Diseño de una máquina formadora de cajas de cartón para el empaque de cítricos para exportación en Santander

Andrés Jireh Fuentes Meza y Sergio Enrique Camacho Casas

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

William Pinto Hernández

Ingeniero Mecánico, PhD.

Codirector

Leonidas Vásquez Chaparro

Ingeniero Mecánico, Magister.

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2024

Dedicatoria

A mis padres *Olmes Gabriel Fuentes* y *María Helena Meza* por su gran amor y comprensión, por su lucha incondicional para ver a mi hermano y a mí salir adelante con nuestros proyectos. Sus principios cristianos siempre rondaron en casa, enseñándonos grandes valores, como la honestidad y el servicio al prójimo. Mis triunfos siempre serán para ellos, y mi lucha siempre será por verlos sonreír. Los amo más que a nadie en esta vida.

A mis amigos de infancia *Jeevan Obando* y *Alexandra Ramírez,* con quienes no solo he compartido momentos felices, sino que también me han acompañado en tiempos de crisis brindándome un mano amiga. Los quiero un montón.

A mi pareja *María Andrea Caviedes,* quien me ha mostrado lo bello que es creer en el amor y quien me ha apoyado incondicionalmente para verme triunfar y sonreír. Espero vivir muchos años a su lado y conocer muchos lugares juntos. Amo mucho a esta mujer.

Andrés Jireh

A *mi familia*, por su apoyo incondicional, por su constante lucha para salir adelante y por creer en mí.

En honor a los docentes de la carrera en especial al profesor *Leonidas Vásquez Chaparro*, quien más que un docente fue un mentor, un apoyo y sobre todo una fuente de inspiración diaria.

Sergio Enrique

Agradecimientos

Agradecemos a nuestro *Dios,* por permitirnos vivir este momento que tanto anhelamos, y darnos las fuerzas, salud y valentía para afrontar los obstáculos de la vida y salir adelante con nuestras familias. Que su amor y misericordia acompañe siempre a nuestros seres queridos, y que su sabiduría dirija nuestras decisiones.

Agradecemos a la *Universidad Industrial de Santander*, por brindarnos los espacios de aprendizaje, las herramientas y el acompañamiento a lo largo de nuestro curso de pregrado para permitirnos cumplir ese sueño de convertirnos no sólo en ingenieros mecánicos, sino también en personas con una gran pasión por aportar soluciones a la sociedad que nos rodea.

Agradecemos a la empresa *Orange Export S.A.S* por brindarnos la oportunidad de diseñar una máquina que aporte a la modernización y tecnificación de sus procesos, así como al desarrollo y la profundización de nuestro conocimiento adquirido.

Agradecemos al profesor *William Pinto,* director de este proyecto, quien no solo cuenta con un sólido conocimiento en ingeniería, sino que también nos aconsejó y guio durante el transcurso de nuestros estudios.

Agradecemos a todas aquellas personas que aportaron su grano de arena para la culminación de este proyecto, en especial a María Andrea Caviedes e Iván Cabarcas.

Andrés Jireh y Sergio Enrique

Tabla de Contenido

Pág.

Introducción 17

1. Objetivos 19

1.1. Objetivo General 19

1.2. Objetivos Específicos 19

2. Estructuración del proyecto de diseño 20

2.1. Marco teórico del proyecto de diseño 20

2.2. Definición de requisitos para el proyecto de diseño 20

2.2.1. Características físicas de la materia a procesar 20

2.2.2. Requerimientos y restricciones para el proyecto de diseño 20

2.3. Análisis funcional de la máquina 20

2.3.1. Identificación de sistemas y funciones 20

2.3.2. Agrupación de funciones 21

2.4. Especificaciones para el diseño de los sistemas de la máquina 22

3. Diseño conceptual preliminar 22

3.1. Conceptualización 22

3.2. Análisis de alternativas de diseño 23

3.2.1. Valoración de conceptos planteados para cada sistema 23

3.2.2. Combinación de conceptos: matriz morfológica 23

3.3. Formulación de una propuesta de diseño preliminar 23

4. Modelado en detalle 25

4.1. Consideraciones ingenieriles para el modelado en detalle 25

4.1.1. Metodología para el modelado en detalle 25

4.1.2. Gestión de recursos para el modelado en detalle 25

4.1.3. Parámetros iniciales para el modelado en detalle 26

4.2. Modelado de sistemas 28

4.2.1. Sistema de Acumulación de la Materia Prima (SAMP) 28

4.2.2. Sistema de Dosificación de la Materia Prima (SDOMP) 36

4.2.3. Sistema de Desplazamiento de la Materia Prima (SDMP) 45

4.2.4. Sistema de Formado de Cajas de Cartón (SFCC) 55

4.2.5. Sistema de Dosificación 'Hot Melt' (SDHM) 102

4.2.6. Sistema de Generación y Distribución de Aire Comprimido (SGDAC) 107

4.2.7. Sistema Eléctrico, de Control y de Interacción con el Usuario (SECIU) 110

4.2.8. Sistema Estructural – Bastidor (SEB) 111

4.3. Configuración final de la máquina formadora de cajas 111

4.3.1. Configuración geométrica final del diseño propuesto 111

4.3.2. Especificaciones generales de la máquina formadora de cajas de cartón 111

4.3.3. Planos de fabricación 111

5. Análisis de criticidad y Análisis de Modos y Efectos de Falla (AMEF) 111

6. Análisis de costos y viabilidad del proyecto de diseño 112

6.1. Costos relativos al proyecto de diseño y construcción de la máquina 112

6.1.1. Costo del desarrollo intelectual 112

6.1.2. Costo de adquisición de materiales y fabricación de piezas 112

6.1.3. Costo de adquisición de componentes y equipos 113

6.1.4. Costo de montaje y puesta en marcha 113

6.1.5. Costo de traslado e instalación en planta 113

6.1.6. Costo de capacitación de los operarios de la máquina 113

6.1.7. Costo total de la adquisición de la máquina formadora de cajas de cartón 114

6.2. Precios en el mercado - Benchmarking 114

6.3. Viabilidad del proyecto. 115

7. Conclusiones 118

Referencias Bibliográficas 121

Lista de Tablas

Pág.

Tabla 1. Sistemas que componen la máquina y sus funciones asociadas 21

Tabla 2. Mecanismos asociados a los sistemas de la máquina 23

Tabla 3. Resultados del análisis de realimentación de planchas de cartón en el contenedor. 31

Tabla 4. Esfuerzos sobre el cuerpo de la barra roscada. 35

Tabla 5. Posiciones, tiempos y accionamientos de los actuadores en el ciclo de trabajo del SDOMP 38

Tabla 6. Definición de variables de la Figura 14 de acuerdo con el plegado de la solapa 2 y 3 .. 39

Tabla 7. Valores de entrada para el software Selector de componentes de vacío SMC. 43

Tabla 8. Parámetros de entrada para la selección del cilindro guiado 44

Tabla 9. Posiciones, tiempos y accionamientos de servomotor en el ciclo de trabajo del SDMP 46

Tabla 10. Valores importantes de salida del estudio cinemático del SDMP 50

Tabla 11. Parámetros de entrada para el dimensionamiento y selección del servomotor-reductor 54

Tabla 12. Posiciones, tiempos y accionamientos de los actuadores en el ciclo de trabajo del SFCC 56

Tabla 13. Parámetros de entrada para el dimensionamiento y selección del servomotorreductor 66

Tabla 14. Posiciones verticales del macho y tiempos correspondientes para el estudio del doblamiento 75

Tabla 15. Etapas del plegado de las solapas 76

Tabla 16. Valores de entrada del modelo dinámico de la superficie de plegado de la solapa 1... 77

Tabla 17. Valores de entrada del modelo cinemático del tope 1 80

Tabla 18. Valores de entrada del modelo cinemático de la superficie de doblamiento de la solapa 2..... 80

Tabla 19. Valores de entrada del modelo cinemático de la superficie de doblamiento de la solapa 3..... 81

Tabla 20. Fuerzas resultantes máxima en la dinámica del proceso de plegado de la bandeja Plaform..... 84

Tabla 21. Datos de fuerza y posición para resolver la estática de las Figura 70. 94

Tabla 22. Fuerzas resultantes de la estática del mecanismo de tope inferior. 95

Tabla 23. Fuerzas axiales y transversales sobre el vástago del cilindro neumático del tope inferior 95

Tabla 24. Datos de fuerza y posición para resolver la estática. 97

Tabla 25. Fuerzas resultantes de la estática del mecanismo de tope inferior. 98

Tabla 26. Fuerzas axiales y transversales sobre el vástago del cilindro neumático del tope inferior 98

Tabla 27. Parámetros de entrada, modelamiento de los husillos reguladores de la matriz de conformación 101

Tabla 28. Valores de s1 y s2 para los disparos y tiempos de espera del ciclo de trabajo del SDHM..... 105

Tabla 29. Soluciones disponibles en el mercado para el sistema de dosificación de pegamento caliente 106

Tabla 30. Detalle del costo total de la máquina..... 114

Tabla 31.Precios de máquinas similares disponibles en el mercado 114

Lista de Figuras

Pág.

Figura 1. Proceso de armado manual de bandejas de cartón corrugado en la empresa Orange Export S.A.S 18

Figura 2. Proceso de plegado de la caja tipo Plaform y numeración de las solapas. 22

Figura 3. Esquema bidimensional de la configuración inicial de la máquina. 24

Figura 4. Componentes de la matriz de conformación del SFCC..... 24

Figura 5. Geometría del SAMP y su regulación para ajustarse al largo de la bandeja de cartón (Xb) 28

Figura 6. Geometría del SAMP y su regulación para ajustarse al ancho de la bandeja de cartón (Yb) 29

Figura 7. Fuerzas normales en los topes inferiores (frontales, posteriores y laterales) 33

Figura 8. Fuerza normal de contacto de la solapa S2 durante el proceso de conformación. 33

Figura 9. Cargas aplicadas al husillo inferior posterior. 34

Figura 10. Regulación de la posición de las ventosas. Mecanismo de dosificación de la materia prima 36

Figura 11. Esquema del ciclo de trabajo del SDOMP 37

Figura 12. DCL de la plancha de cartón cuando es extraída del contenedor por las ventosas. 38

Figura 13. DCL en equilibrio cuasi estático del movimiento de una lámina sobre un tope fijo... 40

Figura 14. Fuerza normal Ns2 y Ns3 en función del desplazamiento ΔsA de la base de la plancha 41

Figura 15. Fuerza de la ventosa Fv en función del desplazamiento vertical ΔsA de la base de la plancha 41

Figura 16. Configuración geométrica del SDMP y su mecanismo de regulación 45

Figura 17. Esquema del ciclo de trabajo del SDMP 46

Figura 18. Esquema geométrico del sistema de transmisión de cadena del SDMP. 47

Figura 19. Desplazamiento, velocidad y aceleración angular de la catarina para $Tciclo = 2.88\ s$ 48

Figura 20. Esquema vectorial del movimiento de la bandeja en el rango final de su recorrido en el SDMP 49

Figura 21. Desplazamiento, velocidad y aceleración lineal de la bandeja de cartón para $Tciclo = 2.88\ s$ 50

Figura 22. Diagrama de cuerpo libre y cinético de la bandeja de cartón, mientras es acelerada en el SDMP. 51

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre y diagrama cinético del empujador y de la cadena del SDMP 52

Figura 24. Diagrama de cuerpo libre y diagrama cinético de las catarinas de transmisión del SDMP 52

Figura 25. Esquema del ciclo de trabajo del SFCC 55

Figura 26. Geometría y regulación de la posición relativa entre el servomotor y la manivela ... 57

Figura 27. Geometría y regulación del macho para ajustarse a la altura de la bandeja de cartón 58

Figura 28. Aletas basculantes del macho para evitar su atascamiento con la solapa superior de la caja 58

Figura 29. Esquema geométrico del mecanismo manivela – biela – corredera / macho 59

Figura 30. Desplazamiento y velocidad angular de la manivela y de la biela para $Tciclo = 2.88\ s$ 61

Figura 31. Aceleración angular de la manivela y de la biela en función del tiempo para $Tciclo = 2.88\ s$ 62

Figura 32. Desplazamiento y velocidad lineal de la corredera (y macho) para $Tciclo = 2.88\ s$. 62

Figura 33. Aceleración lineal de la corredera (y macho) en función del tiempo para $Tciclo = 2.88\ s$. 63

Figura 34. Estudio de movimiento del subsistema macho realizado en SolidWorks Motion. 63

Figura 35.Consumo de energía, $Potservo$, y torque ejercido por el servomotorreductor, Mm... 64

Figura 36. Fuerza de reacción radial en el eje del reductor. 64

Figura 37. Componentes cartesianas de la fuerza reacción en la unión manivela-reductor. 65

Figura 38. Componentes cartesianas de la fuerza reacción en la unión biela-manivela. 65

Figura 39. Fuerza y momento de reacción de la corredera. 65

Figura 40. Cargas críticas sobre la manivela, biela y corredera, para su dimensionamiento. 68

Figura 41. Parámetros de entrada para la selección de la cabeza de articulación. 69

Figura 42. Unión entre las placas laterales y el puente del macho. 70

Figura 43. Posiciones de resorte de torsión y Diagrama de Cuerpo libre 71

Figura 44. Esquina posterior derecha de la matriz de conformación y mecanismo de doblamiento solapa 4 73

Figura 45. Puntos de la matriz de conformación en el estudio del plegado por contacto con superficies 75

Figura 46. Movimiento tridimensional de la solapa 1 dependiente del movimiento de la solapa 2 77

Figura 47. Instante en que el macho entra en contacto con la bandeja de cartón para iniciar su conformación 78

Figura 48. Plegado de la solapa 2 cuando el macho empuja la plancha que se encuentra sobre el tope 1 78

Figura 49. Contacto entre la plancha, el tope 1 y la superficie de plegado de la solapa 2 79

Figura 50. Lámina del modelo dinámico de referencia para el análisis del plegado de la solapa 2 80

Figura 51. DCL de la bandeja de cartón en su proceso de plegado en el intervalo $0.641 < s < 0.776$ m 82

Figura 52. DCL de la bandeja de cartón en su proceso de plegado en el intervalo $0.776 < s < 0.85$ m. 83

Figura 53. Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 1, $Ry, s1$, y fuerza normal en la solapa 1, $Ns1$ 84

Figura 54. Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 2, $Ry, s2$, y fuerza normal en la solapa 2, $Ns2$ 85

Figura 55. Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 3, $Ry, s3$, y fuerza normal en la solapa 3, $Ns3$ 86

Figura 56. Variación de la fuerza de empuje $Femp$, ejercida por el macho empujador 87

Figura 57. Esquema mecanismo para el doblamiento de la solapa 4 88

Figura 58. Condiciones de carga para la selección del actuador de giro 89

Figura 59. Esquema del conjunto doblador para el cálculo del momento de inercia. 89

Figura 60. DCL del doblamiento de la solapa 4. 92

Figura 61. DCL del mecanismo de tope inferior en su posición inicial y en su posición final. ... 93

Figura 62. Fuerzas sobre el vástago del cilindro del mecanismo de tope interior y del plegado de la solapa 5 94

Figura 63. DCL del mecanismo plegador de la solapa S5 en su posición inicial. 97

Figura 64. Husillo de regulación y sus cargas externas para el diseño. 101

Figura 65. Disposición axial de componentes en los husillos longitudinales 102

Figura 66. Esquema 3D del Sistema de Dosificación Hot Melt 102

Figura 67. Zona de aplicación de pegamento caliente en las solapas S3 y S5. 103

Figura 68.Desplazamiento del empujador del SDMP para ajustarse al ancho Yb de la plancha de cartón 104

Figura 69. Intervalo ΔtHM y porción de tiempo $\Delta tHM/Tciclo$ para aplicar pegamento a la solapa S3 frontal 105

Figura 70. Línea de vida económica del proyecto de adquisición de la máquina formadora de cajas 116

Lista de Apéndices

Los apéndices están adjuntos y puede visualizarlos en la base de datos de la biblioteca UIS.

Apéndice A. Listas de tablas y figuras de los apéndices

Apéndice B. Marco teórico del proyecto de diseño

Apéndice C. Definición de requisitos para el proyecto de diseño

Apéndice D. Agrupación de funciones y sistemas principales.

Apéndice E. Especificaciones para el diseño de sistemas

Apéndice F. Proceso de diseño conceptual

Apéndice G. Lineamientos y metodología para modelado en detalle

Apéndice H. Gestión de recursos para el modelado en detalle

Apéndice I. Tablas y figuras útiles para el dimensionamiento de piezas y componentes

Apéndice J. Parámetros iniciales para el modelado en detalle

Apéndice K. Resultados obtenidos del modelado en detalle

Apéndice L. Configuración final de la máquina formadora de cajas de cartón corrugado

Apéndice M. Modelos de análisis para la gestión de mantenimiento

Apéndice N. Lista de costos de la máquina

Apéndice O. Planos de la máquina

Resumen

Título: Diseño de una máquina formadora de cajas de cartón para el empaque de cítricos para exportación en Santander[*]

Autores: Andrés Jireh Fuentes Meza, Sergio Enrique Camacho Casas[**]

Palabras clave: bandejas de cartón corrugado, automatización electroneumática, diseño mecánico.

Descripción: Se desarrolla el diseño mecánico de una maquina formadora de cajas de cartón con el fin de dar solución al problema presentado por la empresa exportadora de limón Tahití Orange Export S.A.S. Se expresa que, en la actualidad la empresa ensambla 2080 cajas diarias, en las cuales se embala el limón para su exportación a países europeos, requiriendo ahora de una máquina que permita, como mínimo duplicar su producción actual y, de esta manera, ajustarse al creciente mercado internacional de este producto. Se realizó la debida investigación y fundamentación de los principios y requerimientos de la máquina, generando diversas alternativas para los mecanismos que la componen, y así, poder seleccionar un diseño conceptual propicio. Este sistema mecatrónico cuenta con actuadores electroneumáticos que permite alcanzar velocidades de hasta 1250 cajas por hora. Se realizaron los cálculos necesarios para el modelamiento detallado de la máquina. Adicionalmente, se realizó un análisis de criticidad y un análisis de efectos y modos de falla para fundamentar las bases de un plan de mantenimiento preventivo. Finalmente, se realizó un análisis de costos, en el cual se determinó una viabilidad positiva para la empresa. El presente diseño no solo posibilita la automatización y avance tecnológico de la empresa, sino que también nos permite, como estudiantes de ingeniería mecánica, poner en práctica todos los conocimientos adquiridos en el área de diseño de elementos de máquina y diseño de sistemas mecatrónicos.

---

[*] Trabajo de Grado

[**] Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: William Pinto Hernández. Ingeniero mecánico, PhD. Codirector: Leonidas Vásquez Chaparro. Ingeniero mecánico, Magister.

Abstract

Title: Design of a cardboard box forming machine for the packaging of citrus fruits for export in Santander [*]

Authors: Andrés Jireh Fuentes Meza, Sergio Enrique Camacho Casas [1]

Keywords: corrugated cardboard trays, electropneumatic automation, mechanical design.

Description: The mechanical design of a cardboard box forming machine is developed to solve the problem presented by the Tahiti lemon exporting company Orange Export S.A.S. It is stated that currently the company assembles 2,080 boxes daily, in which the lemon is packed for export to European countries, now requiring a machine that allows it to at least double its current production and, in this way, adjust to the growing international market for this product. Due research and substantiation of the principles and requirements of the machine was carried out, generating various alternatives for the mechanisms that compose it, and thus, being able to select a suitable conceptual design. This mechatronic system has electropneumatic actuators that allows speeds of up to 1,250 boxes per hour to be reached. The necessary calculations were carried out for the detailed modeling of the machine. Additionally, a criticality analysis and an analysis of effects and failure modes were carried out to lay the foundations for a preventive maintenance plan. Finally, a cost analysis was carried out, in which positive viability for the company was determined. This design not only enables the automation and technological advancement of the company, but also allows us, as mechanical engineering students, to put into practice all the knowledge acquired around design of machine elements and design of mechatronic systems.

---

[*] Degree Work

[1] Faculty of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Project manager: William Pinto Hernández. mechanical engineer, PhD. Second Project manager: Leonidas Vásquez Chaparro. mechanical engineer, magister.

Introducción

En Colombia, los productos cítricos representan un gran porcentaje de la actual producción nacional de alimentos para exportación del sector hortofrutícola. El consumo de estos productos ha venido aumentando desde la finalización de la pandemia, ya que es sabido que ayudan a reforzar el sistema inmunológico y construyen una alimentación saludable (Gómez, 2023). Por esta razón, Cecilia López, exministra de Agricultura, hace un llamado a los agronegocios para impulsar las exportaciones y a su vez diversificar las fuentes de divisas (Salazar-Castellanos, 2023).

Por su parte, el limón Tahití se ha destacado por presentar un gran dinamismo en el sector, con un potencial exportable que puede llegar hasta el 90% de la producción, siendo una de las dos variedades de limón más comercializadas en Europa (Gómez, 2023). Según la Radiografía Trimestral del Sector Agropecuario realizada por Bancolombia, el limón Tahití presentó un crecimiento de 33 % en volumen y del 66 % en precio de exportación durante el año 2022 como consecuencia de una disminución de la oferta mundial del producto, y de la recuperación del sector hotelero en países desarrollados (Murcia, 2023; Salazar-Castellanos, 2023). Además, el Instituto Colombiano Agropecuario (ICA) asegura que "Santander es el principal productor de limón Tahití del país, cosechando cada año 21.000 toneladas aproximadamente, con una participación del 83% de la exportación nacional de este fruto" (*En Santander, alianza entre el ICA, la Gobernación, Asohofrucol, Agrosavia y productores por la citricultura de la región.*, 2021).

En Santander, Orange Export S.A.S es una de las empresas pioneras y más importantes en la comercialización, embalaje y exportación de limón Tahití. Esta empresa posee alianzas estratégicas con fincas productoras del departamento, y genera exportaciones hacia países europeos tales como Alemania y Francia (Alguero, 2022). Es evidente entonces que la empresa

prevé un crecimiento futuro en volumen de exportación, generado por el aumento en la demanda global europea y direccionado por la proyección empresarial ascendente con la que cuenta.

Ahora bien, con el fin de aumentar su productividad y tener un mayor alcance en sus objetivos de crecimiento, la empresa Orange Export expresa la necesidad de automatizar y tecnificar la operación de formado de bandejas de cartón en las cuales el limón Tahití es embalado para exportación. Esto se debe a que, en la actualidad, la empresa cuenta con cinco operarios que realizan esta labor de forma totalmente manual, limitando su capacidad de producción a 260 bandejas formadas por hora. A continuación, la Figura 1 muestra una fotografía de la operación de armado de bandejas de cartón corrugado que se realiza actualmente en la empresa.

Figura 1

Proceso de armado manual de bandejas de cartón corrugado en la empresa Orange Export S.A.S



Nota. Fotografía tomada en la empresa Orange Export S.A.S.

En Colombia, las máquinas automáticas que realizan esta labor suelen tener costos de adquisición elevados debido a que requieren ser importadas. Por esta razón, surge la idea de diseñar una máquina formadora de bandejas que logre producir, como mínimo, el doble de la capacidad actual, es decir, 520 bandejas por hora, y que pueda ser manufacturada y ensamblada localmente.

Surge entonces la pregunta de investigación: ¿es posible diseñar una máquina formadora de cajas de cartón de alta calidad y precisión cuya fabricación, instalación y puesta en marcha presente una viabilidad técnica y económica para la empresa Orange Export S.A.S.?

1. Objetivos

1.1. Objetivo General

Diseñar una máquina automática formadora de cajas de cartón tipo Plaform para el proceso de embalaje de una empresa exportadora de productos cítricos en Santander.

1.2. Objetivos Específicos

1. Diseñar una maquina formadora de cajas de cartón cuya capacidad de producción alcance, como mínimo, 520 cajas/hora.
2. Emplear la herramienta AMEF y un análisis de criticidad a los principales subsistemas de la máquina, estableciendo recomendaciones para mantener su correcto funcionamiento.
3. Realizar un análisis de costos sobre la configuración final diseñada, para determinar su viabilidad técnica y económica en la empresa.

2. Estructuración del proyecto de diseño

La estructuración desarrollada en el anteproyecto permitió establecer las especificaciones de diseño en base al marco teórico, a los requisitos y al análisis funcional de la máquina.

2.1. Marco teórico del proyecto de diseño

En el Apéndice B, Sección B.1 y B.2 se detallan los fundamentos teóricos del diseño de la máquina (marco conceptual), y el contexto actual en el cual se desarrolla (marco referencial).

2.2. Definición de requisitos para el proyecto de diseño

2.2.1. Características físicas de la materia a procesar

El Apéndice C, Sección C.1 detalla las características físicas de la bandeja tipo Plaform®, comúnmente utilizada para el embalaje de cítricos, con una estructura más simple que la formada manualmente, ya que su rigidez se obtiene gracias al pegamento aplicado a sus solapas.

2.2.2. Requerimientos y restricciones para el proyecto de diseño

Los requerimientos se plantearon en base a aspectos tales como: interoperabilidad; prestación; robustez frente a interferencias; fiabilidad; escalabilidad; capacidad de diagnóstico y mantenimiento; facilidad de implementación; y facilidades para la instalación y puesta en marcha (Villamil-García & García-Hernández, 2003). Mientras que las restricciones trataron aspectos tales como: condiciones ambientales; presupuesto; espacio disponible para instalación en planta; normativas y regulaciones. Esta información se puede consultar en el Apéndice C, Sección C.2.

2.3. Análisis funcional de la máquina

2.3.1. Identificación de sistemas y funciones

A continuación, la Tabla 1 muestra una lista de los sistemas que componen la máquina. Cada uno de ellos, asociados a funciones o tareas que deben cumplir dentro de la máquina.

Tabla 1

Sistemas que componen la máquina y sus funciones asociadas

Sistemas de la máquina	Función Principal	Funciones Secundarias
Sistema Estructural y Bastidor (SEB)	Brindar soporte a los demás sistemas.	Proteger mecanismos; brindar seguridad al operario; permitir el transporte de la máquina.
Sistema de Acumulación de la Materia Prima (SAMP)	Almacenar las planchas de cartón.	Permitir la alimentación de planchas y posicionarlas para su posterior dosificación.
Sistema de Dosificación de la Materia Prima (SDOMP)	Dosificar las planchas de cartón una por una.	Posicionar las planchas para su posterior transporte.
Sistema de Desplazamiento de Materia Prima (SDMP)	Transportar las planchas de cartón una por una.	Transportar las planchas de cartón una por una.
Sistema de Formado de Cajas de Cartón (SFCC)	Dar forma a las cajas de cartón mediante el plegado de sus solapas.	Empujar y guiar las planchas de cartón a través de la matriz de conformación y la salida de ella; sujetar las cajas.
Sistema de Desplazamiento de Cajas de Cartón (SDCC)	Transportar las cajas ya formadas hacia la salida de la máquina.	Recibir las cajas ya formadas y entregarlas correctamente al operario o al apilador de cajas.
Sistema de Generación y Distribución de Aire Comprimido (SGDAC)	Suministrar aire comprimido a los actuadores neumáticos de la máquina.	Comprimir aire atmosférico; almacenar, filtrar, regular y lubricar el aire comprimido.
Sistema de Dosificación Hot Melt (SDHM)	Suministrar pegamento termofusible caliente a las solapas de la plancha antes del proceso de plegado.	Almacenar y fundir pellets de pegamento; bombear pegamento fundido hacia las pistolas dosificadoras.
Sistema de Control e Interacción con el Usuario (SCIU)	Controlar el correcto funcionamiento de la máquina de acuerdo con los parámetros de operación requeridos.	Interactuar con el usuario; configurar los modos de funcionamiento; ejecutar el algoritmo de control, monitorear el funcionamiento de la máquina

2.3.2. Agrupación de funciones

Se agrupan los sistemas en un diagrama funcional que refleja el flujo de material, de energía y de información a través de la máquina. Este diagrama se puede consultar en el Apéndice D.

