza por tener un brazo con diferentes articulaciones y grados de libertad para el ordenamiento de productos. Poseen mucha fuerza, un manejo más cuidadoso del producto y repetibilidad de las tareas asignadas a altas velocidades. Su funcionamiento se basa en tener visión sobre el espacio dónde entra el producto y, a través de sus diferentes grados de libertad, recoge, orienta y posiciona el producto en su posición final. (Combi)

b. EMBALAJE PICK AND PLACE. Este tipo de embalaje se basa de la tecnología pick and place, que consiste en ordenar el producto en matriz, para luego ser sujeta, levantada y colocada en una caja. Para esto se requiere una máquina elevada capaz de crear sujeción al producto y tener movilidad en diferentes ejes para el posicionamiento final. Esta sujeción se crea a través de generadores de vacío o de manera mecánica, siempre buscando el manejo cuidadoso del producto. También, dependiendo de la configuración, puede llegar a manipular unidades o matrices de productos que previamente fueron agrupadas y colocadas en su orientación final.

Figura 1. Embalaje pick and place



(Combi)

c. CARGADORES HORIZONTALES. Lo que más destaca del cargador horizontal es que permite que el producto (por unidad o matriz) entre a la caja de manera horizontal. Luego de haber introducido el producto, el sistema es capaz de cambiar la orientación de una caja y acoplarla a una banda transportadora de salida. Este tipo de sistema es muy versátil y útil al momento de tener un espacio muy limitado y puede llegar a ser total o parcialmente automático.

d. EMBALAJE CON CAÍDA DEL PRODUCTO. En este tipo de sistema se permite la caída del producto hacia la caja desde una altura segura. No se implementa en aplicaciones donde el producto a ser embalado es muy delicado. Dependiendo de la necesidad, puede que llegue a necesitar un mecanismo que compacte el producto para que pueda ser cerrada la caja.

3. TIPOS DE ORDENAMIENTO DE PRODUCTO. Una de las partes más importantes de las máquinas de embalaje es el ordenamiento del producto. Esta investigación se enfoca en aquellas que se encargan de ordenar envases. Sin embargo, cabe mencionar que los sistemas de embalaje detallados a continuación no son los únicos existentes. (Specialty Devices & Options, s.f.)

Combinando múltiples filas en solamente una es de gran utilidad para dar inicio a una línea de producción donde el producto o materia pasa a través de diferentes equipos, como: etiquetadoras, prensas, llenadoras, etc. A través de esta máquina se busca combinar efectividad y transporte seguro. Puede tener otras aplicaciones; por ejemplo, cuando fallan varias máquinas de producción, un combinador de filas transporta todos los productos a un acumulador hasta que se repare el problema, con el fin de evitar parar la producción. Este dispositivo se puede llegar a utilizar conjuntamente con acumuladores.

Los empujadores son de gran utilidad ya que empujan producto de manera perpendicular. Pueden empujar de una banda transportadora a otra con la dirección original u opuesta. Otro uso puede ser empujar hacia el área de trabajo del operador o simplemente afuera de la banda transportadora. Se utilizan en conjunto con sensores y mecanismos de parada de producto. Estos pueden estar conformados por cilindros neumáticos o cilindros sin vástago que son fáciles de instalar y comprar.

Este dispositivo se instala en bandas transportadoras y tiene el fin de transferir un producto de manera suave y precisa en un ángulo recto con respecto a la dirección de transporte original. Este consiste en un mecanismo que se levanta y que posee dos o más cintas transportadoras perpendiculares a la banda transportadora original, que solo se activan al momento de levantar la unidad. El elevador y traslado genera mucha versatilidad a la línea de producción, ya que puede ser utilizado a través de sensores para el desecho de producto no deseado.

En cualquier línea de producción o envasado se necesita que haya una entrada constante de producto para que puedan operar las máquinas que embalan el producto. Los acumuladores permiten que la producción continúe, aun cuando las máquinas en la línea de producción fallen. Además, si la máquina tiene un proceso tardío, el acumulador es una solución para que no se atasque la entrada. De esta forma se asegura que los productos no se dañen al entrar en contacto uno con otro y entre las paredes del acumulador. Dependiendo de la complejidad de la aplicación, se puede llegar a necesitar de varios sensores y controladores. Los acumuladores de rodillos, por ejemplo, no son caros ni complicados para implementar. Estos también ahorran energía ya que se puede controlar cuáles rodillos activar, a diferencia de una banda transportadora que al activarse debe de suministrar la potencia necesaria para mover cada envase sobre su superficie. Los acumuladores pueden incluir separadores entre otros dispositivos.

Los apiladores están diseñados para apilar productos de manera vertical. Estos permiten apilar a varias velocidades y tasas dependiendo la aplicación. Son aptos para empaquetamiento manual o acumulación concentrada. También existen sus contrapartes, las cuales se encargan de quitar productos de un conjunto ya apilado.

Las unidades de elevación y rotación son similares a las unidades de elevación y traslación, con la diferencia que ésta rota el producto. La unidad se mantiene por debajo de la banda y se activa al momento que un sensor detecte la presencia del producto. Al momento de cambiar la orientación, el producto es transportada con su nueva orientación y puede que sea en la misma dirección o en otra.

Los desviadores tienen como fin separar productos de una a línea a múltiples otras, pueden ser estáticos o inteligentes. Se pueden llegar a generar matrices de productos en caso de que sean idénticos. En otros casos, son capaces de dividir los productos dependiendo de sus características como altura, peso, tamaño, color o barra de códigos. Existen desviadores inteligentes que a través de sensores pueden manipular los productos con movimientos complejos. Normalmente se colocan encima de bandas transportadoras de diferentes tamaños y se puede adaptar el desviador dependiendo del tamaño de la banda y si esta se detiene o no.

Las esquineras tienen el fin de mantener estabilidad. A pesar de ser un accesorio bastante simple, aseguran que el producto permanezca intacto en una vuelta. Pueden llegar a tener sensores en sus paredes. Este accesorio permite controlar la orientación velocidad en vueltas. Además, permite ahorrar espacio para evitar utilizar accesorios como empujadores y rotadores.

Utilizar obstáculos para detener procesos o frenar es de gran utilidad para un buen manejo del tráfico de productos. A veces, detener o regular un motor que maneje una banda transportadora puede afectar negativamente a la línea de producción o complicar el proceso. Además, es una alternativa mucho más barata si se quiere llegar a comprar con un variador de frecuencia para reducir la velocidad.

Las paradas con cuchilla metálica pueden ser de gran utilidad para seccionar producto que será procesado. Este tipo de mecanismos normalmente se encuentra por debajo de la banda transportadora y es activada a través de neumática y sensores para el funcionamiento correcto. También son de gran ventaja para evitar que un operario efectúe el frenado manualmente, ya que a velocidades altas de operación puede lastimar al operario.

4. SISTEMAS DE EMBALAJE INDUSTRIAL PARA BOTELLAS. Un embalaje es un objeto el cual envolverá o tendrá en su interior, por un periodo de tiempo un producto o varios productos, para poder transportarlos, manipularlos y en algunos casos presentarlos a la venta, todo esto con el fin de protegerlos y hacer más fáciles las funciones descritas anteriormente.

Las industrias luego de generar un producto destinado para la venta contraen la necesidad de empaacar o agrupar un conjunto de botellas para venderlas al mercado, en estos empaques se pueden considerar envolturas, soportes, manuales, accesorios, elementos de conservación entre otros, para garantizar que el producto se mantendrá en buen estado, ya sea para colocarlo en bodega o para transportarlo hacia los consumidores. Esto es de suma importancia para las compañías, ya que el producto en varias ocasiones es frágil y debe lograr preservarse en el mejor estado posible.

Algunas soluciones industriales actualmente se pueden observar con la empresa Lantech, al poseer varias máquinas de embalaje o como ellos les llaman case erector con modelos c-300, c-400, c-2000 y c-1000, mostrados en la Figura 2. Estas pueden suministrar desde 8 hasta 30 cajas por minuto. También se puede mencionar de la empresa Combi Packaging systems con sus modelos EZ (ver Figura 3) con los cuales proporcionan cajas plegadas de las paletas inferiores y selladas por la parte de abajo. En una manera diferente se pueden mencionar las máquinas de Gebo Cermex con modelos F3 (ver Figura 4) que realizan el pliegue de las paletas en forma horizontal.

Figura 2. Dobladores de cajas de la empresa Lantech



Figura 3. Doblador de cajas de la empresa Combi Packaging systems



Figura 4. Doblador de cajas de la empresa Gebo Cermex

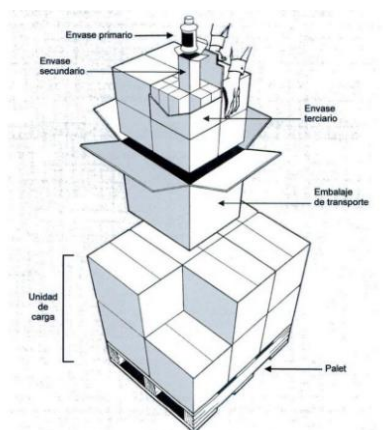


Figuras obtenidas de sus páginas oficiales, www.lantech.com, www.combi.com y es.gebocermex.com

Los modelos que implementan el pliegue horizontal de la caja, es debido a que el producto que se manipula en la fábrica es sumamente delicado, así como algunos envases de vidrio de gran diámetro, esto permite que el producto no sea soltado verticalmente por otro actuador y que pueda provocar astillamiento. También se puede encontrar que en la línea de producción se generan matrices de varias columnas a lo largo y a lo ancho, generando una matriz en tres dimensiones, por lo que no es posible sostener todos los elementos al mismo tiempo o el espacio no lo permite, entonces es necesario deslizarlos todos juntos dentro de la caja, esto proporciona una mayor

velocidad de empaque del producto, siendo estos elementos de dimensiones considerablemente menores que la caja en la que se está depositando el producto.

Figura 5. Tipos de embalaje



(Cervera, 2003)

En la línea de embalaje se deben especificar los tipos de empaque que existen por lo que se tomará como referencia la Figura 5 en donde el envase o empaque primario es el que se encuentra en contacto directo con el producto, mientras que el empaque secundario generalmente es el que se coloca como atractivo visual para su comercialización, este puede contener uno o varios envases primarios, el empaque terciario es el agrupamiento de varios empaques secundarios para su distribución comercial, sin embargo se utiliza para proteger todos los empaques secundarios de lesiones o rayones dentro de una caja y el empaque o embalaje de transporte es el necesario para la distribución a los clientes y para su protección en el almacenamiento, por último se utilizan estructuras de madera llamadas "pallet" para transportar todo el embalaje.

Los materiales del empaque dependen del producto a proteger este puede ser rígido o flexible, generalmente se utiliza papel, si se desea mantener estéril el producto, pero en la mayoría de casos se utiliza solamente para etiquetar el envase o las cajas, otro material que es muy utilizado es el cartón, este material igualmente está construido con fibras de papel, pero el cartón se utiliza para preservar alimentos, como galletas, el envase también puede ser de metal, para contener alimentos secos, o como tapadera del mismo envase, igualmente se utiliza como empaque de dulces y almacenamiento de aerosoles debido a las altas presiones que este material puede soportar. El vidrio se utiliza en caso de ser un líquido y no se desea agregar algún sabor ajeno al producto, debido a que este material es insípido y al utilizarlo como recipiente, el producto no cambia en ningún aspecto, además tiene la capacidad de soportar productos químicos, de limpieza o de laboratorio. El vidrio en la industria generalmente almacena bebidas alcohólicas, bebidas carbonatadas o perfumes. Otra opción de empaque, es por medio de polímeros, estos son utilizados para guardar líquidos acuosos, o bebidas carbonatadas, y alimentos en general.

Los envases pueden variar su forma según el producto que se desea proteger o contener. Ya que estos pueden ayudar a dar un atractivo visual o también en caso contrario podría no favorecer al producto y hasta podría cambiar las propiedades del mismo. Como contenedores se pueden mencionar los bidones o como se nombran comúnmente en Guatemala, los toneles, botes o galones, otro tipo de envase en la industria pueden ser las cajas, ya que existen objetos que pueden cuidarse de mejor manera en una caja debido a su forma, también existen envases como sacos, o bolsas en las que se utiliza menos dinero para producir dicho contenedor. Existen muchos otros contenedores no mencionados, pero cada uno se adapta a los diseños de las empresas, pero en general estos recipientes pueden ser contruidos de diferentes materiales, en pocas ocasiones son contruidos de vidrio debido a su fragilidad, más a menudo se contruyen de un polímero especializado, pero también pueden ser de papel o metal como las cajas o bolsas de entrega.

Otro tipo de envase es realizado por mimbre o tejidos para formar bolsas y contener el producto, así también de madera para formar rollos o cajas circulares, estos para proteger el papel plegado en círculos, formando un tubo. Últimamente se implementan variaciones de materiales, para realizar empaques biodegradables o degradables en el ambiente, para evitar la contaminación. Estos también pueden ser flexibles como el poliuretano en forma de bolsa y pueden ser rígidos como las botellas RPET o los enlatados.

Las nuevas tendencias apuntan a envases, empaque y embalaje reutilizable, así como material nuevo de amortiguamiento como poliestireno expandido moldeado y pulpa moldeada. Existen certámenes dedicados a esto como lo es Envase y embalaje estelar realizado en México. Hay países que son conocidos por sus sistemas de embalaje como lo es Italia, ya que representa el 5.7% de sus exportaciones. Los retos incluyen el desabastecimiento de materia prima, combate a piratería y sustentabilidad. Actualmente existen tres factores para determinar la tendencia de envases en la actualidad.

a. SUSTENTABILIDAD. Busca reducir el impacto ambiental con empaque de menor consumo energético desde su producción hasta la disposición final de este. Este factor no solo es en beneficio del planeta, también es un elemento crítico de eficiencia y costo.

b. MERCADOTECNIA. El éxito o fracaso de un producto depende de la imagen que esté presente y el confort que ofrezca desde el envase hasta su punto de venta.

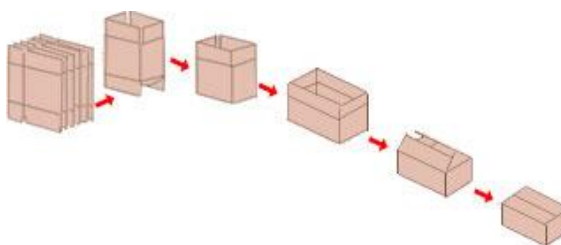
c. CONVENIENCIA. Los cambios en el estilo de vida de los humanos, el aumento poblacional y la conciencia que se ha tomado respecto a temas fundamentales como la salud y el medio ambiente han afectado los productos que se comercializan y por lo mismo los empaques y embalajes. (L. Castro, 2008)

En cuanto a seguridad y procesos manuales el operario debe realizar maniobras de forma correcta para transportar las cajas o el producto y en una empresa se utilizan normas de seguridad para evitar accidentes y proteger al operario en toda su integridad. Las compañías por lo general poseen un manual de operación o funcionamiento con el cual pueden asegurarse, que la maquina se está utilizando adecuadamente, para así evitar accidentes por malas prácticas.

B. SISTEMA DE ARMADO DE CAJAS

Para formar la caja es necesario conocer sus partes, esta posee dos caras una posterior y una frontal, estas caras se visualizan como los rectángulos más grandes de la caja, además esta posee dos laterales uno izquierdo y otro derecho, también la caja posee una cubierta formada por solapas o paletas que se encuentran articuladas por las caras y los laterales, en su parte superior y en su parte inferior. En la parte izquierda de la Figura 6 se puede observar que las cajas están sin plegar, siendo la cara lateral la de mayor área cuadrada y la cara frontal la segunda de mayor área. En la caja siguiente se muestra la paleta inferior en su parte posterior plegada, y en la tercera caja se muestran las paletas laterales inferiores plegadas, de igual forma en las siguientes cajas se observan las paletas superiores plegadas.

Figura 6. Proceso de armado de cajas



(ear-flap group)

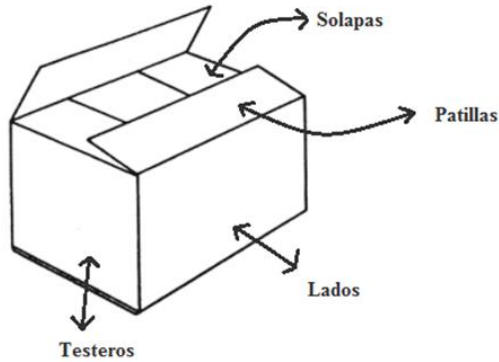
A continuación, se presentarán algunas terminologías útiles, según la norma UNE 49 450 – Embalajes de cartón. Terminología. (Carmona, 2005). Los embalajes de cartón son de los más utilizados en la industria debido a su versatilidad.

Partes de un embalaje de cartón

- Lados: Paredes laterales del embalaje.
- Cubierta o tapa: partes articuladas que forman la parte superior del embalaje.
- Fondo: parte inferior del embalaje.
- Solapas: aletas recortadas y pueden asegurar el cierre por plegado.
- Patilla: un lado prolongado y plegado para permitir el montaje.

- Dimensiones: Las dimensiones se expresan en milímetros, y se enumeran en el siguiente orden: Longitud, anchura, altura. Si no se especifica, las medidas indicadas serán las exteriores.

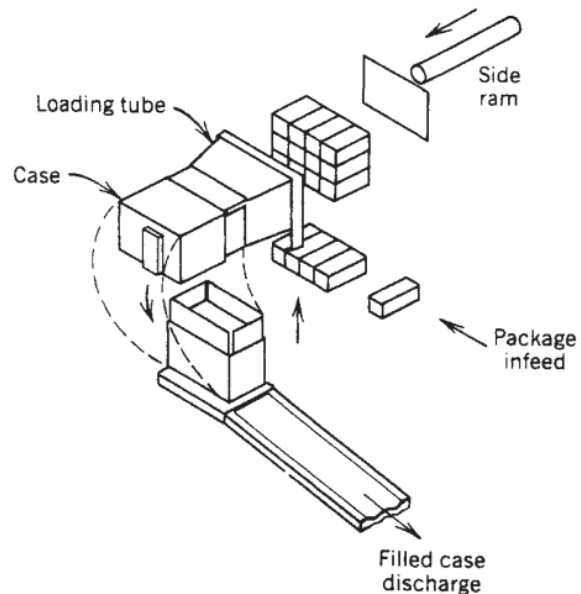
Figura 7. Partes de un embalaje de cartón



1. **EMPACADO MANUAL.** La carga manual es la forma más simple para introducir la carga en un embalaje, este método requiere poca intervención de maquinaria, el inconveniente es que la tarea es muy laboriosa. El personal es el encargado de abrir el embalaje manualmente, cargarlo y sellarlo usando diferentes métodos como: Cinta adhesiva, pegamento frío, pegamento caliente o grapas.

2. **MÁQUINA DE EMPACADO HORIZONTAL SEMIAUTOMÁTICO.** El producto es cargado por un costado, idealmente se usa para productos que toman una forma rígida o semirígida, por ejemplo: latas. El operario es el encargado de armar la caja, sellar el fondo y colocar la caja en el tubo de carga (ver Figura 8).

Figura 8. Máquina de empacado horizontal semiautomático

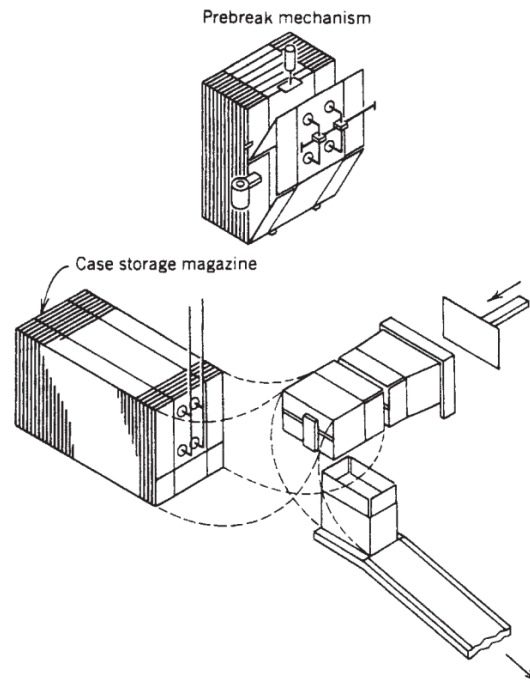


La cantidad de cajas promedio que un operador puede abrir es de 10-12 cajas por minuto, en caso de que se necesiten más producción se requerirá de una máquina de empacado horizontal completamente automática.

3. MÁQUINA DE EMPACADO COMPLETAMENTE AUTOMÁTICA. Para generar una máquina de empacado completamente automática generalmente se hace de dos formas en la industria: un sistema compuesto de un módulo de armado de cajas, módulo suministrador de cajas, módulo de carga de producto y un sellador o un sistema con los mismos módulos, pero usando un sellador existente. Esto es debido a que en la industria regularmente ya se tienen los selladores y se aprovechan, acoplándolos a los nuevos sistemas de empacado automático.

Generalmente, la mayoría de maquinaria para carga de producto se hace de manera modular, esto con el objetivo de elegir el equipo adecuado para la aplicación específica. También se elige en base a criterios acerca del equipo existente, suministro de embalaje mayor que 10 a 12 por minuto, altas producciones de empacado, reducción de labor en operarios, aprovechamiento de espacio, incremento de producción y eficiencia en la línea.

Figura 9. Máquina de empacado completamente automática

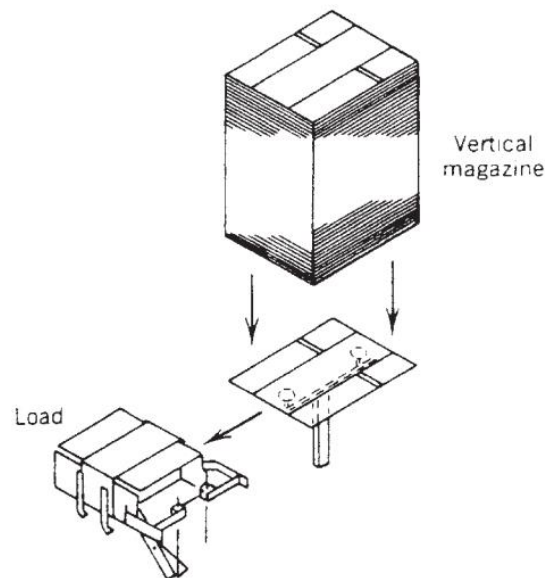


La extracción y el armado del embalaje son las operaciones más críticas. Los embalajes de cartón tienen una resistencia interna, un embalaje considerablemente liso sin dobleces o rayones incrementaría la eficiencia del armado. Sin embargo, hoy en día se utilizan mecanismos y sistemas extras que garantizan la extracción y armado de embalajes. Por ejemplo: sistemas de extracción de cajas neumáticos que utilizan vacío funcionan bien para máquinas que suministran 20 cajas

por minuto. Para rangos más altos de suministro de cajas se necesitan sistemas mecánicos en combinación con los sistemas neumáticos que utilizan vacío.

El módulo de suministro de cajas debe tener suficiente capacidad para al menos 30-60 minutos de suministro, siempre es recomendable buscar espacios extras para una mayor cantidad de cajas apiladas en el módulo de suministro de cajas. Aunque existe la posibilidad de tener un suministro vertical este es recomendado para sistemas de varias fases (Ver Figura 10). Con base en la variedad de armado y suministro de cajas estos se ofrecen a no más de 30 cajas por minuto.

Figura 10. Suministro vertical de embalajes



Las funciones básicas de un doblador de cajas son: La agrupación del producto, encajonado, formación y cierre de la caja en una sola operación, iniciando de un formato plano de cartón. Se puede tomar en cuenta que las dimensiones de la caja varían dependiendo del tamaño del producto, estas son especificadas por la empresa y la máquina formadora de cartón, deberá especificar si es modificable el tamaño de caja que puede formar o solamente es un formato definido.

Al iniciar con el proceso de armado de cajas, se debe contar con una máquina que posea un dispensador de materia prima, la cual puede ser cartón en forma plana, la dobladora de cajas debe obtener la materia prima, formarla y cerrarla en una sola operación. Para esto es necesario contar con mecanismos de cierre y obtención de materia, los cuales pueden ser distintas herramientas mecánicas, como lo son los cilindros neumáticos, cilindros hidráulicos o actuadores eléctricos. El tamaño del sistema depende del tamaño de cajas que se necesiten preparar para el embalaje.

Las precintadoras pueden estar unidas o no a la máquina de armado de cajas, ya que es un proceso para colocar un sellador plástico o cinta adhesiva para evitar que las paletas se desdoblarn

al momento de manipular la caja. Estas por lo general llevan dos portarrollos para suministrar la cinta adhesiva, así como rodillos para deslizar las cajas y también un mecanismo de freno y corte de cinta. Es común ver estas máquinas, en fábricas que transportan el producto, ya que evita el acceso al contenido y evita el ingreso de elementos externos.

Los materiales utilizados en las máquinas deben poseer las características adecuadas, dependiendo del funcionamiento. Debe soportar las cargas y tensiones generadas. Además, el proveedor debe proporcionar la resistencia del material, ya sea resistencia a la tensión o a la torsión y su punto de fluencia. Los materiales comúnmente elegidos son el acero y sus denominaciones porque proporciona alta durabilidad con una mayor capacidad de soportar ambientes corrosivos, así como en el área de alimentos se utiliza el acero inoxidable porque evita la contaminación por oxidación del material, además es altamente duradero y para elementos de mayor rigidez se utilizan aceros de alto contenido de carbono, pero cuando se desea un peso liviano, se utiliza el aluminio y sus aleaciones.

C. MATERIALES

1. ACERO INOXIDABLE. Es caracterizado por la alta resistencia a la corrosión que presenta este material, sin embargo, el material debe poseer como mínimo 10% de cromo.

Las designaciones comunes para AISI son aceros de las series 200, 300 y 400. Sin embargo, también existe la UNIS (numeración unificada). Los aceros austeníticos forman parte de las series 200 y 300 de AISI, son para uso general como el procesamiento de alimentos y son no tratables (no se pueden tratar térmicamente).

También existen las series 400 de AISI, donde entran los aceros ferríticos y los martensíticos, estos aceros son para trabajo especializado. Los ferríticos trabajan bien a temperaturas altas, además de que se pueden trabajar en frío para mejorar sus propiedades. Los martensíticos tienen mejor resistencia que los austeníticos y conservan su tenacidad, entre sus aplicaciones se encuentran, piezas de turbinas, cuchillería, tijeras, instrumentos quirúrgicos.

2. ACERO ESTRUCTURAL. Reciben designaciones de los números ASTM. Son aceros con bajo carbón y laminados en calientes, los cuales se encuentran en láminas, placas, barras y perfiles estructurales.

3. ALUMINIO. Sus propiedades son bajo peso, buena resistencia a la corrosión, facilidad relativa de formado y maquinado, estética. Como era de esperarse, su resistencia es menor a la del acero.

a. **DESIGNACIONES ESTÁNDAR.** Establecida por la asociación de aluminio, la cual creo un sistema de cuatro dígitos. El primero indica el tipo de aleación, el segundo indica las modificaciones de otra aleación o límites de las impurezas de la aleación (si es cero no tiene modificaciones), el tercero y cuarto son anotaciones especiales en la serie 1 y en el resto de series para identificar aleaciones de marca diferente.

Algunas de las aleaciones más comunes y sus aplicaciones se en listan en el Cuadro 1.

Cuadro 1. Aleaciones de aluminio comunes

Aleación	Dimensiones de la caja (Largo x Ancho x Alto)
1061	Conductores eléctricos
1350	Conductores eléctricos
2014	Piezas de máquinas, estructuras.
5052	Tubos hidráulicos electrodomésticos.
6061	Estructuras, armazones y piezas de vehículos.
7001	Estructuras de alta resistencia.

4. HIERRO COLADO. Entre sus aplicaciones destacan estructuras de máquinas, soportes, piezas de eslabonamiento. Posee alta resistencia, ductilidad y facilidad de maquinado, resistencia al desgaste y bajo costo.

El hierro colado más utilizado es el hierro gris, ya que tiene buena resistencia al desgaste, es fácil de maquinar y se puede endurecer superficialmente, una desventaja es que es frágil, por eso no se debe usar donde exista cargas de impacto. Entre sus aplicaciones se encuentran los bloques de motores, engranes y bases de máquinas. Su clasificación esta especificada por la norma A48-94 de ASTM en clases 20, 25, 30, 40, 50 y 60.

5. PLÁSTICOS. Comprende muchos materiales en su interior formados por grandes moléculas (polímeros).

a. **TERMOPLÁSTICOS.** Se pueden moldear al calentarlos o colarlos y su estructura química no cambia al hacerlo. Algunos de ellos son en Nylon, policarbonato, acrílico, entre otros.

b. **TERMOFIJOS.** Su estructura química si cambia al moldearlos, produciendo estructuras con moléculas cruzadas en lugar de estructuras. Algunos de ellos son en poliéster y el fenólico.

Es importante seleccionar el plástico correcto para la aplicación correspondiente, como guía se debe analizar el Cuadro 2.

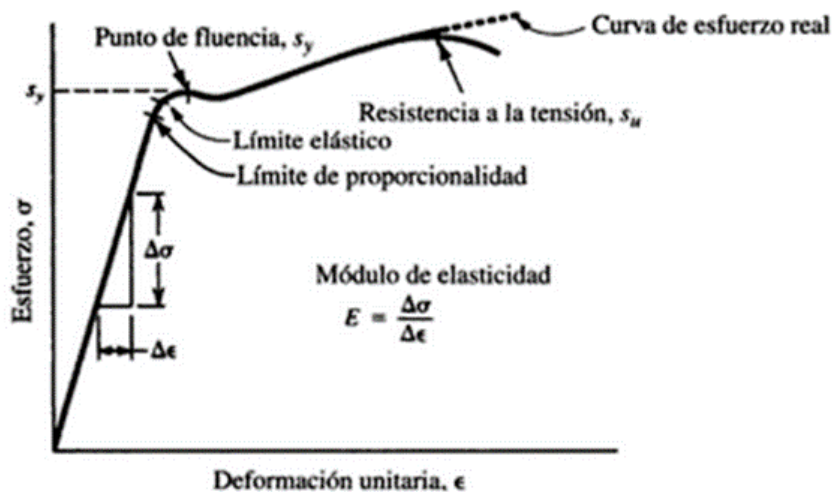
Cuadro 2. Aplicaciones de los plásticos

Aplicación	Plásticos Adecuados
Cajas, recipientes, ductos	ABS, poliestireno, polipropileno. PET
Poca fricción-cojinetes, correderas	Fluorocarbonos, nylon.
Engranajes, Levas, Rodillos	Nylon, fenólicas, policarbonato.
Componentes estructurales eléctricas	Fenólicas, poliésteres, siliconas, PET.

D. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES.

Por lo regular, las propiedades de los materiales, más importantes a considerar en el diseño mecánico son la resistencia, elasticidad y ductilidad. Las cuales se suelen determinar con una prueba de tensión. En donde se sujeta una barra, del material a analizar, entre mordazas y se tensa lentamente, hasta que se rompe por la tensión. Durante la prueba se monitorea y se registra la magnitud de la fuerza aplicada y el cambio en la longitud de la barra, que corresponde a la deformación. Cómo el esfuerzo en la barra es proporcional a la fuerza aplicada dividida entre el área. Se muestran los datos de esas pruebas en un diagrama de esfuerzo contra deformación unitaria (Figura 11). (Mott, 2006)

Figura 11. Diagrama típico de esfuerzo contra deformación unitaria para el acero



1. **RESISTENCIA ÚLTIMA A LA TENSIÓN, s_u .** Se considera que el punto máximo de la curva esfuerzo contra deformación unitaria es la resistencia última a la tensión (s_u). Después de que se alcanza este máximo de la curva, hay un decrecimiento notable en el diámetro de la barra, el cual recibe el nombre de deformación de cuello. Así que la carga actúa sobre un área menor y

el esfuerzo continúa aumentando, pero debido a lo difícil que es seguir este cambio del diámetro, se acostumbra a usar este punto y ser más conservador. (Mott, 2006)

2. RESISTENCIA A LA FLUENCIA, S_y . Es la parte del diagrama esfuerzo contra deformación en donde hay un gran incremento en la deformación con poco o ningún aumento del esfuerzo. Esta propiedad indica que, en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente. Es típico que en el acero se le llame punto de cedencia. (Mott, 2006)

3. LÍMITE DE PROPORCIONALIDAD. Es la línea que separa la zona en donde el esfuerzo ya no es proporcional a la deformación unitaria (zona de arriba) y la zona inferior en donde el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria, donde se aplica la ley de Hooke. El diseño mecánico es esencial usar los materiales por debajo de este límite. (Mott, 2006)

4. MÓDULO DE ELASTICIDAD EN TENSIÓN E . Para la parte rectilínea del diagrama de esfuerzo contra deformación unitaria, el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria. Por lo que E es la constante de proporcionalidad. Al acero inoxidable le corresponde un módulo de 196 GPa.

Ecuación 1. Esfuerzo de deformación unitaria

$$E = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación unitaria}} = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

(Mott, 2006)

5. RESISTENCIA AL CORTE, S_{ys} y S_{us} . Tanto la resistencia de fluencia como resistencia última al corte son propiedades importantes y a continuación se muestran unas aproximaciones:

Ecuación 2. Fórmulas de resistencia al corte

$$s_{ys} = s_y/2 = 0.50 s_y = \text{resistencia de fluencia al corte}$$

$$s_{us} = 0.75s_u = \text{resistencia última al corte}$$

(Mott, 2006)

6. DUREZA. Es la resistencia de un material a ser penetrado por un dispositivo. Los probadores de dureza más comunes en máquinas son el Brinell y el Rockwell. Los números de dureza BHN y HB. Para los aceros el valor de HB va desde 100 para un acero recocido de bajo carbono, hasta 700 para aceros de alta resistencia y con aleaciones. (Mott, 2006)

Cuadro 3. Comparación de escalas de dureza de la resistencia a la tensión

Material y condición	Dureza			Resistencia a la tensión	
	HB	HRB	HRC	ksi	MPa
1020 recocido	121	70		60	414
1040 laminado en caliente	144	79		72	496
4140 recocido	197	93	13	95	655
4140 OQT 1000	341	109	37	168	1160
4140 OQT 700	461		49	231	1590

(Mott, 2006)

E. PROPIEDADES DEL ACRÍLICO PLEXIGLÁS

Es un polímero de metil metacrilato, por sus siglas PMMA. Se le conoce por sus propiedades como un termoplástico rígido, en su mayoría transparente ya que en su estado natural es incoloro, pero se puede pigmentar dependiendo de su tipo, con casi todos los colores. Se producen en láminas completamente transparentes, con diferentes rangos de transmisión de luz y propiedades mecánicas para óptimo desempeño en casa uso. (Plexiglás S.A., 2010)

Es inerte a las sustancias corrosivas y debido a su resistencia a la intemperie hace que sea el material idóneo para una variedad de aplicaciones al aire libre. Además, permite ser trabajado para darle una gran variedad de formas para artesanías, decoración o procesos industriales. (Plexiglás S.A., 2010)

Aplicaciones:

- Rótulos y anuncios: paneles informativos, paneles luminosos, cajas de luz.
- Diseño de interiores: Accesorios para tiendas, muebles, pantallas de protección, mobiliario, accesorios de seguridad, tragaluces.
- Sanitarios: Tinas de baño, puertas, regaderas.
- Industria: Protectores de seguridad en máquinas, piezas de alta precisión, accesorios de seguridad, lentes, paneles divisores. (Plexiglás S.A., 2010)

1. DENSIDAD Y RESISTENCIA AL IMPACTO. Su densidad es alrededor de 1190 kg/m³, muy cercana a la mitad de la densidad del vidrio. Además de poseer una gran resistencia al impacto, 15 veces mayor que la del vidrio, también se fabrica acrílico de alta resistencia, llegando hasta tener resistencia a las balas. (Plexiglás S.A., 2010)

El acrílico es más blando que el vidrio por lo que se puede llegar a rayar más fácilmente, por lo que muchas veces se le aplica una capa resistente a la abrasión. (Plexiglás S.A., 2010)

Según sus propiedades y su proceso de producción estos son los tipos de acrílicos comerciales más comunes:

CASTING G

El grado más alto de rendimiento para aplicaciones de arquitectura, con 10 años de garantía, limitada transmisión de luz.

P-95

Esta lámina está diseñada para aplicaciones donde se desea proteger imágenes, pinturas, exhibiciones. Sin llegar a perder la resolución por molestos brillos y reflejos.

Figura 12. Casting G

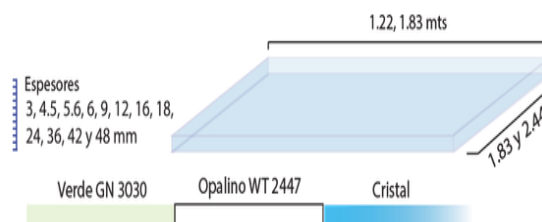
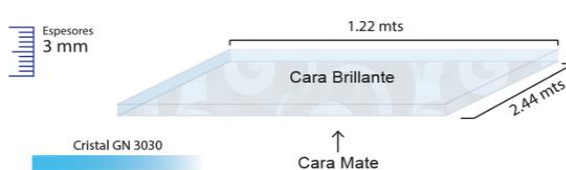


Figura 13. Plexiglas-95



FROSTED

Material muy ligero y fácil de trabajar, resistente a impactos. Muy buena resistencia a exteriores y propiedades ópticas muy buenas.

EXTRUIDO

Lámina extruida de alta resistencia, para uso en exteriores, además de ser económica. Pero con mayor sensibilidad al calor.

Figura 14. Frosted

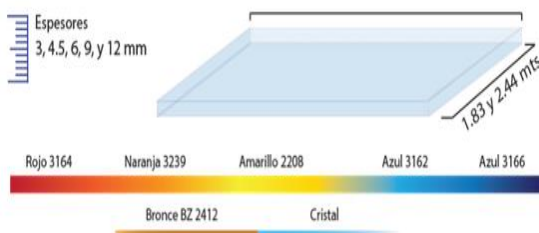
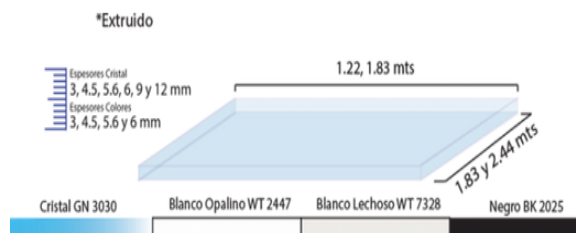


Figura 15. Extruido



(Plexiglás, S.A, 2010)

F. PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE

Aunque un acero es una aleación simple de hierro y carbono, se define como acero aleado al proceso de introducir uno más elementos además del carbono, en cantidades suficientes para

modificar sustancialmente sus propiedades. Permitiendo también una mayor latitud en el proceso del tratamiento térmico, uno de los materiales más usuales para estas aleaciones es el cromo. (Nisbett, 2012)

1. **CROMO.** La adición de cromo provoca la formación de varios carburos de cromo que son muy duros; sin embargo, el acero resultante es más dúctil que uno de la misma dureza producido promedio de un simple incremento del contenido de carbono. El cromo también refina la estructura del grano de tal manera que los dos efectos combinados causan un incremento de la tenacidad y de la dureza. (Nisbett, 2012)

2. **ACEROS RESISTENTES A LA CORROSIÓN.** Las aleaciones con base de hierro que contienen al menos 12% de cromo se llaman aceros inoxidable. La característica más importante de estos aceros es su resistencia a muchas condiciones corrosivas, pero no a todas. Los cuatro tipos disponibles son los aceros al cromo ferríticos, los aceros al cromo-níquel austeníticos, así como los aceros inoxidable martensíticos y endurecibles por precipitación. (Nisbett, 2012)

Los aceros al cromo ferríticos presentan un contenido de cromo que varía de 12% a 27%. Su resistencia a la corrosión es una función del contenido de cromo, de manera que las aleaciones que contienen menos de 12% aún presentan cierta resistencia a la corrosión, aunque se oxidan. El endurecimiento por templado de estos aceros es una función del contenido de cromo y de carbono. Los aceros con un contenido muy alto de carbono tienen un endurecimiento por templado hasta aproximadamente 18% de cromo, mientras que en los intervalos de bajo carbono desaparece casi con 13% de cromo. Si se agrega un poco de níquel, estos aceros retienen un cierto grado de endurecimiento con un contenido de hasta 20% de cromo.

Si el contenido de cromo excede 18%, es muy difícil soldarlos, y en los niveles muy altos de cromo la dureza se hace tan grande que se debe poner atención especial a las condiciones de servicio. Como el cromo es costoso, el diseñador debe elegir el contenido menor que sea consistente con las condiciones corrosivas. (Nisbett, 2012)

Los aceros inoxidable al cromo-níquel retienen la estructura austenítica a temperatura ambiente, por lo que no son susceptibles al tratamiento térmico. La resistencia de estos aceros se mejora mucho mediante el trabajo en frío. No son magnéticos a menos que se trabajen en frío. Sus propiedades de endurecimiento mediante trabajo también causan que sean difíciles de maquinar. Todos los aceros al cromo-níquel se sueldan y muestran mayores propiedades de resistencia a la corrosión que los aceros al cromo simples. Cuando se agrega más cromo para lograr una mayor resistencia a la corrosión, también debe agregarse más níquel si se desea mantener las propiedades austeníticas. (Nisbett, 2012)

Los Tipos de aceros 304 proporcionan resistencia a la corrosión en una amplia variedad de condiciones de oxidación y aplicaciones no marinas. (National Kwikmetal, 2015)

3. ACERO INOXIDABLE 304. Es el más utilizado de los aceros inoxidable austeníticos, cromo y níquel. Durante el recocido es fundamentalmente no magnético y se torna magnético al trabajarse en frío. Estas aleaciones representan una excelente combinación de resistencia a la corrosión y facilidad de fabricación. (National Kwikmetal, 2015)

Cuadro 4. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304

Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Densidad	8	g/cc
Dureza	70	Rockwell B
Resistencia a la tracción	505	MPa
Resistencia a la fluencia	215	MPa
Elongación al punto de quiebre	70	%
Módulo de elasticidad	196.5	GPa
Relación de Poisson	0.29	
Módulo de corte	86	GPa
Límite elástico	196	MPa

(Budynas, 2008)

G. PROPIEDADES DEL ALUMINIO

El aluminio es el metal más abundante en la corteza terrestre, pertenece al grupo de los no ferrosos, es uno de los materiales más usado en la industria, como en otras aplicaciones por su bajo precio y sus propiedades. (Galbaro, 2017)

Una de sus grandes propiedades es su ligereza ($2.7 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$), su comportamiento en cuanto a resistencia mecánica en muchas de sus aleaciones, posee una alta conductividad térmica y eléctrica, su durabilidad debido a que es altamente resistente a la corrosión, además de ser decorativo. (Galbaro, 2017)

El aluminio es utilizado como una aleación debido a que por sí solo es demasiado blando para una aplicación mecánica, por lo que las aleaciones más comunes son de Cobre, Silicio, Manganeso.

El aluminio es famoso porque debido a sus propiedades químicas posee un elevado estado de oxidación al contacto con el oxígeno, formando una capa de alúmina, que se genera de forma

natural y casi instantánea, que envuelve la totalidad de la pieza, impidiendo así el proceso de oxidación y corrosión. (Galbaro, 2017)

Cuadro 5. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 1

Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Densidad	2.7	g/cc
Dureza	60	Rockwell B
Resistencia a la tracción	310	MPa
Resistencia a la fluencia	276	MPa
Elongación al punto de quiebre	12	%

(Budynas, 2008)

Cuadro 6. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 2

Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Módulo de elasticidad	68.9	GPa
Relación de Poisson	0.33	
Módulo de corte	26	GPa
Resistencia al corte	207	MPa
Resistencia a la fatiga (5×10^8 ciclos)	96.5	MPa

(Budynas, 2008)

1. ELEMENTOS MECÁNICOS. El proceso en el que se seleccionan componentes mecánicos para unirlos y lograr una función deseada se llama diseño mecánico. Por ello es necesario conocer los elementos mecánicos más comunes que son utilizados en dobladores de cajas ya existentes. Algunos de estos componentes pueden ser los ejes, que son diseñados comúnmente para ser acoplados con engranajes, además requieren de cojinetes para ser soportados y las cuñas ayudan a la transmisión de potencia de los engranajes. Además, no solo es necesario conocer los componentes sino también poder calcular su vida útil o calcular su resistencia antes de deformarse plásticamente tomando en consideración los materiales de construcción, para ello necesitamos identificar los elementos y trazar un esquema del elemento con marco de referencia, en ellos se incluye la información relevante, así como fuerzas o momentos. También se debe enlistar el análisis a efectuar con todos los datos e hipótesis, también escribir todas las formas y símbolos necesarios.

En todas las máquinas de uso industrial podemos observar una estructura construida por vigas, también se pueden observar placas de acero que sostienen los productos de la industria, así como los motores que accionan diferentes funcionalidades según se requiera, pero estos componentes también son sujetos por uno o varios tornillos y en varias ocasiones se utiliza la soldadura para la unión de dos metales. Todos estos componentes pueden ser analizados según los elementos

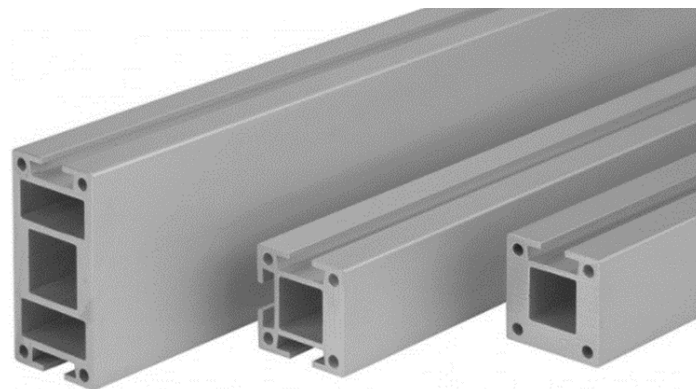
mecánicos que posea, ya que estos se generan con las fuerzas o los movimientos que genera la máquina en funcionamiento, así como fuerzas normales, fuerzas cortantes, momentos flexionantes o momentos torsionantes, estos a su vez generan esfuerzos que son relevantes para cada tipo de material o para cada tipo de componente según su función.

Los fabricantes de acero denominan a sus perfiles estructurales dependiendo de la forma que poseen. Estos pueden ser perfiles L, canales o perfiles en C, vigas de patín ancho o perfiles W, a las vigas estandarizadas por estados unidos se les denominan perfiles en S. Además, a los tubos redondos solamente se les especifica como tubería estructural. Para su análisis se utiliza el área de sección transversal A , el peso por pie de longitud, el centroide, momento de inercia I , el módulo de sección S y el radio de giro r .

Las máquinas también contienen actuadores que simulan o efectúan el movimiento de un operador humano, con la diferencia que los actuadores mecánicos pueden manipularse con mayores velocidades para una mayor producción. Estos actuadores se pueden analizar según su movimiento, ya que existen rotacionales, traslacionales de un solo eje o de dos ejes, o también combinacionales.

a. PERFILES DE ALUMINIO. Se puede observar como un elemento mecánico semejante a un bastidor, ya que este se encarga de dar soporte a un sistema establecido, en dichos elementos se pueden acoplar distintos otros elementos mecánicos, en la Figura 16. se puede observar una representación gráfica de un perfil de aluminio. Estos perfiles se encuentran fabricados de aluminio en específico de la familia 6060, debido a que la aleación utilizada por Schmalz es "Al Mg Si 0,5 F22", este material se encuentra reforzado por una aleación de magnesio y silicio, la cual se puede trabajar como una aleación de aluminio 6061, estos tipos de elementos poseen esta estructura característica como lo son las ranuras que se encuentran en los costados de los mismos, estas ranuras poseen un espacio de 7 milímetros y una altura a la parte externa del perfil de 12 milímetros. (García, 2016)

Figura 16. Perfiles de aluminio de la marca Schmalz



(Schmalz, 2017)

2. SUJECIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS. En una máquina se debe contar con elementos de sujeción apropiados para la aplicación, estos elementos se seleccionan según el ensamble de las piezas, el transporte si fuera necesario, según la manufactura ya que en cada país se tiene un acceso limitado a componentes más especializados o en todo caso estos componentes son de elevado costo, también se seleccionan según el mantenimiento que se le deba dar o según el reemplazo de algunos componentes. Se pueden considerar a su vez el tipo de unión que se requiera fijas o móviles, y entre las uniones fijas encontramos los soportes ajustables.

Los elementos de sujeción más comunes que podemos encontrar en una máquina son los pernos, debido a sus propiedades mecánicas con las que son construidos y a su gran versatilidad en el campo, pero también podemos encontrar pasadores, cuñas, remaches, soldaduras y adhesivos.

a. **ELEMENTOS DE UNIÓN.** Estos elementos son los encargados del acople entre los distintos elementos mecánicos, son los encargados de unir los elementos mecánicos entre sí para formar una máquina como tal, estos elementos se encuentran sometidos a altas cargas y esfuerzos cortantes debido a las cargas aplicadas y estos son los encargados de evitar que todos los elementos que conforman la máquina se puedan separar. Dependiendo de la aplicación se pueden observar dos distintos tipos de elementos de unión que son:

- **ELEMENTOS DE UNIÓN FIJA.** Se encargan de ensamblar distintos elementos de forma permanente, estos tipos de elementos son: soldaduras y remaches, siendo estos últimos un elemento que se puede desmontar pero que no se puede volver a utilizar por ello se cataloga como un elemento de unión fija.

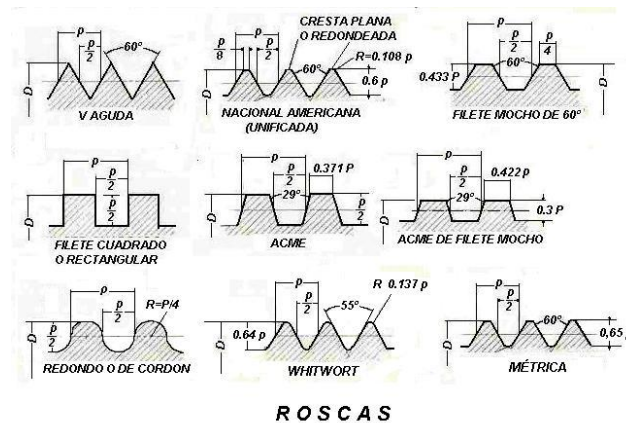
- **ELEMENTOS DE UNIÓN DESMONTABLE.** Se encargan de ensamblar distintos de elementos con la opción a que se puedan desmontar en un futuro, permitiendo así facilitar el proceso de ensamble y desensamble de la máquina en general, estos tipos de elementos son: tornillo, pasador, grapa y presilla.

3. ELEMENTOS ROSCADOS. En los pernos es importante el tipo de rosca, ya que dependiendo el tipo de uso se pueden seleccionar una rosca adecuada para la aplicación, primeramente, se debe aclarar que existen normas establecidas mundialmente, en donde se contempla el paso, avance y diámetro de los pernos. La norma utilizada para dimensionales métricas, son las normas ISO.

Entre las roscas más comunes se encuentran la roscas cuadradas que poseen una gran transmisión de energía, por lo que se utiliza en tornillos con carga paralela al eje, las roscas acme que son una modificación de las roscas cuadradas y estas son utilizadas debido a la buena

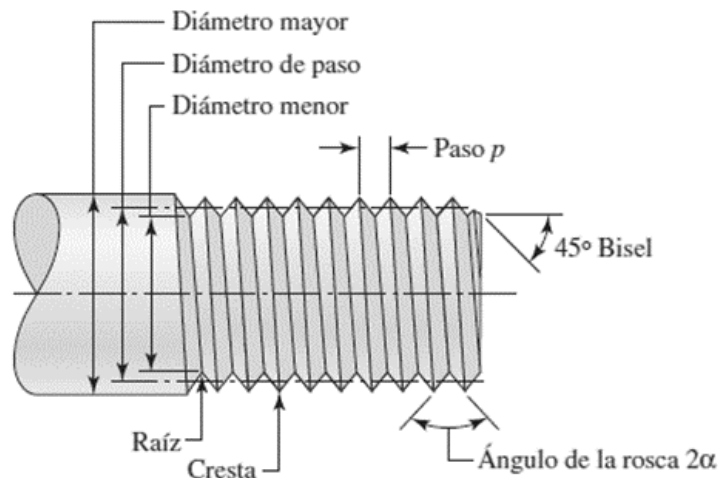
transmisión de potencia que poseen, otro tipo de rosca es la rosca withworth que redondea las puntas triangulares esto para un mejor deslizamiento como se puede observar en la Figura 17, existe también la rosca redonda que redondea aún más las puntas triangulares, que se utilizan para ambientes extremadamente sucios, esto para poder desenroscar y enroscar fácilmente. Además, se puede mencionar las roscas diente de sierra que permiten el giro sin dificultad en un solo sentido, pero proporcionan una gran sujeción en el lado contrario, evitando que se deslice la carga.

Figura 17. Tipos de roscas



a. CARACTERÍSTICAS DE UNA ROSCA. Actualmente se encuentra unificada la normalización del tipo de roscado para cualquier elemento, así como la denominación para los distintos tipos de tornillos, la American National Unified es la norma aceptada a nivel mundial para definir un tipo de rosca, en la Figura 18 se presenta la terminología de roscas para un tornillo básico.

Figura 18. Terminología de roscas de tornillos

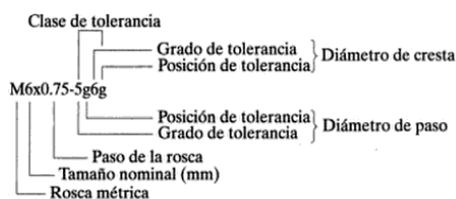


(Budynas, 2008)

- EL PASO [p]. Es la distancia que existe entre dos hiladas de dientes medida de forma paralela al eje de la rosca.
- EL DIÁMETRO MAYOR [d]. Es el diámetro más grande de la rosca del tornillo, por lo general este se encuentra en la base del mismo.
- EL DIÁMETRO MENOR [dr]. Es el diámetro más pequeño de la rosca del tornillo, por lo general se encuentra en la parte final del mismo.
- EL DIÁMETRO DE PASO [dp]. Es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.
- EL AVANCE [l]. Es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a esta se le da una vuelta, para rosca simple el avance es igual al paso. (Budynas, 2008)

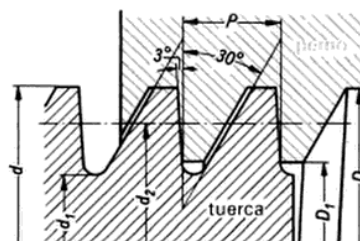
Las roscas métricas se pueden especificar por su estandarización, en donde se indica con la letra M que se trabaja con este tipo de rosca, seguido del diámetro y luego el paso de la rosca, como se muestra en la Figura 19. Por último, se indican tolerancias específicas del paso y de la cresta.

Figura 19. Nomenclatura de roscas



El diente de sierra se utiliza en máquinas precisas de un solo sentido, así como en tornos, taladros, pinzas de sujeción entre otros. Debido a que el desplazamiento es más sencillo en uno de los dos sentidos de la rosca. Esto sucede ya que posee un ángulo cercano a los 30° como en la Figura 20 y esto le permite soportar mejor las cargas evitando el deslizamiento de las roscas. La designación para este tipo especial de rosca está dada por la letra S en donde se indica que es diente de sierra seguido del diámetro y el paso de la rosca.

Figura 20. Rosca diente de sierra



En el perno se pueden generar esfuerzos de tensión si este se encuentra sosteniendo algún material entre una o más tuercas. También se pueden generar esfuerzos estáticos, que determinan el factor de seguridad contra la fluencia n_p , con fuerzas variables se obtienen esfuerzos alternantes que nos ayudan a determinar el factor de seguridad contra la fatiga n_f . Las uniones con pernos o pasadores pueden estar en cortante cuando los elementos de sujeción se desplazan en dirección perpendicular a la punta del tornillo. Se puede generar aplastamiento en los pernos o en los elementos sujetos, también se puede presentar cortante en el borde del elemento, fluencia por tensión y fluencia, estos se verifican para evitar deformaciones de los materiales estos se pueden calcular por medio de Ecuación 6, Ecuación 7, Ecuación 8, Ecuación 9, Ecuación 10 y Ecuación 11.

Ecuación 3. Factor de seguridad n_L

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP}$$

Donde,

- Sp: Es la resistencia de prueba del perno
- At: Es el área de corte transversal del perno
- Fi: Precarga en el perno
- C: Constante de rigidez
- P: Fuerza aplicada

Ecuación 4. Factor de seguridad n_p

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i}$$

Donde,

- Sp: Es la resistencia de prueba del perno
- At: Es el área de corte transversal del perno
- Fi: Precarga en el perno
- C: Constante de rigidez
- P: Fuerza aplicada

Ecuación 5. Factor de seguridad n_0

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

Donde,

- Fi: Precarga en el perno
- C: Constante de rigidez
- P: Fuerza aplicada

La Ecuación 3, Ecuación 4 y Ecuación 5 nos permiten calcular los esfuerzos en los pernos que se encuentran sometidos a tensión. Esto se da, al colocar el perno por medio de una tuerca en medio de un elemento que se desea sujetar.

Ecuación 6. Factor de seguridad de aplastamiento en los pernos

$$n_d = \frac{2tdS_p}{F}$$

Donde,

- Sp: Es la resistencia de prueba del perno
- t: Separación entre perno y tuerca
- d: Diámetro del perno
- F: Fuerza aplicada

Ecuación 7. Factor de seguridad de aplastamiento en los elementos

$$n_d = \frac{2tdS_y}{F}$$

Donde,

- Sy: Es la resistencia mínima de los elementos
- t: Separación entre perno y tuerca
- d: Diámetro del perno
- F: Fuerza aplicada

Ecuación 8. Factor de seguridad para el cortante en los pernos

$$n_d = \frac{0.577\pi d^2 S_p}{F}$$

Donde,

- Sp: Es la resistencia de prueba del perno
- d: Diámetro del perno
- F: Fuerza aplicada

Ecuación 9. Factor de seguridad para el cortante en el borde de los elementos

$$n_d = \frac{4at(0.577)S_y}{F}$$

Donde,

- Sy: Es la resistencia mínima de los elementos
- t: Separación entre perno y tuerca
- a: Distancia hacia el borde más cercano
- F: Fuerza aplicada

Ecuación 10. Factor de seguridad para la fluencia por tensión de los elementos

$$n_d = \frac{[1 - nd]tS_y}{F}$$

Donde,

- Sy: Es la resistencia mínima de los elementos
- t: Separación entre perno y tuerca
- d: Diámetro del perno
- n: Numero de pernos en una misma línea de acción.
- w: Longitud de la unión por pernos
- F: Fuerza aplicada

Ecuación 11. Factor de seguridad para la fluencia de los elementos

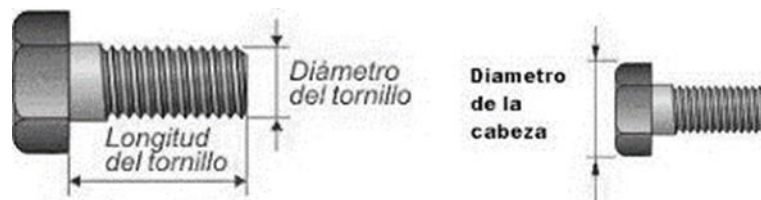
$$n_d = \frac{wtS_y}{F}$$

Donde,

- Sy: Es la resistencia mínima de los elementos
- t: Separación entre perno y tuerca
- w: Longitud de la unión por pernos
- F: Fuerza aplicada

b. **TORNILLO.** Es un elemento caracterizado por la fijación de manera desmontable entre distintos elementos mecánicos de una máquina, en la Figura 21 se puede observar una representación sencilla de un tornillo. Los tornillos se encuentran constituidos por una cabeza y un vástago o longitud del tornillo, en esta última se encuentra un roscado que es el encargado de mediante otro elemento que posea un roscado equivalente permita la unión de estos dos elementos y todos los demás elementos que se encuentran de manera intermediaria entre ellos.

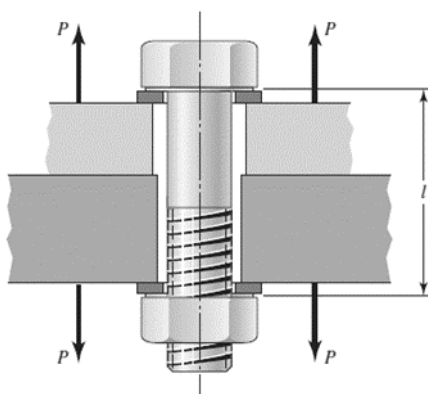
Figura 21. Representación sencilla de un tornillo y sus elementos



(Budynas, 2008)

c. **UNIÓN A TENSIÓN.** Se utiliza un tornillo con otro elemento de sujeción como lo es una tuerca, lo cual permite que ambas piezas se puedan mantener sostenidas a pesar de que los elementos que se encuentren acoplados debido a esta unión se encuentren sometiendo este elemento a una carga de tensión, en la Figura 22 se observa una representación gráfica sencilla de una unión con tornillo sometida a tensión.

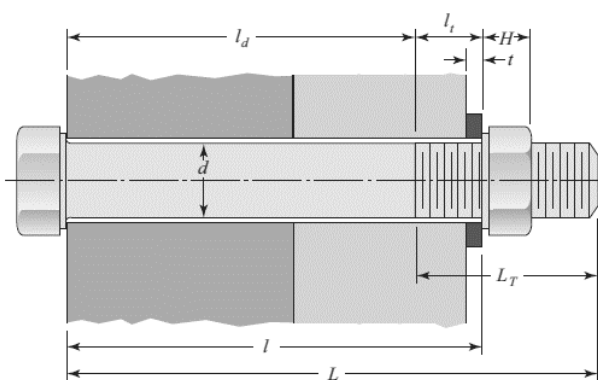
Figura 22. Conexión con perno cargada a tensión por la fuerza P



(Budynas, 2008)

d. RIGIDEZ DEL SUJETADOR. La tarea de este elemento es el sujetar dos o más partes, al momento de apretar la tuerca que se observa en la Figura 23 esta produce una fuerza de sujeción llamada “precarga del perno”, esta existe sin importar en qué condiciones se encuentre la unión y produce una compresión sobre los elementos sujetados, provocando muescas en las piezas. La rigidez de la parte de un perno dentro de la zona de sujeción se constituye de dos partes, la parte roscada y el cuerpo sin rosca, de esta manera se puede obtener la constante de rigidez del perno de manera equivalente a la rigidez de dos resortes en serie. De esta manera se obtienen la Ecuación 12 que representan la rigidez equivalente de la parte roscada, del cuerpo sin rosca y la rigidez total del sujetador respectivamente. (Budynas, 2008)

Figura 23. Explicación gráfica de componentes para el análisis del sujetador a tensión



(Budynas, 2008)

Ecuación 12. Rigidez equivalente

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t}$$

$$k_d = \frac{A_d E}{l_d}$$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Donde,

At: Área de esfuerzo sometida a tensión

lt: Longitud de la parte roscada de agarre

Ad: Área del diámetro mayor del sujetador

ld: Longitud de la parte sin rosca en agarre

e. RIGIDEZ DEL ELEMENTO. Para un análisis de tensión a carga externa es necesario conocer la rigidez de los elementos en la zona de sujeción, para un análisis debido es necesario el utilizar elementos como empaques para una adecuada distribución de cargas aplicadas por el sujetador, debido a que si no se utiliza dicho elemento el área de contacto no es uniforme como si se utilizar el empaque, los elementos a sujetar se modelan como resortes a compresión en serie. En la Ecuación 13 se puede observar cómo se representa la rigidez del elemento como la suma de las constantes de resortes como elementos a sujetar. (Budynas, 2008)

Ecuación 13. Rigidez del elemento

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E_d}{2 \ln\left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d}\right)}$$

f. CARGA EXTERNA. Como se presenta en la Figura 22. al aplicar una carga externa P a la unión de los elementos utilizando el sujetador, la fuerza de sujeción que se utiliza para apretar la tuerca se denomina precarga. La carga total que se aplica a la unión se divide en la cantidad de sujetadores que se utilicen para la unión de dichos elementos, la Ecuación 14 es la fracción de la carga externa soportada por el perno, dada por las constantes de rigidez tanto del elemento como del sujetador. (Budynas, 2008)

Ecuación 14. Carga externa

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Conociendo la relación que existe de la carga soportada por el sujetador se puede obtener la relación de la carga externa que soporta tanto el sujetador como los elementos a unir, en la Ecuación 15 se presentan estas cargas respectivamente.

Ecuación 15. Carga externa soportada

$$P_b = C P$$

$$P_m = (1 - C) P$$

g. RESISTENCIA DEL PERNO. Es la carga máxima que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente, o resistencia mínima de prueba, está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión. (Budynas, 2008)

h. UNIONES CARGADAS EN FORMA ESTÁTICA CON PRECARGA. Conociendo las Ecuación 15 se puede trabajar para obtener el esfuerzo de tensión en el perno el cual se muestra en la Ecuación 16.

Ecuación 16. Uniones cargadas en forma estática con precarga

$$\sigma_b = \frac{C P + F_i}{A_t}$$

Reescribiendo dicha ecuación se puede obtener el factor de seguridad contra la fluencia por esfuerzo estático, este se presenta en la Ecuación 17, este valor se encuentra cercano a la unidad ya que la carga del perno se encuentra cerca de la resistencia de prueba del mismo.

Ecuación 17. Factor de seguridad contra la fluencia

$$n_p = \frac{S_p A_t}{C P + F_i}$$

Con base a lo visto y pruebas realizadas por distintas industrias se ha logrado establecer una relación que se puede utilizar para determinar la precarga necesaria para distintos tipos de uniones, la Ecuación 18 muestra la relación de precarga necesaria.

Ecuación 18. Relación de precarga

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{Para conexiones no permanentes} \\ 0.90 F_p & \text{Para conexiones permanentes} \end{cases}$$

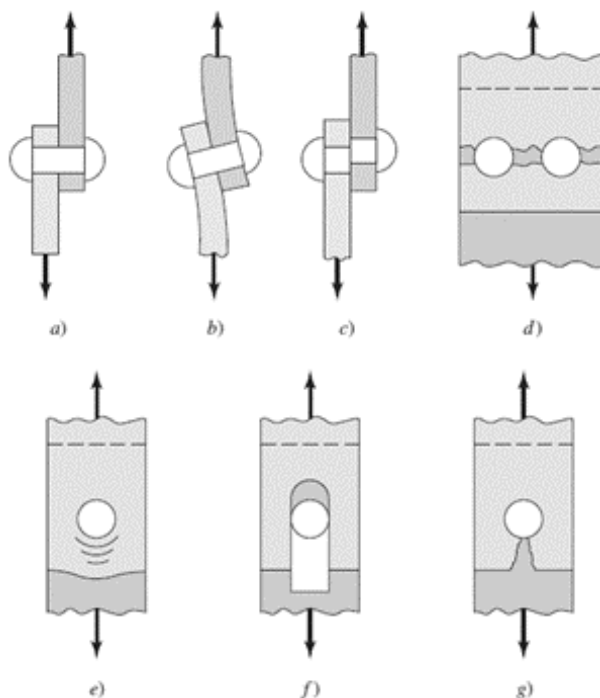
Siendo F_p la carga de prueba del sujetador, esta se puede obtener mediante tablas de información del proveedor o también mediante la Ecuación 19.

Ecuación 19. Carga de prueba

$$F_p = A_t(0.85 S_y)$$

i. UNIONES CARGADAS EN CORTANTE. Existen siete distintos criterios para el análisis de pernos sometidos a cargas cortantes, dependiendo de las condiciones a las que se somete, en la Figura 24 se pueden observar representaciones gráficas de estos siete distintos casos.

Figura 24. Representación gráfica de los siete criterios sometidos a carga cortante



(Budynas, 2008)

j. FLEXIÓN DEL REMACHE. Figura 24-b. El esfuerzo flexionante en los elementos o en el sujetador está dado, sin considerar la concentración de esfuerzos por la Ecuación 20, donde I/c es el módulo de sección del elemento más débil o sujetador, es necesario un aumento del factor de seguridad.

Ecuación 20. Esfuerzo en el remache

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

k. CORTE DEL REMACHE. Figura 24-c. Utilizando la Ecuación 21 y como factor importante es el uso del diámetro nominal del remache en vez del diámetro del agujero.

Ecuación 21. Cortante en el remache

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

i. FALLA DE TENSIÓN DE LOS ELEMENTOS. Figura 24-d. Cuando existe ya una fracturación de uno de los elementos, se utiliza la Ecuación 22 para el análisis de este caso.

Ecuación 22. Esfuerzo por falla de tensión

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

ii. APOYO DEL REMACHE SOBRE LOS ELEMENTOS. Figura 24-e. Caso similar al anterior a excepción de que el sujetador es el que se somete a la carga, esto se puede observar en la Ecuación 23 con el cambio del cálculo del área a analizar.

Ecuación 23. Esfuerzo en el elemento

$$\sigma = -\frac{F}{t d}$$

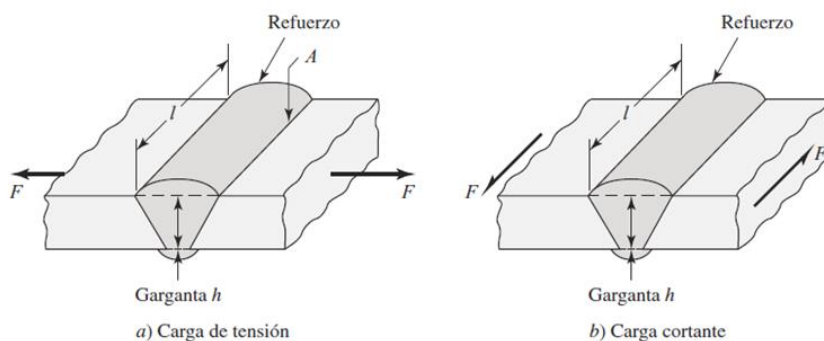
iii. DESGARRAMIENTO POR CORTANTE Y POR TENSIÓN. Para los últimos dos casos no se posee una ecuación como tal por ello se recomienda colocar los sujetadores al menos a 1 ½ diámetros de distancia del borde para prevenir el desgarramiento.

I. ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN. Son aquellos elementos encargados de la transmisión de movimiento, estos son utilizados para la regulación o modificación del movimiento que se le aplique para que aquellos elementos conectados a estos.

m. ELEMENTOS DE PIVOTAR Y RODADURA. Son aquellos elementos que permiten el deslizamiento de movimiento giratorio o pivoteo de distintos elementos móviles como elementos de transmisión, con la particularidad de que no produce calor o demasiado desgaste en los elementos acoplados a elementos como estos, un claro ejemplo de estos elementos son los rodamientos.

4. SOLDADURA. La soldadura nos proporciona una unión permanente entre dos metales, este procedimiento se puede realizar con varias técnicas así como tipos de soldaduras, en el caso de la soldadura convencional la desventaja que tenemos son las altas tasas de calentamiento en periodos cortos de tiempo y dependiendo del metal este puede perder propiedades importantes que nos interesan, en la soldadura MIG se puede calentar lo necesario para realizar la unión pero no calienta de la misma manera a los materiales unidos, mientras que la soldadura TIG no genera tasas elevadas de temperatura y proporciona un atractivo visual más limpio y llamativo. La temperatura afecta mayormente a los aceros, ya que este efecto térmico puede generar grandes durezas en una sección de la pieza provocando que sea frágil en esta pequeña porción de material y en muchas ocasiones generando grietas por la concentración de esfuerzos.

Figura 25. Unión de tope típica



(Nisbett, 2012)

Además de elegir el tipo de soldador para efectuar un cordón de soldadura se debe elegir la posición de soldadura en la pieza (Ver Figura 26), ya que se pueden hacer varios análisis con cada una de las posiciones, en el caso de la soldadura a tope se considera cuando dos superficies se unen por medio de sus bordes, utilizada comúnmente con piezas cuadradas o marcos. La soldadura a filete se da cuando se unen dos elementos formando con dos de sus planos una perpendicular entre ellos. Además, por sus esfuerzos se puede clasificar como soldaduras sometidas a torsión y soldaduras sometidas a flexión.

Figura 26. Tipos de soldadura

Tipo de soldadura							
Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J

(Budynas, 2012)

En la soldadura a tope se da cuando existe una ranura entre dos materiales y se desean unir en el mismo plano. La soldadura de filete forma un triángulo de tres catetos al momento de añadir el material de aporte. (Budynas, 2012)

Ecuación 24. Esfuerzo axial

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

Donde,

h: Es el espesor de la garganta

l: Largo de la soldadura

F: Fuerza aplicada

Ecuación 25. Esfuerzo cortante de filete paralelo

$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{hl}$$

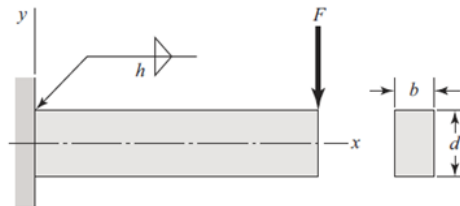
Donde,

- h: Es el espesor de la garganta
 l: Largo de la soldadura
 F: Fuerza aplicada

El acero inoxidable 304 y 304L pueden soldarse utilizando la mayoría de las técnicas de soldadura de fusión o resistencia (National Kwikmetal, 2015). Se pueden soldar empleando la mayoría de los procesos comerciales de soldadura, siendo los más populares: la soldadura manual con electrodo revestido, el procedimiento TIG y el procedimiento MIG. (Nisbett, 2012)

El electrodo E308L-16 fue desarrollado específicamente para soldadura de acero inoxidable 304 y 304L. Este electrodo deposita un máximo de 0.04% de carbón en la superficie del metal soldado. Minimizando los residuos en la superficie, pero se deben de tomar todas las medidas de seguridad adecuadas, ya que la soldadura de acero inoxidable salpica demasiado. Además, se puede considerar un electrodo E316-L16, si se desea tener una resistencia a la corrosión severa en la soldadura. (Weldwire, 2013)

Figura 27. Voladizo de sección transversal rectangular soldado a un soporte



(Nisbett, 2012)

En el caso de las soldaduras sujetas a torsión, se producen dos esfuerzos cortantes uno primario originado por el momento externo y un secundario que es generado por el soporte en donde se encuentra sujeta la soldadura. En las soldaduras a flexión también se pueden observar dos esfuerzos uno dado por el cortante y el área de la soldadura y otro dado por el momento que se genera y la inercia de la soldadura. (Budynas, 2012)

Ecuación 26. Esfuerzo a flexión o torsión primario

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

Donde,

- v: Fuerza cortante
 A: Área total de la garganta

Ecuación 27. Esfuerzo a flexión o torsión secundario

$$\tau'' = \frac{Mr}{J}$$

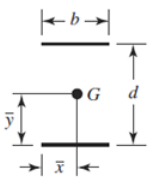
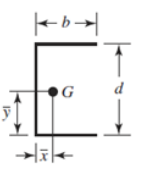
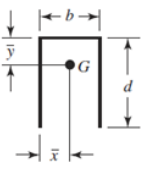
Donde,

M: Momento aplicado

r: Distancia al centroide

J: Segundo momento de inercia polar, para torsión es el segundo momento de inercia de área

Cuadro 7. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

(Nisbett, 2012)

Después de elegir el tipo la posición del cordón de soldadura es importante elegir el electrodo a utilizar, ya que dependiendo del electrodo se puede obtener resistencias diferentes. Y no solamente esto se debe tomar en cuenta, sino también el tipo de material que se requiere unir, ya que los electrodos poseen metales de aporte a la soldadura, estos deben ser compatibles con los materiales en contacto. Algunas resistencias de los electrodos se pueden ver en la Figura 28. También la soldadura por su tipo de carga puede tener diferentes esfuerzos permisibles (ver Figura 29). Esto depende del material base. (Budynas, 2012)

Figura 28. Resistencia de electrodos

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

(Budynas, 2012)

Figura 29. Esfuerzos permisibles en soldadura

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

* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

(Budynas, 2012)

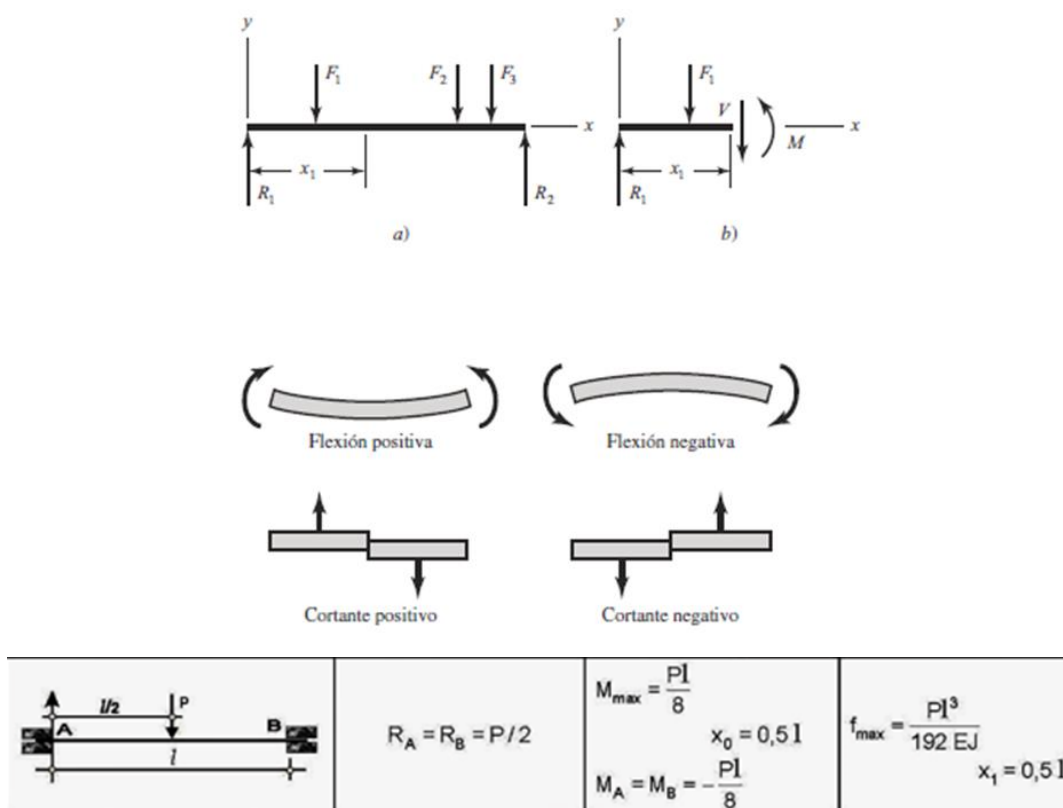
Cuando el material es aluminio se deben elegir electrodos especiales para este material, el electrodo más común es e4043 que se utiliza para fundir y agregar material de aporte, su resistencia a la tensión es de 32000 libras por pulgada cuadrada.

H. FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

La mejor forma de describirlo es a partir de la Figura 30, en la que se muestra una viga que se apoya en las reacciones R_1 y R_2 cargada con las fuerzas concentradas F_1 , F_2 y F_3 . Si la viga se corta en alguna sección localizada en $x = x_1$ y se quita la parte izquierda como un diagrama de cuerpo libre, deben actuar una fuerza cortante interna V y un momento flector M , para asegurar el equilibrio. (Nisbett, 2012)

Para los casos más comunes de flexión en vigas, ya existen tablas con las soluciones a las ecuaciones, que proviene de hacer sumatorias de momentos y fuerzas para cada caso. Para esta aplicación se tiene una viga doblemente empotrada con una carga aplicada en el centro de la luz, el cual es un caso bastante común en estructuras por lo que se muestran las fórmulas para el Vector cortante (V) y el momento flector (M).

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de una viga con C y M



(Nisbett, 2012)

I. ESFUERZO

Tras aislar una superficie de la viga que secciona en la Figura 30, la fuerza y el momento total que actúa sobre la superficie, se manifiesta como una distribución de fuerzas en toda el área. La distribución de fuerza que actúa en un punto sobre la superficie es única y tendrá componentes en las direcciones normal y tangencial llamados esfuerzo normal y esfuerzo cortante tangencial, respectivamente.

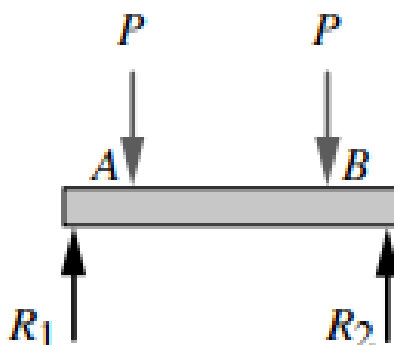
Si la dirección de es saliente de la superficie se considera un esfuerzo de tensión. Si entra hacia la superficie es un esfuerzo compresivo. Las unidades de esfuerzo usuales en Estados Unidos son

libras por pulgada cuadrada (psi). En el caso de las unidades SI, el esfuerzo se representa en newton por metro cuadrado (N/m^2). (Nisbett, 2012)

Cuando se habla de vigas, no se está hablando necesariamente de estructuras predispuestas para construcciones civiles, las vigas pueden ser ejes de máquinas, resortes, armazones, etc. Las vigas regularmente tienen esfuerzos normales y cortantes distribuidos, es por esto que se necesita conocer cómo se distribuyen los esfuerzos dentro de las vigas, con esto se podrán encontrar los esfuerzos máximos en las vigas.

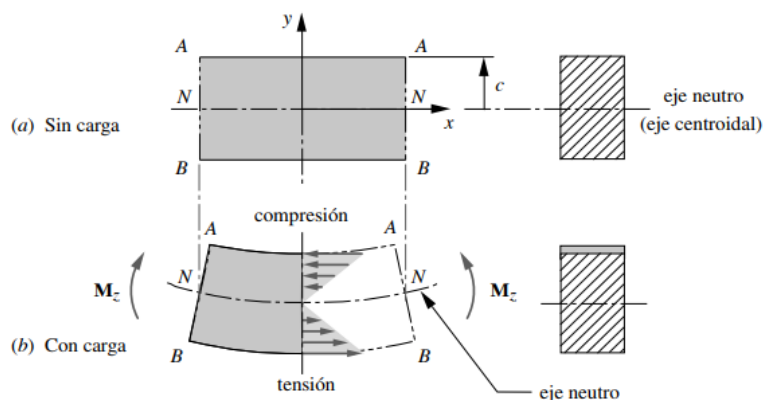
1. VIGAS CON FLEXIÓN PURA. Analizando el caso más simple de flexión en la Figura 31, se obtiene el momento flexionante " M_z ", el cual se va aplicando y viga se vuelve curva como en la Figura 32, esto implica que las fibras externas de arriba se acortan ya que están en compresión y las fibras externas de abajo se estiran cuando están en compresión.

Figura 31. Viga en flexión pura



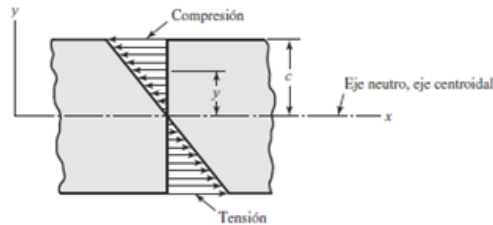
La magnitud del esfuerzo flexionante es cero y crece cuando se aleja del eje neutro. Cabe destacar que, aunque se presenta un caso de flexión pura, estas se pueden aplicar cuando el momento se aplica en cualquier otra parte de la viga, además se pueden tomar en cuenta fuerzas combinadas para su correcto análisis.

Figura 32. Análisis segmentos de una viga con flexión pura



2. ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN. Es el tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado (barra o viga), en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. Los rasgos más destacados de este tipo de deformación es que el objeto que es flexionado, presenta una superficie media o neutral que no presenta variaciones en su largo, también presenta una mitad longitudinal sometida a esfuerzos normales de tensión y la mitad longitudinal opuesta sometida a esfuerzos de compresión. (Nisbett, 2012)

Figura 33. Esfuerzos en flexión



El esfuerzo en flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro y , y está dado por:

Ecuación 28. Formula de esfuerzo en flexión

$$\sigma_x = -\frac{My}{I}$$

(Nisbett, 2012)

Como se mencionó en la sección anterior, existen componentes dentro de una máquina que se pueden modelar como vigas, esto permite analizar los esfuerzos de esos componentes fácilmente. Pero también hay que tomar en consideración las deflexiones.

Todas las cargas de flexión provocaran una deflexión (material elástico), si la deflexión no causa deformaciones después del punto de fluencia del material entonces la viga analizada regresara a su estado sin flexión a la hora de quitar la carga. Si la deformación excede el límite de fluencia del material, la viga cederá y adquirirá dureza (si es dúctil) o podría fracturarse (si es frágil). Uno de los criterios para mejorar este problema es modificar las dimensiones de la viga, entre otros. Para determinar el límite de fluencia se hacen pruebas de tensión en los materiales, con una muestra del material (barra plana o redonda) y se muestran esos datos en los diagramas esfuerzo-deformación unitario, como ejemplo se provee el diagrama para el acero en la Figura 11.

Las deflexiones elásticas (es decir muy por debajo de los niveles de falla) pueden generar serios problemas en una máquina, tales como: interferencia o des alineamiento entre piezas móviles.

3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS. Es completamente necesario también reconocer esfuerzos y fuerzas a los cuales los componentes están sometidos para determinar dimensiones de piezas, material, geometría y tiempo de vida. Existe una gran variedad de esfuerzos y solamente se tomaron en cuenta los necesarios para esta investigación.

a. **ESFUERZOS CORTANTES.** Existen tres diferentes tipos de este tipo de esfuerzo: el esfuerzo cortante puro, el esfuerzo cortante por torsión y el cortante vertical (corte por flexión vigas).

El esfuerzo cortante puro es producido por fuerzas en paralelo a una cara, pero en direcciones opuestas. Estos esfuerzos obligan a que una sección del sólido tienda a deslizar sobre la sección adyacentes sin producir flexión. Existe un esfuerzo cortante puro y uniforme cuando la fuerza de corte resultante pasa por el centroide de la sección sometida a corte y se describe con la siguiente expresión.

Ecuación 29. Esfuerzo cortante puro

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

Donde F es la carga aplicada y A es el área dónde actúa. Algunos ejemplos dónde se ve este esfuerzo es cuando un troquel perfora una lámina o la cuña en un eje.

El esfuerzo cortante por torsión se puede dar en elementos circulares o no circulares y se produce cuando a una pieza se le aplica un par de torsión. La distribución de este tipo de esfuerzos no es uniforme a través de la sección transversal, sino que es un valor mínimo en el centro y un valor máximo en la superficie exterior. Para secciones circulares las siguientes expresiones describen este tipo de esfuerzo.

Ecuación 30. Esfuerzo cortante por torsión

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Donde T es el par de torsión, ρ es el radio a cualquier punto intermedio de la sección circular y J es el momento polar de inercia. Si se llegara a necesitar el esfuerzo máximo en vez de ρ utilizamos el radio de la superficie.

Ecuación 31. Momento de inercia

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

Este es el momento polar de una inercia para una sección circular sólida.

Ecuación 32. Momento polar de inercia

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

Este es el ángulo de giro bajo este tipo de esfuerzos dónde l es la longitud de la barra y G es el módulo de elasticidad en cortante.

Para secciones no circulares se utiliza la siguiente expresión, dónde Q es el momento estático y depende de la sección transversal de la geometría a analizar. Este momento estático se puede encontrar en tablas.

Ecuación 33. Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{T}{Q}$$

El esfuerzo cortante por flexión se encuentra en vigas que soportan cargas transversales y se debe de calcular cuando los materiales tienen una resistencia baja al corte o cuando el espesor de la sección que soporta el esfuerzo cortante es pequeño. Se puede llegar a despreciar en la mayoría de vigas dónde el esfuerzo normal por flexión sea mucho mayor que el esfuerzo cortante por flexión. Este tipo de esfuerzo es máximo en el eje neutro y nulo en los extremos de la sección y se describe con la siguiente expresión.

Ecuación 34. Esfuerzo cortante por flexión

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Donde V es la fuerza cortante, Q el momento estático, I el momento de inercia de área y t el espesor del perfil en donde el esfuerzo actúa.

Por generalidades pueden llegar a tener los siguientes nombres dependiendo de la literatura; esfuerzos tangenciales y de cizallamiento. A la vez se pueden producir a través de casos de fuerza cortante directa o fuerza cortante indirecta. Este último caso siendo cuando la sección sometida al esfuerzo está inclinada con respecto a la resultante de las cargas.

b. ESFUERZOS NORMALES. Este tipo de esfuerzo son producidos por fuerzas normales al plano que pueden ser de compresión o tensión. Su línea de acción pasa por el centroide de la sección transversal y para realizar el análisis la sección transversal debe de ser uniforme dónde se calculará el esfuerzo. El material también debe de ser homogéneo e isotrópico. Para el caso de compresión también se debe verificar que no exista pandeo. La siguiente expresión describe el esfuerzo normal puro.

Ecuación 35. Esfuerzo normal puro

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

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

Los esfuerzos normales por flexión se encuentran en vigas que soportan cargas transversales a sus ejes. Éstas producen momento de flexión que son la razón de estos esfuerzos y se calculan con las siguientes expresiones.

Ecuación 36. Esfuerzo máximo

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

Donde M es el momento de flexión en esa sección y S es el módulo de sección.

Ecuación 37. Momento de flexión

$$S = \frac{I}{c}$$

Donde I es el momento de inercia del área transversal respecto a su eje neutro y c es la distancia del eje neutro al punto más alejado de la sección transversal.

También se puede aplicar el principio de superposición para esfuerzos normales, definido en la siguiente expresión.

Ecuación 38. Esfuerzo normal

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I} \pm \frac{F}{A}$$

c. FACTOR DE SEGURIDAD. El factor de seguridad es uno de los conceptos más importantes en la industria ya a partir de este factor medimos la seguridad ante fallas por interacciones con esfuerzos. Este existe porque en el mundo real existen variaciones en los procesos, materiales y condiciones de operación por lo cual los diseños propuestos deben de soportar estas variaciones. El concepto básico es comparar el esfuerzo máximo que soporta el material contra el esfuerzo real de trabajo. El esfuerzo de diseño debe de ser menor al esfuerzo máximo teórico que soporta el material de la pieza a ser analizada.

Existen diferentes maneras para calcular un factor de seguridad dependiendo de las normas que se sigan. Una de ellas es la ecuación propuesta por David Ullman y es la siguiente. (Budynas & Keith, 2008)

Ecuación 39. Factor de seguridad

$$n = n_{material} * n_{esfuerzo} * n_{geometria} * n_{análisis\ de\ fallas} * n_{confiabilidad}$$

Siendo cada uno de estos factores variaciones del sistema, material y tipos de esfuerzos. Para cada uno de estos existen tablas que definen que valores tienen cada uno, dependiendo de la circunstancia.

d. TEORÍA DE FALLAS. Fenómenos como el agrietamiento, la ruptura y la deformación permanente pertenecen al tipo de fallas que genera la pérdida de la funcionalidad de un material. Analizar este tipo de problemas no es tan simple ya que no hay una teoría universal para un caso en general de estado de esfuerzos y propiedades del material. A través de los años se han formado diferentes teorías que se separan en dos categorías, teorías para materiales dúctiles y teoría para materiales frágiles. Los materiales se consideran dúctiles cuando su deformación real a la fractura es $\varepsilon \geq 0.05$ y cuando tienen una resistencia a la fluencia identificable que puede llegar a ser la misma en compresión que en tensión. Los materiales frágiles son aquellos que su deformación real a la fractura es $\varepsilon < 0.05$ y a diferencia de los materiales dúctiles no muestran una resistencia a la fluencia drástica, también se clasifican por resistencias últimas a la tensión y compresión. (Budynas & Keith, 2008)

Las teorías de fallas también se pueden utilizar dependiendo del tipo de carga con la que interactúa el material a ser analizado y para esto es importante definir al menos la carga estática.

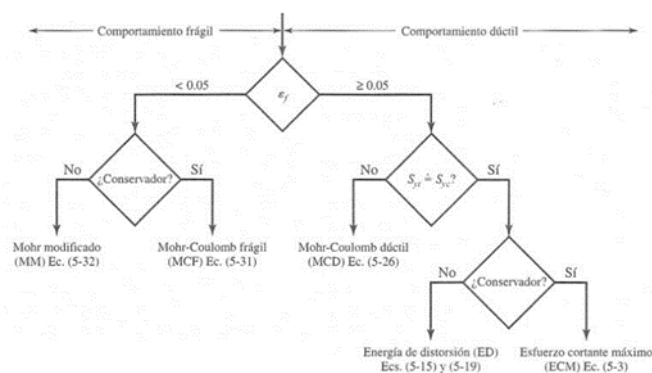
Shigley define la carga estática como una fuerza estacionaria o un par de torsión que se aplica a un elemento. Para que esta sea estacionaria, la fuerza o par no debe de cambiar su dirección, punto o puntos de aplicación o magnitud. Además, este tipo de carga produce compresión o tensión axial, carga cortante, flexionante, torsional o cualquier combinación de éstas. Si de alguna manera llega a cambiar la carga entonces no se puede considerar como estática.

Para este tipo de cargas se puede utilizar las siguientes teorías de fallas

- Esfuerzo normal máximo
- Mohr modificado
- Mohr Coulomb
- Esfuerzo cortante máximo
- Energía de distorsión (Mises Hencky, Von Mises, energía de cortante, esfuerzo cortante octaédrico)

Una manera visual en la que diferenciar que tipo de análisis necesitamos para nuestra pieza es con la siguiente figura. Donde ε es su deformación real a la fractura, S_{yt} es el esfuerzo de fluencia a tensión y S_{yc} es el esfuerzo de fluencia a compresión.

Figura 34. Diagrama de selección de teorías de fallas para cargas estáticas



(Budynas & Keith, 2008)

En este caso nos estaremos enfocando en materiales dúctiles y más en específico en la teoría de energía de distorsión (ED) y la teoría de Mohr-Coulomb dúctil (MCD).

La teoría de la energía de distorsión (ED) según Shigley, propone que “la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación total por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.”. La teoría se basa en que los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga. También considera que la fluencia no es un fenómeno de tensión o compresión simple, sino que está relacionada con la distorsión angular del elemento esforzado. El método es uno de los mejores estimador de falla para carga estática, esfuerzo normales, cortantes o combinados.

4. ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES. Al comparar la energía de distorsión en una probeta ensayada a tensión con la energía de distorsión en la pieza real se obtiene el llamado esfuerzo equivalente o efectivo de Von Mises, que es el esfuerzo uniaxial equivalente a tensión que generaría la misma energía de distorsión que todos los esfuerzos reales combinados. Es decir, este esfuerzo de tensión equivalente, permite sustituir esfuerzos combinados multiaxiales de tensión y cortante por un único esfuerzo de tensión pura. (Moretón, 2015)

La siguiente expresión considera la parte izquierda como un esfuerzo sencillo, equivalente o efectivo del estado general total del esfuerzo dado por $\sigma_1, \sigma_2, y \sigma_3$ y generalmente se llama esfuerzo de von Mises σ' , por el doctor R. Von Mises, que aporó a elaborar la teoría.

Ecuación 40. Esfuerzo de Von Mises

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

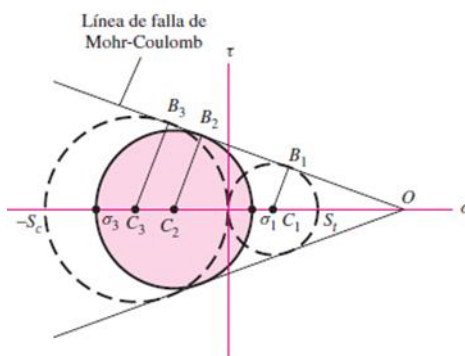
La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión (Moretón, 2015).

Por otro lado, la teoría Mohr y Coulomb dúctil (MCD) o teoría de la fricción interna considera que el esfuerzo de fluencia a tensión es diferente al esfuerzo de fluencia a compresión y es una variación a la teoría de Mohr. Establece que en la siguiente figura la línea tangente a los círculos de Mohr y con este supuesto solamente son necesarias las resistencias a la compresión y a la tensión. A través de geometría e igualdades se lleva a la siguiente expresión.

Ecuación 41. Teoría de Mohr

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1$$

Figura 35. Selección de teorías de fallas para cargas estáticas círculo de Mohr



(Budynas & Keith, 2008)

Dónde se pueden utilizar la resistencia a la fluencia o la resistencia última. Cabe destacar que existen tres casos para este tipo de teoría de falla que son las siguientes.

Ecuación 42. Tres casos del tipo de falla

Caso 1: $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$. Aquí $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$ $\sigma_A \geq S_t$

Caso 2: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Aquí $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ $\frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} \geq \frac{1}{n}$

Caso 3: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Aquí $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ $\sigma_B \leq -S_c$

J. EMBRAGUES

El embrague de tambor de zapata interna se compone esencialmente de tres elementos: las superficies de fricción que entran en contacto, el medio de transmisión del par de torsión, las

superficies y el mecanismo de accionamiento. Según el mecanismo de operación, tales embragues se clasifican como:

- Aro expansible.
- Centrífugos.
- Magnéticos.
- Hidráulicos.
- Neumáticos.

(Budynas Richard, 2012)

1. EMBRAGUE NEUMÁTICO E HIDRÁULICO. Valiosos en transmisiones que se someten a ciclos complejos de carga y en maquinaria automática, o en robots. En este caso el flujo del fluido se controla en forma remota mediante válvulas de solenoide. Estos embragues también se encuentran disponibles en forma de disco, de cono y de platos múltiples. (Budynas Richard, 2012)

Figura 36. Embrague neumático

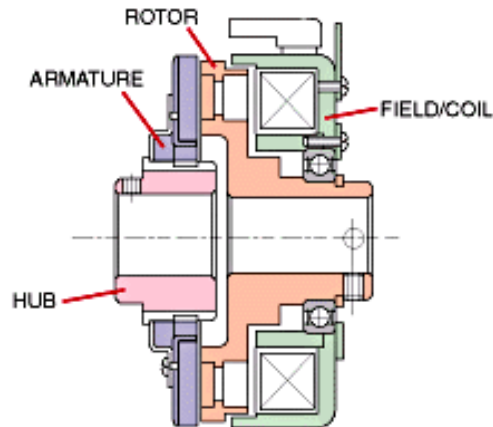


2. EMBRAGUE ELÉCTRICO.

a. **CONTRACCIÓN DEL EMBRAGUE.** Cuando el embrague es actuado, un flujo de corriente recorre un electro magneto produciendo un campo magnético. El rotor del embrague es magnetizado y genera un look magnético que atrae la armadura. Debido a esto la armadura entra en contacto con el rotor, generando una fuerza de fricción. En un tiempo relativamente corto, la carga es acelerada hasta alcanzar la velocidad del rotor. (Budynas Richard, 2012)

b. **DESCONTRACCIÓN DEL EMBRAGUE.** Ocurre cuando se remueve la corriente del embrague, la armadura se libera y puede girar libre del eje. (Budynas Richard, 2012)

Figura 37. Vista lateral de un embrague electromecánico



c. PAR DE TORSIÓN. M_{2N} . Para garantizar que el embrague y el freno funcionen de manera segura bajo condiciones extremas, el factor de seguridad requerido debe utilizarse. El torque dinámico de un solo disco debe ser sustancialmente menor al par de torsión. (KEB, 2014)

Ecuación 43. Par de torsión

$$M_{2N} = M_{erf} K \quad K \geq 2 \quad M_{erf} = \text{required torque [Nm]}$$

d. TORQUE REQUERIDO. M_{erf} . El torque requerido es una mezcla de la carga dinámica y la carga estática. Cuando se escoge el signo tomar en consideración si la carga favorece o desfavorece la desaceleración. (KEB, 2014)

$$M_{erf} = M_a \pm M_L$$

$$M_a = J\alpha$$

e. TORQUE REQUERIDO PARA EL FRENADO.

$$M_{erf} = 9950 \frac{P}{n}$$

(KEB, 2014)

f. THERMAL LOAD. El diseño utilizando únicamente de torque de frenado permisible es aceptable en algunos casos. Cuando ocurre el frenado la energía cinética se convierte en calor (trabajo de fricción hecho por el freno). El trabajo de frenado permisible en dependencia con la frecuencia de conmutación no debe ser excesivo. Esta información se encuentra disponible en el datasheet del proveedor, en forma de gráfica. (KEB, 2014)

En caso de un frenado de emergencia, el valor del trabajo de fricción supera el valor especificado:

$$W_R = \frac{jn^2 M_{2N}}{182.5 M_{2N} \pm M_L}$$

$$W_R \leq W_{Rmax}$$

(KEB, 2014)

g. SLIP TIME. t_3 [ms]

$$t_3 = 104.6 \frac{j\Delta n}{M_{2N} \pm M_L} + t_{11}$$

(KEB, 2014)

h. VIDA ÚTIL. La vida útil depende de la temperatura pico del frenado, la velocidad, el tiempo de desaceleración y la corriente del torque de frenado. (KEB, 2014)

$$L_N = \frac{(X_n - X)}{0.1W_R} W_{r0,1}$$

(KEB, 2014)

i. TIEMPO DE ACELERACIÓN Y DESACELERACIÓN.

$$t = \frac{j\omega}{M_{2N} \pm M_L} + t_1$$

(KEB, 2014)

K. COJINETES

Son elementos mecánicos que permiten transmitir el momento giratorio de un eje o desplazamiento lineal de un elemento mecánico. Existen una gran variedad de soluciones en el mercado para casi cualquier aplicación. Algunos tipos de cojinetes comunes:

- Cojinetes de bolas
- Cojinetes de cilíndricos
- Cojinetes de bolas
- Cojinetes de contacto angular
- Cojinetes de Y

(SKF Rolling Bearings, 2016)

Los distribuidores disponen al diseñador una gran variedad de documentación para el correcto diseño, implementación y mantenimiento de sus soluciones, o herramientas de ingeniería para facilitar la búsqueda del cojinete que mejor se acopla a la aplicación. El resto queda a criterio del

diseñador de verificar que estos resultados garanticen que se cumplan los requerimientos deseados. (SKF Rolling Bearings, 2016)

1. VIDA DEL COJINETE. Se define como la cantidad de horas que el cojinete resistirá hasta que se presente la primera señal de fatiga en el metal a la velocidad de operación. (SKF Rolling Bearings, 2016)

Es importante tomar en cuenta que las fallas en los cojinetes se deben principalmente a causa la corrosión, mal montado, mal colocación sobre el eje, mala lubricación, etc. Para más información se recomienda revisar los catálogos. (SKF Rolling Bearings, 2016)

La vida básica se determina:

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

L_{10} :	Vida básica (90% de confiabilidad)
C :	Carga dinámica básica
P :	Carga dinámica equivalente
p :	Exponente: 3 para cojinetes de bolas y 10/3 para cojinetes de rodillos

2. DYNAMIC LOAD RATINGS C. Utilizada para el cálculo de la vida útil del cojinete. Corresponde a los efectos dinámicos que el cojinete percibirá rota cuando sobre este haya una carga aplicada. (SKF Rolling Bearings, 2016)

3. CONDICIONES DE LUBRICACIÓN Y LA RAZÓN κ . La efectividad del lubricante es determinada principalmente por las separaciones entre las superficies rodante en contacto. Para lograr una adecuada película de lubricante, este debe de tener un valor mínimo de viscosidad, cuando la aplicación alcance la temperatura de operación. Esta condición es la razón κ . (SKF Rolling Bearings, 2016)

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

Donde:

κ Razón de viscosidad.

ν Viscosidad actual del lubricante en las condiciones de operación.

ν_1 Viscosidad que depende el diámetro medio y la velocidad de rotación.

4. FUERZA DINÁMICA EQUIVALENTE. La carga dinámica equivalente corresponde a una carga hipotética, contante en magnitud y dirección, que actúa radialmente en cojinetes radiales y axiales, y de manera céntrica en cojinetes de elevación. Cuyo efecto es el mismo que la fuerza actual sobre el cojinete. Puede calcularse de la siguiente manera:

Ecuación 44. Carga dinámica equivalente

$$P = XF_r + YF_a$$

(SKF Rolling Bearings, 2016)

Donde:

P Carga dinámica equivalente. [kN]

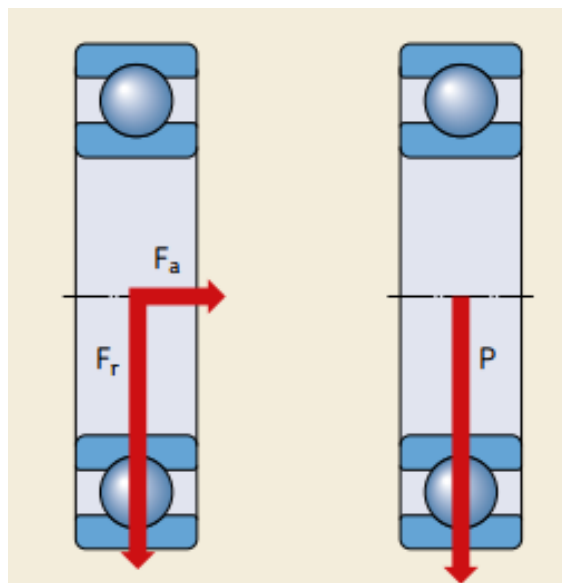
F_r Carga radial actual. [kN]

F_a Carga axial actual. [kN]

X Factor de carga radial.

Y Factor de carga axial.

Figura 38. Diagrama de carga radial y axial y de carga equivalente de un cojinete



5. REQUISITO DE LA CARGA MÍNIMA. Para obtener una operación satisfactoria, los cojinetes de rodillos deben estar sujetos a una carga mínima. La “regla del dedo pulgar” indica que la carga mínima de un cojinete de bolas debe ser:

$$P_{min} = 0.01C$$

Para un cojinete de rodillos:

$$P_{min} = 0.02C$$

(SKF Rolling Bearings, 2016)

6. SELECCIONANDO EL TAMAÑO DE LOS COJINETES USANDO LA CARGA ESTÁTICA. Un cojinete debe ser seleccionado por el criterio de carga estática cuando se cumple alguna de las siguientes condiciones. (SKF Rolling Bearings, 2016)

- El cojinete se encuentra estacionario y está sujeto a (shocks) cargas continuas o intermitentes.

- El cojinete genera bajas oscilaciones o alineaciones sobre carga.
- El cojinete rota bajo carga a velocidades menores a 10r/min y solo es requerido para vidas cortas. En este caso si se diseñara para la vida básica.

7. STATIC LOAD RATINGS Co. Es el causante de deformación permanente en los elementos rodantes y en los canales. Alcanzar esta fuerza ocasionar una deformación de 0.0001 en el diámetro giratorio. Los valores de estrés que ocasionan esta deformación para un cojinete de bolas corresponden 2300 MPa. (SKF Rolling Bearings, 2016)

Esta carga es utilizada en las siguientes condiciones:

- Revoluciones bajas (<10r/min)
- Oscilaciones muy lentas
- Cojinetes estacionarios que tienen cargas por periodos grandes de tiempo.

8. CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE DEL COJINETE. El efecto de la carga radial y estática debe de combinarse en una carga equivalente estática, la cual al aplicarse sobre el cojinete tendría el mismo efecto. (SKF Rolling Bearings, 2016)

Ecuación 45. Carga estática equivalente

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

P_o Carga estática equivalente [kN]
 F_r Carga radial sobre el cojinete [kN]
 F_a Carga axial sobre el cojinete [kN]
 X_o Factor por carga radial [kN]
 Y_o Factor por carga axial [kN]

9. CARGA ESTÁTICA BÁSICA. La carga es puramente radial para cojinetes radiales y axiales y actúa en su centro para cojinetes de empuje. (SKF Rolling Bearings, 2016)

Ecuación 46. Factor de seguridad

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

Donde:

S_o Factor de seguridad
 C_o Carga estática básica
 P_o Carga estática equivalente sobre el cojinete.

Figura 39. Tabla de factores de seguridad recomendados por SKF

Table 11

Guideline values for the static safety factor s_0

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Where the magnitude of the shock load is not known, values of s_0 at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of s_0 can be applied.

(SKF Rolling Bearings, 2016)

L. MOTORES STEPPER

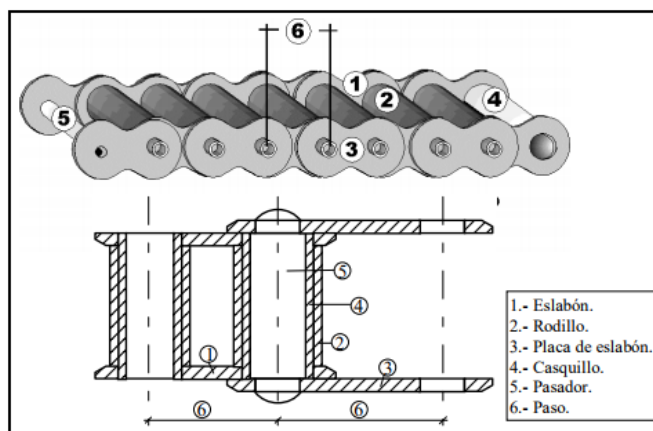
A los motores se le introduce una corriente de pulsos (tren de pulsos), el motor responde a una rotación fija o un paso por cada pulso, la ventaja de esto es que se puede tener una posición angular muy precisa contando y controlando la cantidad de pulsos que llegan al motor. Los ángulos de paso comunes son 1.8°, 3.6°, 7.5°, 15°, 30°, 45° y 90°.

Al momento que se detiene el tren de pulsos el motor para y conserva su posición. Aparte de ser preciso se puede tener un aumento considerable de par torsional a la hora de colocar un reductor de velocidad con engranes conectado entre el motor y la carga.

M. SISTEMAS DE CADENAS Y CATARINAS

1. TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS Y CATARINAS. Una cadena es una serie de eslabones unidos por medio de pernos (ver Figura 40). La transmisión de potencia entre dos ejes giratorios por medio de una cadena y dos catarinas (ver Figura 41) es muy común en el área industrial, permite tener flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión.

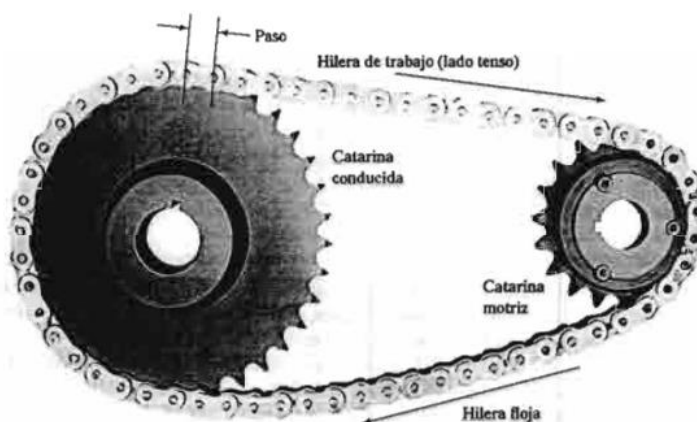
Figura 40. Partes de un eslabón de una cadena



El tipo de cadena más común para transmisión de potencia es la de rodillos, permite tener una fricción muy pequeña entre los pernos y las catarinas a la hora de tener contacto. El procedimiento de diseño de estas cadenas depende de muchos factores como: relación de velocidades en la transmisión, número de dientes de catarinas seleccionados, motor impulsor, tipo de carga y lubricación.

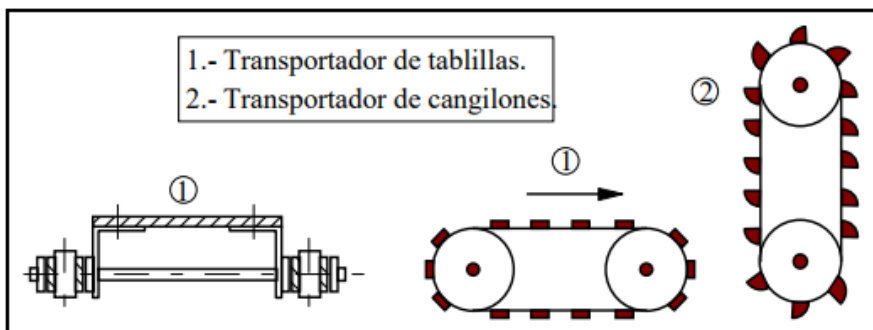
Existen tres formas de fallo en estos sistemas: 1). Fallo por fatiga de las placas de eslabón, esto es por el accionamiento repetido del sistema, 2). El impacto de los rodillos al engranar en los dientes, debido a la alta velocidad del mecanismo y por último 3). La abrasión de los pernos en cada eslabón y sus bujes.

Figura 41. Transmisión de potencia por cadena



2. CADENAS TRANSPORTADORAS. Este tipo de cadenas, son para llevar un determinado objeto de una posición a otra (de arrastre), tanto verticalmente, como lo es un elevadores de cangilones, el cual se muestra en la Figura 42, como horizontalmente, por ejemplo: Transportador de tablillas y transportador de producto apoyado como se muestra en la Figura 42.

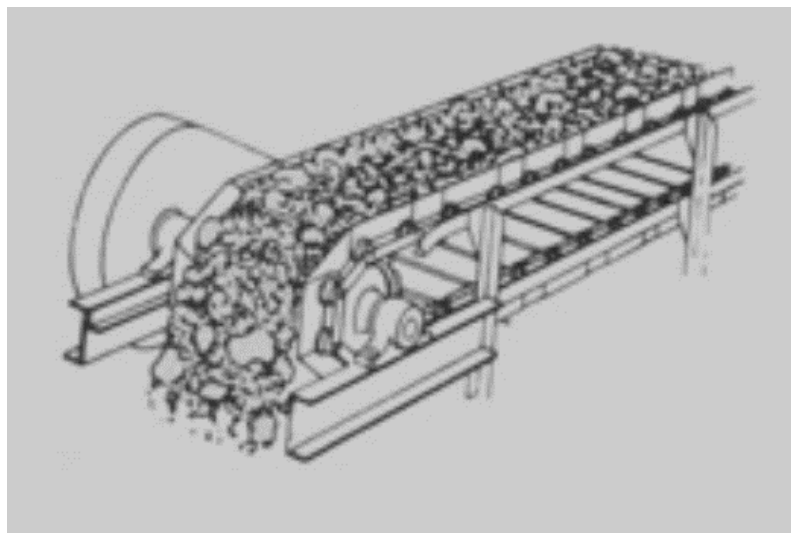
Figura 42. Tipos de cadenas transportadoras



El cálculo de la fuerza de tracción necesaria para que la cadena pueda transportar el objeto es difícil de realizar, por eso se recurre a fórmulas empíricas, comúnmente encontradas por los fabricantes y en base a experiencia y experimentación.

Un ejemplo de aplicación de estas cadenas transportadoras sería el transporte de carbón en determinada industria (ver Figura 43), donde el diseño toma en consideración la fuerza de tracción necesaria, así como factores de corrección debido a condiciones de operación, tipo de cadena y accesorios. Estas aplicaciones son de velocidad continua, y el tiempo de operación es grande, puede llegar a superar las 8 horas.

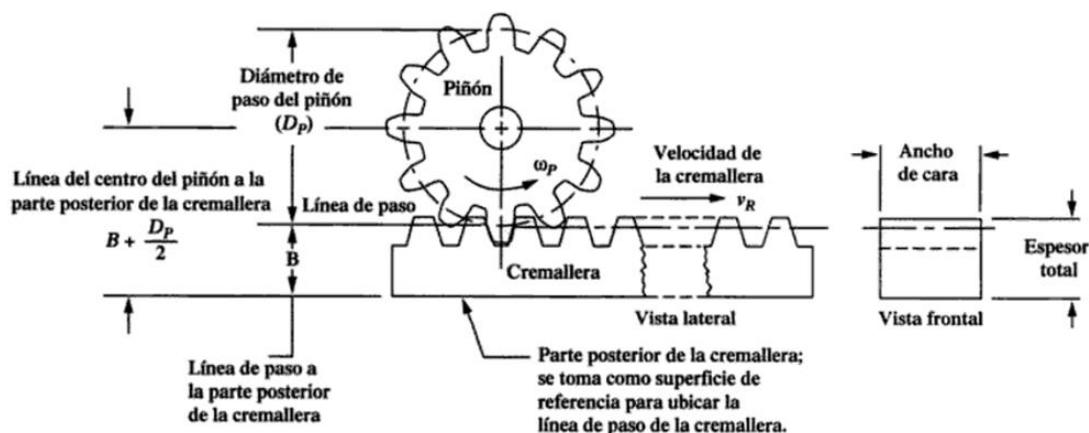
Figura 43. Transportadora de carbón



N. TRANSMISIÓN DE PIÑÓN Y CREMALLERA

La función típica de este tipo de transmisión consiste en mover la cremallera linealmente (ver Figura 44) al momento que gira el piñón.

Figura 44. Transmisión de piñón y cremallera



1. **PIÑÓN.** Regularmente es un engrane recto, con dientes en forma de involuta para esto ver la Figura 45, la cual es una curva geométrica llamada curva conjugada, cuando dos dientes con forma de involuta engranan existe una velocidad angular constante entre ellos. Esto ayuda a que no existen problemas en el engranaje como vibración y ruido entre otros.

Figura 45. Diente en forma de involuta



a. **PASO.** También conocido como paso circular, paso diametral o módulo métrico. Es la distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso al punto correspondiente del siguiente diente, corresponde a una longitud de arco y se encuentra con la Ecuación 47, donde N es el número de dientes y D es el diámetro de paso. Es importante que los dos engranes tengan el mismo paso circular para engranar.

Ecuación 47. Fórmula para calcular el paso circular

$$p = \frac{\pi D}{N}$$

El sistema de paso que se usa comúnmente en Estados Unidos es el paso diametral, las dimensionales de este son pulgadas inversas y se tiene el criterio que para $P_d \leq 20$ son engranes de paso grueso y $P_d > 20$ son engranes de paso fino. Se calcula mediante la Ecuación 48, dando como resultado dimensiones en pulgadas inversas. (Mott, 2006)

Ecuación 48. Fórmula para calcular el paso fino de un engranaje

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} = \frac{N_P}{D_P}$$

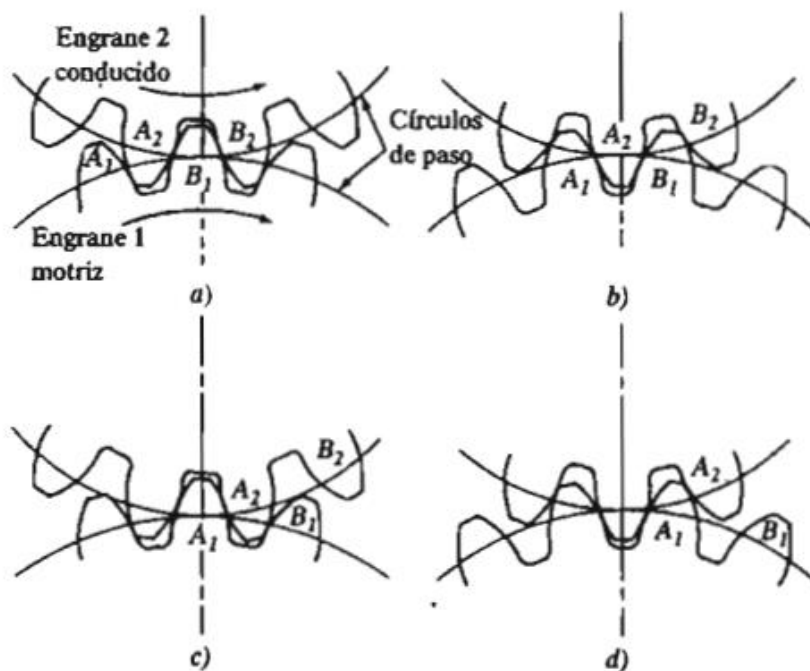
En el sistema internacional, el paso se llama módulo métrico y se calcula (en milímetros) mediante la siguiente ecuación.

Ecuación 49. Fórmula para calcular el módulo métrico

$$m = \frac{D_G}{N_G} = 25.4/P_d$$

b. DIÁMETRO DE PASO. En un ciclo de engranado, hay dos círculos de paso (ver Figura 46) uno para cada engrane, los cuales permanecen tangentes todo el tiempo, al diámetro de estos círculos se le llama diámetro de paso. Para encontrar el diámetro de paso se necesitan conocer otras propiedades, no se puede medir directamente ya que se encuentra en alguna parte dentro del diente los engranes.

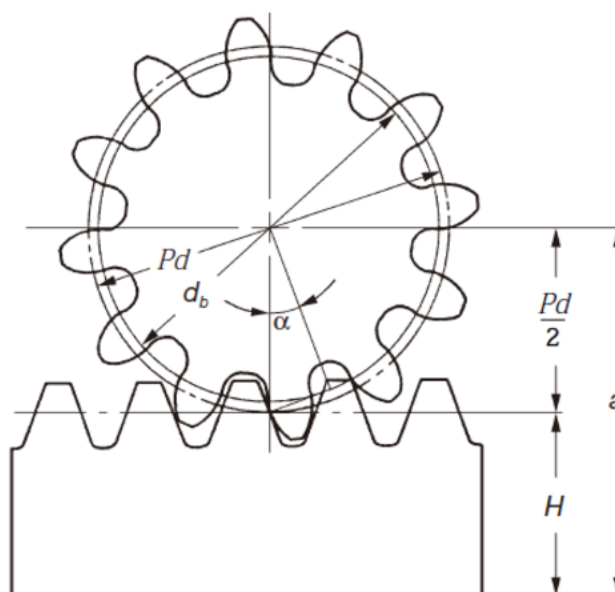
Figura 46. Ciclo de engranaje



2. CREMALLERA. Para que la cremallera sea exitosa en su diseño se tiene que tomar en cuenta que es un engrane con el centro en el infinito (ver Figura 44), en donde las líneas de paso del piñón y la cremallera sean tangentes, sin embargo cada fabricante tiene su propio método de diseño, uno de ellos es de la compañía "PHT Vertex precision", la cual proporciona en la Figura 47 un ejemplo de dimensionamiento correcto para un mecanismo de piñón cremallera.

Figura 47. Diseño piñón cremallera

No.	Item	Symbol	Formula	Example	
				Spur Gear	Rack
1	Module	m		3	
2	Pressure Angle	α		20°	
3	Number of Teeth	z		12	—
4	Coefficient of Profile Shift	x		0.6	—
5	Height of Pitch Line	H		—	32.000
6	Working Pressure Angle	α_w		20°	
7	Center Distance	a_c	$\frac{zm}{2} + H + xm$	51.800	
8	Pitch Diameter	Pd	zm	36.000	
9	Base Diameter	d_b	$d \cos \alpha$	33.829	—
10	Working Pitch Diameter	d_w	$\frac{d_b}{\cos \alpha_w}$	36.000	
11	Addendum	h_a	$m(1 + x)$	4.800	3.000
12	Whole Depth	h	$2.25m$	6.750	
13	Outside Diameter	d_o	$Pd + 2h_a$	45.600	—
14	Root Diameter	d_r	$d_o - 2h$	32.100	



Spur Gear and Rack
 $(\alpha = 20^\circ, z = 12, x = 0)$

O. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO LINEAL

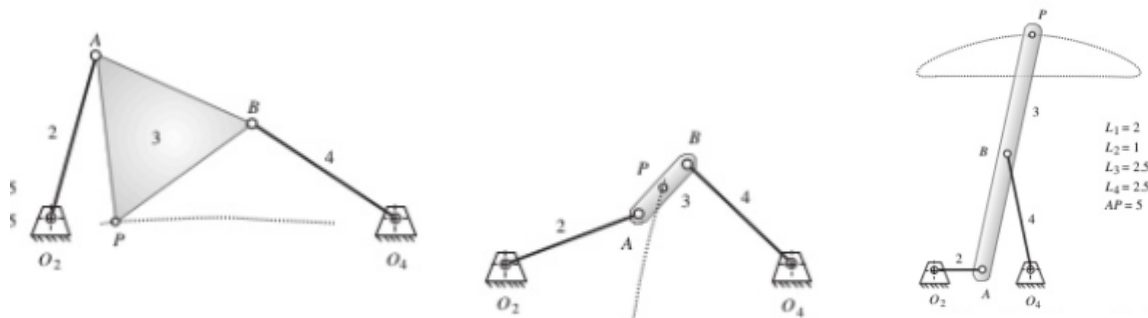
Los mecanismos de línea recta se conocen y utilizan desde el siglo XVII. Muchos mecanismos de línea recta aproximada y exactos fueron desarrollados el siglo pasado por cinemáticos tales como: Watt, Chebyshev, Peaucellier, Kempe, Evans y Hoeken. (Norton L. Robert, 2012)

Existe una variedad muy extensa de mecanismos cuyas curvas del acoplador poseen segmentos de línea recta aproximada como los de Hrones y Nelson. Son bastante comunes. (Norton L. Robert, 2012)

Para generar una línea recta exacta con sólo juntas de pasador son necesarios más de cuatro eslabones. Se necesitan seis eslabones y siete juntas de pasador para generar una línea recta exacta en un mecanismo de juntas revolutas puras. (Norton L. Robert, 2012)

Existen diferentes métodos para generar mecanismos de línea recta, muchos diseñadores optan por diseñar mecanismos de línea recta aproximada de cuatro barras, la razón de esto es que otorga simplicidad de diseño de la máquina y el otro motivo es que se obtienen muy buenas aproximaciones y a menudo esto es suficiente para cumplir el objetivo de diseño. Recordemos que las tolerancias de fabricación, después de todo, causarán que los desempeños de los mecanismos sean menores que lo ideal. A continuación, se muestran algunos ejemplos de mecanismos de línea recta. (Norton L. Robert, 2012)

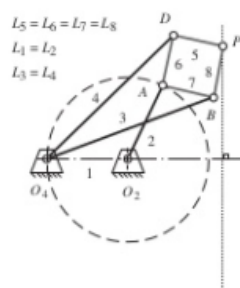
Figura 48. Mecanismos de línea recta



Mecanismo de línea de Robert

Mecanismo de línea recta de Watt

Mecanismo de línea recta de Hoeken



Mecanismo de línea de Robert

Otro mecanismo que origina una línea casi perfecta es el mecanismo de manivela corredera, otras soluciones disponibles en el mercado son los cilindros o los husillos de bolas. Las ventajas

de estas alternativas comerciales corresponden a facilidad de implementación, accesibilidad por soluciones de precio moderadas. (Norton L. Robert, 2012)

Existen diversos fabricantes de tecnología para el movimiento lineal como lo son: SKF, FAG Germany, NSK, Schaeffler Group, etc.

P. MECANISMO MANIVELA CORREDERA

La síntesis de un mecanismo consiste en la determinación de las proporciones (longitudes) de los eslabones necesarios para lograr los movimientos deseados y puede realizarse de manera cuantitativa pero también puede hacerse de manera cualitativa si existen más variables que ecuaciones. Esto es común en eslabones mientras que en levas es cuantitativa. (Ocw, Metu Slider Crank Mechanisms)

Figura 49. Manivela corredera con sus parámetros indicados

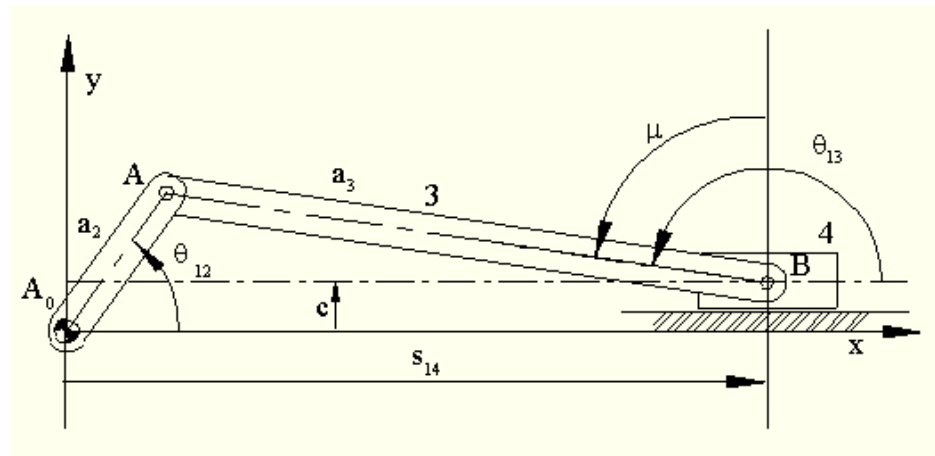
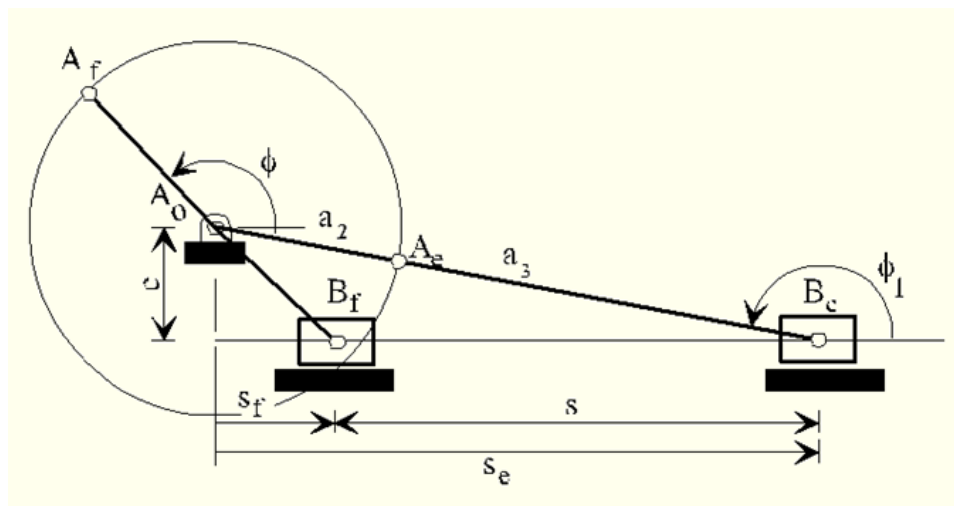


Figura 50. Manivela corredera en sus dos posiciones de enclavamiento



Para que haya una rotación pura se debe cumplir: $c < a_3 - a_2$ & $a_3 > a_2$. En el caso del cabezal manipulador de botellas $c = 0$ por lo tanto, de la Figura 49 y Figura 50 se llegan a las siguientes ecuaciones:

Ecuación 50. Fórmulas para la carrera del mecanismo "s" (in-line slider crank)

$$S_e = a_2 + a_3 \quad S_f = \sqrt{a_3^2 - a_2^2}$$

De la Figura 50 Es posible obtener una relación entre μ y θ_{12} si derivamos respecto a theta obtendremos el máximo y el mínimo de μ .

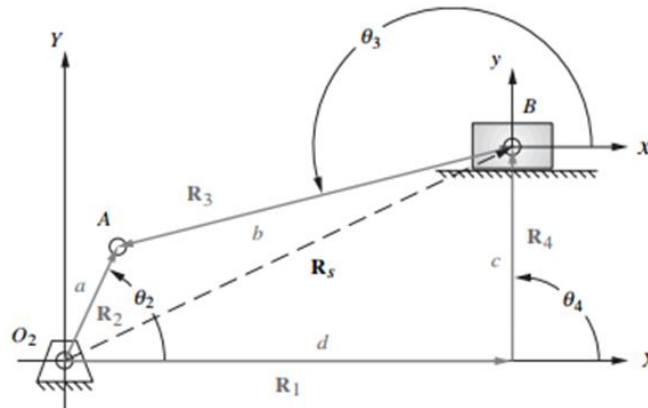
Ecuación 51. Angulo de transmisión mínimo y máximo

$$\cos(\mu_{\max/\min}) = \pm \frac{a_3}{a_2}$$

En la mayoría de las aplicaciones, tal es el caso de este proyecto, tanto S_e como S_f son valores conocido por lo tanto las longitudes de los eslabones a_2 y a_3 se pueden resolver por medio de la Ecuación 50 y Ecuación 51.

1. CINEMÁTICA DIRECTA E INVERSA.

Figura 51. Esquemático del mecanismo manivela corredera en una posición arbitraria



A continuación, se presenta la deducción completa de la cinemática directa e inversa para el caso general de la Figura 51 Usando el método de lazo vectorial sobre la Figura 51 se obtiene:

Ecuación 52. Formula obtenida por medio del método de lazo vectorial

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_4 + \vec{R}_3 = \vec{R}_2$$

Donde:

$$\vec{R}_1 = Ae^{j\theta_1}$$

A = longitud del eslabon

En este proyecto $\overline{R_4} = 0$

Ecuación 53. Sustitución de R_4

$$De^{j\theta_1} + Be^{j\theta_3} = Ae^{j\theta_2}$$

Si sustituimos utilizando la identidad de Euler:

$$e^{j\theta} = \cos(\theta) + j\sin(\theta)$$

Notar que $\theta_1 = 0$ para cualquier configuración del mecanismo manivela corredera ya que corresponde a la bancada y esta es paralela al eje x del marco de referencia.

Ecuación 54. Sustitución con identidad de Euler

$$d + B \cos(\theta_3) + jB\sin(\theta_3) = A \cos(\theta_2) + jA\sin(\theta_2)$$

$$d + B \cos(\theta_3) + jB\sin(\theta_3) - A \cos(\theta_2) - jA\sin(\theta_2) = 0$$

$$d + B \cos(\theta_3) - A \cos(\theta_2) + (B\sin(\theta_3) - A\sin(\theta_2))j = 0$$

Para que se cumpla esta igualdad es necesario:

Ecuación 55. Despeje de ecuación 31

$$d + B \cos(\theta_3) = A \cos(\theta_2)$$

Ecuación 56. Igualación

$$B\sin(\theta_3) = A\sin(\theta_2)$$

A partir de este paso es posible determinar la cinemática directa o inversa. Utilizando la Ecuación 55 y despejamos para d se obtiene la cinemática directa.

a. CINEMÁTICA DIRECTA.

$$d = -B \cos(\theta_3) + A \cos(\theta_2)$$

b. CINEMÁTICA INVERSA. Para encontrar la cinemática inversa es necesario, elevar al cuadrado ambas partes de las Ecuación 54.

$$[-A\sin(\theta_2)]^2 = B^2 \sin^2(\theta_3)$$

$$[d - A \cos(\theta_2)]^2 = B^2 \cos^2(\theta_3)$$

Desarrollando:

$$A^2 \sin^2(\theta_2) = B^2 \sin^2(\theta_3)$$

$$d^2 - 2Ad \cos(\theta_2) + A^2 \cos^2(\theta_2) = B^2 \cos^2(\theta_3)$$

Sumamos ambas expresiones y realizamos algunas simplificaciones:

$$d^2 + A^2 - 2Ad \cos(\theta_2) = B^2$$

Haciendo:

$$G = -[d^2 + A^2] + B^2$$

Resulta

$$-2Ad \cos(\theta_2) = G$$

Haciendo:

$$J = -(2Ad)$$

$$G = J \cos(\theta_2)$$

Ecuación 57. Despeje para θ_2

$$\theta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{G}{J}\right)$$

Sustituyendo θ_2 en la Ecuación 56 se obtiene:

Ecuación 58. Despeje de cinemática inversa

$$\theta_3 = \sin^{-1}\left(\frac{[A \sin(\theta_2)]}{B}\right)$$

2. VELOCIDAD DEL MECANISMO. Derivando la Ecuación 52 se obtiene:

Ecuación 59. Derivada del lazo vectorial

$$jA\omega_2 e^{j\theta_2} - jB\omega_3 e^{j\theta_3} - \dot{D} = 0$$

Sustituyendo la identidad de Euler como se hizo en la Ecuación 53 se obtiene:

$$jA\omega_2 (\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - jB\omega_3 (\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - \dot{D} = 0$$

Simplificando y resolviendo para ω_3 y \dot{D} se obtienen las siguientes relaciones:

Ecuación 60. Solución para ω_3

$$\omega_3 = \frac{A \cos(\theta_2)}{B \cos(\theta_3)} \omega_2$$

Ecuación 61. Solución para \dot{D}

$$\dot{D} = -A\omega_2 \sin(\theta_2) + B\omega_3 \sin(\theta_3)$$

Realizando el análisis cinemático del acoplador: se obtiene la siguiente relación:

$$V_B = V_A + V_{B/A}$$

Donde $V_A, V_B, V_{B/A}$ se obtienen de la ecuación:

$$V_A = jA\omega_2 e^{j\theta_2}$$

$$V_{A/B} = jB\omega_3 e^{j\theta_3}$$

$$V_{B/A} = -V_{A/B}$$

3. ACELERACIÓN DEL MECANISMO. Derivando la Ecuación 57 se obtiene:

Ecuación 62. Derivada de θ_2

$$(A\alpha_2 j e^{j\theta_2} - A\omega_2^2 e^{j\theta_2}) - (B\alpha_3 j e^{j\theta_3} - B\omega_3^2 e^{j\theta_3}) - \ddot{D} = 0$$

Donde cada término puede entenderse como:

$$A_A - \frac{A_A}{B} - A_B = 0$$

Tomando en cuenta que $A_{A/B} = -A_{B/A}$

$$A_A = (A_A^t + A_A^n) = A\alpha_2 j e^{j\theta_2} - A\omega_2^2 e^{j\theta_2}$$

$$A_{B/A} = (A_{B/A}^t + A_{B/A}^n) = B\alpha_3 j e^{j\theta_3} - B\omega_3^2 e^{j\theta_3}$$

$$A_B = \ddot{D}$$

Las únicas incógnitas son: \ddot{D} y α_3 . resolviendo para la Ecuación 62 se obtiene:

Ecuación 63. Solución para α_3

$$\alpha_3 = \frac{A\alpha_2 - A\omega_2^2 \text{sen}(\theta_2) + B\omega_3^2 \text{sen}(\theta_3)}{B \text{cos}(\theta_3)}$$

Ecuación 64. Solución para \ddot{D}

$$\ddot{D} = -A\alpha_2 \text{sen}(\theta_2) - A\omega_2^2 \text{cos}(\theta_2) + B\alpha_3 \text{sen}(\theta_3) + B\omega_3^2 \text{cos}(\theta_3)$$

4. ACELERACIONES DE LOS CENTROIDES. La aceleración de una partícula B de un eslabonamiento en movimiento de plano general se puede obtener con la siguiente relación:

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{B/A}$$

Donde la aceleración relativa:

$$\mathbf{a}_{B/A} = \alpha \hat{k} \times \left(\mathbf{r}_{\frac{B}{A}} \right) - \omega^2 \left(\mathbf{r}_{\frac{B}{A}} \right)$$

Con esto la aceleración del centroide de la manivela y el acoplador del mecanismo manivela corredera resulta en:

Ecuación 65. Aceleración de la manivela y el acoplador

$$\mathbf{a}_{c2} = \alpha_2 \hat{k} \times (\mathbf{r}_{C_2/AO}) - \omega_2^2 \left(\mathbf{r}_{\frac{C_2}{AO}} \right)$$

Donde: $\mathbf{r}_{C_2/AO}$ es el vector de posición relativo desde la junta de la manivela-bancada hacia el centroide de la manivela:

Ecuación 66. Aceleración manivela y bancada

$$\mathbf{r}_{C_2/AO} = \frac{Ae^{j\theta_2}}{2}$$

$$\mathbf{a}_{c3} = \mathbf{a}_D + \alpha_3 \hat{k} \times \left(\mathbf{r}_{\frac{C_3}{DO}} \right) - \omega_3^2 \left(\mathbf{r}_{\frac{C_3}{DO}} \right)$$

Donde: $\mathbf{r}_{C_3/DO}$ es el vector de posición relativo desde la junta de la corredera - bancada hacia el centroide del acoplador:

$$\mathbf{r}_{C_3/DO} = \frac{Be^{j\theta_3}}{2}$$

5. FUERZAS DEL MECANISMO.

$$\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a}$$

$$\sum \mathbf{T} = I_G \boldsymbol{\alpha} = \sum \mathbf{R}_{ij} \times \mathbf{F}_{ij}$$

Manivela:

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 a_{G2x}$$

$$F_{12y} + F_{32y} = m_2 a_{G2y}$$

$$T_{12} + (R_{12x} F_{12y} - R_{12y} F_{12x}) + (R_{32x} F_{32y} - R_{32y} F_{32x}) = I_{G_2} \alpha_2$$

Acoplador:

$$F_{43x} - F_{32x} = m_2 a_{G3x}$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m_2 a_{G3y}$$

$$(R_{43x} F_{43y} - R_{43y} F_{43x}) - (R_{23x} F_{32y} - R_{23y} F_{32x}) = I_{G_3} \alpha_3$$

Para el mecanismo manivela-corredera la corredera está en traslación pura con respecto al plano estacionario de la bancada; por tanto, no puede tener ninguna aceleración o velocidad angular. Con esto en mente se obtiene el siguiente set de ecuaciones:

$$\pm\mu F_{14} - F_{43x} + F_{P_x} = m_4 a_{G4x}$$

$$F_{14y} - F_{43y} + F_{P_y} = 0$$

Por lo cual se tienen ocho incógnitas, F_{12x} , F_{12y} , F_{32x} , F_{32y} , F_{43x} , F_{43y} , F_{14x} , F_{14y} y T_{12} y se poseen ocho ecuaciones, la matriz para resolver es la siguiente:

Matriz 1: Fuerzas dinámicas del mecanismo manivela corredera

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \pm\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G2x} \\ m_2 a_{G2y} \\ I_{G2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G3x} \\ m_3 a_{G3y} \\ I_{G3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G4x} - F_{P_x} \\ -F_{P_y} \end{bmatrix}$$

Q. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS (F.E.A.)

El análisis por elementos finitos se ha convertido recientemente en parte importante e indispensable dentro del análisis y diseño de ingeniería. Es utilizado ampliamente en diferentes áreas de la ingeniería tales como: estructuras, sólidos y fluidos. Disponible en variedades de plataformas de software. El uso de un software para FEA inicia con la representación de un modelo físico, utilizando algún software CAD, con las propiedades del material, restricciones y cargas aplicadas. Esta información permite una predicción con altos niveles de exactitud del comportamiento físico y real del modelo estudiado. (Bathe, K. 2016)

El método para realizar el análisis por medio de elementos finitos inicia con el diseño en 3D de la estructura que será sometida al análisis, este diseño puede realizarse en la misma plataforma o ser importada desde otra plataforma en formato Step.

1. **MALLADO.** Conocido como mesh, el paso más importante, consisten en dividir el diseño en la mayor cantidad de elementos, de preferencia tetraedros, para ellos existen diferentes métodos cómo: automático, barrido y tetraedro; que el diseñador debe seleccionar de acuerdo a la calidad y fiabilidad de los resultados que desea obtener. Para la generación de un mallado perfecto no existe un camino a seguir, debido a que siempre dependerá de la geometría que se está mallando, pero se debe buscar obtener figuras geométricas equiláteras o cuadriláteras, por lo que los mejores softwares brindan herramientas para evaluar calidad del mallado con el que se está realizando el análisis.

A continuación, se presentan criterios para juzgar el mallado de un modelo, los cuales se tomarán en cuenta en este proyecto:

2. SKEWNESS (OBLICUIDAD). Representa una de las mediciones primarias de calidad de un mallado. Es un indicador de que tan cerca esta una cara o celda de un mallado a un equilátero o un polígono equiángulo ideal o alguna otra figura dentro de la geometría euclidiana. (ANSYS, 2010)

Figura 52. Cuadrilátero y triángulos ideales (izquierda) y oblicuos (derecha)

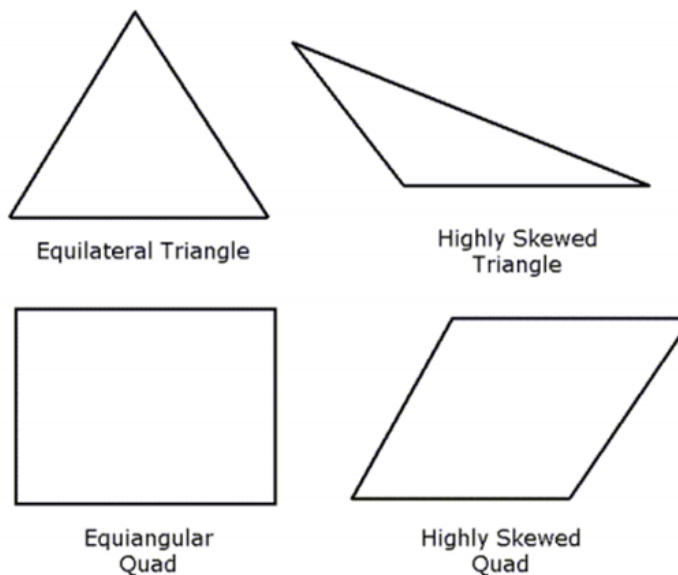


Figura 53. Clasificación de los valores del skewness

Value of Skewness	Cell Quality
1	degenerate
0.9 — <1	bad (sliver)
0.75 — 0.9	poor
0.5 — 0.75	fair
0.25 — 0.5	good
>0 — 0.25	excellent
0	equilateral

La Figura 53 Es una útil referencia para tomar en cuenta en el mallado. Existen dos métodos para medir el skewness. Basado en el volumen de figuras equiláteras (aplica únicamente a triángulos y tetraedros). Definido como:

$$Skewness = \frac{Optimal Cell Size - CellSize}{Optimal Cell Size}$$

En el diseño 2D ANSYS recomienda que todas las celdas deberían de hallarse entre bueno y superior. En el diseño 3D ANSYS recomienda que todas las celdas deberían de hallarse entre bueno y superior. Pero es posible encontrar celdas de peor mallado. Basado en la desviación con respecto a un Ángulo equilátero normalizado. (aplica a cualquier celda, cara o forma de un mallado) (ANSYS, 2010). En este caso el skewness se define como:

Ecuación 67. Desviación respecto a un ángulo equilátero

$$\max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right]$$

Donde,

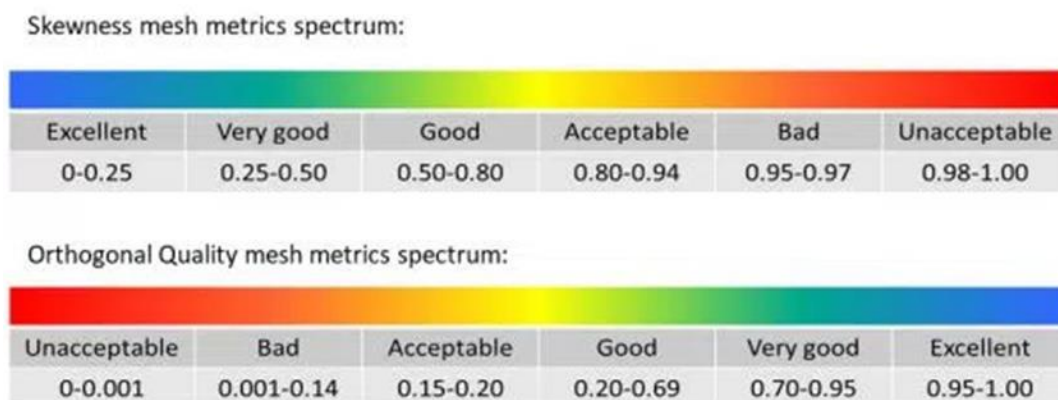
θ_{max} : Ángulo más grande en una cara o una celda.

θ_{min} : Ángulo más pequeño en una cara o una celda.

θ_e : Ángulo para una cara o celda (60° para triángulos, 90° para cuadrados).

3. ORTHOGONAL QUALITY (ORTOGONALIDAD). La oblicuidad y la ortogonalidad son dos métodos estadísticos capaces de ayudar al diseñador a calificar de una manera fácil y rápida la calidad del mallado en su diseño, en la cual debe mantener la calidad de la ortogonalidad mayor a 0.2 y una oblicuidad lo menor posible. Se debe tomar en cuenta que estos dos métodos de evaluación no son mutuamente dependientes, por lo que tener un buen valor de oblicuidad, no asegura calidad ortogonal.

Figura 54. Descripción del significado de oblicuidad y ortogonalidad



El rango para la ortogonalidad es de 0-1:

0 → *worst*

1 → *best*

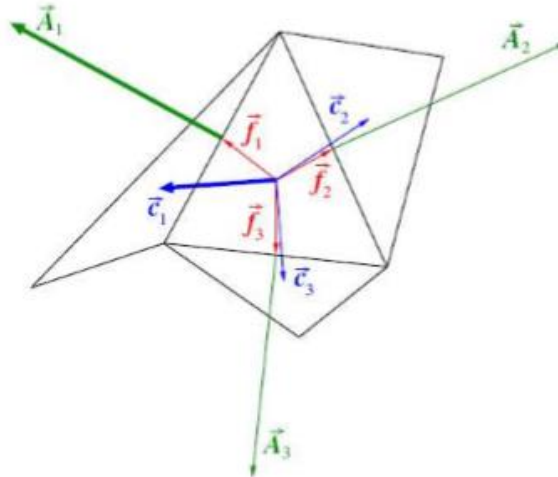
La calidad de la ortogonalidad es computada usando los vectores perpendiculares a la celda, el vector que inicia desde el centroide de la celda objetivo hacia el centroide de las celdas

adyacentes y el vector que va desde el centroide de la celda objetivo hacia el centroide de cada cara adyacente. (ANSYS, 2010)

El máximo de las siguientes cantidades es computado como la calidad de la ortogonalidad:

$$\frac{\overrightarrow{A_i \vec{f}_i}}{|\overrightarrow{A_i}| |\vec{f}_i|} \cdot \frac{\overrightarrow{A_i \vec{c}_i}}{|\overrightarrow{A_i}| |\vec{c}_i|}$$

Figura 55. Vectores para el cálculo de ortogonalidad



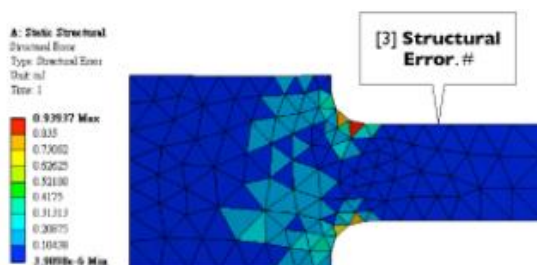
4. ERROR ESTRUCTURAL. Este es un parámetro que puede ser utilizado con dos propósitos:

- Como un indicador global de cuán adecuado es el mallado de la pieza. En general se prefiere que el error estructural sea lo más pequeño posible. (ANSYS, 2010)
- Como un indicador local de cuán adecuado es el mallado en una sección de la pieza. En general se quiere que el error estructural tenga una distribución lo más uniforme posible, de esta manera se logra mayor eficiencia de esfuerzo computacional. (ANSYS, 2010)

Una manera de reducir el error estructural es afinando el mallado. En regiones donde existan altos valores de error estructural se debe reducir el tamaño de los elementos del mallado. En regiones donde el error estructural es muy pequeño se puede aumentar el tamaño de los elementos. (ANSYS, 2010)

El error estructural se calcula para cada elemento del mallado. Por definición, el error estructural corresponde a la diferencia entre el promedio de la energía de deformación (energía de deformación promedio: energía de deformación del elemento objetivo y los elementos adyacentes) y la energía de deformación sin promediar del elemento objetivo. Es una medida de cuánto difieren los resultados (esfuerzo, temperatura, etc.) entre elementos adyacentes. (ANSYS, 2010)

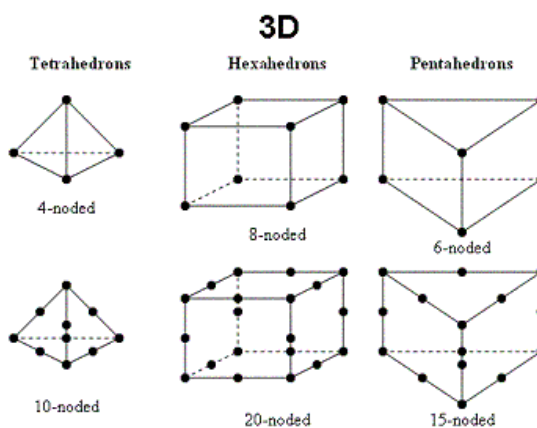
Figura 56. Error estructural de una pieza



5. FINEZA. Es un parámetro que indica el tamaño de las regiones en los cuales el modelo CAD será subdivido. Estas regiones o dominios se les llaman elementos, en cada uno de estos elementos se les aplicará un set de ecuaciones que aproximan las ecuaciones que gobiernan el fenómeno físico a la cual el modelo estará expuesto. Mientras más pequeños son estos elementos el mallado se afina, permitiendo que la solución del FEA se acerque más a la solución verdadera del fenómeno. (ANSYS, 2010)

6. GEOMETRÍA DEL ELEMENTO. Existen diferentes tipos de geometrías por elemento en un análisis de elementos finitos:

Figura 57. Diferentes formas figuras geométricas en análisis de elementos finitos



De acuerdo a los resultados del papper Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra donde se analizó la Figura 58 se presentan acá sus resultados en la Figura 59:

Figura 58. Pieza a torsión, tensión y flexión

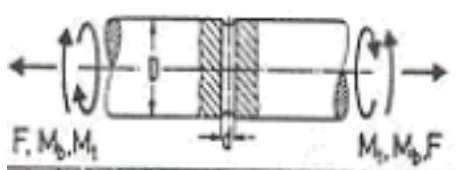
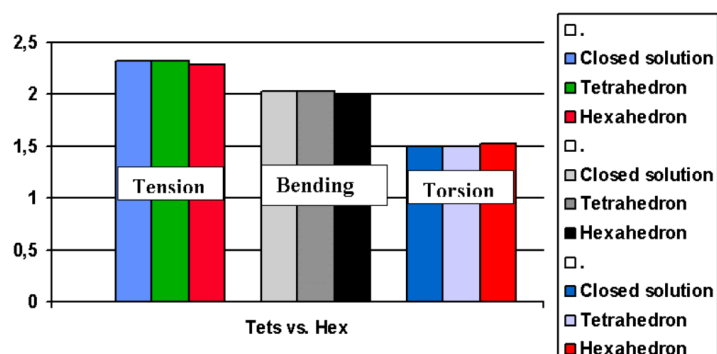


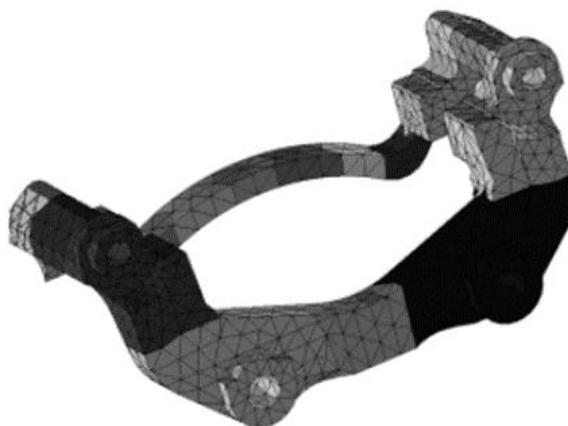
Figura 59. Rendimiento de tetraedros vs hexaedros de un análisis de esfuerzo



En la Figura 59 se puede notar que ambas formas de elemento convergieron a la solución cerrada, sin embargo, la solución de Tetraedros obtuvo resultados más precisos. (ANSYS. 2010)

Figura 60. Comparación de diez frecuencias de un breaker carrier utilizando tetraedros

frequency		difference
FEA	TEST	
1023 Hz	1015 Hz	(0,8%)
1172 Hz	1175 Hz	(-0,3%)
1307 Hz	1315 Hz	(-0,6%)
1367 Hz	1385 Hz	(-1,3%)
2369 Hz	2390 Hz	(-0,9%)
2229 Hz	2255 Hz	(-1,2%)
2651 Hz	2660 Hz	(-0,3%)
3391 Hz	3410 Hz	(-0,5%)
3041 Hz	-----	-----
4393 Hz	4410 Hz	(0-,4%)



En la Figura 60 se puede notar que los resultados del análisis FEA son bastante certeros, al utilizar tetraedros.

De ANSYS también se extraen las siguientes observaciones (ANSYS, 2010):

- No usar tetraedros lineales
- Los tetraedros cuadráticos dan muy buenos resultados en los FEA comparados contra los eventos reales.
- Los hexaedros cuadráticos son muy robustos, pero computacionalmente costosos.
- Para paredes delgadas se recomienda que la razón edge/thickness se encuentre alrededor de 2000 cuando se utilicen elementos tetraedros.

- Lo ventaja de los elementos hexaedros es que pueden alcanzar buenos resultados, sin la necesidad de utilizar un mallado demasiado fino.

R. NASA SYSTEMS ENGINEERING

NASA Systems Engineering, es un proceso donde la persona que lo utiliza puede llevar a cabo las mejores prácticas operacionales dentro de la administración de un proyecto.

Sin embargo, se tiene que tomar en cuenta que Systems Engineering no especifica un camino único y específico para cumplir alguna tarea, más bien, establece principios y buenas prácticas que se deben seguir. Está hecho tanto para proyectos dentro de la NASA como para proyectos externos, no importando si está siendo realizado por un ingeniero o un gerente.

1. **ALCANCE Y DETALLE.** Para poder transmitir los conceptos la NASA ha creado un manual, el cual describe conceptos generales y descripciones genéricas de los procesos, herramientas, técnicas y que prácticas evitar.

2. **CICLO DE VIDA DEL PROYECTO.** Es uno de los conceptos fundamentales para categorizar todo lo que debe realizarse de acuerdo a un programa o proyecto, separado en distintas fases, por medio de KDPs (Key decisión Points) donde la persona encargada acepta o rechaza el paso a la siguiente fase. Descomponer el ciclo de vida del proyecto en varias fases permite tener piezas pequeñas más manejables, por lo que los encargados podrán darse cuenta de los problemas más fácilmente y corregir el rumbo del proyecto.

S. TIPOS DE MANUALES DE FUNCIONAMIENTO Y COSTRUCCIÓN

Los manuales de calidad son documentos que detallan los objetivos de la empresa en cuanto al tema de calidad de los productos realizados. Estas normas son planteadas por la empresa y el país en el que se vende el producto, este manual siempre es adaptado para cada empresa, porque en el manual especifica los procedimientos correctos de verificación del producto, y los detalles más específicos que se pueden incluir. Entre las normas internacionales se puede mencionar las normas británicas BRC (British Retail Consortium), para la industria alimentaria IFS (International Food Standard) y también las normas ISO (International Organization for Standardization).

Los manuales de procedimientos detallan paso a paso, todas las actividades que se deben realizar para la utilización de las máquinas de una línea de proceso y los métodos de trabajo relacionados con la empresa. En este manual se especifican las funciones y responsabilidades del

o los operarios, para evitar la improvisación. También se deben identificar los procesos que se realizan de manera cronológica.

T. NORMAS ISO

ISO es la organización internacional de normalización, ellos definen las normas como: Acuerdos documentados que contienen especificaciones técnicas y criterios específicos para uso consecuente como reglas, directrices o definiciones, con el objetivo de asegurar que los materiales, productos, procesos y servicios sean apropiados a su fin.

Las normas pueden dividirse en normas de productos y normas de elaboración, estas últimas a su vez también pueden subdividirse, como normas de los sistemas de gestión y normas de funcionalidad. No se establecen criterios para la estación de empaque, pero en normas de funcionalidad existen requisitos verificables para esta todo lo relacionado con empaques.

1. **NORMAS ISO 9000.** Es necesario conocer las normas que rigen a la empresa en donde se está trabajando, de esta manera se tendrá conocimiento de las áreas importantes en las que se será evaluado a la hora de presentar o implementar el diseño propuesto.

2. **ISO 9001:2008.** Se enfoca en un sistema de gestión de calidad basado en procesos, esto genera que las tareas y deberes se realicen de forma sistemática. Las áreas importantes donde la norma hace hincapié son las siguientes. (Fontalvo & C, 2010)

- Sistema de gestión de calidad
- Responsabilidad de la dirección
- Gestión de los recursos
- Realización del producto o prestación del servicio
- Medición, análisis y mejora.