2.4. Especificaciones para el diseño de los sistemas de la máquina

La información recopilada, los requisitos y el análisis funcional de la máquina, se sintetiza en un documento de control que actúa como guía para el diseño conceptual y detallado del proyecto. Esta información se puede consultar en el Apéndice E.

3. Diseño conceptual preliminar

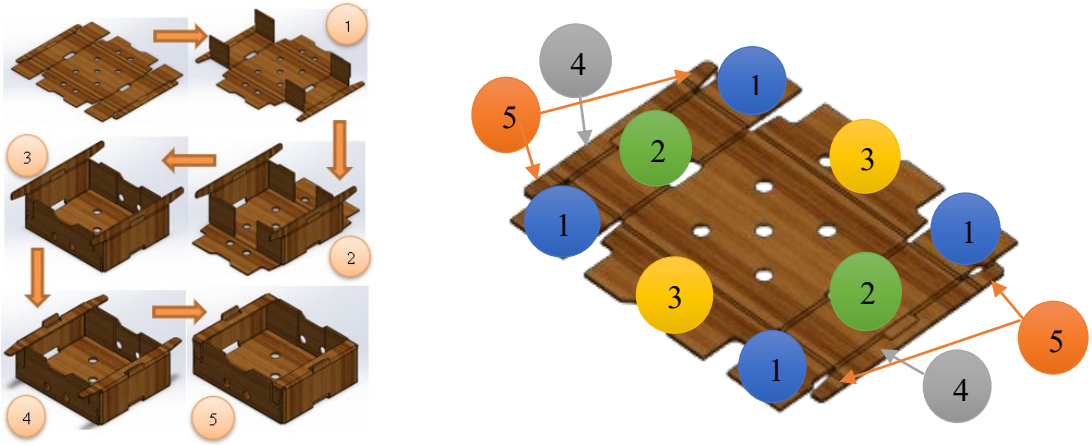
Gracias al proceso de diseño conceptual realizado en el anteproyecto, fue posible seleccionar una configuración adecuada para la máquina formadora de cajas de cartón.

3.1. Conceptualización

La Figura 2 muestra el proceso de plegado de la bandeja tipo Plaform y la numeración establecida para las solapas de la bandeja.

Figura 2

Proceso de plegado de la caja tipo Plaform y numeración de las solapas.



Cabe mencionar, que estos pasos de plegado no necesariamente se efectúan de forma consecutiva, por lo que durante la conformación varias solapas pueden plegarse simultáneamente.

Una vez detallado lo anterior, en el Apéndice F, Sección F.1 se formulan los conceptos de

diseño para los mecanismos de los sistemas principales (SAMP, SDOMP, SDMP, SFCC y SDCC).

3.2. Análisis de alternativas de diseño

3.2.1. Valoración de conceptos planteados para cada sistema

Se utilizó el método de "matriz de decisión ponderada", generando criterios de evaluación con su respectivo porcentaje de importancia. La valoración de cada concepto se realizó en base al juicio ingenieril de acuerdo con el desempeño de cada concepto con respecto al criterio evaluado, así: no satisface (1), aceptable a justas (2), suficiente (3), bien (4), excelente (5). Los criterios y el esquema la matriz de decisión planteada se pueden consultar en el Apéndice F, Sección F.2.

3.2.2. Combinación de conceptos: matriz morfológica

En el Apéndice F, Sección F.3 se realiza una matriz morfológica que permite, mediante la combinación de conceptos con mayor puntuación en la valoración, determinar las diferentes configuraciones mecánicas que podría tener la máquina. Finalmente, se realiza una evaluación comparativa, con el fin de seleccionar la configuración adecuada para la máquina.

3.3. Formulación de una propuesta de diseño preliminar

La Tabla 2 presenta los mecanismos asociados a los sistemas principales. La Figura 3 presenta un esquema de la configuración inicial de la máquina. La Figura 4 muestra los componentes básicos de la matriz de conformación del SFCC (mecanismo principal).

Tabla 2

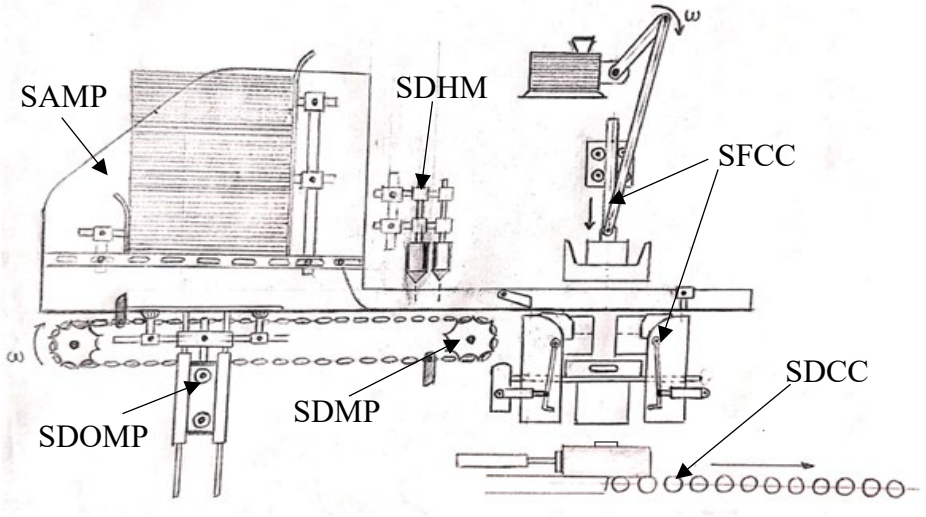
Mecanismos asociados a los sistemas de la máquina

Sistemas principales		Mecanismos (conceptos seleccionados)
SAMP		Contenedor vertical con dosificado inferior.
SDOMP		Ventosas con cilindro neumático guiado.
SDMP		Cadena con empujador impulsada por servomotor.
SFCC	Subsistema Macho	Manivela-biela-corredera-macho impulsado por servomotor
	Matriz de Conformación	Láminas dobladas, elementos especiales, dos actuadores neumáticos de giro, ocho cilindros neumáticos (Ver Figura 4)

SDCC	Cilindro neumático y rodillos de inercia.

Figura 3

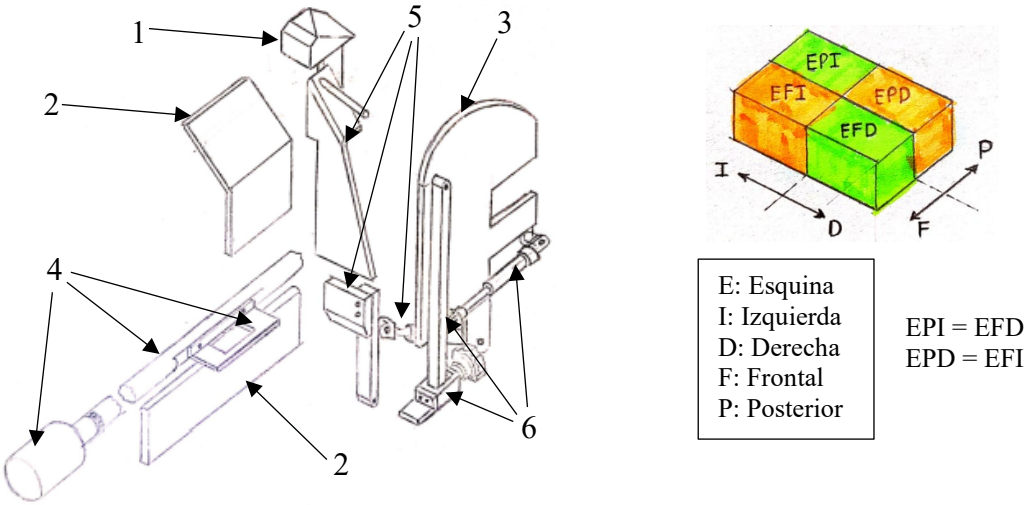
Esquema bidimensional de la configuración inicial de la máquina.



Nota. Se observan los mecanismos seleccionados para cada sistema.

Figura 4

*Componentes de la matriz de conformación del SFCC***.**



Nota. Solamente se muestra una de las esquinas de la matriz (EFD), ya que cada esquina posee una pareja idéntica en la diagonal (EPI) y dos esquinas adyacentes simétricas (EFI y EPD). Diseño inspirado en la patente europea número ES 2179739 (Boix-Jaén, 2004).

A partir de la Figura 4, se identifican los elementos de acuerdo con su función en el proceso de plegado: (1) Superficie para plegado de la solapa 1; (2) Superficie para plegado de la solapa 2; (3) Superficie para plegado de la solapa 3; (4) Actuador de giro con aleta para plegado de la solapa 4; (5) Superficie y cilindro neumático para plegado de la solapa 5; (6) Cilindro neumático con barra oscilante para el tope inferior (sostiene la bandeja durante el plegado de las solapas 4 y 5).

4. Modelado en detalle

Este capítulo busca dar forma definitiva a los sistemas de la máquina, así como establecer las especificaciones detalladas para la selección de componentes y la fabricación de las piezas.

4.1. Consideraciones ingenieriles para el modelado en detalle

Se establece una metodología sistematizada del modelado en base a criterios de ingeniería, acompañada de una gestión eficiente de recursos materiales, computacionales y matemáticos.

4.1.1. Metodología para el modelado en detalle

4.1.1.1. Lineamientos para el modelado en detalle. En el diseño detallado, nos podemos encontrar con dos situaciones: diseño de piezas para manufacturar, y selección de componentes prefabricados. Los criterios de ingeniería para cada caso se describen el Apéndice G, Sección G.1.

4.1.1.2. Enfoque sistemático para la metodología del modelado en detalle. En el Apéndice G, Sección G.2 se describe la metodología desarrollada para este proyecto, el cual divide el proceso de modelado en tres etapas: formulación, resolución y especificación.

4.1.2. Gestión de recursos para el modelado en detalle

4.1.2.1. Gestión de recursos materiales. En el Apéndice H, Sección H.1 se pueden consultar los materiales que se utilizarán para la manufactura de piezas, así como sus estándares

de fabricación, propiedades mecánicas, estados de suministro, proveedores y las máquinas herramienta disponibles para los procesos de manufactura. Allí también se pueden consultar los fabricantes de los componentes que serán adoptados para su incorporación en la máquina.

4.1.2.2. Gestión de recursos computacionales. En el Apéndice H, Sección H.2 se pueden consultar los software o herramientas computacionales empleados en el modelado asistido.

4.1.2.3. Gestión de modelos matemáticos. En el Apéndice H, Sección H.3, se pueden consultar los modelos matemáticos empleados en el modelado en detalle. Estos se clasifican en:

Modelos H.3.1: Modelos obtenidos de libros de diseño.

Modelos H.3.2: Modelos obtenidos de know-how de fabricantes (catálogos y guías).

Modelos H.3.3: Modelos para el uso de software de selección de componentes de fábrica.

Modelos H.3.4: Modelos para verificación de la precisión numérica de las simulaciones.

Modelos H.3.5: Modelos adaptados al diseño (de elaboración propia).

4.1.3. Parámetros iniciales para el modelado en detalle

4.1.3.1. Parámetros geométricos y de plegado de la bandeja Plaform

4.1.3.1.1. Parámetros geométricos de la bandeja Plaform. Con motivo de cumplir con el requerimiento de flexibilidad, se establece que la máquina debe formar bandejas hasta un 170% de su tamaño original. Las dimensiones de las solapas y su rango de valores permisible se pueden consultar en el Apéndice J, Sección J.1, Parámetros J.1.1.

4.1.3.1.2. Masas de las solapas de la bandeja Plaform. Las masas de las solapas de la bandeja Plaform se pueden consultar en el Apéndice J, Sección J.1. Parámetros J.1.2.

4.1.3.1.3. Parámetros de la resistencia al plegado de la bandeja Plaform.

Torque resistente de plegado, T_r: se trata del torque de reacción que se debe vencer para plegar la solapa de la bandeja, el cual es ejercido a lo largo de la línea de hendido (eje de rotación

de la solapa). Este torque aumenta con el ángulo de plegado, θ_s, así como con la longitud del hendido, l_h y el espesor de la plancha, e_b. Sin embargo, su comportamiento no es lineal, y requiere de ensayos estandarizados para determinar sus valores exactos en una aplicación. Para más detalle, consultar el Apéndice J, Sección J.2, Parámetros J.2.1.

Prueba de plegado de las solapas de la bandeja Plaform: el objetivo es determinar el torque resistente de plegado, $T_{r,si}$ $[N \cdot m]$, de la solapa i. Para ello, se utilizó la fuerza de la gravedad, colgando masa en cada una de las solapas de la plancha, hasta generar el plegado de éstas. El procedimiento y los resultados obtenidos se pueden consultar en el Apéndice J, Sección J.2, Parámetros J.2.2. Como resultado, se desarrolló la ecuación 1, que se muestra a continuación.

$$T_{r,dis,si} = N_{med} \cdot T_{r,si}; \quad T_{r,si} = 1680 \cdot l_{h,si} \cdot e_b \cdot (\theta_{si} - 0.5\theta_{si}^2)\ [N \cdot m] \qquad (1)$$

Donde $T_{r,dis,si}$ es el torque resistente de diseño de la solapa i, $N_{med} = 1.3$ es un factor de seguridad que representa la posible variación de los resultados obtenidos en la prueba, θ_{si} [°] el ángulo de plegado de la solapa i, $l_{h,si}$ $[m]$ es la longitud del hendido de la solapa i y e_b $[m]$ es el espesor de plancha (los valores de $l_{h,si}$ y e_b se deben consultar en el apéndice mencionado).

4.1.3.2. Parámetros geométricos y operativos iniciales de la máquina

4.1.3.2.1. Parámetros geométricos iniciales de la máquina. Estos permiten establecer la configuración geométrica inicial de algunos sistemas de la máquina. Esta información se puede consultar en el Apéndice J, Sección J.3.

4.1.3.2.2. Capacidad de producción de la máquina. En base al requerimiento de producción, se establece el siguiente rango de velocidades de producción para la máquina:

Velocidad o frecuencia de producción: $f_{ciclo} = 250\ [cajas/hora]$ a $1250\ [cajas/hora]$

Periodo de producción: $T_{ciclo} = 1/f_{ciclo} = 14.4\ [s/caja]$ y $2.88\ [s/caja]$.

4.2. Modelado de sistemas

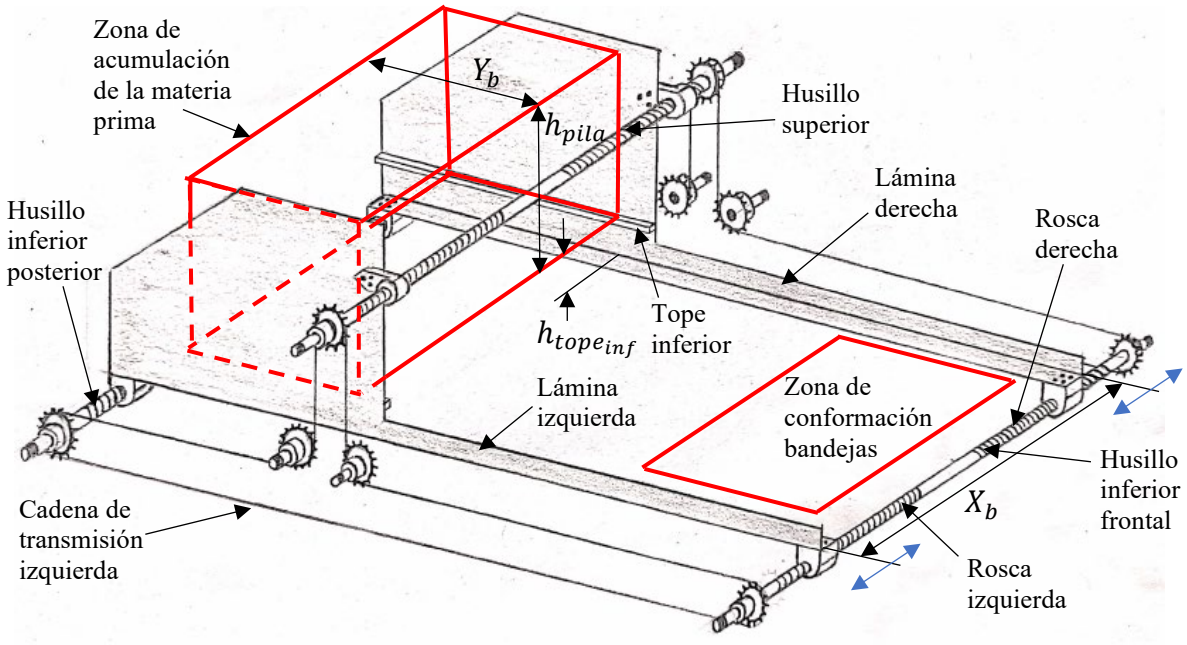
4.2.1. Sistema de Acumulación de la Materia Prima (SAMP)

4.2.1.1. Geometría y regulación del SAMP. En este sistema, el contenedor de planchas se compone de dos láminas metálicas, dobladas en su parte inferior con el fin de que también realicen la función de guía para el desplazamiento de las planchas hacia la zona de conformación. Existen dos mecanismos de regulación para este sistema los cuales se describen a continuación.

4.2.1.1.1. Regulación para ajustar el sistema al largo de la plancha (dimensión X_b). Consta de tres husillos, que permiten soportar las láminas metálicas del contenedor y controlar el movimiento relativo entre ellas para ajustarse al largo de la plancha, X_b. Esto se logra gracias a que cada lámina es soportada en una rosca de diferente dirección (rosca derecha o izquierda). Cadenas de rodillos aseguran un movimiento simultaneo de los husillos. La Figura 5 muestra un bosquejo del SAMP y del mecanismo de regulación descrito.

Figura 5

Geometría del SAMP y su regulación para ajustarse al largo de la bandeja de cartón (X_b).

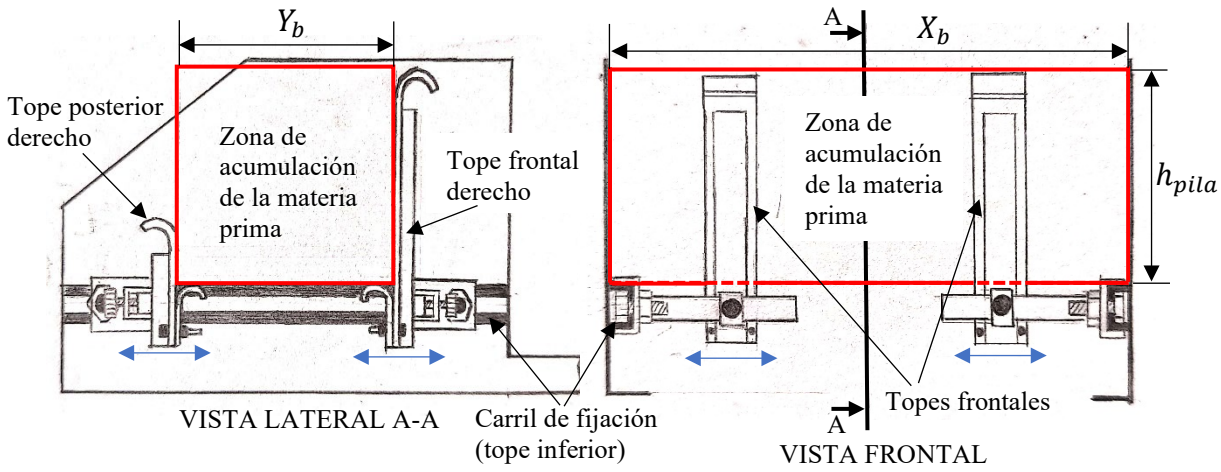


Observe la altura de la pila de bandejas, h_{pila}, y la altura del tope inferior que soporta las bandejas en el contenedor, $h_{tope_{inf}}$.

4.2.1.1.2. Regulación para ajustar el sistema al ancho de la plancha (dimensión Y_b). Consta de dos topes frontales y dos topes posteriores soportados por carriles de fijación (que también sirve de tope inferior) soldados a la cara interna de las láminas metálicas del contenedor. La Figura 6 muestra un bosquejo del mecanismo de regulación descrito.

Figura 6

Geometría del SAMP y su regulación para ajustarse al ancho de la bandeja de cartón (Y_b).



4.2.1.1.3. Condición de ajuste entre las paredes del contenedor y la pila de planchas. A la hora de ajustar el sistema al largo de la plancha, X_b, se recomienda realizar siempre un ajuste libre entre las paredes laterales del contenedor y la pila de planchas. Esto evita la posibilidad de atascamiento de las planchas (provocado por un ajuste forzado), y asegura que la pila descienda libremente por acción de su propio peso para descansar sobre los topes inferiores del contenedor.

4.2.1.2. Ciclo de trabajo del SAMP

4.2.1.2.1. Cantidad mínima de planchas, $N_{b,mín}$, en el contenedor. Cada vez que una

plancha es extraída del contenedor por la acción de las ventosas de fuelle del SDOMP, la pila de planchas debe mantenerse estática mientras el fuelle de las ventosas es comprimido, y de esta manera, asegurar un buen sellado de vacío y estanqueidad. Por lo tanto, el peso de la pila planchas debe asegurar que la pila no se levante cuando se realiza esta acción.

La fuerza necesaria para comprimir $10\ [mm]$ el muelle de las cuatro ventosas es de $5[N]$ (ver apartado 4.2.2.3.1., Tabla 8). Por seguridad, se decide establecer un peso mínimo de la pila de planchas de $80\ [N]$. Entonces la cantidad mínima de planchas, $N_{mín}$ se calcula así:

$$N_{b,mín} = \frac{80\ [N]}{9.81\ [m/s^2] \cdot m_b} = \frac{8.155[kg]}{m_b} \tag{2}$$

Donde $m_b\ [kg/plancha]$ es la masa de la plancha de cartón. Dicha cantidad de planchas equivalen a una altura de mínima de pila de planchas, que se calcula así:

$$h_{pila,mín} = e_b \cdot N_{b,mín}\ \ [mm] \tag{3}$$

Donde $e_b\ [mm/plancha]$ es el espesor de la plancha.

4.2.1.2.2. Frecuencia de realimentación de planchas.

El peso máximo que puede cargar un operario (de acuerdo con la norma ISO 11228) es de $25\ [kg]$, sin embargo, este valor disminuye a $15\ [kg]$ si se debe elevar la carga a la altura de los hombros (Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo, 2003). En base esto, se establece la siguiente ecuación para determinar el periodo de realimentación de planchas en el contenedor:

$$T_{refeed} = \frac{1}{f_{prod}} \cdot \left(N_{b,máx} - N_{b,mín} - f_{prod} \cdot t_{1set}\right) > t_{refeed,real} \tag{4}$$

Donde $T_{refeed}\ [min]$ es el periodo de realimentación de planchas; $f_{prod}\ [planchas/min]$ es la velocidad de producción de la máquina; $t_{refeed,real} = (n_{sets} \cdot t_{1set})/n_{oper}$ es el tiempo de realimentación real, siendo $t_{1set}\ [min]$ el tiempo que tarda el operario en realimentar un solo

conjunto de planchas, n_{sets} la cantidad de conjuntos de planchas a realimentar y n_{oper} la cantidad de operarios en el proceso de realimentación; $N_{b,máx} = h_{cont}/e_b\ [planchas]$ es la cantidad máxima de planchas en el contenedor, siendo $h_{cont} = 600\ [mm]$ la altura del contenedor. Por otra parte, es esencial que se cumpla lo siguiente:

$$W_{1set} = m_b \cdot N_{bset} \leq 15\ [kg] \tag{5}$$

Donde W_{1set} es el peso de un conjunto de planchas que el operario debe cargar y $N_{bset} = \left(N_{b,máx} - N_{b,mín}\right)/n_{sets}$ es la cantidad planchas por set o conjunto.

A continuación, la Tabla 3 muestra los resultados del análisis de realimentación tanto de las planchas pequeñas, como de las planchas grandes, mediante el uso de las ecuaciones 2 a 5, y suponiendo que la máquina trabaja a máxima velocidad.

Tabla 3

Resultados del análisis de realimentación de planchas de cartón en el contenedor.

Característica	**Planchas pequeñas**	**Planchas grandes**
Masa de la plancha, m_b	$0.325[kg/plancha]$	$0.5525[kg/plancha]$
Espesor de la plancha, e_b	$5\ [mm/plancha]$	$8.5\ [mm/plancha]$
Número mínimo de planchas en el contenedor, $N_{b,mín}$	$25\ [planchas]$ ($h_{pila,mín} = 125\ [mm]$)	$15\ [planchas]$ ($h_{pila,mín} = 127.5\ [mm]$)
Número máximo de planchas en el contenedor, $N_{b,máx}$	$120\ [planchas]$ ($h_{pila,máx} = 600\ [mm]$)	$70\ [planchas]$ ($h_{pila,máx} = 595\ [mm]$)
Velocidad de producción de la máquina, f_{prod}	$20.83\ [planchas/min]$ (velocidad máxima)	
Número de sets, n_{sets}	$2\ [conjuntos]$	
Número de planchas por set, N_{bset}	$48\ [planchas]$ ($15.4375\ [kg/set]$)	$28\ [planchas]$ ($15.194\ [kg/set]$)
Número de operarios, n_{oper}	$1\ [operario]$	$2\ [operarios]$
Periodo de realimentación de planchas, T_{refeed}	$3.56\ [min]$	$1.64\ [min]$
Tiempo de realimentación por set, t_{1set}	$1\ [min]$	
Tiempo real de realimentación, $t_{refeed,real}$	$2\ [min]$	$1\ [min]$

Tiempo de espera para la realimentación, $T_{refeed} - t_{refeed,real}$	$1.56\ [min] = 1\ [min]$ y $33.6\ [s]$	$0.64\ [min] = 38.4\ [s]$

A partir de los resultados obtenidos, cabe mencionar que, si no se cuenta con un apilador de bandejas formadas y la máquina trabajase a su máxima velocidad, se requiere al menos un operario adicional que realice exclusivamente la labor de apilado de bandejas. Por lo que, en el caso de las planchas pequeñas, la máquina requiere dos operarios, y en el caso de las planchas grandes, la máquina requiere tres operarios. De esta manera, se evita la acumulación de bandejas formadas a la salida de la máquina durante el proceso de realimentación de planchas.