U. SISTEMAS HIDRÁULICOS

La hidráulica es la rama de ciencia que se concentra en la aplicación de fluido hidráulico para la generación de movimiento. Se utiliza en variedad de aplicaciones como: maquinaria de agricultura, maquinaria de construcción, maquinaria de minería y aplicaciones que requieren de fuerzas muy grandes. En general, los sistemas hidráulicos se componen de tres partes, un grupo generador de presión, el sistema de mando y los actuadores. El sistema de mando regula la potencia a través de válvulas que manejan el caudal y la presión

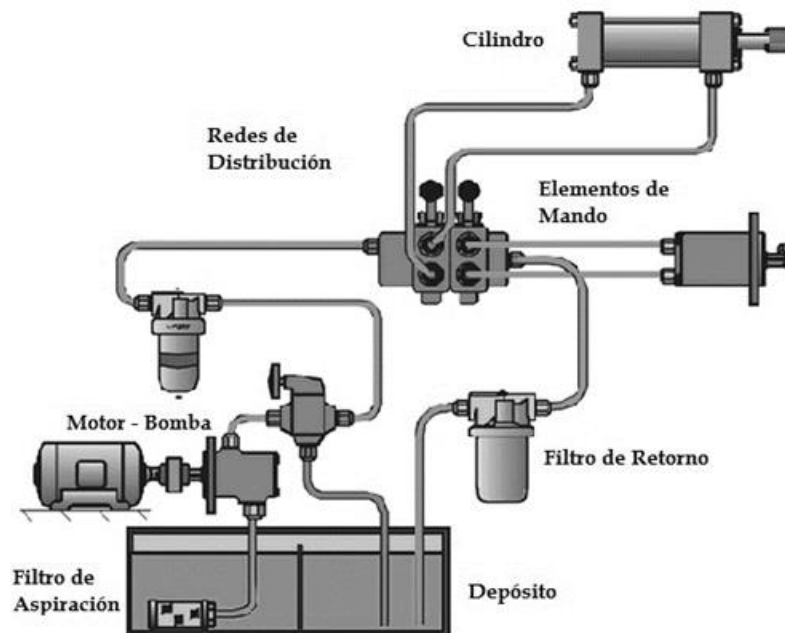
Los sistemas hidráulicos poseen actuadores (cilindros hidráulicos) que pueden producir fuerzas elevadas, aprovechando la energía de un circuito o instalación hidráulica. Además, la precisión de estos sistemas es elevada, debido a la propiedad de incompresibilidad del líquido en su interior. Entre sus desventajas se encuentra el coste elevado y la necesidad de unidades de potencia. Se aplican en elevadores, grúas, sistemas de vuelo etc.

1. CÁLCULO DEL CILINDRO. Para calcular la fuerza de un pistón se recurre al uso de la siguiente formula, que toma en cuenta la definición general de presión, el área de un círculo y el coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro (0.9).

Ecuación 68. Fuerza de cilindro al extenderse

$$F_{\text{Extension}} = P * \frac{\pi}{4} * D^2 * 0.9$$

Figura 61. Esquema básico de un circuito hidráulico

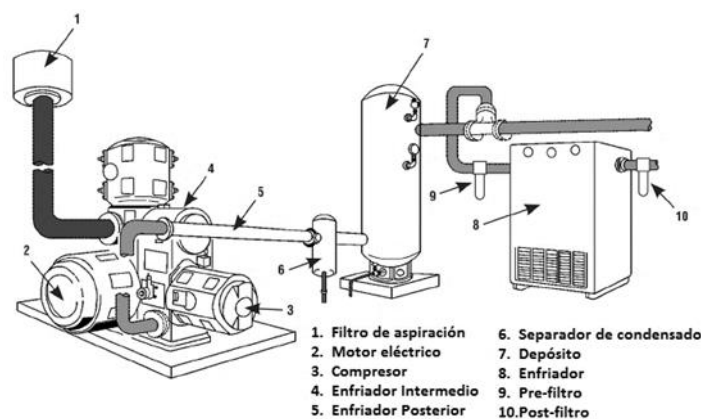


(FreestudyUK, 2013)

V. SISTEMAS NEUMÁTICOS

Los sistemas neumáticos parten de la utilización de aire comprimido para generar algún tipo de movimiento. Este tipo de sistemas no son propensos a generar chispas en un ambiente explosivo y se pueden utilizar en ambientes húmedos sin que provoquen daño eléctrico. Tiene una gran variedad de aplicaciones debido a sus ventajas y se utilizan en el área industrial, ya que es menos propenso a dañar maquinaria o lastimar a operarios.

Figura 62. Ejemplo de un sistema neumático



(FreestudyUK, 2013)

Dependiendo de la aplicación, es importante conocer las diferencias entre los sistemas hidráulicos y neumáticos para reconocer qué tipo de sistema se debe aplicar.

Cuadro 8. Diferencia entre neumática e hidráulica parte 1

Características	Hidráulico	Neumático
Efecto de fugas	Existe una pérdida de energía	El espacio de trabajo se contamina
Influencia de ambiente	No es propenso a explosiones ni a cortos electrónicos. Sin embargo, es sensible a cambios de temperatura	Es propenso a explosiones e incendios, también es sensible a cambios de temperatura.
Almacenaje	Es fácil de almacenar aire comprimido.	Al ser almacenado en un tanque se vuelve un recurso limitado.
Costo de alimentación	Muy alto	Alto
Movimiento lineal	Se puede llegar a generar con cilindros, las fuerzas son limitadas y las velocidades dependen de la carga.	Se genera con cilindros, se puede tener un buen control de velocidades y fuerzas altas.
Movimiento giratorio	Es simple, es ineficiente y trabaja a alta velocidad.	Simple, posee un par de torsión alto y trabaja a velocidades bajas.

(P. Croser, 2000)

Cuadro 9. Diferencia entre neumática e hidráulica parte 2

Características	Hidráulico	Neumático
Estabilidad	Ya que el aire es compresible, la estabilidad se puede ver afectada.	La estabilidad es alta, ya que el aceite tiene propiedades anti compresibles.
Fuerzas	Protegido contra sobrecargas. Fuerzas limitadas por la presión neumática y el diámetro del cilindro (F=30 KN a 6 bar)	Protegido contra sobrecargas, con presiones que alcanzan los 600 bar y pueden generarse grandes fuerzas hasta 3.000 KN

(P. Croser, 2000)

Es el estudio del movimiento del aire comprimido como un mecanismo para la transmisión de energía necesaria para lograr el movimiento en un mecanismo determinado, los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos, presenta ventajas como el bajo coste de sus componentes y la facilidad de diseño e implementación. (Creus, 2011)

1. ELEMENTOS NEUMÁTICOS. Unos de los conceptos básicos necesarios para introducir a los elementos neumáticos, es la presión que está dada por una fuerza, que el aire comprimido debe realizar, en un área específica dada en la Ecuación 69. Según este principio se pueden obtener actuadores lineales y rotacionales. Esta presión es indispensable en todo circuito neumático, además se puede considerar un factor de 0.7 como variaciones en el suministro del aire.

Ecuación 69. Presión

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

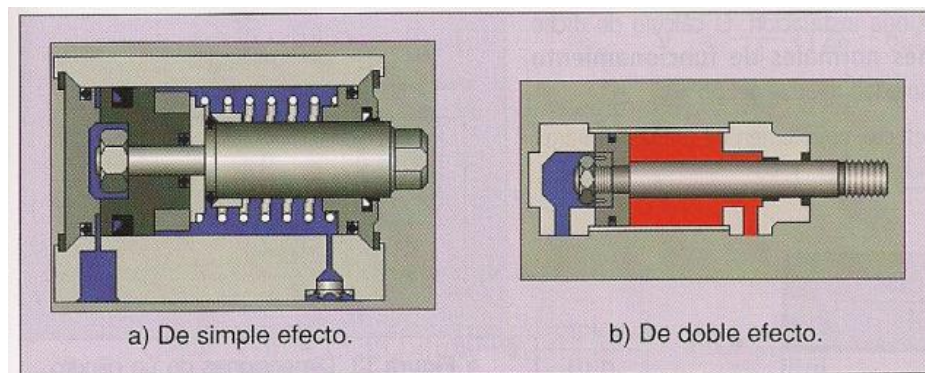
Figura 63. Cilindro neumático de doble efecto



(FESTO)

Uno de los actuadores más comunes son los cilindros neumáticos como se muestra en la Figura 63. Estos son elementos que realizan trabajo y tienen como función primordial transformar la energía neumática en trabajo mecánico, con un movimiento rectilíneo, este movimiento puede ser de avance o carrera de retroceso. Los cilindros también pueden ser de simple efecto o de doble efecto como en la Figura 64.

Figura 64. Tipos de cilindros



Un cilindro puede contener barras a los lados, guiados por una estructura rígida, que proporciona una mejor estabilidad como en la Figura 65. Además, su principal función es la antirrotación, ya que el cilindro está sujeto a una estructura rígida el vástago no puede rotar, el inconveniente es que posee más elementos en fricción, lo que reduce la velocidad de accionamiento.

Figura 65. Cilindro guiado por dos barras



(FESTO)

Como proveedor internacional Festo es una empresa alemana con varios años de conocimientos sobre neumática. Ellos proporcionan catálogos completos de sus elementos

neumáticos, ya sean actuadores, válvulas, sensores, sistemas de posicionamiento entre otras. En estos catálogos se pueden ver detalles importantes como la aplicación y cálculos relevantes para el funcionamiento correcto. Además de poseer archivos CAD 3D de sus componentes para el diseño de software.

Para llevar a cabo el control de varios procesos industriales se necesitan actuadores que manipulan la materia u objetos a ser tratados. Los actuadores tienen como fin proporcionar una fuerza para actuar sobre otro dispositivo mecánico. Estos se alimentan de tres fuentes posibles: presión hidráulica, presión neumática y energía eléctrica. Dependiendo de la categorización, existen diferentes agrupaciones de actuadores siendo una estas lineales y rotatorios. El otro grupo incluye neumáticos, eléctricos e hidráulicos. (Anaheim Automation, s.f.)

En cuanto a actuadores lineales y rotativos, estos dependen de una fuerza externa no lineal para funcionar. La utilidad de este tipo de actuadores es muy variada ya que se pueden llegar a utilizar en maquinaria, automatización, manufactura, componentes periféricos de una computadora, etc. Existen muchas variaciones de este tipo de actuadores con el fin de mejorar la eficiencia mecánica, capacidad de carga y velocidad. Con el fin de conocer la cantidad de sensores a utilizar y dependiendo de la aplicación, se debe considerar si el movimiento, la fuerza, posición o velocidad son requisitos operacionales muy importantes; o, si la combinación de algunos de estos es vital para la función del actuador.

Al igual que los sistemas hidráulicos y neumáticos, también se deben conocer las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de actuadores:

Cuadro 10. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de actuadores parte 1

Tipo de actuador	Ventajas	Desventajas
Electromecánico	Barato, cíclico, puede ser automatizado y tener mucha precisión.	Demasiadas partes que pueden llegar a desgastarse. Puede llegar a calentarse por la potencia disipada por motores.
Hidráulico	Capaz de generar fuerzas muy grandes. Relación de poner a tamaño alta.	Puede llegar a tener fugas, bomba y tanque hidráulico necesario para su funcionamiento. Necesita de retroalimentación de posición para repetibilidad. Es propenso a cavitación.

(P. Croser, 2000)

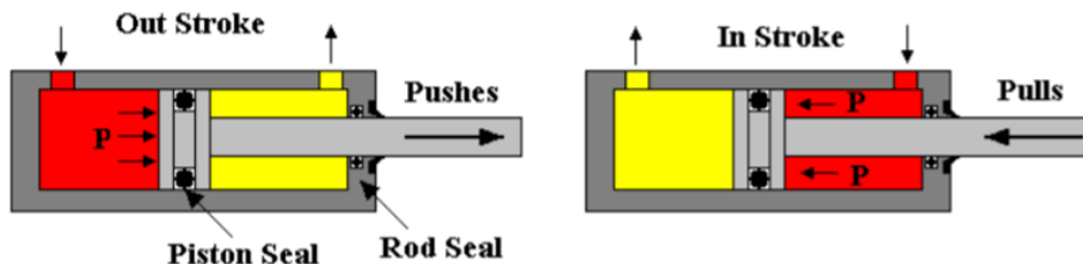
Cuadro 11. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de actuadores parte 2

Tipo de actuador	Ventajas	Desventajas
Neumático	Simple, velocidades altas, liviano y fuerte.	Controlar la posición no es posible a menos de que se pare completamente.
Motores lineales	Diseño simple, velocidades altas, pocas piezas a desgaste.	Tiene una capacidad de fuerzas débil a promedio. No es apto para trabajar en lugares dónde las chispas y explosiones sean un peligro.
Mecánico	Barato, cíclico, sin fuente de alimentación.	Operación manual, sin automatización.

(P. Croser, 2000)

2. CARACTERÍSTICAS DE CILINDROS. Uno de los actuadores lineales más famosos son los cilindros hidráulicos, neumáticos y eléctricos. Cómo se representa en el Cuadro 8, dependiendo del sistema cada uno de estos tienen sus propias ventajas y desventajas, características de las cuales se detallará más fondo para este tipo de actuador lineal.

Figura 66. Partes importantes de un pistón



(FreestudyUK, 2013)

El funcionamiento de pistones hidráulicos y neumáticos es similar, por lo cual las siguientes expresiones pueden modelar este tipo de actuadores.

Dependiendo de qué lado se esté analizando el pistón, la fuerza a la cual está sometido cambia. Si se trata de la cara opuesta al vástago, entonces la fuerza que el fluido ejerce sobre esta cara es la siguiente:

Ecuación 70. Fuerza de avance

$$F_{avance} = pA_f$$

En cambio, si se trata de la fuerza generada en la cara donde está colocado el vástago, la ecuación cambia a la siguiente:

Ecuación 71. Fuerza de retroceso

$$F_{retroceso} = p (A - a)f_c$$

Para estas ecuaciones A es el área completa del pistón, a es el área de la cara circular del vástago, p es la presión que actúa sobre las caras y f_c es el factor de corrección para anomalías en la presión del fluido. La fuerza que se ejerce sobre la carga es menor debido a la fricción entre los sellos, el pistón y su vástago.

En cuanto a la velocidad, del pistón esta depende de la tasa de flujo del fluido, esta recibe también el nombre de caudal. La siguiente ecuación describe la velocidad en la cara completa:

Ecuación 72. Tasa de flujo del aire

$$Q = Av$$

En la cara con el vástago, la ecuación es la siguiente:

Ecuación 73. Tasa de flujo en la cara del vástago

$$Q = (A - a)v$$

Para estas, las áreas están definidas con en la Ecuación 70 y Ecuación 71. Q se refiere al volumen de aire comprimido y v a la velocidad del pistón. En el caso de cilindros neumáticos, si hay variaciones en la presión habrá variaciones en la velocidad, ya que Q es el volumen de aire comprimido.

Para calcular la potencia del cilindro se utiliza la siguiente expresión:

Ecuación 74. Potencia del cilindro

$$P = Fvfc$$

Siendo F la fuerza del pistón y v su velocidad. Se debe de tomar en cuenta que la potencia de salida será menor a la que se supe, debido a pérdidas en fricción y entre partes deslizantes.

Por último, para cilindros electromecánicos estas ecuaciones son totalmente diferentes y sus principios también. El funcionamiento de este tipo de cilindro se basa en el movimiento de un tornillo sin fin y está posee las siguientes ventajas: aportan un riesgo mínimo de contaminación, requieren de menor mantenimiento y los costos de operación son menores que los de un sistema neumático. Sin embargo, este tipo de sistemas agregan armónicos, a través de potencia disipada generan calor luego de trabajo constante y no son aptos cuando se manejan productos químicos.

3. TIPOS DE CILINDROS Y ACCESORIOS. Dependiendo de la aplicación se pueden utilizar diferentes tipos de cilindros y accesorios. Estos no son todos los que se encuentran en la industria, sino los que son de interés para esta investigación. (Vidósola)

El cilindro de simple efecto acepta fluido solamente en una dirección. Este necesita de otra fuerza para retornar a su posición inicial; un resorte es un componente capaz de generar esa fuerza. Aun cuando es obvio, es importante resaltar que del lado donde se aplica la fuerza externa no se introduce fluido. En este tipo de cilindros se manejan carreras limitadas, una velocidad de retorno no controlada entre otras limitaciones. Sus principales usos son sujetar, marcar y expulsar.

Otro tipo de cilindro es el de doble efecto. Este realiza su carrera de avance y retroceso debido a un fluido. Esto le permite realizar trabajo, control de posición y velocidad en ambos sentidos. Su campo de trabajo es más extenso que el de los de simple efecto, porque aprovecha más su carrera y no pierde fuerza por un resorte o muelle.

Los cilindros telescópicos se componen de diferentes etapas que producen carreras largas a partir de un tamaño inicial corto. Estos cilindros pueden tener desde 2 hasta 5 etapas que se empujan una a otra y cada una es más larga que la anterior. Son utilizados en el área automotriz.

Al momento de seleccionar un pistón se deben tomar en cuenta diferentes especificaciones que un proveedor otorga. Algunas de estas son:

- Carga necesaria para pandeo (buckling load): es importante para reconocer cuánta fuerza de carga puede resistir el vástago.
- Tipo de montaje: tiene diferentes maneras de montarse, dependiendo de la estructura donde se vaya a instalar el cilindro.
- Amortiguamiento: se utiliza para reducir la velocidad al final de la carrera para evitar que el cilindro se lastime cuando regresa rápidamente. Su único problema es que, al volver a empujar el pistón, el área de contacto es el del agujero de entrada del fluido, lo cual no permite mover al pistón o se mueve lentamente al principio. Para resolverlo se utiliza una válvula en paralelo a la válvula de aguja del cilindro.

Algunos de los accesorios para los cilindros son los siguientes.

Los sistemas guías para cilindros son unidades mecánicas que aseguran que el cilindro no sufra fuerzas de giro y flexiones en su vástago. Poseen cojinetes por los cuales se deslizan las varillas de guiado. Pueden ser diferentes tipos de rodamientos, pero se recomiendan que sean lineales ya que reducen el rozamiento. Además de esto, pueden limitar la carrera del cilindro de manera sencilla y sin invertir en más sensores. Esto es muy útil ya que rara vez coincide la carrera del cilindro con la carrera diseñada.

Para determinar el funcionamiento correcto de la unidad guía, se deben de calcular las fuerzas a las cuales están sometido el vástago, el momento provocado por estas fuerzas, verificación de operación con la carga a mover y tiempo de vida.

Para calcular la vida de servicio se utiliza la siguiente expresión:

Ecuación 75. Vida de servicio

$$L_{calc} = \frac{L_{ref}}{f_v^3}$$

Donde f es el factor de comparación de carga, definido en la siguiente ecuación y L_{ref} es una vida de servicio de referencia.

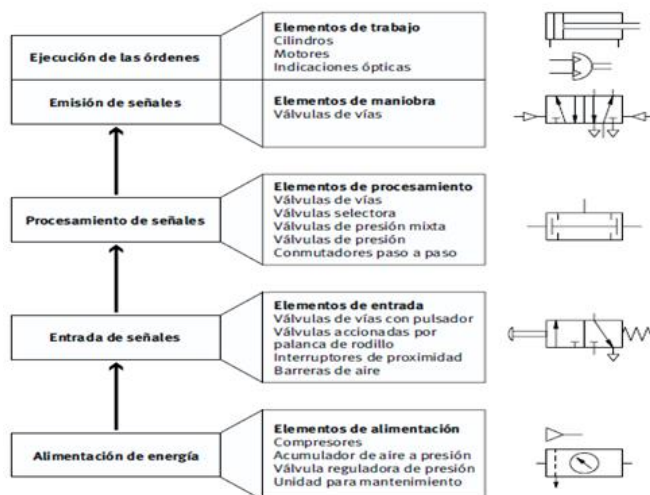
Ecuación 76. Factor de comparación de carga

$$f_v = \frac{|F_y|}{F_{y,max}} + \frac{|F_z|}{F_{z,max}} + \frac{|M_y|}{M_{y,max}} + \frac{|M_z|}{M_{z,max}} + \frac{|M_x|}{M_{x,max}} \leq 1$$

Donde F y M se refieren a las fuerzas y momentos en cada eje. Para verificar que la unidad guía y el cilindro servirán, el valor del factor de comparación de carga debe de ser menor o igual a 1. (FESTO)

Las válvulas de control de dirección o válvulas distribuidoras son las que determinan el arranque, paro y dirección de circulación de aire comprimido o fluido para controlar un pistón. En la siguiente figura se pueden observar las diferentes partes de la estructura de sistemas neumáticos, que tiene como fin controlar un pistón. De manera similar se utilizan válvulas para los sistemas hidráulicos. (Boubeta, 2010)

Figura 67. Estructura de sistemas neumáticos



(A.1, 2007)

Estos elementos pueden separarse en tres categorías para sistemas neumáticos.

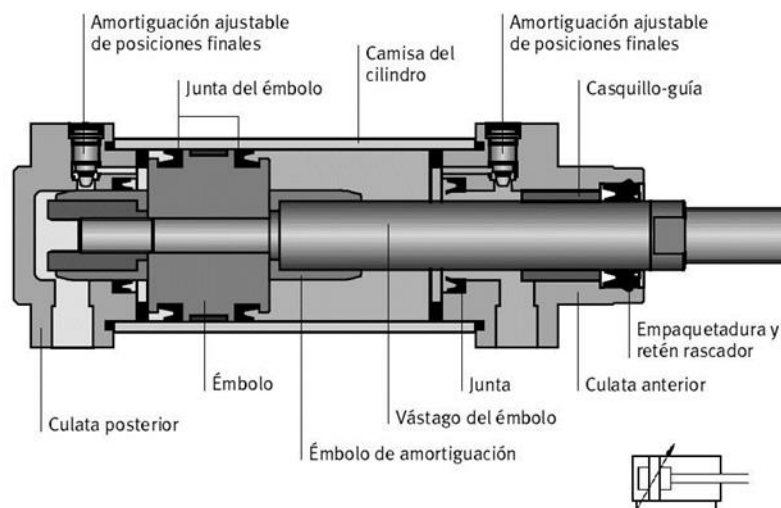
- Distribuidores de potencia o principales. Estos permiten el suministro de aire directamente a los actuadores al igual que su escape.
- Distribuidores fin de carrera. Estos abren o cierran distribuidores que se utilizan para accionar otros mecanismos de control, como distribuidores de potencia.
- Distribuidores auxiliares: Se utilizan con los últimos dos tipos de distribuidores para dirigir las señales de presión del aire.

Debe de tomarse en cuenta que este tipo de elementos actúan de manera discreta, por lo que distribuyen aire o no.

Son aquellos elementos encargados de convertir la energía proporcionada por el aire comprimido en trabajo mecánico mediante un movimiento, puede ser lineal o rotacional.

a. CILINDRO NEUMÁTICO DE MOVIMIENTO LINEAL. Es un elemento mecánico conformado por un cilindro cerrado en ambos extremos con un agujero en uno de ellos donde se coloca un vástago que es el encargado de transmitir movimiento lineal al ingresar aire comprimido por el extremo opuesto, en la Figura 68 se representa un cilindro neumático de doble efecto, existen distintos tipos de cilindros neumáticos como lo son: de simple efecto, de doble efecto y cilindro neumático guiado.

Figura 68. Representación gráfica de un cilindro neumático de doble efecto



(Automatización industrial, 2017)

b. FUERZA DEL CILINDRO. Es la fuerza producida por el cilindro neumático en función de la presión del aire comprimido y el área de contacto del diámetro del cilindro, también se puede

contemplar la fuerza de roce provocada por el contacto entre el cilindro y el vástago. En la Ecuación 77 se presenta la forma general que describe la fuerza que el aire ejerce sobre el área del pistón.

Ecuación 77. Fuerza del cilindro extendido

$$F = P_{aire} * A_{pistón} - f_{muelle}$$

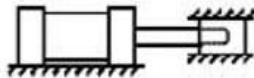
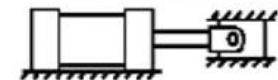

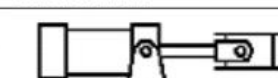
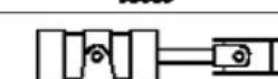
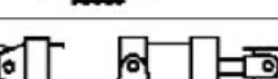
Para los cilindros de doble efecto es necesario el tomar en consideración que en la dirección de retorno del movimiento lineal la fuerza ejercida por el aire comprimido no está siendo aplicada en el área total, para la fuerza de retroceso en los cilindros de doble efecto se utiliza la Ecuación 78 donde se contempla dicho cambio.

Ecuación 78. Fuerza del cilindro retraído

$$F = P_{aire} * \frac{\pi * (D_{exterior}^2 - D_{interior}^2)}{4} - f_{muelle}$$

c. FUERZA DE CARGA DEL CILINDRO. Es la carga que sufre el vástago del cilindro neumático debido a las condiciones de montaje del mismo, dependiendo del tipo de conexión se pueden establecer tres distintos grupos para su análisis, esto se puede representar por un factor de pandeo que se puede utilizar para realizar el análisis sobre el vástago y determinar el diámetro del mismo. En la Figura 69 se puede observar las distintas formas en que se dividen estos grupos y algunas ejemplificaciones de los tipos de conexiones utilizados en cada uno.

Figura 69. Factor de pandeo debido al tipo de conexión del cilindro neumático

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

(Creus, 2011)

4. CILINDROS ELECTROMECÁNICOS. Los cilindros electromecánicos son una alternativa a cilindros de accionamiento eléctrico, hidráulico y vida útil. Son llamados electromecánicos debido a los componentes de su construcción; un cilindro electromecánico está constituido por un tornillo de rodillo y un motor. (SKF Electromechanical Cylinders, 2008)

Beneficios principales

- Fácil uso e instalación
- Permite operación rápida bajo grandes cargas.
- Alta capacidad de aceleración
- Alta durabilidad
- Alta rigidez
- Poco mantenimiento debido a los pocos componentes que lo conforman.
- Programable

a. **FUERZA DINÁMICA EQUIVALENTE.** En la mayoría de las aplicaciones la carga fluctúa con el tiempo. El servicio de vida o service life del actuador lineal depende de la carga a la cual está sometido. Para simplificar los cálculos, se supone una carga constante equivalente durante un ciclo completo de movimiento, esta se le llama: Fuerza dinámica equivalente. (SKF Electromechanical Cylinders, 2008)

Ecuación 79. Fuerza dinámica equivalente

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 s_1 + F_2^3 s_2 + F_3^3 s_3 + \dots}{s_1 + s_2 + s_3}} \quad F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3}$$

b. **LIFETIME DISTANCE L10DIST.** Es definida como la vida en kilómetros que el 90% de un grupo suficientemente grande de aparentemente idénticos actuadores lineales alcanzaron o superaron. (SKF Electromechanical Cylinders, 2008)

Ecuación 80. Tiempo de vida L10

$$L_{10\text{dist}} = \frac{S_{\text{cycle}} t_l \times 3,6}{t_{\text{cycle}}}$$

$$L_{10\text{dist}} = S_{\text{cycle}} n_{\text{cycles}}$$

where:

$L_{10\text{dist}}$: Lifetime distance in km

S_{cycle} : Distance travelled per motion cycle in m (both directions)

t_{cycle} : Time per motion cycle in s (from one motion cycle to the next)

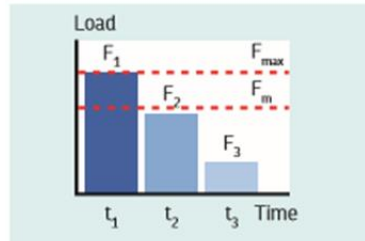
t_l : Required lifetime in hours

n_{cycles} : Number of cycles (in 1 000)

c. CARGA TÉRMICA. Esta carga es importante determinarla ya que permite calcular el torque medio, de la aplicación. Parámetro que representa el efecto térmico sobre las bobinas del motor. (SKF Electromechanical Cylinders, 2008)

Ecuación 81. Carga térmica equivalente

$$F_{th} = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + F_3^2 t_3}{t_1 + t_2 + t_3}}$$



F_{th} : Equivalent thermal load of the application
 F_1, F_2, \dots, F_n : Load exerted over a time (percentage of full motion cycle time t_{cycle})
 t_1, t_2, \dots, t_n : Time over which the load F_n is exerted

d. TORQUE CONTINUÓ REQUERIDO. Representa el torque necesario para poder actuar un lead steard o husillo laminado. (SKF Electromechanical Cylinders, 2008)

Ecuación 82. Torque continuo requerido

$$M_{Ac} = \frac{M_{max} F_{th}}{F_{max}}$$

where

M_{Ac} : Required continuous torque of the motor in Nm
 M_{max} : Maximum input torque of the linear unit in Nm
 F_{th} : Equivalent thermal load of the application in N
 F_{max} : Maximum dynamic axial force of the linear unit in N

Ecuación 83. Torque máximo requerido de un motor

$$M_{Amax} = \frac{T_{Umax} F_{Amax}}{F_{Umax}}$$

where

M_{Amax} : Required maximum torque of the motor in Nm
 T_{Umax} : Maximum input torque of the linear unit in Nm
 F_{Amax} : Maximum dynamic axial load of the application in N
 F_{Umax} : Maximum dynamic axial force of the linear unit in N

e. SKF ELECTRIC CYLINDER CASM (ECC) CALCULATOR. El SKF ECC es una calculadora online para selección de un actuador lineal de la familia CASM. Esta herramienta

proporciona recomendaciones de los componentes que mejor satisfacen una necesidad basada en los requerimientos y condiciones de operación dados por el usuario. Capaz de sugerir la mejor combinación de motor, actuador lineal, controlador y sugerir combinaciones de trabajo. Ver Anexo 101 esta herramienta será de gran utilidad ya que proporciona una manera rápida de escoger un actuador que se acople a la necesidad entre la gran variedad de soluciones que el proveedor ofrece.

5. CONSUMO DE AIRE. Para el adecuado diseño de un sistema neumático es necesario el conocer todas las condiciones de disposición de aire comprimido y conocer el gasto de energía del sistema, para ello es necesario conocer el consumo de aire del sistema a instalar, el consumo de aire del cilindro es una función de la relación de compresión, del área del pistón y de la carrera del mismo, en la Ecuación 84 se puede observar el consumo de aire y las variables anteriormente mencionadas. (Neumática e Hidráulica, 2011)

Ecuación 84. Consumo de aire

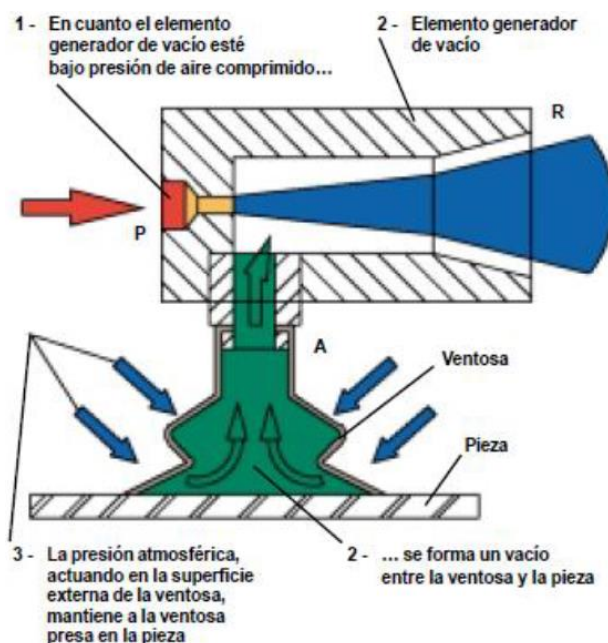
$$\text{Consumo}_{\text{aire}} = \text{Relación}_{\text{compresión}} * A_{\text{pistón}} * \text{Carrera} * \text{Ciclos}/\text{minuto}$$

a. **VELOCIDAD DEL PISTÓN Y AMORTIGUAMIENTO.** La velocidad del pistón se obtiene del dividir el caudal por la sección del pistón, esta velocidad puede ser algo menor debido a los espacios muertos, pérdida de cargas de aire. También es necesario así la utilización de un sistema de amortiguamiento para reducir la velocidad del pistón al final de su carrera y así evitar el golpe del pistón.

b. **TÉCNICA DE VACÍO Y VENTOSAS.** Este proceso de generación de vacío se centra en la utilización del principio de Venturi, el cual permite un diferencial de presiones dentro de la ventosa en comparación con el exterior lo cual permite que dicho elemento se pueda adherir a superficies no porosas, dependiendo el diseño de las ventosas y su material puede variar su aplicación, así como la carga que puede soportar.

c. **PRINCIPIO DE VENTURI.** Al someter un fluido en un conducto cerrado a condiciones de alta velocidad se genera una disminución de presión al atravesar una zona de sección menor, al aumentar la velocidad lo suficiente se puede obtener presiones negativas que al conectarse a elementos como ventosas pueden producir una aspiración de fluidos con los que se encuentren en contacto. Este proceso es realizado por una tobera respiradora o eyector que luego se acopla a la ventosa que es el elemento de sujeción, en la Figura 70 se puede encontrar una representación gráfica de cómo funciona el acople entre el elemento de generación de vacío y una ventosa que por medio de la utilización de aire comprimido permite la generación de vacío dentro de la ventosa.

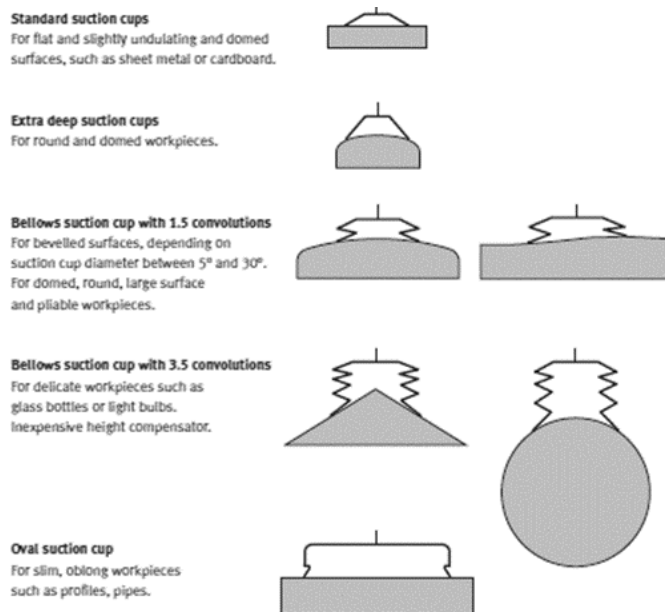
Figura 70. Diagrama de un generador de vacío (tobera) y una ventosa



(FESTO, 2017)

d. TIPOS DE VENTOSAS. Dependiendo de la aplicación, las condiciones del ambiente donde se utilizarán y el volumen del elemento que se desea succionar pueden variar los diseños de las mismas, así como el material, en la Figura 71 se puede observar una representación gráfica de los distintos tipos de ventosas y algunas aplicaciones en las que se pueden utilizar.

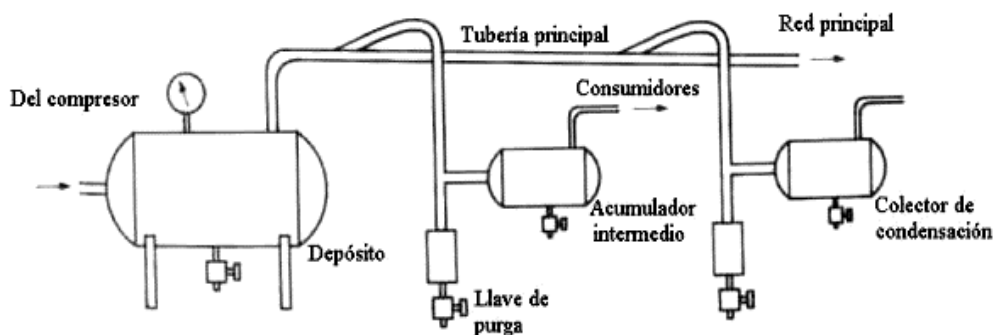
Figura 71. Tipos de ventosas que trabaja FESTO y sus aplicaciones



(FESTO, 2017)

6. RED DE DISTRIBUCIÓN. Utilizada para abastecer de aire comprimido a todos los equipos que necesiten de este, esta se encuentra compuesta desde el compresor luego atraviesa una estación de acondicionamiento para el aire que limpia de impurezas y luego se dirige a un depósito acumulador para su posterior distribución a todos los elementos mediante una red de tuberías diseñadas en base a la presión y caudal necesarios por cada elemento tomando en cuenta pérdidas por cada elemento, en la Figura 72 se observar una representación sencilla de una red de distribución neumática.

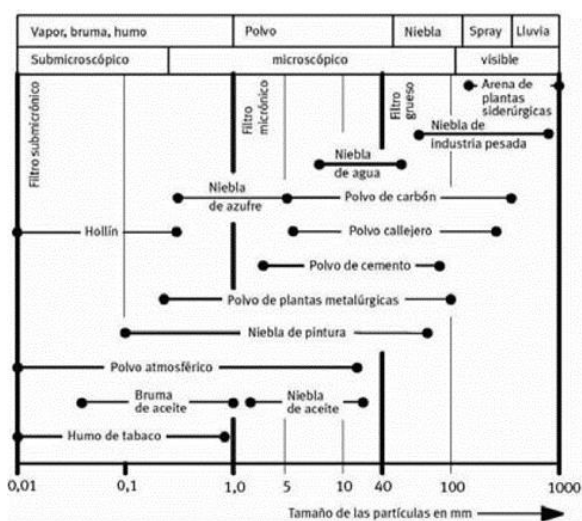
Figura 72. Representación gráfica de una red de distribución neumática



(Creus, 2011)

a. IMPUREZAS EN RED DE DISTRIBUCIÓN. Estas se encuentran constituidas en su mayoría por la suciedad del aire antes de ser comprimido, polvo por abrasión por desgaste y aceites del compresor y oxido o residuos de soldadura de la red de distribución. Si no se tratan las impurezas estas pueden generar partículas más grandes produciendo problemas como la destrucción de elementos neumáticos. En la Figura 73 se puede observar los distintos tipos y tamaños de las impurezas más comunes en el aire.

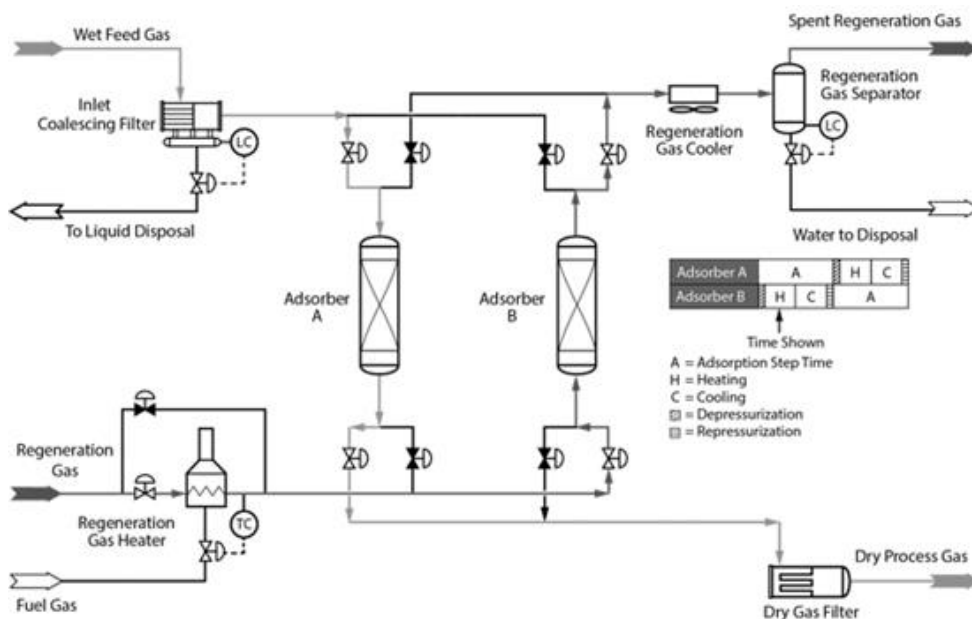
Figura 73. Estandarización de impurezas en el aire según su dimensión



(Creus, 2011)

b. PROCESOS PARA LIMPIEZA DE IMPUREZAS. El proceso se basa en tres pasos que son: la eliminación de partículas gruesas, el secado de aire y la preparación fina del aire. Debido a que el compresor tiende a calentarse es necesario colocar un equipo de limpieza y refrigeración del aire, luego de este proceso se debe de secar el aire para conseguir que el punto de rocío que este posea sea bastante inferior a la temperatura mínima a la que se encontrará el aire a lo largo de la red de distribución, para ello se puede utilizar el proceso de secado por frío o secado por adsorción, en la Figura 74 se muestra este proceso.

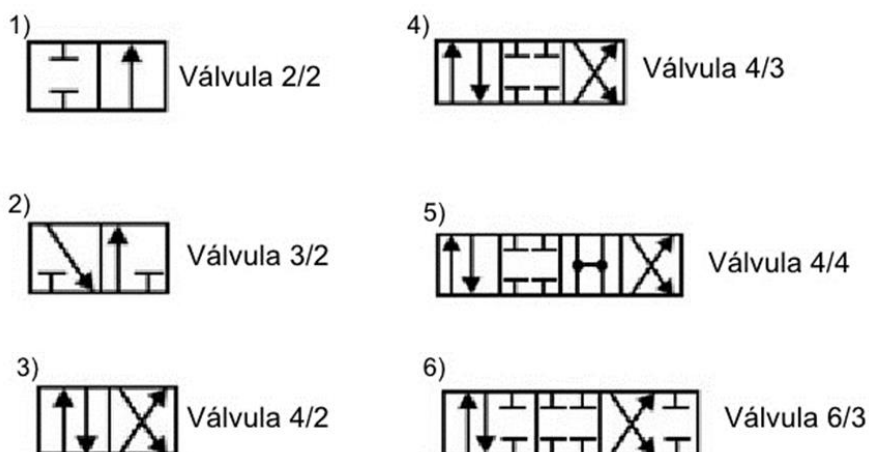
Figura 74. Limpieza de aire comprimido con el proceso de adsorción



(Campbell, 2017)

7. VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS. Son los elementos mecánicos encargados de dirigir el aire comprimido hacia varias vías dependiendo de que elemento neumático se desee controlar, por ejemplo, para un pistón serían: arranque del vástago, la parada y el cambio de sentido del mismo. Estas válvulas poseen cierta simbología la cual se encuentra definida por la DIN-ISO 1219 para definir la nomenclatura de dichas válvulas, así como la representación gráfica de dichos elementos para que puedan ser montados de forma adecuada en una red de distribución. Las representaciones gráficas se caracterizan ya que representan el número de posiciones que pueden estas tomar, la cantidad de entradas o salidas que esta posee y el tipo de accionamiento que esta necesita para poder trabajar, estas se pueden observar en la Figura 75.

Figura 75. Representación gráfica de los distintos tipos de válvulas reguladoras



(Creus, 2011)

a. **VÁLVULAS NEUMÁTICAS MANUALES.** Estas suelen ser válvulas 4/3, esto quiere decir que posee 4 vías (2 de entradas y 2 salidas de aire comprimido) y 3 diferentes posiciones (activado, detenido y retraído), estas se caracterizan por ser accionadas de manera manual mediante una palanca o pedal.

b. **ELECTROVÁLVULA DE SOLENOIDE.** La diferencia de este tipo de válvulas en comparación con las de accionamiento manual, es que estas se encuentran activadas por medio de bobinas de solenoide, en la configuración de estas se encuentran siempre alimentadas, las cuales se activan mediante la excitación de los circuitos del solenoide debido a un final o principio de carrera, presostato o mando electrónico. La principal ventaja de este tipo de válvulas es el lograr una automatización en los procesos, así como una mayor distancia para la transmisión de señales para los actuadores que se desean controlar.

8. INSTRUMENTACIÓN INDUSTRIAL. En la actualidad las industrias utilizan cada vez más elementos que le permiten el controlar procesos industriales, como lo es el control mediante lazo cerrado y lazo abierto. Para ello es absolutamente necesario el controlar y mantener constantes algunas magnitudes, tales como presión, caudal, temperatura, pH, entre otras. Los instrumentos de medición y control permiten que el operario conozca la condición en que se encuentra el sistema y poder accionar de manera que se pueda controlar el proceso que se desea trabajar. (Creus, 2010)

a. **INSTRUMENTOS CIEGOS.** Son aquellos que no poseen ningún tipo de indicador visible, estos simplemente conmutan al cruzar el valor especificado por el proveedor o seleccionado por parte del operario. Aquí se pueden tener elementos como presostato o termostato.

b. INSTRUMENTOS INDICADORES. A diferencia de los ciegos estos poseen un indicador y escala para determinar el valor de la variable que se encuentra leyendo.

c. INSTRUMENTOS REGISTRADORES. Estos pueden o no poseen un indicador con escala, pero lo que les diferencia es el que registran con trazo continuo o puntos el estado de la variable que se encuentran leyendo de manera continua en un tiempo determinado de medición.

d. SENSORES. Estos captan el valor de la variable de proceso y envían una señal de salida predeterminado, estos elementos pueden formar parte de otro instrumento o bien pueden estar separados. Estos son elementos detectores o primarios por estar en contacto con la variable.

e. TRANSMISORES. Utilizados para la transmisión de una señal a distancias largas, para ello obtienen la variable de proceso a través del elemento primario para su posterior transmisión.

f. TRANSDUCTORES. A diferencia del transmisor este cumple la función de recibir una o más entradas, variables físicas o químicas, y la convierten a una señal de salida consolidada que otro elemento pueda leer, señales eléctricas o magnéticas.

g. CONTROLADORES. Encargados de la lectura de las señales recibidas por parte de los elementos de medición, estos comparan el valor obtenido con un valor deseado o estandarizado para ejercer una acción correctiva y rectificar el proceso que se está ejecutando en dicho momento.

h. ELEMENTO DE CONTROL. Este recibe la señal emitida por el controlador para rectificar el estado o comportamiento de la variable de proceso que se desea modificar.

Figura 76. Variedad instrumentos industriales



W. SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO.

Sistemas que miden una variable y actúa de forma específica para que esa variable se mantenga en un valor deseado o de referencia. Funciona con retroalimentación para poder

detectar si la variable no se encuentra en el punto deseado, aplica una corrección al proceso; mide nuevamente el efecto producido de esta corrección y las aplica sucesivamente hasta llegar al valor deseado.

1. ELEMENTOS LAZO DE CONTROL AUTOMÁTICO.

a. SISTEMA DE MEDICIÓN. Elementos que utilizan para determinar y comunicar al sistema de control el valor de la variable controlada o variable de proceso.

b. ELEMENTO PRIMARIO. Parte del sistema que transforma energía del medio controlado para producir un efecto como respuesta a cualquier cambio en el valor de la variable controlada. El cambio puede ser de presión, fuerza, posición o eléctrico.

c. SISTEMA DE CONTROL. Elementos del controlador automático relacionados con la generación de la acción correctiva o retroalimentación. Es el sistema encargado de comparar el valor de la variable de proceso con el punto de referencia y tomar decisiones.

d. UNIDAD DE POTENCIA. Es la parte del sistema de control que aplica energía para accionar elementos finales de control; por ejemplo, motores o cilindros neumáticos.

e. ELEMENTO FINAL DE CONTROL. Modifica directamente el valor de la variable manipulada.

2. TIPO DE VARIABLES.

a. VARIABLE CONTROLADA (CV). Característica de calidad o cantidad que se mide y controla. Es una condición del medio controlado; por tal la material o energía sobre la que se encuentra situada esta variable.

b. VARIABLE MANIPULADA (MV). Cantidad o condición de materia o energía que se modifica por el controlador automático para que el valor de la variable controlada resulte afectado en la proporción que se le indique.

c. VARIABLE DE PERTURBACIÓN (DV). Variable que tiene influencia sobre la variable controlada pero no puede ser modificada directamente por la variable manipulada.

X. INSTRUMENTACIÓN ELECTRÓNICA

Área de la tecnología que estudia equipos realizados mediante circuitos y sistemas electrónicos destinados a la medición, visualización, generación y conversión de señales eléctricas y los dispositivos o circuitos electrónicos que convierten una señal no eléctrica, como temperatura y presión, en una señal eléctrica, se les conoce como sensores.

1. TIPOS DE SEÑALES

a. SEÑAL DIGITAL. Señal definida para todos los valores en la variable continua del tiempo; su amplitud puede ser cualquier valor en un rango continuo. Las señales en la vida real suelen ser de este tipo y se puede referir a ellas solamente como continuas.

b. SEÑAL ANALÓGICA. Señal manipulada por el ser humano en la que el valor de la amplitud es un valor discreto y no un valor dentro de cierto rango. (H. Baher, 2002)

2. **SENSORES Y SU CLASIFICACIÓN.** De la forma más general es un dispositivo que recibe y responde a una señal o estímulo; utilizamos esta información para realizar actividades de acuerdo a la aplicación. En otras palabras, un sensor es un traductor de señales no eléctricas a valores eléctricos utilizando conversión de energía, sin importar lo que se esté midiendo.

Los sensores nunca funcionan solos, siempre son parte de algún sistema mayor de obtención de datos o sistemas que tienen mecanismos de retroalimentación. En la figura 5 se observa la clasificación completa de los sensores dependiendo de diferentes características.

a. **SENSORES ACTIVOS Y PASIVOS.** Los sensores activos generan señales representativas sin requerir de fuente de alimentación externa; los sensores pasivos generan señales representativas de las magnitudes a medir utilizando una fuente auxiliar.

b. **SENSORES DISCRETOS Y DE MEDIDA.** Pertenecen a la clasificación según el rango de valores de salida. Los on/off también llamados todo o nada son sensores binarios que regresan señales 0-1, son sensores simples. Los sensores de medida nos dan una salida proporcional a la señal de entrada. (J. Fraden, 2010)

c. **SENSORES DE PROXIMIDAD.**

i. **SENSORES CAPACITIVOS.** Estos sensores detectan objetos de metal y casi cualquier otro material, pueden detectar niveles de líquidos, químicos y se utiliza en la industria. También detectan materiales dieléctricos como plásticos, vidrio y fluidos. Generalmente son usados como sensores on/off.

ii. **SENSORES INDUCTIVOS.** Son sensores que miden la proximidad de piezas metálicas a distancias generalmente entre 1mm a 30mm y cuentan con una resolución de décimas de milímetros. Estos sensores comúnmente se presentan en forma cilíndrica y pueden tener rosca para su fácil instalación. También pueden encontrarse en forma de paralelepípedo con cabezal orientable. (J. Acedo, 2006)

Y. CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES.

Conocidos por sus siglas: PLC, dispositivo digital electrónico con memoria programable para almacenamiento de instrucciones, permite la implementación de funciones específicas como lógicas, secuenciales, temporizadores, contadores, aritméticas, entre otros; con el objetivo de controlar máquinas y sus procesos.

1. VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

Cuadro 12. Ventajas y desventajas de un PLC

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Menor tiempo invertido en elaboración de proyectos	Inversión inicial elevada
Capacidad de realizar cambios sin modificar cableado ni añadir nuevos aparatos o controladores No es del todo cierto esto.	Necesidad de personal capacitado para programar el PLC y conocimiento para su uso.
La ventaja más grande de un PLC es su capacidad de manipulación de múltiples entradas y salidas.	
Espacio reducido.	
Costo de instalación y mantenimiento es reducido.	
Varias máquinas se pueden controlar con un mismo PLC.	
El PLC es reutilizable en caso la máquina que este controlando quede fuera de uso	

(R. Cobo, 2015)

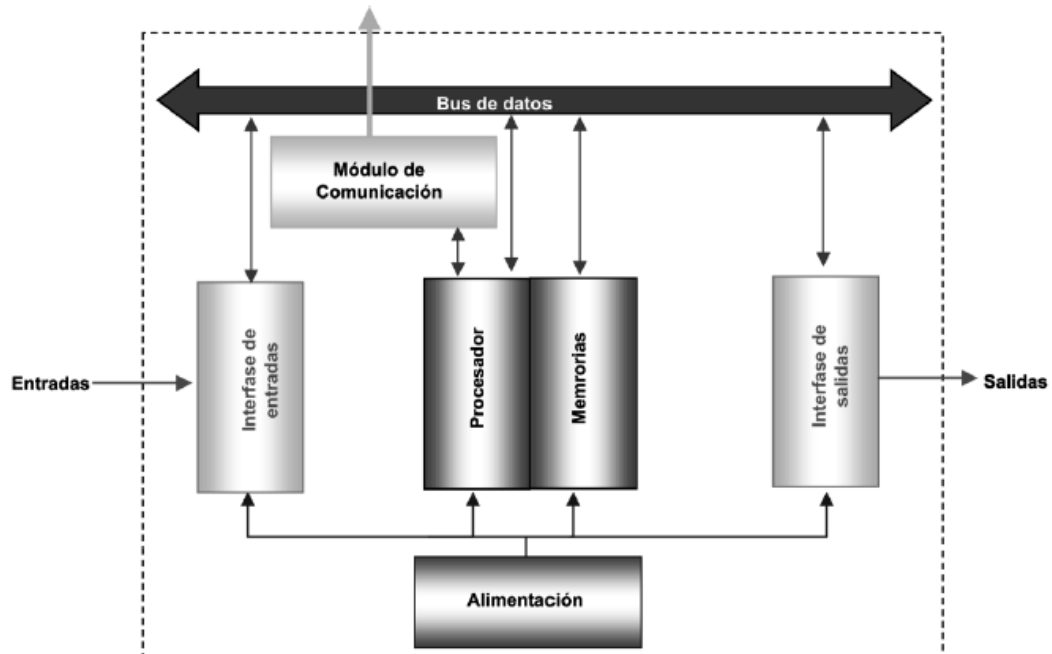
2. HISTORIA DEL PLC. Inician en los años 60 con el objetivo de eliminar los sistemas de control de máquinas basados en relés por ser muy complicados y costosos. Una de las primeras propuestas fue el Controlador Modular Digital (MODICON), que fue el primer PLC que se produjo en escala comercial. A mediados de los años 70 iniciaron las habilidades de comunicación entre PLC utilizando el sistema MODBUS de MODICON. Durante los años 80 se hicieron los primeros intentos por estandarizar las comunicaciones, al mismo tiempo los equipos se hicieron más pequeños y el lenguaje de programación se adaptó a computadoras personas y portátiles.

En los años 90 ya no se introdujeron protocolos nuevos por los que se reunieron todos los lenguajes que sobrevivieron de los años 80 bajo un estándar internacional único. Actualmente los

PLC cuentan con controladores programables con función de diagramas de bloques, lista de instrucciones, lenguajes de programación C o texto estructurado.

3. ESTRUCTURA DE UN PLC. Está compuesta básicamente por CPU, interfaces de entradas e interfaces de salida.

Figura 77. Estructura general de PLC



(R. Cobo, 2015)

a. PROCESADOR. Cerebro del PLC, responsable de la ejecución del programa desarrollado por el usuario. Es encargado de ejecutar el programa realizado por el usuario y de administrar la comunicación entre el dispositivo de programación, la memoria, microprocesador y los bornes de entrada y salida.

b. MEMORIA. Le da la capacidad al PLC de almacenar y retirar información. Son localizaciones donde la información es distribuida y almacenada. Se pueden guardar datos de proceso (entradas, salida, variables internas, datos alfanuméricos y constantes) y datos de control (instrucciones de usuario, programa, configuración del PLC).

Existen distintos tipos de memoria:

i. MEMORIA DE DATOS. También conocida como tabla de registros, se usa para grabar datos necesarios para la ejecución del programa. Esta memoria tiene información sobre el estado presente de los dispositivos de entrada y salida.

ii. MEMORIA DEL USUARIO. Memoria que guarda el programa, este debe permanecer constante durante todo el funcionamiento del equipo.

c. ENTRADAS Y SALIDAS. Cambian o envían señales con el PLC. Los de entrada se utilizan para conocer una condición específica del entorno como temperatura, presión, posición; los de salida responden a señales que reciben del PLC para modificar el entorno.

d. ALIMENTACIÓN. Proporciona tensiones necesarias para el funcionamiento óptimo de los distintos circuitos del sistema. Generalmente la alimentación del CPU es de 24 Vcc o de 110/220 Vca. La alimentación de los circuitos de entrada y salida puede ser 48/110/220 Vca o continua de 12/24/48 Vcc.

4. CLASIFICACIÓN DE PLC. Los fabricantes ofrecen características tales como capacidad de memoria, operaciones aritméticas, relación entre cantidad de entradas y salidas que se pueden controlar.

a. CANTIDAD DE ENTRADAS Y SALIDAS. Un PLC es considerado micro cuando tiene menos de 64 entradas y salidas (E/S); pequeño cuando tiene menos de 256 E/S; mediano cuando tiene menos de 1024 E/S y grandes cuando tienen más de 1024 E/S.

b. ESTRUCTURA. En esta clasificación se refiere a la construcción de los PLC; pueden ser compactos o modulares. Cuando son compactos todas sus partes se encuentran en la misma caja, chasis o compartimiento. Estos suelen ser de los más baratos y pequeños. Si son modulares se componen de un bastidor sobre el que se instala el CPU, los módulos de E/S y los de comunicación. La principal ventaja es que se pueden ampliar si es necesario, pero son más caros y ocupan más espacio que los compactos. (I. Kosow, 2006)

5. APLICACIONES DE PLC EN INDUSTRIA. El PLC junto a un ordenador y reguladores industriales, analógicos y digitales, componen el trío de elementos básicos capaces de realizar el control secuencial de procesos industriales. Permiten el posicionamiento, orientación y transporte de material y productos dentro de la planta. (P. Asensio, 2006)

Sus aplicaciones son extensas debido a la variedad de PLC en el mercado. Pueden ser maquinaria de ensamblaje, transferencia, proceso de grava, arena, cemento y madera. Y en distintas industrias como la automotriz, cadenas de montaje, soldadura, control de cabinas de pintura, tornos, taladradores; plantas químicas y control de procesos; industria de alimentación con llenado de botellas, embotellado, almacenaje, embalaje; producción de energía, centrales eléctricas y sistemas de energía solar.

Existen aplicaciones de la vida diaria o uso cotidiano que se deben resaltar como regulación y control del tráfico y ferrocarriles, iluminación utilizando domótica, control de maquinaria para fabricación de neumáticas, entre otras.

Z. LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN

En la actualidad los softwares permiten traducir programas de un lenguaje a otro dependiendo de la conveniencia de cada uno. A raíz de la complejidad de programación de los PLC en el año 1992 se alcanzó un estado de estándar internacional bajo la dirección UEC 1131-3(IEC 65; esto con el objetivo de crear modelos adecuados para todas las aplicaciones. En total se consolidaron 5 lenguajes siendo los más utilizados Ladder Logic (esquema de contactos) y listado de instrucciones. referencia

1. DIAGRAMA DE CONTACTOS O LÓGICA DE ESCALERA. Se componen de dos líneas verticales que representan las líneas de alimentación mientras que los renglones representan cableado, bobinas de relés y arreglos de contactos. Una de sus grandes ventajas es que los símbolos básicos están normalizados según NEMA y son empleados por todos los fabricantes.

2. LISTADO DE INSTRUCCIONES. Este tipo de programación utiliza operaciones de álgebra de Bode combinadas con otras que permiten representar funciones como temporizadores, contadores, movimientos de datos en memoria y cálculos. Utiliza mnemónicos o códigos, abreviaturas para representar la función y argumentos para operarla.

3. DIAGRAMA DE FUNCIONES. Lenguaje gráfico que utiliza bloques cableados entre di de forma similar al esquema de un circuito para poder programar. Este lenguaje se recomienda para aplicaciones donde se involucre el flujo de información o datos entre componentes de control. (R. Cobo, 2015)

AA. INTERFAZ HOMBRE-MÁQUINA (HMI)

Interfaz que conecta el operador con el controlador de un sistema industrial. Contiene componentes para señalar y controlar los distintos niveles de automatización. Por esta pantalla es posible visualizar representaciones del sistema y el funcionamiento actual, así como datos importantes del proceso. Generalmente se encuentran configuradas en base a máquinas Windows. (M. Rouse, 2016)

Existen dos conceptos claves para toda HMI:

- Permite que el operador tome decisiones en un tiempo corto de forma eficiente.

- La forma en la que los datos se encuentren representados tiene un gran impacto en cómo estos serán interpretados por el operador. (C. Vavra, 2015)

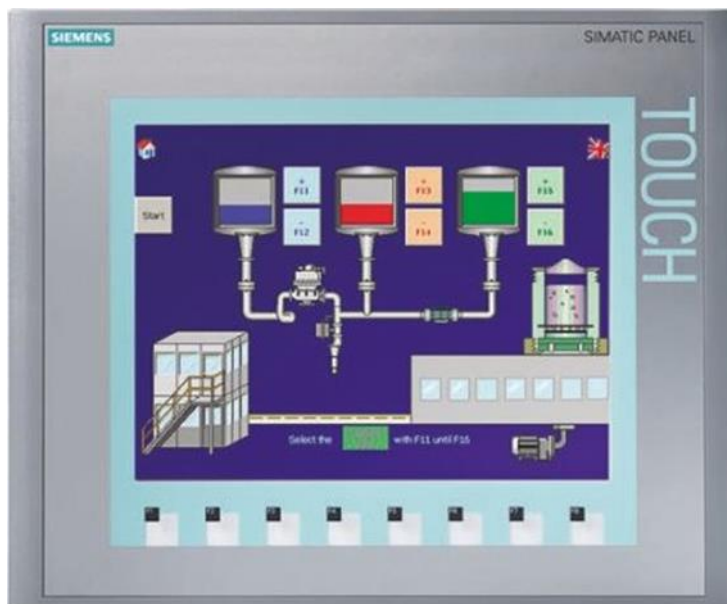
1. **HMI EN EL PASADO.** Human-Machine Interface, HMI, por sus siglas en inglés. La función que actualmente realiza un HMI antes se realizaba con paneles que contenían indicadores y comandos como luces piloto, indicadores análogos y digitales, registradores, pulsadores, selectores y otros componentes que se interconectaban con otras máquinas.

2. TIPOS DE HMI.

a. **TERMINAL DE OPERADOR.** Dispositivo generalmente construido para ser instalado en ambientes agresivos, solamente despliega numéricos y gráficos; la pantalla sensible al tacto debe ser protegida cuando no se esté usando; no involucra programación extensa.

b. **PC + SOFTWARE.** Este tipo de HMI permite que se cargue un programa específico para la aplicación. Estos se instalan generalmente dentro de aplicaciones industriales y utilizan gabinetes para protegerlos. (R. Cobo, 2015)

Figura 78. Ejemplo de software industrial en HMI



Obtenida de es.rs-online.com

3. **PANTALLA DE TACTO CAPACITIVO.** Se utilizan en cualquier tipo de industria, estas pantallas pueden estar cubiertas de vidrio o plástico, son robustas e inmunes al ruido. Es ideal para el uso de botones y barras deslizadoras. Son de bajo consumo eléctrico y generalmente se encuentran en aplicaciones de domótica, industriales y paneles de seguridad. Son las ideales para conectarlas a algún dispositivo de control.

4. DISEÑO DE UN SISTEMA HMI. Para poder diseñar un sistema HMI se deben tomar varias consideraciones para que el sistema sea seguro. Así mismo el costo de los componentes, como la pantalla, sean adecuados para la aplicación; que la operación sea intuitiva y el operador le dé mejor uso posible. A continuación, el orden en que se deben tomar en cuenta para un diseño óptimo.

- Definir las operaciones y requerimientos funcionales
- Funcionalidad general
- Retroalimentación del operador
- Interconexión con otros sistemas
- Consideraciones ambientales
- Durabilidad de por lo menos 10 años
- Definir al operador
- Diseño del panel
- Selección de componente HMI especiales
- Esquema de colores
- Control de cursor
- Tecnología táctil
- Tecnología de monitoreo
- Sistema de comunicación
- Consideraciones de seguridad (J, Pannone. 2015)

5. SIMATIC WinCC. Software de Siemens utilizado para la visualización y manejo de procesos, líneas de fabricación, máquinas e instalaciones varias. Este sistema de supervisión sobre PC es ejecutable en Microsoft Windows. Se caracteriza por tener un seguro archivo de datos, una interfaz gráfica intuitiva y la posibilidad de instalar librerías con diagramas, figuras y opciones que ayuden a mejorar la aplicación diseñada; de esta forma WinCC es una solución de alto nivel para la conducción de procesos. Esta aplicación se puede simular y unir con Step7 para observar el funcionamiento del programa junto a la pantalla. (J, Pannone. 2015)

BB. ELEMENTOS DE POTENCIA

1. DISYUNTORES. Dispositivo de sobrecarga que puede interrumpir un circuito sin deteriorarse o necesitar cambio inmediato como un fusible; Actúan como protectores contra cortocircuitos. Si son para usos debajo de 600V son de baja tensión y si es por encima de este voltaje son disyuntores de potencia. Los de baja tensión pueden ser combinaciones entre

elementos magnéticos, que se caracterizan por disparo instantáneo para protección de cortocircuitos, y elementos térmicos que funcionan cuando se tiene una sobrecarga en el sistema. (I. Kosow, 2006)

2. RELÉS. Aparato eléctrico que funciona como un interruptor, abre y cierra el paso de la corriente eléctrica, pero se acciona eléctricamente. Este permite abrir o cerrar contactos por medio de un electroimán. El estado normal de un relé es sin corriente.

Existen distintos tipos de relé para industria, entre ellos el de uso general, estado sólido, de interposición y temporización de uso general. Pueden tener terminales de tornillo, abrazadera, cuchilla o de pin. Lo ideal es que tengan un indicador LED para monitorear el estado de cada relé. (A, Rockwell. 2010)

3. SERVODRIVERS. Elemento destinado al control de lazo cerrado o control con retroalimentación de un servo motor; se pueden evaluar variables de torque, velocidad o posición. Generalmente funcionan con fuente de voltaje DC de 12V, 24V o 48V. (A. Hughes, 1993)

4. GUARDAMOTORES. Interruptores que se usan para maniobrar simultáneamente todos los polos de un motor, al mismo tiempo que se le protege contra la destrucción por falle del arranque, sobrecarga, disminución de la tensión de la red y avería de un conductor en redes trifásicas.

Utilizan mecanismo de disparo térmico para proteger contra sobrecarga y mecanismo de disparo electromagnético para protección contra corto circuito. El mecanismo de disparo térmico del guarda motor se ajusta a la corriente nominal del motor. (P. Bastian, 2001)

5. VARIADORES DE FRECUENCIA. También llamados ciclo-convertidores, son dispositivos utilizados para arrancar y variar la velocidad de motores asíncronos variando la frecuencia de alimentación; la señal que emite es pulsante.

El variador de frecuencia está compuesto de alimentación monofásica o trifásica, un rectificador, filtros para evitar interferencia de radiofrecuencia, un inversor y un microprocesador. (F. Cembranos, 2008)

CC. REDES DE COMUNICACIÓN

Son los encargados de colocar en contacto directo sistemas, sensores y actuadores. El PLC es el que permite por medio de una tarjeta de expansión la interconexión con múltiples dispositivos. Utilizado esta forma de comunicación se logra reducir el cableado, incrementar la velocidad de comunicación y ahorro económico.

Los distintos niveles de comunicación son: nivel actuador-sensor, nivel de campo y nivel de célula. El nivel de campo conecta a los periféricos como módulos de entrada y salida, transductores de señal con el sistema de automatización por una comunicación en tiempo real.

1. PROFIBUS. Si se necesita comunicar elementos del segundo nivel se recomienda utilizar Profibus; este es un bus industrial abierto e independiente de vendedores que sigue distintos estándares como IEC 61158, EN5024 y DIN-1924 (asegura correcta transmisión de datos sin importar su significado). Es ideal para conectar varios dispositivos de distintos fabricantes.

Figura 79. Distintos tipos de conexión y las distancias que soportan sin utilizar repetidor

MEDIO FISICO	VELOCIDAD (Kbits/s)				
	<i>9.6-93.75</i>	<i>167.5</i>	<i>500</i>	<i>1500</i>	<i>2000</i>
<i>RS 485 0.2² (24 AWG)</i>	1200m	600m	200m	100m	50m
<i>RS 485 0.5² (20 AWG)</i>	2400m	1200m	400m	200m	100m
<i>F.Opt.Cuarzo 62.5-125µm</i>	1400m	1400m	1400m	1400m	1400m
<i>F.Opt.Plástico 0-40°C 0-50°C</i>	5-25m 10-20m	5-25m 10-20m	5-25m 10-20m	5-25m 10-20m	5-25m 10-20m

(P. Bastian, 2001)

a. CONEXIÓN DEL BUS. Este se comunica por nodos, los cuales pueden ser activos y pasivos. Los activos toman el papel de maestro del bus o el que toma el control, mientras que los pasivos son los puntos en los que los dispositivos se conectan trabajando como esclavos siendo 127 el número máximo de nodos que se pueden conectar en un tramo de bus.

b. ESTRUCTURA LÓGICA. Puede ser de tres formas: tramos de longitud fija sin datos, tramos de longitud fija con datos y tramos de longitud variable. Recibe dos tipos de mensajes: los mensajes cíclicos que son encargados de movilizar información poco importante; y los mensajes acíclicos, que son lo contrario, para estos mensajes se necesita una respuesta corta y probablemente crítica. (P. Bastian, 2001)

DD. DIAGRAMAS

1. NORMA IEC 600617. Por sus siglas en inglés, Comisión Electrotécnica Internacional, es una organización de normalización de campos eléctricos, electrónicos y tecnologías avanzadas

que funciona desde 1906. La norma 600617 define una serie de símbolos gráficos para esquemas eléctricos. Se pueden observar en el Cuadro 13. (IEC, 2007)

Cuadro 13. Símbolos norma IEC 600617 parte 1

NORMA	DESCRIPCIÓN
UNE-EN 600617-2	Elementos de símbolos, símbolos distintivos y de aplicación general
UNE-EN 60617-3	Conductores y dispositivos de conexión
UNE-EN 60617-4	Componentes pasivos básicos
UNE-EN 60617-5	Semiconductores y tubos electrónicos
UNE-EN 60617-6	Producción, transformación y conversión de la energía eléctrica

(IEC, 2007)

Cuadro 14. Símbolos norma IEC 600617 parte 2

NORMA	DESCRIPCIÓN
UNE-EN 60617-7	Dispositivos de control y protección
UNE-EN 60617-8	Instrumentos de medida, lámparas y dispositivos de señalización
UNE-EN 60617-9	Telecomunicaciones: Conmutación y equipos periféricos
UNE-EN 60617-10	Telecomunicaciones y Transmisión
UNE-EN 60617-11	Esquemas y planos de instalación, arquitectónicos y topográficos
UNE-EN 60617-12	Operadores lógicos binarios
UNE-EN 60617-13	Operadores analógicos

(IEC, 2007)

2. DIAGRAMAS UNIFILARES. Considerado un elemento básico para el diseño eléctrico ya que es un diagrama que indica por medio de líneas sencillas y símbolos simplificados, la interconexión y partes componentes de un circuito o sistema eléctrico. El propósito de estos diagramas es que el diseñador plasme de una forma sencilla su proyecto y así lo pueda comunicar para su aprobación, construcción o comentarios. (E. Harper, 2003)

EE. PULSADORES INDUSTRIALES Y REDUNDANCIA

Se utilizan para realizar comunicación entre humano y máquina; son un medio físico para abrir y cerrar circuitos eléctricos. En procesos industriales que involucran HMI es común colocar botones digitales para acciones claves como inicio, paro de máquina o paro de emergencia y colocarlos físicamente con pulsadores; esto se realiza para garantizar que la acción se llevará a cabo de uno u otra forma ya que son clave para la seguridad.

1. PULSADORES NORMALMENTE CERRADOS (NC). Tienen un contacto interno normalmente cerrado el cual se abre solamente cuando se presiona el pulsador. De esta forma se interrumpe la señal eléctrica presente.

2. **PULSADORES NORMALMENTE ABIERTOS (NO).** Son exactamente lo contrario a los normalmente abiertos; tienen un contacto interno normalmente abierto que se cierra al presionar el botón, esto permite que la señal eléctrica conduzca por la línea.

3. **PARO DE EMERGENCIA.** Pulsadores comúnmente de color rojo, más grande que el resto para llamar la atención. Tiene un mecanismo de auto enclavamiento y cuando se presiona permanecerá así hasta que se realice el des-enclavamiento cuando la emergencia haya terminado; al presionarlo cierra o abre un contacto el cual debe parar inmediatamente cuando ciclo de trabajo del sistema. (R. Diaz, 2016)

FF. SEGURIDAD INDUSTRIAL

1. **PROGRAMACIÓN DEFENSIVA.** Metodología orientada al mejoramiento de la calidad, se basa en estar siempre a la defensiva ante eventos inválidos o inesperados. Existen técnicas que hacen que los errores sean más fáciles de detectar, corregir y que no dañen el funcionamiento óptimo del software en producción.

Para proteger las entradas inválidas al programa se deben revisar los datos que vengan de fuentes externas, revisar valores de parámetros de entrada a las rutinas y elegir una forma específica de manejar los errores.

Las siguientes son técnicas para el manejo de errores:

- Retorno de valor neutral
- Sustituir dato basura por el dato válido previo
- Retorno de misma respuesta de la vez anterior
- Sustituir dato basura por el valor legal más próximo
- Guardar un registro del error en un archivo
- Regresar código de error

(J. Díaz, 2013)

V. ANTECEDENTES

En el año 2015 se formó un grupo de estudiantes para diseñar una máquina empacadora de botellas, en donde trabajaron varios estudiantes para dar las primeras propuestas de una máquina de embalaje, en su trabajo que lleva por nombre “Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala”, se detallan los procedimientos de selección que se utilizaron, pero estos conceptos solamente fueron propuestos para un diseño CAD en 3D.

En este trabajo se dividió la máquina completa por módulos, entre ellos están: Módulo de sistema neumático, módulo de potencia, módulo de control, módulo de manipulación de botellas y módulo de manipulación de cajas. Al final se reunieron todos los conceptos seleccionados en un ensamble 3D, pero aun existían elementos sin analizar por lo que se dispuso trabajar en el módulo de cajas para seleccionar de manera más óptima y adecuada cada concepto, además de realizar un análisis más profundo de los elementos que lo componen.

El sistema funciona con despacho automático de cajas y un sistema con cilindros neumáticos para doblar las cajas y dejar las paletas superiores abiertas. Un cabezal que funciona con servomotores para posicionar las botellas en matrices. Un sistema de ventosas encargado de tomar las botellas del tapón y transportarlas horizontalmente hacia la caja. Bandas transportadoras de entrada para acoplar la salida de la línea de producción a la entrada de la máquina y una banda de salida encargada de colocar la caja llena a disposición de los operarios para sellarla.

Para el módulo de la estructura la información más útil obtenida de la fase uno es:

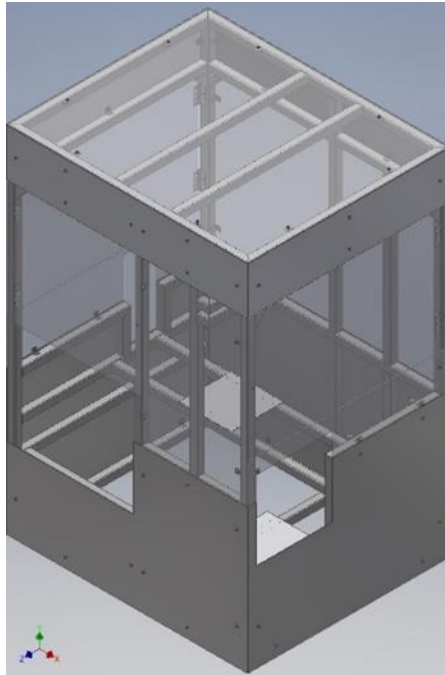
- Selección de materiales y tubos estructurales
- Requerimientos y restricciones de espacio
- Análisis de esfuerzos

Cuadro 15. Condiciones del diseño

Descripción general	Valor	Unidades
Fuerza debida al peso del sistema de manipulación (Incluye el peso del mecanismo de manipulación, mecanismo de sujeción y la matriz critica de envases con producto agroquímico)	500	N
Fuerza debida al peso del sistema de ordenamiento de botellas	294	N
Fuerza debida al peso del sistema de manipulación de cajas	725.20	N
Aceleraciones máximas (Generadas por el sistema de manipulación en cualquier eje)	5	m/seg ²
Dimensiones máximas de la base	1.20 x 1.20	m ²
Factor de seguridad mínimo	3	-

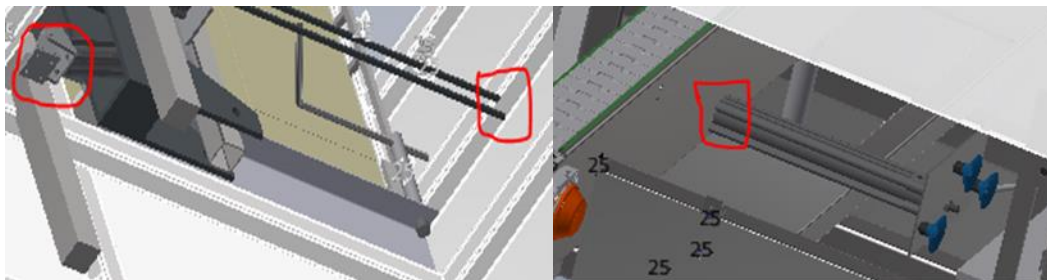
(Cuadro tomado de fase 1)

Figura 80. Estructura general de la primera fase



Uno de los módulos que más se resaltó como deficiente, fue el módulo de estructura, lo cual se terminó de afirmar al revisar los diseños en 3D, ya que muchas piezas poseían interferencia con la estructura (Ver Figura 81). Por lo que se decidió dedicar bastante tiempo para su mejora, rediseño y análisis.

Figura 81. Imágenes de la fase 1, donde se evidencia interferencia y piezas sin soporte



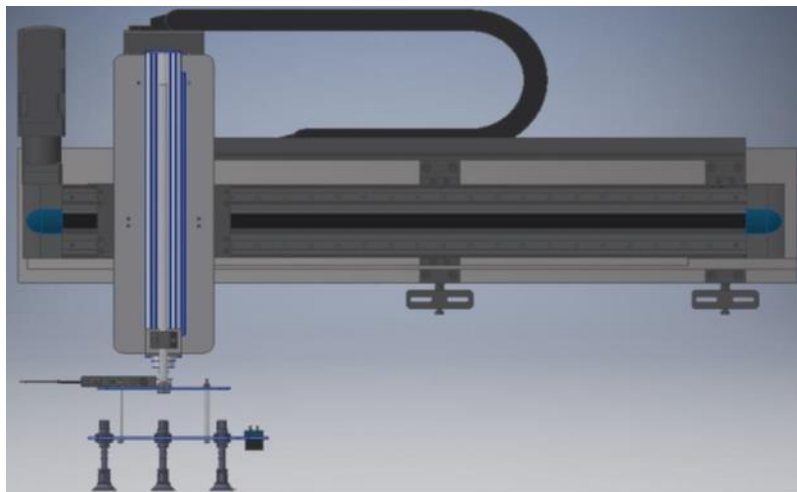
Cabe resaltar que la primera fase nos permitió tener al alcance los principales requerimientos brindados por la empresa y una idea general de la construcción y desarrollo de los movimientos dentro de la máquina, aunque con detalles de seguridad faltantes como: chapa de cierre magnética, niveladores y canaletas para conexiones.

Por último, se realizó una nueva estructura por completa debido a que en la segunda visita a la planta se tomaron nuevas medidas, y se tenía mayor espacio para la instalación de lo que se había considerado en la primera fase por una reorganización de la planta. Pero siempre se continuaron usando los mismos materiales seleccionados en la fase uno y el mismo tubo acero estructural.

Con respecto al módulo de armado de cajas se tenía un ensamble de cilindros y piezas mecánicas en donde no estaba contemplado el pliegue de las paletas superiores ni el sellado de la caja, además se trabajó con varias medidas mezcladas en sistema inglés y en sistema métrico. Para lograr plegar la caja fue seleccionado un cilindro sencillo de doble efecto unido a una placa con ventosas que permitía la rotación del vástago, en cuanto al pliegue de paletas se utilizó un mecanismo de patada con un perfil de dos pulgadas de ancho y largo y se realizó un mecanismo de varillas en donde todo el peso esta soportado por una placa vertical de seis milímetros de espesor. En el mecanismo de patada se seleccionó un perfil estructural cuadrado de dos pulgadas en donde se calculó el centroide y la fuerza necesaria para accionarse.

En cuanto al módulo de manipulación de botellas, un primer trabajo corresponde a Gudiel, D. (2016), quien realizo un diseño preliminar del: "Módulo de manipulación de botellas" para la primera fase del megaproyecto. Se presentaron diseños distintos que buscaban cumplir con las necesidades de manipulación de los envases para la línea de producción, así también presenta análisis realizados a elementos neumáticos y el diseño de un Gantry para el movimiento unidimensional dentro de la máquina en general, este es un mecanismo que permite desplazar un cabezal a lo largo de una guía horizontal, una representación de este elemento se presenta en la Figura 82.

Figura 82. Diseño propuesto en el "Módulo de manipulación de botellas" primera fase



(Gudiel, 2016)

En la Figura 82 se puede observar el diseño final propuesto en dicho trabajo, el cual presenta un Gantry con los parámetros disponibles dentro de la máquina, acoplado a este se encuentra un cilindro neumático de movimiento lineal de doble efecto, esto es necesario debido a las variables distancias a las que se extiende este último, así mismo en la parte final de dicho cilindro se encuentra acoplada una plancha de aluminio en donde se coloca una tobera distribuidora para generar altas cantidades de descompresión o lo que es lo mismo vacío para la sujeción de los

envases y a esta plancha se acopla mediante cuatro tornillos ubicados en las orillas otra plancha que tiene acoplado el conjunto de ventosas que se encargan de la sujeción de los envases, así como un bloque distribuidor para que la generación de vacío se pueda distribuir a cada una de las ventosas, ambas planchas se sometieron a análisis estructurales.

Así también en dicho trabajo se logró llevar el diseño propuesto a la manufacturación del mismo obteniendo como resultado un sistema de un eje que posee acoplado un cilindro neumático de movimiento lineal con una tobera y una ventosa para poder sostener un envase y moverlo desde una posición hacia otra dentro del eje de acción del eje de movimiento.

El trabajo establece las siguientes conclusiones: en base a las especificaciones de desempeño se determinó, mediante la utilización de matrices de decisión, que la mejor solución para realizar la tarea de manipulación es el sistema cartesiano (Gantry), debido a su alta rigidez mecánica, alta precisión, fácil control, alta repetitividad y a su fácil configuración cinemática.

Un primer trabajo que también se tomó en consideración corresponde a Papadopolu, A. (2016), quien realizó el diseño de todos los elementos neumáticos a utilizar en su trabajo: "Módulo sistema de control neumático" para la primera fase del megaproyecto titulado "Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida de agroquímico en una planta de producción en Guatemala". En este trabajo se diseñaron todos los elementos que se propusieron para la primera fase de dicho megaproyecto, estos mismos elementos son los utilizados para esta segunda fase, por lo que lo presentado durante esta primera fase servirá de comparación para el diseño que se proponga en base a los cambios que se llevaron a cabo.

Siendo el elemento que más detalle se tomará en cuenta para esta segunda fase es en el sistema de sujeción, como lo son: la tobera, la ventosa y elementos para la estación de aire comprimido que se propusieron, ya que, para este diseño en este primer trabajo de la mano con lo propuesto por FESTO para este tipo de aplicación, en la Figura 83 se puede observar el ensamble de la ventosa de con la tapadera del envase a sujetar propuesto en este trabajo.

Figura 83. Ensamble de la ventosa de 30 mm de diámetro con tapadera primera fase



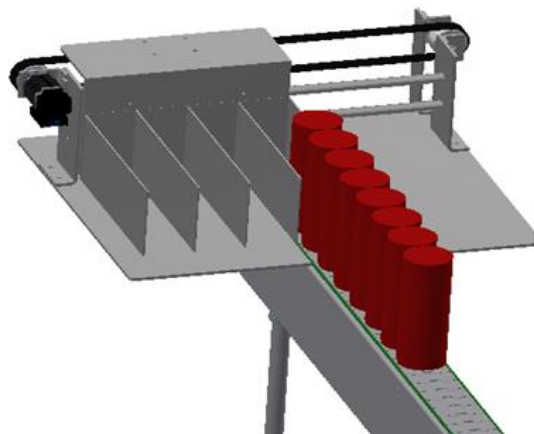
(Gudiel,2016)

El diseño y análisis realizado al cilindro neumático de doble efecto propuesto en esta fase también se tomó en consideración debido a que todo el proceso realizado para este elemento se encuentra realizado de una manera adecuada pero debido a los cambios que sufrió la máquina en general se tuvieron que cambiar la carrera del mismo, así como el diámetro del vástago debido a que el cabezal con las ventosas también cambio en su diseño.

El trabajo establece las siguientes conclusiones: la implementación de un sistema neumático que realice los movimientos necesarios a través de cilindros neumáticos y la sujeción de botellas por succión, permitirá el aumento de producción de dicha línea de producción. Esto fue verificado a través de una simulación con el software Automation Studio 6.1, obteniendo una producción de 48 unidades por minuto y que el sistema neumático propuesto no requiere intervención del operario una vez iniciado el ciclo, solamente en cuestión del cambio de presentación.

En cuanto al módulo de ordenamiento de envases se basó en las reuniones que se tuvieron con la primera fase del proyecto para generar las ideas iniciales del módulo y el proyecto. Por instancia se reconoció que el sistema de embalaje sería pick and place por los requisitos que la empresa le pidió a este grupo, requisitos que aplican todavía a la fase actual. Para el módulo de ordenamiento de envases se utilizó el sistema en la siguiente imagen que consistía en un servomotor con una faja capaz de cambiar su posición a través de control en un PLC. Para cada presentación los carriles de acero inoxidable que se ven en la figura se cambian a través de pernos. Además, este módulo posee 2 sensores que tienen como fin que el módulo no llegue a posiciones límite y otros 2 para determinar que los envases estén entrando a sus respectivos carriles. Para la utilización del módulo de la fase 1 se necesitó la implementación de 2 bandas transportadoras extra para cambiar la dirección de los envases y para ser introducidas en los carriles.

Figura 84. Módulo de ordenamiento de envases de la primera fase



(Gudiel, 2006)

Por último, El sistema de control está compuesto de un PLC Siemens S7-300 y una pantalla HMI táctil; sensores capacitivos e inductivos para contadores y seguridad; un gabinete para colocar todos los módulos de entrada y salida del PLC y los elementos de potencia necesarios como variadores de frecuencia y guarda motores.

Durante el proceso de optimización del diseño la empresa adquirió nuevas máquinas de embalaje para las botellas de agroquímicos, justificando el alto de valor de estas con el respaldo de una empresa dedicada a automatización industrial. Por esta razón se decidió cambiar el diseño y poder adaptarlo a otra línea de producción y así utilizar la investigación ya realizada y partes del diseño anterior para las ideas principales y requerimientos de la nueva máquina; esta nueva máquina tiene como propósito principal el embalaje de nueve distintas presentaciones de bolsas de polietileno y aluminio. Específicamente de las fases anteriores se puede utilizar el sistema de bandas transportadoras, módulo dispensador de cajas y el módulo distribución de cajas.

VI. METODOLOGÍA

A. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES CON VISITA A PLANTA

Guatemala es un país en vías de desarrollo y que gracias a su diversidad de climas se produce una gran oportunidad para la creación de un mercado agrícola nacional e internacional, esto propicia el desarrollo de la industria agrícola, agroquímica y de transporte. Gran parte de esta industria en vías de desarrollo busca aumentar la producción. La manera directa es la inclusión de automatización industrial en sus líneas de producción.

Una planta de agroquímicos situada en Amatitlán, cuenta con líneas de producción en las que la minoría de los procesos son realizados a mano, lo cual limita la capacidad de la maquinas ya instaladas. Ya que las máquinas actuales se encargan de llenar las diferentes presentaciones de botellas con agroquímico y entregarlas al operario en una banda transportadora, para que el operario proceda a armar, tomar cada botella y llenar la caja con la cantidad de botellas que corresponda a cada presentación, para finalmente terminar de cerrar la caja y colocarle el sellador con una maquina selladora que se encuentra al final de la línea. Lo cual está haciendo el proceso de producción dependiente de la habilidad que tenga el operador.

Con este objetivo de aumentar la productividad en esta planta, se determinó que la tarea que más tiempo consume es el empaquetado de cajas, por lo cual se desea automatizar esta línea para aumentar la producción 100% más y aumentar la velocidad a 45 botellas/min. Para lo cual se realizó un diseño que permita suplir esta tarea cumpliendo todos los requerimientos de la empresa, los cuales se detallan en la Cuadro 16.

Cuadro 16. Requerimientos de la estructura parte 1

Código	Módulo	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.1	Estructura general	La estructura debe ser de acero, con recubrimiento para evitar oxidación o de acero inoxidable.	Alta	Mediante las certificaciones y hojas técnicas del proveedor.
E2.1.2	Estructura general	Los elementos de la estructura deben ser fijados entre sí mediante el proceso de soldadura.	Alta	Especificar que se utilice un proceso de soldadura para unir las piezas, siguiendo las especificaciones del diseño.
E2.1.3	Estructura general	Debe tener como mínimo un factor de seguridad de 1.5	Alta	Realizar cálculos y análisis por software Inventor.
E2.1.4	Estructura general	No debe tener esquinas o piezas con filos expuestos.	Media	Mediante maquinado y pulido de las esquinas, soldaduras y parte expuestas.

Cuadro 17. Requerimientos de la estructura parte 2

Código	Módulo	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.5	Estructura general	Debe soportar el peso total del mecanismo de manipulación.	Alta	En el software Inventor se colocará una carga superior a la carga del mecanismo de manipulación y se analizará.
E2.1.6	Estructura general	Debe soportar las aceleraciones máximas a las que estará expuesto el mecanismo de manipulación.	Alta	Exponer la estructura a la aceleración máxima permisible de diseño y determinar que es capaz de soportarlo.
E2.1.7	Estructura general	Tener paneles que aisle la maquinaria interna del operador y propicie seguridad industrial.	Alta	Verificación de planos y listado de partes donde se verifique que se encuentra totalmente aislada.
E2.1.8	Estructura general	Debe tener paneles que sean fáciles de colocar y respetar las limitaciones de espacio existente.	Media	Mediante diseño 3D y listado de partes donde se podrá verificar el armado.
E2.1.9	Estructura general	Debe sujetar todos los sistemas para el correcto funcionamiento.	Alta	Mediante armado de la máquina en 3D y prueba en su construcción.
E2.1.10	Estructura general	Debe soportar el peso total del sistema de ordenamiento de botellas.	Alta	Mediante análisis de software Inventor, se verificarla la resistencia a las cargas.
E2.1.11	Estructura general	La estructura debe estar compuesta por tubería estructural cuadrada.	Media	Verificación en la construcción en 3D y en el listado de partes.
E2.1.12	Estructura general	Debe poderse ensamblar de manera fácil y correcta al sistema de armado de cajas.	Alta	Mediante análisis en 3D del ensamble de toda la máquina y análisis de carga.
E2.1.13	Estructura general	Debe permitir el ensamble y movimiento de todos los sistemas internos de la máquina sin interferencia entre ellos.	Alta	Mediante análisis de posiciones y simulaciones en Software Inventor 3D.
E2.1.14	Estructura general	Respetar las dimensiones de los nuevos planos proporcionados por la empresa.	Media	Diseñar la estructura dentro de las restricciones de espacio, usando líneas de construcción.

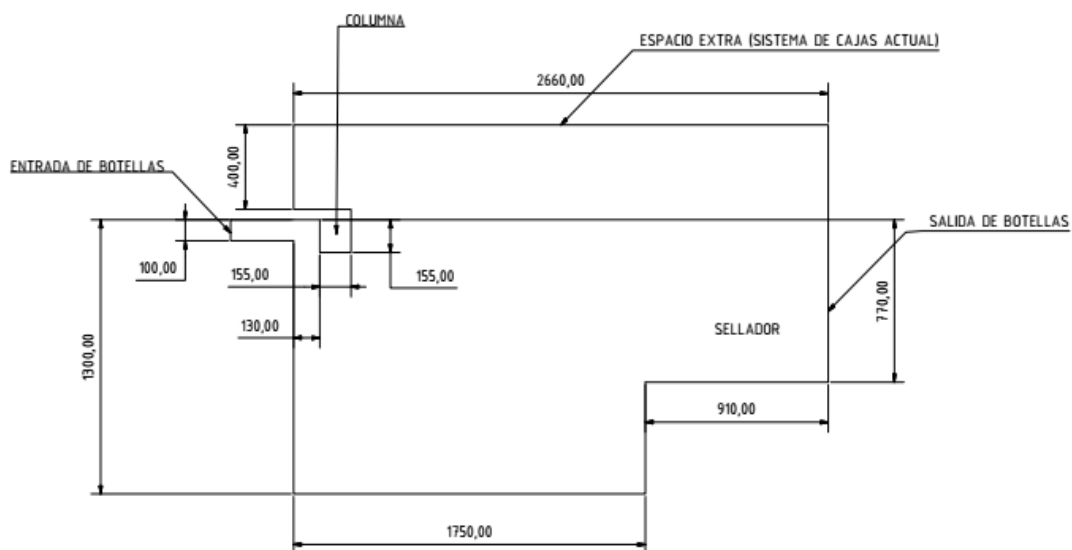
Cuadro 18. Requerimientos de la estructura parte 3

Código	Módulo	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.15	Estructura general	Debe soportar y sujetar todos los actuadores y sensores con los que cuenta la máquina. Debe sujetar y albergar todos los cables y mangueras de suministro	Alta	Mediante revisión de diseño construido en 3D y pruebas durante la construcción.
E2.1.16	Estructura general	que se necesiten para el funcionamiento en canaletas de acero inoxidable. Debe permitir la visualización de la máquina en operación.	Media	Verificando que el listado de partes incluya canaletas de acero inoxidable.
E2.1.17	Estructura general	Debe de permitir el acceso de los operarios a hacer los cambios para las distintas presentaciones y mantenimiento.	Alta	Mediante planos y ventanas de acrílico transparente. Mediante planos, construcción en 3D y puertas de acrílico, seguras y cómodas para los operarios.
E2.1.18	Estructura general	Debe contar con un espacio determinado para la banda transportadora de salida, donde se desplazan las cajas de cartón con producto.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina cuenta con un espacio para la banda y la simulación en 3D.

El diseño de la máquina que cumplirá con todas las necesidades, requerimientos y normas de seguridad establecidos por la empresa se realizó en dos fases, esta es la segunda fase de diseño, esto fue debido a cambios y mejoras que se recopilaron en la segunda visita a la planta.

1. ESPECIFICACIONES DE ESPACIO. Para el diseño de la nueva máquina se buscó reducir costos, y maximizar su desempeño, lo que dio como resultado que el módulo de ordenamiento de botellas cambiara radicalmente, y con en él la estructura. Además, se realizaron nuevas medidas del espacio disponible para la máquina, en la planta con la nueva organización. Se logró recrear un mapa con las medidas tomadas durante la segunda visita a la planta (Figura 85), tomando como referencia la columna más cercana, ya que no se logró obtener un plano completo del área de la planta donde se colocaría la máquina, debido a los niveles de alta confidencialidad de la empresa.

Figura 85. Plano recreado de la planta en base a las medidas tomadas en la segunda visita



B. PROCESO DE INVESTIGACIÓN

Se requiere analizar el diseño existente (fase uno) del módulo de armado de cajas (ver Figura 86) para determinar si es necesario, modificar o rediseñar el módulo.

Figura 86. Módulo de armado de cajas, fase uno



Para poder decidir si se hará un rediseño primero se hará una investigación preliminar, para conocer a fondo el diseño de existente (fase uno), luego se procederá a investigar soluciones

alternativas, por último, mediante una matriz de decisión se decidirá si es necesario modificar el diseño existente o realizar uno nuevo.

1. PROCESO DE ARMADO DE CAJAS EN LA PLANTA. El proceso de empaclado es manual, el operario es el encargado de abrir las cajas de cartón y colocarlas en un mecanismo que cierra el fondo de la caja, para después introducir los envases de insecticida. Básicamente, la caja cambia de estado como en la Figura 87.

Figura 87. Cambio de estado de cajas de cartón



Sin embargo, la producción se ve limitada debido a que depende de la velocidad del operario, que está entre 10-12 cajas por minuto. Además de ser una velocidad muy lenta, es variable. También se tiene que tomar en cuenta que el operario manipula cuatro diferentes presentaciones de cajas, que son las siguientes:

Cuadro 19. Tamaño de cajas plegadas

Presentación	Dimensiones de la caja (Largo x Ancho x Alto)
100 mL	54.5 cm x 1 cm x 33.5 cm
250 mL	59.5 cm x 1cm x 42 cm
500 mL	64.5 cm x 1 cm x 51 cm
1 L	65 cm x 1 cm x 54 cm

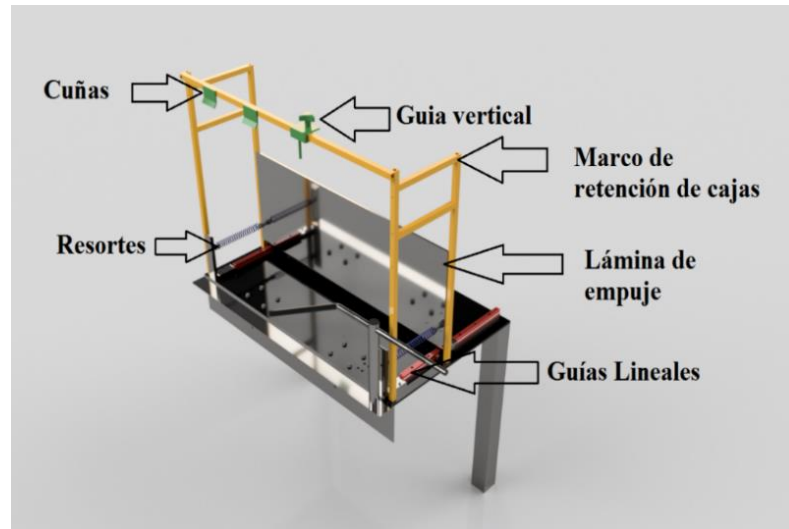
Cuadro 20. Tamaño de cajas desplegadas

Presentación	Dimensiones de la caja (Largo x Ancho x Alto)
100 mL	30 cm x 24.5 cm x 21.5 cm
250 mL	32.5 cm x 27 cm x 29 cm
500 mL	35 cm x 29.5 cm x 36.5 cm
1 L	37cm x 28cm x 40 cm

2. SUMINISTRO DE CAJAS (FASE UNO). El sistema de suministro de cajas (Figura 88) utiliza una lámina de aluminio que se desplaza sobre dos guías lineales, esta lámina de aluminio empuja al bloque de cajas a suministrar gracias a la fuerza ejercida por dos resortes

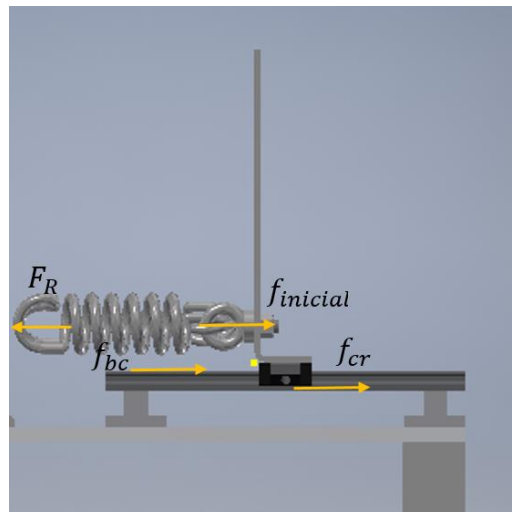
sujetos a ella. También se cuenta con dos cuñas, las cuales son las encargadas de impedir que las cajas caigan del sistema de suministro, y la guía vertical que se coloca entre las paletas de las cajas para dirigir las en la misma posición.

Figura 88. Módulo de suministro de cajas, partes principales



a. RESORTE DE TENSIÓN. Se calculó la fuerza necesaria que debe ejercer cada resorte que halará la lámina de empuje de cajas mediante un análisis de fuerzas (Figura 89), las cuales involucran la fuerza del resorte (F_R), fuerza de fricción del bloque de cajas sobre las guías líneas (f_{bc}) la cual se calculó experimentalmente, la fuerza de fricción de del carrito-lámina de empuje sobre la guía lineal (f_{cr}) y la fuerza mínima que debe vencer al resorte ($f_{inicial}$).

Figura 89. Análisis de fuerzas resortes-lámina de empuje



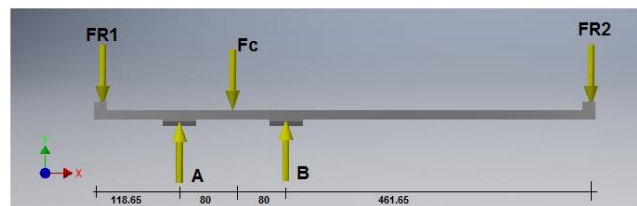
Una vez encontrada (F_R), se calculó la constante de resorte y se escogió un resorte con el mínimo de la constante teórica y la fuerza individual, siendo este el siguiente:

Cuadro 21. Resorte escogido

Designación	LEM180GH 05
Diámetro exterior	20 mm
Diámetro del alambre	1.80 mm
Carga máxima	72.5 N
Tensión inicial	10.875 N
Longitud sin carga	136 mm
Constante	0.242 N/mm
Longitud máxima	387 mm
Material	Acero inoxidable 302

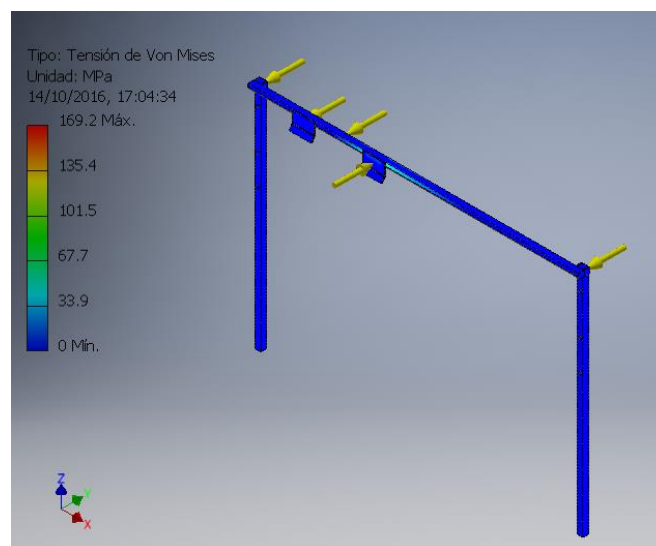
b. MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS PLEGADAS. Este marco es el encargado de mantener en modo estático al bloque de cajas, que tendrán contacto directo con las cuñas (ver Figura 86), permitiendo que las cajas permanezcan en su posición vertical. Se realizó un análisis estático de fuerzas y momentos en el marco de retención (Figura 90), obteniendo así las reacciones en cada cuña R_A y R_B .

Figura 90. Análisis de fuerzas marco de retención de cajas



Dando como resultado $R_A = -61.33$ N y $R_B = 175.70$ N. Luego utilizando el software inventor se calculó el esfuerzo de tensión de Von Mises (Figura 91) el cual fue de 33.9 Mpa el cual es un valor pequeño a comparación con el límite de fluencia.

Figura 91. Análisis de tensión de Von Mises para el marco de retención de cajas



Por otro lado, se analizó el desplazamiento en el eje “y” el cual fue de 1.9 mm (ver Figura 92), dicha desplazamiento es despreciable ya que 1.9 mm no afecta a la extracción de la caja. Por último, el coeficiente de seguridad mínimo fue de 6 (ver Figura 93), lo cual es aceptable y razonable debido a que no se manipulan objetos pesados.

Figura 92. Análisis de desplazamiento para el marco de retención de cajas

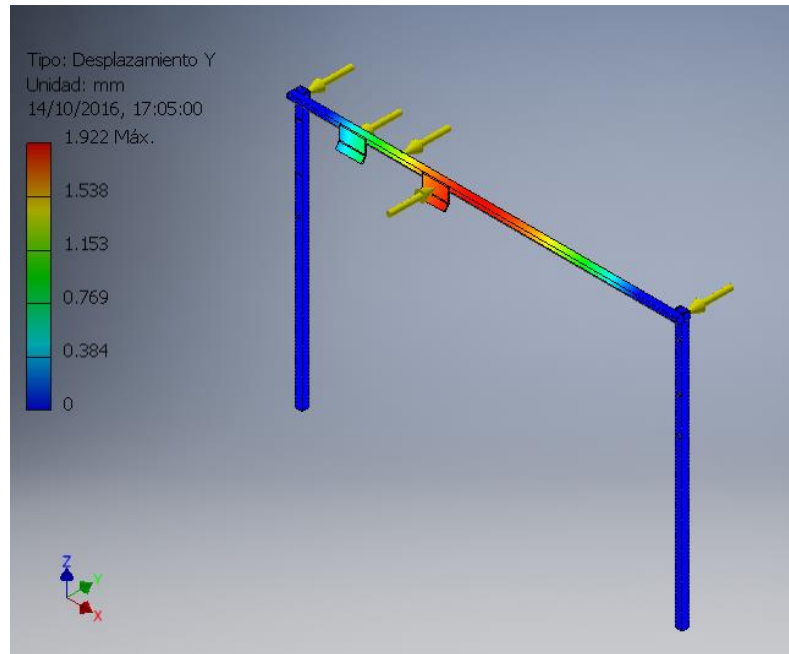
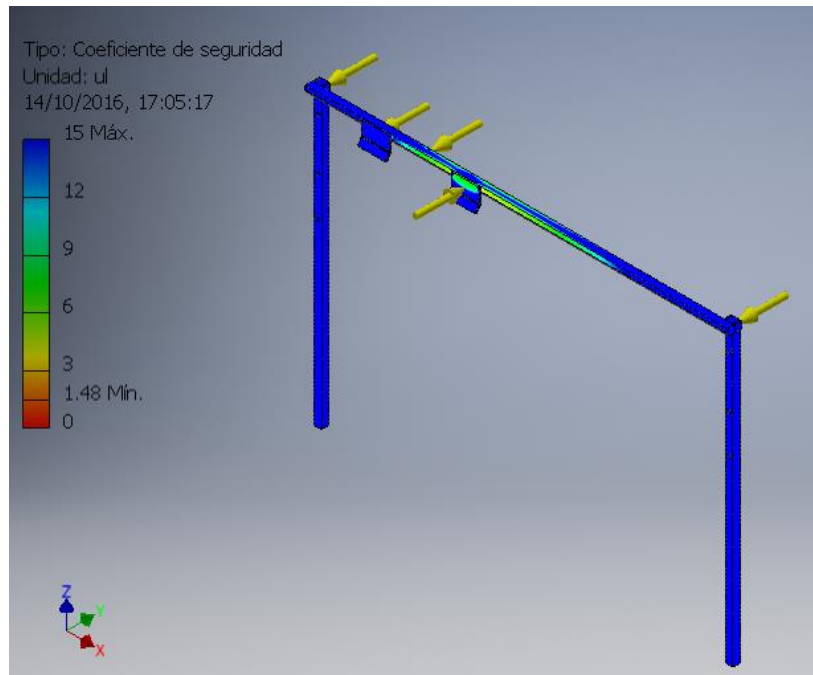


Figura 93. Análisis de factor de seguridad para el marco de retención de cajas.

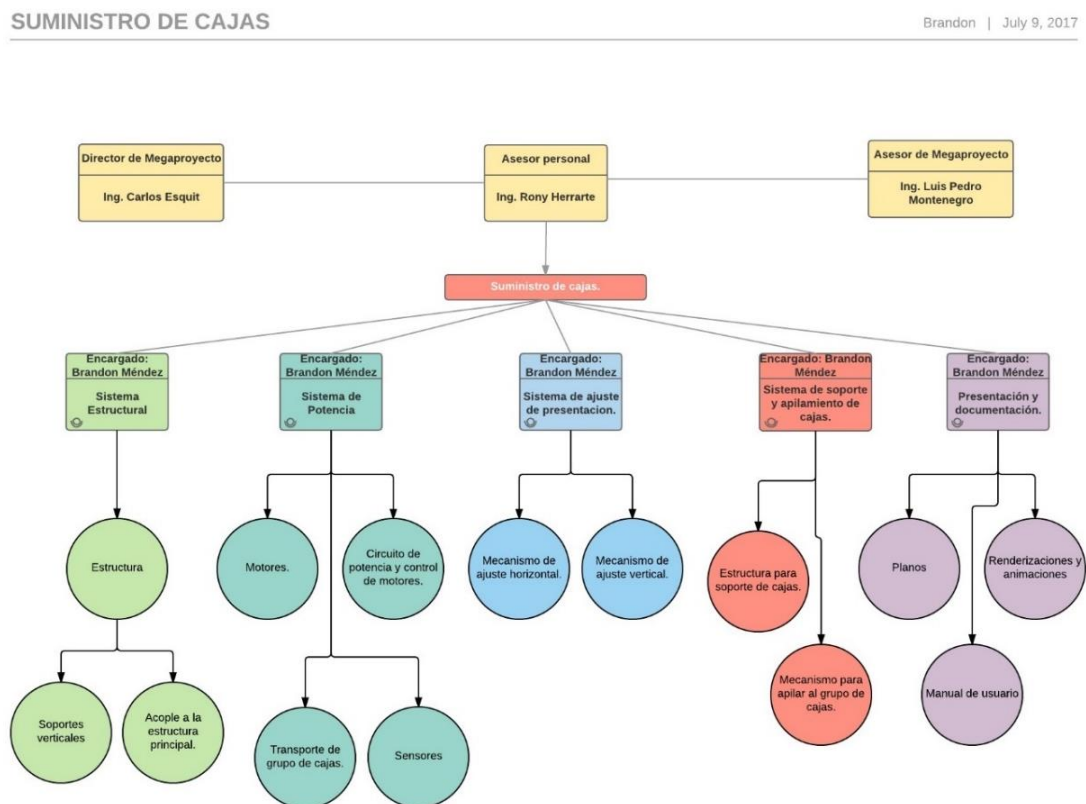


3. **NORMAS DE CALIDAD DE LA EMPRESA.** Esta información se recopiló de la página web de la empresa, específicamente para la planta a trabajar. La operación de esta planta se basa en la formulación del envasado de productos agroquímicos, principalmente insecticidas, fungicidas, herbicidas y auxiliares. Sin embargo, los procesos realizados deben cumplir con la seguridad y normativa de Bayer Alemania, además de certificaciones de calidad ISO 9001, medio ambiente ISO 14,001 y salud y seguridad ocupacional OHSAS 18001.

4. **REQUERIMIENTOS.** Los requerimientos se obtuvieron de dos fuentes: requerimientos planteados en base al proceso de “Systems Engineering” y una visita a la planta, esto permite tener un mejor control de necesidades y prevención de errores, ver Figura 94.

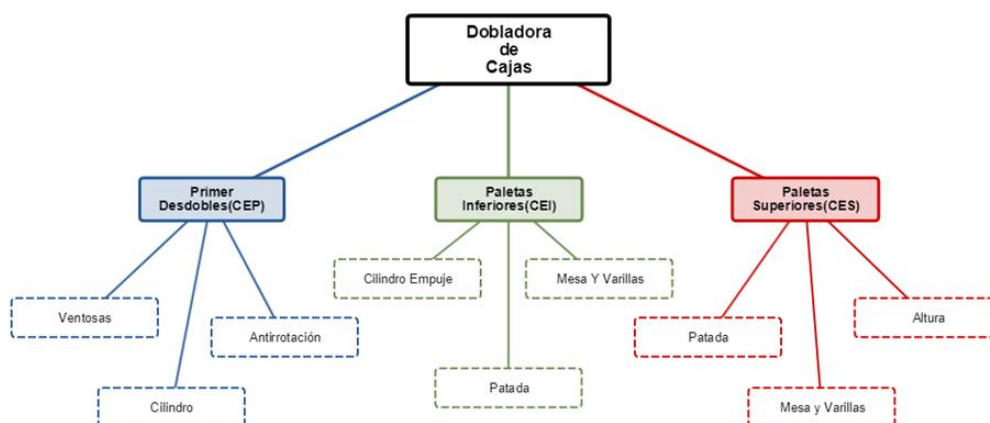
Para ver el listado completo de requerimientos ir a Anexo 6, Anexo 7, Anexo 8, Anexo 9, Anexo 10, Anexo 11, Anexo 12 y Anexo 13. (Proceso de diseño Basado en Systems Engineering).

Figura 94. Submódulos planteados, sistema de suministro de cajas



Para el proceso de armado de cajas y una mejor orientación del módulo se planteó un diagrama de sistemas y subsistemas mostrados en la Figura 95.

Figura 95. Diagrama de sistemas



Luego de dividir los subsistemas y sistemas se obtuvo una serie de requerimientos necesarios para cumplir con los objetivos primordiales de la empresa y objetivos propios desarrollados a lo largo del proyecto mostrados en Cuadro 22, Cuadro 23 y Cuadro 25.

Cuadro 22. Requerimientos para subsistema de primer desdobles

ID	REQUERIMIENTO	DESCRIPCIÓN	IMPORTANCIA	MÓDULO	PLAN DE VERIFICACIÓN
CEP-001	La placa soportada por cilindro no debe rotar más de 5°.	Evita el movimiento rotacional de la caja	Alta	Primer Desdobles	En software analizar la posición extendida y retraída de la placa.
CEP-003	El vástago debe extenderse 50mm más que la cara frontal de las cajas.	Permite que puedan extenderse completamente las cajas	Alta	Primer Desdobles	Medir el vástago extendido.
CEP-004	Las ventosas deben succionar cartón.	Las ventosas poseen un mejor agarre dependiendo del material utilizado.	Media	Primer Desdobles	Leer en el manual el tipo de uso.
CEP-005	La placa debe sostener las cuatro diferentes presentaciones de cajas.	La placa debe estar correctamente posicionada para sostener las presentaciones	Media	Primer Desdobles	Visualmente colocar los cuatro tipos de cajas.
CEP-006	Los soportes del cilindro deben evitar que el cilindro se mueva de su origen.	Los cilindros deben sostenerse de la estructura correctamente	Media	Primer Desdobles	Verificar visualmente la colocación de soportes.

En el Cuadro 22 se pueden observar los requerimientos con el código CEP esto quiere decir que estamos trabajando en el armador de cajas o case erector en el subsistema de primer desdobles o mecanismo de patada, en este se detalla la importancia y el plan de verificación a seguir.

Cuadro 23. Requerimientos para subsistema de paletas inferiores parte 1

ID	REQUERIMIENTO	DESCRIPCIÓN	IMPORTANCIA	MÓDULO	PLAN DE VERIFICACIÓN
CEI-001	El mecanismo de patada debe realizar su función en 25% menos tiempo.	La patada debe tardar menos en cumplir su función.	Baja	Paletas Inferiores	Con la velocidad del vástago medir la activación con los diferentes pesos.
CEI-002	Reducir el peso de la patada en un 30%.	Para reducir tiempo la patada puede ser más ligera	Baja	Paletas Inferiores	Calcular el peso por medio de la densidad.
CEI-003	La patada no debe interferir con ninguno de los mecanismos.	No debería de interferir con ninguna pieza	Media	Paletas Inferiores	Por medio de software analizar la interferencia.
CEI-004	La patada debe doblar solo una paleta inferior.	La patada solo debería de tocar una paleta.	Baja	Paletas Inferiores	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.
CEI-005	La soldadura del módulo debe soportar todas las fuerzas.	Las soldaduras son necesarias para soportar los esfuerzos	Alta	Paletas Inferiores	Realizar los cálculos necesarios.
CEI-006	La placa de empuje no debe interferir con las demás piezas.	No debería de interferir con ninguna pieza	Media	Paletas Inferiores	Por medio de software analizar la interferencia.
CEI-008	La placa de empuje debe desplazarse más de la mitad de la caja hacia afuera de la máquina.	Para que se continúe con el proceso de embalaje	Alta	Paletas Inferiores	Medir desplazamiento de placa de empuje.
CEI-010	Las guías deben poseer elementos de sujeción.	Permiten la rigidez de las piezas y fácil reemplazo.	Media	Paletas Inferiores	Verificar visualmente la colocación de soportes.
CEI-011	Las varillas no deben permitir que las cajas se atasquen.	Las varillas deben estar correctamente posicionadas	Alta	Paletas Inferiores	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.
CEI-012	Las varillas deben estar por detrás de la placa vertical.	Permite que las paletas se doblen correctamente	Media	Paletas Inferiores	Medir la distancia de las varillas a la placa vertical.

Cuadro 24. Requerimientos para subsistema de paletas inferiores parte 2

ID	REQUERIMIENTO	DESCRIPCIÓN	IMPORTANCIA	MÓDULO	PLAN DE VERIFICACIÓN
CEI-011	Las varillas no deben permitir que las cajas se atasquen.	Las varillas deben estar correctamente posicionadas	Alta	Paletas Inferiores	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.
CEI-012	Las varillas deben estar por detrás de la placa vertical.	Permite que las paletas se doblen correctamente	Media	Paletas Inferiores	Medir la distancia de las varillas a la placa vertical.
CEI-013	La placa vertical no debe doblarse en su funcionamiento.	Permite el pliegue de las paletas	Media	Paletas Inferiores	Analizar por medio de software
CEI-014	El peso del mecanismo de varillas debe reducirse por la mitad.	Este material debe reducirse por costos y espacio.	Media	Paletas Inferiores	Calcular el peso por medio de la densidad.
CEI-015	Los pernos deben estar en sistema métrico.	Estándar solicitado por la empresa.	Alta	Paletas Inferiores	Visualmente verificar que todos los pernos perteneces a las normas ISO

En el Cuadro 23 al igual que el anterior posee un código distintivo, en este caso CEI denotando que estamos trabajando en el subsistema de paletas inferiores, en él se detallan los puntos claves que queremos alcanzar. Mientras que en el Cuadro 25 se detallan las bases del subsistema de paletas superiores.

Cuadro 25. Requerimientos para subsistema de paletas superiores parte 1

ID	REQUERIMIENTO	Descripción	IMPORTANCIA	MÓDULO	PLAN DE VERIFICACIÓN
CES-001	El mecanismo de patada debe realizar su función en 25% menos tiempo.	La patada debe tardar menos en cumplir su función.	Baja	Paletas Superiores	Con la velocidad del vástago medir la activación con los diferentes pesos.
ES-002	Reducir el peso de la patada en un 30%.	Para reducir tiempo la patada puede ser más ligera	Baja	Paletas Superiores	Calcular el peso por medio de la densidad.
CES-003	La patada no debe interferir con ninguno de los mecanismos.	No debería de interferir con ninguna pieza	Media	Paletas Superiores	Por medio de software analizar la interferencia.
CES-004	La patada debe doblar solo una paleta superior.	La patada solo debería de tocar una paleta.	Baja	Paletas Superiores	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.

Cuadro 26. Requerimientos para subsistema de paletas superiores parte 2

ID	REQUERIMIENTO	Descripción	IMPORTANCIA	MÓDULO	PLAN DE VERIFICACIÓN
CES-005	La soldadura del módulo debe soportar todas las fuerzas.	Las soldaduras son necesarias para soportar los esfuerzos	Alta	Paletas Superiores	Realizar los cálculos necesarios.
CES-007	Las varillas no deben permitir que las cajas se atasquen.	Las varillas deben estar correctamente posicionadas	Alta	Paletas Superiores	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.
CES-008	Las varillas deben estar por detrás de la placa vertical.	Permite que las paletas se doblen correctamente	Media	Paletas Superiores	Medir la distancia de las varillas a la placa vertical.
CES-009	La placa vertical no debe doblarse en su funcionamiento.	Permite el pliegue de las paletas	Media	Paletas Superiores	Analizar por medio de software
CES-010	El peso del mecanismo de varillas debe reducirse por la mitad.	Este material debe reducirse por costos y espacio.	Media	Paletas Superiores	Calcular el peso por medio de la densidad.
CES-011	Los pernos deben estar en sistema métrico.	Estándar solicitado por la empresa.	Alta	Paletas Superiores	Visualmente verificar que todos los pernos perteneces a las normas ISO
CES-012	La altura de las varillas debe poder alcanzar todas las presentaciones.	Para cubrir con todas las presentaciones.	Alta	Paletas Superiores	Medir la distancia del fondo de las cajas a las varillas.

Además de identificar requerimientos, fue necesario identificar los posibles riesgos al momento de aplicarlos, en el Cuadro 27 se describen los riesgos y un posible plan para mitigarlos, ya sea desde el diseño o desde software en la implementación conjunta de los demás módulos de la máquina.

Cuadro 27. Posibles riesgos del proyecto parte 1

RIESGO	PLAN PARA MITIGARLO
Atascamiento de cajas	Programa defensivo en software para evitarlo con sensores o programa para desatorarlo. Así como un paro de emergencia.
Pliegue incorrecto de paletas	Con diferentes sensores monitorear el plegado de las cajas y retirar si la caja no está correctamente plegada.
Caída de cajas de las ventosas por vibraciones de la maquina	Sujetar al suelo toda la estructura y elementos del dispensador de cajas.

Cuadro 28. Posibles riesgos del proyecto parte 2

RIESGO	PLAN PARA MITIGARLO
Atascamiento por botellas u objetos extraños a la máquina.	Programa defensivo en software para evitarlo con sensores o programa para desatorarlo. Así como un paro de emergencia.
Mal acople de la maquina con la estructura	Coordinar los elementos de sujeción con la estructura.
Mal acople de la maquina por otros módulos de la maquina	Coordinar las dimensiones de la maquina con los demás módulos de la máquina.
La caja puede no llegar a la banda de salida	Cambiar guías de metal por bandas transportadoras laterales.
El primer desdoble de las cajas no siempre es igual y las paletas quedan plegadas.	Coordinar el primer cilindro neumático, con el dispensador de cajas.
Mal funcionamiento de la maquina por vibraciones o fuerzas externas.	Coordinar con los otros módulos los movimientos de los actuadores o generar soportes adecuados para cada actuador.

Con los riesgos y requerimientos del proyecto bien claros, se plantearon nuevos diseños de mejora para partes específicas del doblador de cajas, estos diseños fueron inspirados por maquinas industriales creadas a la fecha. Se propuso tres diseños para el mecanismo de patada, en donde se dobla una de las paletas de la caja, de igual forma se plantearon algunos diseños para el mecanismo de elevación, pliegue de paletas y doblador frontal.

En el caso de la rotación de uno de los cilindros neumáticos, se resolvió el problema debido a que FESTO proporciona cilindros antirrotación entre sus productos, por lo que solamente fue necesario seleccionar el largo del vástago, indicado más adelante en la sección otras piezas modificadas.

Para el análisis de los elementos mecánicos más importantes fue necesario realizar cálculos de soldadura de filete y a flexión, por las diversas configuraciones y para verificar su factor de seguridad, también se analizaron las roscas del tornillo diente de sierra para el mecanismo de elevación y se calculó la velocidad del mecanismo de patada, obteniendo todas las masas por medio de software. Por otro lado, se seleccionaron cojinetes de soporte para la elevación del doblador de paletas superiores y se seleccionaron diversos materiales de construcción locales, para su fabricación en Guatemala.

También se realizó una serie de cotizaciones para obtener los costos de los diversos componentes a utilizar, estas se dividen en accesorios neumáticos, componentes mecánicos, placas y perfiles metálicos, maquinado y sensores.

Los nuevos diseños fueron realizados en Autodesk Inventor para el ensamble en 3D, esto para verificar el acople de los elementos en los distintos espacios y para verificar que no existan

interferencias por tamaños de componentes o por el tipo de actuador seleccionado. Para el ensamble se incluyó la medida real de las cajas y de sus diferentes presentaciones (mostradas en el Cuadro 29), para evidenciar visualmente el acople de los componentes hacia las presentaciones de cajas.

Cuadro 29. Dimensiones de las cuatro cajas

Presentación	Cuerpo	Pestañas
100ml	29.8 x 9.6 x 24.4	28.7 x 12 x 22.9
250ml	26.3 x 15.7 x 32.4	21 x 13.1 x 31.5
500ml	29.5 x 22.5 x 35.9	23.6 x 14.7 x 35
1L	28.2 x 26.8 x 36.7	29.5 x 13.2 x 35

Todas las medidas del Cuadro 29 están dadas en centímetros, siendo la columna de cuerpo, las dimensiones de la parte central de la caja, frontal y lateralmente, mientras que la columna de pestañas, indica las dimensiones de las paletas frontal y lateral. Las medidas están dadas primeramente por el ancho “a” de la cara frontal, seguido de la altura “h” y por último el ancho de la parte lateral “l”, ejemplo: a x h x l. En el caso de las pestañas las dimensiones están dadas de la misma manera, tomando en cuenta que el ancho es menor, debido a que cada paleta o pestaña forma un trapecio y se indica el largo menor del trapecio.

En cuanto a los resultados del proyecto, se desarrolló un manual de funcionamiento de la maquinaria, con una estructura intuitiva para el usuario de fácil comprensión y con detalles específicos de operación, además se realizó un modelo 3D de todos los componentes para comprobar el correcto funcionamiento de cada pieza de la máquina, y así tener la validación de los componentes por su función y por sus dimensiones.

Como fue mencionó en los antecedentes, luego de estos diferentes puntos de contacto con el grupo de la primera fase y la empresa de insecticidas se lograron identificar las siguientes limitaciones y requerimientos generales del sistema de ordenamiento de envases.

Cuadro 30. Limitaciones del módulo de ordenamiento de envases parte 1

Código	Concepto	Descripción general
E1.1	Limitación-Tipo de sistema	No se puede implementar un tipo de sistema hidráulico ya que es inflamable y propenso a fugas.
E1.2	Limitación- Dimensiones	Las dimensiones del módulo están delimitadas a la Figura A21 en anexos apéndice 5
E1.3	Limitación- Interacción con operario	El módulo no debe de tener interacción con operarios mientras se encuentre en operación.

Cuadro 31. Limitaciones del módulo de ordenamiento de envases parte 2

Código	Concepto	Descripción general
E1.4	Limitación-Tiempo	Si se desea cambiar la presentación a trabajar en la línea de embalaje se cuenta con un tiempo máximo de 15 minutos para hacer el cambio de las piezas del módulo.
E1.5	Limitación-Recursos	La planta cuenta con los siguientes voltajes: 440V y 220V trifásicos y 120V monofásicos. La presión máxima de trabajo es de 7.58 bar y todas las maquinas trabajan a 4 bar. Se cuentan con dos compresores, el primero un SFC55 con un caudal de 77CFM y una presión de trabajo de 110 psi y un CSD con caudal de 345 CFM y una presión de trabajo de 125 psi.
E1.6	Limitación-Sistema	El tipo de proceso de embalado es de pick and place y a través de succión manipulara toda la matriz ya ordenada.

Cuadro 32. Requerimientos del módulo de ordenamiento de envases parte 1

Código	Concepto	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1	Requisito-Sistema	El módulo debe de ser capaz de trabajar las 4 presentaciones de la línea de embalaje.	Alta	Prueba de funcionamiento continuo de las 4 presentación.
E2.2	Requisito-Sistema	Debe de ser capaz de reconocer la cantidad de envases entrando al módulo.	Baja	Verificar que se lleve un conteo con el PLC
E2.3	Requisito-Material	Cualquier material que entre en contacto con los envases debe de un material resistente a la corrosión.	Media	Verificar que el material tenga protección contra químicos
E2.4	Requisito-Sistema	Debe de agrupar las matrices de envases de tal manera que todas las matrices tengan su centro en el mismo punto.	Alta	Pruebas con módulo de sujeción.
E2.5	Requisito-Sistema	Debe de ser capaz de trabajar a 45 envases por minuto.	Alta	Toma de tiempo para generar una matriz.
E2.6	Requisito-Sistema	Debe de cumplir con factores de seguridad que permitan una vida aceptable de los elementos.	Media	Verificación de factores de seguridad teórico.

Cuadro 33. Requerimientos del módulo de ordenamiento de envases parte 2

Código	Concepto	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.7	Requisito-Inversión	Debe de ser más barato que el módulo de ordenamiento de envases de la primera fase.	Baja	Se deben de comparar las inversiones de cada módulo.
E2.8	Requisito-Envases	Los envases no deben de volcarse.	Media	Se verifica a través de la fuerza generada por el actuador que manipula los envases y su punto de aplicación.
E2.9	Requisito-Envases	Debe de poseer la protección necesaria para controlar cualquier tipo de fallo.	Media	Verificar la respuesta de los tipos de sensores para posicionamiento de envases

Cómo se mencionó en la limitación E1.6 el tipo de sistema es pick and place reduciendo la posibilidad de que los envases sean dañados por otros sistemas de manipulación. Al estar trabajando con químicos tampoco queremos cambiar la orientación de los envases, acostarla, por ejemplo. De esta manera descartamos los sistemas de elevación, traslado y apiladores.

Otra de las variables de la cual depende mucho el diseño es la remoción de bandas transportadoras, además responde a la restricción E2.7 ya que no se invertiría grandes sumas de dinero en el manejo de dirección y orientación de los envases. Esto limita nuestro diseño ya que solamente contamos con la banda de entrada y debemos manipular los envases para generar la matriz. Podemos descartar entonces módulos de ordenamiento como combinadores de fila, acumuladores, unidades de elevación y rotación.

Al utilizar solamente la banda transportadora de entrada tenemos el control de un eje sobre el que se mueven los envases. Para poder controlar el eje perpendicular al de la banda necesitamos un actuador o módulo de ordenamiento para responder al requisito E2.4. Se podría pensar que podemos utilizar algún tipo de desviador o esquinas para llevar a cabo la organización del material, pero estos no proveen precisión ya que dependen de la acumulación de envases o bandas más largas. Además, no podemos controlar las velocidades ya que dependerían totalmente de la velocidad uniforme de la banda. Se puede implementar entonces un actuador lineal neumático o eléctrico, ya descartando el hidráulico por la limitación E1.1. Estos tipos de actuadores nos permiten controlar las velocidades a las cuales se pueden manipular los envases.

Luego de seleccionar la manera en la que se ordenan los envases se puede proseguir indagando en cuanto a cómo delimitar el espacio de las matrices para las 4 presentaciones. Permitir el movimiento en dos ejes no es suficiente para delimitar la posición final de los envases y que éstos estén totalmente centradas. Una solución simple sería colocar 3 placas de un acero o

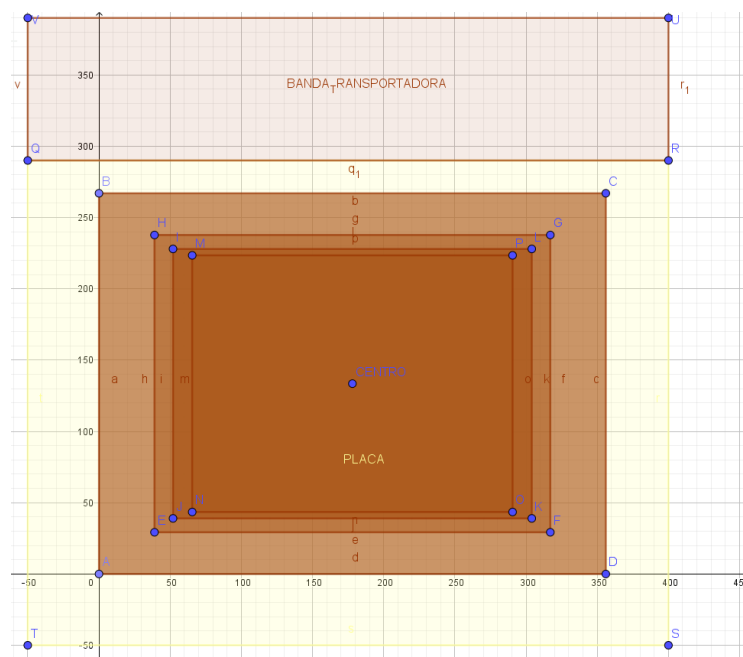
aluminio que delimiten la posición en tres de las caras de la matriz. Sin embargo, al trabajar con 4 presentaciones diferentes se deben de poder ajustar los bordes de una manera simple sin afectar el ordenamiento. Se debe de considerar que las matrices se formaran encima de una placa de acero inoxidable, escogida para cumplir con la restricción E2.3 y colocada a la par de la banda transportadora. La Figura 96 ilustra las dimensiones de las matrices ya centradas, siendo cada cuadrado de color oscuro cada tipo de presentación a utilizar.

Al controlar este módulo con la instrumentación correcta se puede asegurar que el actuador que se esté utilizando no se lastime a si mismo ni a los envases en caso de cualquier tipo de fallo y respondiendo al requerimiento E2.9. Cumpliendo todo lo anterior se puede asegurar que las limitaciones E1.2, E1.3 y E1.5 se cumplen siempre y cuando se consideren para el diseño todos los requerimientos en el Cuadro 32. El requerimiento E1.4 se desarrollará más adelante al realizar el análisis del actuador lineal. Para llevar un orden al momento de diseñar el módulo se generaron los siguientes submódulos a trabajar.

Cuadro 34. Submódulo del ordenamiento de envases

Submódulo	Descripción
Ordenamiento de filas	Este submódulo consiste en todo lo necesario para agrupar y mover las filas de las matrices definidas de 4 presentaciones diferentes.
Limitador de tamaño	Este submódulo consiste en todos los elementos mecánicos necesarios para agrupar las matrices de manera que su centro siempre coincida.
Control del sistema	El control del sistema se realiza a través de programación e instrumentación y accesorios necesarios para controlar el movimiento del actuador lineal.

Figura 96. Módulo de ordenamiento de envases de la primera fase



Para la realización de la Figura 96 se contó con las siguientes mediciones proporcionadas por la empresa agroquímica.

Cuadro 35. Dimensiones y masa de envases

Presentación	Matriz	Diámetro (mm)	Altura (mm)	Masa unidad (kg)
1000 ml	3X4	89	246	1.25
500 ml	3X4	69.5	194.5	0.625
250 ml	3X4	63	138	0.3125
100 ml	4X5	45	115	0.125

El diseño de todo el sistema de sujeción y desplazamiento de envases cumple con los estándares de calidad de la empresa, ya que los diseños se realizaron con un factor de seguridad mínimo de 1.5 y para el cilindro neumático se utilizó un factor de pérdida de presión de 0.7, Cuadro 37 y Cuadro 41, y por último el proceso de sujeción de envases y su posterior colocación en las cajas previamente armadas tomará 4 segundos, tiempo que también tomará al sistema para retornar a su posición de inicio para repetir dicho proceso teniendo un tiempo total por ciclo de 8 segundos con opciones a que estos tiempos se puedan disminuir mediante la modificación de velocidades y aceleraciones de los elementos utilizados.

Diseñar el Gantry en base a las nuevas especificaciones para la máquina, así como también a la variación en la carga debido a los elementos que cambiaron respecto al diseño de la primera fase y determinar si este nuevo diseño se adecua al espacio disponible dentro de la estructura de la máquina.

Con base en los cambios dentro del diseño de la máquina como ubicación de elaboración de la matriz de envases y la máquina encargada de armar las cajas, diseñar un cilindro neumático con una carrera adecuada para llegar a las posiciones necesarias para el proceso de empaquetamiento de envases, así también diseñar el diámetro del émbolo en base a los cambios en la carga y someter al vástago también a un análisis de flexión debido al cambio de carga. Utilizar una guía de doble barra FESTO para prevenir que el cabezal gire sobre su mismo eje y que este sea de fácil acople al soporte del Gantry

Utilizar secciones de montaje Schmalz para diseñar el cabezal acoplado al cilindro neumático, para un fácil ensamble de elementos, esto permite utilizar tornillos de cabeza Allen con soportes que permite que los elementos se acoplen al perfil de una manera sencilla, se pueden reducir costos al necesitar únicamente un perfil de 4 metros Schmalz cortado en ubicaciones estratégicas establecidas.

En la parte inferior del cabezal se encuentran las planchas de aluminio, cada presentación posee una propia plancha dependiendo de la cantidad y ubicación de las ventosas, en estas se acoplan las ventosas mediante la utilización de un soporte de ventosa individual.

Es importante notar que el sistema de amortiguamiento definido para este sistema es de la familia Schmalz el cual posee un amortiguamiento de 40 milímetros logrando así asegurar que, a pesar de cualquier inconveniente en el control del sistema de la máquina, el cabezal no dañará los envases.

Requerimientos especificados para el sistema de sujeción y desplazamiento de envases en el Cuadro 36 se presentan los sub-sistemas en que se dividió este sistema para su diseño y análisis.

Cuadro 36. Subsistemas para el sistema de sujeción y desplazamiento de envases

Código	Sub-sistema	Descripción
DMS	Desplazamiento horizontal de envases	Encargado de diseñar todo lo relacionado al Gantry utilizado para el desplazamiento horizontal del sistema.
HMS	Cabezal de sujeción	Encargado del diseño mecánico del cabezal donde se colocan todos los elementos para la sujeción de envases.
SPS	Sujeción de envases	Encargado de diseñar todo el sistema de sujeción de envases utilizando la presión disponible en la empresa.
CPS	Cilindro neumático desplazamiento vertical de envases	Encargado de diseñar el cilindro neumático de doble efecto utilizado para el movimiento vertical de envases.
DPS	Distribución de aire comprimido	Encargado de la distribución de aire comprimido para todo el sistema desde el distribuidor que se encuentra disponible en el punto a instalar la máquina.

Luego de determinar cómo se afrontaría el problema, en que sub-sistemas se puede dividir el sistema general y cómo afrontar cada uno de estos para su diseño y análisis es necesario determinar los requerimientos necesarios para cada uno de estos sub-sistemas y conocer como estos se pueden llegar a verificar para lograr obtener una solución a dicho requerimiento, en el Cuadro 37, Cuadro 39, Cuadro 41, Cuadro 43 y Cuadro 45 se presentan los requerimientos de cada uno de estos sub-sistemas.

Cuadro 37. Requerimientos del sub-sistema de desplazamiento horizontal parte 1

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
DMS-1	Carrera horizontal efectiva de 1700 milímetros	Alta	Diseñar Gantry para que pueda recorrer un mínimo de 1700 milímetros horizontalmente

Cuadro 38. Requerimientos del sub-sistema de desplazamiento horizontal parte 2

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
DMS-2	Ciclo de trabajo del Gantry	Alta	Que el ciclo de trabajo para recorrer todo el Gantry no exceda los 8 segundos
DMS-3	Alimentación motores Gantry	Alta	Corriente alterna trifásica de 220 V a 60 Hz
DMS-4	Materiales estandarizados por empresa	Alta	Materiales utilizados en Gantry que cumplen estándares de la empresa
DMS-5	Carga por soportar mayor a 45 kg	Alta	Diseñar Gantry que pueda soportar una carga mayor a 45 kg
DMS-6	Sensor final de carrera	Media	Diseñar Gantry que permita sensores en finales de carrera
DMS-7	Lubricación estandarizada por empresa	Alta	Lubricación de elementos mecánicos de Gantry estandarizado por empresa
DMS-8	Protocolo de comunicación PROFIBUS	Media	Diseñar Gantry que pueda utilizar protocolo de comunicación PROFIBUS
DMS-9	Ruido durante funcionamiento del sistema	Media	Utilizar un sistema que genere el menor ruido posible para no interferir en demás procesos
DMS-10	Utilización de tornillos Allen	Baja	Utilizar tornillos Allen en todas las uniones no permanentes que se realicen
DMS-11	Utilización de tuercas hexagonales	Baja	Utilizar tuercas hexagonales en todas las uniones no permanentes que se realicen

Cuadro 39. Requerimientos del sub-sistema de cabezal de sujeción parte 1

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
HMS-1	Materiales estandarizados por empresa	Alta	El cabezal debe ser fabricado con materiales estandarizados por empresa
HMS-2	Soportes para secciones de montaje Schmalz	Alta	Utilizar soportes dentro de las ranuras de los perfiles para atornillar y facilitar el ensamble del cabezal
HMS-3	Soporte para tobera individual	Alta	Utilizar soporte para toberas FESTO para acoplar a secciones de montaje Schmalz
HMS-4	Suspensión rígida FST-STARR	Alta	Utilizar amortiguadores de suspensión rígida Schmalz para prevenir daños al envase y cabezal
HMS-5	Plancha inferior de aluminio	Alta	Diseñar la plancha inferior de aluminio para acoplar la matriz de ventosas
HMS-6	Dimensión plancha inferior	Alta	Diseñar la plancha de manera que no existan interferencias con la caja armada
HMS-7	Presentación 100 mL utiliza matriz de 4X5 envases	Alta	Diseñar la plancha inferior que permita la cantidad y posición de ventosas para la matriz deseada
HMS-8	Demás presentaciones utilizan matriz de 4X3 envases	Alta	Diseñar la plancha inferior que permita la cantidad y posición de ventosas para la matriz deseada

Cuadro 40. Requerimientos del sub-sistema de cabezal de sujeción parte 2

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
HMS-9	Debe tener un factor de seguridad mínimo de 1.5	Alta	Realizar cálculos y análisis por elementos finitos del cabezal
HMS-10	Capacidad de cambio de cabezal	Alta	Diseñar un cabezal por cada presentación y que el cambio entre estos sea sencillo
HMS-11	Utilización de secciones de montaje Schmalz	Alta	Utilizar secciones de montaje de aluminio para disminuir peso y facilitar su ensamble
HMS-12	Elemento de ajuste para ensamblaje	Alta	Utilizar un elemento en las secciones de montaje Schmalz para asegurar que al ensamblar el sistema se encuentra centrado
HMS-13	Utilización de tornillos Allen	Baja	Utilizar tornillos Allen en todas las uniones no permanentes que se realicen
HMS-14	Utilización de tuercas hexagonales	Baja	Utilizar tuercas hexagonales en todas las uniones no permanentes que se realicen
HMS-15	No debe poseer esquinas expuestas	Baja	Utilizar elementos de sellado en extremos de secciones de montaje Schmalz

Cuadro 41. Requerimientos del sub-sistema de sujeción de envases parte 1

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
SPS-1	Trabajar con presión disponible	Alta	Diseñar las toberas para que trabajen con presión de la empresa
SPS-2	Ventosa que se acople al espacio disponible en tapadera	Alta	Diseñar la ventosa de manera que se acople a los treinta milímetros disponibles
SPS-3	Material de ventosa	Alta	Utilizar material permitido por la empresa y que se pueda adherir a la tapadera
SPS-4	Utilizar soporte para la ventosa estandarizado	Alta	Utilizar un soporte que acople la conexión de ventosa y la manguera a utilizar en el sistema
SPS-5	Utilizar una tobera individual por ventosa	Alta	Utilizar una tobera individual debido a que pueden existir problemas por pérdidas de presión
SPS-6	Tobera que soporte pérdida por red de distribución	Alta	Diseñar la tobera tomando en consideración la distancia de manguera para alimentación
SPS-7	Tiempo para generación de succión óptima	Alta	Diseñar la tobera para que genere una succión óptima en un tiempo mínimo de 0.2 segundos
SPS-8	Tiempo para succión continua	Alta	Diseñar la tobera para que mantenga una succión óptima durante 4 segundos

Cuadro 42. Requerimientos del sub-sistema de sujeción de envases parte 2

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
SPS-9	Tiempo para interrupción de succión	Alta	Diseñar la tobera para que termine la succión por completo en un tiempo de 0.05 segundos
SPS-10	Bloque distribuidor de 12 salidas	Alta	Utilizar un bloque de distribución neumático que soporte 12 salidas para cada ventosa
SPS-11	Bloque distribuidor adicional para matriz de 100 mL	Alta	Utilizar dos bloques de distribución de 12 salidas debido a la necesidad de 20 ventosas
SPS-12	Bloque distribuidor con agujeros alineados para conexión	Alta	Utilizar un bloque de distribución de 12 salidas que posea agujeros alineados para su acople con las secciones de montaje Schmalz
SPS-13	Bloque distribuidor con salidas estandarizadas	Alta	Utilizar un bloque de distribución de 12 salidas tipo macho para manguera establecida
SPS-15	Unión de ventosa	Media	Diseñar la ventosa para que su unión sea compatible con un soporte para su unión
SPS-16	Soporte para ventosa con rosca externa	Media	Utilizar un soporte para ventosa con rosca externa para acoplar a la plancha inferior del cabezal
SPS-17	Silenciador en el desfogue de la tobera	Media	Utilizar un silenciador para mantener los decibels dentro de los valores estandarizados

Cuadro 43. Requerimientos del sub-sistema para el diseño de cilindro neumático parte 1

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
CPS-1	Carrera de cilindro neumático	Alta	Diseñar el cilindro neumático con una carrera que permita llegar a las posiciones requeridas
CPS-2	Material del cilindro neumático	Alta	Utilizar un cilindro neumático de acero inoxidable FESTO
CPS-3	Lubricación estandarizada por empresa	Alta	Que los rodamientos lineales de la guía de doble barra trabajen con tipo de lubricación estandarizada por empresa
CPS-4	Diseñar tomando en consideración pérdidas de presión y factor de seguridad	Alta	Realizar cálculos y diseño con un factor de seguridad de 1.5 y un factor debido a pérdidas de presión de 0.7
CPS-5	Carga a soportar no mayor a 30 kg	Alta	Diseñar el cilindro neumático para que pueda soportar una carga mínima de 30 kg

Cuadro 44. Requerimientos del sub-sistema para el diseño de cilindro neumático parte 2

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
CPS-6	Utilizar un cilindro neumático estandarizado por FESTO	Alta	En base a los cálculos utilizar un cilindro neumático estandarizado superior al obtenido
CPS-7	Utilizar guía de doble barra FESTO	Media	Utilizar una guía de doble barra FESTO para prevenir que el cabezal gire sobre su eje
CPS-8	Acople adecuado entre cilindro y guía de doble barra	Media	Utilizar una guía de doble barra FESTO que se pueda acoplar al cilindro neumático
CPS-9	Acople guía doble barra a soporte Gantry	Media	Utilizar un acople para conectar la guía de doble barra FESTO al Gantry
CPS-10	Utilización de tornillos Allen	Baja	Utilizar tornillos Allen en todas las uniones no permanentes que se realicen
CPS-11	Utilización de tuercas hexagonales	Baja	Utilizar tuercas hexagonales en todas las uniones no permanentes que se realicen

Cuadro 45. Requerimientos del sub-sistema de sistema de distribución de aire

Código	Requerimiento	Prioridad	Plan de verificación
DPS-1	Trabajar con presión disponible	Alta	Diseñar todo el sistema para que trabaje con la presión disponible dentro de la empresa, la cual es de 6 bar
DPS-2	Minimizar pérdidas de presión en la red de distribución	Alta	Colocar elementos neumáticos a distancias cortas para disminuir pérdidas de presión en mangueras o elementos neumáticos
DPS-3	Utilizar mangueras 6M para distribución a toberas	Alta	Utilizar el mismo tipo de manguera para elementos secundarios en red de distribución
DPS-4	Utilización de estación de mantenimiento de aire comprimido	Alta	En base al consumo de aire comprimido utilizar una estación de mantenimiento adecuada para la necesidad
DPS-5	Utilizar mangueras 10M para alimentación principal a red de distribución	Alta	Utilizar el mismo tipo de manguera para elementos principales que provengan de la red de distribución de la empresa
DPS-6	Cumplir con tiempos del ciclo de trabajo	Alta	Debido a la producción deseada, se debe diseñar el sistema de sujeción de envases en base al ciclo de trabajo para poder sujetar y liberar los envases de manera adecuada dentro de los tiempos establecidos

En la planta de producción existe una línea de empacado de distintos polvos químicos en bolsas de polietileno y aluminio de 9 distintas presentaciones. El valor del producto que se empaca es

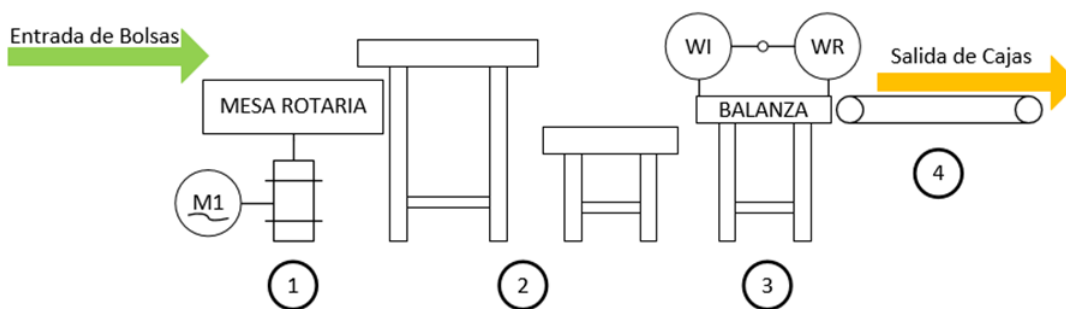
muy elevado, por lo que lo ideal es tener un control de calidad estricto desde el empaque hasta el embalaje con la menor intervención de operarios posible.

Actualmente tienen una máquina que envasa el producto y desecha aquellas bolsas que no cumplen con el estándar de calidad de peso.

Como se muestra en la Figura 97 el sistema completo cuenta de 4 partes:

- MESA ROTATORIA. Las bolsas que sí cumplen con el peso pasan a esta mesa para que el producto no se acumule en un mismo punto.
- MESAS DE EMPAQUE. Operarios las toman manualmente y las colocan dentro de las cajas que también se arman manualmente sobre unas mesas de madera. Mientras estas bolsas se ingresan a la caja se realiza un tipo de vibración manual para que la caja pueda cerrarse con facilidad. El operario es encargado de llevar el conteo mental de las bolsas que ingresa a la caja.
- BALANZA. Las cajas se pesan para asegurarse que su conteo es correcto. La balanza está conectada a una impresora de la cual se obtiene un s con la información relevante de esa caja específica como fecha y hora de producción, peso y presentación.
- SELLADOR. La caja se ingresa a una máquina manual que coloca sellador en la parte superior e inferior y sobre esto se coloca la etiqueta informativa.

Figura 97. Representación del proceso actual de embalaje de bolsas



Esa parte de la planta no cuenta con de comunicación del PLC hacia un sistema global de captura y monitoreo de indicadores de rendimiento. Esto hace que al término de la producción de la presentación el operador condense manualmente los datos en una hoja de Excel que lleva el control en una computadora

Este sistema de producción, aunque funciona es lento y no tiene un control de calidad establecido. Ya que el sistema es manual, desde el armado de cajas hasta el sellado se debe realizar por operadores, al existir varias personas manipulando el producto complica el proceso de auditorías o resolución de cualquier tipo de problema.

Solicitaron una máquina en la que deban laborar menos operarios, lleve un control de calidad estricto, sea fácil de utilizar, se adapte a las nueve distintas presentaciones y cumpla con los requisitos de la planta. Se cuenta con un espacio de 5.20 metros por 1.40 metros dentro de la planta para poder disponer de él para la máquina.

Se realizaron distintas listas de requerimiento tomando en cuenta el requerimiento base proveniente de la administración y equipo de producción de la empresa: la construcción de una máquina empacadora de bolsas de polvos que se adapte a las 9 distintas presentaciones. En cada tabla se encuentra el código del módulo, la descripción completa del requerimiento, la prioridad y si es derivado de algún requerimiento padre o requerimiento anterior.

En el Cuadro 46 se describe detalladamente la función de cada módulo que compone la máquina, así como los aspectos más importantes que se deben tomar en cuenta en el sistema de control.

Cuadro 46. Descripción de módulos a utilizar en la máquina

MÓDULO	DESCRIPCIÓN
Armado de cajas	Utiliza cilindros neumáticos para obtener caja, cerrar las paletas inferiores y luego del llenado se encarga de cerrar las paletas superiores.
Dispensador cajas	Dispensador automático que funciona con un motor stepper, retiene las cajas dobladas y las dispensa para su armado cada vez que sea necesario.
Ordenamiento de bolsas	Cabezal de acero inoxidable que funciona con dos servomotores; uno para movimiento horizontal del cabezal y otro para permitir que la bolsa ingrese a la caja abriendo las paletas del cabezal cuando este se encuentre posicionado sobre la posición específica donde la bolsa debe caer.
Banda transportadora de entrada	Conecta directamente con la banda transportadora de salida de la máquina anterior, recibe bolsas y con sistema de rodillos las aplana.
Banda transportadora de salida	Transportar la caja mientras se cierran las paletas superiores y se sella, siendo esta la parte final de la máquina.
Banda transportadora intermedia	Mueve la caja recién llenada con bolsas hacia el módulo de vibrados y aplastador de cajas.
Vibrador/aplastador de cajas	Vibrador para que el contenido de las bolsas se distribuya lo mejor posible y cilindro neumático que funciona como aplastador para compactar las bolsas sin dañarlas y asegurar que la caja cerrará.
Sellador	Coloca sellador en la parte superior e inferior de la caja, montado sobre la banda transportadora de salida.

Cuadro 47. Descripción de requerimientos de sistema de control de máquina parte 1

REQUERIMIENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
Administrativo	ADM	Requerimientos provenientes directamente de la empresa.

Cuadro 48. Descripción de requerimientos de sistema de control de máquina parte 2

REQUERIMIENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
Eléctrico	ELEC	Planos eléctricos para el armado. Se toman en cuenta la alimentación de los sensores y de todos los componentes.
Seguridad	SEG	Seguridad de los usuarios, operadores y elementos que componen la máquina. Rápida detección de fallas. Despliegue de alarmas.
Control y Programación	CNT	Actividades clave dentro de la máquina para su funcionamiento y funcionamiento de alarmas.
Interfaz	HMI	Uso e interacción entre humano y máquina, información a desplegar y el uso intuitivo de la pantalla.
Control de Calidad	CC	Formas de garantizar el aumento del control de calidad dentro del proceso.

Cuadro 49. Requerimientos solicitados por la empresa.

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD
ADM-001	Máquina empacadora de bolsas de polvos que se adapte a 9 presentaciones diferentes	Alta
ADM-002	Utilizar PLC Siemens y comunicación Profibus	Alta
ADM-003	Utilizar la mayor cantidad de componentes Siemens y Festo	Alta
ADM-004	Contadores de entrada de bolsas y salida de cajas	Alta
ADM-005	Alarmas visuales	Alta
ADM-006	Contadores de horas de producción	Alta

Cuadro 50. Requerimientos de control y programación básicos

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD
CNT-001	Manejar información de distintos sensores como método de seguridad y control de calidad de la máquina completa	Alta
CNT-002	Manejar información de sensores para controlar la ubicación y bolsas y cajas dentro de la máquina	Alta
CNT-003	Elementos de comunicación con los diferentes módulos que la necesitan	Alta

Cuadro 51. Requerimientos de seguridad de máquina

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD	PADRE
SEG-001	Paro de emergencia físico y en pantalla táctil	Alta	CNT-001
SEG-002	Despliegue de alarmas en pantalla táctil y en columna de luz	Alta	CNT-001
SEG-006	Luz roja indica alarma grave, paro de sistema	Alta	SEG-002
SEG-005	Luz amarilla indica alarmas medias	Media	SEG-002
SEG-004	Luz verde parpadeando indica que producción se detuvo por falta de bolsas en el sistema	Baja	SEG-002
SEG-003	Luz verde indica funcionamiento normal de máquina	Baja	SEG-002

Cuadro 52. Requerimiento de interfaz usuario-máquina

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD	PADRE
HMI-001	Uso intuitivo y de fácil operación	Alta	
HMI-007	Manual de uso	Alta	HMI-001
HMI-008	Pantalla bloqueada para alarmas graves y notificaciones para alarmas media	Alta	AMD-005
HMI-003	Datos puntuales para monitoreo producción	Alta	CNT-001
HMI-004	Contador de horas de producción total desde último mantenimiento a máquina	Alta	
HMI-002	Diferentes colores que indiquen inicio y paro de producción y apagado de máquina.	Media	
HMI-005	Contador de horas de producción específica de la producción actual	Media	
HMI-006	Fácil navegación entre pantallas	Baja	

Cuadro 53. Requerimientos básicos para garantizar el control de calidad de la máquina

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD	PADRE
CC-001	Alarma roja cuando las cajas no se llenen con el número de bolsas indicado	Alta	CNT002
CC-002	Contadores de bolsas de entrada	Alta	CNT-002
CC-003	Contadores de bolsas ingresando a caja	Alta	CNT-002
CC-004	La caja debe llegar cerrada a la balanza	Alta	
CC-005	Contador de cajas despachadas	Alta	
CC-006	Programación dividida en funciones para futuras modificaciones	Media	

Cuadro 54. Requerimientos de conexiones eléctricas y seguridad de componentes parte 1

ID	REQUERIMIENTO	PRIORIDAD	PADRE
ELEC-001	Plano eléctrico	Alta	
ELEC-002	Capaz de entregar 24 V DC	Alta	
ELEC-003	Capaz de entregar alimentación trifásica a motores	Alta	
ELEC-004	Sistema debe tener disyuntores para proteger alimentación general, panel HMI y fuente de poder	Alta	ELEC-003
ELEC-005	Sistema debe tener guardamotores para cada uno de los motores	Alta	ELEC-003
ELEC-006	Todos los componentes eléctricos deben estar dentro de un tablero	Alta	
ELEC-007	Utilizar borneras para conectar todos los sensores al tablero eléctrico	Alta	
ELEC-008	Identificación de borneras, bloques de borneras y cables.	Alta	ELEC-001

5. INVESTIGACIÓN DE MECANISMOS Y MEJORAS.

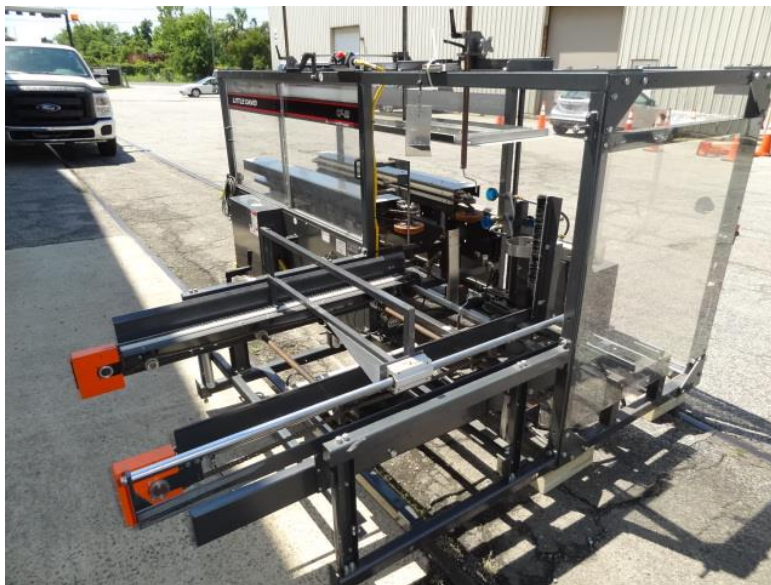
a. GPK-40H18. Esta máquina de la marca “Gurki”, utiliza la gravedad para mantener el bloque de cajas unido, tiene graduación tanto de anchura como de altura en la caja, el sistema de graduación de altura no es independiente del módulo de suministro de cajas, sino que se encuentra en la estructura de la máquina. Su precio ronda los \$ 10,600.

Figura 98. Máquina de embalaje de la marca Gurki, modelo GPK-40H18



b. GF-50T. Esta máquina de embalaje tiene un suministro de cajas que moviliza al grupo de cajas por medio de un mecanismo de transporte de cadena y sprockets, cuenta con graduación vertical y horizontal sumamente fácil de realizar. Este modelo de la marca “Loveshaw” permite tener módulo de suministro de cajas independiente del resto de la máquina. Su precio ronda los \$ 20,000.

Figura 99. Máquina de embalaje marca Loveshaw, modelo GF-50T



c. CE-12P. Este modelo de la marca “Interpack” permite un suministro de cajas por medio de una banda transportadora, tiene graduación únicamente de altura, pero no de anchura. Una de las ventajas que posee es que puede tener una cantidad elevada de cajas plegadas. Su precio ronda los \$ 17,600.

Figura 100. Máquina de embalaje de la marca Interpack, modelo GE-12P



Con el afán asegurar obtener el mejor diseño, abarcar todos los detalles de manufactura y futura construcción de la estructura se implementaron mejoras continuas durante todo el proceso. Tomando en cuenta en este proceso todas las piezas que se necesitan para concretar la construcción final. A continuación, se detalla su funcionamiento, su utilidad y ventajas.

d. SELECCIÓN DE BISAGRAS.

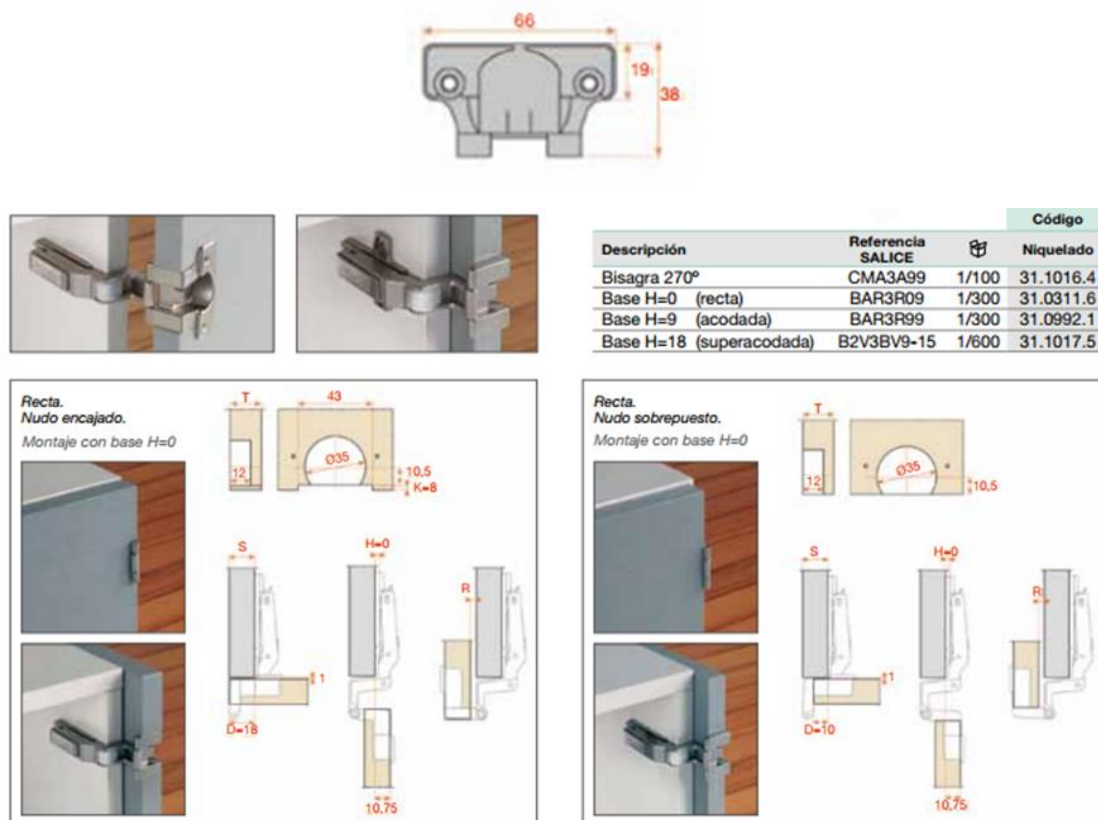
i. BISAGRA TIPO T. El diseño especial de los rodamientos de la bisagra tipo T de acero inoxidable de Stanley, elimina el contacto con metal, permitiendo un funcionamiento suave y silencioso, ver Anexo 120.

Gracias a las propiedades del material del que está hecho, es una bisagra altamente resistente, resistente a la corrosión y durable. Además, cuenta con una protección de WeatherGuard, que es un baño de zinc antes del ensamble que potencia la resistencia anticorrosiva, alargando la vida útil hasta un 500%.

ii. BISAGRA SALICE SERIE C DE 35 MM. Una bisagra muy poderosa con una apertura de 270°, ideal para las aplicaciones más críticas donde es necesaria una gran estabilidad, resistencia y durabilidad, ver Anexo 120.

Certificada para aplicaciones en ambiente público e industrial, según las normas FIRA nivel 5 y ANSI grado 1. Cuenta con una bisagra con perno de rotación, brazo y calzoneta de zamak níquelado opaco, y cierre automático con muelle. Además, posee regulación lateral compensada desde -3mm a 3mm, regulación vertical de ± 2 mm, regulación frontal de hasta 2.8 mm y freno antideslizante de seguridad (MENGUAL, 2016).

Figura 101. Bisagra con apertura de 270°, tipos de montajes y funcionamiento



Cuadro 55. Evaluación de concepto, siendo 5 excelente y 0 deficiente

Aspectos	Bisagra tipo T	Salice serie C de 35 mm
Tamaño	3	5
Resistencia	5	4
Seguridad	2	5
Precio	5	3
Total	15	17

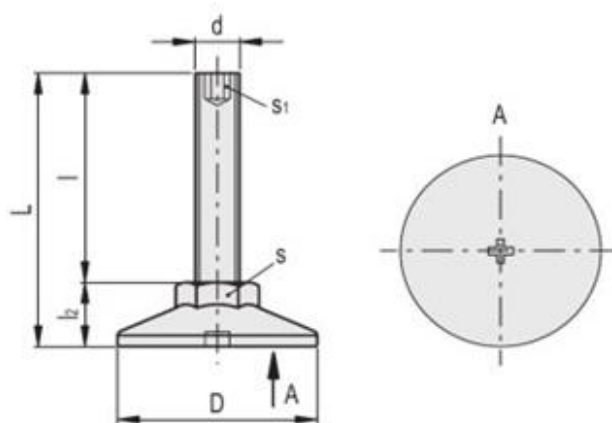
Tras hacer una evaluación de concepto hemos concluido que la mejor bisagra para usar en esta aplicación es la bisagra Salice serie C, porque brinda mayor comodidad y seguridad al operario. Cabe destacar que, para una reducción de costos, la bisagra tipo T no se aleja de los objetivos de un buen desempeño y podría ser usada sin ningún problema.

e. SELECCIÓN DE NIVELADORES. Se seleccionaron los niveladores LX-HS de ELASA, expertos a nivel mundial en niveladores, con presencia en 70 diferentes países, entre ellos México, por lo que son accesibles para poder implementarlos. Estos niveladores aseguran el buen funcionamiento y adaptabilidad de la máquina al ambiente de producción, ya que permiten nivelar la estructura por completo, sin importar la inclinación de la superficie donde se construya. Evitando vibraciones, desajuste, golpes y balanceo durante el funcionamiento, que podría llegar a generar desgaste y fallas futuras en los demás módulos.

Los niveladores LX-HS poseen una barrilla roscada, para poder ajustar la altura necesaria en cada punto se utiliza un juego de tuercas incluidas, las medidas correspondientes se brindan en el Cuadro 56, cada nivelador cuenta con una base de poliamida con cabeza hexagonal para su ajuste, polímero que permite maximizar la sujeción a la superficie y absorber cualquier movimiento o vibración generada por un motor. (ELESA, 2017)

Para su instalación se debe considerar el maquinado correspondiente a la rosca de los niveladores, para un tornillo estándar M10 o realizar un inserto de tuerca en la estructura para cada nivelador, ambos métodos son válidos y se deja a criterio del taller metal mecánico.

Figura 102. Medidas de niveladores serie LX-HS



Cuadro 56. Listado de niveladores serie LX-HS, con su respectiva información técnica

Código	Descripción	D	d	L	l	l ₂	s	s ₁
431201	LX.25-SW13-M6x22-HS	25	M6	33	22	11	13	3
431203	LX.25-SW13-M6x32-HS	25	M6	43	32	11	13	3
431229	LX.40-SW17-M8x70-HS	40	M8	83	70	13	17	4
431301	LX.40-SW17-M10x20-HS	40	M10	33	20	13	17	5
431303	LX.40-SW17-M10x30-HS	40	M10	43	30	13	17	5
431305	LX.40-SW17-M10x40-HS	40	M10	53	40	13	17	5
431307	LX.40-SW17-M10x50-HS	40	M10	63	50	13	17	5
431309	LX.40-SW17-M10x60-HS	40	M10	73	60	13	17	5
431311	LX.40-SW17-M10x70-HS	40	M10	83	70	13	17	5
431325	LX.40-SW17-M10x100-HS	40	M10	113	100	13	17	5

Del listado de niveladores de la serie LX-HS se seleccionó por sus dimensiones el LX.40-SW17-M10x30-HS, debido a su aplicación con un largo de 43mm, una rosca M10 y una superficie en la base de 40mm, es el indicado para soportar y permitir calibrar el nivel de toda la máquina. Se usarán diez niveladores en total, seis para la estructura y cuatro en el módulo de cajas.

Basándonos en los valores nominales de la carga máxima estática del fabricante, se de tener una carga estática menor a los 3000 N sobre cada nivelador.

f. CERRADURA DE CHAPA MAGNÉTICA. Es primordial para la seguridad de cualquier operario que las puertas no se puedan abrir por equivocación mientras la máquina se encuentre en movimiento, por lo que se agregará al diseño una pieza final; una cerradura de chapa magnética, si bien es cierto con las bisagras de cierre automático se aseguró el cierre efectivo de las puertas, en una planta tan prestigiosa la seguridad del operario es esencial para evitar accidentes, ver Anexo 121.

Esta cerradura MAG 350 es una chapa magnética que mantiene la puerta cerrada en todo momento, con una fuerza de 350lbs y permite abrirla al presionar un botón accesible al operario. Además de que es accesible en el mercado guatemalteco. (Chipcom, 2016)

g. TORNILLOS DE AUTO PERFORACIÓN. Para la fijación de todos los panes cobertores a la estructura, se analizaron diferentes métodos; soldadura, esquinera, pernos, etc. Finalmente, tras hacer un análisis de las ventajas de cada uno, se seleccionó el tornillo de auto perforación para perfiles metálicos, es un tornillo que posee una punta de broca, la cual permite generar el agujero durante su incrustación en el perfil. Para la incrustación se debe usar un taladro a velocidad lenta con boquilla hexagonal. Además, posee una arandela con superficie interna de empaque, la cual asegura una sujeción perfecta de la lámina cobertura, dándonos al final una sujeción fácil de ensamblar y de alta calidad (ver Anexo 122).

Estos tornillos se encuentran disponibles en el mercado guatemalteco, lo cual generó otra ventaja más su selección. Sin olvidar la seguridad y vida útil, estos tornillos que presentan gran

resistencia a la corrosión en exteriores y permanecen en su posición, sin aflojarse, debido a su método de colocación, cabe destacar que ninguno de estos tornillos estará sometido a esfuerzos significativos, por lo que su análisis de resistencia a esfuerzos es innecesario.

h. CANALETAS PARA CONEXIONES. Para generar todas las distribuciones y conexiones, tanto de potencia eléctrica como neumática, se seleccionó la canaleta RS Pro S50-50, de acero inoxidable 304 de acuerdo a los requerimientos de la empresa. Además, posee una tapadera que permite cerrar la canaleta para instalarla verticalmente e impedir que las conexiones salgan exponiéndose (ver Anexo 127).

C. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

1. PROPUESTA 1. Rediseño suministro de cajas propuesto en la fase uno.

Figura 103. Propuesta 1 rediseño suministro de cajas propuesto en la fase uno



Cuadro 57. Características de propuesta 1 parte 1

Característica	Descripción
Complejidad de fabricación	La fabricación se realiza el 70% en el país, pero se tiene rieles FESTO y resortes alemanes que es necesario importar.
Capacidad de almacenamiento de cajas	Puede almacenar hasta 30 cajas.
Durabilidad	Todos sus componentes y mecanismos son resistentes a la corrosión.
Adaptación a presentaciones	Se adapta únicamente a las 4 presentaciones de la empresa.
Cambio de velocidad de suministro	La velocidad de suministro es única, la cual depende de dos resortes que empujan el bloque de cajas.

Cuadro 58. Características de propuesta 1 parte 2

Característica	Descripción
Cambio de presentación	El cambio de presentación se realiza en más de 20 minutos, debido a que posee muchos tornillos.
Costo	Es la propuesta más barata de todas.
Mantenimiento	Se realiza cada vez que se realiza el mantenimiento de toda la máquina.

2. PROPUESTA 2. Suministro de cajas con rampa.

Figura 104. Propuesta 2 suministro de cajas con rampa

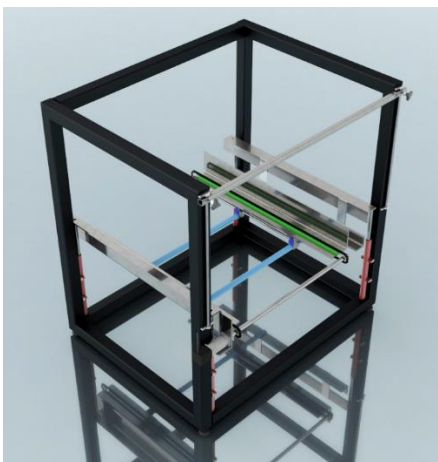


Cuadro 59. Características de propuesta 2

Característica	Descripción
Complejidad de fabricación	La fabricación se realiza el 100% en el país.
Capacidad de almacenamiento de cajas	Puede almacenar hasta 60 cajas.
Durabilidad	Todos sus componentes y mecanismos son resistentes a la corrosión.
Adaptación a presentaciones	Se adapta a las 4 presentaciones y está limitado por el espacio proporcionado por la estructura general de la máquina.
Cambio de velocidad de suministro	La velocidad de suministro es única, la cual depende de la fuerza de gravedad del bloque de cajas.
Cambio de presentación	El cambio de presentación se realiza en 5 minutos.
Costo	Costo intermedio entre las 3 propuestas.
Mantenimiento	Se realiza cada vez que se realiza el mantenimiento de toda la máquina.

3. PROPUESTA 3. Suministro de cajas con cadena de transporte

Figura 105. Propuesta 3, cadena de transporte



Cuadro 60. Características de propuesta 3

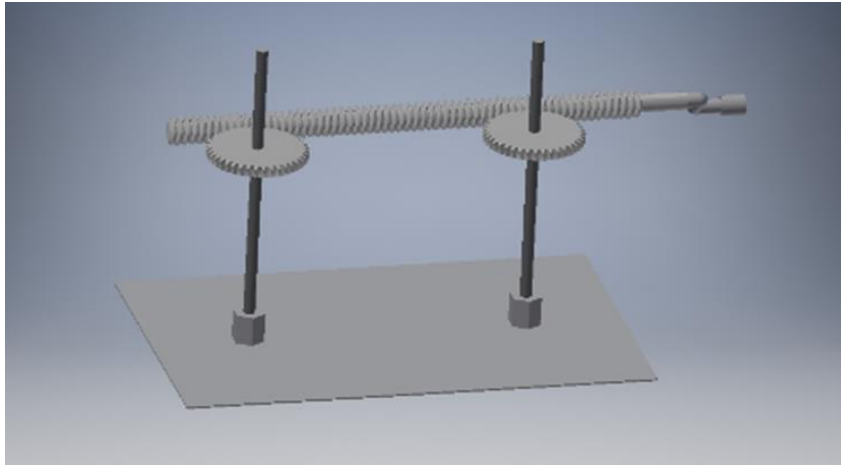
Característica	Descripción
Complejidad de fabricación	La fabricación se realiza el 90% en el país, pero se tiene que comprar el motor en el extranjero.
Capacidad de almacenamiento de cajas	Puede almacenar hasta 75 cajas.
Durabilidad	Todos sus componentes y mecanismos son resistentes a la corrosión.
Adaptación a presentaciones	Se adapta a presentaciones más grandes y más pequeñas, no está limitado por el espacio de la estructura ya que es un sistema modular.
Cambio de velocidad de suministro	La velocidad de suministro es controlada por un PLC por lo que puede tener un rango variado de velocidades.
Cambio de presentación	El cambio de presentación se realiza en 3 minutos.
Costo	Es la propuesta más cara de todas
Mantenimiento	Se realiza cada vez que se realiza el mantenimiento de toda la máquina, sin embargo, por tener un mecanismo de cadena se tiene que tener mantenimiento más frecuente.

4. ELEVACIÓN. Para lograr efectuar el cambio de presentación de las diferentes cajas, se debe posicionar correctamente el doblador de paletas superiores, por lo que fue necesario analizar las siguientes propuestas.

En la Figura 106 se puede observar un mecanismo de tornillo sinfín con dos coronas, cuando el operador gira el tornillo sinfín las coronas rotan en el mismo sentido y al mismo tiempo, mientras giran las coronas se tienen dos ejes con rosca que permiten el desplazamiento vertical, ya que las

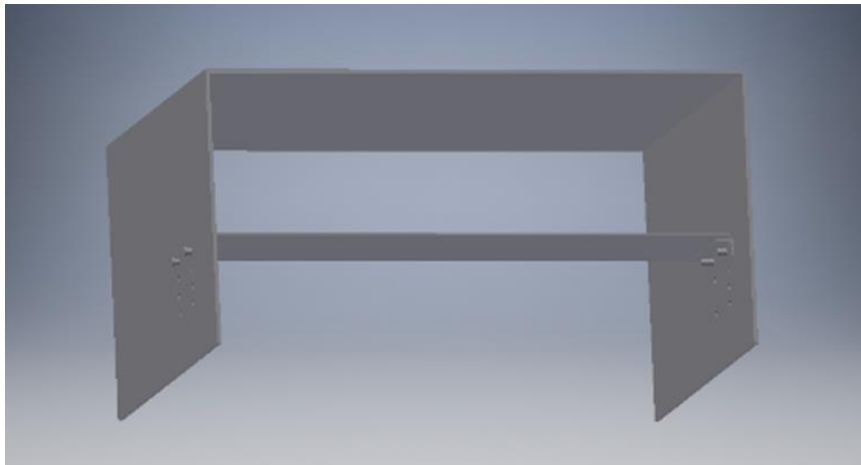
coronas tienen una rosca interna que encajan con los ejes. La plataforma está sujeta por dos uniones al doblador de paletas, soportando toda la carga.

Figura 106. Opción 1 para elevación de mecanismo de doblez de paletas superiores



El siguiente mecanismo de elevación es más sencillo que el anterior, en la Figura 107 podemos observar un marco conformado por tres paredes y una placa intermedia, este marco solamente esta como referencia del mecanismo de soporte, en la placa intermedia podemos observar tornillos sujetas a un angular, estos tornillos soportan toda la carga del doblador de paletas y para realizar el cambio de presentación se retiran los pernos y se soporta todo el doblador moviéndolo manualmente hasta llegar a la posición deseada, en el marco de referencia ya estará señalizado para el cambio de presentación.

Figura 107. Opción 2 para elevación de mecanismo de doblez de paletas superiores



La opción número 3 mostrada en la Figura 108 se puede observar una varilla roscada, una varilla lisa y una plataforma de elevación. La varilla roscada al ser girada por un operario permite a una tuerca soldada a la plataforma, elevarse verticalmente junto con el doblador de paletas, mientras que la varilla lisa opera como soporte junto a un cojinete para evitar la desalineación.

Figura 108. Opción 3 para elevación de mecanismo de doblado de paletas superiores



5. GUÍAS LATERALES. Las guías laterales son un apoyo para la caja. Al ser plegada de sus paletas inferiores se necesita moverla a una banda transportadora donde se colocará el producto, pero la caja no debe caer de forma aleatoria ya que sino se necesitarán varios sensores para determinar la posición de la caja y otros actuadores para regresar la caja a una posición operable para depositar el producto dentro de ella. En la opción 1 mostrada en la Figura 109 se puede observar que se utilizan dos varillas montadas en dos agarradores para cada lado esto para evitar los movimientos al momento de transportar la caja, estos agarradores a su vez pueden ser modificados para cambiar el tamaño de presentación de la caja, solo con mover las perillas se puede hacer más angosto o más ancho el carril.

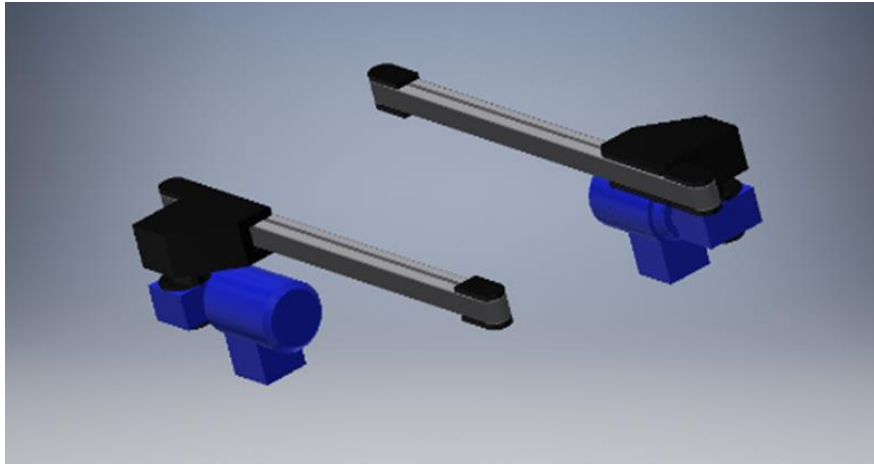
Figura 109. Opción 1 para guías laterales del transporte de la caja



En la Figura 110 se ilustra un mecanismo de banda transportadora para cada lateral, en donde se tiene un motor con caja reductora, y una banda dentada completamente recta para inmovilizar la caja y para trasladarla puramente con el movimiento del motor. La desventaja de este sistema

es que los dos motores deben estar sincronizados al mismo tiempo para no doblar o lastimar la caja, ya que los dos lados deben trasladarse al mismo tiempo.

Figura 110. Opción 2 para guías laterales del transporte de la caja



Las guías laterales mostradas en la opción 3, Figura 111 se puede observar un sistema más complejo, ya que se incorporan varios soportes para realizar el movimiento de una banda transportadora dentada y trasladarla desde una mayor altura hasta una altura menor. De igual forma se utiliza un motor por cada lateral que deben estar sincronizados para poder desplazar la caja desde una posición a otra solo con la ayuda de la faja. Este mecanismo nos ayuda mayormente a trasladar la caja verticalmente sin necesidad de otro actuador.

Figura 111. Opción 3 para guías laterales del transporte de la caja



6. PATADA. Se le llama “patada” o “ancla” al mecanismo que dobla la paleta posterior de la caja, ya que después se cierran el resto de paletas con el mecanismo de varillas. Esta patada es de suma importancia porque sino las paletas podrían atorarse al momento de estarlas plegando, en la Figura 112 se ilustra la opción 1 que es un perfil cuadrado junto con una placa doblada en la

punta del perfil, pero en esta ocasión se diseña una patada más pequeña, debido a que no se manejan fuerzas significativas para doblar la paleta posterior.

Figura 112. Opción 1 para el mecanismo de doblado de la paleta posterior de la caja



En la Figura 113 se muestra un diseño más vistoso para la percepción humana, ya que ocupa tres tubos para realizar el mecanismo de patada, solamente que en la punta se utilizan materiales poliméricos para evitar daños a la caja, en este caso se muestran como dos anillos azules, los cuales harán contacto con la paleta deseada.

Figura 113. Opción 2 para el mecanismo de doblado de la paleta posterior de la caja



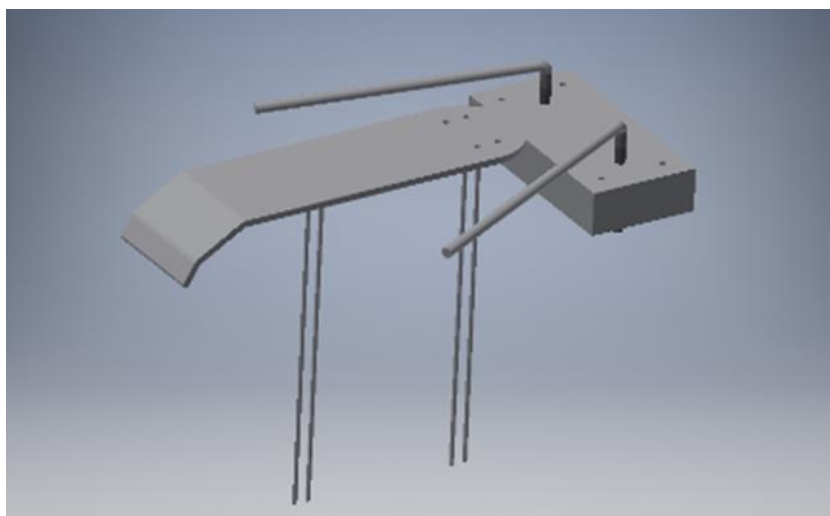
En la opción 3, Figura 114 se puede observar un diseño más elaborado de una patada, en donde se sostendrá por un eje en la parte circular y contiguo a esta pieza, la parte más corta, se colocará un actuador lineal para realizar el movimiento deseado por la máquina, solamente se utilizan placas dobladas y soldadas en este diseño, además del pequeño fragmento de tubo.

Figura 114. Opción 3 para el mecanismo de doblez de la paleta posterior de la caja



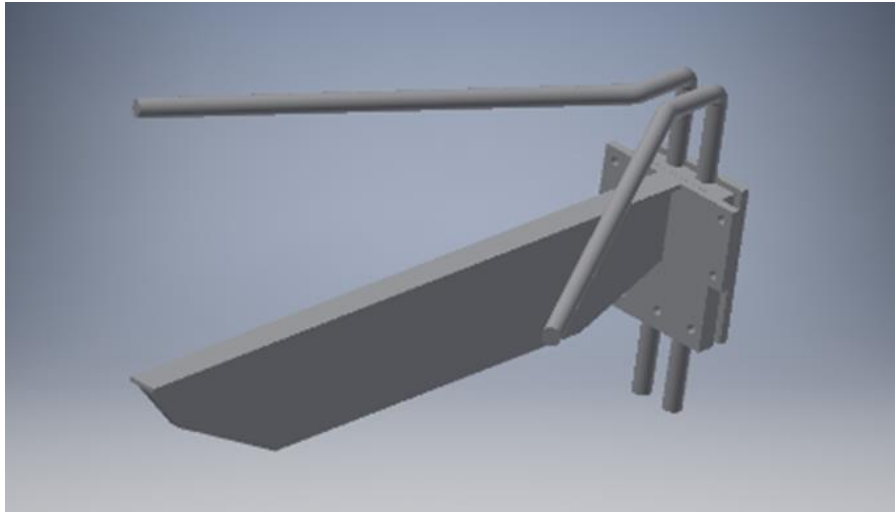
7. VARILLAS Y DOBLADOR. Para lograr plegar las últimas tres paletas en el proceso de la máquina, se utilizan varios mecanismos para doblar cada una por separado o todas juntas, estos diseños muestran la menor cantidad de actuadores posibles para reducir costos. En la Figura 115 se observan dos varillas que logran el pliegue de las paletas laterales y que son ajustables por medio de una rosca que poseen en la parte más corta del tubo. Además, se tiene una placa doblada en la parte frontal, para poder plegar la paleta frontal de la caja, también esta pieza proporciona soporte a la caja para deslizarse fuera del mecanismo.

Figura 115. Opción 1 para el mecanismo de doblez de tres paletas



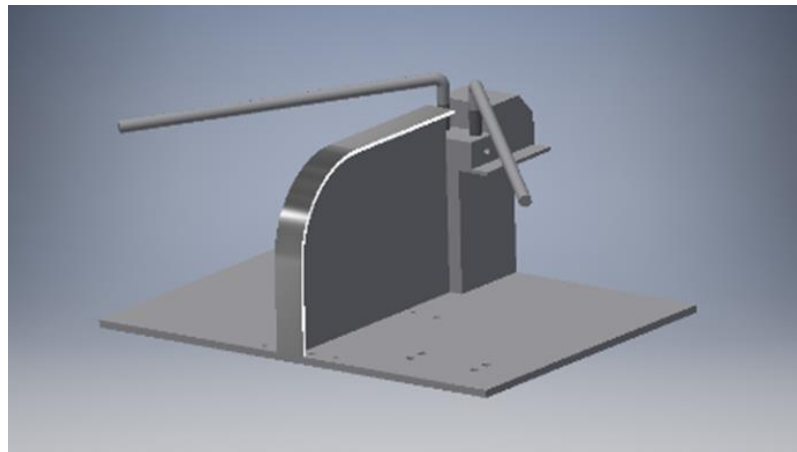
En la opción 2, mostrada en la Figura 116 podemos encontrar el mecanismo de varillas de igual manera, pero sujetas de diferente forma, al estar entre dos placas, estas se pueden sostener por medio de cuatro pernos, esto nos puede asegurar que no se moverán las varillas en caso de vibraciones. También en la parte de enfrente se muestra el doblador de la paleta frontal, este siendo más sencillo y robusto.

Figura 116. Opción 2 para el mecanismo de doblado de tres paletas



En la Figura 117 se ilustra un doblador de cajas más elaborado, ya que se compone de varias partes, en la parte de atrás se observa un perfil sosteniendo una placa que a su vez soportan una pieza con agujeros, estos para apoyar a las varillas que llegarán las paletas laterales, estas varillas se ajustan por un tornillo de apriete, que se coloca horizontalmente, para realizar una fuerza significativa en este sentido. En la parte delantera se muestra una placa con un radio, que permite el doblado de la paleta frontal de la caja y su deslizamiento en ella.

Figura 117. Opción 3 para el mecanismo de doblado de tres paletas



8. MECANISMO DE AJUSTE AUTOMÁTICO DE MATRICES (MAAM). Debido al gasto que representa el diseño actual, se propone un mecanismo de ajuste automático de matrices o MAAM, este mecanismo se diseñará tomando en cuenta el costo de mantenimiento y el de inversión inicial. Una presunción conservadora del costo para el MAAM, indica que su precio sea la mitad del precio actual.

Es de importancia proporcionar una solución que permita ajustar el CMB a las distintas presentaciones, la propuesta de este proyecto consiste en diseñar una solución completamente automatizada. Pero no hay que rechazar la posibilidad de un diseño que permita ajustar el CMB de manera manual. Una solución con esta orientación podría resultar más económica en su inversión inicial y su mantenimiento, además el diseño se reduciría considerablemente. Para el desarrollo del MAAM es imperioso investigar el movimiento que se necesita implementar con mecanismos además es necesario establecer los requerimientos que estos mecanismos deben cumplir.

a. DETERMINACIÓN DEL MOVIMIENTO. En la Figura 118, se muestra la trayectoria que cada ventosa debe de recorrer.

Figura 118. Placa de trayectorias del CMB

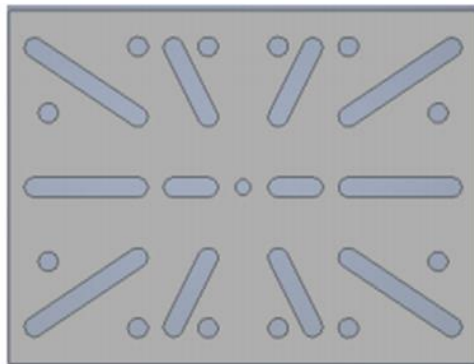
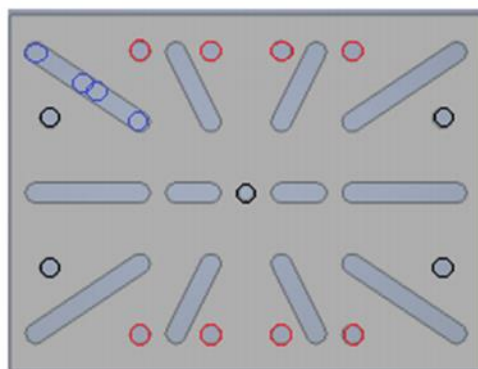


Figura 119. Explicación de cada orificio de la placa de movimiento



En la Figura 119 se muestra el diagrama de posiciones de las ventosas. Los círculos negros corresponden a pines para ensamblar esta pieza al Gantry de FESTO. Los círculos rojos corresponden a ventosas que no tienen movimiento. Los círculos azules corresponden a las posiciones de las ventosas, en sus cuatro distintas configuraciones de matriz. En este diagrama sólo se incluyó las posiciones de la trayectoria de una sola ventosa. (Robles, 2017)

De la Figura 119, es claro que habrá doce trayectorias lineales y ocho ventosas que no tendrán desplazamiento. Las ocho ventosas estáticas obstaculizan la introducción de botellas en las cajas de doce botellas así que para solucionar esto se utilizará un mecanismo de junta revoluta pura que pueda ocultar dichas ventosas cuando no estén siendo utilizadas. Además, la tubería debe ser suficientemente para que la placa de aluminio (Figura 119) no se intercepte con la caja durante el proceso de llenado de cajas.

Conclusión:

- Doce trayectorias lineales
- Ocho movimientos rotatorios

b. LONGITUD DE LAS TRAYECTORIAS LINEALES. El CMB posee doce trayectorias lineales y rectas. Estas se pueden clasificar en cuatro grupos:

Cuadro 61. Carrera de cada trayectoria

Trayectoria	Carrera [mm]
Trayectoria A	80.363
Trayectoria B	66.95
Trayectoria C	50.027
Trayectoria D	22.15

c. ANGULO DE ROTACIÓN DEL MOVIMIENTO ROTATORIO. El ángulo de rotación necesario para que estas botellas no intercepten con las cajas se calibrará de manera experimental, ya que una inclinación inadecuada podrá causar que las mangueras se enreden con los eslabones de los mecanismos manivela corredera.

d. ESPECIFICACIONES DE DESEMPEÑO.

Cuadro 62. Requerimientos del proyecto MAAM parte 1

Tema del requerimiento	Detalle del requerimiento	Plan de validación del requerimiento
Limpieza en el ambiente	El sistema no debe de liberar ningún material que pueda o sea capaz de ensuciar las botellas de insecticida agroquímico.	Escoger un actuador lineal que no genere fluidos o contaminantes
Suavidad	El mecanismo de automatización debe de tener un movimiento suave para proteger las mangueras, ventosas y eyectores de vacío durante el proceso de configuración de matrices.	Diseñar para que no existan aceleraciones bruscas o discontinuidades.

Cuadro 63. Requerimientos del proyecto MAAM parte 2

Tema del requerimiento	Detalle del requerimiento	Plan de validación del requerimiento
Temperatura	El mecanismo no debe de alcanzar temperaturas que comprometan su funcionamiento o la integridad de algún otro elemento dentro CMB.	Diseñar el mecanismo para que opere en condiciones nominales todo el tiempo. Y proveer algún interruptor que proteja contra overloads.
Estabilidad de la posición	Una vez se alcanza una posición de configuración de matriz el sistema debe mantenerse en esa posición, hasta que se le ordene alcanzar otra posición y no des calibrarse.	Diseñar o implementar un enclavamiento mecánico que asegure la posición de las piezas.
Vida útil	El sistema debe de rendir el tiempo suficiente para que se justifique su precio y garantizar rentabilidad.	Calcular y diseñar la vida útil de los componentes para que su utilidad sea satisfactoria
Capacidad de carga	El mecanismo debe satisfacer los requerimientos de carga que lo protejan contra fallas.	Comprobar a través de ANSYS Workbench y los catálogos de los distribuidores que los componentes no fallen por causa de cargas externas o internas.
Control de posición	Debe ser posible establecer y editar la posición del mecanismo por medio de PLC para que existan configuraciones de posicionamiento predeterminadas o nuevas.	Escoger una unidad de control comercial o bien diseñar un sistema de control que garantice que se alcance las posiciones deseadas.
Exactitud y precisión de posicionamiento	Es imperioso que el mecanismo de posicionamiento coloque al actuador en la posición exacta para garantizar el funcionamiento correcto del MAAM.	Implementar un mecanismo o actuador que garantice la exactitud y precisión.
Instalación	El mecanismo debe de poder instalarse fácilmente y utilizar las señales tanto neumáticas como eléctricas disponibles en la línea de producción, en el caso sea necesario.	Escoger actuadores o mecanismos que estén en sintonía con las capacidades neumáticas y eléctricas disponibles y con el tablero eléctrico diseñado en el módulo de control.
Material de la placa CMB	Debe de estar fabricada de un material resistente a la corrosión y que sea liviano.	Utiliza aluminio 6061 el cual se encuentra disponible en Guatemala.

Cuadro 64. Requerimientos del proyecto MAAM parte 3

Tema del requerimiento	Detalle del requerimiento	Plan de validación del requerimiento
Reparación y Reemplazo	En el caso de un daño en el mecanismo, debe de haber alternativas disponibles en el mercado.	Indicar claramente donde es posible adquirir los componentes comerciales o indicar los planos para la manufactura de las piezas.
Mantenimiento y ensamble	Debe ser de fácil acceso y en lo posible de fácil mantenimiento.	Informar por medio de algún documento el procedimiento de mantenimiento y ensamble
Espacio disponible	El mecanismo debe estar dentro de las dimensiones disponibles.	Comunicarse con el módulo de estructura para conocer y asegurar que este proyecto se encuentre dentro de los límites establecidos por ese módulo de estructura

a. IDEACIÓN E INVENCIÓN. Para el proceso de ideación e invención se busca que, a través de métodos gráficos, tablas, diagramas y texto se propongan diferentes soluciones a los tres submódulos seleccionados. Es de total importancia no limitarse a dimensiones ni funcionamiento siempre y cuando se cumplan los requisitos las especificaciones de desempeño ya mencionadas. Además, previo a iniciar el proceso de ideación e invención se debe de seleccionar el tipo de actuador lineal para definir como funcionara el submódulo de control del sistema y los conceptos de operación del sistema.

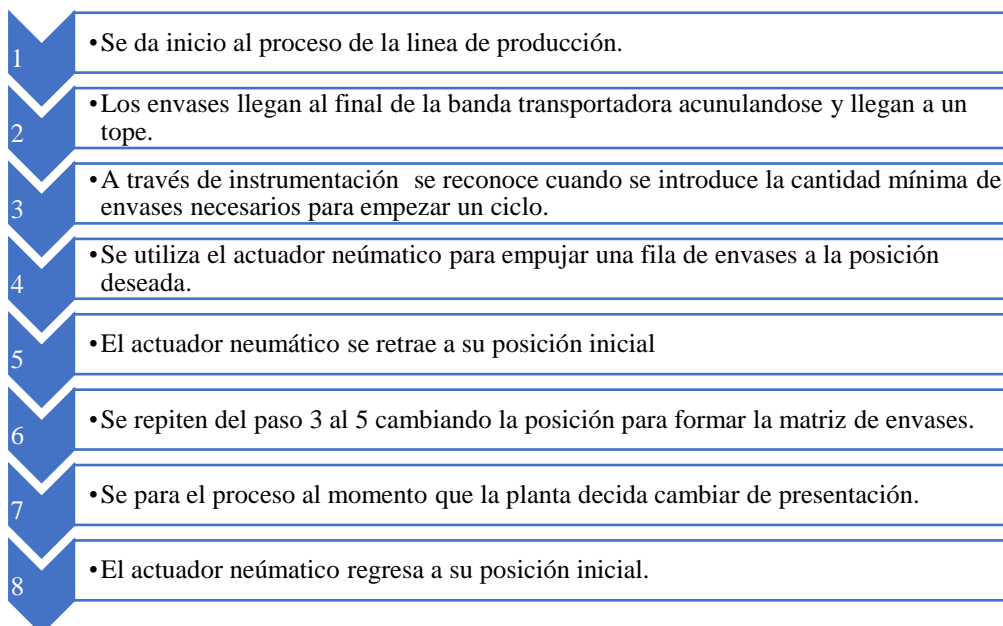
Cuadro 65. Matriz de decisión para la selección del tipo de actuador lineal parte 1

Criterio	Puntuación	Cilindro electromecánico	Cilindro neumático
Precio inicial	Máxima = 10 Mínima = 0	5	7
Costo de mantenimiento	Máxima = 10 Mínima = 0	7	3
Estabilidad	Máxima = 10 Mínima = 0	8	5
Efecto de fugas	Máxima = 10 Mínima = 0	10	5
Influencia de ambiente	Máxima = 10 Mínima = 0	7	10
Velocidad de accionamiento	Máxima = 10 Mínima = 0	6	8
Adaptabilidad	Máxima = 10 Mínima = 0	5	10

Cuadro 66. Matriz de decisión para la selección del tipo de actuador lineal parte 2

Criterio	Puntuación	Cilindro electromecánico	Cilindro neumático
Utilización en la industria	Máxima = 10 Mínima = 0	5	10
Disponibilidad de repuestos	Máxima = 10 Mínima = 0	5	10
Total		58	68

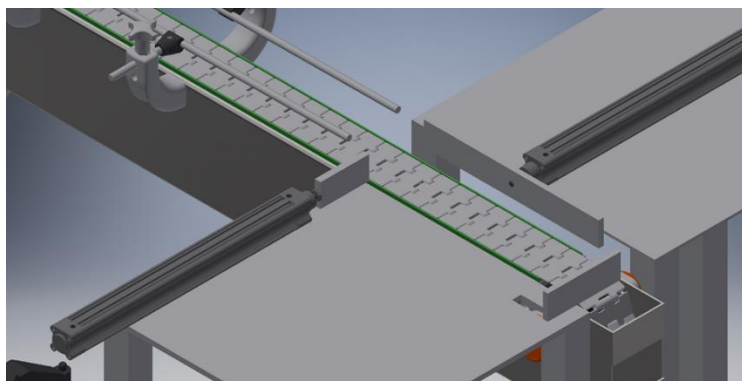
Figura 120. Conceptos de operación del sistema



b. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS.

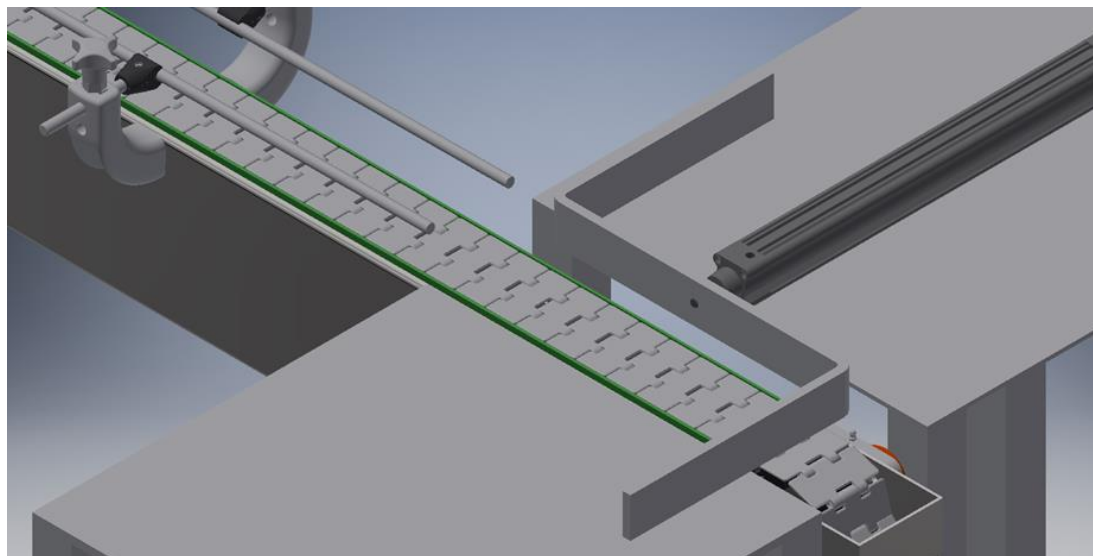
- Primera propuesta: Para esta propuesta se consideró la utilización de dos cilindros neumáticos. Uno para el paro del flujo de envases entrando al módulo y el otro para empujar los envases ya en fila a las posiciones deseadas. Además, al final de la banda transportadora hay una pequeña placa de metal que detiene el flujo de los envases, que es ajustable.

Figura 121. Propuesta 1 para mecanismo de ordenamiento



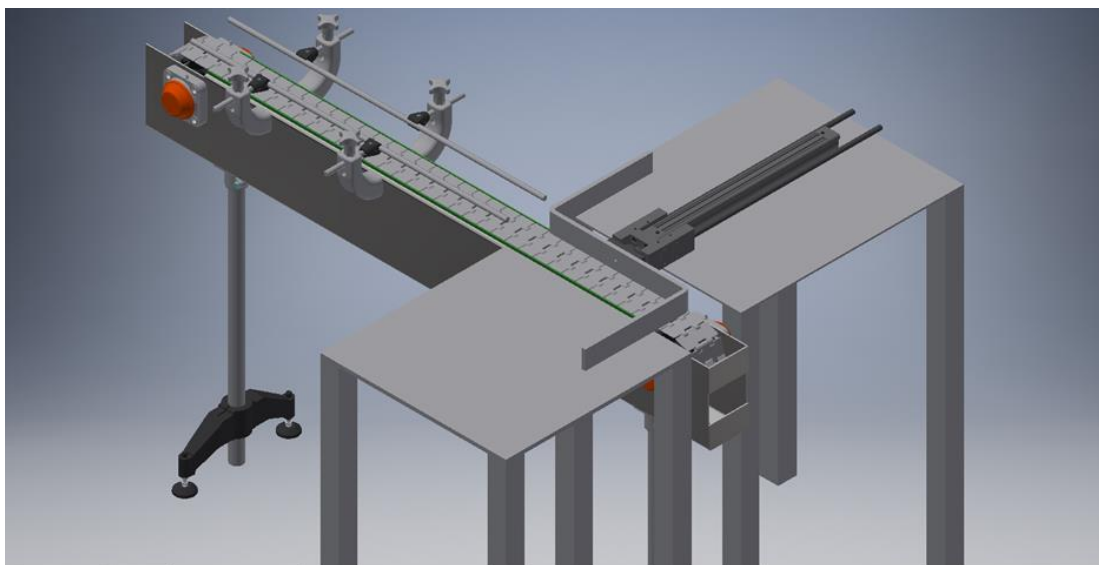
- Segunda propuesta: Esta propuesta utiliza una única placa de metal cuyo fin tiene parar el flujo de envases a la entrada del módulo, empujarlos y detenerlos al final de la banda transportadora.

Figura 122. Propuesta 2 para mecanismo de ordenamiento



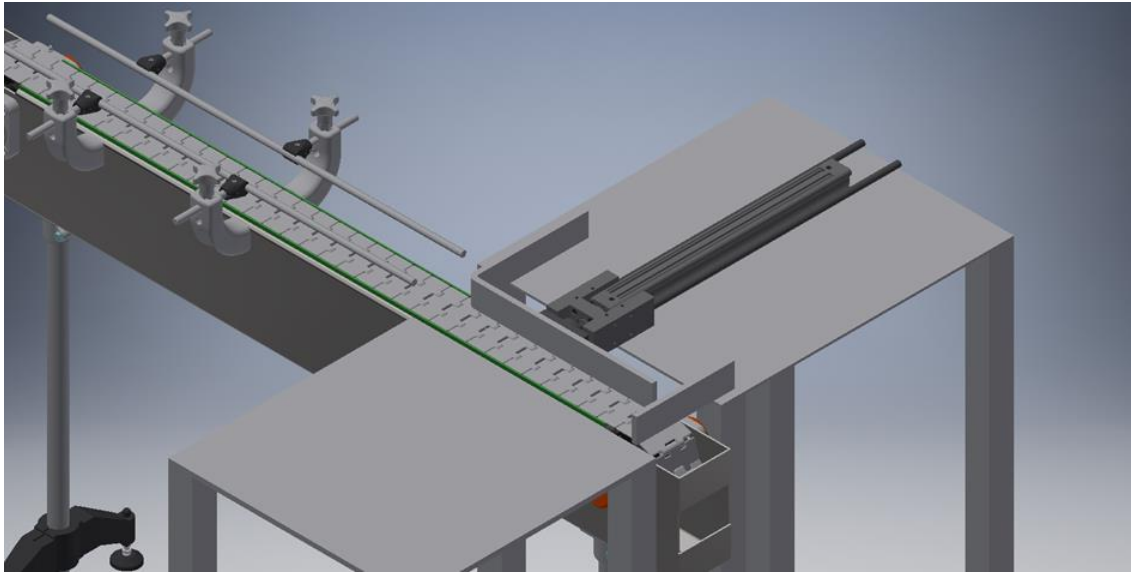
- Tercera propuesta: Esta propuesta es similar a la segunda propuesta, pero se le agrega un módulo guía al cilindro.

Figura 123. Propuesta 3 para mecanismo de ordenamiento



- Cuarta propuesta: Esta propuesta posee un módulo guía para evitar la rotación del vástago y al extender su carrera para el flujo de envases entrando. Además, posee una placa que es adaptable a la presentación al final de la banda transportadora.

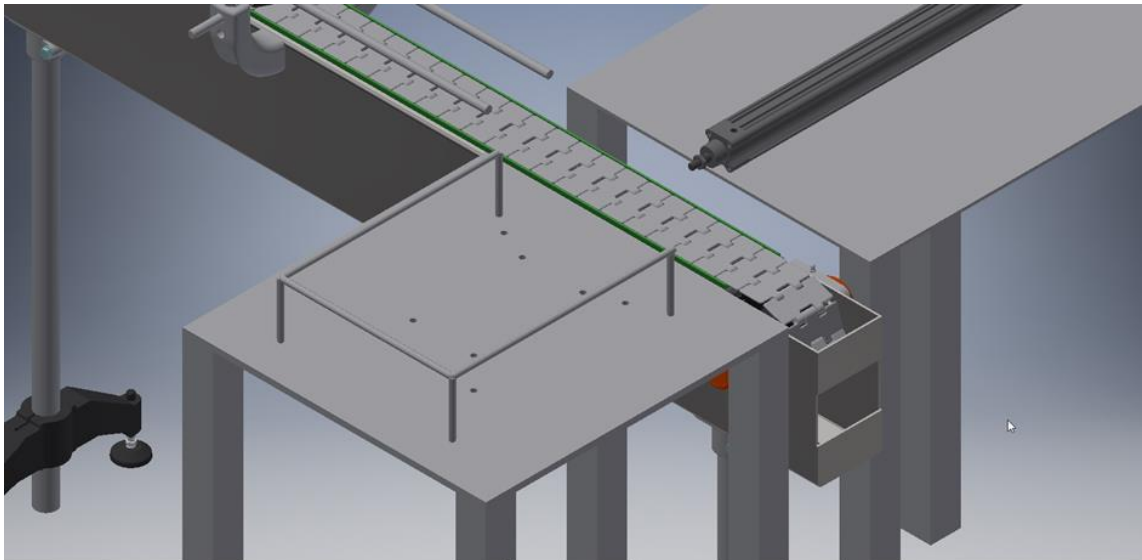
Figura 124. Propuesta 4 para mecanismo de ordenamiento



c. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO.

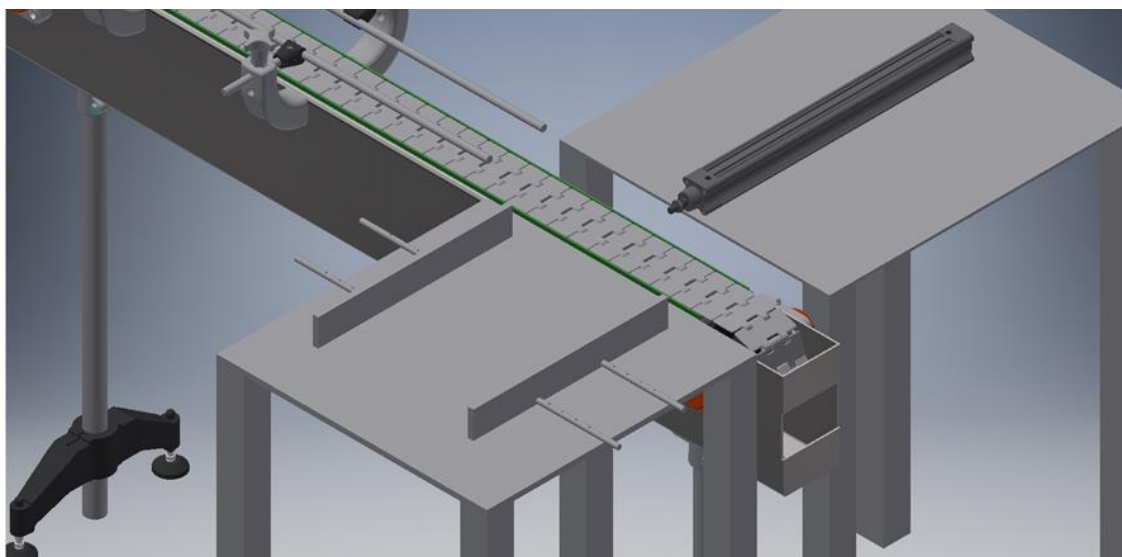
- Primera propuesta: Para esta propuesta se consideró tener una varilla de metal doblada en forma de “U” con soportes en cada extremo. Su contraparte serían agujeros en la placa dónde se formarían las matrices para cada tipo de presentación. Para esto existirían 4 varillas con sus soportes dimensionadas a partir de los tamaños de las matrices ya formadas.

Figura 125. Propuesta 1 para submódulo limitador de tamaño



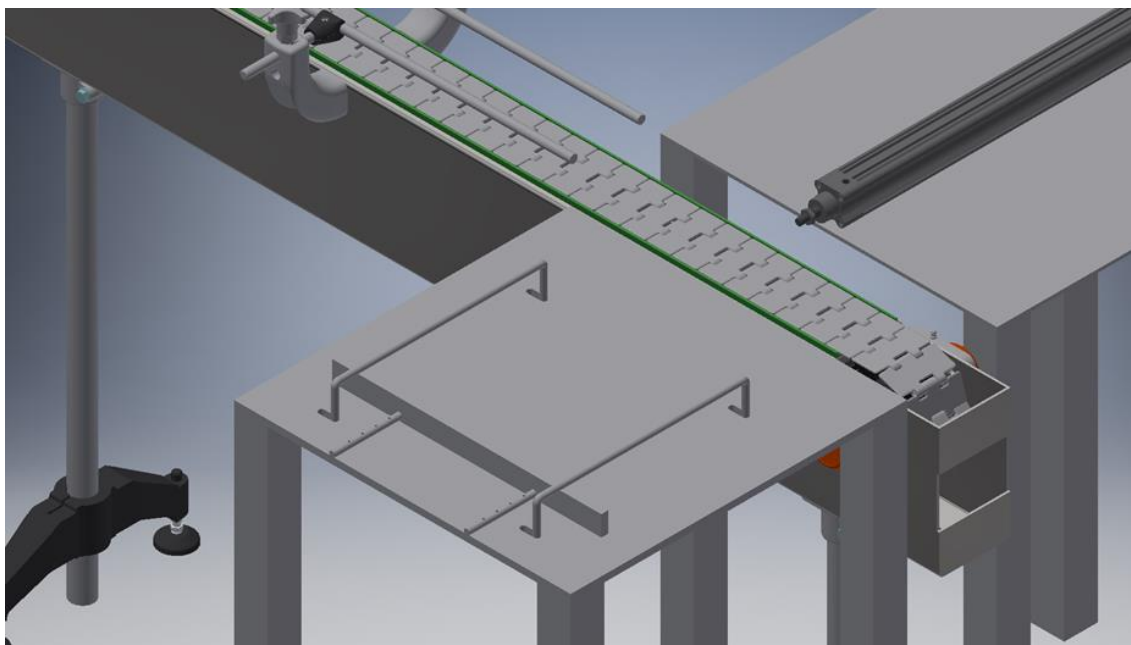
- Segunda propuesta: Esta propuesta considera 2 placas de metal que se pueden mover en un eje, limitando así una dimensión de la matriz. Para lograr controlar la otra se debe de tener un control muy preciso de la carrera extendida del cilindro y la fuerza aplicada.

Figura 126. Propuesta 2 para submódulo limitador de tamaño



- Tercera propuesta: Para esta propuesta se poseen dos varillas de metal dobladas, éstas entran en un agujero tipo corredera y poseen a sus extremos roscado. Por debajo de la mesa se roscan en la posición deseada para cambiar la presentación. Para controlar la otra dimensión de la matriz se utiliza una placa de metal que pasa por debajo de estas varillas y es ajustable gracias a dos pequeñas varillas que tienen agujeros para fijar la posición con pines en posiciones predeterminadas.

Figura 127. Propuesta 3 para submódulo limitador de tamaño



d. SUBMÓDULO DE CONTROL DEL SISTEMA.

- Diagrama de flujo del control: El diagrama propuesto para el sistema se encuentra en el apartado de Anexo 174. Nótese que el diagrama es solamente del ciclo de control. No se abarcan lo que es la comunicación con otros módulos más a detalle ya que uno de los objetivos es solamente diseñar el control de este módulo sin tomar en cuenta el control de otros módulos ni la operación general del PLC.

- Instrumentación neumática y electrónica: Para llevar a cabo el control dado por el diagrama de flujo hay que utilizar diferentes sensores y elementos de procesamiento y control del cilindro neumático. A continuación, se enlistan algunos de los sensores que pueden ser utilizados para detectar la carrera del pistón y así las posiciones necesitadas.

- Finales de carrera: Es un contactor situado a lo largo de la carrera del pistón que es NA o NC. Al entrar en contacto con el objeto a controlar este se retrae y cambia su estado.

- Sensor FESTO de proximidad: Sensores que son capaces de detectar el campo magnético de los imanes permanentes integrados en el embolo del cilindro, indicando indirectamente la posición del vástago. Este sensor es digital.

- Sensor FESTO de posición: Detecta de forma continua el movimiento del embolo en un rango de medición predeterminado y genera una señal de corriente o tensión analógica.

- Sensor FESTO óptico: Es capaz de reconocer la existencia de una pieza de cualquier material colocada en su rango de operación. Este sensor es digital.

A continuación, se muestran los elementos de procesamiento y control del cilindro neumático para llevar a cabo el diagrama de flujo previamente discutido.

- ELECTROVÁLVULAS. Son válvulas de control que necesitan de un accionamiento eléctrico.

- VÁLVULAS DE CONTROL. Válvulas de control que necesitan de accionamiento mecánico o hidráulico.

- VÁLVULA ESTRANGULADORA. Válvulas que son capaces de delimitar la presión de la línea de aire comprimido.

9. ANÁLISIS DE PROPUESTAS. El análisis de las propuestas se hizo en base a una matriz de decisión con las características más importantes para su implementación en la planta de producción. Cada característica se calificará de 0-10, el Cuadro 67 ilustra la peor y mejor calificación posible para cada característica y el Cuadro 68 es la matriz de decisión.

Cuadro 67. La mejor y peor calificación para cada característica en la matriz de decisión

Característica	Puntaje = 0	Puntaje = 10
Complejidad de fabricación	Toda la fabricación se realiza afuera del país.	Toda la fabricación se puede realizar dentro del país.
Capacidad de almacenamiento de cajas	Almacena solo para 2 minutos de operación.	Almacena cajas para una hora continua de suministro.
Durabilidad	Todos sus componentes y mecanismos no son resistentes a la corrosión y tienen una vida corta.	Todos sus componentes y mecanismos son resistentes a la corrosión y tienen una vida larga.
Adaptación a presentaciones	No se ajusta a las presentaciones.	Se ajusta a nuevas presentaciones.
Cambio de velocidad de suministro	Suministra cajas a una única velocidad.	Suministra cajas a múltiples velocidades fácilmente
Cambio de presentación	Tarda más de 20 minutos	Tarda a lo sumo 1 minuto
Costo	Es la propuesta más cara.	Es la propuesta más barata.
Mantenimiento	Se tiene que realizar en cada cambio de presentación.	Se hace con el mantenimiento general de la máquina.

Cuadro 68. Matriz de decisión

Aspecto	Puntaje Propuesta 1	Puntaje Propuesta 2	Puntaje Propuesta 3
Complejidad de fabricación	7	10	9
Capacidad de almacenamiento de cajas	2	4	5
Durabilidad	10	10	10
Adaptación a diferentes presentaciones de cajas	5	6	10
Cambio de velocidad de suministro	0	8	10
Facilidad en el cambio de presentación	3	8	9
Costo	10	6.66	3.33
Mantenimiento	10	10	8
TOTAL	47	62.66	64.33

10. ANÁLISIS DE ELEMENTOS MECÁNICOS. Para analizar cada elemento fue necesario identificar los puntos críticos de cada diseño o si el elemento no había sido seleccionado anteriormente, esto para realizar los cálculos necesarios y así analizarlo correctamente. En este proceso se generó una tabla con los cálculos más importantes a realizar para su posterior verificación. En el Cuadro 69 se colocaron seis cálculos esenciales para el diseño del sistema.

Cuadro 69. Elevación, cálculos y selección

Cálculo o selección	Factor Determinado
Soldadura de filete circundante	Grosor
Rosca diente de sierra	Dimensiones
Rosca métrica para manija horizontal	Dimensiones
Cojinete lineal	Tipo/Dimensiones
Cojinete lineal	Montaje o Base
Cojinete axial	Vida útil

En el mecanismo de elevación se calculó la soldadura de filete circundante por medio de la Ecuación 26 y Ecuación 27 siendo ecuaciones de soldadura a flexión obteniendo un esfuerzo resultante de 1.15Mpa con una garganta de 4mm, ya que el peso del doblador se encuentra mayormente en el centro y las cargas provocan un momento en dicha soldadura de 9270.2 newton por milímetro. La rosca diente de sierra se diseñó para soportar todo el peso de la estructura obteniendo de la Ecuación 5 y Ecuación 6 un factor de seguridad de 21, apoyado de tres cojinetes lineales de bolas LVCR 20 para el deslizamiento hacia arriba o hacia abajo de manera uniforme. La manija horizontal, fue seleccionada para adaptarse a la varilla roscada con el diente de sierra, por medio de una rosca M16x1 interna de 30mm de profundidad apoyado por un pasador de horquilla. Además, se añadieron cojinetes de soporte nx17 de agujas y bolas en la base de la estructura los cuales soportan 25 mil revoluciones en su vida útil, calculado por medio del manual de la empresa SKF para selección de cojinetes.

Cuadro 70. Guías, cálculos y selección

Cálculo o selección	Factor Determinado
Varillas	Grosor
Varillas	Espaciado
Elementos de sujeción	Dimensiones
Elementos de sujeción	Espaciado
Rosca métrica para manija	Dimensiones

Las guías fueron seleccionadas con un grosor de 12 mm, con las cuales se calcularon las fuerzas ejercidas en los pernos de soporte dando como resultado 9.6N en cada uno y se seleccionó un espaciado de 350 mm. Además, al calcular el factor de seguridad con la Ecuación 6, Ecuación 7, Ecuación 8, Ecuación 9, Ecuación 10 y Ecuación 11 se obtuvo un valor mayor a 100 por las pocas cargas ejercidas en las varillas. Estos elementos de sujeción también se especificaron con un espaciado específico para evitar la interferencia con la caja o los elementos mecánicos, los cálculos o selección necesaria se puede observar en el Cuadro 70, este componente fue seleccionado de la empresa PlastLink con el modelo LS 504.

Cuadro 71. Patada, cálculos y selección

Calculo o selección	Factor Determinado
Perfil aluminio	Dimensiones
Posición de actuador	Posición
Velocidad	Peso
Pasador	Camisa de ertalon
Pasador	Dimensiones
Soldadura de borde	Grosor

En el caso de la patada se plantearon los cálculos necesarios en el Cuadro 71, para ello fue necesario seleccionar un perfil de aluminio de la empresa Bosch con una masa de 0.843kg y la posición del actuador que se encuentra a 130 mm del soporte de articulación. También se realizaron cálculos para esta parte mecánica como la soldadura en aluminio, que al seleccionar un electrodo e4043 se obtuvo un factor de seguridad de 19 por medio de la Ecuación 5 y Ecuación 6 con una garganta de 4 mm, además se calculó la velocidad de la patada, por medio de la ecuación de número trece mencionada en antecedentes y de la formula fuerza igual a masa por aceleración, donde se obtuvo una velocidad de 24.551m/s. Además, se colocó un pasador de 6mm de diámetro y de 65mm de largo adicionalmente se agregó una camisa de ertalon de 8 mm de diámetro para asegurar un buen deslizamiento, debido a las propiedades autolubricantes del material.

Cuadro 72. Varillas y doblador, cálculos y selección

Cálculo o selección	Factor determinado
Ángulo de varillas	Grosor
Ángulo de varillas	Separación
Doblador	Grosor
Doblador	Soldadura a flexión

Para las varillas y el doblador fue necesario seleccionar el material con sus grosores siendo de 6mm de espesor para el doblador y de 10mm de diámetro para las varillas obteniendo una masa total de 2.502kg. También se asignó la apertura de las varillas con un ángulo de 140°. Por último, se calculó una soldadura a flexión debido al voladizo que se forma en el doblador, con la Ecuación 5 y Ecuación 6 se obtuvo un factor de seguridad de 20.

11. SÍNTESIS. Aún sin tomar en cuenta dimensiones se analizará cada propuesta y se determinara cuáles son las más factibles y realizables en el contexto local. Una propuesta puede ser rechazada cuando esta demande demasiado del sistema, al generar momentos, fuerzas o reacciones muy exageradas sobre los envases o el actuador lineal. Estas deben de ser cualitativamente analizadas.

a. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS.

- Primera propuesta: Esta propuesta provee una buena solución al problema ya que se puede parar el flujo de envases con un actuador lineal único y el paro solamente depende de una señal de un actuante que sería el PLC. El cilindro encargado de empujar la fila de envases no posee momentos sobre sus extremos laterales, ya que su placa es simétrica y comparte el centroide en 2 ejes con el pistón. Al analizar la carrera más extendida la flexión del vástago si puede llegar a ser un problema que depende del peso de la placa y la carrera extendida.

El agregar otro actuador neumático para parar el flujo de envases puede ser negativo ya que se agrega complejidad al control y se aumenta la cantidad de accesorios necesarios para detectar el funcionamiento correcto. Además, aumenta el precio del módulo y su mantenimiento sería más tardado y costoso. Otro aspecto negativo es el hecho que el paro de envases se realiza con una placa de metal. Esto puede ser un poco ineficiente al tener que ajustar esta pieza al momento de cambiar la presentación.

Conclusión: La propuesta se rechaza ya que aumentarían costos y complejidad del sistema. Además, da espacio a la posibilidad que se generen más fallas al manejar más actuadores y sensores.

- Segunda propuesta: Esta segunda propuesta es muy versátil y posee un buen funcionamiento. La placa unida al vástago cumple con las tres funciones que necesita el módulo. Esta es capaz de detener el flujo de entradas al sistema, empujar los envases a la posición deseada y pararlos al final de la banda transportadora. La única desventaja de este módulo es que generaría una flexión en el vástago por el peso de la placa ya que está en constante operación. Además, el centroide de la placa coincide con el del pistón en dos ejes evitando momentos.

Conclusión: La propuesta se rechaza ya que la vida del cilindro disminuiría por la fuerza generada por el peso al crear flexión sobre el vástago.

- Tercera propuesta: Esta propuesta es similar a la segunda propuesta, pero incluye un módulo guía FESTO que tiene como fin aumentar las cargas y momentos máximos que puede soportar el vástago y el módulo. Se aumenta el costo del módulo, pero se compensa con más tiempo de vida para el cilindro.

Conclusión: La propuesta se aprueba ya que la vida del cilindro se aumenta a comparación de la segunda propuesta.

- Cuarta propuesta: Para esta propuesta la placa sujeta al vástago y módulo guía FESTO es capaz de cumplir dos funciones del módulo. Cortar el flujo de entrada de envases y empujar las filas ya hechas al punto deseado. Posee un paro al final de la banda transportadora

siendo una placa de metal ajustable a cada presentación. La placa en este caso tiene una forma de "L" y su centroide no coincide con el del pistón generando momentos sobre el mismo.

Conclusión: La propuesta se aprueba aun cuando el centroide de la placa pueda generar momentos, ya que se compensa con una disminución de peso sobre el módulo y vástago del cilindro.

b. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO.

- Primera propuesta: Esta propuesta es simple y útil para cumplir la tarea de delimitar los espacios para la matriz. Sin embargo, no posee gran funcionalidad con el resto del sistema y requiere de generar cavidades sobre la placa dónde deslizan los envases, estas uniformidades pueden generar cambios en la dirección a la que se mueven o ser posibles fuentes de error si en caso no se maquinan de la manera correcta. Además, se necesitarían 4 varillas en forma de "U" con sus respectivas bases en cada extremo. Esto genera costos de manufactura que se pueden evitar al volver estas varillas ajustables.

Conclusión: Aun cuando la propuesta es simple de manufacturar y cumple con la tarea, se rechaza por costos, falta de adaptabilidad y por las cavidades en la placa base.

- Segunda propuesta: Esta propuesta logra ajustar una dimensión de la matriz lo cual aporta al problema de adaptabilidad. Sin embargo, para controlar la otra dimensión que no posee un límite físico se necesita de un control muy preciso del pistón. Esto se debe a que el comportamiento del vástago y las presiones que varían por fugas, temperatura y otros factores. Además, este control aumenta los costos por los accesorios a ser utilizados como una válvula proporcional y requiere de teorías de control moderno o clásico para su funcionamiento, estudio que no abarca este trabajo.

Conclusión: Por la complejidad del sistema se rechaza la propuesta.

- Tercera propuesta: Esta propuesta posee adaptabilidad del sistema en dos ejes, sin interferir uno con otro. La placa de metal posee dos varillas que van ajustada a la placa base con el fin de no girar. Limitan el espacio de buena manera y la única desventaja es el tipo de unión de la placa base con las varillas ya que se debe analizar qué tipo de unión es la más conveniente para evitar daños a la placa base de acero inoxidable.

Conclusión: La propuesta se aprueba y se debe de analizar la unión entre las varillas y la placa base.

c. SUBMÓDULO de CONTROL DEL SISTEMA. A continuación, se considera cualitativamente que tipo de sensor es necesario para el sistema y cuáles son los que más se adaptan al problema.

- Sensor final de carrera: Este tipo de sensor a pesar de ser fácil de instalar y ser económico posee el problema que tiene una posición fija en un problema dónde se deben de analizar 13 posiciones. Por lo que necesitamos de 13 sensores o ajustar la posición de múltiples sensores cada vez que se cambie de presentación. Además, su instalación debe de entrar en contacto físicamente con la placa que empuja las envases, esto puede complicar la manera en la que se instala.

Conclusión: No se aprueba la propuesta de este sensor por ser poco versátil y adaptable.

- Sensor de proximidad: Este tipo de sensor es similar al de final de carrera y su instalación es más versátil y simple ya que se coloca en ranuras en el cilindro especialmente diseñadas para estos sensores. Nuevamente nos topamos con el problema que este sensor está diseñado para una posición en específico y se debería de ajustar cada vez que se cambia la presentación.

Conclusión: no se aprueba esta propuesta de sensor por ser poco adaptable. Sin embargo, se puede tomar en cuenta como sensor de protección, pero no de control del sistema.

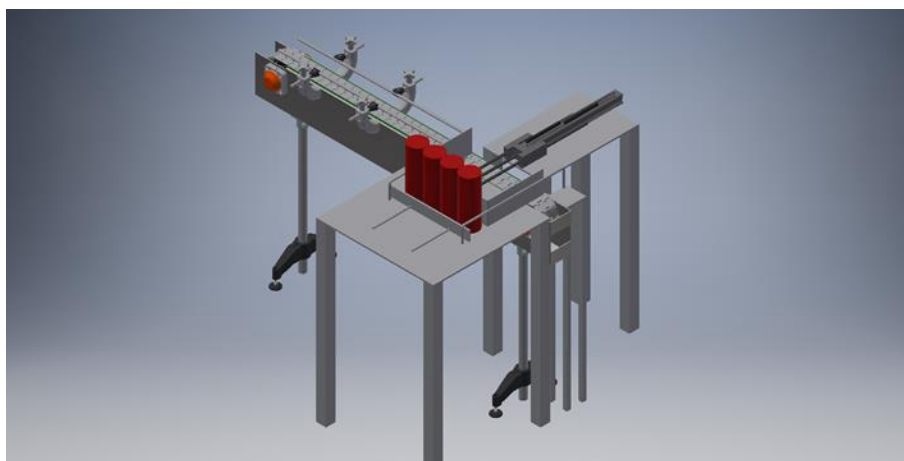
- Sensor de posición: Al igual que el sensor de proximidad, estos sensores se pueden instalar sobre el cilindro y son capaces de determinar la posición del embolo en todo momento y transferirla como una corriente o tensión a un PLC. Al tener esta información, nuestro problema se transfiere a la programación, dónde podemos determinar hasta qué posición debe de llegar el sensor y se evita mover el sensor o comprar más de los necesarios.

Conclusión: Se aprueba este sensor porque son capaces de determinar todas las posiciones del embolo sin necesidad de moverlos o agregar una cantidad igual a las posiciones que se deben de controlar.

- Sensor óptico: Este tipo de sensor se aprueba ya que es necesario para determinar la entrada de envases y contarlos para el sistema de control.

12. SELECCIÓN DE DISEÑO. Al reconocer los submódulos más factibles el sistema se vería como el mostrado a continuación con la única diferencia que se unieron las propuestas 3 y 4 del ordenamiento de fila y se aprovechó de mejor manera la propuesta número 3 del limitador de tamaño con el fin de fijar un paro de envases al final de la banda transportadora. De esta manera solamente tenemos 4 componentes que se deben de cambiar o ajustar al momento de cambiar la presentación, a comparación del módulo de ordenamiento de la fase 1 que solamente necesitaba el cambio de un componente. Sin embargo, esto se compensa con la reducción de costos de las bandas transportadoras y los componentes necesarios para controlar el motor.

Figura 128. Propuesta final



En la matriz de decisión, la propuesta 3 (suministro de cajas con cadena de transporte) fue la propuesta con mayor puntuación, aunque su costo y mantenimiento sean sus características más débiles, sobresale principalmente porque puede adaptarse fácilmente a diferentes presentaciones, tanto menores como mayores, esto permite una expansión futura para la planta de producción y un gasto menor a futuro. También posee un cambio de velocidad precisa por medio de un PLC y un motor stepper y por último el cambio de presentación se puede realizar en únicamente 3 minutos debido a la practicidad de los mecanismos que lo componen.

Para la selección de los diseños de la máquina fue importante tomar en cuenta todos los requerimientos propuestos para este módulo mencionados en el Cuadro 22, Cuadro 23, Cuadro 25 y Cuadro 27, para ello se analizaron una serie de conceptos que se ponderaron de distinta forma según el nivel de importancia que se les dio en la tabla. A continuación, se muestra la tabla de decisión (Cuadro 73), junto a su descripción de ponderación por concepto evaluado.

Cuadro 73. Criterios de evaluación de propuestas parte 1

PARÁMETRO	PONDERACIÓN	DESCRIPCIÓN
Espacio	0-10	Indica el tamaño de los componentes, siendo 10 el no agregar componentes extra, 9 únicamente agrega tornillos o componentes de similar tamaño, y 1 es agregar componentes que abarquen más de 0.5m de alto o 0.5m hacia cada lado.
Arquitectura	0-5	Atractivo visual, acompañado de funcionalidad, se evalúa 5 cuando el funcionamiento está de acuerdo a los requerimientos y 2.5 si no cumple la mitad de los requerimientos.
Integridad	0-10	Indica el nivel de cuidado de las cajas con este se puede mantener intacta al ponderar con un 10, y un 1 si la caja se dobla en alguna de sus paletas de forma inadecuada o daña alguna superficie.

Cuadro 74. Criterios de evaluación de propuestas parte 2

PARÁMETRO	PONDERACIÓN	DESCRIPCIÓN
Mantenimiento	0-10	Nos indica la cantidad de piezas a las que se les debe dar mantenimiento regular en comparación a la cantidad de piezas que posee el diseño. 10 muestra que ninguna pieza necesita mantenimiento, 5 significa que dos piezas de las cuatro que conforman el mecanismo necesitan mantenimiento regular.
Comodidad	0-5	Muestra la facilidad de manejo para el usuario para un cambio de presentación. Siendo 5 el manejo sencillo de las piezas por un solo operario que se pueden resolver por intuición o que puede realizar los cambios en 1 minuto y 0 manejo de las piezas nada accesibles para el operario o cambio de presentación mayor a 30min.
Costo	0-5	Cantidad de componentes en relación al precio aproximado. Siendo 5 el invertir únicamente en tornillos y elementos de sujeción.
Complejidad	0-10	De Ensamblado o desensamblado. Siendo 10 el ensamble del mecanismo por un solo operario de forma intuitiva y 1 es la necesidad de 3 operarios capacitados para realizar el cambio de presentación.
Maquinado	0-5	Cantidad de piezas con necesidad de maquinado, siendo 5 el maquinado de 1 pieza respecto del diseño que son 10 y 0 cuando se deba maquinar todos los componentes.
Peso	0-10	Cantidad de peso en comparación a la carga que puede soportar un ser humano promedio. Siendo 10 el no tener que levantar carga, y siendo 5 el tener que levantar su mismo peso.

Luego de definir los conceptos más importantes se realizó una matriz por cada tema de relevancia, en el Cuadro 75 se evaluaron las tres opciones del mecanismo de elevación. En este mismo cuadro se muestran los aspectos más importantes para nuestro diseño, seleccionando el diseño con puntaje más alto, por ello se tomó la opción 3 como la más adecuada ya que responde mejor a los aspectos de complejidad y espacio.

Cuadro 75. Evaluación del diseño de elevación parte 1

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Espacio	5	8	5.5
Arquitectura	5	2.5	5
Mantenimiento	1.9	3	1.5
Comodidad	6	1	5
Costo	3	9	6
Complejidad	5	2	6

Cuadro 76. Evaluación del diseño de elevación parte 2

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Maquinado	1	10	2.5
Peso	8.1	1.5	7.7
TOTAL PUNTOS	34.9	37.0	39.2

Para el soporte de las cajas lateralmente se evaluó de igual forma con los ocho aspectos más importante, para las guías más adecuadas en nuestro diseño. En donde se seleccionó la opción 1 con mayor puntaje en las categorías de mantenimiento y espacio.

Cuadro 77. Evaluación del diseño de guías

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Espacio	8	7	5
Arquitectura	5	2	2
Comodidad	5	2	0
Costo	8	2	0
Complejidad	9	5	1
Maquinado	5	3.3	2.9
Peso	6.5	2.5	0
TOTAL PUNTOS	46.5	23.8	10.9

Al evaluar el mecanismo de patada se obtuvo con mayor puntaje la opción 1 con mejores características de espacio, mantenimiento, costo, complejidad y peso. Este diseño siendo de aluminio responde de mejor manera a nuestros objetivos.

Cuadro 78. Evaluación del diseño de patada

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Arquitectura	4.5	4	3
Integridad	3	10	5
Mantenimiento	9	4	7.5
Costo	9	8	7
Complejidad	9	7	9
Maquinado	2.5	2	1.2
Peso	9.4	9.4	8.9
TOTAL PUNTOS	46.4	44.8	41.6

En el Cuadro 79 se evaluó el sistema de varillas, las cuales doblarán las paletas laterales de la caja, estas deben garantizar que se mantendrán sujetadas firmemente y que pueden cambiarse de posición fácilmente, seleccionando la opción 2 como la mejor.

Cuadro 79. Evaluación del diseño de varillas

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Espacio	8	7	8
Arquitectura	3	5	5
Comodidad	4.5	5	5
Costo	6	8	3
Complejidad	9	9	9
Maquinado	1.7	1.3	4
Peso	9.4	9.4	9.8
TOTAL PUNTOS	51.5	54.6	53.8

En el caso del doblador frontal, debe garantizar que las paletas podrán ser transportadas sin atorarse, al momento de doblar sus paletas. Al evaluar los diseños se obtuvo como una elección óptima la opción 3.

Cuadro 80. Evaluación del diseño de doblador frontal

CRITERIO	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Espacio	7	8	8
Arquitectura	4.5	5	5
Integridad	9	5	10
Mantenimiento	10	10	10
Costo	7	9	5
Complejidad	6	9	8
Maquinado	4.2	0	3.3
Peso	9.5	9.5	8.4
TOTAL PUNTOS	57.2	55.5	57.7

13. ANÁLISIS ITERATIVO DE ESFUERZOS Y COMPONENTES. Para los submódulos de ordenamiento de filas y limitador de tamaño se realizan iteraciones para calcular esfuerzos y dimensiones de componentes con el fin de determinar y asegurar un factor de seguridad alto y una vida larga. Además, se distingue entre los componentes de sacrificio y el tiempo estimado de su vida. Se le da prioridad de análisis a las piezas críticas del sistema. Varias piezas son de fabricante como FESTO y sí se proveen valores máximos de uso y fórmulas para calcular su tiempo de vida o valores de operación se seguirán los lineamientos de diseño para las piezas que apliquen.

- Análisis de cilindro: La iteración recae en tomar diferentes presiones de trabajo, fuerzas y carreras para determinar que la fuerza del pistón genere aceleraciones y velocidades aceptables para las filas de envases.

Para el análisis del cilindro se debe de analizar las diferentes carreras que debe de recorrer el vástago para determinar si la carrera es suficiente para cumplir con el ordenamiento.

- Análisis de modulo guía: Al utilizar diferentes dimensiones de placas se necesita la iteración para encontrar las condiciones dónde este módulo sea optimo y tenga una vida útil suficiente.

Para el cálculo del largo de vida del módulo guía se utilizaron las Ecuación 75 y Ecuación 76 de la mano del catálogo de FESTO para unidades guía FEN/FENG.

- Selección de materiales: Este se vuelve un proceso iterativo al buscar diferentes materiales en el contexto local que sean capaces de soportar las condiciones de la industria agroquímica y a la vez permitan el funcionamiento correcto del módulo.

Para esta selección se acudieron a industrias proveedoras de acero inoxidable y aluminio anticorrosivo. Estas iteraciones van de la mano con el cálculo del cilindro y su módulo guía.

- Selección de dimensiones: La selección de dimensiones va muy de la mano con el tipo de análisis que se está realizando.

- Análisis de esfuerzos: Análisis de esfuerzos para pernos, pines y rodamientos lineales es necesario para determinar si serán componentes de sacrificio.

- Análisis de teoría de fallas: Análisis para determinar la vida de los materiales. Puede que aplique o no al material.

Con base en lo trabajado en la primera fase y los requerimientos para esta segunda fase se realizaron distintas propuestas. En la Figura 83 se presenta el diseño propuesto por la primera fase, así también en la Figura 129 se observa más detalladamente el diseño propuesto para realizar el acople entre dos planchas de aluminio, una que se acopla al cilindro neumático y otra en donde se encuentran el grupo de ventosas encargadas de la sujeción de los envases.

Figura 129. Diseño mecanismo de sujeción propuesto en primera fase de megaproyecto



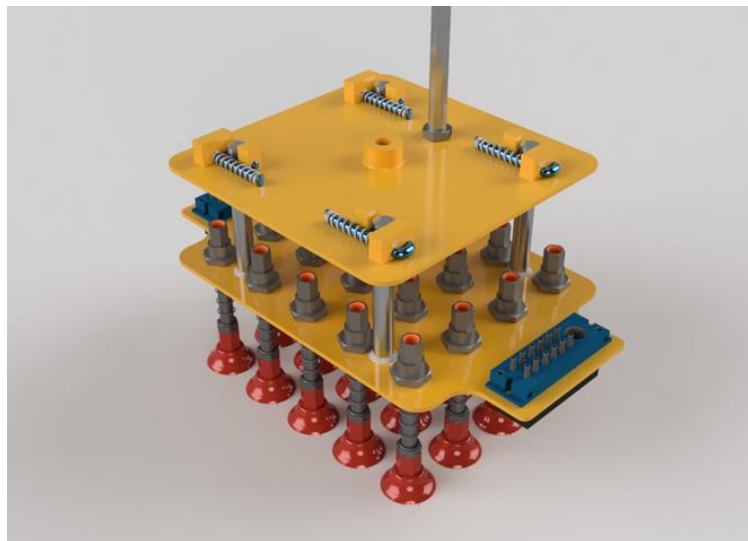
(Gudiel, 2016)

Esta primera propuesta utiliza dos planchas de aluminio separadas por unas varillas huecas de acero inoxidable que se encuentran centradas a cuatro orificios establecidos en la plancha superior, en estos agujeros y atravesando estas varillas se colocan tornillos Allen 5M que atraviesan por completo los 80 mm de separación existente entre planchas para que luego el operario coloque una roldana y una tuerca en el final del tornillo que se encuentra en la parte superior de la plancha.

El operario debe de retirar los cuatro tornillos, para ello debe sostener la plancha inferior mientras retira las tuercas y roldanas de la parte superior del sistema, al retirar estos elementos debe de tomar la plancha inferior y deslizar los cuatro tornillos introducidos en las varillas huecas para así poder retirar la plancha inferior, luego para colocar la siguiente matriz debe de sostener de igual manera la plancha inferior alineada a la superior, insertar un tornillo a la vez y colocar la roldana y tuerca en el extremo superior al colocar los cuatro tornillos con sus elementos de sujeción ya puede apretar los elementos y así asegurarse de que los elementos se encuentren bien colocados.

La Figura 130 es el primer diseño propuesto por la segunda fase, este se llevó a cabo durante la primera parte de la segunda fase con la finalidad de disminuir el tiempo para intercambio de cabezales entre las distintas presentaciones de envases.

Figura 130. Primer diseño del mecanismo de sujeción



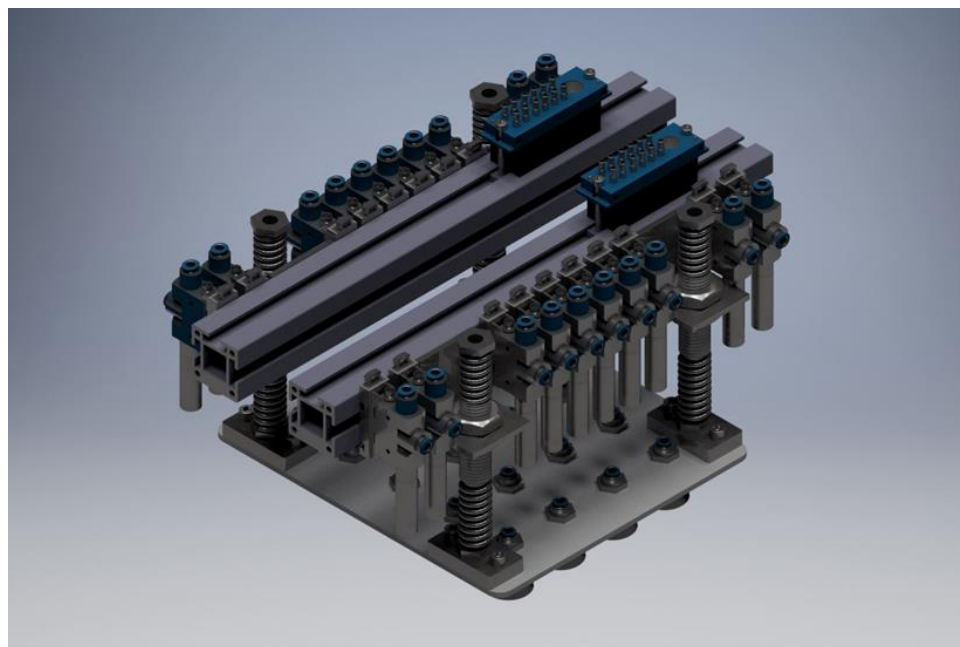
La segunda propuesta cuenta con el mismo criterio propuesto en la primera fase de utilizar dos planchas de aluminio, en este caso los elementos diseñados para la separación de planchas son unas varillas solidas de aluminio que se encuentran soldadas a la plancha inferior, donde se encuentra el conjunto de ventosas, mientras que en el extremo opuesto se realizaron orificios longitudinales a las varillas sólidas de aluminio, esto debido a que en la plancha superior se colocó un sistema de bloques con agujeros en los cuales se colocaron unos pines que con resortes

permiten el ingreso de los pines a los agujeros de los bloques y de la varilla sólida de aluminio permitiendo así que estos sostengan la parte inferior del sistema.

El operario debe de retirar los pines halando desde el extremo curvo de los mismos permitiendo la liberación de las varillas sólidas de aluminio siguiendo las guías que se encuentran en la plancha superior, al retirar los cuatro pines y sosteniendo la plancha inferior esta es retirada para luego colocar la siguiente plancha y del mismo modo insertando las varillas sólidas y alineando los agujeros en ellas con los que existen en los topes de la plancha superior se colocan nuevamente los pines en su posición permitiendo así que el sistema completo quede asegurado.

Por último, en la Figura 131 se presenta el segundo diseño propuesto por la segunda fase, este se llevó a cabo durante la segunda parte de la segunda con la finalidad de agilizar y facilitar el proceso de montaje y desmontaje del cabezal intercambiable de ventosas y reducir la fabricación de elementos no estandarizados.

Figura 131. Segundo diseño del mecanismo de sujeción



La tercera propuesta cambia el diseño de las dos planchas de aluminio utilizando solamente una en la parte inferior donde se colocan el grupo de ventosas, la parte superior fue sustituida por dos perfiles de aluminio cuadrados con tres ranuras, Figura 16, estos se acoplan al actuador neumático mediante cuatro tornillos Allen 6M, estos perfiles en las caras laterales exteriores se colocaron cuatro elementos de amortiguamiento que se encuentra acoplado con cada una de las planchas inferiores de aluminio, así también en estos perfiles se encuentran ubicadas cada una de las toberas utilizadas por cada una de las ventosas utilizadas en cada presentación.

El operario debe de aflojar levemente los tornillos Allen colocados en los perfiles de aluminio del sistema de sujeción, luego debe de retirar el sistema de manera lineal hacia la dirección del operario, de la misma manera al colocar un nuevo sistema para trabajar con otra presentación se debe de insertar en estos tornillos, que poseen un tope cuadrado en el final del mismo, en las ranuras de los perfiles cuadrados y empujar hasta llegar al tope, un bloque colocado en la posición necesaria para centrar el sistema por completo, y apretar los cuatro tornillos utilizados para lograr una unión segura y que todo el sistema se encuentre alineado.

Según las distintas propuestas, se realizó un análisis comparativo para determinar cuál de las propuestas cumple de mejor manera las necesidades actuales de la empresa. Tomando en cuenta los requerimientos mencionados en el Cuadro 37, Cuadro 39, Cuadro 41, Cuadro 43 y Cuadro 45 se propusieron un grupo de criterios enfocados a calificar la resistencia y calidad del cabezal de sujeción y su interacción con el operario, en el Cuadro 81 se describen estos criterios.

Cuadro 81. Criterios de evaluación de propuestas

Criterio	Escala	Descripción
Espacio	5 = Pequeño 1 = Grande	Se refiere a las dimensiones del cabezal, siendo un 5 un diseño cuyas dimensiones sean menores o iguales 30 cm por lado y un 1 es un diseño cuyas dimensiones sean mayores de 50 cm por lado
Maquinado	5 = Sencillo 1 = Complejo	Se refiere a la necesidad de maquinado para piezas, siendo 5 un maquinado sencillo y 1 se refiere a maquinado complejo o gran cantidad de elementos que necesitan maquinado
Complejidad	5 = Sencillo 1 = Complejo	Se refiere al ensamblaje o desensamblaje del sistema, siendo un 5 un sistema que pueda ser ensamblado por un operario y un 1 se refiere a un ensamblado que necesita más de 5 operarios
Interacción con operario	5 = Sencillo 1 = Complejo	Se refiere a la facilidad con que el operario pueda cambiar de presentaciones, siendo un 5 algo que solo un operario pueda cambiar y un 1 necesita de más de 3 operarios
Costo	5 = Económico 1 = Oneroso	Se refiere a la cantidad de elementos necesarios de comprar que conllevan un costo, siendo un 5 invertir solamente en elementos de sujeción y 1 se refiere a invertir en componentes especializados
Peso	5 = Liviano 1 = Pesado	Se refiere al peso en comparación con la carga máxima a soportar, siendo un 5 la mitad del peso de la carga máxima a soportar y un 1 se refiere a 1.5 veces la carga máxima a soportar

En el Cuadro 82 se presentan los resultados obtenidos de las distintas propuestas en base a los criterios descritos en el Cuadro 81.

Cuadro 82. Matriz de decisión del sistema de sujeción de envases

Criterio	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
Espacio	4	3	2
Maquinado	3	2	5
Complejidad	4	3	4
Interacción con operario	3	2	5
Costo	4	3	4
Peso	4	3	3
TOTAL	22	16	23

En base a los resultados presentados en el Cuadro 82 se determinó utilizar la propuesta 3 ya que este cumple con los requerimientos establecidos en el Cuadro 39 y también se posee una arquitectura sencilla que minimiza costos de maquinado y ensamblaje del mismo, así como se facilita significativamente su interacción con el operario al momento de realizar cambios en las distintas presentaciones.

a. SELECCIÓN DE LOS MATERIALES. Conociendo los requerimientos de la empresa en el Cuadro 37, Cuadro 39, Cuadro 41 y Cuadro 43 se conocen las limitaciones de materiales que se permiten utilizar, ya que los materiales deben de ser no ferrosos para evitar problemas con la corrosión. Se decidió utilizar aluminio 6061 para el cabezal de sujeción debido a que este material posee un adecuado comportamiento frente a la corrosión y sus propiedades mecánicas son altamente recomendadas para su uso en diseño estructural, Anexo 93.

Cuadro 83. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304

Propiedad mecánica	Valor	Unidad
Densidad	8.00	g/cc
Dureza	70.00	Rockwell B
Resistencia a la tracción	400.00	MPa
Resistencia a la fluencia	240.00	MPa
Elongación al punto de quiebre	70.00	%
Módulo de elasticidad	207.00	GPa
Relación de Poisson	0.29	-
Módulo de corte	86.00	GPa

Cuadro 84. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 1

Propiedad mecánica	Valor	Unidad
Densidad	2.70	g/cc
Dureza	60.00	Rockwell B
Resistencia a la tracción	310.00	MPa
Resistencia a la fluencia	276.00	MPa
Elongación al punto de quiebre	12.00	%
Módulo de elasticidad	71.00	GPa
Relación de Poisson	0.33	-
Módulo de corte	26.00	GPa

Cuadro 85. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 parte 2

Propiedad mecánica	Valor	Unidad
Resistencia al corte	207.00	MPa
Resistencia a la fatiga (5×10^8 ciclos)	96.50	MPa

Conociendo los materiales permitidos y sus propiedades mecánicas y en base a los requerimientos para cada uno de los elementos que conforman el sistema de sujeción y desplazamiento de envases, en el Cuadro 37, Cuadro 39, Cuadro 41 y Cuadro 43 se especifican los materiales para los elementos del mecanismo de desplazamiento de envases y para el mecanismo de sujeción respectivamente.

Cuadro 84. Selección de material para los elementos del mecanismo de desplazamiento de envases

Pieza	Material
Gantry movimiento horizontal	-
Servomotor	Carcaza acero inoxidable 304
Controlador para servomotor	Carcaza polímero grado industrial
Cadena de arrastre	Polímero de grado industrial
Estructura Gantry	Acero inoxidable 304 y polímero de grado industrial
Plancha de acople Gantry y cilindro neumático	Acero inoxidable 304
Cilindro neumático	-
Funda cilindro neumático	Acero inoxidable 304
Vástago cilindro neumático	Acero inoxidable 304
Guía doble anti rotación	Acero inoxidable 304

Cuadro 86. Selección de material para los elementos del mecanismo de sujeción

Pieza	Material
Perfiles de aluminio	Aluminio 6061 T6
Suspensión rígida (amortiguamiento)	Acero inoxidable 304
Generador de vacío	Polímero de grado industrial
Ventosa	Poliuretano
Plancha inferior	Aluminio 6061 T6
Manguera distribución neumática	Polipropileno

Para los elementos neumáticos que no se encuentran sometidos a fuerzas externas como el generador de vacío, ventosa y mangueras de distribución no fue necesario el obtener las propiedades mecánicas de los materiales de estos elementos, ya que no son elementos críticos que no necesitan someterse a análisis de esfuerzos o deformación.

b. DISEÑO DEL MECANISMO DE SUJECCIÓN. Para la manipulación de los envases de manera segura es necesario el uso de un efector final que permita la sujeción de los envases, por ello se diseñó un cabezal al que se acopla al mecanismo de desplazamiento y que permita de la

misma manera acoplar los elementos necesarios para la sujeción de los envases. En el Cuadro 87 se presentan los parámetros obtenidos de los criterios de la empresa, Cuadro 39 y Cuadro 41, factor de fricción del PET, Anexo 82 y la masa de un perfil de aluminio obtenido a partir de la densidad y volumen de este, Anexo 93.

Cuadro 87. Parámetros de diseño para el mecanismo de sujeción

Parámetro	Valor	Unidad
Densidad crítica del insecticida agroquímico utilizado	1.25	$\frac{\text{kg}}{\text{L}}$
Presentación más grande de envases (volumen)	1.00	L
Número de envases para la presentación crítica	12.00	-
Aceleración utilizada para el movimiento de envases	2.00	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Factor de fricción debido al contacto con PET	0.25	-
Masa de un perfil de aluminio	1.50	kg
Masa total debida a elementos de sujeción	13.00	kg

Según los parámetros presentados en el Cuadro 87 se determinó la masa del grupo de envases con los que se trabaja en su versión más crítica, en la Ecuación 85 se presenta como se obtuvo dicha masa con variables conocidas.

Ecuación 85. Masa de envases

$$m_{\text{envases}} = \left(1.25 \frac{\text{kg}}{\text{L}}\right) (1.00 \text{ L})(12_{\text{envases}})$$

Con la masa máxima de los envases y en base a los requerimientos establecidos en el Cuadro 39 se puede conocer el tiempo de ciclo de trabajo para realizar la operación de succión de los envases, con estos valores se analizaron los distintos casos en que puede funcionar una ventosa, Anexo 82, determinando la carga máxima que puede soportar la ventosa, en la Ecuación 86 se presenta el primer caso de movimiento vertical con la ventosa horizontal para el desplazamiento mediante el cilindro neumático del grupo de ventosas.

Ecuación 86. Movimiento vertical en la ventosa horizontal

$$F_H = (15.00 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 2.00 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (1.50)$$

En la Ecuación 87 se presenta el segundo caso de movimiento horizontal con la ventosa horizontal para el desplazamiento mediante el Gantry del grupo de ventosas.

Ecuación 87. Movimiento horizontal en la ventosa horizontal

$$F_H = (15.00 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \frac{2.00 \text{ m}}{0.25 \text{ s}^2}\right) (1.50)$$

Conociendo la carga máxima que soporta el sistema y la cantidad de ventosas en que se dividirá la fuerza que se necesita para obtener la fuerza límite de cada ventosa, se presenta en la Ecuación 88.

Ecuación 88. Fuerza límite de cada ventosa

$$F_A = \frac{400.73 \text{ N}}{12.00}$$

Siguiendo con la tónica del diseño del sistema de sujeción se diseña el generador de vacío, siguiendo los pasos del Anexo 82 se obtienen los volúmenes consumidos por cada elemento que conforma el sistema. Este se conforma por lo consumido por: la ventosa, el soporte de la misma y las mangueras de distribución, en la Ecuación 89 se presenta el volumen total consumido para el diseño, según los datos obtenidos de la ventosa y soporte de la ventosa en Anexo 87 y Anexo 88 respectivamente.

Ecuación 89. Volumen total consumido

$$V_T = ((2,12 \text{ mm}^3)(12.00)) + (1,15 \text{ mm}^3) + \left(\frac{\pi (50.00)(4.00 \text{ mm})^3}{4.00} \right)$$

Se definió el ciclo de trabajo del proceso en base a lo presentado en Anexo 82. El ciclo de trabajo está compuesto por: el tiempo de evacuación, el tiempo de sujeción, el tiempo de administrar aire y el tiempo de retorno o recuperación, este tiempo total se presenta en la Ecuación 90 donde ya se encuentran los parámetros sustituidos en la ecuación general, Anexo 82.

Ecuación 90. Tiempo total

$$T_c = \left(\frac{(4.6 \text{ s})(27.22 \text{ cm}^3)}{1,000.00 \text{ cm}^3} \right) + (3.75 \text{ s}) + \left(\frac{(1.1 \text{ s})(27.22 \text{ cm}^3)}{1,000.00 \text{ cm}^3} \right) + (4.00 \text{ s})$$

Conociendo el tiempo de evacuación requerido y conociendo el consumo del generador propuesto, Anexo 88, se puede obtener el consumo de aire por ciclo que se presenta en la Ecuación 91.

Ecuación 91. Consumo de aire por ciclo

$$Q_z = \left(\frac{(4.60 \text{ s})(27.22 \text{ cm}^3)}{1,000.00 \text{ cm}^3} \right) \left(\frac{55 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{60.00} \right)$$

Luego es necesario conocer el número de operaciones que se pueden realizar durante una hora, para saber si este soporta realizar la tarea y cumplir con los tiempos establecidos por la

empresa, para ello se utiliza el tiempo del ciclo de trabajo para conocer el número de iteraciones posibles durante una hora de funcionamiento efectivo, este se presenta en la Ecuación 92.

Ecuación 92. Tiempo de ciclo de trabajo

$$Z_h = \frac{3,600.00 \text{ s}}{\left(\frac{(4.60 \text{ s})(27.22 \text{ cm}^3)}{1,000\text{cm}^3}\right) + (3.75\text{s}) + \left(\frac{(1.10 \text{ s})(27.22 \text{ cm}^3)}{1,000\text{cm}^3}\right) + (4\text{s})}$$

Y como punto final para el diseño del generador de vacío es necesario conocer el consumo de aire por hora del mismo, para ello es necesario el utilizar el consumo de aire por ciclo del generador propuesto y el número de ciclos que es capaz de realizar dicho generador, Ecuación 93.

Ecuación 93. Consumo de aire del generador de vacío

$$Q_h = Q_z Z_h$$

El cabezal del mecanismo de sujeción que se observa en la Figura 130 está conformado por un par de perfiles de aluminio que se encuentran sostenidos por cuatro tornillos, se realizó un análisis a los perfiles de aluminio en búsqueda de deformación, esta se diseñó como una viga simplemente apoyada con dos cargas puntuales, debidas a cada tornillo, y sometidas a la carga máxima, esta se obtuvo con la Ecuación 94 según la información del Cuadro 87 y la Ecuación 85.

Ecuación 94. Masa máxima

$$m_{\text{máx}} = 13 \text{ kg} + 15 \text{ kg}$$

Este análisis se realizará utilizando el software Ansys Workbench 12, siguiendo los estándares de diseño para el mallado mencionados en la sección de análisis por elementos finitos del marco teórico. De la misma manera la plancha inferior donde se ubican el grupo de ventosas se someterá a un análisis del mismo tipo con el mismo software, cumpliendo los requerimientos de material de cada elemento mencionados en el Cuadro 86, así como la carga máxima a soportar especificada en la Ecuación 94.

Luego es necesario el diseñar los tornillos encargados de la unión no permanente que existe entre el cabezal y el final de la guía de doble barra, en el Cuadro 88 se presentan los parámetros para el diseño de los tornillos en base a los requerimientos y mediante lo presentado en la sección de elementos de unión no permanente, los datos de los materiales utilizados se presentan en el Cuadro 82 y Cuadro 83.

Cuadro 88. Parámetros de diseño de los tornillos en la unión no permanente parte 1

Parámetro	Valor	Unidad
Esfuerzo de prueba del tornillo	225.00	MPa
Distancia entre elementos de unión	8.00	mm
Grosor perfil de aluminio	3.00	mm

Cuadro 89. Parámetros de diseño de los tornillos en la unión no permanente parte 2

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud total del tornillo	20.00	mm
Largo de la rosca	18.00	mm
Longitud no roscada	2.00	mm
Rosca dentro de la unión	12.00	mm
Área de la parte roscada	20.10	mm ²
Área de la parte no roscada	28.27	mm ²

Conociendo estos datos y siguiendo la línea de la sección de diseño de elementos de unión no permanente se obtienen las constantes de rigidez necesarias, con las Ecuación 12 y Ecuación 13 se obtiene la Ecuación 95 y Ecuación 96 respectivamente sustituyendo ya parámetros, Anexo 92.

Ecuación 95. Constante de rigidez K_b

$$k_b = \frac{(28.27\text{mm}^2)(20.10\text{mm}^2)(207 \times 10^3 \text{MPa})}{(28.27\text{mm}^2)(12.00\text{mm}) + (20.10\text{mm}^2)(2.00\text{mm})}$$

Ecuación 96. Constante de rigidez K_m

$$k_m = \frac{0.5774 \pi (71 \times 10^3 \text{KPa})(6.00\text{mm})}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774(14.00\text{mm}) + 0.5(6.00\text{mm})}{0.5774(14.00\text{mm}) + 2.5(6.00\text{mm})} \right)}$$

Con el conocimiento de la rigidez del perno y del elemento respectivamente en la Ecuación 95 y Ecuación 96 se puede obtener la constante de rigidez resultante a partir de la Ecuación 14 se obtiene ya la Ecuación 97 sustituyendo parámetros obtenidos.

Ecuación 97. Constante de rigidez C

$$C = \frac{309.99 \times 10^3}{309.99 \times 10^3 + 441.17 \times 10^3}$$

Seguido de ello es necesario conocer la precarga que se debe de aplicar a la unión no permanente para permitir que esta sea segura, en la Ecuación 98 se presenta esta precarga.

Ecuación 98. Precarga en un perno

$$F_i = 0.75(20.10\text{mm}^3)(225 \text{MPa})$$

Luego se obtienen los factores de seguridad debido a sobrecarga, fluencia y separación de la unión, estos se presentan en la Ecuación 99 respectivamente ya sustituyendo los parámetros.

Ecuación 99. Factores de seguridad

$$n_L = \frac{(225.00 \text{MPa})(20.10\text{mm}^3) - 3,391.88\text{N}}{0.41(36.80 \text{N})}$$

$$n_p = \frac{(225 \text{ MPa})(20.10 \text{ mm}^3)}{(0.41)(36.80 \text{ N}) + 3,391.88 \text{ N}}$$

$$n_o = \frac{3,391.88 \text{ N}}{36.80 \text{ N}(1 - 0.41)}$$

c. DISEÑO DEL MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL. Encargado de sostener el mecanismo de sujeción y permite el movimiento vertical del efector final. Conociendo la distancia necesaria a recorrer por este mecanismo, Cuadro 41 especifica que son 400.00 milímetros, se determina diseñar un cilindro neumático siguiendo los criterios de diseño para un cilindro neumático de doble efecto presentado en la sección del marco teórico.

Conociendo la carga máxima, Ecuación 94, utilizando la presión disponible en la empresa, Cuadro 45, y con un factor de pérdida de presión de 0.7, se puede despejar la Ecuación 77 para determinar el diámetro del émbolo necesario, Ecuación 100, para lograr el movimiento de la carga máxima.

Ecuación 100. Diámetro de émbolo necesario

$$d_{\text{émbolo}} = \sqrt{4 \frac{343.35 \text{ N}}{\pi (0.6 \text{ MPa})(0.7)}}$$

Con el diámetro obtenido de la Ecuación 100 y los datos del fabricante, Anexo 90, se puede determinar el diámetro del vástago estandarizado y así obtener la fuerza de retroceso necesaria por parte del cilindro neumático en la Ecuación 101 se presenta la Ecuación 78 ya con parámetros.

Ecuación 101. Diámetro de vástago estandarizado

$$F = \frac{\pi}{4} ((40 \text{ mm}^2)^2 - (16 \text{ mm}^2)^2) (0.6 \text{ MPa})(0.7)$$

d. DISEÑO DEL MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL. Este fue diseñado siguiendo los estándares establecidos por FESTO, Anexo 91, que se encarga de proveer ayuda para el diseño de dicho elemento, primero es necesario el conocer la masa máxima que este sistema deberá de soportar estando está conformada por la masa del cilindro neumático, Anexo 90, masa del cabezal y elementos de sujeción y los envases en su presentación crítica, este valor se obtiene mediante la Ecuación 102.

Ecuación 102. Masa total

$$m_{\text{TOTAL}} = 2.56 \text{ kg} + 16 \text{ kg} + 15 \text{ kg}$$

Luego se solicita conocer la posición en donde se encuentra el centro de gravedad de la carga con la que se va a trabajar, mediante un análisis sencillo de sistema se obtuvieron estas distancias

respecto al diagrama propuesto por FESTO, se necesita también conocer la distancia que se requiere recorrer, el ciclo de trabajo con el que se desea recorrer el sistema por completo y se debe de cumplir con la alimentación disponible en la empresa y el protocolo de comunicación establecido para todo el sistema de control de la máquina en general, ver Cuadro 37. Todos estos datos son ingresados en la página de FESTO siguiendo con las indicaciones de la misma para obtener el Gantry ideal para la necesidad de la aplicación.

e. SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS PARA SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES. En el sistema se tienen varios elementos que deben de ser controlados dependiendo del estado de una variable de proceso que determina en que paso se encuentra el proceso de embalaje de envases, por ello se determinaron las señales que accionan los actuadores utilizados, así como señales que pueden determinar la finalización de un proceso que puede dar acción al inicio de otro en consecuencia. Según las señales elegidas se puede determinar el tipo de instrumento para medir o controlar cada una de ellas.

14. PROCEDIMIENTOS.

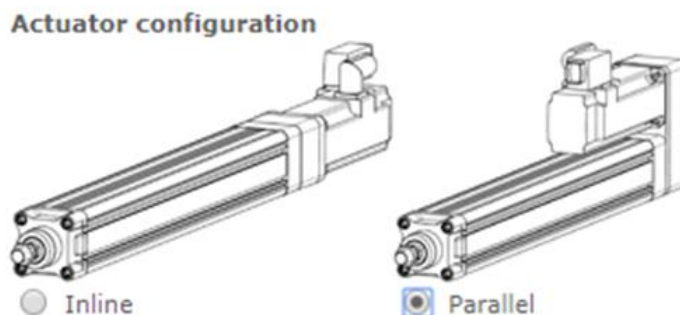
a. PROCEDIMIENTO 1.0 OBTENCIÓN DE LOS CILINDROS ELECTROMECAÑICOS, MOTORES Y ACCESORIOS. Existen diversas soluciones de cilindros electromecánicos que los proveedores disponen para los ingenieros, prácticamente en el mercado es posible hallar una alternativa para cualquier aplicación, bastando únicamente una selección cuidadosa de los elementos mecánicos los cuales son indispensables para la necesidad de automatización. Debido a la variedad tan extensa de información los distribuidores han puesto a disponibilidad un software propietario para poder sintetizar de manera rápida y confiable las opciones disponibles más aptas para la aplicación de diseño. Algunos distribuidores de darse el caso de no poseer una solución comercial ofrecen el servicio de diseño personalizado.

En este trabajo se utilizará el software de SKF para simplificar y sintetizar el cilindro que mejor se acople al diseño del CMB. Este software online se llama SKF Electric Cylinder CASM Calculator. En el Anexo 101 se encuentran los Screenshoots para una idea más clara del procedimiento llevado a cabo.

- Seleccionar el sistema de medida, en este proyecto se utilizará el sistema internacional.
- Parámetros para ingresar en la aplicación Cylinder CASM Calculator:
 - Seleccionar la orientación del movimiento, en este proyecto el cilindro se desplazará horizontalmente.
 - Escoger un coeficiente de fricción, él recomendado por SKF (SKF Electromechanical Cylinders, 2008), $\mu = 0.1$ para superficies de acero en contacto.

- El cilindro y el motor se seleccionarán con configuración en paralelo. Con el objetivo de aprovechar espacio.

Figura 132. Configuración del actuador



- Finalmente se selecciona la opción para que el programa también recomiende el motor más adecuado.

- Establecer el perfil movimiento.
- Ingresar al CASM Calculator las posiciones a las cuales el actuador tendrá que colocarse:

Cuadro 90. Trayectorias y posiciones de cada manivela corredera

Trayectoria	Primera posición [mm]	Segunda posición [mm]	Tercera posición [mm]	Cuarta Posición [mm]
A	0	35.654	47.372	80.363
B	0	29.75	39.5	66.95
C	0	22.302	29.569	50.027
D	0	9.75	13	22.15

Cuadro 91. Trayectorias y anglos de cada manivela corredera

Trayectoria	Primera posición [°]	Segunda posición [°]	Tercera posición [°]	Cuarta Posición [°]
A	0	59.79	49.9517	80.363
B	0	59.71	49.8644	66.95
C	0	59.54	49.6843	50.027
D	0	60.20	50.3873	22.15

- Lista de resultados:
- Escoger un actuador SKF recomendado por la aplicación. Repetir el procedimiento 1.0 para cada trayectoria de la Cuadro 90.

b. PROCEDIMIENTO 2.0 SÍNTESIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO MANIVELA CORREDERA. Este procedimiento permite determinar las longitudes de todos los eslabones que serán necesarios.

- Identificar la distancia máxima entre el fin de carrera e inicio de la carrera de la corredera.

Cuadro 92. Posiciones del actuador

Trayectoria	Inicio de carrera s_f [cm]	Fin de carrera s_e [cm]
A	81.125	160.988
B	67.5	133.95
C	50.312	99.84
D	22.5	44.65

- Utilizar la Ecuación 50 y Ecuación 51, luego resolver para la manivela a_2 y el acoplador a_3 . Y calcular el ángulo de transmisión μ para verificar la calidad de transmisión de torque del mecanismo.

Ecuación 103. Angulo de transmisión

$$a_2 = s_e - a_3$$

$$a_3 = \frac{(s_e^2 + s_f^2)}{2s_e}$$

$$\mu_{\min} = \arccos\left(\frac{a_2}{a_3}\right)$$

- Repartir el procedimiento 2.0 para todas las trayectorias de la Cuadro 90 del paso 1. Utilizar el código SintesisDimensional.m (Anexo 112).

c. PROCEDIMIENTO 3.0 CINEMÁTICA INVERSA DETERMINACIÓN DE LOS ÁNGULOS.

- Evaluar los parámetros de la Cuadro 143 de la sección de resultados en la Ecuación 57 y Ecuación 58 del marco teórico, notar que se les cambiaron los nombres a las variables a las ecuaciones para tenga las mismas variables del procedimiento 2.0. ($A = a_2$, $B = a_3$, $d = x + s_f$).

$$AJ = -(2a_2(x + s_f))$$

$$G = -[(x + s_f)^2 + a_2^2] + a_3^2$$

- Evaluar H y G en la Ecuación 57 del marco teórico:

$$\theta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{G}{J}\right)$$

- Para encontrar θ_3 es necesario realizar una corrección a la Ecuación 58 debido a que los ángulos no se ubican en el cuadrante correcto por lo tanto θ_3 queda como:

$$\theta_3 = \pi - \sin^{-1}\left(\frac{a_2 \sin(\theta_2)}{a_3}\right)$$

- Realizar el procedimiento 3.0 para cada trayectoria de la Cuadro 143 de la sección de resultados. Ver el código CinemáticaInversa.m para más información (ver Anexo 113).

d. PROCEDIMIENTO 4.0 DETERMINAR VELOCIDADES ANGULARES. Para determinar la velocidad de las juntas utilizar las ecuaciones presentadas con el subtítulo “Solución analítica para el análisis de velocidad del mecanismo manivela-corredera” ubicado en el marco teórico

- Determinar la velocidad angular de la manivela, ω_2 . En el diseño de mecanismos podemos encontrarnos situaciones en las cuales ciertos parámetros de funcionamiento no se encuentran definidos, en algunos casos por intuición o experiencia se puede saber cuál es el valor que mejor resultados pueda dar. Pero cuando se desconocen los efectos de estos parámetros lo común es iterar hasta encontrar el valor que mejor resultados genere. En el caso de ω_2 se desea que este sea constante y además tenga un movimiento lento por lo tanto se establecerá como:

$$\omega_2 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Este valor se cambiará si las aceleraciones resultantes en las articulaciones generen alguna complicación en el diseño.

- Determinar la velocidad angular del acoplador y la corredera. Para la velocidad angular del acoplador y la velocidad de la corredera es necesario utilizar la Ecuación 60 y Ecuación 61, respectivamente ubicada bajo el subtítulo: Solución analítica para el análisis de velocidad del mecanismo manivela-corredera del marco teórico y los resultados de los procedimientos 2 y 3. Para más información de los cálculos ver el Anexo 114 el código: velocidadesSliderCrank.m.

e. PROCEDIMIENTO 5.0 ACELERACIONES CRÍTICAS SOBRE LAS ARTICULACIONES DEL MECANISMO. Este algoritmo analiza los ángulos para los cuales las aceleraciones serán máximas, provocando consecuentemente las fuerzas dinámicas más grandes.

- Determinar el rango de los ángulos de la manivela θ_2 y el acoplador θ_3 : De la cinemática inversa sabemos que $0^\circ \leq \theta_2 \leq 90^\circ$ y $143.5^\circ \leq \theta_3 \leq 180^\circ$ examinando la Ecuación 60, podemos identificar $0 \leq \omega_3 \leq \frac{a_2}{a_3}\omega_2$.

- Para determinar los valores máximos de la aceleración angular del acoplador α_3 y aceleración lineal de la corredera \ddot{D} , tomando ω_2 constante $\alpha_2 = 0$, α_3 es máximo cuando $\omega_3 = 0$ además $\theta_2 = 90^\circ$ y $\theta_3 = 143.488^\circ$ por lo cual:

$$\alpha_3 = \frac{a_2\omega_2^2}{0.7135a_3}$$

$$\ddot{D} = 0.7402a_2\omega_2^2$$

- La aceleración máxima para la corredera ocurre cuando $\theta_2 = 0^\circ$ y $\theta_3 = 180^\circ$ por lo que:

$$\alpha_3 = 0$$

$$\omega_3 = -\frac{a_2}{a_3}\omega_2$$

$$\ddot{D} = -a_2\omega_2^2 - \frac{a_2^2\omega_2^2}{a_3} = -a_2^2\omega_2^2\left(\frac{1}{a_2} + \frac{1}{a_3}\right)$$

Utilizar el código `aceleracionesSliderCrank.m` ubicado en el Anexo 115.

f. PROCEDIMIENTO 6.0 FUERZAS RADIALES, AXIALES Y EL MOMENTO SOBRE LOS COJINETES.

- Usando los resultados del procedimiento 4.0, utilizar el código `FuerzasSliderCrank.m` (ver Anexo 116) para el cálculo de la dinámica del sistema, determinar las fuerzas radiales en cada junta, usando la siguiente relación:

$$F = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$$

- Determinar la fuerza radial en cada junta tomando en cuenta que el peso total de las botellas es de $F=300\text{N}$ ubicado en la corredera.

- Determinar el efecto del momento y corte ocasionado por la fuerza de las botellas sobre los eslabones, cuando el mecanismo está completamente extendido:

Figura 133. Diagrama de momento

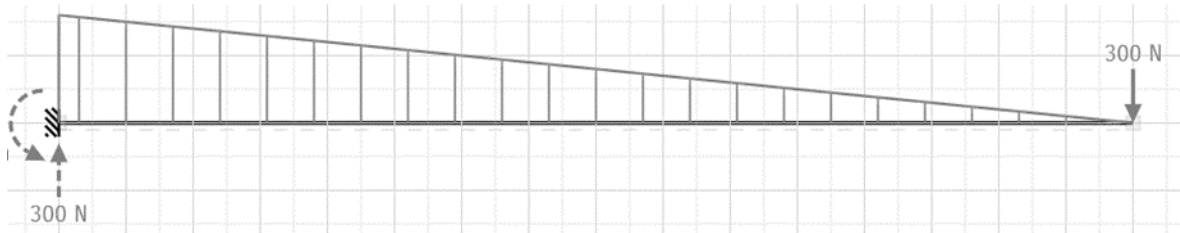
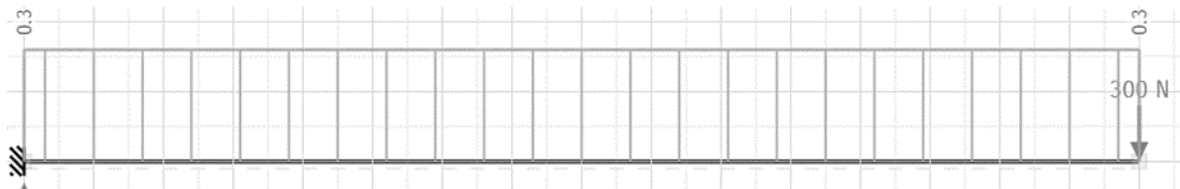


Figura 134. Diagrama de corte



- De estos gráficos se determina que el momento máximo ocurrirá en la junta de la manivela con el eje, y equivale a $M_{\max} = 48 \text{ Nm}$. Y que la fuerza radial sobre los cojinetes es $F_r = 300 \text{ N}$. El código FuerzasSliderCrank resuelve el vector de fuerzas de la matriz 1.

g. PROCEDIMIENTO 7.0 SELECCIÓN DE COJINETES PARA LAS JUNTAS DE LAS MANIVELAS CORREDERAS.

- Utilizando los resultados del procedimiento 4.0 determinar la velocidad angular de cada articulación.
- Utilizando los resultados del procedimiento 6.0 determinar la carga radial y carga axial.
- De acuerdo con la literatura de SKF para selección del tipo de cojinete, los cojinetes: Deep groove ball bearings, double row son un buen candidato para esta aplicación.
- Utilizando el criterio de carga estática equivalente ubicado en el marco teórico en la subsección de cojinetes Ecuación 39.

$$P_o = 300 \text{ N}$$

Utilizando el factor de seguridad de $s_0 = 1$ recomendando en la Figura 39 del marco teórico en la sección de cojinetes:

$$C_o = 300 \text{ N}$$

De la Figura 135 escoger el cojinete que mejor se acople a la necesidad.

- Escoger el cojinete con el diámetro interno más pequeño.

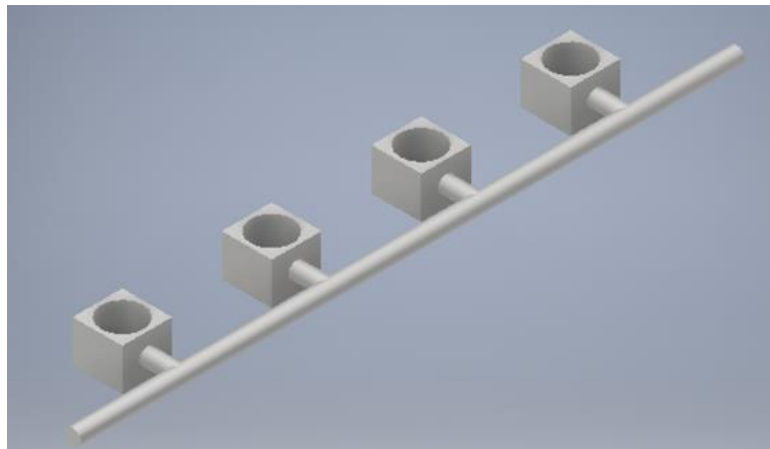
Figura 135. Tabla de cojinetes deep groove ball

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
10	30	14	9,23	5,2	0,224	40 000	22 000	0,049	4200 ATN9
12	32	14	10,6	6,2	0,26	36 000	20 000	0,052	4201 ATN9
	37	17	13	7,8	0,325	34 000	18 000	0,092	4301 ATN9
15	35	14	11,9	7,5	0,32	32 000	17 000	0,059	4202 ATN9
	42	17	14,8	9,5	0,405	28 000	15 000	0,12	4302 ATN9
17	40	16	14,8	9,5	0,405	28 000	15 000	0,09	4203 ATN9
	47	19	19,5	13,2	0,56	24 000	13 000	0,16	4303 ATN9
20	47	18	17,8	12,5	0,53	24 000	13 000	0,14	4204 ATN9
	52	21	23,4	16	0,68	22 000	12 000	0,21	4304 ATN9
25	52	18	19	14,6	0,62	20 000	11 000	0,17	4205 ATN9
	62	24	31,9	22,4	0,95	18 000	10 000	0,34	4305 ATN9
30	62	20	26	20,8	0,88	17 000	9 500	0,29	4206 ATN9
	72	27	41	30	1,27	16 000	8 500	0,5	4306 ATN9
35	72	23	35,1	28,5	1,2	15 000	8 000	0,4	4207 ATN9
	80	31	50,7	38	1,63	14 000	7 500	0,68	4307 ATN9
40	80	23	37,1	32,5	1,37	13 000	7 000	0,5	4208 ATN9
	90	33	55,9	45	1,9	12 000	6 700	0,95	4308 ATN9
45	85	23	39	36	1,53	12 000	6 700	0,54	4209 ATN9
	100	36	68,9	56	2,4	11 000	6 000	1,25	4309 ATN9
50	90	23	41	40	1,7	11 000	6 000	0,58	4210 ATN9
	110	40	81,9	69,5	2,9	10 000	5 300	1,7	4310 ATN9
55	100	25	44,9	44	1,9	10 000	5 600	0,8	4211 ATN9
	120	43	97,5	83	3,45	9 000	5 000	2,15	4311 ATN9
60	110	28	57,2	55	2,36	9 500	5 300	1,1	4212 ATN9
	130	46	112	98	4,15	8 500	4 500	2,65	4312 ATN9
65	120	31	67,6	67	2,8	8 500	4 800	1,45	4213 ATN9
	140	48	121	106	4,5	8 000	4 300	3,25	4313 ATN9

(SKF Rolling Bearings,2016)

h. PROCEDIMIENTO 8.0 MANUFACTURA DEL EJE PARA LA TRAYECTORIA E. Para poder manufacturar el eje de la figura. es necesaria realizar una fundición y un taladrado.

Figura 136. Eje de la trayectoria E



- El primer paso consiste en manufacturar la cavidad que contenga la geometría completa de la figura.

- Mediante un proceso de taladrado realizar los orificios correspondientes.

i. PROCEDIMIENTO 9.0 CARGAS SOBRE LA TRAYECTORIA E.

- Dibujar el diagrama de cortante: El diagrama de corte del eje de la trayectoria E es el siguiente:

Figura 137. Diagrama de cortante del eje de la trayectoria E



- Diagrama de momento: El diagrama de momentos de la trayectoria E.

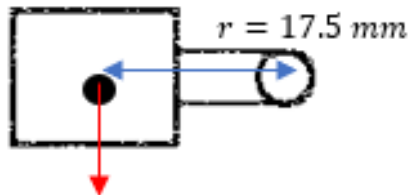
Figura 138. Diagrama de momento del eje de la trayectoria E



Además, debido a la geometría del eje (ver Figura 136) cada ventosa cuando la carga está colocada provocará un torque sobre el eje de:

$$T = 17.5[\text{mm}] * 300[\text{N}] = 5.25 [\text{Nm}]$$

Figura 139. Diagrama de cuerpo libre de la vista transversal del eje de la trayectoria E



El diagrama de cuerpo libre de la Figura 139 muestra posición de ventosa activa, para mantener al eje en la posición es necesario que el motor proporcione un torque

$$T_{\text{max}} = 4 * T = 21 \text{ Nm}$$

La posición de la camisa de la ventosa debe de orientarse de tal manera que la ventosa que va adentro no interfiera con el empaquetado de las otras presentaciones. Para lograrlo es necesario girar el eje 90° Counter Clock Wise desde la posición de la Figura 139. La ventaja de este escenario es que el eje no estará cargado con el peso de las botellas así que mientras se escoja un servo capaz de dar el torque; De lo único que hay que preocuparse es por mandar el correcto ángulo de giro al servo.

Figura 140. Posición de ventosa desactivada, vista transversal del eje de la trayectoria E



j. PROCEDIMIENTO 10.0 SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL EJE DE LA TRAYECTORIA E. Al igual que los cojinetes escogidos para las articulaciones de los eslabones de las manivelas-correderas. Estos cojinetes se seleccionarán bajo el criterio de carga estática equivalente.

- De acuerdo con la literatura de SKF para selección del tipo de cojinete, los cojinetes: Deep groove ball bearings, Double row son un buen candidato para esta aplicación.
- Utilizando el criterio de carga estática equivalente ubicado en el marco teórico en la subsección de cojinetes y utilizando el diagrama de corte del procedimiento 9.0.

$$P_o = 600N$$

- Utilizando el factor de seguridad de $s_o = 1$ recomendado en la Figura 134 del marco teórico en la sección de cojinetes.

$$C_o = 600N$$

- De la tabla de la Figura 141 escoger el cojinete con el diámetro interno más pequeño.

k. PROCEDIMIENTO 11.0 SELECCIÓN DE LOS EMBRAGUES.

- Determinar el torque requerido utilizando la función FuerzasSliderCrank.m (ver Anexo 116):

$$M_{req} = 2.3 \text{ Nm}$$

- Aplicando un factor de seguridad de $K = 2$.

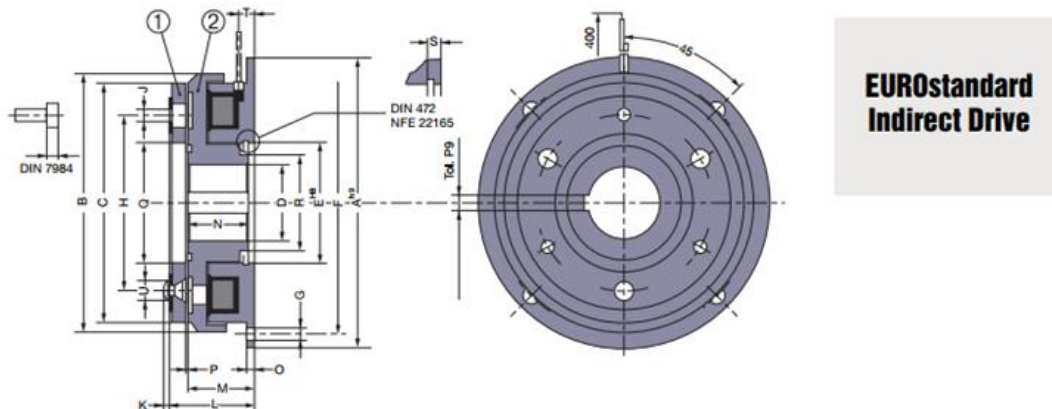
$$M_{2N} = 4.6 \text{ Nm}$$

- Buscar en la siguiente tabla el tamaño de embrague que cumpla tanto con el torque requerido y las geometrías específicas de la aplicación En este caso nos interesa que tanto $L_2, \varnothing d_7, \varnothing D$ sean lo más pequeño posible.

Figura 141. Tabla de embragues EUROStandard Indirect Drive

Sizes		10	20	40	70	150	250	500
Nom. Torque	[Nm]	7	15	30	60	120	250	500
Max. Speed	[min ⁻¹]	8000	6000	5000	4000	3000	3000	2000
Power	P20[U=12/24/103,5V] [W]	12,5	17	27	31	44	59	83
A		80	100	125	150	190	230	290
B		68	86	107	134	170	213	267
C		63	80	100	125	160	200	250
D min		10H8	10H8	14H8	14H7	20H7	25H7	25H7
D Std		10/15/17	10/17/20	20/25/30	25/30/35	30/40/45	40/50/60	50/60/80
D max		17H8	22H8	30H8	40H7	50H7	65H7	80H7
E		35	42	52	62	80	100	125
F		72	90	112	137	175	215	270
G For screw		4xM4	4xM5	4xM6	4xM6	4xM8	4xM8	4xM10
H		46	60	76	95	120	158	210
J (1) For screw		3xM3	3xM4	3xM5	3xM6	3xM8	3xM10	4xM12
K		1,5	1,5	2,5	3	3	3	5
L		28	31	36	40,5	46,5	55,5	64
M		24	26,5	30	33,5	37,5	44	51
N		22	24	27	30	34	40	47
O		2	2,5	3	3,5	4	5	6
P		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5
Q		35	41	52	62	80	100	125
R		23	28,5	40	45	64	77	100
S		3,5	4,3	5	5,5	6	7	8
T		5,6	6,5	9	9,5	11	10	12
U		6	6	10	12	12	17	20
Inertia	① [kgm ²]	0,00004	0,00012	0,0005	0,0013	0,0049	0,0140	0,0360
Inertia	② [kgm ²]	0,00011	0,00027	0,0008	0,0022	0,0065	0,0195	0,0550
Weight	[kg]	0,5	0,9	1,7	3	5,5	10	18,5
Connection		Leads			Cable			

Figura 142. Vistas de planta y transversal del embrague SMF EUROStandard



En este caso el embrague escogido corresponde al size 10. Ya que este cumple con el torque requerido y las dimensiones son las más pequeñas posibles.

Con el módulo de control se ubicaron las partes críticas dentro del sistema donde se debe colocar algún sensor ya sea para uso como contador de producto, seguridad o distancia y componentes como motores y cilindros. Con el listado completo de los sensores y componentes se procedió a realizar una evaluación de conceptos con las diferentes opciones disponibles y elegir la que más se adapte al sistema.

Seguido a tener elegido cada componente se realizó una descripción detallada tomando en cuenta funcionamiento, ubicación, parámetros de funcionamiento, variable asociada y cableado.

Con el listado final se cotizó iniciado por proveedores guatemaltecos, de esta forma aseguramos que podemos tener una opción cercana si es necesario cambiar algún componente por falla o por mantenimiento. Si no se encontró en el país, se realizó la cotización en línea tomando en cuenta los impuestos y el envío.

Los diagramas unifilares son el siguiente paso, se realizaron mostrando todos los componentes del tablero para saber la forma adecuada de armarlo y conectarlo para su construcción o revisión en caso se presentara algún inconveniente.

Se utilizó el software Visio para crear diagramas de instrumentación y así poder visualizar de una forma más sencilla la ubicación de los sensores, actuadores y componentes del sistema. El software Drawio se utilizó para crear diagramas de flujo que muestren claramente la forma en cómo debe funcionar la máquina; incluyendo alarmas, modos de funcionamiento, el proceso general y la interacción entre pantallas.

Se utilizó el software Simatic Step 7 y WinCC de Siemens para realizar la programación del PLC y el diseño y programación de la interfaz humano-máquina.

El programa se encuentra dividido en funciones para que sea más estructurado. Se utilizó un esquema de colores para la HMI; el color base será el color gris y color verde para iniciar producción, amarillo para alertas y rojo para fallas.

Para cumplir con los requerimientos y la automatización de este proceso se propone crear un sistema de control que utilice un controlador lógico programable (PLC) con botones físicos para arrancar la máquina, detenerla y paro de emergencia. La forma principal para comunicarse con la máquina sería a través de una pantalla HMI; otros componentes a utilizar serían sensores industriales, protección para motores y variadores de frecuencia para conocer la posición y variar su velocidad. También se realizarían diagramas eléctricos y un manual de usuario para evitar confusiones al momento de armar y usar la máquina. La siguiente parte de la propuesta se basa en el orden y selección de estaciones o módulos.

En las opciones varían las bandas transportadoras y la forma en cómo el sellador, la balanza, el vibrador y aplastador de cajas se encuentra ordenadas. El módulo de dispensador y armado de

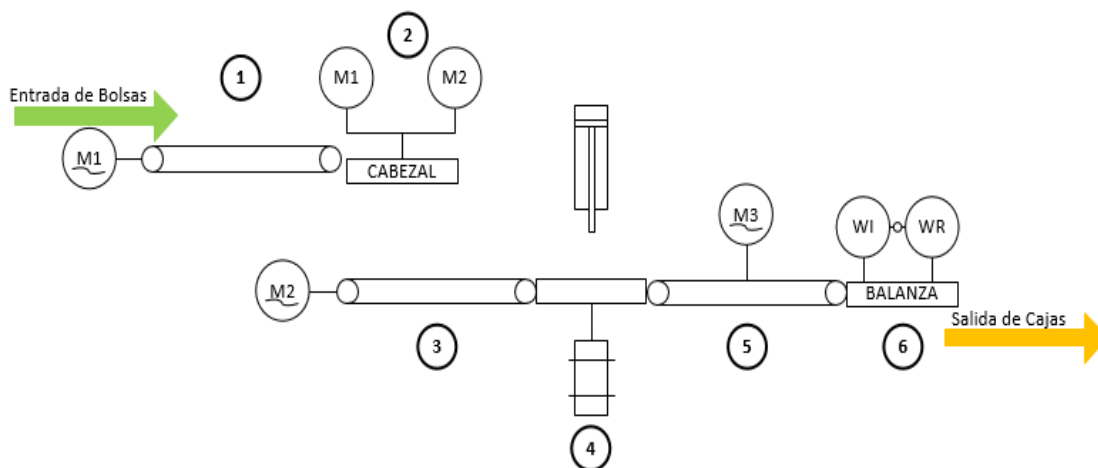
cajas no se modificó de la máquina anterior y el cabezal ordenador de bolsas no varía a lo largo de las propuestas ya que sus componentes son fijos y el sistema de control es el mismo.

I. MÁQUINA CON TRES BANDAS TRANSPORTADORAS Y MÓDULOS SEPARADOS.

Como se observa en la Figura 143, el orden de esta propuesta es:

- Banda transportadora de entrada.
- Cabezal ordenador.
- Banda transportadora intermedia, donde se coloca la caja armada.
- Estación de vibrador y aplastador.
- Banda transportadora de salida para cerrar caja y sellador
- Balanza con impresora para etiqueta informativa

Figura 143. Representación de orden de primera propuesta



Esta propuesta nace de la idea del espacio tan largo que se tiene para implementar la máquina. La idea es tener una banda transportadora de entrada para que las bolsas puedan tener un trayecto más largo en lo que entran al cabezal ordenador para poder tener tiempo extra mientras se acomodan las bolsas. La segunda banda transportadora le da espacio a las cajas que aún no han pasado a la estación de vibrador, aplastador y sellador, para que el resto del embalaje no se pare mientras ellas esperan.

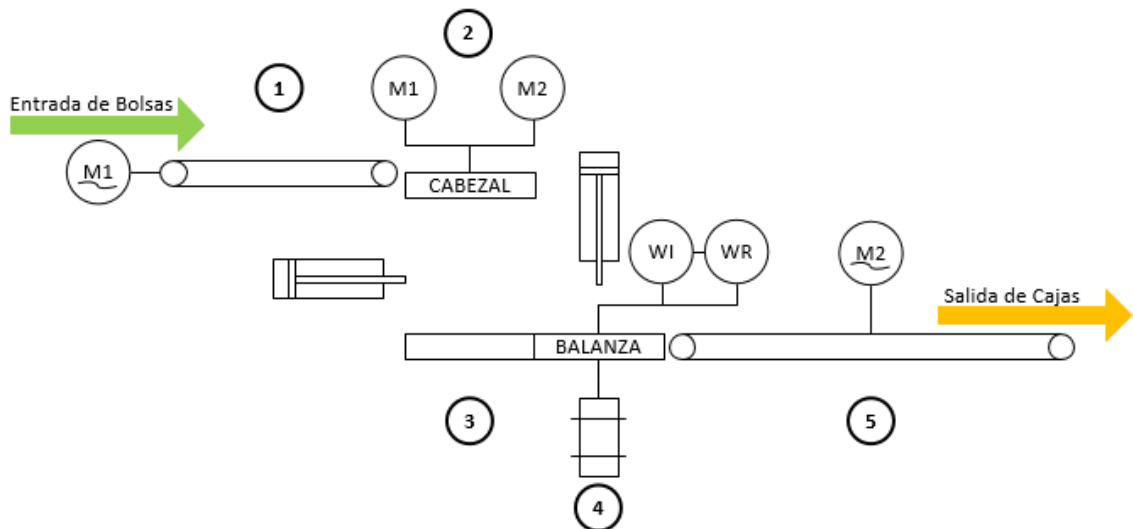
m. MÁQUINA CON DOS BANDAS TRANSPORTADORAS Y MÓDULOS UNIDOS. El

orden de esta propuesta se muestra en la Figura 144:

- Banda transportadora de entrada.
- Cabezal ordenador de bolsas.
- Mesa donde se coloca caja armada con un cilindro neumático para trasladarla.

- Estación de vibrador, aplastador y balanza unificado con la impresión de la etiqueta.
- Banda transportadora de salida con módulo para cerrar caja y sellarla.

Figura 144. Representación de orden de segunda propuesta

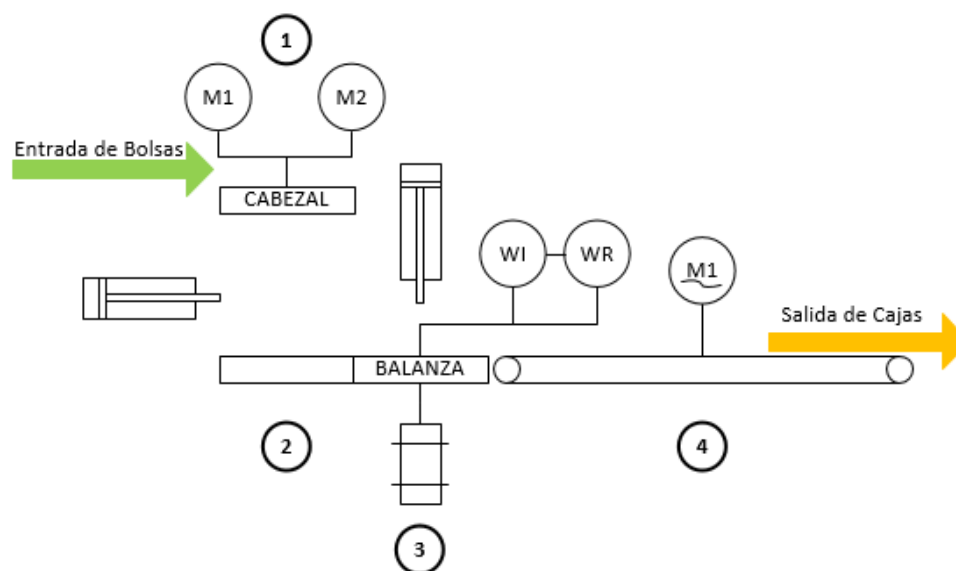


En esta propuesta los módulos de vibrador, aplastador de bolsas y la balanza se unen en una misma estación y así eliminar una banda transportadora. Aunque esta propuesta es más compacta y utiliza un motor menos se observa el problema de la calibración de la balanza, ya que el movimiento del vibrador la puede afectar y no es conveniente realizar el calibrado de la balanza cada vez que se realice un cambio de presentación.

n. MÁQUINA CON UNA BANDA TRANSPORTADORA Y MÓDULOS UNIDOS. El orden de esta propuesta es similar al de la segunda excepto por el principio:

- Cabezal ordenador.
- Mesa donde se coloca caja armada con un cilindro neumático para trasladarla.
- Estación de vibrador, aplastador y balanza unificado con la impresión de la etiqueta.
- Banda transportadora de salida con módulo para cerrar caja y sellarla.

Figura 145. Representación del orden de tercera propuesta



En esta propuesta se eliminaría la banda transportadora de entrada para que las bolsas entren directamente al cabezal para ordenarlas sin ningún tiempo de retraso. Los módulos permanecerían unidos y la única banda transportadora que se tendría sería la de salida. Esta propuesta es la que abarca el menor espacio de las tres. Al igual que la segunda propuesta se tendría problema con la calibración de la balanza.

15. EVALUACIÓN DE CONCEPTOS. Los elementos principales de la automatización de la máquina son el PLC, la pantalla que contendrá la interfaz usuario-máquina y los sensores para la instrumentación de los puntos clave del sistema; por lo que se debe realizar una evaluación de conceptos para cada caso tomando en cuenta varias opciones actuales del mercado. Las opciones que se tomaron en cuenta para el PLC y la HMI son marca Siemens para cumplir con los requisitos de la empresa. En el Anexo 214 se encuentra la evaluación con varias opciones, sus variables de peso y los valores normalizados.

a. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE.

Cuadro 93. Características de opciones para PLC

DESCRIPCIÓN	SIEMENS S7-300 CPU 315-2DP
Gama	Media
Alimentación	24V DC
Comunicación Profibus	Si
Programación	Step 7
Memoria de trabajo	256KB
Memoria de carga	8MB
Velocidad de proceso	0.1 a 3 ms

Este PLC es de gama media, puede llegar a manejar un máximo de 16,384 entradas y salidas digitales, modular, velocidad de proceso alta, por lo que es la opción ideal en caso se quiera ampliar el proceso o replicarlo en otras líneas de producción utilizando el mismo PLC. La imagen se puede observar en el Anexo 215 y Anexo 216.

b. PANTALLA HMI.

Cuadro 94. Características de panel Simatic Touch TP177B

DESCRIPCIÓN	SIMATIC TP177B
Pantalla Touch	Si
Resolución	320 x 240 pixeles
Tamaño	6"
Voltaje de operación	24V DC
Profibus	Si
Memoria de usuario	2000KB

Figura 146. Pantalla Simatic Touch TP177B elegida para la interfaz usuario-máquina



En la Figura 146 se muestra la pantalla a utilizar, el tamaño de 6" es una opción ideal para este proceso ya que no es muy grande y en este proceso no se deben monitorear tantas variables. Además, esta misma pantalla es la que se encuentra en la máquina que se encuentra antes del sistema a automatizar así que los operadores ya están familiarizados con este mismo tipo. Esta opción es la más barata y se puede trabajar el diseño y programación en WinCC.

c. SENSORES. Ya que existen muchísimas marcas en el mercado para cada tipo de sensor no es posible realizar la evaluación de conceptos con sensores específicos, por lo que utilizando una descripción general de cada tipo de sensor se decidió que los sensores inductivos se utilizarán para detectar metales y en este sistema específico como seguridad por si el sistema

que lo está controlando falla, permitiendo detener el movimiento antes de arruinar algún otro componente, también se utilizarán como finales de carrera para saber la posición del vástago de cada cilindro. Los sensores capacitivos se utilizarán para detectar posición de las cajas mientras se va moviendo sobre la línea de embalaje y los sensores ópticos por su facilidad de detectar distintos materiales y a mayor distancia se utilizarán para detectar presencia de bolsas y cajas y convertir esa señal en contadores.

16. UBICACIÓN SENSORES Y COMPONENTES DE SISTEMA. En la Figura 147 y Figura 148 se observan los diagramas de instrumentación del sistema completo dividido por módulos, el sistema a realizar será la propuesta 1 mencionada anteriormente. Se utilizó la norma ISA-S5 para los símbolos y las etiquetas de cada sensor y componente eléctrico, dicha norma se puede observar en el Anexo 210 y Anexo 211; el diagrama con las conexiones eléctricas, conexiones de datos, PLC y HMI se puede observar en el Anexo 212 y Anexo 213. Y la ubicación física de los componentes en los módulos ya diseñados se encuentra en el Anexo 123.

Figura 147. Ubicación de sensores y componentes en la línea de empaque

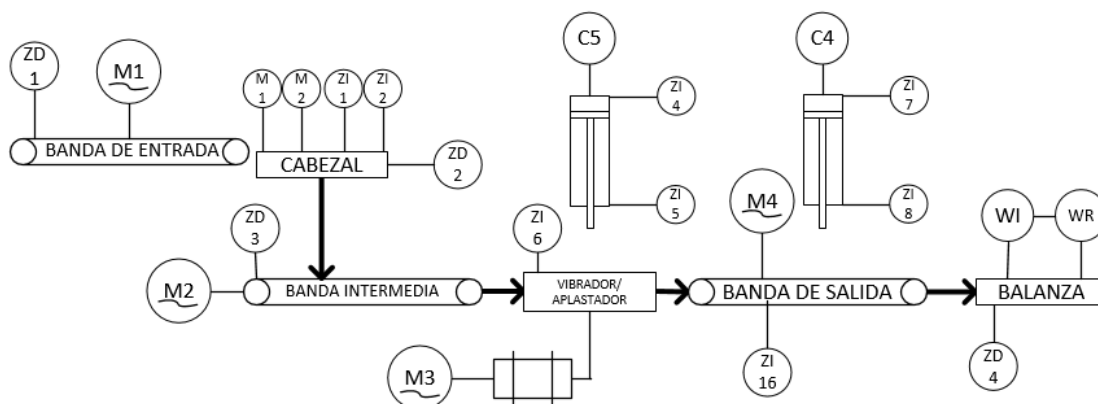
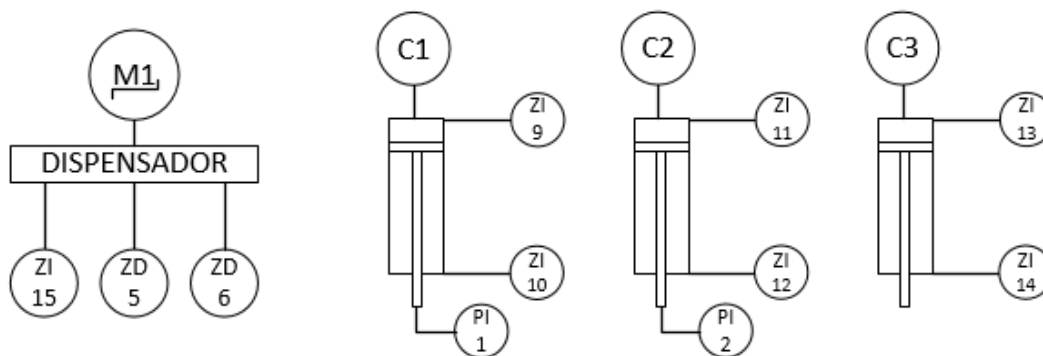


Figura 148. Ubicación de sensores y componentes en los módulos de cajas



En el Cuadro 95 y Cuadro 96 se muestra una descripción detallada de cada elemento a instalar en los módulos para su funcionamiento. Para esta instrumentación se utilizarán 2 sensores

inductivos, 10 sensores inductivos final de carrera colocados en las ranuras T de los cilindros neumáticos, 7 sensores capacitivos y 2 sensores ópticos; además, se utilizarán 7 motores en total de 3 distintos tipos.

Cuadro 95. Sensores del diagrama de instrumentación de sistema completo

ETIQUETA	TIPO DE SENSOR	DESCRIPCIÓN
ZD1	Óptico	Contador de bolsas que entran al sistema
ZI1	Inductivo	Seguridad para posición de cabezal, lado derecho
ZI2	Inductivo	Seguridad para posición de cabezal, lado izquierdo
ZD2	Óptico	Contador de bolsas que entran a la caja
ZD3	Capacitivo	Presencia de caja bajo cabezal
ZI4	Final de carrera	Vástago cilindro 5 contraído
ZI5	Final de carrera	Vástago cilindro 5 extendido
ZI6	Capacitivo	Presencia de caja, activa el vibrador
ZI7	Final de carrera	Vástago del cilindro 4 contraído
ZI8	Final de carrera	Vástago del cilindro 4 extendido
ZI16	Capacitivo	Presencia de caja para activar el sellador
ZD4	Capacitivo	Cuenta la cantidad de cajas que llegan a la balanza
ZI9	Final de carrera	Vástago cilindro 1 contraído
ZI10	Final de carrera	Vástago cilindro 1 extendido
ZI11	Final de carrera	Vástago cilindro 2 contraído
ZI12	Final de carrera	Vástago cilindro 2 extendido
ZI13	Final de carrera	Vástago cilindro 3 contraído
ZI14	Final de carrera	Vástago cilindro 3 extendido
ZI15	Capacitivo	Indica si la caja ha sido sustraída por el cilindro 1
ZD5	Capacitivo	Indica dispensador de cajas vacío
ZD6	Capacitivo	Indica cuando hay pocas cajas en el dispensador
PI1	Vacuostato	Indica que se ha creado el vacío del cilindro 1
PI2	Vacuostato	Indica que se ha creado el vacío del cilindro 2

Cuadro 96. Descripción de motores de sistema completo de embalaje

ETIQUETA	MÓDULO	MOTOR	DESCRIPCIÓN
M1	Banda entrada	Motor AC	Movimiento banda de entrada
M2	Banda intermedia	Motor AC	Movimiento banda intermedia
M3	Vibrador/Aplastador	Motor AC	Motor vibrador
M4	Banda de Salida	Motor AC	Movimiento de la banda de salida
M1	Cabezal	Servomotor	Movimiento horizontal de cabezal
M2	Cabezal	Servomotor	Movimiento de paletas de cabezal
M1	Dispensador	Motor Stepper	Movimiento de cajas para poder armarlas

En el Cuadro 156 se puede observar la cantidad de señales de voltaje directo, tierra, entradas digitales y salidas digitales a utilizar para esta automatización. Se divide en sensores, cilindros, seguridad y motores ya que son los componentes principales. Siempre se debe sobredimensionar el número al momento de comprar los elementos para tener espacio extra por cualquier cambio

en el diseño o elevar el número al comercial más próximo posible; por ejemplo, los módulos de entradas y salidas digitales se comercializan de 8, 16, 24, 32 y 64 entradas, en este caso se aproxima a un módulo de 32 entradas digitales, así como 24 salidas digitales tomando en cuenta la posible expansión o cambio en el sistema.

17. VERIFICACIÓN DEL DISEÑO. En el Cuadro 97 se muestran los requerimientos planteados para el subsistema de primer desdobles, la importancia que se tomó en cuenta por cada uno y su plan de verificación. Con estas tres columnas se logró verificar cada aspecto entre los más importantes de la máquina para un correcto funcionamiento.

Cuadro 97. Verificación de subsistema de primer desdobles

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CEP001	La placa soportada por cilindro no debe rotar más de 5°.	Alta	En software analizar la posición extendida y retraída de la placa.	Verificado/Aprobado
CEP002	El vástago debe extenderse 50mm más que el ancho de las cajas.	Alta	Medir el vástago extendido.	Verificado/Aprobado
CEP003	Las ventosas deben succionar cartón.	Media	Leer en el manual el tipo de uso.	Verificado/Aprobado
CEP004	La placa grande con ventosas debe sostener las cuatro diferentes presentaciones de cajas.	Media	Visualmente colocar los cuatro tipos de cajas.	Verificado/Aprobado
CEP005	Los soportes del cilindro deben evitar que el cilindro se mueva de su origen.	Media	Verificar visualmente la colocación de soportes.	Verificado/Aprobado

Para el requerimiento CEP001 en vez de analizarlo con software, se utilizó el catálogo proporcionado por el proveedor obteniendo una rotación máxima de 0.16mm. En cuanto a CEP002 al mover de posición el cilindro se logró posicionar de manera estratégica para lograr cumplirse. Las ventosas indicadas por el catálogo de SMC se muestran en la Figura 149, con esto se evidenció que el nitrilo se utiliza para aplicaciones con cartón. Para CEP005 se utilizaron los nuevos soportes de cilindro indicados en la sección de verificación del diseño como base para cilindros y para CEP004 se comprobó por medio de software que la placa grande con ventosas puede sostener las cuatro presentaciones, como se muestra en la Figura 150.

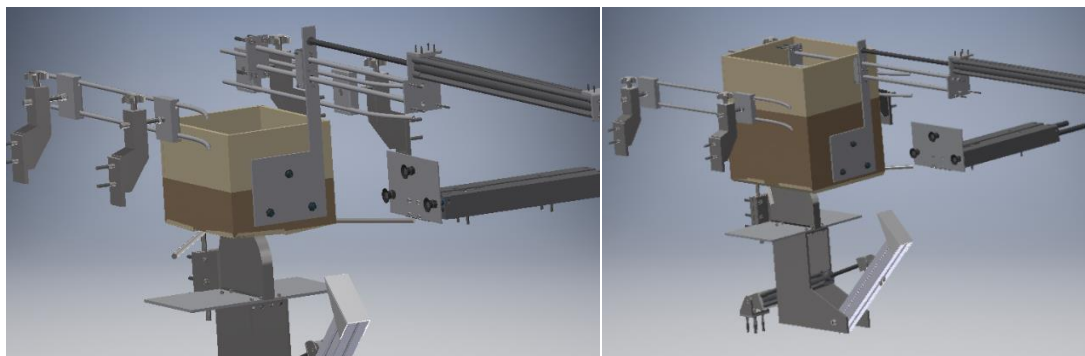
Figura 149. Aplicación según el material de la ventosa

Material	Aplicación
NBR	Transferencia de piezas de trabajo en general, cartón corrugado, placa chapada de madera, placa de acero y otros
Silicona	Semiconductor, extracción de piezas fundidas, piezas finas, sector alimentación
Uretano	Cartón corrugado, placa de acero y placa chapada en madera
FKM (goma fluorada)	Contacto con sustancias químicas
NBR conductivo	Piezas de trabajo generales de semiconductores (resistencia a electricidad estática)
Silicona conductiva	Semiconductor (electricidad estática)

• Es necesario determinar detenidamente los materiales de la ventosa teniendo en cuenta la forma de la pieza, la adaptabilidad a las condiciones de trabajo la conductividad eléctrica, etc.

Imagen tomada de SMC

Figura 150. Verificación CEP004 con la presentación más pequeña y la más grande



En el Cuadro 98 se muestra la verificación de cada uno de los requerimientos del subsistema de paletas inferiores en donde se reprobó la disminución del tiempo del mecanismo de patada y la reducción del peso de la patada, debido al tipo de perfil de aluminio que fue seleccionado. Sin embargo, esto no obstaculiza el funcionamiento de la maquina con los requerimientos de la empresa, ya que estos fueron planteados para reducir aún más el tiempo de accionamiento y no manejarse dentro de los limites.

Cuadro 98. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 1

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CEI001	El mecanismo de patada debe realizar su función en 25% menos tiempo.	Baja	Con la velocidad del vástago medir la activación con los diferentes pesos.	Verificado/Aprobado Parcialmente
CEI002	Reducir el peso de la patada en un 30%.	Baja	Calcular el peso por medio de la densidad.	Verificado/Aprobado Parcialmente
CEI003	La patada no debe interferir con ninguno de los mecanismos.	Media	Por medio de software analizar la interferencia.	Verificado/Aprobado

Cuadro 99. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 2

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CEI004	La patada debe doblar solo una paleta inferior.	Baja	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.	Verificado/Aprobado
CEI005	La soldadura del módulo debe soportar todas las fuerzas.	Alta	Realizar los cálculos necesarios.	Verificado/Aprobado
CEI006	La placa de empuje no debe interferir con las demás piezas.	Media	Por medio de software analizar la interferencia.	Verificado/Aprobado
CEI010	Las guías deben poseer elementos de sujeción.	Media	Verificar visualmente la colocación de soportes.	Verificado/Aprobado
CEI008	La placa de empuje debe desplazar más de la mitad de la caja hacia afuera de la máquina.	Alta	Medir desplazamiento de placa de empuje.	Verificado/Aprobado
CEI010	Las guías deben poseer elementos de sujeción.	Media	Verificar visualmente la colocación de soportes.	Verificado/Aprobado
CEI011	Las varillas no deben permitir que las cajas se atasquen.	Alta	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.	Verificado/Aprobado
CEI012	Las varillas deben estar por detrás de la placa vertical.	Media	Medir la distancia de las varillas a la placa vertical.	Verificado/Aprobado
CEI013	La placa vertical no debe doblarse en su funcionamiento.	Media	Analizar por medio de software	Verificado/Aprobado
CEI014	El peso del mecanismo de varillas debe reducirse por la mitad.	Baja	Calcular el peso por medio de la densidad.	Verificado/Aprobado Parcialmente

Cuadro 100. Verificación de subsistema de paletas inferiores parte 3

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CEI015	Los pernos deben estar en sistema métrico.	Alta	Visualmente verificar que todos los pernos perteneces a las normas ISO	Verificado/Aprobado

Los cálculos o datos para verificar los requerimientos CEI001, CEI002, CEI005, CEI0014 se encuentran la sección de análisis de elementos mecánicos. En el caso de CEI003 y CEI006 se verificó mediante software como se muestra en la Figura 152. En el caso de CEI012 y CEI011 se utilizó el software para mostrar la posición de las varillas y la caja en su funcionamiento como se muestra en la Figura 153. Para CEI010 se utilizaron elementos de sujeción de PlastLink indicados en la sección de análisis de elementos mecánicos, de igual forma se puede observar en la Figura 151.

Figura 151. Elementos de sujeción de guías

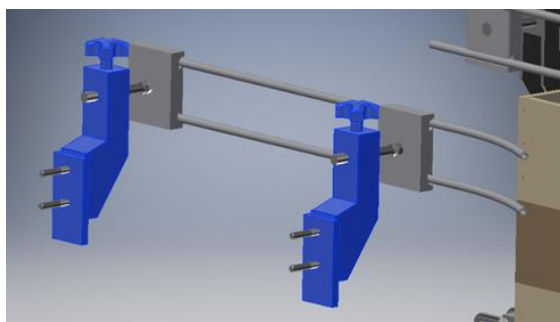


Figura 152. Patada retraída y extendida para análisis de interferencia

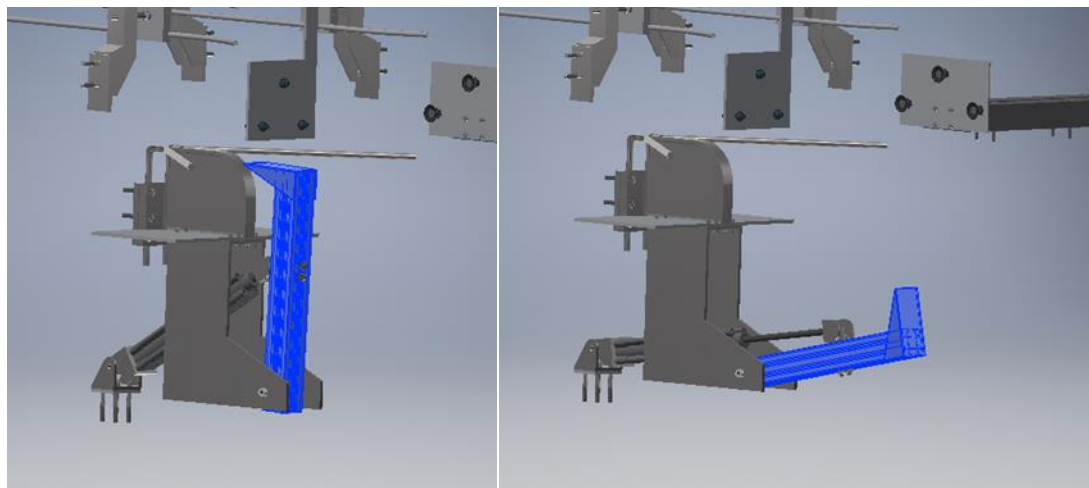
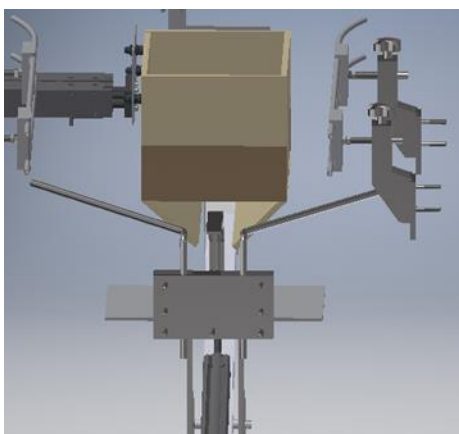


Figura 153. Posición de varillas



Para el Cuadro 101 de igual manera se evaluó cada requerimiento del subsistema de paletas superiores para su verificación.