4.2.1.3. Análisis dinámico del SAMP

4.2.1.3.1. Cargas sobre los topes inferiores del contenedor

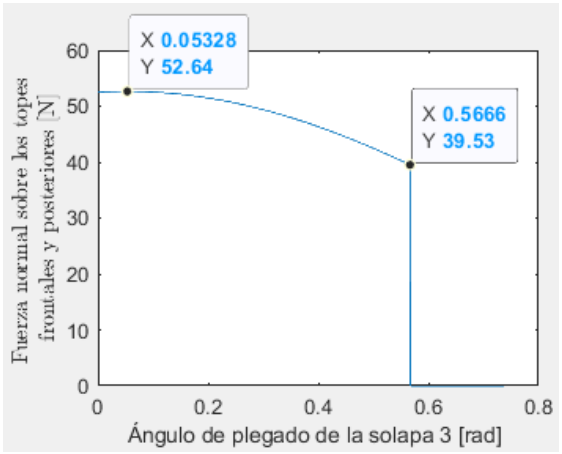
Distribución de cargas sobre los topes inferiores: Los seis apoyos (ver Figura 5 y Figura 6) encargados de sostener la pila de planchas y que a su vez permiten la extracción de planchas del contenedor, se ubican perfectamente simétricos con respecto al peso de la pila de planchas, por lo que se espera una distribución de carga simétrica sobre éstos. Por lo tanto, el carril de fijación soportará $1/4W_{pila}$ y cada tope frontal y posterior soportará $1/8W_{pila}$. La Figura K-1 del Apéndice K, Sección K.1 corrobora este hecho mediante una simulación numérica en SolidWorks.

Cargas durante el proceso de dosificación de planchas: Se considera que las fuerzas normales de apoyo entre los topes y las solapas (S2 y S3) durante el proceso de extracción de las planchas, se distribuyen en la misma proporción descrita. La Figura 7 muestra la variación de dichas fuerzas en función del ángulo de plegado de la solapa que está en contacto con el tope en cuestión (frontales, posteriores, o laterales). Estas gráficas se obtuvieron en el análisis cuasiestático del SDOMP descrito en el apartado 4.2.2.2.2.

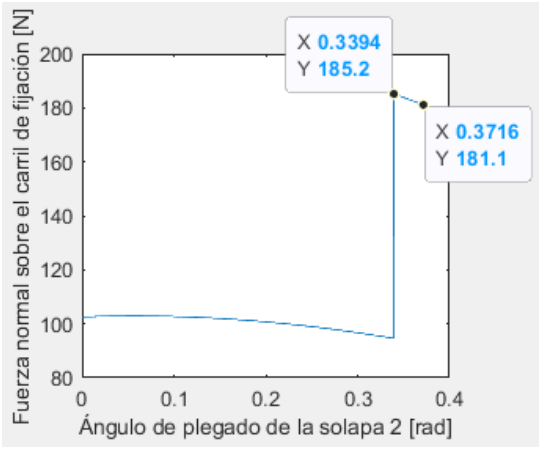
Figura 7

Fuerzas normales en los topes inferiores (frontales, posteriores y laterales)

a.



b.



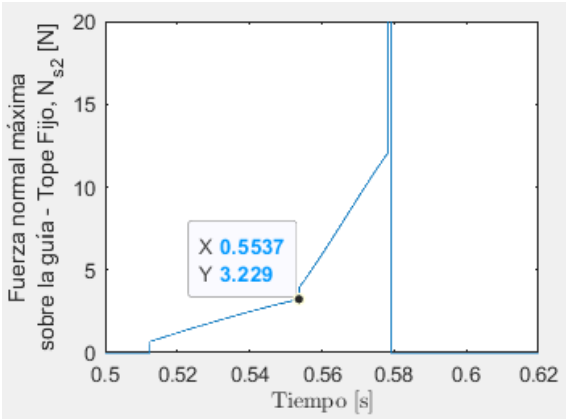
Nota. a. Fuerza normal en los topes posteriores y frontales, utilizando planchas pequeñas, b. Fuerza normal en los topes laterales (carril de fijación), utilizando planchas grandes. Elaborado en Matlab.

A partir de la figura anterior, se observa que la fuerza normal máxima sobre los topes frontales y posteriores es de $52.64\ [N]$ la cual se da con un ángulo de plegado $3.053\ [°]$ (de la solapa S3). Por otra parte, la fuerza normal máxima sobre los topes laterales (carril de fijación) es de $185.2\ [N]$ y se da con un ángulo de plegado de $19.45\ [°]$ (de la solapa S2), que se da en el instante en que la solapa S3 se libera y, por tanto, la fuerza normal en el carril aumenta.

4.2.1.3.2. Cargas sobre la guía durante el proceso de conformación.

Figura 8

Fuerza normal de contacto de la solapa S2 durante el proceso de conformación.



Nota. La plancha permanece en contacto con la guía del contenedor hasta el instante $0.19225T_{ciclo}$ ($0.5537\ [s]$ para $T_{ciclo} = 2.88\ [s/bandeja]$), en el cual solapa S2 se libera con un ángulo de $\theta_{s2,máx} = 11.11\ [°]$ ($\Delta s_{A,máx} = 0.0488515\ [m]$, ver apartado 4.2.4.3.2). Elaborado en Matlab.

Al iniciar el proceso de conformación, la plancha descansa sobre la guía del contenedor (paredes laterales) para luego ser empujada por el elemento macho. La Figura 8 muestra la fuerza normal entre el contenedor y la plancha de cartón (la más grande) durante este proceso, obtenido un valor máximo de $3.23\ [N]$. Esta gráfica se obtuvo en el análisis dinámico del apartado 4.2.4.3.2.

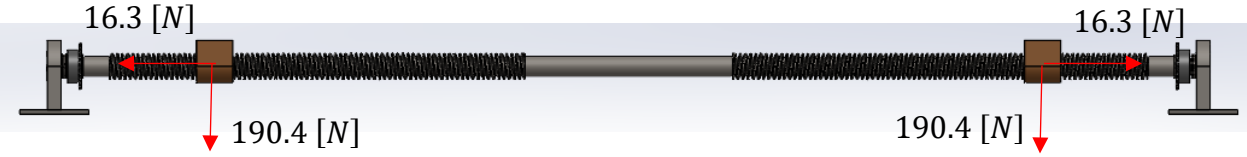
4.2.1.4. Dimensionamiento, especificación y selección de partes del SAMP.

4.2.1.4.1. Resultados de las simulaciones estáticas del SAMP. Se determinaron los factores de seguridad de las piezas del ensamble. Los resultados de la simulación numérica realizada indican que el factor de seguridad mínimo para los topes es de 1.34 (tope frontal) y para las láminas del contenedor es de 1.68, lo cual se considera aceptable. De igual forma, se comprobaron satisfactoriamente las conexiones de pernos y soldaduras. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.1, Figuras K-2 a K-7.

4.2.1.4.2. Husillos de regulación. Este cálculo se realiza bajo los parámetros establecidos en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.7. A partir de los resultados de la simulación numérica (Figura K-4), para los husillos inferiores, las cargas máximas son $F_c = [89.6^2 + 168^2]^{1/2} = 190.4\ [N]$ y $F_a = 16.3\ [N]$; para el husillo superior son: $F_c = [365^2 + 206^2]^{1/2} = 190.4\ [N]$ y $F_a = 0.537\ [N]$. La Figura 9 muestra el husillo posterior (o frontal).

Figura 9

Cargas aplicadas al husillo inferior posterior.



Ahora bien, teniendo en cuenta se utilizaron husillos de rosca trapezoidal de diámetro nominal $d = 30\ [mm]$ y diámetro de raíz $d_r = 23\ [mm]$ con paso $6\ [mm]$. A continuación, la Tabla 4 muestra los esfuerzos principales sobre el cuerpo de la barra roscada.

Tabla 4

Esfuerzos sobre el cuerpo de la barra roscada.

Esfuerzos	Husillos inferiores	Husillo superior
Material	AISI SAE 1045 Calibrado	AIS SAE 4340 OQT a 600°C
Flexionante en la raíz de la rosca, σ_b	$0.03223\ [MPa]$	$0.001062\ [MPa]$
Esfuerzo axial nominal, σ	$-0.03923\ [MPa]$	$-0.001292\ [MPa]$
Esfuerzo cortante por torsión en el cuerpo, τ_t	$0.02562[MPa]$	$0.000844[MPa]$
Esfuerzo cortante directo en el cuerpo, $\tau_c = 4F_c/\pi d_r^2$	$87.25\ [MPa]$	$422.8\ [MPa]$
Esfuerzo de von Mises, σ'	$151.165\ [MPa]$	$732.3\ [MPa]$

Para los husillos inferiores, el factor de seguridad es: $N = S_y/\sigma'_{inf} = 441/151.165 = 2.92$ lo cual es aceptable, y para el husillo superior, el factor es: $N = S_y/\sigma'_{inf} = 784/732.3 = 1.07$ lo cual es bajo, por lo que se requiere un diámetro nominal mayor de $30\ [mm]$.

4.2.1.4.3. Rodamientos de los husillos de regulación. Estos se seleccionan de la empresa SKF mediante la herramienta de selección online 'SKF Bearing Select', bajo los parámetros descritos en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.3, Modelo 3.3.1.

Rodamientos de los husillos inferiores:

Por geometría y ahorro en mantenimiento se seleccionaron los rodamientos SKF 6003-2RSH, los cuales, de acuerdo con el software de referencia, y con las cargas de la Figura 9, poseen una vida útil mayor a $200\ [kh]$ de funcionamiento, lo que equivale a casi $70\ [años]$.

Unida de rodamiento del husillo superior:

Se selecciona la unidad de rodamiento P 17 TF, la cual, de acuerdo con el software selector

y utilizando las cargas que soportan el husillo superior, posee la misma vida útil que el anterior.

4.2.1.5. Configuración geométrica final del SAMP. La Figura K-8 muestra la configuración final del SAMP obtenida a través de modelado en detalle.

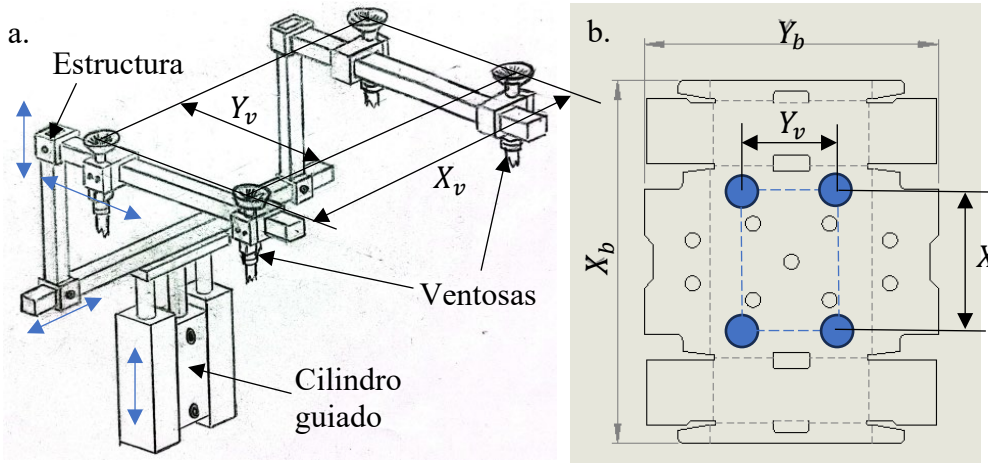
4.2.2. Sistema de Dosificación de la Materia Prima (SDOMP)

4.2.2.1. Geometría y regulación del SDOMP. Este sistema se compone por 4 ventosas que agarran y desplazan verticalmente a las planchas hacia el sistema de desplazamiento (SDMP). Estas ventosas están soportadas por una estructura la cual se desplaza verticalmente junto con las ventosas gracias a un cilindro neumático guiado.

4.2.2.1.1. Regulación para ajustar la posición de las ventosas. En la Figura 10 muestra el mecanismo que permite ajustar la posición de las ventosas de acuerdo con el tamaño de la plancha. La estructura permite deslizar sus eslabones en los tres ejes, y de esta manera, se ajusta la posición de la plancha en el siguiente rango: $X_v = 230 - 391\ [mm]$ y $Y_v = 175 - 289\ [mm]$.

Figura 10

Regulación de la posición de las ventosas. Mecanismo de dosificación de la materia prima.



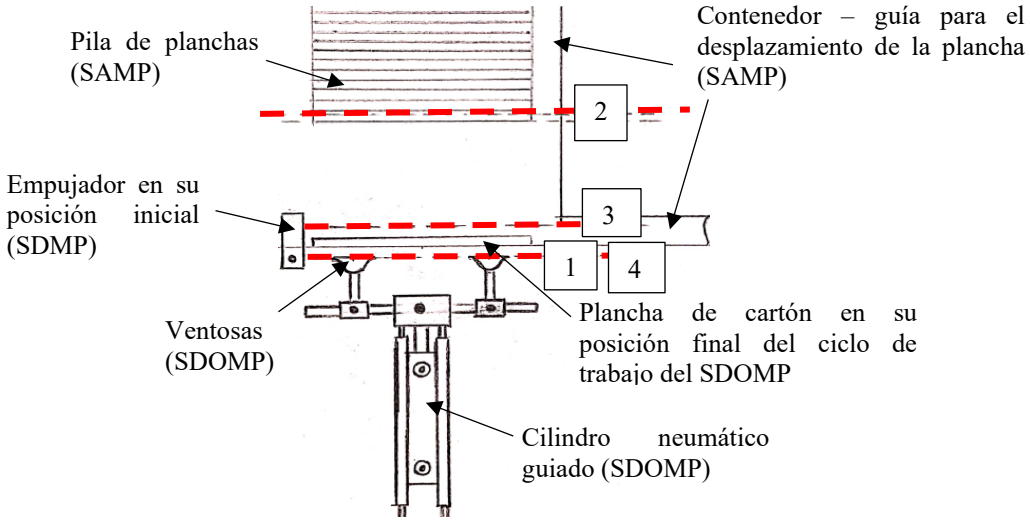
4.2.2.2. Síntesis de mecanismos del SDOMP

4.2.2.2.1. Ciclo de trabajo del SDOMP. En este sistema se identifican 5 actuadores: 1

cilindro neumático guiado y 4 ventosas de fuelle. La Figura 11 presenta el ciclo de trabajo

Figura 11

Esquema del ciclo de trabajo del SDOMP



Nota. Los puntos 1, 2, 3 y 4 representan posiciones en las que los actuadores (cilindro guiado o ventosas) inician o finalizan su accionamiento.

En la posición inicial y final (punto 1 y 4), las ventosas deben estar por debajo de la posición final de la plancha sin estar en contacto con ella. Esto evita atascamientos y también el desgaste prematuro de las ventosas, así como la aparición de una fricción innecesaria.

En la posición 2, las ventosas deben comprimir su fuelle contra la pila de planchas, y de esta manera, asegurar un vacío efectivo y hermético en la superficie del cartón.

En la posición 3, las ventosas dejan de generar vacío. Este punto se encuentra entre el extremo superior del empujador y la posición final de la plancha. La plancha descenderá en caída libre hasta la guía en este último tramo de su recorrido.

A continuación, la Tabla 5 presenta los accionamientos que realiza cada uno de los actuadores del sistema en su ciclo de trabajo, de acuerdo con su posición vertical.

Tabla 5

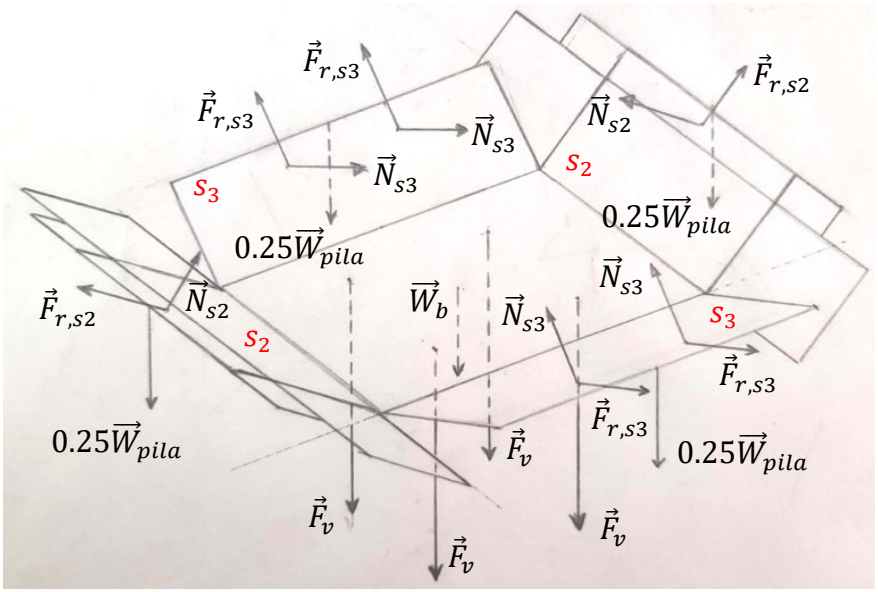
Posiciones, tiempos y accionamientos de los actuadores en el ciclo de trabajo del SDOMP

Tiempo $[seg]$	**Posición**	**Actuadores**	
		Cilindro neumático guiado	**Ventosas**
0%T	1	Inicio extensión	---
14%T	2	Final extensión	Inicio actuación
20%T	2	Inicio retracción	---
31%T	3	---	Final actuación
34%T	4	Final retracción	---
T_{prod}	4	Ciclo completado	

4.2.2.2.2. Análisis cuasi estático del SDOMP. Cuando las planchas son extraídas del contenedor por la acción de las ventosas, las solapas 2 y 3 de la plancha deberán plegarse un cierto ángulo para poder superar los topes inferiores (laterales, frontales y posteriores). Por otra parte, esto implica que la pila de planchas se levante por unos instantes debido a la acción de palanca en los extremos de dichas solapas. A continuación, la Figura 12 muestra el diagrama de cuerpo libre correspondiente a dicha situación.

Figura 12

DCL de la plancha de cartón cuando es extraída del contenedor por las ventosas.



A partir de esta figura se identifican las siguientes fuerzas: $\vec{W}_{pila} = \vec{W}_b \cdot N_{b,máx}$ es el peso

de la pila de planchas, siendo $N_{b,máx}$ el número máximo de bandejas en el contenedor, $\overrightarrow{W_b} = 9.81m_b$ es el peso de la plancha que se extrae, siendo $\mathrm{m_b}$ la masa de un plancha, $\vec{F}_v$ es la fuerza ejercida por una ventosa, $\vec{N}_{s2}$, $\vec{F}_{r,s2}$, $\vec{N}_{s3}$ y $\vec{F}_{r,s3}$ son las fuerzas normales y de fricción por contacto entre la solapa 2 y los topes laterales, y entre la solapa 3 y los topes frontales (y posteriores).

Ahora bien, asumiendo un proceso cuasi estático de la extracción de la plancha (ausencia de datos de aceleración del cilindro guiado), y considerando una fuerza de fricción $F_{r,si} = \mu_k N_{si}$, entonces se aplica la primera ley de Newton así:

$$+\uparrow \sum F_y = 0 : 2N_{s2} \cdot (\cos\theta_{s2} + \mu_k \sin\theta_{s2}) + 4N_{s3} \cdot (\cos\theta_{s3} + \mu_k \sin\theta_{s3}) - W_{pila} - W_b - 4F_v = 0 \quad (6)$$

Donde θ_{s2} y θ_{s3} son los ángulos de plegado de la solapa 2 y 3, respectivamente, y $\mu_k = 0.45 = 0.75\mu_s$ es el coeficiente de rozamiento dinámico entre la bandeja de cartón y el tope metálico, el cual se aproxima al de madera-metal (Tabla 8-1, Beer & Jonhson,2008).

Ahora, se hace referencia a la Figura H-25 del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.5, Modelo H.3.5.2, con la modificación de que se asumen aceleraciones nulas (proceso cuasi-estático) y se agrega el peso de la pila de planchas del contenedor, $\overrightarrow{W_{pila}}$. Entonces, la Figura 13 muestra el DCL establecido para este caso. Las variables de la figura se definen en la Tabla 6.

Tabla 6

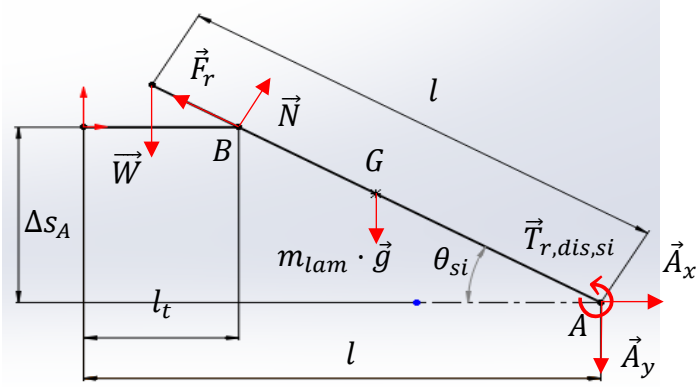
Definición de variables de la Figura 13 de acuerdo con el plegado de la solapa 2 y 3

Nombre	**Símbolo**	**Plegado de solapa 2**	**Plegado de solapa 3**
Ángulo de plegado	θ_{si}	θ_{s2}	θ_{s3}
Masa de la lámina (solapa o conjunto de solapas)	m_{lam}	$m_{s2} + m_{s4} + 2m_{s1} + 2m_{s5}$	m_{s3}
Longitud del tope fijo (ver apartado	l_t	18 $[mm]$ (topes laterales)	10 $[mm]$ (topes frontales y

4.2.2.3.1.)			posteriores)
Longitud de la lámina	l	$C_b + F_b$	C_b
Torque resistente de plegado de la solapa i (ecuación 3)	$T_{r,dis,si}$	$150W_b \cdot e_b \cdot (5\theta_{s2} - 2\theta_{s2}^2)$	$150L_b \cdot e_b \cdot (5\theta_{s2} - 2\theta_{s2}^2)$
Fuerza normal	N	N_{s2}	$2N_{s3}$

Figura 13

DCL en equilibrio cuasi estático del movimiento de una lámina sobre un tope fijo



Nota. La ubicación del centro de gravedad G se asume en la mitad de la longitud de la lámina.

Entonces, al aplicar la primera ley de Newton para este caso, se obtiene:

$$+\circlearrowleft \sum \vec{M}_A = T_{r,dis,si} + (W + 4.905m_{lam}) \cdot l \cdot \cos\theta_{si} - N \cdot [\Delta s_A^2 + (l - l_t)^2]^{1/2} = 0 \quad (7)$$

Donde el $\Delta s_A = (l - l_t) \cdot \tan\theta_{si}$ es el desplazamiento vertical de la base de la plancha

Por otra parte, $W = 0.25W_{pila}$ si las solapas 2 y 3 se están plegando ambas al mismo tiempo, y $W = 0.5W_{pila}$ si únicamente se está plegado la solapa 2 o la solapa 3. Esto se determina con el ángulo máximo $\theta_{si,máx}$ de la solapa i, el cual define el instante en el que la lámina se libera:

$$\cos\theta_{si,máx} = \frac{l - l_t}{l} \quad (8)$$

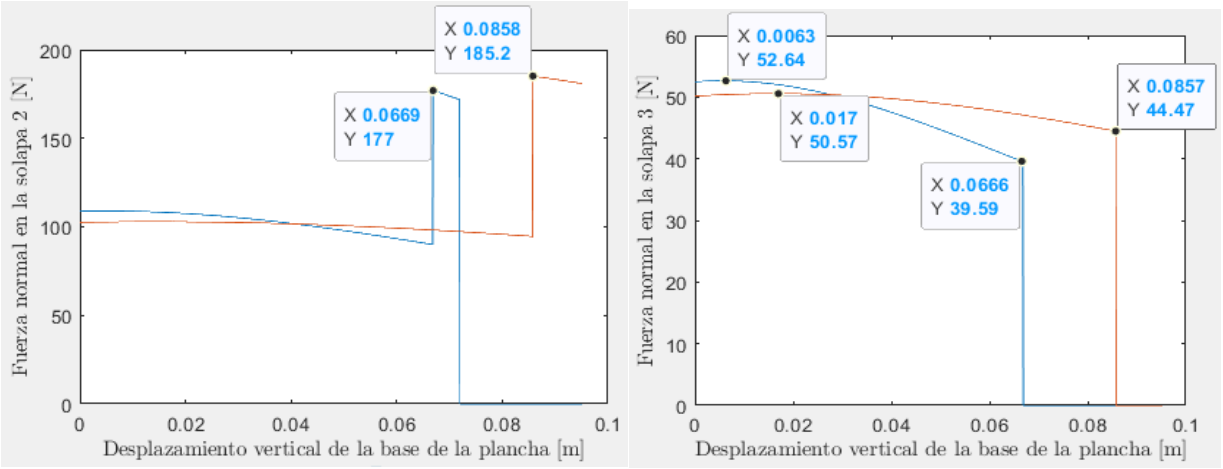
A continuación, las Figura 14 y Figura 15 presentan los valores de N_{s2}, N_{s3} y F_v en función

Δs_A, respectivamente, obtenidos mediante las ecuaciones 6, 7 y 8.

A partir de la Figura 14, se observa que la fuerza normal máxima en la solapa 2 se da en las coordenadas $(N_{s2}, \Delta s_A) = (177\ [N], 0.0669\ [m])$ y $(185.2\ [N], 0.0858\ [m])$, las cuales representan el instante en que la solapa 3 se libera, haciendo que N_{s2} aumente considerablemente.

Figura 14

Fuerza normal N_{s2} y N_{s3} en función del desplazamiento Δs_A de la base de la plancha.



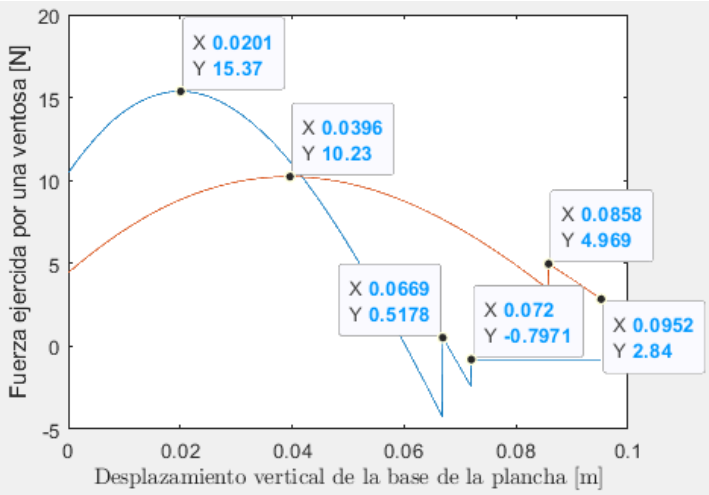
Nota. Plancha pequeña (azul) y plancha grande (naranja). Gráfica realizada en Matlab R2020a.

A partir de la figura anterior, se observa que la fuerza normal máxima en la solapa 3 se da en las coordenadas $(N_{s3}, \Delta s_A) = (152\ [N], 0.0063\ [m])$ y $(50\ [N], 0.017\ [m])$. En el plegado, la fuerza de fricción $F_{r,s3}$ ayuda a contrarrestar el peso W_{pila}, haciendo que N_{s3} disminuya.

A partir de la Figura 15, se observa que la fuerza máxima en la ventosa se da en las coordenadas $(F_v, \Delta s_A) = (15.37\ [N], 0.0201\ [m])$ y $(10.23\ [N], 0.0396\ [m])$. El punto en el que ambas solapas se liberan se da en la coordenada $(F_v, \Delta s_A) = (-0.7971\ [N], 0.072\ [m])$ y $(-1.355[N], 0.0952\ [m])$ en donde las ventosas únicamente soportan el peso de la plancha W_b.

Figura 15

Fuerza de la ventosa F_v en función del desplazamiento vertical Δs_A de la base de la plancha



Nota. Plancha pequeña (azul) y plancha grande (naranja). Gráfica realizada en Matlab R2020a.