Cuadro 101. Verificación de subsistema de paletas superiores parte 1

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CES001	El mecanismo de patada debe realizar 25% menos tiempo.	Alta	Con la velocidad del vástago medir la activación con los diferentes pesos.	Verificado/Reprobado
CES002	Reducir el peso de la patada en un 30%.	Alta	Calcular el peso por medio de la densidad.	Verificado/Reprobado
CES003	La patada no debe interferir con ninguno de los mecanismos.	Media	Por medio de software analizar la interferencia.	Verificado/Aprobado
CES004	La patada debe doblar solo una paleta superior.	Baja	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.	Verificado/Aprobado
CES005	La soldadura del módulo debe soportar todas las fuerzas.	Alta	Realizar los cálculos necesarios.	Verificado/Aprobado
CES007	Las varillas no deben permitir que las cajas se atasquen.	Alta	Verificar por medio de software y análisis de sólidos.	Verificado/Aprobado
CES008	Las varillas deben estar por detrás de la placa vertical.	Media	Medir la distancia de las varillas a la placa vertical.	Verificado/Aprobado

Cuadro 102. Verificación de subsistema de paletas superiores parte 2

ID	REQUERIMIENTO	IMPORTANCIA	PLAN DE VERIFICACIÓN	ESTADO
CES009	La placa vertical no debe doblarse en su funcionamiento.	Media	Analizar por medio de software	Verificado/Aprobado
CES010	El peso del mecanismo de varillas debe reducirse por la mitad.	Media	Calcular el peso por medio de la densidad. Visualmente verificar que todos los pernos perteneces a las normas ISO	Verificado/Aprobado
CES011	Los pernos deben estar en sistema métrico.	Alta		Verificado/Aprobado
CES012	La altura de las varillas debe poder alcanzar todas las presentaciones.	Alta	Medir la distancia del fondo de las cajas a las varillas.	Verificado/Aprobado

Para CES012 se utilizó Autodesk Inventor para evidenciar la posición de las varillas en las paletas de las cajas, como se muestra en la Figura 154. También por medio de este programa se evidenció la posición de la patada para el pliegue de la paleta posterior CES004 como se muestra en la Figura 155.

Figura 154. Posición de varillas para el pliegue de paletas superiores

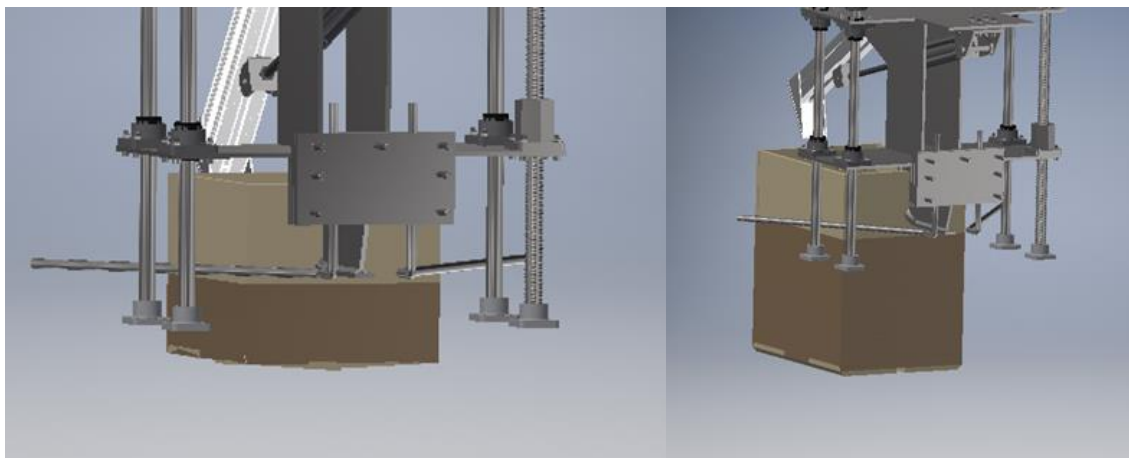


Figura 155. Movimiento de patada para el pliegue de la paleta posterior

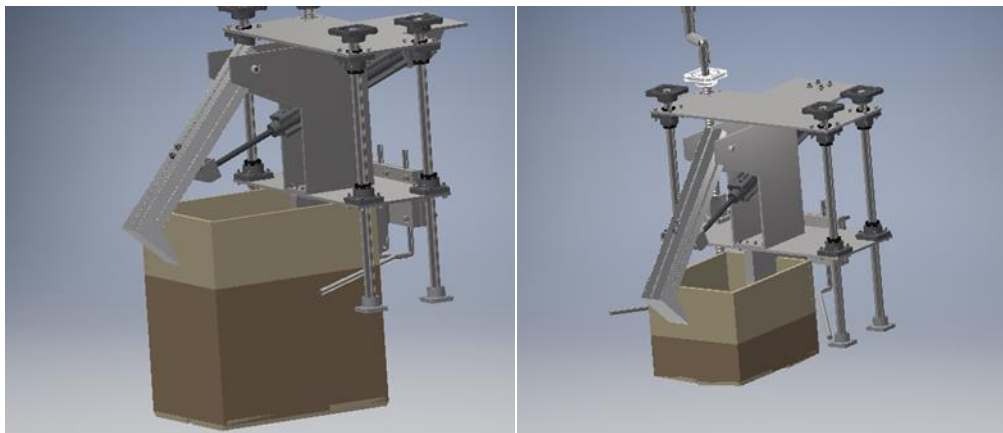
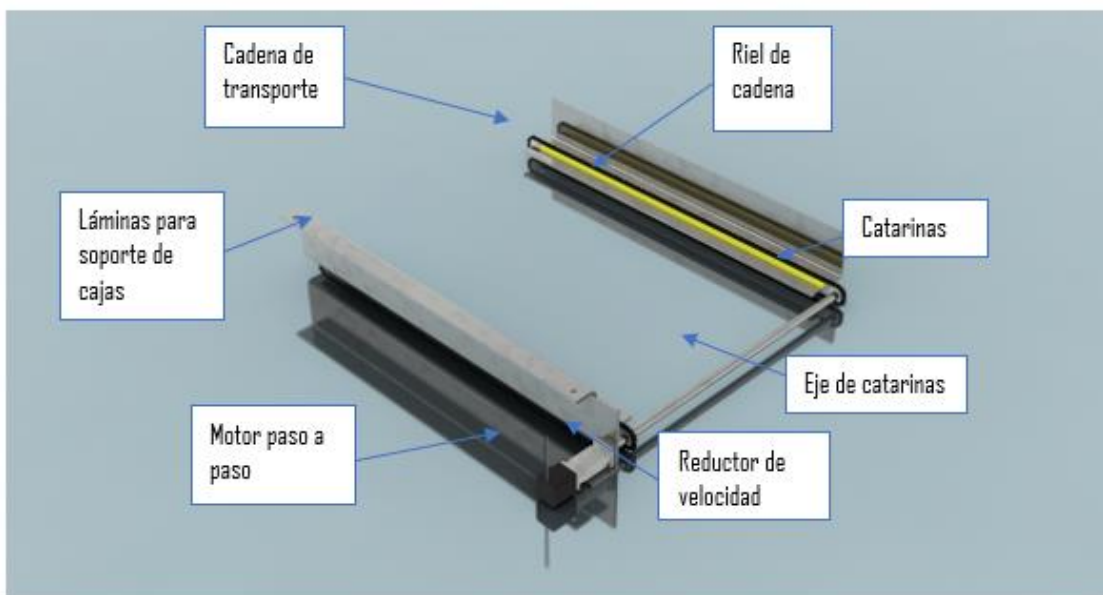


Figura 156. Sistema de potencia y transporte por cadena



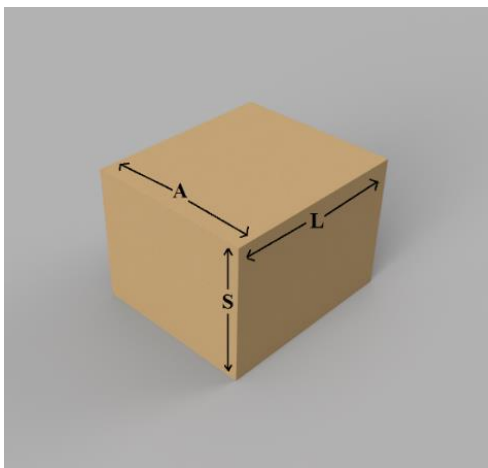
El sistema de potencia y transporte por cadena consiste en un sistema de control de velocidad de un motor stepper, el cual está conectado a un reductor de velocidad que a su vez va conectado a las catarinas y sus cadenas.

Para garantizar el funcionamiento de la transmisión por cadena se seleccionó un motor stepper de la marca SureStep, se implementó esta marca ya que su método de selección contempla la aplicación de transporte de objetos (bloque de cajas) y utiliza datos experimentales de sus productos.

A continuación, se detallará el método de selección del motor stepper y sus componentes:

a. DEFINICIÓN DE LOS DATOS DEL BLOQUE DE CAJAS.

Figura 157. Bloque de cajas a transportar (1L)



Cuadro 103. Datos del bloque de cajas (1L)

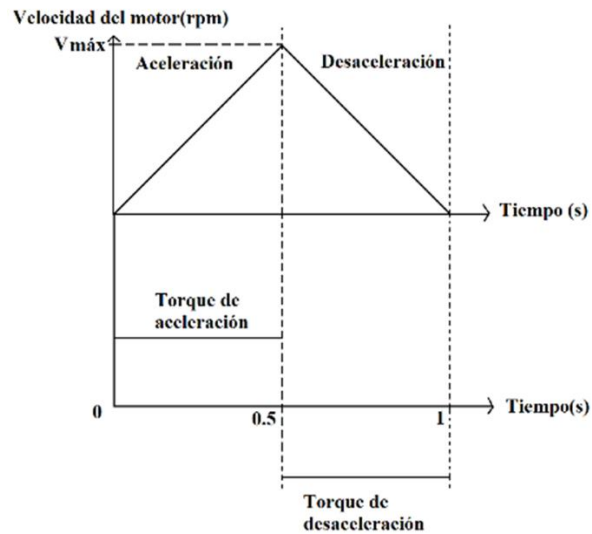
Dato	Variable	Valor
Largo de bloque de cajas	L	0.75 m
Ancho de bloque de cajas	A	0.65 m
Alto de bloque de cajas	S	0.54 m
Cantidad de cajas	n	70
Grosor de cajas	e	10 mm
Masa de una caja plegada (1 L)	m_c	0.507 kg
Masa total de bloque de cajas	m_b	35.49 kg
Peso total del bloque de cajas (1 L)	W_b	348.12 N

b. DEFINICIÓN DEL PERFIL DE MOVIMIENTO. Las cajas en todas sus presentaciones tienen un grosor $e = 10$ mm, cada vez que se extraiga una caja del suministro, se necesita empujar todo el bloque 10 mm para garantizar que la extracción de las cajas se realice. El empuje del bloque de cajas se puede modelar como un movimiento de aceleración constante, lo cual define un perfil de movimiento triangular (ver Figura 158), donde la velocidad va desde el cero hasta una velocidad máxima y luego de forma inversa. Para lograr dicha aceleración se necesita un torque constante que pueda vencer la inercia del motor y los componentes conectados a su eje.

Todo esto se realizará en un tiempo determinado por el ciclo de operación de la máquina completa, actualmente no se tiene información exacta de los tiempos de operación de cada módulo de la máquina, solo se sabe que para lograr 45 envases/minuto la máquina realiza 4 ciclos por minuto, es decir, ciclos de 15 segundos, como el resto de módulos tienen operaciones con tiempos más grandes se decidió darle únicamente 1 segundo al suministro de cajas, para que exista

suficiente tiempo para el resto de operaciones de la máquina y que se pueda aumentar la producción si así se desea, sin tener la incertidumbre de que el sistema de suministro sea lento.

Figura 158. Perfil de movimiento



c. CÁLCULO DEL NÚMERO DE PASOS POR REVOLUCIÓN. El desplazamiento que se mueve la carga por rotación del eje del motor se encuentra por medio de la Ecuación 104.

Ecuación 104. Desplazamiento de la carga

$$d_{carga} = \pi D_{cat}$$

Al principio no se tiene una catarina seleccionada, pero se asume una con diámetro $D_{cat} = 40$ mm, obteniendo así el desplazamiento de la carga:

$$d_{carga} = \pi * 40(\text{mm}) = 125.663 \text{ mm}$$

Se desea saber cuántos pasos se necesitan para mover a la carga el desplazamiento deseado con una resolución de posición establecida por el motor, ya que no se tiene un motor seleccionado, se asumirá un motor SureStep de resolución $L_{\theta} = 0.0254$ mm/pulso con reductor de velocidad $i = 5$. Para calcular el número de pasos por revolución se usa la Ecuación 105.

Ecuación 105. Angulo de desplazamiento de la carga

$$\theta_{paso} = \frac{d_{carga} \div i}{L_{\theta}}$$

$$\theta_{paso} = \frac{125.663 \div 5}{0.0254 \text{ mm/pulso}} = 989.48 \frac{\text{pasos}}{\text{rev}}$$

Se escoge entonces 1,000 pasos/rev para exceder levemente la resolución del paso de accionamiento.

d. CÁLCULO DE PULSOS Y VELOCIDAD DEL MOTOR. Los pulsos totales para mover el bloque de cajas la distancia $D_{total} = 10$ mm se obtiene con la Ecuación 106.

Ecuación 106. Pulsos totales

$$P_{total} = (D_{total} \div (d_{carga} \div i)) * \theta_{paso}$$

$$P_{total} = \left(10 \div \left(\frac{125.336}{5}\right)\right) * 1000 = 3978.87 \text{ pulsos}$$

Ecuación 107. Frecuencia máxima para el perfil de movimiento

$$f_{max} = (P_{total}) \div (t_{total} - t_{acel})$$

$$f_{max} = (3978.87) \div (1 - 0.5) = 7957.75 \text{ Hz}$$

La velocidad máxima del motor se obtiene con la siguiente conversión:

$$V_{max} = f_{max} \frac{60 \text{ seg/min}}{10,000 \text{ pasos/rev}}$$

$$V_{max} = 7957.75 * \frac{60}{10,000} = 47.75 \text{ rpm}$$

e. CÁLCULO DE TORQUE NECESARIO PARA MOVER LA CARGA. Para llegar a la velocidad deseada, el motor debe proporcionar un torque que logre vencer la inercia de todo el sistema, es decir, la inercia del motor, el reductor y la inercia de la carga reflejada en el eje del motor, para calcular la inercia total se usa la siguiente expresión.

Ecuación 108. Torque necesario para mover la carga

$$J_{total} = J_{motor} + J_{reductor} + \left((J_{catarinas} + J_{eje} + J_W) \div i^2 \right)$$

Se ha decidido no tener reductor de velocidad por lo tanto $J_{reductor} = 0$. Nótese que la Ecuación 108 no tiene incluida la inercia del acoplador ya que en es tan pequeña que se desprecia.

La inercia del motor al principio se tomará como cero, ya que no se ha escogido una, en los pasos finales se procederá a escoger un motor y reductor y con esto se podrá recalculer la inercia total.

Las catarinas y el eje se modelaron como discos, la catarina seleccionada de 81.1 mm de diámetro (ver Anexo 5) tiene una masa de 0.44 kg. Tomando en cuenta que se tienen dos catarinas y un eje que reflejan inercia al eje del motor, de la inercia de un disco se obtiene:

$$J_{\text{catarinas}} = (0.44 \text{ kg}) \left(\frac{0.04}{2} \right)^2 = 0.000176 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para el cálculo de la inercia del eje de aluminio, tomando en cuenta que tiene una masa de 0.118kg y un radio de 10mm se obtiene:

$$J_{\text{eje}} = (0.118 \text{ kg}) \left(\frac{0.01}{2} \right)^2 = 0.00000296 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Por último, la inercia del bloque de cajas, se encuentra por medio de la siguiente expresión, proporcionada por el fabricante de motores SureStep:

Ecuación 109. La inercia del bloque de cajas

$$J_w = m_b \cdot r^2$$

De esta expresión se puede notar que el fabricante modela a la carga como otro disco unido a la salida del motor del mismo radio que la catarina, pero con la masa del bloque de cajas y la masa de los accesorios (cadenas y guías de cajas) de la Ecuación 109 se obtiene:

$$J_w = (35.49 \text{ kg} + 5.67 \text{ kg}) \left(\frac{0.080}{2} \right)^2 = 0.06586 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Entonces, la inercia total es:

$$J_{\text{total}} = 0 + 0 + (0.0007 + 0.0000029 + 0.06586) \div 5^2 = 0.0026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Ecuación 110. El torque necesario para acelerar la carga en medio segundo

$$\tau_{\text{acel}} = J_{\text{total}} \left(\frac{V_{\text{max}}}{\Delta_{\text{tiempo}}} \right) * \frac{2\pi}{60}$$

$$\tau_{\text{acel}} = 0.0026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \left(\frac{47.75 \text{ rpm}}{0.5} \right) * \frac{2\pi}{60} = 0.0264 \text{ Nm}$$

f. SELECCIÓN Y CONFIRMACIÓN DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN. Ahora que se conoce el torque necesario se puede elegir un motor, el motor tiene que tener por lo menos un factor de seguridad de dos, según el fabricante para que sea aceptable.

El motor escogido es de la marca SureStep, modelo STP-MTR-17048 (ver Anexo 20), con una inercia de 0.0000068 kg*m², entonces volviendo a calcular la inercia total y el torque de aceleración, obtenemos:

$$J_{\text{total}} = 0.0000068 + 0 + (0.0007 + 0.0000029 + 0.06586) \div 5^2 = 0.0026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\tau_{\text{acel}} = 0.0265 \text{ Nm}$$

Y como el perfil de movimiento es simétrico el torque de desaceleración es el mismo.

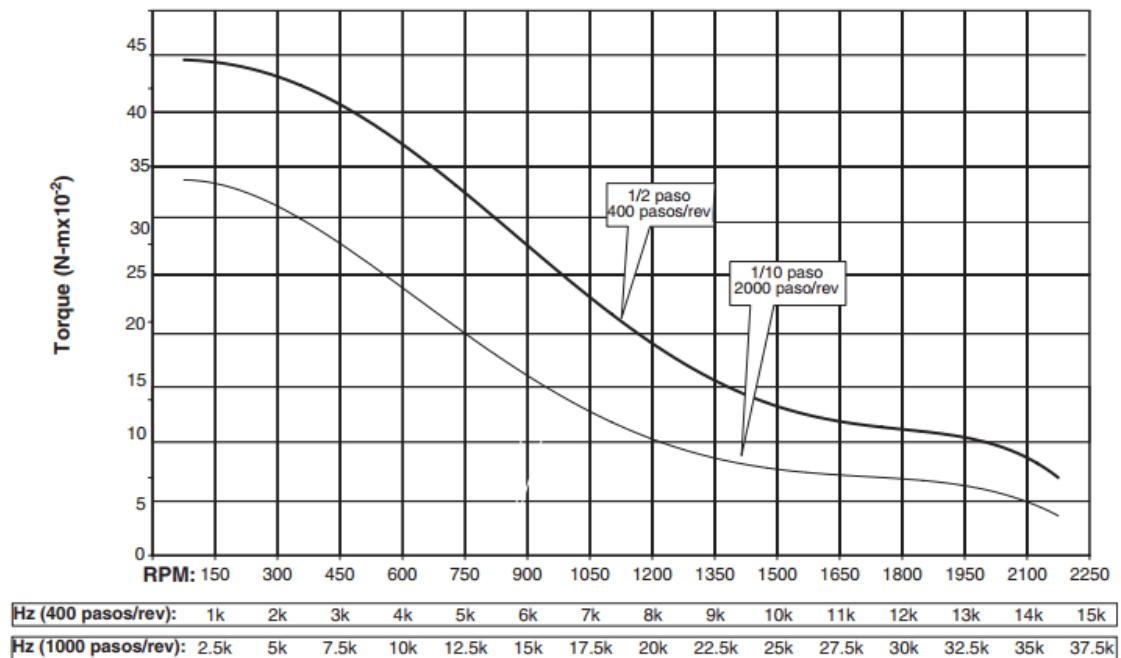
El torque máximo que el motor puede suministrar a 47.75 rpm es de 0.45 Nm (ver Figura 159), por lo que el factor de seguridad es:

$$n = \frac{0.45}{0.0265} = 16.98$$

Aunque el factor recomendado es dos, el factor de seguridad escogido también toma en cuenta la inercia de las cadenas y el tensor reflejadas en el motor, además del desgaste del motor debido a que no trabaja a velocidad constante, sino por “tirones”. Un factor de seguridad grande, permite que el motor tenga una vida larga, se puede observar en la Figura 159 que la curva de torque de la carga está muy por debajo de la curva máxima de torque del motor seleccionado.

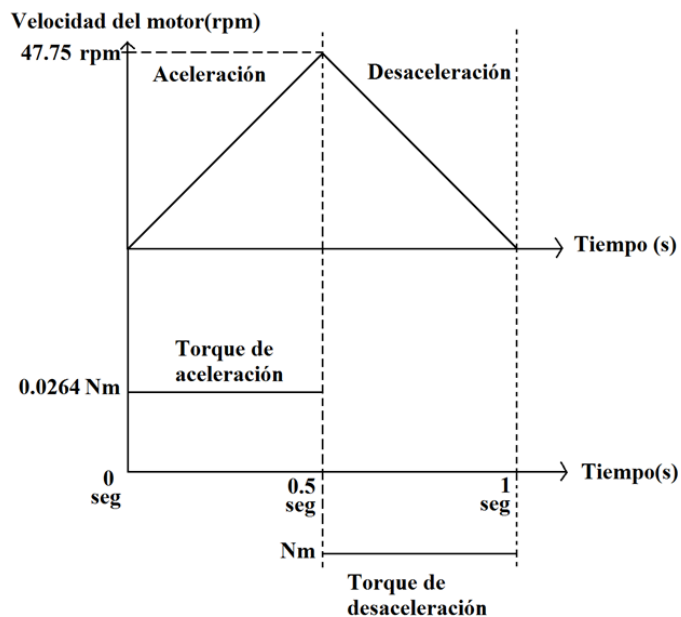
Figura 159. Curva de la carga y curvas de torque para motor stepper STP-MTR-17048

STP-MTR-17048



Por último, el perfil de movimiento completo, añadiendo el torque necesario en la aceleración y desaceleración es el siguiente:

Figura 160. Perfil de movimiento y torque para el suministro de cajas



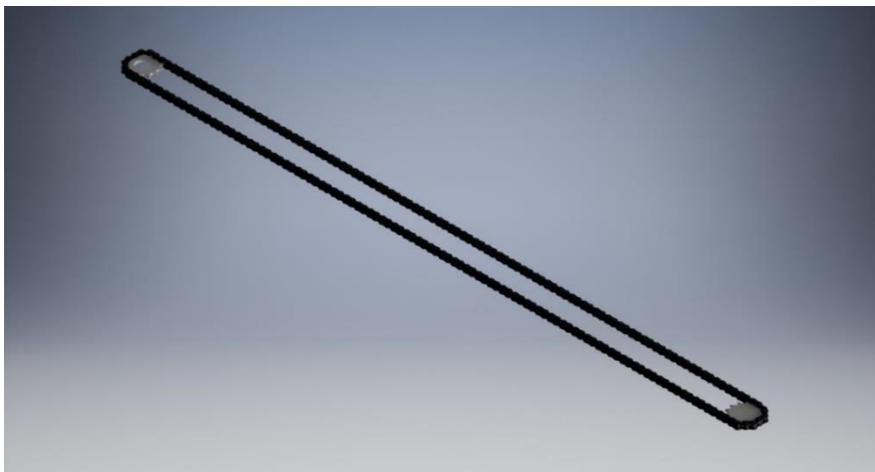
g. RESUMEN DE SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN.

Cuadro 104. Resumen de componentes recomendados para el sistema de motorización

Accesorio	Marca	Código
Motor Stepper	SureStep	STP-MTR-17048
Reductor de velocidad	SureStep	PGCN17-055M
Fuente de poder	SureStep	STP-PWR-3204
Amplificador de pulsos	SureStep	STP-DRV-4035
Cable inalterado de extensión.	SureStep	STP-EXT-020

h. SELECCIÓN DE CATARINAS Y CADENA DE TRANSPORTE.

Figura 161. Sistema catarinas y cadena



Al sistema de transporte por cadena no se realizaron cálculos y análisis, debido a que las cargas que transporta son muy pequeñas, los sistemas de cadenas-catarinas están diseñados para transmitir potencia, de motores o máquinas pesadas debido a su alta eficiencia, el transporte de un grupo de cajas es insignificante en comparación con el verdadero trabajo con al que se someten dentro de sus aplicaciones.

De acuerdo al diseño CAD realizado, para que se pueda acoplar correctamente todo el bloque de cajas se necesita una distancia entre centros de 800 mm, agregado a eso ya se había definido el diámetro de la catarina (40 mm), y con este valor se elige una catarina simple de tipo B de 18 dientes (Z) de la marca Kana (ver Anexo 5).

Para el número de pasos de la cadena "X" se usa la siguiente ecuación definida por el fabricante:

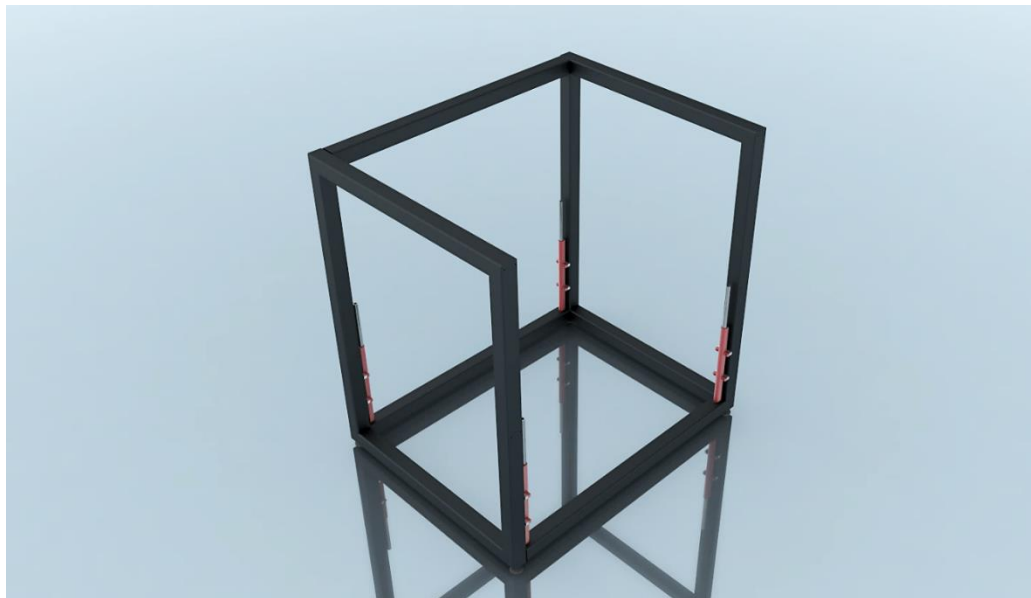
Ecuación 111. Numero de pasos de la cadena

$$X = 2 * \frac{D_{\text{centros}}}{P} + Z$$

$$X = \frac{2 * 800\text{mm}}{9.525 \text{ mm}} + 18 = 175.48 = 186 \text{ pasos}$$

i. SISTEMA DE ELEVACIÓN.

Figura 162. Sistema de elevación.



El sistema de elevación consiste en cuatro cilindros hidráulicos, permiten mover a todo el sistema verticalmente con el fin de colocar a las cajas en la posición óptima para ser extraídas.

Como primer punto se calculó la carga completa, es decir el peso de todos los componentes que el sistema soportará y elevará, ver Cuadro 75.

Cuadro 105. Peso de los componentes para el sistema de elevación

Componente	Peso (N)	Fuente
Bloque de cajas	348.15 N	Cuadro 103. Datos del bloque de cajas (1L)
Cadenas + Catarinas	22.57 N	Anexo 5 y Anexo 19
Láminas + placas	124.22 N	Software Inventor
Motor + accesorios	48.3 N	Anexo 20
Cremalleras	42.79 N	Software Inventor
Engranajes	5.47 N	Software Inventor
TOTAL	591.52 N	

Como segundo punto, se asume que el peso a elevar de cada cilindro es un cuarto del peso total. Pero tomando en cuenta un factor de seguridad de dos se llega a que asumir que cada cilindro soporta la mitad del peso total.

Se escogió una bomba de mano marca LARZEP WI040 (ver Anexo 24) con una presión de trabajo igual a 40 kg/cm² y una. Luego aplicando la Ecuación 68 y despejando para el diámetro del cilindro se encuentra:

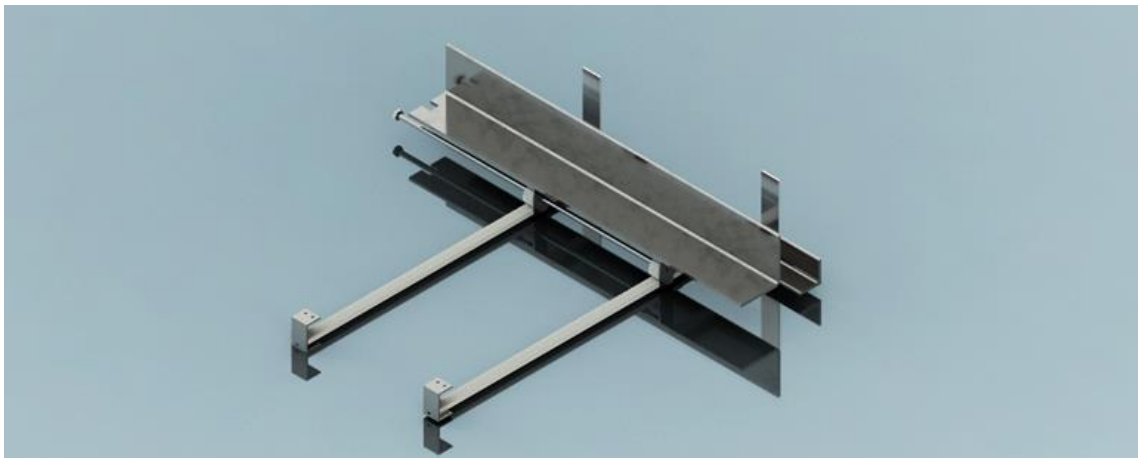
$$F_{\text{Extension}} = P * \frac{\pi}{4} * D^2 * 0.9$$

$$D = \left(\frac{4}{P\pi} * \frac{1}{0.9} F_{\text{Extension}} \right)^{0.5} = 10.22 \text{ mm}$$

Como se esperaba, como la carga a elevar es pequeña y conociendo la capacidad de los sistemas hidráulicos de controlar cargas pesadas, los cilindros de elevación solamente deben tener un diámetro de 16mm.

ii. MECANISMO DE AJUSTE HORIZONTAL.

Figura 163. Mecanismo de ajuste horizontal



Consiste en un mecanismo cremallera piñón, el componente que se mueve es el piñón y la cremallera permanece estática. Sin embargo, el mecanismo solo se mueve cuando se cambia de presentación de caja, por ende, la única carga en movimiento es la de la lámina de cajas. (ver Figura 163).

Para el dimensionamiento del sistema se inició seleccionando un piñón de acuerdo al espacio disponible, ya que este era limitado, se escoge un piñón de 33 dientes y módulo de 1.1 mm, se obtiene el paso diametral de la Ecuación 49.

$$P_d = \frac{25.4}{m} = \frac{25.4}{1.1} = 23.09 \text{ inch}^{-1}$$

Luego, despejando el diámetro de paso de la Ecuación 48 se encuentra:

$$D = \frac{N}{P_d} = \frac{33}{23.09} = 1.429 \text{ inch} = 36.30 \text{ mm}$$

Con $D = 36.3\text{mm}$ este piñón cumple entonces con las limitaciones de espacio.

Por otro lado, se calculó cuantas vueltas necesita dar el operario para mover al piñón en todo recorrido por la cremallera. Para ello se dividió el recorrido del piñón entre el paso circular (Ecuación 47), para calcular el número de pasos necesarios.

$$\text{No. Pasos} = \frac{\text{Recorrido}}{\frac{\pi D}{N}} = \frac{531.6 \text{ mm}}{\frac{\pi(36.30 \text{ mm})}{(33)}} = 154 \text{ pasos}$$

El número de vueltas se obtiene dividiendo el número de pasos entre la cantidad de dientes para así obtener:

$$\text{No. Vueltas} = \frac{\text{No. de pasos}}{N} = \frac{154 \text{ pasos}}{33} = 4.66 \text{ Vueltas}$$

De este resultado se observa que la cantidad de vueltas no es excesiva para el operario.

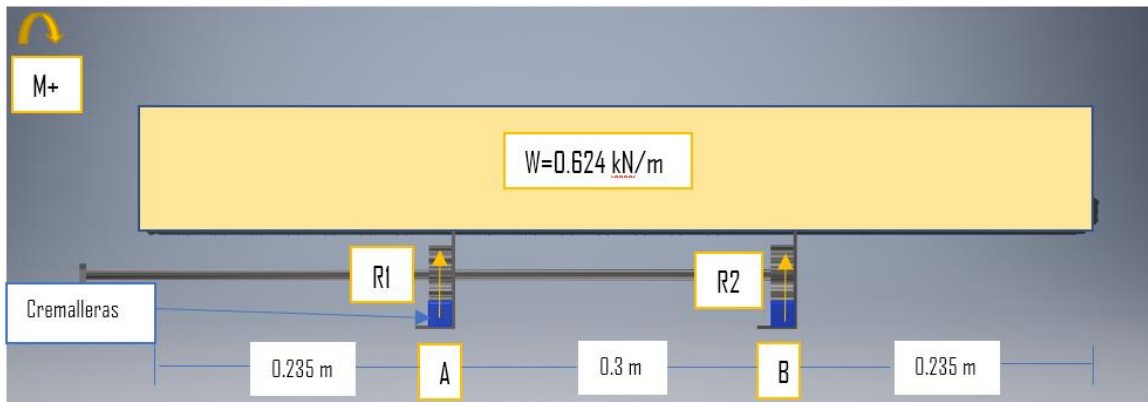
Por último, se realizó el análisis de deformación máxima para las cremalleras que soportan las láminas de cajas, las cadenas, las catarinas y al bloque de cajas. Como primer paso se calcularon las reacciones R_1 y R_2 por medio de un análisis estático (ver Ecuación 112) que resultan de una carga distribuida transversal a las cremalleras (ver Figura 164). Para conocer que compone la carga distribuida ver Cuadro 77.

Ecuación 112. Sumatoria de momentos

$$\sum M_{R_1} = 0 = -441.77(0.150\text{m}) + R_2(0.3\text{m})$$

$$R_2 = R_1 = 220.885$$

Figura 164. Carga distribuida sobre la cremallera

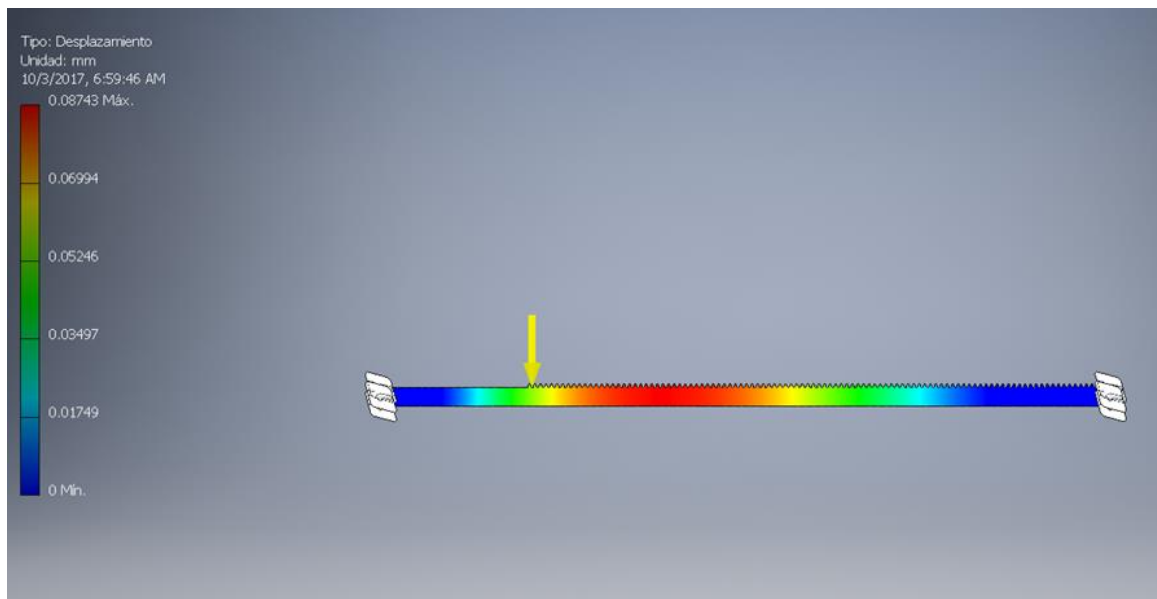


Cuadro 106. Carga distribuida sobre la cremallera

Carga Distribuida	Carga lineal (kN/m)	Fuente
Bloque de cajas	0.452 kN/m	Cuadro 103. Datos del bloque de cajas (1L)
Cadenas + Catarinas	0.022 kN/m	Anexo 5 y Anexo 19
Lámina	0.452 kN/m	Software Inventor
TOTAL	$W = 0.452 \text{ kN/m}$	348.12 N

Por último, se trasladó esta reacción hasta el punto de aplicación (ver Figura 165) y se realizó un análisis de desplazamiento que por medio del software inventor donde se obtuvo una deformación máxima de 0.08743 mm .

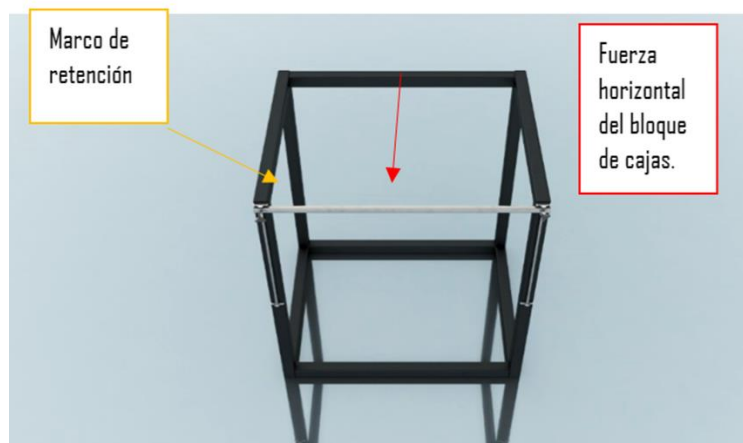
Figura 165. Análisis de deformación máxima de las cremalleras



Se observa que esta deformación es insignificante, por lo que la cremallera no fallará.

iii. MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS.

Figura 166. Marco de retención de cajas



Para este caso se tiene la fuerza horizontal que ejercen las cajas al ser trasladadas, esta fuerza obviamente es muy pequeña por lo que no se realizará el análisis de deflexión.

18. MANUAL DE USUARIO. En el Anexo 26 se encuentra el manual de usuario donde se describe la forma de ensamblaje de la máquina, el mantenimiento y la manipulación del sistema. Si se desea ver los planos ir al Anexo 25.

19. DISEÑO PARA AUMENTO DE PRODUCCIÓN. El aumento de producción propuesto por la fase uno y fase dos es de 180% de la producción actual. Manualmente se logran 25 envases por minuto, para lograr un 180% de la producción entonces se requieren 45 envases por minuto y ciclos de embalaje de 15 segundos. Esto se detalla en los siguientes cuadros:

Cuadro 107. Tipo de producción y envases por minuto

Tipo de embalaje	Envases por minute (1L)	Envases por minute a máxima capacidad de la máquina (1L) (420%)
Manualmente	25	25
Fase 1	45	105
Fase 2	45	105

Cuadro 108. Ciclos y tiempos para el suministro de cajas

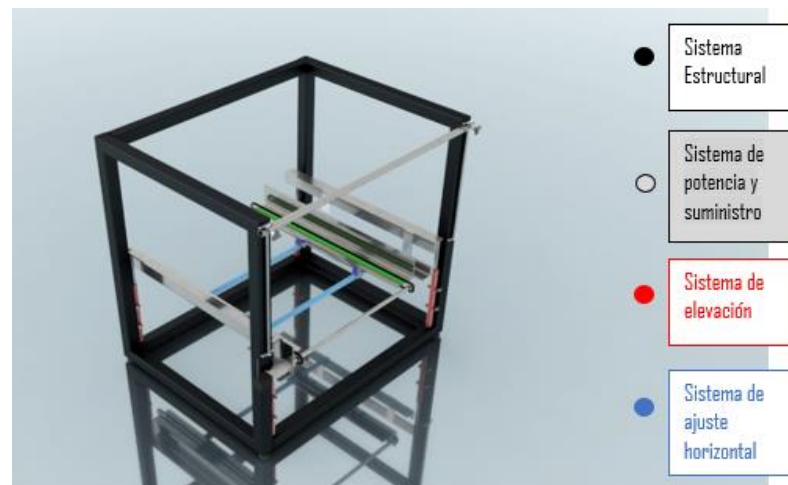
	Rendimiento = 180%	Rendimiento = 420%
Ciclos por minute = Cajas por minuto	4	9
Tiempo entre arranques	15 seg	6.66 seg
Tiempo del ciclo para el suministro de cajas	1	1

Como se puede ver en el Cuadro 107, se agregó un rendimiento del 420% que fue una propuesta de la fase 1, la cual también se tomó en consideración en esta fase. El tiempo del ciclo para el suministro de cajas (Cuadro 108) se asumió como un segundo, debido a que, por parte de

los otros módulos, no se poseía un tiempo total del ciclo. Con este tiempo trabajado el resto de módulos tienen suficiente tiempo para operar, y si en caso el tiempo fuera todavía muy grande se estableció un motor con variador de frecuencia, el cual permite aumentar la velocidad de suministro sin problemas (ya que el diseño del motor está sobredimensionado para soportar velocidades elevadas).

20. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA. Para la creación de las piezas y componentes 3D se da utilización del software Autodesk Inventor 2017.

Figura 167. Diseño CAD del suministro de cajas



21. PLANOS.

- Los planos mecánicos siguieron la norma ISO. Esta norma define el dimensionamiento correcto de piezas mecánicas.
- Los planos electroneumáticos siguieron la siguiente norma: EN 81346-2:2009-10. Esta norma tiene como finalidad definir esquemas de clasificación de componentes mediante letras de identificación, aplicables en diferentes áreas de ingeniería como lo es, la mecánica, eléctrica y neumática. Estas reglas van de la mano con la norma EN 81346-1. Para identificar las referencias se utilizan los signos que expresan la función (=), el tipo de producto (-) o el lugar (+) del componente.

22. DISEÑO Y PROGRAMACIÓN DEL MÓDULO. Para la realización del control y la programación se llevó a cabo en Automation Studio 2017 para simular el PLC y la programación en STL LAD. Esto nos permite ver en tiempo real cómo funciona el cilindro neumático ante el control del PLC.

23. SIMULACIONES Y MANUAL DE ENSAMBLE. La realización de simulaciones se genera a través del software AUTODESK Inventor 2017. Se simula el módulo en operación normal con las 4 diferentes presentaciones y el ensamblaje de las piezas al cambiar de presentación.

El manual de ensamble posee el siguiente índice:

- I. Introducción
 - a. Uso previsto
 - b. Este manual
 - c. Símbolos utilizados
- II. Lista de partes
- III. Instalación de submódulos del sistema
 - a. Submódulo de ordenamiento de envases
 - b. Submódulo limitador de espacio
 - c. Submódulo de control
- IV. Instrucciones para cambio de presentación
 - a. Submódulo de ordenamiento de envases
 - b. Submódulo limitador de espacio
 - c. Submódulo de control
- V. Mantenimiento y calibración
- VI. Planos electroneumáticos

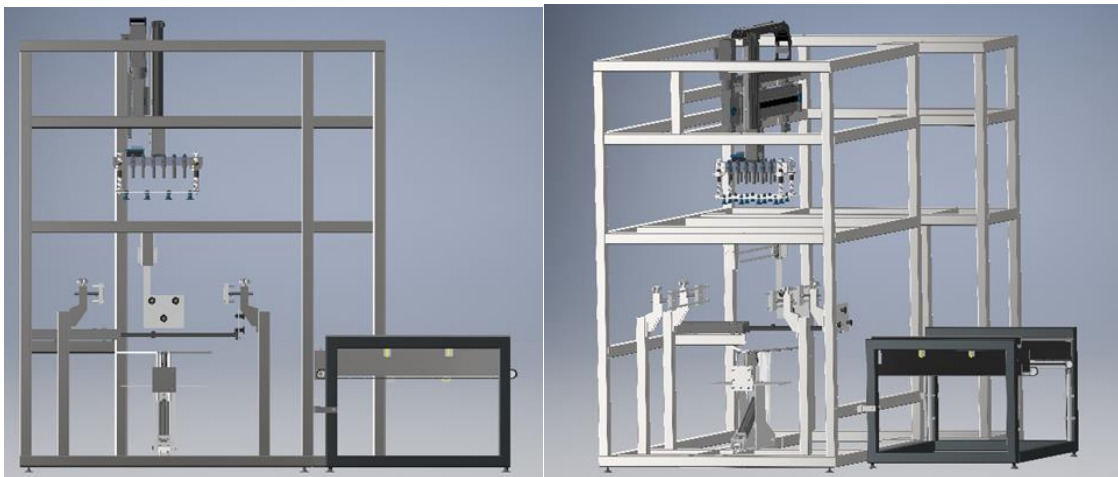
VII. RESULTADOS

A. MÓDULO DE ESTRUCTURA GENERAL

1. ANÁLISIS DEL DISEÑO FINAL. Tras tomar en cuenta todas las nuevas mejoras en cada uno de los módulos, se procedió a realizar el diseño final de la estructura, con base a las nuevas restricciones de espacio, debido a la organización de la planta, se decidió usar como banda de entrada la banda ya existente en la línea de producción, donde actualmente salen las botellas llenadas, y rodear un perfil I, que se encuentra en el espacio que se tiene disponible.

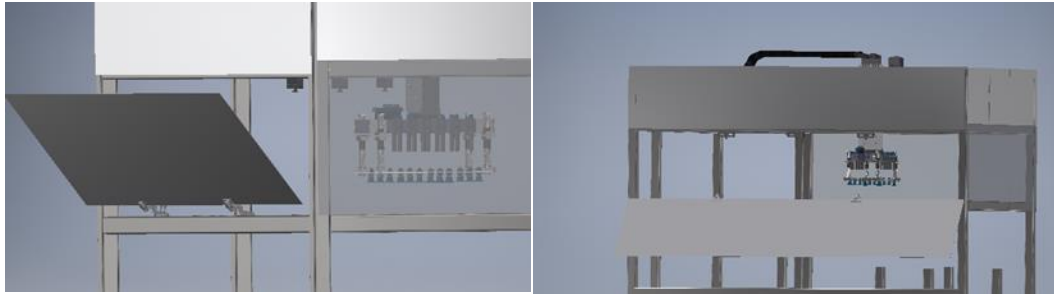
Para el nuevo diseño de la estructura se requirió diseñarla por completo, debido a una gran variación con respecto a la estructura de la primera fase. Además, requirió de bastante comunicación entre módulos, con el objetivo de organizar el espacio de cada módulo, la dirección en la que iba a trabajar cada módulo y cómo se iba adaptar cada módulo a la estructura final, la cual se ilustra a continuación (ver Figura 168).

Figura 168. Diseño de estructura final



Para obtener como resultado final una estructura diseñada para albergar cada módulo de manera segura, se cuenta con láminas de aluminio que cubren toda la máquina, calibre 13 (Ver Figura 169), cabe destacar que tanto estas láminas como los módulos son fácil de ensamblar y accesible al operador para darle mantenimiento en todo momento, ya que cuenta con dos ventanas. Estas dos ventanas le permiten al operador hacer los cambios necesarios para adaptarse a cada presentación, para estos cambios se cuenta con dos puertas horizontales (Ver Figura 169).

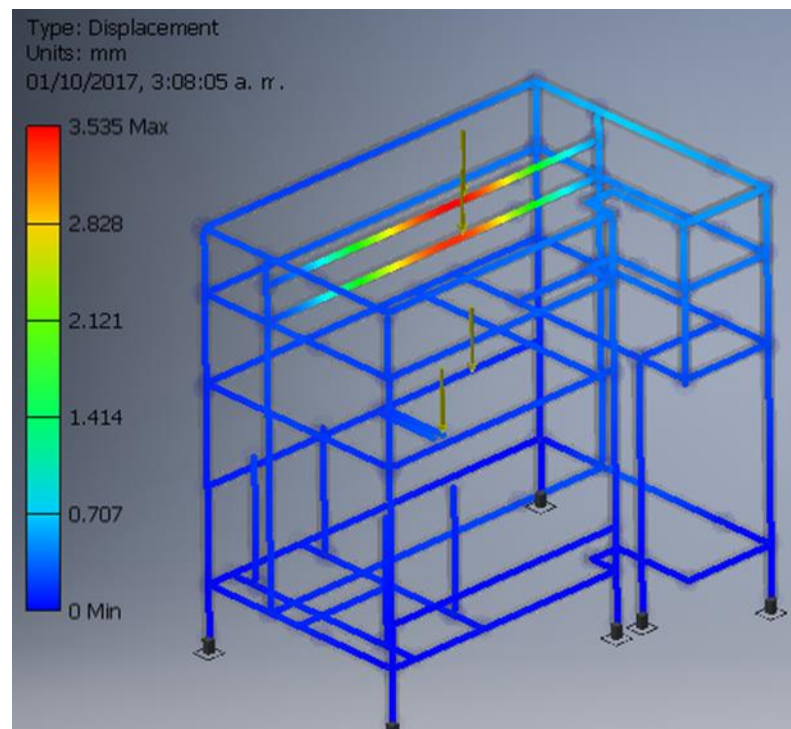
Figura 169. Estructura con paneles de protección y ventanas



2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS.

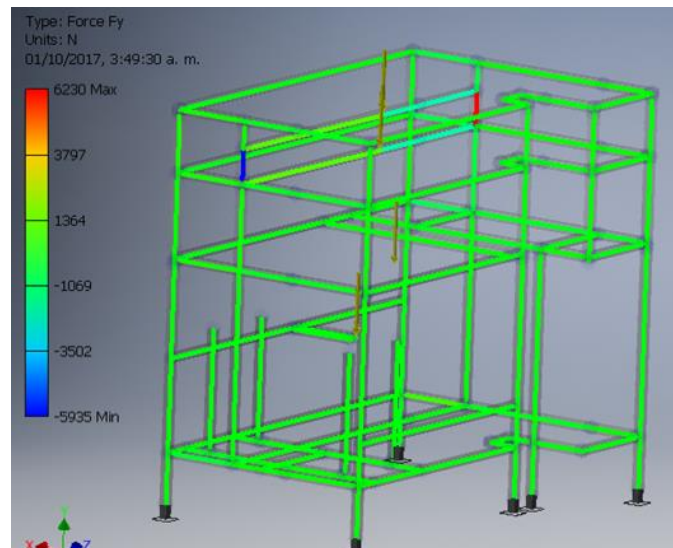
a. ANÁLISIS DE INVENTOR. Para asegurar la resistencia de la estructura se realizó un análisis de esfuerzos en el Software Autodesk Inventor, en donde se obtuvieron desplazamientos despreciables en los puntos de concentración de esfuerzos. En donde se sometió la estructura a dos fuerzas equivalentes de 3000N verticales, a favor de la gravedad, en el centro de las dos vigas doblemente apoyadas, que soportaran al módulo de sujeción y desplazamiento. De donde cabe destacar que, a pesar de tener un factor de seguridad de 3, y aumentando así los esfuerzos que se aplicaran sobre la estructura, su deflexión máxima es de 3.535 mm (Ver Figura 170), lo cual se considera despreciable para un perfil de acero inoxidable de 2 metros de luz, en base a su límite elástico de 196 MPa (Ver Cuadro 4).

Figura 170. Análisis de Inventor, desplazamiento máx. en milímetros



También es importante destacar las fuerzas aplicadas sobre la estructura, sus concentraciones y cómo reaccionan los soportes a estas fuerzas aplicadas (ver Figura 171), cabe destacar que la reacción máxima que se presenta en cada soporte es de 1364 N, lo cual, valida nuestra selección de niveladores con un factor de seguridad de tres, sobre el factor de seguridad ya aplicado a la carga.

Figura 171. Análisis de Inventor, fuerzas aplicadas en el eje Y



b. ANÁLISIS EN ANSYS. Con el objetivo de asegurar y validar los resultados obtenidos con el Software Inventor, se realizó el análisis de esfuerzos por medio de elementos finitos con el software ANSYS.

El siguiente paso después de importar o diseñar en ANSYS la estructura a analizar, es generar un mallado según el criterio del diseñador, para obtener el mejor resultado posible al hacer un análisis por elementos finitos es clave realizar un buen mallado (mesh), por lo que se procede a evaluar la calidad del mallado.

Figura 172. Resultados de la evaluación de oblicuidad del mallado para la estructura

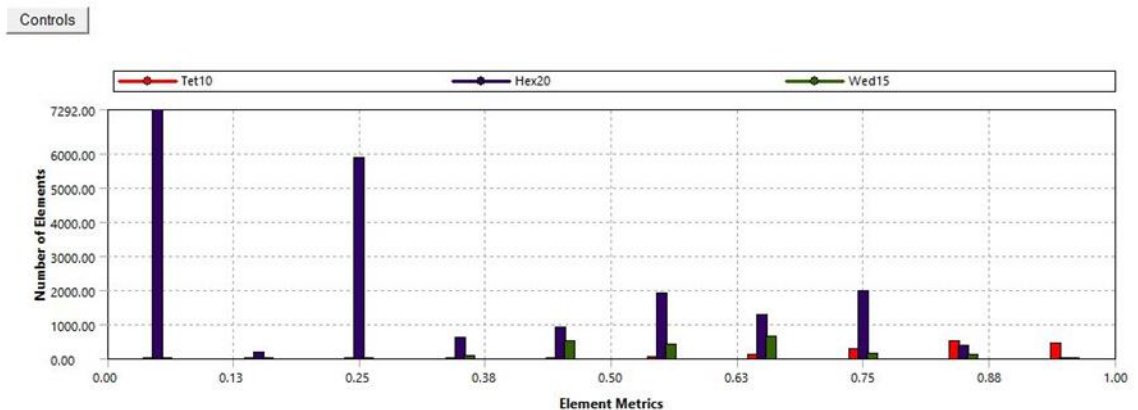
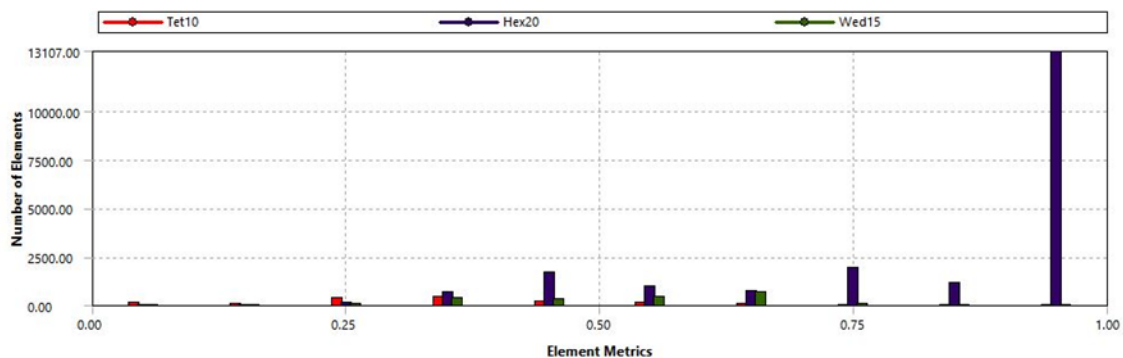
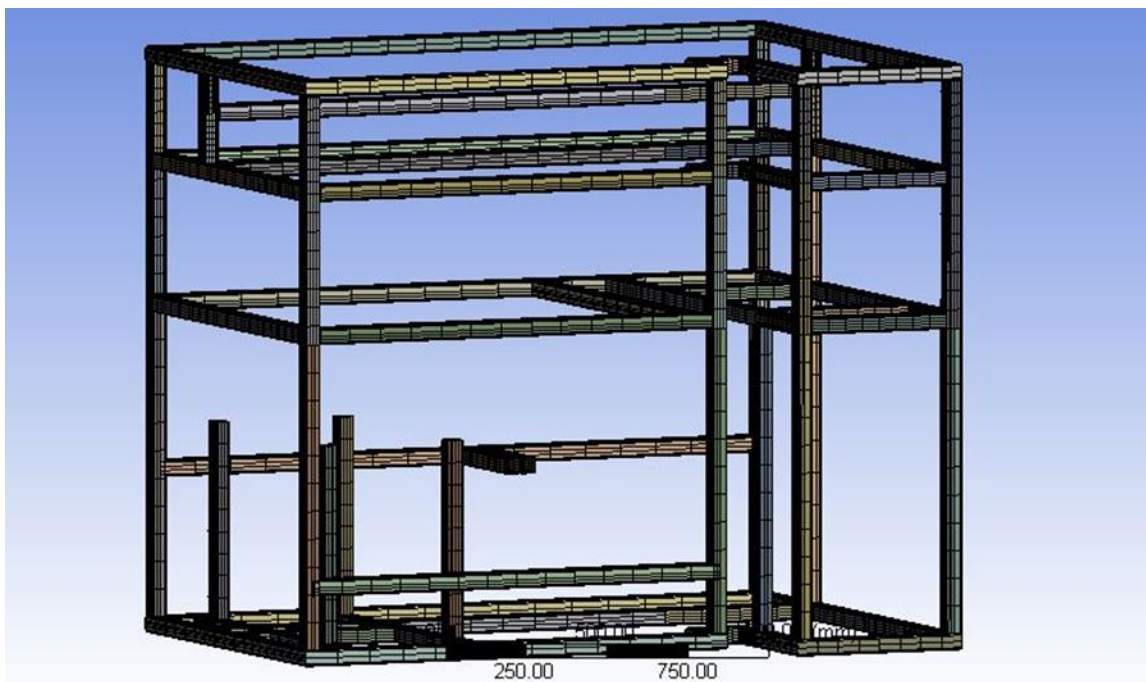


Figura 173. Resultados de la evaluación de ortogonalidad del mallado para la estructura



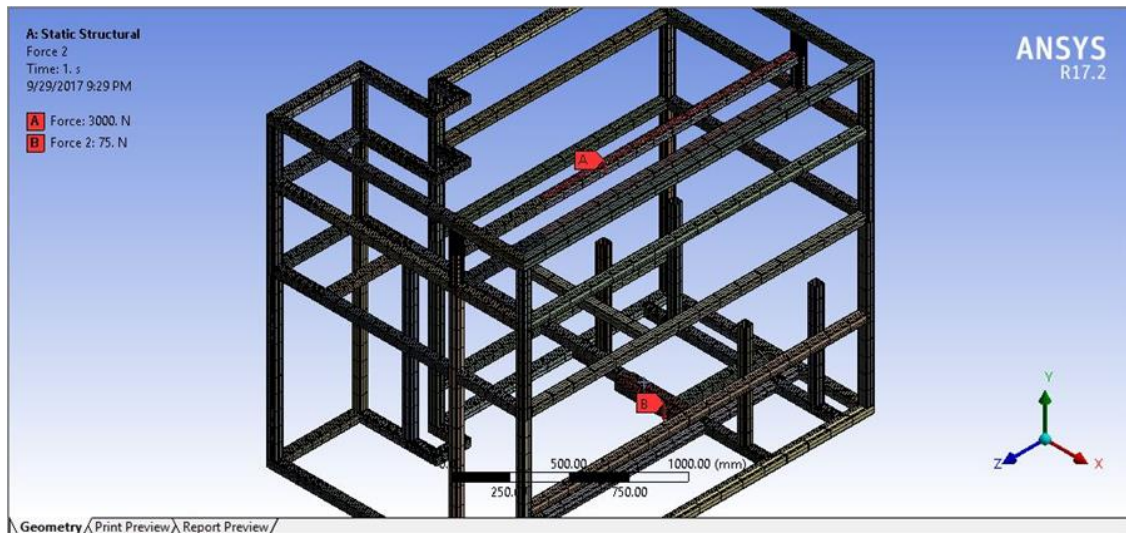
Como se puede observar en la Figura 172 y Figura 173, se obtienen resultados satisfactorios tanto en Oblicuidad como en Ortogonalidad, por lo que se procede a realizar el análisis de esfuerzos, sabiendo que los resultados que se obtendrán serán muy cercanos a la realidad debido a la buena calidad del mallado.

Figura 174. Mallado en software ANSYS



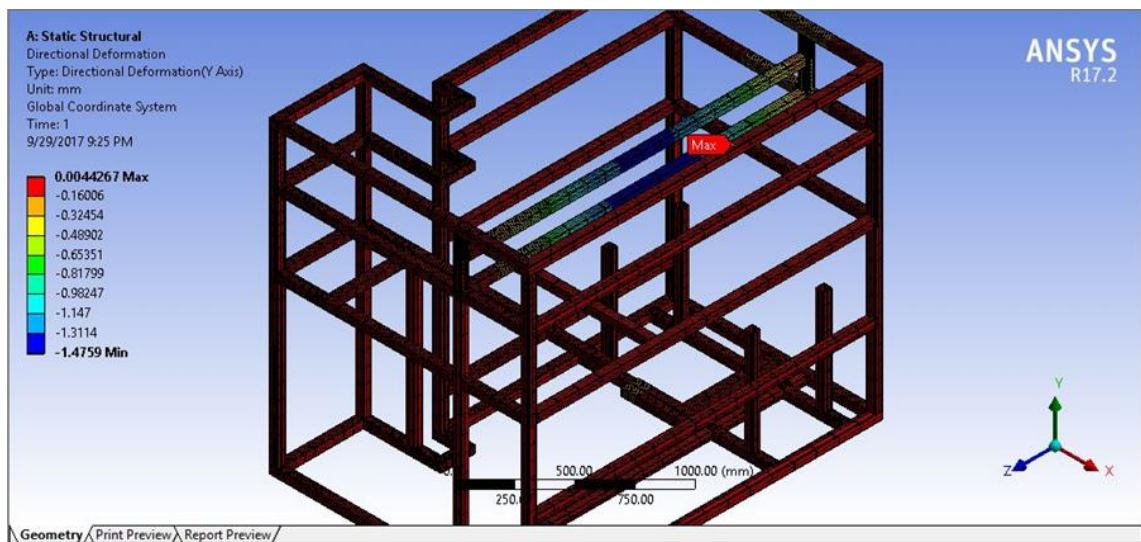
El siguiente paso es asignar las fuerzas equivalentes sobre la estructura mallada, para evaluar los esfuerzos generados y sus reacciones en toda la estructura. En este caso los puntos críticos a evaluar en donde podría llegar a haber una concentración de esfuerzos son; los perfiles que soportan el módulo de sujeción y desplazamiento, por flexión o falla en soldadura.

Figura 175. Aplicación de fuerzas equivalentes al módulo de sujeción y desplazamiento



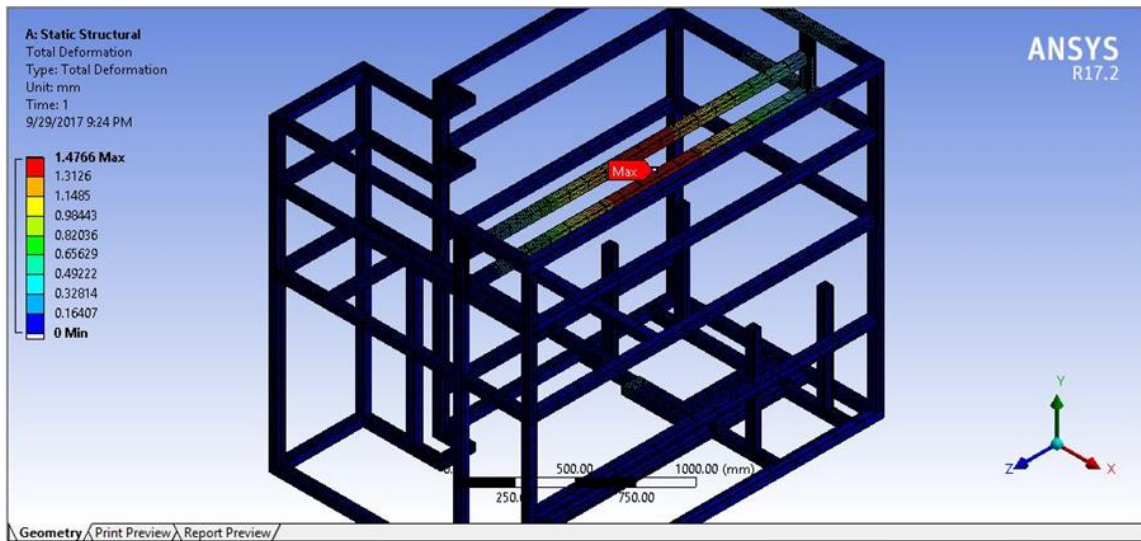
Por lo tanto, se evaluaron todos los casos de flexión, tomando para su respectivo análisis los casos en donde existiera la mayor concentración de esfuerzos, como se puede ver en la Figura 176, los esfuerzos en el eje Y, que es el eje paralelo a la aplicación de toda la fuerza equivalente, muestra una deformación de máxima de 0.0044267 mm, la cual es totalmente despreciable, para el módulo de sujeción y desplazamiento.

Figura 176. Deformación direccional en el eje Y



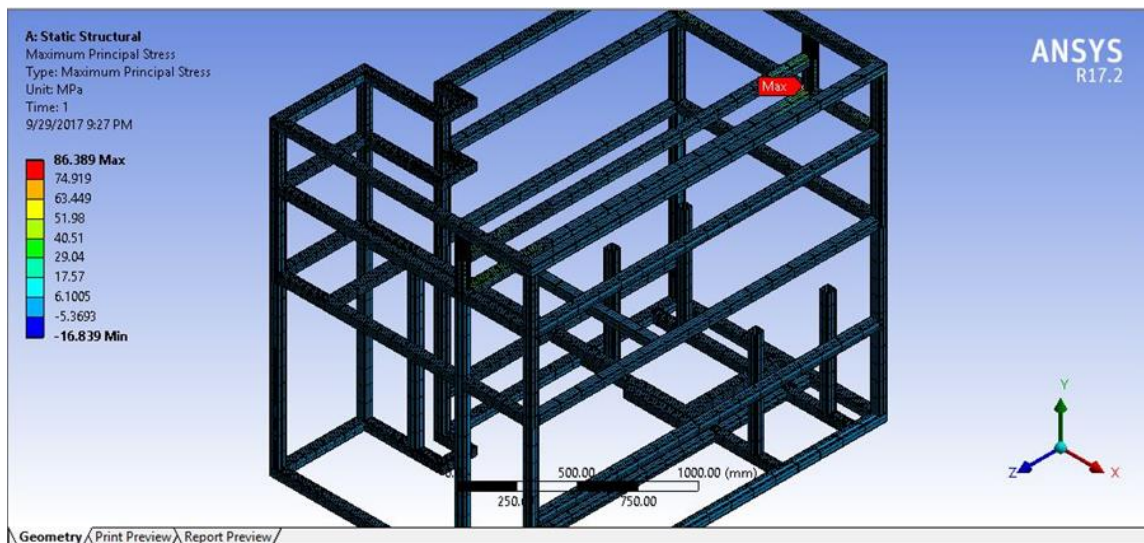
También es vital considerar la deformación total en la estructura, la cual como era de esperarse se genera en el punto de aplicación de la fuerza equivalente, como se puede observar en la Figura 177. La deformación total máxima es 1.476 mm la cual sigue siendo despreciable.

Figura 177. Deformación total en milímetros



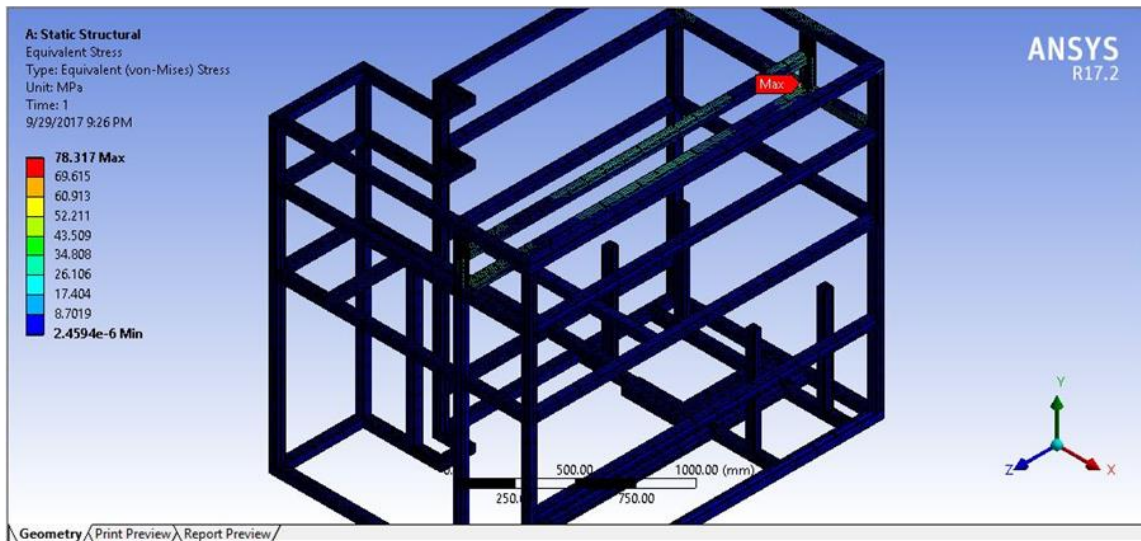
Con el objetivo de asegurar la soldadura en las uniones laterales, que corresponde al soporte de la viga sometida a flexión por el módulo de sujeción y desplazamiento, se analizó el comportamiento de los esfuerzos principales, obteniendo que el esfuerzo principal máximo es de 86.389 MPa, localizado en los soportes de la viga a flexión (ver Figura 178).

Figura 178. Esfuerzo principal máximo en ANSYS



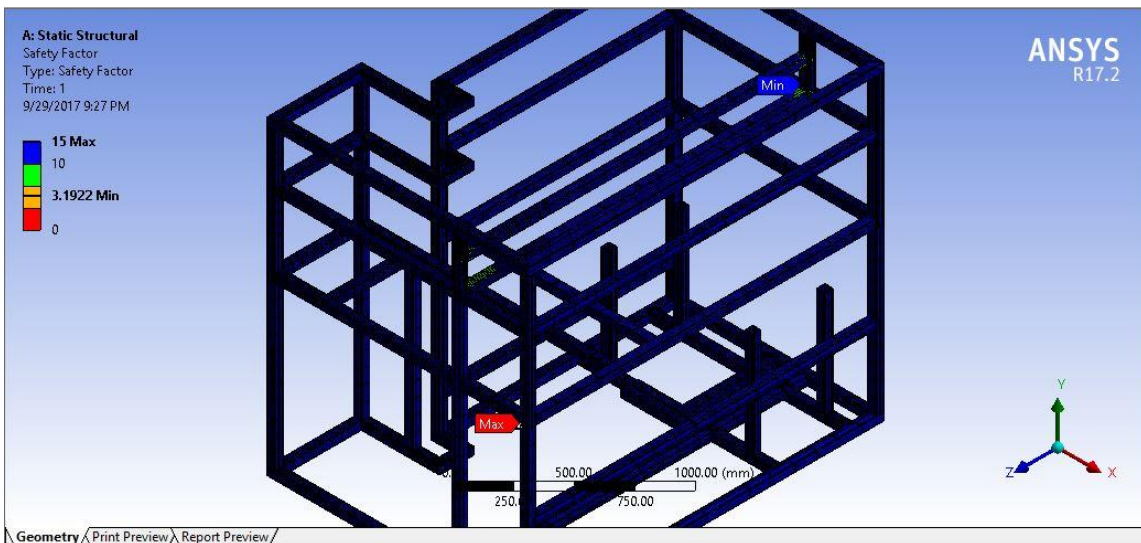
Para finalmente analizar uno de los esfuerzos más importantes en el análisis de un diseño estructural, el esfuerzo equivalente de Von Mises, que nos permite comparar el límite a la flexión del material contra un único esfuerzo uniaxial equivalente de 78.3 MPa.

Figura 179. Esfuerzo equivalente de Von Mises



Una de las grandes ventajas de un análisis de elementos finitos, es que permite calcular el factor de seguridad que tiene en ese momento la estructura en base a las propiedades del material configuradas y la carga aplicada, con un gran grado de certeza. Generando como factor mínimo 3.19 y máximo 15 (ver Figura 180).

Figura 180. Factor de seguridad generado por ANSYS

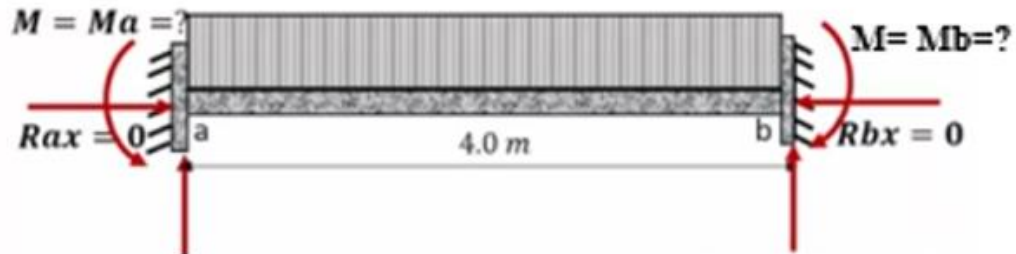


3. ESFUERZOS DE FLEXIÓN. Además, se realizaron los cálculos correspondientes a una viga en deflexión empotrada para validar y contrastar los resultados calculados por el Software Inventor y ANSYS.

El primer paso para realizar el análisis manualmente es realizar un diagrama de cuerpo libre en donde se observan las fuerzas que actúan sobre el perfil cuadrado de 1.98 m de luz, como se

observa en la Figura 181, donde tenemos dos fuerzas de reacción en cada apoyo, y una fuerza equivalente aplicada en el centro del perfil, la cual representará el peso del módulo de sujeción y desplazamiento.

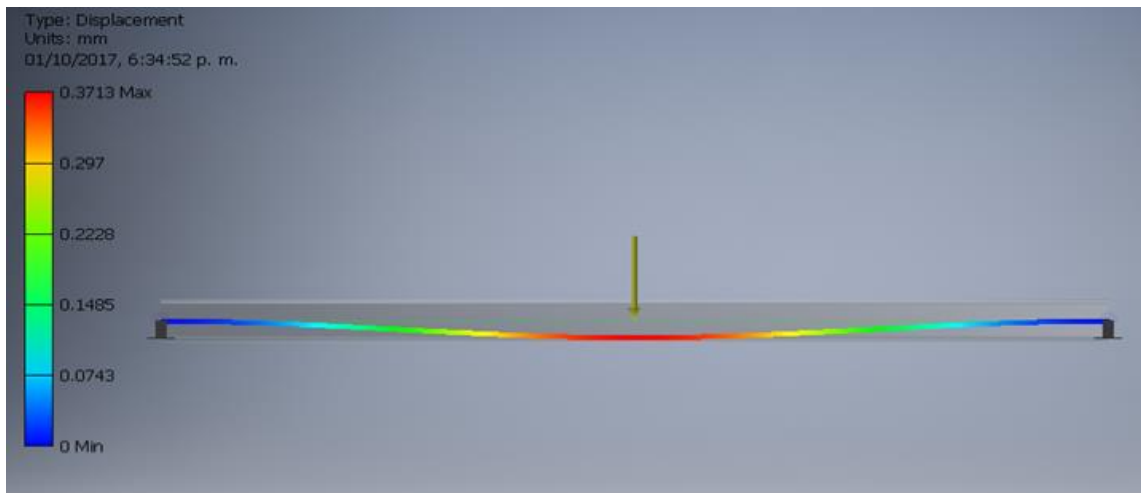
Figura 181. Diagrama de cuerpo libre para viga sometida a una carga equivalente



(Nisbett, 2012)

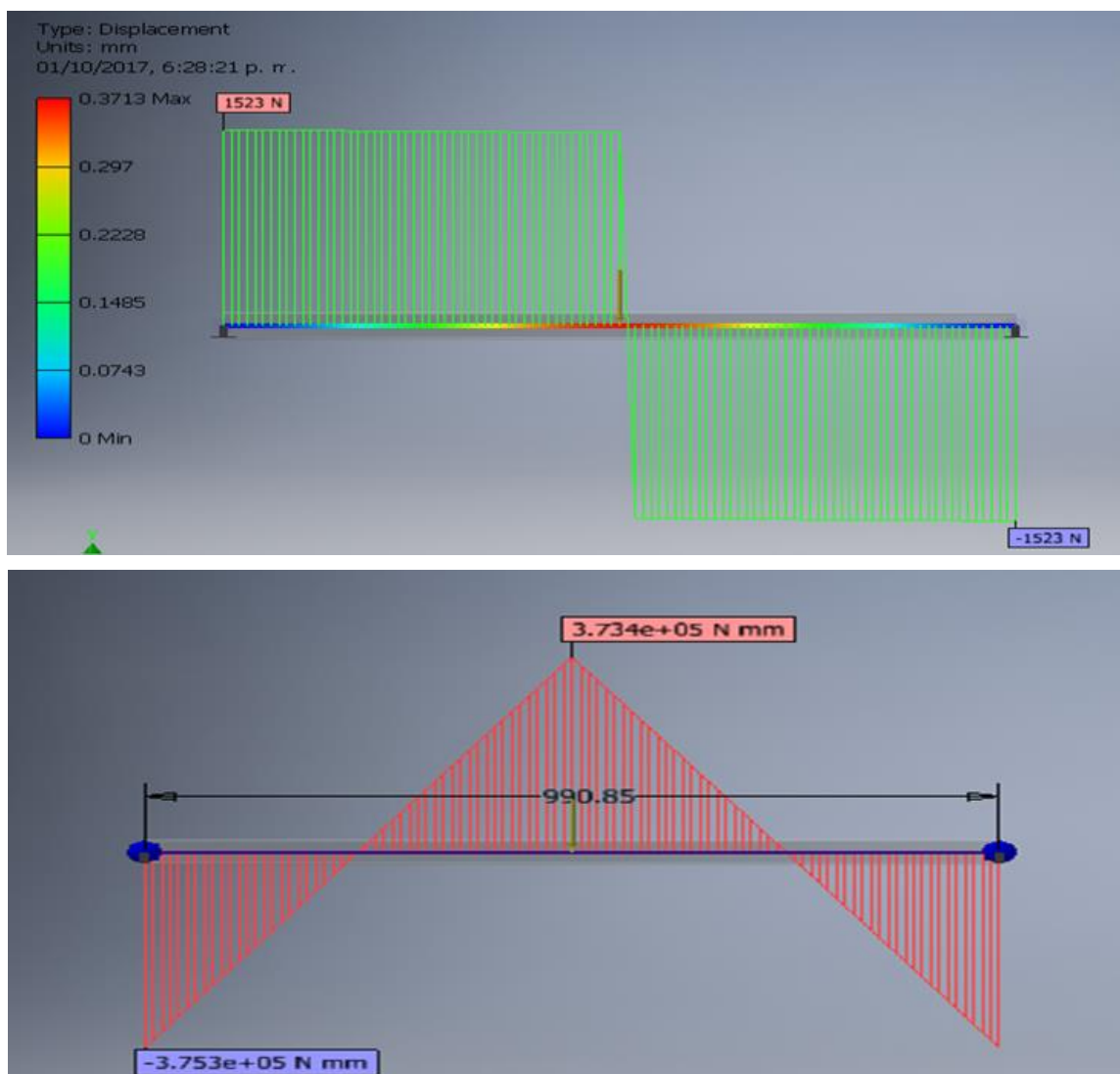
Seguidamente se realiza una sumatoria de fuerzas, donde se calculan las reacciones en el soporte "A" y "B" (ver Figura 182), debido a que la carga está situada en el centro de la viga, las reacciones corresponden a la mitad de la carga respectivamente, y el momento flector correspondiente.

Figura 182. Viga empotrada, aplicándole fuerza equivalente a media luz



Dichos resultados se graficaron en un diagrama de esfuerzo cortante y momento flector con ayuda de Inventor, con el objetivo de transmitir los resultados al lector.

Figura 183. Diagrama de fuerza cortante y momento flector



Para finalmente obtener la deformación máxima presente en la viga, debido a que es una viga simétrica uniforme en toda su extensión, y la carga se puede representar como una fuerza equivalente en el punto medio. Se sabe que la deformación máxima ocurrirá en el centro de la viga, es decir, a 495.425 mm de los soportes.

Cuadro 109. Resultados de análisis de esfuerzo a flexión en viga empotrada

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Fuerza puntual equivalente	-3000	N
Reacciones en soportes Ra, Rb	1500	N
Momento en soportes Ma, Mb	-3.72×10^5	N mm
Deformación máxima en viga a flexión	0.141	mm

a. ESFUERZO DINÁMICO. Basándonos en la velocidad nominal máxima de trabajo alcanzada por el módulo de sujeción y desplazamiento, se realizó el cálculo del momento lineal máximo, generado por el módulo sobre la estructura al frenar desde la velocidad máxima de 1.80 m/s a 0 m/s, el reposo en uno de los extremos de la estructura. Esto generará un momento lineal máximo de 550.45 Kg m/s, y un impulso máximo de 550.45 Kg m/s. Lo cual se puede expresar como una fuerza horizontal de generada en un instante de tiempo, que es el tiempo que le toma al módulo llegar al reposo.

Cuadro 110. Resultados de análisis de esfuerzo dinámicos en la estructura

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Fuerza equivalente	157.27	N
Impulso lineal	550.45	Kg*m/s
Tiempo de frenado	3.50	s

La fuerza horizontal equivalente aplicada a la estructura por el frenado del módulo debido a la inercia del mismo, es aplicada en ambos extremos de la estructura para obtener la reacción de la estructura a dicho esfuerzo. Cómo se muestra en la Figura 185 el esfuerzo es despreciable debido que la deformación máxima es de 0.716 mm, con una tensión normal máxima de 20.3Mpa. Con lo cual se procedió a calcular la cantidad de ciclos de vida que puede tener la estructura debido a sus cargas dinámicas internas, en donde se comprueba una vida mayor a 10^{14} , que se considera una vida infinita. Por lo que la máquina no tiene limitaciones de velocidad debido a la inercia del módulo, ni fallas por fatiga.

Cuadro 111. Resultados de análisis de resistencia a la fatiga

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Ciclos de resistencia lateral	10^{28}	N
Ciclos de resistencia central	10^{14}	N

Figura 184. Análisis de esfuerzo normal con fuerza horizontales equivalentes

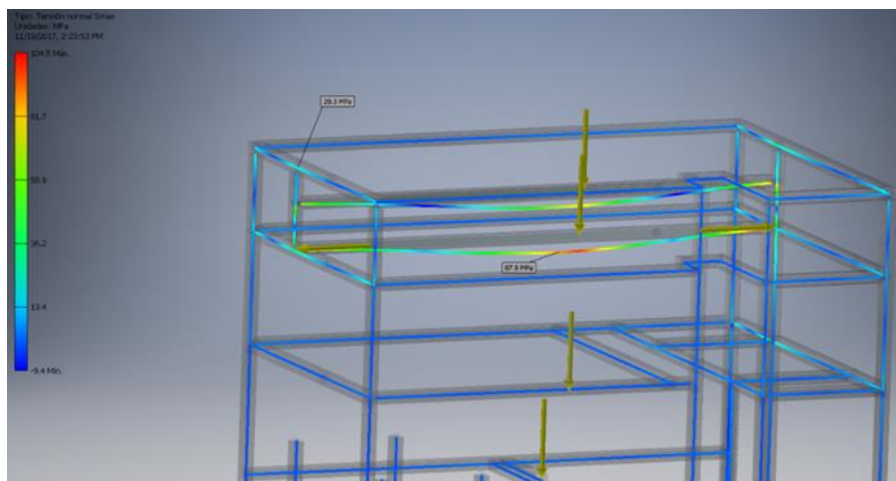
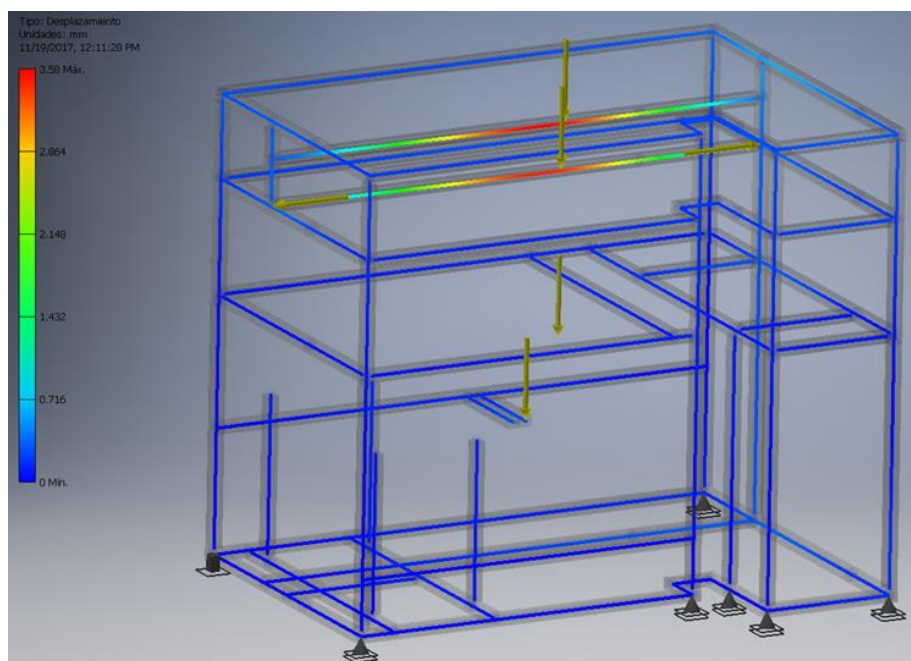


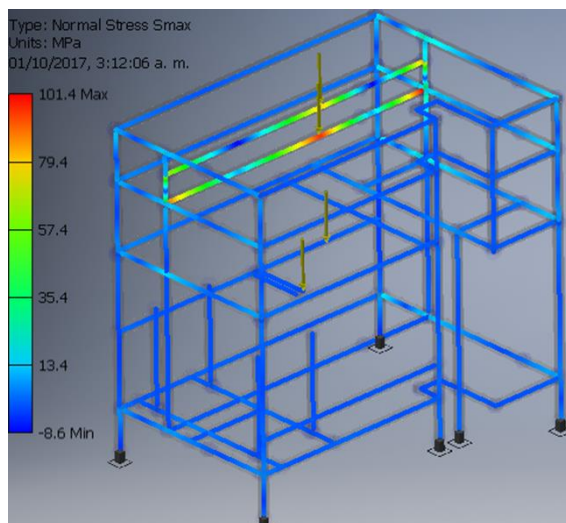
Figura 185. Análisis de desplazamiento en perfiles centrales y laterales



b. **ESFUERZOS EN SOLDADURA A FLEXIÓN.** También se realizó el análisis respectivo para la soldadura entre perfiles cuadrados de acero inoxidable, con el objetivo de asegurar con un factor mayor a 3, la resistencia de la soldadura a los esfuerzos de corte y esfuerzos normales, como resultado de las cargas generadas al soportar la integración de todos los módulos.

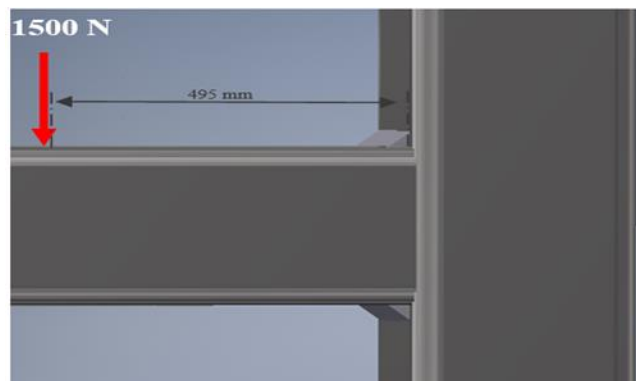
Para realizar un análisis completo, primero se obtuvo la información del esfuerzo máximo presente en la unión a soldar, por medio del análisis de esfuerzos en Inventor. Como se puede observar en la Figura 186, el esfuerzo máximo existente en esta área es de 101.40 MPa, con una carga aplicada de 3000 N.

Figura 186. Resultado del análisis de esfuerzo máximo existente en unión a soldar



El primer paso para iniciar con los cálculos necesarios para el análisis de soldadura es crear un diagrama de cuerpo libre de la soldadura a analizar, definiendo la interacción de fuerzas con el perfil y el caso de soldadura que se utilizará según la aplicación.

Figura 187. Caso de soldadura crítica en estructura superior



Tras observar la Figura 187 se seleccionó un caso de soldadura a flexión, con dos cordones de electrodo E308L, un cordón superior y el otro cordón inferior (caso 1 del Cuadro 7). Además, se dividió la carga a la mitad, debido a que la viga se encuentra soldada en ambos extremos. Y el momento efectuado por la carga aplicada a 495 mm de brazo efectivo.

Obteniendo finalmente un factor de seguridad de 5 para una soldadura de 5 mm de garganta con electrodo E308L-16, uno de los electrodos más usados en Guatemala, por su versatilidad y economía.

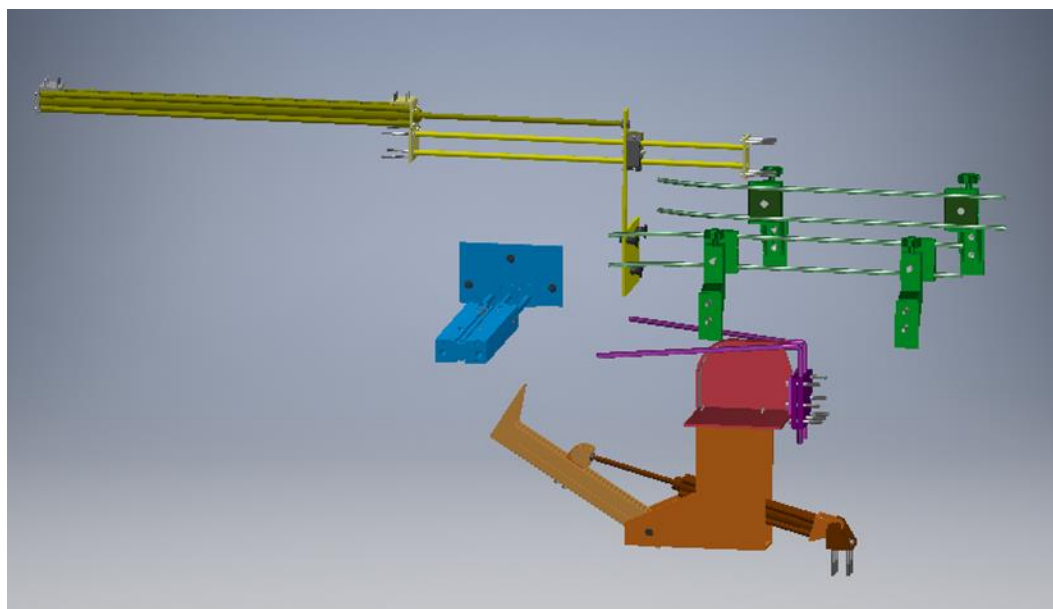
Cuadro 112. Resultados de análisis de esfuerzo en soldadura

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Área de soldadura	10.77	cm ²
Fuerza total aplicada	43.50	KN
Fuerza máx. permisible electrodo	222.85	KN
Factor de seguridad[n]	5	u

B. SISTEMA DE MANIPULACION DE CAJAS

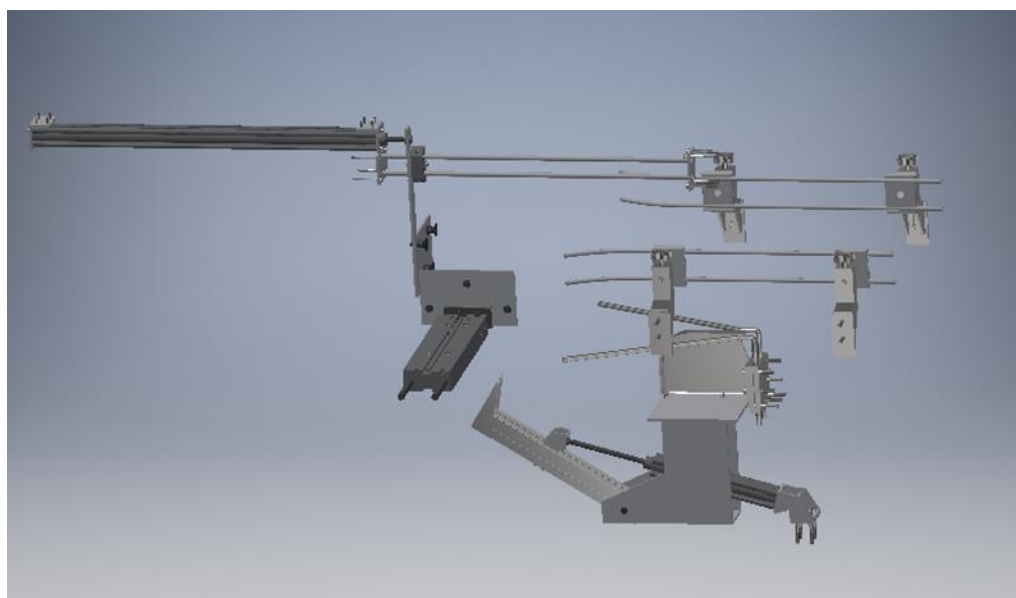
1. ENSAMBLE DE DISEÑO FINAL. Para una mejor comprensión de las diferentes partes de los módulos en la Figura 188 se muestra la maquina con diferentes colores, en donde se colocó de azul el cilindro antirrotación junto a su placa con ventosas, de color morado el mecanismo de varillas, de color rojo, el doblador frontal. De color anaranjado los soportes, el cilindro y el perfil para el mecanismo de patada. En color verde se muestran las guías laterales para las cajas y de color amarillo el cilindro de transporte.

Figura 188. Ensamble completo paletas inferiores por partes



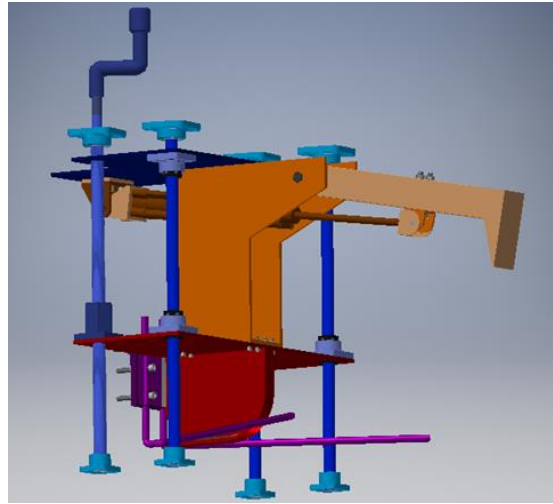
En la Figura 189 se muestra el mismo ensamble que la Figura 188, pero sin colorear de distinto tono cada una de las partes, para una visualización más realística.

Figura 189. Ensamble completo paletas inferiores



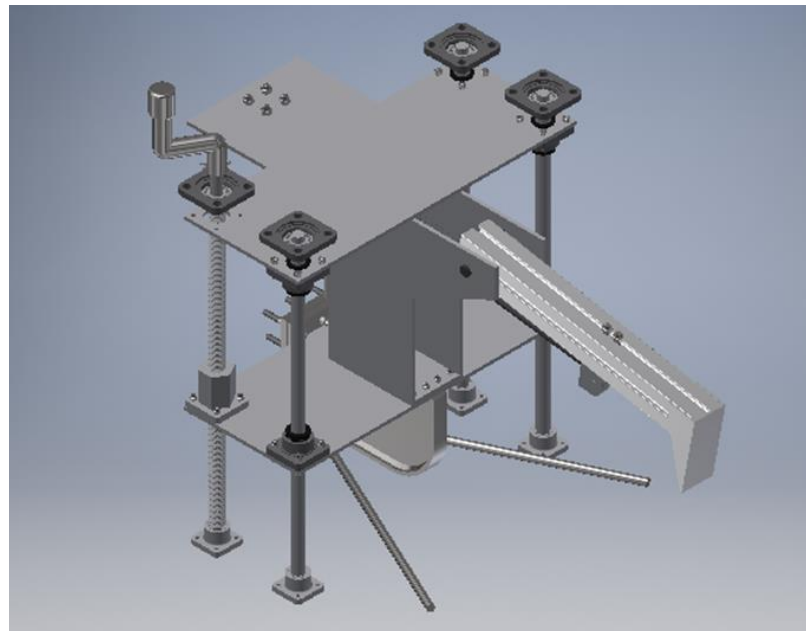
De igual forma en la Figura 190 se colorean las distintas piezas de la máquina, pero en este caso solamente del submódulo de paletas superiores. En donde se encuentra de color anaranjado el mecanismo de patada, de color azul el mecanismo de elevación, de color rojo el doblador frontal y de color morado el mecanismo de varillas.

Figura 190. Ensamble completo paletas superiores por partes



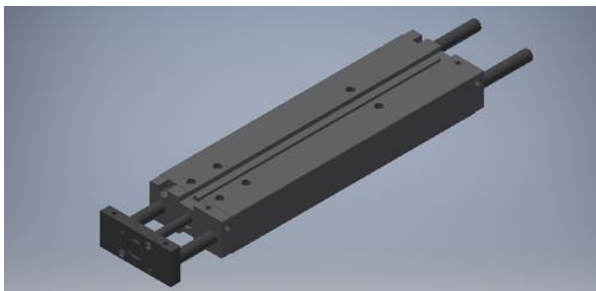
En la Figura 191 se muestra el mismo ensamble que la Figura 190, pero sin colorear de distinto tono cada una de las partes, para una visualización más realística.

Figura 191. Ensamble completo paletas superiores



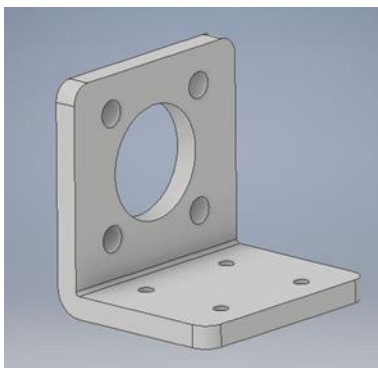
2. OTRAS PIEZAS MODIFICADAS. Algunas de las piezas modificadas no formaron parte del análisis debido a que no era necesario algún calculo previo para su selección. Así como en el caso del primer desdoble de caja, el cilindro necesitaba ser construido de tal forma que no permitiera una rotación significativa, pero no es necesario diseñar algún mecanismo ya que Festo proporciona accesorios para estos cilindros, así como vigas, que evitan la rotación de los mismos, en este caso se seleccionó un cilindro DFM-32-300-B-P-A-KF mostrado en la Figura 192.

Figura 192. Cilindro antirrotación marca FESTO



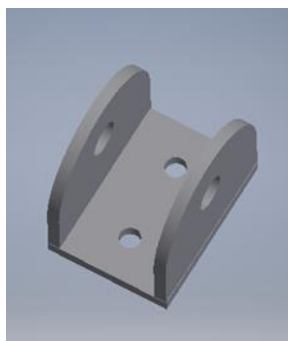
Otra modificación realizada esta plasmada en la sustitución de la “Placa de soporte para cilindro transporte de cajas”, esta se cambió por una placa más pequeña sin incluir el cilindro de 700 mm de carrera, esto para lograr ser sostenido de mejor manera, por separado también se agregó un soporte para el cilindro (ver Figura 193). También, se quitaron las bases o patas de la mesa, esto para aprovechar el espacio y sostener los componentes por medio de la misma estructura.

Figura 193. Base para cilindros

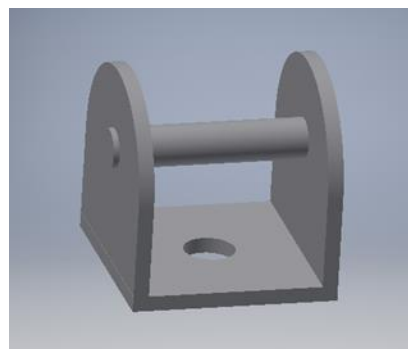


Por último, se utilizó una nueva unión entre el cilindro de 200 mm y la patada de aluminio (Figura 194). Estas nuevas piezas se ajustaron al modelo, para un mejor acople entre el cilindro y para una mejor sujeción con las tuercas que provee el fabricante.

Figura 194. Giro de patada parte a y b



Parte a: Unida al perfil



Parte b: Unida al vástago

3. ANÁLISIS DE COSTOS. Para realizar el análisis de costos se tomó como base el anterior diseño y se tomó como una sola máquina de cajas, esto quiere decir que el dispensador de cajas y el doblador fueron contemplados en la cotización. Al ser varios elementos cotizados, se realizó una división de cuadros en donde se contemplan los accesorios neumáticos en el Cuadro 113, los cilindros en el Cuadro 114, elementos mecánicos ver Anexo 28, Placas y perfiles ver Anexo 29, piezas y maquinado ver Anexo 30, sensores en el Cuadro 115 y el total en el Cuadro 116.

Cuadro 113. Accesorios neumáticos

Elemento	Descripción	Cantidad	Proveedor	Precio Unidad (Q)	Total (Q)
Electroválvula 5/2 biestables	VUVS-L20-B52- D-G18-F7.	9	ACISA	2159.2	19432.80
Electroválvula 3/2 monoestable	VUVS-L20- M32U-MD-G18- F7.	4	ACISA	1442.1	5768.40
Generador de vacío VN-05-L	VN-05-L-T3- PQ2-VQ2-RQ1	2	Compres. S. A	655.5	1311.00
Ventosas 30 mm diámetro	ESG-30-SN-HA- QS	6	ACISA	156.6	939.60
Válvula de estrangulación	GRLA-1/8-QS-6- D	3	Compres. S. A	421.8	1265.40
Manguera neumática	PUN-6X1-BL	16	ACISA	14.8	236.80
Racor G1/8	QS-G1/8-6	20	ACISA	25.1	502.00
Pie de fijación HNC- 32	Para cilindros	4	ACISA	269	1076.00
Fijación LBG-32:	Para cilindros	2	ACISA	734	1468.00
Kit de sellos Tapones neumáticos	Para cada cilindro Según válvulas	4 15	ACISA Compres. S. A	500 4.33	2000.00 64.95
Total					Q 34064.95

Cuadro 114. Cilindros neumáticos

Carrera	Embolo (Φ)	Vástago(Φ)	Proveedor	Cantidad	Precio(Q)	Total
300 mm	32 mm	12 mm	ENPAISA	1	2631.9	2631.9
200 mm	32 mm	12 mm	ENPAISA	2	2516.7	5033.4
500 mm	32 mm	12 mm	ENPAISA	1	2861.8	2861.8
Total						Q 10527.1

Cuadro 115. Sensores

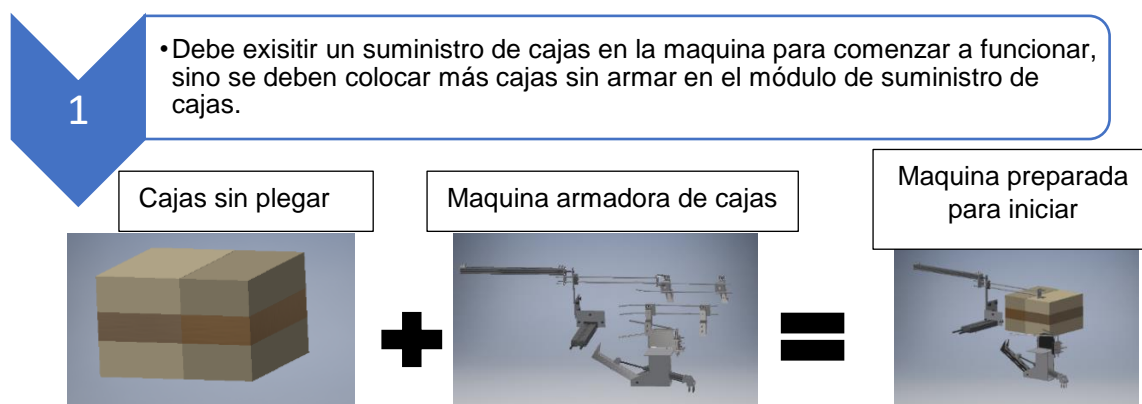
Elemento	Descripción	Cantidad	Precio Unidad (Q)	Total (Q)
SME-8M-ZS-24V-K-2,5-OE	Detección cilindro 1	2	665	1330.0
SME-8M-ZS-24V-K-2,5-OE	Detección cilindro 2 y 4	4	665	2660.0
SME-8M-ZS-24V-K-2,5-OE	Detección cilindro 3	2	665	1330.0
BB10-T-F1/33/35/115-7m	Detección de cajas	1	1830	1830.0
VPEV-1/8 -B-M12-SC-OD	Vacuostato	2	2269.4	4538.8
Total				Q 11688.8

Cuadro 116. Costo total de la máquina

Elementos	Costo
Elementos mecánicos	2771.48
Láminas de metal	11542.95
Placas y perfiles	1325.90
Piezas y maquinado	4480.00
Cilindros neumáticos	8010.40
Accesorios neumáticos	25064.37
Sensores	11688.80
Total	Q 64883.90

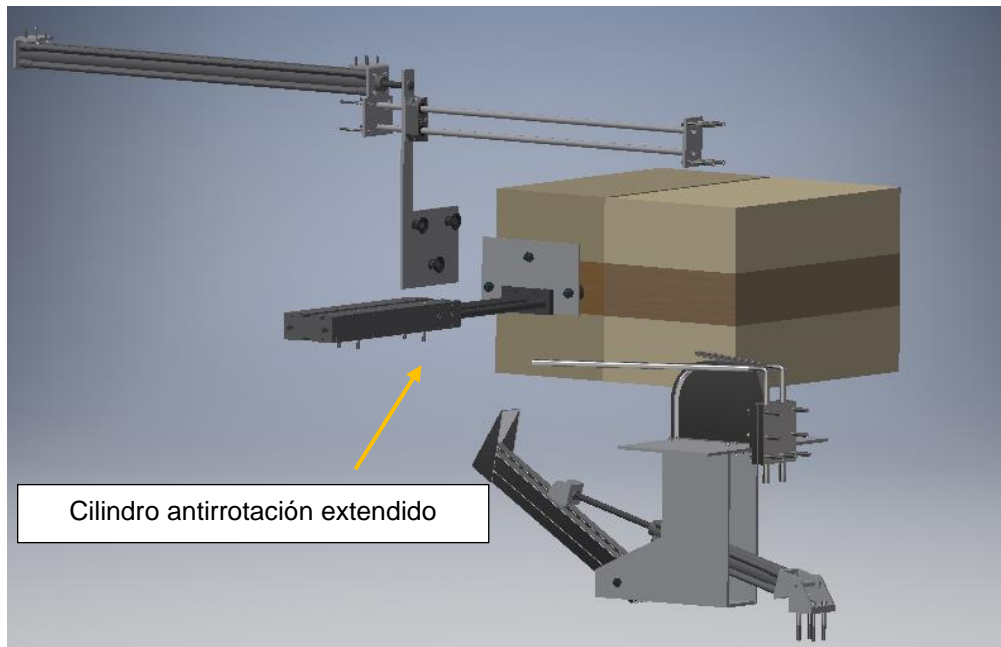
4. IDEACIÓN DEL MANUAL DE USUARIO. Para el manual de usuario se detalla el modo de operación de la máquina, en donde se escriben los pasos uno a uno para el correcto funcionamiento.

Antes de comenzar a describir los pasos, es importante conocer el estado de la máquina antes de desdoblar una caja y plegar sus paletas. Los cilindros de 500 mm y el de 200 mm deben estar extendidos completamente. Mientras que el cilindro de 300 mm se encuentra retraído. Además, la elevación debe estar a la altura de la caja que deseamos plegar, las guías laterales también están contempladas para ser ajustadas por el operario al ancho de la cara frontal de la caja.



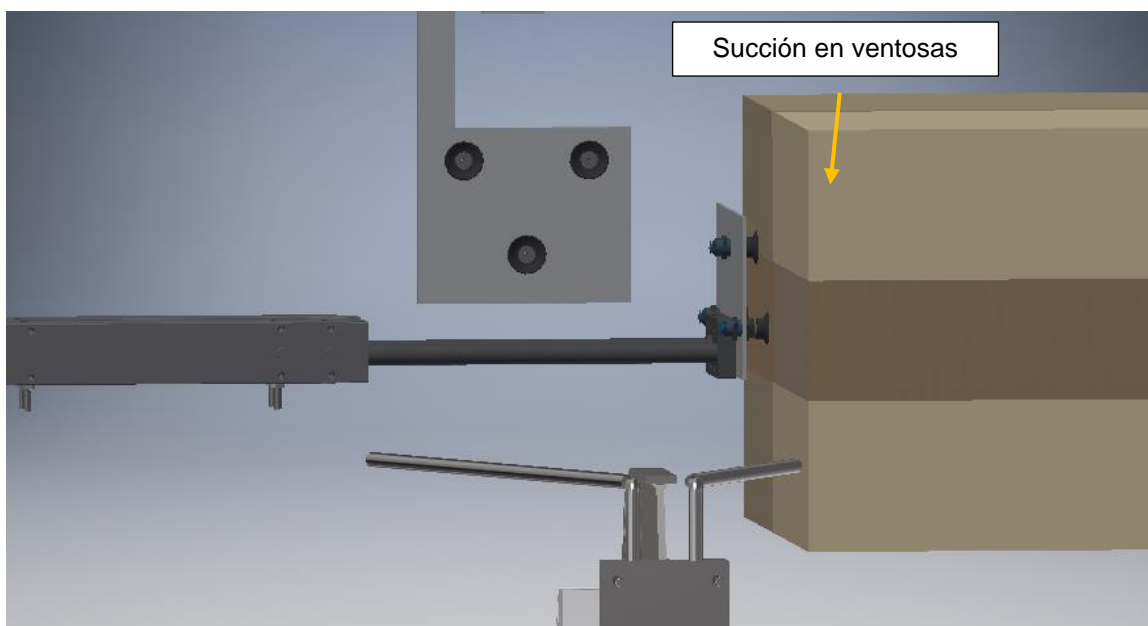
2

- El cilindro de 300 mm con guías antirrotación se extiende hasta topar con la primer caja, en su parte frontal media, y no directamente en las paletas.



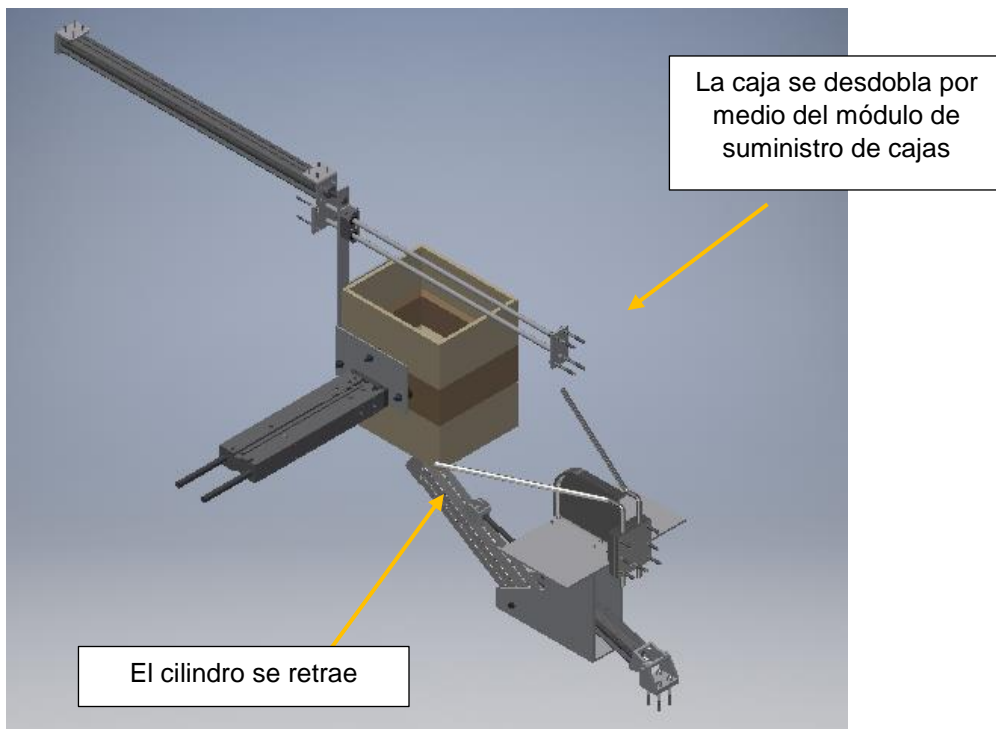
3

- Las ventosas de la “placa grande ventosa” comienzan a generar el vacío, hasta que el vacuostato se active.



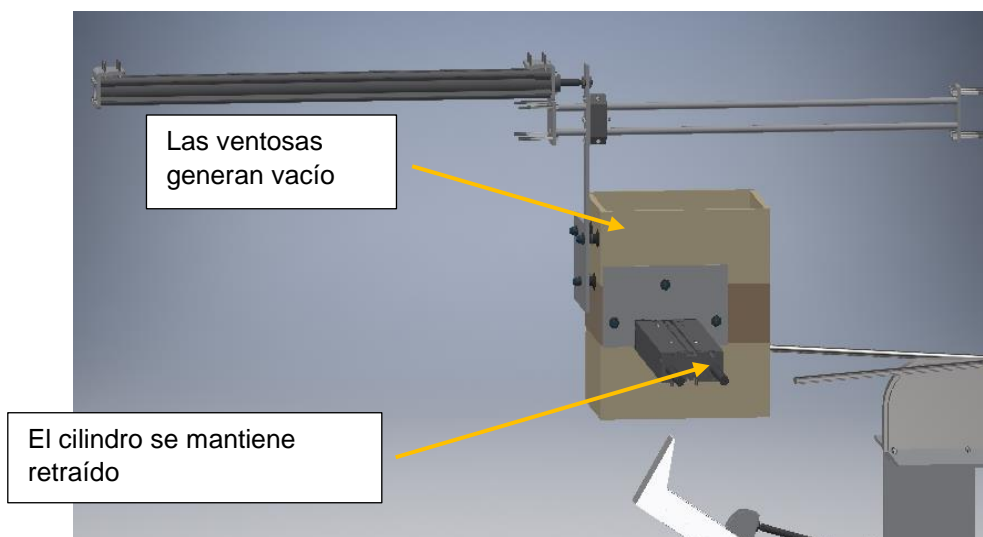
4

- El cilindro de 300 mm se retrae, para realizar el primer desdoble de la caja, dejándola en forma cuadra y sin las paletas plegadas.



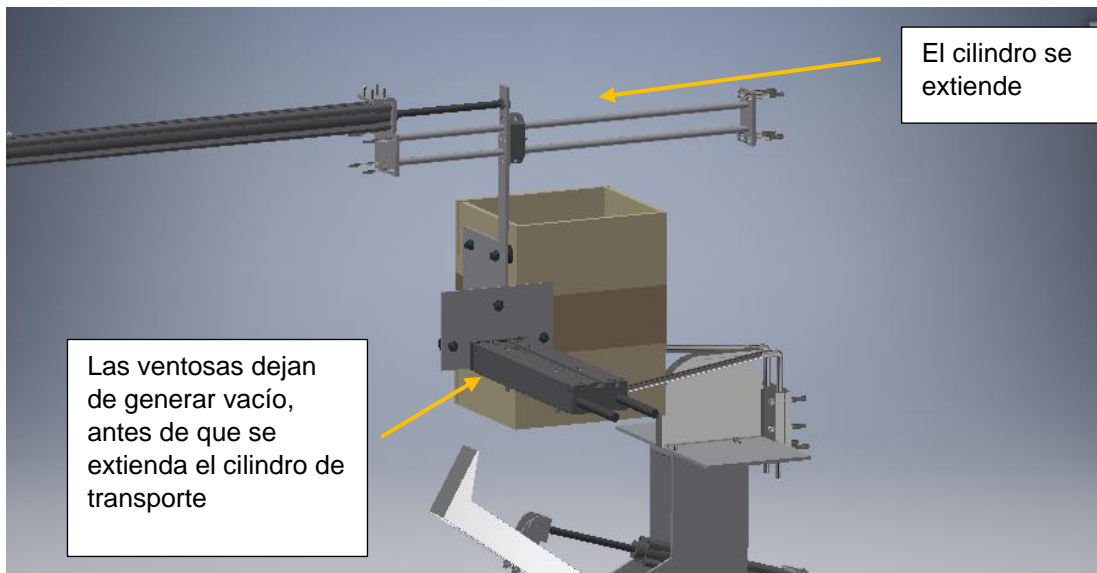
5

- Las ventosas de la placa de sujeción que están ahora en contacto con la caja en su parte media, generan vacío hasta que el vacuostato lo indique.



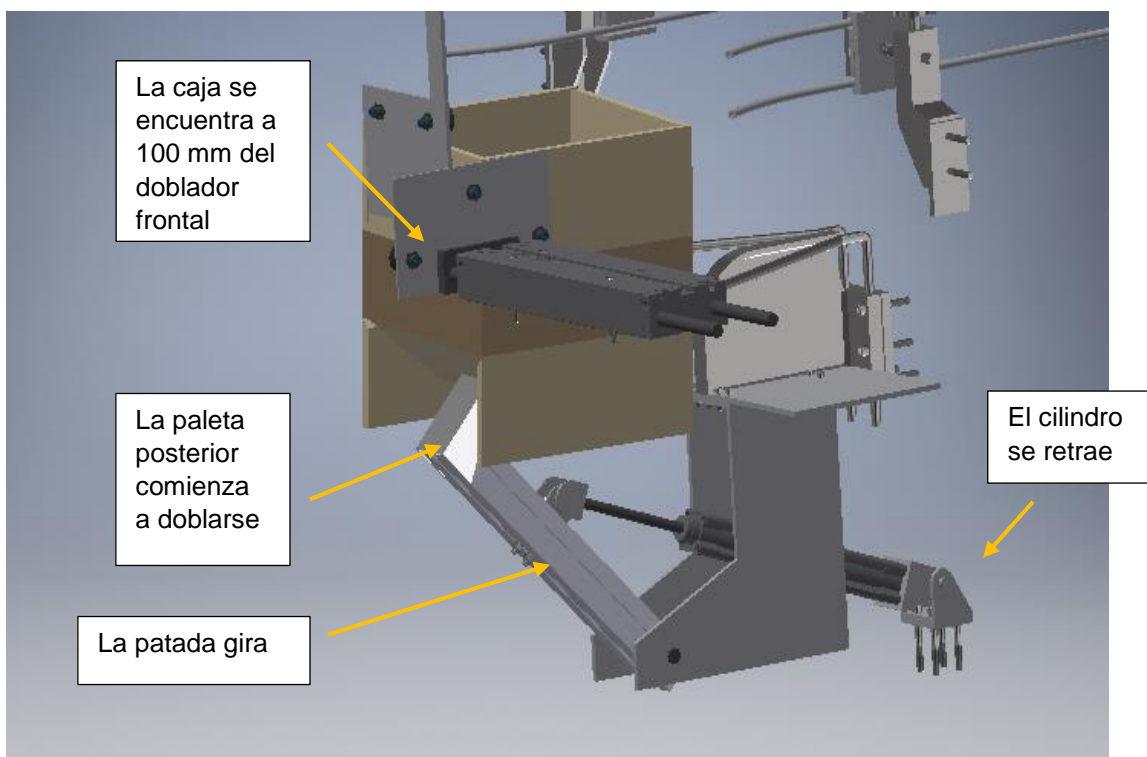
6

- El cilindro de 700 mm se extiende con velocidad moderada.



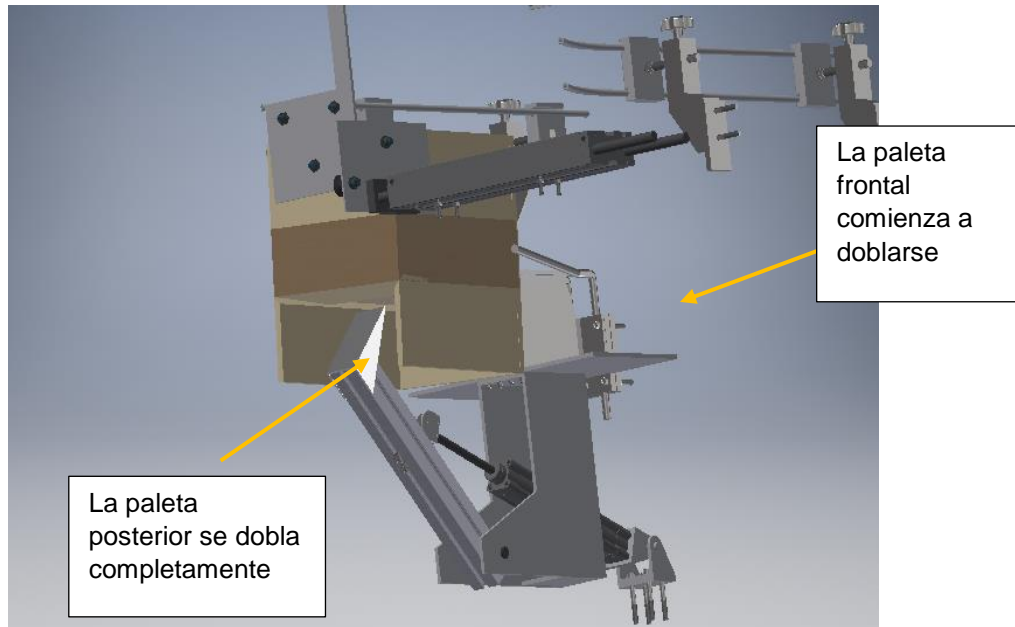
7

- El cilindro de 200 mm se retrae haciendo girar la patada.



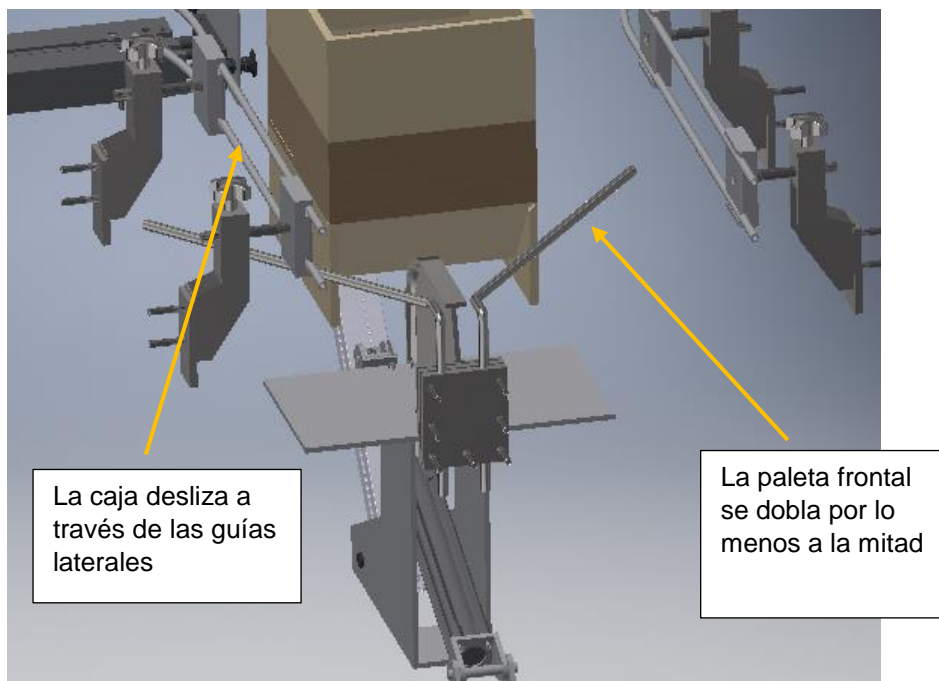
8

- Se dobla solamente la paleta inferior trasera.



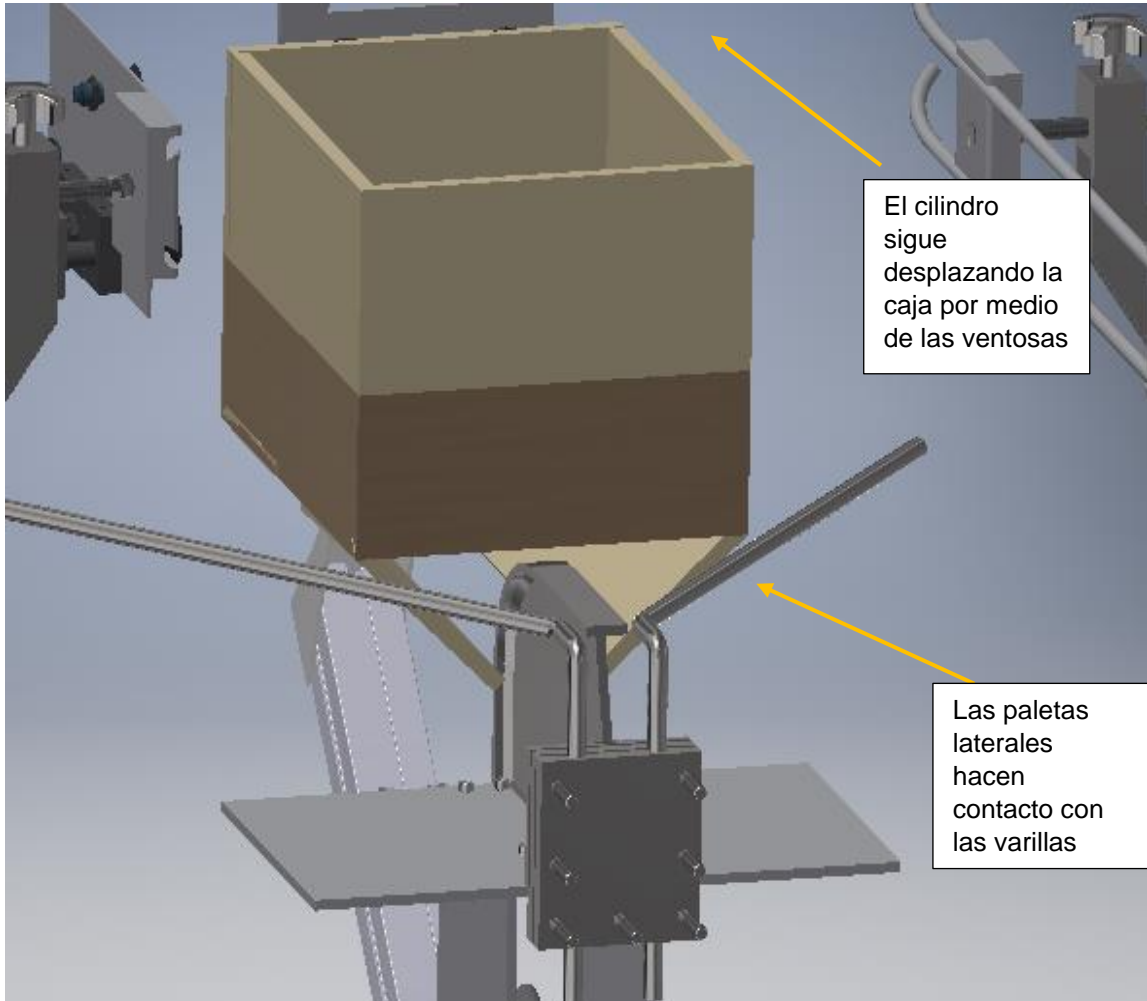
9

- La paleta frontal, es la segunda en plegarse por medio del doblador central.



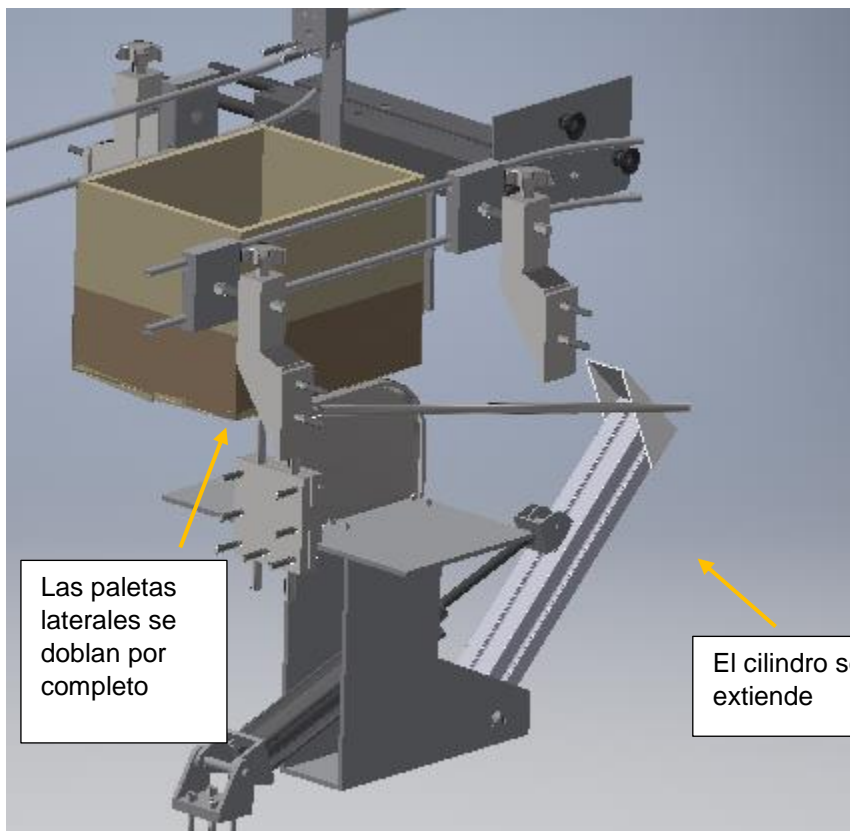
10

- Las paletas laterales son las ultimas en plegarse, al hacer contacto con las varillas de 12mm.

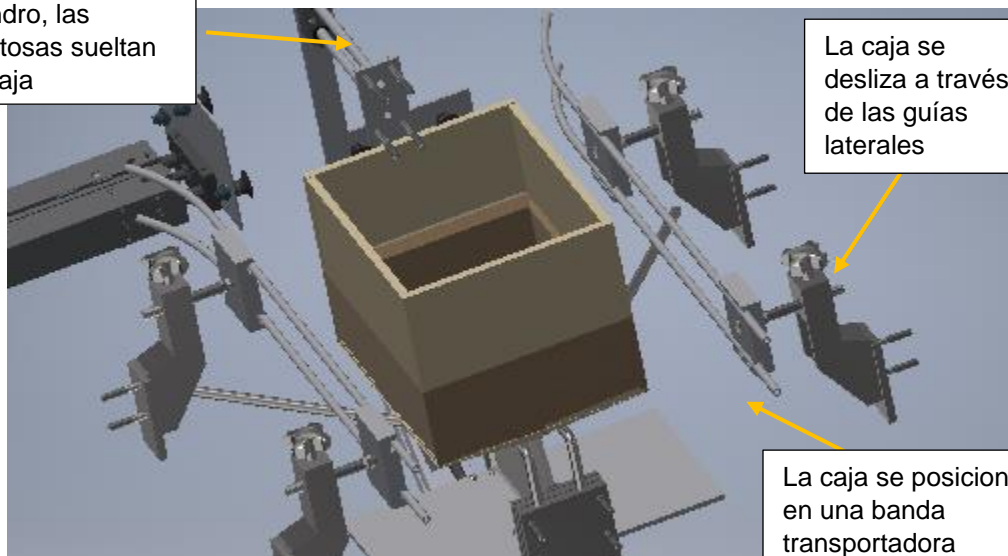


11

• La caja se desliza encima del doblador central, hasta llegar al siguiente modulo.

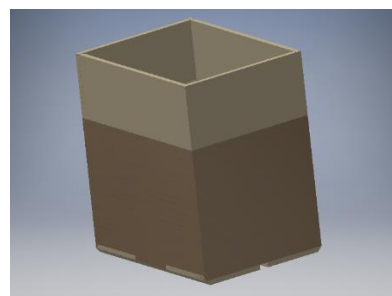


Al extenderse completamente el cilindro, las ventosas sueltan la caja



12

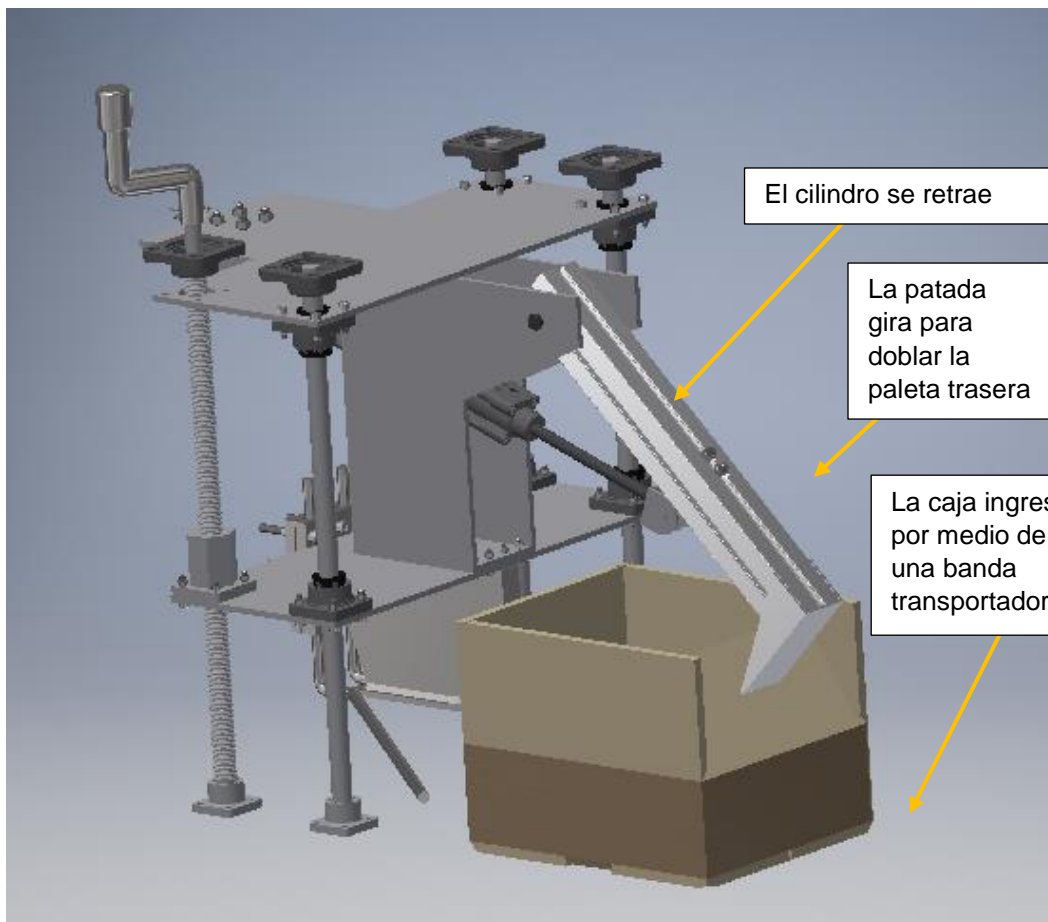
- Se deposita el producto dentro de la caja y se transporta a la salida de la maquina.



Las botellas ingresan dentro de las cajas por medio del módulo de sujeción

13

- El segundo cilindro de 200 mm se retrae haciendo girar la patada.



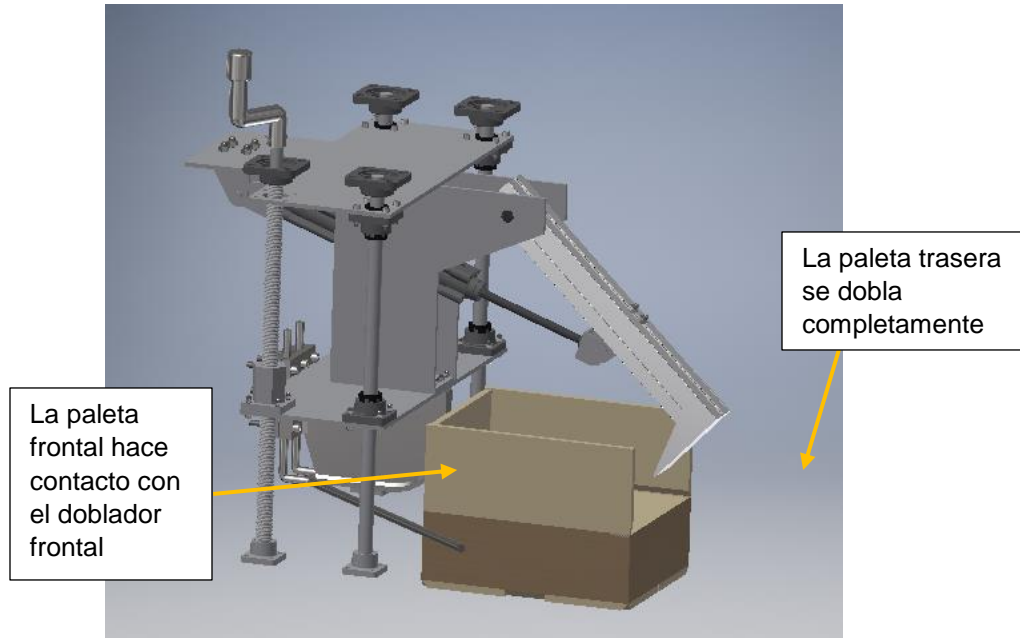
El cilindro se retrae

La patada
gira para
doblar la
paleta trasera

La caja ingresa
por medio de
una banda
transportadora

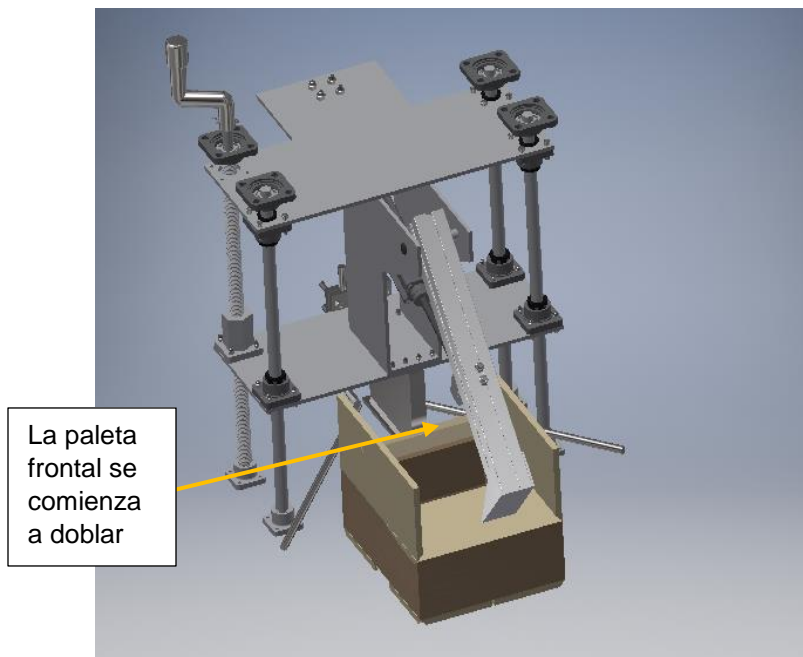
14

- Se dobla solamente la paleta superior trasera.



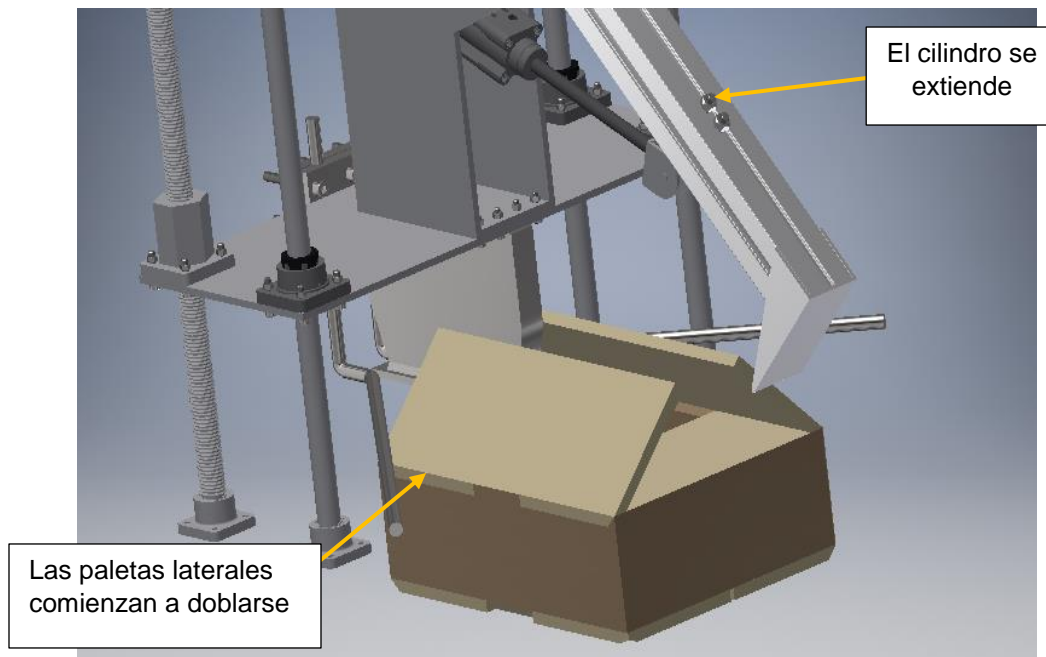
15

- La paleta superior frontal se pliega por medio del doblador central.



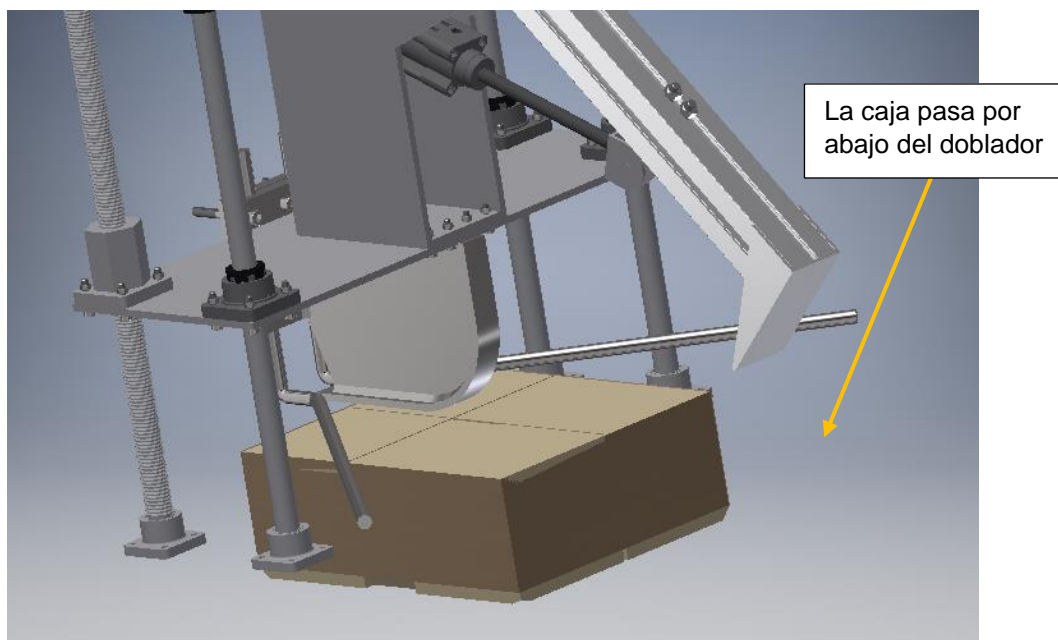
16

- Las paletas laterales son las ultimas en plegarse, al hacer contacto con las varillas de 12mm.



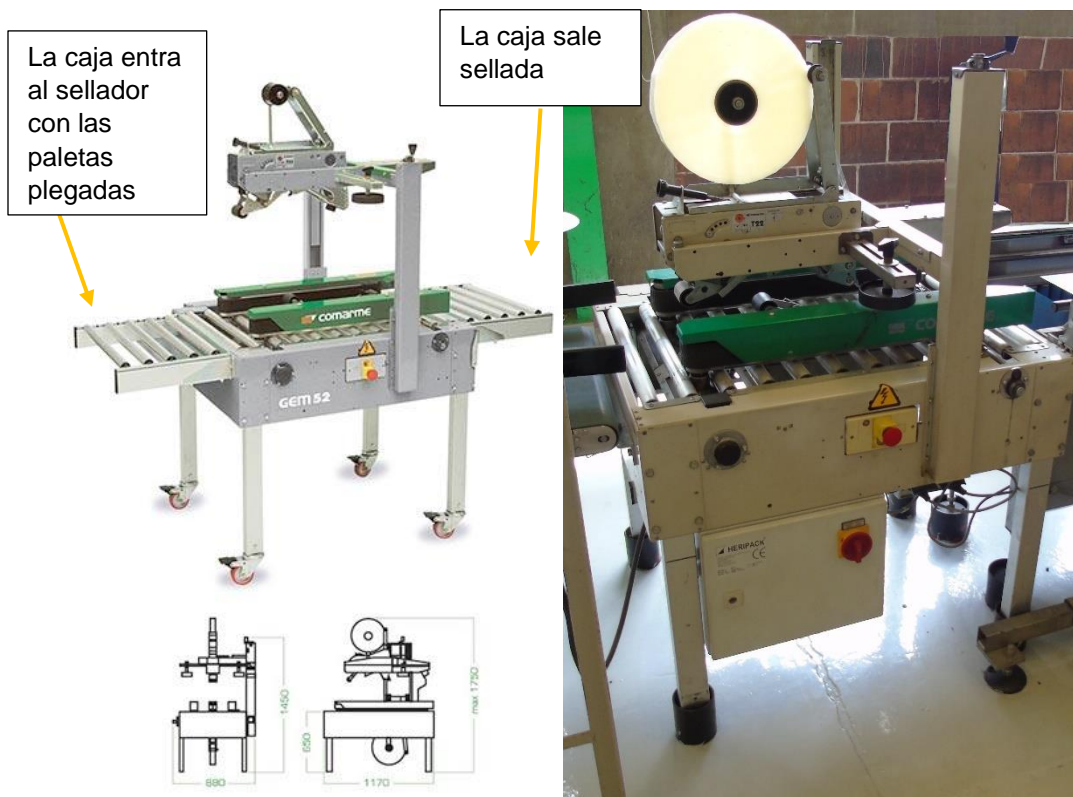
17

- La caja se desliza debajo del doblador central, hasta llegar al final de la máquina.



18

- La maquina se conecta directamente con el sellador Comarme Gem 52.



5. PIEZAS SELECCIONADAS.

a. MECANISMO DE PLIEGUE PRINCIPAL.

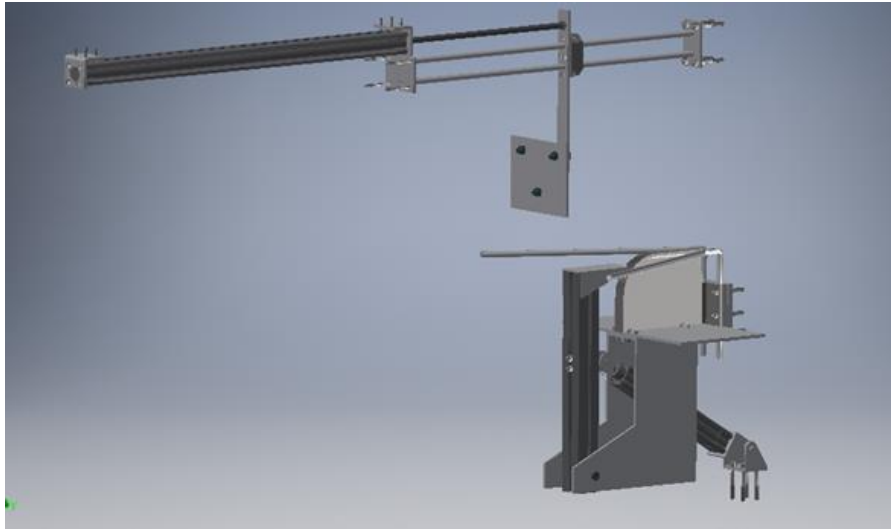
Figura 195. Elementos de primer desdoble de caja



Se seleccionó un cilindro antirrotación DFM-32-300-B-P-A-KF de la empresa Festo, además se modificó la placa grande ventosas para acoplar este nuevo cilindro. También se añadió el sensor Festo SME-8M-ZS-24V en la parte de arriba para detectar la posición del cilindro, las ventosas se conservaron como ESG-30-SN-HA-QS, todo se muestra ensamblado en la Figura 195.

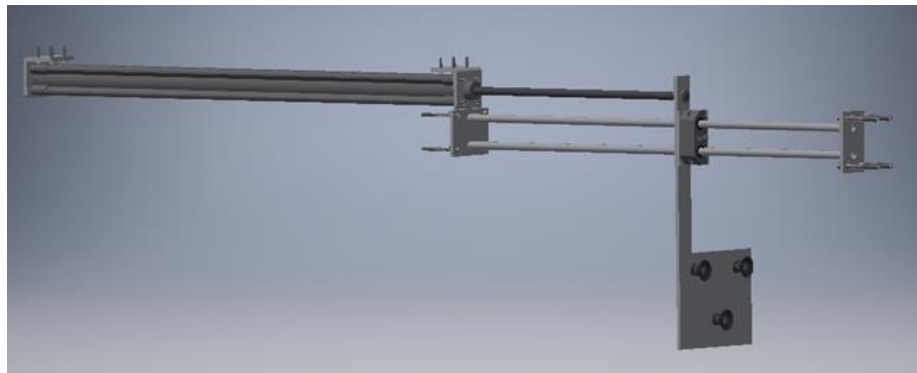
b. MECANISMO DE PLIEGUE DE PALETAS INFERIORES.

Figura 196. Elementos del transporte y pliegue de paletas inferiores



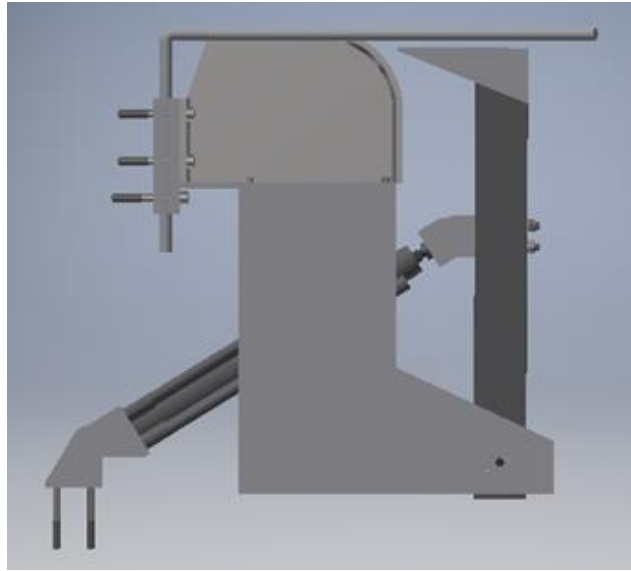
En este nuevo mecanismo (Figura 196) se cambió la posición de la placa de sujeción, ya que en esta parte se puede obtener más espacio para la sujeción de los componentes mecánicos y neumáticos. Además, se cambió la placa de cilindro de sujeción, para separar el cilindro DSBC-32-700-PA-N3 de las varillas, y se agregó la base para cilindro mostrada en la Figura 193.

Figura 197. Elementos de transporte de caja



Se añadieron los soportes de cilindro para una mejor sujeción y ahorro del espacio disponible, además los pernos utilizados fueron seleccionados del sistema métrico y con cabeza tipo hexagonal, ya que las maquinas industriales utilizan estas designaciones para una mejor sujeción y para un desensamble más sencillo por un técnico, pero no tan sencillo para un operario. En cuanto al rodamiento se conservó, el LTDR12-2LS_HV6 de acero inoxidable (Figura 197).

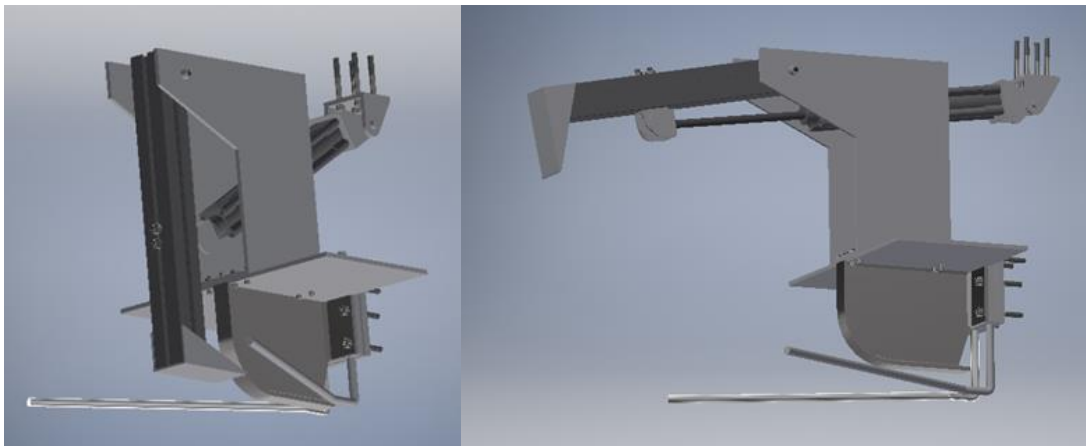
Figura 198. Elementos de dobles de paletas



Se modificó el ángulo de apertura del cilindro de 200 mm respecto de la horizontal, dado por las distancias seleccionadas para los elementos de sujeción. También se modificó el ángulo de apertura de las varillas en 140°. Y el doblador central se cambió al incorporar al diseño el mecanismo de varillas junto a él (Figura 198).

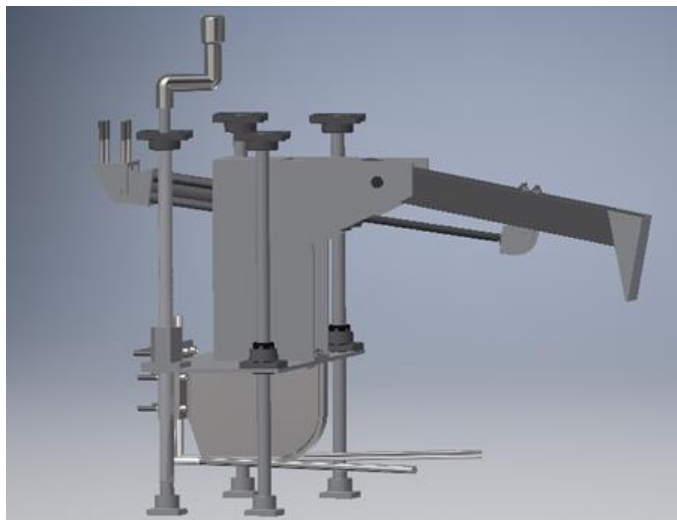
c. MECANISMO DE PLIEGUE DE PALETAS SUPERIORES.

Figura 199. Elementos de patada extendida y retraída



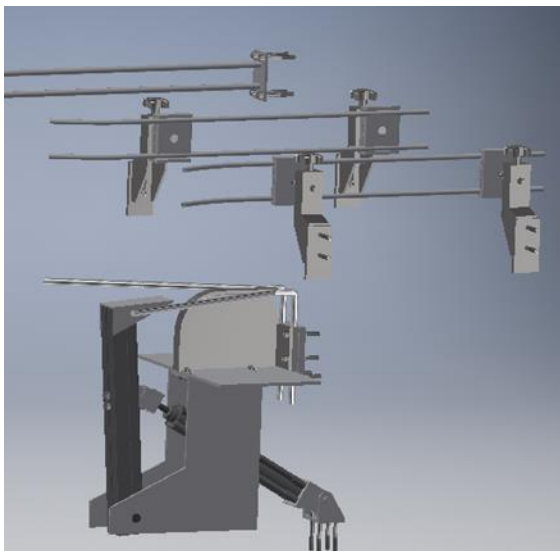
El perfil cuadrado de acero fue sustituido por un perfil de aluminio Rexroth Bosch de 50 mm de ancho. También se cambió el material de la placa superior por aluminio para poder soldarlo con el perfil. La forma de conectar el cilindro DSBC-32-200-PPSA-N3 al perfil se modificó por medio de conectores llamados "giro de patada". Se colocó un pasador M8x65 con camisa de ertalon TX o ertalon 6 SA, con diámetro exterior de 15 mm y un pasador de horquilla de 2x18mm (ver Figura 199).

Figura 200. Elementos de elevación



Para el mecanismo de elevación se seleccionó un eje con rosca diente de sierra S20X2 y una tuerca adaptada para la rosca. También se seleccionaron cojinetes de soporte superior como 4203 ATN9 y como soporte inferior cojinetes NX 17, mientras que los cojinetes lineales de apoyo a la estructura se seleccionaron LBCR20-HV6 (ver Figura 200).

Figura 201. Elementos de guías



Para las guías se seleccionó una barra de 12mm y unos soportes LS 504 utilizados para las maquinas industriales realizados por PlastLink (ver Figura 201).

En cuanto a los planos de construcción se realizaron las piezas diseñadas y se incluyeron las piezas de los fabricantes que fueron obtenidas desde sus páginas oficiales. Estos planos se pueden observar en Anexo 46 al Anexo 78. Aquí se observarán los subsistemas de la maquina en una primera página seguido de las dimensiones de las piezas individualmente.

C. MÓDULO DE ORDENAMIENTO DE ENVASES

1. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILAS. La selección del actuador neumático para este submódulo fue el pistón DCSB -32A con una carrera de 250 mm de la marca FESTO. Este está creado bajo la norma ISO 1552 y fue seleccionado con protección R3 anticorrosiva, amortiguación PPV ajustable en ambos extremos y protección ante partículas y con la oportunidad de trabajar con el módulo guía FENG-32. La información del proveedor en cuanto a estos componentes se puede encontrar en el Anexo 146. Se tomaron en cuenta resultados del Cuadro 117 en cuanto a valores máximos y mínimos para hacer la selección del actuador neumático.

Cuadro 117. Resultados para el submódulo de ordenamiento de filas

Especificaciones del módulo	1000ml	500 ml	250 ml	100 ml
Aceleración de envases ($\frac{m}{s^2}$)	4.40	2.99	4.66	4.42
Días de utilidad del módulo guía	5366	9504	14969	16119
Vida promedio en días		11490		
Deformación máxima del vástago y modulo guía (mm)	4.50	2.91	2.25	2.19
Factor de seguridad mínimo	2.50	3.20	3.29	3.34
Esfuerzos de Von Mises (MPA)	102.082	78.06	75.96	74.83
Material utilizado para placa	Aluminio 3003 H14	Aluminio 3003 H14	Aluminio 3003 H14	Aluminio 3003 H14
Fuerza de avance máxima (N)		43.50		
Fuerza de avance máxima (N)		32.80		
Avance máximo (mm)		223.5		
Avance mínimo (mm)		180		
Presión de trabajo (MPA)		0.08		
Factor de seguridad para pernos en la placa por esfuerzos cortantes	408	502	511	526
Factor de seguridad para placa por esfuerzos cortantes al borde	98	121	123	126
Factor de seguridad para tensión de los elementos a lo largo de los agujeros del perno	346	427	434	446
Factor de seguridad para la placa a fluencia	57	71	72	74

Para los días de utilidad se tomó en cuenta que la presentación se cambia cada 6 horas al día con una operación de 365 días al año y que el ciclo completo para ordenar los envases debe de tomar 5 segundos. Además, la vida promedio en horas es el promedio de las 4 presentaciones

bajo estas circunstancias. Las deformaciones se calcularon para la carrera máxima de cada presentación. Un ejemplo de este cálculo se puede encontrar en el Anexo 148.