Ahora bien, teniendo en cuenta la resistencia o fuerza de arrastre del aire durante el movimiento de la plancha, entonces, la fuerza ejercida por la ventosa se modifica así:

$$F_v' = F_v + F_w; \quad F_w = \frac{1}{2} c_d \cdot \rho_{air} \cdot v_{rel}^2 \cdot A_b \tag{9}$$

Donde F_v' es la fuerza ejercida por la ventosa afectada por la resistencia del aire, F_v es la fuerza ejercida por la ventosa en el análisis cuasi estático, y F_w es la fuerza de arrastre del aire, $c_d = 1.17$ es el coeficiente de arrastre para una lámina plana normal a la dirección al flujo (Hoerner, 1965, p. 3.17), $\rho_{air} = 1.223\ [kg/m^3]$ es la densidad del aire seco (a 15 [°] según la ISA), A_b es el área de la plancha normal al flujo ($0.5317\ [m^2]$ para la plancha pequeña y $0.90384\ [m^2]$ para la plancha grande), y $v_{rel} = v_{cil,prom} = C_{cil}/\Delta t_C$ es la velocidad relativa entre la plancha y el aire, siendo $C_{cil} = 150\ [mm]$ la carrera del cilindro guiado (ver apartado 4.2.2.3.3.) y $\Delta t_C = 0.14 T_{ciclo} = 0.4032\ [s]$ el tiempo de la carrera del cilindro guiado (determinada a partir de la Tabla 5). Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación 9, se obtiene: $v_{rel} = 0.372[m/s]$, $F_{w,mín} = 0.053\ [N]$ (plancha pequeña), $F_{w,máx} = 0.089\ [N]$ (plancha grande) y $F'_{v,100} = 15.423\ [N]$ (plancha pequeña), $F'_{v,170} = 10.319\ [N]$ (plancha grande).

4.2.2.3. Dimensionamiento, especificación y selección de partes del SDOMP.

4.2.2.3.1. Sistema de vacío. El dimensionamiento y selección de los componentes del sistema de vacío se realiza en base a los principios mencionados en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.3, Modelo H.3.3.4, mediante el uso del software 'Selector de componentes de vacío' de la empresa SMC A continuación, la Tabla 7 presenta los valores de entrada del modelo.

Tabla 7

Valores de entrada para el software Selector de componentes de vacío SMC.

Variable de entrada	Símbolo	Valor
Tiempo de respuesta de adsorción máximo	$t_{ads,máx}$	$0.06T_{ciclo} = 0.1728\ [s]$ (con $T_{ciclo} = 2.88\ [s/bandeja]$).
Factor de seguridad	n_v	4 (valor recomendado por el software)
Masa de la pieza	W	$4F'_{v,100}/9.81 \cong 6.3\ [kg]$
Presión de alimentación	P_{feed}	$0.4\ [MPa] = 4[bar]$
Presión de vacío	P_{vac}	$-70\ [kPa]$ (a $4\ [bar]$, ver figura 22 en el apéndice de referencia)
Número de ventosas	N_{vent}	4
Fuga por ventosa	q_{fuga}	$2.06\ [N\ L/min]$ (valor recomendado para ventosas de fuelle de silicona y superficie de cartón corrugado).
Longitud de manguera entre eyector (válvula y la derivación)	L_1	$0.5\ [m]$ (valor estimado)
Longitud de manguera entre derivación y ventosa	L_2	$0.5\ [m]$ (valor estimado)

Las especificaciones de las ventosas, mangueras (para la línea de alimentación y la línea de derivación) y la unidad modular con eyector incorporado, seleccionados a partir del software se pueden consultar en el Apéndice K, Sección K.2. Resultados K.2.2. Tablas K-1 a K-3. Cabe mencionar que la elección del diámetro de la boquilla del eyector depende del tiempo de respuesta de adsorción requerida para esta aplicación, el cual a su vez depende el caudal de succión (diámetro de la línea succión) y el caudal de alimentación (diámetro de la línea de alimentación). A partir de dichas figuras, se observe que el tiempo para alcanzar la presión de adsorción ($0.114\ [s]$) es menor

que el tiempo de respuesta requerido ($t_{ads,máx} = 0.1728$).

4.2.2.3.2. Cilindro neumático guiado

La selección del cilindro guiado se realiza utilizando el software de selección de cilindros guiados que brinda la empresa SMC. A continuación, la Tabla 8 muestra los parámetros de entrada para la selección y dimensionamiento del cilindro guiado.

Tabla 8

Parámetros de entrada para la selección del cilindro guiado

Presión de trabajo	$0.6\ [MPa]$ (recomendada para maximizar la eficiencia)
Carrera del cilindro	$150\ [mm]$ (de acuerdo con los parámetros geométricos establecidos en SolidWorks)
Velocidad media	$v_{cil,prom} = 0.15/0.4032 = 0.372\ [m/s]$ (de acuerdo con el tiempo de accionamiento requerido, ver Tabla 5)
Masa de la carga	$m_{carga} = 7.13\ [kg]$ (valor calculado en SolidWorks, como la suma de la masa de la estructura que soporta las ventosas y la masa de las cuatro ventosas),
Excentricidad de la carga respecto al vástago del cilindro	Sin excentricidad en ningún eje coordenado (carga perfectamente equilibrada por conveniencia)
Factor de seguridad	1.5 (aumento en la confiabilidad previniendo posibles interferencias ocasionadas por un mal ajuste del sistema)
Tipo de amortiguación	Neumática

La carga por elevar es de $1.5 \cdot 7.13 = 10.685\ [kg]$. Se decide escoger un cilindro compacto guiado de la seria MGPL, los cuales, según el catálogo de referencia *Cilindro compacto con guías Serie MGP,* del fabricante SMC (2023), presentan un funcionamiento uniforme de alta precisión adecuado para elevar y empujar carga verticalmente, ya que poseen un sistema de guiado por cojinetes lineales de bolas. La Figura K-12 presenta los resultados obtenidos de la selección.

4.2.2.3.3. Estructura del SDOMP. En la simulación estática de la estructura que soporta las ventosas se tuvo en cuenta el peso de las cuatro ventosas $0.6\ [kg]$ (ver Tabla K-1) y el peso de la estructura $7.13\ [kg]$ (ver Tabla 8). La fuerza succión ejercida por las ventosas $64\ [N]$ (con un

factor de seguridad de 4, ver apartado 4.2.2.2.2.). El factor de seguridad calculado en la simulación es de 11, anticipando posibles fallas por fatiga, de igual forma, se comprobaron satisfactoriamente los pernos. Esta información se consulta en el Apéndice K, Sección K.2, Figuras K-9 y K-10.

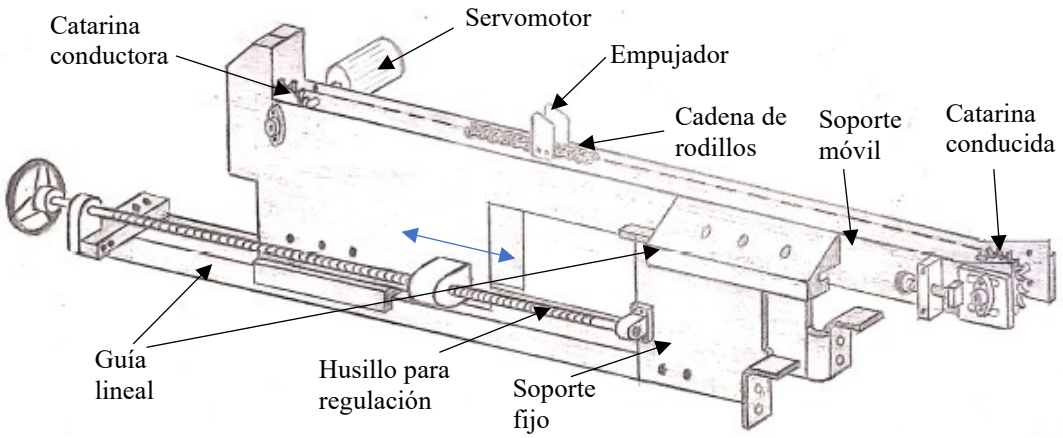
4.2.2.4. Configuración geométrica final del SDOMP. la Figura K-13 muestra la estructura del SAMP, así como las ventosas, el cilindro guiado y la unidad modular seleccionados.

4.2.3. Sistema de Desplazamiento de la Materia Prima (SDMP)

4.2.3.1. Configuración geométrica y mecanismo de regulación del SDMP. Este sistema consta de un elemento empujador de bandejas impulsado por un servomotor y una transmisión de cadena. Las catarinas se encuentran sobre un soporte móvil, el cual se puede desplazar sobre una guía lineal gracias a un husillo cuyo extremo está unido a un soporte fijo. Esto permite regular el sistema para los distintos valores del ancho de la bandeja (dimensión Y_b), acercando o alejando el soporte móvil hacia la matriz de conformación del SFCC. Ver Figura 16.

Figura 16

Configuración geométrica del SDMP y su mecanismo de regulación



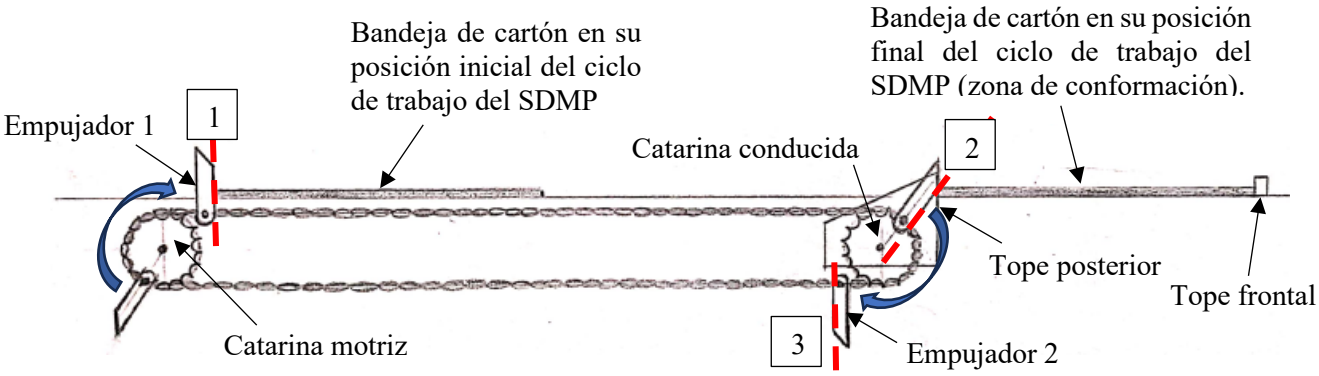
4.2.3.2. Análisis dinámico del SDMP

4.2.3.2.1. Ciclo de trabajo del SDMP. La Figura 17 muestra un esquema del ciclo de trabajo del SDMP, cuyo único actuador es el servomotor que impulsa un transportador de cadena,

generando el movimiento lineal de la bandeja mediante un empujador. La Tabla 9 presenta la secuencia de accionamientos del servomotor durante su ciclo de trabajo.

Figura 17

Esquema del ciclo de trabajo del SDMP



Una vez se ha desplazado la bandeja sobre la guía desde la posición 1 hasta la posición 2, el empujador debe detenerse mientras la bandeja es introducida a través de la matriz de conformación, de esta manera el empujador no interviene en el proceso de formado.

Finalmente, el empujador se desplaza hasta la posición 3, en la que finaliza su recorrido del ciclo. Al llegar a esta posición, otro empujador debe estar en la posición 1 (en el extremo opuesto de la cadena), listo para empezar con el siguiente ciclo.

Tabla 9

Posiciones, tiempos y accionamientos de servomotor en el ciclo de trabajo del SDMP

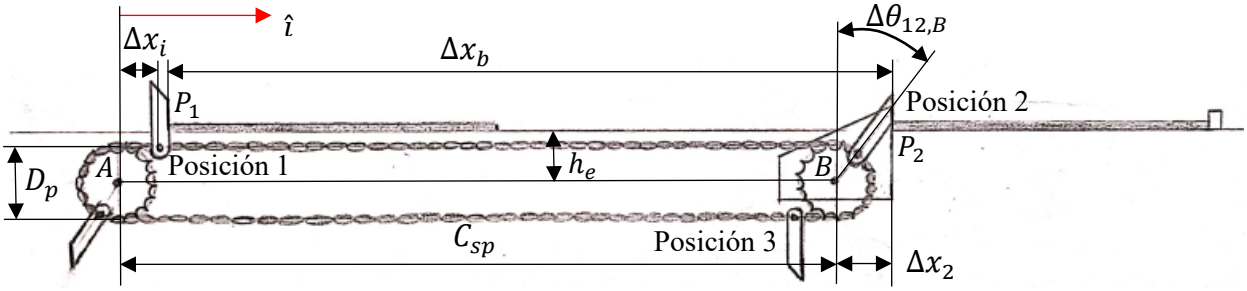
Tiempo $[seg]$	**Posición del empujador**	**Servomotor SDMP**
0%T	1	Inicio actuación
30%T	2	Final actuación
50%T	2	Inicio actuación
90%T	3	Final actuación
T_{prod}	3	Ciclo completado

4.2.3.2.2. Análisis cinemático del SDMP. La Figura 18 muestra un esquema del

mecanismo principal del sistema junto con algunas variables dimensionales para el análisis.

Figura 18

*Esquema geométrico del sistema de transmisión de cadena del SDMP***.**



A partir de la figura anterior, se decide establecer las siguientes dimensiones:

$\Delta x_i = 0\ [mm]$: Distancia inicial entre el centro de la catarina conductora y el empujador.

$D_p \cong 50.665\ [mm]$: diámetro de paso de ambas catarinas (25 dientes)

$C_{sp} = 1362.075\ [mm]$: distancia entre centros de las catarinas. Ver apartado 4.2.3.3.1.

$h_e = 54.4\ [mm]$: distancia entre el centro de las catarinas y la cara inferior de la bandeja.

$\Delta x_b = 1388\ [mm]$: distancia horizontal que debe recorrer la bandeja.

$\Delta x_2 = 73.5\ [mm]$: distancia entre el centro de la catarina conducida y el tope posterior.

$\Delta\theta_{12,B} = 45\ [°]$: ángulo que debe recorrer el empujador entre los puntos B y P_1 en.

Movimiento rotativo de la catarina y del servomotorreductor

El perfil de velocidad angular trapezoidal es el más común en un servomotorreductor. Dicho perfil es también el de la catarina y se calcula bajo el modelo descrito en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos 3.5, Modelo 3.5.1, en base a los ajustes de inercia permisible y velocidad nominal del servomorreductor (ver apartado 4.2.3.3.1.). Valores de entrada del tiempo: $\Delta t_{act} = 0.3 \cdot T_{ciclo};\ \xi_{act} \cong 0$ (el servo no alcanza su velocidad nominal) $t_{m,act} = 0.2 \cdot T_{ciclo};\ \Delta t_{ret} = 0.4 \cdot T_{ciclo};\ \xi_{ret} = 0;\ t_{m,ret} = 0.4 \cdot T_{ciclo}$. Desplazamiento angular total entre la posición 1 y 2:

$$\Delta\theta_{12} = \Delta\theta_{12,A} + \Delta\theta_{12,B}; \qquad \Delta\theta_{12,A} = \frac{C_{sp} - \Delta x_i}{(D_p/2)} \cdot \frac{180\ [°]}{\pi\ [rad]} \tag{10}$$

Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación 10, se obtiene: $\Delta\theta_{12} \cong 3125.673\ [°] \cong 54.5533\ [rad] = 10.30122\ [rev]$ y $\Delta\theta_{12,A} \cong 3080.673\ [°]$

Desplazamiento angular total entre la posición 2 y la posición 3:

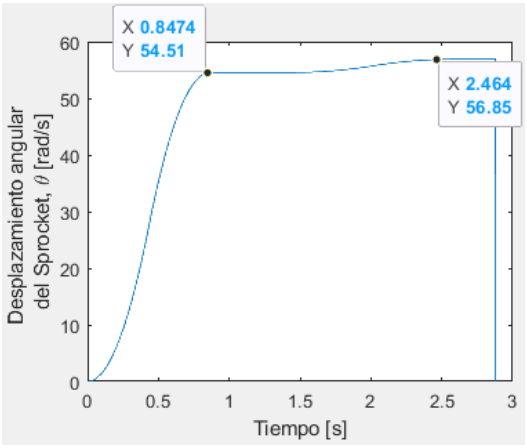
$$\Delta\theta_{23} = 180° - \Delta\theta_{12,B} + \Delta x_i \tag{11}$$

Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación 11, se obtiene: $\Delta\theta_{23} \cong 135\ [°] \cong 3\pi/4\ [rad] = 3/8\ [rev]$. La Figura 19 muestra el perfil de movimiento de la catarina.

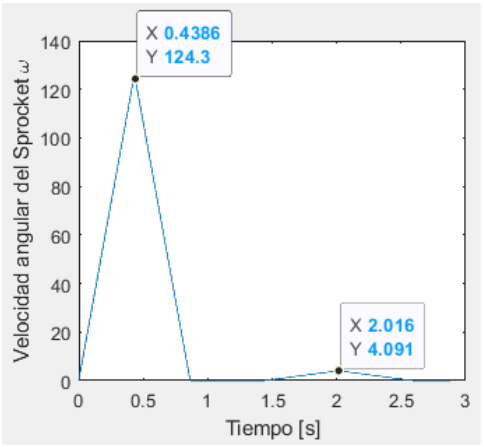
Figura 19

Desplazamiento, velocidad y aceleración angular de la catarina para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$.

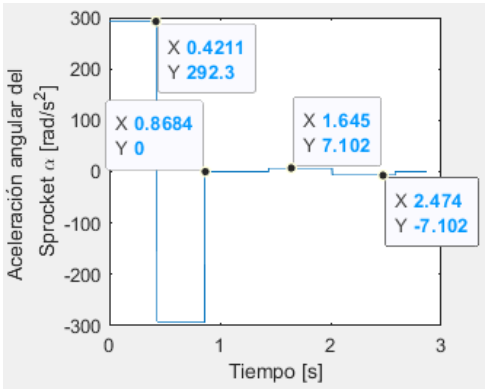
a.



b.



c.



Nota. Cinemática de la catarina (y servomotor) en un ciclo de 2.88 s. a. desplazamiento angular

θ_{sp}, b. velocidad angular $\dot{\theta}_{sp}$, c. aceleración angular $\ddot{\theta}_{sp}$. Elaborado en Matlab.

Movimiento rectilíneo de la bandeja de cartón.

El movimiento rectilíneo de la bandeja está ligado al movimiento rotativo de la catarina:

Entre $0 < \theta_{sp} < \Delta\theta_{12,A}$ [°]:

$$\text{Posición: } \vec{r}_{tray} = \left(D_p/2 \cdot \theta_{sp}\right)\hat{\imath} \tag{12}$$

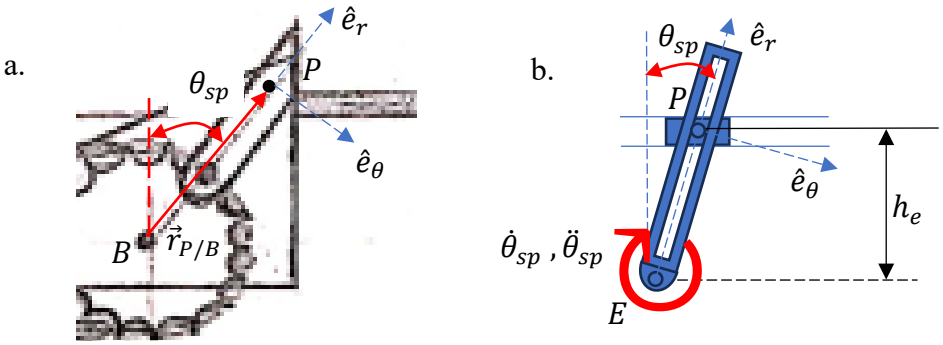
$$\text{Velocidad: } \vec{v}_{tray} = \left(D_p/2 \cdot \dot{\theta}_{sp}\right)\hat{\imath}$$

$$\text{Aceleración: } \vec{a}_{tray} = \left(D_p/2 \cdot \ddot{\theta}_{sp}\right)\hat{\imath}$$

Entre $\Delta\theta_{12,A} < \theta_{sp} < \Delta\theta_{12}$ [°]: en este rango, el movimiento de la bandeja se aproxima al mecanismo mostrado en la Figura 20b que se muestra a continuación.

Figura 20

Esquema vectorial del movimiento de la bandeja en el rango final de su recorrido en el SDMP



Nota. Se observan algunas variables para el cálculo cinemático de la bandeja. Elaboración propia.

$$\text{Posición: } \vec{r}_{tray} = \left(C_{sp} - \Delta x_i + h_e \cdot \tan\left(\theta_{sp} - \Delta\theta_{12,A}\right)\right)\hat{\imath} \tag{13}$$

$$\text{Velocidad: } \vec{v}_{tray} = \left[\dot{r}_{P/B} \cdot \sin\theta_{sp} + r_{P/B} \cdot \dot{\theta}_{sp} \cdot \cos\theta_{sp}\right]\hat{\imath}$$

$$\text{Aceleración: } \vec{a}_{tray} = \left[\left(\ddot{r}_{P/B} - r_{P/B} \cdot \dot{\theta}_{sp}^2\right) \cdot \sin\theta_{sp} + \left(r_{P/B} \cdot \ddot{\theta}_{sp} + 2\dot{r}_{P/B} \cdot \dot{\theta}_{sp}\right) \cdot \cos\theta_{sp}\right]\hat{\imath}\ ; \quad \text{donde } r_{P/B} = h_e/\cos\theta_{sp}\ ;\ \dot{r}_{P/B} = h_e \cdot \dot{\theta}_{sp} \cdot \sec\theta_{sp} \cdot \tan\theta_{sp}\ ;$$

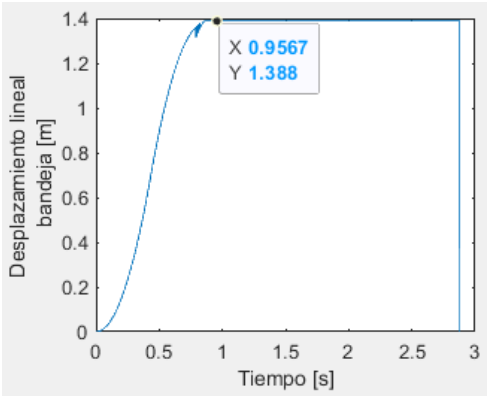
$$\ddot{r}_{P/B} = h_e \cdot \left[\ddot{\theta}_{sp} \cdot \sec\theta_{sp} \cdot \tan\theta_{sp} + \dot{\theta}_{sp}^2 \cdot \left(\sec\theta_{sp} \cdot \tan^2\theta_{sp} + \sec^3\theta_{sp}\right)\right]$$

A continuación, la Figura 21 muestra el perfil de movimiento de la bandeja de cartón para un ciclo de $T_{ciclo} = 2.88\ [s/caja]$. Este se generó utilizando las ecuaciones 12 y 13.

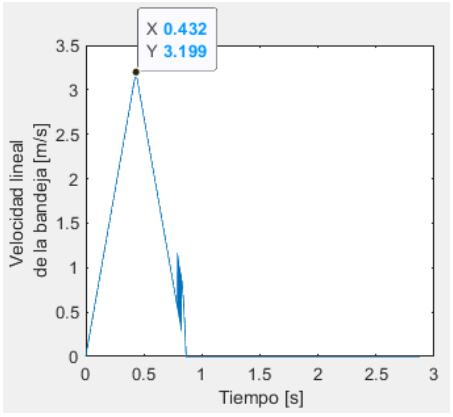
Figura 21

Desplazamiento, velocidad y aceleración lineal de la bandeja de cartón para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$.

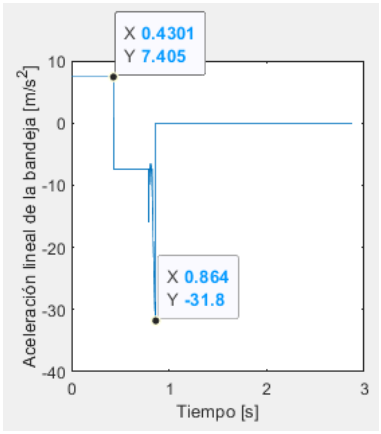
a.



b.



c.



Nota. Cinemática de la bandeja de cartón en un ciclo de $2.88\ s$. a. desplazamiento lineal s_b, b. velocidad lineal $\dot{s}_b$, c. aceleración lineal $\ddot{s}_b$. Elaborado en Matlab.

A continuación, en la Tabla 10 se muestran los valores de salida del estudio cinemático.

Tabla 10

Valores importantes de salida del estudio cinemático del SDMP

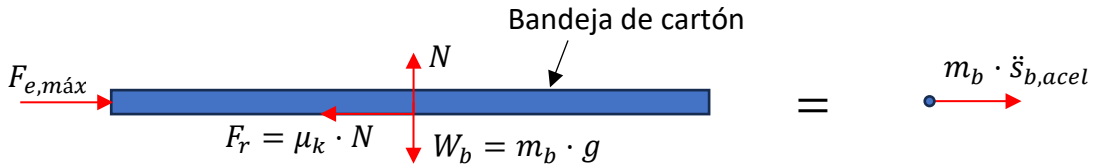
	Velocidad máxima	**Aceleración máxima**

Catarina y Servo	$\dot{\theta}_{sp,act} = 124.3\ [rad/s]$	$\ddot{\theta}_{sp,act} = 292.3\ [rad/s^2]$
Bandeja Plaform	$\dot{s}_{b,máx} = 3.2\ [m/s]$	$\ddot{s}_{b,acel} = 7.4\ [m/s^2]$

4.2.3.2.3. Análisis cinético del SDMP. A partir del perfil de movimiento de la bandeja de cartón, se sabe que la fuerza máxima que realiza el empujador sobre la bandeja, $F_{e,máx}$, se da mientras el sistema es acelerado desde el reposo hasta una velocidad máxima $\dot{s}_{b,máx}$. A continuación, la Figura 22 presenta el DCL que comprueba lo dicho.

Figura 22

*Diagrama de cuerpo libre y cinético de la bandeja de cartón, mientras es acelerada en el SDMP***.**



Nota. Se observa el DCL y DC de la bandeja mientras pasa por el SDMP. Elaboración propia.

A partir del DCL de la Figura 22 y aplicando la segunda ley de Newton, se obtiene:

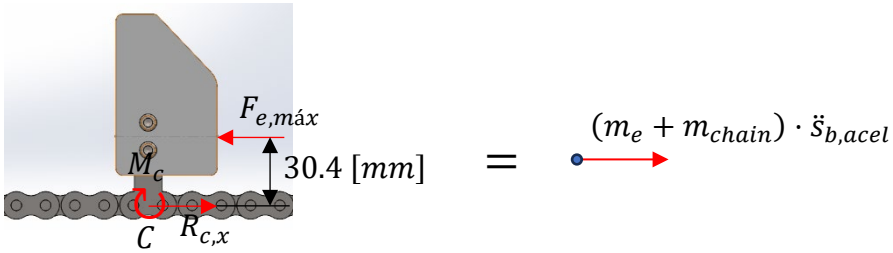
$$\begin{bmatrix} 1 & -\mu_k \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{e,máx} \\ N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_b \cdot \ddot{s}_{b,acel} \\ m_b \cdot g \end{bmatrix} \tag{14}$$

Donde: $\mu_k = 0.45 = 0.75\mu_s$ es el coeficiente de rozamiento dinámico entre la bandeja de cartón y la guía metálica. Se aproxima al de madera-metal (Tabla 8-1, Beer & Jonhson), $g = 9.81\ [m/s^2]$ es la aceleración aproximada de la gravedad, $m_b = 0.5525\ [kg]$ es la masa de la bandeja de cartón (en su tamaño máximo). Al reemplazar los valores en la ecuación 14 se obtiene: $F_{e,máx} \cong 6.53\ [N]$ y $N \cong 5.42\ [N]$.

A continuación, se realiza el análisis cinético del elemento empujador y de la cadena de transmisión, ya que también se debe superar la inercia de estos elementos. La Figura 23 presenta un diagrama de cuerpo libre del empujador.

Figura 23

Diagrama de cuerpo libre y diagrama cinético del empujador y de la cadena del SDMP.



Nota. DCL y DC del empujador del SDMP. Elaboración propia.

A partir del DCL de la Figura 23 y aplicando la segunda ley de Newton, se obtiene:

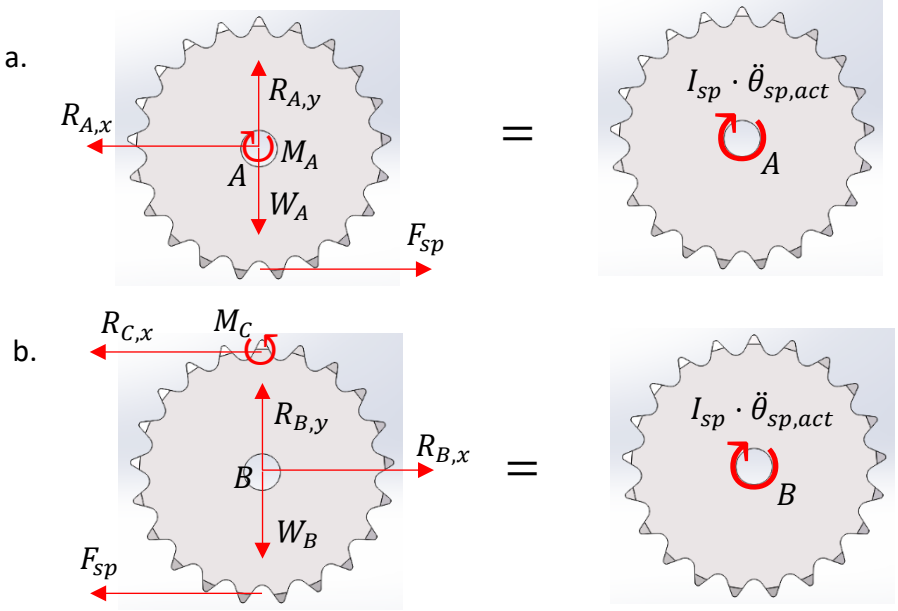
$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{C,x} \\ M_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (m_e + m_{chain}) \cdot \ddot{s}_{b,acel} + F_{e,máx} \\ 0.01495 F_{e,máx} \end{bmatrix} \quad (15)$$

La masa del empujador es $m_e = 12.2\ [g]$ (calculada en SolidWorks). La masa unitaria de la cadena es $m_{chain,u} = 0.14\ [kg/m]$ (cadena 25, ANSI B29.1) y la longitud de la cadena es L_{chain} (ver apartado 4.2.3.3.1.). Por lo tanto, la masa de la cadena es $m_{chain} = m_{chain,u} \cdot L_{chain} = 0.4\ [kg]$. Al resolver la ecuación 15, obtiene: $R_{C,x} \cong 9.58\ [N]$ y $M_C \cong 0.1985\ [N \cdot m]$.

A continuación, la Figura 24 presenta el análisis cinético de las catarinas de transmisión.

Figura 24

Diagrama de cuerpo libre y diagrama cinético de las catarinas de transmisión del SDMP.



Nota. DCL y DC de: a. Catarina conductora. b. Catarina conducida. Elaboración propia.

A partir del DCL de la Figura 24a y aplicando la segunda ley de Newton, se obtiene:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{A,x} \\ R_{A.y} \\ M_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{sp} \\ W_A \\ \frac{D_p}{2} \cdot F_{sp} + I_{sp} \cdot \ddot{\theta}_{sp,act} \end{bmatrix} \tag{16}$$

A partir del DCL de la Figura 24b y aplicando la segunda ley de Newton, se obtiene:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{D_p}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{B,x} \\ R_{B.y} \\ F_{sp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{C,x} \\ W_B \\ \frac{D_p}{2} \cdot R_{C,x} + I_{sp} \cdot \ddot{\theta}_{sp,act} + M_C \end{bmatrix} \tag{17}$$

Donde $W_A = W_B = \left(0.5m_{chain} + m_{sp} + m_e\right) \cdot g$. El momento de inercia de la catarina, se calcula suponiendo que la catarina es un disco girando en su centro de masa: $I_{sp} = 1/8 \cdot m_{sp} \cdot D_p^2$. Al reemplazar la masa de la catarina, $m_{sp} \cong 0.1158\ [kg]$ (calculada en SolidWorks.), entonces: $W_A = W_B = 3.182\ [N]$; $I_{sp} \cong 2.628 \times 10^{-5}\ [kg \cdot m^2]$; $R_{B,x} \cong 37.265\ [N]$; $R_{B,y} = R_{A,y} = 3.182\ [N]$; $R_{A,x} = F_{sp} \cong 22.375\ [N]$; $M_A \cong 0.4926\ [N \cdot m]$.

4.2.3.3. Dimensionamiento, especificación y selección del SDMP

4.2.3.3.1. Cadena y catarinas. El torque de diseño para de la cadena y catarina es:

$$T_{dis,spk} = M_A \cdot K_s \cdot n_d \tag{18}$$

Donde $K_s = 1.3$ es el factor de servicio (Figura I-7) y n_d es el factor de diseño.

Por lo tanto, la potencia de diseño es:

$$P_{dis,spk} = T_{dis,spk} \cdot \dot{\theta}_{sp,act} \tag{19}$$

Al reemplazar se obtiene: $T_{dis,spk} \cong 0.6404n_d\ [N \cdot m]$ y $Pot_{dis,spk} \cong 57.98n_d\ [W]$.

La cadena de transmisión se selecciona por la serie ASA, la cual se basa en la norma ANSI B29.1, equivalente a la norma DIN 8188. Bajo este criterio se decide utilizar la cadena más

pequeña: ANSI número 25 (ASA 04C) con número de dientes $N_{dts} = 25[dientes]$. Al aplicar el Modelo H.3.1.8 del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, se obtiene:

$p = 6.35\,[mm]$: paso de la cadena (cadena número 25, ¼ de pulgada); $D_p = 50.665\,[mm]$: Diámetro de paso de ambas catarinas; $L_{chain} = 2882.9[mm]$: Longitud de la cadena $(L/p = 454\,pasos)$; $C_{sp} = 1362.075\,[mm]$: Distancia entre centros de las catarinas; $H_a = H_2 \cong 2.2\,[hp] \cong 1640.54\,[W]$: Potencia permisible del sistema de transmisión.

Cálculo del factor de seguridad:

$$Pot_{dis,SDMP} = 57.98 n_d\,[W] = H_a \cong 562.407\,[W] \rightarrow n_d \cong 28.3$$

Este resultado es satisfactorio, puesto que este factor de seguridad permite prevenir el posible atascamiento de la bandeja de cartón durante su recorrido lineal por la guía.

4.2.3.3.2. Servomotor SIEMENS. La selección de este dispositivo se realiza mediante el catálogo Siemens "SINMICS S120 and SIMOTICS' basado en los parámetros del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.4, Modelo 3.2.1. A continuación, la Tabla 11 muestra los parámetros de entrada para el proceso de selección.

Tabla 11

Parámetros de entrada para el dimensionamiento y selección del servomotor-reductor

Tipo de Servomotor	**Versión del servomotor**	**Línea de voltaje**	**Voltaje de enlace**
	Compact	$380 \ldots 480\,[V]\,3AC$	$510 - 720\,[V]\,DC$
Condiciones ambientales	**Temperatura ambiente, T_{amb}**	**Altitud**	**---**
	$20\,[°C] - 28\,[°C]$	$958.9\,[msnm]$	---
Parámetros dinámicos	**Masa, m_{carga}**	**Momento de inercia de la carga, J_L**	**Torque máximo requerido, M_{2maxA}**
	---	$2.628 \times 10^{-5}\,[kg \cdot m^2]$	$0.6404\,[N \cdot m]$
	Velocidad máxima $n_{2max} = \dot{\theta}_{sp,act}$	**Aceleración máxima $\ddot{\theta}_{sp,act}$**	**Potencia máxima requerida, P_L**
	$\cong 1187[rpm]$	---	$79.6\,[W]$

Se selecciona el servomotor más pequeño de la tabla de definiciones técnicas de servomotores, en el capítulo 8 del catálogo de referencia. Ver Apéndice K, Sección K.3, Resultados K.3.1., Tabla K-4.

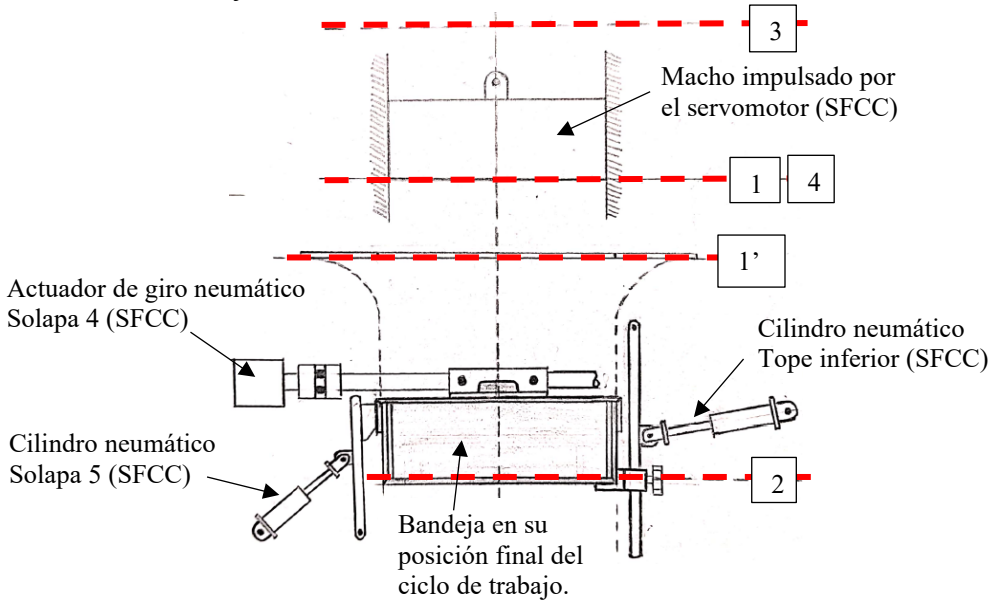
4.2.3.4. Configuración geométrica final del SDMP. En el Apéndice K, Sección K.3, Resultados K.3.2, Figura K-14 se presenta la geometría final obtenida del modelado en detalle del SDMP. La Figura K-15 muestra las vistas de corte del eje motriz y del eje conducido.

4.2.4. Sistema de Formado de Cajas de Cartón (SFCC)

4.2.4.1. Ciclo de trabajo del SFCC. Se identifican 11 actuadores: 1 servomotor, encargado de impulsar el mecanismo manivela-biela-corredera-macho; 2 actuadores de giro neumáticos, encargados del plegado de las solapas 4; 8 cilindros neumáticos, cuatro de ellos encargados del plegado de las solapas 5 y los otros cuatro encargados de la ubicación del tope inferior para la posición final de la bandeja. La Figura 25 se presenta el ciclo de trabajo.

Figura 25

Esquema del ciclo de trabajo del SFCC



Nota. Para mayor claridad solamente se muestra un actuador de cada tipo.

El movimiento del macho es generado por el servomotor y por el mecanismo manivela-biela-corredera unido a él, convirtiendo así un movimiento rotativo en lineal. Los puntos 1 y 4 representan, respectivamente, la posición inicial y final del macho durante un ciclo de trabajo. Los puntos 2 y 3 representan los extremos de su carrera. En la posición 1', el macho se encuentra a la misma altura que la guía sobre la cual se posiciona la plancha de cartón para iniciar con su proceso de conformación. Cuando el macho está en la posición 2, debe detenerse y esperar un lapso mientras los cilindros y actuadores de giro realizan su accionamiento de manera secuencial.

A continuación, se exponen secuencialmente los accionamientos del SFCC. Ver Tabla 12.

Tabla 12

Posiciones, tiempos y accionamientos de los actuadores en el ciclo de trabajo del SFCC

Tiempo [%T]	**Posición**	**Actuadores**			
		Macho (impulsado por servomotor)	Cilindro neumático - Tope inferior	Actuador de giro neumático	Cilindro neumático – solapa #5
0%T	1	Inicio actuación	Inicio retracción	---	---
3%T	---	---	Final retracción	---	---
36%T	2	Final actuación	Inicio extensión	---	---
39%T	2	---	Final extensión	Inicio extensión	---
46%T	2	---	---	Final extensión	---
49%T	2	Inicio retorno	---	---	Inicio extensión
52%T	---	---	---	---	Final extensión
89%T	4	Final retorno	---	Inicio retracción	---
95%T	4	---	---	---	Inicio retracción
96%T	4	---	---	Final retracción	---
98%T	4	---	---	---	Final retracción
T_{prod}	4	Ciclo completado			

Nota. Accionamientos de los actuadores de acuerdo con la posición del macho en su carrera.

4.2.4.2. Subsistema Macho

4.2.4.2.1. Geometría y regulación del Subsistema Macho. Este sistema consta de un servomotor, su respectivo reductor de velocidad, un mecanismo manivela-biela-corredera y un

macho empujador. Se tienen dos mecanismos de regulación para este sistema:

Regulación de la posición relativa entre el servomotor y la manivela. Consta de ranuras para el posicionamiento axial del servomotor y el mecanismo manivela – biela – corredera. Estas ranuras permiten establecer la unión relativa entre el servomotor y la manivela, y a su vez, permiten ubicar correctamente el macho sobre la matriz de conformación. Ver Figura 26.

Regulación del macho para ajustarse a la altura de la bandeja (dimensión C_b). La Figura 27 muestra el macho que se compone de un par de placas verticales entre las que se ubica un puente intermedio (unido a la corredera), el cual permite ajustar la posición vertical de las placas mediante pernos que se introducen en diferentes agujeros para fijarse a los extremos del puente.

La Figura 28 el par de aletas del macho pueden pivotarse entre las placas laterales al momento retirar el macho de la matriz de conformación. Así se evita que éste se atasque con la solapa 4 una vez se ha plegado. Las aletas vuelven a su posición inicial, gracias resortes de torsión.

Figura 26

Geometría y regulación de la posición relativa entre el servomotor y la manivela

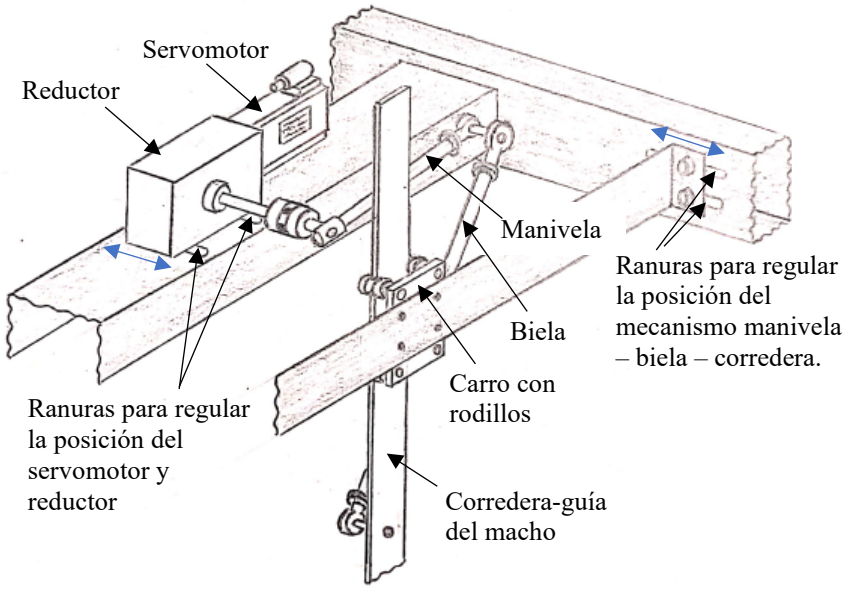
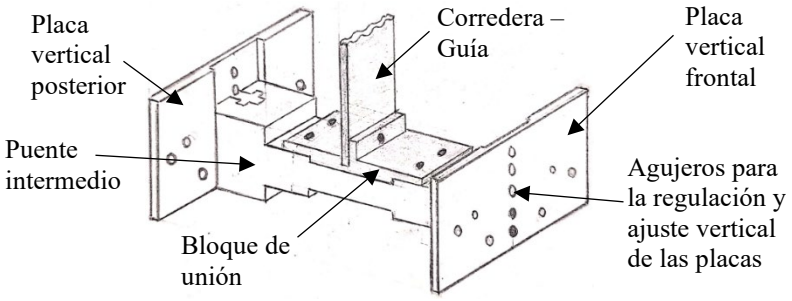


Figura 27

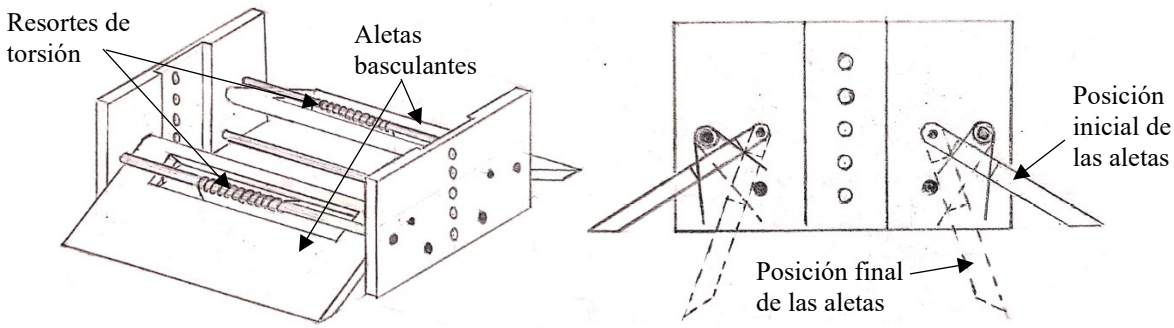
Geometría y regulación del macho para ajustarse a la altura de la bandeja de cartón



Nota. Se ignoran las aletas basculantes.

Figura 28

Aletas basculantes del macho para evitar su atascamiento con la solapa superior de la caja



4.2.4.2.2. Análisis dinámico del Subsistema Macho.

Análisis cinemático del Subsistema Macho. La Figura 29 presenta un esquema de los parámetros geométricos para el mecanismo manivela- biela-corredera. En la figura, las posiciones 1, 1', 2, 3 y 4 corresponden a las descritas en el apartado 4.2.4.1. Ahora bien, a partir del esquema mostrado se establecen las siguientes relaciones geométricas:

$$l_m \cos\theta_m(t) + l_b \cos\theta_b(t) = s(t) \tag{20}$$

$$l_m \sin\theta_m(t) = l_b \sin\theta_b(t) \tag{21}$$

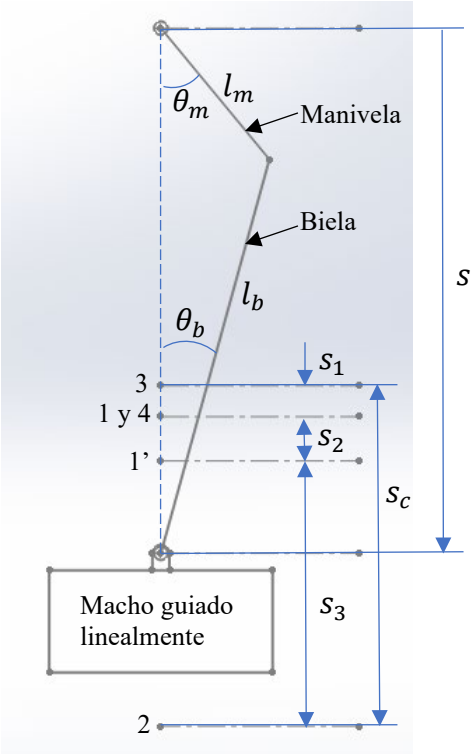
El servomotorreductor determina el desplazamiento angular de la manivela, θ_m. Por lo tanto, a partir de las ecuaciones 20 y 21, se obtiene s y θ_b en función de θ_m:

$$s(\theta_m) = l_m \cos\theta_m + \sqrt{l_m^2 \cos^2\theta_m + l_b^2 - l_m^2} \tag{22}$$

$$\theta_b(\theta_m) = \sin^{-1}(l_m/l_b \cdot \sin\theta_m) \tag{23}$$

Figura 29

Esquema geométrico del mecanismo manivela – biela – corredera / macho



Donde:

l_m: Longitud de la manivela.

l_b: Longitud de la biela. $l_b > l_m$ para un mecanismo manivela – biela – corredera

$\theta_m(t)$: Desplazamiento angular de la manivela respecto a la vertical.

$\theta_b(t)$: Desplazamiento angular de la biela respecto a la vertical.

$s(t)$: Posición de la corredera respecto al eje de rotación de la manivela.

La primera derivada respecto al tiempo de las ecuaciones 22 y 23 permite obtener $\dot{s}$ y $\dot{\theta}_b$:

$$-l_m \sin\theta_m \cdot \dot{\theta}_m - l_b \sin\theta_b \cdot \dot{\theta}_b = \dot{s}$$

$$l_m \cos\theta_m \cdot \dot{\theta}_m = l_b \cos\theta_b \cdot \dot{\theta}_b$$

$$\begin{bmatrix} 1 & l_b \sin\theta_b \\ 0 & l_b \cos\theta_b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{s} \\ \dot{\theta}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_m \sin\theta_m \cdot \dot{\theta}_m \\ l_m \cos\theta_m \cdot \dot{\theta}_m \end{bmatrix} \tag{24}$$

La segunda derivada respecto al tiempo de las ecuaciones 22 y 23 permite obtener $\ddot{s}$ y $\ddot{\theta}_b$:

$$-l_m \cos\theta_m \cdot \dot{\theta}_m^2 - l_m \sin\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m - l_b \cos\theta_b \cdot \dot{\theta}_b^2 - l_b \sin\theta_b \cdot \ddot{\theta}_b = \ddot{s}$$

$$-l_m \sin\theta_m \cdot \dot{\theta}_m^2 + l_m \cos\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m = -l_b \sin\theta_b \cdot \dot{\theta}_b^2 + l_b \cos\theta_b \cdot \ddot{\theta}_b$$

$$\begin{bmatrix} 1 & l_b \sin\theta_b \\ 0 & l_b \cos\theta_b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{s} \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_m\left(\cos\theta_m \cdot \dot{\theta}_m^2 + \sin\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m\right) - l_b \cos\theta_b \cdot \dot{\theta}_b^2 \\ -l_m\left(\sin\theta_m \cdot \dot{\theta}_m^2 - \cos\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m\right) + l_b \sin\theta_b \cdot \dot{\theta}_b^2 \end{bmatrix} \quad (25)$$

También es posible definir el movimiento lineal del macho ($\dot{s}$ y $\ddot{s}$), así como el movimiento angular de la biela $\left(\dot{\theta}_b \text{ y } \ddot{\theta}_b\right)$, al derivar directamente las ecuaciones 22 y 23 con respecto al tiempo.

$$\dot{s} = ds/d\theta_m \cdot \dot{\theta}_m; \dot{\theta}_b = d\theta_b/d\theta_m \cdot \dot{\theta}_m; \ddot{s} = d^2s/d\theta_m^2 \cdot \left(\dot{\theta}_m\right)^2 + ds/d\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m \text{ y} \quad (26)$$

$$\ddot{\theta}_b = d^2\theta_b/d\theta_m^2 \cdot \left(\dot{\theta_m}\right)^2 + d\theta_b/d\theta_m \cdot \ddot{\theta}_m$$

Donde para el caso del movimiento del macho se tiene:

$$\frac{ds}{d\theta_m} = -l_m \sin\theta_m \left(1 + \frac{l_m \cos\theta_m}{\sqrt{l_m^2 \cos^2\theta_m + l_b^2 - l_m^2}}\right); \quad (27)$$

$$\frac{d^2s}{d\theta_m^2} = -l_m \cos\theta_m \left(1 + \frac{l_m \cos\theta_m}{\sqrt{l_m^2 \cos^2\theta_m + (l_b^2 - l_m^2)}}\right)$$

$$- l_m^2 \sin^2\theta_m \left(\frac{l_m^2 \cos^2\theta_m}{(l_m^2 \cos^2\theta_m + l_b^2 - l_m^2)^{\frac{3}{2}}} - \frac{1}{\sqrt{l_m^2 \cos^2\theta_m + l_b^2 - l_m^2}}\right)$$

Carrera del macho, s_c: es la diferencia entre el punto máximo, $s_{máx}$, y el mínimo, $s_{mín}$:

$$s_c = s_{máx} - s_{mín} \quad (28)$$

Donde $s_{máx}$ y $s_{mín}$ se obtienen al aplicar el criterio de la primera derivada, $ds/d\theta_m = 0$, en la ecuación 27, dando como resultado que s es máximo o mínimo cuando $\theta_m = n\pi$ con $n \in \mathbb{Z}$.

$$s_{máx} = s\left(n_{par}\pi\right) = l_m + l_b \text{ y } s_{mín} = s\left(n_{impar}\pi\right) = l_b - l_m \quad (29)$$

Ahora, a partir de la geometría requerida en la matriz de conformación, se establece $l_m = 0.25\ [m]$, $l_b = 0.6\ [m]$, $s_3 = 389.5\ [mm]$ y $s_2 = 65\ [mm]$. En consecuencia, se obtiene: $s_{máx} = 0.85\ [m]$ y $s_{mín} = 0.35\ [m]$, y, por consiguiente, $s_c = 2l_m = 0.5\ [m]$. Además, a partir de la Figura 29, se obtiene: $s_1 = s_c - s_2 - s_3 = 45.5\ [mm]$.

Perfil de movimiento del eje de salida servomotor-reductor (manivela):

A partir del modelo de perfil de velocidad trapezoidal para un servomotor (Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.5, Modelo H.3.5.1), del ciclo de trabajo del servomotor (Tabla 12), y de los ajustes de inercia permisible y velocidad nominal del servomotor-reductor (apartado 4.2.4.2.3.), se establecen los siguientes parámetros de entrada para el modelo:

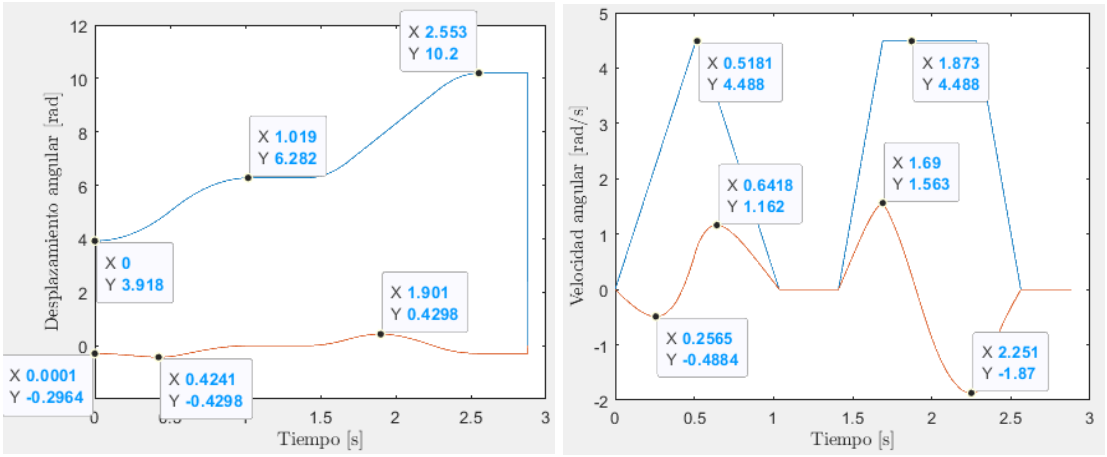
Valores de entrada del tiempo: $\Delta t_{act} = 0.36 \cdot T_{ciclo};\ \xi_{act} = 0.01648;\ t_{m,act} = 0.13 \cdot T_{ciclo};\ \Delta t_{ret} = 0.4 \cdot T_{ciclo};\ \xi_{ret} = 0.51572;\ t_{m,ret} = 0.11 \cdot T_{ciclo}$.