2. SUBMÓDULO DE LIMITADOR DE TAMAÑO. Este submódulo es el que pertenece durante más tiempo en contacto con los envases insecticidas y a la vez es el módulo que debe de pertenecer estático bajo operación normal del módulo. El Cuadro 118 representa sus parámetros de trabajo e información importante.

Cuadro 118. Resultados para el submódulo de tamaño

Especificaciones del módulo	Valores
Fuerza necesaria para mover el perfil angular para ajuste de presentación.	139.00
Cantidad de piezas ajustables en el módulo	3
Factor de seguridad de los pernos del perfil angular	4
Esfuerzos de aplastamiento de los pernos (MPA)	172.25
Esfuerzos de aplastamiento de los elementos (MPA)	69
Fuerza máxima previo a fallar para el perno (N)	10335
Fuerza máxima previo a fallar para la placa de acero (N)	4140
Electrodo utilizado para la soldadura	E6010 de 2.5mm
Factor de seguridad de la soldadura a corte	23
Fuerza necesaria para evitar para que la soldadura falle a cortante (N)	8381.60
Esfuerzo cortante generado por el peso de la varilla (MPA)	5.48
Factor de seguridad de la soldadura a flexión y momento (MPA)	195.16
Fuerza necesaria para hacer fallar la soldadura a flexión (N)	8400
Altura que se deben levantar las varillas para hacer el cambio de presentación. (cm)	2.3

Cuadro 119. Resultados para el submódulo limitador de tamaño

Especificaciones del módulo	Valores
Peso del módulo de sujeción (GANTRI) (N)	4000
Esfuerzo máximo de Von Mises (MPA)	135.5
Deformación máxima (mm)	0.72

3. SUBMÓDULO DE CONTROL. Para este submódulo se determinó que se utilizaría los siguientes elementos.

Cuadro 120. Elección de instrumentación para el módulo parte 1

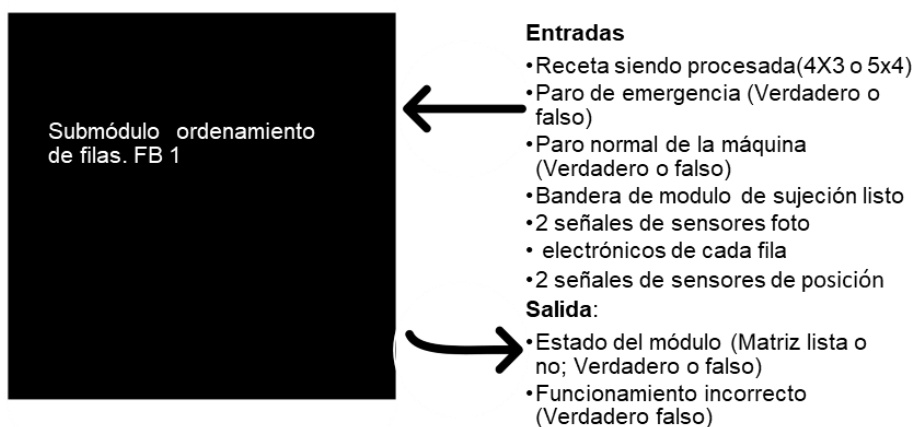
Elemento	Cantidad	Descripción
Sensor óptico de barrera por reflexión	1	Sensor de barrera con reflectores.
Sensor foto electrónicos	4	Sensores de punto con supresión de fondo
Sensor de posición	2	Sensor capaz de determinar si el embolo se encuentra en una posición. NA

Cuadro 121. Elección de instrumentación para el módulo parte 2

Elemento	Cantidad	Descripción
Válvula 5/2 de accionamiento eléctrico	1	Válvula para el control del pistón neumático
Válvula reguladora de caudal	1	Válvula estranguladora

El módulo se puede representar cómo una caja negra asignada a una función block del PLC con su programación siendo representada en la Figura 202 en programación STL.

Figura 202. Representación del módulo como una caja con entradas y salidas



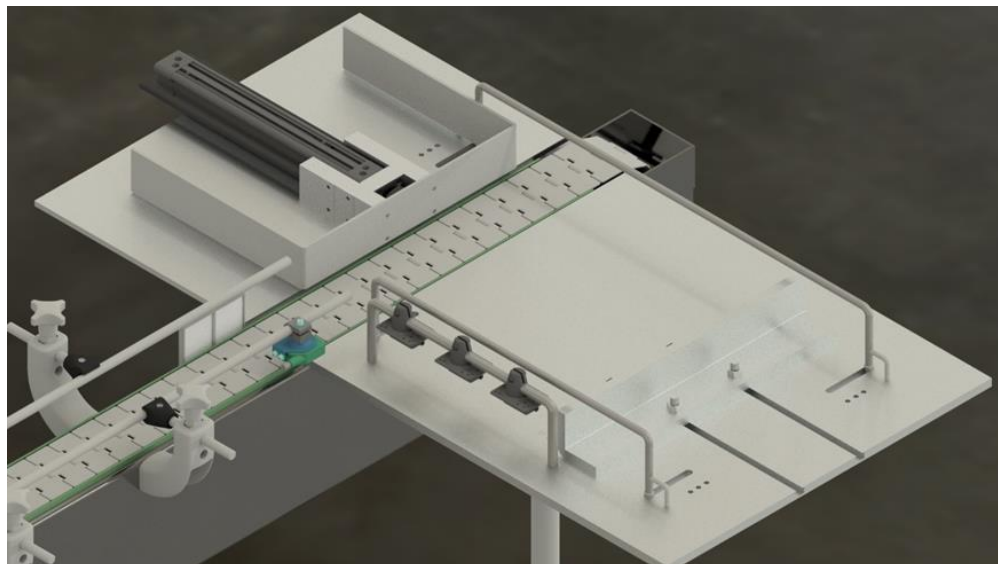
En la siguiente tabla se pueden observar los datos de la simulación realizada en Automation Studio para los 4 diferentes tipos de presentaciones. La información más detallada y gráficas se pueden encontrar en el Anexo 166. Se debe de tomar en cuenta que para obtener estos valores se utilizó una válvula de estrangulamiento de 1 mm de diámetro interno para controlar la velocidad.

Cuadro 122. Resultados para el submódulo de control

Especificaciones del módulo	Valores
Velocidad máxima 1000 ml (m/s)	0.23
Velocidad máxima 500 ml (m/s)	0.17
Velocidad máxima 250 ml (m/s)	0.17
Velocidad máxima 100 ml (m/s)	0.14
Aceleración máxima 1000 ml ($\frac{m}{s^2}$)	0.25
Aceleración máxima 500 ml ($\frac{m}{s^2}$)	0.2
Aceleración máxima 250 ml ($\frac{m}{s^2}$)	0.23
Aceleración máxima 100 ml ($\frac{m}{s^2}$)	0.19

Por último, el ensamble se ve de esta manera.

Figura 203. Módulo completo



4. COTIZACIÓN.

Cuadro 123. Cotización del módulo parte 1

Ítem	Parte	Proveedor	Precio total (Q)
1	Cilindro+B3:C32 neumático DSBC -32	FESTO importado	3,398.00
2	Modulo guía FENG - 32	FESTO importado	3,805.11
3	Sensor de proximidad para ranura en T SMT-8M-A-PS-24V-E-7.5-M8D	FESTO importado	1,776.80
4	Sensor óptico de barrera por reflexión MLV12-54-LAS-300/76b/95/110	Pepperl-fluchs	3,241.54
5	Sensor fotoeléctrico W4S-3 INOX	Sick	4,833.64
6	Montaje para sensor fotoeléctrico Sick Reflector, For Use with W4S-3 INOX	Sick	400.00
7	Series	Sick	-
8	REF-MH50	Pepperl-fluchs	1,004.02
9	M8 conector 1m	Pepperl-fluchs	146.00
10	Ayudas de montaje OMH-06	Pepperl-fluchs	50.00

Cuadro 124. Cotización del módulo parte 2

Ítem	Parte	Proveedor	Precio total (Q)
11	Electroválvula 5/2 biestable	FESTO importado	2,159.20
12	Manguera PUN 6X1 -BL	FESTO importado	148.00
13	QSLV4-G3/8-10 Multiple distributor	FESTO importado	281.46
14	Manómetros	FESTO importado	186.00
15	MSB4-1/4:C3:J1-WP Service unit combination	FESTO importado	993.81
16	Racor de rápido roscado G1/8 -QS-G1/8-6	FESTO importado	81.40
17	Válvula estranguladora y antirretorno G1/8 1 racor de 6mm de alimentación	FESTO importado	255.88
18	Placa de acero inoxidable de 12mm*600mm*600mm	EnAcero	7,500.00
19	Placa de acero inoxidable de 7.62 mm * 600mm*500mm	EnAcero	6,700.00
20	Placa de aluminio H3003 de 3/32in * 926mm*60mm	ALUMINOX S.A.	1,480.00
21	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 776.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.	-
22	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 750.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.	-
23	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 723.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.	-
24	Varilla de acero inoxidable de 3/8 in, largo 52.2 cm	EnAcero	143.00
25	Varilla de acero inoxidable de 3/8 in largo 70 cm	EnAcero	-
26	Varilla de soporte de acero inoxidable de 1/4 in -6m	EnAcero	55.00
27	Perfil angular de acero inoxidable 400mm*4 in*1/2 in	EnAcero	2,877.00
28	Pernos Hexagonales de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos	20.60
29	Tuerca de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos	6.84
30	Roldana de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos	3.68
31	Perno Hexagonal M6X10	Casa de los tornillos	3.40
32	Perno Hexagonal M6X30	Casa de los tornillos	20.88

Cuadro 125. Cotización del módulo parte 3

Ítem	Parte	Proveedor	Precio total
32	Perno Hexagonal M6X30	Casa de los tornillos	20.88
33	Maquinado de soldadura	Soldadura Q5 por pulgada	50.00
34	5kg Super 6 E6010 2,5 mm Tubo / Vertical varillas de soldadura	Doblado de varillas	287.00
35	Plegado de varillas	Q20 por 1/2 metro	Q20.00
36	Plegado de placas de aluminio	Q20 por 1/2 metro	Q80.00
37	Maquinado de placas de acero	Estimado	Q2,000.00
TOTAL			Q44,008.20

Para las placas de aluminio H3003 solamente fue necesario una placa ya que posee las dimensiones de 4 pies x 12 pies lo cual es suficiente para producir y maquinar las 4 placas empujadoras de envases. De igual manera se cotizo para las placas de acero inoxidable.

El costo total del módulo análogo de la fase 1 tuvo un costo de Q53,700.00 (Gudiel, 2006) por lo cual se obtuvo una reducción del costo de producción de 18% sin incluir gastos de transporte.

D. MÓDULO DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES

1. MECANISMO DE SUJECIÓN. Según el análisis presentado en la fase de diseño del mecanismo de sujeción se presentan los resultados obtenidos, en los cuadros se presentan los resultados haciendo referencia al número de ecuación de donde se obtiene el resultado y en aquellas que no poseen referencia son datos obtenidos indirectamente en el proceso de diseño.

En el Cuadro 126 se presentan los resultados obtenidos para el diseño de la ventosa de acuerdo a los criterios de diseño mencionados en la fase de diseño y las cargas críticas que deberá de soportar el sistema.

Cuadro 126. Resultados para el diseño de la ventosa para el sistema de sujeción

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Masa de los envases (1-23)	15.00	Kg
Fuerza de agarre caso 1 (1-24)	265.73	N
Fuerza de agarre caso 2 (1-25)	400.73	N
Fuerza límite de la ventosa en caso crítico (1-26)	33.39	N

En el Cuadro 127 se presentan los resultados obtenidos de la misma sección para el diseño del generador de vacío con base en los parámetros especificados en la misma sección y según las especificaciones del proveedor, Anexo 89.

Cuadro 127. Resultados para el diseño del generador de vacío para el sistema sujeción

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Volumen ocupado debido a la ventosa	2.12X10 ³	mm ³
Volumen ocupado debido al soporte de la ventosa	1.15X10 ³	mm ³
Volumen ocupado debido a la tubería	628.32	mm ³
Volumen total ocupado por el sistema (1-27)	27.22X10 ³	mm ³
Tiempo de evacuación	0.13	s
Tiempo de transporte	3.75	s
Tiempo de descarga	0.03	s
Tiempo de retorno	4.00	s
Tiempo del ciclo de trabajo total (1-28)	7.91	s
Consumo de aire por operación (1-29)	0.11	L
Número de ciclo de operación por hora (1-30)	455.40	-
Consumo de aire por hora para la operación (1-31)	0.05	m ³

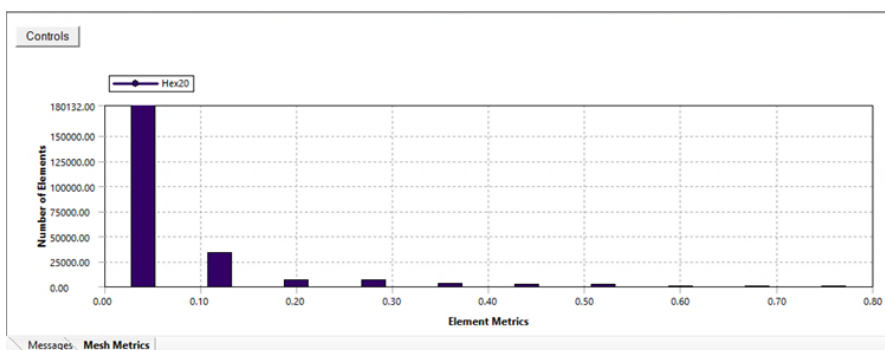
En el Cuadro 128 se presentan los resultados obtenidos en base a lo mencionado en la sección de diseño para el perfil de aluminio, para ello se diseñó un mallado con los criterios de diseño para análisis por elementos finitos mencionados en la sección del marco teórico y siguiendo los criterios de diseño de oblicuidad mencionados en el Anexo 82.

Cuadro 128. Resultados del mallado del perfil de aluminio

Resultado obtenido	Valor
Número de nodos	1,124,073.00
Número de elementos	231,532.00

En base a los análisis obtenidos con el software Ansys Workbench 12 se obtuvo el valor de la oblicuidad de los elementos finitos en que se dividió el mallado generado, estos datos se presentan en el Cuadro 129 y en la Figura 204 se puede observar gráficamente como se encuentran dispersos los elementos.

Figura 204. Dispersión de elementos con criterio de oblicuidad



Cuadro 129. Resultados de criterio oblicuidad para el perfil de aluminio

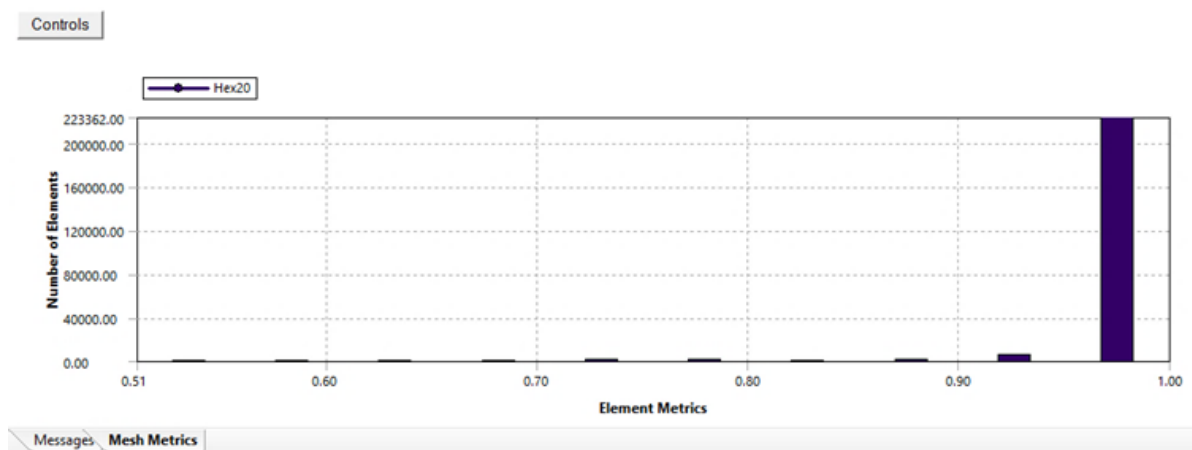
Resultado obtenido	Valor
Valor mínimo de elementos obtenido	1.31×10^{-10}
Valor máximo de elementos obtenido	0.79
Valor promedio de elementos obtenido	5.90×10^{-2}
Derivación estándar obtenida	8.23×10^{-2}

De la misma manera se obtuvo el valor de la ortogonalidad de los elementos finitos en que se dividió el mallado generado, estos datos se presentan en el Cuadro 130 y en la Figura 205 se puede observar gráficamente como se encuentra dispersos los elementos.

Cuadro 130. Resultados de criterio de ortogonalidad para el perfil de aluminio

Resultado obtenido	Valor
Valor mínimo de elementos obtenido	0.51
Valor máximo de elementos obtenido	1.00
Valor promedio de elementos obtenido	0.99
Derivación estándar obtenida	2.40×10^{-2}

Figura 205. Dispersión de elementos con criterio de ortogonalidad



En el Cuadro 131 se presentan los resultados obtenidos luego de realizar el debido análisis por elementos finitos al perfil de aluminio con los tornillos acoplados en sus posiciones.

Cuadro 131. Análisis de deformación y esfuerzo máximo de los perfiles de aluminio

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Masa crítica que soportan los perfiles de aluminio (1-32)	31.00	Kg
Deformación máxima sobre el perfil de aluminio	14.50×10^{-3}	mm
Esfuerzo máximo sobre el perfil de aluminio	12.03	MPa
Factor de seguridad mínimo obtenido	22.94	-

De esta misma sección se presentan en la Figura 206 y Figura 207 la deformación del perfil de aluminio y el esfuerzo máximo equivalente de Von-Mises obtenidos de forma gráfica.

Figura 206. Representación gráfica de deformación

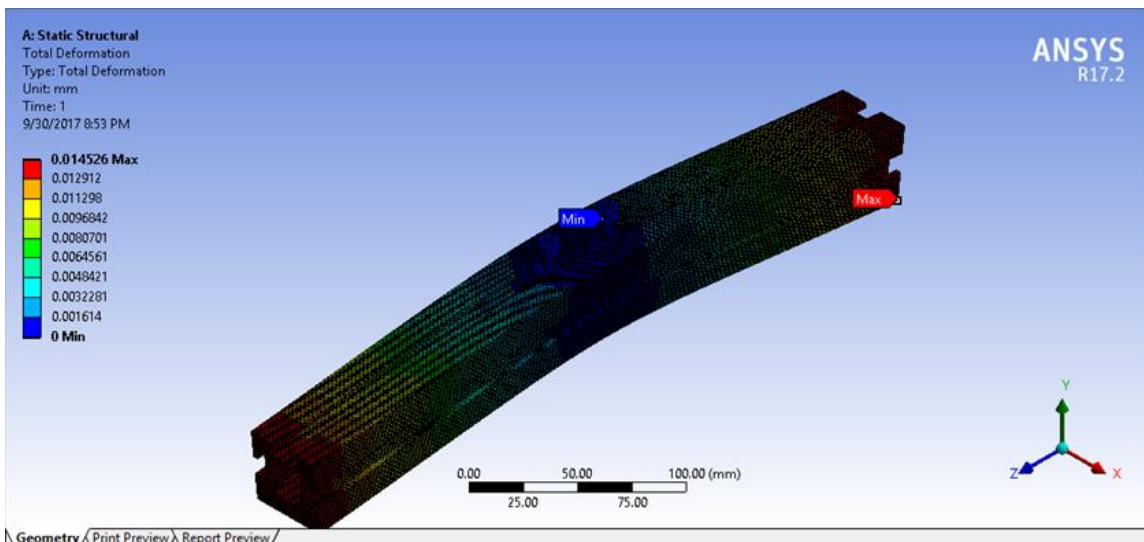
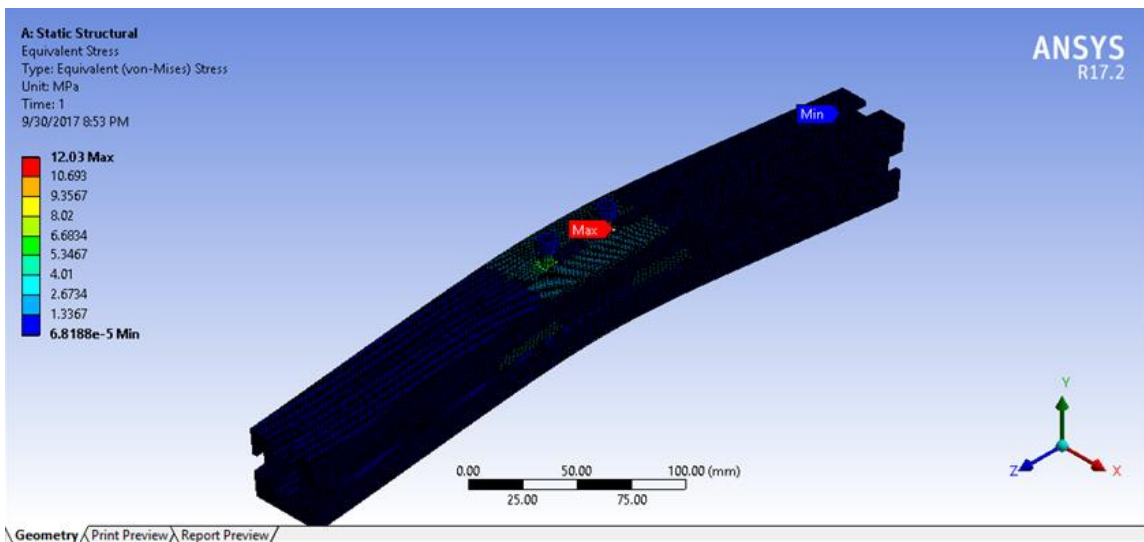
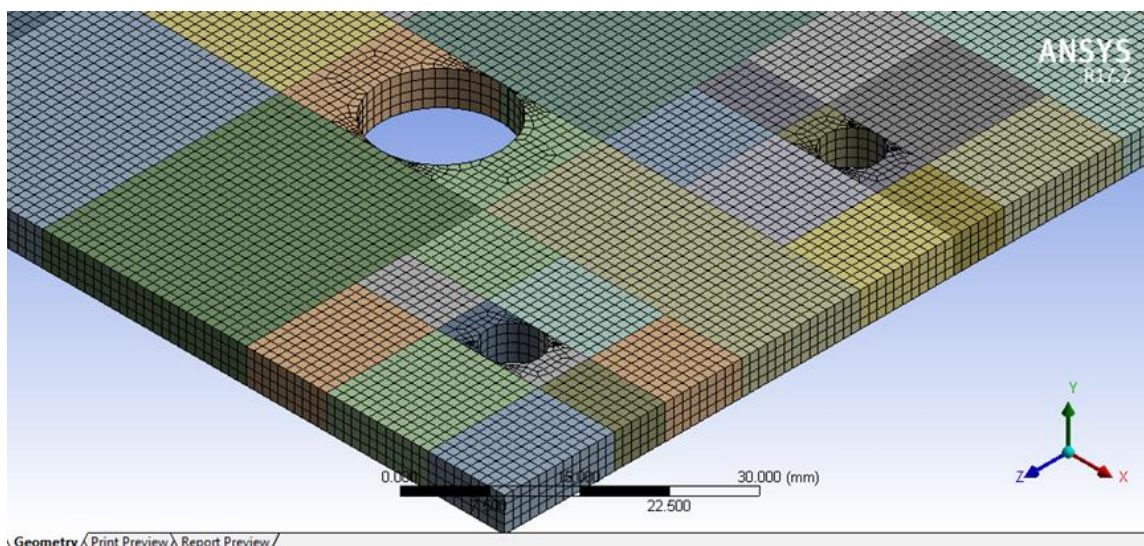


Figura 207. Representación gráfica de esfuerzo equivalente de Von-Mises



De igual manera se utilizó el software Ansys Workbench 12 para el análisis de la plancha inferior con la característica de que se debió dividir en elementos separados los vecindarios a los agujeros para las ventosas, en la Figura 208 se presenta un ejemplo de cómo se realizó esta acción.

Figura 208. División de vecindades cercanas a agujeros de la plancha inferior



En el Cuadro 132 se presentan los resultados obtenidos para el diseño del mallado, para ello se diseñó un mallado que cumpliera los estándares de diseño establecidos en la sección teórica de este tema.

Cuadro 132. Resultados para la definición de mallado de la plancha inferior

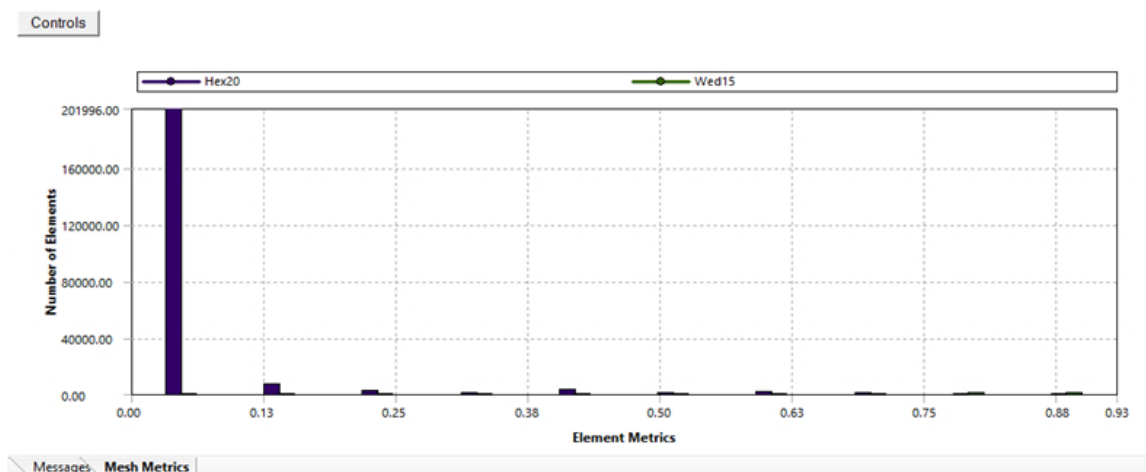
Resultado obtenido	Valor
Número de nodos	1,059,573.00
Número de elementos	221,000.00

Según los análisis obtenidos con el software Ansys Workbench 12 se obtuvo el valor de la oblicuidad de los elementos finitos en que se dividió el mallado generado, estos datos se presentan en el Cuadro 133 y en la Figura 209 se puede observar gráficamente como se encuentran dispersos los elementos.

Cuadro 133. Resultados de criterio oblicuidad para la plancha inferior

Resultado obtenido	Valor
Valor mínimo de elementos obtenido	1.31×10^{-10}
Valor máximo de elementos obtenido	0.93
Valor promedio de elementos obtenido	3.41×10^{-2}
Derivación estándar obtenida	0.13

Figura 209. Dispersión de elementos con criterio de oblicuidad

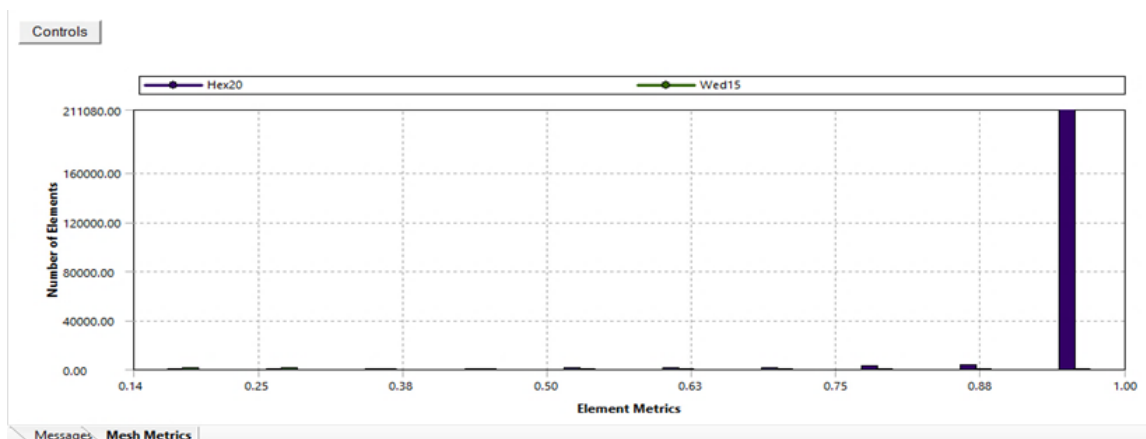


De la misma manera se obtuvo el valor de la ortogonalidad de los elementos finitos en que se dividió el mallado generado, estos datos se presentan en el Cuadro 134 y en la Figura 210 se puede observar gráficamente como se encuentra dispersos los elementos.

Cuadro 134. Resultados de criterio de ortogonalidad para la plancha inferior

Resultado obtenido	Valor
Valor mínimo de elementos obtenido	0.14
Valor máximo de elementos obtenido	1.00
Valor promedio de elementos obtenido	0.98
Derivación estándar obtenida	9.04×10^{-2}

Figura 210. Dispersión de elementos con criterio de ortogonalidad



En el Cuadro 135 se presentan los resultados obtenidos luego de realizar el debido análisis por elementos finitos a la plancha inferior de aluminio.

Cuadro 135. Resultados del análisis de deformación y esfuerzo máximo

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Masa crítica que soporta la plancha inferior	16.00	Kg
Deformación máxima sobre la plancha inferior	77.60×10^{-3}	mm
Esfuerzo máximo sobre la plancha inferior	31.36	MPa
Factor de seguridad mínimo obtenido	8.93	-

De esta misma sección se presentan en la Figura 211 y Figura 212 la deformación de la plancha inferior y el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises obtenidos de forma gráfica, así como los puntos donde se obtuvieron los valores más críticos de los mismos.

Figura 211. Representación gráfica de deformación

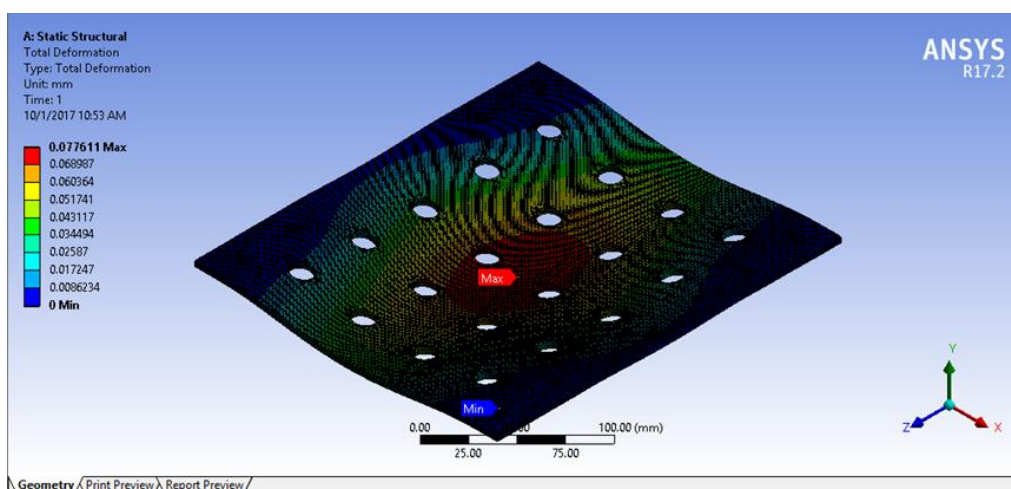
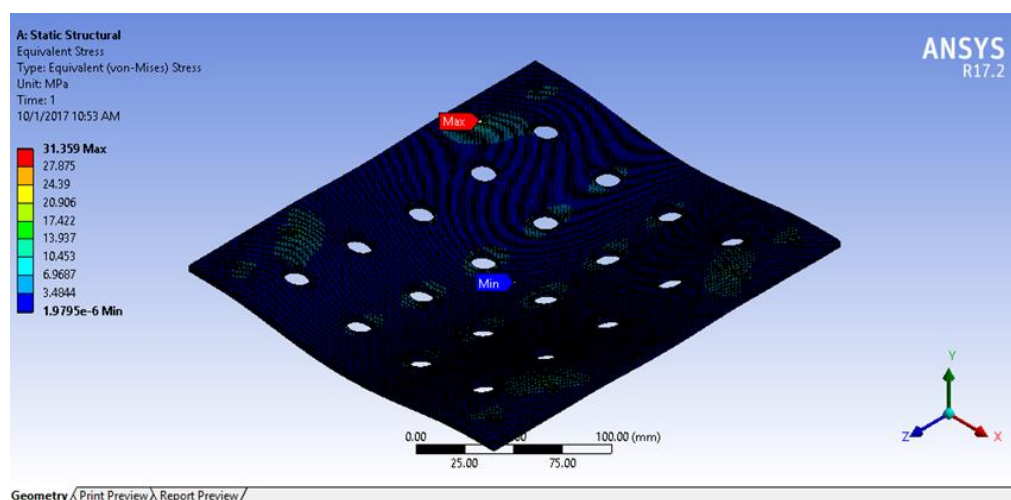


Figura 212. Representación gráfica de esfuerzo equivalente de Von-Mises



En el Cuadro 136 se presentan los resultados obtenidos de la misma sección para el análisis de los tornillos sometidos a tensión que sostienen al cabezal de sujeción.

Cuadro 136. Análisis tornillos de unión

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Rigidez del perno (1-33)	309.99X10 ³	$\frac{N}{mm}$
Rigidez del elemento (1-34)	441.17X10 ³	$\frac{N}{mm}$
Rigidez total de la unión (1-35)	0.41	-
Precarga requerida para la unión (1-36)	3,391.88	N
Factor de seguridad contra sobrecarga (1-37)	74.45	-
Factor de seguridad contra la fluencia (1-38)	1.53	-
Factor de seguridad contra la separación de la unión (1-39)	156.94	-

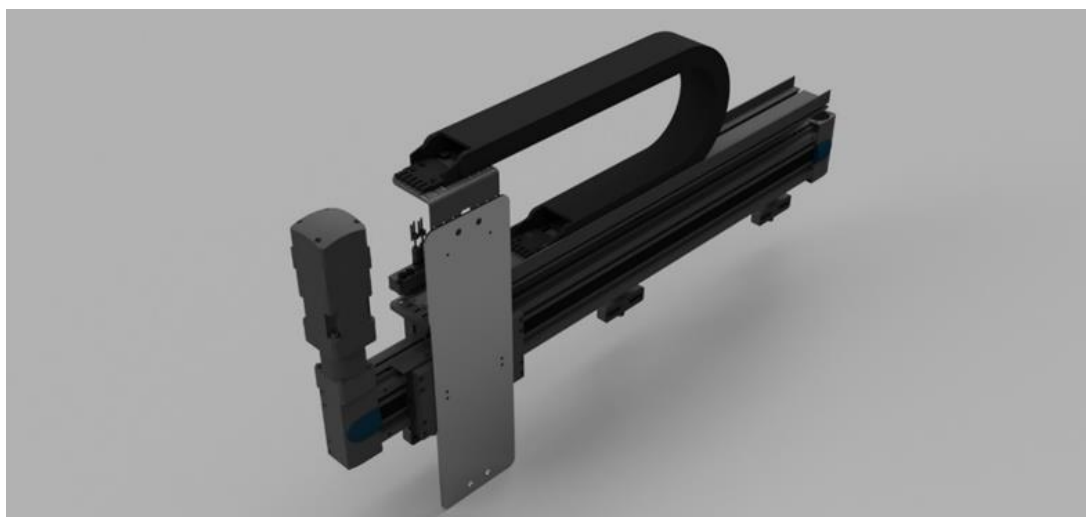
2. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL. Según los análisis presentados en la sección de diseño del mecanismo de desplazamiento vertical se puede presentar los resultados obtenidos para el diseño del cilindro neumático. En el Cuadro 137 se presentan los resultados para el diseño del cilindro neumático.

Cuadro 137. Resultados para el diseño del cilindro neumático

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Diámetro del émbolo sometido a cargas externas (1-40)	32.26	mm
Fuerza de retroceso debido a cargas externas (1-41)	443.34	N

3. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL. Siguiendo los pasos establecidos por la empresa FESTO para el adecuado diseño de un Gantry para la aplicación, Anexo 92, conociendo las cargas, distancias y ciclos de trabajo establecidos en el Cuadro 37 se obtuvieron los siguientes resultados, en la Figura 213 se presenta un diseño preliminar del Gantry generado por la empresa.

Figura 213. Diseño preliminar obtenido de la empresa FESTO



Las especificaciones de diseño suministradas por la empresa FESTO para el Gantry requerido se presentan en el Cuadro 138.

Cuadro 138. Resultado datos técnicos para el Gantry suministrado por la empresa FESTO

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Interfaz de bus de campo	PROFIBUS	-
CA 1 fase	110	V
CA trifásica	220	V
Tipo de motor módulo (Servomotor)	EMME-AS	-
Módulo de accionamiento	Eje accionado por correa dentada EGC-185	-
Controlador de motor	CMMP-AS-M3	-
Tipo de encoder en el motor	Encoder absoluto, vuelta individual	-
Función del elemento de maniobra para ejes eléctricos	Contacto normalmente cerrado	-
Precisión de repetición (+/-)	0.1	mm
Clase de resistencia a la corrosión KBK	Sin riesgo de corrosión	-
Intervalo de mantenimiento	2,500	Km

La empresa FESTO también presenta resultados que se refieren exclusivamente a la combinación del sistema de manipulación con el motor y el controlador de motor mencionados, dando como resultado la eficiencia y aprovechamiento del diseño propuesto por la empresa para cumplir con la necesidad requerida del cliente, en el Cuadro 139 se presentan estos resultados.

Cuadro 139. Resultados de la eficiencia y aprovechamiento del diseño generado

Resultado obtenido	Valor	Unidad
Carga normal de guía	22.00	%
Carga del accionamiento	75.00	%
Carga de eje	10.00	%
Velocidad (brazo saliente)	1.79	m/s
Aceleración (brazo saliente)	1.88	m/s ²
Duración del recorrido del eje	3.80	S
Momento de inercia en relación con los pivotes del eje	21.00X10 ³	Kg mm ²
Velocidad máxima de giro	463.00	1/min
Velocidad de giro media	113.00	1/min
Aceleración angular máxima	51.00	rad/s ²
Rendimiento máximo	632.40	W
Potencia nominal	152.00	W
Constante de avance	232.01	mm
Carga del sistema total (aprovechamiento)	75.00	%

4. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA DE SUJECCIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES. Según los requerimientos y estándares especificados para el funcionamiento del sistema completo, se pudieron obtener aquellas señales que se encargan de determinar el funcionamiento de cada sub-sistema por separado. En el Cuadro 140 se presentan las señales

determinadas como de importancia para el control del sistema, estas pueden ser de entrada, salida o alimentación para el sistema.

Cuadro 140. Entradas del sistema de sujeción y desplazamiento de envases

Nombre	Descripción	Tipo de señal
I-1.0	Conexión mediante protocolo de comunicación de tipo PROFIBUS a Gantry del sub-sistema de desplazamiento horizontal de envases DMS	Protocolo de comunicación PROFIBUS
I-2.0	Señal de inicio de carrera de Gantry obtenida mediante el protocolo de comunicación PROFIBUS	Señal digital
I-3.0	Señal de final de carrera de Gantry obtenida mediante el protocolo de comunicación PROFIBUS	Señal digital
I-4.0	Señal del sistema encargado de armado de matriz de envases, determina que ya existe una matriz para empezar proceso	Señal digital
I-5.0	Señal de inicio de carrera del cilindro neumático encargado del desplazamiento de envases CPS	Señal digital
I-6.0	Señal de final de carrera del cilindro neumático encargado del desplazamiento de envases CPS	Señal digital
I-7.0	Señal por sobrepasar presión establecida interna del cilindro neumático del desplazamiento de envases CPS	Señal digital

Cuadro 141. Salidas del sistema de sujeción y desplazamiento de envases

Nombre	Descripción	Tipo de señal
O-1.0	Conexión mediante protocolo de comunicación de tipo PROFIBUS a Gantry del sub-sistema de desplazamiento horizontal de envases DMS	Protocolo de comunicación PROFIBUS
O-2.0	Señal de inicio de carrera del cilindro neumático encargado del desplazamiento de envases CPS	Señal digital
O-3.0	Señal de final de carrera del cilindro neumático encargado del desplazamiento de envases CPS	Señal digital
O-4.0	Señal por sobrepasar presión interna establecida del cilindro neumático del desplazamiento de envases CPS	Señal digital

Con base en las señales catalogadas para el control del sistema de sujeción y desplazamiento de envases, se pudo continuar para la selección del tipo de instrumento industrial utilizado para la medición o transmisión de la variable de proceso que se desea, esto en base a las condiciones en las que se encuentra y facilidad de comunicación con el resto del sistema a través del sistema de control del PLC, encargado de controlar toda la máquina.

En el Cuadro 142 se presentan el listado de instrumentos industriales utilizados para cada una de las señales presentadas en el Cuadro 140 y Cuadro 141.

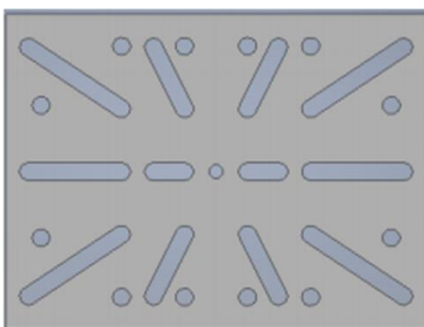
Cuadro 142. Listado de sensores para la medición de cada señal del sistema

Nombre señal	Tipo de sensor	Proveedor
I-2.0	Sensor inductivo acoplado a Gantry se conecta a Encoder y se transmite mediante protocolo de comunicación PROFIBUS	FESTO acoplado a Gantry
I-3.0	Sensor inductivo acoplado a Gantry se conecta a Encoder y se transmite mediante protocolo de comunicación PROFIBUS	FESTO acoplado a Gantry
I-4.0	Sistema de sensores inductivos de sistema de armado de matrices de envases	FESTO
O-2.0	Sensor inductivo acoplado a ranura de cilindro neumático	FESTO
O-3.0	Sensor inductivo acoplado a ranura de cilindro neumático	FESTO
O-4.0	Presostato acoplado en conexión de estación de servicio a cilindro neumático	FESTO

E. MÓDULO DE AJUSTE AUTOMÁTICO

1. PLACA DE TRAYECTORIAS.

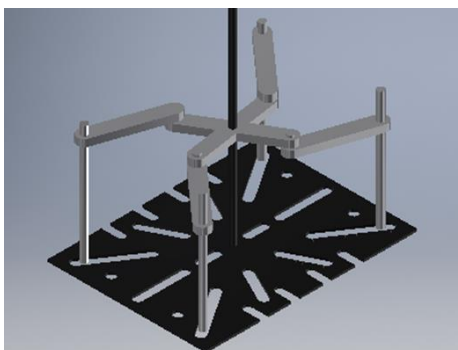
Figura 214. Placa de trayectorias



2. MECANISMO DE ESLABONES.

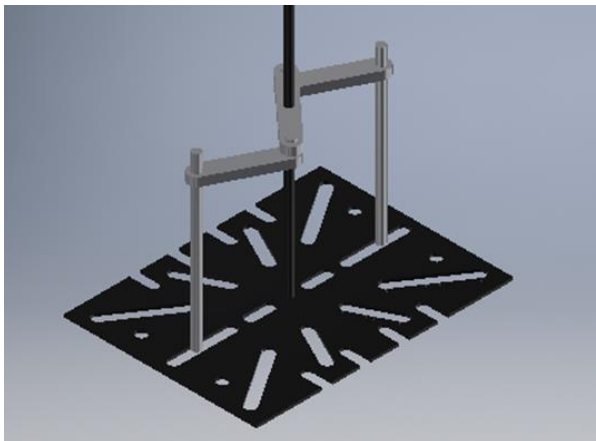
a. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA A.

Figura 215. Manivelas de la trayectoria A



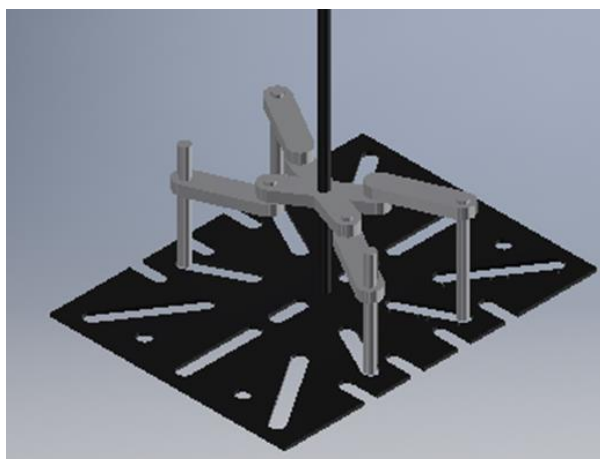
b. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA B.

Figura 216. Manivelas de la trayectoria B



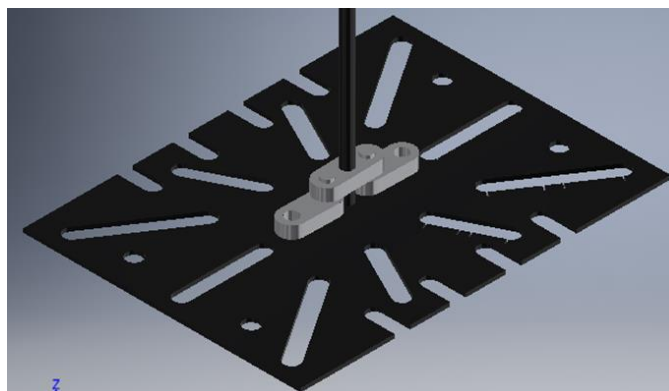
c. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA C.

Figura 217. Manivelas de la trayectoria C



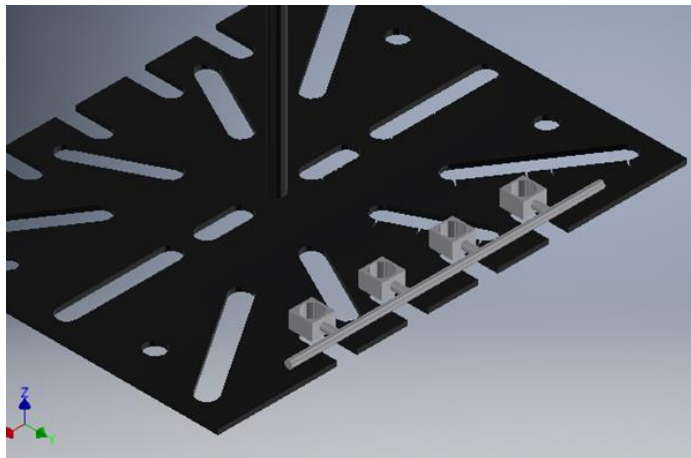
d. DISEÑO CAD DE LAS MANIVELAS DE LA TRAYECTORIA D.

Figura 218. Manivelas de la trayectoria D



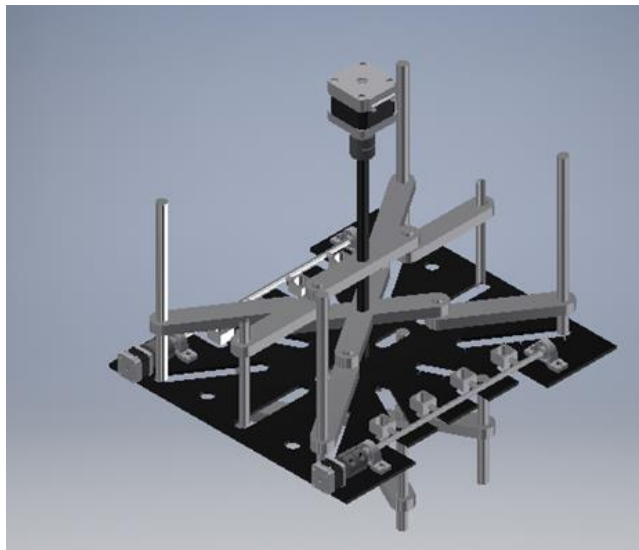
e. DISEÑO CAD DEL EJE DE LA TRAYECTORIA E.

Figura 219. Eje de la trayectoria E



f. VERSIÓN FINAL CON ACTUADORES.

Figura 220. MAAM con los actuadores



3. SÍNTESIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO. Del procedimiento 2.0 se obtuvieron los siguientes resultados:

Cuadro 143. Resumen de la síntesis de eslabones del mecanismo manivela corredera

Parámetros	Trayectoria A	Trayectoria B	Trayectoria C	Trayectoria D
a_2 [mm]	60.0538	49.9677	37.2432	16.6559
a_3 [mm]	100.9342	83.9823	62.5968	27.9941
μ [°]	83.9823	83.9823	83.9823	83.9823

4. VELOCIDADES EN EL PUNTO CRÍTICO. Del procedimiento 4.0 se obtuvieron los siguientes resultados:

Cuadro 144. Velocidades críticas

Parámetros	Trayectoria A	Trayectoria B	Trayectoria C	Trayectoria D
ω_3	-0.5950	-0.5950	-0.5950	-0.5950
\dot{D}	0	0	0	0

5. ACELERACIONES CRITICAS. Del procedimiento 5.0 se obtuvieron los siguientes resultados:

Cuadro 145. Resumen de aceleraciones

Parámetro	Trayectoria A	Trayectoria B	Trayectoria C	Trayectoria D
\ddot{D}	[-95.78 0 0]	[-79.69 0 0]	[-59.40 0 0]	[-26.56 0 0]
α_3	[0 0 0]	[0 0 0]	[0 0 0]	[0 0 0]
a_{c_3}	[-77.91 0 0]	[-64.83 0 0]	[-48.32 0 0]	[-21.61 0 0]
a_{c_2}	[-30.02 0 0]	[-24.98 0 0]	[-18.62 0 0]	[-8.32 0 0]

6. FUERZAS DINÁMICAS CRITICAS. Del procedimiento 6.0 se obtuvieron los siguientes resultados:

Cuadro 146. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria A

Fuerza	Magnitud
F_{Ox} [N]	-22.66
F_{Oy} [N]	26.23
F_{Ax} [N]	22.66
F_{Ay} [N]	-26.23
F_{Bx} [N]	16.53
F_{By} [N]	-26.23
F_{Cx} [N]	-26.23
T [Nmm]	- 2256.09

Cuadro 147. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria B

Fuerza	Magnitud
F_{Ox} [N]	-18.85
F_{Oy} [N]	21.82
F_{Ax} [N]	18.85
F_{Ay} [N]	-21.82
F_{Bx} [N]	13.75
F_{By} [N]	-21.82
F_{Cx} [N]	-21.82
T [Nmm]	1561.90

Cuadro 148. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria C

Fuerza	Magnitud
F_{Ox} [N]	-14.05
F_{Oy} [N]	16.27
F_{Ax} [N]	14.05
F_{Ay} [N]	-16.27
F_{Bx} [N]	10.25
F_{By} [N]	-16.27
F_{Cx} [N]	-16.27
T [Nmm]	867.69

Cuadro 149. Resumen de fuerzas dinámicas para las manivelas de la trayectoria D

Fuerzas	Magnitud
F_{Ox} [N]	-6.28
F_{Oy} [N]	7.27
F_{Ax} [N]	6.28
F_{Ay} [N]	-7.27
F_{Bx} [N]	4.58
F_{By} [N]	-7.27
F_{Cx} [N]	-7.27
T [Nmm]	173.54

7. FUERZAS RADIALES. Del procedimiento 5.0 se obtuvieron los siguientes resultados:

Cuadro 150. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera A

Fuerzas radiales Trayectoria A	
F_O [N]	35.97
F_A [N]	33.45
F_B [N]	30.47

Cuadro 151. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera B

Fuerzas radiales Trayectoria B	
F_O [N]	29.93
F_A [N]	27.83
F_B [N]	25.35

Cuadro 152. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera C

Fuerzas radiales Trayectoria C	
F_O [N]	22.30
F_A [N]	20.74
F_B [N]	18.901

Cuadro 153. Fuerzas radiales en cada articulación del mecanismo manivela corredera D

Fuerzas radiales Trayectoria D	
F_O [N]	9.97
F_A [N]	9.27
F_B [N]	8.45

8. GAMA DE COJINETES SELECCIONADA PARA LAS JUNTAS.

- Diámetro: 10 mm
- Código: 4200 ATN9 SKF
- Factor de seguridad: >10

9. COJINETES SELECCIONADOS PARA EL EJE.

- Diámetro: 10 mm
- Código: 4200 ATN9
- Factor de seguridad: >10

10. EMBRAGUE SELECCIONADO.

- SFM VAR00 Size 10 Euro Standard - fabricate Warner Electric

11. CILINDROS ELECTROMECÁNICOS. La figura muestra las soluciones SKF para la trayectoria A, B, C:

Cuadro 154. Resultados del CASM calculator

Size	Designation	Screw Type	Motor	Linear unit usage	Motor usage	L10 lifetime
32	CASM-32-LS	9X1.5	1FK7015-5AK71-1SH3	0%	7%	70
32	CASM-32-LS	9X1.5	BG45x30PI	0%	7%	70
32	CASM-32-BS	10X3	1FK7015-5AK71-1SH3	1%	16%	10000
32	CASM-32-BS	10X3	BG45x30PI	1%	16%	10000
32	CASM-32-BN	10X10	1FK7015-5AK71-1SH3	1%	9%	10000
32	CASM-32-BN	10X10	BG45x40PI	1%	9%	10000
40	CASM-40-LS	12.5X2.5	1FK7022-5AK71-1UH3	0%	5%	100
40	CASM-40-LS	12.5X2.5	1FK7034-2AK71-1UH0	0%	6%	100

No es posible introducir un cilindro electromecánico para la trayectoria D, así que se propone utilizar un mecanismo manivela corredera como el de la tabla No.1

12. TORQUE DEL MOTOR DE LA TRAYECTORIA E.

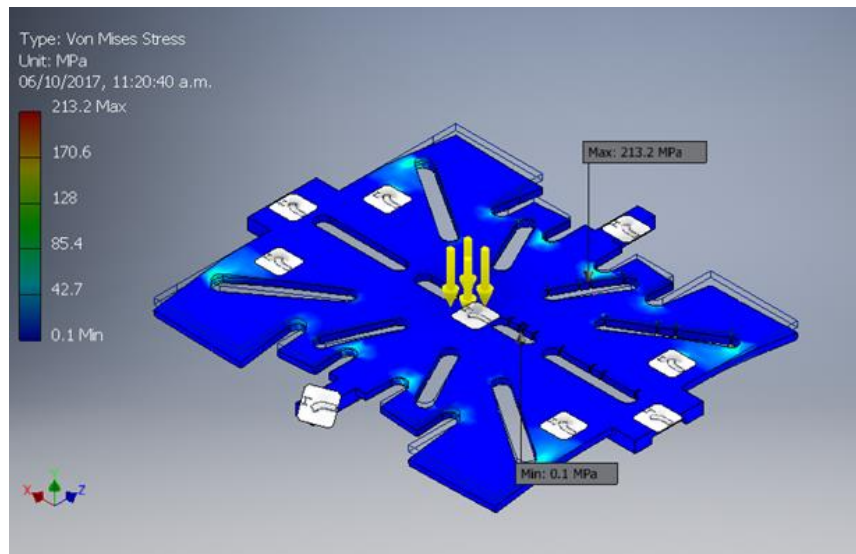
- $T_{\max} = 21\text{Nm}$

13. RESULTADOS DEL ANÁLISIS FEA.

a. PLACA DE TRAYECTORIAS.

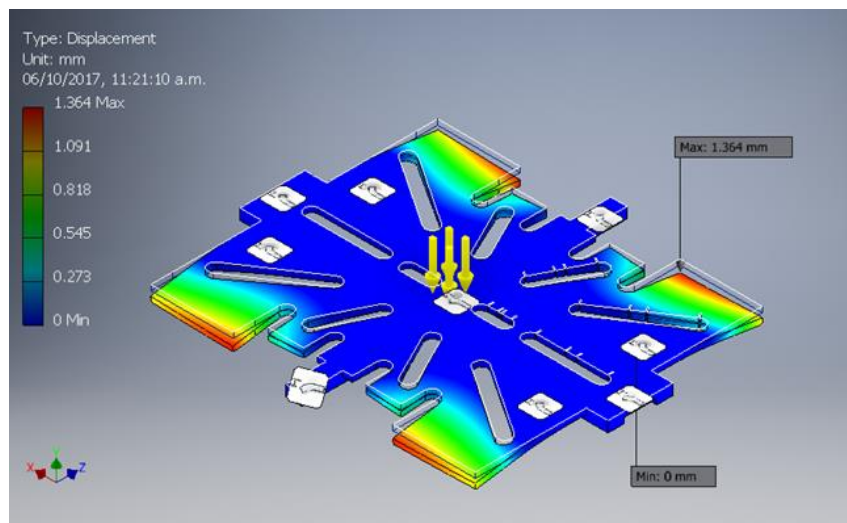
i. ESFUERZO DE VON MISES.

Figura 221. Distribución del esfuerzo Von Mises sobre la placa de trayectorias



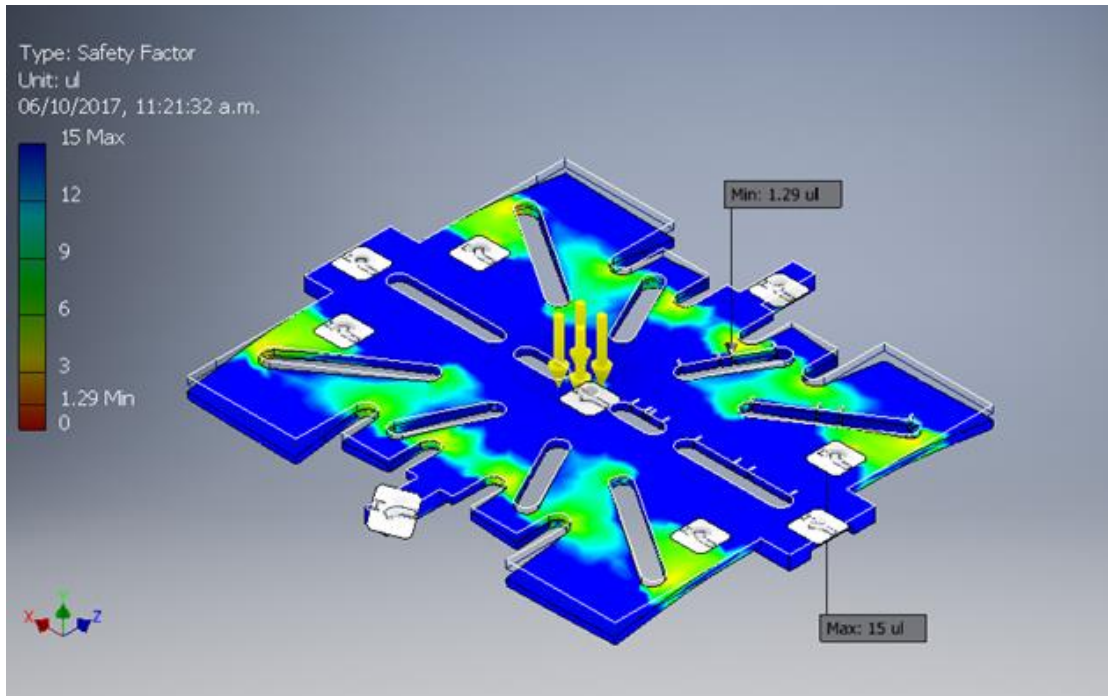
ii. DESPLAZAMIENTO TOTAL.

Figura 222. Deflexión total de la placa de trayectorias



iii. FACTOR DE SEGURIDAD.

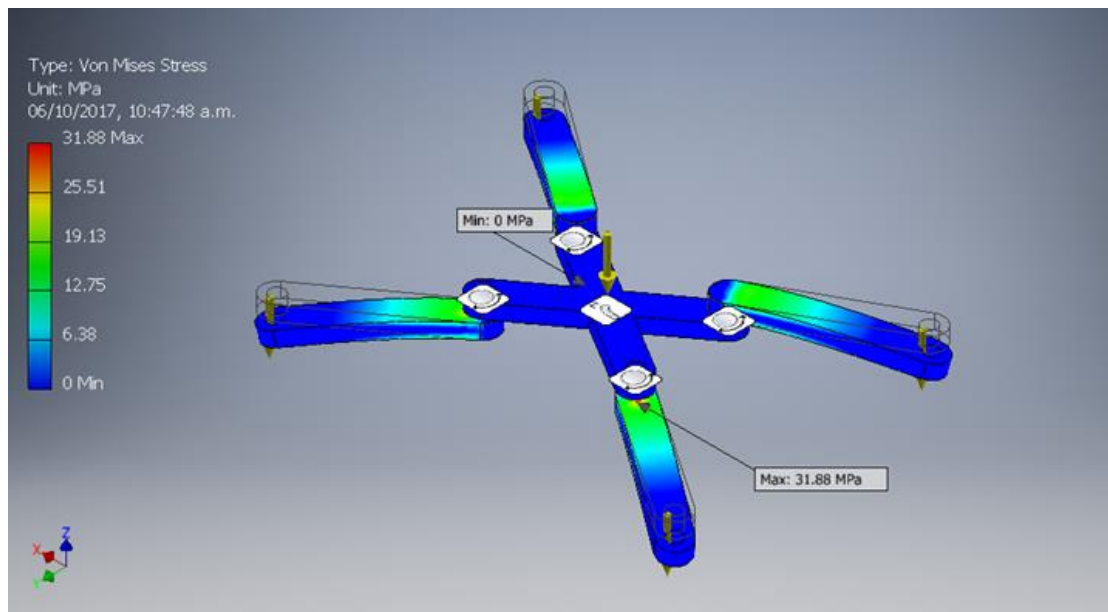
Figura 223. Distribución del factor de seguridad de la placa de trayectorias



b. PLACA DE MANIVELA CORREDERA DE LA TRAYECTORIA A.

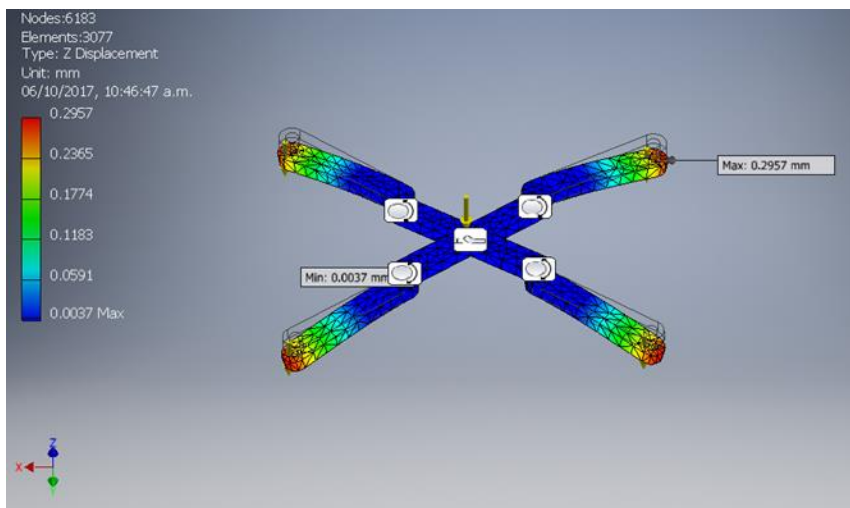
i. ESFUERZO DE VON MISES.

Figura 224. Esfuerzo Von Mises de la manivela-corredera de la trayectoria A



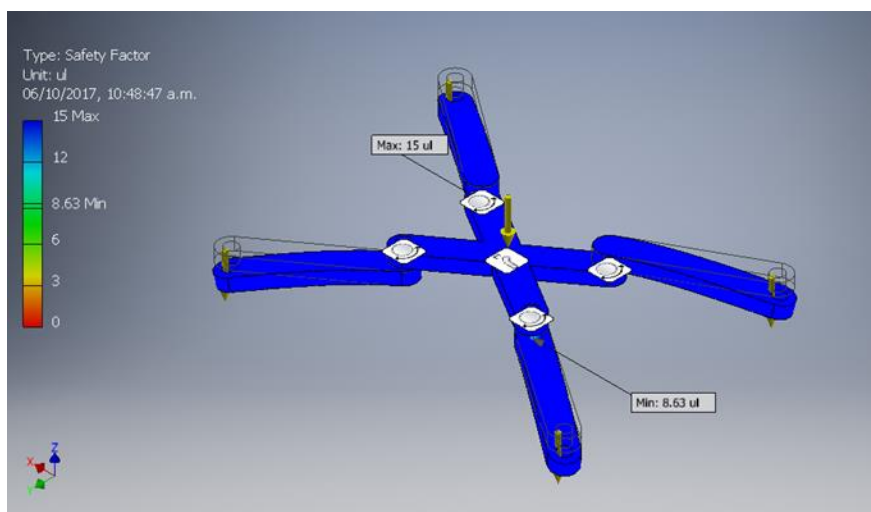
ii. DESPLAZAMIENTO TOTAL.

Figura 225. Deformación total de la manivela-corredera de la trayectoria A



iii. FACTOR DE SEGURIDAD.

Figura 226. Factor de seguridad sobre la manivela-corredera de la trayectoria A



14. LISTA DE PRECIOS APROXIMADOS.

Cuadro 155. Lista de precios de los componentes mecánicos a utilizar

Parte	Unidades	Precio por unidad [\$]	Precio Total [\$]
Cilindros CASM-32	12	1200	14400.00
Servo	3	485	1455.00
Cojinetes con housing	2	23.10	46.20
Cojinetes	40	9.27	370.00
Acopladores	3	39.58	118.74
WaterJet	4	67.5	270.27
Electromagnetic tooth Clutch	4	761.47	3045

F. MÓDULO DE CONTROL

1. LISTADO DE SENSORES Y COMPONENTES. Se contabilizó la cantidad de entradas y salidas digitales que se necesitan, así como las de tierra y 24V DC, se agregó aproximadamente 20% a cada cantidad por expansiones o cambios futuros. Los resultados se observan en la Cuadro 156, la descripción de cada cantidad se puede encontrar en el Anexo 221.

Cuadro 156. Cantidad de distintos tipos de señales eléctricas del sistema

TIPO DE SEÑAL	CANTIDAD
Entradas Digital	32
Salidas Digital	16
Tierra	48
24V DC	53
Borneras	150

En el siguiente cuadro se describen los sensores a utilizar en la instrumentación de la línea de embalaje completa, como se mencionó anteriormente existen muchas presentaciones comerciales y marcas de cada tipo de sensor por lo que se eligió uno, aunque fácilmente se puede cambiar por otro similar que cumpla con las mismas características del sugerido.

Cuadro 16. Descripción de sensores elegidos para instrumentación de sistema

MARCA	CÓDIGO SUGERIDO	TIPO DE SENSOR	CANTIDAD	HILOS	VOLTAJE
Schneider	XS130B3NAL5	Inductivo	2	3	24 VDC
Schneider	XT130B1NAL2	Capacitivo	7	3	24 VDC
Festo	SME-8M	Final de carrera	10	3	24 VDC
Festo	SOEG-L-Q20-PP-S-2L-TI	Óptico	2	3	24 VDC

En el Cuadro 157 se muestra la lista completa de los componentes a utilizar para el control, tablero o gabinete, motores y seguridad del sistema. La mayoría de componentes son marca Siemens, Festo y Schenider Electric; fueron elegidas por ser gama alta y por su confiabilidad, además de ser utilizadas actualmente por la empresa, aunque el precio es mayor garantiza respuestas rápidas y se pueden encontrar en empresas guatemaltecas como Esinsa y Grupo Acisa.

Cuadro 157. Listado de componentes para la construcción del sistema de control parte 1

CÓDIGO	MARCA	COMPONENTE	CANT
CPU 315-2DP	Siemens	PLC S7-300 Memory Card de 512KB	1
6ES7307-1EA01-0AA0	Siemens	Fuente de poder, 120/230V AC a 24V DC/5 A	1
6ES7972-0CB20-0XA0	Siemens	Adaptador universal de PC a PLC	1
6XV1830-0EH10	Siemens	Cable profibus	1
6ES7972-0BB12-0XA0	Siemens	Conector Profibus, Simatic DP	1

Cuadro 158. Listado de componentes para la construcción del sistema de control parte 2

CÓDIGO	MARCA	COMPONENTE	CANT
TP177B PN/DP	Siemens	Pantalla táctil Simatic de 6"	1
6ES7322-1BL00-0AA0	Siemens	Módulo 32 + 8 salidas digitales	1
6ES7321-1BL00-0AA0	Siemens	Módulo 24 entradas digitales	1
6ES7332-5HD01-0AB0	Siemens	Módulo 4 salidas analógicas	1
6ES7331-1KF02-0AB0	Siemens	Módulo 4 entradas analógicas	1
TXM1.6RL	Siemens	Módulo de 6 relay biestables, DC/DC de 24V	3
6ES7392-1BM01-0AA0	Siemens	Conector frontal de 40 pines/polos	1
6ES7392-1BJ00-1AB0	Siemens	Conector frontal de 20 pines/polos	1
	Schneider	Torre de Luz	1
	Siemens	Pulsador con enclavamiento	2
	Siemens	Pulsador arrancar producción / verde	1
	Siemens	Pulsador para parar producción / amarillo	1
6SN1197-0AD07-0EP	Siemens	Módulo de control servomotores con Profibus	2
6SE6440-2AB13-7AA1	Siemens	Variador de frecuencia MICROMASTER420	4
SD328BU25S2	Schneider	Módulo de control stepper con Profibus	1
		Pulsador con enclavamiento y candado	8
SIRIUS 3RV	Siemens	Guardamotor trifásico AC	7
5SJ4101-7HG40	Siemens	Interruptor magnetotérmico de 1 polo	3
BQ3S050	Siemens	Interruptor magnetotérmico de 3 polos	1
8WA1011-1DG11	Siemens	Borne de paso, para voltaje y señales	105
8WA1011-3DH21	Siemens	Borne de paso, tierra	60
KT 3/18	Murrplastic	Fundas de identificación cables 18 AWG	200
		Rótulos para pulsadores	5
	Esinsa	Gabinete metálico grande 50x70x15 cm	1
	Esinsa	Gabinete metálico pequeño 30x30x15 cm	1
	Esinsa	Canaleta ranurada, plástica	
	Esinsa	Riel DIN 45 mm	

2. LISTADO DE SEÑALES. Para realizar este listado se creó un sistema de identificación para bloques de borneras, borneras y cables para que sea estándar tanto en los diagramas eléctricos como en la instalación. Cada elemento estará debidamente identificado, los bloques de borneras con rótulos y los cables con fundas de bornera marca Murrplastic KT3/18 de 1.8 centímetros de largo elegidos utilizando la guía que se encuentra en el Anexo 228; este tipo de funda envuelve completamente el cable para evitar caídas o pérdidas del mismo.

Los bloques de borneras estarán divididos en entradas y salidas analógicas y digitales, pulsadores, alimentación trifásica, alimentación de 24V DC, tierra y el bloque de borneras de los motores; estarán identificados con las letras TB-01 a TB-10. Las borneras estarán identificadas con TB01-01 al número final de bornera de cada bloque; por ejemplo, TB01-32 para la última

bornera de las entradas digitales. Los cables estarán identificados con una letra y un número de acuerdo a la señal iniciando en B-101; los de voltaje directo estarán identificados como 24V y los de tierra como 0V. En el Cuadro 159 se muestra la descripción de las señales con su respectivo código de cable, salida según el tipo de señal y el dispositivo al que irá conectado, descrito en el Cuadro 95.

Cuadro 159. Listado de entradas analógicas y el dispositivo del que proviene

ID CABLE	ENTRADA DIGITAL	DISPOSITIVO
B-101	I:0	ZD1
B-102	I:1	ZD2
B-103	I:2	ZD3
B-104	I:3	ZD4
B-105	I:4	ZD5
B-106	I:5	ZD6
B-107	I:6	ZI1
B-108	I:7	ZI2
B-109	I:8	ZI3
B-110	I:9	ZI4
B-111	I:10	ZI5
B-112	I:11	ZI6
B-113	I:12	ZI7
B-114	I:13	ZI8
B-115	I:14	ZI9
B-116	I:15	ZI10
B-117	I:16	ZI11
B-118	I:17	ZI12
B-119	I:18	ZI13
B-120	I:19	ZI14
B-121	I:20	ZI15
B-122	I:21	ZI16
B-123	I:22	PI1
B-124	I:23	PI2
B-125	I:24	PI3
B-126	I:25	PI4
B-127	I:26	
B-128	I:27	
B-129	I:28	
B-130	I:29	
B-131	I:30	
B-132	I:31	

Cuadro 160. Listado señales digitales de salida y el dispositivo que accionarán

ID CABLE	SALIDA DIGITAL	RELAY	DISPOSITIVO
B-133	Q:0	KA1	EV11
B-134	Q:1	KA2	EV12
B-135	Q:2	KA3	EV21
B-136	Q:3	KA4	EV22
B-137	Q:4	KA5	EV31
B-138	Q:5	KA6	EV32
B-139	Q:6	KA7	EV41
B-140	Q:7	KA8	EV42
B-141	Q:8	KA9	EV51
B-142	Q:9	KA10	EV52
B-143	Q:10	KA11	L1
B-144	Q:11	KA12	L2
B-145	Q:12	KA13	L3

3. INTERFAZ USUARIO-MÁQUINA (HMI). Se utilizará una pantalla SIMATIC TP177B de 6 pulgadas. Esta pantalla estará montada sobre un gabinete pequeño a la par de la máquina, en este mismo gabinete se encontrará los pulsadores físicos de paro de emergencia con enclavamiento, inicio de producción y paro de producción, aunque en las pantallas se encuentran los mismos botones esto se realizará por seguridad para garantizar el funcionamiento en caso de emergencia.

La pantalla se programó utilizando el software WinCC de Siemens; la conexión entre la pantalla y el software se realizará por medio de Ethernet. Ya que el objetivo final de este trabajo de graduación no es construir e implementar el sistema se validará utilizando el simulador de WinCC enlazado con el simulador de Step7.

Figura 227. Lógica de pantallas y su interacción

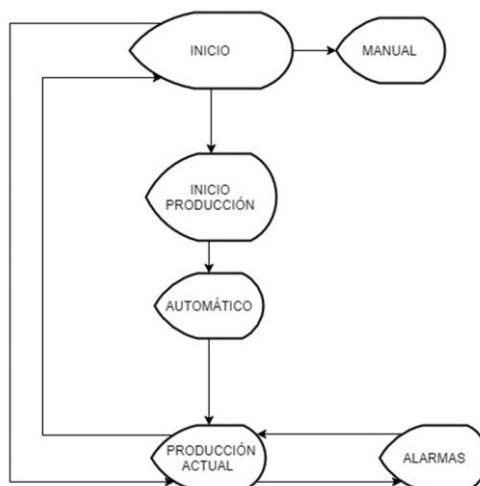


Figura 228. Pantalla principal del sistema

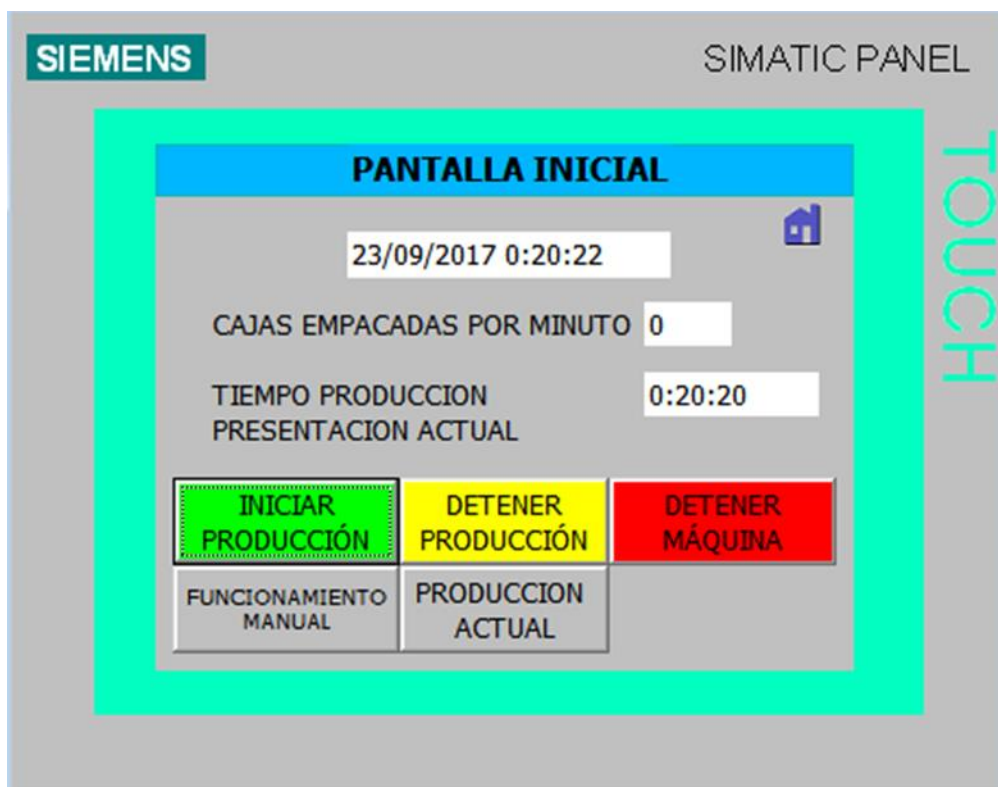


Figura 229. Pantalla para elegir presentación de bolsa

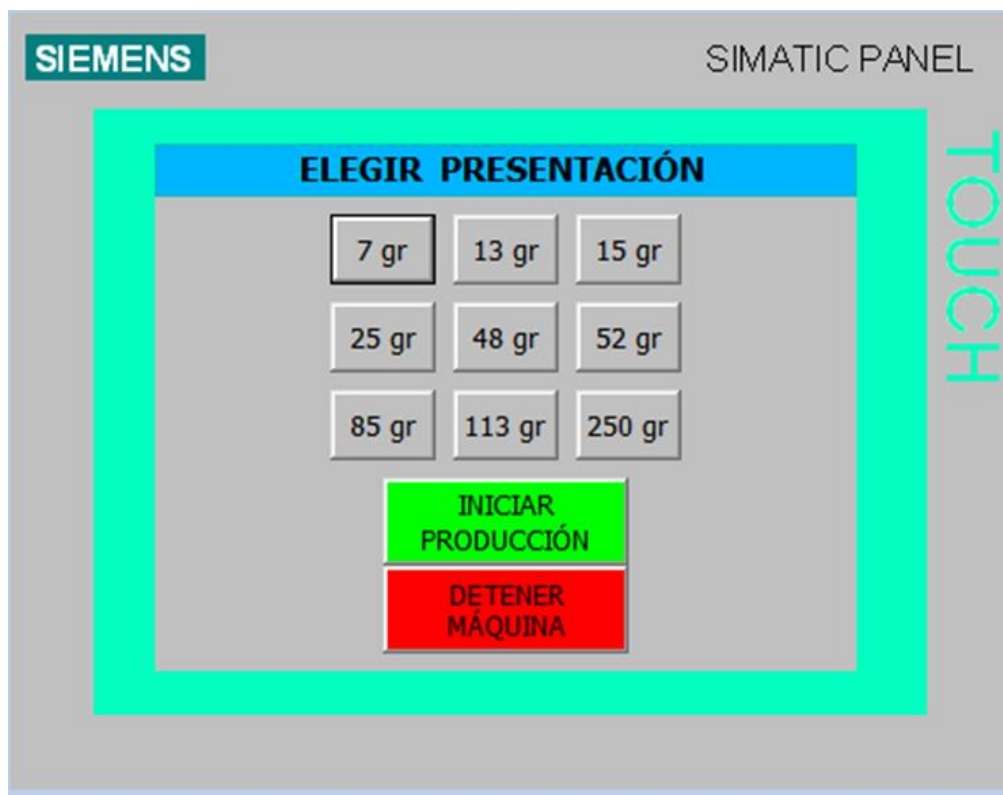


Figura 230. Pantalla principal con información de producción actual

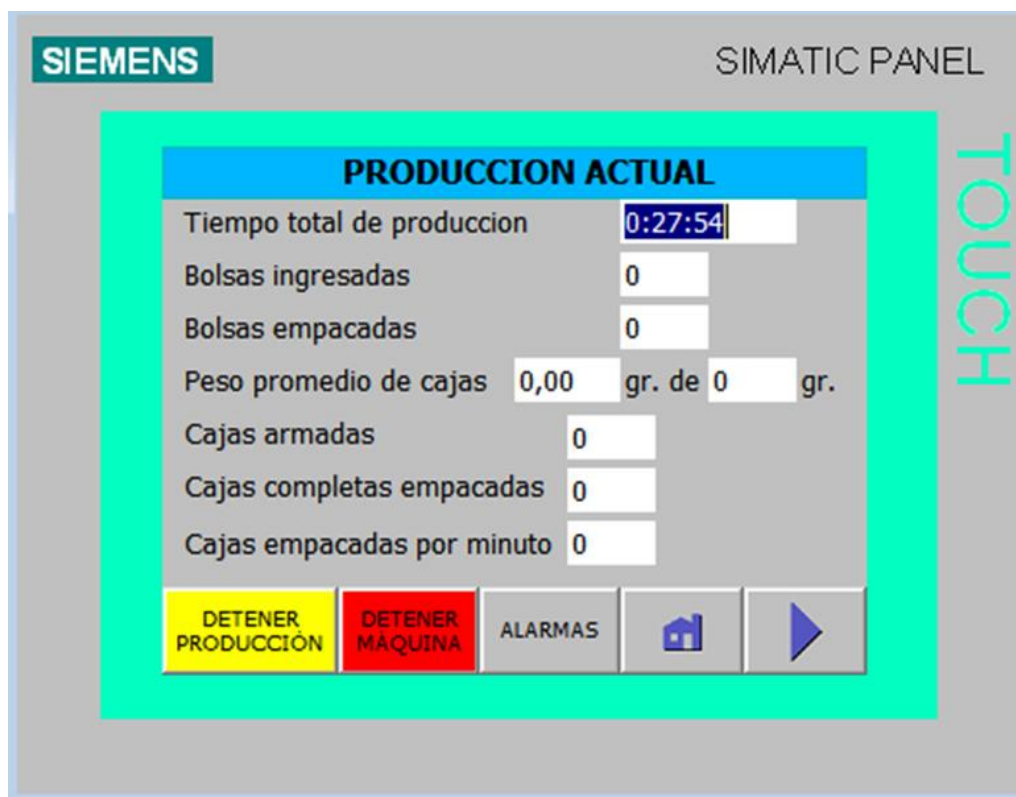
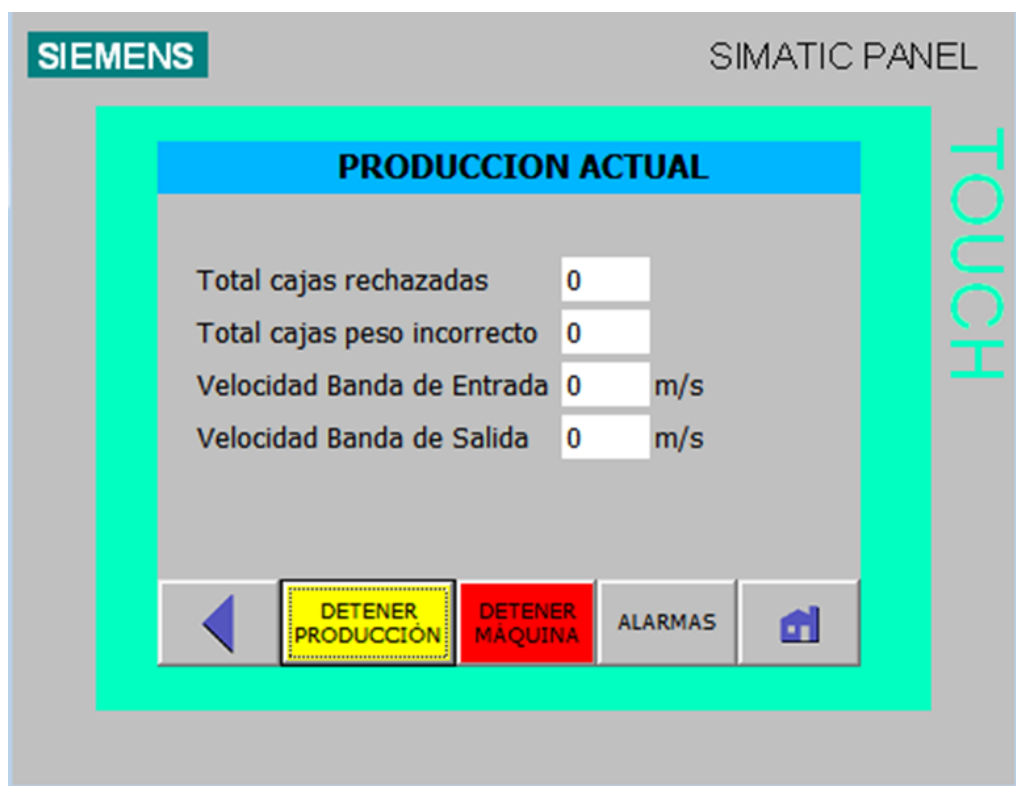


Figura 231. Pantalla secundaria con información de producción actual



4. DIAGRAMAS DE FLUJO. Los diagramas de flujo se realizaron utilizando el software en línea Drawio. Se dividieron en procesos completos, alarmas, modos de funcionamiento y funcionamiento módulos específicos, estos últimos se pueden encontrar en el Anexo 222. Están diseñados para dar una idea concisa del proceso completo y ser un apoyo al momento de realizar la programación para seguir la lógica del proceso. La descripción de las figuras utilizadas en todos los diagramas se puede encontrar en el Anexo 214.

Figura 232. Diagrama de flujo de los 4 distintos modos de funcionamiento de la máquina

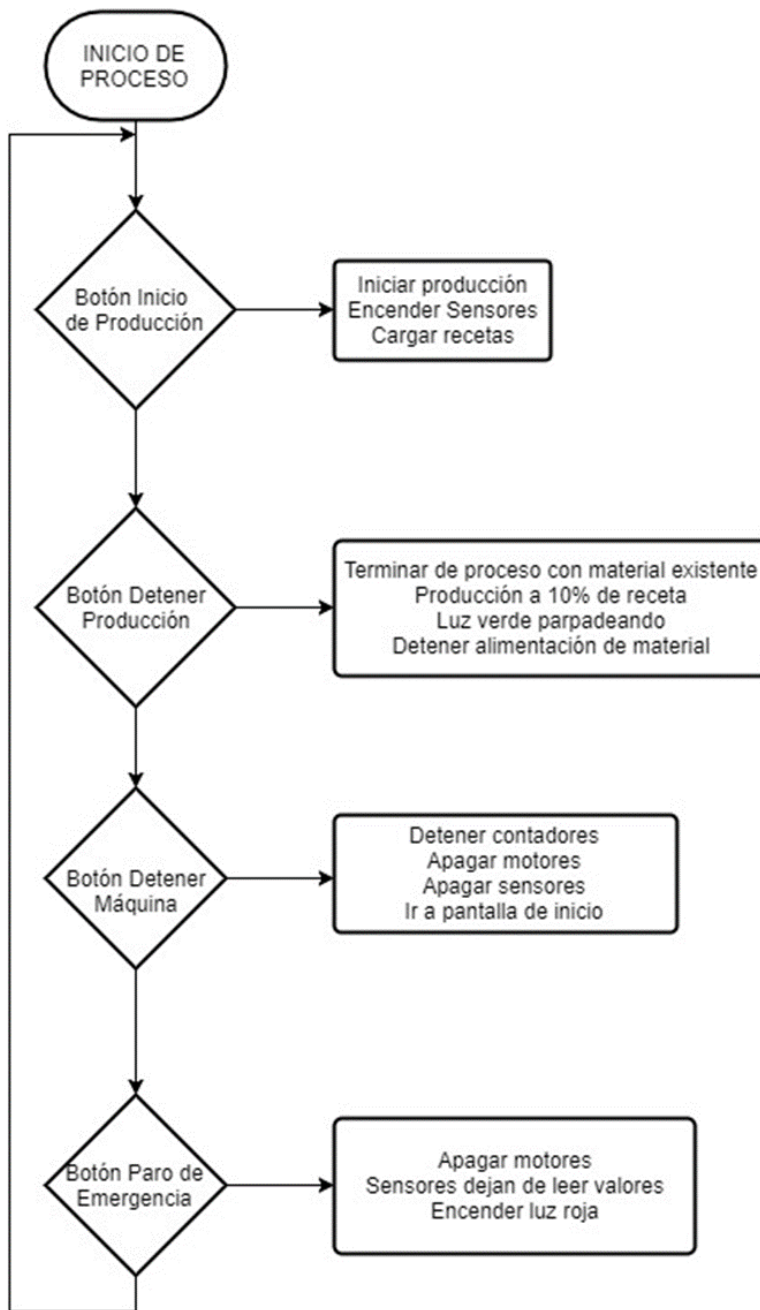


Figura 233. Diagrama de flujo de sistema completo

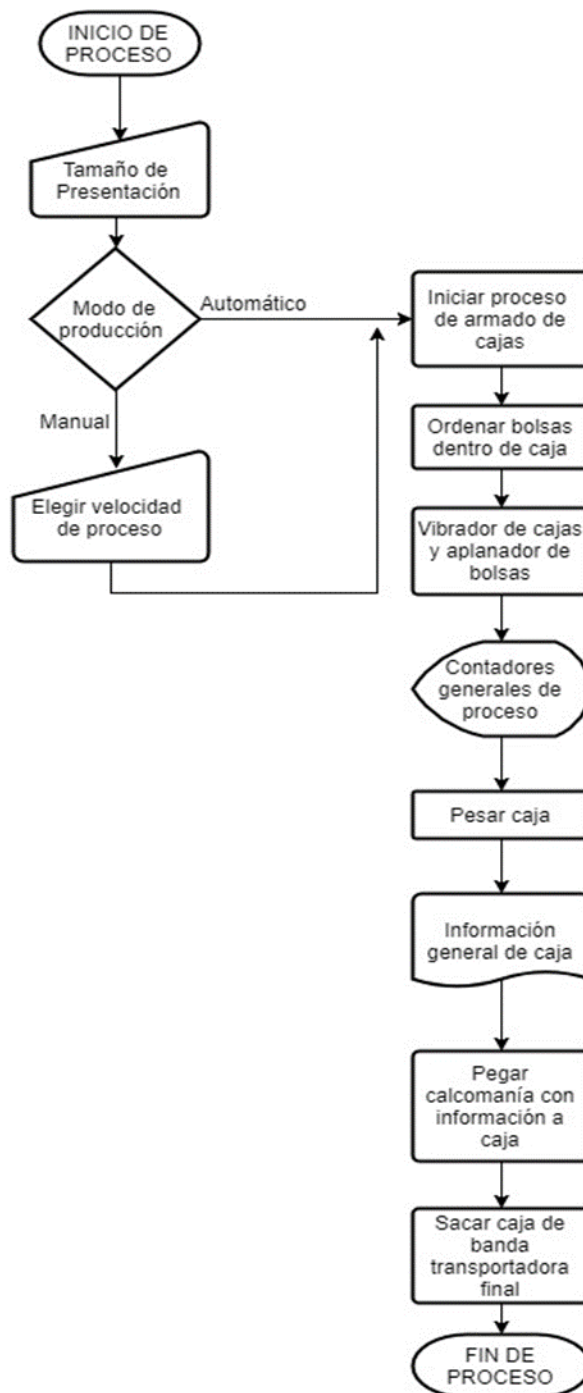
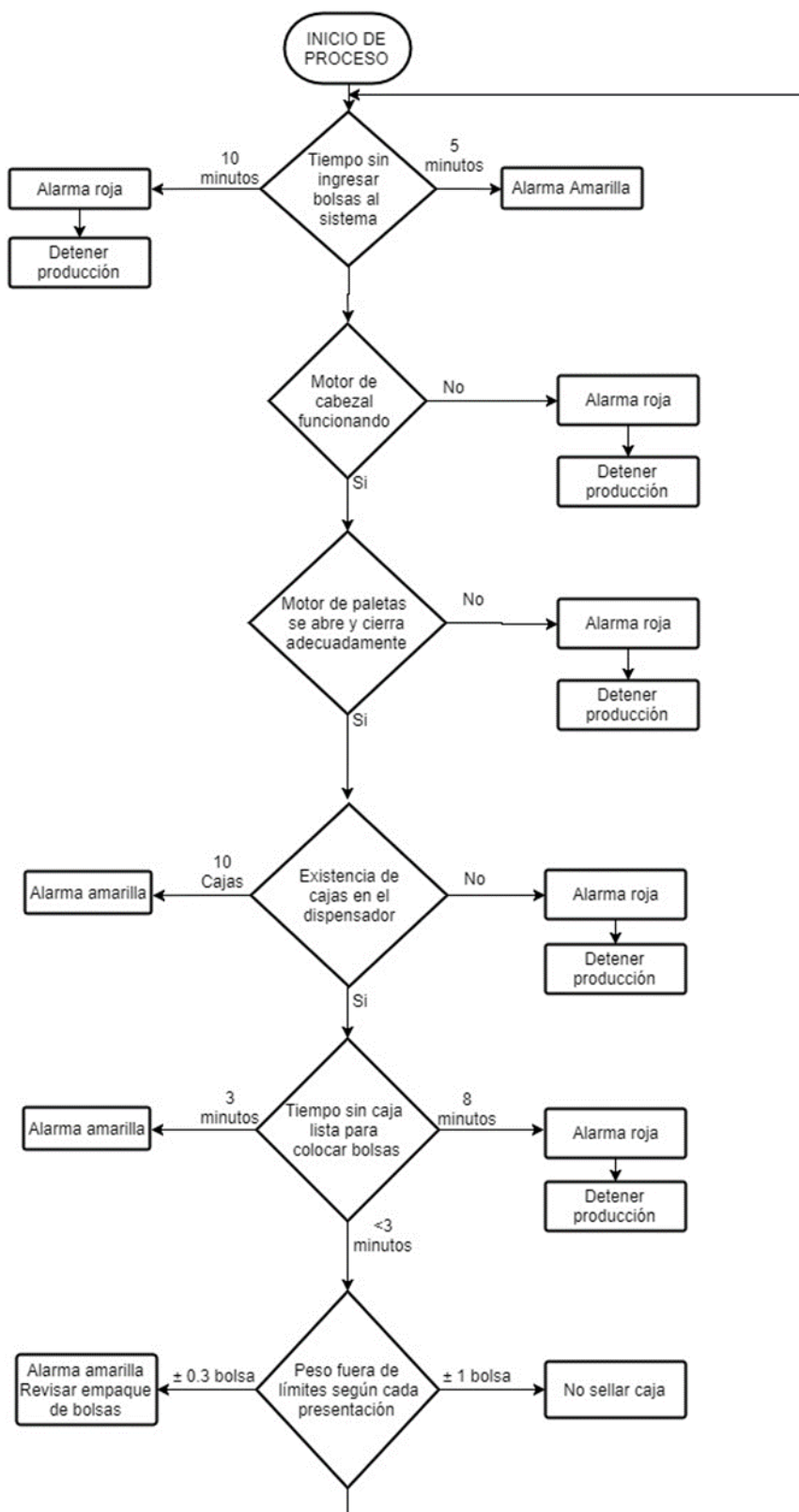


Figura 234. Descripción de distintas alarmas dentro del proceso



VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A. MÓDULO DE ESTRUCTURA GENERAL

De acuerdo al análisis realizado sobre la estructura en el Software Inventor, en donde la deformación máxima es de 3.53 mm, lo cual es una deformación despreciable por las dimensiones del perfil y las propiedades del Acero inoxidable (ver Cuadro 4). También se obtuvo la fuerza máxima en cada soporte de la máquina, porque ahí se ensamblarán los niveladores, y deben ser capaz de soportar toda la carga, dicha reacción máxima que se presenta en cada soporte es de 1364 N, lo cual, valida nuestra selección de niveladores con un factor de seguridad de 2.2, sobre el factor de tres que ya tiene aplicado la carga, ya los niveladores soportan una carga de 3000 N cada uno. Además, se comprobó por medio de tres iteraciones que los agujeros en el perfil, donde se colocaran los pernos que sujeta el módulo de sujeción y desplazamientos, no afectan significativamente los resultados de deflexión en comparación con la carga, debido a que son de 10 mm de diámetro.

Aun siendo despreciable la deformación obtenida con Inventor se procedió a compararla contra la deformación obtenida de un análisis de elementos finitos en ANSYS, en donde se obtuvo 1.4766 mm de deformación total máxima, la cual es menor a la deformación obtenida con Inventor pero muy cercana, esto se debe a que ANSYS genera resultados más cercanos a los valores reales, y esto lo logra a través de un buen mallado que es responsabilidad del diseñador, para este análisis se aseguró la calidad del mallado con una evaluación de Oblicuidad; donde la mayoría de los elementos están contenidas debajo de 0.25, y una evaluación de Ortogonalidad, en donde satisfactoriamente la mayoría de los elementos están contenidos en la métrica mayor a 0.75. Los elementos que están alejados de una oblicuidad de cero y una ortogonalidad de uno, son los elementos que se encuentran en la periferia a los agujeros en los que se insertarán los niveladores o a los filetes redondeados que presentan los perfiles cuadrados en las esquinas, esto se debe a que ANSYS cuando intenta hacer mallado cuadrático en un volumen circular se ve forzado a colocar otras geometrías para cubrir todo el volumen, por lo tanto, no afectan significativamente en el resultado.

ANSYS también permitió obtener el esfuerzo equivalente de Von Mises en flexión de 78.3 MPa, que es uno de los esfuerzos más importante a tomar en cuenta en un diseño estructural, y que fácilmente podemos comparar con el límite elástico de 196 MPa del acero Inoxidable, por lo tanto, se valida la resistencia al esfuerzo de Von Mises en la estructura.

Al terminar el análisis de elementos finitos, se obtiene un factor de seguridad para toda la estructura, con base a todos los esfuerzos a los que está sometida, de 3.19, lo cual valida el diseño y resistencia de la estructura.

El siguiente paso es analizar matemáticamente de manera manual el esfuerzo de la viga a flexión en donde se encuentra apoyada la mayor carga. Tras realizar los cálculos, encontrar las reacciones y momentos, se procedió a calcular la deformación máxima en Y de 0.141 mm, la cual se puede comparar fácilmente contra la deformación máxima en el eje Y encontrada con ANSYS de 0.04. En ambos resultados la deformación sigue siendo insignificante.

Por último, se realizaron los cálculos correspondientes al área con mayor concentración de esfuerzos que estaría soldada, esta área se detectó fácilmente con un análisis de esfuerzo normal en Inventor y se procedió a calcular y dimensional el cordón de soldadura. En donde se obtuvo que se debe usar un cordón de soldadura de 5 mm de electrodo E308L debido a su fuerte presencia en Guatemala, garantizando un factor de seguridad de cinco.

Finalmente, en base a todos análisis de esfuerzos y cálculos realizados se valida con éxito el diseño, ya que cumple con los estándares de seguridad respetando en todo momento un factor de seguridad tres y, además, todos los módulos, partes y accesorios se puede instalar en la estructura sin problemas de interferencia entre ellos, interferencia durante el funcionamiento.

B. MÓDULO DE SISTEMA DE SUMINISTRO DE CAJAS

Para el sistema de potencia y transporte por cadena se necesita un motor con torque de aceleración de 0.0265 Nm, al observar la Figura 159 se ve que la curva de torque a 47.75 rpm será muy pequeña, dejando así un factor de seguridad de 17.

Se seleccionó un factor de seguridad alto debido a que la inercia reflejada del bloque de cajas hacia el motor fue una aproximación dada por el fabricante, el cual coloca al bloque de cajas como otro disco de diferente masa acoplada al eje rotacional, ya que para obtener la inercia reflejada es muy difícil en términos analíticos, por otro lado, el perfil de movimiento también es una aproximación debido al cambio drástico de aceleración, el cual no ocurre con el motor instantáneamente a valores de torque elevados, pero si se aproxima a valores de torque constantes.

Otra característica importante es que el motor trabaja por "tirones", o intermitentemente, esto provoca un desgaste considerable, tomando en cuenta que la aplicación de estos motores contempla velocidades constantes en un determinado tiempo (como por ejemplo máquinas de fresado), se debe tener un motor con factor de seguridad alto para así asegurarle una vida larga.

En el Cuadro 104 se recomienda un amplificador de pulsos con el cual se podrá aumentar la velocidad del motor, aspecto a tomar en cuenta debido a futuras expansiones o cambios de velocidad en la planta de producción.

Las cadenas de transporte que se tienen que instalar son de 186 pasos cada una, a estas no se les hizo ningún análisis ya que las formas de falla encontradas implican una aplicación del tipo transmisión de potencia o bien un transporte de objetos por fuerza de tracción, sin embargo, en esta aplicación la cadena no transmite una potencia considerable, ya que trabaja de forma intermitente y además no emplea una fuerza de tracción para mover el bloque de cajas ya que este va unido como uno solo y la cadena solo sirve como de soporte móvil.

La cadena de transporte no soporta esfuerzos grandes de tensión, para asegurar esta afirmación se ejemplifica el siguiente caso: asumiendo que toda la carga de todo el sistema (ver Cuadro 106), actúa en forma de tensión en la cadena escogida. El Anexo 19 muestra la fuerza de tensión de la cadena escogida que es de 2100 lbf que equivale a 9345.265 N, esta es una fuerza 16 veces más grande que la carga de todo el sistema, por lo cual la cadena no fallará.

El sistema de elevación es un sistema hidráulico de cuatro cilindros, donde se supuso que cada pistón soporta un cuarto de la carga total, y a la hora de agregar un factor de seguridad de 2 cada cilindro soporta la mitad de la carga total, calculando el diámetro necesario para que cada cilindro soporte la carga se obtiene un diámetro mínimo de 10.22 mm

Sin embargo, cada cilindro debe subir al mismo tiempo y la misma distancia, para esto se escogió una valva distribuidora de caudal (ver Anexo 25), la cual dividirá el caudal del fluido hidráulico de forma uniforme en una relación de división fija, en este caso la presión del consumidor no es relevante, ya que es un sistema hidráulico con carga liviana es relevante que la misma cantidad de caudal llegue a cada cilindro.

Para el sistema de traslado horizontal, primero se dimensionó el piñón, suponiendo un número de dientes y un módulo de 33 y 1.1 mm respectivamente, con esto se encontró un paso diametral de 23.09 pulg⁻¹.

Luego se calculó el diámetro de paso, obteniendo 36.6 mm, este piñón escogido es de paso fino (número de dientes mayor a 22) por lo cual producirá un movimiento más uniforme sobre la cremallera, mejorando así la precisión del sistema de ajuste horizontal.

Por último, se calcularon las vueltas necesarias para que el operador recorra toda la cremallera, esto porque si las vueltas son demasiadas provocaría un atraso para el cambio de presentación, el resultado fue de 4.66 vueltas siendo un número no excesivo para el operario.

Para analizar la carga sobre las cremalleras se modelaron como apoyos y se encontraron las reacciones, que son las fuerzas que interactúan sobre ella en los puntos críticos. Las fuerzas encontradas que interactúan con la cremallera se dividen a la mitad ya que existen dos cremalleras (ver Figura 164),

Estas reacciones fueron utilizadas para realizar un análisis de deformación por medio del software Autodesk Inventor. Cabe destacar que espesor total de la cremallera (ver Figura 44) es fundamental para disminuir la deflexión máxima, a menores espesores de cremallera el sistema mostró deflexiones de hasta 2 mm, este problema se solucionó haciendo 10 mm más grande el espesor de la cremallera, aumentando así su inercia, obteniendo una deformación final de 0.08743 mm.

C. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE CAJAS

Tomando en cuenta que el objetivo principal del módulo era diseñar, mejorar y validar el diseño de pliegue de paletas inferiores y superiores de un sistema de armado de cajas. Se propuso rediseñar la placa grande con ventosas para así lograr evitar la rotación en el cilindro, pero en este caso se rediseño el cilindro ya que era la opción más viable y así ajustarse a los requerimientos, para ello se eligió un cilindro antirrotación de Festo que solamente proporcionan desviaciones alrededor de los 0.16° , lo cual nos permite trabajar sin la dificultad de que la placa gire más de 5° .

En este proyecto se seleccionó una soldadura de 4 mm de ancho, para el sistema de elevación, en la tuerca de diente de sierra, lo cual nos da un factor de seguridad de 13. En el sistema de patada se seleccionó una soldadura de aluminio de 3mm de grosor, en este caso se obtuvo un factor de seguridad de 10. En el doblador de paletas frontal se seleccionó una soldadura de filete de 5mm, lo cual nos da un factor de seguridad de 20mm. Siendo todas las soldaduras con un factor de seguridad mayor a 3, esto nos permite tener un factor correctamente seleccionado para una máquina de uso continuo.

En el mecanismo de doblez de patada frontal se obtuvo una velocidad de accionamiento máxima de 24.5m/s, en comparación a la velocidad máxima anterior que se puede alcanzar con la patada 21.9m/s, se obtuvo un porcentaje mayor de accionamiento con un 11.8% más eficiente que el anterior. Aunque no se logró reducir el tiempo a un 25% debido al peso y las dimensiones del perfil estandarizado, aun así, se logró obtener una mejor eficiencia en cuanto al accionamiento del cilindro.

Para el subsistema de varillas se rediseño la forma de sujeción de las mismas, así como la forma de asegurarlas en la base, para ello fue necesario utilizar más elementos y más material de acero, obteniendo una masa de 2.502kg mientras que el subsistema de varillas construido por el grupo anterior tiene un peso de 1.619kg. Esto se debe a que el primer subsistema fue construido para ser sujetado por medio del doblador central, teniendo poca estabilidad por el peso en la parte superior de una lámina de 3mm. En cambio, el nuevo diseño de varillas se encuentra sujetado a la estructura, dando una mejor estabilidad a toda la máquina.

Al momento de realizar el manual de funcionamiento se pudo incluir todos los detalles necesarios para que un operario, lo utilice como referencia en la solución de problemas. En este se detalla paso a paso las secuencias necesarias para comprobar el correcto funcionamiento y también para que sea tomado en cuenta al momento de ocurrir alguno de los riesgos anteriormente mencionados, así como el atascamiento de algún objeto ajeno a la máquina.

En la construcción de los planos se utilizaron todas las normas ISO para estandarizar toda la máquina. También se tomó en cuenta la selección de pernos, pasadores y tuercas con estándares métricos, así como el diseño de todas las piezas de la máquina. Para los elementos de fábrica, fue necesario seleccionar todos los componentes de fabricantes con estándares métricos.

Con el programa Inventor se logró realizar un modelo 3D de toda la máquina, en donde se realizó cada pieza en formato .ipt además de realizar un ensamble .iam para la unión de los diferentes componentes. Además, fue necesario descargar los componentes de fábrica de las páginas de los proveedores, con el propósito de mantener con exactitud el diseño de todos los elementos. Por último, se realizó un juego de planos de los distintos subsistemas.

Al analizar el objetivo principal del módulo se puede apreciar que la mayoría de los requerimientos se cumplieron, y solamente no se alcanzaron los requerimientos más retadores, ya que se propuso un mejor rediseño al cambiar la modalidad ensamblaje. Y aunque no se cumplió a cabalidad cada requerimiento, la nueva máquina puede funcionar de mejor manera con las modificaciones. También se añadió un nuevo subsistema en el que se doblan las paletas superiores, este logró modelarse a cabalidad para completar la maquina dobladora de cajas, dejando listas las cajas para llegar al módulo de sellado.

D. MÓDULO DE ORDENAMIENTO DE ENVASES DE INSECTICIDA

1. SUBMÓDULO DE ORDENAMIENTO DE FILA. El funcionamiento de la máquina depende de la buena calibración y manejo del submódulo de ordenamiento de fila. Desde la metodología se pudo demostrar lo delicado que debe de ser el diseño del submódulo para evitar momentos incensarios que provoquen rotación y asimismo prolongar la vida del cilindro. Para este diseño se consideró tener el centro gravitacional de la placa que empuja los envases alineado con el cilindro y el módulo guía con el fin exacto de crear simetría y contrarrestar los momentos referenciados anteriormente. Otra preocupación de este módulo era el paro de envases al final de la línea de producción, problema solucionado gracias a la varilla de acero inoxidable que pasa por encima de la banda transportadora hasta la placa base del cilindro. Al ser ajustable obviamos este problema.

Otro análisis interesante es el del punto dónde se aplica la fuerza contra los envases y cuanto se debe de aplicar y si la distancia entre el envase y la placa es de importancia. A través del Cuadro

8 podemos observar las aceleraciones calculadas a través de la fuerza generada por el pistón y se nota que las fuerzas no son tan significativas rondando entre 32.80N a 43.50N. Otra preocupación es el hecho de que los envases no se tumben, caso no aplicable a todos los resultados ya que mientras la fuerza se aplique por debajo del centroide del envase este permanecerá con su orientación original pero una aceleración debido a la fuerza aplicada. Lo anterior se cumple siempre y cuando la fuerza aplicada no sea una fuerza de colisión y el envase este lo más cerca posible de la placa que lo empujara, que es el caso. Al controlar esta aceleración tenemos una mejor intervención en cuanto a manipulación de envases. También se analizaron las aceleraciones de retorno para determinar que las fuerzas generadas no dañen el pistón, que tampoco es el caso. Esto se puede verificar con la hoja de datos del pistón en el Anexo 146. Se debe de tomar en cuenta que el cálculo de la aceleración de envases debe de tener un estrangulamiento para reducir o aumentar la velocidad de operación.

Para la selección del pistón se tomó en cuenta las carreras necesarias y su razonamiento y vida extendida se deben al módulo guía anti rotativo. Se selecciono con protección R3 anticorrosiva por el ambiente de trabajo, amortiguamiento PPV para evitar que el pistón se dañe por fuerzas muy grandes en caso de fallo al golpearse en los extremos y con protección ante partículas para evitar que el aire comprimido se contamine reduciendo la eficiencia del cilindro. Esto prolonga su vida de la mano con la guía antirrotación. La vida esperada teórica del cilindro y del módulo guía son las especificadas en el Cuadro 117. No obstante, el pistón se debe de cambiar una vez la deflexión del vástago y las varillas del módulo sea suficiente para evitar el funcionamiento correcto del pistón. Factores que permitieron una vida tan larga del módulo guía fueron las carreras pequeñas, la compensación de momentos por simetría y el manejo de masas pequeñas utilizando placas de aluminio H3003. Otro factor para la elección de este aluminio es que el módulo guía posee una placa de acople que es de aluminio y el usar acero inoxidable reduce la vida de manera significativa y produce corrosión galvánica. Es importante mencionar que para este módulo no se necesitó de un análisis dinámico ya que la carrera que se recorre para cada presentación no varía en el tiempo y se puede considerar como un análisis estático esto se detalla más en el análisis de resultado del submódulo de control.

Entre los puntos de mejora del submódulo se considera el hecho que solo se necesita de un actuador y limitantes de tamaño para ordenar las matrices cuando la fase 1 del proyecto necesito de 1 actuador, componentes de potencia y dos bandas transportadoras. Además, ningún componente del módulo genera una potencia significativa y no es de riesgo de incendio o ignición. Los repuestos también son muy accesibles en el contexto local guatemalteco.

2. SUBMÓDULO LIMITADOR DE TAMAÑO. En la fase de metodología se definió como ópera el submódulo; sin embargo, en el proceso de rediseño se agregaron cambios mínimos para el mismo concepto de operación de este sistema. Para el movimiento de la placa que limita

el ancho de la matriz en el eje “y” se utilizan dos ranuras en T. Además, se utiliza un perfil angular con dos agujeros que permiten el roscado de un perno hexagonal para luego montar ambos en una placa de acero inoxidable. Para ajustar la placa se necesita de una rosca para el perno, esto limita que la pieza gire y definitivamente no se mueva. Dicho cambio fue realizado ya que se deseó evitar utilizar rodamientos lineales y ejes con pines, ya que estos deben de recibir lubricación y pueden fallar muy rápido si se introducen mal o se fuerzan. Los cálculos para el perno están dados en el Cuadro 9, utilizando un perno de acero inoxidable. Se utilizó un factor de seguridad de 4 para no sobredimensionar demasiado la pieza y solamente se tomó en cuenta el esfuerzo de aplastamiento ya que el perno solamente estará bajo corte cuando haya movimiento. Este movimiento solo se puede generar por un operario ya que el pistón nunca vencerá la fuerza de fricción del perfil angular a menos que genere una fuerza mayor por mal funcionamiento. Si este fuera el caso entonces el perno falla y la placa fallan, pero esto evita que el cilindro sea el accesorio de sacrificio.

Además, se utilizaron varillas de 3/8 de pulgada de acero inoxidable que permanecen estáticas hasta el cambio de presentación. Estas varillas poseen dos diámetros diferentes con roscado en cada uno de sus extremos con el fin de permitir la entrada del diámetro en una corredera. Una vez las varillas estén insertadas en sus correderas se enrosca otra pieza en el roscado del diámetro menor y se permite que exista un juego entre la corredera y los diámetros mayores que la varilla. Además, esta varilla posee varillas de diámetro menor a sus extremos para fijarlas y no permitir el movimiento. Al momento de necesitar un cambio de operación el operador sube la varilla y ajusta las varillas de diámetro menor en sus respectivos agujeros para no permitir el movimiento. Estas piezas son fácilmente manufacturadas y accesibles en el mercado guatemalteco además de ser fáciles de manipular para cambiar los límites de las matrices.

Por último, se tomó en consideración el peor de los casos para este submódulo, siendo cuando el módulo de sujeción de botellas por cualquier razón se desprenda de la estructura y caiga por encima del submódulo. Como se puede observar en el Cuadro 119. Las deformaciones creadas por la caída del submódulo de sujeción producen una deformación de menos de un 1mm por lo cual no crea el esfuerzo suficiente para romper la placa. Sin embargo, la fuerza si es suficiente para dañar los elementos encima de esta placa por lo cual deberían de reemplazarse.

3. SUBMÓDULO DE CONTROL. Gracias al control del sistema se puede determinar las velocidad, posiciones y aceleraciones del pistón. Como se puede observar en el Cuadro 122 al realizar las diferentes pruebas se determinó que con la ayuda de una válvula estranguladora y una válvula 5/2, de accionamiento electrónico, se puede controlar todo el sistema de una manera básica. Debe de notarse en Anexo 166 al Anexo 173, que el pistón al accionarse se retrae unos milímetros después de haber pasado el punto donde debería regresar. La válvula estranguladora nos permite reducir la velocidad en la que el fluido de retorno del pistón genera la fuerza suficiente

para retraerlo. Sin embargo, esto no es un método preciso y no debe de buscarse la precisión a través de esta válvula ya que nos cuesta velocidad en el pistón. Para arreglar este problema se utiliza únicamente un sensor de proximidad de vástago, el cual está colocado sobre el pistón y se ajusta de posición dependiendo de la presentación que se está manejando. Para compensar la carrera extra mencionada se deben de realizar pruebas en la empresa para calibrar el sensor en la posición correcta así la carrera del pistón empuja la distancia que realmente necesita.

Además de esto como se puede observar en la Figura 203 poseemos 3 sensores foto electrónicos capaces de detectar la presencia de envases en cada fila de la matriz. Esto nos permite saber si cuando se está llevando a cabo la sujeción uno de los envases cayó o nunca fue levantado, encendiendo una bandera de botella faltante.

Al analizar las gráficas proporcionadas por el software podemos notar que existen varias irregularidades dentro de la aceleración y velocidad del sistema además de picos donde la aceleración aumenta drásticamente. Este tipo de irregularidades no nos deben de preocupar ya que afectan de manera más drástica el retorno del embolo, donde ya no necesitamos de precisión porque solamente regresa a su posición inicial.

Por último, cómo se puede observar en el Cuadro 120 gracias a este submódulo se logró determinar y seleccionar la instrumentación necesaria para el funcionamiento del módulo.

E. MODULO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES

Con base en la sección de resultados se determinaron los elementos comerciales que cumplen con las necesidades establecidas y sus beneficios sobre la competencia.

1. MECANISMO DE SUJECIÓN. Según los resultados presentados en el Cuadro 87 se eligió la ventosa ESS-30-E-U-M6 que cumple con los requerimientos y es dedicada para el trabajo con superficies que poseen pequeñas imperfecciones, como el caso de la tapadera de los envases, estas ventosas pueden soportar hasta los 37.20 N donde la carga que cada una de estas deberá de soportar es de solamente 12.27 N por lo que el elemento seleccionado cumple con las necesidades de la aplicación.

El soporte óptimo recomendado es el ESH-HA-4-QS-6 ya que se acopla de manera perfecta a la conexión tipo macho de la ventosa y permite una conexión de fácil conexión para mangueras de diámetro 6.00 milímetros que cumple con los requerimientos de diseño, Cuadro 43, y debido a su diseño presenta menos pérdidas de presión que su equivalente ESH-HC-4-QS-6 y así también en costos esta es mucho menor que la antes mencionada.

Con los resultados presentados en el Cuadro 88 se eligió un generador de vacío VN-10-H-T3-PQ2-VQ2-RQ2 el cual de la misma manera posee una unión para la generación de vacío destinada para manguera de 6.00 milímetros de diámetro y como cuestión importante posee un silenciador integrado para minimizar el ruido generado, este sistema cumple con todas las necesidades con un aprovechamiento de generación de vacío del 89.00% siendo el segundo generador de vacío de la familia con mejor eficiencia. Se optó por este tipo de generador de vacío sobre un VN-05-L-T3-PQ2-VQ2-RQ1, propuesto por la primera fase del megaproyecto, debido a que si en caso crítico una ventosa no se acopla adecuadamente a la tapadera de un envase esto puede provocar una descompresión en el sistema y provocar que los envases no sean sujetos adecuadamente.

Conociendo los valores de oblicuidad y ortogonalidad presentados en el Cuadro 129, Cuadro 130 y en la Figura 131 y Figura 209 se puede comparar el valor de oblicuidad con el Figura 53 por lo que se dice que el diseño del mallado generado es de buena calidad asegurando que los resultados se encuentren cercanos a la realidad. En el análisis por elementos finitos que se realizó al perfil de aluminio se obtuvieron los resultados presentados en el Cuadro 131, la deformación total sobre el perfil de aluminio es de 14.50×10^{-3} milímetros que en comparación con el largo de 380.00 milímetros es una deformación imperceptible y en este mismo cuadro se observa el esfuerzo máximo que sufrirá el perfil que es de 12.03 MPa mientras que el esfuerzo máximo a la fluencia del aluminio es de 276.00 MPa, Cuadro 5, obteniendo un factor de seguridad de 22.94 por lo que en base a los requerimientos presentados en el Cuadro 6 este esfuerzo no genera problemas sobre el perfil.

También se analizó la plancha inferior obteniendo valores de oblicuidad y ortogonalidad presentados en el Cuadro 133, Cuadro 134, Cuadro 136 y Cuadro 137, siguiendo la línea de evaluación del mallado utilizando la Figura 53 se tiene un mallado de buena calidad asegurando que los resultados presentados en el Cuadro 136 se encuentra cercanos a la realidad, la deformación total que sufre la plancha inferior es de 77.60×10^{-3} milímetros que al compararla con las dimensiones de la plancha inferior, Anexo 96, esta deformación se establece como un valor imperceptible de igual manera se obtuvo el valor de esfuerzo máximo que sufrirá la plancha siendo este de 31.36 MPa que de igual manera al compararlo con el esfuerzo máximo de fluencia de 276 MPa se desprecia debido a que se posee un factor de seguridad de 8.93 logrando superar los requerimientos de diseño especificados en el Cuadro 39.

La precarga necesaria para la unión no permanente del cabezal es de 3.90 kN, el par de torsión necesario a aplicar a estos tornillos es de 23.4 Nm aproximadamente, mientras que los rangos de un torquímetro digital convencional se encuentran entre los 13.56 Nm y los 149.14 Nm por lo que la precarga obtenida es bastante sencilla de obtener por parte del operario, facilitando de esta manera el cambio de presentación. De la misma manera se analizaron los tornillos y los esfuerzos que estos sufrirían, presentados en el marco teórico, obteniendo un valor mínimo de seguridad de

1.53 por lo que los tornillos Allen 6M x 18 son adecuados para la necesidad y son más económicos que los tornillos Allen 5M x 85 propuestos por el primer grupo.

2. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL. El diámetro del émbolo es de 32.26 milímetros, Cuadro 137, se tomó el diámetro próximo mayor que era de 40.00 milímetros y siguiendo las especificaciones del proveedor, Anexo 90, se determinó las dimensiones y capacidad del cilindro neumático disponible, siendo este el CRDNG-40-400-PPV-A el cual presenta una estructura de acero inoxidable que cumple con criterios de material para la industria alimenticia, ya que no necesita de servicio de mantenimiento mayor ni presenta problemas con la corrosión. Su fácil montaje con la guía de doble barra FENG-40-400-KF, Anexo 91, permite que sea más sencillo el movimiento del cabezal que en comparación con la idea propuesta por la primera fase esta genera menor fuerza de fricción y asegura de mejor manera que no se generen torques en el cilindro neumático.

3. MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL. Se continuó con la línea de trabajo de la primera fase y se optó por continuar utilizando un Gantry para el movimiento horizontal del sistema, como principal cambio se tiene el recorrido del mismo debido a cambios de la empresa, Cuadro 37, así también cambios en el servomotor encargado del movimiento de la banda dentada ya que ahora se decidió trabajar con un servomotor EMME-AS en lugar de un EMMS-AS, ya que este último presenta una mayor precisión en su movimiento, 0.08 milímetros, en comparación del elegido, 0.10 milímetros, por ello también el servomotor elegido reduce costos en la selección del Gantry, en el Cuadro 140 se muestra el aprovechamiento que se posee del Gantry generado ya que esta es del 75% mientras que el grupo de la primera fase obtuvo un 45% de aprovechamiento del sistema. Este sistema logra trabajar de manera ininterrumpida 25.00×10^3 kilómetros logrando de esta manera una vida continua de funcionamiento de hasta 6 meses antes de necesitar un servicio de mantenimiento para el sistema. El control del sistema completo se encuentra controlado mediante el protocolo de comunicación PROFIBUS, en el cual es necesario configurar los bits de control y de la misma manera se puede obtener el estado del mismo mediante los bits de estado, esta configuración se presenta en el Anexo 99, así también en el Anexo 98 y Anexo 100 se presentan cada uno de los pines utilizados para la conexión y control del sistema, así como el tipo de alimentación necesario para cada elemento.

4. INSTRUMENTACIÓN SISTEMA DE SUJECCIÓN Y DESPLAZAMIENTO DE ENVASES. Conociendo las señales de control y los distintos tipos de instrumentos que se pueden utilizar, se determinó la utilización de sensores inductivos SIES-8M-PO-24V-K-7,5-OE para el inicio y final de carrera del Gantry, estos se encuentran acoplados al sistema y se comunican directamente con el Encoder del Gantry facilitando así su medición ya que se puede determinar su estado mediante la palabra de salida del Gantry.

Para el inicio y final de carrera del cilindro neumático se optó por la utilización de sensores inductivos SMT-10M-NS-24V-E-7-L-OE a diferencia del primer tipo de sensor inductivo este se puede acoplar a las ranuras que posee el cilindro neumático utilizado, que mediante el acoplamiento de imanes en el émbolo del mismo detecta con precisión la posición del mismo, su fácil conexión y largo alcance para envío de señales fueron la razón de optar por dicho sensor por encima de cualquier otro del mercado.

Para el control de presión dentro del cilindro neumático se optó por un presostato de la marca FESTO SDE5-D6-FP-Q6-N-M8-G esto debido a que se busca el utilizar un presostato en el cual solamente es necesario conmutar si se sobrepasa la presión establecida, por ello no es necesario un presostato de salida analógica, otro factor para dicha selección es el tipo de conexión neumática disponible para el cilindro neumático así como la conexión eléctrica de tres líneas para su fácil manejo y continuar con una estandarización en la conexión establecida por el sistema de control de la máquina.

En Anexo 85 se observa una representación gráfica del producto final obtenido en esta fase, logrando superar las expectativas de diseño en comparación de la primera fase, ya que se redujo la cantidad de elementos maquinados, mejorando la interacción con el operario al momento de realizar el cambio de presentación y lograr que todos los elementos de unión no permanente sean tornillos de tipo Allen para lograr la construcción de la máquina en general con la menor cantidad de herramientas posibles.

En el Cuadro 161 se presentan la comparación de elementos utilizados para la primera fase y los utilizados para esta fase.

Cuadro 161. Comparación de elementos utilizados

ELEMENTO	PRIMERA FASE	SEGUNDA FASE
Soporte inferior para ventosas	Plancha inferior de aluminio	Plancha inferior de aluminio
Ventosa para sujeción	ESG-30-E-Q-M6	ESS-30-E-U-M6
Soporte para ventosa	QS-G1/4-6	ESH-HA-4-QS-6
Generador de vacío	VN-05-L-T3-PQ2-VQ2-RQ1	VN-10-H-T3-PQ2-VQ2-RQ2
Soporte superior de cabezal	Plancha superior de aluminio	Perfil de aluminio
Sistema de amortiguamiento	Amortiguamiento por ventosa	Suspensión rígida Schmalz
Cilindro neumático	DSBC-40-400-PPSA-N3	CRDNG-40-400-PPV-A
Sistema anti rotación	Guía con rodamiento lineal	FENG-40-400-KF

En comparación se mantuvo la misma idea que la primer fase, se realizaron cambios en elementos clave ya que en base a las especificaciones de productos se buscaron aquellos que cumplen la misma función y se tiene un mayor aprovechamiento, para así reducir costos en los elementos, la selección de ventosa y soporte de ventosa es un claro ejemplo ya que la ESG elegida por el grupo anterior posee integrado un soporte, pero este no se puede acoplar directamente con

generador de vacío mediante manguera por lo que necesitan un racor que facilite la conexión de manguera entre dichos elementos.

En tanto al generador de vacío propuesto por el primer grupo es de menor calidad, posee un aprovechamiento de succión de 76.00%, mientras que como lo mencionado en la sección de discusión de dicho sistema el seleccionado posee un aprovechamiento del 89.00%, así también esta última posee integrado un silenciador reduciendo así molestias por el ruido en el entorno.

Al utilizar perfiles de aluminio para la parte superior se reduce el maquinado complejo de la plancha superior propuesta por la primera fase a solamente cortar dicho perfil en distancias establecidas, Anexo 97.

El sistema de amortiguamiento de la primera fase era ineficiente ya que utilizaban un amortiguador por ventosa elevando costos en tanto a material, mientras que ahora solamente se utilizan cuatro elementos por presentación.

El cilindro neumático propuesto por la primera fase cumple las necesidades de igual manera que el elegido actualmente, la única diferencia es el material, siendo el factor definitivo de la razón para elegir este elemento asegurando su total funcionamiento en el ambiente de trabajo de la empresa.

De igual manera se cambió el diseño propuesto por la primera fase, ya que para el sistema de anti rotación utilizaban una varilla solida de acero inoxidable acoplada al cilindro neumático mediante un rodamiento lineal, se decidió utilizar una guía de doble barra FENG-40-400-KF que permite la misma función sin preocupación de lubricación o corrosión debido a que se encuentra diseñada para el contacto con ambientes de grado alimenticio industrial.

En cuestión a las electroválvulas y la unidad de mantenimiento para el aire comprimido se decidió continuar con las opciones propuestas por la primera fase que son las VUVS-L20-B52-D-G18-F7 y MSB4-1/4: C3:J1-WP respectivamente ya que cumplen con todas las necesidades y se acoplan adecuadamente a los elementos propuestos para esta segunda fase.

En términos generales los cambios realizados al diseño propuesto por la primera fase lograron una disminución significativa en la elaboración del sistema de sujeción y desplazamiento de envases, en el Cuadro 162 se presentan la comparación de costos entre ambas propuestas.

Cuadro 162. Comparación de costos fase I vs. Fase II

SUBSISTEMA	COSTO FASE I	COSTO FASE II
Desplazamiento horizontal de envases - DMS	Q 134,220.00	Q 134,220.00
Cabezal de sujeción – HMS	Q 59,185.00	Q 24,390.00
Sujeción de envases –SPS	Q 80,870.56	Q 94,730.56
Cilindro neumático desplazamiento vertical – CPS	Q 6,403.00	Q 6,600.00
TOTAL	Q 280,678.56 *	Q 259,940.56

En el Cuadro 162 se puede observar como el sistema diseñado para esta fase es un 7.39% menor que el propuesto durante la primera fase, pero tomando en consideración que esta no contempla ningún tipo de soporte para sostener los generadores de vacío por lo que no cuentan en el presupuesto con dicho gasto, así también esto podría cambiar radicalmente el diseño del sistema y esto cambiaría su manufactura y producción pudiendo así encarecer el sistema

F. MÓDULO DE AUTOMATIZACIÓN DEL CABEZAL MANIPULADOR DE BOTELLAS

Para llevar a cabo la automatización se investigaron dos soluciones, la primera utilizando cilindros electromecánicos y la segunda utilizando el mecanismo manivela corredera.

Trayectorias a, b, c y d. En el Cuadro 61 de la sección de resultados se presenta la síntesis dimensional de los mecanismos de manivela corredera propuestos, por simplicidad se diseñaron para que posean el mismo ángulo de transmisión y mismas longitudes de eslabones entre trayectorias, ver Figura 215 a la Figura 220. La forma más sencilla de calificar la calidad de un mecanismo de cuatro barras es con el ángulo de transmisión, la bibliografía recomienda que sea superior a 40°, en este caso los eslabones propuestos satisfacen esta condición.

En el Cuadro 144 se presenta la velocidad de la corredera y la velocidad angular máxima de la junta revolvente entre la manivela y el acoplador. Esta información es relevante debido a que a partir de la velocidad de revolución de la junta se sabe si es necesario realizar un análisis de fuerza dinámica nominal o un análisis de fuerza estática nominal, con este resultado es claro que se trata de carga estática nominal.

En el Cuadro 150 y Cuadro 153 se presentan las fuerzas radiales, provocadas por la dinámica del movimiento del mecanismo, estas fuerzas son de suma importancia debido a que son parte importante en la selección del cojinete más adecuado, ya que este último se selecciona conociendo la carga equivalente a la cual será sometido. En este proyecto se escogieron cojinetes tipo Groove ball de dos filas, decisión basada principalmente en las recomendaciones de SKF para cojinetes sujetos a cargas principalmente axiales y momentos.

La trayectoria D involucra únicamente un movimiento rotacional debido a que lo único que interesa es habilitar o no las ventosas, tal y como se detalló en la metodología, para que no estorben el empaquetado de las otras presentaciones de botella. Para ello se diseñó un eje fundido con camisa para las ventosas. La dificultad que presenta esta pieza es su tamaño y su geometría, para su manufacturación lo que se recomienda es que se realice una fundición en un molde y al resultado pasarlo por un proceso de taladrado. (ver Figura 136)

Los cojinetes de este eje a diferencia de los cojinetes de las manivelas presentan una carga radial superior a la radial, sin embargo, debido a que la carga no es muy elevada, es posible escoger los mismos cojinetes que los de las articulaciones de la manivela, esto es válido debido a que la carga estática equivalente lo permite después de haber aplicado el factor de seguridad recomendado por SKF para la aplicación.

Para actuar los mecanismos manivela corredera es necesario aplicar el torque T del Cuadro 146 al Cuadro 149 de la sección de resultados, debido a que solo se necesita un motor para el eje principal donde están las juntas con las manivelas, el motor escogido debe de ser capaz de generar el par de torsión más grande: $T=2256$ [Nmm]. Para poder colocar cada manivela en la posición deseada es necesario accionar por turnos cada manivela, esto se descubrió en la simulación CAD del mecanismo, por lo tanto, el medio que permitirá este accionamiento intermitente será posible con los embragues electromecánicos escogidos. (Ver en la sección de resultados) y por esta misma razón el motor escogido debe de generar el par de torsión máximo y no la suma de torques.

En el caso de la trayectoria E, el servo debe ser capaz de mantener las ventosas en la posición de actuación, esta posición será cuando las ventosas sean necesarias, en este caso el motor seleccionado debe poder otorgar el torque estipulado en los resultados (ver sección torque del motor de la trayectoria E) que corresponde a la suma de torques. Una alternativa es seleccionar un motor con freno y sobredimensionar la capacidad del freno, para garantizar que se mantenga la posición. Esto conlleva investigar un motor comercial que satisfaga los requerimientos de tamaño y de capacidad. O bien seleccionar un servo que satisfaga las condiciones de tamaño y diseñar un sistema para aumentar torque ya sea con una caja o utilizando fajas.

La solución por medio del mecanismo manivela-corredera cumple con alcanzar todas las posiciones requeridas para automatizar el CMB, sin embargo, en este documento no se contempla la teoría de control necesaria para ajustar las correderas en las posiciones requeridas. El diseño de este controlador es un reto interesante que debe ser estudiado desde la perspectiva del control moderno, utilizando las ecuaciones diferenciales de la sección G del marco teórico. En total se necesitan dieciséis variables de estado para cada manivela-corredera. Existen 4 trayectorias, cada trayectoria corresponde a un grupo de manivelas-correderas que poseen características idénticas, así que en total el controlador debe ser capaz de manejar sesenta y cuatro variables de estado.

Con esto en mente, tratar de hacer automático al cabezal incrementa en gran medida la complejidad y el costo lo cual realmente no es justificable. El mecanismo que aquí se presenta es una solución de la problemática del diseño anterior: La gran cantidad de componentes que habría que comprar y el tiempo que toma hacer el cambio de presentación. “La automatización no se ve como un lujo, sino como una necesidad, es decir que se automatizan los mecanismos o sistemas que realmente son necesarios” – Luis Pedro Montenegro.

Por lo tanto, el mecanismo manivela corredera que en este trabajo se diseñó es una solución a la problemática del diseño anterior. Sin necesidad de ser automático o poseer actuadores, siempre que los cambios se realicen de manera manual.

En la sección M se presentan los resultados del FEA, en la Figura 221 se presenta el resultado de la distribución de esfuerzos de Von Mises sobre la placa de trayectorias, en la imagen puede observarse que las zonas donde los esfuerzos son mayores se ubican cerca de las discontinuidades, siendo estas ubicaciones de concentración de esfuerzo. Para verificar cuan crítico son estas concentraciones de esfuerzos ver la Figura 222. En esta figura se presenta la distribución del factor de seguridad sobre la placa de trayectorias, el factor de seguridad mínimo es 1.3 el cual es un factor relativamente bajo ya que solo protege contra el 30% del peso de la carga. Pero esto no es un problema ya que la carga a la cual se realizan las simulaciones (300 N) corresponde al doble de la carga verdadera. (Gudiel et.al., 2016)

Finalmente, en la Figura 224 se presenta la distribución del esfuerzo Von Mises sobre la manivela-corredera de la trayectoria A, la cual presentará los momentos flexionantes más elevados, debido a que es la manivela-corredera con eslabones de mayor longitud. Solo se presenta este resultado por ser el más crítico, pero si se realizaron las otras simulaciones. En este escenario los esfuerzos máximos ocurren cerca de la articulación y el factor de seguridad mínimo (Figura 226) es 8.7 lo cual es bastante elevado, tomando en cuenta que ya existe una sobredimensión de la carga.

Otra consideración del mecanismo manivela corredera es la cantidad de piezas necesarias. En total son treinta y seis eslabones y cuarenta cojinetes para todas las articulaciones.

El costo estimado de la solución manivela corredera es de \$686-\$1000 si esta se hace manual esta estimación se realizó con los precios disponibles en la página de Misumi US, el wáter jet hay una empresa guatemalteca que realiza este trabajo, este resultado indica que esta solución es una alternativa sumamente económica, pero que debe ser puesta a prueba en el laboratorio.

En cuestiones de mantenimiento será necesario engrasar adecuadamente las articulaciones y tener un control de que a los cojinetes no les haga falta lubricación, sin embargo, debido a los requerimientos de la empresa de mantener un ambiente de total limpieza, se debe considerar adquirir cojinetes auto lubricantes sellados. En este trabajo los cojinetes escogidos están sellados por lo que se cumple el requerimiento, pero es necesario verificar la lubricación.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el Cuadro 154 se puede notar que la solución de cilindros electromecánicos CASM es una alternativa en la cual no se aprovecha la capacidad de desempeño de los actuadores, el porcentaje de utilización en todos los casos es menor al 5%, esta solución solo podría ser aceptada en el caso de que el costo total sea inferior o igual a la opción no automatizada. Una de las limitaciones para aceptar o rechazar esta solución radica en

que se desconocen los precios de estos productos, ya que los distribuidores no han respondido la cotización.

Sin embargo, como se puede ver en el Cuadro 155, el precio aproximado de una solución CASM es de \$14,400. Esta cotización se obtuvo al investigar precios de cilindros similares en la página Alibaba. Esta estimación indica que la solución con los actuadores CASM es aceptable ya que sigue siendo menor a los \$18,019.32 (Q133, 343.00) pero muy por encima del costo estimado para la solución manual con manivelas correderas. Por lo cual esta alternativa es rechazada. Es imperioso mencionar que los costos acá analizados corresponden a una estimación, con la información disponible en internet de componentes similares.

Finalmente, no se logró alcanzar el objetivo de automatizar el CMB, pero la solución que se presenta es satisfactoria debido a que reduce los costos y el tiempo necesario para realizar los cambios de cabezal.

G. MÓDULO DE SISTEMA DE CONTROL

Siguiendo lo requerimiento de la empresa las prioridades de marcas a utilizar en la instrumentación de este sistema deben de ser Siemens y Festo. Por esto se eligió un PLC Siemens S7-300 CPU 315-2DP, gama media con un procesador suficientemente rápido para la aplicación y capaz de manejar un máximo de 16,384 salidas y entradas digitales. Este PLC se eligió por ser modular, de esta forma aseguramos que servirá para cualquier cambio o expansión que se realice por parte de la fase 3 de este megaproyecto o por la misma empresa en el futuro. Aunque es más costoso que un PLC S7-200, este PLC es semi-modular, su procesador es aproximadamente 10 veces más lento que el del PLC elegido, abarca más espacio y no nos garantiza ningún tipo de expansión muy amplia.

Las entradas y salidas digitales se encuentran sobre dimensionadas en un 20%, con la opción a agregar más módulos. Las salidas digitales van conectadas a los módulos de relay elegidos, marca Siemens código TXM1.6RL, estos módulos cuentan con varias ventajas como luz LED en cada salida para monitorear el funcionamiento de cada relay, además de una tapa o apartado especial donde se puede agregar el rotulo con la nomenclatura indicando cada señal. Estos relay son electromecánicos de dos posiciones, se eligieron ya que su velocidad de cambio de contacto es suficientemente rápida para esta aplicación y son componentes robustos; aunque este tipo de Relay tiene problemas cuando la frecuencia de comunicación es muy alta para esta aplicación no se tienen ningún relay funcionando de esta forma.

El HMI elegido, es un Simatic Panel Touch TP177B de 6" marca Siemens. Esta pantalla tiene el tamaño ideal para la aplicación ya que las variables a controlar no son muchas, al realizar una interacción ordenada e intuitiva entre pantallas se tiene suficiente espacio. Siemens tiene una

nueva línea de pantallas llamadas TP700 Comfort en distintos tamaños; se consideró la de 7 pulgadas, pero la diferencia de precio no ameritaba que esta pantalla se eligiera.

Después de realizar la instrumentación de todo el sistema se determinó que solamente se necesitaban salidas y entradas digitales, de tipo on/off o todo/nada. Se decidió agregar módulos de entradas y salidas analógicas por si fuera necesario agregar algún otro componente que utilice este tipo de señal como celdas de carga, un sensor de temperatura o de humedad.

Dividiendo las tareas de cada sensor se facilitó la elección; los sensores inductivos se utilizan para reconocimiento de metal, por lo que se eligieron para detectar partes metálicas del cabezal ordenador de bolsas como medida de seguridad, esto quiere decir que si el sensor lo llegara a detectar el cabezal estaría en una posición incorrecta, activando una alarma, la marca de este tipo de sensor es Schneider Electric ya que se encuentran fácilmente en los proveedores de soluciones de automatización guatemaltecos y es una marca confiable alemana. Por otro lado, se tienen los sensores elegidos para detectar la posición del vástago de los cilindros, también se utilizarán sensores inductivos pero especiales para cilindros de ranura T, esto quiere decir que se colocan justo a un costado del cilindro en una ranura especial y detectan cuando este alcanza la posición deseada.

Los sensores capacitivos se utilizarán para detectar materiales que no son metálicos, en este sistema las cajas; ya que su alcance es bastante reducido solamente se colocarán en puntos donde se sabe que la caja siempre estará o se moverá en el mismo punto, estos lugares son el dispensador donde descansan las cajas antes de ser armadas y las bandas transportadoras intermedias y de salida. En estas bandas la caja siempre debe de ir alineada con ayuda de guías para que puntos clave como el cilindro para aplastar las bolsas no dañe alguno de los costados de la caja o el sellador no logre juntar las dos paletas superiores.

Por último, los sensores ópticos que tienen más alcance serán utilizados para el conteo de las bolsas, ya que estas estarán en distintas posiciones y distancias dependiendo de cómo van ingresando al sistema. Los tres tipos de sensores mencionados anteriormente fueron elegidos con tipo de montaje empotrado, esto quiere decir que tienen elementos extra que permiten fijar completamente el sensor a una parte de la estructura de la máquina.

Para el control de los distintos tipos de motores es necesario controladores especiales, para los motores AC se utilizarán variadores de frecuencia Micromaster 420 marca Siemens código 6SE6440-2AB13-7AA1, para los servomotores un servo driver o controlador de servo motores marca Siemens código 6SN1197-0AD07-0EP y para el motor stepper un controlador marca Schneider código SD328BU25S2.

La ventaja del Micromaster 420, código 6SE6440-2AB13-7AA1, es que manualmente se le pueden configurar parámetros obtenidos directamente de las especificaciones del motor, como

velocidad, frecuencia máxima y mínima y potencia; por lo que si el motor se llegara a cambiar no es necesario remplazar este componente. Lo que tienen en común estos controladores de motor es el tipo de comunicación con el PLC, por medio de Profibus, al igual que la pantalla HMI. El componente maestro en este caso es el PLC.

El cable de comunicación de este bus de campo es característico por su color morado, y en esta aplicación no se necesitará repetidor de señal ya que la distancia que se utilizará no es mayor a 50 metros. Actualmente en industria se utiliza Profinet, siendo hasta 10 veces más rápido que Profibus, por requerimiento de la empresa se utilizará Profibus ya que la aplicación no exige demasiada velocidad pero lo ideal sería realizar el cambio de medio físico ya que Profibus está más cerca de quedar obsoleto y cuando esto suceda se debe de adquirir equipo de radio frecuencia y colocar en ambos extremos para realizar la transferencia de información; mientras que Profinet se puede realizar cambios y transferencia de datos utilizando Wifi, bluetooth o cable ethernet.

Cuando se arme el sistema todos los componentes deben de estar protegidos dentro de un gabinete metálico, tipo 12 según la norma NEMA, este gabinete da protección a los componentes contra asentamiento de polvo, fibras y contaminantes aéreos; debe estar organizado siguiendo los diagramas eléctricos y rotulados. No hay una norma internacional que se encargue de esta nomenclatura, pero dentro de la misma máquina siempre se debe respetar la que se creó para el sistema. En este caso se utilizaron las palabras Terminal Block para crear el código TB relacionado a los bloques de terminales o borneras, la letra B seguido del número de bloque y el número de bornera para indicar una bornera en específico dentro de ese TB y por último la letra B seguida de un número a partir del 101 para indicar el nombre del cable a utilizar.

Para la seguridad de los componentes y de la alimentación de todo el sistema se eligieron interruptores automáticos termomagnéticos, aunque el precio es elevado permite proteger los componentes de dos tipos de fallas. La parte térmica protege cuando existe una sobre carga mientras que la parte magnética se activa cuando existen picos de corriente. Los de un polo se utilizarán para la alimentación de los distintos circuitos como PLC, HMI y módulos y los de 3 polos para la alimentación trifásica de la máquina.

Siguiendo requerimientos de seguridad se colocarán pulsadores con enclavamiento y candado cerca de cada uno de los siete motores para poder activarlos cuando se les realice algún tipo de mantenimiento o chequeo, de esta forma no se podrá poner en marcha la máquina hasta que la persona encargada de la revisión del motor quite su candado. También se colocarán dos pulsadores de paro de emergencia en el tablero y otro a la par de la balanza y el lugar donde un operario remueve las cajas de la línea de producción, ya que la distancia entre los dos puntos es de aproximadamente 5 metros, colocando dos pulsadores tiene uno a su alcance inmediatamente.

Se tienen distintos tipos de alarmas que dependiendo la situación alertan al operario o paran el funcionamiento de la máquina. Cuando se encuentra funcionando bien se podrá observar luz verde en la torre de luz, el funcionamiento del HMI en este momento es óptimo, se puede navegar sin ningún problema dentro de sus pantallas; si existe una alerta para el operario la torre de luz cambiará a amarillo y una ventana emergente estará presente en la HMI, dicha alarma se desplegará con suficiente tiempo para que el operario sepa qué hacer. Si la alarma es de algún error grave la máquina se parará automáticamente y la luz cambiará a rojo, en la pantalla HMI se tendrá una advertencia más notoria que la ventana emergente y bloqueará cualquier tipo de acción.

La torre de luz se contempló dentro del sistema ya que la línea de producción se encuentra hasta el final de una galera donde se encuentran más líneas de producción, si algún operario se encuentra desde lejos también puede ver el estado actual de la máquina.

IX. CONCLUSIONES

El transporte por cadena de eslabones interactúa con cargas livianas, la carga máxima de tensión que se le puede aplicar a la cadena es dieciséis veces más pequeña que la carga total que puede soportar, por lo tanto, la cadena sirve como un medio robusto de transporte del bloque de cajas.

El cambio de presentación se hace en dos movimientos, la rotación del piñón con una llave (cinco vueltas como máximo) y el movimiento de la palanca en la bomba hidráulica (la cual es ligera debido a un factor de sobrecarga escogido de 2), los cuales abarcan un tiempo menor a cinco minutos.

El torque de aceleración necesario para mover al sistema de transporte es considerablemente pequeño, esto asegura una vida larga para el motor, además de un rango amplio de torque si se necesitara aumentar la velocidad de suministro, es decir la velocidad de embalaje de toda la máquina.

Para el diseño de la cremallera para el mecanismo de traslado horizontal, fue importante definir un espesor aceptable, se asumió un espesor inicial pequeño y se fue aumentando hasta encontrar una deformación aceptable.

El desarrollo de la máquina cumplió con los requerimientos de la empresa ya que abarco el espacio disponible. Cumplió con las necesidades de la empresa para manejar las cuatro presentaciones, con un ajuste que facilita la operación de extracción de cajas.

El aumento de producción es posible ya que el suministro de cajas está diseñado para un tiempo de operación de un segundo, donde si en caso se necesita más tiempo se tiene un motor capaz de realizarlo y un variador de frecuencia para modificar de la velocidad.

Se rediseño la placa con ventosas con un cilindro guiado que solo permite una rotación máxima de 0.16° , por lo que no se generan rotaciones mayores a 5° en la placa con ventosas.

Se seleccionó la soldadura necesaria para unir los componentes de la máquina, con distintos espesores, obteniendo como mínimo un factor de seguridad de diez en todas las piezas, asegurando así que cumplieran con un factor de seguridad mayor a tres.

Al aplicar un rediseño del mecanismo de dobles de patada frontal, por medio de componentes de aluminio, se optimizó el funcionamiento de la patada al reducir el peso del perfil y así agilizar su velocidad en un 11.8%, pero con este valor no se redujo el tiempo de accionamiento en una cuarta parte, debido al peso de los materiales.

En base a los requerimientos que las varillas siempre deben ir por detrás del doblador frontal y que no deben permitir que las cajas se atasquen se rediseño el mecanismo de varillas, para el pliegue de paletas laterales, aunque no se logró reducir el peso, ya que se contempló reducir el peso a la mitad, el mecanismo aun así cumple con la misma función que el diseño anterior, porque no permite que las paletas se atoren.

Se creó un manual de funcionamiento que consta de dieciocho pasos para ser utilizado por un operario. El manual está compuesto de instrucciones escritas e imágenes para facilitar su comprensión y en él se indican los movimientos adecuados de cada pieza, para poder armar una caja dependiendo de la presentación.

Mediante Autodesk Inventor se diseñó cada componente de la máquina en formato .ipt, tomando en cuenta los estándares de fabricación y los materiales de construcción, para su posterior empleo en maquinado CNC o para modificaciones de expansión o adaptación del armado de cajas.

Se realizó un juego de planos de construcción compuesto de veintisiete páginas del subsistema de paletas inferiores y del subsistema de primer desdobles, también se realizó otro juego de planos de construcción compuesto de veinticuatro páginas del subsistema de paletas superiores, contemplando toda la maquina en base a las normas ISO estandarizadas internacionalmente.

Por medio de los componentes en formato .ipt, se elaboró un ensamble 3D en formato .iam de los subsistemas de la máquina, evidenciando la correcta unión de los componentes, al no encontrar interferencia en los elementos en las posiciones de operación.

Al implementar un diseño de pliegue de paletas superiores con mecanismo de elevación se logró cumplir con el armado de cajas de la máquina para distintas presentaciones, utilizando un tornillo diente de sierra para la elevación de la estructura.

A través de los requerimientos genéricos y los planteados por la empresa guatemalteca, se verificó el sistema completo, ya que todos los conceptos con importancia alta se aprobaron por medio de un plan de verificación.

Con la selección de guías laterales, un perfil de aluminio, un cilindro antirrotación y un nuevo modelo de varillas para el pliegue de paletas laterales. Se mejoró el diseño de armado de cajas en su primera fase, evitando que las cajas y sus paletas sigan una trayectoria u orientación no deseada al mismo tiempo evitando que se atasquen en el proceso.

Se cumplió el objetivo principal del módulo al rediseñar, mejorar y validar los diferentes subsistemas, con elementos mecánicos y neumáticos utilizados actualmente en las maquinas industriales.

Con la ayuda de Autodesk Inventor se elaboró un juego de planos de toda la máquina, en donde se detallan las dimensiones de las piezas diseñadas y se especifican los nombres técnicos de las piezas de fábrica.

El objetivo general del proyecto se cumplió al diseñar un sistema capaz de ayudar en el proceso de embalaje de envases, por medio de un sistema de manipulación de cajas.

Cambiar el sistema de la fase I a un sistema que solamente necesita de un actuador lineal que no disipa potencia a través de calor produce un sistema menos complejo para controlar y reduce el costo en un 18%.

La búsqueda de puntos de mejora para un sistema puede se puede hallar a través de los requisitos de la empresa e investigación previa.

Trabajar con velocidades, aceleraciones y masas muy pequeñas genera una vida más prolongada de los componentes y actuadores.

La utilización de instrumentación electrónica permite tener seguridad del control del pistón, la cantidad de envases entrando al módulo y la sujeción correcta de la matriz de envases siendo levantada por el módulo de sujeción.

El diseño propuesto es totalmente capaz de manejar las cuatro presentaciones sin necesidad de un operario mientras la línea está en operación.

La selección de materiales que se pueden conseguir en el mercado guatemalteco limita el diseño de la máquina en cuanto a selección de piezas, instrumentación y accesorios.

Se diseñó todo el sistema de sujeción y desplazamiento de envases en Inventor Professional 2017.

Se logró obtener un mallado que cumpliera con los estándares de diseño definidos gracias a los criterios de oblicuidad y ortogonalidad.

Los elementos neumáticos diseñados cumplen con la necesidad y tienen la opción de exigirle más y lograr aumentar la producción hasta un 38% más de lo deseado.

El Gantry diseñado es capaz de aumentar la producción propuesta ya que se encontraría funcionando a un 75% de su capacidad logrando aumentar la producción.

Se utilizó aluminio para los perfiles y plancha inferior del cabezal, para reducir costos y facilitar la interacción con el operario, ya que poseen propiedades mecánicas que son adecuadas para la aplicación, siendo factores importantes que su costo es un 35% menor y su densidad es un 66.25% menor que la del acero inoxidable.

La carga máxima que el operario deberá de levantar con este sistema es de solamente 7.5 kg, facilitando la interacción con el operario, por lo que el diseño es factible para su implementación.

La solución de manivela corredera resulta ser una solución más económica, pero debe ser sometida a pruebas de laboratorio para garantizar su funcionalidad.

La solución de cilindros electromecánicos es una propuesta que cumple los requerimientos, pero se encuentra sobredimensionada para la aplicación.

El costo de la solución manivela-corredera puede justificar la aplicación de redundancia dentro de la planta como medida de precaución al fallo.

La solución manivela-corredera es una solución más económica que la solución de cilindros mecánicos.

La solución manivela-corredera es una solución mucho más compleja que la alternativa de cilindros mecánicos, en términos de diseño.

La manivela-corredera soportará de manera satisfactoria las cargas a las cuales se verá expuesta.

La placa de trayectorias soportará de manera satisfactoria las cargas a las cuales se verá expuesta.

El diseño de la estructura cumple por completo con los estándares de seguridad de la empresa, un factor de seguridad de tres, una estructura cerrada, alimentaciones en canaletas, estructura de acero inoxidable, paro de emergencia al abrir las ventanas, paneles transparentes que permitan ver el funcionamiento.

La estructura logra albergar dentro todos los módulos necesarios para funcionar, sin interferencias y respetando los espacios para el correcto funcionamiento de cada módulo.

La estructura cumple con los requerimientos de espacio de la empresa, cubriendo un área de 2.97 m dentro del área disponible de 4.52 m², rodeando la columna que atraviesa el área disponible.

El diseño de la estructura, permite accesibilidad al operador, por medio de dos ventanas horizontales de 0.76 m² cada una, para dar mantenimiento y hacer cambios para cada presentación, además de poder observar el correcto funcionamiento de la máquina a través de sus ventanas.

El diseño de la estructura cuenta con niveladores para adaptarse a las irregularidades del terreno de hasta 43 mm de altura.

La estructura cuenta con un diseño fácil de ensamblar y desensamblar, con materiales y piezas comerciales en Guatemala, necesitando solamente un barreno con broca de cabeza hexagonal y siguiendo los cinco pasos descritos en el manual

Los puntos de concentración de esfuerzos son los soportes soldados de la viga a flexión que soporta el módulo de sujeción y desplazamiento, con 101 MPa.

Los componentes utilizados para la automatización del sistema de embalaje de bolsas de polietileno y aluminio son similares a los utilizados para automatizar el sistema de embalaje de botellas de insecticida agroquímico dentro de la misma planta.

El PLC elegido, Siemens S7-300 CPU 315-2DP, permite que la automatización del sistema de embalaje de bolsas de polietileno y aluminio haga más eficiente el proceso de control de calidad, siguiendo con los requerimientos de la empresa y permitiendo un máximo de 16,384 entradas y salidas digitales; de esta forma se pueden incluir más componentes o replicar el sistema a otras líneas de embalaje que aún son manuales sin necesidad de cambiar PLC.

La comunicación entre los ocho componentes periféricos que se tienen y el PLC se realizará vía Profibus; estos componentes son cuatro variadores de frecuencia, dos controladores de servo motores, un controlador de motor stepper y la pantalla HMI.

Para el control de este sistema se necesitan solamente entradas y salidas digitales; sensores capacitivos, inductivos y ópticos marca Schneider Electric y/o Festo.

La interfaz gráfica realizada cumple con los requerimientos de la empresa dentro de una pantalla de seis pulgadas marca Siemens, Simatic Panel Touch TP177B.

Los diagramas eléctricos están diseñados para que cualquier persona capacitada para poder interpretarlos pueda armar el sistema eléctrico de la máquina.

X. RECOMENDACIONES

Los cálculos de torque están hechos de acuerdo a la primicia que el bloque de cajas mantiene su peso constante, sin embargo, cada vez que se extrae una caja del sistema se realiza una disminución de la carga, el planteo de un sistema de control en lazo cerrado permitiría controlar de manera precisa el suministro, especialmente para velocidades altas.

El cálculo de la inercia reflejada del bloque de cajas hacia el eje del motor es una simplificación conveniente, sería aprovechable producir un modelo matemático que se aproximara al valor verdadero de inercia para un cálculo de torque más exacto.

En caso de que el presupuesto de construcción lo permita, implementar un sistema de transporte por medio de un tornillo sin fin y un riel lineal, el sistema sería más caro, pero se reduciría considerablemente la fricción del transporte.

Si se desea cambiar las cajas que se van a plegar, se debe tomar en cuenta las dimensiones máximas de la máquina, sin embargo, al realizar cambios pequeños se pueden obtener diferentes límites de la máquina, modificando el control de los actuadores y la posición de algunos subsistemas. Por el momento sin realizar cambios se recomienda utilizar unas dimensiones máximas de 300mm de ancho de cara frontal, 438.5mm de altura y 364.8mm de ancho lateral, y para ampliar el ancho de cara frontal también se puede cambiar el cilindro del subsistema de primer desdoble, por un DSCB 32-400 con unas guías laterales FENG-32-400-KF esto proporciona un ancho máximo de 400mm.

Para una fácil movilidad de las guías laterales, se recomienda utilizar pedestales para la sujeción de cada soporte. Ya que ofrecen mayor versatilidad y no es necesario modificar la estructura principal de la máquina, para cambiar el tamaño de caja.

También es recomendable separar las ventosas con generadores de vacío y vacuostatos de manera independiente, porque con dos ventosas es más que suficiente para sujetar una caja. Y dependiendo de la forma se pueden adaptar nuevas cajas a la armadora de cajas por medio del control general de la máquina.

Es importante que las cajas no posean un tipo de adhesivo, al momento de realizar la sujeción por medio de las ventosas, debido a que el material de construcción de los sujetadores, no especifican si realizan el mismo trabajo con adhesivos o si tienen la misma sujeción. Esto podría dar motivo a deslizamientos de la caja y generar atascamiento en el proceso de pliegue.

Indagar en cuanto al control de un cilindro utilizando teoría de control moderno o clásico para el control del cilindro.

Automatizar el submódulo limitador de tamaños para evitar casi por completo la necesidad de un operador para ajustar las piezas.

Agregar algún tipo de acumulador de envases previo al módulo para evitar que la maquinaria a lo largo de la línea de producción no se atasque.

Se podría diseñar un sistema de ventosas conectadas en paralelo y en serie para disminuir la cantidad de generadores de vacío que se utilizan actualmente en la aplicación.

Los elementos de unión no permanente se pueden normalizar de una manera mejor ya que aún se trabajan con tornillos Allen M6 y M10, logrando que todo el sistema utilice solo un tipo de herramienta para su ensamble y desensamble.

Se recomienda trasladar el protocolo de comunicación del Gantry de PROFIBUS a PROFINET ya que el primero se encuentra ya en proceso de discontinuación y podría generar problemas a futuro.

Es posible el diseñar el mecanismo de desplazamiento horizontal mediante un eje guía, un servomotor y una faja dentada para disminuir costos mediante un análisis detallado de los elementos y determinar si este puede soportar.

Se recomienda realizar una revisión menor a los demás elementos del sistema cada vez que se realice un servicio menor al Gantry, se realiza cada seis meses

Verificar y definir los requerimientos de diseño con la empresa donde se va a implementar, sin asumir en ningún momento alguna necesidad.

Verificar si es estrictamente necesario en la industria donde se implementará tener toda la estructura hecha de acero Inoxidable o se puede hacer de otro acero con tratamiento anticorrosivo, para disminuir costos.

Buscar reducir costos en materiales y accesorios, que no comprometan la seguridad del operario o los requerimientos del cliente.

Usar un factor de seguridad y pegarse a él en todo momento, para evitar el sobredimensionamiento innecesario, que solo encarece la máquina y la convierte no viable.

Diseñar toda la máquina con materiales, partes y accesorios que se puedan encontrar en el mercado guatemalteco o cercano a él.

Definir puntos críticos de concentración de esfuerzos y analizarlos usando el factor de seguridad sugerido por la empresa.