Valores de entrada del desplazamiento: $\theta_{m,1}(t_1) = 224.5$ [°] (punto 1), $\theta_{m,2}(t_2) = 360$ [°] (punto 2) y $\theta_{m,4}(t_4) = 584.5$ [°] (punto 4).

En base a las ecuaciones 24 y 25 se determina el movimiento de la biela y la corredera para un ciclo de trabajo de $T_{ciclo} = 2.88\ [s/bandeja]$. A continuación, las Figura 30 y Figura 31 muestran el perfil de desplazamiento, velocidad y aceleración angulares tanto del eje de salida del servomotor-reductor (que es el mismo de la manivela), como de la biela.

Figura 30

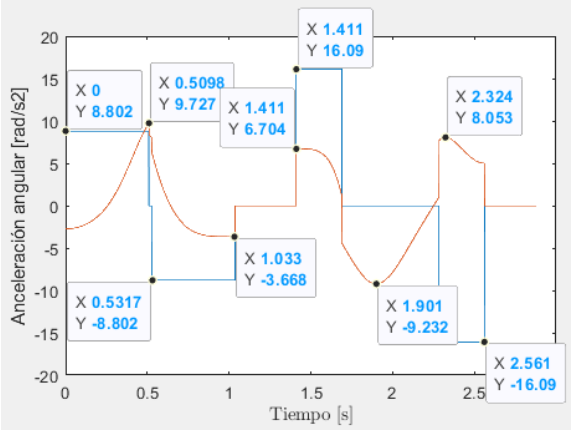
Desplazamiento y velocidad angular de la manivela y de la biela para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$.



Nota. Desplazamiento de manivela (azul), desplazamiento de biela (rojo). Elaborado en Matlab.

Figura 31

Aceleración angular de la manivela y de la biela en función del tiempo para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$

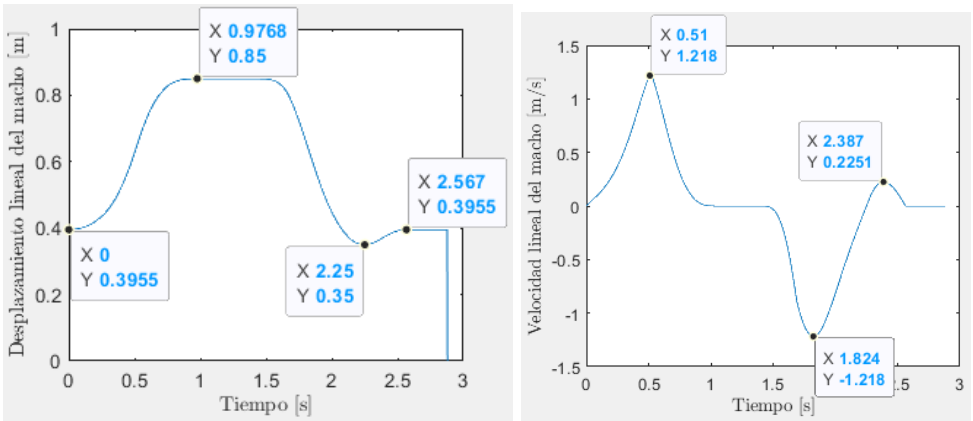


Nota. Aceleración de manivela (azul), desplazamiento de biela (rojo). Elaborado en Matlab.

La Figura 31, Figura 32 muestran el perfil de desplazamiento, velocidad y aceleración lineal de la corredera (que es la misma del macho empujador). Se observan los valores máximos de desplazamiento, velocidad y aceleración que permiten abordar la cinética del subsistema, así como la síntesis dinámica del movimiento de las solapas de la bandeja.

Figura 32

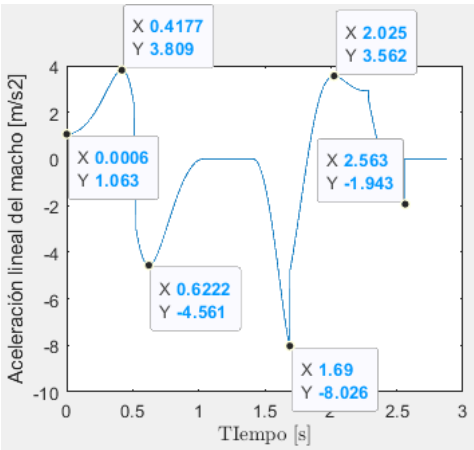
Desplazamiento y velocidad lineal de la corredera (y macho) para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$.



Nota. Elaborado en Matlab.

Figura 33

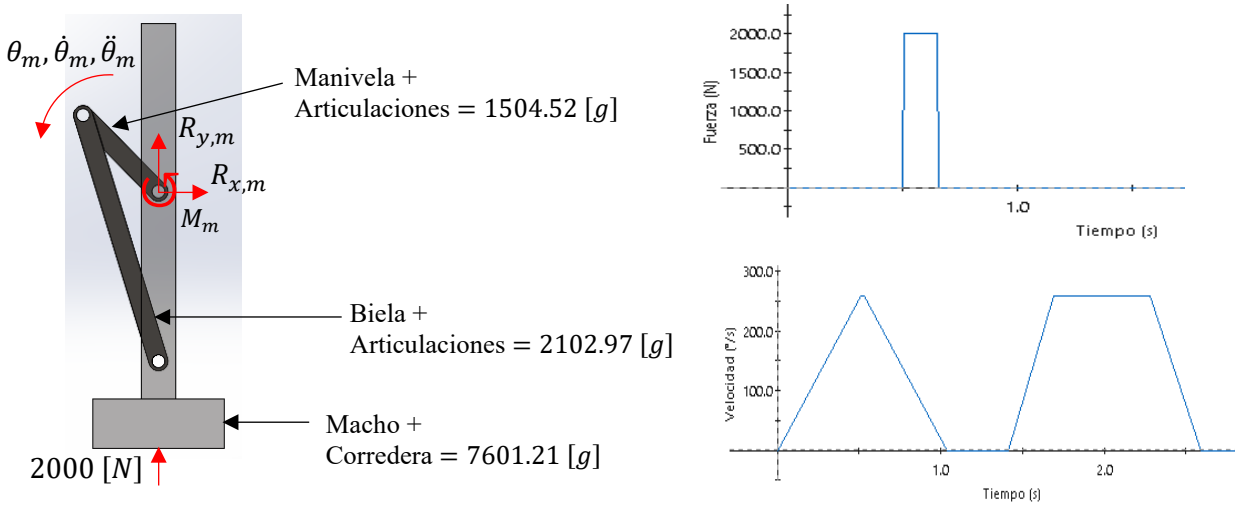
Aceleración lineal de la corredera (y macho) en función del tiempo para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$.



Análisis cinético del Subsistema Macho: A partir de los resultados del análisis dinámico del proceso de conformación (ver apartado 4.2.4.3.3.), se tiene que la fuerza vertical máxima que debe ejercer el macho para conformar la caja es de $1800\ [N]$.

Figura 34

Estudio de movimiento del subsistema macho realizado en SolidWorks Motion.



Nota. Valores de masa calculados en el dimensionamiento. Elaborado en SolidWorks Motion.

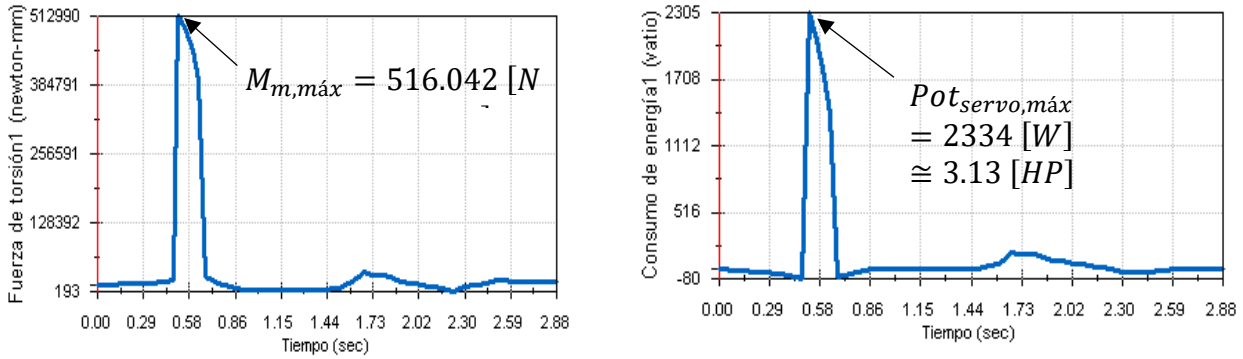
Se realiza un estudio cinético del movimiento del subsistema macho, mediante el software de SolidWorks Motion. Se asume que la fuerza exterior del macho (ecuación 20) es constante, con

una magnitud de $2000\,[N]$ siempre en dirección vertical, durante el intervalo de tiempo: $0.1779224549 \cdot T_{ciclo}$ *y* $0.2247519841 \cdot T_{ciclo}$. La Figura 34 muestra el estudio mencionado.

La Figura 35 muestra el consumo de energía y el torque externo que debe ejercer el servomotorreductor. La Figura 36 muestra fuerza de reacción radial en el eje del reductor. La Figura 37 muestra fuerza de reacción en la unión manivela-reductor. La Figura 38 muestra fuerza de reacción en la unión biela-manivela. La Figura 39 muestra las reacciones en la corredera.

Figura 35

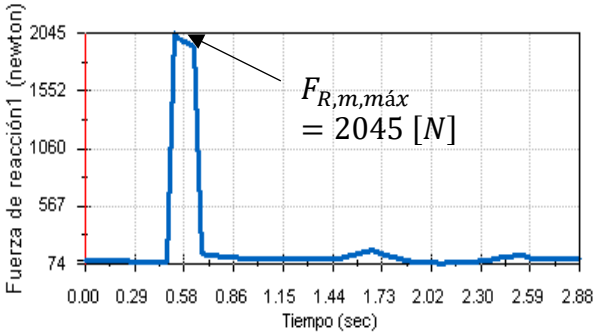
Consumo de energía, Pot_{servo}, y torque ejercido por el servomotorreductor, M_m.



Nota. Elaborado en SolidWorks Motion.

Figura 36

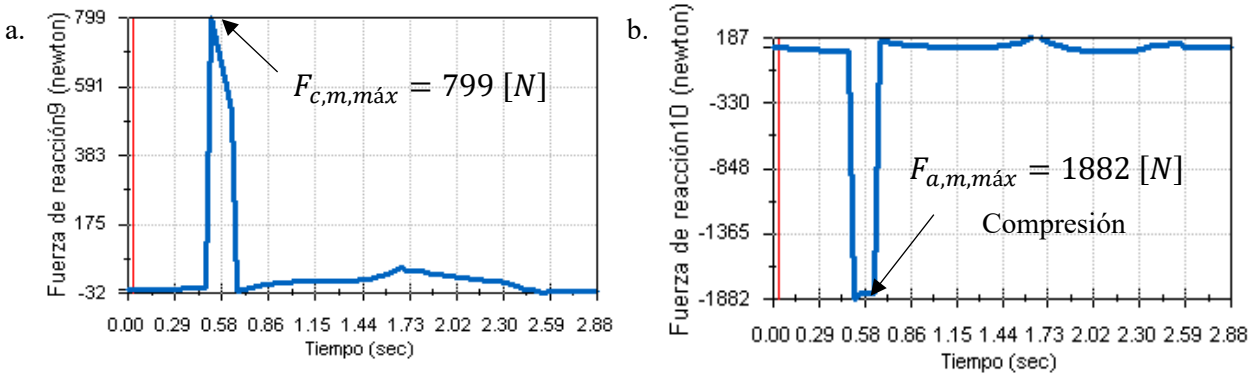
Fuerza de reacción radial en el eje del reductor.



Nota. Elaborado en SolidWorks Motion.

Figura 37

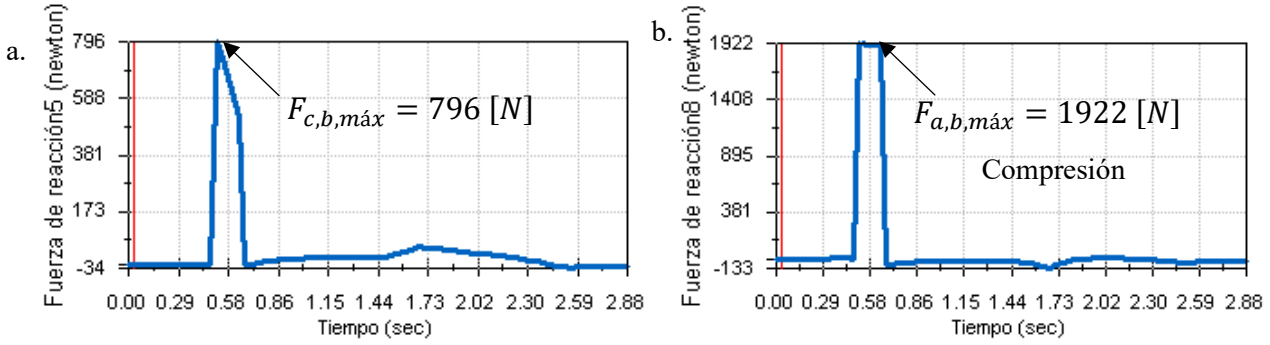
*Componentes cartesianas de la fuerza reacción en la unión manivela-reductor***.**



Nota. a. Carga cortante en la manivela. b. Carga axial en la manivela. Elaborado en SolidWorks.

Figura 38

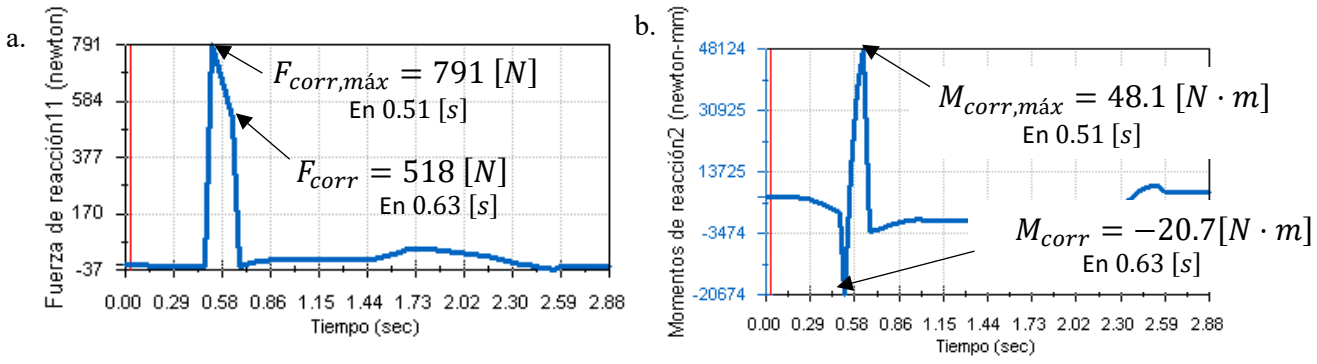
*Componentes cartesianas de la fuerza reacción en la unión biela-manivela***.**



Nota. a. Carga cortante en la biela. b. Carga axial en la biela. Elaborado en SolidWorks.

Figura 39

*Fuerza y momento de reacción de la corredera***.**



Nota. a. Fuerza de reacción. b. Momento de reacción. Elaborado en SolidWorks.

4.2.4.2.3. Dimensionamiento, especificación y selección de partes de Subsistema Macho.

El proceso de dimensionamiento y selección se realiza a partir de los resultados obtenidos de la dinámica del subsistema analizada en el apartado 4.2.4.2.2.

Dimensionamiento y selección del Servomotorreductor. Este proceso se realiza en base a los parámetros del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.1. Se escoge un servomotorreductor síncrono, de imanes permanentes, del catálogo SIEMENS – SIMOTICS S-1FG1 Servo Geared Motors. La Tabla 13 presenta los parámetros de entrada. Los resultados de la selección se pueden consultar en el Apéndice K, Sección K.4, Resultados K.4.2.

Tabla 13

Parámetros de entrada para el dimensionamiento y selección del servomotorreductor

Tipo de Servomotor	**Versión del servomotor**	**Línea de voltaje**	**Voltaje de enlace**
	Compact	$380 \dots 480\ [V]\ 3AC$	$510 - 720\ [V]\ DC$
Tipo de reductor	**Versión del reductor**	**Número de etapas de reducción**	**---**
	Helicoidal de tornillo sinfín	Dos	---
Condiciones ambientales	**Temperatura ambiente, T_{amb}**	**Altitud**	**---**
	$20\ [°C] - 28\ [°C]$	$958.9\ [msnm]$	---
Parámetros cinéticos	**Masa, m_{carga}**	**Momento de inercia, J_L**	**Torque máximo a la salida, $M_{2,máx,A}$**
	$11.21\ [kg]$	$3.2565\ [kg \cdot m^2]$	$516.042\ [N \cdot m]$
Parámetros cinemáticos	**Velocidad nominal $\dot{\theta}_m$**	**Aceleración máxima $\ddot{\theta}_m$**	**Potencia máxima $P_{servo,máx}$**
	$257.413\ [°/s] \cong 42.9\ [rpm]$	$921.843\ [°/s^2]$	$2334\ [W]$

Para un servomotor de $3000\ [rpm]$ se requiere una relación de transmisión de:

$$i_{\sim} = \frac{n_{1rated}}{n_{2maxA}} = \frac{3000\ [rpm]}{42.9\ [rpm]} = 69.93$$

Por lo tanto, el momento máximo en el servomotor es:

$$M_{max} = \frac{M_{2maxA}}{i_{\sim}} = \frac{516.042\ [N \cdot m]}{69.93} \cong 7.379\ [N \cdot m]$$

Con estos datos se selecciona el servomotor en el apartado de "Definiciones técnicas de servomotores" del catálogo Siemens SIMOTICS S-1FG1, obteniendo una potencia eléctrica consumida es: $Pot_{elect} = 3.14[kW]/0.93 \cong 3.38[kW]$. Ver Tabla K-5. A continuación, se selecciona un reductor tamaño C69 en el apartado de "Especificaciones técnicas de reductores de velocidad" del catálogo Siemens SIMOTICS S-1FG1. Ver Tabla K-6. Finalmente, La Tabla K-7 presenta características adicionales del conjunto servomotor-reductor seleccionado.

Verificación potencia:

$Pot_{entregada} = 0.73 \cdot 3.14\ [kW] \cong 2.355\ [kW] > Pot_{requerida} = 2.334\ [kW]$

Verificación servo: $M_{max} = 690\ [N \cdot m]/70 = 9.857\ [N \cdot m] < 50\ [N \cdot m]$

Nueva velocidad nominal de la manivela: $\dot{\theta}_m = 42.86\ [rpm] = 257.16\ [°/s]$

Verificación de la relación de inercia: $J_L = 3.2565\ [kg \cdot m^2]$ → Inercia de la carga percibida por el reductor. $J_x = J_L/i^2 = 3.2565/70^2 = 6.6459 \times 10^{-4}\ [kg \cdot m^2]$ → Inercia de la carga percibida por el servomotor. Se verifica que: $k = J_x/(J_G + J_M) \leq 10 \rightarrow k = 6.6459/(35.5 + 0.18) \cong 0.18626 < 10$ → Aceptable para un control óptimo del sistema.

Verificación de la fuerza radial permisible: la fuerza radial existente en el eje del reductor es $F_{R,m} = 2045\ [N]$. A partir de las fórmulas de fuerza radial permisible que provee el catálogo (ver Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.1), donde para este caso $y = 171.5\ [mm]$, $z = 136.5\ [mm]$, $a = 410\ [kNmm]$, $b = 0[mm]$ y $x = 120\ [mm]$ (distancia de desfase de la fuerza respecto a la base del eje). Entonces, $F_{xperm1} = 4446.3\ [N] < F_{R,m} = 2045\ [N]$ y $F_{xperm2} = 3416.67\ [N] < F_{R,m} = 2045\ [N]$.

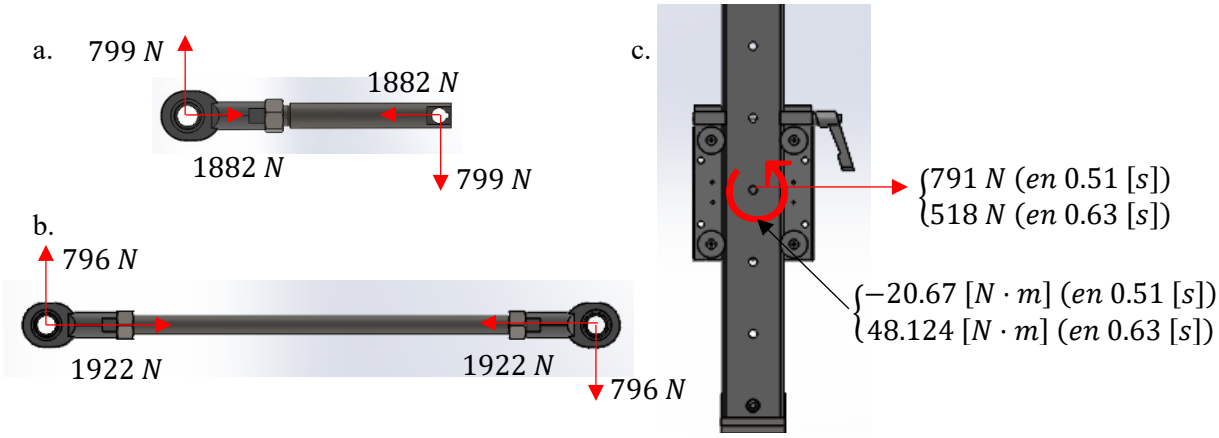
Verificación del juego mecánico. Para una precisión en el macho de $\pm 0.5\ mm$ en cada punto en que éste se detiene (punto 1, 2 y 4 de la Figura 29), se requiere una precisión en la

manivela de $0.4° = 24\ arc - min$. Por cada revolución del servo, la manivela recorre 5.143 [°], por lo tanto, habrá disponibles 81553.6 valores en 0.4 [°] para la retroalimentación.

Dimensionamiento y selección del mecanismo manivela-biela-corredera-macho. Las cargas críticas sobre el mecanismo se dan en el instante $0.1779224549 \cdot T_{ciclo}$ $(0.512\ [s]\ para\ T_{ciclo} = 2.88\ [s])$. La Figura 40 presenta las cargas de cada elemento.

Figura 40

*Cargas críticas sobre la manivela, biela y corredera, para su dimensionamiento***.**



Nota. Cargas en la: a. Manivela. b. Biela. c. Corredera. Elaboración propia.

Dimensionamiento de la manivela y de la biela:

La manivela (barra de 25 $[mm]$) y la biela (barra de 20 $[mm]$) están hechas de AISI SAE 1045 HR ($S_y = 313\ [MPa]$, ver Apéndice H, Sección H.1, Tablas H.1.1). Los resultados de las simulaciones indican que el factor de seguridad mínimo bajo el criterio de von Mises para la manivela es de 2.4 y para la biela de 1.5. Por otra parte, también se presenta un resultado satisfactorio de la comprobación de fatiga en estos elementos. Ver Figuras K-16 y K-17.

Comprobación de pandeo de la manivela y de la biela: este cálculo se realiza en base a los parámetros del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.6. Para este caso, la manivela y la biela están hechas de, entonces tenemos que la esbeltez crítica viene dada por:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 C \cdot E}{S_y}\right)^{1/2} = \left(\frac{2\pi^2 \cdot 1 \cdot 200 \cdot 10^9}{313 \cdot 10^6}\right)^{1/2} = 112.31$$

El valor de la constante $C = 1$ se determina en la Figura I-6 del Apéndice I. Ahora bien, la relación de esbeltez real de las barras es: para la manivela: $l/k = 4 \cdot 250/25 = 40$, para la biela: $l/k = 4 \cdot 600/20 = 120$. Para la manivela, se aplica la fórmula de J.B. Johnson:

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{crit} = S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi} \cdot \frac{l}{k}\right)^2 \cdot \frac{1}{C \cdot E} = 293.15\ [MPa] > \frac{4 \cdot 1882[N]}{\pi \cdot 25^2[mm^2]} = 3.834\ [MPa]$$

Para la biela se aplica la fórmula Euler:

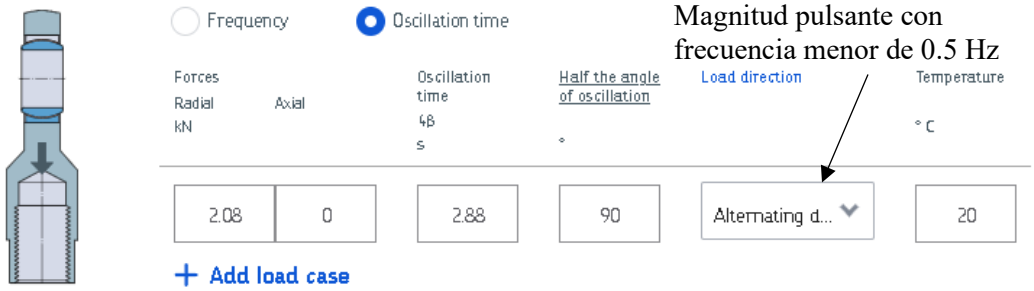
$$\left(\frac{F}{A}\right)_{crit} = \frac{C \cdot \pi^2 E}{(l/k)^2} = 137.078\ [MPa] > \frac{4 \cdot 1922[N]}{\pi \cdot 20^2[mm^2]} = 6.12\ [MPa]$$

Por lo tanto, se concluye que ni la manivela ni la biela entran en pandeo.

Selección de la cabeza de articulación: a partir del catálogo de SKF y en base lo parámetros establecidos en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.3, Modelo H.3.3.2 se escoge una cabeza de articulación de rosca hembra tipo SI 20 C. La Figura 41 presenta los de entrada para el uso de SKF Bearing Select. Los resultados de la selección indican una vida útil 15200 horas.

Figura 41

Parámetros de entrada para la selección de la cabeza de articulación.



Nota. Reproducido de SKF Bearing Select.