Realizar una comunicación entre PC y PLC para poder realizar el intercambio de datos de la máquina directamente y generar los reportes sin intervención de ningún operario, aumentando la efectividad del proceso y el control de calidad.

Sustituir el botón “funcionamiento manual” en el HMI por un control remoto de avance lento (remote jog handle) con cable largo para poder posicionarse en algún punto donde se tenga sospecha de fallo y observar directamente mientras la máquina se controla manualmente con el control.

Comprar la mayor parte de componentes por medio de algún proveedor guatemalteco por la disponibilidad en caso algo llegue a fallar, se necesite cambiar por motivos de mantenimiento o comprar más por expansión de la máquina; además, se puede asegurar la garantía de ciertos componentes electrónicos.

Crear copias de seguridad de los programas y diseños realizados en Step7 y WinCC para poder restaurarlo en cualquier momento si llega a fallar.

Tener a la vista los diagramas eléctricos y el manual de usuario para revisarlo en cualquier momento que exista alguna duda para no poner en riesgo el sistema o las personas alrededor de él.

Cambiar el uso de Profibus a Profinet ya que es más rápido, se puede conectar más dispositivos, controlar desde distintas partes; a comparación de Profibus que necesita instalación de equipo nuevo para funcionar sin conexiones físicas, Profinet no los necesita y mientras el internet avance este medio físico también lo hará.

XI. BIBLIOGRAFÍA

- A.1, E. M. 2007. *NANOTECHNOLOGY, FOOD AND DRUG PACKAGING APPLICATIONS*. Medellín: Universidad de Antioquia.
- Acedo, J., 2006. *Instrumentación y Control Avanzado de Procesos*. España: Diaz de Santos.
- Aluminox. 2017. *Laminas en rollos o continuas de aluminio. Aluminio y más*. Obtenido de <http://www.aluminox.com.gt/aluminio>
- Anaheim Automation. n.d. *Linear Actuator Guide*. <http://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/linear-actuator-guide.php#sthash.dLxoWbWk.QWRInZto.dpbs>
- ANSYS. 2010. *Meshing User's Guide*. U.S.A. Release 13.0. 350 págs.
- Aparicio, Almudena. 2010. *Técnicas de paquetería*. Guía práctica para hacer más atractivos sus embalajes. Ideas propias editorial S.L. España. 200 págs.
- Asensio, P., 2006. *Automatización de procesos mediante la guía GEMMA*. 1era. ed. Catalunya: TECFOTO.
- Autodesk. Software de análisis de elementos finitos. <https://www.autodesk.es/solutions/finite-element-analysis> [26/08/2017]
- Automatización Industrial. 2017. *Ilustración Cilindro Doble Efecto (de émbolo)*. <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>
- Baher, H., 2002. *Analog & Digital Signal Processing*. 2da. ed. Inglaterra: Wiley.
- Bastian, P., 2001. *Electrotecnia*. 21ava. Edición. ed. Madrid, España: Editorial Akal.
- Bathe, K. 2016. *Finite Element Procedures*. Second Edition. U.S.A. Prentice Hall, Pearson Education, Inc. 1065 págs.
- Boubeta, A. I. 2010. *Distribución Logística y Comercial*. España: Gesbiblo, S.I.
- Britannica, Editors of Encyclopedia. 1998. *Packaging*. <https://www.britannica.com/technology/packaging>
- Britannica, Editors of Encyclopedia. 1999. *Automation*. <https://www.britannica.com/technology/automation>
- Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 9ª edición. México, D. F.: The McGraw-Hill Companies, Inc. 1068 págs.
- Cadersa S.A. s.f. *Cadenas transportadoras selección y cálculo*. Obtenido de Cadersa: <http://www.cadersa.es/Pag82.htm>
- Campbell, J. *Deshidratación por Adsorción: Sistemas de dos y tres contactores*. <http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/spanish/?p=1562> [01/08/2017]
- Carmona, F. 2005. *Manual del Transportista*. Madrid: Ediciones Diaz de Santos, S.A.
- Carmona, Francisco. 2010. *Manual del transportista*. Ediciones Diaz de Santos. España. 512 págs.

- Castelo, Daniel. *Envases y embalaje*. Universidad Alas Peruanas. <http://www.uap.edu.pe/>. [20/09/2017]
- Castro, L., 2008. *Expansión*. <http://expansion.mx/manufactura/tendencias-en-empaque-y-embalaje-1> [22/09/2017].
- Celis, Guillermo. 2009. *Mecánica estructural. Estática*. Universidad iberoamericana. México. 293 págs.
- Cembranos, F., 2008. *Automatismos eléctricos, neumáticos e hidráulicos*. 5ta. Edición ed. s.l.:Thomson.
- Cengel, Yunus y Cimbala, John. 2006. *Mecánica de fluidos "Fundamentos y Aplicaciones"*. 1ª edición, México, D.F.: The McGraw-Hill Companies, Inc. 998 págs.
- Cervera, A., 2003. *Envase y embalaje: la ventana silenciosa*. 2da. Edición ed. Madrid: ESIC Editorial.
- Chipcom. 2016. *Cerraduras-Chapas Magnéticas. AccessPRO*. <https://www.chipcom.com.gt/control-de-acceso/cerraduras/chapas-magneticas/chapa-magnetica-350-lbs-con-sensor-de-bloqueo-de-placa-detail>
- Cobo, R., 2015. *ABC de Automatización*. <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/hmi.pdf> [20/08/2017].
- Combi Packaging Systems LLC. 2017. *2-EZ SB belt drive case erector with bottom taper*. Estados unidos. <http://www.combi.com/en/2-ez-sb-side-belt-drive-case-erector-with-bottom-taper>. [20/09/2017]
- Combi. n.d. *Case Packer*. <http://www.combi.com/en/industrial-case-packaging-equipment>
- Creus, Antonio. 2010. *Instrumentación industrial*. 8ª edición. México D.F.: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V. 794 págs.
- Creus, Antonio. 2011. *Neumática e Hidráulica*. 2ª edición. México, D.F.: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V. 436 págs.
- Creus, Antonio. 2012. *Neumática e hidráulica*. Marcombo. 2ed. Colombia. 234 págs.
- Dankers, Cora. *Food and agriculture organization of the united nations*. 2004. Food & agriculture. 112 págs.
- David Hernández Moretón. 2015. *Esfuerzo equivalente de Von Mises. Wordpress. Cálculo de máquinas*. Obtenido de <https://dhernaez73.wordpress.com/2015/06/24/calculo-de-maquinas-esfuerzo-equivalente-de-von-mises/>
- Díaz, J., 2013. *Programación defensiva: tips y técnicas de cómo y cuándo usarla*. <http://www.galeon.com/neoprogramadores/prgdefen.htm#TecnicasManejo> [23/09/ 2017].
- Díaz, R., 2016. *Diseño de un sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala*. Guatemala: Trabajo de graduación Universidad del Valle de Guatemala.
- Ear-flap group. *Línea de armado y sellado de cajas automática con prensa*. México. <https://www.ear-flap.com/la/empresa/proyectos-recientes/!%C3%ADnea-armado-sellado-cajas-autom%C3%A1tica-prensa>. [20/09/2017]

- ELESA. 2017. *ELESA*. E. U. CORPORATION, Editor. <https://www.elesa.com/en/elesab2bstoreus>
- Escalera, M., & Rodriguez, A. n.d. *Actuadores neumáticos*. España: Rafael Sanchez.
- FESTO. n.d. *Guide units FEN/FENG for Iso Cylinders*.: https://www.festo.com/cat/en-us_us/data/doc_enus/PDF/US/FEN-FENG_ENUS.PDF
- FESTO. n.d. *Identificación de referencia según ISO 1219-2 y/o EN 81346-2*. http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/dsi_es_identificaci_n_de_referencia_iso_1219_en_81346.pdf
- FESTO. *Basic principles of vacuum technology, brief overview*. https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/286804/Basic_Vacuum_Technology_Principles.pdf [10/08/2017]
- FESTO. FAQ – *Técnica de vacío*. https://www.festo.com/cms/es-mx_mx/9814.htm [10/08/2017]
- FESTO. Motor Controller CMMP-AS-...-M3. https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/380659/CMMP-AS-M3-HW_2012-03_760322g1.pdf. [24/09/2017]
- FESTO. Pressure sensors SDE5. https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ENUS/PDF/US/SDE5_ENUS.PDF. [25/09/2017]
- FESTO. Reliable and fast vacuum handling. https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/17068/Poster_VacuumGripping_en.pdf [10/8/2017]
- FESTO. Servo Motors EMMS-AS. https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/10273/EMMS-AS_ENUS.pdf [24/09/2017]
- Fontalvo, T. J., & C, V. J. 2010. *La Gestión de la Calidad en los Servicios*. Cartagena: Eumed.
- Fraden, J., 2010. *Handbook of modern sensors*. 4ta. ed. New York, U.S.A: Springer.
- FreestudyUK. 2013. *Hydraulic and pneumatic cylinders*. <http://www.freestudy.co.uk/fluid%20power/cylinders.pdf>
- García, M. 2016. *Estudio del efecto de la temperatura aplicada en la superficie de perfiles de aluminio extruido en aleación AA6061 T6, en la variación del porcentaje de elongación, resistencia a la tracción y la dureza*. Tesis maestría en ingeniería mecánica, Universidad de Antioquia. Colombia, Medellín. 82 págs.
- Gebo Cermex. *Case erectors: F3*. <http://www.gebocermex.com/equipment/packing/rsc-cases-packing/case-erectors>. [20/09/2017]
- GeoGebra *Slider crank linkage mechanism kinematic analysis*, <https://www.geogebra.org/m/eGAqDEqM#material/rZeZT48V> [5/10/2017]
- Gudiel, D. et al. 2017. Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala. Trabajo de graduación Universidad del Valle de Guatemala, Guatemala. 491 págs.
- Guillen, Antonio. 1988. *Introducción a la neumática*. Marcombo. Colombia. 156 págs.

- Harper, E., 2003. *Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales*. 2da. Edición ed. México D.F.: Editorial Limusa.
- Hughes, A., 1993. *Electric Motors and Drives: fundamentals, types and applications*. 2da. Edición ed. Leeds, Inglaterra: Newnes.
- IEC, 2007. *Uso y referencia a normas ISO e IEC en la reglamentación técnica*. http://www.aenor.es/DescargasWeb/legislacion/referencia_normas_iso_iec_reg_tecnica.pdf [22 /08/2017].
- KEB. 2014. *KEB Electromagnetic technology*. Germany. 52 págs.
- Kosow, I., 2006. *Control de máquinas eléctricas*. 1era. Edición ed. Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Kuo, Benjamín. 1996. *Sistemas de control automático*. Pearson Educación. México. 897pp.
- Lantech. 2017. *Case Erectors. Models*. <https://www.lantech.com/case-erector/models?region=1>. [20/09/2017]
- Lee, Huei-Huang. 2017. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 17*. U.S.A. SDC publications. 158 págs.
- Leyensetter, A. G, Würtemberger. 1987. *Tecnología de los oficios metalúrgicos*. Reverte. 552 págs.
- Mandado, E. & Lago, P. M. y. A., 1995. *Instrumentación Electrónica*. Barcelona, España: Boulaieu Editores.
- Marín, Begoña. 2015. *Preparación de pedidos y venta de productos*. Ediciones Paraninfo. S.A. España. 168 págs.
- MENGUAL. 2016. 5 Herrajes Catálogo 2016 - 2017. *Bisagras con calzonetas y derivados*, 624. <https://www.youtube.com/watch?v=t-j1IzL2x24>
- Moscoso, M., 2016. *Embalaje Automatizado*. <https://prezi.com/n4a5bc4zgfuk/embalaje-automatizado/> [22/09/2017].
- Mott, R. L. 2006. *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). (P. M. Rosas, Ed., & P. Education, Trad.) México: Pearson.
- Muñoz, Teresa. 2014. *Envasado de conservas vegetales*. INAVO109. IC editorial. 306 págs.
- Naciones Unidas. 2007. *Recomendaciones alternativas al Transporte de Mercancías Peligrosas: Reglamento Modelo*. United Nations Publications. 15 ed. Volumen 2. Nueva York. 381pp.
- Nani, A., 2014. *Three types of HMI used with IoT*. <http://community.silabs.com/t5/Official-Blog-of-Silicon-Labs/Three-Types-of-HMI-Used-in-the-IoT/ba-p/132736> [20/08/2017].
- NASA. 2007. *Systems Engineering Handbook*. Washington: NASA Headquarters.
- Nema Packaging solution automazione. 2017. *Case packer*. Italia. <http://nema.it/index.php/products/carton-boxes/case-packer/>. [20/09/2017]

- NFPA, 7., 2008. *National Electrical Code*.
<http://www.primelevelconsulting.com/toolbox/2008%20National%20Electrical%20Code.pdf>
 [22/ 09/2017].
- Norton L. Robert. 2012. *Diseño de maquinaria*. Quinta edición. México, Mc Graw Hill Education. Págs. 72-75,132-133.213-215, 241-243, 410-412.
- Norton, R. 2013. *Diseño de maquinaria, Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. 5ª edición. México D.F.: The McGraw-Hill Companies, Inc. 1120pp.
- Norton, R. L. 2011. *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*. Mexico D.F.: Prentice Hall.
- Ocw, Metu *Slider Crank Mechanisms*.
http://ocw.metu.edu.tr/pluginfile.php/3961/mod_resource/content/6/ch7/7-2.htm [5/10/2017].
- P. Croser, J. F. 2000. *Fundamentos de neumática*. <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/0598048001156321794.pdf>
- Pannone, J., 2015. *How to bert design an HMI system*<http://www.controleng.com/single-article/how-to-best-design-an-hmi-system/eee1d74711085cfd19cb15622c1f8968.html>
 [20/08/2017].
- Parul Jain. 2012. *Jacquard Loom*. <https://www.britannica.com/technology/Jacquard-loom>
- Pere, Molera. 1992. *Soldadura industrial: clases y aplicaciones*. Marcombo. Colombia. 128pp.
- Plataforma e-educativa aragonesa. *Producción de aire comprimido*. http://e-educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1108/html/2_produccion_de_aire_comprimido.html [29/07/2017]
- Plexiglas S.A. 2010. *Acrilico y policarbonato.com. ¿Qué es el Acrilico?*: <http://www.acrilico-y-policarbonato.com/acrilico.html>
- Ponsa, P. n.d. *DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL*.
<https://www.epsevg.upc.edu/hcd/material/lecturas/interfaz.pdf>
- RAE. n.d. *RAE*. Retrieved agosto 2017, from Diccionario de la lengua española - Edición del Tricentenario: <http://dle.rae.es/srv/fetch?id=4TO3M08>
- Rodríguez Galbarro, H. 2017. *Ingemecánica. Propiedades Mecánico-Químicas del Aluminio*.
 Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html>
- Robles, M. 2017. *Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción de Guatemala fase II, modulo sistema de sujeción y desplazamiento de envases*. Guatemala. 72 págs.
- Robles, Marcela. 1996. *Diseño gráfico de envases: guía y metodología*. Universidad Iberoamericana. México. 131 págs.
- Rockwell, A., 2010. *Relés de uso general, interposición, estado sólido y especiales*.
http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/br/700-br018_-es-p.pdf [15/08/2017].
- Rousse, M., 2016. *What's Techtarget*. <http://whatis.techtarget.com/definition/human-machine-interface-HMI>
 [10/08/2017].
- Salvador, A. 1988. *Introducción a la neumática*. Barcelona: Marcombo.

Sánchez, Teresa. 2003. *Procesos de elaboración de alimentos y bebidas*. Mundi-Prensa libros. 518 págs.

Schmalz. 2017. *Ilustración Mounting sections MO-PROF*.
<https://www.schmalz.com/en/vacuum-technology-for-automation/vacuum-components/mounting-elements/sections-and-connectors/mounting-sections-mo-prof#product-media-modal>

Serope, Steven. 2002. *Manufactura, ingeniería y tecnología*. Pearson educación. México. 1152 págs.

Siemens. FEA / Análisis de elementos Finitos.
<https://www.plm.automation.siemens.com/es/plm/fea.shtml> [27/08/2017]

SKF, 2016. *SKF Rolling Bearings*. 1363 págs.

SKF, *SKF Electric Cylinder CASM Calculator*
<http://webtools3.skf.com/ElectricCylinderCASMCalculator/motionProfile.action> [5/10/2017]

SKF. 2008. *SKF Electromechanical Cylinders*. France. 80 págs.

Solé, A. C. 2007. *Neumática e hidráulica*. España.: Marcombo, S.A.

Specialty Devices & Options. n.d. <http://www.shuttleworth.com/products/specialty-devices-options/>

Spotts, F. 1977. *Proyecto de elementos de máquinas*. Editorial Reverte. 700 págs.

TSP, 2016. *Total Safe Pack*. <https://www.totalsafepack.com/cual-es-la-diferencia-entre-envase-empaque-y-embalaje/> [22/09/2017].

Ugalde, J., 1979. *Programación de operaciones*. San José, Costa Rica: EUNED Editorial.

Universidad de Castilla. 2001. *Elementos Mecánicos 3, Cadenas*. Ciudad real: UCLM.

Vaughn, R., 1990. *Introducción a la ingeniería industrial*. 2da ed. Iowa, U.S.A: Editorial Reverté.

Vavra, C., 2015. *Optimizing your HMI on the plant floor*. <http://www.controleng.com/single-article/optimizing-your-hmi-on-the-plant-floor/681475e70421f0ac853485ac4c0ca96a.html> [20/08/2017].

Vidósola, E. n.d. *Actuadores*. <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/actuadores.pdf>

W. Haring, M. Metzger, R.-C. Weber. 2005. *Neumática básica*. <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00767602001133948074.pdf>

Wang, E. Nelson, T. Rainer, R. *Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra*. CAD-FEM GmbH, Munich, Germany. 16 págs.

Weldingwire. Washington alloy CO. 2017. *Aluminio varillas y alambres de soldadura*. <http://www.weldingwire.com/Images/Interior/product%20info/aluminum%20spanish.pdf>. [20/09/ 2017]

Weldwire CO 2013. *Soldadura para Acero Inoxidable technical information. E308L-16*. http://www.weldwire.net/weld_products/ww308l-16/

Yam, K. L. 2009. *The Wiley Encyclopedia of Packaging Technology*. New York: John Wiley & Sons, Inc., Publication.

XII. ANEXOS

Anexo 1. Proceso de diseño basado en Systems Engineering

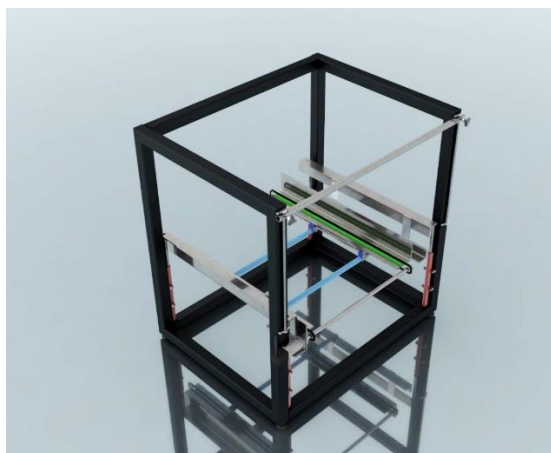
Módulo 3.1 — Suministro de cajas (Fase Uno): Este diseño se obtuvo de la fase uno.



Módulo 3.1 — Suministro de cajas (Fase dos), Propuesta I: Banda



Módulo 3.1 — Suministro de cajas (Fase dos), Propuesta II: Cadena



Anexo 2. Ponderaciones

Característica	Puntaje = 0	Puntaje = 10
Complejidad de fabricación	Toda la fabricación se realiza afuera del país.	Toda la fabricación se puede realizar dentro del país.
Capacidad de almacenamiento de cajas	Almacena solo para 2 minutos de operación.	Almacena cajas para una hora continua de suministro.
Durabilidad	Todos sus componentes y mecanismos no son resistentes a la corrosión y tienen una vida corta.	Todos sus componentes y mecanismos son resistentes a la corrosión y tienen una vida larga.
Adaptación a presentaciones	No se ajusta a las presentaciones.	Se ajusta a nuevas presentaciones.
Cambio de velocidad de suministro	Suministra cajas a una única velocidad.	Suministra cajas a múltiples velocidades fácilmente.
Cambio de presentación	Tarda más de 20 minutos	Tarda a lo sumo 1 minuto
Costo	Es la propuesta más cara	Es la propuesta más barata.
Mantenimiento	Se tiene que realizar en cada cambio de presentación.	Se hace con el mantenimiento general de la máquina.

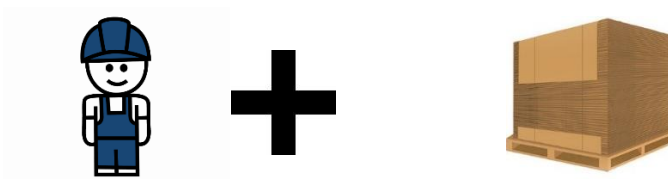
Anexo 3. Evaluación de conceptos

Conceptos	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Complejidad de fabricación	7	10	9
Capacidad de almacenamiento de cajas	2	4	5
Durabilidad	10	10	10
Adaptación a diferentes presentaciones de cajas	5	6	10
Cambio de velocidad de suministro	0	8	10
Facilidad en el cambio de presentación	3	8	9
Costo	10	6.66	3.33
Mantenimiento	10	10	8
SUMA	47	62.66	64.33

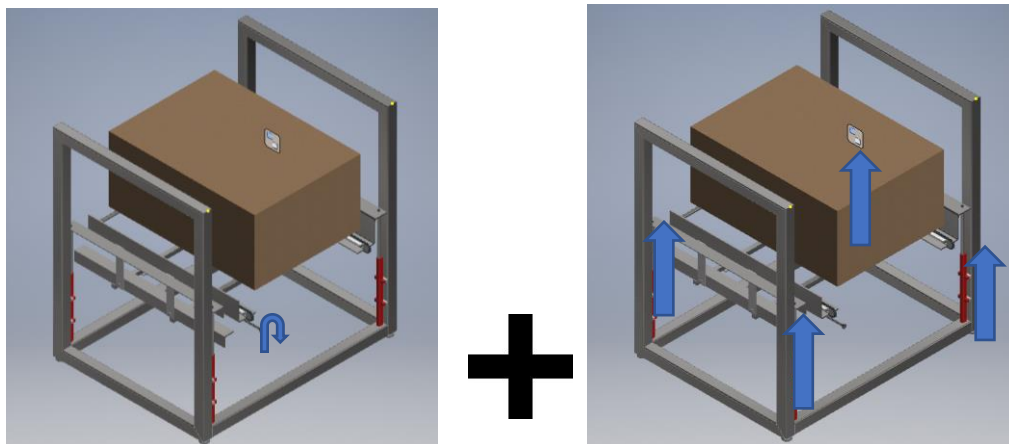
Se escoge la opción 2 debido a que es el modelo más estable e incorpora bastantes aspectos útiles de los diferentes conceptos.

Anexo 4. Conops

1 • El operario prepara el grupo de cajas a suministrar

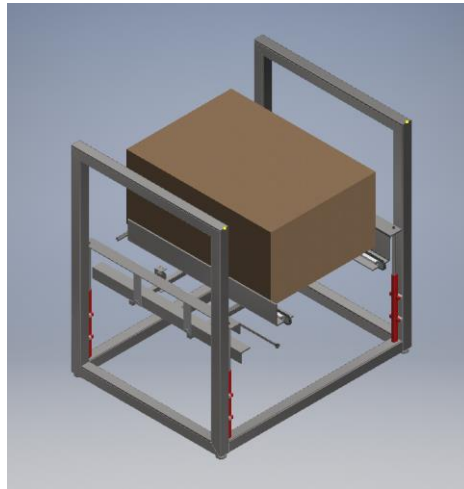


2 • Se ajusta la presentación mediante dos movimientos (ajuste horizontal y vertical)



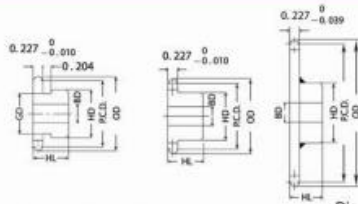


• La maquina esta lista para suministrar cajas



Anexo 5. Catarina estándar

NK 41 ANSI (ASA) STANDARD SPROCKETS



Dimensions: inch

No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D.)	Outside Dia. (O.D.)	SINGLE B TYPE				Approx. Weight (kg)	Materials
			Bore (BD)		Hub			
			Stock	Max.	HD	HL		
9	1.462	1.462	0.35	0.63	+1.102	0.866	0.11	SAE 1040
10	1.618	1.618	0.39	0.71	+1.260	0.866	0.14	
11	1.775	1.775	0.43	0.79	+1.457	0.866	0.19	
12	1.932	1.932	0.43	0.87	+1.575	0.866	0.22	
13	2.089	2.089	0.55	0.79	+1.457	0.866	0.23	
14	2.247	2.247	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28	
15	2.405	2.405	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34	
16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40	
17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.126	0.866	0.46	
18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51	
19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59	
20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76	
21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85	
22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95	
23	3.672	3.94	0.59	2.01	3.031	0.984	1.00	
24	3.831	4.10	0.59	1.85	2.480	0.984	0.84	
25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88	
26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92	
27	4.307	4.57	0.59	1.65	2.480	0.984	0.96	
28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00	
29	4.624	4.88	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00	
30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10	
31	4.942	5.20	0.59	1.77	2.677	1.102	1.20	
32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	
33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	
34	5.419	5.67	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	
35	5.578	5.85	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40	
36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50	
37	5.896	6.18	0.67	1.77	2.677	1.102	1.55	
38	6.055	6.34	0.67	1.77	2.677	1.102	1.60	
39	6.214	6.50	0.67	1.77	2.677	1.102	1.65	
40	6.373	6.65	0.67	1.77	2.677	1.102	1.70	

Anexo 6. Requerimientos parte 1

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
1	El sistema de suministro de cajas tiene que ocupar el espacio disponible en el anexo 2.	SC-2	Alta	Sistema completo	Se mide el sistema completo
2	El sistema de suministro de cajas debe ser modular, para poder acoplarse en menos de 1 hora.	SC-1	Alta	Sistema completo	Se hará un aproximado de tiempo de instalación.
3	El armado del sistema completo de suministro de cajas debe poder hacerse fácilmente, sin necesidad de soldaduras o maquinado extra.	SC-3	Alta	Sistema completo	El revisará el ensamble de la máquina para corroborar que no se necesita más maquinado.
4	Los materiales o piezas para construir el sistema completo deben estar disponibles en el mercado nacional o internacional.	SC-4	Alta	Sistema completo	Se verifican que las piezas sean maquinales o existan en el mercado
5	El sistema debe ser capaz de suministrar continuamente las cuatro presentaciones de cajas disponibles.	SC-5	Alta	Sistema completo	Se prueba el sistema completo con las cuatro presentaciones.

Anexo 7. Requerimientos parte 2

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
6	La estructura debe ser duradera, no debe mostrar rastros de oxidación o corrosión por picadura.	SE-1	Alta	Sistema estructural	Se verificará que todas las piezas sean resistencias a la corrosión y oxidación.
7	La estructura se tiene que diseñar de materiales comerciales, para que pueda ser manufacturada en el país si así se requiere.	SE-2	Alta	Sistema estructural	Se cotizará el material en el país.
8	La estructura debe tener dimensiones adecuadas para poder acoplarse a la estructura general de la máquina.	SE-3	Alta	Sistema estructural	Se medirá la estructura general para acoplarse al tamaño disponible.
9	La estructura tiene que acoplarse de la forma más fácil a la estructura general de la máquina.	SE-4	Media	Sistema estructural	Se verificará que el tiempo para acoplarse no involucre horas ni maquinas especiales.
10	La estructura no debe interferir con las operaciones de otros módulos del sistema.	SE-5	Alta	Sistema estructural	Se accionarán los otros módulos para ver si el sistema no interfiere con ellos.

Anexo 8. Requerimientos parte 3

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
11	Se debe realizar un análisis estructural en base a criterios ingenieriles que validen el uso de la estructura.	SE-6	Alta	Sistema estructural	Se verificarán los cálculos de resistencia.
12	La estructura debe soportar una carga sobredimensionada en caso de cualquier cambio en la carga o alguna emergencia.	SE-7	Alta	Sistema estructural	Se verificarán los cálculos de resistencia.
13	Los circuitos de potencia y control para los motores no deben exceder su temperatura crítica.	SP-1	Alta	Sistema de potencia	Se verificará el diseño de los circuitos de potencia en Multisim.
14	Los circuitos de control para los motores deben ser capaces de mover los motores en ambas direcciones, en caso de algún cambio o emergencia.	SP-2	Alta	Sistema de potencia	Se accionarán los circuitos diseñados para comprobar el movimiento de los motores
15	Los circuitos de potencia deben ser controlado por el tablero principal.	SP-3	Alta	Sistema de potencia	Se harán pruebas con el tablero mientras se instalan los controladores.

Anexo 9. Requerimientos parte 4

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
16	Se deben dejar indicadas cuantas señales y de que tipo salen o entran de los circuitos de potencia.	SP-4	Media	Sistema de potencia	Se verificará que en el manual de usuario este escrito.
17	La alimentación de los circuitos debe estar disponible en el tablero de control.	SP-5	Alta	Sistema de potencia	Antes de diseñar el circuito se verificarán los voltajes disponibles.
18	Los circuitos de potencia no deben estar expuestos para que no sufran ningún daño o alteración.	SP-6	Alta	Sistema de potencia	Se verificará que estén cubiertos por algún tipo de material
19	Los motores deben tener la capacidad de moverse en ambas direcciones.	SP-7	Alta	Sistema de potencia	Se accionarán en ambas direcciones antes de ser instalados.
20	Los motores deben moverse con precisión.	SP-8	Alta	Sistema de potencia	Se instalarán motores Stepper.
21	La potencia de los motores debe quedar sobredimensionada.	SP-9	Alta	Sistema de potencia	Se verificará en los cálculos de potencia.

Anexo 10. Requerimientos parte 5

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
22	Los sensores tienen que estar sujetos a el sistema por medio de tornillos, para que en caso de una falla puedan sustituirse.	SP-10	Media	Sistema de potencia	Se verificará en el ensamble que el sensor use tornillos.
23	Los sensores no tienen que interrumpir la trayectoria de alguna parte móvil del sistema.	SP-11	Alta	Sistema de potencia	Se accionarán las partes móviles y se verificará que no intercepte a los sensores.
24	El mecanismo de transporte del grupo de cajas tiene que tener una superficie con poca fricción.	SP-12	Media	Sistema de potencia	Se investigará el coeficiente de fricción del material respecto a la caja.
25	El mecanismo de transporte del grupo de cajas no se tiene que deformar con la carga máxima de cajas sobredimensionada.	SP-13	Alta	Sistema de potencia	Se verificará con los cálculos de resistencia.
26	Las cajas no tienen que tener contacto con sustancias del sistema de transporte, como lo sería la grasa.	SP-14	Alta	Sistema de potencia	Se correrá una caja y se verificará que el aislamiento funcione.

Anexo 11. Requerimientos parte 6

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
27	El mecanismo de transporte del grupo de cajas tiene que tener marcas para poder facilitar la calibración de la presentación a utilizar.	SP-15	Media	Sistema de potencia	Se verificará en los planos que estén incluidas en el maquinado.
28	La estructura que soporta al grupo de cajas debe soportar la fuerza horizontal ejercida por el grupo de cajas	SS-1	Alta	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se verificará en los cálculos de resistencia.
29	La estructura que soporta al grupo de cajas debe estar sujeta a la estructura completa de la máquina.	SS-2	Media	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se verificará que la estructura completa tenga los acoples para su sujeción.
30	La estructura que soporta al grupo de cajas debe moverse verticalmente para calibrar la altura de las cajas	SS-3	Alta	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se moverá el mecanismo para ver si funciona correctamente.

Anexo 12. Requerimientos parte 7

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
31	La estructura que soporta al grupo de cajas debe estar marcada en las alturas de las cuatro presentaciones.	SS-4	Media	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se verificará en los planos si las marcas están incluidas en el maquinado.
32	Debe existir un mecanismo para sujetar firmemente al grupo de cajas mientras se apilan más cajas al sistema.	SS-5	Alta	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se harán pruebas de campo con el grupo de cajas.
33	El peso del mecanismo para apilar y mantener el grupo de cajas debe ser lo suficientemente liviano para que operario pueda manipularlo.	SS-6	Alta	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se diseñará el peso en base a la fuerza promedio de un adulto.
34	El mecanismo para apilar y mantener el grupo de cajas no debe presentar fricción que afecte a el mecanismo de transporte del grupo de cajas.	SS-7	Alta	Sistema de soporte y apilamiento de cajas	Se verificará la fuerza de fricción en este mecanismo en los cálculos de resistencia.
35	Los planos tienen que basarse en la norma ISO 7200	PD-1	Alta	Presentación y documentación.	Se leerá el artículo para cumplir con las normas

Anexo 13. Requerimientos parte 8

ID	Requerimiento	Código	Importancia	Sub-módulo	Plan de verificación
36	El manual de usuario debe tener un apartado para la calibración de la presentación de caja correspondiente.	PD-2	Alta	Presentación y documentación.	Se verificará que se escribió en el manual los pasos necesarios para la calibración
37	El manual de usuario debe tener un apartado para el mantenimiento de la máquina.	PD-3	Alta	Presentación y documentación.	Se verificará que se escribió en el manual los pasos necesarios para el mantenimiento.
38	Se tienen que realizar renderizaciones de cada sub-módulo y el sistema completo.	PD-4	Alta	Presentación y documentación.	Se verificará que las renderizaciones estén en la documentación, siendo claras.
39	Se tiene que realizar una animación para ejemplificar la funcionalidad del sistema completo.	PD-5	Alta	Presentación y documentación.	Se reproducirá la animación para ver que explique correctamente la funcionalidad del sistema.

Anexo 14. Identificación de riesgos y plan para mitigar riesgos

Riesgo	Plan de mitigación
La máquina sufre un daño debido a una fuerza externa	Sobredimensionar la capacidad de resistencia a esfuerzos de la estructura.
El operador maneja de manera incorrecta la máquina.	La máquina tendrá marcas que indiquen para donde se mueven las piezas.
El tablero de control presenta fallas a la hora de activar los circuitos de control de motores.	Se accionará el circuito de potencia de manera manual. (Solo lo podrá hacer el personal autorizado). Con esto se verificará si el problema está en el circuito o en la señal.
La cadena de transporte de cajas presenta fallas por una mala instalación.	Se abrirá la estructura donde se encuentra la cadena de transporte para solucionar el problema.
El material no está disponible con el distribuidor cotizado.	Se cotizará con distintos distribuidores.
La empresa con la que se cotizó el maquinado no puede realizarlo en este momento.	Se realizará la cotización de maquinado en distintos lugares.
Los cilindros se pican debido a la humedad.	Solicitar envío de cilindros en material que evite la humedad.
El conector de la máquina está demasiado lejos.	Se tendrá lista una extensión de luz
El motor no funciona.	Se probarán los componentes en la universidad antes de instalarlos.

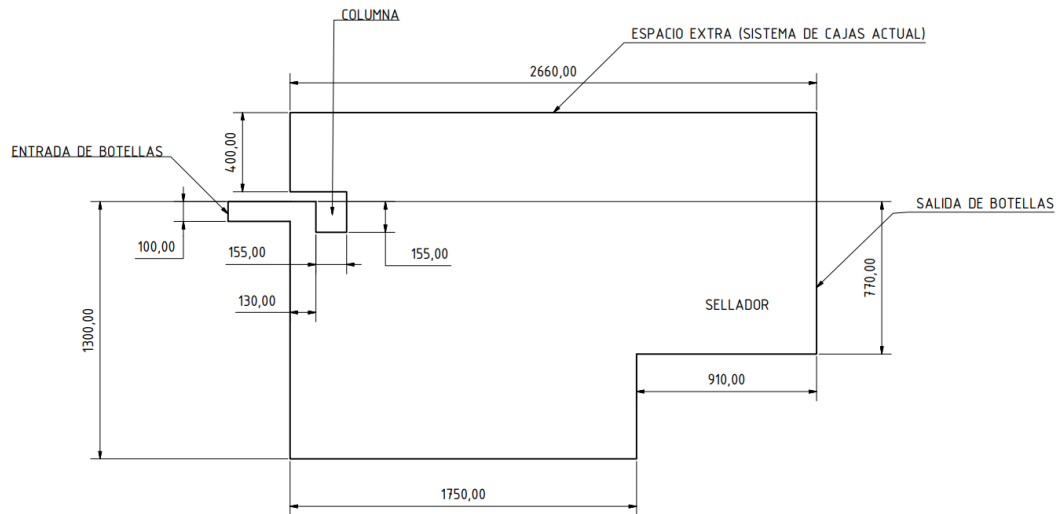
Anexo 15. Plan de verificación

- ✓ Verificar que existen las piezas del sistema estructural.
- ✓ Verificar que existen las piezas del sistema de potencia.
- ✓ Verificar que existen las piezas del sistema de ajuste de presentación.
- ✓ Verificar que existen las piezas del sistema de soporte y apilamiento de cajas.
- ✓ Verificar que existe el manual de usuario.
- ✓ Verificar que existen los planos de maquinado.
- ✓ Verificar que existen los planos de armado.
- ✓ Verificar que existan los lubricantes para las piezas que así lo necesiten.
- ✓ Verificar que existan las herramientas para el ensamble de la lista proporcionada.

Anexo 16. Plan de validación

- ✓ Se aumenta la velocidad de la producción a 45 cajas por minuto.
- ✓ Se pueden apilar y transportar lo máximo 70 cajas.
- ✓ Las cuatro presentaciones se pueden apilar y transportar continuamente.
- ✓ El manual de usuario es comprensible
- ✓ Las partes analizadas en base a método de diseño de ingeniería fueron aprobadas por el asesor.
- ✓ Se dibujaron los planos de construcción de forma que son entendibles para el operador

Anexo 17. Plano en vista de planta, tamaño disponible para máquina de embalaje.



Anexo 18. Driver

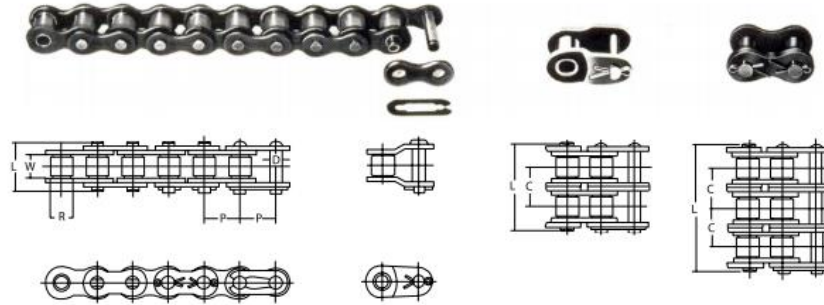
SureStep Drive / Motor Compatibility					
Motor ⁽¹⁾⁽²⁾		Recommended Drive ⁽¹⁾			
Model # ⁽¹⁾⁽²⁾	Rated Amps Extension Cable ⁽²⁾	STP-DRV -4035 ⁽¹⁾	STP-DRV -4850 ⁽¹⁾	STP-DRV -6575 ⁽¹⁾	STP-DRV -80100 ⁽¹⁾
STP-MTR-17040(D)	1.7	✓	✓	✓	
STP-MTR-17048(D)	2.0	✓	✓	✓	
STP-MTR-17060(D)	2.0	✓	✓	✓	
STP-MTR-23055(D)	2.8	✓	✓	✓	-
STP-MTR-23079(D)	2.8	✓	✓	✓	
STP-MTR-34066(D)	2.8	✓	✓	✓	
STP-MTRH-23079(D)	5.6			✓	✓
STP-MTRH-34066(D)	6.3			✓	✓
STP-MTRH-34097(D)	6.3			✓	✓
STP-MTRH-34127(D)	6.3			✓	✓

1) The combinations above will perform according to the published speed/torque curves. However, any STP motor can be used with any STP drive. Using a motor with a current rating higher than the drive's output rating will proportionally limit the motor torque.

2) MTR motors have connectors compatible with the EXT extension cables.
MTRH motors have connectors compatible with the EXTH extension cables.

Anexo 19. Cadenas estándar

CADENAS ESTANDAR DE RODILLOS • STANDARD ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975



Dimensions in Inches and Pounds.

ANSI Chain Number	Chain Pitch P	Inner Width W	Roller Dia. D	d	L1	L2	Link Plate Thickness T	C	Approx. Weight (lbs./ft)	Tensile Strength Ave.(lbs.)	ANSI Chain Number
25	1/4	1/8	*.130	.090	.34	.37	.030084	875	25
25-2	1/4	1/8	*.130	.090	.59	.63	.030	.252	.163	1750	25-2
25-3	1/4	1/8	*.130	.090	.84	.88	.030	.252	.246	2625	25-3
35	3/8	3/18	*.200	.141	.50	.56	.050210	2100	35
35-2	3/8	3/18	*.200	.141	.90	.96	.050	.399	.450	4200	35-2
35-3	3/8	3/18	*.200	.141	1.31	1.36	.050	.399	.680	6300	35-3
40	1/2	5/16	.312	.156	.67	.72	.060410	4000	40
40-2	1/2	5/16	.312	.156	1.24	1.29	.060	.566	.800	8000	40-2
40-3	1/2	5/16	.312	.156	1.80	1.85	.060	.566	1.200	12000	40-3
40-4	1/2	5/16	.312	.156	2.37	2.42	.060	.566	1.600	16000	40-4
41	1/2	1/4	.306	.141	.57	.65	.050260	2400	41
50	5/8	3/8	.400	.200	.83	.89	.080680	6600	50
50-2	5/8	3/8	.400	.200	1.55	1.60	.080	.713	1.320	13200	50-2
50-3	5/8	3/8	.400	.200	2.26	2.31	.080	.713	1.980	19800	50-3

1. *Chains are rollerless - dimension shown is bushing diameter. Offset link of #25 is two pitch type.

Anexo 20. Motor y componentes sugeridos

SureStep Series Specifications – Connectorized Bipolar Stepping Motors											
Bipolar Stepping Motors		High Torque Motors						Higher Torque Motors			
		STP-MTR-17040(D)	STP-MTR-17048(D)	STP-MTR-17060(D)	STP-MTR-23055(D)	STP-MTR-23079(D)	STP-MTR-34066(D)	STP-MTRH-23079(D)	STP-MTRH-34066(D)	STP-MTRH-34097(D)	STP-MTRH-34127(D)
NEMA Frame Size		17	17	17	23	23	34	23	34	34	34
* Maximum Holding Torque	(lb-in)	3.81	5.19	7.19	10.37	17.25	27.12	17.87	27.12	50.00	80.50
	(oz-in)	61	83	115	166	276	434	286	434	800	1288
	(N-m)	0.43	0.59	0.81	1.17	1.95	3.06	2.02	3.06	5.65	9.12
Rotor Inertia	(oz-in ²)	0.28	0.37	0.56	1.46	2.60	7.66	2.60	7.66	14.80	21.90
	(kg-cm ²)	0.05	0.07	0.10	0.27	0.48	1.40	0.48	1.40	2.71	4.01
Rated Current (A/phase)		1.7	2.0	2.0	2.8	2.8	2.8	5.6	6.3	6.3	6.3
Resistance (Ω/phase)		1.6	1.4	2.0	0.8	1.1	1.1	0.4	0.3	0.3	0.5
Inductance (mH/phase)		3.0	2.7	3.3	2.4	3.8	6.6	1.2	1.5	2.1	4.1
Insulation Class		130°C (266°F) Class B; 300V rms									
Basic Step Angle		1.8°									
Shaft Runout (in)		0.002 in [0.051 mm]									
Max Shaft Radial Play @ 1lb load		0.001 in [0.025 mm]									
Perpendicularity		0.003 in [0.076 mm]									
Concentricity		0.002 in [0.051 mm]									
* Maximum Radial Load (lb [kg])		6.0 [2.7]			15.0 [6.8]		39.0 [17.7]	15.0 [6.8]	39.0 [17.7]		
* Maximum Thrust Load (lb [kg])		6.0 [2.7]			13.0 [5.9]		25.0 [11.3]	13.0 [5.9]	25.0 [11.3]		
Storage Temperature Range		-20°C to 100°C [-4°F to 212°F]									
Operating Temperature Range		-20°C to 50°C [-4°F to 122°F] (motor case temperature should be kept below 100°C [212 °F])									
Operating Humidity Range		55% to 85% non-condensing									
Product Material		steel motor case; stainless steel shaft(s)									
Environmental Rating		IP40									
Weight (lb [kg])		0.6 [0.3]	0.7 [0.3]	0.9 [0.4]	1.5 [0.7]	2.2 [1.0]	3.9 [1.7]	2.4 [1.1]	3.9 [1.7]	5.9 [2.7]	8.4 [3.8]
Agency Approvals		CE (complies with EN55014-1 (1993) and EN60034-1.5.11)									
Design Tips		Allow sufficient time to accelerate the load and size the step motor with a 100% torque safety factor. DO NOT disassemble step motors because motor performance will be reduced and the warranty will be voided. DO NOT connect or disconnect the step motor during operation. Mount the motor to a surface with good thermal conductivity, such as steel or aluminum, to allow heat dissipation. Use a flexible coupling with "clamp-on" connections to both the motor shaft and the load shaft to prevent radial and thrust loading on bearings from minor misalignment.									
Accessory Extension Cable		STP-EXT-020						STP-EXTH-020			

* For dual-shaft motors (STP-MTR-xxxxD):

The sum of the front and rear Torque Loads, Radial Loads, and Thrust Loads must not exceed the applicable Torque, Radial, and Thrust load ratings of the motor.

Anexo 21. Cable inalterado de extensión

SureStep® Cables

Sure Step Series – Stepping System Cables					
Cable	Price	Purpose	Length	Use With	Cable End Connectors
STP-EXT-020	\$15.00	motor to drive extension	20 ft	STP-MTR-xxxx(D)	pigtail / Molex 43020-0401 connector
STP-EXTH-020	\$30.00	motor to drive extension	20 ft	STP-MTRH-xxxx(D)	pigtail / Molex 39-01-2041 connector
STP-232RJ11-CBL *	\$9.00	programming/communication	10 ft	STP-DRV-4850 STP-DRV-80100	DB9 female / RJ11(6P4C)
STP-232HD15-CBL-2 **	\$10.00	communication	6.6 ft	STP-DRV-4850 STP-DRV-80100	HD 15-pin male / RJ12 6-pin plug
STP-232RJ12-CBL-2 **	\$5.50	communication	6.6 ft	STP-DRV-4850 STP-DRV-80100	RJ12 6-pin plug / RJ12 6-pin plug

* Programming/communication cable STP-232RJ11-CBL is available for spare or replacement purposes.
(One cable is included with each software programmable drive.)

** Refer to the ZIPLinks Wiring Solutions section for complete information regarding cables STP-232HD15-CBL-2 and STP-232RJ12-CBL-2.

Anexo 22. Reductor

SureGear® NEMA Planetary Gearboxes														
Model-Specific Specifications														
Part Number	Price	Ratio	NEMA Frame Size	Nominal Output Torque (N·m (lb·in))	Maximum Acceleration Torque (N·m (lb·in))	Emergency Stop Torque (N·m (lb·in))	Standard Output Backlash (arc-min)	Allowable Radial Load (N (lb))	Allowable Axial Load (N (lb))	Torsional Stiffness (N·m/arc-min (lb·in/arc-min))	Mass Moment of Inertia (kg·cm ² (lb·in ²))	Efficiency (%)	Approx Weight (kg (lb))	Fits SureStep Stepper Motor
PGCN17-055M	↔	5:1	17	6.5 [58]	13 [115]	26 [230]	<25	361 [81]	298 [67]	0.8 [7.5]	0.0096 [0.003]	94	0.45 [1.0]	STP-MTR-170xx(D)
PGCN17-105M	↔	10:1		5.0 [44]	10 [89]	20 [177]	<25			0.5 [4.4]	0.0078 [0.003]	94	0.45 [1.0]	
PGCN17-255M	↔	25:1		16 [142]	20 [177]	32 [283]	<30			0.8 [7.5]	0.0096 [0.003]	92	0.55 [1.2]	
PGCN17-505M	↔	50:1		16 [142]	20 [177]	32 [283]	<30			0.8 [7.5]	0.0078 [0.003]	92	0.55 [1.2]	
PGCN17-1005M	↔	100:1		5.0 [44]	10 [89]	20 [177]	<30			0.5 [4.4]	0.0078 [0.003]	92	0.55 [1.2]	
PGCN23-0525	↔	5:1	23	6.5 [58]	13 [115]	26 [230]	<20	361 [81]	298 [67]	0.9 [8.0]	0.04 [0.014]	94	0.45 [1.0]	STP-MTR(H)-230xx(D)
PGCN23-1025	↔	10:1		5.0 [44]	10 [89]	20 [177]	<20			0.6 [5.3]		94	0.45 [1.0]	
PGCN23-2525	↔	25:1		16 [142]	20 [177]	32 [283]	<25			0.9 [8.0]		92	0.55 [1.2]	
PGCN23-5025	↔	50:1		16 [142]	20 [177]	32 [283]	<25			0.9 [8.0]		92	0.55 [1.2]	
PGCN23-10025	↔	100:1		5.0 [44]	10 [89]	20 [177]	<25			0.6 [5.3]		92	0.55 [1.2]	
PGCN34-0550	↔	5:1	34	26 [230]	44 [389]	84 [743]	<15	476 [107]	425 [96]	2.4 [21.2]	0.36 [0.123]	94	1.1 [2.4]	STP-MTR(H)-340xx(D)
PGCN34-1050	↔	10:1		16 [142]	24 [212]	62 [549]	<15			1.3 [11.5]	0.34 [0.116]	94	1.1 [2.4]	
PGCN34-2550	↔	25:1		42 [372]	52 [460]	84 [743]	<20			2.4 [21.2]	0.36 [0.123]	92	1.4 [3.1]	
PGCN34-5050	↔	50:1		42 [372]	52 [460]	84 [743]	<20			2.4 [21.2]	0.34 [0.116]	92	1.4 [3.1]	
PGCN34-10050	↔	100:1		16 [142]	24 [212]	62 [549]	<20			1.3 [11.5]	0.34 [0.116]	92	1.4 [3.1]	
Specifications Applicable to All PGCN Gearboxes														
Nominal Speed (rpm)	3500													
Maximum Input Speed (rpm)	6000													
Mounting Orientation	can be mounted in any orientation													
Environmental Rating	IP64													
Operating Temperature	-20 to 90 °C [-4 to 194 °F]													
Lubrication	Mineral Grease EPO													
Service Life (hrs)	>20,000													
NOTE: SureGear PGCN gearboxes (gear reducers) are <u>not</u> designed for back driving.														

Anexo 23. Fuente de poder

SureStep® Power Supplies

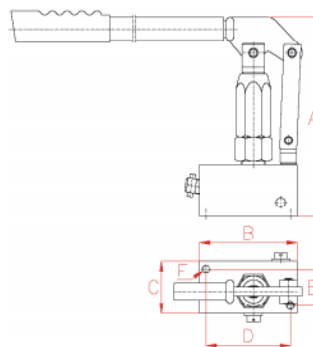
Sure Step Series Specifications – Stepping System Power Supplies				
Power Supply	STP-PWR-3204	STP-PWR-4805	STP-PWR-4810	STP-PWR-7005
Price	\$120.00	\$140.00	\$178.00	\$178.00
Input Power (fuse protected *)	1-phase, 120/240 VAC, 50/60 Hz, 150 VA Fuse*: 3A	1-phase, 120/240 VAC, 50/60 Hz, 350 VA Fuse*: 5A	1-phase, 120/240 VAC, 50/60 Hz, 650 VA Fuse*: 8A	1-phase, 120/240 VAC, 50/60 Hz, 500 VA Fuse*: 7A
Input Voltage Range (switch selectable)	120/240 VAC \pm 10% (Voltage range switch is set to 240 VAC from factory)			
Inrush Current	120 VAC < 12 A / 240 VAC < 14 A	120 VAC < 20A / 240 VAC < 24A	120 VAC < 40A / 240 VAC < 50A	
Motor Supply Output (linear unregulated, fuse protected *, and power on LED indicator)	32 VDC @ 4A (fully loaded) 35 VDC @ 1A load 41 VDC @ no load Fuse*: 6A (Electrically isolated from Logic Supply Output)	46.5 VDC @ 5A (fully loaded) 52 VDC @ 1A load 57.5 VDC @ no load Fuse*: 8A	46.5 VDC @ 10A (fully loaded) 50 VDC @ 1A load 57.5 VDC @ no load Fuse*: 15A	70 VDC @ 5A (fully loaded) 79 VDC @ 1A load 86.5 VDC @ no load Fuse*: 8A
Logic Supply Output (regulated and power on LED indicator)	5 VDC \pm 5% @ 500 mA (Electronically Overload Protected) (Electrically isolated from Motor Supply Output)			
Watt Loss	13W	25W	51W	42W
Storage Temperature Range	-55 to 85 °C [-67 to 185 °F]			
Operating Temperature Range	0 to 50 °C [32 to 122 °F] full rated; derate current 1.1% per degree above 50°C; 70 °C [158 °F] maximum			
Humidity	95% (non-condensing) relative humidity maximum			
Cooling Method	Natural convection (mount power supply to metal surface if possible)			
Dimensions (in (mm))	4.00 x 7.00 x 3.25 [101.6 x 177.8 x 82.6]	5.00 x 8.10 x 3.88 [127.0 x 205.7 x 98.6]	5.62 x 9.00 x 4.62 [142.7 x 228.6 x 117.3]	
Mounting	Mount on either wide or narrow side with machine screws per dimension diagrams			
Weight (lb [kg])	6.5 [2.9]	11 [4.9]	18 [8.3]	16 [7.2]
Connections	Screw Terminals			
Agency Approvals	UL (file # E181899), CSA, CE			

* Fuses to be replaced by qualified service personnel only. Use (1-1/4 x 1/4 in) ceramic fast-acting fuses (Edison type ABC from AutomationDirect, or equivalent).

Anexo 24. Bomba hidráulica escogida

LARZEP advantages

- Wide range with different working pressures.
- Lightweight with tapped holes in the base for easy mounting.
- All models are black nitrated.
- Designed for use with external reservoirs.
- Operating lever included.
- Tank is not included.



Working Pressure	Model	Max. Pressure	Piston ϕ	Oil per Stroke	Port Size	A	B	C	D	E	F	Weight
kg/cm ²	LARZEP	kg/cm ²	mm	cm ³		mm	mm	mm	mm	mm		kg
1.500	WI1500	1.500	6	1	1/4"BSP	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	5,3
700	WI1400	1.400	10	3	3/8"-18NPT	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	5,3
400	WI700	700	13	4	3/8"-18NPT	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	5,3
200	WI210	300	19	10	3/8"-18NPT	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	5,3
100	WI100	200	26	18	3/8"-18NPT	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	5,7
40	WI040	80	38	36	3/8"-18NPT	230	114	57	98,5	41,3	3/8"-16UNC	7,0

Anexo 25. Divisor de flujo escogido

Divisores de caudal tipo TQ



Descripción del producto

Los divisores de caudal, también llamados divisores de cantidad, pertenecen al grupo de las válvulas de caudal. Dividen o suman un caudal total de forma uniforme o en una relación de división fija. En este caso, las presiones de los consumidores no son relevantes.

El divisor de caudal del tipo TQ es una solución económica para unas tareas de división sencillas gracias a su sencilla construcción, por ejemplo, cuando es necesario mover simultáneamente dos consumidores abastecidos por una bomba y cargados indistintamente sin influencia recíproca.

Se utiliza en los sistemas hidráulicos móviles y sistemas hidráulicos industriales.

Propiedades y ventajas:

- Buena precisión de división

Ámbitos de aplicación:

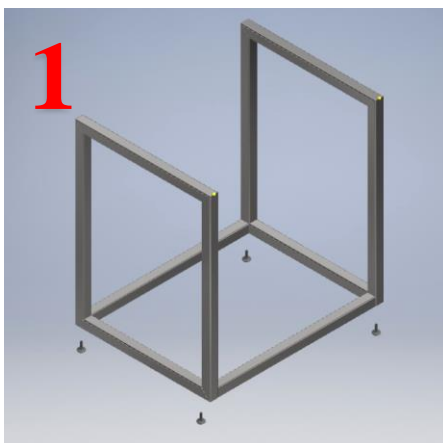
- Sistemas de dirección
- Cilindros de sincronización

Anexo 26. Manual de usuario

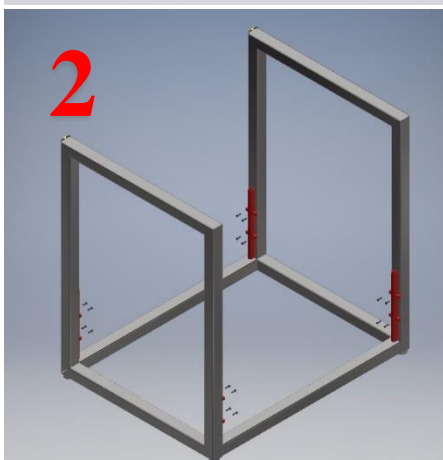


Anexo 27. Box Supply Assembly Manual.

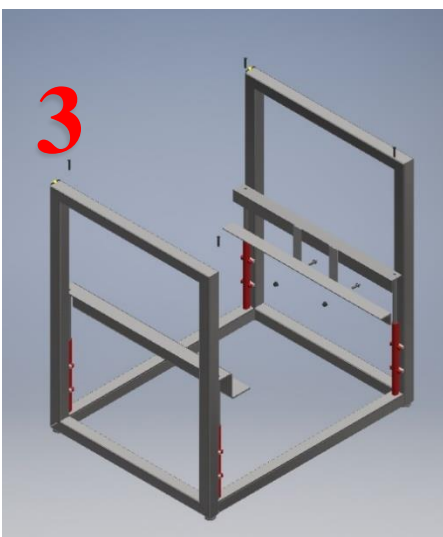
- ENSAMBLE



Colocar los soportes verticales (SE-F1) con los soportes horizontales (SE-F2) como se muestra en la figura, no olvide colocar los niveladores de piso, para esto necesitara un nivelador, ajustando los niveladores hasta que la estructura este nivelada.

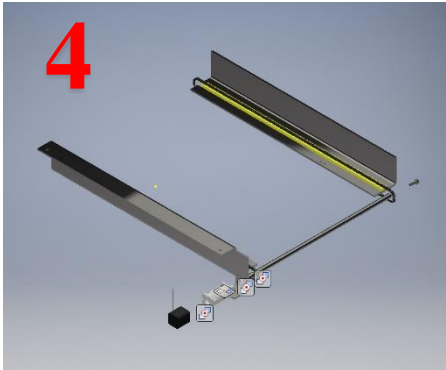


Colocar los cilindros hidráulicos para la elevación de la estructura. Utilizar un desarmador Philips para atornillar los cilindros a los separadores y de los separadores a la estructura.

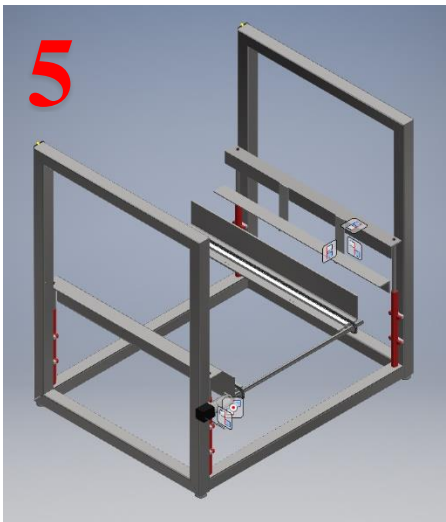


Colocar las láminas SE-SHBX y SE-SHBXL en su posición por encima de los cilindros, se necesitarán 4 tornillos Philips.

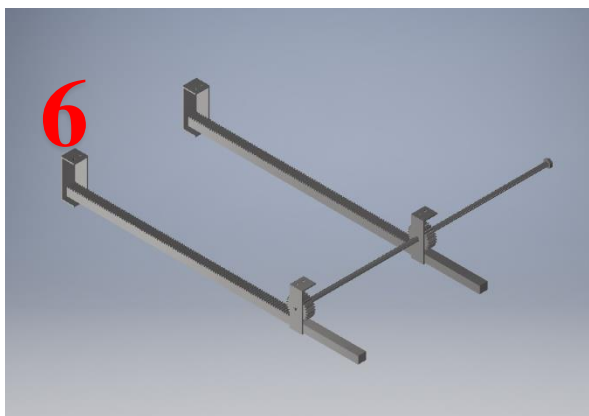
Luego colocar SE-F3 y SE-F4 de manera opuesta y fijarlos con el acople SE-ACOPLES para esto se necesitarán apretar tornillos con tuerca M8.



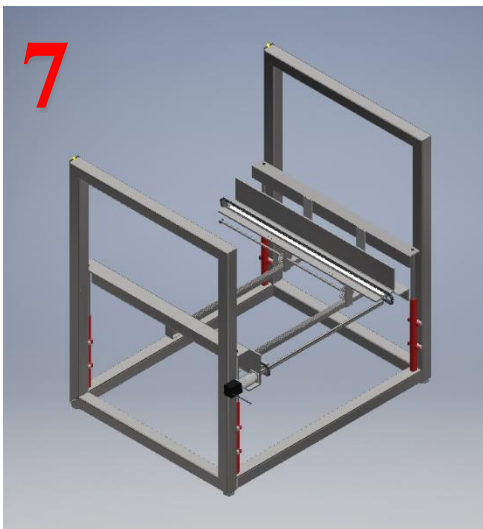
Armar el sistema de potencia, lo que incluye cadena y catarinas, rieles, motor, reductor, eje y un tornillo M8 al extremo para evitar que la catarina se salga de su posición.



Insertar sistema de potencia a la estructura general.



Armar sistema de translación horizontal, que consta de dos piñones con cremalleras y las cuatro placas (TH-PLACA1 & TH-PLACA2) que sujetas el mecanismo a las láminas para cajas (SE-SHBX y SE-SHBXL).



Colocar el sistema de traslado horizontal por debajo del sistema de potencia, para esto se necesitarán 8 tornillos M5.

Con esto se tendrá armado el sistema completo.

La manipulación del motor es indispensable, por lo que es necesario que tome el tiempo debido para calibrar la velocidad.

- MANTENIMIENTO

- CADENA DE TRANSPORTE



La cadena de transporte debe ser lubricada manualmente y semanalmente, usar aceiteras o brochas.

Es recomendable el aceite LHMT 68 de SKF.

- CILINDROS HIDRÁULICOS



En cada mantenimiento general de la máquina o cuando existan dudas de seguridad y fiabilidad del cilindro, comprobar que el embolo se extiende y retorna en toda la carrera.

Engrasar las zonas expuestas a desgaste u oxidación.

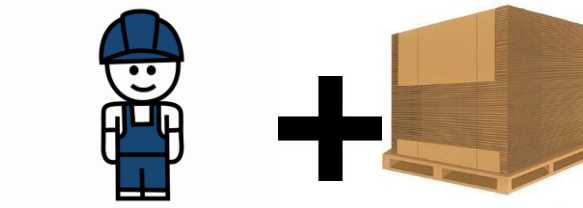
Si el aceite está sucio reemplácelo completamente.

Utilizar aceite de reemplazo cumpliendo con la norma ISO HM32.

- FORMA DE OPERACIÓN

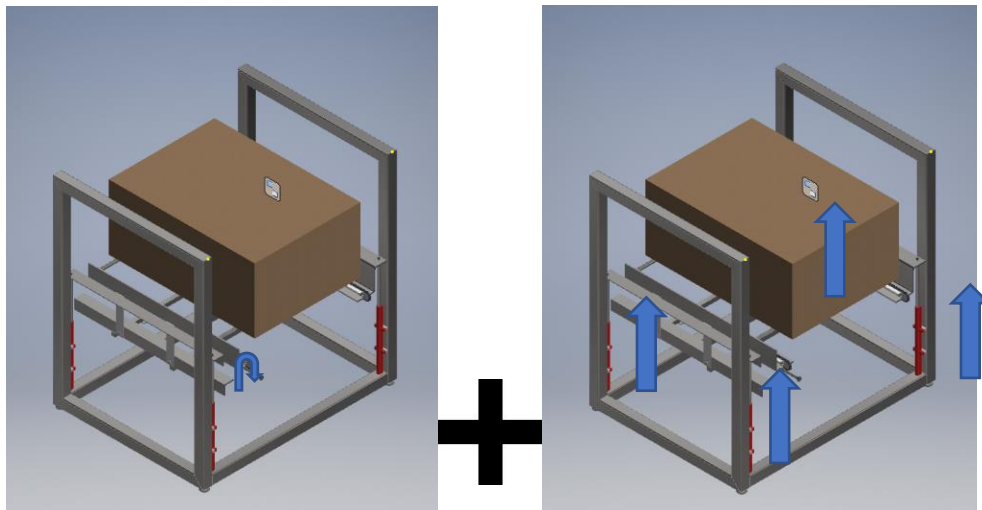
1

- El operario prepara el grupo de cajas a suministrar



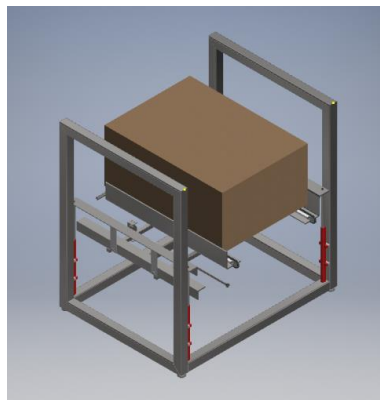
2

- Se ajusta la presentación mediante dos movimientos (ajuste horizontal y vertical)



3

- La maquina esta lista para suministrar cajas



Anexo 28. Elementos mecánicos

No.	Nombre de pieza	Material	Cantidad	Dimensiones (Largo, area, etc)	Soldadura	Descripcion soldadura	Costo d	Costo Material	Costo Fabricaci	Costo T	Proveed	Total Individual
1	Soporte de marco de retención de cajas plegad.	Hierro Negro	2	Perfil cuadrado 12.7mm*12.7 mm, H=30	SI	Se tienen que soldar dos varillas de 200 mm a una	180	45	150	750	AB Industri	300
2	Lamina para empuje de bloque de cajas plegad.	Acero Inoxidable	1	S=3 mm, A=370 mm, L=715 mm	N/A	N/A	0	320.83	300	620.83	Máncos S.	300
3	Para de base	Hierro Negro	2	Perfil cuadrado 60.8mm*50.8 mm, H=6 SI	N/A	Las patas se soldan a la base.	90	135.2	100	650.4	Perfilasa	180
4	Base	Acero Inoxidable	1	S=6 o 9, A=450mm, L=755mm	N/A	N/A	0	702.424	300	1002.4	Máncos S.	300
5	Lamina para ajuste de altura de cajas	Acero Inoxidable	1	S=1/4 pulg, A=150mm, L=755 mm	N/A	N/A	0	702.424	100	802.42	Máncos S.	100
6	Marco de retención de cajas plegadas	Hierro Negro	1	Perfil cuadrado 12.7mm*12.7 mm, H=18 SI	SI	Se tiene que soldar dos varillas de 630 mm a una c	180	0	100	280	Perfilasa	280
5	Ayuda para despliegue de caja	Hierro Negro	1	0=12.7 mm=1/2 pulg, L=485 mm	N/A	N/A	0	46.23	60	106.23	Aceros de	60
11.1	Ayuda para despliegue de caja- Tubo con angul.	Hierro Negro	1	0=25.4 mm=1 pulg, L=485 mm	SI	El tubo va soldado a su base	90	92.18	100	282.18	Aceros de	180
6	Ajuste para el largo de la caja	Acero Inoxidable	1	A=110 mm, L=60 mm, S=3mm	SI	Se unen dos piezas de 43mm con otra de 12.7 mm	180	0	150	330	Máncos S.	330
7	Tubo corto	Hierro Negro	1	0=12.7 mm=1/2 pulg, L=50mm	N/A	N/A	0	0	60	60	Máncos S.	60
8	Placa de sujeción para guías	Acero Inoxidable	1	S=6 L=90 A=50 mm	N/A	N/A	0	702.424	60	762.42	Máncos S.	60
8	Placa de empuje de cajas	Acero Inoxidable	1	S=1/4 pulg L=140 A=170 L=320 A=30 mm	N/A	N/A	0	702.424	60	762.42	Máncos S.	60
8	Placa de unión para rodamiento	Acero Inoxidable	1	S=3 L=30 A=80 L=80 A=28 mm	N/A	N/A	0	320.83	75	395.83	Máncos S.	75
9	Guía circular	Acero Inoxidable	2	Ø=60 e=12 L=720 mm	SI	N/A	0	70.25	60	260.5	Perfilasa	60
10	Articulación	Acero Inoxidable	1	A=2 L=2 pulg H=465 mm	SI	Soldadura en la parte superior	90	591.655	150	831.46	Máncos S.	240
22.1	Articulación	Acero Inoxidable	1	S=1/8 A=3 pulg L=125 mm	SI	Soldadura en la parte superior	90	591.655	150	831.46	Máncos S.	240
13	Soporte para articulación	Acero Inoxidable	1	S=10 L=230 A=300 L=230 A=300 L=300 L=300	SI	Union de laterales	270	6105.05	250	6625.9	Máncos S.	520
14	Placa de soporte para cilindro de transporte de	Acero Inoxidable	1	S=1/4 pulg L=40 A=80 L=170 A=80 mm	SI	Union de la base	90	702.424	150	942.42	Máncos S.	240
15	Cierre paletas frontales base vertical	Acero Inoxidable	1	S=3 L=200 A=143 mm	SI	Union con la parte horizontal	90	320.83	60	470.83	Máncos S.	150
30.1	Cierre paletas frontales base horizontal	Acero Inoxidable	1	S=1/2 pulg L=384 A=200 mm	N/A	N/A	0	9953.54	60	10020	Máncos S.	60
16	Platina	Acero Inoxidable	2	S=3 L=20 A=20 L=20.5 A=20 mm	N/A	N/A	0	320.83	75	731.66	Máncos S.	75
17	Cierre de paletas laterales varillas	Acero Inoxidable	2	0=10 L=301.55 mm	N/A	N/A	0	169	150	618	Perfilasa	150
32.1	Cierre de paletas laterales base	Acero Inoxidable	1	H=43 A=50 L=180 mm	N/A	N/A	0	270.625	200	470.63	Máncos S.	200
18	Para pequeña	Acero Inoxidable	2	H=490 mm L=2 A=2 pulg	SI	Union a la mesa de soporte	90	270.625	60	841.25	Máncos S.	180
39	Placa grande para ventosa	Acero Inoxidable	1	S=3 L=130 A=220 mm	N/A	N/A	0	320.83	60	360.83	Máncos S.	60
											Total	4480

Anexo 29. Perfiles metálicos

Cantidad	Dimensiones	Tipo	Figura
2	Φ= 10 L=301.55 mm	Varilla	Circular
2	Φi= 6 Φe=12 L= 720 mm	Barra	Circular
1	Φ=12.7mm=1/2 pulg, L=50mm	Perfil	Circular
1	Φ= 12.7 mm=1/2 pulg, L=485 mm	Perfil	Circular
1	Φ= 25.4 mm=1 pulg, L=210 mm	Perfil	Circular
2	Perfil cuadrado 50.8mm*50.8 mm, H=520 mm	Perfil	Cuadrado
2	Perfil cuadrado 12.7mm*12.7 mm, H=900 mm	Perfil	Cuadrado
1	Perfil cuadrado 12.7mm*12.7 mm, H=1850 mm	Perfil	Cuadrado
1	A=2 L=2 plg H= 456 mm	Perfil	Cuadrado
1	H= 43 A=50 L= 100 mm	Pieza	Cuadrado
2	H=490 mm L=2 A=2 plg	Perfil	Cuadrado
Total		1325.9	

Anexo 30. Otros elementos mecánicos

No.	Nombre de pieza	Módulo	Material	Cantidad	Dimensiones (Largo, área, costo de fabricación)	Costo Ma	Costo Fabricación	Costo Tot	Proveedor
1	Tornillos para esquinas 1/4 x 0.7 x 30	Empuje de bloque de cajas plegadas	Acero Inoxidable	0	8 d=4mm, l=30mm, d=7 mm	6.24	0	6.24	49.52 La casa del tornillo
2	Esqueras AS 3679 125x75x10	Empuje de bloque de cajas plegadas	De fabrica	0	2 Norma AS3679 125x75x10	0	200	200	400 La casa del tornillo
3	Angular para lámina de ajuste de altura	Empuje de bloque de cajas plegadas	Acero Inoxidable	0	2 A=90 mm, L=160 mm, S= 3 m	0	100	100	200 La casa del tornillo
4	Tornillos para lámina de empuje y rei	Empuje de bloque de cajas plegadas	Acero Inoxidable	0	4 d=4mm, l=20mm, d=7 mm	9.19	0	9.19	36.76 La casa del tornillo
4.1	Tornillos para lámina de empuje y rei 2	Empuje de bloque de cajas plegadas	Acero Inoxidable	0	2 d=4mm, l=10mm, d=7 mm	7.89	0	7.89	15.78 La casa del tornillo
5	Perlas de 20 mm	Empuje de bloque de cajas plegadas	De fabrica	0	1 d=6.35 mm, l=20mm, d=8mm	21.08	0	21.08	21.08 La casa del tornillo
6	Resorte	Empuje de bloque de cajas plegadas	De fabrica	0	1 Especificaciones de fabrica	37.64	0	37.64	37.64 Resorame
7	LTDRI 2L5RHV6	Transporte y cierre de paletas inferiores	De fabrica	0	1 d= 12 mm	1900	0	1900	1900 Rodymier
8	ANSI B18.2.1 - 1/4-20 UNC - 0.5	Transporte y cierre de paletas inferiores	Acero Inoxidable	0	16 d= 1/4 L= 0.5 plg 20 Hilos por	2.5	0	2.5	40 La casa del tornillo
9	ISO 2341 - A - 20 x 120	Transporte y cierre de paletas inferiores	Acero Inoxidable	0	1 d=20 L= 120 mm	42.5	0	42.5	42.5 La casa del tornillo
10	ASME B18.27.1 NA1 - 7/8	Transporte y cierre de paletas inferiores	Acero Inoxidable	0	2 d= 7/8 plg	5.32	0	5.32	10.64 La casa del tornillo
11	ANSI B18.2.1 - 1/4-20 UNC - 1	Transporte y cierre de paletas inferiores	Acero Inoxidable	0	4 d=1/4 L=1 plg	2.96	0	2.96	11.84 La casa del tornillo
12	AS 1110 - M5 x 35	Transporte y cierre de paletas inferiores	Acero Inoxidable	0	1 d= 5 Paso de la rosca= 35 nr	5.32	0	5.32	5.32 La casa del tornillo
Total								02,771.48	

Anexo 31. Ecuación 13

$$F_c l - m_a g X_1 - R_p X_2 = 0 \quad \text{Ecuación 13}$$

Anexo 32. Cuadro 150 consumo de aire de los cilindros neumáticos

CUADRO 150. CONSUMO DE AIRE DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS.

Descripción	Diámetro (mm)	Carre ra (mm)	Ciclos por minuto	Presión de trabajo (bar)	Consumo de aire (L/min)
Cilindro de elevación de botellas	40	400	8	5	40.21
Cilindro de despliegue de cajas	32	300	4	5	9.65
Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal	32	200	4	5	6.43
Cilindro de transporte de cajas con soporte	32	500	4	5	16.08
<i>Total</i>					72.37

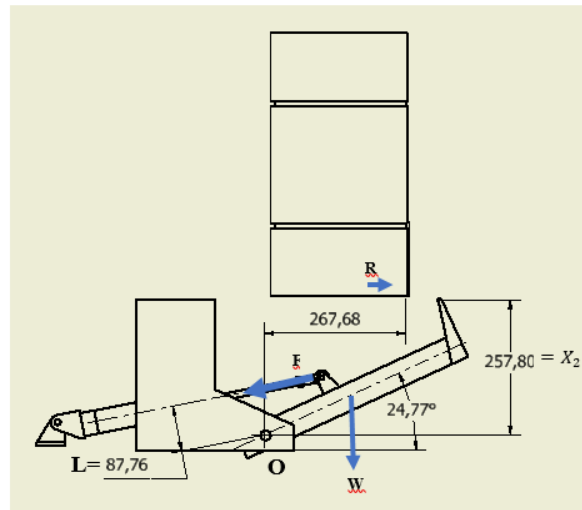
Anexo 33. Cuadro 154 velocidades de los cilindros neumáticos

CUADRO 154. VELOCIDADES DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS.

Descripción	Diámetro cilindro (mm)	Longitud manguera (mm)	Diámetro de la manguera (mm)		Velocidad cilindro (m/s)
			De	Di	
Cilindro cabezal de sujeción de botellas	40	2.3	8	6	0.85
			6	4	0.35
Cilindro de despliegue de cajas	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55
Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55
Cilindro de transporte de cajas	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55

Anexo 34. Figura 90 diagrama de cuerpo libre para sistema de articulación

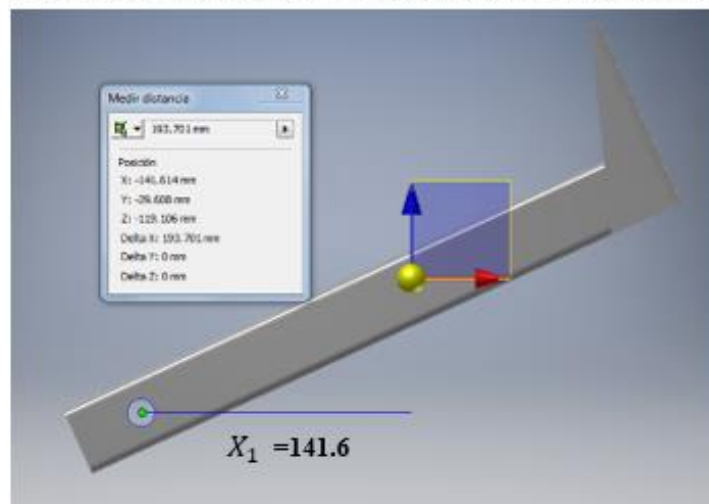
FIGURA 90 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA SISTEMA DE ARTICULACIÓN



(Distancias medidas en mm).

Anexo 35. Figura 91 Distancia del pivote hacia el centro de masa

FIGURA 91 DISTANCIA DEL PIVOTE HACIA EL CENTRO DE MASA



Anexo 36. Cotización Tecniaceros

TECNIACEROS

Cliete: C1751758-3 - Universidad del Valle de Guatemala
 Teléfono: 23688309
 Contacto: Ing. Victor Hugo Ayerdi.
 Email:

Fecha: 10/02/2017
 Valido hasta: 10/03/2017
 Condición de pago: Contado /ANTICIPADO
 Tipo de Cambio: 1.00
 Moneda: Q72

Cotización 78205

#	Código	Descripción	UM	Precio UM	Cantidad UM	Total
1	SAI01050038	LAMINA ACERO INOX 304 1/8" X 4' X 8' P4 B&W 7 un.	UNIDAD	Q 2.185.72000	1.00	Q 2.185.72
2	SAI01070032	PLACA ACERO INOX 304 1/4" X 4' X 8' #1 7 un.	UNIDAD	Q 3.926.77000	1.00	Q 3.926.77
3	SAI01070038	PLACA ACERO INOX 304 1/2" X 4' X 8' #1 7 un.	UNIDAD	Q 8.028.53000	1.00	Q 8.028.53
					Total:	Q 14,141.02

Cheques a nombre de **INVERSIONES R.M., S.A.**
 Cotización sujeta a cambios y existencias.
 Precios válidos por la cantidad cotizada.
 Todos los precios incluyen IVA.
NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

• Tolerancias dimensionales según norma.
 • Tolerancia de corte: Rango entre (-0/+20) mm según
 diámetro o espesor.
 • Mayor información contactar a su asesor.

Luis Gabriel Carifés
 Ingenieria@tecniaceros.com
 2329-8917

PARA SU COMODIDAD, AHORA ACEPTAMOS TARJETAS DE CREDITO Y DEBITO

•ACERO INOXIDABLE •ACEROS ESPECIALES •23 Av. 31-53 Zona 12 Col. Santa Elisa, Guatemala, C.A.
 •ACEROS ANTIDESGASTE •BRONCE •ALUMINIO •PBX: (502) 2329-8900 • Fax: (502) 2477-0503
 •HIERRO FUNDIDO •PLÁSTICOS DE INGENIERÍA •ventas@tecniaceros.com • www.tecniaceros.com

Anexo 37. Cotización Alumicentro

CANTIDAD	DESCRIPCION	GROSOR	PRECIO
1	lamina 4x8 pies	3.17mm	Q1,080.00
1	lamina 4x8 pies	6.35mm	Q3,800.00
1	lamina 4x8 pies	9.52mm	Q12,320.00

NUEVO PBX: 2374-6000

JULIO HERNANDEZ

ASESOR DE VENTAS

CEL 5486-7303

MADERAS Y METALES S.A.

TEL 2374-6010

ventas@alumicentro.com.gt

Anexo 38. Cotización Grupo Agint

GRUPO AGINT, S.A.

FECHA: 18/10/2016
 CLIENTE: GT INDUSTRIAS
 CONTACTO: MAYRA VILGODA
 COTIZACIÓN: #KC-00318



SUJETO A EXISTENCIA, AUN CUANDO ORDEN DE COMPRA HAYA SIDO RECIBIDA.

CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	MARCA	PRECIO	TOTAL	ENTREGA
2	5158	CRUZ	SKF	Q 62.00	Q 124.00	INMEDIATA
2	ETOR 20-2LS	COINTE	SKF	Q 2,465.00	Q 4,930.00	15 DIAS HÁBILES
1	LUBR 12-2LS	COINTE	SKF	Q 1,900.00	Q 1,900.00	10 DIAS HÁBILES
					Q 6,954.00	

COINNETES, CHUMACERAS, FAJAS, CADENAS, GRASAS ESPECIALES, HERRAMIENTAS Y EQUIPO, SERVICIOS, ETC.



Reservado Por: KARLA CASTELLANOS
 Director: (502) 2380-6800 EXT. 132
 Mail: carlaster@gr.com.gt

Sucursal Escuintla
 4ta. Avenida 1-96 Local "A" Zona 1, Escuintla
 Teléfono: 7888-2535
 Tel: (502) 5434-3100
www.grupogint.com

Ciudad de Guatemala
 Carr. Aguilar Báez 21 calle 0-29 zona 12
 PBE: (502) 2380-6800
 FAX: (502) 2473-2895
www.grupogint.com

PARA TODA PIEZA DE IMPORTACION ESPECIAL NO SE ACEPTAN CAMBIO, NI DEVOLUCIONES

Entendemos Cliente, le pedimos tomar en cuenta que para no tener bloqueos de despacho e incumplir en entrega del 1.0% semanal sobre facturas vencidas, informemos con su consentimiento de acuerdo con su respectivo límite de crédito.

Esta cotización y/o sus anexos son para uso exclusivo de su destinatario. Esta cotización contiene información privilegiada y confidencial, por lo tanto, el destinatario tomará bajo su responsabilidad, el secreto y la confidencialidad de los documentos e informaciones aquí contenidos.

Anexo 39. Cotización electroválvulas Compres S.A.



COMPRES S.A.

COTIZACIÓN
59767

Nombre de Cliente: SERGIO CANCINOS

CIUDAD DE GUATEMALA

Dirección:

2017-02-03

Ciudad:

Deplo: GUATEMALA

Código Cliente: 1

Atención: Estimado (a)

Vendedor: Kevin Rubén Chávez Pérez

Observaciones:

Validez:	15
Días Crédito:	30
Tiempo de Entrega:	
Condición de Pago:	Contado

CODIGO	QTY	DESCRIPCION	UNITARIO	TOTAL
SY3260-3MZ-C6	2	ELECTROVALVULA 5/2, MONTAJE TIPO CASSETTE, BOBINA DE 110VAC CON LED Y SUPRESOR DE VOLTAJE, CONECTOR TIPO PLUG, CONEXIÓN INSTANTÁNEA DE 6 mm DE DIMAMETRO.	Q 426.79	Q 853.59
KQ2P-06	1	Tapon tipo manguera para racor de 6 mm, longitud de 35 mm.	Q 4.33	Q 4.33

OCHOCIENTOS CINCUENTA Y SIETE 92/100 QUETZALES	Subtotal:	Q	857.92
	Total:	Q	857.92

PRECIOS INCLUYEN IVA
Ventas Sujetas a Existencias



Autorizado: _____

Anexo 40. Cotización completa Compres S.A.

**COMPRES S.A.****COTIZACIÓN
60043**

Nombre de Cliente: MARVIN NAJ

CIUDAD DE GUATEMALA

Direccion:

2017-02-16

Ciudad:

Validez: 15

Depto.: GUATEMALA

Días Crédito: 30

Codigo Cliente: 1

Tiempo de Entrega: INMEDIATA

Atencion: Estimado (a)

Condición de Pago: Crédito

Vendedor: Sander Daniel Morales Pineda

Observaciones:

CODIGO	QTY	DESCRIPCION	UNITARIO	TOTAL
ZP25BN	1	VENTOSA DE 25 MM, CUERPO DE BUNA N. **Entrega Inmediata.	Q95.00	Q95.00
SY7120-5D-02T	1	ELECTROVALVULA 5/2, MONTAJE INDIVIDUAL, BOBINA DE 24VDC CON CONECTOR DIN, ROSCA DE 1/4 NPTF Cv. 0.90. **Entrega Inmediata.	Q390.00	Q390.00
VT307-5D1-02	1	ELECTROVALVULA 3/2 24VDC 1/4"NPT **Entrega Inmediata.	Q325.00	Q325.00
AS2000-N02	1	Control de velocidad (Regulador de caudal) en linea, conexion entrada/salida de 1/4, cuerpo de aleacion de aluminio. **Entrega Inmediata.	Q75.00	Q75.00
PFQ700R6R11	1	MANOMETRO MARCA WINTERS CON GLICERINA, CARATULA DE 4" SOCKET BRASS; CASE EN AISI 304 SS ACCURACY 1.5% OF FULL SCALE VALUE; RANGO DE 30" Hg.vacuum/bar CONEXION DE 1/4" INFERIOR **Entrega Inmediata.	Q295.00	Q295.00
ZU07S	1	EYECTOR DE VACIO, CONEXION EN LINEA CON MANGUERA 6 MM. **Entrega 8-10 días hábiles.	Q210.00	Q210.00
KQ2H06-Q2S	1	Racor recto, para manguera de 6 mm, rosca de 1/4 con sello de teflon. **Entrega Inmediata.	Q15.00	Q15.00
TU0604BU	1	METROS DE MANGUERA POLIURETANO COLOR AZUL TRANSPARENTE DIAMETRO EXTERNO 6 MM DIAMETRO INTERNO 4MM	Q10.00	Q10.00

Anexo 41. Cotización Lavisa



LATINOAMERICANA DE VAREDES INDUSTRIALES, S.A.

1a. Avenida 19-39, Zona 1
PBX: 2504-0200
Fax: 2504-0210
E-mail: info@lavisa.com

PROFORMA

1293

REQUERIMIENTO

Fecha: 10/02/2017

Empresa: Marvin Najarro

Tiempo de entrega: Inmediata

Contacto: _____

Teléfono: _____

E-Mail: naj13251@uvvg.edu.gt

Condiciones de pago: Contado

NOTA:

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	DESC.	PRECIO C/ DESC	VALOR TOTAL
1	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE, ACERO 304, 2B FINISH, pulida, rolada en frio. 4' X 8' X 1/8"(3.0)	2,385.00	453.15	1,931.85	1,931.85
1	LAMINA DE ACERO INOXIDABLE, ACERO 304, 1B 4' X 8' X 1/8" (3.40 MM)	2,250.00	427.50	1,822.50	1,822.50
TOTAL					Q3,754.35

*** Sujeto cambios sin previo aviso


*** Sujeto a venta

Recibi conforme _____

Hecho por: OF _____

E Mail: _____

Anexo 42. Cotización ProAceros



ProAceros, S.A.

Calzada Aguilar Batres 30-57 Zona 12
Guatemala, C.A.
Tel. PBX 24423986 Fax 24765515
www.proaceros.com.gt

Cotización N°:

Ciente

Nombre: MARVIN NAJARRO
 Dirección: CIUDAD
 Ciudad: _____ Teléfono: 59709711
 Atención: _____

COTIZACION

Fecha: 13-feb-17
 N° pedido: _____
 VENDEDOR: CAROLINA LUCAS
 Entrega: _____

Cantidad	Descripción	Precio unitario	TOTAL
01	LAMINA ACERO INOXIDABLE 1/8 X 4' X 8'	Q2,610.00	Q2,610.00
01	LAMINA ACERO INOXIDABLE 3/16 X 4' X 8'	Q3,747.00	Q3,747.00
01	LAMINA ACERO INOXIDABLE 1/4 X 4' X 8'	Q4,523.00	Q4,523.00
			Subtotal
			TOTAL Q10,880.00


Detalles de pago

En efectivo
 Con cheque
 Tarjeta de crédito

Nombre: _____
 Número: _____
 Caduca: _____

PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

Anexo 43. Cotización Industrias Alfasa



INDUSTRIAS ALFASA, S.A.
 CALZADA SAN JUAN 9-65, ZONA 7, GUATEMALA, C. A.
 Tels.: 24721768, 24715834, 24719807, 24734318, 24734949
 TELEFAX: 24715834

GUATEMALA, 17 DE OCTUBRE DE 2016

SEÑOR: Diego Guziel


DIRECCION: _____

PROFORMA N° 3692 ENVIO

CANT.	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	MANO de obra PARA FABRICAR PIELA 1/8 ALUMINIO - COXES DOBLES Y PERFORADO		75.00
	COXES DOBLES Y PERFORADO DE PIELA ALUMINIO 1/16		60.00
	t/o zona		

RECIBI CONFORME: _____

Anexo 44. Cotización Perfilasa

		PERFILASA 7a. Calle 18 - 10, Zona 2 PBX: 2468-2121 NIT: 713000-7 EMAIL: ventas@perfilasa.com		COTIZACION K-0174
		Atendiendo su solicitud le enviamos la cotización de los productos requeridos, para nosotros es un placer servirle.		
CLIENTE		FECHA	CONTACTO	
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA		10-FEB-17	MARVIN NUJARRO	
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	PUNITARIO	TOTAL
1	TUBO DE 12MM DE DIAMETRO (1/2 X 1/2 MM X 6 MTS DE LARGO) ACERO INOX.	1	Q. 70.66	Q. 70.66
2	TUBO CUADRADO DE 2 X 2 CHIAPA 16 ACERO INOX.	1	Q. 641.26	Q. 641.26
3	VARILLA CIRCULAR SOLIDA DE 10 MM NO OFRECEMOS			
4	OFREZCO VARILLA CIRCULAR SOLIDA DE 9.53 MM (3/8) ACERO INOX.	1	Q. 159.00	Q. 159.00
SUJETOS A PRECIOS TRIMESTRALES PRECIOS Y EXISTENCIAS SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.				
TOTAL EN LETRAS:		VALOR TOTAL:		
" NUEVO SERVICIO " LAMINA TROQUELADA 1.02 METROS ANCHO UTIL ALUZINC CALIBRE 26 CORTE A LA MEDIDA* ENTREGA INMEDIATA CORTE A LA MEDIDA*		PREPARADO POR:	KARLEN JIMENEZ	
		ASESOR:		

Anexo 45. Cotización Mainco



www.mainco.com.gt
inoxidable@mainco.com.gt

Mainco, S. A.

EXPERTOS EN ACERO INOXIDABLE

42 Calle 22-17 Zona 12, Colonia Industrial, Santa Elisa, Guatemala

PBX: (502)-23868787

Cotización No. 47137

10-Feb-2017
3:08:57PM

Atención A: JORGE ANIBAL ESQUIVEL

Estimado Cliente es un gusto para nosotros el poder ofertar los siguiente productos.

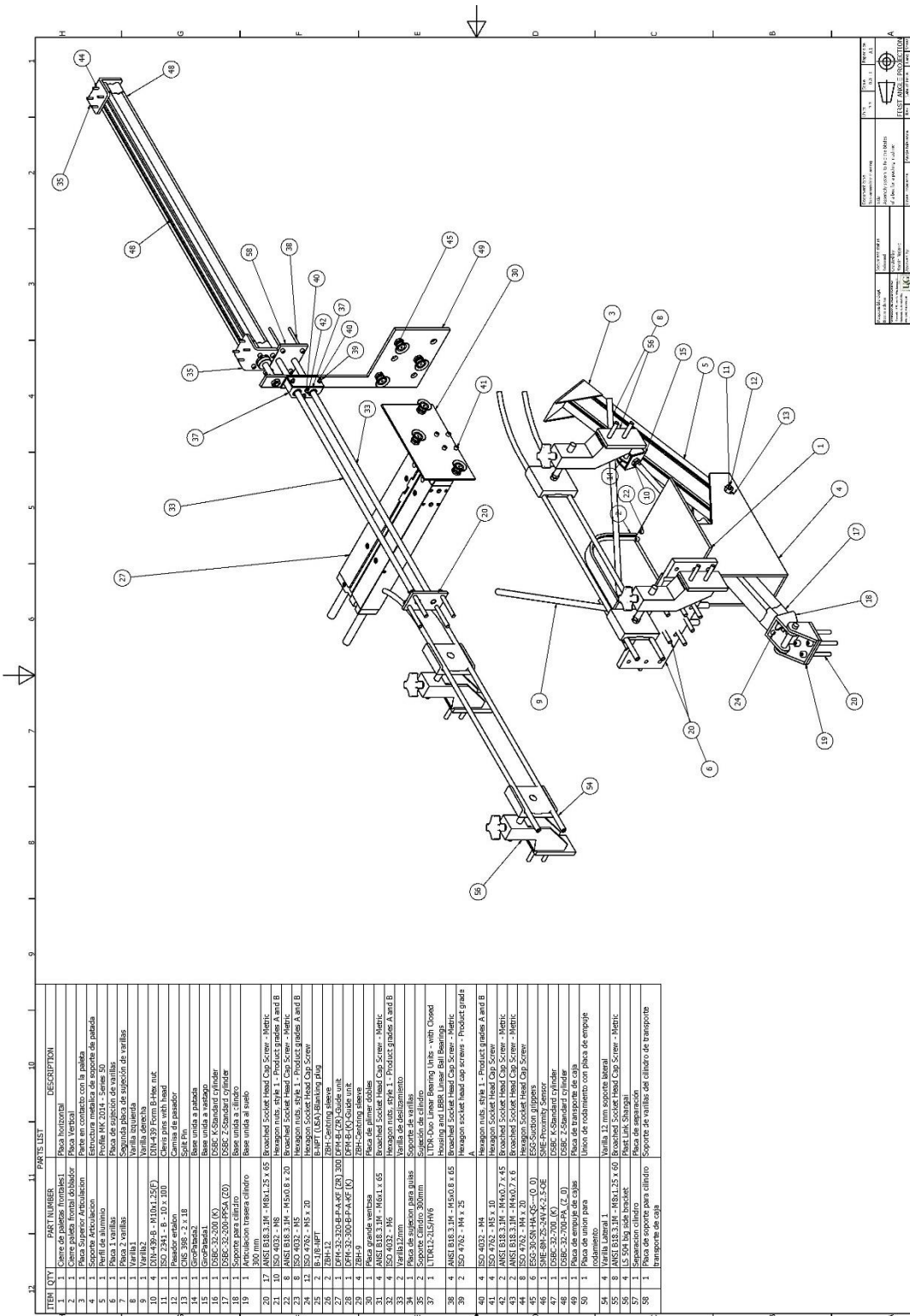
No Cotización:	47137	Fecha Entrega :	10/Feb/2017
Cliente:	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	Lugar Entrega:	11 CALLE 15-79 ZONA 15 VISTA HERMOSA III
Nit :	1751758-3	Persona Recibe :	
Forma de Pago:	Contado		
Tiempo de Entrega:			

Cantidad	Imagen	Código	UM	Descripción	Peso	Precio U.	Total
1.00		SHEET#1B304-6.0X4X8	Un	LAMINA LISA ACERO INOXIDABLE #1B FINISH SS 304 DE 6.0mmx4X8X (1/4"X1219X2438MM)	144.14	Q. 3,512.12	Q. 3,512.12
1.00		SHEET#2B304X8-3.0MMFUn	Un	LAMINA LISA ACERO INOXIDABLE 304 2B FINISH PVC-3.0mmX4X8 (1/8X1219X2438MM)	70.82	Q. 1,924.96	Q. 1,924.96
1.00		SHEET#1304-1/2"X4X8	Un	LAMINA LISA ACERO INOXIDABLE #1B FINISH SS304 DE 1/2"X4X8 (12.7X1,219X2,438MM)		Q. 9,959.54	Q. 9,959.54
1.00		SHEET#1B304-3/8"X4X8	Un	LAMINA LISA ACERO INOXIDABLE #1B FINISH SS 304 DE 4X8X3/8" (1219X2438X9.5MM)	224.26	Q. 6,105.65	Q. 6,105.65

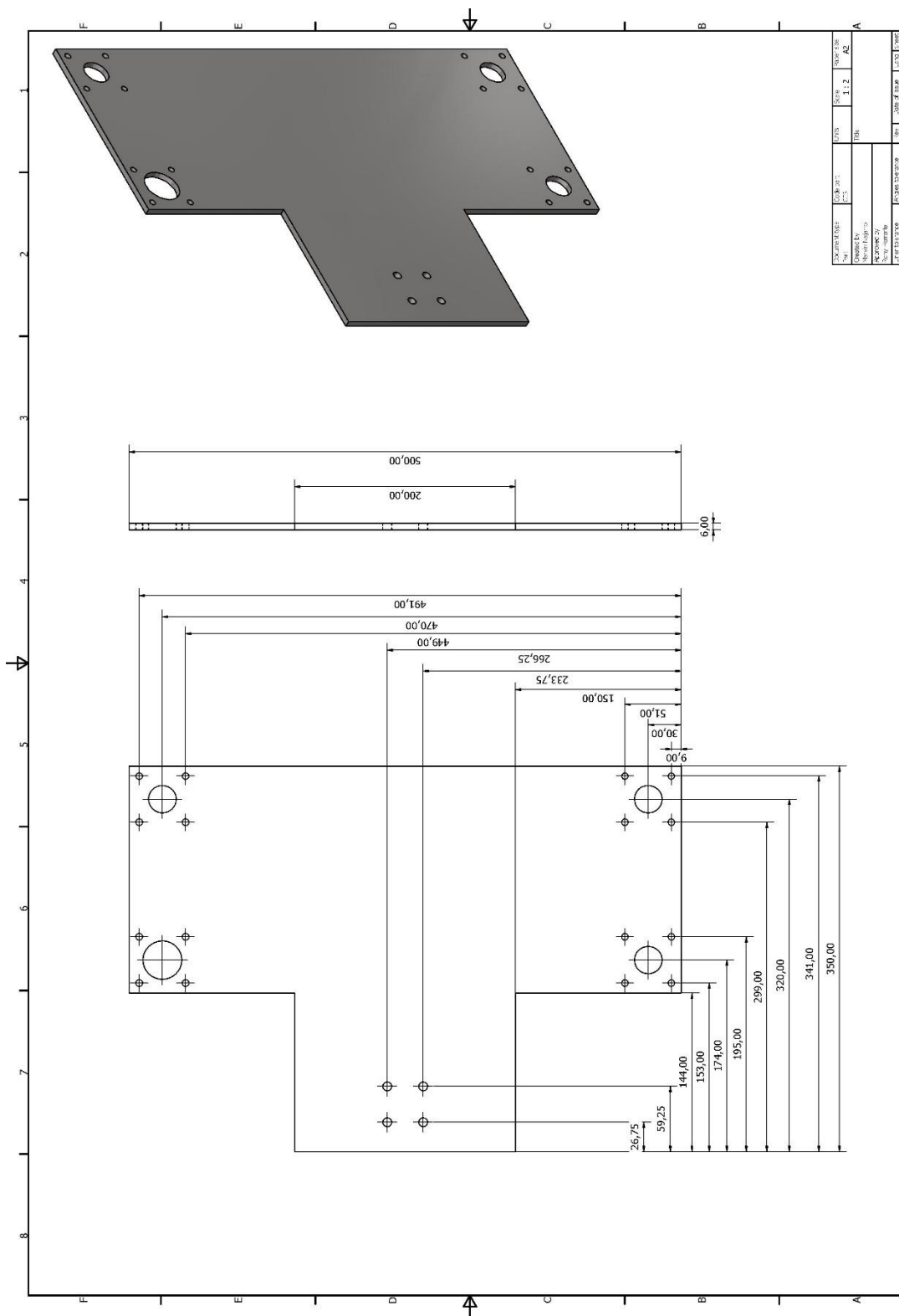
Unidades Totales	Lineas en Cotización	Peso Total en KG.	Total Cotización:	Q. 21,502.49
4.00	4	439.22		

VEINTE Y UN MIL QUINIENTOS DOS QUETZALES CON 49/100

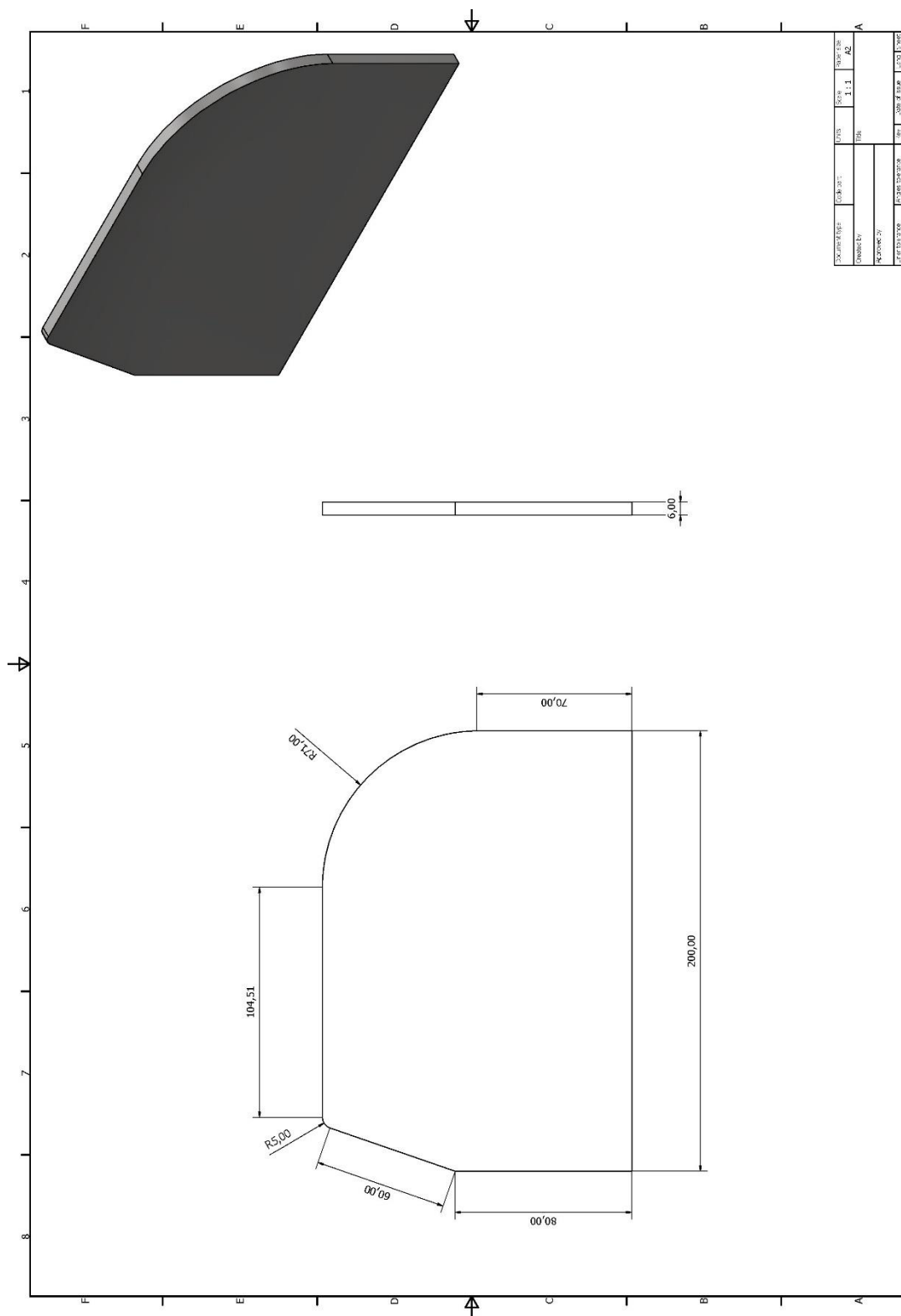
Anexo 47. Doblador de cajas (paletas inferiores)



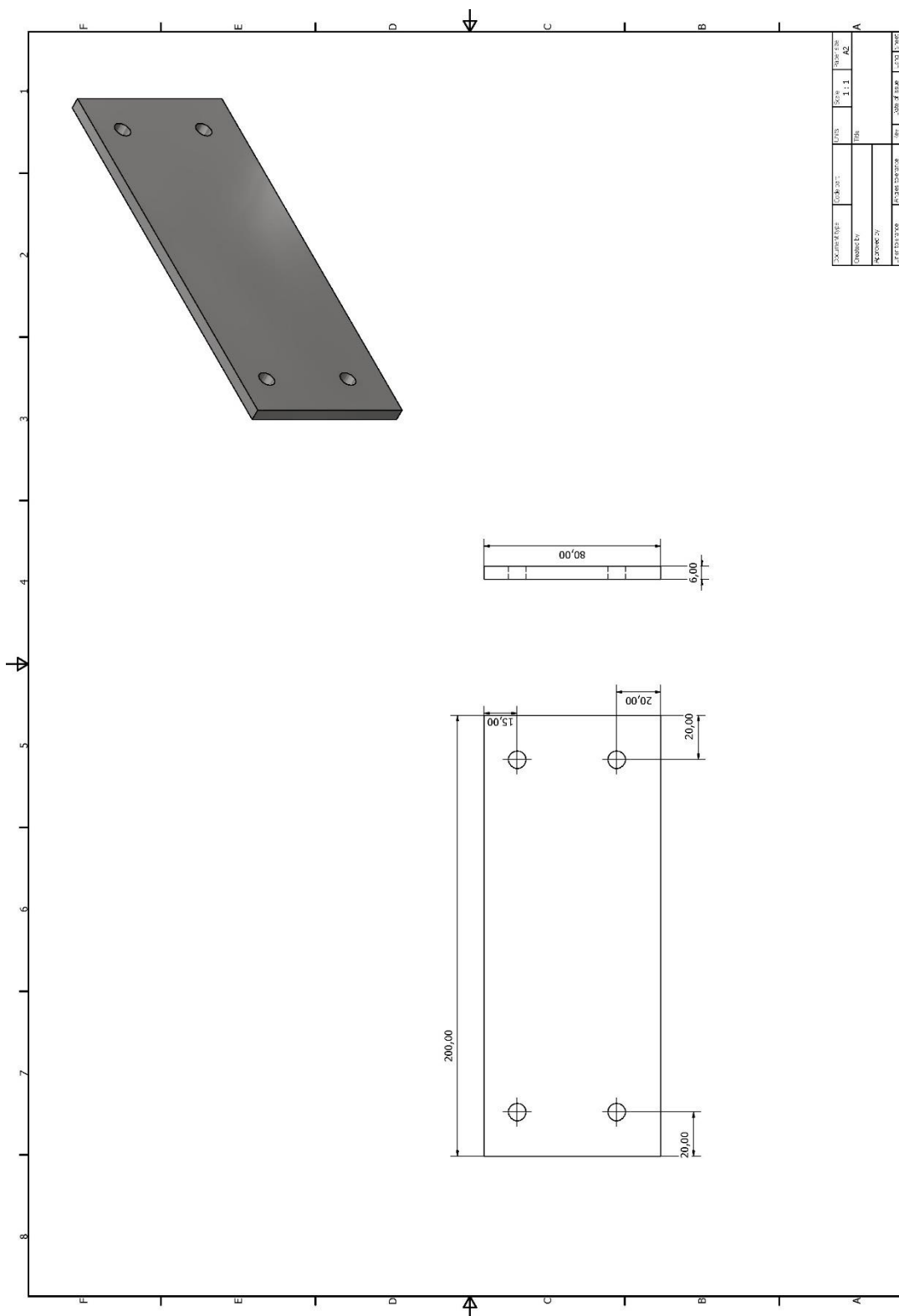
Anexo 50. Mesa soporte de ejes 2



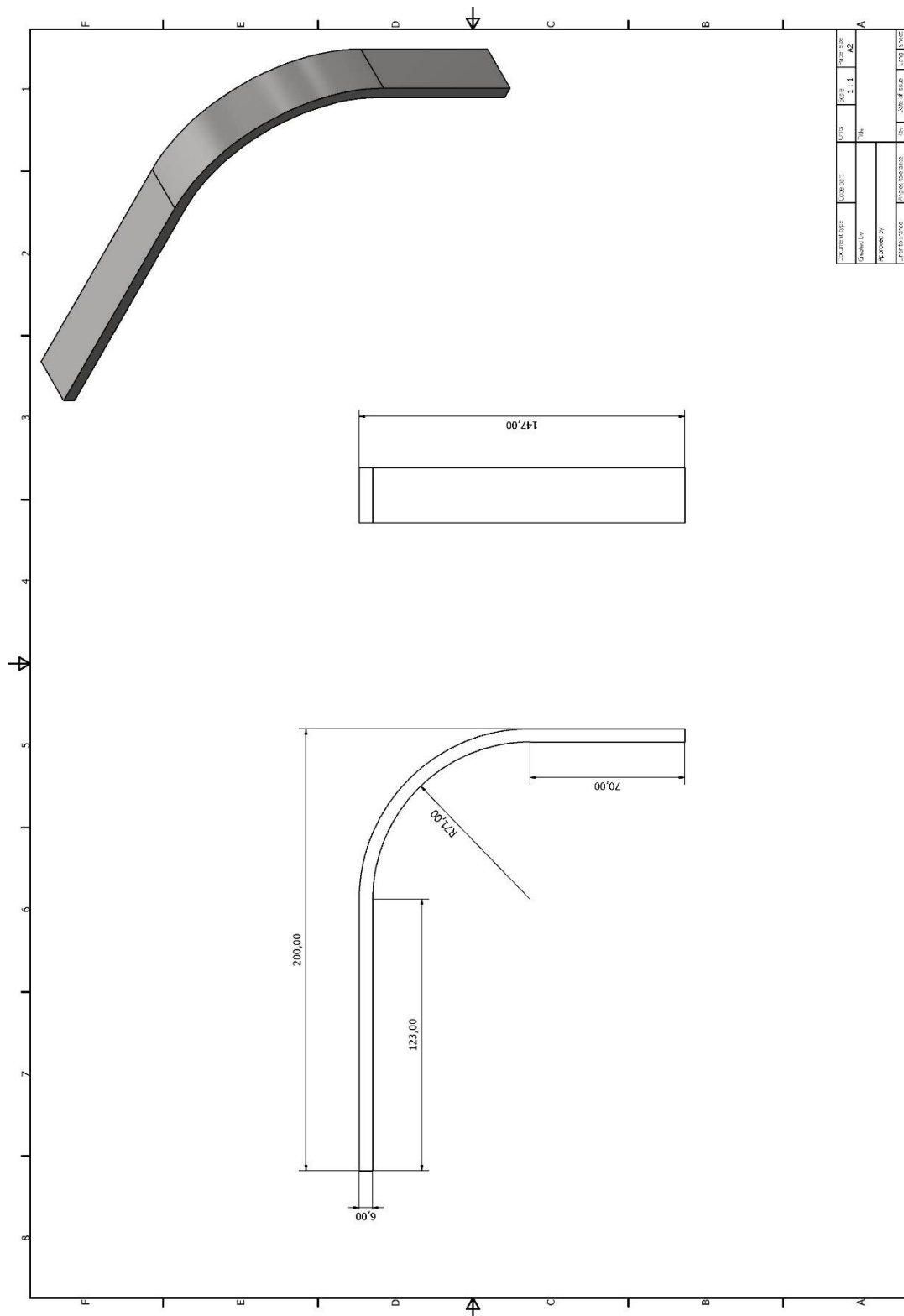
Anexo 51. Doblador frontal placa delantera



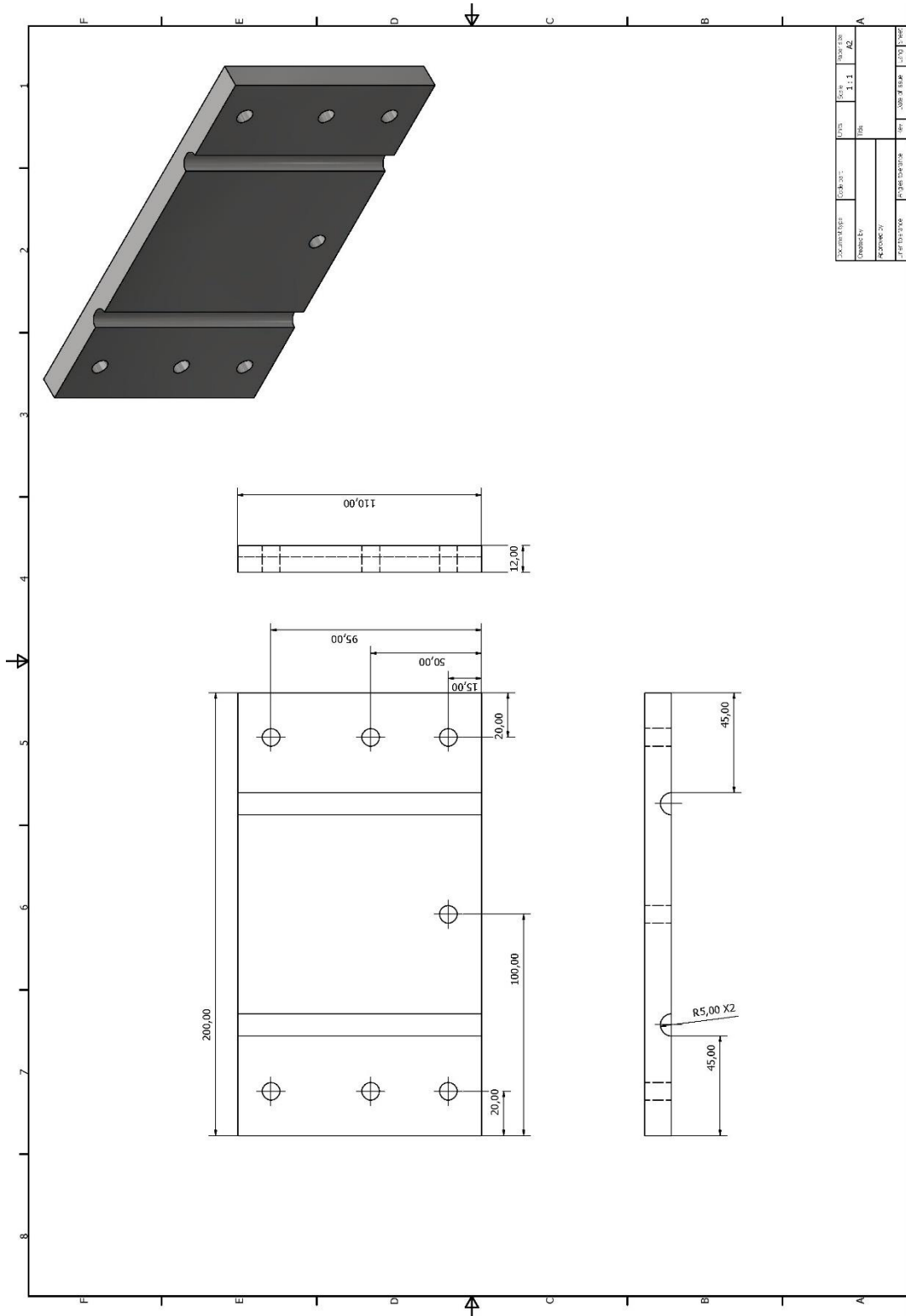
Anexo 52. Doblador frontal placa trasera



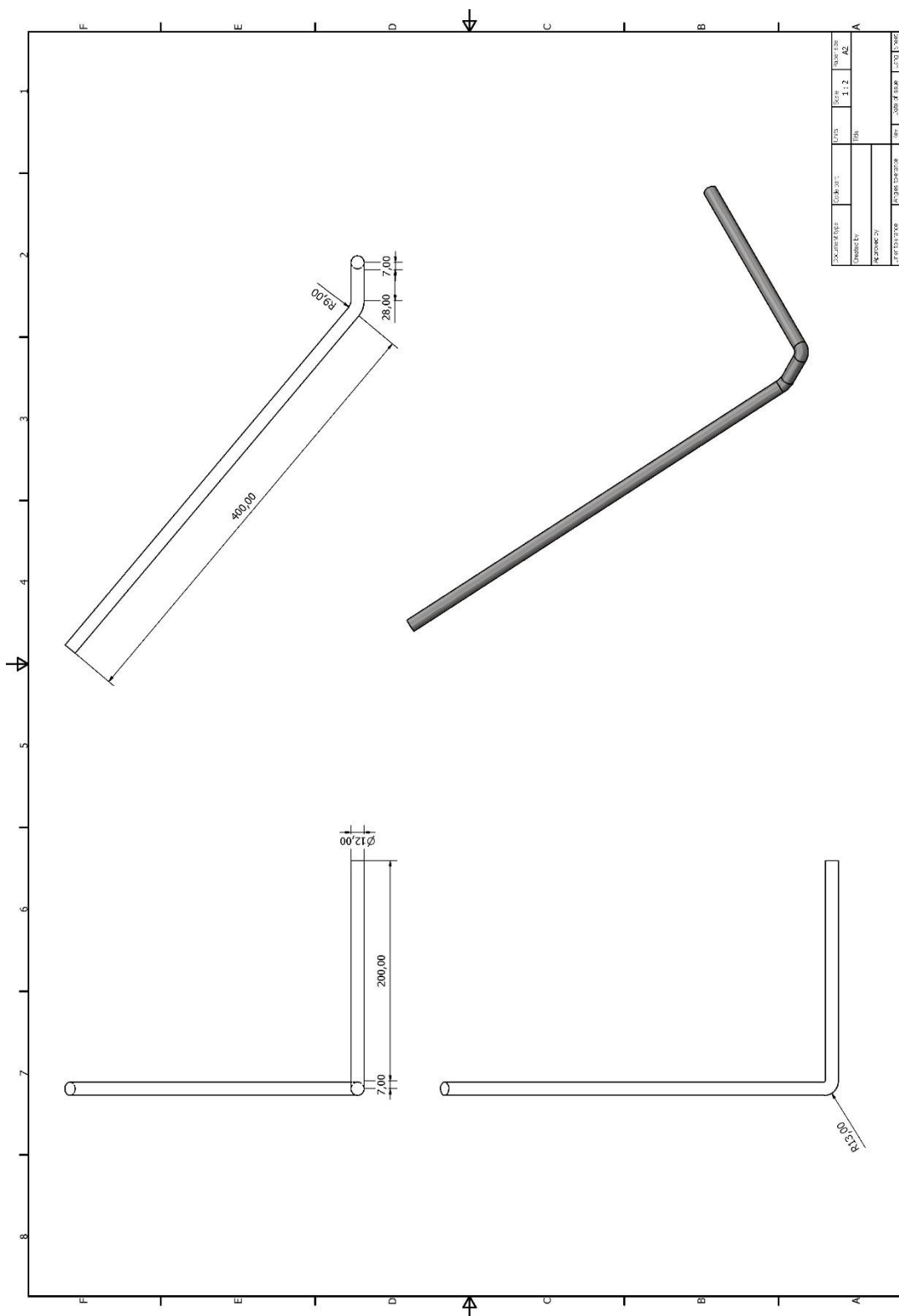
Anexo 53. Doblador frontal recubrimiento



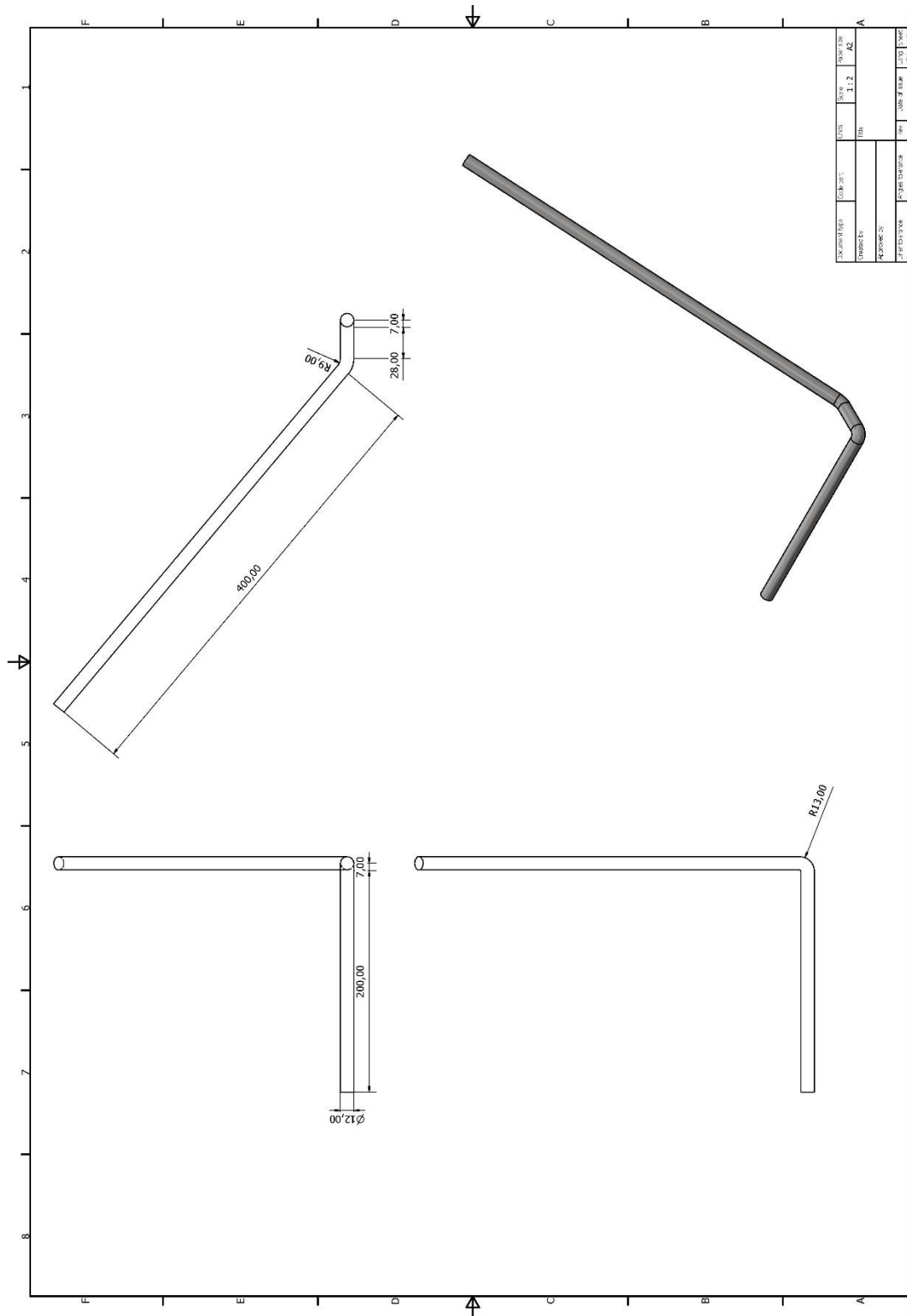
Anexo 54. Soporte de varillas 1



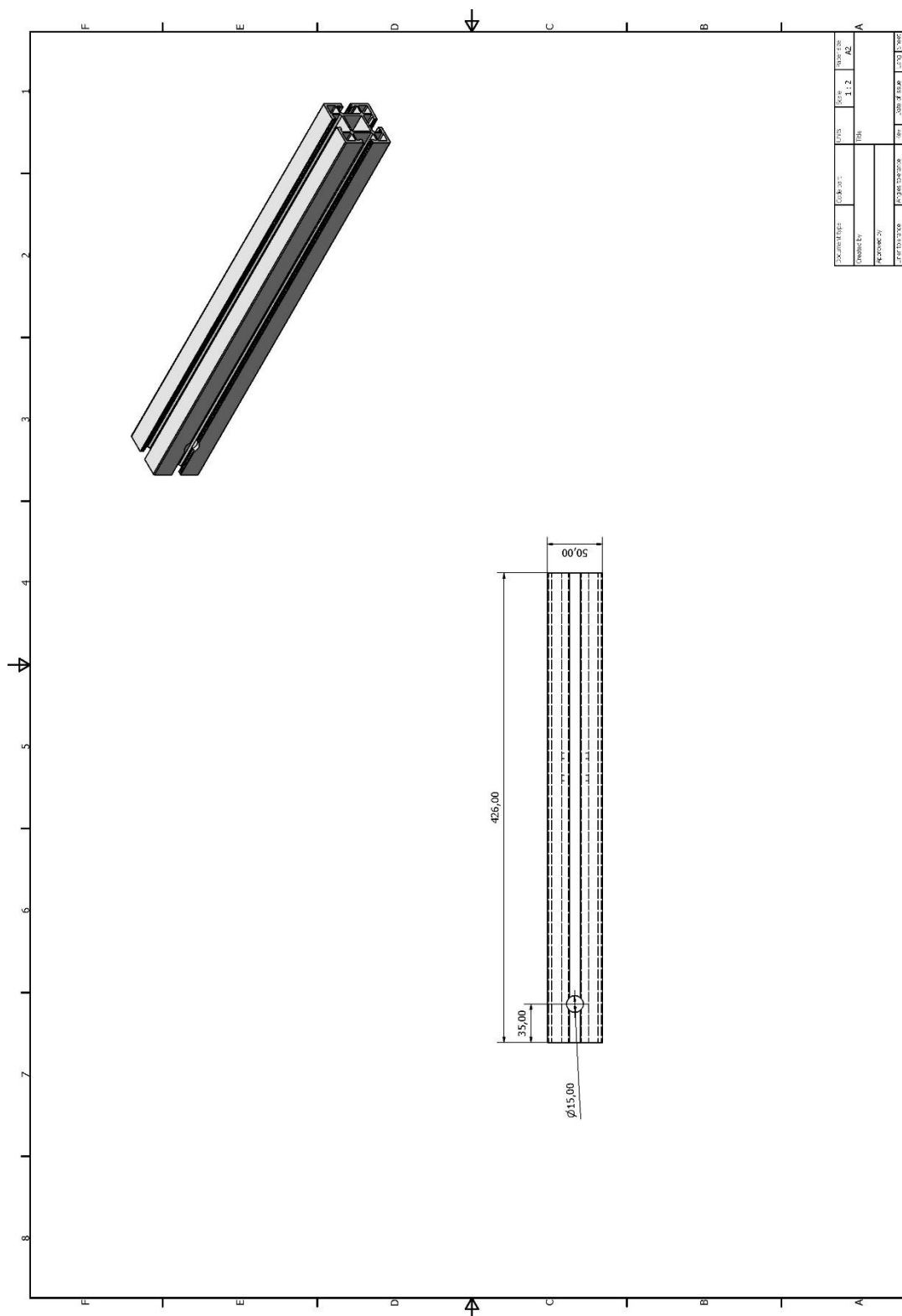
Anexo 56. Varilla 1



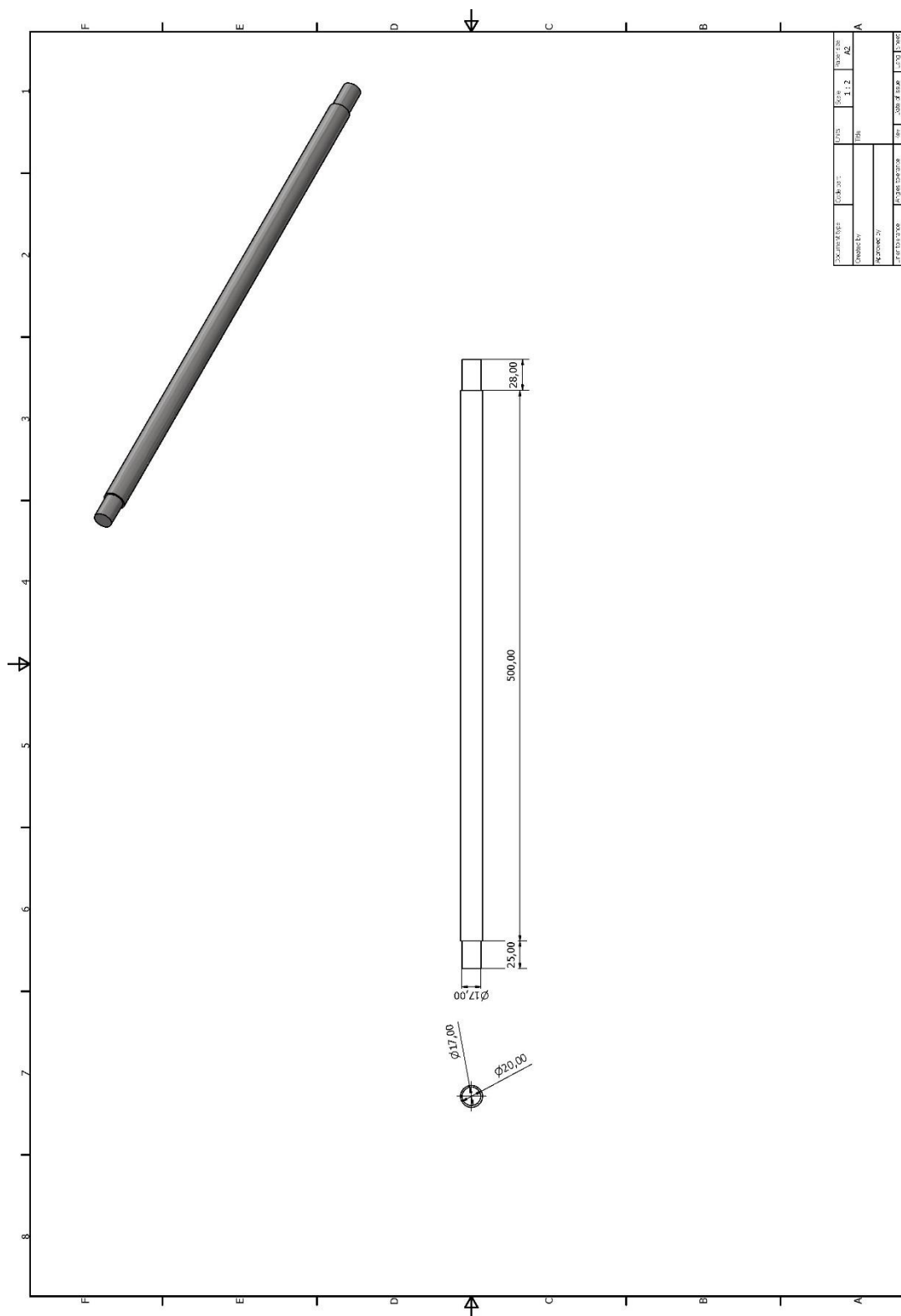
Anexo 57. Varilla 2



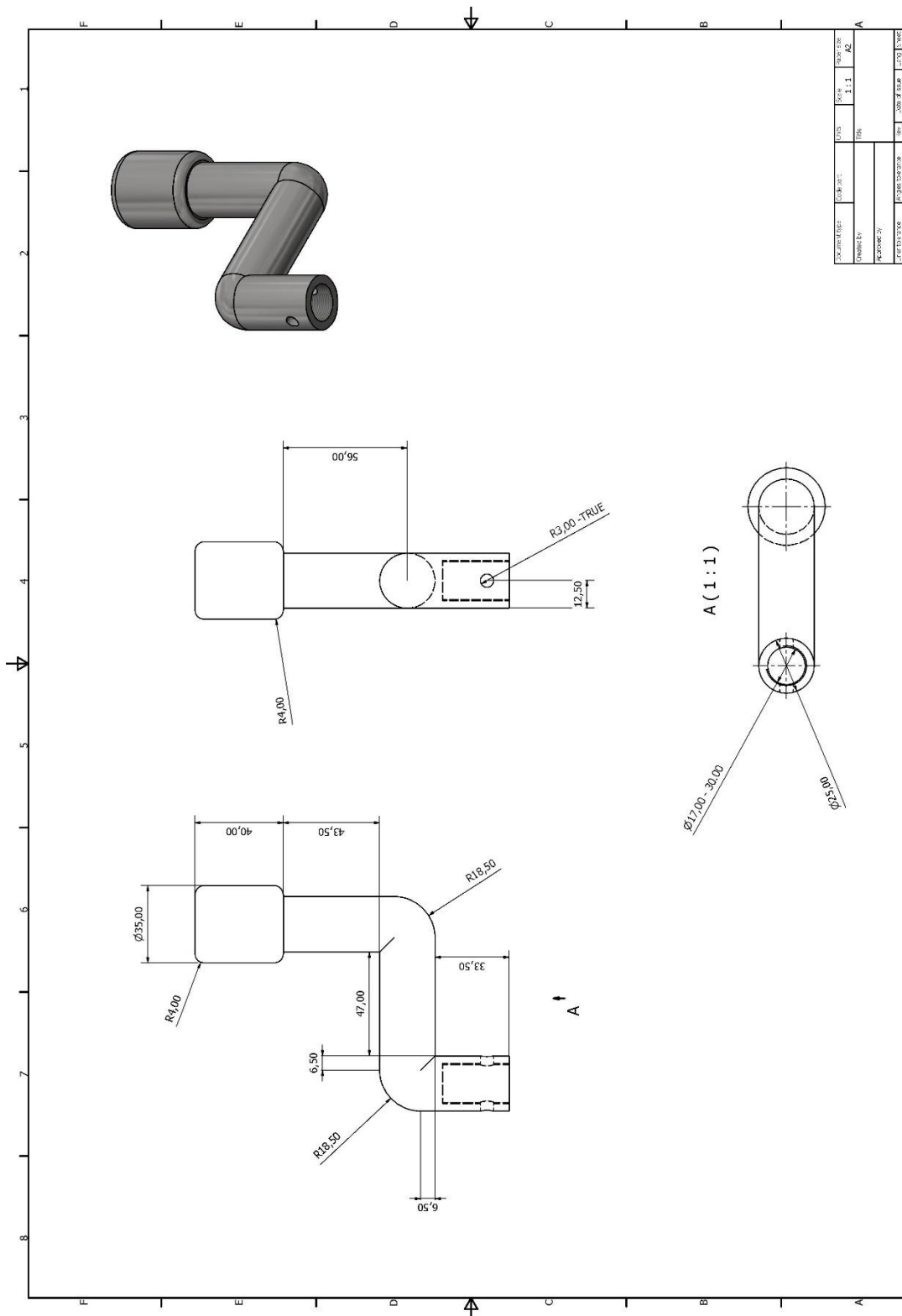
Anexo 58. Perfil de aluminio Bosch



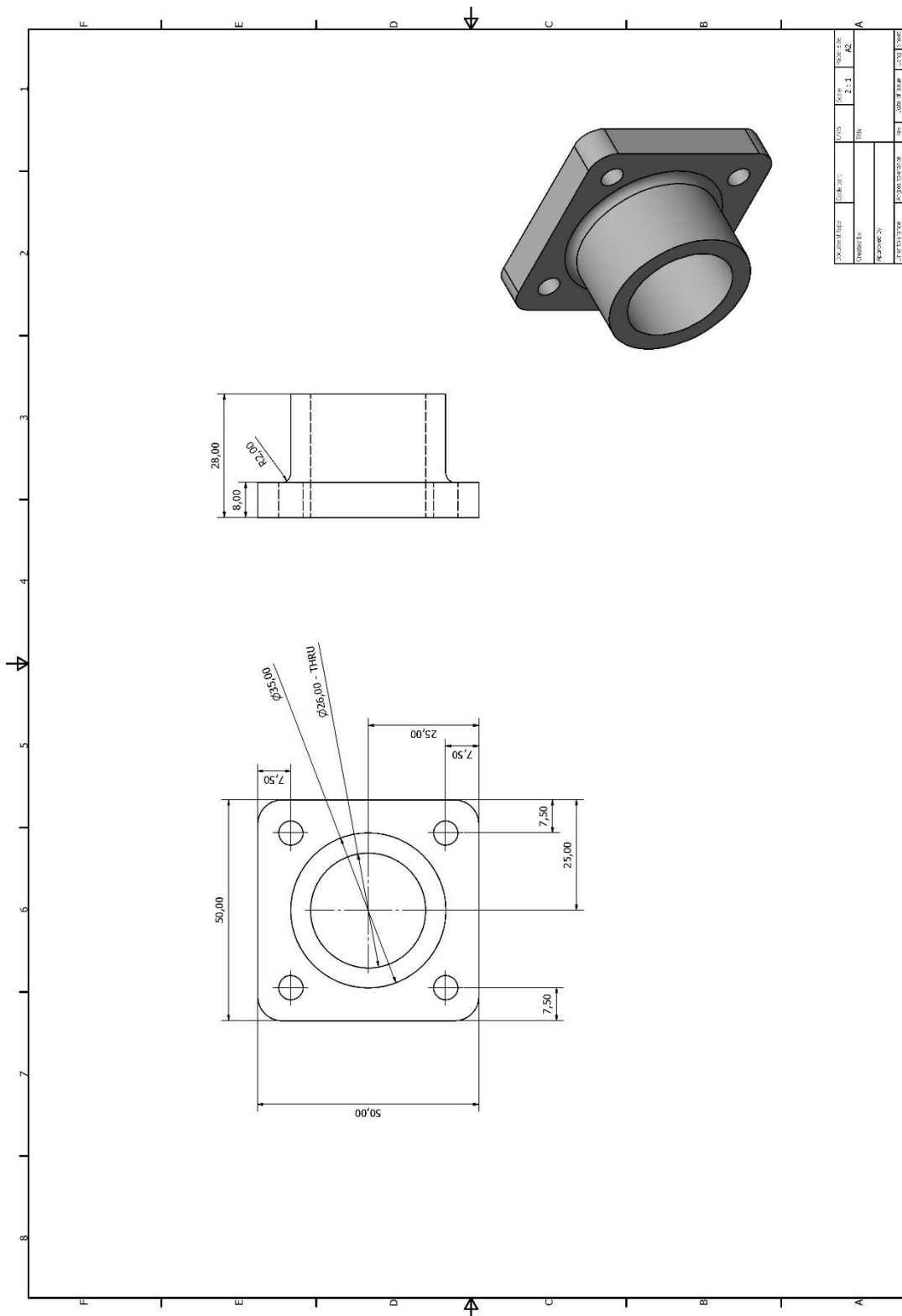
Anexo 59. Eje liso



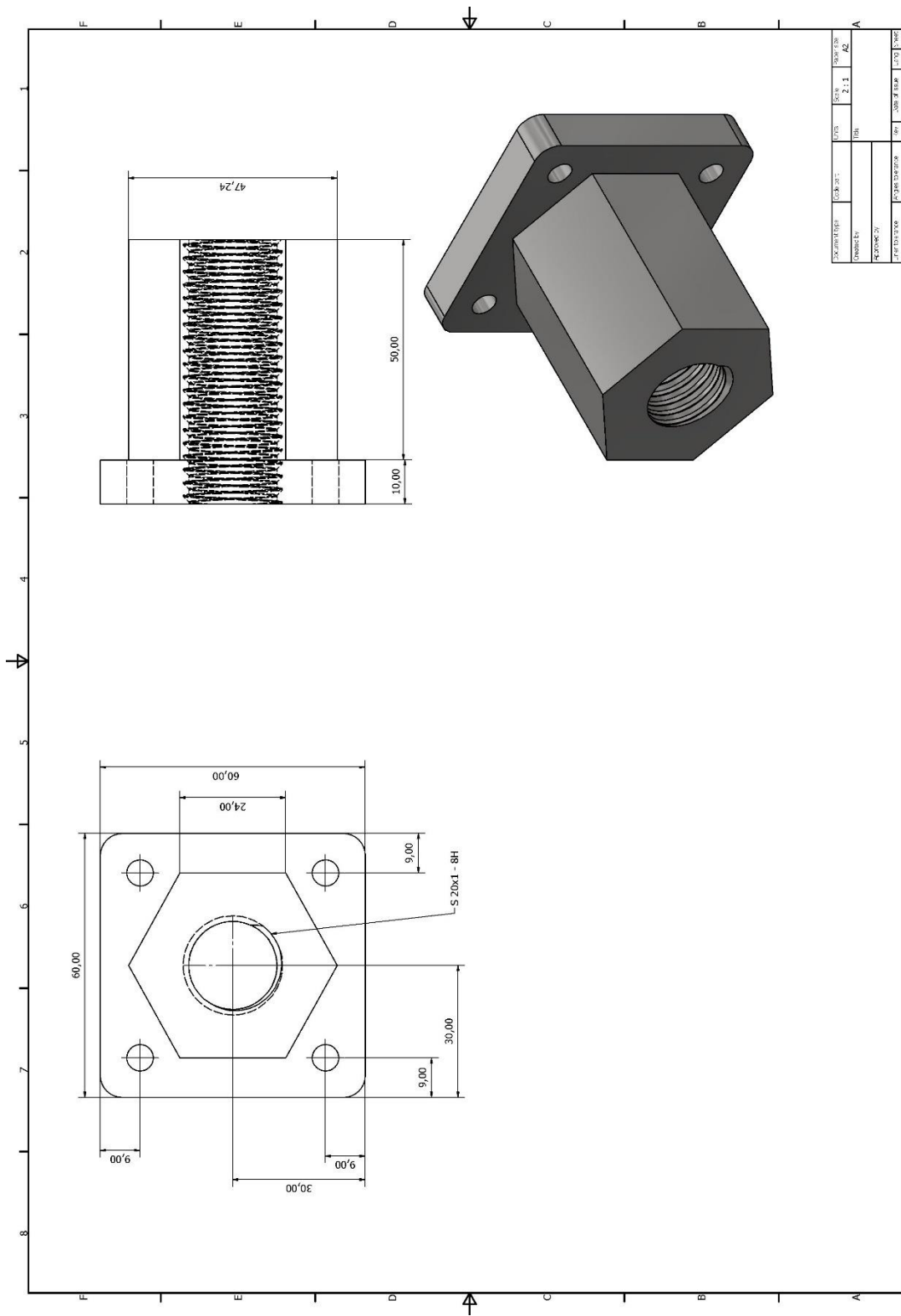
Anexo 60. Manija de movimiento



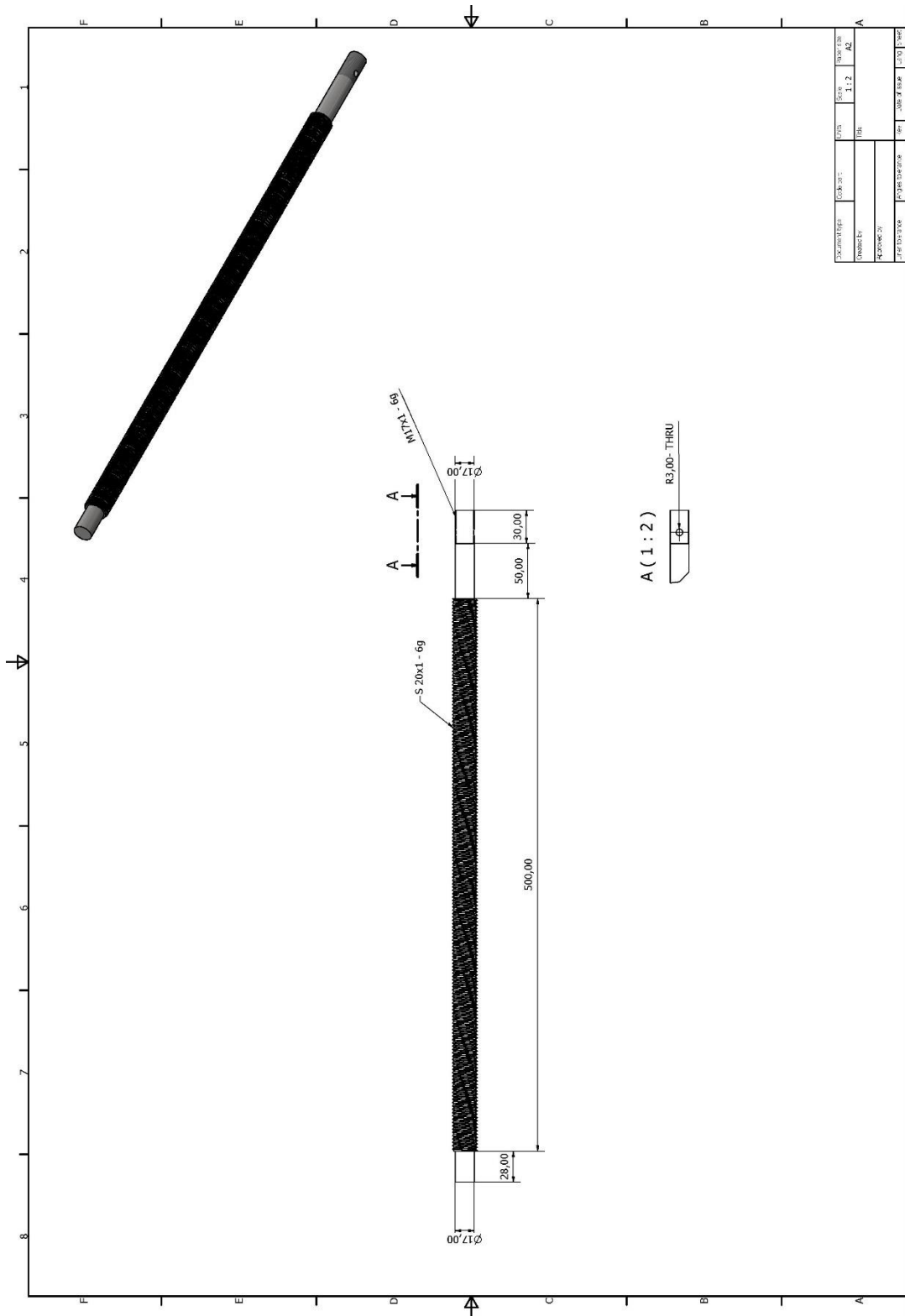
Anexo 61. Soporte de eje liso



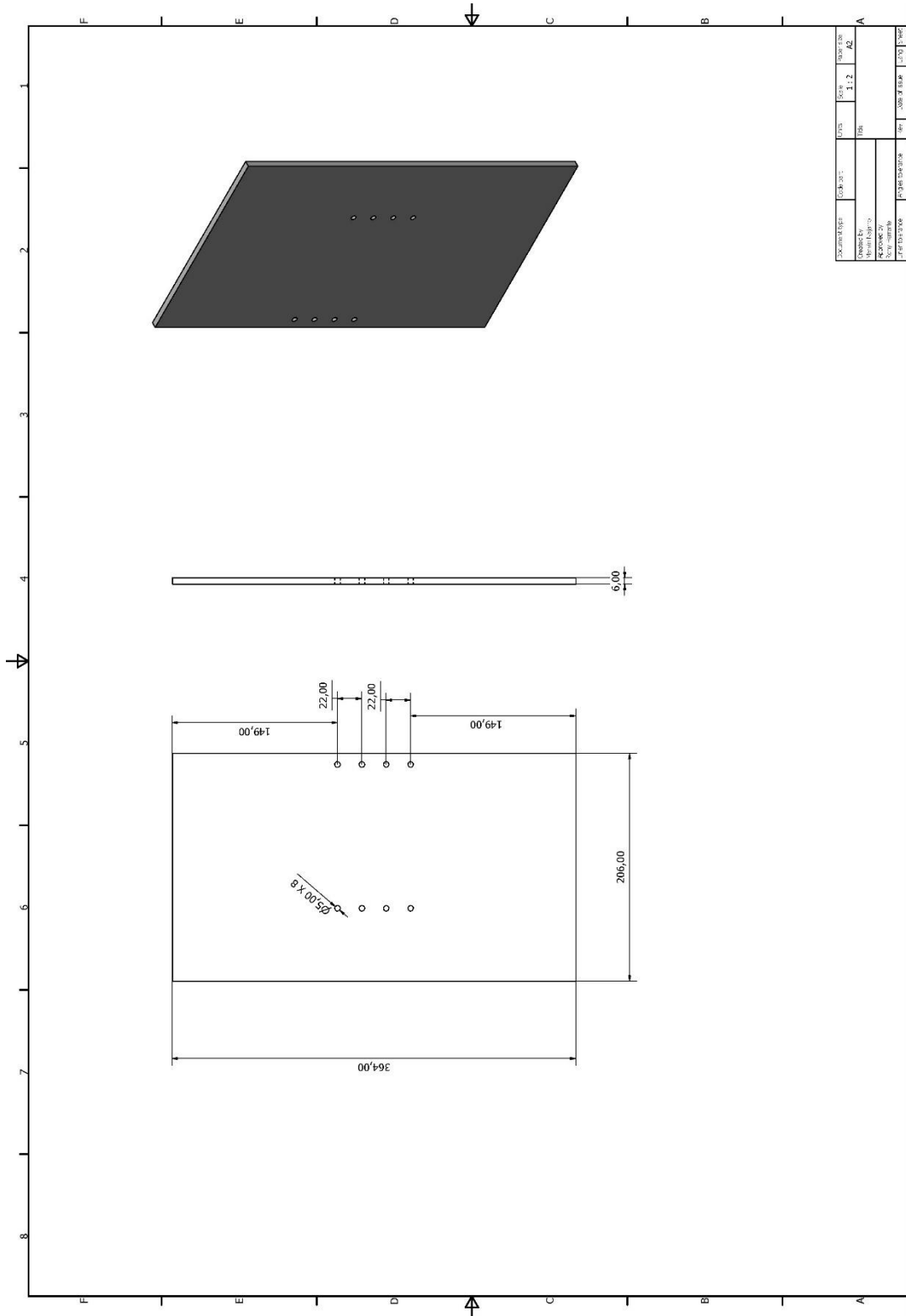
Anexo 62. Soporte de eje roscado



Anexo 63. Eje roscado diente de sierra

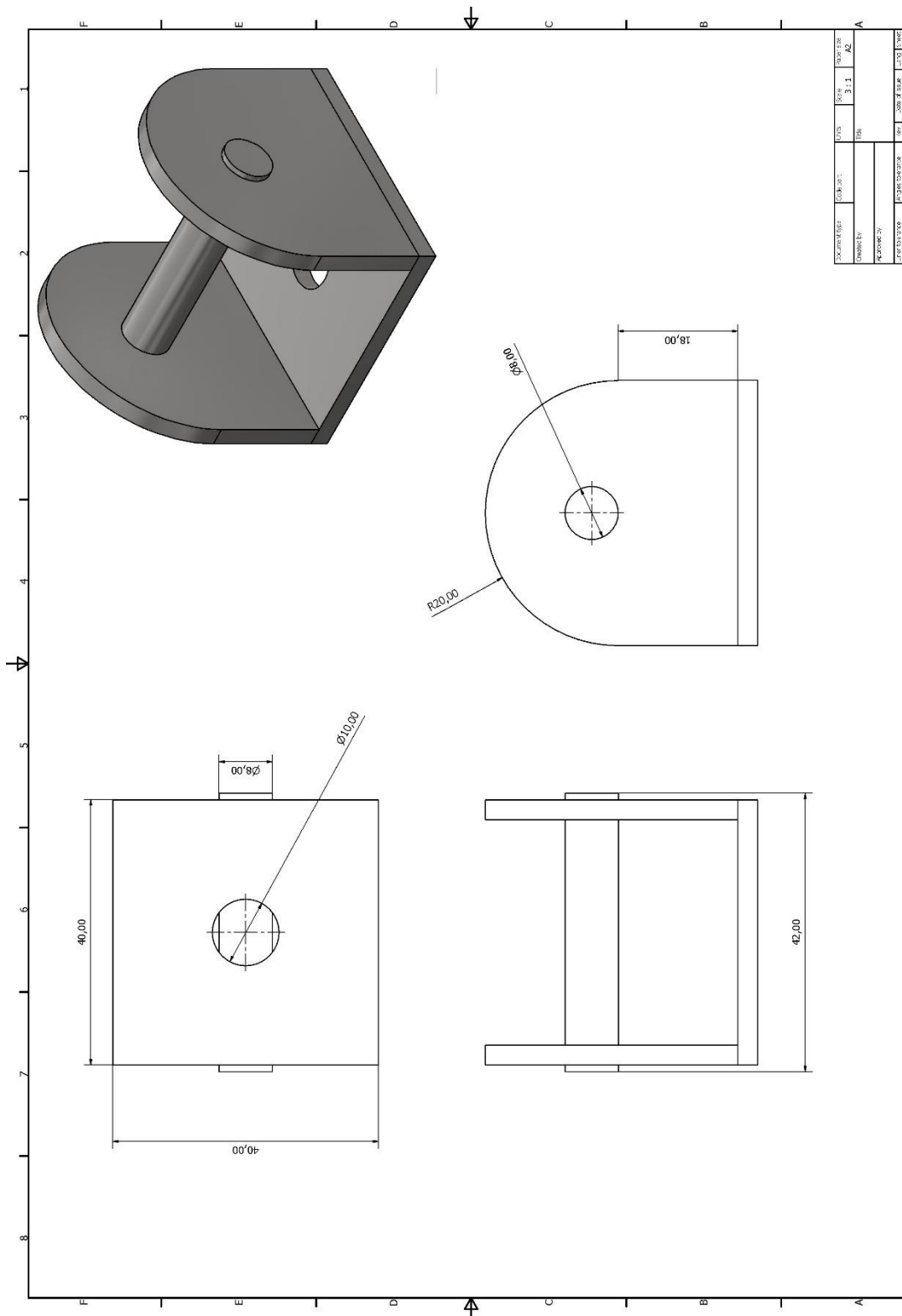


Anexo 64. Base de mesa

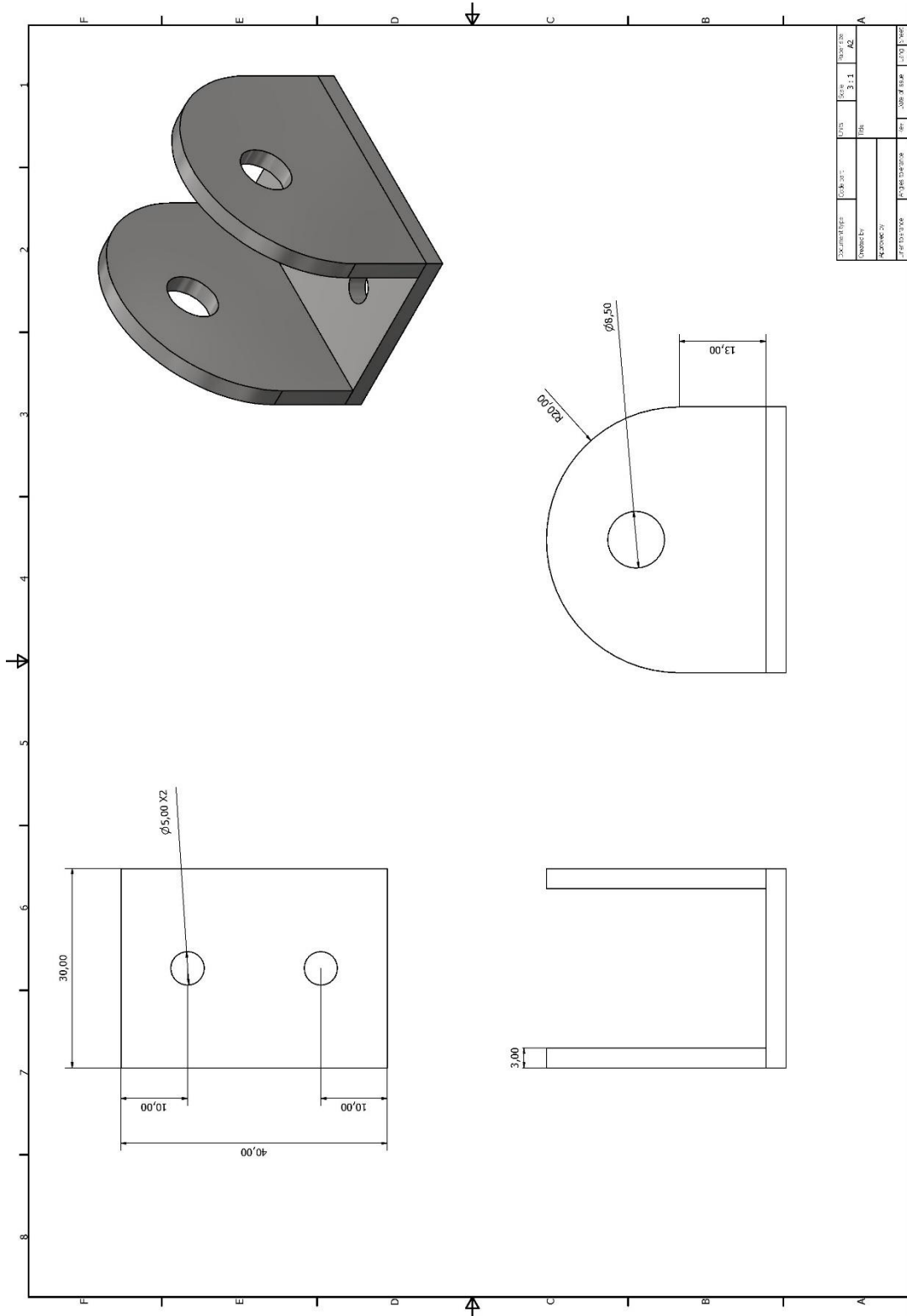


Quantidade	Comprimento	Altura	Material	Observações
1	364,00	206,00	Alumínio	
6	22,00	22,00	Alumínio	
6	22,00	22,00	Alumínio	
1	364,00	6,00	Alumínio	

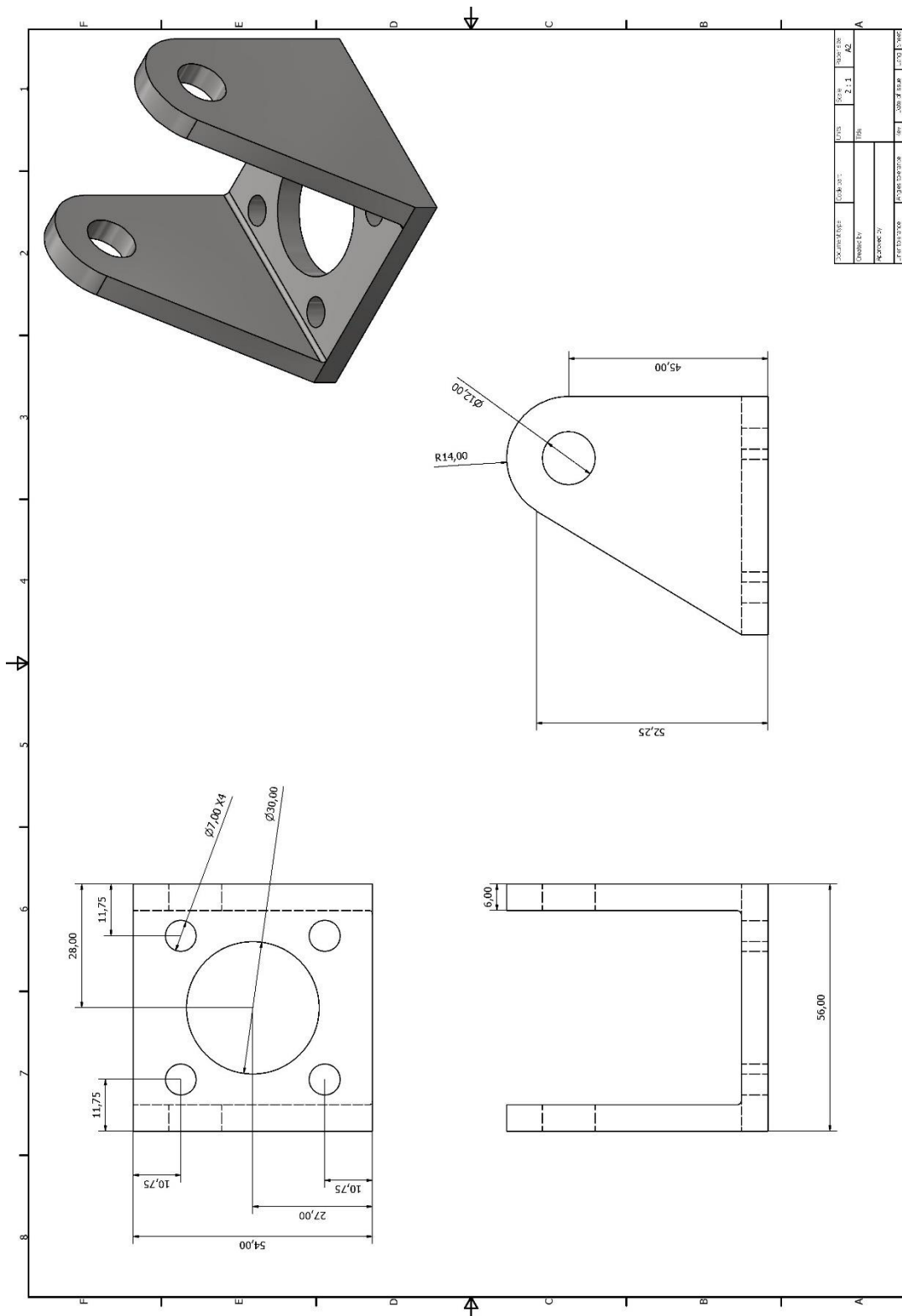
Anexo 66. Base de articulación 1



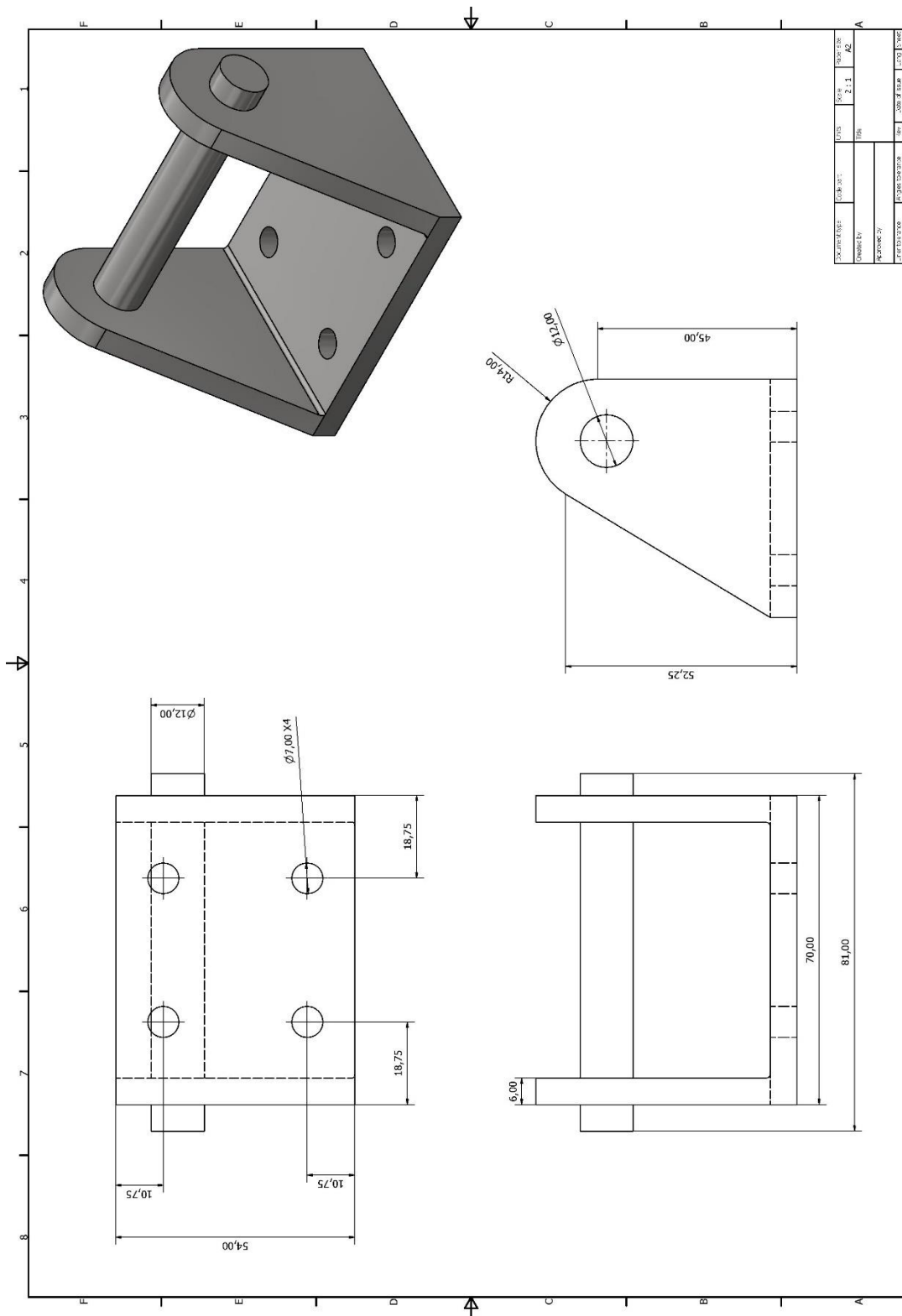
Anexo 67. Base de articulación 2



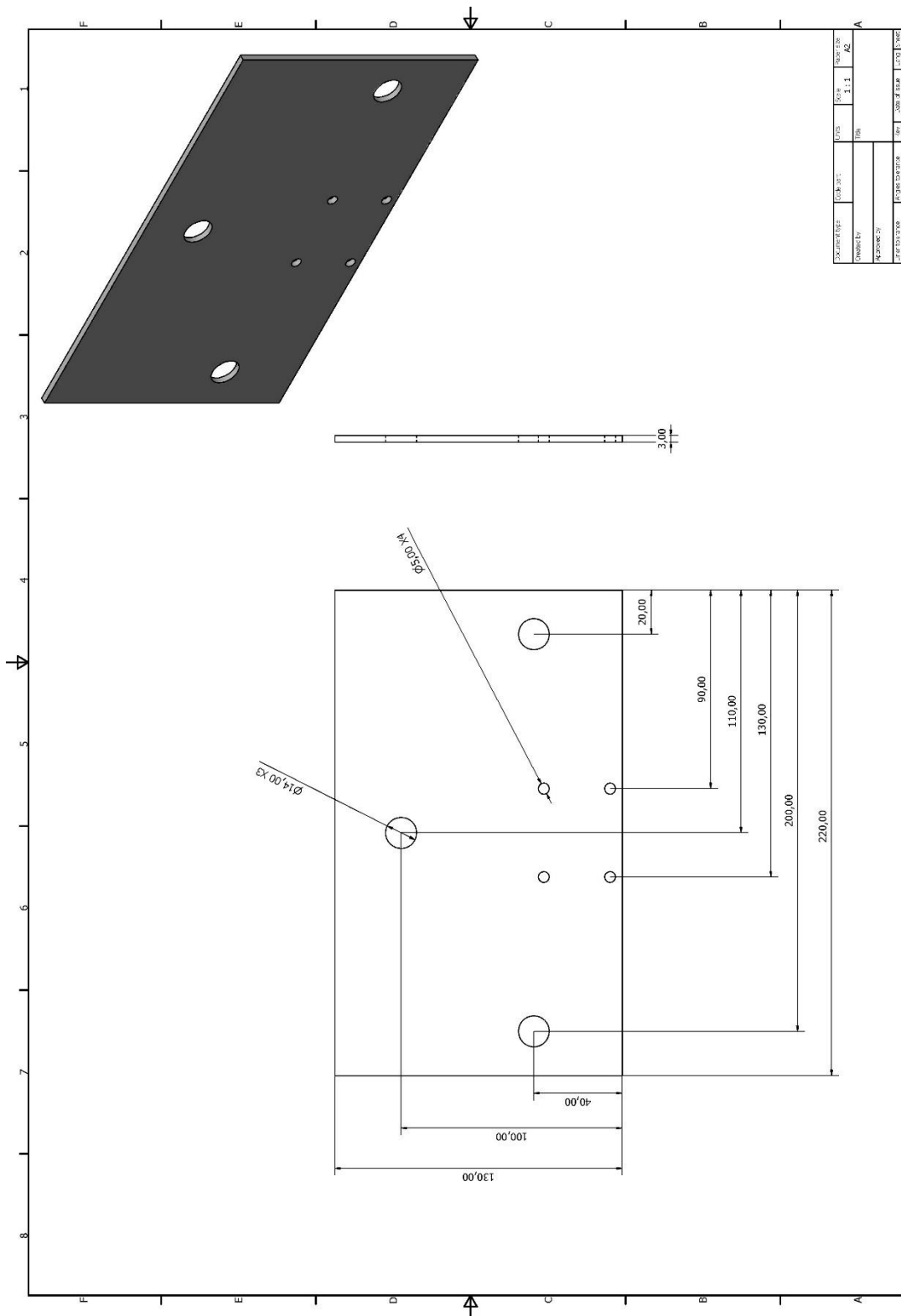
Anexo 68. Base de cilindro 1



Anexo 69. Base de cilindro 2

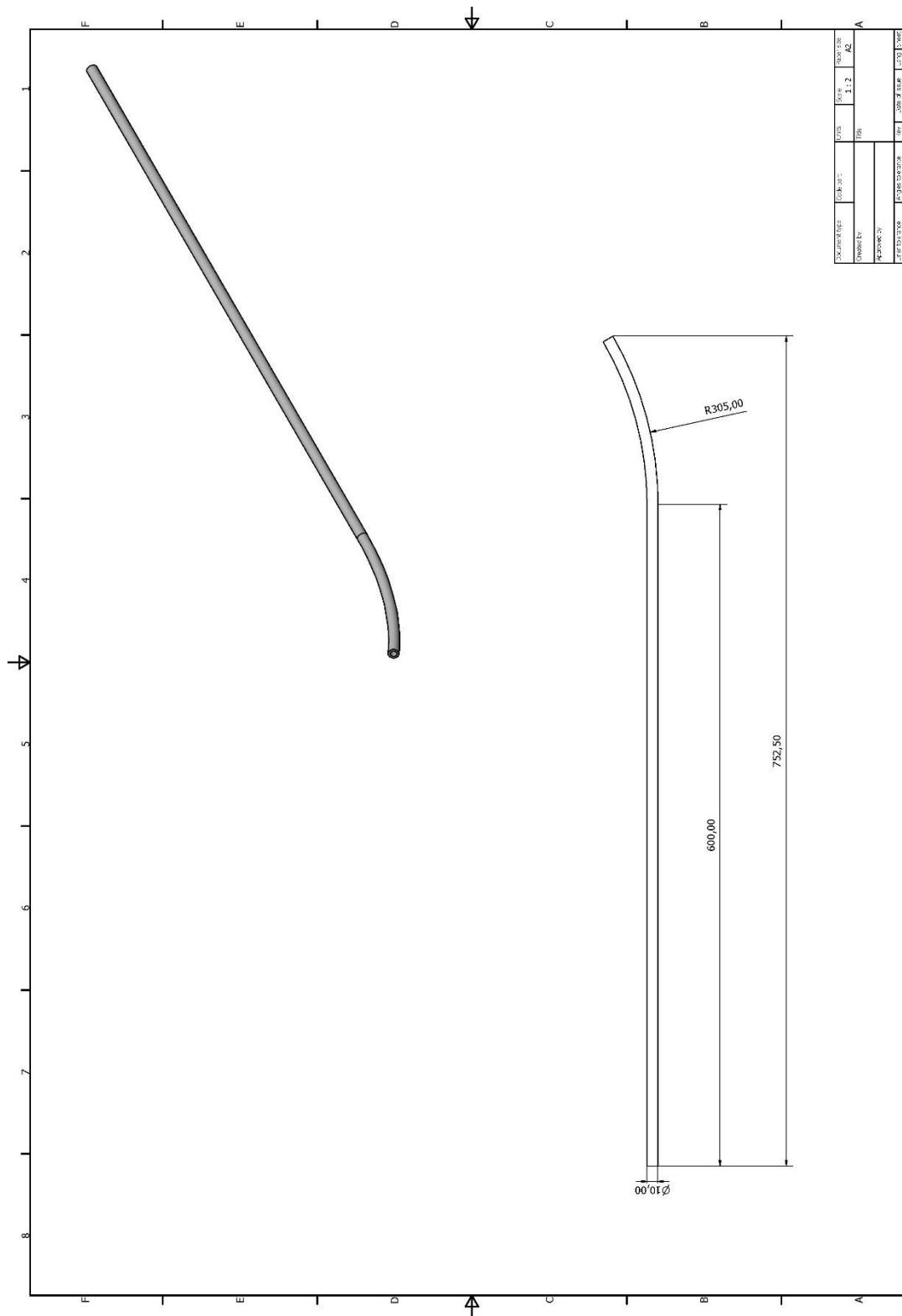


Anexo 70. Placa con ventosas



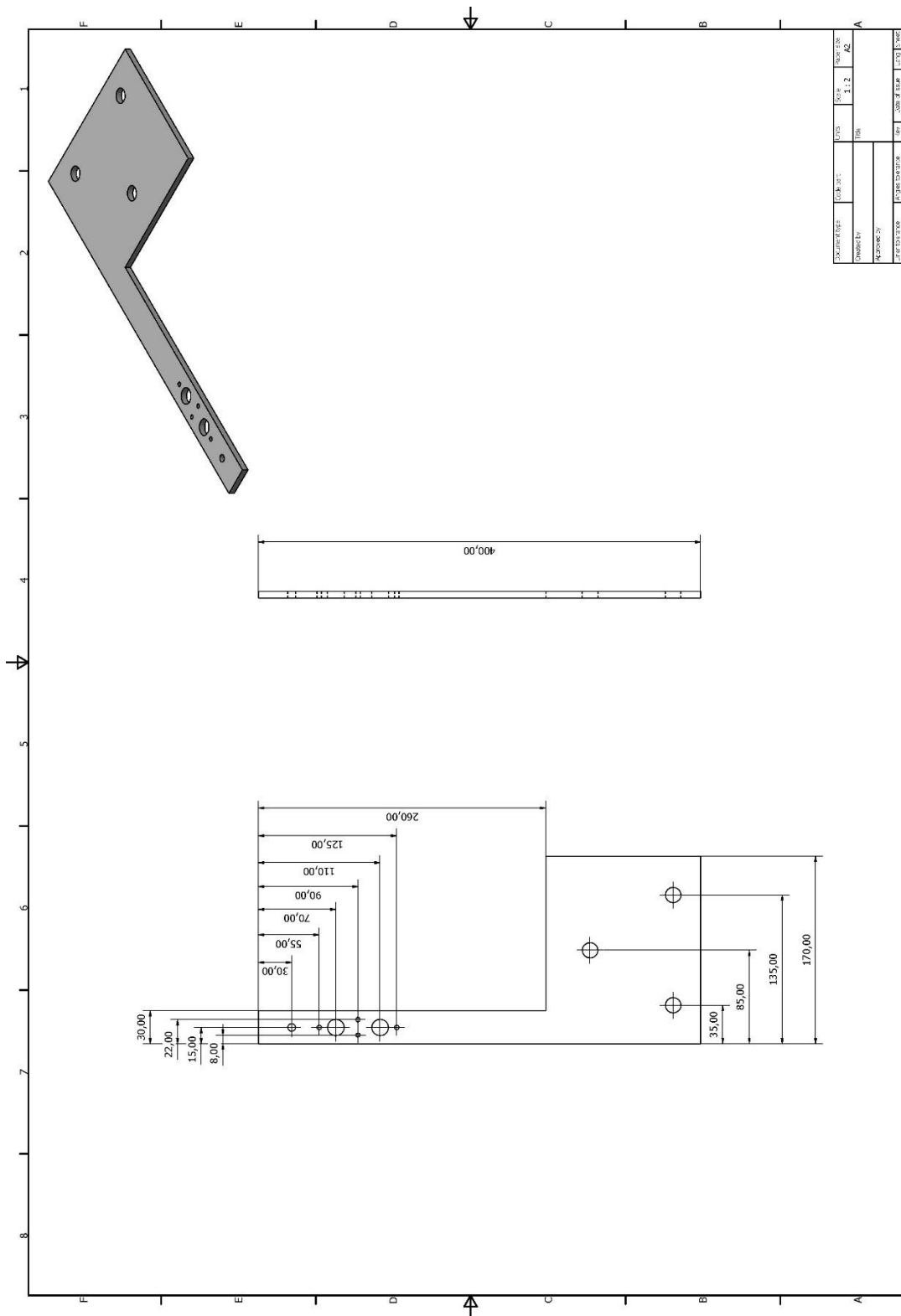
PROYECTANTE	PROYECTO	FECHA	ESCALA	HOJA
PROYECTADO POR	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN
PROYECTADO POR	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN	PROYECTADO EN

Anexo 71. Guía lateral

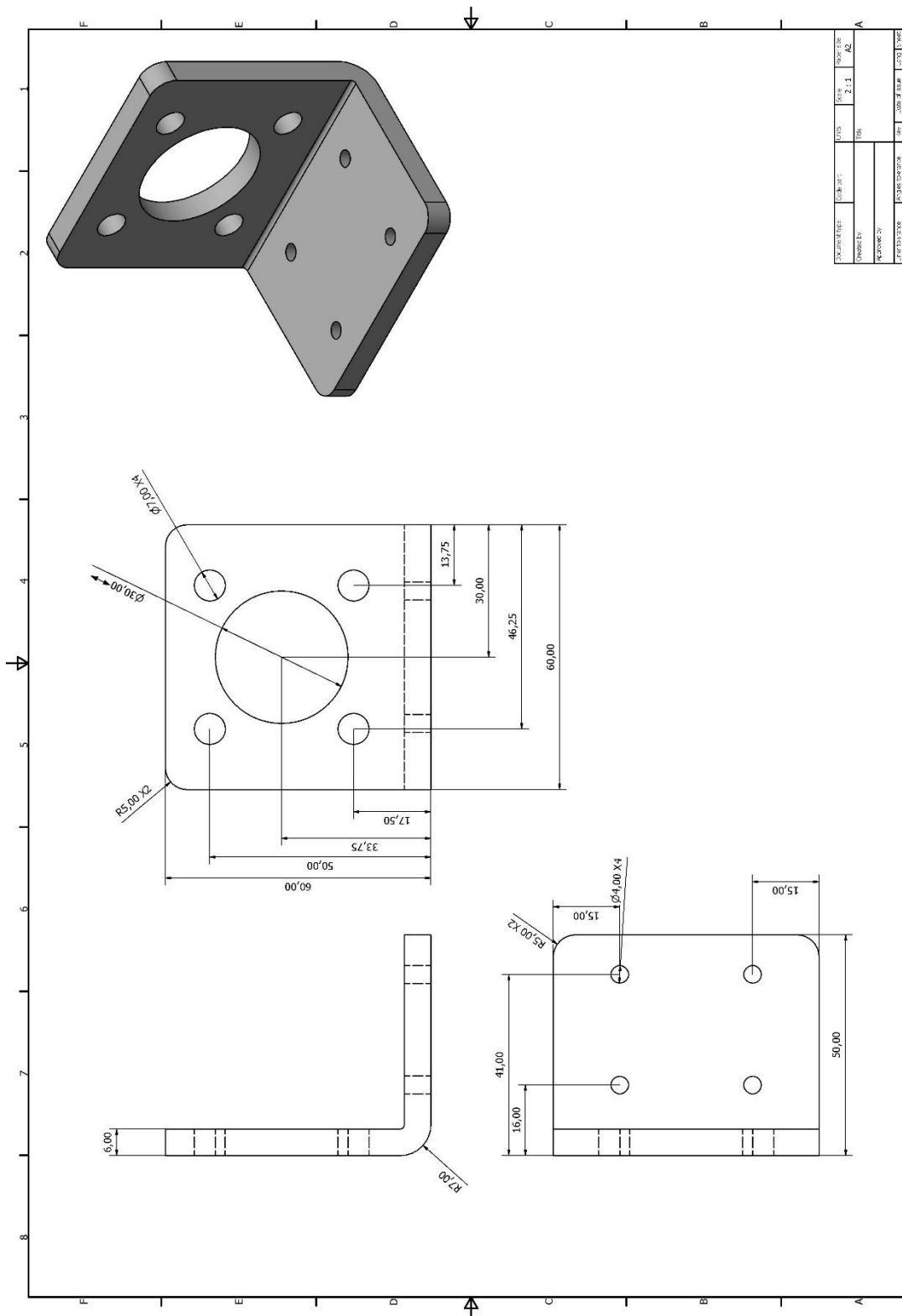


PROYECTO	FECHA	ESCALA	HOJA
PROYECTO	1/1	1:1	12
PROYECTO	PROYECTO	PROYECTO	PROYECTO
PROYECTO	PROYECTO	PROYECTO	PROYECTO

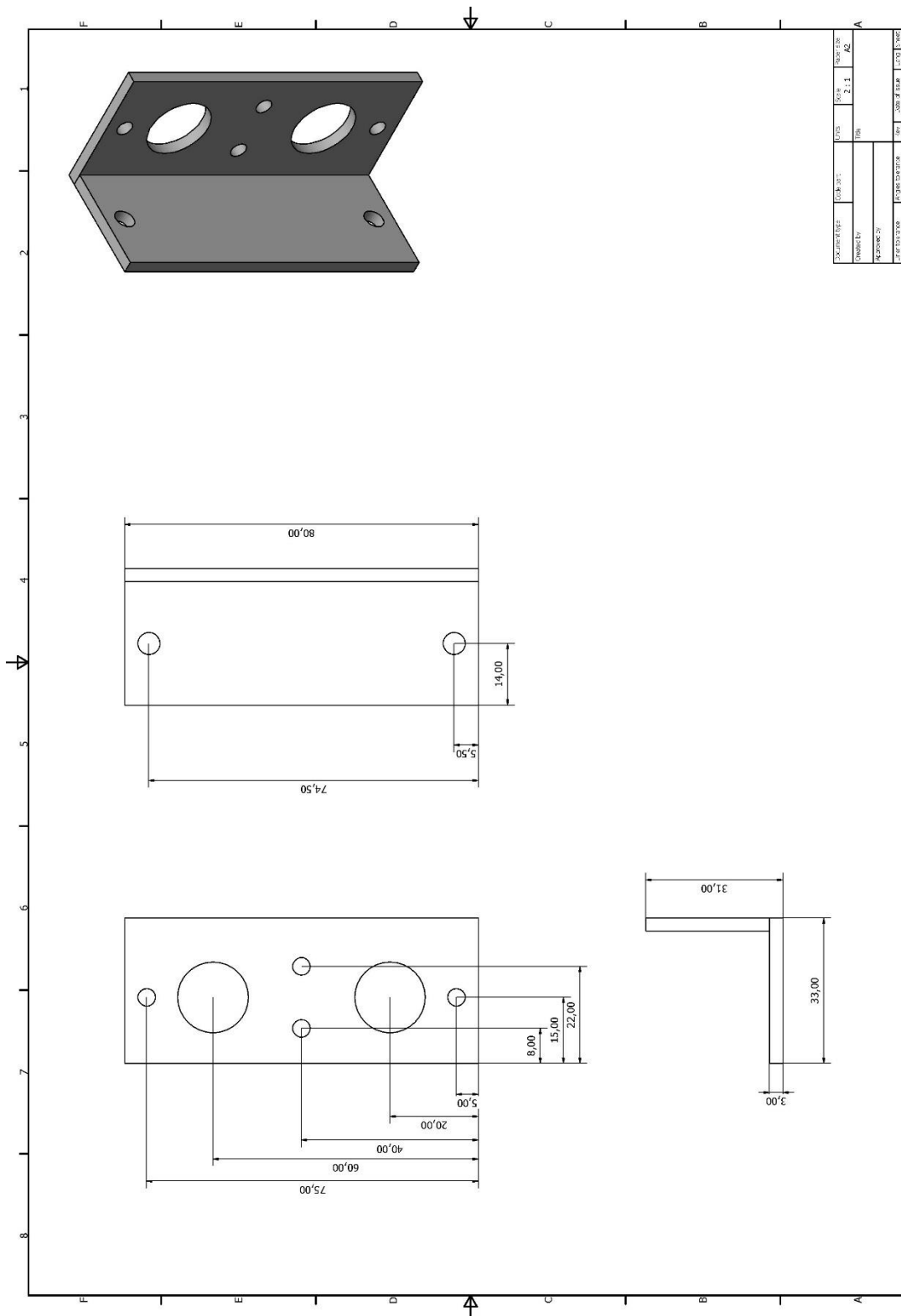
Anexo 72. Placa de transporte



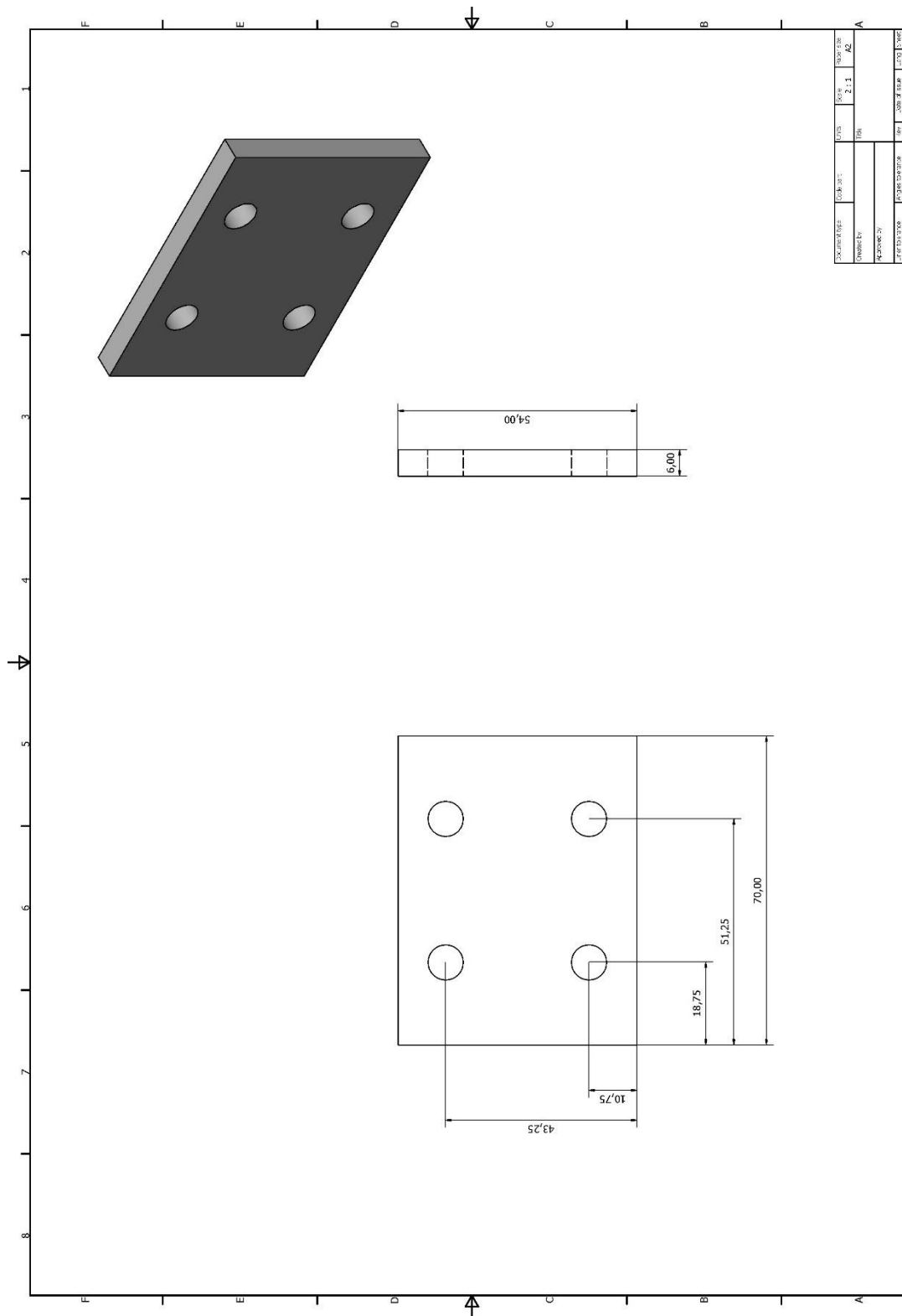
Anexo 73. Soporte de cilindro



Anexo 75. Soporte de eje con placa de transporte

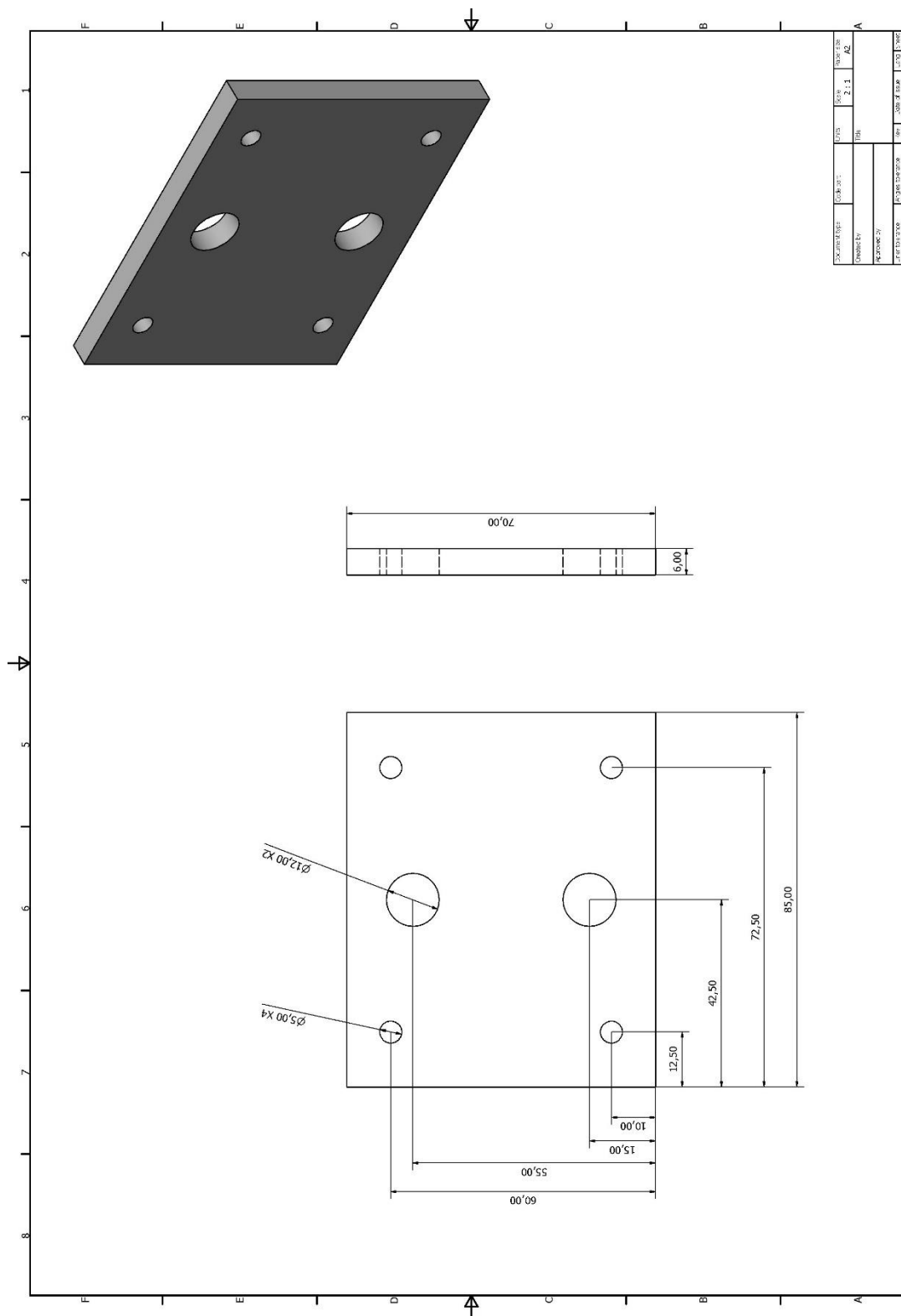


Anexo 76. Espaciador cuadrado

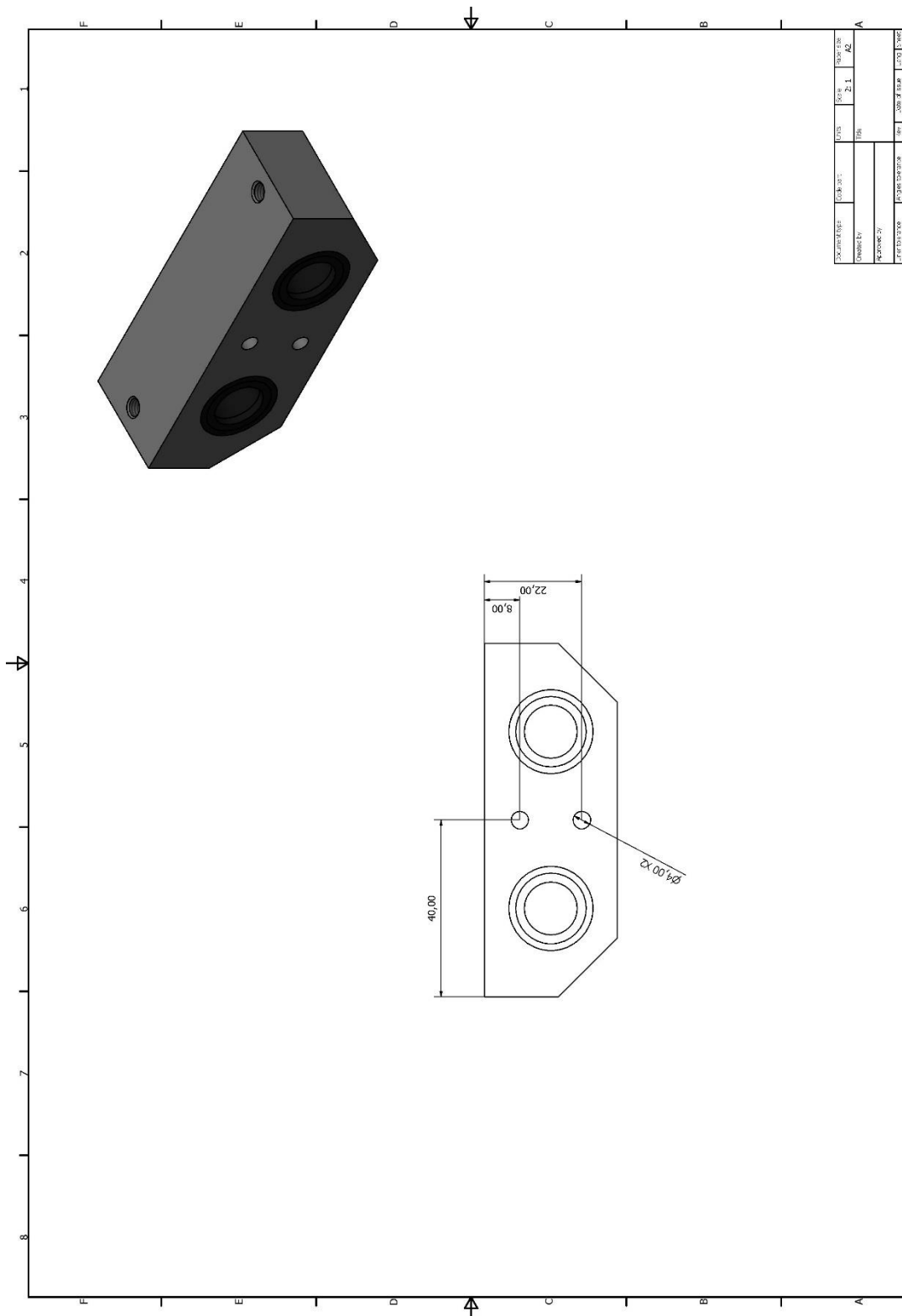


DOCUMENTO	UNIDAD	FECHA	PROYECTO
00000001	0000	21.11	0000
PROYECTO	FECHA	PROYECTO	PROYECTO
00000001	0000	21.11	0000

Anexo 77. Soporte de ejes lineales



Anexo 78. Cojinete lineal

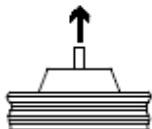


PROYECTO	FECHA	ESCALA	HOJA	TOTAL
01	15/05/2018	1:1	1	1
AUTOR		REVISOR		
M. J. GARCIA		M. J. GARCIA		
DISEÑADOR		DISEÑADOR		
M. J. GARCIA		M. J. GARCIA		

Anexo 79. Especificaciones de ventosas FESTO

Case 1

Horizontal suction gripper position,
vertical direction of movement (best
case)



$$F_H = m \times (g + a) \times S$$

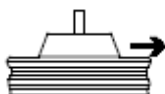
Example:

$$F_H = 0.314 \text{ kg} \times (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \times 1.5$$

$$F_H \approx 7 \text{ N}$$

Case 2

Horizontal suction gripper position,
horizontal direction of movement



$$F_H = m \times (g + \frac{a}{\mu}) \times S$$

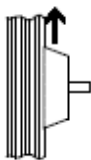
Example:

$$F_H = 0.314 \text{ kg} \times (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \frac{5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{0.1}) \times 1.5$$

$$F_H \approx 28 \text{ N}$$

Case 3

Vertical suction gripper position,
vertical direction of movement (worst
case)



$$F_H = (\frac{m}{\mu}) \times (g + a) \times S$$

Example:

$$F_H = (\frac{0.314 \text{ kg}}{0.1}) \times (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \times 2$$

$$F_H \approx 93 \text{ N}$$

Result:

In accordance with the problem
definition, the result of 93 N from
Case 3 must be taken into account, as
the system also transports the
workpiece in a vertical suction gripper
position with vertical force.

This value must be used for designing
the system.

F_H = Theoretical holding force of the
suction gripper [N]
 m = Mass [kg]
 g = Acceleration due to gravity
[9.81 m/s²]

a = Acceleration of the system
[m/s²]
Note the emergency off acceler-
ation.

S = Safety factor
(minimum value is a safety
factor of 1.5, for critical, non-
uniform or porous materials or
rough surfaces the factor
should be 2.0 or higher)

μ = friction factor⁰
0.1 for oily surfaces
0.2 ...0.3 for wet surfaces
0.5 for wood, metal, glass,
stone ...
0.6 for rough surfaces

Anexo 80. Cálculos de ventosas FESTO

Step 3: Calculating the holding force and breakaway force
 Determining the breakaway force

- F_A = Theoretical breakaway force [N]
- F_H = Theoretical holding force of the suction gripper [N] (Result → 45)
- n = Number of suction grippers (2 suction grippers are planned in the problem example)

$$F_A = \frac{F_H}{n}$$


Example:
 $F_A = \frac{93 \text{ N}}{2}$
 $F_A \approx 47 \text{ N}$

Breakaway force F_A dependent on suction cup diameter and suction cup shape								
Round suction cup				Oval suction cup				
Ordering data	Suction cup \varnothing [mm]	F_A at -0.7 bar				Ordering data	Suction cup size [mm]	F_A at -0.7 bar
		Standard	Extra deep	Bellows, 1.5 convolutions	Bellows, 3.5 convolutions		Oval	
→ less	2	0.1 N				→ less	4x10	2 N
	4	0.4 N					4x20	3.4 N
	6	1.1 N					6x10	2.9 N
	8	2.3 N					6x20	5.9 N
	10	3.9 N		4.7 N	3.9 N		8x20	8 N
	15	8.5 N	9.8 N				8x30	10.9 N
	20	16.3 N	17 N	12.9 N	8.2 N		10x30	15.2 N
	30	40.8 N	37.2 N	26.2 N	20.8 N		15x45	32 N
	40	69.6 N	67.6 N	52.3 N	42.4 N		20x60	62.8 N
	50	105.8 N	103.6 N	72.6 N	63.4 N		25x75	92.5 N
	60	166.1 N	162.5 N				30x90	134.4 N
	80	309.7 N	275 N	213.9 N				
	100	503.6 N	440.8 N					
	150	900 N						
	200	1,610 N						

Breakaway force F_A too low
 ↑
 Reliable range for the problem example
 ↓
 Suction cup diameter too big for workpiece

In this example we opt for 2 suction grippers:

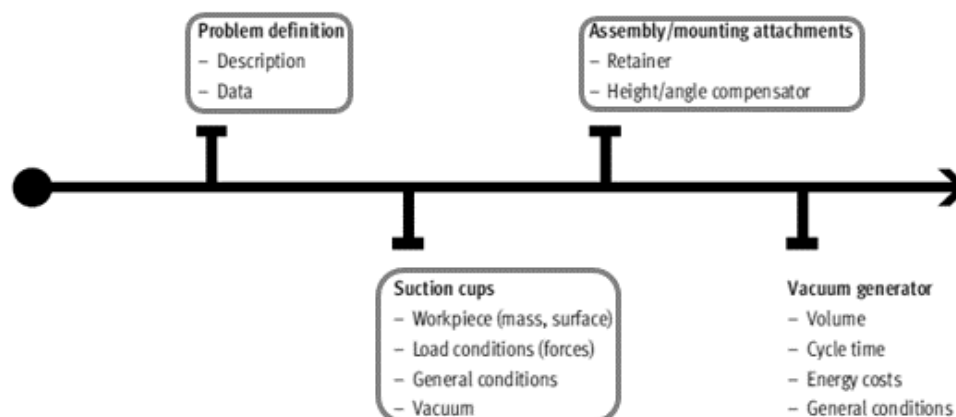
- Round design
- Suction cup diameter 40 mm
- Breakaway force of 69.6 N

 Note
 The load capacity of the vacuum suction gripper must be greater than the calculated value.

Anexo 81. Consideraciones de las ventosas

Suction cup volume V_1	Suction cup holder volume V_2	Tube volume V_3	Total volume V_T
<p>The suction cup volumes are specified in the datasheet for the relevant vacuum suction grippers ESG, VAS, VASB.</p> <p>The suction cup volume may be specified in a table or chart, depending on the product family. In our sample application we opted for 2 suction grippers:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Round design • Suction cup diameter 40 mm • Breakaway force of 69.6 N <p>For these suction cups, the datasheet specifies a suction cup volume of 1,566 mm³ per suction cup.</p> <p>$V_1 = 2 \times 1,566 \text{ mm}^3 = 3,132 \text{ mm}^3$</p>	<p>Because of the huge range of different holder types and connection options, tables listing all of the suction cups and their relevant volumes have been created in the datasheet for the ESG product family.</p> <p>In our sample application we chose the following suction cup holders:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Suction cup holder HD Size 4 with QS connector <p>$V_2 = 678 \text{ mm}^3$</p>	<p>Once the suction cups, suction cup holders and connection options have been defined, the tube volume can be determined.</p> <p>Tubing PUN: Outside/inside \varnothing [mm] 3.0/2.1 4.0/2.6 6.0/4.0 8.0/5.7 10.0/7.0</p> <p>The following formula must be used when calculating the volume:</p> $V_3 = \pi \times \frac{D^2}{4} \times L$ <p>D = Tube inside \varnothing [mm] L = Tube length [m]</p> <p>In the sample application a suction cup holder with QS-6 couplings is used. A tube with an outside diameter of 6 mm is therefore required. In order to connect the vacuum generator to both suction cups, a tube length (L) of approx. 1 m (1,000 mm) is required.</p> $V_3 = \pi \times \frac{4^2}{4} \times 1\,000$ $V_3 = 12\,566 \text{ mm}^3$	<p>$V_T = V_1 + V_2 + V_3$ $V_T = 3,132 + 678 + 12,566$ $V_T = 16,376 \text{ mm}^3 (16.38 \text{ cm}^3)$</p>

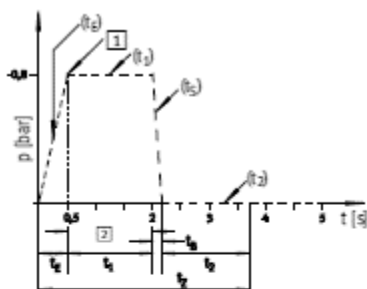
Anexo 82. Pasos para el diseño de un Sistema de sujeción mediante ventosas realizado por FESTO



Anexo 83. Ciclos de trabajo de las ventosas

Step 2: Determining the cycle time

t_c = Evacuation time t_E + handling time t_1 + air supply time t_5 + return time t_2



An operation cycle can be subdivided into individual time intervals, which must be either measured or calculated. The individual times added together produce the cycle time.

Evacuation time t_E

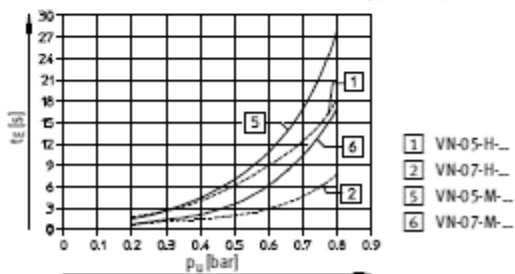
The evacuation time, i.e. the time taken for a volume to reach a certain vacuum level, is very useful for assessing the performance of a vacuum generator. The evacuation

time can be found in the datasheet of the relevant vacuum generator. This example depicts charts for some of the vacuum generators of the VN-... product family.

Calculation:
In Step 1 of the sample application we determined a total volume for the vacuum system of $V_T = 16.38 \text{ cm}^3$ (17 cm^3). Using a basic rule of three, we can now calculate the evacuation time t_E for this system with any vacuum generator. According to the problem definition, $t_E < 0.5 \text{ s}$, based on a vacuum level of 80%.

- Example 1: VADMI-45
 $t_E = V_T \times t_{E1} / 1,000$
 $t_E = 17 \text{ cm}^3 \times 25 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_E = 0.425 \text{ s} (0.43 \text{ s})$
- Example 2: VADMI-70
 $t_E = V_T \times t_{E1} / 1,000$
 $t_E = 17 \text{ cm}^3 \times 11 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_E = 0.187 \text{ s} (0.19 \text{ s})$
- Example 3: VN-07-H
 $t_E = V_T \times t_{E1} / 1,000$
 $t_E = 17 \text{ cm}^3 \times 8 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_E = 0.136 \text{ s} (0.14 \text{ s})$

Evacuation time t_E for 1 litre volume at 6 bar operating pressure p_0



- t_E = Evacuation time (V_T)
- t_{E1} = Evacuation time ($V = 1,000 \text{ cm}^3$)
- V_T = Total volume (from example)

Air supply time t_5

Time needed by the vacuum system to build up the pressure (vacuum) again and set down the workpiece. The air supply time can be found in the technical data for the relevant vacuum generator.

The specifications apply to 1 litre volume at 6 bar operating pressure at max. vacuum level.

Using a basic rule of three, we can now calculate the air supply time t_5 for this system.

- t_5 = Evacuation time (V)
- t_{51} = Evacuation time ($V = 1,000 \text{ cm}^3$)
- V_T = Total volume (from example)

- Example 1: VADMI-45
 $t_5 = V_T \times t_{51} / 1,000$
 $t_5 = 17 \text{ cm}^3 \times 1.9 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_5 = 0.03 \text{ s}$

- Example 2: VADMI-70
 $t_5 = V_T \times t_{51} / 1,000$
 $t_5 = 17 \text{ cm}^3 \times 0.59 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_5 = 0.01 \text{ s}$

- Example 3: VN-07-H
 $t_5 = V_T \times t_{51} / 1,000$
 $t_5 = 17 \text{ cm}^3 \times 1.1 \text{ s} / 1,000 \text{ cm}^3$
 $t_5 = 0.02 \text{ s}$

Return time t_2

The time needed by the vacuum system to return to the initial position after the workpiece has been set down (e.g. determined using a stopwatch = 1.5 s).

Cycle time t_c

- Example 1: VADMI-45
 $t_c = t_E + t_1 + t_5 + t_2$
 $t_c = 0.43 + 1.5 + 0.03 + 1.5$
 $t_c = 3.46 \text{ s}$

- Example 2: VADMI-70
 $t_c = t_E + t_1 + t_5 + t_2$
 $t_c = 0.19 + 1.5 + 0.01 + 1.5$
 $t_c = 3.2 \text{ s}$

- Example 3: VN-07-H
 $t_c = t_E + t_1 + t_5 + t_2$
 $t_c = 0.14 + 1.5 + 0.02 + 1.5$
 $t_c = 3.16 \text{ s}$

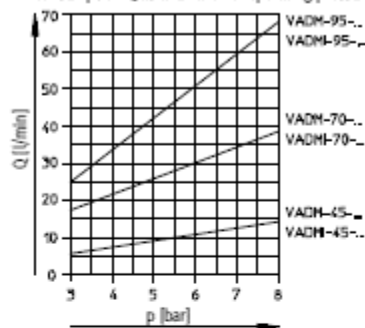
Anexo 84. Consumo de aire

Determining the air consumption per operation cycle Q_c

These charts are also included in the datasheet for the relevant vacuum generator (e.g. VADM-..., VADMI-...). The VADMI-... vacuum generators have a built-in non-return valve which maintains the vacuum after the vacuum generator has been switched off (prerequisite: there must be no leakage in the system).

When combined with the vacuum switch it provides an air-saving function, i.e. no air is consumed during transport of the workpiece. The VN-... vacuum generators do not have this function. This means, therefore, that the vacuum generator remains in operation so that it can hold the workpiece during transport.

Air consumption Q as a function of operating pressure p



- Q_c = Air consumption per operation cycle
- t_c = Evacuation time for application
- Q = Air consumption per vacuum generator [l/min]

Example 1: VADMI-45

$$Q_c = t_c \times \frac{Q}{60}$$

$$Q_c = 0.43 \text{ s} \times \frac{11 \text{ l}}{60 \text{ s}}$$

$$Q_c = 0.08 \text{ l}$$

Example 2: VADMI-70

$$Q_c = t_c \times \frac{Q}{60}$$

$$Q_c = 0.19 \text{ s} \times \frac{31 \text{ l}}{60 \text{ s}}$$

$$Q_c = 0.10 \text{ l}$$

Example 3: VN-07-H

$$Q_c = (t_c + t_1) \times \frac{Q}{60}$$

$$Q_c = (0.13 \text{ s} + 1.5 \text{ s}) \times \frac{28 \text{ l}}{60 \text{ s}}$$

$$Q_c = 0.76 \text{ l}$$

Determining the number of operation cycles per hour Z_h

- Z_h = Operation cycles per hour
- t_2 = Time per operation cycle
- t_c = Evacuation time for application

Example 1: VADMI-45

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{t_2}$$

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{3.46 \text{ s}}$$

$$Z_h = 1,040$$

Example 2: VADMI-70

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{t_2}$$

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{3.2 \text{ s}}$$

$$Z_h = 1,125$$

Example 3: VN-07-H

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{t_2}$$

$$Z_h = \frac{3,600 \text{ s}}{3.16 \text{ s}}$$

$$Z_h = 1,139$$

Determining the air consumption per hour Q_h

- Q_h = Air consumption per hour
- Q_c = Air consumption per operation cycle
- C_h = Operation cycles per hour

Example 1: VADMI-45

$$Q_h = Q_c \times C_h$$

$$Q_h = 0.08 \text{ l} \times 1,040$$

$$Q_h = 83.20 \text{ l} (0.08 \text{ m}^3)$$

Example 2: VADMI-70

$$Q_h = Q_c \times C_h$$

$$Q_h = 0.10 \text{ l} \times 1,125$$

$$Q_h = 112.5 \text{ l} (0.12 \text{ m}^3)$$

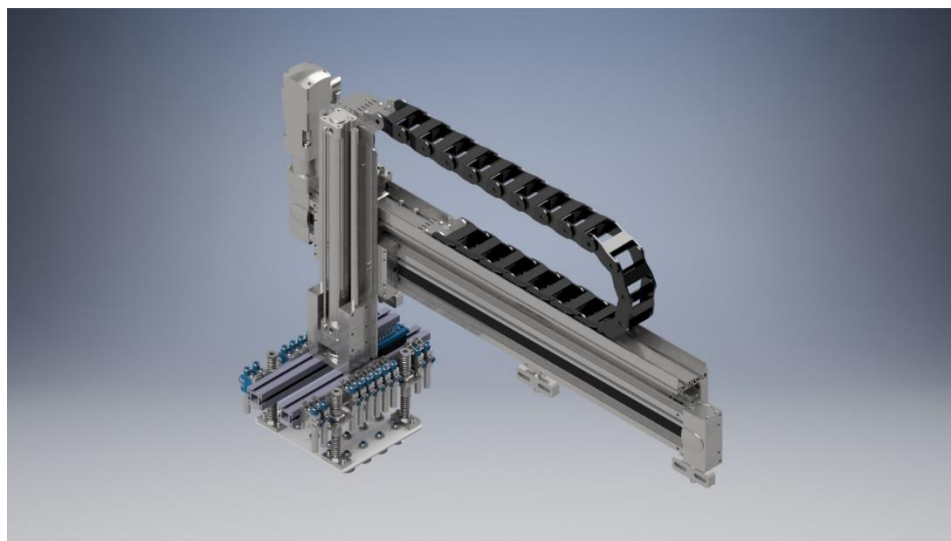
Example 3: VN-07-H

$$Q_h = Q_c \times C_h$$

$$Q_h = 0.76 \text{ l} \times 1,139$$

$$Q_h = 865.64 \text{ l} (0.87 \text{ m}^3)$$

Anexo 85. Render de ensamble complete del Sistema



Anexo 86. Ficha técnica de un torquímetro digital convencional


Artículo:	Torquímetro Digital
Medidas:	3/8" x 17-3/4"
Torque ft/lbs:	10 -110
Torque in/lbs:	120 -1200
Torque nm:	13.6 -135.6
Precisión:	+2% CW, +3% CCW
Características:	Unidades de Conversión: ft/lbs, in/lbs, Nm.
•	Pantalla Grande de LCD iluminada

Anexo 87. Características y propiedades ventosa FESTO ESS-30-E-U-M6

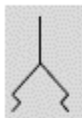
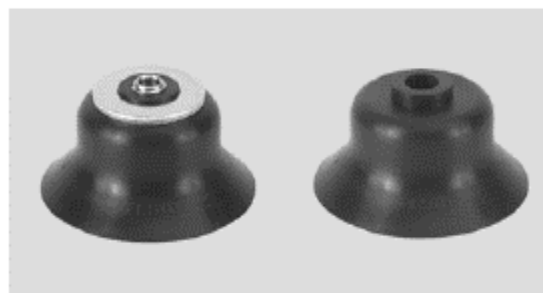
Suction cups with connection attachments ESS/suction cups ESV, extra deep

FESTO

Technical data

ESS--E.
ESV--E.
 Diameter
15 ... 100 mm

Function


 Temperature range
-30 ... +200 °C


General technical data									
Suction cup Ø	[mm]	15	20	30	40	50	60	80	100
Vacuum port		M4	M6				M10		
Nominal size	[mm]	2	3				6		
Suction cup shape		Round, extra deep							
Type of mounting		Via vacuum port							
Connection position		On top							
Mounting position		Any							

Technical data						
Suction cup Ø	Classification of suction cup holders → ESH	Holding force at nominal operating pressure -0.7 bar [N]	Suction cup volume [cm ³]	Min. workpiece radius [mm]	Weight	
					ESS [g]	ESV [g]
[mm]						
15	Size 3	9.8	0.35	20	1.9	-
20	Size 4	17	0.84	30	6.4	1.6
30		37.2	2.12	50	9.2	2.9
40		67.6	4.04	80	16.9	8
50		103.6	7.90	100	23.4	12.6
60	Size 5	162.5	19.77	120	48	21
80		275	51.61	160	141	41
100		440.8	84.66	200	228	65

Anexo 88. Características y propiedades soporte para ventosa FESTO ESH-HA-4-QS-6

Suction cup holders ESH-HC

FESTO

Technical data

ESH-HC

Vacuum port on top, mounting via lock nut, with height compensator

Vacuum port:

- Push-in connector QS
- Barbed fitting connection PK
- Threaded connection G



General technical data	
Design	Vacuum port on top, with height compensator
Type of mounting	Via lock nut
Mounting position	Vertical

Technical data							
Classification of suction cup holders for suction cups: ESS → Intermittent: ESS	Vacuum port	Suction cup mounting	Nominal width [mm]	Suction cup holder height compensator [mm]	Spring force (nominal length) [N]	Volume [cm ³]	Weight [g]
Size 1	QS-4	I.D. 3 mm ¹⁾	2.4	3	Max. 1	0.385	17
	PK-3		1.2			0.117	8
Size 2	QS-6	I.D. 4 mm ¹⁾	2.2	3	Max. 1	0.551	18
	PK-4		1.2			0.192	8
Size 3	QS-6	M4	3.4	6	3/5	1.041	34
	PK-4		2.5			0.789	32
Size 4	QS-6	M6	3.4	6	5/10	1.153	33
	PK-4		2.5			0.911	31
Size 5	G1/8	M10	8.4	10	8/18	3.327	112
Size 6	G1/4	M20x2	10	20	12/22	11.537	472

1) Suction cup ESS is pushed in on air.

Operating and environmental conditions			
Vacuum port	Push-in connector QS	Barbed fitting connection PK	Threaded connection G
Operating medium	Atmospheric air based on ISO 8573-1:2010 [7:→]		
Ambient temperature [°C]	0 ... +60	-10 ... +60	-10 ... +60
Corrosion resistance class (CRC) ¹⁾	1		

1) Corrosion resistance class CRC 1 to refer to standard EN 940070 low corrosion class. For dry indoor applications or transport and storage protection. Also applies to parts behind covers, inaccessible to the ambient air, and parts which are covered in the application (e.g. drive tendons).

Materials			
Vacuum port	Push-in connector QS	Barbed fitting connection PK	Threaded connection G
Retainer	High-alloy steel, tempered steel, POM	High-alloy steel, tempered steel	High-alloy steel, tempered steel
Seals	Steel, NBR	Steel, NBR	-
Note on materials	RoHS-compliant		

Anexo 89. Características y propiedades generador de vacío FESTO VN-10-H-T3-PQ2-VQ2-RQ2

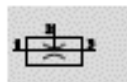
Vacuum generators VN

FESTO

Technical data

Function

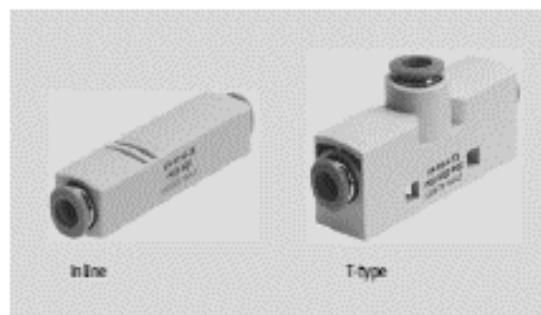
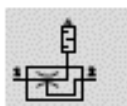
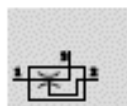
Standard



 Temperature range
 0 ... +60 °C

 Operating pressure
 1 ... 8 bar

Inline



inline

T-type

General technical data – Standard										
Design		T-type								
Type		VN-05		VN-07		VN-10		VN-14	VN-20	VN-30
Grid dimension	[mm]	10	14	10	14	14	18	18	24	24
Minimal size of laval nozzle	[mm]	0.45		0.7		0.95		1.4	2.0	3.0
Ejector characteristic		High vacuum H								
		High suction rate L			High suction rate L					
Pneumatic connection 1	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-6	QS-6	QS-10	QS-10
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4	G1/4	–	G1/4	G1/4	G1/4
Vacuum connection	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	QS-12	QS-12
	Male thread	–	G1/4	–	G1/4	G1/4	G1/4	G1/4	G1/4	G1/4
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4	G1/4	–	G1/4	G1/4	G1/4
Pneumatic connection 3	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	QS-8	QS-8	–	–
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4	G1/4	–	G1/4	–	–
	Silen cer	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.
Type of mounting (max. tightening torque)		Via through-holes (0.5 Nm)							Via through-holes (0.8 Nm)	
		Via accessories								
Assembly position		Any								

General technical data – inline											
Design		T-type				inline					
Type		VN-05		VN-07		VN-05		VN-07		VN-10	
Grid dimension	[mm]	10	14	10	14	10	13	10	13	13	
Minimal size of laval nozzle	[mm]	0.45		0.7		0.45		0.7		0.95	
Ejector characteristic		High vacuum M									
		–			High suction rate N		–		High suction rate N		–
Pneumatic connection 1	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4	–	–	–	–	–	
Vacuum connection	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	QS-6	
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4	–	–	–	–	–	
	Push-in sleeve	–	–	–	–	4	6	4	6	–	
Pneumatic connection 3	Push-in fitting	QS-4	QS-6	QS-4	QS-6	Non-ducted					
	Female thread	M5	G1/4	M5	G1/4						
	Silen cer	min. resis.	min. resis.	min. resis.	min. resis.						
Type of mounting (max. tightening torque)		Via through-holes (0.5 Nm)				inline installation					
		Via accessories									
Assembly position		Any									

Anexo 90. Características y propiedades cilindro neumático FESTO CRDNG-40-400-PPV-A

Cilindros normalizados CRDNG, ISO 15552, acero inoxidable

FESTO

Hoja de datos

Función



• Diámetro
32 ... 125 mm

• Carrera
10 ... 2000 mm

• www.festo.com

Juegos de piezas
de repuesto
→ 41

Variantes

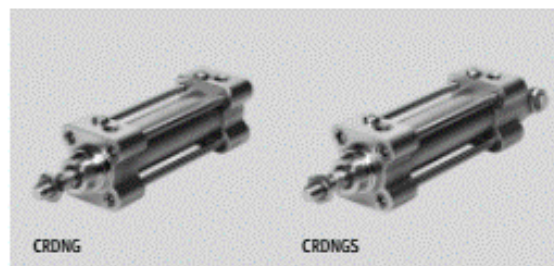


S2



S6

La variante S6 no es apropiada para
el contacto directo con alimentos
debido a sus juntas y a la grasa
lubrificante



CRDNG

CRDNGS

Corresponde a la norma

- ISO 15552
- ISO 6431
- VDMA 24562
- NFE 49003.1
- UNI 10290



DIN



Datos técnicos generales							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Conexión neumática	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{1}{2}$
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
Construcción	Émbolo						
	Vástago						
	Camisa del cilindro						
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados						
Carrera de amortiguación [mm]	20	20	23	23	30	30	40
Detección de posiciones	Para detectores de posición						
Tipo de fijación	Con accesorios						
	Con rosca interior						
Posición de montaje	Indistinta						

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Variante	CRDNG/CRDNGS S6
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo/mando	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)
Presión de funcionamiento	0,6 ... 10 bar
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	-20 ... +80 0 ... +120
Apropiado para el contacto con alimentos ²⁾	Consultar información ampliada sobre el material
Clase de resistencia a la corrosión ³⁾	4

Pesos [g]							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
CRDNG							
Peso básico con carrera de 0 mm	1045	1360	2160	3455	5935	8070	
Peso adicional por 10 mm de carrera	20	30	60	60	100	110	
CRDNGS							
Peso básico con carrera de 0 mm	1070	1460	2330				
Peso adicional por 10 mm de carrera	20	30	60				

Anexo 91. Características y propiedades guía doble FESTO FENG-40-400-KF

Unidades de guía FEN/FENG para cilindros normalizados

FESTO

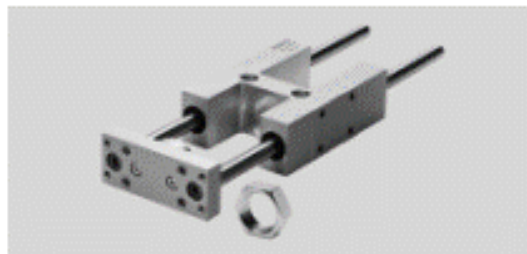
Hoja de datos

FEN según ISO 6432



- Ø - Diámetro
8 ... 25 mm

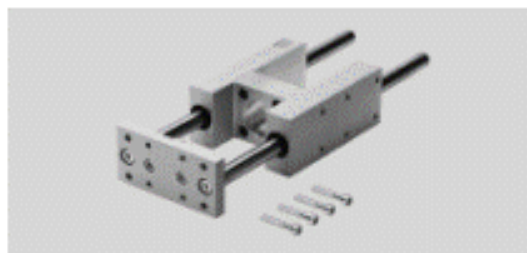
- | - Carrera
1 ... 250 mm



FENG según ISO 15552

- Ø - Diámetro
32 ... 100 mm

- | - Carrera
10 ... 500 mm




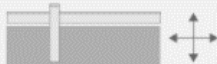
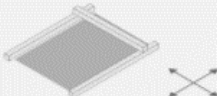

Especificaciones técnicas generales											
Tipo	FEN...					FENG...					
Diámetro del embalo	8, 10	12, 16	20	25	32	40	50	63	80	100	
Máx. [mm]	1 ... 100	1 ... 200	2 ... 250		10 ... 500						
Forma constructiva	Guía										
Guía	FEN/FENG...-GF										
	Guía de deslizamiento										
	FEN/FENG...-KF										
	Guía de rodamiento de bolas										
Fuerza de desplazamiento											
FEN/FENG...-GF [N]	15	15	15	15	30	30	50	50	70	70	
FEN/FENG...-KF [N]	15	15	15	15	15	15	15	15	40	40	
Tipo de fijación	Con rosca interior										
Posición de montaje	Indistinto										
Temperatura ambiente [°C]	-20 ... +80 °C										

Pesos [g] (ejemplo de cálculo → Página 8)											
Tipo	FEN...					FENG...					
Diámetro del embalo	8, 10	12, 16	20	25	32	40	50	63	80	100	
Guía de deslizamiento (GF)											
Peso básico con carrera de 0 mm	332	490	873	866	1570	2480	4190	5540	10720	13420	
Peso adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	17	31	48	48	76	76	
Masa en movimiento con carrera de 0 mm	90	161	269	269	478	782	1414	1720	4955	5935	
Masa adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	17	31	48	48	76	76	
Guía de rodamiento de bolas (KF)											
Peso básico con carrera de 0 mm	300	429	828	813	1530	2370	4030	5410	10430	12990	
Peso adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	18	32	49	49	77	77	
Masa en movimiento con carrera de 0 mm	90	161	269	269	483	792	1430	1739	4990	5970	
Masa adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	18	32	49	49	77	77	

Anexo 92. Pasos para el diseño de Gantry propuesto por empresa FESTO

Selección de soluciones de manipulación

Seleccione el tipo de unidad de manipulación apropiado para usted

<input checked="" type="radio"/> Sistema de un eje		<p>Movimientos con un solo eje Módulo de un eje como sistema completo. Montaje muy sencillo de su propia unidad frontal.</p> <p><input type="checkbox"/> Animación</p>
<input type="radio"/> Pórtico con un eje de movimiento 2D		<p>Movimientos en 2D en un espacio de trabajo vertical Pórtico con un eje de movimiento como sistema completo. Combinación posible de ejes eléctricos y neumáticos.</p> <p><input type="checkbox"/> Animación</p>
<input type="radio"/> 2D pórtico con dos ejes de movimiento		<p>Movimientos en 2D en un espacio de trabajo horizontal Pórtico con dos ejes de movimiento como sistema completo. Combinación de ejes eléctricos. Montaje muy sencillo de su propio eje Z.</p> <p><input type="checkbox"/> Animación</p>
<input type="radio"/> Pórtico con tres ejes de movimiento 3D		<p>Movimientos en 3D Pórtico con tres ejes de movimiento como sistema completo Posibilidad de combinar ejes eléctricos y neumáticos.</p> <p><input type="checkbox"/> Animación</p>

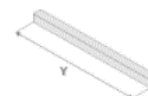
Definición de ejes y carga útil

Definición de ejes

Tipo de accionamiento del eje

Carrera de trabajo necesaria

Al indicar los datos, considere la reserva de carrera



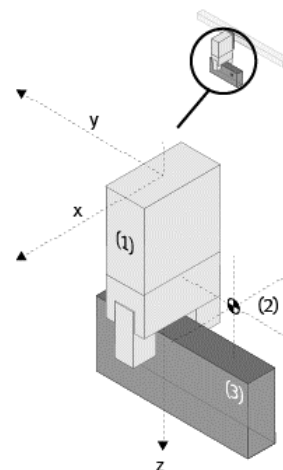
Carga útil

Carga útil (unidad frontal más herramienta)

Distancia del centro de gravedad de la masa X

Y

Z



Ciclo de referencia para la configuración del sistema

Recorrido

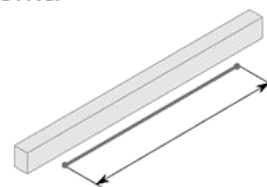
Desplazamiento i 0 .. 1700 mm

Duración de ciclo

Tiempo de desplazamiento i s

Tiempo de sujeción y de espera i s

Duración de ciclo i s



Fuerza adicional en dirección Z

Fuerza adicional en sentido de movimiento (+ compresión, - tracción) i N

Selección de las propiedades eléctricas

Seleccione la posición del motor y de la cadena de arrastre

Posición del motor en el eje i

Seleccione la función de seguridad del controlador de motor

Función de seguridad según EN 61800-5-2 i

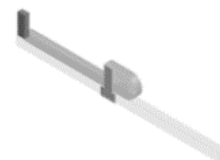
Seleccione la interfaz de bus de campo

Interfaz de bus de campo

Introduzca la tensión de alimentación de la que dispone

CA 1 fase i

CA trifásica i



Resultado del cálculo

Seleccione el sistema apropiado para usted y continúe con la configuración: i

Delimitar soluciones

	Nº	Serie del sistema	Aprovechamiento de la capacidad del sistema	Precisión de repetición (+/-)
<input type="checkbox"/>	1	YXCS	67 %	0.08 mm
<input type="checkbox"/>	2	YXCS	63 %	0.08 mm
<input checked="" type="checkbox"/>	3	YXCS	76 %	0.1 mm
<input type="checkbox"/>	4	YXCS	58 %	0.08 mm
<input type="checkbox"/>	5	YXCS	68 %	0.08 mm

Sistema de un eje YXCS: #3

Módulo de accionamiento	Eje accionado por correa dentada EGC-185
Carrera	1700 mm
Precisión de repetición (+/-)	0.1 mm
Reductor	3:1
Tipo de motor	Servomotor EMME-AS
Posición del motor	Enlaces
Controlador de motor	CMMP-AS-M3
Tensión nominal de fases	Monofásico
Aprovechamiento de la capacidad de carga de la guía	22 %
Carga del actuador	76 %
Carga de ejes	10 %

Configuración del sistema

Motor de Festo

 Motor de Festo

Por favor, tenga en cuenta lo siguiente:

Los datos de rendimiento obtenidos suponen la utilización de motores de Festo.

Tipo de encoder en el motor i Encoder absoluto, vuelta individual v

Freno motor O Sí No

Controlador de motor de Festo

 Controlador de motor de Festo

Por favor, tenga en cuenta lo siguiente:

The calculated performance data assume motor controllers from Festo will be used.

Controlador de motor CMMP-AS-M3

Interfaz de bus de campo Profibus

Línea de control para la conexión de E/S a cualquier unidad de mando i O Sí No

Cable de programación i O Sí No

Paquete de sensores Festo i Paquete de sensores Festo

Salida PNP

Función del elemento de maniobra para ejes eléctricos Contacto normalmente cerrado v

Configuración del sistema

Parte eléctrica

Cables de mínima longitud a partir de la salida de la cadena de arrastre i 5 m v

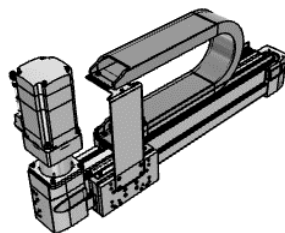
Montaje

Tipo de montaje i O Montaje completo Sin montar

Documentación de usuario impresa Español v

Su solución de manipulación

Un resumen del sistema seleccionado:



Actualizar imagen de vista previa en CAD

ID de su sistema:

C82094

Su siguiente paso:

Enviar consulta

Anexo 93. Tablas de propiedades mecánicas para análisis de uniones no permanentes con tornillos

Tabla 8-1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino*

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_{sp} = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla 8-8

Parámetros de la rigidez de varios materiales
(Fuente: J. Wileman, M. Choudary y I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", en *Trans. ASME, J. Mech. Design*, vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432-437.)

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,			
		GPa	Mpsi	A	B
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

Tabla 8-17

Resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas*

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	1/4 a 1 pulg	18.6 kpsi
	1 1/8 a 1 1/2 pulg	16.3 kpsi
SAE 7	1/4 a 1 1/2 pulg	20.6 kpsi
SAE 8	1/4 a 1 1/2 pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16 a M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6 a M16	140 MPa
ISO 10.9	M5 a M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6 a M36	190 MPa

* Carga axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Anexo 94. Especificaciones de aleación aluminio 6061

-6061- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos	Al
Mínimo	0,40		0,15		0,80	0,04				
Máximo	0,80	0,70	0,40	0,15	1,20	0,35	0,25	0,15	0,05	0,15

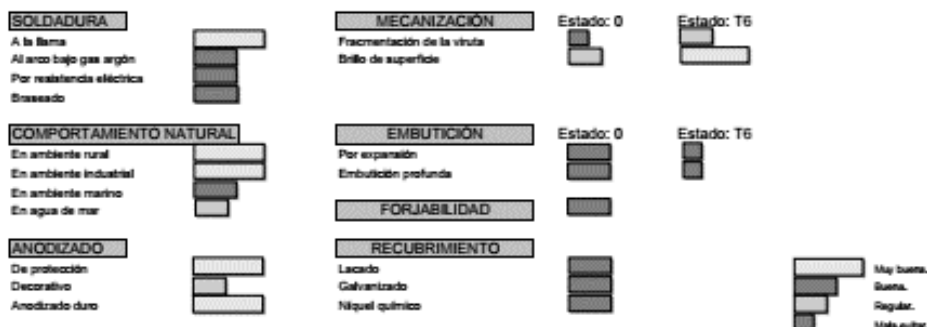
PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Características a la tracción					Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm, N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la corrosión [N/mm ²]	
0	125	55	27	120	85	30
T4	235	140	21	180	150	65
T6	310	270	14	190	190	95

PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁻⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - µΩ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
70,000	2,70	580-650	23,3	T4-155 T6-166	T4-4,3 T6-4,0	T4-40 T6-43	-0,83

APTITUDES TECNOLÓGICAS



RADIOS DE PLEGADO

Estado	0,44x0,8 mm	0,84x1,6 mm	1,64x3,2 mm	3,24x6,4 mm	4,84x9,6 mm	6,44x12,8 mm	10,4x20,8 mm
0	0	0,5	1	1	1	1,5	2
T4	0,5	1	1,5	2,5	3	3,5	4
T6	1,5	2,5	3,5	3,5	4	4,5	5

Multiplicar el coeficiente por el espesor (s) de la chapa

-6061- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LA ALEACIÓN A DIFERENTES TEMPERATURAS

Estado	-195°C			-80°C			-30°C			+25°C			+100°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65
T6	415	325	22	340	290	18	325	285	18	310	275	17	290	260	18

Estado	+150°C			+205°C			+250°C			+315°C			+370°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65
T6	235	215	20	130	105	28	50	34	60	32	19	85	21	12	95

Rm N/mm²; Rp N/mm²; A 5,65 %

Según normas A.A.

TRATAMIENTOS DEL ALUMINIO

Estado	Tratamiento de puesta en solución T°C	Medio de temple	Tratamientos de maduración artificial. Mantenimiento a T° en horas	Maduración natural.
T4	530°C±5 °C	Agua a 40°C máx.		4 días mínimo
T6	530°C±5 °C		(**) 8 horas a 175±5°C ó 6 horas a 180±5°C	

(**) Este tratamiento da mejores características mecánicas y alargamiento.

Intervalo de temperatura de forja: 350° – 500°C

Recocido total: 420°C, con enfriamiento lento hasta 250°C

Recocido contra acritud: 340°C

1 kg / cm² = 9,81 N/mm²; 1N/mm² = 1MPa

APLICACIONES

Se aplica en la industria para la fabricación de moldes, troqueles, maquinaria, herramientas, vehículos, ultraligeros, vagones de ferrocarril, industria naval, piezas de bicicletas, muebles, oleoductos, estructuras de camiones, construcciones navales, puentes, usos civiles y militares, calderería, torres y postes, construcción de calderas, motoras, aplicaciones aeroespaciales, cobertura de rotores de helicópteros, remaches, etc.

OBSERVACIONES

Es una aleación desarrollada para cubrir en características mecánicas el campo entre la 6063 y las aleaciones del grupo AlCu y AlZn. El tiempo entre el temple y la maduración artificial no debe superar las 2 horas. Esta aleación que endurece por tratamiento térmico, tiene una buena aptitud a la soldadura pero pierde casi un 30% de la carga de rotura en la zona soldada.

Anexo 95. Especificaciones de acero inoxidable 304

Tabla 17-8

Propiedades comunes de materiales, bandas metálicas*

Aleación	Esfuerzo de cedencia, kpsi	Módulo de Young, Mpsi	Relación de Poisson
Acero inoxidable 301 o 302	175	28	0.285
BeCu	170	17	0.220
Acero al carbono 1075 o 1095	230	30	0.287
Titanio	150	15	—
Inconel	160	30	0.284

* Datos cortesía de Belt Technologies, Agawam, Mass.

Tabla A-5

* Con frecuencia se presenta.

Constantes físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datto, "Solid Materials," capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura e_f
			Fluencia S_y ¹	Última S_u ¹	A la fractura, σ_f	Coefficiente σ_0			
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) ¹	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) ¹	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) ¹	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) ¹	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) ¹	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) ¹	1410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) ¹	1270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) ¹	600 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) ¹	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) ¹	882 (128)	0.13	0.18	

* Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

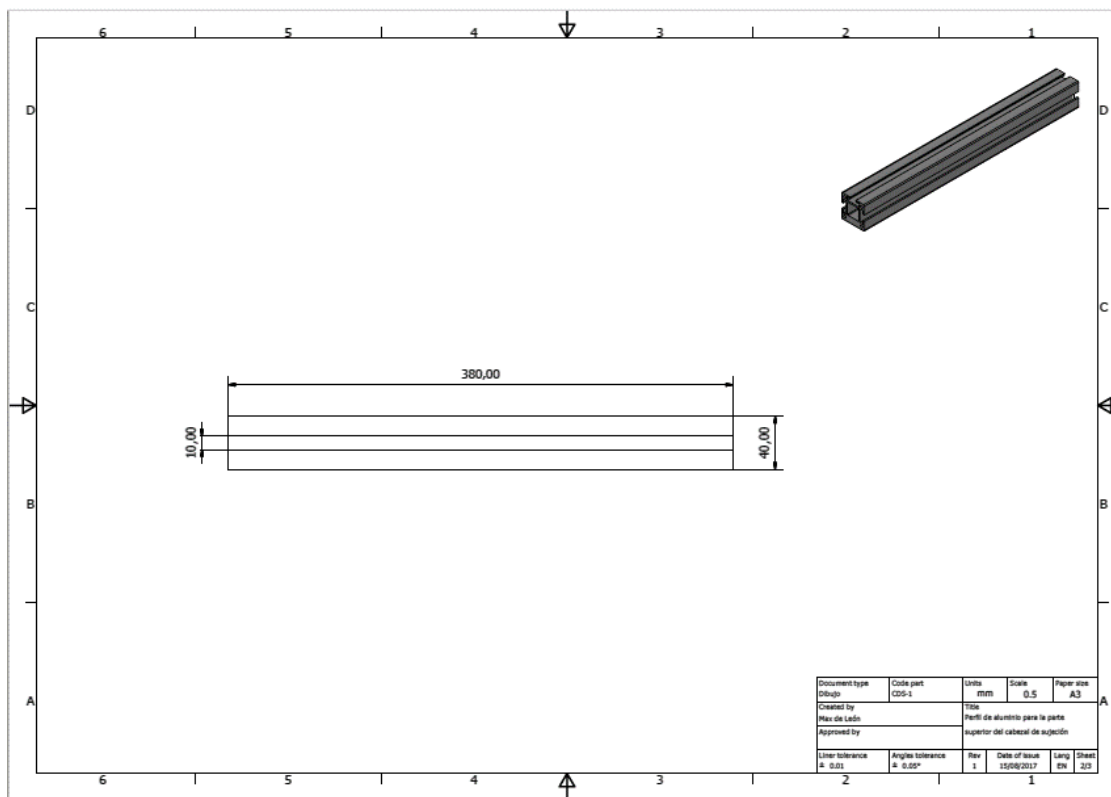
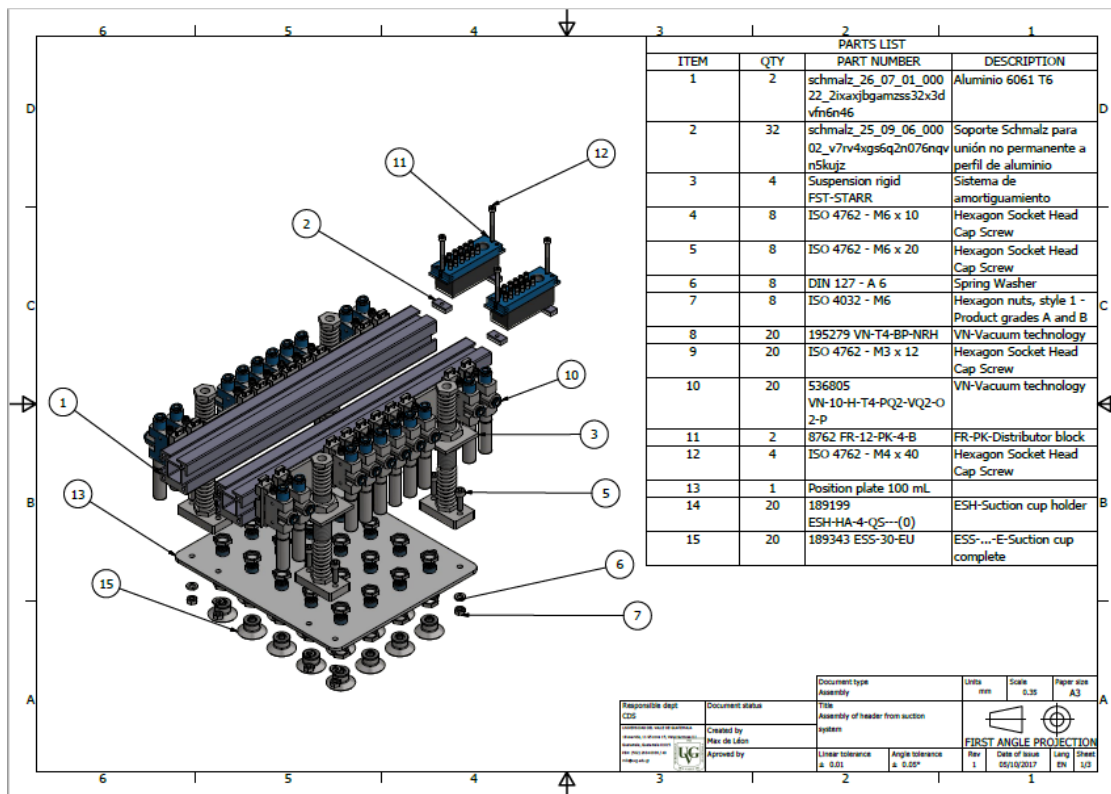
¹ Valor derivado.

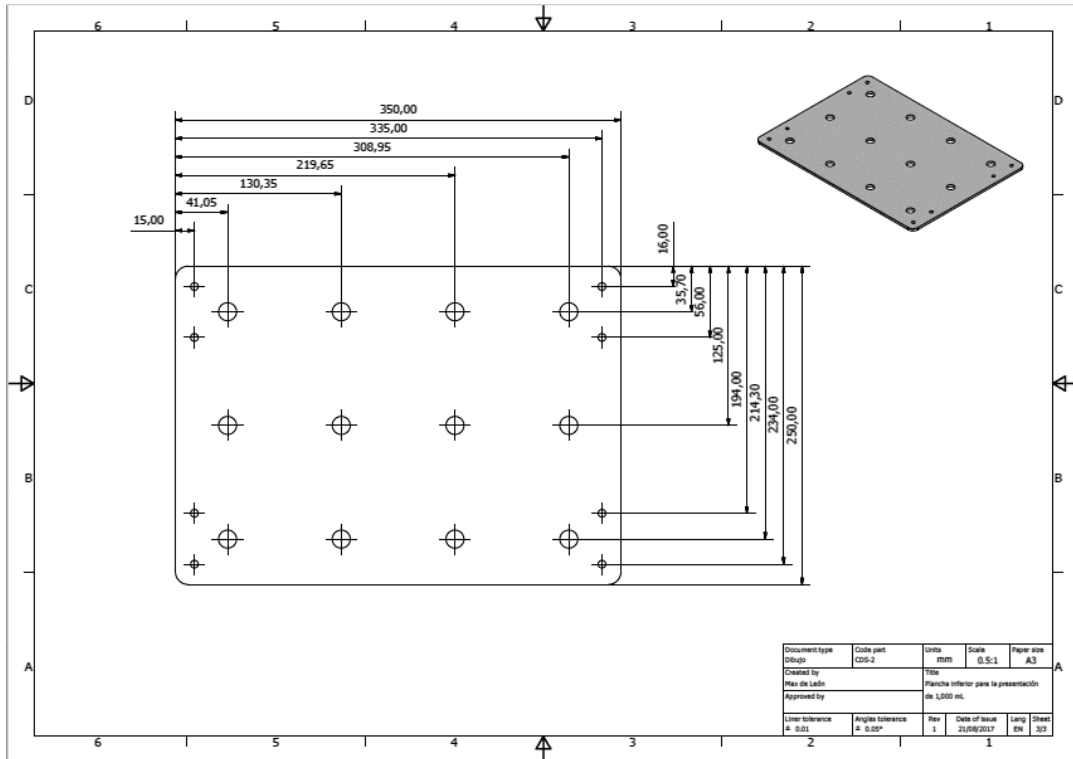
Anexo 96. Suspensión rígida Schmalz

Suspension rigid
FST-STARR

- Spring plunger with two damping springs and special slide bearings for handling workpieces with differences in height (e.g. curved sheet metal or wooden parts)
- Handling very sensitive components without additional control requirements (e.g. glass sheets), it ensures the workpieces are set down gently
- Handling very warped and naturally growing materials (e.g. dried wood) without additional technical control requirements
- Use under harsh conditions
- Highly dynamic handling tasks with short cycle times

Anexo 97. Planos del Sistema de sujeción de envases





Anexo 98. Pines de conexión motor EMMS-AS

Pin allocation
 Sizes 40, 55
 Motor, output

2	1
3	PE

6	5
4	3
2	1

6	5
4	3
2	1

6	5
4	3
2	1

PIN	Function
1	Phase V
2	Phase W
3	Phase U
PE	PE (protective earth)

PIN	Function
1	DATA
2	DATA/
3	0 V
4	UP
5	CLOCK
6	CLOCK/

PIN	Function
1	-SENS
2	+SENS
3	-
4	-
5	-
6	-

PIN	Function
1	Temperature sensor M _T +
2	Temperature sensor M _T -
3	Holding brake BR+
4	Holding brake BR-
5	-
6	-

Sizes 70, 100, 140
 Motor

0	3
C	+
B	+
A	+
+	1
+	PE

8	2
3	1
4	7
5	6

PIN	Function
1	Phase U
PE	PE (protective earth)
3	Phase W
4	Phase V
A	Temperature sensor M _T +
B	Temperature sensor M _T -
C	Holding brake BR+
D	Holding brake BR-

PIN	Function
1	-SENS
2	+SENS
3	DATA
4	DATA/
5	0 V
6	CLOCK/
7	CLOCK
8	UP

Anexo 99. Manual de usuario controlador CMMP-AS de la marca FESTO

CMMP-AS-...-M3



Descripción resumida 8049671
1511b

Original: de

Controlador del motor CMMP-AS-...-M3 Español

1 Seguridad y requerimientos para el uso del producto

1.1 Seguras Indicaciones de seguridad para puesta a punto, reparación y puesta fuera de funcionamiento



Advertencia

Peligro de descarga eléctrica.

- En módulos o placas ciegas no montados en las posiciones de enchufe Ext1 ... Ext3.
- En cables no montados en los conectores [X6] y [X9].
- Al desconectar cables de conexión bajo tensión.

El contacto con piezas bajo tensión causa lesiones graves y puede causar la muerte.

El producto solo puede hacerse funcionar cuando esté completamente montado y se hayan iniciado todas las medidas de seguridad.

Por razones de seguridad, es imprescindible conectar todos los conductores de protección a tierra PE antes de la puesta en marcha. La conexión PE de la red es conducida a los puntos de conexión PE (pared posterior del dispositivo y [X9] del . Observe que las conexiones a tierra entre los dispositivos y la placa de montaje tengan la mayor superficie posible para que desvíen correctamente las interferencias de alta frecuencia (HF).

Antes de tocar piezas bajo tensión durante trabajos de mantenimiento, reparación y limpieza así como durante interrupciones prolongadas de funcionamiento:

1. Dejar sin tensión el equipo eléctrico mediante el interruptor principal y asegurarlo contra reconexiones.
2. Tras la desconexión se debe esperar 5 minutos de tiempo de descarga y comprobar que no hay tensión antes de acceder al controlador.

→ Las funciones de seguridad generales no protegen de las descargas eléctricas, sino exclusivamente de los movimientos peligrosos.



Importante

Peligro a causa de movimientos inesperados del motor o del eje.

- Asegúrese de que el movimiento no supone un peligro para las personas.
- Realice una evaluación de riesgos según la directiva de máquinas.
- En base a dicha evaluación, proyecte el sistema de seguridad para toda la máquina, incluyendo todos los componentes integrados. Entre ellos se cuentan también los accionamientos eléctricos.
- No está permitido puentear dispositivos de seguridad.

Protección mediante tensión baja de protección (PELV) contra descarga eléctrica



Advertencia

- Utilice exclusivamente fuentes de alimentación que garanticen una desconexión electrónica segura de la tensión de funcionamiento conforme a la IEC/EN 60204-1. Preste también atención a las exigencias generales para circuitos PELV de conformidad con IEC/EN 60204-1.
- Utilice exclusivamente fuentes de alimentación que garanticen una separación eléctrica segura de la tensión de funcionamiento conforme a la norma IEC/EN 60204-1.

Utilizando fuentes de alimentación PELV, se garantiza la protección contra posibles descargas eléctricas (protección contra contacto directo e indirecto) según la norma IEC/EN 60204-1 (Equipamiento eléctrico de máquinas, Requisitos generales).

Uso previsto

El CMMP-AS-...-M3 sirve para

- el uso en armarios de maniobra para la alimentación de servomotores AC y la regulación de pares (corriente), número de revoluciones y posición.

El CMMP-AS-...-M3 ha sido diseñado para ser instalado en máquinas o instalaciones automatizadas y utilizado de la siguiente manera:

- en perfecto estado técnico,
- en su estado original, sin modificaciones hechas por el usuario,
- dentro de los límites definidos en las especificaciones técnicas del producto (→ Capítulo 8),
- en el sector industrial.



Importante

En caso de daños surgidos por manipulaciones no autorizadas o usos no previstos expirarán los derechos de garantía y de responsabilidad por parte del fabricante.

1.2 Requerimientos para el uso del producto

• Ponga esta documentación a disposición del constructor, del personal de montaje y del personal encargado de la puesta a punto de la máquina o instalación en la que se utiliza este producto.

• Deben observarse en todo momento las indicaciones de esta documentación. Tenga en cuenta asimismo la documentación del resto de los componentes y módulos.

- Observe las reglamentaciones legales específicas del lugar de destino así como:
 - las directrices y normas,
 - las reglamentaciones de las organizaciones de inspección y empresas aseguradoras,
 - la normativa nacional vigente.

Requerimientos técnicos

Indicaciones generales a tener en cuenta siempre para garantizar un uso del producto seguro y conforme a lo previsto:

- Observe las condiciones del entorno y de conexión del producto determinadas en las especificaciones técnicas (→ Capítulo 8) así como de todos los componentes conectados. Solo si se observan los límites máximos de cargas puede hacerse funcionar este producto conforme a las directivas de seguridad pertinentes.
- Observe las instrucciones y advertencias de esta documentación.

Cualificaciones del personal técnico (requisitos que debe cumplir el personal)

El producto solo debe ser puesto en funcionamiento por una persona con formación electrotécnica que esté familiarizada con:

- a instalación y el funcionamiento de sistemas de mando eléctricos,
- las directivas vigentes para la operación de instalaciones de seguridad,
- las directivas vigentes para la prevención de accidentes y seguridad laboral y
- la documentación del producto.

Aplicaciones y certificaciones

Los estándares y valores de prueba que el producto respeta y cumple figuran en las "Especificaciones técnicas" (→ Capítulo 8). La directiva EU correspondiente al producto puede hallarse en la declaración de conformidad → www.festo.com/sp

2.1 Identificación del producto, versiones

→ La presente documentación se refiere a las siguientes versiones:

- Controlador del motor CMMP-AS-...-M3, a partir de Rev 01

2.2 Documentación técnica

→ Hallará la documentación completa del controlador del motor CMMP-AS-...-M3

en formato PDF en el CD suministrado con el controlador del motor o en

→ www.festo.com/sp:

Documentación del usuario del controlador de motor CMMP-AS-...-M3	
Nombre, tipo	Índice
Descripción del hardware, GDOP-CMMP-M3-HW-...	Montaje e instalación para todas las variantes/clases de potencia (de 1 fase y de 3 fases), asignación de clavijas, mensajes de error, mantenimiento.
Descripción de las funciones, GDOP-CMMP-M3-FW-...	Puesta a punto con FCT + Descripción del funcionamiento (firmware), Resumen FHP, bus de campo, técnica de seguridad.
Descripción de FHP, GDOP-CMMP-M3-C-HP-...	Control y parametrización del controlador del motor mediante el perfil Festo FHP con los siguientes buses de campo: CANopen, PROFIBUS, Devicenet, EtherCAT.
Descripción de CIA 402 (DS 402), GDOP-CMMP-M3-C-CD-...	Control y parametrización del controlador del motor mediante el perfil de dispositivo CIA 402 (DS 402) con los siguientes buses de campo: CANopen und EtherCAT.
Descripción de CAN-Editor, P&E-CMMP-CAN-SW-...	Funcionalidad de disco de leva (CAM) del controlador del motor.
Descripción del módulo de seguridad, GDOP-CAMC-G-S1-...	Técnica de seguridad funcional para el controlador del motor con la función de seguridad S10.
Descripción del módulo de seguridad, GDOP-CAMC-G-S3-...	Técnica de seguridad funcional para el controlador del motor con las funciones de seguridad S10, S51, S52, S05, SBC, SLS, SSR, SSM.
Ayuda del plugin CMMP-AS para FCT	Interfaz y funciones del plugin CMMP-AS para Festo Configuration Tool → www.festo.com/sp

2.3 Vista del aparato

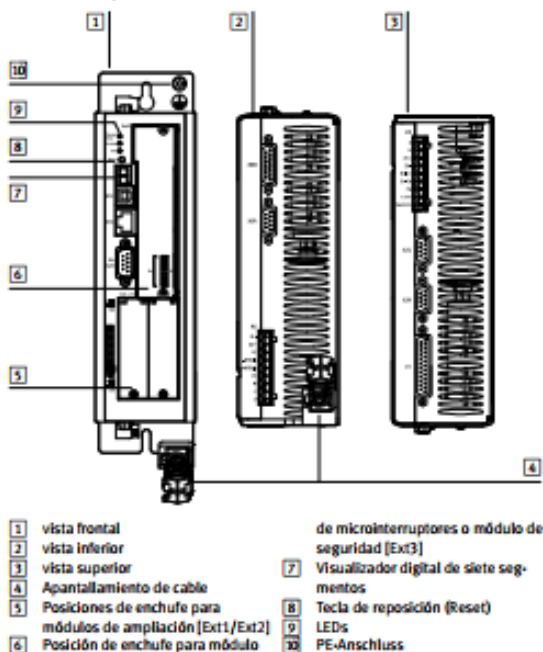


Fig. 1 Controlador del motor CMMP-AS-...-M3 (ejemplo CMMP-AS-...-C2-3A-M3)

3.1 Nota importante

→ **Importante**

El montaje debe realizarse cuidadosamente. Asegúrese de que ni durante el montaje ni durante el posterior funcionamiento caiga polvo metálico o piezas de montaje (tornillos, tuercas, segmentos de conductos) en el controlador del motor.

→ **Importante**

- Usar el controlador de motor únicamente como aparato para ser montado en el armario de maniobra.
- Posición de montaje vertical con la fuente de alimentación [X9] hacia arriba.
- Montar en la placa de montaje con ayuda de la lengüeta de sujeción.
- Espacios libres para el montaje: Para que el aparato disponga de la ventilación suficiente, debe mantenerse por encima y por debajo del aparato una distancia de 100 mm por cada lado con respecto a otros módulos.
- Para un cableado óptimo del cable del motor o del encoder se recomienda dejar en la parte inferior del aparato un espacio libre para el montaje de 150 mm.
- Los controladores de motor están diseñados de tal forma que, si se utilizan conforme al uso previsto y se instalan debidamente, se pueden conectar alineados directamente en una placa de montaje disipadora del calor. Un calentamiento excesivo puede provocar un envejecimiento prematuro y/o daños en el aparato. En caso de someter al aparato a unas condiciones térmicas más exigentes, (→ Descripción del hardware) se recomienda mantener una distancia de montaje.

3.2 Montaje

→ Durante los trabajos de montaje e instalación, observe siempre las indicaciones de seguridad → Capítulo 1.

→ **Importante**

Daños de la interfaz o del controlador de motor a causa de una manipulación inadecuada.

- Vor Montage- und Installationsarbeiten Versorgungsspannungen ausschalten. Vuelva a conectar las tensiones de alimentación solo cuando los trabajos de montaje e instalación se hayan finalizado por completo.
- ¡Nunca desenchufe ni enchufe módulos ni interfaces mientras haya tensión!
- Observe las normas sobre manipulación de elementos sensibles a las descargas electrostáticas. No toque la pletina ni los pins de la regleta de bornes del controlador del motor. Toque la interfaz únicamente por la placa frontal o el borde de la pletina.

Módulo en posición de enchufe Ext3

Los controladores del motor CMMP-AS-...-M3 se suministran sin módulo en la posición de enchufe Ext3, la posición de enchufe está cubierta con una lámina.

→ Para el funcionamiento del controlador del motor es necesario montar un módulo adecuado en la posición de enchufe Ext3:

- Módulo de microinterruptores CAMC-DS-M1 o
- Módulo de seguridad CAMC-G-5...

Interruptor DIP

El estado de los interruptores DIP en los módulos enchufables (posición de enchufe Ext3) se lee al poner en marcha la tensión de mando o en caso de reposición (RESET). Las modificaciones de la posición del interruptor durante el funcionamiento las realiza el controlador del motor después de la próxima puesta en marcha o reposición (RESET).

→ El significado del ajuste del interruptor DIP depende de la interfaz de control utilizada → Descripción del hardware.

Interfaz en posición de enchufe Ext1/Ext2 (opcional)

→ A través de interfaces en las posiciones de enchufe Ext1/Ext2 el controlador del motor puede ampliarse con I/Os digitales y/o interfaces de bus de campo → Descripción del hardware.

Montaje del controlador del motor

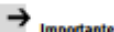
→ El controlador del motor CMMP-AS-...-M3 dispone de lengüetas de sujeción en la parte superior y en la parte inferior del aparato. Con ellas se fija el controlador de motor en posición vertical en una placa de montaje. Las lengüetas de sujeción forman parte del disipador de calor, por lo que se dispone del mejor paso de calor posible a la placa de montaje → Descripción del hardware.

Para fijar el controlador del motor CMMP-AS-...-M3 utilice tornillos del tamaño M5.

4 Instalación eléctrica

4.1 Asignación de conectores enchufables

La conexión del controlador del motor CMMP-AS-...M3 a las tensiones de alimentación, al motor, a la resistencia de frenado externa y al freno de sostenimiento se realiza según → Descripción del hardware.



Importante

En caso de invertirse la polaridad de las conexiones de la tensión de funcionamiento, de una tensión de funcionamiento demasiado alta o de haberse intercambiado las conexiones de la tensión de funcionamiento y del motor, el controlador de motor CMMP-AS-...M3 puede sufrir daños.

Resumen de conexiones

Conexión	Descripción
[X1]	Comunicación I/O
[X2A]	Resolver
[X2B]	Encoder
[X6]	CAN-Bus
[X6]	Motor
[X9]	Fuente de alimentación
[X10]	Entrada de encoder incremental
[X11]	Salida de encoder incremental
[X18]	Interfaz Ethernet ¹⁾
[X19]	Interfaz USB ²⁾

1) Conexión del PC para la puesta a punto.

→ El apantallamiento del cable del motor debe colocarse además en el borne de apantallamiento del controlador de motor. Observe las indicaciones para una instalación segura y conforme a la EMC → Descripción del hardware.

Hallará las asignaciones de contacto más importantes en etiquetas adhesivas incluidas en el suministro.

5 Puesta en funcionamiento

→ Hallará más información sobre la puesta a punto en la correspondiente documentación del controlador de motor → sección 2.2. En las secciones siguientes hallará un resumen de las conexiones y de la supervisión de la disponibilidad para funcionar.

conectar el motor

1. Inserte el conector del cable del motor en el zócalo correspondiente y aprétielo.
2. Inserte el conector PHOENIX en el casquillo [X6] del aparato.
3. Emborne la conexión de apantallamiento de cable en el borne de blindaje (no adecuado como alivio de tracción).
4. Inserte el conector del cable del encoder en el zócalo de la salida del transmisor en el motor y aprétielo.
5. Inserte el conector D-SUB en el casquillo [X2A] del Resolver o [X2B] del codificador del aparato y apriete los tornillos de bloqueo.
6. Compruebe de nuevo todos los racores rápidos.

Conexión de la alimentación de corriente

1. Asegúrese de que la alimentación de corriente esté desconectada.
2. Inserte el conector PHOENIX en el zócalo [X9] del controlador del motor.
3. Conecte el cable PE de la red al casquillo de toma a tierra PE.
4. Conecte las conexiones de 24 V con una unidad de alimentación apropiada.
5. Establezca las conexiones de alimentación de la red.
6. Compruebe de nuevo todos los racores rápidos.

Conexión del PC

1. Para la puesta a punto necesitará el FCT con el plugin CMMP-AS que se encuentra en el CD suministrado junto con el controlador de motor o bien en → www.festo.com/sp.
Instalación: ejecute el archivo "Start.exe"; para la instalación del FCT se necesitan derechos de administrados (véase el archivo readme.txt).
2. Conectar el PC al controlador de motor mediante USB o Ethernet → Descripción del hardware.

Comprobación de disponibilidad para funcionar

1. Asegúrese de que la habilitación del regulador esté desconectada (habilitación del regulador: DIN 5 en [X1]).
2. Conecte la alimentación de tensión de todos los aparatos. El LED READY de la parte frontal del aparato debería lucir ahora.
→ Si el LED Ready aún no está encendido, hay algún fallo. Si el visualizador de siete segmentos muestra una "E" seguida de una secuencia de números, se trata de un mensaje de error cuya causa debe subsanarse → Descripción del hardware.

Si no se enciende ningún indicador

1. Desconecte la alimentación de corriente.
2. Espere 5 minutos para que pueda descargarse el circuito intermedio.
3. Compruebe todos los cables de conexión.
4. Compruebe la disponibilidad para funcionar de la alimentación de corriente de 24 V.
5. Conecte de nuevo la alimentación de corriente.
6. Si todavía no se enciende ningún indicador → aparato defectuoso

6 Funciones de servicio y mensajes de diagnóstico

6.1 Elementos de mando e indicación

El controlador de motor CMMP-AS-...M3 posee en la cara frontal dos LED y un visualizador digital de siete segmentos para indicar los estados operativos.

Componente	Función	
Visualizador de siete segmentos	Indicación del modo operacional y, en caso de error, un número de error codificado → 6.2 Visualizador de siete segmentos	
LED1	Encendido en verde	en disposición de funcionamiento
	Encendido en rojo	Error
LED2	Encendido en verde	desbloqueo del regulador
LED3	Encendido en amarillo	Indicación del estado bus CAN
Botón de RESET	Reinicio de hardware	

6.2 Visualizador de siete segmentos

En la siguiente tabla se explica el significado de los iconos mostrados:

Indicador	Significado
	En el modo de funcionamiento de regulación de la velocidad se indican los segmentos externos "en rotación". La indicación depende de la posición real o de la velocidad actuales. Estando la liberación del regulador activa, la barra central también está activa.
	El controlador de motor CMMP-AS-...M3 todavía se debe parametrizar. (Visualizador de siete segmentos = "9A")
	Funcionamiento regulado por el par de giro. (Visualizador de siete segmentos = "7")
	"11": (solo si se utiliza un dispositivo de seguridad) se ejecuta una función de seguridad → Descripción del módulo de seguridad.
	"1": señaliza que se está cargando un firmware en la memoria flash.
	"7": Bootloader activo
	"4": señaliza que se está cargando un conjunto de parámetros de la tarjeta SD al controlador.
P xxx	Posicionamiento ("xxx" corresponde al número de posición) Las cifras se muestran una después de la otra.
PE x	Recorrido de referencia "x" corresponde a la fase correspondiente del recorrido de referencia (0: fase de búsqueda; 1: fase lenta; 2: desplazamiento a posición con). Las cifras se muestran una después de la otra.
E xy	Mensaje de error con índice principal "x" y subíndice "y"
-xy-	Mensaje de advertencia con índice principal "x" y subíndice "y". Una advertencia se muestra como mínimo dos veces en el visualizador de siete segmentos.

6.3 Mensajes de diagnóstico

Cuando se produce un error, el controlador de motor CMMP-AS-...M3 muestra cíclicamente un mensaje de diagnóstico en el visualizador de siete segmentos del controlador de motor CMMP-AS-...M3. Un mensaje de error se compone de una E (para Error), un índice principal y un subíndice como, p. ej.: E 0 1 0. Las advertencias tienen el mismo número que un mensaje de error. Para diferenciarlas de estos, en las advertencias aparece un guión antes y después del número, p. ej.: - 1 7 0 -. La siguiente tabla indica el significado y las medidas a tomar ante los distintos grupos de mensajes. Hallará la lista completa con todos los mensajes en la → Descripción del hardware.

7 Reparación y eliminación

→ No está permitido realizar reparaciones en el controlador de motor. Si es necesario, cambie el controlador de motor.

8 Datos técnicos

Informaciones generales

CMSP-AS-	C3-3A-M3	C5-3A-M3	C5-11A-P3-M3 C10-11A-P3-M3	C15-11A-P3-M3
Dimensiones y peso				
Dimensiones (alto x ancho x fondo) ¹⁾	302x66x207	227x66x207	252x79x247	
Dimensiones de la placa de montaje	246x61		297x75	
Peso [kg]	2,3	2,2	3,5	
Homologaciones				
Símbolo CE (consultar declaración de conformidad)	Según directiva UE de baja tensión Según directiva CEM de la UE Según directiva UE de máquinas			

1) Sin cables, tornillos de apertado ni cables de tierra.

Condiciones de funcionamiento y del entorno

CMSP-AS-	C3-3A-M3	C5-3A-M3	C5-11A-P3-M3 C10-11A-P3-M3	C15-11A-P3-M3
Informaciones generales				
Altura de montaje (sobre el nivel del mar) permitida				
con potencia nominal	1000			
con reducción de potencia ¹⁾	1000 ... 2000 (máx.)			
Humedad del ambiente	0 ... 90 (sin condensación)			
Tipo de protección	IP20 (sin conectores enchufados en 3A y 3P) IP10 (sin conector enchufado en 3A o 3P)			
Grado de ensuciamiento	2			
Transporte y almacenamiento				
Margen de temperatura	-25 ... +70			
Funcionamiento				
Temperatura de funcionamiento	0 ... +10			
Temperatura de funcionamiento con reducción de potencia 2,5 % por K	+10 ... +10			
Temperatura de desconexión (disipador de calor sin salida de potencia)	100	80	80	85

1) Por encima de 1.000 m sobre el nivel del mar con una reducción de potencia del 1 % cada 100 m

Fuente de alimentación [X9]

CMSP-AS-	C3-3A-M3	C5-3A-M3	C5-11A-P3-M3 C10-11A-P3-M3	C15-11A-P3-M3
Alimentación de la parte lógica				
Tensión nominal [V DC]	24 ±10 %			
Corriente nominal ¹⁾ [A]	0,55	0,65	1	
Corriente máxima para freno de funcionamiento ²⁾ [A]	1		2	
Alimentación de carga				
Número de fases	1		3	
Margen de tensión [V AC]	100 ... 230 ±10 %		230 ... 690 ±10 %	
Frecuencia de la red [Hz]	50 ... 60			
Alimentación DC alternativa [V DC]	60 ... 360		60 ... 700	

1) Múltiple consumo de corriente de un posible freno de funcionamiento y de I/O.

2) Con consumo de corriente más elevada → Descripción del hardware

Interface I/O [X1]

Tipo	Valores		Observación
Entradas/Salidas digitales			
Entradas DIN5 ... Din9	Tensión de entrada [V]	24	High active, según EN 61131-2
	Margen de tensión [V]	8 ... 30	
Salidas DOU1 ó ... DOU3	Tensión de salida [V]	24	High active, con separación galvánica
	Margen de tensión ¹⁾ [V]	8 ... 30	
+24 V	Tensión de salida [V]	24	
	Corriente máxima de salida [mA]	100	
0V/0V	Tensión [V]	0	Potencial de referencia para I/Os digitales

1) Si se utiliza como entrada digital (configuración con FCT)

Interface I/O [X1]

Tipo	Valores		Observación
Entradas/Salidas analógicas			
AI00 AI000	Margen de entrada [V]	±10 diferencial	
	Resolución [Bit]	16	
	Tiempo de retardo [µs]	±250	
	Tensión máx. de entrada [V]	30	
AI11 ¹⁾	Tensión [V]	±10 de un solo extremo	
	Resolución [Bit]	10	
	Tiempo de retardo [µs]	±250	
AI24	Margen de entrada [V]	±10 de un solo extremo	
	Resolución [Bit]	10	
	Tiempo de retardo [µs]	±250	
AO00, AO001	Margen de salida [V]	±10	
	Resolución [Bit]	9	
	Frecuencia límite [kHz]	1	
AGND	Tensión [V]	0	Potencial de referencia
+VREF	Margen de salida [V]	0 ... 10	Salida de referencia para parametrizado de valor nominal

1) Esta entrada también se puede parametrizar opcionalmente como entrada digital con un umbral de conmutación de 0 V (parametrización con FCT).

Encoders compatible [X2A]/[X2B]

Tipo de encoder	Protocolo	control
Resolver	—	[X2A]
Encoder digital	Incremental	[X2B]
Encoder analógico	—	[X2B]
Encoder EnDat	EnDat 2.1 (S1/S2), EnDat 2.2 (S2)	[X2B]
Encoder HiperFACE	HiperFACE	[X2B]

Detalles → Descripción del hardware

Conexión del motor [X6]

CMSP-AS-	C3-3A-M3 ¹⁾	C5-3A-M3 ¹⁾	C5-11A-P3-M3 ²⁾	C10-11A-P3-M3 ²⁾	C15-11A-P3-M3 ²⁾
Tensión [VAC]	0 ... 230		0 ... 690		
Potencia nominal [kW]	0,5	1	3	6	9
Max. Leistung für S Solución [kW]	1	2	6	12	18

1) Datos para el funcionamiento en 50/60 Hz (±10 %), 50 ... 60 Hz

2) Datos para el funcionamiento en 3x400 VAC (±10 %), 50 Hz

→ Todas las especificaciones técnicas disponibles → Descripción del hardware.

Anexo 100. Conexión de controlador de motor Sistema Gantry CMMP-AS-...-M3

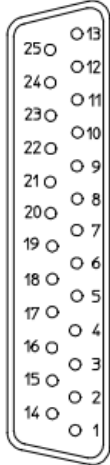
4.2 Connection: I/O communication [X1]

4.2.1 Plug [X1]:

Motor controller	Design on the device	Counterplug
CMMP-AS-...-M3	D-SUB plug, 25-pin, socket	Sub-D plug, 25-pin, pins

Tab. 4.2 Plug design [X1]

4.2.2 Pin assignments [X1]

[X1]	Pin no.	Designation	Specification
	13	DOUT3	Output freely programmable
	25	DOUT2	Output freely programmable
	12	DOUT1	Output freely programmable
	24	DOUT0	Operation status output
	11	DIN9	High-speed input
	23	DIN8	Start positioning task input
	10	DIN7	Limit switch 1 input (blocks $n < 0$)
	22	DIN6	Limit switch 0 input (blocks $n > 0$)
	9	DIN5	Controller enable input
	21	DIN4	End stage enable
	8	DIN3	Target selection positioning Bit3
	20	DIN2	Target selection positioning Bit2
	7	DIN1	Target selection positioning Bit1
	19	DIN0	Target selection positioning Bit0
	6	GND24	Reference potential for digital I/Os
	18	+24 V	24 V output
	5	AMON1	Analogue monitor output 1
	17	AMON0	Analogue monitor output 0
	4	+VREF	Reference output for setpoint potentiometer
	16	AIN2	Setpoint inputs 1 and 2, single ended, maximum 30 V input voltage
	3	AIN1	Setpoint inputs 1 and 2, single ended, maximum 30 V input voltage
	15	#AIN0	Setpoint input 0, differential, maximum 30 V input voltage
	2	AIN0	Setpoint input 0, differential, maximum 30 V input voltage
	14	OGND	Reference potential for analogue signals
	1	OGND	Screening for analogue signals, AGND

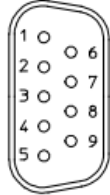
4.3 Connection: resolver [X2A]

4.3.1 Plug [X2A]

Motor controller	Design on the device	Counterplug
CMMP-AS-...-M3	D-SUB plug, 9-pin, socket	Sub-D plug, 9-pin, pins

Tab. 4.4 Plug design [X2A]

4.3.2 Pin assignment [X2A]

[X2A]	Pin no.	Designation	Value	Specification
	1	S2	$3.5 V_{eff}$ 5-10 kHz	SINE tracking signal, differential
	6	S4	$R_i > 5 k\Omega$	
	2	S1	$3.5 V_{eff}$ 5-10 kHz	COSINE tracking signal, differential
	7	S3	$R_i > 5 k\Omega$	
	3	OGND	0 V	Screening for signal pairs (inner screening)
	8	MT-	GND	Reference potential for temperature sensor
	4	R1	$7 V_{eff}$ 5-10 kHz $I_A \leq 150 mA_{eff}$	Carrier signal for resolver
	9	R2	GND	
	5	MT+	+3.3 V $R_i = 2 k\Omega$	Temperature sensor, motor temperature, N/C contact, PTC, KTY ...

4.7 Connection: voltage supply [X9]

The motor controller CMMP-AS-...-M3 also receives its 24 VDC power supply for the control electronics via plug connector [X9].

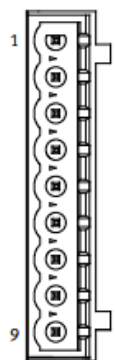
The main power supply for the motor controllers CMMP-AS-...-3A-M3 is 1-phase and for the motor controllers CMMP-AS-...-11A-P3-M3 3-phase.

4.7.1 Plug

Motor controller	Design on the device	Counterplug	Code
CMMP-AS-C2-3A-M3	PHOENIX Contact	PHOENIX Contact	PIN9 (GND24V)
CMMP-AS-C5-3A-M3	MSTBA 2,5/9-G-5,08-BK	MSTB 2,5/9-ST-5,08-BK	
CMMP-AS-C5-11A-P3-M3	PHOENIX	PHOENIX	-
CMMP-AS-C10-11A-P3-M3	Power-COMBICON PC 4 HV/11-G-7,62-BK	Power-COMBICON PC 4 HV/11-ST-7,62-BK	

Tab. 4.14 Plug design [X9]

4.7.2 Pin allocation [X9] – 1-phase

[X9]	Pin no.	Designation	Value	Specification
	1	L	100 ... 230 VAC	Mains phase
	2	N	±10% 50 ... 60 Hz	Mains neutral conductor (reference potential)
	3	ZK+	< 440 VDC	Alternative supply: Positive intermediate circuit voltage
	4	ZK-	GND_ZK	Alternative supply: Negative intermediate circuit voltage
	5	BR-INT	< 460 VDC	Internal braking resistor connection (bridge after BR-CH when using the internal resistor).
	6	BR-CH	< 460 VDC	Brake chopper connection for – internal braking resistor toward BR-INT – or – – external braking resistor against ZK+
	7	PE	PE	Connection of protective earth conductor from the mains grid
	8	+24 V	+24 VDC	Supply for control section, holding brake and I/O
	9	GND24 V	GND24 VDC	0 V supply reference potential

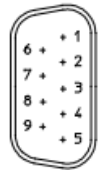
4.5 Connection: CAN bus [X4]

4.5.1 Plug [X4]

Motor controller	Design on the device	Counterplug
CMMP-AS-...-M3	D-SUB plug, 9-pin, pin	D-SUB plug, 9-pin, socket

Tab. 4.10 Plug design [X4]

4.5.2 Pin assignment [X4]

[X4]	Pin no.	Designation	Value	Description
	1	-	-	Unused
	6	CAN-GND	-	Galvanically connected to GND in the motor controller
	2	CAN-L	-	Negative CAN signal (dominant low)
	7	CAN-H	-	Positive CAN signal (dominant high)
	3	CAN-GND	-	Galvanically connected to GND in the motor controller
	8	-	-	Unused
	4	-	-	Unused
	9	-	-	Unused
	5	CAN shield	-	Screening

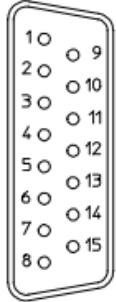
4.4 Connection: encoder [X2B]

4.4.1 Plug [X2B]

Motor controller	Design on the device	Counterplug
CMMP-AS-...-M3	D-SUB plug, 15-pin, socket	D-SUB plug, 15-pin, pins

Tab. 4.6 Plug design [X2B]

4.4.2 Pin assignment [X2B]

[X2B]	Pin no.	Designation	Value	Specification
	1	MT+	+3.3 V $R_i = 2 \text{ k}\Omega$	Temperature sensor, motor temperature, N/C contact, PTC, KTY ...
	9	U_SENS+	5 V ... 12 V	Sensor cable for the encoder supply
	2	U_SENS-	$R_i \approx 1 \text{ k}\Omega$	
	10	US	5 V/12 V $\pm 10\%$ $I_{\text{max}} = 300 \text{ mA}$	Operating voltage for high-resolution incremental encoder
	3	GND	0 V	Reference potential of encoder power supply and motor temperature sensor
	11	R	0.2 V_{SS} ... 0.8 V_{SS}	Zero impulse tracking signal (differential) from high-resolution incremental encoder
	4	R#	$R_i \approx 120 \Omega$	
	12	COS_Z1 ¹⁾	1 V_{SS}	COSINE commutation signal (differential) from high-resolution increment generator
	5	COS_Z1# ¹⁾	$R_i \approx 120 \Omega$	
	13	SIN_Z1 ¹⁾	1 V_{SS}	SINE commutation signal (differential) from high-resolution incremental encoder
	6	SIN_Z1# ¹⁾	$R_i \approx 120 \Omega$	
	14	COS_Z0 ¹⁾	1 $V_{SS} \pm 10\%$	COSINE tracking signal (differential) from high-resolution incremental encoder
	7	COS_Z0# ¹⁾	$R_i \approx 120 \Omega$	
	15	SIN_Z0 ¹⁾	1 $V_{SS} \pm 10\%$	SINE tracking signal (differential) from high-resolution incremental encoder
	8	SIN_Z0# ¹⁾	$R_i \approx 120 \Omega$	

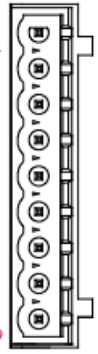
4.6 Connection: motor [X6]

4.6.1 Plug [X6]

Motor controller	Design on the device	Counterplug	Code
CMMP-AS-C2-3A-M3	PHOENIX Contact	PHOENIX Contact	PIN1 (BR-)
CMMP-AS-C5-3A-M3	MSTBA 2.5/9-G-5.08 BK	MSTB 2.5/9-ST-5.08 BK	
CMMP-AS-C5-11A-P3-M3	PHOENIX Power-Combicon	PHOENIX Power-Combicon	
CMMP-AS-C10-11A-P3-M3	PC 4/9-G-7,62 BK	PC 4 HV/9-G-7,62 BK	

Tab. 4.12 Plug design [X6]

4.6.2 Pin assignment [X6]

[X6] ¹⁾	Pin no.	Designation	Value	Specification
	1	BR-	0 V brake	Holding brake (motor), signal level dependent on switching status, high-side/low-side switch
	2	BR+	24 V brake	
	3	PE	PE	Cable shield for the holding brake and the temperature sensor (with Festo cables: nc)
	4	-MTdig	GND	Motor temperature sensor, N/C contact, N/O contact, PTC, KTY ...
	5	+MTdig	+3.3 V 5 mA	
	6	PE	PE	Protective earth conductor from the motor
	7	W	Technical data	Connection of the three motor phases
	8	V	→ table Tab. A.9	
	9	U		

Anexo 101. Screenshot 1 del procedimiento 1.0

SKF SKF Electric Cylinder CASM Calculator English

ABOUT ARCHIVE

Menu

- Start
- Application Data
- Motion Profile
- Result
- Options
- Accessories
- Order
- Printable Order Form

Feedback

Welcome page

SKF Electric Cylinder CASM Calculator

Welcome to SKF Electric Cylinder CASM Calculator, the online actuator and accessory selection tool. This calculation tool will give recommendations for the components of a linear servo axis (motor, linear unit and accessories) based on the application data. Based on the requirements and operating conditions of the user, the program will provide the performance requirements. For a linear servo axis, it will present combinations of motor, linear unit and controller and suggest a working combination.

For in depth technical information on SKF Actuators, there is a link to SKF Linear Motion on www.skf.com.

The content of this selection tool is a compilation of information published by SKF Actuation System. Every care has been taken to ensure the accuracy of the compilation, but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of information contained herein.

Continue

Anexo 102. Screenshot 2 del procedimiento 1.0

SKF SKF Electric Cylinder CASM Calculator English

ABOUT ARCHIVE

Menu

- Start
- Application Data
- Motion Profile
- Result
- Options
- Accessories
- Order
- Printable Order Form

Save case Request help

Feedback

Application data

In "Application Data", the user describes the working environment of the servo actuator system.

The orientation of the linear unit controls how gravity is added to the axial force.

Configuration specifies whether the actuator will be assembled with the motor in-line or in parallel.

After entering the application data, press "continue" to proceed

Direction of movement

- Vertical push
- Diagonal push
- Horizontal
- Diagonal pull
- Vertical pull

$F_{ax} = F_G \cdot \cos\alpha$

Friction:

Coefficient of Friction (μ) With Friction it is possible to define an overall friction force between a moving mass and a sliding surface. The friction force is based on the gravity force F_G due to the specified mass in section Motion Profile and the angle α (see direction of movement). The friction coefficient is the relation between the normal force F_N and the friction force F_R . The friction coefficient between two steel plates can be set to 0.1.

$F_R = F_N \cdot \mu$

Actuator configuration

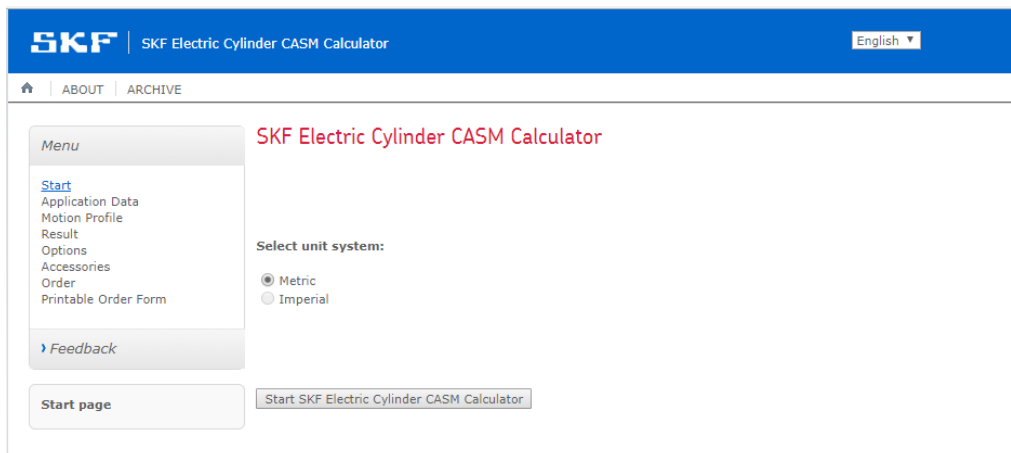
- Inline
- Parallel

Select these components:

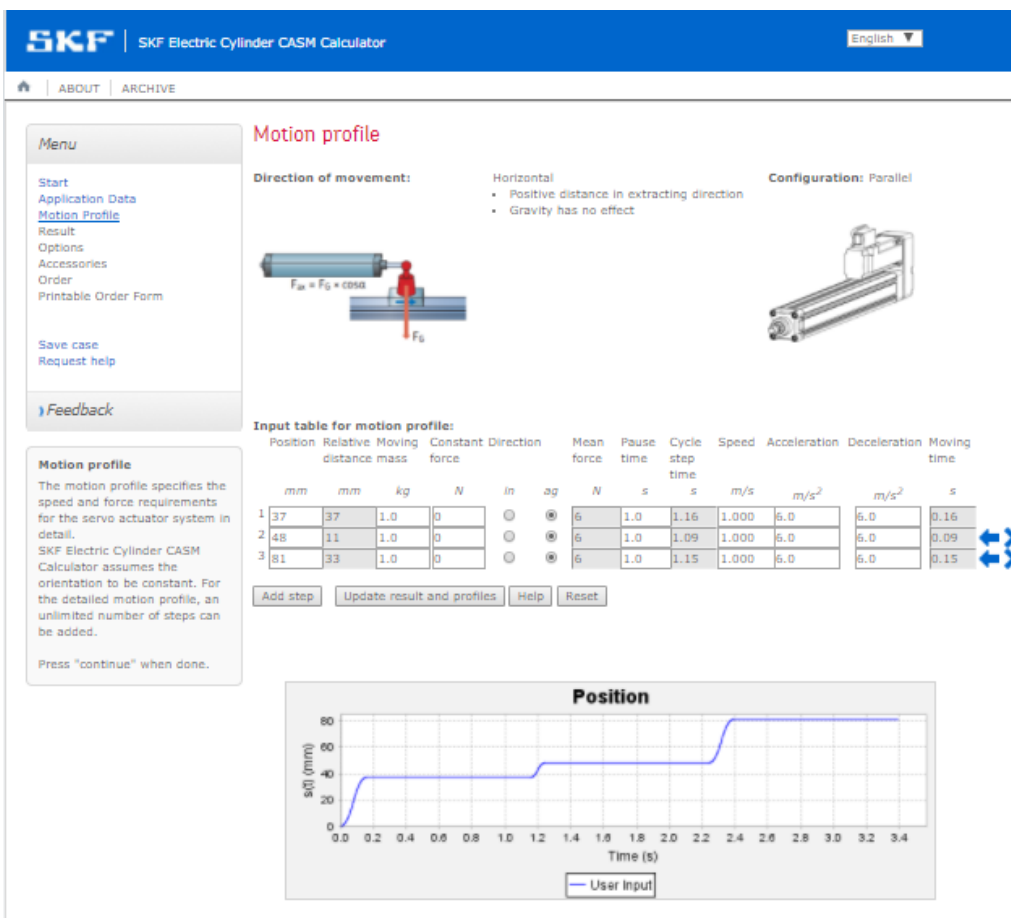
- Linear units
- Motors

Continue Help

Anexo 103. Screenshot 3 del procedimiento 1.0



Anexo 104. Screenshot 4 del procedimiento 1.0



Anexo 105. Screenshot 5 del procedimiento 1.0

SKF | SKF Electric Cylinder CASM Calculator | English

ABOUT | ARCHIVE

Menu

- Start
- Application Data
- Motion Profile
- Result**
- Options
- Accessories
- Order
- Printable Order Form

Save case
Request help

Feedback

Result list

The result page shows the actuator systems that are able to fulfill the specified performance requirements.

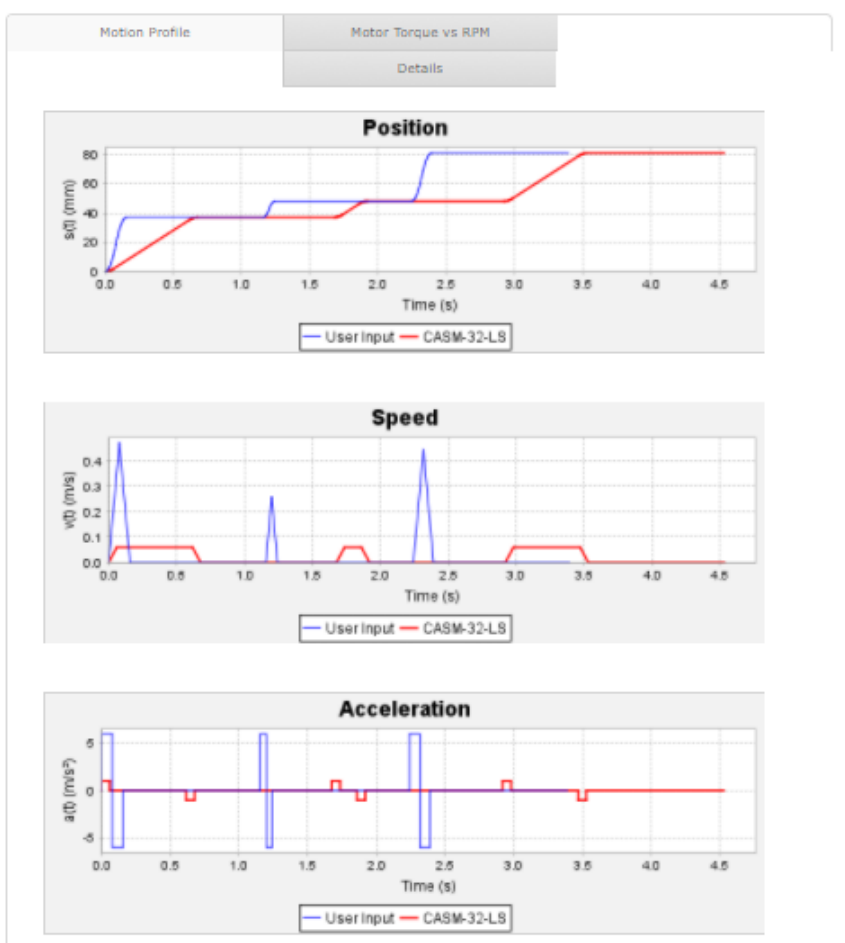
The tabs below the results list shows details for the currently selected system.

Size	Designation	Screw type	Motor	Linear unit usage	Motor usage	L10 lifetime [km]
32	CASM-32-LS	9x1.5	1FK7015-SAK71-1SH3	0%	7%	70
32	CASM-32-LS	9x1.5	BG45x30PI	0%	7%	70
32	CASM-32-BS	10x3	1FK7015-SAK71-1SH3	1%	16%	10000
32	CASM-32-BS	10x3	BG45x30PI	1%	16%	10000
32	CASM-32-BN	10x10	1FK7015-SAK71-1SH3	1%	9%	10000
32	CASM-32-BN	10x10	BG45x30PI	1%	9%	10000
40	CASM-40-LS	12.5x2.5	1FK7022-SAK71-1UH3	0%	5%	100
40	CASM-40-LS	12.5x2.5	1FK7034-SAK71-1UH3	0%	6%	100

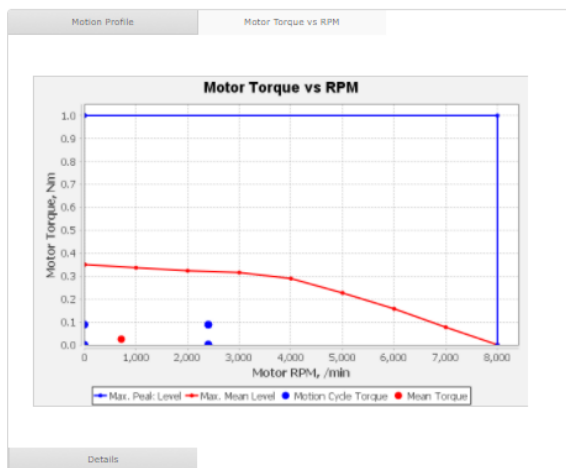
CASM-32-LS | **Siemens Servo Motor**

Motion Profile | Motor Torque vs RPM | Details

Anexo 106. Screenshot 6 del procedimiento 1.0



Anexo 107. Screenshot 7 del procedimiento 1.0



Anexo 108. Screenshot 8 del procedimiento 1.0

The tabs below the results list shows details for the currently selected system.

Item	Application requirement	System capability	Unit
System information			
Linear unit designation:	CASM-32-LS		
Motor designation:	1FK7015-5AK71-1SH3		
Motor name:	Siemens Servo Motor		
Linear Unit			
Stroke:	81	Max: 400 Min: 50	mm
Mean force:	1		N
Peak force:	2	300	N
Mean speed:	0.018		m/s
Top speed:	0.06	0.06	m/s
Max acceleration:	1	1	m/s ²
Max deceleration:	1	1	m/s ²
Screw axial lead:		1.5	mm
Inertia:	10.7		kg*mm ²
Motor			
RMS Torque:	0.02	0.35	Nm
Peak Torque:	0.09	1	Nm
Average speed:		715	rpm
Maximum speed:		2400	rpm
Motor inertia:	10.08		kg*mm ²
Actuator			
Application inertia:	20.83		kg*mm ²
Inertia ratio:	2.07		

Anexo 109. Screenshot 9 del procedimiento 1.0

SKF | SKF Electric Cylinder CASM Calculator

English

ABOUT | ARCHIVE

Menu

- Start
- Application Data
- Motion Profile
- Result
- Options
- Accessories
- Order
- Printable Order Form

Save case
Request help

Feedback

Options

Any configuration options that are available for the selected actuator system can be selected here.

Options

Available options for: CASM-32-LS

Option Name	Designation	Description
<input type="radio"/> No Option	A	Motor adapter and accessories separately delivered
<input checked="" type="radio"/> Motor mounted	M	Motor, adapter and foot mounting pre-mounted

Continue

Anexo 110. Screenshot 10 del procedimiento 1.0

SKF | SKF Electric Cylinder CASM Calculator English ▼

HOME | ABOUT | ARCHIVE

Menu

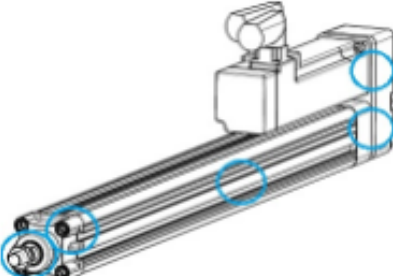
Start
Application Data
Motion Profile
Result
Options
Accessories
Order
Printable Order Form

Save case
Request help

Feedback

Accessories

To filter the list of accessories by accessory location, click on the appropriate circle



The respective accessories can be displayed by placing the mouse over their Designation text

List of available accessories for Rear flange

Name	Designation	Description
<input type="checkbox"/> Flange mounting kit (rear)	ZBE-375502-32	Plate which is bolted to the front flange of the actuator and to the application. For 32 series
<input type="checkbox"/> Foot mounting kit (rear)	ZBE-375501-32	This foot mounting is bolted to the belt housing. For 32 series
<input type="checkbox"/> Trunnion flange kit (rear)	ZBE-375503-32	The trunnion flange is bolted to the front or rear side of the linear unit
<input type="checkbox"/> Swivel flange (rear)	ZBE-375504-32	The swivel flange is bolted to the front or rear side of the linear unit
<input type="checkbox"/> Swivel flange with rod eye (rear)	ZBE-375506-32	The swivel flange is bolted to the front or rear side of the linear unit
<input type="checkbox"/> Trunnion support pair	ZBE-375509-32	The trunnion flange can be supported by the matching trunnion support

List of available accessories for Front flange

Name	Designation	Description
<input type="checkbox"/> Flange mounting kit	ZBE-375502-32	Plate which is bolted to the front flange of the actuator and to the application
<input type="checkbox"/> Trunnion flange kit	ZBE-375503-32	The trunnion flange is bolted to the front side of the linear unit
<input type="checkbox"/> Trunnion support pair	ZBE-375509-32	The front flange can be supported by the matching trunnion support
<input type="checkbox"/> Foot mounting kit	ZBE-375501-32	The foot mounting is bolted to the front side of the linear unit and between the bearing housing and the linear unit

List of available accessories for Push rod

Name	Designation	Description
<input type="checkbox"/> Rod clevis	ZBE-375510-32	Fork-type front attachment
<input type="checkbox"/> Rod eye	ZBE-375511-32	The spherical plain bearing joint can accommodate misalignment

List of available accessories for Protection tube

Name	Designation	Description
<input type="checkbox"/> Proximity sensor	ZSC-375525-NO	Screwed into the slot of the outer tube. One size fits all
<input type="checkbox"/> Trunnion mounting kit	ZBE-375508-32	The trunnion mounting is suitable to support the actuator anywhere on the protection tube
<input type="checkbox"/> Trunnion support pair	ZBE-375509-32	The trunnion mounting can be supported by the matching trunnion support

List of available accessories for Parallel mounting kit

Name	Designation	Description
<input checked="" type="checkbox"/> Parallel adapter kit for 1FK7015	ZBE-375540	This adapter kit includes the parts to mount the Siemens motor 1FK7015 to the linear unit

List of available accessories for Belt

Name	Designation	Description
<input type="checkbox"/> Replacement belt	ZBE-375600-32	Replacement belt for CASM-32

Anexo 111. Screenshot 11 del procedimiento 1.0

SKF | SKF Electric Cylinder CASM Calculator English ▾

🏠 | [ABOUT](#) | [ARCHIVE](#)


Menu

- Start
- Application Data
- Motion Profile
- Result
- Options
- Accessories
- Order**
- Printable Order Form

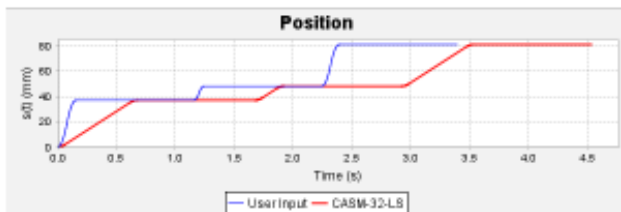
Save case
Request help

Feedback

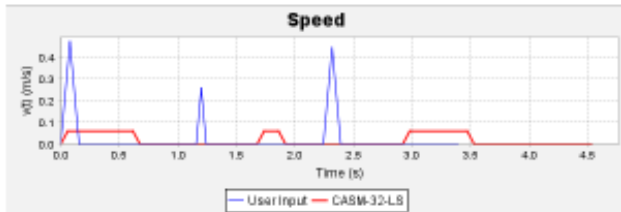
Order information



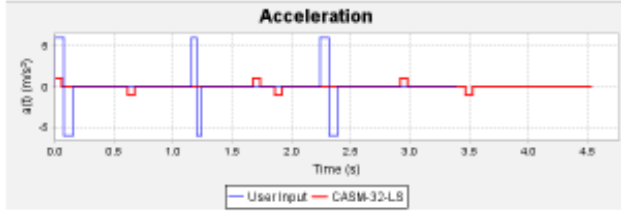
Position



Speed



Acceleration



Item	Name	Designation
Linear unit	Servo Linear Actuator	CASM-32-LS-0100AM-000
Parallel mounting kit	Parallel adapter kit for 1FK7015	ZBE-375540
Motor	Siemens Servo Motor	1FK7015-5AK71-15H3

[Printable order form](#)
 [Datasheet](#)
 [3D](#)

Anexo 112. SintesisManivelaCorredera.m

```

%Universidad del Valle de Guatemala
%SintesisManivelaCorredera
%sintesis de un slider crank in-line
%Gustavo Gordillo 13254

function [a2 a3 u] = SintesisManivelaCorredera()
    clear all
    %trajectory A
    se_A = 160.988;
    sf_A = 81.125;

    %trajectory B
    se_B = 133.95;
    sf_B = 67.5;

    %trajectorie C
    se_C = 99.84;
    sf_C = 50.312;

    %trajectorie D
    se_D = 44.65;
    sf_D = 22.5;

    %In-line functions
    a3 = @(se,sf)(se^2+sf^2)/(2*se);
    a2 = @(se,a3) (se-a3);
    u = @(a2,a3) rad2deg(acos(a2/a3));

    %slider-crank parameters for A trajectory
    a3_A = a3(se_A,sf_A);
    a2_A = a2(se_A,a3_A);
    u_A = u(a2_A,a3_A);

    %slider-crank parameters for B trajectory
    a3_B = a3(se_B,sf_B);
    a2_B = a2(se_B,a3_B);
    u_B = u(a2_B,a3_B);

    %slider-crank parameters for C trajectory
    a3_C = a3(se_C,sf_C);
    a2_C = a2(se_C,a3_C);
    u_C = u(a2_C,a3_C);

    %slider-crank parameters for D trajectory
    a3_D = a3(se_D,sf_D);
    a2_D = a2(se_D,a3_D);
    u_D = u(a2_D,a3_D);

    %RESULTS
    a2 = [a2_A a2_B a2_C a2_D];
    a3 = [a3_A a3_B a3_C a3_D];
    u = [u_A u_B u_C u_D];

```

Anexo 113. CinematicalInversa.m

```

function [Th2,Th3] = CinematicalInversa(s)
%TRAYECTORIA A
%Manivela y Acoplador
a2_A = 60.0538;
a3_A = 100.9342;
%Distancia maxima y distancia minima
se_A = 160.988;
sf_A = 81.125;

%TRAYECTORIA B
%Manivela y Acoplador
a2_B = 49.9677;
a3_B = 83.9823;
%Distancia maxima y distancia minima
se_B = 133.95;
sf_B = 67.5;

%TRAYECTORIA C
%Manivela y Acoplador
a2_C = 37.2432;
a3_C = 62.5968;
%Distancia maxima y distancia minima
se_C = 99.84;
sf_C = 50.312;

%TRAYECTORIA D
%Manivela y Acoplador
a2_D = 16.6559;
a3_D = 27.9941;
%Distancia maxima y distancia minima
se_D = 44.65;
sf_D = 22.5;

%In-line functions :Parametros de la cinematica inversa
J = @(a2,sf,x)-2*a2*(x+sf);
G = @(a2,a3,sf,x)-((x+sf)^2+a2^2)+a3^2;
th2 = @(G,J)rad2deg(acos(G/J));
th3 = @(th2,a2,a3)180-rad2deg(asin(a2*sin(deg2rad(th2))/a3));

%CINEMATICA INVERSA TRAYECTORIA A
%Tamaño de la carrera
s_A = se_A-sf_A;
%posición sobre la carrera
x_A = s(1);
%Parametros
J_A = J(a2_A,sf_A,x_A);
G_A = G(a2_A,a3_A,sf_A,x_A);
%ANGULOS
Th2(1) = th2(G_A,J_A);
Th3(1) = th3(Th2(1),a2_A,a3_A);

%CINEMATICA INVERSA TRAYECTORIA B
%Tamaño de la carrera
s_B = se_B-sf_B;

```

```

%posición sobre la carrera
x_B = s(2);
%Parametros
J_B = J(a2_B,sf_B,x_B);
G_B = G(a2_B,a3_B,sf_B,x_B);
%ANGULOS
Th2(2) = th2(G_B,J_B);
Th3(2) = th3(Th2(2),a2_B,a3_B);

%CINEMATICA INVERSA TRAYECTORIA C
%Tamaño de la carrera
s_C = se_C-sf_C;
%posición sobre la carrera
x_C = s(3);
%Parametros
J_C = J(a2_C,sf_C,x_C);
G_C = G(a2_C,a3_C,sf_C,x_C);
%ANGULOS
Th2(3) = th2(G_C,J_C);
Th3(3) = th3(Th2(3),a2_C,a3_C);

%CINEMATICA INVERSA TRAYECTORIA D
%Tamaño de la carrera
s_D = se_D-sf_D;
%posición sobre la carrera
x_D = s(4);
%Parametros
J_D = J(a2_D,sf_D,x_D);
G_D = G(a2_D,a3_D,sf_D,x_D);
%ANGULOS
Th2(4) = th2(G_D,J_D);
Th3(4)= th3(Th2(4),a2_D,a3_D);
end

```

Anexo 114. VelocidadSliderCrank.m

```

%Universidad del Valle de Guatemala
%VelocidadSliderCrank
%Calculo de la velocidad de un slider crank in-line
%Gustavo Gordillo 13254
function [w3 vd] = VelocidadSliderCrank(a2,a3,th2,th3,w2)
    th2 = deg2rad(th2);
    th3 = deg2rad(th3);
    for s = 1:length(a2)
        w3(s) =(a2(s)/a3(s))*(cos(th2(s))/cos(th3(s)))*w2(3);
        vd(s) =-a2(s)*w2(3)*sin(th2(s))+a3(s)*w3(s)*sin(th3(s));
    end
end
end

```

Anexo 115. aceleracionSliderCrank.m

```

%Universidad del Valle de Guatemala
%aceleracionSliderCrank
%Calculo de la aceleracion de un slider crank in-line
%Gustavo Gordillo 13254

function [ac3 ac2 ancc3 accd] = aceleracionSliderCrank(a2,a3,th2,th3,w2,w3,ancc2)
    th2=deg2rad(th2);
    th3=deg2rad(th3);

    for s=1:length(a2)
        %Funcion Aceleracion angular del acoplador
        ancc3(s,3) = ((a2(s)*ancc2(3)*cos(th2(s))-
a2(s)*(w2(3)^2)*sin(th2(s))+a3(s)*(w3(s)^2)*sin(th3(s)))/(a3(s)*cos(th3(s))));
        %Funcion aceleracion lineal de la corredera
        accd(s,1) = (-a2(s)*ancc2(3)*sin(th2(s))-
a2(s)*(w2(3)^2)*cos(th2(s))+a3(s)*ancc3(s)*sin(th3(s))+a3(s)*(w3(s)^2)*cos(th3(s)));
        accd(s,2) =0;
        accd(s,3) =0;
    end

    %Aceleracion en el centroide manivela
    r2cc = a2.*exp(j*th2)/2; %vector del centroide
    r2c = [real(r2cc)' imag(r2cc)'];
    r2c = [r2c zeros(1,length(a2))'];
    %Aceleracion el centroide acoplador
    r3cc = a3.*exp(j*th3)/2; %vector del centroide
    r3c = [real(r3cc)' imag(r3cc)'];
    r3c = [r3c zeros(1,length(a3))'];

    for s = 1:length(a2)
        ac2(s,1:3) = -r2c(s,1:3)*w2(3)^2+cross(ancc2,r2c(s,1:3)); %aceleracion del centroide-
manivela
        ac3(s,1:3) = accd(s,1:3)+cross(ancc3(s,1:3),r3c(s,1:3))-r3c(s,1:3)*w3(s)^2;%aceleracion
del centroide-acoplador
    end

end

```

Anexo 116. FuerzasSliderCrank.m

```

%Universidad del Valle de Guatemala
%FuerzasSliderCrank
%Calculo de las fuerzas de un slider crank in-line
%Gustavo Gordillo 13254
function V = FuerzasSliderCrank(a22,a33,Th22,Th33,ss,vdd,acdd,ac22,ac33,ancc22,ancc33)
    syms R12x R12y R32x R32y R23x R23y R43x R43y u m2 m3 lg3 lg2 m4 accg2x accg2y
accg3x accg3y ancc2 ancc3 accg4x Fpx Fpy
    A = [1 0 1 0 0 0 0;0 1 0 1 0 0 0 0;-R12y R12x -R32x R32x 0 0 0 1;0 0 -1 0 1 0 0 0;0 0 0 -1
0 1 0 0;0 0 R23y -R23x -R43y R43x 0 0;0 0 0 0 -1 0 u 0;0 0 0 0 -1 1 0];
    C=[m2*accg2x; m2*accg2y; lg2*ancc2; m3*accg3x; m3*accg3y; lg3*ancc3; m4*accg4x-
Fpx; -Fpy];

```

```

R12x = -real(a22(ss).*exp(i*Th22(ss)))/2;
R12y = -imag(a22(ss).*exp(i*Th22(ss)))/2;
R32x = -R12x;
R32y = -R12y;
R23x = -real(a33(ss).*exp(i*Th33(ss)))/2;
R23y = imag(a33(ss).*exp(i*Th33(ss)))/2;
R43x = -R23x;
R43y = -R23y;

accg4x = accdd(ss,1);
accg2x = ac22(ss,1);
accg2y = ac22(ss,2);
accg3x = ac33(ss,1);
accg3y = ac33(ss,2);

M = [0.124 0.064 199.302 75.347 0.2];
Fpx = 0;
Fpy = 0;
m2 = M(1);
lg2 = M(3);
m3 = M(2);
lg3 = M(4);
m4 = M(5);

if vdd(ss)>=0
    u=-0.1;
else
    u = 0.1;
end
ancc2 = ancc22(3);
ancc3 = ancc33(ss,3);
V = inv(subs(A))*C;
V = vpa(subs(V));
Fox = V(1);
Foy = V(2);
Fax = V(3);
Fay = V(4);
Fbx = V(5);
Fby = V(6);
Fcx = V(7);
T = V(8);

Fo = (Fox^2+ Foy^2)^0.5;
Fa = (Fax^2+ Fay^2)^0.5;
Fb = (Fbx^2+ Fby^2)^0.5;
%V = [Fo Fa Fb];

end

```

Anexo 117. SliderCrank.m

```

%Universidad del Valle de Guatemala
%SliderCrank
%Sintesis completa de un slider crank
%Gustavo Gordillo 13254

%Parametros
%s = [79.8630 0 0 0];
w2 = [0 0 1];
ancc2=[0 0 0];

%ANALISIS CINEMATICO
%Sintesis dimensional
[a2 a3 mu] = SintesisManivelaCorredera();
%Angulos-cinematica inversa
%[Th2 Th3]=CinematicalInversa(s);

Th2 = [0 0 0 0];
Th3 = [180 180 180 180];
%Velocidad angular y velocidad corredera
[w3 vd] = VelocidadSliderCrank(a2,a3,Th2,Th3,w2);
%Aceleracion centroides y velocidad angulares
[ac3 ac2 ancc3 aced] = aceleracionSliderCrank(a2,a3,Th2,Th3,w2,w3,ancc2);

%ANALISIS DINAMICO
for s =1:length(a2)
    V(1:8,s) = vpa(FuerzasSliderCrank(a2,a3,Th2,Th3,s,vd,accd,ac2,ac3,ancc2,ancc3),2);
    %V(1:3,s)=vpa(FuerzasSliderCrank(a2,a3,Th2,Th3,s,vd,accd,ac2,ac3,ancc2,ancc3),2);
end

%Fo = (Fox^2+Foy^2)^0.5
%Fa = (Fax^2+Fay^2)^0.5
%Fb = (Fbx^2+Fby^2)^0.5
%Fcx
%T

```

Anexo 118. Render de toda la máquina, vista frontal

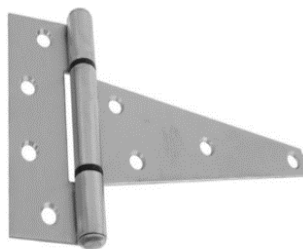


Anexo 119. Render de toda la máquina en Inventor



Anexo 120. Mecanismos seleccionados para complementar diseño de estructura

- Bisagra tipo T de acero inoxidable Stanley



- Bisagra salice serie C de 35 mm de acero con abertura de 270°



Anexo 121. Cerradura de chapa magnética MAG350.



Descripción

Especificaciones:

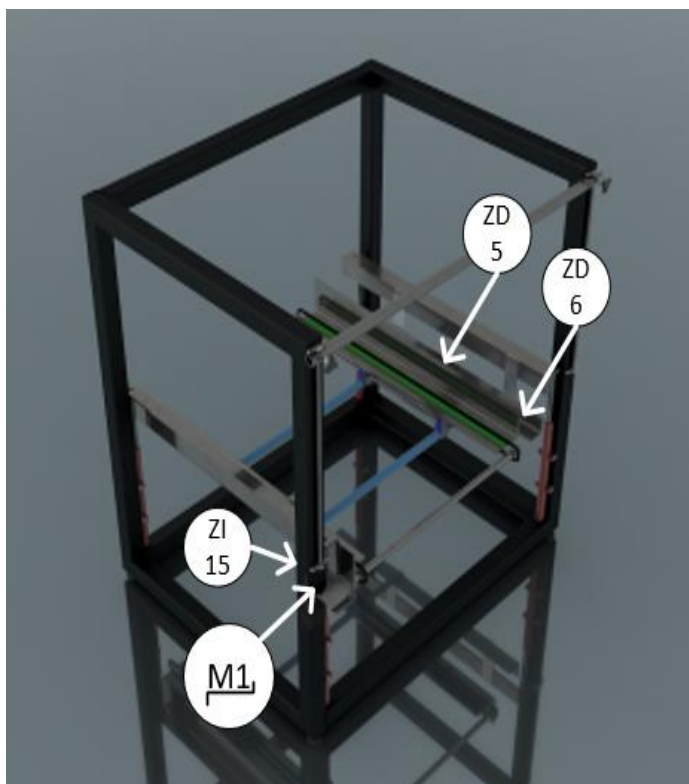
- Fuerza de sujeción: 180kg (350 Lbs).
- Voltaje: 12/24 Vcd +10% (seleccionable por jumper).
- Consumo de corriente: 12V/350mA, 24V/175mA.
- Sensor de Estado de Bloqueo de Placa (NO,COM).
- Acabado del imán: aluminio anodizado.
- Acabado de la placa: zinc.
- Dimensiones del imán: 170 x 42 x 21 mm.
- Dimensiones de la placa: 131 x 36 x 9.5 mm.
- Peso: 1.13 kg.

(Chipcom, 2016)

Anexo 122. Tornillo de auto perforación o punta de broca



Anexo 123. Ubicación física de sensores en módulos ya diseñados



Anexo 124. Tabla de características del acero inoxidable

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300 -							
		Acero al Cromo Níquel							
DESIGNACIÓN	TIPO ASTM (MS)	301	302	303	304	304 L	321		
		COMPOSICIÓN QUÍMICA	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 16,00/18,00 Ni% 6,00/8,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 17,00/19,00 Ni% 8,00/10,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 17,00/19,00 Ni% 8,00/10,00 S% 0,15 MÍN.	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 18,00/20,00 Ni% 8,00/10,50	C% 0,030 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 18,00/20,00 Ni% 8,00/12,00	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. S% 1,00 Máx. Cr% 17,00/19,00 Ni% 9,00/12,00 Ti% >6x C% 0,07	
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO (g/cm ³)	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9		
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm ²)	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000		
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO		
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500	500	500	500	500		
	CONDUCTIBILIDAD TÉRMICA (W/m K)	a 300 C a 350 C	16 21	16 21	16 21	16 21	16 21	16 21,5	
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICO MEDIO (x 10 ⁻⁶ C ⁻¹)	0 300 C	16,92	17,28	17,3	17,30	17,30	16,74	
		0 300 C	17,10	17,82	17,8	17,80	17,80	17,10	
0 500 C		18,18	18,36	18,4	18,40	18,40	18,54		
0 700 C		18,72	18,72	18,7	18,80	18,80	19,26		
INTERVALO DE FUSIÓN (C)	1398/1420	1398/1420	1398/1420	1398/1454	1398/1454	1398/1427			
PERMEABILIDAD TÉRMICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO		AMAGNÉTICO 1,32	AMAGNÉTICO 1,058	AMAGNÉTICO 1,058	AMAGNÉTICO 1,058	AMAGNÉTICO 1,058	AMAGNÉTICO 1,058		
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (µΩmm)	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72		
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20°	DUREZA ROCKWELL CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HB	RECOCIDO HB	135/85	135/85	130/80	130/80	125/45	130/85	
		210/330	180/330	180/330	180/330	-	-		
	DUREZA ROCKWELL CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HRC	RECOCIDO HRB	75/82	70/90	70/90	70/88	70/85	70/88	
		25/41	10/35	-	10/35	-	-		
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rm (N/mm ²)	RECOCIDO	590/750	560/720	530/700	500/700	500/580	520/700	
		870/1200	680/1180	-	700/1180	-	-		
	ELASTICIDAD CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rp (0,2) (N/mm ²)	RECOCIDO	215/340	205/340	205/340	195/340	175/300	205/340	
		500/900	340/900	350/900	340/900	-	-		
	RECOCIDO Rp(1) (N/mm ²) MÍNIMO		225	245	255	235	215	245	
			65/55	60/50	60/50	65/50	65/50	60/40	
ALARGAMIENTO 50mm. A(%)		25/8	50/10	-	50/10	-	-		
ESTRIBACIÓN RECOCIDO Z (%)		70/80	75/55	Mín. 50	75/60	75/60	65/50		
RESILIENCIA KCVL (J/cm ²) KVL (J/cm ²)		130	160	Mín. 100	160	160	120		
		140	180	-	180	180	130		
PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD DIFERENTES TEMPERATURAS	Rp(0,2) (N/mm ²)	a 300 C	-	-	-	125	115	150
		a 400 C	-	-	-	97	98	135	
		a 500 C	-	-	-	93	88	120	
		Rp(1) (N/mm ²)	a 300 C	-	-	-	147	137	186
		a 400 C	-	-	-	127	117	161	
a 500 C	-	-	-	107	108	152			
LÍMITE DE FLEUENCIA	a 500 C	-	-	-	68	53,5	102		
	a 500 C	-	-	-	42	35	64		
	a 700 C	-	-	-	14,5	10,5	16,5		
a 1 / 100.000/l (N/mm ²) a 800 C	-	-	-	4,9	3,9	5,8			
TRATAMIENTOS TÉRMICOS	RECOCIDO COMPLETO RECOCIDO INDUSTRIAL (0C)	ENFR. RÁPIDO 1008/1120	ENFR. RÁPIDO 1008/1120	ENFR. RÁPIDO 1008/1120	ENFR. RÁPIDO 1008/1120	ENFR. RÁPIDO 1008/1120	ENFR. RÁPIDO 953/1120		
	TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE		
	INTERVALO DE FORJA	TEMPER. INICIAL TEMPER. FINAL	1200 925	1200 925	1200 925	1200 925	1200 925	1175 925	
	TEMPERATURA FORMACIÓN CASCARILLA	SERVICIO CONTINUO SERVICIO INTERMITENTE	900 810	900 810	- 815	925 840	925 840	900 810	
OTRAS PROPIEDADES	SOLDABILIDAD	MUY BUENA	MUY BUENA	NO A CONSEJABLE	MUY BUENA	MUY BUENA	BUENA		
	MAQUINABILIDAD COMPARADO CON UN ACERO BESSEMER PARA a. S 1112	45%	45%	55%	45%	45%	36%		
	EMBUCCIÓN	BUENA	BUENA	REGULAR	MUY BUENA	MUY BUENA	BUENA		

Anexo 125. Tabla de calibre de láminas de aluminio

Calibres de Aluminio		
Números de los Calibres en Milímetros y Milsimas de Pulgadas		
CALIBRE	PULGADAS	MILIMETROS
1	0.300	7.62
2	0.284	7.21
3	0.259	6.58
4	0.238	6.05
5	0.220	5.59
6	0.203	5.16
7	0.180	4.57
8	0.165	4.19
9	0.148	3.76
10	0.134	3.40
11	0.120	3.05
12	0.109	2.76
13	0.095	2.41
14	0.083	2.10
15	0.072	1.83
16	0.065	1.65
17	0.058	1.47
18	0.049	1.24
19	0.042	1.01
20	0.035	0.890
21	0.032	0.813
22	0.028	0.711
23	0.025	0.640
24	0.022	0.559
25	0.020	0.508
26	0.018	0.457
27	0.016	0.406
28	0.014	0.356
29	0.013	0.330
30	0.012	0.305
31	0.010	0.254
32	0.009	0.229
33	0.008	0.203
34	0.007	0.178
35	0.005	0.127
36	0.004	0.102

Anexo 126. Ficha técnica del electrón para acero inoxidable

Stainless Steel Electrodes

Alloy: WW308L-16 Class: E308L-16

Conforms to Certification: AWS A5.4 ASME SFA A5.4

Alloy: E308L-16

Weld Process: Shielded Manual Metal Arc

AWS Chemical Composition Requirements

C = 0.04 max	Si = 1.00 max
Cr = 18.0 - 21.0	P = 0.04 max
Ni = 9.0 - 11.0	S = 0.03 max
Mo = 0.75 max	Cu = 0.75 max
Mn = 0.5 - 2.5	

Deposited All Weld Metal Properties %
(Typical) As-Welded

Yield Strength	84,500psi
Tensile Strength	55,000psi
Elongation	40%

Deposited Chemical Composition % (Typical)

C = 0.03	Si = 0.43
Cr = 19.40	P = 0.021
Ni = 9.3	S = 0.02
Mn = 1.65	

Deposited Charpy-V-Notch Impact Properties %

Not Applicable

Recommended Welding Parameters

Diameter	Voltage	Amperage	Amperage
		Flat Position	Vertical & Overhead
3/32	24-28	70-85	65-75
1/8	26-30	85-110	80-90
5/32	28-32	110-140	100-120
3/16	28-32	120-160	110-130

Application

E308L-16 was developed for welding 304L. This electrode deposits a maximum of 0.4% carbon in the weld metal. It can be used successfully for welding type 321 and 347 steels.