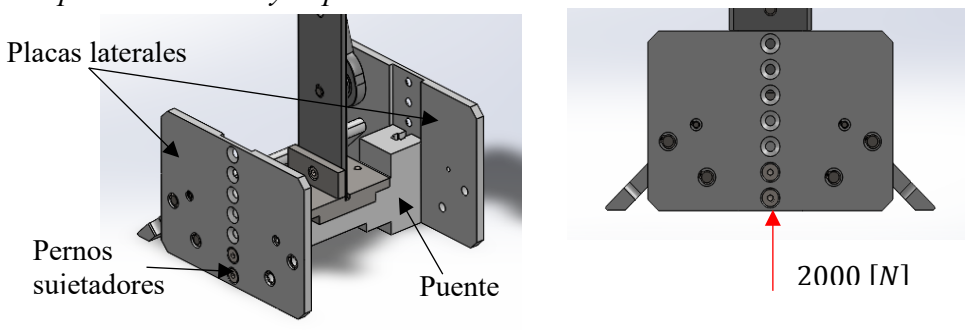
Selección de la corredera: El proceso de selección se realiza a partir del catálogo de guías lineales Hepco Motion GV3 (HepcoMotion, s.f.), con lo parámetros del Apéndice H, Sección H.3,

Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.2. De la Figura 40 se obtienen los datos de entrada $L_2 = 518\ [N]$ y $M_v = 48.124\ [N \cdot m]$ (en $0.63\ [s]$). Los resultados de la selección se presentan en la Tabla K-8.

***Unión entre las placas laterales y el puente*:** La Figura 42 muestra la unión apernada.

Figura 42

Unión entre las placas laterales y el puente del macho.



Los cuatro pernos son ISO 10642 M8 x 25. Si se aplica una precarga a los pernos, la fricción entre las placas y el puente absorbe las cargas cortantes. Sin embargo, en un análisis conservador, si se pierde dicha precarga, cada perno recibe una carga cortante de $F_c = 2000/4 = 500\ [N]$. Entonces el factor de seguridad, n_d, para los pernos debido a esfuerzo cortante es:

$$\tau_{perno} = \frac{F_c}{A_r} = 0.577 \cdot \frac{S_p}{n_d} \tag{30}$$

Donde $A_r = 32.8\ [mm^2]$ es el área de la raíz del perno y $S_p = 600\ [MPa]$ es la resistencia de prueba mínima (clase 8.8). Al reemplazar se obtiene: $\tau_{perno} = 15.24\ [MPa]$ y $n_d = 22.73$.

Ahora bien, teniendo en cuenta que el material de la placa es Nailon 6/6 ($S_y = 84\ [MPa]$), el factor de seguridad, n_{aplast}, por esfuerzo de aplastamiento en la placa es:

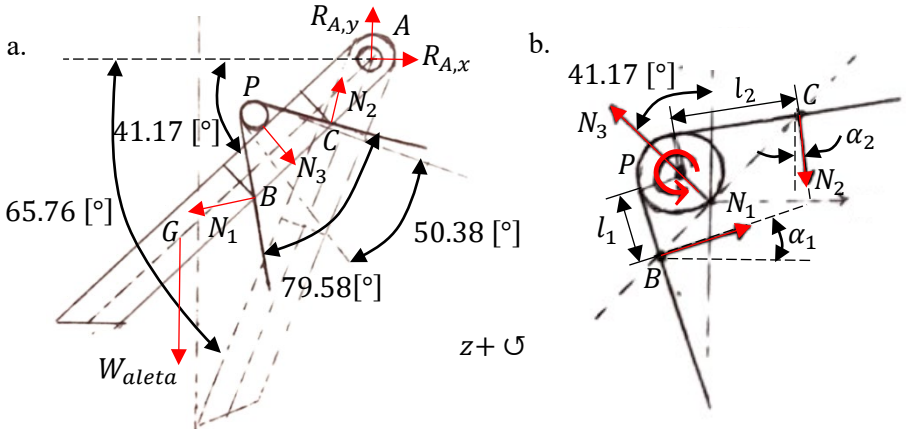
$$\sigma_{aplast} = \frac{F_c}{A_{aplast}} = \frac{S_y}{n_{aplast}} \tag{31}$$

Donde $A_{aplast} = t \cdot d = 12\ [mm^2]$ (con un espesor de la placa de $t = 1.5\ [mm]$. Al reemplazar se obtiene: $\sigma_{aplast} = 41.67\ [MPa]$ y $n_{aplast} = 2$.

Dimensionamiento del resorte de torsión del macho: El resorte se encarga de mantener y retornar la posición inicial las aletas del macho una vez se ha conformado la bandeja por completo. A continuación, la Figura 43 muestra el DCL de la aleta y el resorte en la posición inicial

Figura 43

Posiciones de resorte de torsión y Diagrama de Cuerpo libre



Nota. a. DCL de la aleta. b. DCL del resorte de torsión.

A partir de la figura anterior, se definen los siguientes vectores:

$$\vec{r}_{G/P} = 20.7 < -\sin 11.68°\,\hat{\imath} - \cos 11.68°\,\hat{\jmath} > [mm]$$

$$\vec{r}_{A/P} = 58.18 < \cos 28.77°\,\hat{\imath} + \sin 28.77°\,\hat{\jmath} > [mm]$$

A aplicar la primera ley de Newton al DCL de la Figura 43b se obtiene: $M_r = l_1 \cdot N_1 - l_2 \cdot N_2$, sin embargo, la forma en que se reparten las fuerzas de contacto N_1 y N_2 (causadas por el momento de torsión del resorte M_r) es incierta. Por lo tanto, para resolver el problema se debe asumir una de las dos fuerzas como nula. Al hacer $N_2 = 0$, entonces se tiene $M_r = l_1 \cdot N_1$.

Por otra parte, la fuerza mínima N_1 que debe ejercer el resorte para sostener el peso de la aleta W_{aleta} se da en el instante en el que $N_3 = 0$. Por lo tanto, al aplicar la primera ley de Newton al DCL de la Figura 43a bajo estas condiciones, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{pmatrix} -\cos\alpha_1 & 1 & 0 \\ -\sin\alpha_1 & 0 & 1 \\ -l_1 & -r_{A/P,y} & r_{A/P,x} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} N_1 \\ R_{A,x} \\ R_{A,y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ W_{aleta} \\ r_{G/P,x} \cdot W_{aleta} \end{pmatrix} \quad (32)$$

Resolviendo el sistema con $\alpha_1 = 19.84\ [°]; \alpha_2 = 9.42\ [°];\ l_1 = 47.42\ [mm];\ l_2 = 46.09\ [mm]$ se obtiene: $N_1 = 8.8288$, $R_{A,x} = 8.3047$, $R_{A,y} = 7.0164$ y $M_r \cong 0.42\ [N \cdot m]$. Se escoge un resorte hecho en alambre de piano ASTM A228 ($S_{ut} = 2211/d^{0.145}$ y $E = 203.4\ [GPa]$) con un ángulo de extremo libre $\beta = 0[°]$ (Figura H-5 en el apéndice de referencia), un número de espiras $N_b = 15\ [vueltas]$ y un diámetro de hélice de $D = 15\ [mm]$. Entonces, utilizando la ecuación de razón del resorte k', se obtiene el diámetro d mínimo del alambre:

$$k' = \frac{M_r}{\theta'_t} = \frac{0.42\ [N \cdot m]}{\frac{41.17}{360}[vueltas]} = \frac{d^4 \cdot E}{10.8D \cdot N_a} = \frac{d^4 \cdot 203.4\ [GPa]}{10.8 \cdot 0.015\ [m] \cdot N_a};$$

$$N_a = N_b + \frac{l_1 + l_2}{3\pi \cdot D} = 15\ [vueltas] + \frac{47.42[mm] + 46.09[mm]}{3\pi \cdot 15[mm]}$$

Por lo tanto, se obtiene: $k' \cong 3.67[N \cdot m/vuelta]$ $d \cong 2.6[mm]$. Se decide utilizar $d = 3\ [mm]$.El diámetro de la hélice después del enrollamiento hasta la posición final se calcula así:

$$D' = \frac{N_b \cdot D}{N_b + \theta'_c};\ \ \theta'_c = \frac{10.8 \cdot k' \cdot \frac{65.76}{360}[vueltas] \cdot D \cdot N_b}{d^4 \cdot E}$$

Al reemplazar los valores se obtiene $D' = 14.9[mm]$ con un diámetro interior $D'_i = 14.9 - 3 = 11.9\ [mm]$ que es mayor que el diámetro del pasador $D_p = 10\ [mm]$. El esfuerzo de flexión, $\sigma_{f,máx}$ al que el resorte se ve sometido se calcula como:

$$\sigma_{f,máx} = \frac{4C^2 - C - 1}{4C \cdot (C-1)} \cdot \frac{32M_{r,máx}}{\pi d^3};\ \ C = \frac{D}{d};\ \ \ M_{r,máx} = k' \cdot \frac{65.76}{360}[vueltas]$$

Al reemplazar los valores, se obtiene: $\sigma_{f,máx} \cong 0.3\ [MPa] = \sigma_m = \sigma_a$ (esfuerzo repetido).

Al aplicar el criterio de falla por fatiga de Gerber, se obtiene el factor de seguridad, n_f.

$$n_f = \frac{1}{2}\frac{\sigma_a}{S_e}\cdot\left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2\left[-1+\sqrt{1+\left(2\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\cdot\frac{S_e}{\sigma_a}\right)^2}\right];\quad S_e = \frac{S_r/2}{1-\left(\frac{S_r/2}{S_{ut}}\right)^2}$$

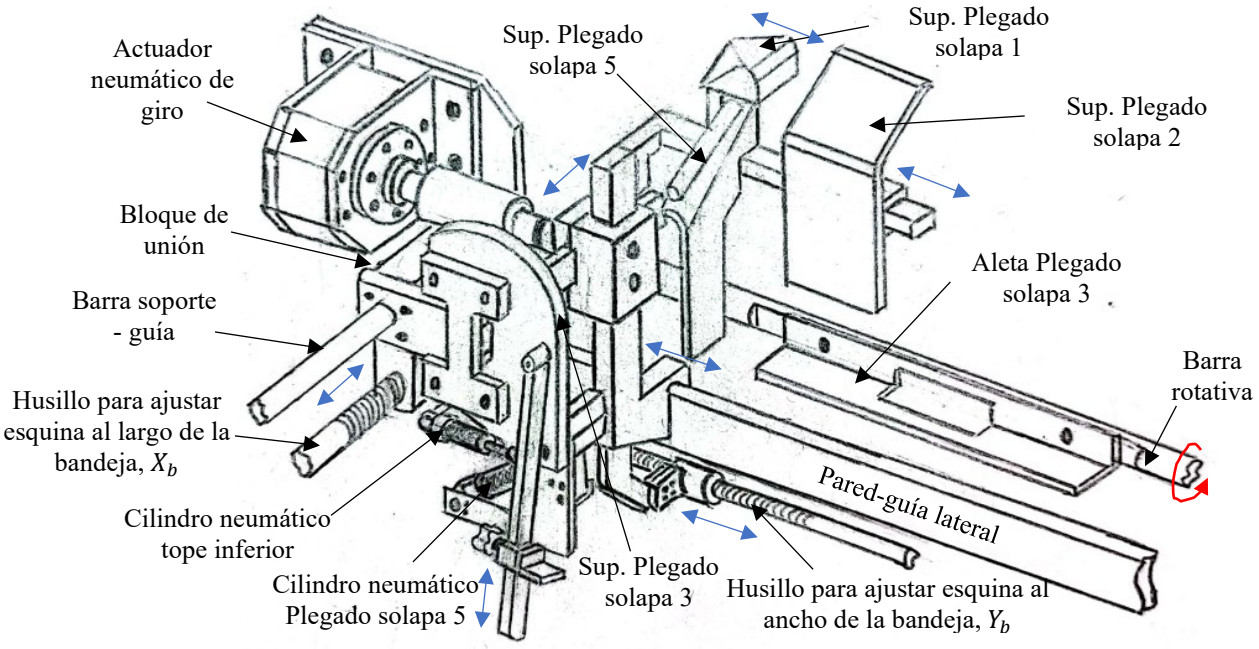
El esfuerzo flexionante máximo es $S_r = 0.5S_{ut}$ (Apéndice I, Figura I-8). Al reemplazar los valores se obtiene: $S_e = 507.78\ [MPa]$ y $n_f = 1585$, por lo tanto, el resorte nunca fallará.

4.2.4.3. Matriz de conformación para la bandeja tipo Plaform

4.2.4.3.1. Geometría y regulación de la matriz de conformación. La matriz consta de cuatro esquinas de conformación, las cuales poseen diversas superficies diseñadas para generar el plegado de las solapas de la bandeja tipo Plaform, mientras ésta es empujada por el macho a través de la matriz. Cada esquina posee un cilindro neumático encargado de ubicar el tope inferior, y otro encargado de empujar el elemento plegador de la solapa 5. De igual forma, existe un actuador de giro neumático encargado de rotar una barra que tiene una aleta la cual genera el plegado de la solapa 4. La Figura 44 muestra una de las esquinas de conformación.

Figura 44

Esquina posterior derecha de la matriz de conformación y mecanismo de doblamiento solapa 4



Regulación para ajustar la posición de las superficies de plegado:

El montaje de cada una de las superficies de plegado permite el desplazamiento horizontal relativo sobre la estructura de la matriz. En la Figura 44 se observa que el montaje de la superficie de plegado de la solapa 1, 2 y 5 permite ajustar su posición longitudinal, mientras que el montaje de la superficie de plegado de la solapa 3 permite ajustar su posición transversal.

Regulación para ajustar la matriz al largo, X_b, y al ancho, Y_b de la bandeja:

En la Figura 44 se observan dos husillos, uno dispuesto en la dirección longitudinal de la máquina y otro dispuesto en la dirección transversal, lo cuales se encargan de regular el posicionamiento relativo entre las esquinas de la matriz, acercando (o alejando) longitudinal o transversalmente las esquinas, para ajustar la matriz tanto al ancho Y_b, como al largo X_b de la bandeja, respectivamente. Cada husillo cuenta con una pareja dispuesta de forma paralela lo que permite ajustar dichas distancias de forma precisa y sincronizada.

. A hora bien, en la Figura 44 se observa que cada esquina está soportada sobre una pared lateral que también sirve de guía para el ajuste longitudinal. Y, a su vez, cada pared lateral está unida en sus extremos a un bloque de unión. Este bloque está soportado sobre una barra transversal que también sirve de guía para el ajuste transversal del par de bloques y de todo el conjunto lateral unido a ellos (dos esquinas de conformación y un mecanismo de plegado de la solapa 4). Finalmente, la pareja de husillos transversales se mueve sincronizadamente gracias a una cadena de transmisión y un par de catarinas ubicadas en sus extremos.

4.2.4.3.2. Análisis dinámico de la matriz de conformación.

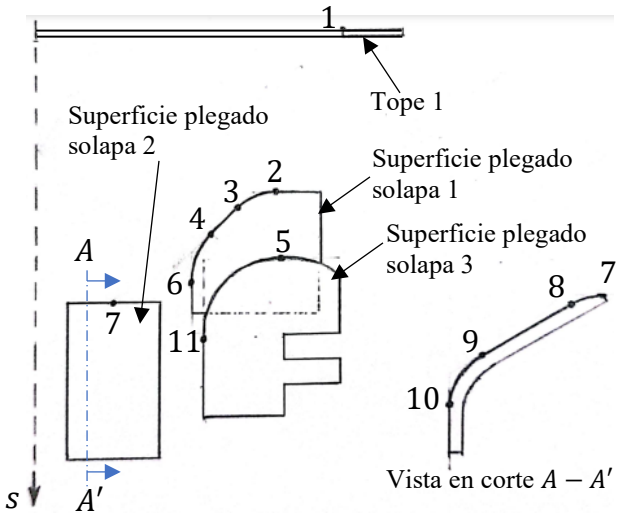
Etapas del plegado de las solapas y el modelo dinámico de referencia

A continuación, la Figura 45 muestra los diferentes puntos sobre las superficies de los elementos de la matriz en los que el movimiento de las solapas cambia durante su plegado. La

Tabla 14 presenta la posición vertical del macho al pasar por cada punto de estudio, así como los instantes correspondientes durante el ciclo de trabajo.

Figura 45

Puntos de la matriz de conformación en el estudio del plegado por contacto con superficies.



Nota. Por simplificación, se muestra sólo una de las esquinas de la matriz.

Tabla 14

Posiciones verticales del macho y tiempos correspondientes para el estudio del doblamiento

Punto de estudio i	**Posición vertical del macho $s_{(i)}$ $[m]$**	**Tiempo en que el macho pasa por el punto i, $t_{(i)}$**
1	0.641	$0.1779224549 \cdot T_{ciclo}$
2	0.656	$0.1822048611 \cdot T_{ciclo}$
3	0.65739	$0.1826070601 \cdot T_{ciclo}$
4	0.66421	$0.1845804399 \cdot T_{ciclo}$
5	0.666	$0.1850983795 \cdot T_{ciclo}$
6	0.66782	$0.185625 \cdot T_{ciclo}$
7	0.67613	$0.1880873843 \cdot T_{ciclo}$
8	0.6764	$0.1881655093 \cdot T_{ciclo}$
9	0.71396	$0.2000505051 \cdot T_{ciclo}$
10	0.72089	$0.2023923611 \cdot T_{ciclo}$
11	0.776	$0.2247519841 \cdot T_{ciclo}$

Nota. Posición vertical del macho al pasar por cada punto de estudio.

Ahora bien, a partir de los puntos de estudio determinados, el modelo dinámico del plegado de solapas se describe en base a la geometría de la superficie entre dichos puntos, sobre la cual la solapa se pliega a medida que es empujada por el elemento macho. Así pues, se estableció un ***modelo dinámico-analítico del movimiento bidimensional de una lámina sobre una superficie cilíndrica circular y sobre un tope fijo***, el cual se puede consultar en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.5, Modelo H.3.5.2.

A continuación, la Tabla 15 presenta la secuencia de plegado de las solapas sobre las superficies mencionadas en la Figura 45. Existen plegados que suceden simultáneamente.

Tabla 15

Etapas del plegado de las solapas

Etapas	Tope 1 plegado solapa 2	Superficie plegado solapa 1	Superficie plegado solapa 2	Superficie plegado solapa 3
1	De 1 a 7’	---	---	---
2	De 1 a 7’	De 2 a 3	---	---
3	De 1 a 7’	De 4 a 6	---	---
4	De 1 a 7’	De 4 a 6	---	De 5 a 11
5	De 1 a 7’	---	---	De 5 a 11
6	---	---	De 7’ a 8	De 5 a 11
7	---	---	De 9 a 10	De 5 a 11
8	---	---	---	De 5 a 11

Nota. Los puntos de estudio 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10 y 11 corresponden a los mencionados en la Tabla 14. El punto 7’ se determina en cálculos posteriores.

A continuación, se presenta el análisis dinámico del plegado de las solapas:

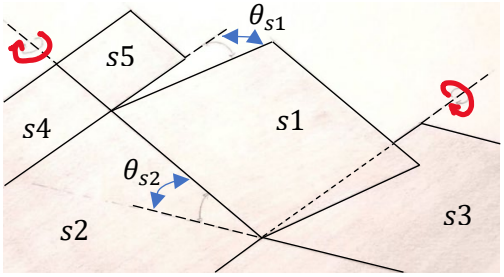
Dinámica del plegado de la solapa 1

La solapa 1 está unida a la solapa S2 y por tanto sus movimientos están ligados. Debido a que cuando empieza el plegado de la solapa S1, la solapa S2 aún no se ha terminado de plegar. Entonces esto implica un movimiento tridimensional de la solapa 1, tal y como se muestra en la Figura 46 a continuación. Se desarrolló un modelo dinámico – analítico dicho movimiento, para

poder para calcular las fuerzas de conformación de la solapa S1. Este modelo se puede consultar en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.5, Modelo H.3.5.3.

Figura 46

Movimiento tridimensional de la solapa 1 dependiente del movimiento de la solapa 2



Nota. La solapa 1 posee dos ejes de rotación en su movimiento tridimensional.

La Tabla 16 muestra los valores de entrada para resolver el modelo planteado.

Tabla 16

Valores de entrada del modelo dinámico de la superficie de plegado de la solapa 1.

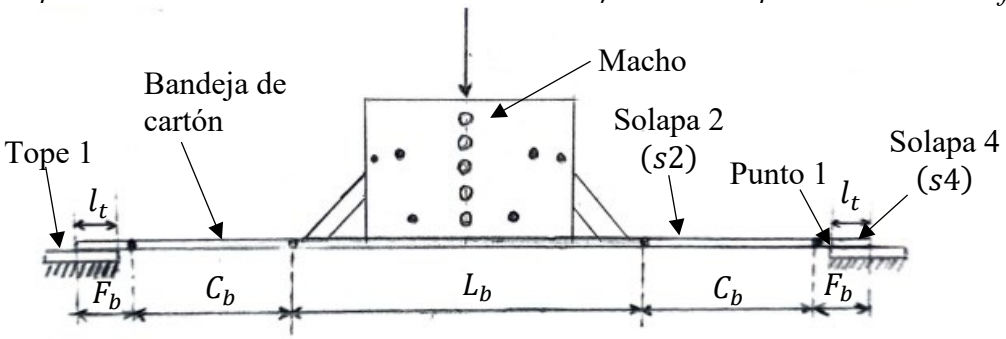
Rango de tiempo	$t = 0.1822048611 \cdot T_{ciclo}$ (punto 2) donde $\theta_{s2} = 3.45°$ y $\phi = 0°$
	$t = 0.1850086806 \cdot T_{ciclo}$ (puntos 3 y 4) donde $\theta_{s2} = 5.67°$ y $\phi = 43.72°$
	$t = 0.185625 \cdot T_{ciclo}$ (punto 6) donde $\theta_{s2} = 6.16°$ y $\phi = 90°$
Periodo T_{ciclo}	$T_{ciclo} = 2.88\ [s]$
Rango de posición del macho s	$s = 656\ [mm]$ (punto 2) donde $\theta_{s2} = 3.45°$ y $\phi = 0°$
	$s = 665.69\ [mm]$ (puntos 3 y 4) donde $\theta_{s2} = 5.67°$ y $\phi = 43.72°$
	$s = 667.82\ [mm]$ (punto 6) donde $\theta_{s2} = 6.16°$ y $\phi = 90°$
Distancia al centro de curvatura d	$d_{2-3} = 12.13\ [mm]$ (en los puntos 2 y 3)
	$d_{4-6} = 5\ [mm]$ (entre los puntos 4 y 6)
Radio de curvatura R	$R_{2-3} = 5\ [mm]$ (entre los puntos 2 y 3)
	$R_{4-6} = 5\ [mm]$ (entre los puntos 4 y 6)
Geometría solapa 1	$C_b = 115\ [mm]$; $P_b = 115\ [mm]$ y $e = 8.5\ [mm]$

Dinámica del plegado de la solapa 2

A continuación, la Figura 47 muestra el contacto inicial entre la bandeja y el macho.

Figura 47

Instante en que el macho entra en contacto con la bandeja de cartón para iniciar su conformación

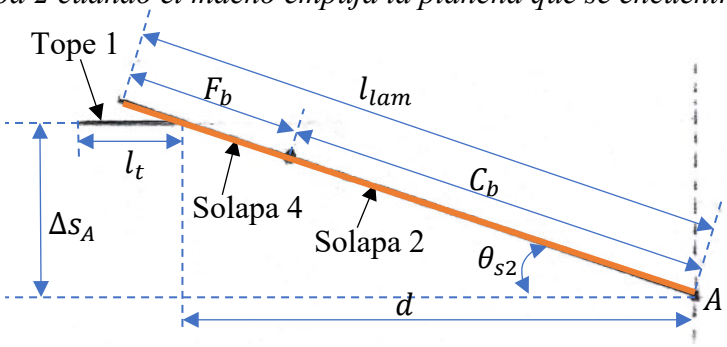


Nota. Se observa el punto de estudio 1, $s_{(1)} = 0.641\ [m]$. $l_t = 0.0123\ [m]$.

De acuerdo con los parámetros establecidos en el modelo dinámico de referencia, la Figura 48 muestra la situación en la que el macho únicamente causa el plegado de la solapa 2 y entonces se cumple: $l = l_{lam} = C_b + F_b$.

Figura 48

Plegado de la solapa 2 cuando el macho empuja la plancha que se encuentra sobre el tope 1



Si, por el contrario, únicamente se dobla la solapa 4, entonces: $l_{lam} = F$. Y puesto que en ambos casos se debe cumplir que $d = l_{lam} - l_t$, entonces al fijar Δs_A, se puede comprobar que:

$$\theta_{s2} = \tan^{-1}(\Delta s_A/(C_b + F_b - l_t)\,) < \theta_{s4} = \tan^{-1}(\Delta s_A/(F_b - l_t)\,)$$

Ahora, ya que ambas solapas tienen la misma longitud de hendido $(l_{p2} = l_{p4})$, entonces para el torque resistente, dado por: $T_{si} = 150 \cdot l_{hi} \cdot e_b \cdot (5\theta_{s2} - 2\theta_{s2}^2)$, se cumple que: $T_{s2} < T_{s4}$ para un mismo Δs_A, lo que indica que el macho vence primero el torque resistente de la solapa 2,

T_{s2}, por consiguiente, esta es la solapa que se pliega en el proceso.

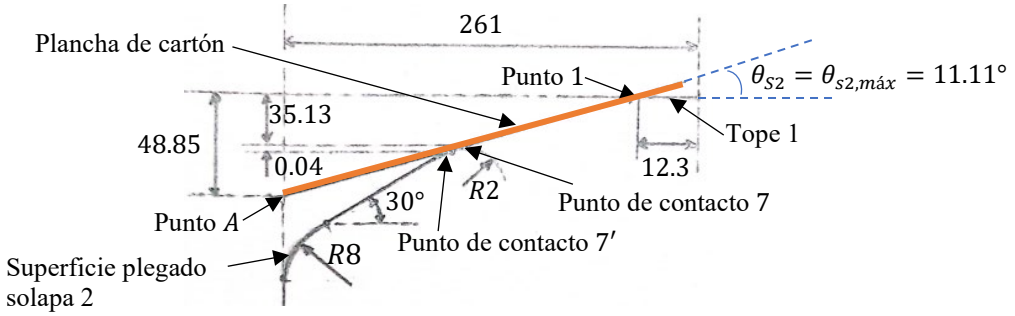
Por otra parte, el desplazamiento máximo $\Delta s_{A,máx}$ del punto A durante el proceso, depende de $\theta_{s2,máx}$ que se da cuando la plancha está a punto de liberarse del tope 1. Entonces:

$$\theta_{s2,máx} = \cos^{-1}\left(\frac{l_{lam} - l_t}{l_{lam}}\right); \qquad \Delta s_{A,máx} = [l_{lam}^2 - (l_{lam} - l_t)^2]^{1/2}$$

Al reemplazar los valores $l_t = 0.0123\ [m]$, $l_{lam} = C_b + F_b = 0.196 + 0.065 = 0.261\ [m]$, se obtiene: $\theta_{s2,máx} \cong 17.66°$ y $\Delta s_{A,máx} \cong 0.0792\ [m]$. Esto indica que cuando el macho se desplaza del punto 1 al 7, $\Delta s_{(1)-(7)} = s_{(7)} - s_{(1)} = 0.67613 - 0.641 = 0.03513\ [m] < \Delta s_{A,máx}$, la solapa 4 aún sigue en contacto con el tope 1, retardando el contacto de la solapa 2 con su superficie de plegado, tal y como se muestra en la Figura 49.

Figura 49

Contacto entre la plancha, el tope 1 y la superficie de plegado de la solapa 2



Nota. Plancha en contacto simultáneo con el tope 1 y con la superficie que pliega la solapa 2. Dimensiones en milímetros, $[mm]$. Note que, en realidad, $\theta_{s2,máx} \cong 11.11°$.