ENGLISH

Datasheet
**RS Pro Stainless Steel Industrial
Trunking**



Specifications:

Part No: 471-1647

Material: 304 - V2A - 1.4301 Stainless Steel

Finish: Satin (Brushed)

Size (W x H mm): 50 x 50

Length (m): 3

Material Thickness (mm): 1.2

Material Gauge: 18

Patented Cover Plate: One fitted per lid, reducing the ingress of foreign matter.

Supplied With: Coupling Kit

Rating: IP4X / IPXXD

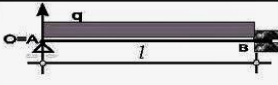
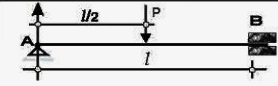
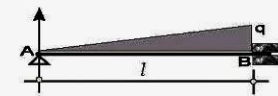
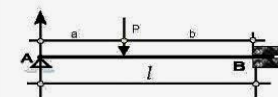
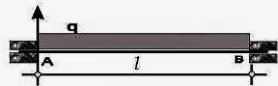
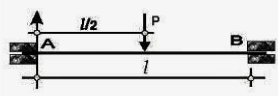
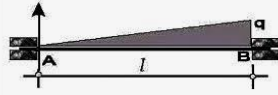
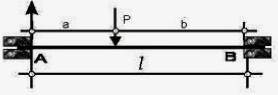
Approval: UL Approved

RS Stock No: 471-1647

Anexo 128. Tabla de diferentes tipos de vigas apoyadas en sus extremos y sometidas a flexión

VIGAS DE EJE RECTO HIPERESTÁTICAS

Tabla de M_{max} , R y f_{adm}

Tipo de viga y carga actuante	Reacciones de vínculo	Momento flector en x_0 y en empotramientos	Flecha en abscisa x_1
	$R_A = 3/8 ql$ $R_B = 5/8 ql$	$M_{max} = \frac{9}{128} ql^2$ $x_0 = 3/8 l$ $M_B = -ql^2/8$	$f_{max} = \frac{ql^4}{185 EJ}$ $x_1 = 0,4215 l$
	$R_A = \frac{5}{16} P$ $R_B = \frac{11}{16} P$	$M_{max} = \frac{5}{32} Pl$ $x_0 = 0,5 l$ $M_B = -\frac{3}{16} Pl$	$f_{max} = \frac{7Pl^3}{751 EJ}$ $x_1 = 0,447 l$
	$R_A = \frac{ql}{10}$ $R_B = \frac{9ql}{25}$	$M_{max} = \frac{ql^2}{33,6}$ $x_0 = 0,447 l$ $M_B = -\frac{ql^2}{15}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{419 EJ}$ $x_1 = 0,447 l$
	$R_A = \frac{P}{2l} (2l - 3a + \frac{a^3}{l^2})$ $R_B = \frac{P}{2l} (3a + \frac{a^3}{l^2})$	$M_{max} = R_A a$ $x_0 = a$ $M_B = -\frac{Pa(l^2 - a^2)}{2l^2}$	
	$R_A = R_B = \frac{ql}{2}$	$M_{max} = \frac{ql^2}{24}$ $x_0 = 0,5 l$ $M_A = M_B = -\frac{ql^2}{12}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{384 EJ}$ $x_1 = 0,5 l$
	$R_A = R_B = P/2$	$M_{max} = \frac{Pl}{8}$ $x_0 = 0,5 l$ $M_A = M_B = -\frac{Pl}{8}$	$f_{max} = \frac{Pl^3}{192 EJ}$ $x_1 = 0,5 l$
	$R_A = 0,15ql$ $R_B = 0,35ql$	$M_{max} = 0,0215 ql^2$ $x_0 = 0,558 l$ $M_A = -\frac{ql}{30}; M_B = -\frac{ql}{20}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{764 EJ}$ $x_1 = 0,515 l$
	$R_A = \frac{Pb}{l^3} (l^2 - a^2 + ab)$ $R_B = \frac{Pa}{l^3} (l^2 - b^2 + ab)$	$M_{max} = \frac{2Pa^2b^2}{l^3}$ $x_0 = a$	$M_A = -\frac{Pab^2}{l^2}$ $M_B = -\frac{Pa^2b}{l^2}$

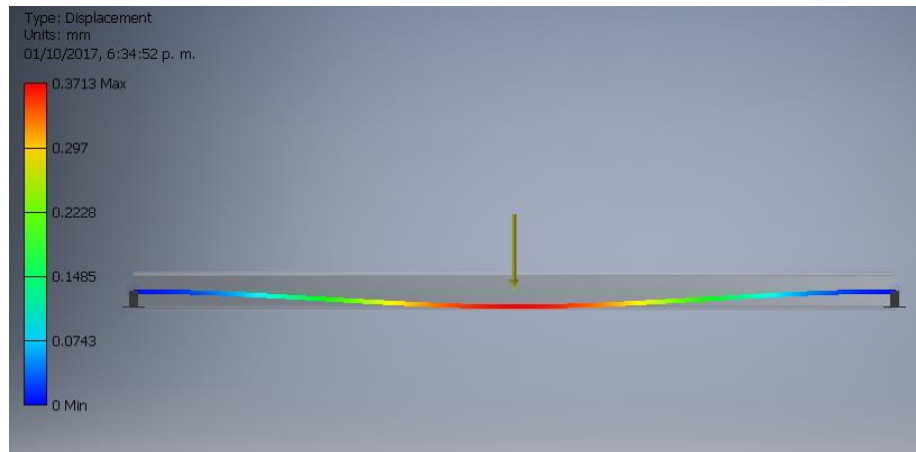
Anexo 129. Cálculos de viga a flexión

Primero se realiza una sumatoria de fuerzas, para calcular las reacciones en el soporte izquierdo "A" y "B", debido a que la carga está situada en el centro de la viga, las reacciones corresponden a la mitad de la carga respectivamente.

$$\Sigma F = 0 = R_{ax} + R_{bx} - 3000N$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 1500 N$$

- Viga empotrada, aplicándole fuerza equivalente a media luz

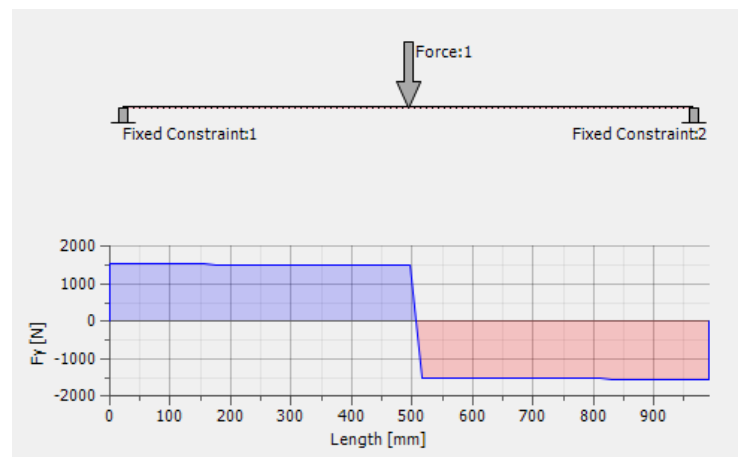


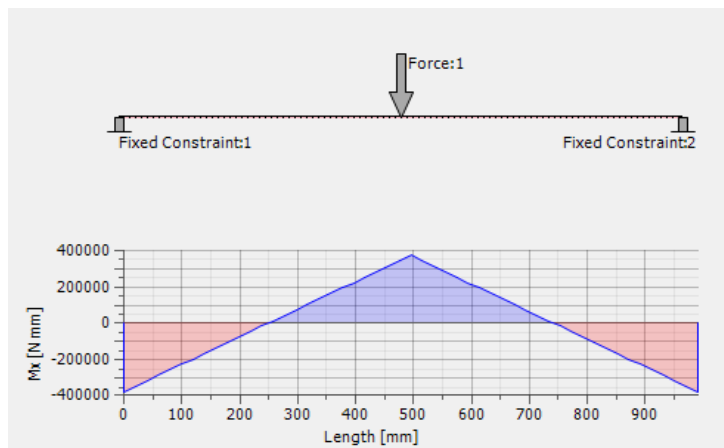
Y los momentos corresponden al uso de la ecuación mostrada en la Figura 2, del marco teórico.

$$M_a = M_b = -\frac{3000 * 990.85}{8} = -3.72 * 10^5 Nmm$$

Dichos resultados se graficaron en un diagrama de esfuerzo cortante y momento flector con ayuda de Inventor, con el objetivo de transmitir los resultados al lector.

Diagrama de fuerza cortante y Momento flector





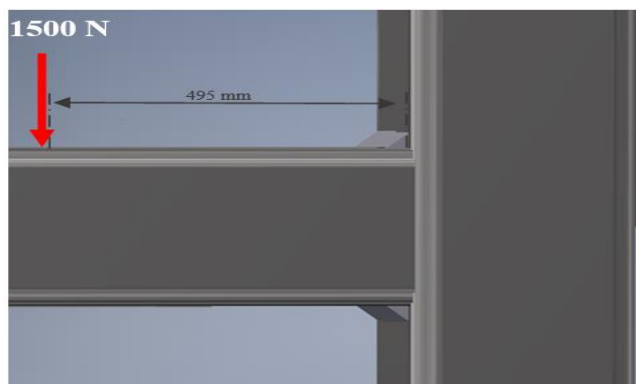
Finalmente se procede a calcular la deformación máxima presente en la viga, debido a que es una viga simétrica uniforme en toda su extensión, y la carga se puede representar como una fuerza equivalente en el punto medio. Se sabe que la deformación máxima ocurrirá en el centro de la viga, es decir, a 495.425 mm de los soportes. Por lo que se procede a usar la ecuación para la deformación máxima.

$$Y_{max} = \frac{PL^3}{192 * EI} = \frac{3000 * 990.85^3}{192 * 196 * 10^3 * 55 * 10^4} = 0.141 \text{ mm}$$

Anexo 130. Cálculos de esfuerzos en soldadura

El primer paso para iniciar con los cálculos necesarios para el análisis de soldadura es crear un diagrama de cuerpo libre de la soldadura a analizar, definiendo la interacción de fuerzas con el perfil y el caso de soldadura que se utilizará según la aplicación.

Caso de soldadura crítica en estructura superior



Tras observar la figura 2 se seleccionó un caso de soldadura a flexión, con dos cordones de electrodo E30XX especial para soldadura de acero inoxidable, un cordón superior y el otro

cordón inferior (caso 1 de la Cuadro 5). Además, se dividió la carga a la mitad, debido a que la viga se encuentra soldada en ambos extremos.

Se procedió a calcular el área de soldadura en base a la selección del caso 1 de la Cuadro 5 y definir la garganta; $h = 5$ mm, para el condón de soldadura a utilizar. Y el momento efectuado por la carga aplicada a 495 mm de brazo efectivo.

$$A = 1.414 * 5 * 50.8 = 359.16 \text{ mm}^2 M = 1500 * 495 = 742500 \text{ Nmm}$$

Cómo siguiente paso, se calculó el segundo momento de área unitaria y segundo momento de área.

$$I_u = \frac{50.8^3}{2} = 65548.26 \text{ mm}^3 \quad I = 0.707 * 15 * I_u = 231713.08 \text{ mm}^4$$

Para finalmente calcula el esfuerzo cortante vertical (primario), el esfuerzo cortante horizontal (secundario) y el esfuerzo cortante total.

$$\tau' = \frac{1500}{1077.47} = 4.176 \text{ N/mm}^2 \quad \tau'' = \frac{25.4 * 742500}{695139.25} = 81.39 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \sqrt{4.17^2 + 81.39^2} = 81.49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \approx 5.9 \text{ ksi}$$

Con base a la selección antes hecha de electrodo E60XX y el tamaño de la garganta de los cordones de soldadura.

$$F_{\text{soldadura}} = 30 \frac{\text{kip}}{\text{in}^2} * 1.67 \text{ in}^2 = 50.1 \text{ kip} \quad \text{vrs} \quad F_{\text{total}} = 5.9 \text{ ksi} * 1.67 \text{ in}^2 \\ = 9.85 \text{ kip}$$

$$n = \frac{50.1}{9.85} = 5$$

Obteniendo finalmente un facto de seguridad de 5 para una soldadura de 5 mm de garganta con electrodo E308L-16, uno de los electrodos más usados en Guatemala y especial para soldadura de acero inoxidable, por su versatilidad y economía.

Cálculos de esfuerzos dinámicos y fatiga:

Usando la masa del módulo de sujeción y desplazamiento de 305.81 Kg y una velocidad máxima de 1.8 m/s. El módulo llega a tener un momento lineal máximo de

$$P = mv \\ P = (305.81 \text{ Kg}) * \left(1.80 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$P = 550.45 \text{ Kg} \frac{m}{s}$$

Donde:

m es la masa del módulo

v es la velocidad máxima

P es el momento lineal máximo

Considerando que el módulo debe llegar al reposo en cada uno de los extremos de la máquina, el momento lineal final, debe de ser 0 Kg m/s. Por lo tanto, el impulso es igual al momento lineal máximo. Y debido a que se debe llegar al reposo en un tiempo de $t = 3.5s$. Se obtiene una fuerza de horizontal.

$$\vec{F} = \frac{m * \Delta \vec{v}}{\Delta t}$$

$$\vec{F} = \frac{305.81 \text{ Kg} * 1.8 \text{ m/s}}{3.5 \text{ s}}$$

$$\vec{F} = 157.27 \text{ N}$$

Anexo 131. Ciclos de vida por fatiga

Con base en la resistencia última del acero inoxidable de 505 MPa. Se procede a encontrar el límite de resistencia a la fatiga y fracción de la resistencia a la fatiga.

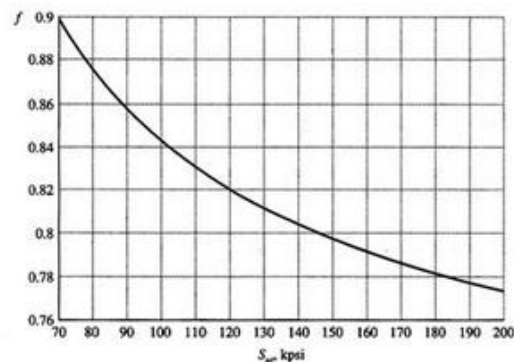
- Límite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S'_e = 0.5 * 505 \text{ MPa} = 252.5 \text{ MPa}$$

$$f = 0.77$$

Grafica de fracción en fatiga



$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} = 543.61$$

$$b = \frac{1}{3} * \log\left(\frac{(f * S_{ut})}{S_e}\right) = -0.0562$$

$$S_f = a * (10^4)^b = 323.95$$

$$N = \left(\frac{\sigma_{in}}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

Para un esfuerzo máximo de 20.3 MPa en los perfiles laterales:

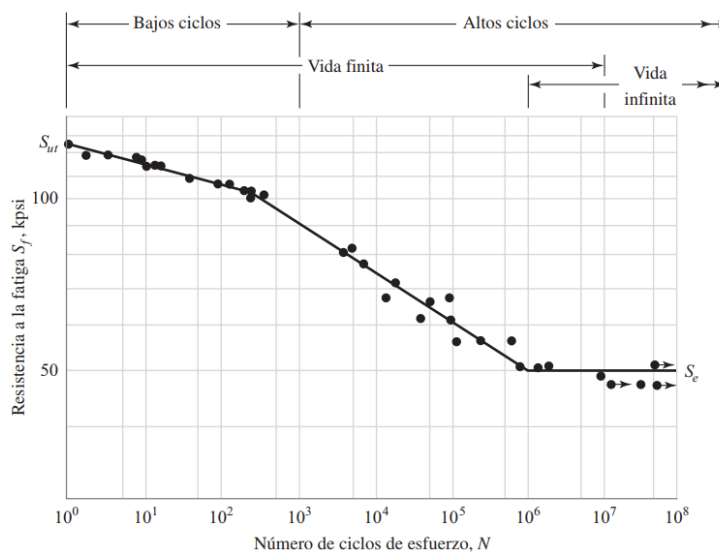
$$N = \left(\frac{\sigma_{in}}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = 7.9 * 10^{28}$$

Para un esfuerzo máximo de 87.8 MPa en los perfiles centrales:

$$N = \left(\frac{\sigma_{in}}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = 1.3 * 10^{14}$$

Por lo cual se concluye que se posee una vida infinita, ya que se resisten más de 10^6 ciclos de esfuerzo

Gráfica de resistencia a la fatiga en ciclos de vida



Anexo 132. Posiciones que recorre el pistón

Presentación	Matriz	Posición A	Posición B	Posición C	Posición D
1000 ml	3X4	303.4	214.4	125.4	0
500 ml	3X4	293.65	224.15	154.65	0
250 ml	3X4	290.4	227.4	164.4	0
100 ml	4X5	303.9	258.9	213.9	168.9

Anexo 133. Tiempo necesario para un ciclo del modulo

Presentación	Matriz	Envases	Ciclos por Min capacidad 45/min	Tiempo por ciclo capacidad de 45/min (s)	Tiempo módulo para capacidad de 45/min (s)
1000 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
500 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
250 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
100 ml	4X5	20	2.25	20	6.7

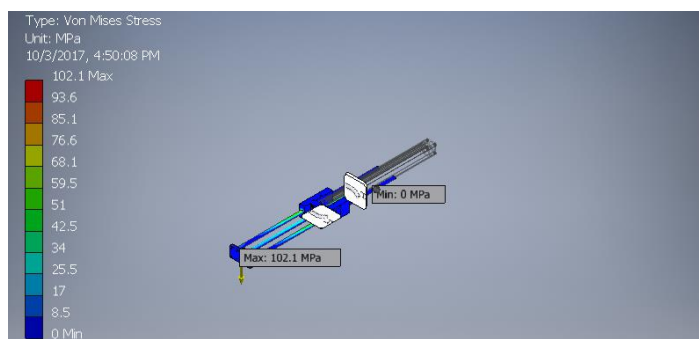
Anexo 134. Calculo de fuerzas aplicadas a los envases

Presentación	Matriz	Envases	Ciclos por Min capacidad 45/min	Tiempo por ciclo capacidad de 45/min (s)	Tiempo módulo para capacidad de 45/min (s)
1000 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
500 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
250 ml	3X4	12	3.75	15	5.0
100 ml	4X5	20	2.25	20	6.7

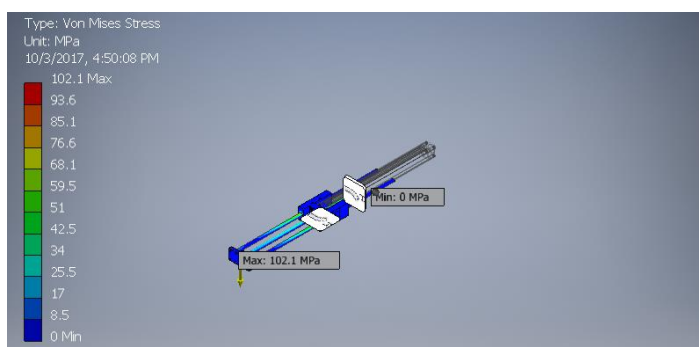
Anexo 135. Propiedades de algunos materiales

Materiales	Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)	Resistencia la fluencia Sy (MPA)	Resistencia última (MPA)	Modulo elástico de flexión (MPA)
Acero inoxidable 304	<u>7850</u>	276	568	190000
Aluminio H3003 H14	<u>2730</u>	100	250	20000

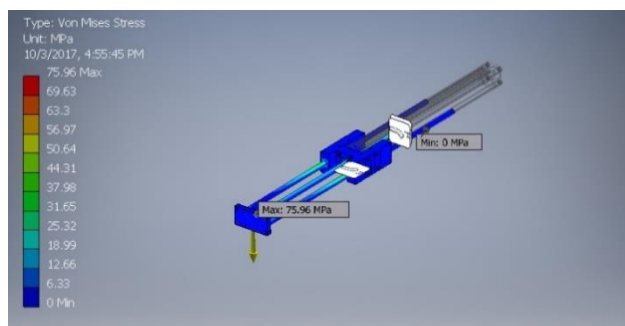
Anexo 136. Análisis de esfuerzos de Von Mises para el cilindro y su módulo guía 1000 ml



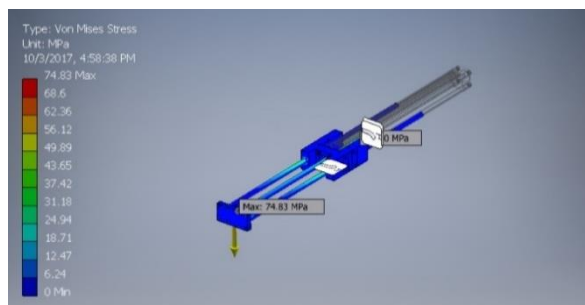
Anexo 137. Análisis de esfuerzos de Von Mises para el cilindro y su módulo guía 500 ml



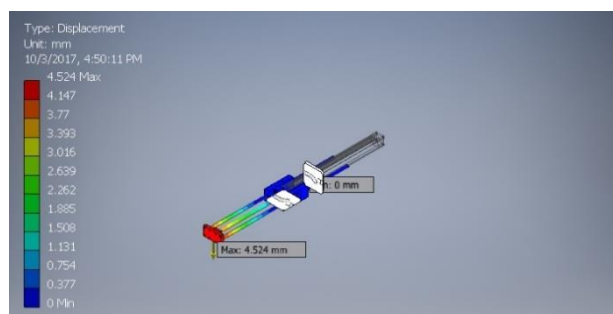
Anexo 138. Análisis de esfuerzos de Von Mises para el cilindro y su módulo guía 250 ml



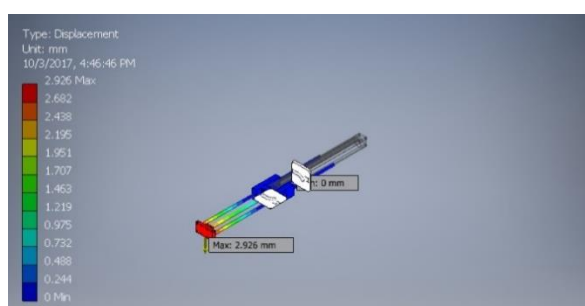
Anexo 139. Análisis de esfuerzos de Von Mises para el cilindro y su módulo guía 100 ml



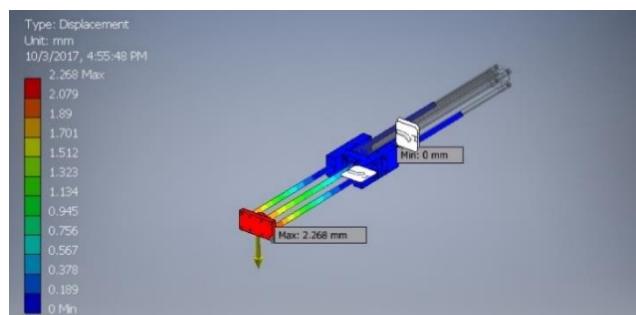
Anexo 140. Análisis de deformación para el cilindro y su módulo guía 1000 ml



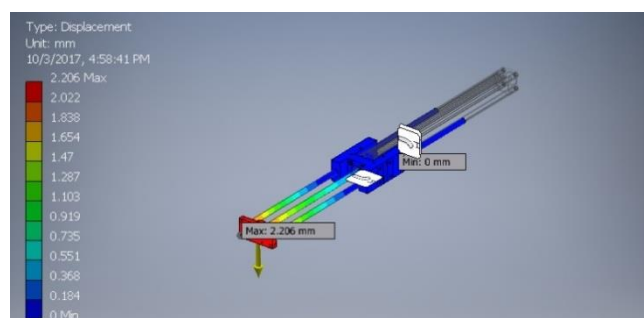
Anexo 141. Análisis de deformación para el cilindro y su módulo guía 500 ml



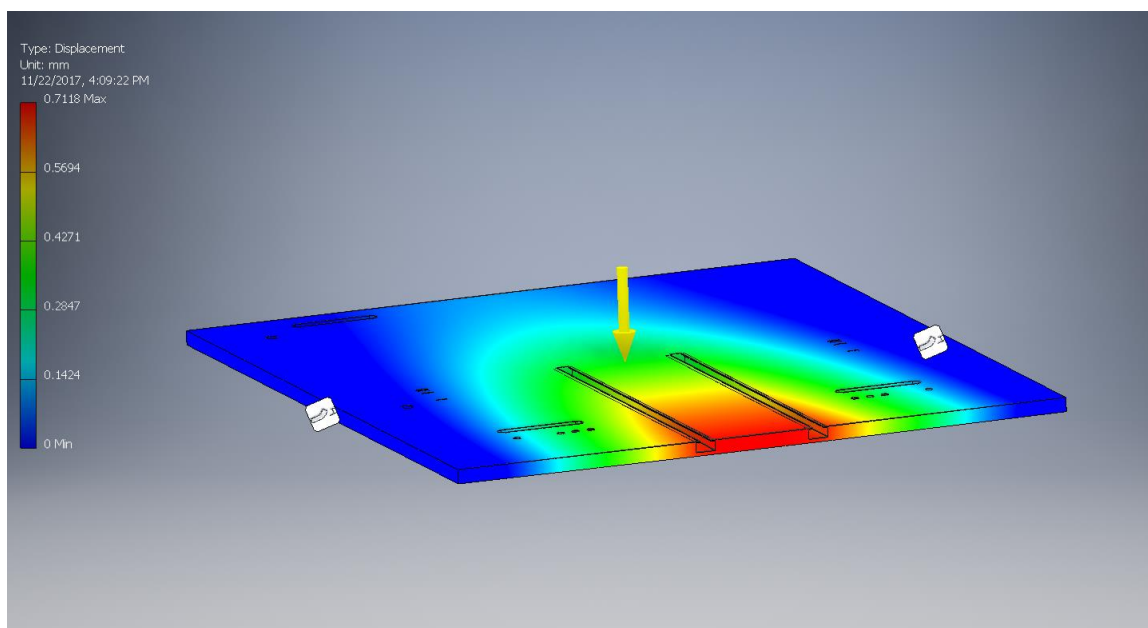
Anexo 142. Análisis de deformación para el cilindro y su módulo guía 250 ml



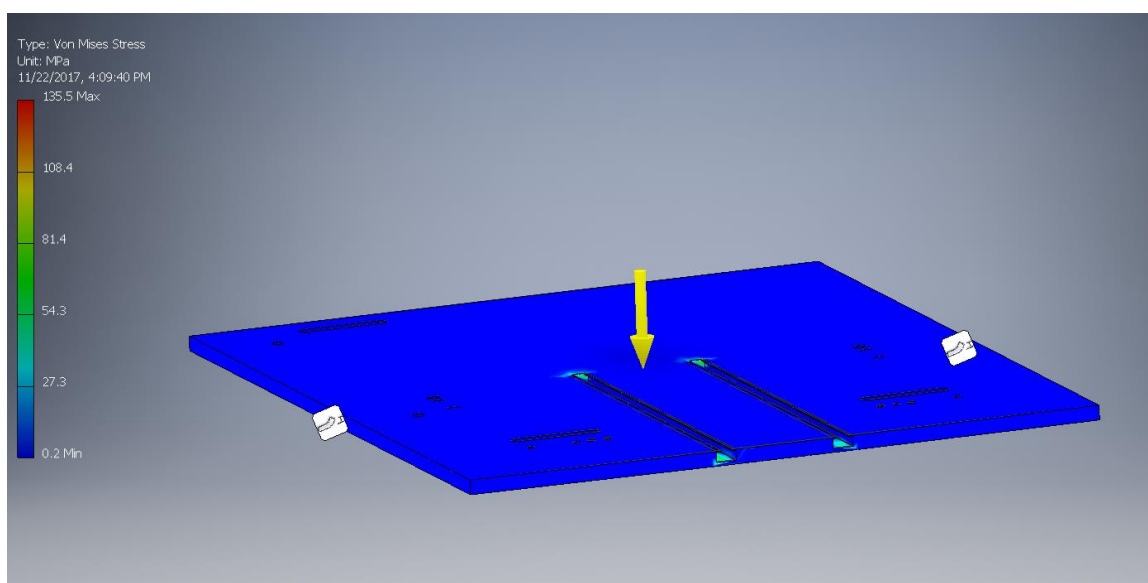
Anexo 143. Análisis de deformación para el cilindro y su módulo guía 100 ml



Anexo 144. Análisis de deformación para placa del submódulo limitador de tamaño



Anexo 145. Análisis de Von Mises para placa del submódulo limitador de tamaño



Anexo 146. Especificaciones de cilindro DCSB-32a

cilindro normalizado**DSBC-...-32- -**

Número de artículo: 1463250

★ Gama básica

FESTO**Hoja de datos**

Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

Característica	Valor
Carrera	1 ... 2,800 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	para funcionamiento sin engrase Unidad de bloqueo adosada Bloqueo de final de carrera en ambos lados Bloqueo de la posición final trasera Bloqueo de la posición final delantera Resistencia elevada a las agresiones químicas Fuelle en la culata delantera Rascadora rígida Prolongación de la rosca exterior del vástago Vástago con rosca interior Vástago prolongado Rascador metálico con seguridad torsional Movimiento lento constante Mínima fricción Doble vástago Juntas termorresistentes hasta máx. 120 °C Ranuras para sensores en 3 lados Soporte sinterizado Margen de temperatura: de 0 a 150 □ Margen de temperatura: de -40 a 80 □ vástago simple Baja fricción para aplicaciones de equilibrado
Presión de funcionamiento	0,1 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Categoría ATEX para gas	II 2G
Tipo de protección contra explosión de gas	c T4
Categoría ATEX para polvo	II 2D
Tipo de protección contra explosión por polvo	c T120°C
Temperatura ambiente con riesgo de explosión	-20°C ≤ Ta ≤ +60°C
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4.4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Marca CE (ver declaración de conformidad)	según la normativa UE sobre protección contra explosión (ATEX)

Anexo 147. Especificaciones del módulo guía FENG 32

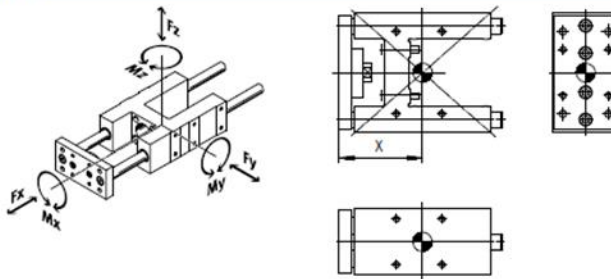
Guide units FEN/FENG for ISO cylinders

FESTO

Technical data

Characteristic load value for FEN...-KF/FENG...-KF

The indicated forces and torques refer to the guide centre.



If the guide unit is subjected to two or more of the indicated forces and torques simultaneously, the following equation must be satisfied in addition to the indicated maximum loads.

Calculating the load comparison factor:

$$f_v = \frac{|F_y|}{F_{y,max}} + \frac{|F_z|}{F_{z,max}} + \frac{|M_x|}{M_{x,max}} + \frac{|M_y|}{M_{y,max}} + \frac{|M_z|}{M_{z,max}} \leq 1$$

Distance X (for calculation example → page 8)									
Type	FEN...-KF			FENG...-KF					
Piston diameter	8, 10	12, 16	20, 25	32	40	50	63	80	100
Dimension X	55	68	69	83	85	99	117	142	145

Max. permissible forces and torques									
Type	FEN...-KF			FENG...-KF					
Piston diameter	8, 10	12, 16	20, 25	32	40	50	63	80	100
Static									
$F_{y,max}/F_{z,max}$	680	830	830	510	630	800	800	1560	1560
$M_{x,max}$	16	20	24	19	27	42	48	115	134
$M_{y,max}/M_{z,max}$	7	12	31	23	33	44	57	130	134
Dynamic (for a service life of 5000 km)									
$F_{y,max}/F_{z,max}$	450	520	520	750	1000	1260	1260	2300	2300
$M_{x,max}$	11	12	15	28	44	65	75	170	198
$M_{y,max}/M_{z,max}$	5	7	20	34	52	70	90	191	197

Anexo 148. Fuerzas de salida para 1000 ml

Fuerza	45.04	N
Presión	0.08	MPa
Factor de carga	0.70	
Área de pistón	804.25	mm ²
Diámetro de pistón	32.00	mm

Anexo 149. Fuerzas de retorno para 1000 ml

Fuerza de retorno	38.70	N
Presión	0.08	MPa
Factor de carga	0.70	
Diámetro de vástago	12.00	Mm
Área vástago	133.10	mm ²

Anexo 150. Fuerzas de salida para 500 ml

Fuerza	22.52	N
Presión	0.04	MPA
Factor de carga	0.70	
Área de pistón	804.25	mm ²
Diámetro de pistón	32.00	mm

Anexo 151. Fuerzas de retorno para 500 ml

Fuerza de retorno	19.35	N
Presión	0.04	MPA
Factor de carga	0.70	
Diámetro de vástago	12.00	Mm
Área vástago	133.10	mm ²

Anexo 152. Fuerzas de salida para 250 ml

Fuerza	22.52	N
Presión	0.04	MPA
Factor de carga	0.70	
Área de pistón	804.25	mm ²
Diámetro de pistón	32.00	mm

Anexo 153. Fuerzas de retorno para 250 ml

Fuerza de retorno	19.35	N
Presión	0.04	MPA
Factor de carga	0.70	
Diámetro de vástago	12.00	Mm
Área vástago	133.10	mm ²

Anexo 154. Fuerzas de salida para 100 ml

Fuerza	16.89	N
Presión	0.03	MPA
Factor de carga	0.70	
Área de pistón	804.25	mm ²
Diámetro de pistón	32.00	mm

Anexo 155. Fuerzas de retorno para 100 ml

Fuerza de retorno	14.51	N
Presión	0.03	MPA
Factor de carga	0.70	
Diámetro de vástago	12.00	Mm
Área vástago	133.10	mm ²

Anexo 156. Calculo de fuerzas resultantes utilizando aluminio H3003 como placa de empuje

Presentación	Matriz	Fuerza del cilindro	Fuerza de fricción	Fuerza resultante	Aceleración	unidades	Aceleración de retorno
1000 ml	3X4	45.04	12.26	32.78	4.40	m/s ²	15.83
500 ml	3X4	22.52	6.13	16.39	2.99	m/s ²	6.50
250 ml	3X4	22.52	3.07	19.45	4.66	m/s ²	6.61
100 ml	4X5	16.89	1.53	15.36	4.42	m/s ²	5.10

Para llevar a cabo el análisis de vida de la guía y el cilindro se realiza el siguiente análisis iterativo. Solamente se adjuntará uno como ejemplo.

Anexo 157. Diámetros disponibles en el mercado guatemalteco

Variable	Sistema Ingles				Dimensional	Sistema Métrico				Dimensionales
Diámetro	0.13	0.19	0.25	0.38	In	3.175	4.7625	6.35	9.525	mm
Largo	5.8	5.8	5.8	5.8	M	5.8	5.8	5.8	5.8	M

Anexo 158. Calculo de largo de vida una unidad guía para 1000ml -Aluminio 3003 H14

Carga con 0 mm de carrera	m0b	0.48	kg
Carga por cada 10mm de carrera	mHb	0.00	kg/ mm
Carga con carrera extendida	mb	1.03	kg
largo de la carrera a utilizar	Carrera	303.40	mm
Carga por empujar	mcarga	8.23	kg
Masa total	Mbtot	9.26	kg
Centroide de placa			
Centroide Y	0		
Centroide X	-85.19 mm		
Centroide de envases			
Centroide Y	0		
Centroide X	45 mm		

Anexo 159. Calculo de largo de vida una unidad guía para 1000ml -Aluminio 3003 H14

Unidad guía		
FENG-32-recirculating ball bearing		
Carrera	400.00	Mm
Centro de gravedad de carga	-16.22	Mm
Masa de carga	9.26	Kg
Ax	-	m/s ²
Ay	0.00	m/s ²
Az	9.81	m/s ²
Masa de placa	3.23	Kg
Masa de envases	5.00	Kg

Anexo 160. Calculo de largo de vida una unidad guía para 1000ml -Aluminio 3003 H14

C.G para masa movable 0mm	L0b	43.00	mm
C.G para masa movable c/ 10mm	LHB	0.45	mm/mm
C.G para la unidad guía	Lb	179.53	mm
largo de la carrera a utilizar	Carrera	303.40	mm
Masa movable de la unidad guía	mb	1.03	kg
Centro de gravedad de la cargaX	Lcarga	-40.69	mm
Masa de la carga	mcarga	8.23	kg
Masa total	Mbtot	9.26	Kg
Centro de gravedad totalX	Lbtot	-16.22	mm

Anexo 161. Calculo de largo de vida una unidad guía para 1000ml -Aluminio 3003 H14

Dimensión X	X	83		mm	
Fuerza en el eje Y	Fy	0.00	N	FyMax	750 N
Fuerza en el eje Z	Fz	90.87	N	FzMax	750 N
Fuerza en el eje X	Fx	0.00	N	FxMax	750 N
Momento en el eje Y	Mydn	33.64	Nm	MyMax	34 Nm
Momento en el eje Z	Mzdn	0.00	Nm	MzMax	34 Nm
Momento en el eje X	Mxdn	0.00	Nm	MxMax	28 Nm
Contante de vida	Fv	1.11	-		
Vida calculada	Lcalc	3651.43	Km		
Vida de referencia	Lref	5000.00	Km		

Anexo 162. Calculo de largo de vida una unidad guía para 1000ml -Aluminio 3003 H14

Carrera en un ciclo	303.40	mm
Tiempo en un ciclo	1.67	s
Carrera recorrida por segundo	182.04	mm/s
Carrera recorrida por hora	0.66	km/h
Tiempo necesario de trabajo	6.00	h/día
Días de trabajo	365.00	días
Tiempo de trabajo	2190.00	horas
Carrera recorrida en 365 días trabajando 6 horas continuas	1435.20	Km
Carrera de vida calculada	3651.43	km
1años de uso	2.54	Años

Anexo 163. Iteraciones para limitador de posición

Variable	Iteración 1	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Dimensión
Largo	400.00	380.00	400.00	400.00	mm
Ancho	101.60	101.60	203.20	101.60	mm
Espesor	12.70	12.70	3.00	5.00	mm
Volumen	516128.00	490321.60	243840.00	203200.00	mm ³
Volumen	0.01	0.00	0.00	0.00	m ³
Masa	40.52	38.49	19.14	15.95	kg
Masa	40.516048	38.49025	19.14144	15.9512	Kg
Peso	397.4624309	377.5893	187.7775	156.4813	N
Coefficiente de fricción	40.52	38.49	19.14	15.95	-
Fuerza de fricción	397.46	377.59	187.78	156.48	N
Fuerza mínima del pistón	0.35	0.35	0.35	0.35	N
Resultante	-139.11	-132.16	-65.72	-54.77	N
Movimiento	No hay movimiento	No hay movimiento	No hay movimiento	No hay movimiento	Estado

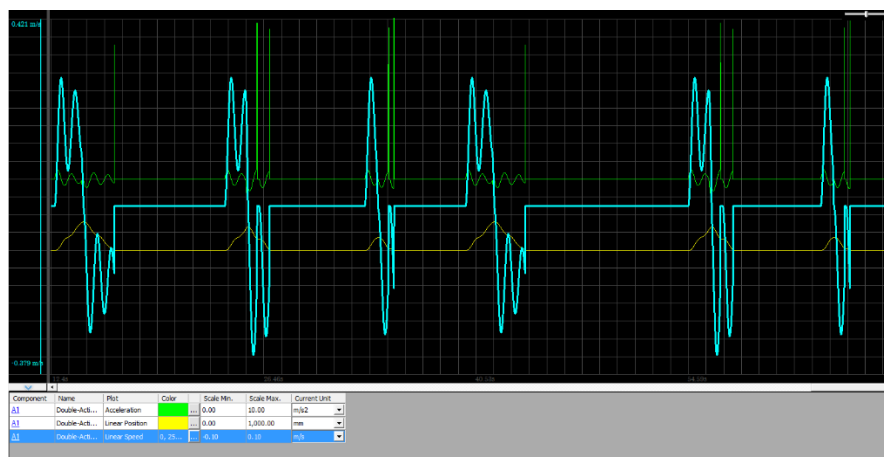
Anexo 164. Análisis de esfuerzos para tornillos

Análisis de tornillo	Valor	Análisis de Placa	Valor	Dimensional
factor de seguridad	4.00	factor de seguridad	4.00	-
SP	689.00	SY	276.00	MPA
Esfuerzo de aplastamiento	172.25	Esfuerzo de aplastamiento	69.00	MPA
Espesor	3.00	Espesor	3.00	mm
Diámetro	10.00	Diámetro	10.00	mm
Cantidad de pernos	2.00	Cantidad de pernos	2.00	ul
Fuerza soportada si pierde precarga	10335.00	Fuerza soportada si pierde precarga	4140.00	N

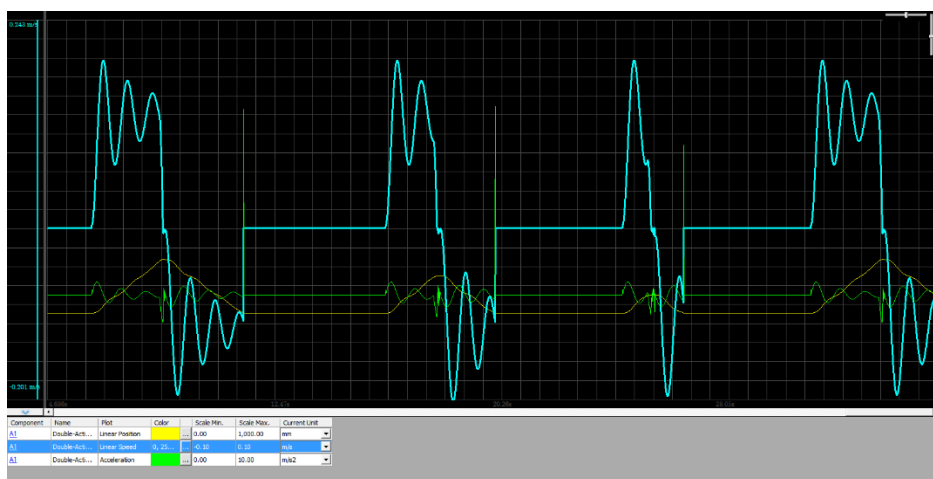
Anexo 165. Dimensiones y masa para varillas

Variable	Iteración 1	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Dimensión
Largo de varilla total	490	490	490	490	mm
Diámetro	3.17	4.76	6.35	9.52	mm
Radio	1.59	2.38	3.17	4.76	mm
Distancia del borde	4.76	7.14375	9.525	14.2875	mm
Área	31.67	71.25574	126.6769	285.023	mm ²
Volumen	15517.91	34915.31	62071.67	139661.2	mm ³
Volumen	0.00015	0.00034	0.00062	0.00140	m ³
Masa	1.22	2.74	4.87	10.96341	Kg

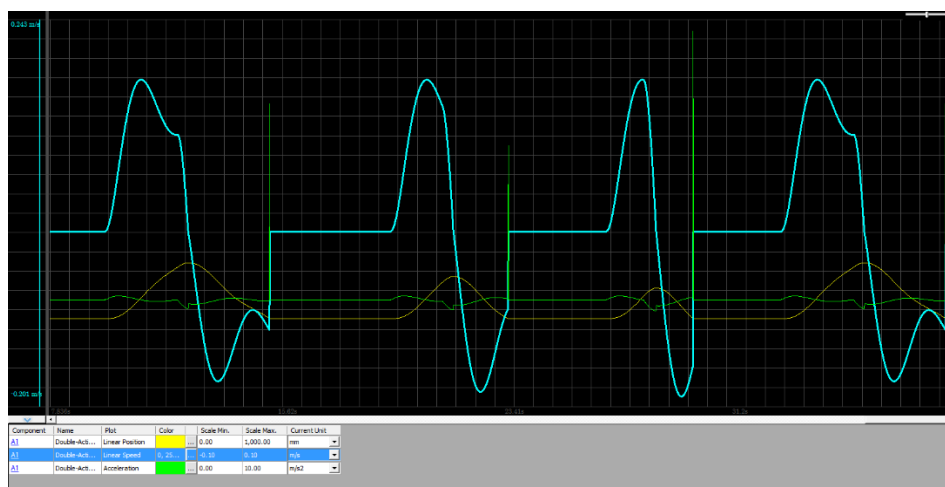
Anexo 166. Gráfica de velocidad para 1000mL



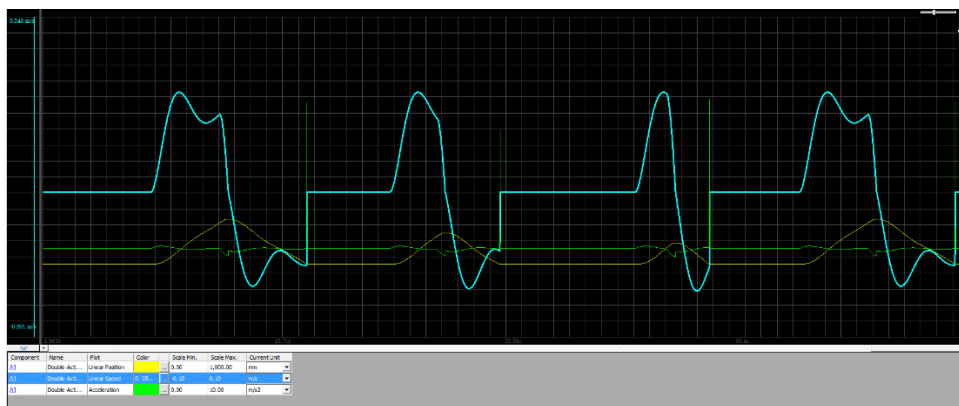
Anexo 167. Gráfica de velocidad para 500mL



Anexo 168. Gráfica de velocidad para 250mL.



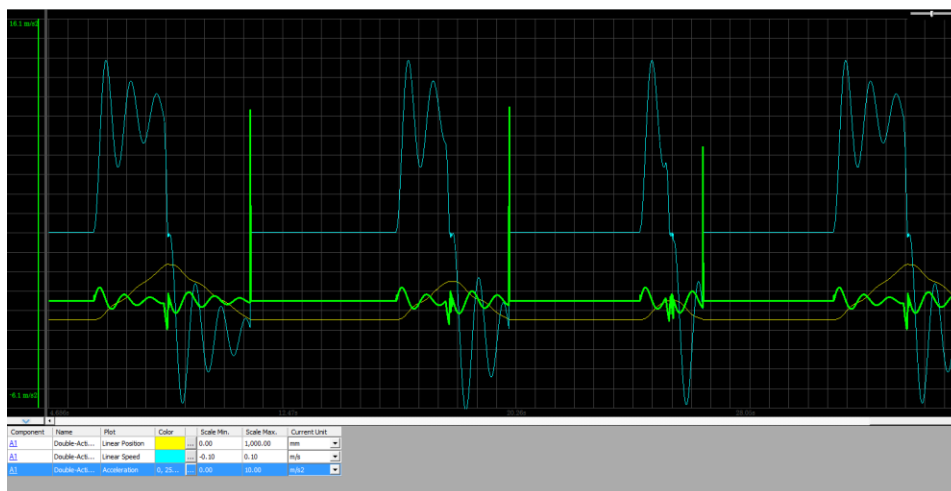
Anexo 169. Gráfica de velocidad para 100mL



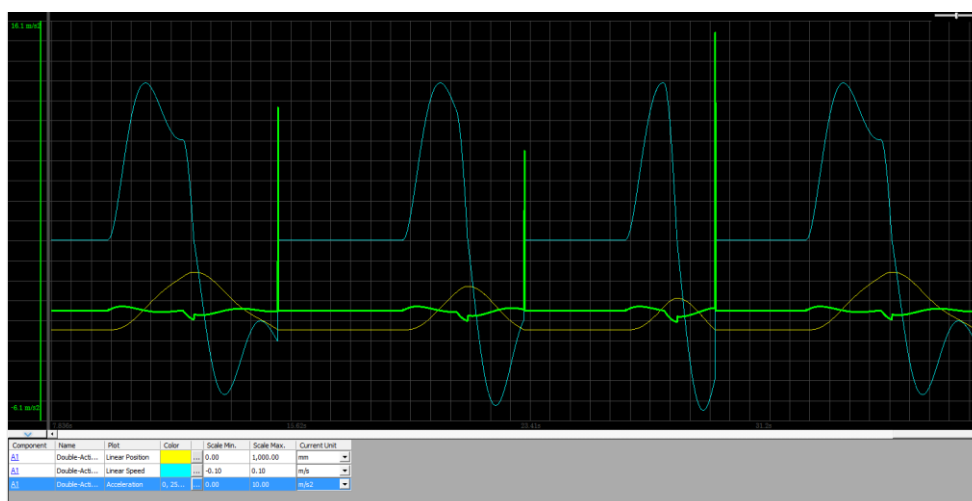
Anexo 170. Grafica de aceleración para 1000mL



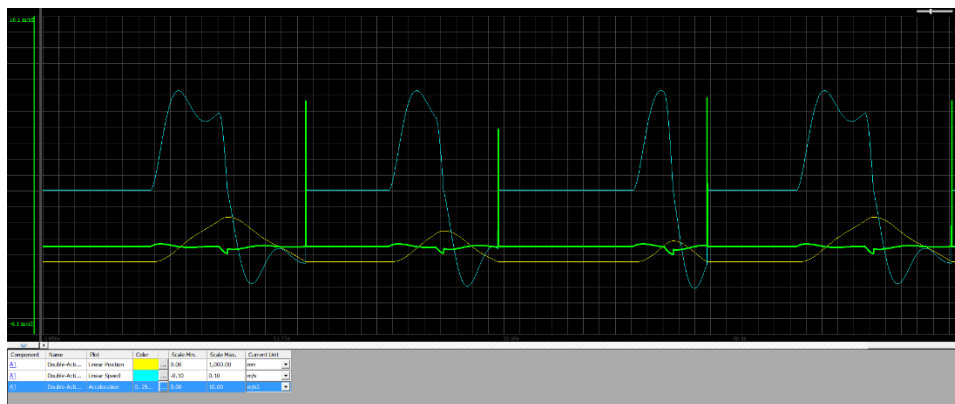
Anexo 171. Grafica de aceleración para 500mL



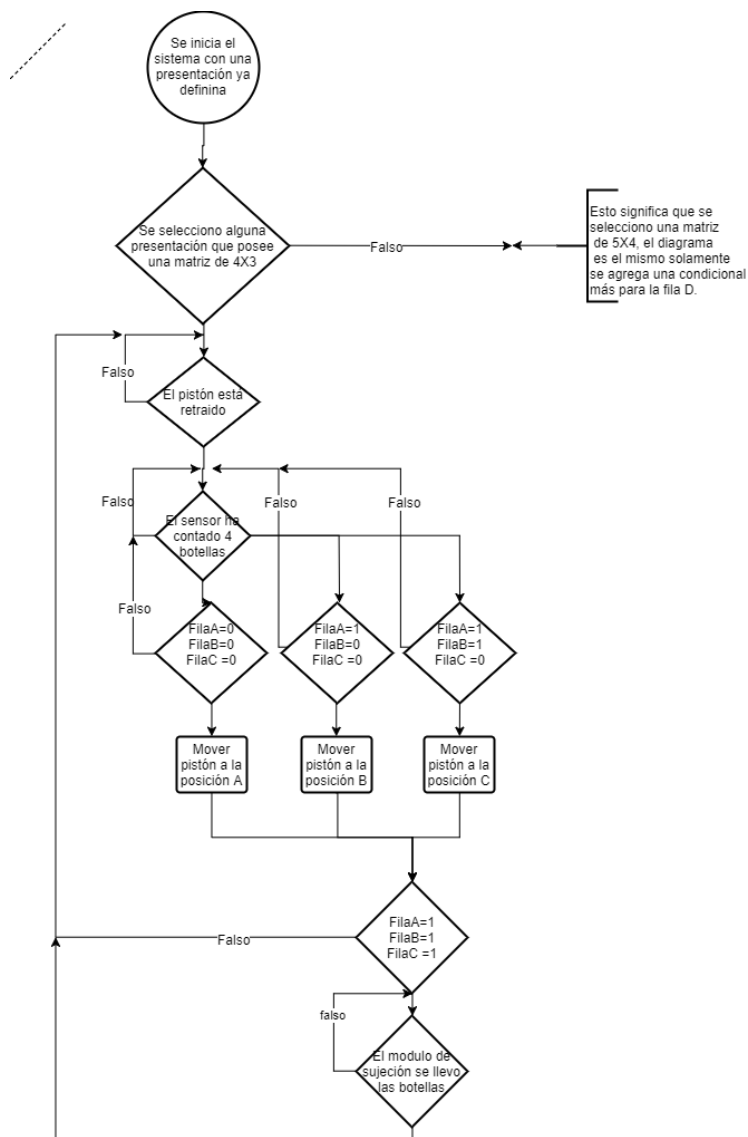
Anexo 172. Grafica de aceleración para 250mL



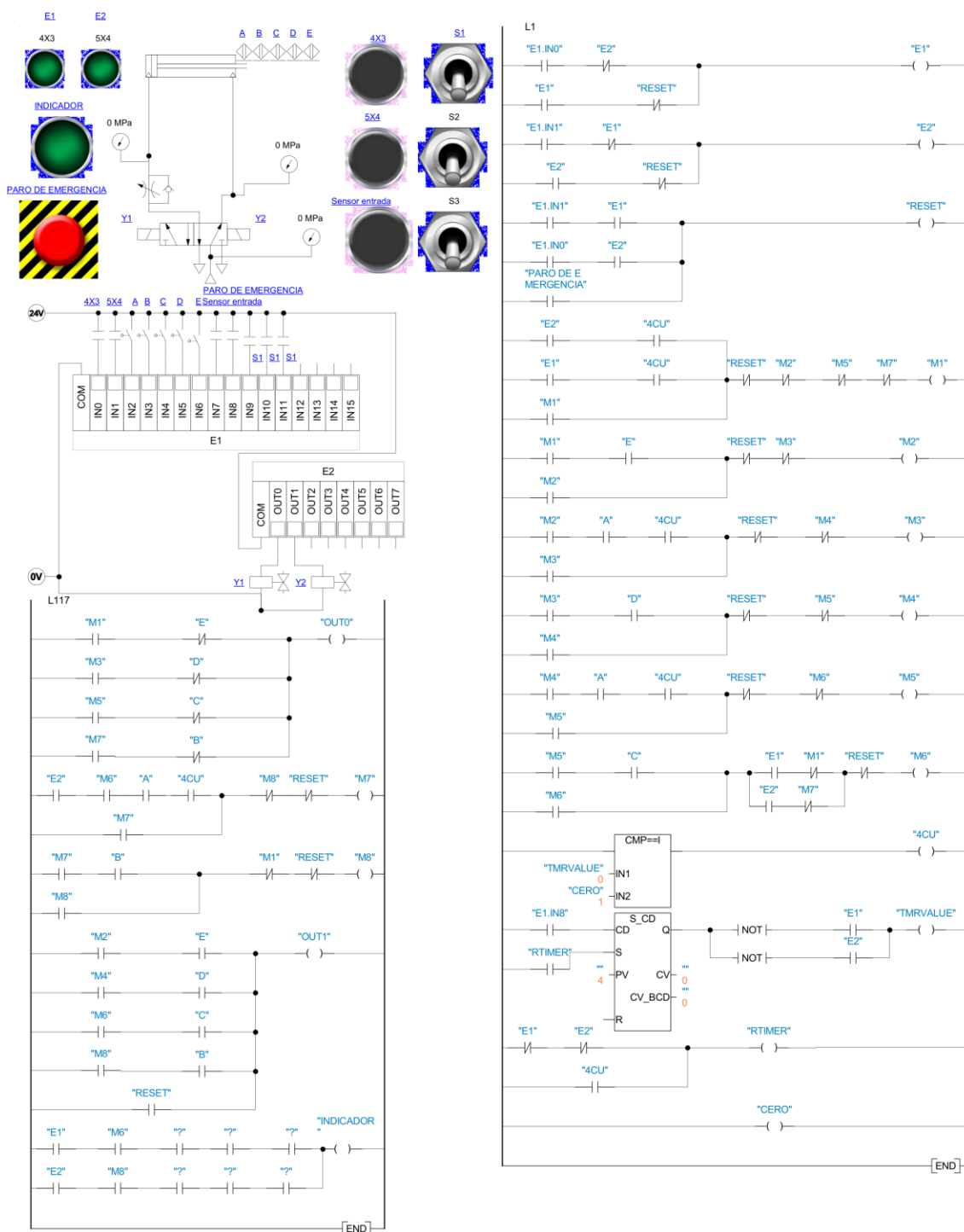
Anexo 173. Grafica de aceleración para 100mL



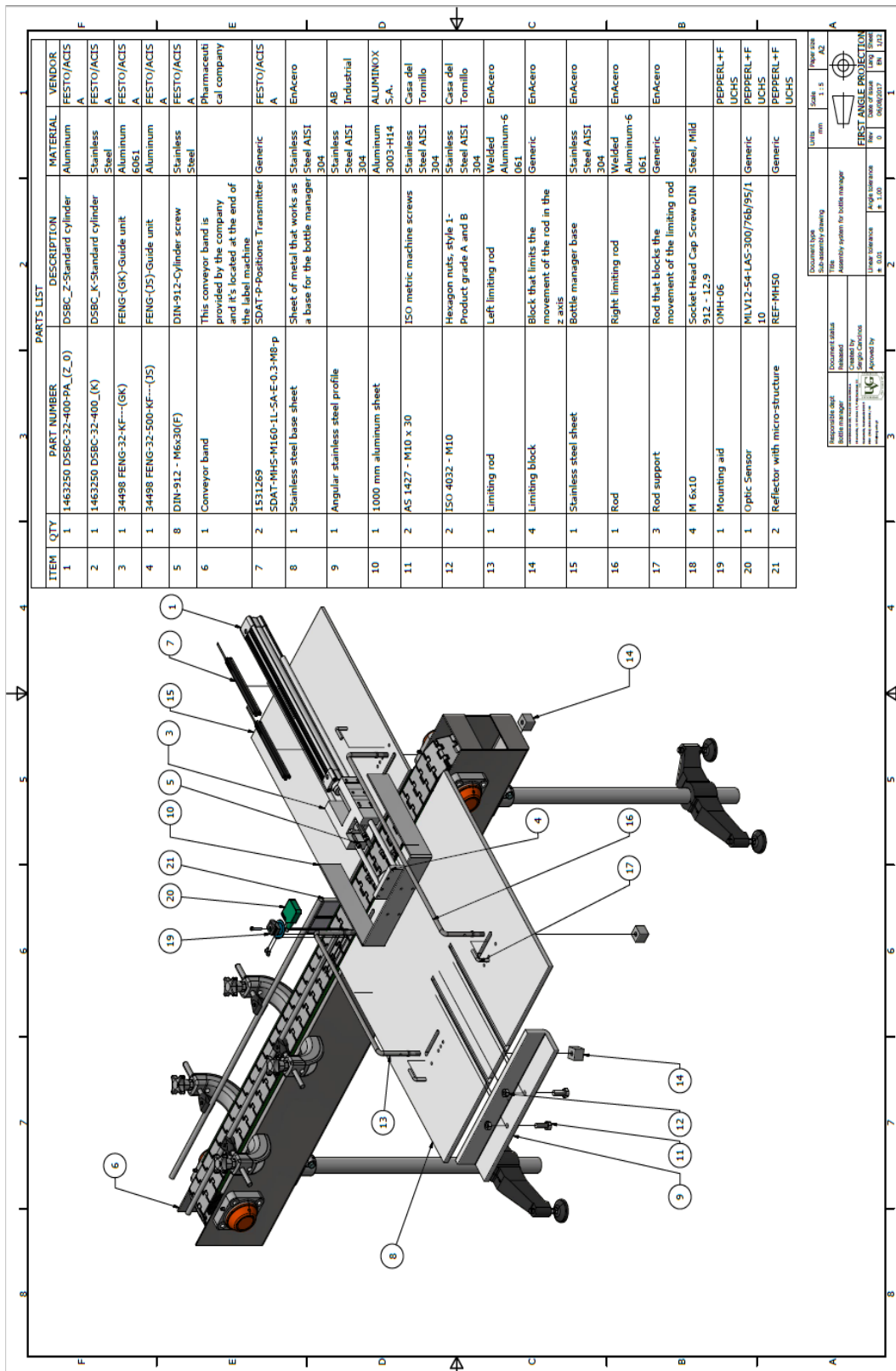
Anexo 174. Diagrama de flujo para el control del cilindro



Anexo 175. Diagrama electromecánico



Anexo 176. Plano mecánico de ensamblaje

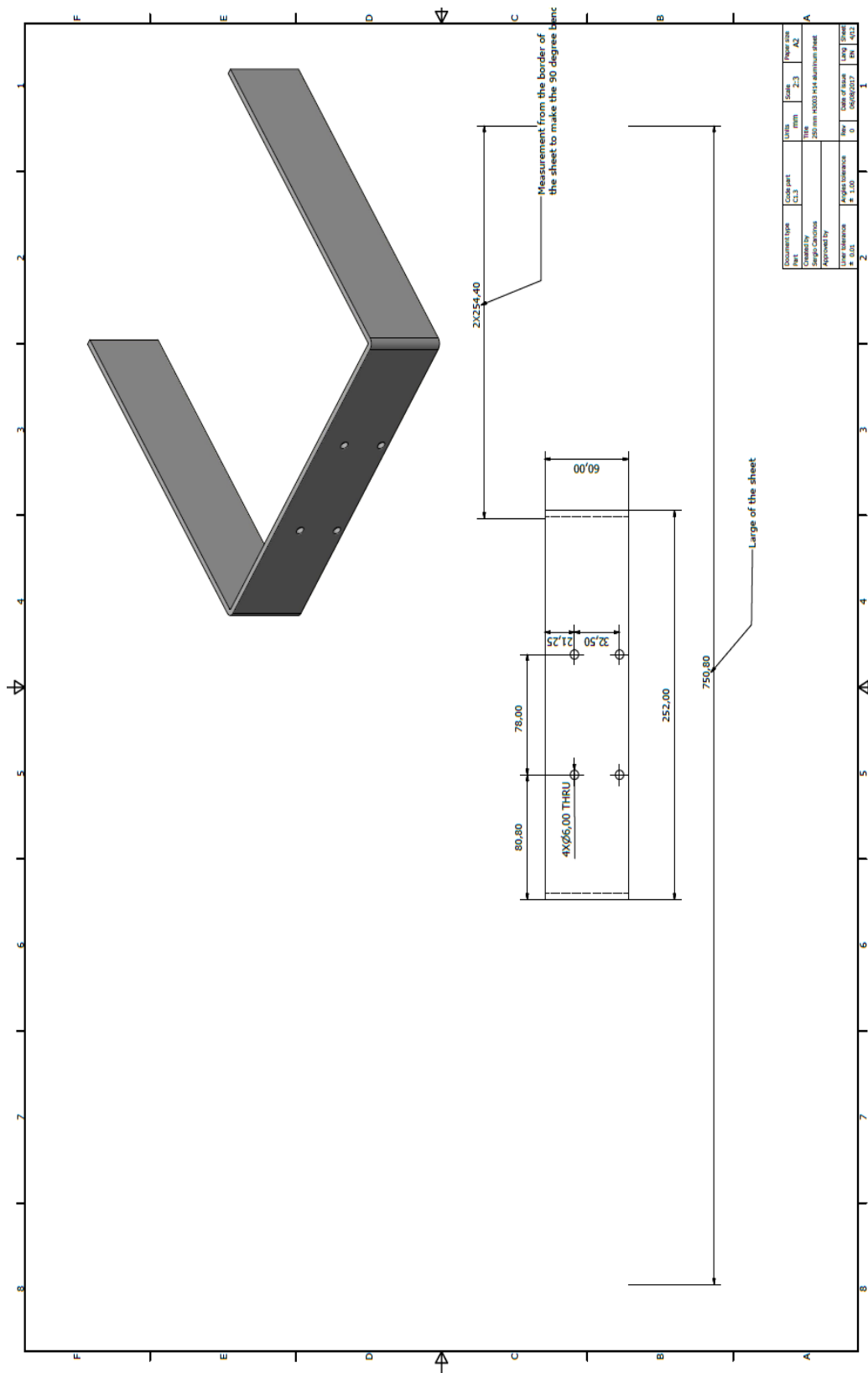


ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	VENDOR
1	1	1463250 D5BC-32-400-PA_(Z_0)	D5BC_2-Standard cylinder	Aluminum	FESTO/ACIS
2	1	1463250 D5BC-32-400_(K)	D5BC_K-Standard cylinder	Stainless Steel	FESTO/ACIS
3	1	34498 FEING-32-KF---(GK)	FEING-(GK)-Guide unit	Aluminum 6061	FESTO/ACIS
4	1	34498 FEING-32-500-KF---(J5)	FEING-(J5)-Guide unit	Aluminum	FESTO/ACIS
5	8	DIN-912 - M6x30(F)	DIN-912-Cylinder screw	Stainless Steel	FESTO/ACIS
6	1	Conveyor band	This conveyor band is provided by the company and it's located at the end of the label machine		Pharmaceuti cal company
7	2	1531269 SDAT-MHS-M160-1L-SA-E-0.3-M8-P	SDAT-P-Positions Transmitter	Generic	FESTO/ACIS
8	1	Stainless steel base sheet	Sheet of metal that works as a base for the bottle manager	Stainless Steel AISI 304	EnAcero
9	1	Angular stainless steel profile		Stainless Steel AISI 304	AB Industrial
10	1	1000 mm aluminum sheet		Aluminum 3003-H14	ALUMINOX S.A.
11	2	AS 1427 - M10 x 30	ISO metric machine screws	Stainless Steel AISI 304	Casa del Tornillo
12	2	ISO 4032 - M10	Hexagon nuts, style 1- Product grade A and B	Stainless Steel AISI 304	Casa del Tornillo
13	1	Limiting rod	Left limiting rod	Welded Aluminum-6061	EnAcero
14	4	Limiting block	Block that limits the movement of the rod in the z axis	Generic	EnAcero
15	1	Stainless steel sheet	Bottle manager base	Stainless Steel AISI 304	EnAcero
16	1	Rod	Right limiting rod	Welded Aluminum-6061	EnAcero
17	3	Rod support	Rod that blocks the movement of the limiting rod	Generic	EnAcero
18	4	M1 6x10	Socket Head Cap Screw DIN 912 - 12.9	Steel, Mild	
19	1	Mounting aid	OMH-06		PEPPERL+F UCHS
20	1	Optic Sensor	MLV12-54-LAS-300/76b/95/1	Generic	PEPPERL+F UCHS
21	2	Reflector with micro-structure	REF-MH50	Generic	PEPPERL+F UCHS

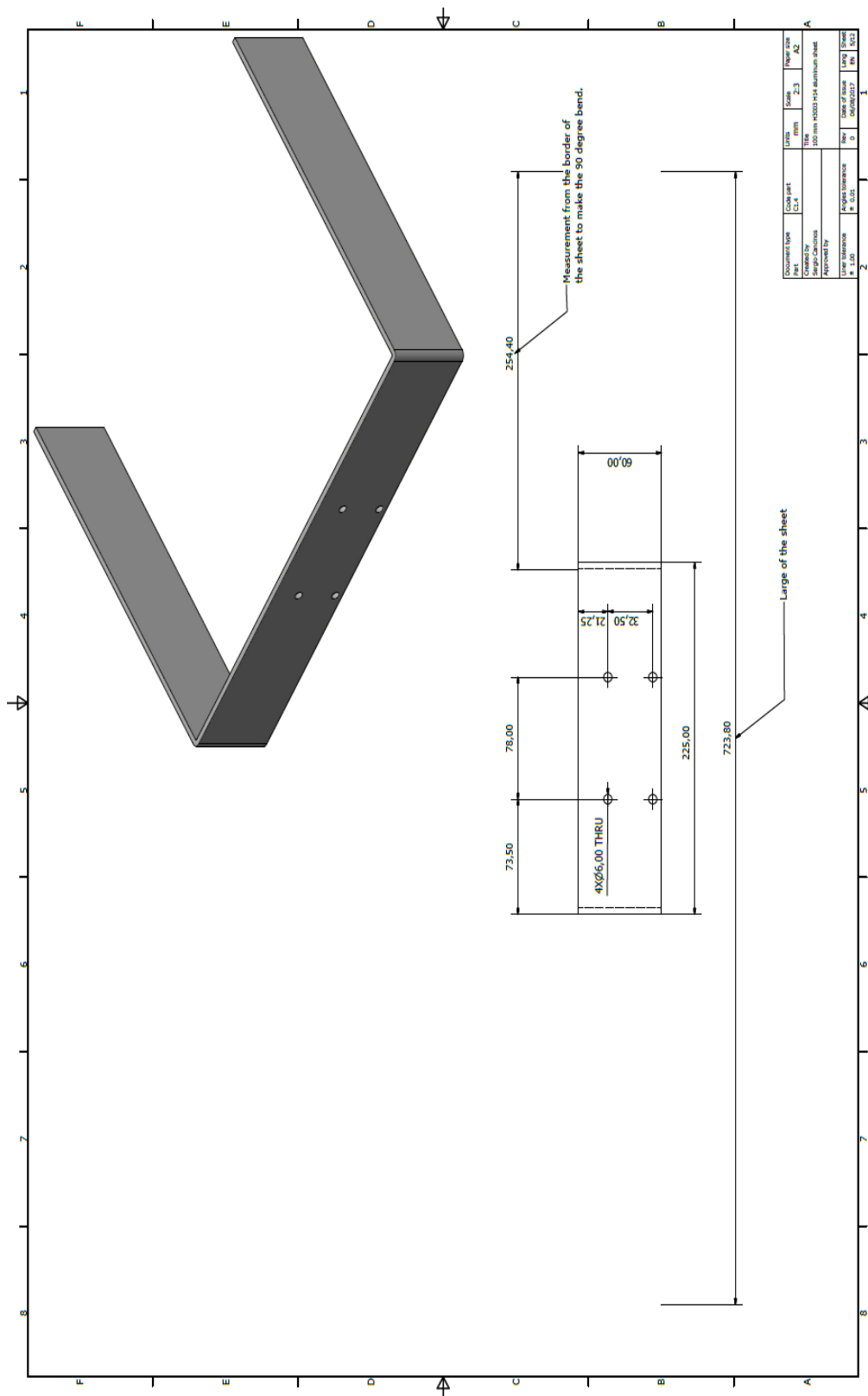
Document type: Sub-assembly drawing
 Title: Assembly system for bottle manager
 Author: [Name]
 Date: [Date]
 Scale: 1:1
 Drawing code: [Code]
 Revision: [Revision]

FIRST ANGLE PROJECTION
 Scale: 1:1
 Drawing code: [Code]
 Revision: [Revision]

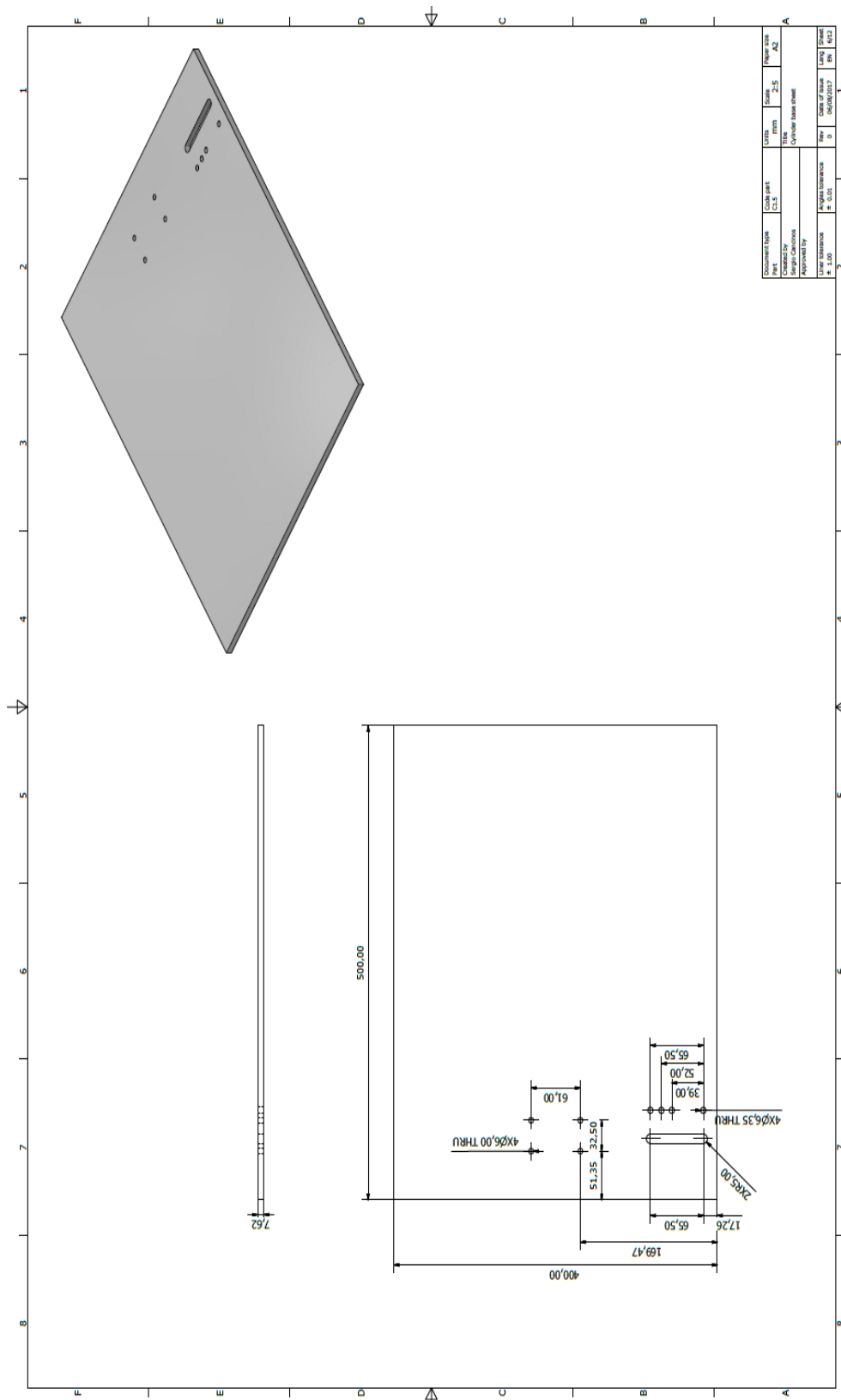
Anexo 179. Plano mecânico de placa de 250ml



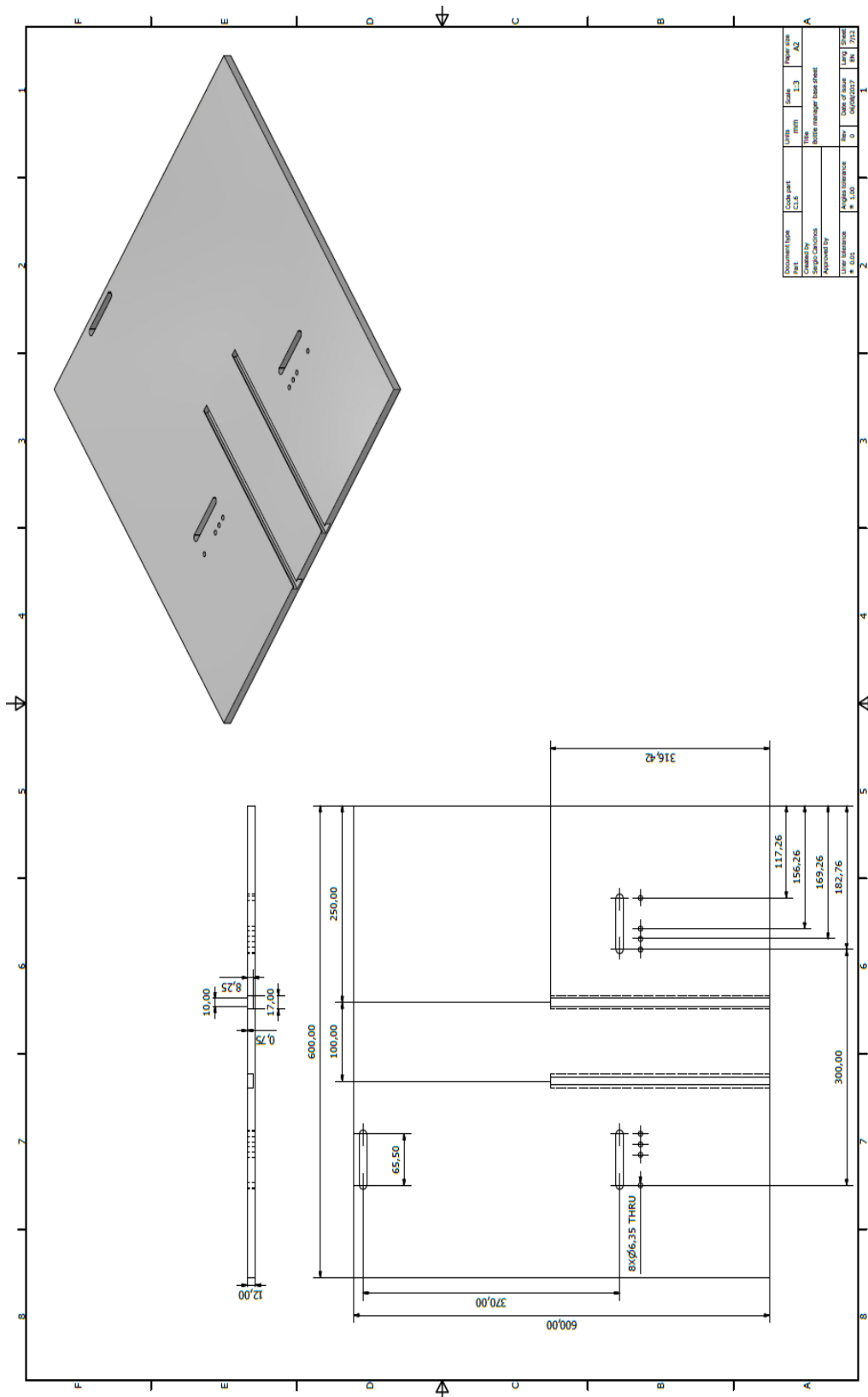
Anexo 180. Plano mecânico de placa de 100ml



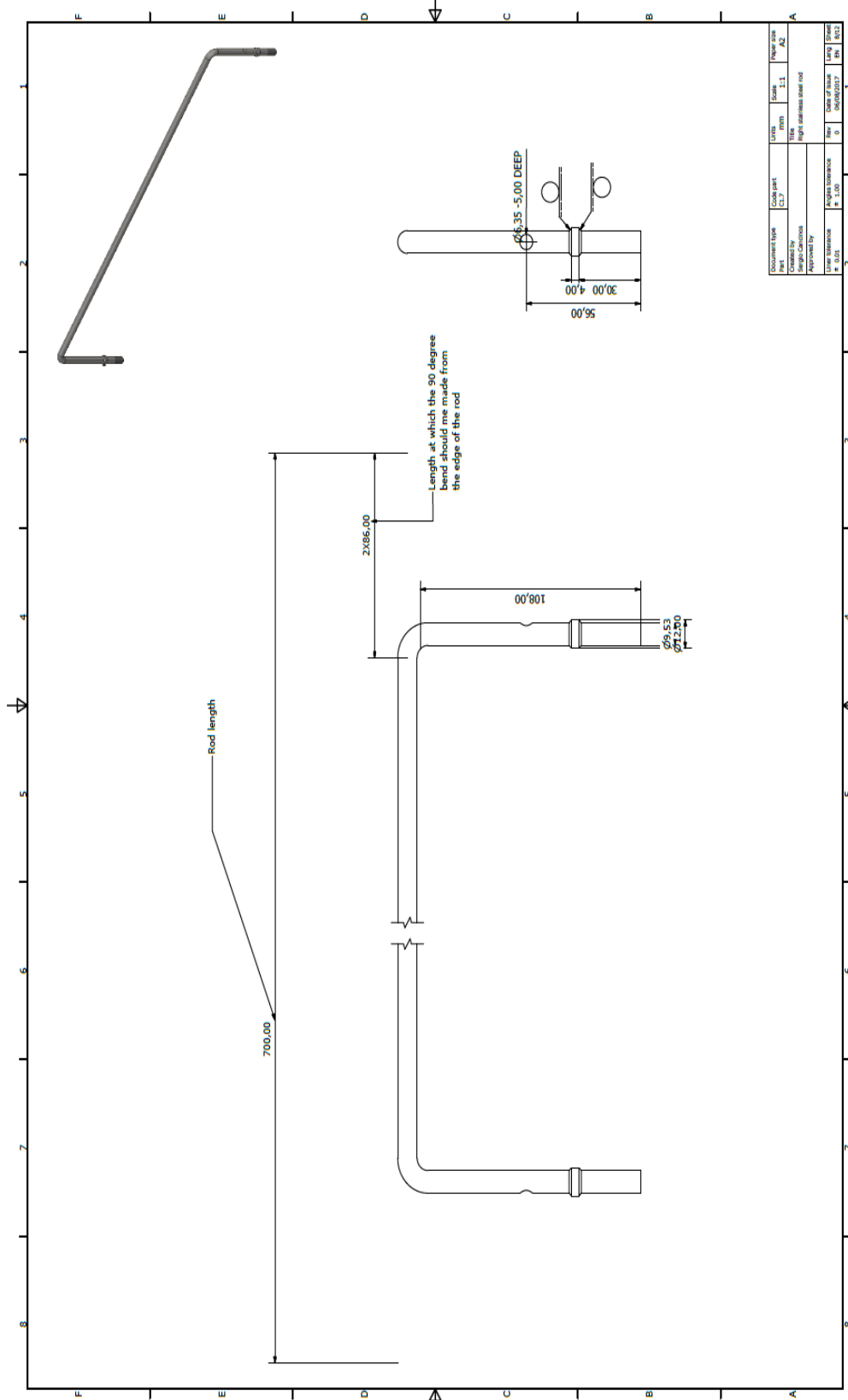
Anexo 181. Plano mecánico de placa de base de cilindro



Anexo 182. Plano mecánico de placa de base de limitador de tamaño

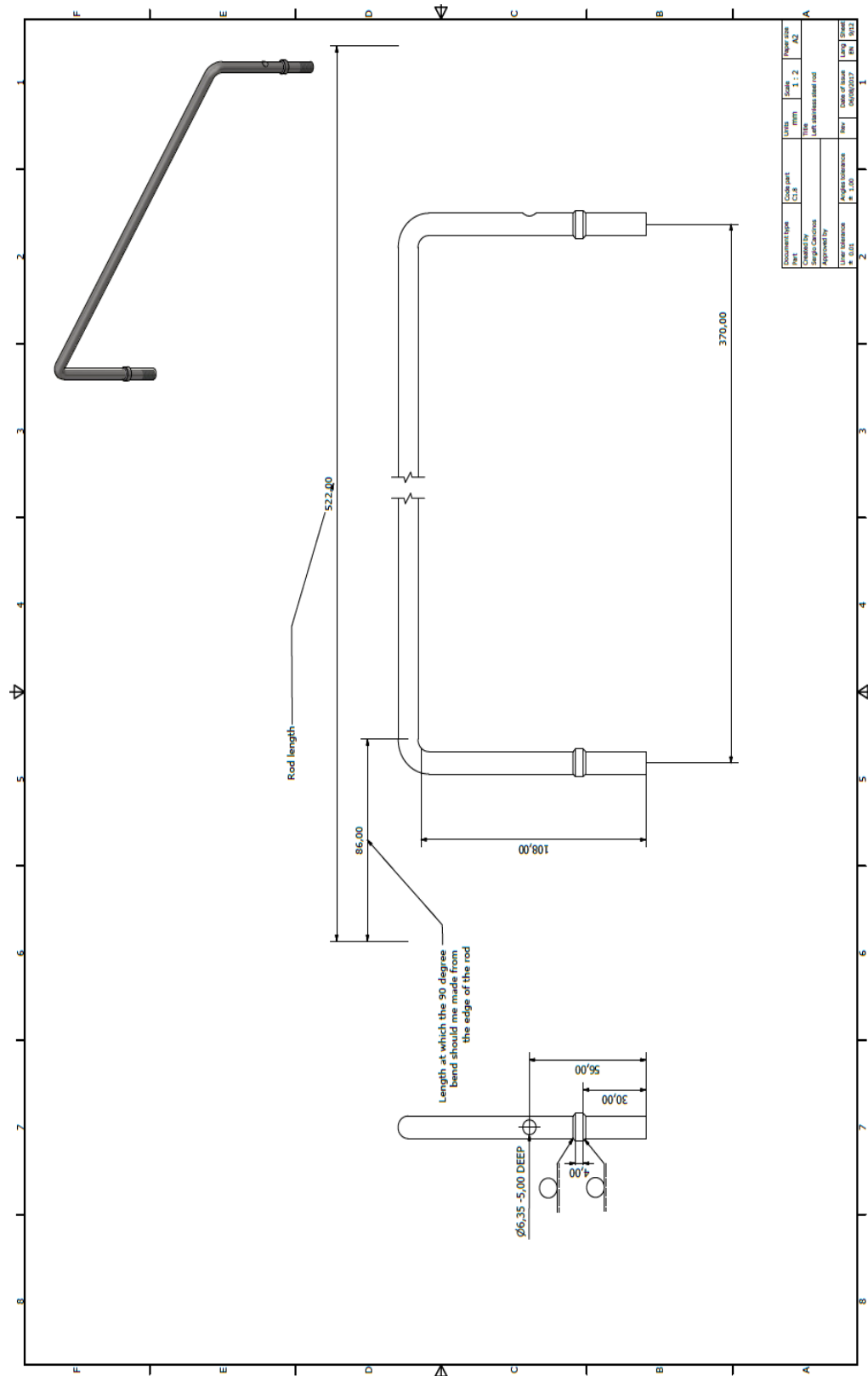


Anexo 183. Plano mecánico de varilla derecha

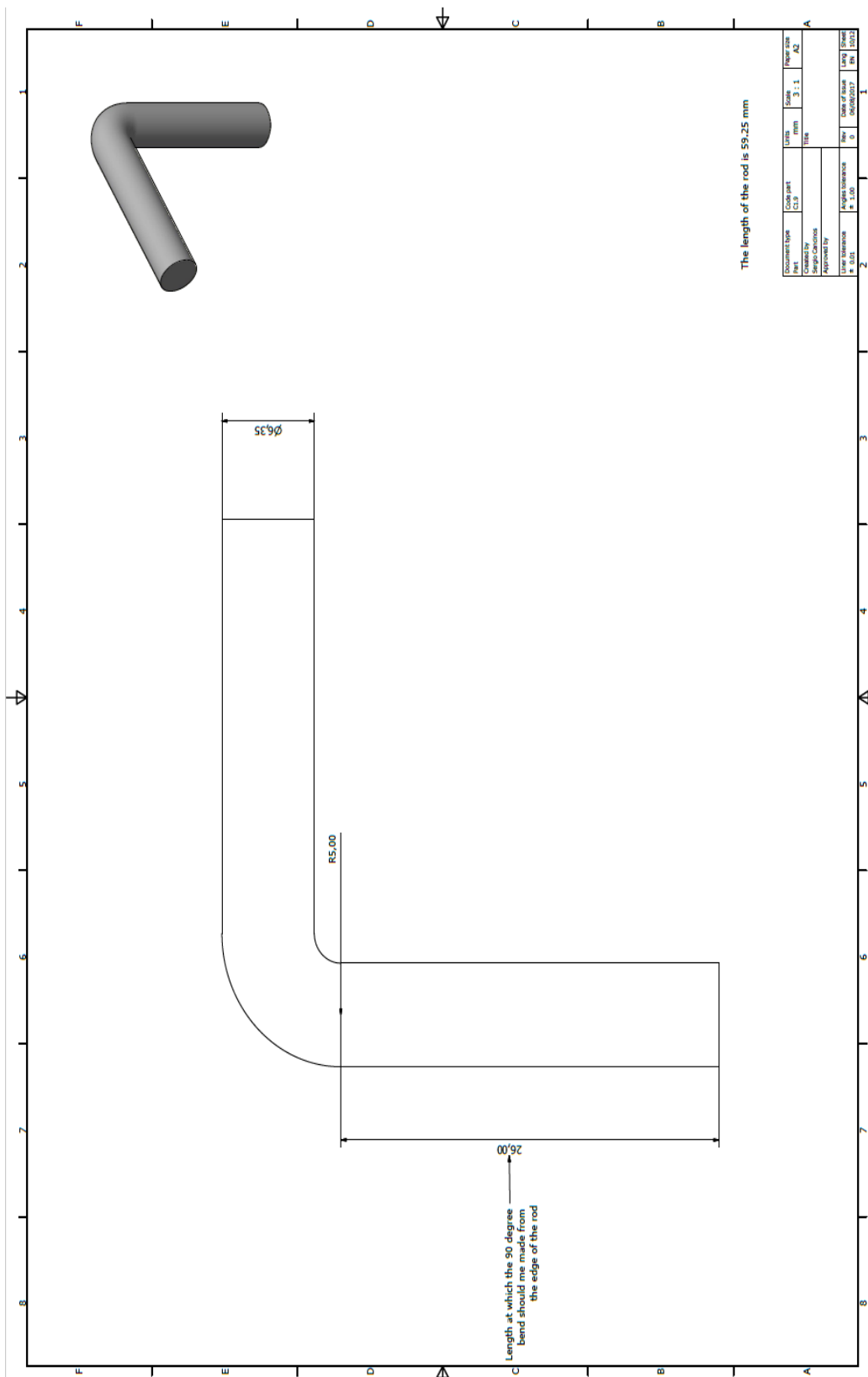


Document type	Code part	Units	Scale	Page size
Part	CL7	mm	1:1	A2
Author				
Design				
Approved by				
Unit tolerance	Angular tolerance	mm	Date of issue	Unit
± 0.01	± 1.00	0	06/06/2017	mm

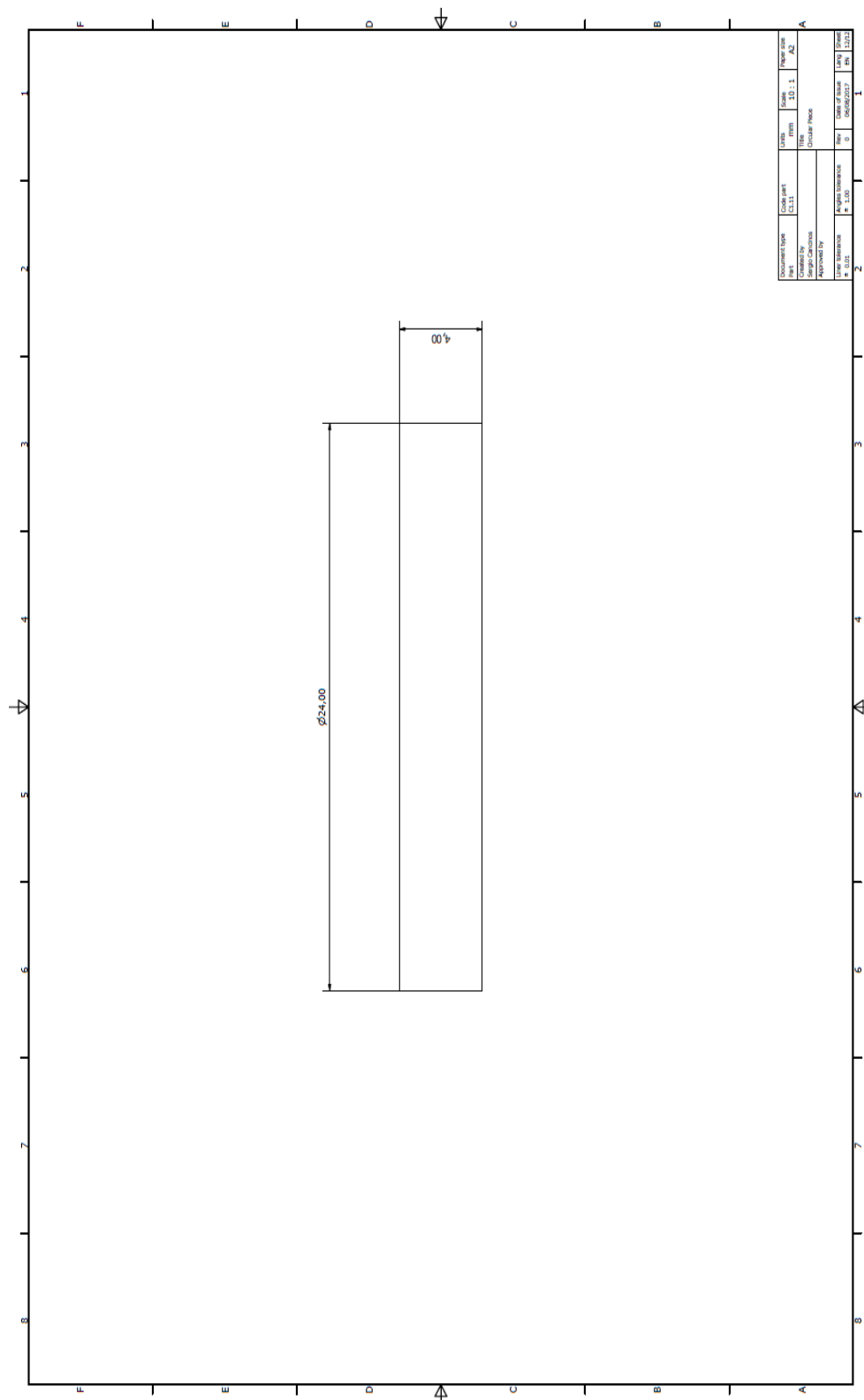
Anexo 184. Plano mecánico de varilla izquierda



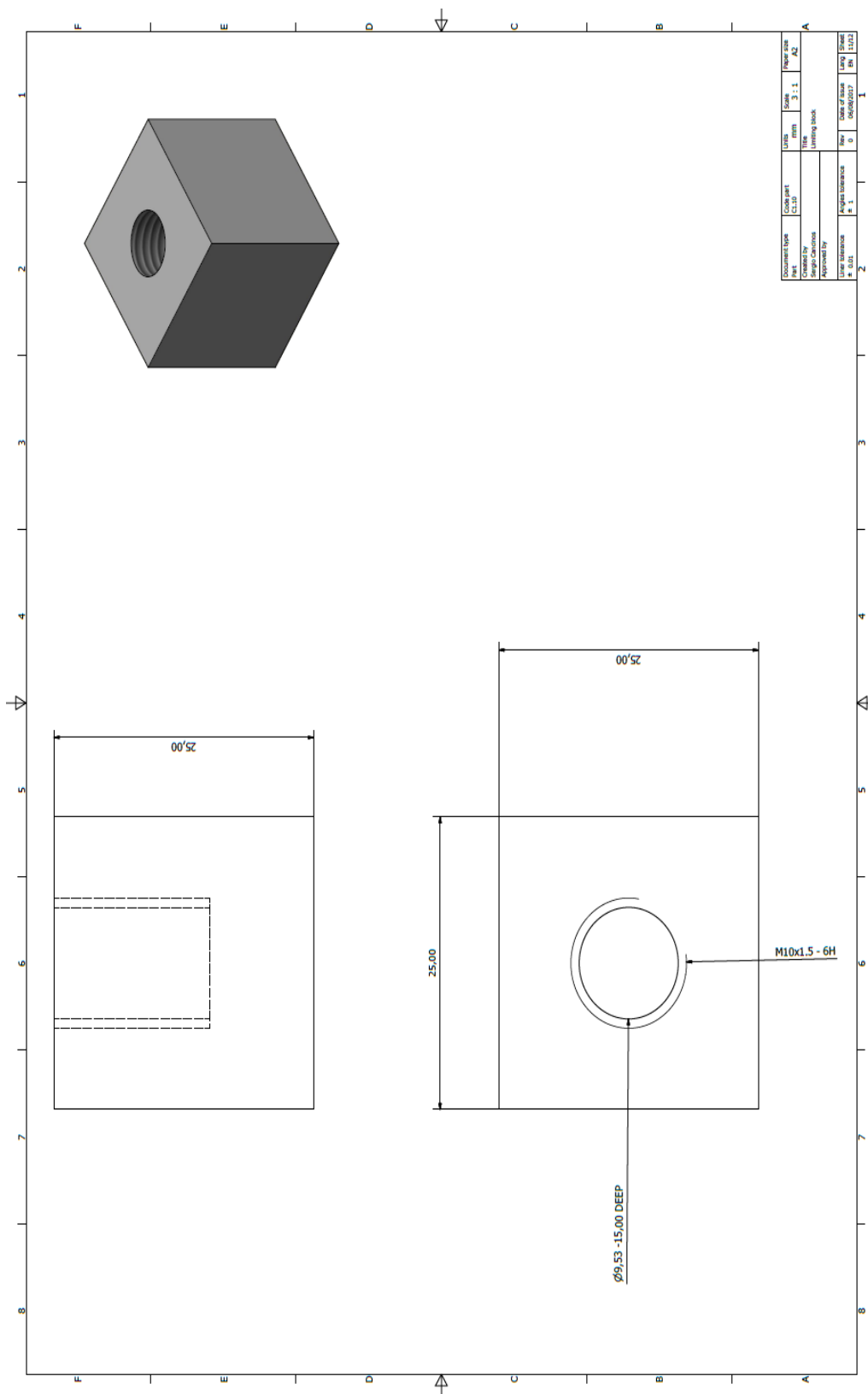
Anexo 185. Plano mecánico de soporte de varilla



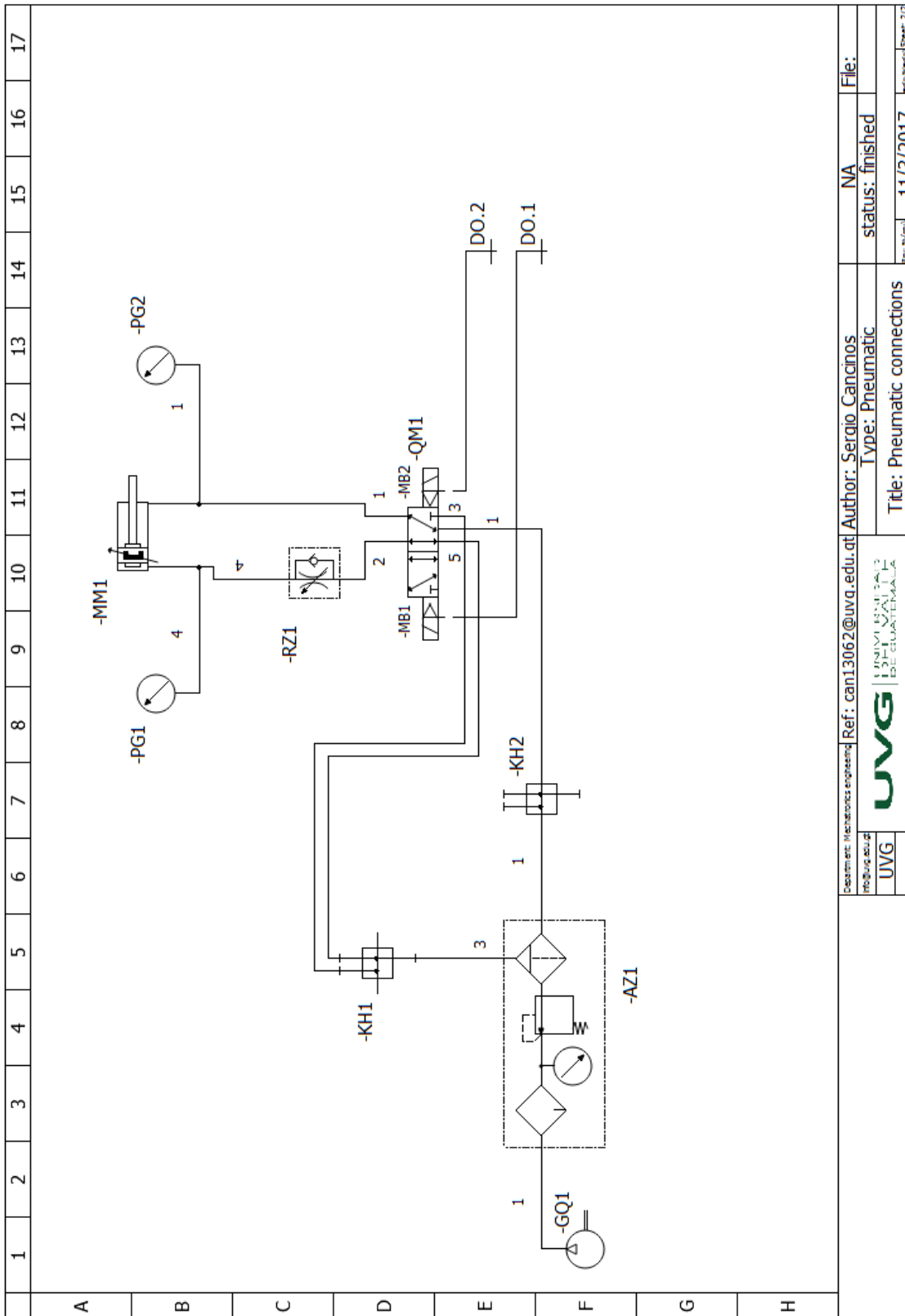
Anexo 186. Plano mecánico de pieza circular a ser soldada en las varillas izquierdas y derechas



Anexo 187. Plano mecánico de cubo limitador de desplazamiento

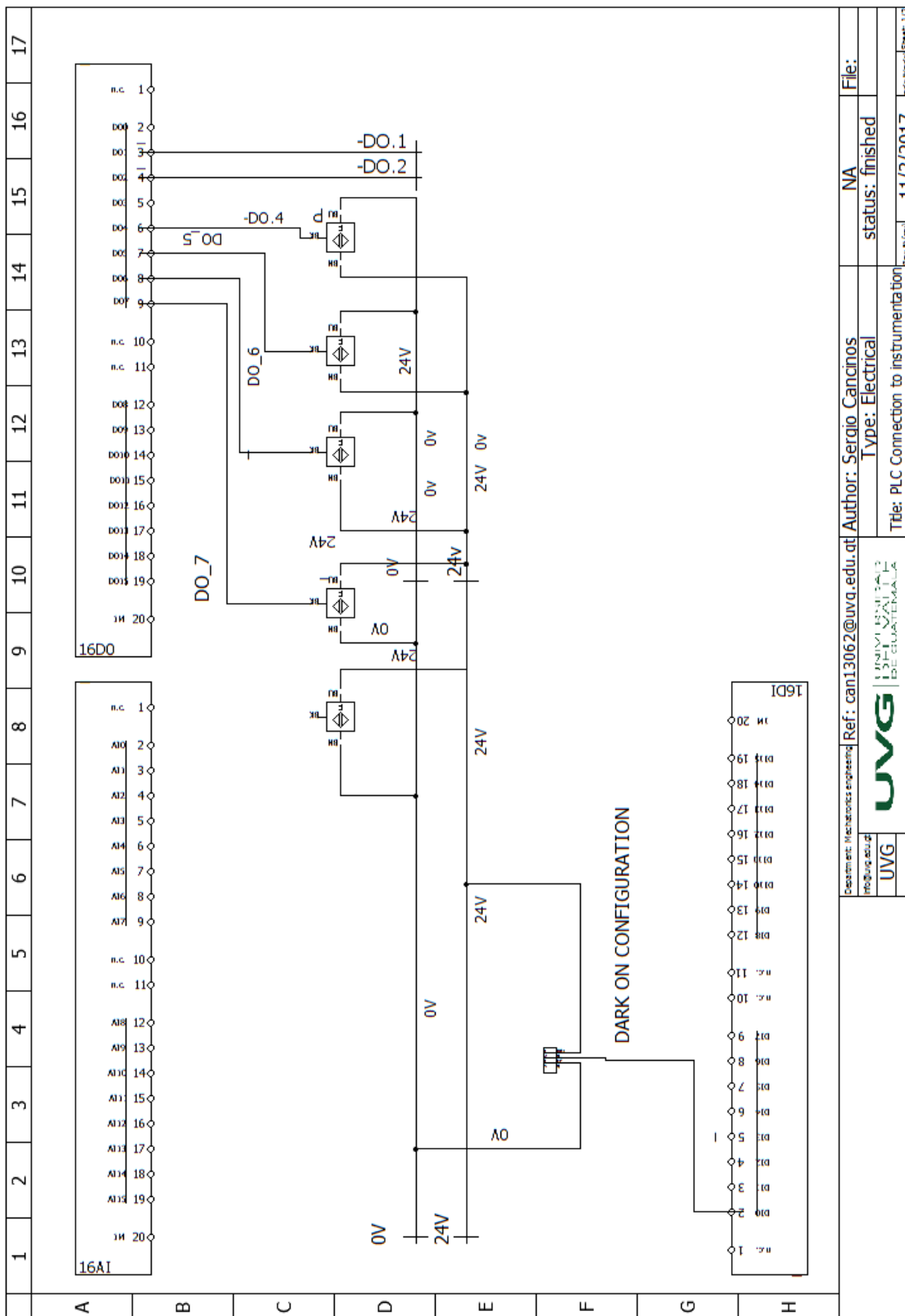


Anexo 188. Plano neumático



Department: Mechanical engineering		Ref: can13062@uvg.edu.gt		Author: Sergio Cancinos		NA		File:	
Instituto de Ingeniería y Tecnología		UVG		UNIVERSIDAD DE GUATEMALA		status: finished			
				Title: Pneumatic connections		11/3/2017		Bret: 2/2	

Anexo 189. Plano electrónico para conexión de sensores



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
A	B	C	D	E	F	G	H	16DI n.c. 1 DI1 2 DI2 3 DI3 4 DI4 5 DI5 6 DI6 7 DI7 8 DI8 9 n.c. 10 n.c. 11 DI9 12 DI10 13 DI11 14 DI12 15 DI13 16 DI14 17 DI15 18 DI16 19 DI17 20 n.c. 21									
16DO n.c. 1 DO1 2 DO2 3 DO3 4 DO4 5 DO5 6 DO6 7 DO7 8 DO8 9 n.c. 10 n.c. 11 DO9 12 DO10 13 DO11 14 DO12 15 DO13 16 DO14 17 DO15 18 DO16 19 DI17 20								Author: Sergio Cancinos Type: Electrical Title: PLC Connection to instrumentation									
Department: Mechanical engineering Institute: UJMG UJMG UNIVERSIDAD DE GUATEMALA								NA status: finished		File: 11/3/2017							

Anexo 190. Manual de usuario hoja 1

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE
GUATEMALA Facultad de Ingeniería



Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases
de insecticida agroquímico en una planta de producción en
Guatemala, Fase II

Módulo: Ordenamiento de
envases

**Manual de Ensamble y listado de
materiales**

Sergio Leonel Cancinos López,

Licenciatura en Ingeniería mecatrónica

Guatemala, octubre 6 del 2017

Anexo 191. Manual de usuario hoja 2

INTRODUCCIÓN

a. Uso previsto

El diseño de esta máquina tiene como fin proporcionar un sistema capaz de realizar el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico de diferentes presentaciones, alimentados desde el final de la línea de envasado y etiquetado, de tal forma que optimice la producción actual de la línea de producción de la planta.

El cambio de las piezas o dimensiones de las mismas puede repercutir en un mal funcionamiento del módulo y de esta manera atascar la línea. Se recomienda que si se desean realizar cambios de las piezas consultar al proveedor original.

b. Este manual

Este manual se puede utilizar únicamente para el módulo de ordenamiento de envases de la máquina y no proporciona mayor detalle acerca de los otros módulos por lo cual es completamente necesario tener a la mano el manual completo de la máquina. El manual incluye las siguientes especificaciones:

- Lista de partes y proveedores locales
- Planos mecánicos de las piezas a ser manufacturados
- Instrucciones de ensamblaje
- Instrucciones de utilización

c. Símbolos utilizados

**ADVERTENCIA/PRECAUCIÓN**

Advertencia: No seguir la siguiente instrucción puede causar lesión o la muerte

Precaución: No seguir la siguiente instrucción puede causar daño al equipo

**NOTA**

Nota informativa de la máquina

Anexo 192. Manual de usuario hoja 3

INDICE

INTRODUCCIÓN.....	2
a. Uso previsto	2
b. Este manual.....	2
c. Símbolos utilizados.....	2
1. LISTA DE PARTES	4
2. INSTALACIÓN DE SUBMÓDULOS DEL SISTEMA.....	5
a. Submódulo de ordenamiento de filas de envases	5
b. Submódulo limitador de espacio	9
c. Submódulo de control.....	11
3. Instrucciones para cambio de presentación de envases.....	11
4. Planos electro neumáticos y mecánicos	12

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Montaje de la guía lineal.....	7
Figura 2: Montaje de la guía lineal.....	7
Figura 3: Montaje de varillas de la guía lineal.....	7
Figura 4: Montaje del cilindro neumático.....	8
Figura 5: Colocación de pernos del cilindro neumático.....	8
Figura 6: Montaje de la placa empujadora de envases.....	9
Figura 7: Colocación de pernos en la placa empujadora de envases.....	10
Figura 8: Acople del perfil angular con pernos	11
Figura 9: Vista desde arriba del perno alineado a la ranura en T.....	11
Figura 10: Vista en ángulo del montaje.....	12
Figura 11: Montaje en la posición de tope del perno	12
Figura 12: Posicionamiento correcto de la varilla y su soporte	13
Figura 13: Montaje de varilla izquierda.....	13
Figura 14: Vista lateral de la instalación del cubo limitador de desplazamiento.....	13
Figura 15: Montaje de varilla derecha	14
Figura 16: Montaje físico de sensores de ranura T.....	15
Figura 17: Montaje físico de sensores de ranura T.....	15
Figura 18: Montaje físico del sensor análogo de posición	16
Figura 19: Montaje físico de sensores de proximidad	16

Anexo 193. Manual de usuario hoja 4

Figura 20: Montaje físico del sensor retro reflectante	17
Figura 21: Marcas de posicionamiento para limitar el eje X.....	18
Figura 22: Agujeros para cambio de presentación de izquierda a derecha 1000ml,500ml,250ml,100ml	18
Figura 23: Indicador de posicionamiento correcto	20
Figura 24: Indicador de posicionamiento marginal-incorrecto.....	21
Figura 25 : Plano electrónico de sensores hacia el PLC.....	22
Figura26 : Plano neumático	23
Figura 27: Ensamblaje completo de una presentación de 1000ml.....	24
Figura 28: Placa de aluminio para la presentación de 1000ml	25
Figura 29: Placa de aluminio para la presentación de 500ml	26
Figura 30: Placa de aluminio para la presentación de 250ml	27
Figura 31: Placa de aluminio para la presentación de 100ml	28
Figura 32: Placa base del cilindro.....	29
Figura 33: Placa base del limitador de tamaño.....	30
Figura 34: Varilla derecha	31
Figura 35: Varilla izquierda	32
Figura 36: Soporte de varillas	33
Figura 37: Cubo limitador de desplazamiento.....	34
Figura 38: Pieza circular a ser soldada en la varilla izquierda y derecha.....	35

Anexo 194. Manual de usuario hoja 5

1. LISTA DE PARTES



NOTA

Para la instalación de este módulo es necesario utilizar la siguiente lista de materiales. Para más información en cuanto a cada una se puede verificar con el proveedor local.

Ítem	Parte	Proveedor
1	Cilindro+B3:C32 neumático DSBC -32	ACISA
2	Modulo guía FENG - 32	ACISA
3	Sensor de proximidad para ranura en T SMT-8M-A-PS-24V-E-7.5-M8D	ACISA
4	Sensor análogo de posición de 160mm SDAT-MHS-M160-1L-SA-E-0.3-M8	ACISA
5	Sensor retro reflectante MLV12-54-LAS-300/76b/95/110	Equipos y Servicios Industriales S.A.
6	REF-MH50	Equipos y Servicios Industriales S.A.
7	Conector M8 1m	Equipos y Servicios Industriales S.A.
8	Ayudas de montaje OMH-06	Equipos y Servicios Industriales S.A.
9	Electroválvula 5/2 biestable	ACISA
10	Manguera PUN 6X1 -BL	ACISA
11	QSLV4-G3/8-10 Múltiple distributor	ACISA
12	Manómetros	ACISA
13	MSB4-1/4: C3:J1-WP Service unit combination	ACISA
14	Racor de rápido roscado G1/8 -QS-G1/8-6	ACISA
15	Válvula estranguladora y antirretorno G1/8 1 racor de 6mm de alimentación	ACISA
16	Placa de acero inoxidable de 12mm*600mm*600mm	EnAcero
17	Placa de acero inoxidable de 7.62 mm * 600mm*500mm	EnAcero
18	Placa de aluminio H3003 de 3/32in * 926mm*60mm	ALUMINOX S.A.
19	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 776.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.
20	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 750.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.
21	Placa de aluminio H3003 de 3/32in* 723.80mm*60mm	ALUMINOX S.A.
22	Varilla de acero inoxidable de 3/8 in, largo 52.2 cm	EnAcero
23	Varilla de acero inoxidable de 3/8 in largo 70 cm	EnAcero
24	Varilla de soporte de acero inoxidable de 1/4 in	EnAcero
25	Perfil angular de acero inoxidable 400mm*4 in*1/2 in	EnAcero
26	Pernos Hexagonales de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos
27	Tuerca de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos
28	Roldana de acero inoxidable para perfil angular	Casa de los tornillos
29	Perno Hexagonal M6X10	Casa de los tornillos
30	Perno Hexagonal M6X30	Casa de los tornillos
31	Cubo limitador de desplazamiento	Manufacturado

Anexo 195. Manual de usuario hoja 6

2. INSTALACIÓN DE SUBMÓDULOS DEL SISTEMA**PRECAUCIÓN**

Se debe de tener cuidado al momento de instalar cada pieza de la lista de materiales ya que cualquier deformación de piezas o maltrato de sensor o actuador puede llevar a un funcionamiento incorrecto del módulo.

**PRECAUCIÓN**

Para la instalación correcta del submódulo se debe de tener un mínimo de dos personas involucradas en la instalación.

**ADVERTENCIA**

Asegurar que la alimentación eléctrica este apagada para este módulo durante la instalación. Asegurar que la alimentación neumática este desconectada o cerrar la válvula de aire comprimido del módulo durante la instalación.

a. Submódulo de ordenamiento de filas de envases

- Montar la placa de soporte del cilindro neumático. (Ítem 17)
- Montar el módulo guía lineal (Ítem 2,30)
 - Para realizar el montaje de la guía lineal (Ítem 2) se coloca la guía sobre los 4 agujeros de la placa base (Ítem 17).
 - Se introducen los pernos hexagonales (Ítem 30) en el orificio y se asegura que quede lo suficientemente ajustado.
 - Se introduce la placa del módulo que posee las dos varillas de 500mm

**PRECAUCIÓN**

Una vez el perno ya este ajustado no es necesario agregar mayor torque y simplemente girar el perno 2 veces más será suficiente para no generar daño en la placa y el perno.

Anexo 196. Manual de usuario hoja 7

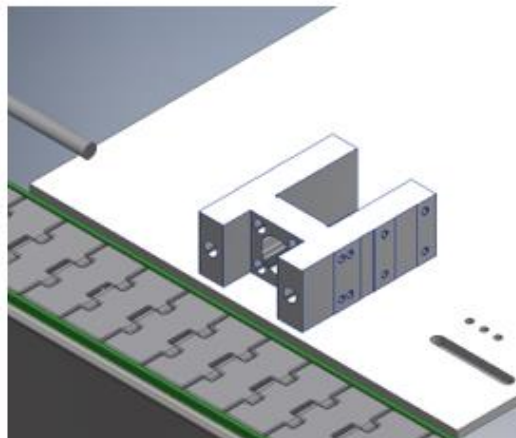


Figura 1: Montaje de la guía lineal



Figura 2: Montaje de la guía lineal

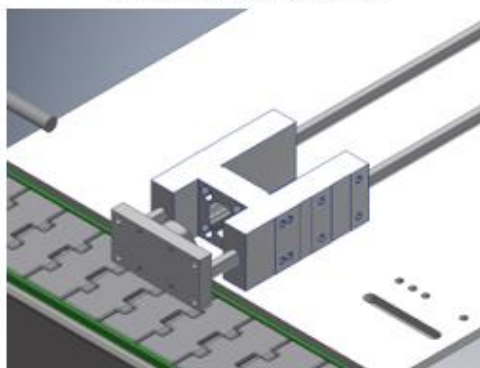


Figura 3: Montaje de varillas de la guía lineal

Anexo 197. Manual de usuario hoja 8

- Acoplar el cilindro neumático (ítem 1) al módulo guía lineal (ítem 2) con sus respectivos pernos (ítem 30)
 - Se asegura que el vástago del cilindro neumático tenga su carrera completamente retraída. Un operario se encarga de colocar el cilindro dentro de la abertura interna del módulo guía lineal con el cilindro orientado de tal manera que las entradas de los racores se encuentren viendo hacia arriba. (Ver imagen para una mejor referencia)
 - Con la ayuda de otra persona se introducen los pernos hexagonales (ítem 30) en los orificios del módulo guía y el cilindro.

**PRECAUCIÓN**

Una vez el perno ya este ajustado no es necesario agregar mayor torque y simplemente girar el perno 2 veces más será suficiente para no generar daño en la placa y el perno.

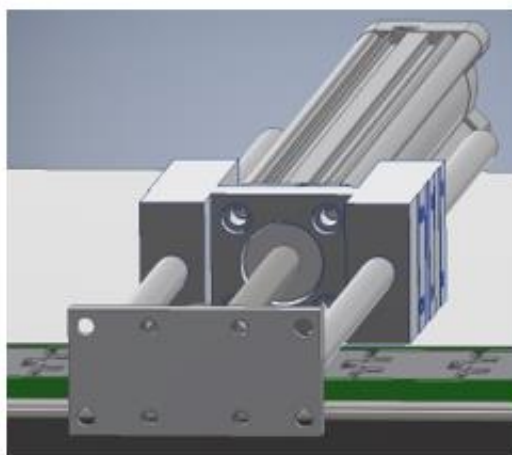


Figura 4: Montaje del cilindro neumático

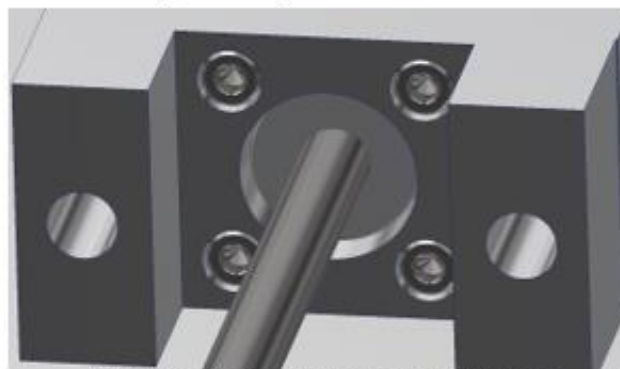


Figura 5: Colocación de pernos del cilindro neumático

Anexo 198. Manual de usuario hoja 9

- Montar la placa empujadora de envases (ítem 17-21) con sus respectivos pernos (ítem 29)

**PRECAUCIÓN**

Se debe de utilizar la placa empujadora correcta para la presentación a ser trabajada. El uso de una placa diferente a la presentación siendo trabajada dañara las varillas limitadoras de tamaño (ítem 22-23) y los envases a ser embalados.

Ítem 17: Utilizado para la presentación de 1000 ml

Ítem 18: Utilizado para la presentación de 500 ml

Ítem 19: Utilizado para la presentación de 250 ml

Ítem 20: Utilizado para la presentación de 100 ml

- o Para el montaje correcto es necesario de 2 operarios.
- o Se debe de extender la carrera del cilindro aplicando una fuerza leve hasta que el operario tenga acceso a introducir los pernos.
- o El primer operario debe sujetar la placa empujadora alineada a los agujeros de la placa del módulo guía lineal.
- o El segundo operario se encarga de colocar los pernos.

**PRECAUCIÓN**

Una vez el perno ya este ajustado no es necesario agregar mayor torque y simplemente girar el perno 2 veces más será suficiente para no generar daño en la placa y el perno.

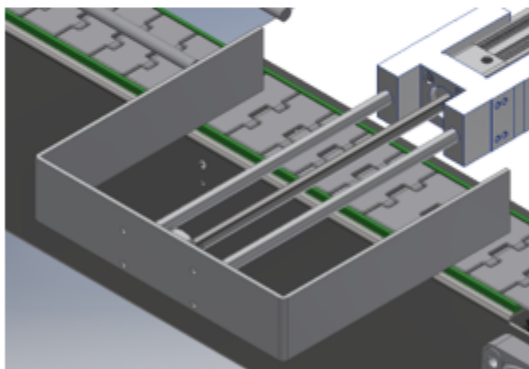


Figura 6: Montaje de la placa empujadora de envases

Anexo 199. Manual de usuario hoja 10

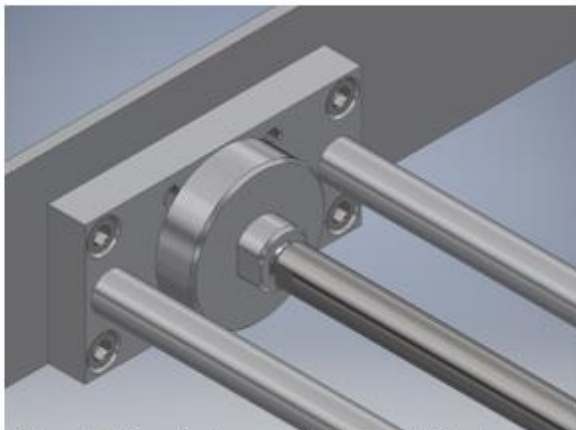


Figura 7: Colocación de pernos en la placa empujadora de envases

b. Submódulo limitador de espacio

- Montar la placa de soporte del submódulo limitador de espacio (Ítem 16)
- Acoplar el perfil angular con sus pernos (Ítem 25-28)
 - Para acoplar estos tres ítems es necesario trabajar en otra mesa de trabajo.
 - Se introduce los dos pernos (Ítem 26) por debajo del perfil angular hasta que queden ajustados en la parte inferior de la placa y se coloca la tuerca (ítem 27) y roldana (ítem 28) de tal manera que solo queden ajustados.

**PRECAUCIÓN**

Una vez el perno ya este ajustado no es necesario girar más el perno.

Anexo 200. Manual de usuario hoja 11

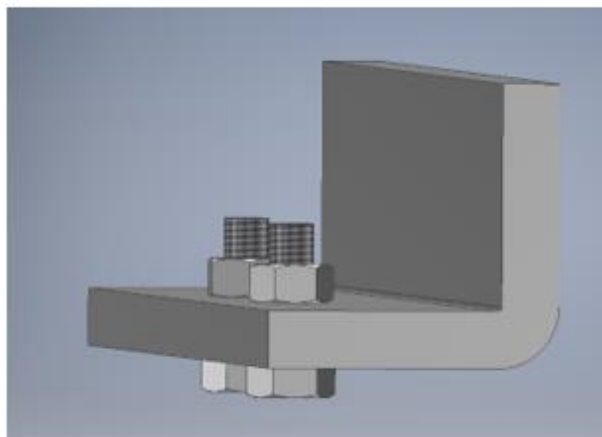


Figura 8: Acople del perfil angular con pernos

- Montar el perfil angular en la placa de soporte
 - Con la ayuda de dos operarios se alinea las ranuras en T de la base del submódulo con los pernos del perfil angular y se introducen hasta que estos topen al final de la longitud de la ranura T.
 - Las instrucciones del cambio de presentación se verán más adelante en el apartado 2. INSTRUCCIONES PARA CAMBIO DE PRESENTACIÓN DE ENVASES



Figura 9: Vista desde arriba del perno alineado a la ranura en T

Anexo 201. Manual de usuario hoja 12

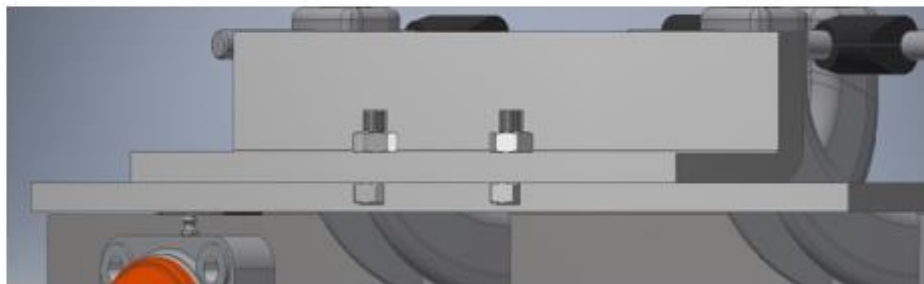


Figura 10: Vista en ángulo del montaje

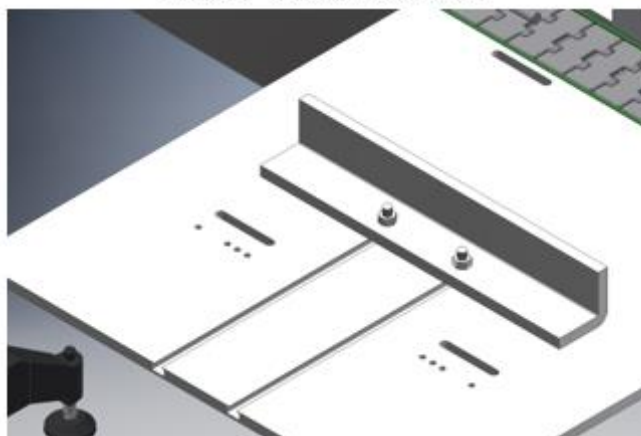


Figura 11: Montaje en la posición de tope del pemo

- Introducir la varilla izquierda con su soporte y su bloque limitador de desplazamiento (ítem 22, 24, 31)
 - Para esta parte la varilla izquierda (ítem 22) ya debe de estar sujeta a la varilla de soporte. (ítem 24)
 - Con la ayuda de dos operarios se coloca la varilla en las ranuras tipo corredera en la posición de la presentación de 1000 ml.
 - Mientras un operario mantiene la varilla estable el otro operario por debajo de la placa de soporte introduce el cubo limitador desplazamiento (ítem 31) en las partes roscadas de la varilla principal.
 - Las instrucciones del cambio de presentación se verán más adelante en el apartado 2.

INSTRUCCIONES PARA CAMBIO DE PRESENTACIÓN DE ENVASES

**PRECAUCIÓN**

La varilla de soporte no debe de ser forzada a entrar, si está no entra de por si hay un desperfecto en la manufactura y debe de cambiarse.

Anexo 202. Manual de usuario hoja 13



Figura 12: Posicionamiento correcto de la varilla y su soporte

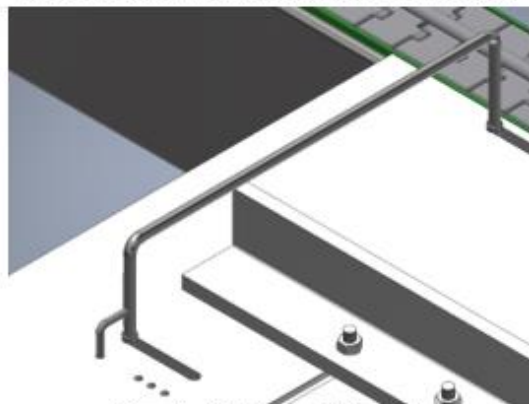


Figura 13: Montaje de varilla izquierda

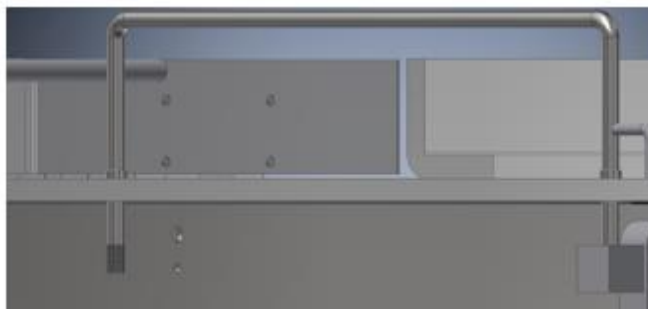


Figura 14: Vista lateral de la instalación del cubo limitador de desplazamiento

Anexo 203. Manual de usuario hoja 14

- Introducir la varilla derecha con su soporte y su bloque limitador de desplazamiento (ítem 23,24,31)
 - Para esta parte la varilla izquierda (ítem 23) ya debe de estar sujeta a la varilla de soporte. (ítem 24)
 - Con la ayuda de dos operarios se coloca la varilla en las ranuras tipo corredera en la posición de la presentación de 1000 ml.
 - Mientras un operario mantiene la varilla estable el otro operario por debajo de la placa de soporte introduce el cubo limitador desplazamiento (ítem 31) en las partes roscadas de la varilla principal.
 - Las instrucciones del cambio de presentación se verán más adelante en el apartado 2.
- INSTRUCCIONES PARA CAMBIO DE PRESENTACIÓN DE ENVASES

**PRECAUCIÓN**

La varilla de soporte no debe de ser forzada a entrar, si está no entra de por si hay un desperfecto en la manufactura y debe de cambiarse.

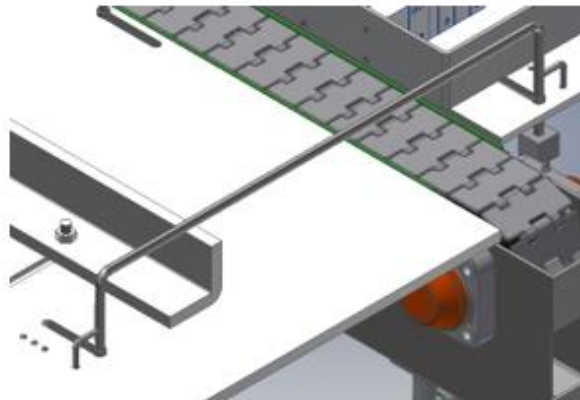


Figura 15: Montaje de varilla derecha

Anexo 204. Manual de usuario hoja 15

c. Submódulo de control

NOTA

Los tipos de sensores de ranura T están protegidos contra vibración y golpes.



Figura 16: Montaje físico de sensores de ranura T



Figura 17: Montaje físico de sensores de ranura T

La conexión de todos los sensores hacia el PLC se debe de realizar acorde con el plano eléctrico en la figura 25.

- Montar sensores análogos de posición (Ítem 4)
 - Se puede seguir las instrucciones de la figura 16 y figura 17 para ajustar el sensor al pistón.
 - Para el posicionamiento en la ranura T se debe de seguir las instrucciones en la sección de MANTENIMIENTO/CALIBRACIÓN DE SENSORES

Anexo 205. Manual de usuario hoja 16

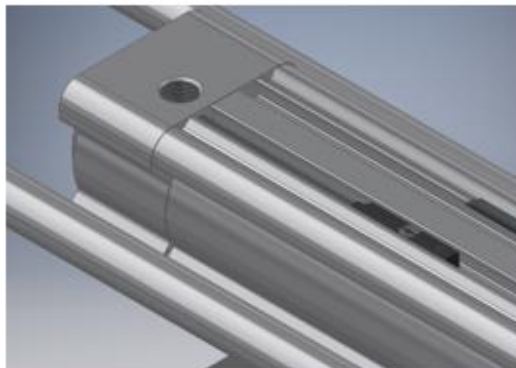


Figura 18: Montaje físico del sensor análogo de posición

- Montar sensor de proximidad (ítem 3)
 - Se puede seguir las instrucciones de la figura 16 y figura 17 para ajustar el sensor al pistón.
 - Para el posicionamiento en la ranura T se debe de seguir las instrucciones en la sección de MANTENIMIENTO/CALIBRACIÓN DE SENSORES

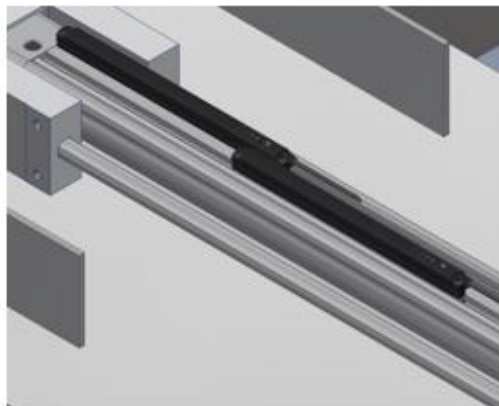


Figura 19: Montaje físico de sensores de proximidad

- Montar sensor de retro reflectante (Ítem 5)
 - El acople del sensor (ítem8) es capaz de ajustarse al diámetro de la varilla de la banda transportadora de entrada y se acopla el sensor como se ve en la figura 20.
 - Para el posicionamiento en la varilla se debe de seguir las instrucciones en la sección de CAMBIO DE PRESENTACIÓN DE ENVASES.

Anexo 206. Manual de usuario hoja 17

- o Para la calibración del sensor se deben de seguir las instrucciones en el apartado de MANTENIMIENTO/CALIBRACIÓN DE SENSORES.

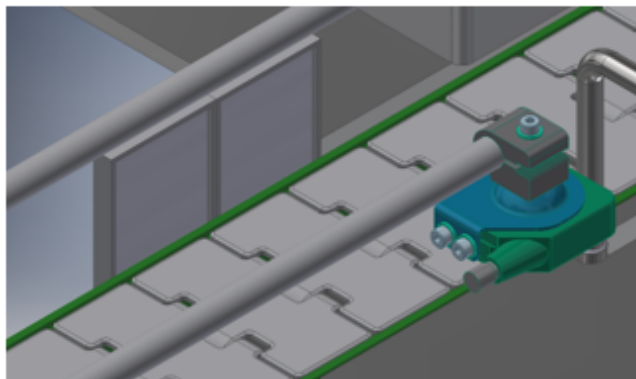


Figura 20: Montaje físico del sensor retro reflectante

- Montar sistema neumático

Se debe de montar el sistema neumático apoyándose del plano neumático en la figura 26.

- o Montar unidad de servicio (Ítem 13)
- o Montar distribuidores (Ítem 11)
- o Montar electroválvula (Ítem 9)
- o Montar válvula estranguladora de antirretorno (Ítem 15)
- o Conectar racores y manómetros (Ítem 12,14)

3. INSTRUCCIONES PARA CAMBIO DE PRESENTACIÓN DE ENVASES

- a. Submódulo de ordenamiento de filas de envases



NOTA

Para el cambio de presentación solamente se debe cambiar los siguientes ítems.

Ítem 17: Utilizado para la presentación de 1000 ml

Ítem 18: Utilizado para la presentación de 500 ml

Ítem 19: Utilizado para la presentación de 250 ml

Ítem 20: Utilizado para la presentación de 100 ml

Para el cambio de presentación basta con repetir los pasos

- o Para el cambio de presentación se necesita de 2 operarios
- o Se debe de extender la carrera del cilindro aplicando una fuerza leve hasta que el operario tenga acceso a introducir los pernos.
- o El primer operario debe sujetar la placa empujadora alineada a los agujeros de la placa del módulo guía lineal.

Anexo 207. Manual de usuario hoja 18

- o El segundo operario se encarga de colocar los pernos.

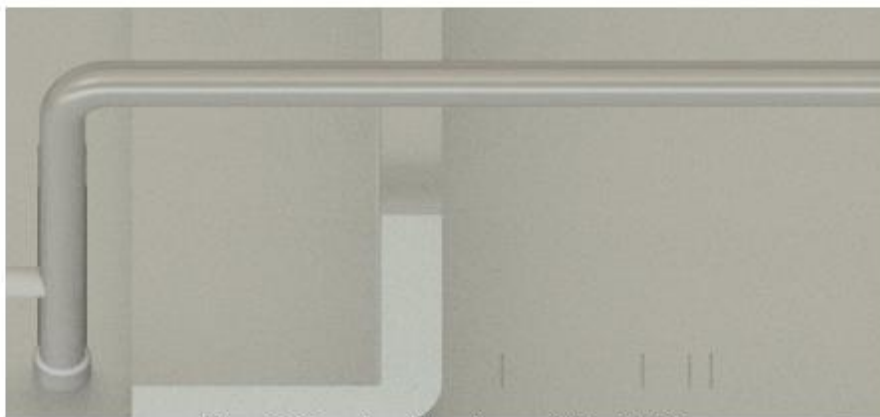


Figura 21: Marcas de posicionamiento para limitar el eje X.

b. Submódulo limitador de espacio

**NOTA**

Para el cambio de presentación no hay necesidad de cambiar ninguna pieza en este módulo.

- o Para el cambio de presentación se necesita de 2 operarios
- o Simultáneamente deben de levantar la varilla que saldrá fácilmente alrededor de 2.5 cm y deben de ajustar a la nueva presentación al colocar la varilla de soporte en el agujero correspondiente como se muestra en la figura 22.



Figura 22: Agujeros para cambio de presentación de izquierda a derecha 1000ml, 500ml, 250ml, 100ml

Anexo 208. Manual de usuario hoja 19

4. MANTENIMIENTO/CALIBRACIÓN DE SENSORES

- Revisión del vástago y el módulo guía
 - Se debe de revisar cada 2 semanas si el vástago y las varillas del módulo guía se han deformado lo suficiente para afectar el proceso de embalaje.
- Revisión de piezas mecánicas
 - Mensualmente: Se debe de revisar si las piezas sufren de algún tipo de desgaste y si debe de cambiarse o no.
- Calibración de sensores
 - Proximidad

**NOTA**

Para la calibración de este sensor se debe de tener la carrera completamente retraída y el sensor debe de estar conectado al PLC.

El sensor cuenta con dos luces indicadoras.

LED amarillo: Posicionamiento correcto que detecta el émbolo del cilindro.



Figura 23: Indicador de posicionamiento correcto

LED naranja: Posicionamiento marginal que se debe evitar durante la instalación.

Anexo 209. Manual de usuario hoja 20



Figura 24: Indicador de posicionamiento marginal-incorrecto

El sensor se debe de detectar cuando el émbolo este completamente retraído y debe de detectar la posición de origen por lo cual su posicionamiento debería de estar cerca del tope trasero de la ranura T.

- Mantenimiento de sistema neumático
 - o Revisión día a día: Se deben de vaciar los condensadores de los filtros y se debe de revisar los niveles de aceite en los lubricadores de aire.
 - o Revisión semanalmente: Señales de suciedad y lubricación del sistema.
 - o Revisión mensual: Revisión de los conectores, cambio de líneas conectadas, chequeo de fugas en las conexiones a elementos neumáticos, limpieza de los cartuchos de los filtros.
 - o Revisión semestral: Se debe de verificar la condición de los sellos de los cilindros neumáticos y si es necesario cambiarlos.

Anexo 210. Norma ISA-S5 simbología



(a) *Instrumento discreto montado en campo*



(b) *Instrumento discreto en lugar primario accesible*



(c) *Instrumento discreto en lugar inaccesible*



(d) *Instrumento discreto en lugar auxiliar accesible*



(e) *Indicación y control montado en campo*



(f) *Indicación y control en lugar primario accesible*



(g) *Indicación y control en lugar inaccesible*



(h) *Indicación y control en lugar auxiliar accesible*



(i) *Función de cómputo montado en campo*



(j) *Función de cómputo en lugar primario accesible*



(k) *Función de cómputo en lugar inaccesible*



(l) *Función de cómputo en lugar auxiliar accesible*



(m) *PLC montado en campo*



(n) *PLC en lugar primario accesible*



(ñ) *PLC en lugar inaccesible*



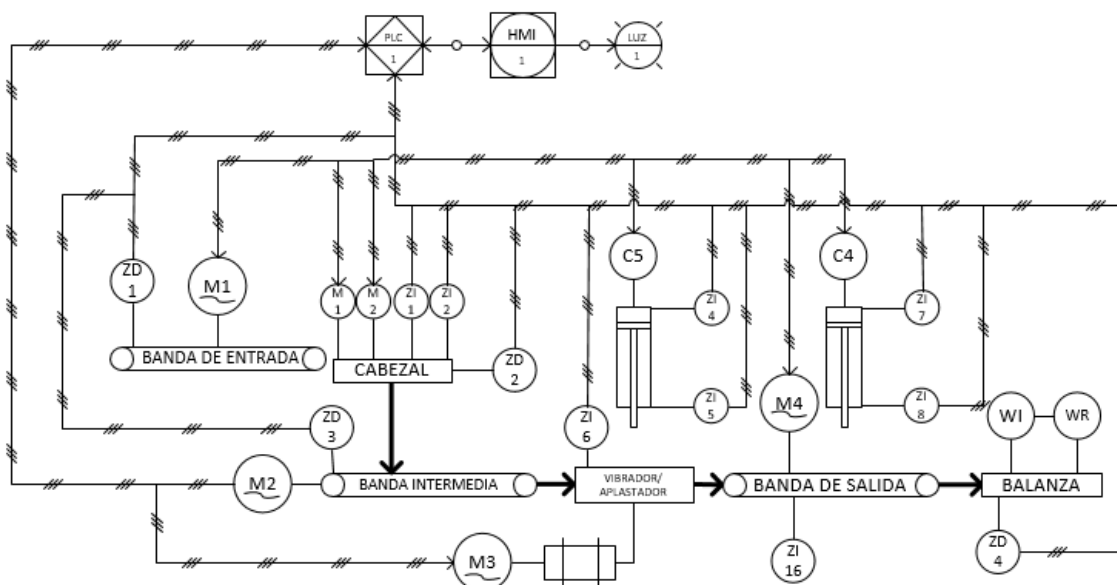
(o) *PLC en lugar auxiliar accesible*

Anexo 211. Norma ISA-S5 identificadores

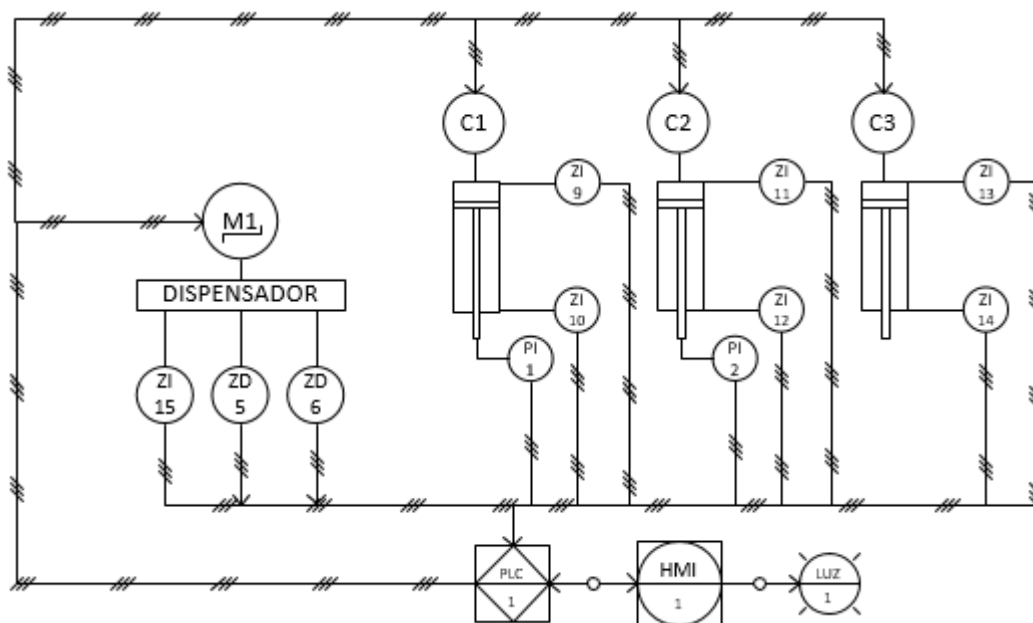
	Primera letra		Letras sucesivas		
	Variable medida	Modificador	Función de lectura pasiva	Función de salida	Modificador
A	Análisis		Alarma		
B	Combustión		Libre	Libre	Libre
C	Libre			Control	
D	Densidad o peso específico	Diferencial			
E	Tensión, voltaje		Elemento primario		
F	Caudal	Relación			
G	Libre		Visor, vidrio		
H	Manual				Alto
I	Corriente eléctrica		Indicación o indicador		
J	Potencia	Exploración, muestreo			
K	Tiempo	Razón de cambio de tiempo		Estación de control	
L	Nivel		Luz piloto		Bajo
M	Humedad	Momentáneo			Medio
N	Libre		Libre	Libre	Libre

O	Libre		Orificio		
P	Presión o vacío		Punto prueba		
Q	Cantidad	Integración			
R	Radiación		Registrador		
S	Velocidad o frecuencia	Seguridad		Interruptor	
T	Temperatura			Transmisión	
U	Multivariable		Multifunción	Multifunción	Multifunción
V	Vibración			Válvula	
W	Peso o fuerza		Pozo		
X	Sin clasificar	Eje X	Sin clasificar	Sin clasificar	Sin clasificar
Y	Evento, estado o presencia	Eje Y		Relé, convertidor, computador	
Z	Posición, dimensión	Eje Z		Actuador sin clasificar	



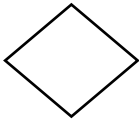


Anexo 212. Ubicación de sensores con conexiones eléctricas 1



Anexo 213. Ubicación de sensores con conexiones eléctricas 2



Anexo 214. Figuras utilizadas en diagramas de flujo

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	Representa el inicio y el fin de un proceso.
	Ingreso de datos por teclado o algún dispositivo externo.
	Actividades de decisión, cortes o transferencias. Generalmente se indica con una pequeña nota o texto corto las distintas opciones que se tienen sobre la flecha para saber cuál se eligió.
	Representación de mensajes o resultados en pantalla.
	Indica uno o varios resultados de forma impresa.

Anexo 215. Evaluación de conceptos de PLC parte 1



(a) PLC S7-300



(b) PLC S7-200

FACTORES DE PESO		VALORES NORMALIZADOS				
VARIABLE	PESO	1	2	3	4	5
Velocidad de proceso	4	Baja		Alta		
Memoria de trabajo	4	Pequeña			Grande	
Gama	3	Baja			Alta	
Precio	3	Alto	Promedio		Bajo	
Comunicación Profibus	3	No			Si	
Existencia en Guatemala	2	Exportado			En existencia	
Dimensiones	1	Grande			Pequeño	

Anexo 216. Evaluación de conceptos de PLC parte 2

VARIABLES	OPCIÓN 1		OPCIÓN 2	
	NORMALIZADO	TOTAL	NORMALIZADO	TOTAL
Velocidad de proceso	4	16	2	8
Memoria de trabajo	5	20	3	12
Gama	5	15	3	9
Precio	2	6	5	15
Comunicación Profibus	5	15	5	15
Existencia en Guatemala	5	10	5	10
Dimensiones	3	3	1	1
TOTAL		85		70

Anexo 217. Evaluación de conceptos de HMI parte 1

DESCRIPCIÓN	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
	TP177B PN/DP	TP700 COMFORT	6AV664
Pantalla Touch	Si	Si	No
Resolución	320 x 240 pixeles	800x480 pixeles	320x240 pixeles
Tamaño	6"	7"	5.7"
Voltaje de operación	24V DC	Voltaje DC	Voltaje DC
Profibus	Si	Si	Si
Memoria de usuario	2000KB	12MB	512KB



(a) Simatic TP177B

(b) Simatic TP700 Comfort

(c) Simatic 6AVV664

Anexo 218. Evaluación de conceptos de HMI parte 2

FACTORES DE PESO	VARIABLE	VALORES NORMALIZADOS					
		PESO	1	2	3	4	5
Tamaño	4		Pequeña			Grande	
Profibus	4		No			Si	
Precio	3		Alto		Promedio	Bajo	
Colores	3		2 colores			256 colores	
Existencia en Guatemala	2		Exportarlo			En existencia	
WinCC	1		No			Si	

Anexo 219. Evaluación de conceptos de HMI parte 3

VARIABLES	OPCIÓN 1		OPCIÓN 2		OPCIÓN 3	
	NORMALIZA DO	TOTA L	NORMALIZA DO	TOTA L	NORMALIZA DO	TOTA L
Tamaño	4	16	5	20	3	12
Profibus	5	20	5	20	5	20
Precio	3	9	2	6	4	12
Colores	5	15	5	15	3	9
Existencia en Guatemala	5	10	2	4	5	10
WinCC	5	5	5	5	5	5
TOTAL		75		70		68

Anexo 220. Evaluación de conceptos de sensores

DESCRIPCIÓN	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
	SENSOR INDUCTIVO	SENSOR CAPACITIVO	SENSOR ÓPTICO
Voltaje de operación	24 V DC	24 V DC	24 V DC
Tipo de señal	Digital	Digital	Digital
Detección de objetos	Metálicos	De cualquier tipo	De cualquier tipo
Aplicaciones	Contadores Posición de vástagos de cilindros neumáticos	Detección de posición y nivel	Contadores

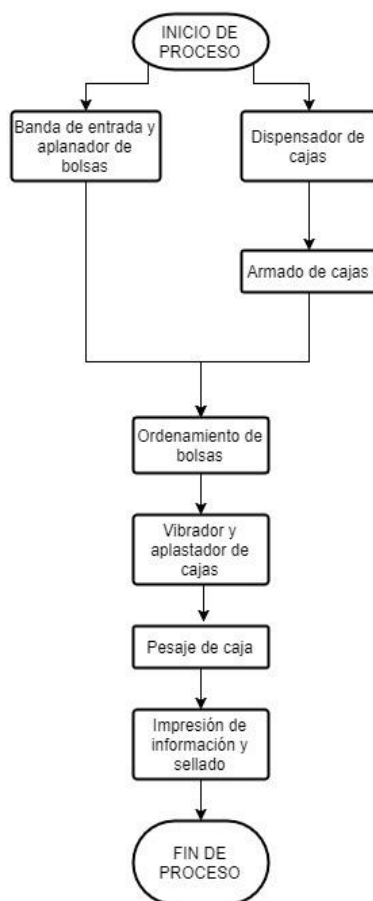
Ya que existen muchísimas marcas en el mercado para cada tipo de sensor no es posible realizar la evaluación de conceptos con sensores específicos, por lo que en el cuadro 17 se realizó una descripción de los sensores y en base a esto se decidió que los sensores inductivos se utilizarán para detectar metales y en este sistema específico para calibrar la posición del cabezal y de seguridad por si el sistema que lo está controlando falla, permitiendo detener el movimiento antes de arruinar algún otro componente, también se utilizarán como finales de

carrera para saber la posición del vástago de cada cilindro. Los sensores capacitivos se utilizarán para detectar posición de las cajas mientras se va moviendo sobre la línea de embalaje y los sensores ópticos por su facilidad de detectar distintos materiales y a mayor distancia se utilizarán para detectar presencia de bolsas y cajas y convertir esa señal en contadores.

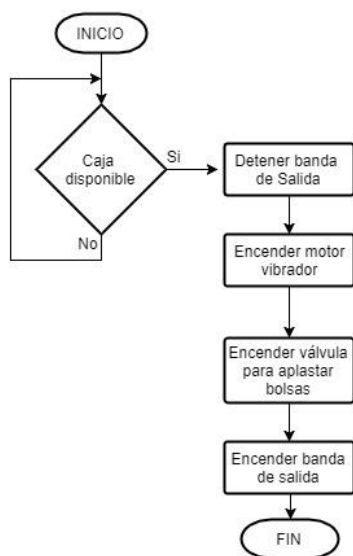
Anexo 221. Señales para módulos y borneras

	DESCRIPCIÓN	24VDC	TIERRA	ENTRADA DIGITAL	SALIDA DIGITAL
SENSORES	Inductivos	2	2	2	0
	Capacitivos	7	7	7	0
	Inductivo-final de carrera	10	10	10	0
	Óptico	2	2	2	0
	Alimentación electroválvulas	5	5	0	10
CILINDROS	Vacuostato	2	2	2	0
	Torre de Luz	1	1	0	3
	Pulsador paro de emergencia	2	0	2	0
	Pulsador arranque máquina	1	0	1	0
	Pulsador paro de producción	1	0	1	0
SEGURIDAD	Guardamotor motores trifásicos	4	4	0	0
MOTORES	Servo Driver	2	2	0	0
	Driver para Stepper	1	1	0	0
TOTAL		44	40	27	13

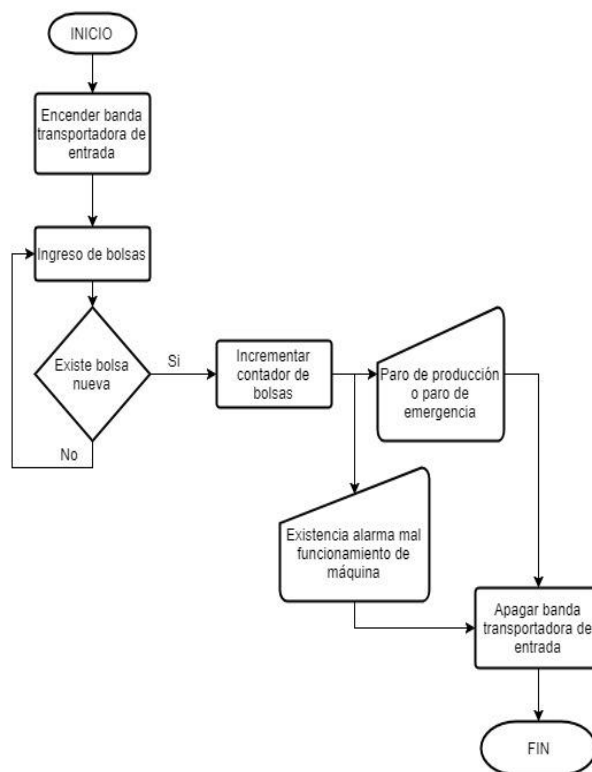
Anexo 222. Diagrama de flujo 1



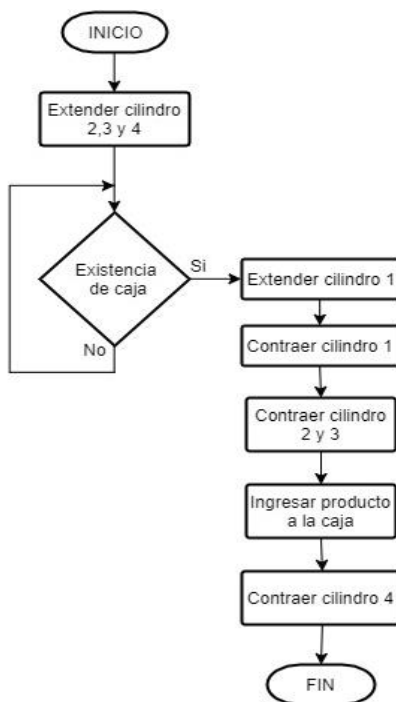
Anexo 223. Diagrama de flujo 2



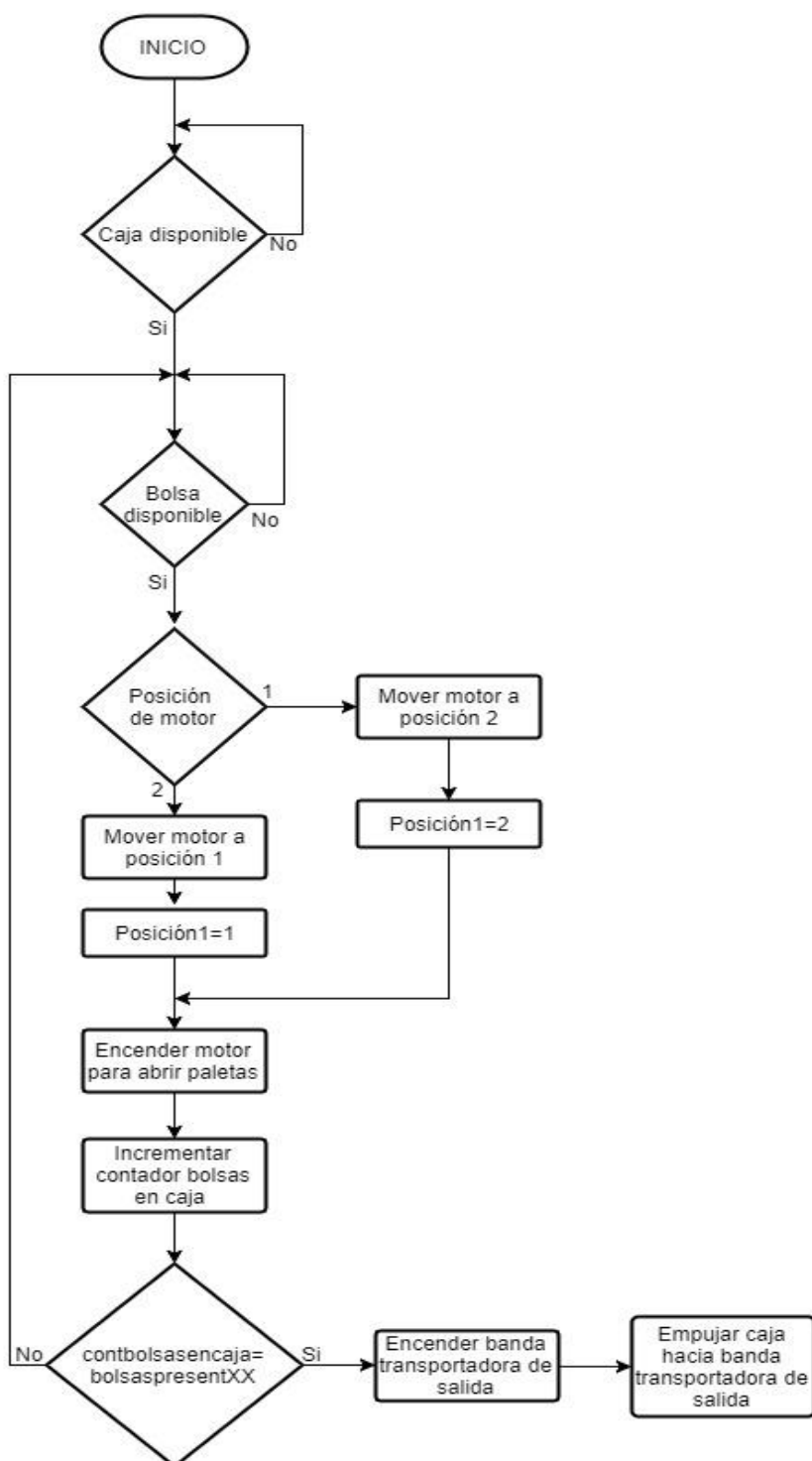
Anexo 224. Diagrama de flujo 3



Anexo 225. Diagrama de flujo 4



Anexo 226. Diagrama de flujo 5



Anexo 227. Diagrama de flujo 6



Anexo 228. Selección de funda para identificación de cables



Tipo	Nº de artículo	Ámbito de aplicación de-hasta mm	Sección del conductor * de-hasta mm	Para placa de identificación	Número de identificadores BK23 / BK30	UE un.
		(C)	(D)	(B)	(B)	
Longitud de la funda 12 mm (A)						
KT 0/12	86201210	1,3 – 2,0	0,22 – 0,5	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	2000
KT 1/12	86201212	1,8 – 2,5	0,5 – 1,0	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	2000
KT 2/12	86201214	2,5 – 4,0	0,75 – 2,5	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	2000
KT 3/12	86201216	4,0 – 6,5	2,5 – 6,0	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	1000
KT 4/12	86201218	6,0 – 10,0	10,0 – 25,0	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	1000
KT 5/12	86201220	9,0 – 15,0	25,0 – 50,0	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	1000
KT 6/12	86201222	15,0 – 23,0	50,0 – 120,0	KS 4/12; DM 4...	5 / 4	500
		(C)	(D)	(B)	(B)	
Longitud de la funda 18 mm (A)						
KT 0/18	86201810	1,3 – 2,0	0,22 – 0,5	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	2000
KT 1/18	86201812	1,8 – 2,5	0,5 – 1,0	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	2000
KT 2/18	86201814	2,5 – 4,0	0,75 – 2,5	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	2000
KT 3/18	86201816	4,0 – 6,5	2,5 – 6,0	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	1000
KT 4/18	86201818	6,0 – 10,0	10,0 – 25,0	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	1000
KT 5/18	86201820	9,0 – 15,0	25,0 – 50,0	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	750
KT 6/18	86201822	15,0 – 23,0	50,0 – 120,0	KS 4/18; DM 4...	7 / 6	300