La figura anterior indica que, en realidad, la plancha entra en contacto con la superficie de plegado de la solapa 2 en un punto 7' (entre el punto 7 y 8). Por lo tanto, para el análisis dinámico del tope 1, $\Delta s_{A,máx} = 0.0488515\ [m]$, lo cual se da en el instante $0.192250631 \cdot T_{ciclo}$.

Al aplicar el Modelo H.3.5.2, se debe tener que, para este caso, la lámina del modelo está compuesta por dos solapas 1, una solapa 2, una solapa 4 y dos solapas 5; cuyo centro de masa se

ubica a una distancia $l_{lam}/2$ del eje de rotación (línea de hendido de la solapa 2), tal y como se muestra en la Figura 50. La Tabla 17 muestra los valores de entrada para resolver el modelo.

Figura 50

Lámina del modelo dinámico de referencia para el análisis del plegado de la solapa 2

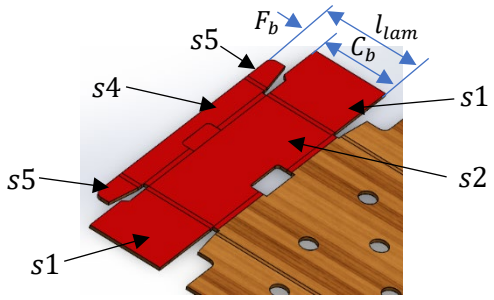


Tabla 17

Valores de entrada del modelo cinemático del tope 1

Rango de tiempo	$t = 0.1779224549 \cdot T_{ciclo}$ (punto 1) donde $\theta_{s2} = 0°$
	$t = 0.1922506313 \cdot T_{ciclo}$ (punto 7′) donde $\theta_{s2} = 11.11°$
Periodo T_{ciclo}	$T_{ciclo} = 2.88\ [s]$
Rango de posición del macho s	$s = 641\ [mm]$ (punto 1) donde $\theta_{s2} = 0°$
	$s = 689.85\ [mm]$ (punto 7′) donde $\theta_{s2} = 11.11°$
Longitud del tope l_t	$l_t = 12.3\ [mm]$
Longitud de lámina $l_{lam} = C_b + F_b$	$l_{lam} = 261\ [mm]$ (usando valores máximos)
Momento de inercia I_{s2}	$I_{s2} = \frac{1}{3} \cdot (m_{s2} + 2m_{s1}) \cdot C_b^2 + (m_{s4} + 2m_{s5}) \cdot \left(\frac{1}{3}F_b^2 + C_b^2\right)$ $= 2.4 \times 10^{-3}\ [kg \cdot m^2]$

Plegado de la solapa 2 son su superficie de plegado:

La Tabla 18 muestra los valores de entrada para resolver el modelo.

Tabla 18

Valores de entrada del modelo cinemático de la superficie de doblamiento de la solapa 2.

Rango de tiempo	$t = 0.192250631 \cdot T_{ciclo}$ (punto 7′) donde $\theta_{s2} = 11.11°$
	$t = 0.200819444 \cdot T_{ciclo}$ (puntos 8 y 9) donde $\theta_{s2} = 30°$

	$t = 0.2023923611 \cdot T_{ciclo}$ (punto 10) donde $\theta_{s2} = 90°$
Periodo T_{ciclo}	$T_{ciclo} = 2.88\ [s]$
Rango de posición del macho s	$s = 689.85\ [mm]$ (punto $7'$) donde $\theta_{s2} = 11.11°$
	$s = 716.26\ [mm]$ (puntos 8 y 9) donde $\theta_{s2} = 30°$
	$s = 720.89\ [mm]$ (punto 10) donde $\theta_{s2} = 90°$
Distancia al centro de curvatura d	$d_{7'-8} = 70.05\ [mm]$ (entre los puntos $7'$ y 8)
	$d_{9-10} = 8\ [mm]$ (entre los puntos 9 y 10)
Radio de curvatura R	$R_{7'-8} = 2\ [mm]$ (entre los puntos $7'$ y 8)
	$R_{9-10} = 8\ [mm]$ (entre los puntos 9 y 10)
Longitud de lámina $l_{lam} = C_b + F_b$	$l_{lam} = 261\ [mm]$ (valor máximo)
Momento de inercia I_{s2}	$I_{s2} = \frac{1}{3} \cdot (m_{s2} + 2m_{s1}) \cdot C_b^2 + (m_{s4} + 2m_{s5}) \cdot \left(\frac{1}{3}F_b^2 + C_b^2\right)$ $= 2.4 \times 10^{-3}\ [kg \cdot m^2]$

Dinámica del plegado de la solapa 3

Para este caso, la lámina del modelo dinámico está compuesta únicamente por la solapa 3 y su centro de masa se ubica a una distancia $l_{lam}/2$ del eje de rotación (línea de hendido de la solapa 3). A continuación, la Tabla 19 muestra los valores de entrada del modelo.

Tabla 19

Valores de entrada del modelo cinemático de la superficie de doblamiento de la solapa 3.

Rango de tiempo	$t = 0.1850983795 \cdot T_{ciclo}$ (punto 5) donde $\theta_{s3} = 0°$
	$t = 0.2247519841 \cdot T_{ciclo}$ (puntos 11) donde $\theta_{s3} = 90°$
Periodo T_{ciclo}	$T_{ciclo} = 2.88\ [s]$
Rango de posición del macho s	$s = 666\ [mm]$ (punto 5) donde $\theta_{s2} = 0°$
	$s = 776\ [mm]$ (puntos 11) donde $\theta_{s2} = 90°$
Distancia al centro de curvatura d	$d_{5-11} = 110\ [mm]$ (entre los puntos 5 y 11)
Radio de curvatura R	$R_{5-11} = 110\ [mm]$ (entre los puntos 5 y 11)
Longitud de lámina $l_{lam} = C_b$	$l_{lam} = 196\ [mm]$ (valor máximo)
Momento de inercia I_{s3}	$I_{s2} = \frac{1}{3} \cdot m_{s3} \cdot C_b^2 = 8.56 \times 10^{-4}\ [kg \cdot m^2]$

Fuerza de empuje vertical resultante sobre el macho empujador:

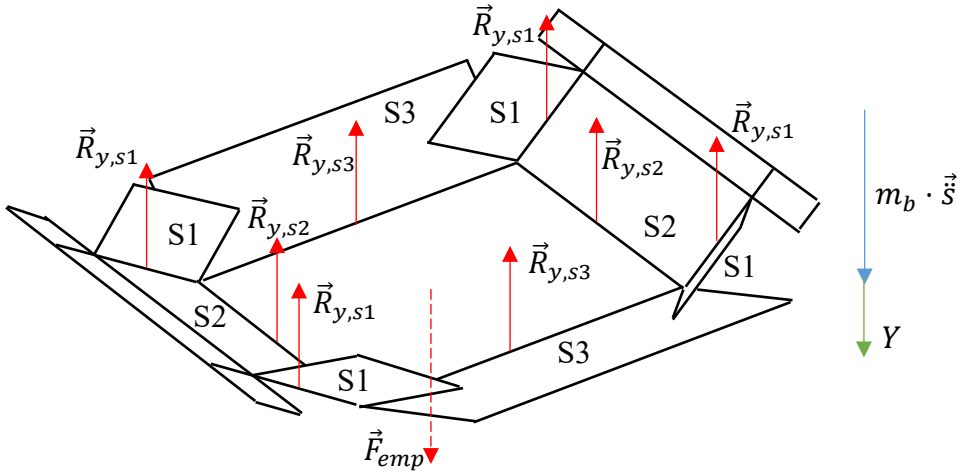
La fuerza de empuje F_{emp}, ejercida por el macho empujador sobre la base de la solapa, se divide en dos etapas, las cuales se describen a continuación:

Intervalo de plegado incompleto, $\mathbf{0.641 \leq s \leq 0.776\ [m]}$***:***

Durante este intervalo, el macho empujador debe superar las fuerzas de reacción verticales resultantes en el proceso de plegado de las solapas (ubicadas en la línea de hendido de cada una de las solapas en cuestión). A continuación, la Figura 51 muestra el diagrama de cuerpo libre cinético para calcular la fuerza de empuje vertical que debe ejercer el macho durante este intervalo.

Figura 51

DCL de la bandeja de cartón en su proceso de plegado en el intervalo $0.641 < s < 0.776\ [m]$



Nota. Se muestran las fuerzas de reacción verticales sobre la línea de hendido de las solapas S1, S2 y S3. La bandeja de masa m_b se mueve junto con el elemento macho con una aceleración $\ddot{s}$.

Al aplicar la segunda ley de Newton en el eje *Y* (Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.2) se obtiene la siguiente ecuación:

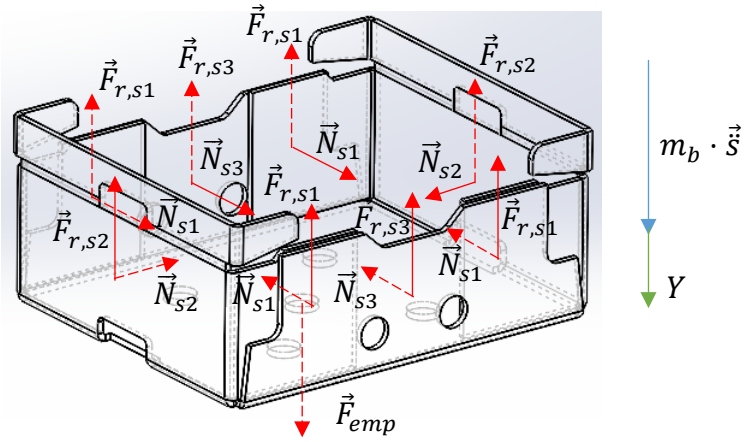
$$+\downarrow \sum F_y = m_b \cdot \ddot{s}: \quad F_{emp} - 4R_{y,s1} - 2R_{y,s2} - 2R_{y,s3} = m_b \cdot \ddot{s} \tag{33}$$

Intervalo de plegado completo, $\mathbf{0.776 < s \leq 0.85[m]}$***:***

Durante este intervalo, el macho empujador debe superar únicamente las fuerzas de fricción $F_{r,si,máx}$, causadas por las fuerzas normales de contacto entre las solapas y las superficies de la matriz de conformación. A continuación, la Figura 52 muestra el diagrama de cuerpo libre cinético para calcular la fuerza de empuje ejercida por el macho durante este intervalo.

Figura 52

DCL de la bandeja de cartón en su proceso de plegado en el intervalo $0.776 < s < 0.85\ [m]$.



Nota. Se muestran las fuerzas normales y de fricción de las solapas S1, S2 y S3. La bandeja de masa m_b se mueve junto con el elemento macho con una aceleración $\ddot{s}$. Se ignora la solapa S5.

Para este caso, se estima una fuerza normal máxima $N_{si,máx}$ (ubicada en el centroide de la solapa), la cual es generada por el torque resistente $T^{90°}_{r,dis,si}$ de cada solapa con un ángulo de plegado completo de 90 [°], entonces, para la solapa S1, S2 y S3, se tiene que:

$$F_{r,s1,máx} = \frac{\mu_k}{P_b/2} \cdot \left[1.3 \cdot 1680 \cdot C_b \cdot e_b \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 0.5\frac{\pi^2}{4}\right)\right] \tag{34}$$

$$F_{r,s2,máx} = \frac{\mu_k}{C_b/2} \cdot \left[1.3 \cdot 1680 \cdot W_b \cdot e_b \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 0.5\frac{\pi^2}{4}\right)\right]$$

$$F_{r,s3,máx} = \frac{\mu_k}{C_b/2} \cdot \left[1.3 \cdot 1680 \cdot L_b \cdot e_b \cdot \left(\frac{5\pi}{2} - 0.5\frac{\pi^2}{4}\right)\right]$$

Donde $\mu_k = 0.45 = 0.75\mu_s$ es el coeficiente de rozamiento dinámico entre la bandeja de cartón y las superficies metálicas de la matriz de conformación, el cual se aproxima al de madera-metal (Tabla 8-1, Beer & Jonhson,2008). Al aplicar la segunda ley de Newton en el eje Y (Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.2) se obtiene la siguiente ecuación:

$$+\downarrow \sum F_y = m_b \cdot \ddot{s}: \quad F_{emp} - 4F_{r,s1,máx} - 2F_{r,s2,máx} - 2F_{r,s3,máx} = m_b \cdot \ddot{s} \tag{35}$$

Resultados de la aplicación del modelo planteado:

El objetivo del análisis es determinar las fuerzas de reacción verticales sobre la bandeja, $R_{y,si}$, las fuerzas normales de contacto entre la plancha y la matriz de conformación, N_{si} y la fuerza de empuje F_{emp} que debe ejercer el macho empujador sobre la base de la bandeja. El modelo se solucionó para la bandeja grande, (valores máximos de la Tabla J-1 y $m_{b,máx} = 0.5525\ [kg]$), ya que estos valores resultan ser críticos para las fuerzas resultantes en cuestión.

A continuación, la Tabla 20 lista las fuerzas resultantes máximas obtenidas en el análisis dinámico del proceso de plegado de la bandeja.

Tabla 20

Fuerzas resultantes máxima en la dinámica del proceso de plegado de la bandeja Plaform

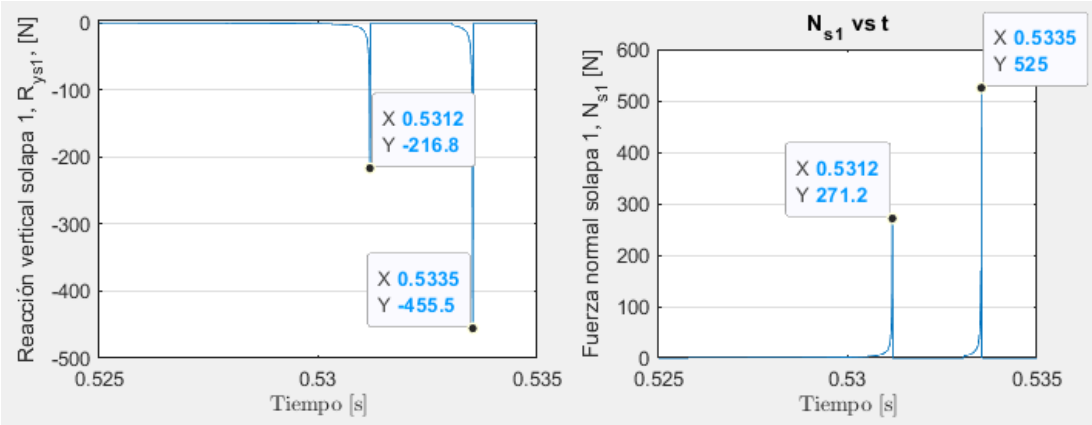
Solapas	Reacción vertical máxima	Fuerza normal máxima
Solapa S1	$R_{y,s1,máx} = 455.5\ [N]$	$N_{s1,máx} = 525\ [N]$
Solapa S2	$R_{y,s2,máx} = 457.7\ [N]$	$N_{s2,máx} = 402\ [N]$
Solapa S3	$R_{y,s3,máx} = 134.4\ [N]$	$N_{s3,máx} = 209.6\ [N]$

Fuerzas resultantes de la dinámica de la solapa 1:

A continuación, la Figura 53 muestra las fuerzas resultantes para la solapa 1

Figura 53

Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 1, $R_{y,s1}$, y fuerza normal en la solapa 1, N_{s1}.



Nota. A la izquierda, la gráfica de $R_{y,s1}$ y a la derecha la gráfica de N_{s1}.Elaborado en Matlab.

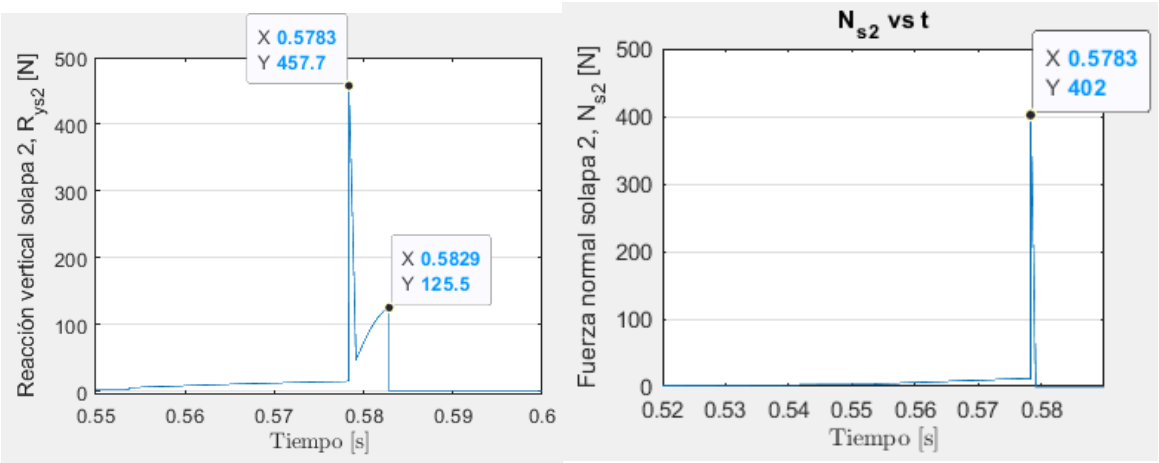
El valor negativo de $R_{y,s1}$ coincide con la interpretación del sistema de coordenadas del modelo de dinámica tridimensional planteado, indicando que la reacción se dirige hacia abajo.

Fuerzas resultantes de la dinámica de la solapa 2:

A continuación, la Figura 54 muestra las fuerzas resultantes para la solapa 2.

Figura 54

Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 2, $R_{y,s2}$, y fuerza normal en la solapa 2, N_{s2}.



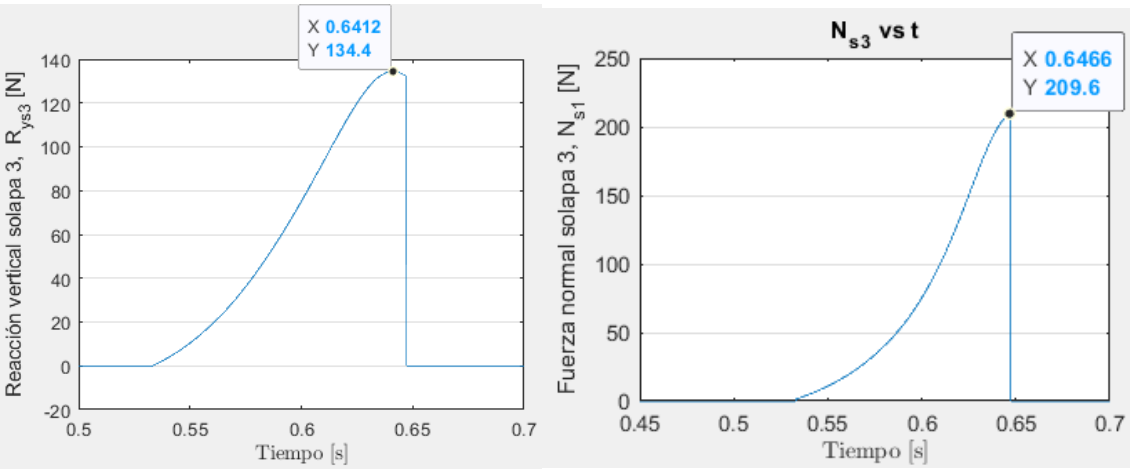
Nota. A la izquierda, la gráfica de $R_{y,s2}$ y a la derecha la gráfica de N_{s2}. Elaborado en Matlab.

Fuerzas resultantes de la dinámica de la solapa 3:

A continuación, la Figura 55 muestra las fuerzas resultantes para la solapa 3.

Figura 55

Reacción en y en la línea de hendido de la solapa 3, $R_{y,s3}$, y fuerza normal en la solapa 3, N_{s3}.



Nota. A la izquierda, la gráfica de $R_{y,s3}$ y a la derecha la gráfica de N_{s3}. Elaborado en Matlab.

Es importante destacar que tanto las fuerzas de reacción verticales máximas como las fuerzas normales máximas por contacto con la matriz, se dan en los instantes de tiempo en que: a. la solapa adquiere una aceleración angular grande, y/o b. el punto de contacto entre la solapa y la matriz se acerca mucho a la línea de hendido, disminuyendo así el efecto palanca para superar el torque resistente de la solapa (esto se refleja, en particular, en la cinética de la solapa S1 y S2).

Variación de la fuerza de empuje ejercida por el macho empujador:

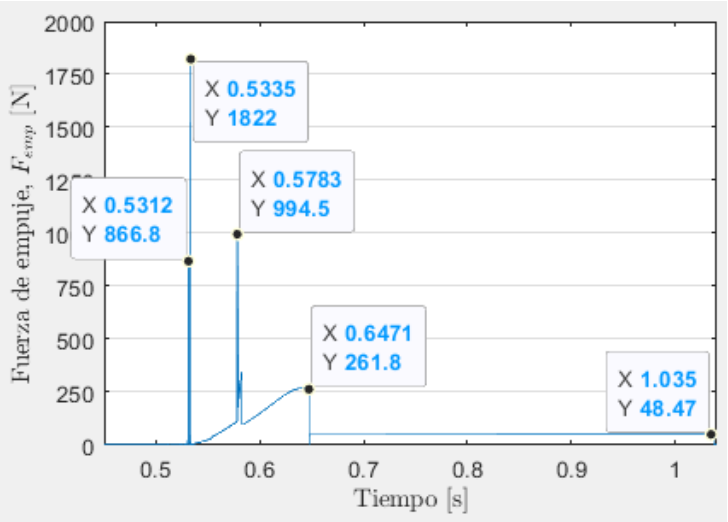
La Figura 56 muestra una gráfica de la variación de la fuerza de empuje. En ella se observa que la fuerza de empuje presenta diversos picos, generados por la variación en el tiempo de las fuerzas de reacción verticales y las fuerzas normales de las solapas.

La fuerza de empuje máxima es $F_{emp,máx} = 1822\ [N]$ la cual es dirigida esencialmente por el plegado de la solapa S1, ya que, en su movimiento complejo tridimensional, la solapa adquiere grandes aceleraciones angulares causadas por la aceleración del elemento macho, y por la geometría variable de la superficie de plegado de la solapa (superficie plana inclinada con dos

redondeos en sus extremos, ver Figura 45). Por otra parte, una vez las solapas se han plegado completamente, la fuerza de empuje disminuye hasta 48.47 $[N]$ para superar únicamente las fuerzas de fricción asociadas hasta culminar su carrera en 0.85 $[m]$.

Figura 56

Variación de la fuerza de empuje F_{emp}, ejercida por el macho empujador



Nota. Gráfica elaborada en Matlab.

Fuerzas de plegado de las solapas S4 y S5:

Finalmente, el plegado de la solapa 5 también se da por contacto con la matriz de conformación. Su movimiento es tridimensional y resulta ser de una complejidad alta debido a la geometría de sus superficies de plegado. Por lo tanto, para cualquier dimensionamiento y selección de elementos o componentes asociados al plegado de la solapa 5 se tomará el torque resistente máximo de la solapa, es decir, cuando $\theta_{s5} = 90°$, así:

$$T_{s5,dis} = F_{s5,máx} \cdot \frac{E_b}{2} \rightarrow F_{s5,máx} = \frac{2}{E_b} \cdot 1.3 \cdot 1680 F_b \cdot e_b \left(\frac{\pi}{2} - 0.5\frac{\pi^2}{4}\right) \quad (36)$$

De igual forma, para la selección del actuador de giro - plegado de la solapa S4, se tomará:

$$T_{s4,dis} = F_{s4,máx} \cdot \frac{F_b}{2} \rightarrow F_{s4,máx} = \frac{2}{F_b} \cdot 1.3 \cdot 1680 W_b \cdot e_b \left(\frac{\pi}{2} - 0.5 \frac{\pi^2}{4} \right) \quad (37)$$

Al reemplazar los valores máximos de F_b, E_b, W_b y e_b (Tabla J-1), se obtiene: $F_{s5} \cong 23\ [N]$, $T_{s5,dis} \cong 1.15\ [N \cdot m]$, $F_{s4} \cong 127.5\ [N]$ y $T_{s4,dis} \cong 8.3\ [N \cdot m]$.

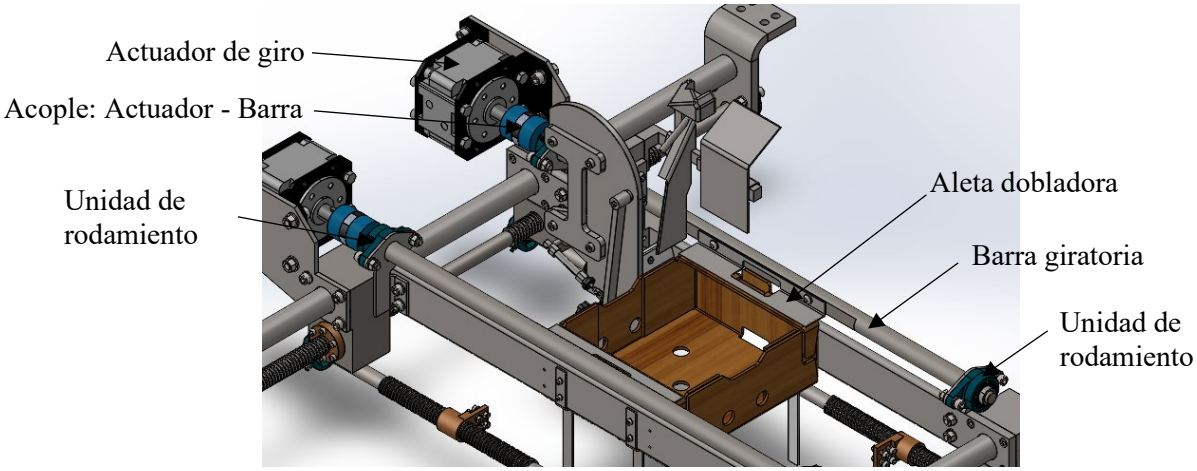
4.2.4.3.3. Dimensionamiento y selección de partes de la Matriz de Conformación. En base al análisis dinámico de la matriz de conformación, se determinan los tamaños adecuados para cada uno de los elementos que componen la matriz de conformación.

Mecanismo para el plegado de la solapa 4:

La Figura 57 muestra un esquema del mecanismo para realizar el plegado de la solapa 4.

Figura 57

Esquema mecanismo para el doblamiento de la solapa 4



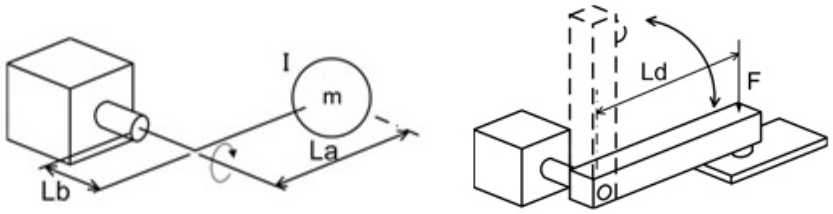
Nota. Se observan los componentes principales del mecanismo. Elaborado en SolidWorks.

Selección del actuador de giro – plegado solapa S4:

La selección del actuador de giro se realiza mediante el software ‘Selector de actores de giro’ de la empresa SMC, en base a los parámetros establecido en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.3, Modelo H.3.3.3. A continuación, la Figura 58 muestran las condiciones de carga para realizar la selección del actuador de giro mediante el software mencionado.

Figura 58

Condiciones de carga para la selección del actuador de giro



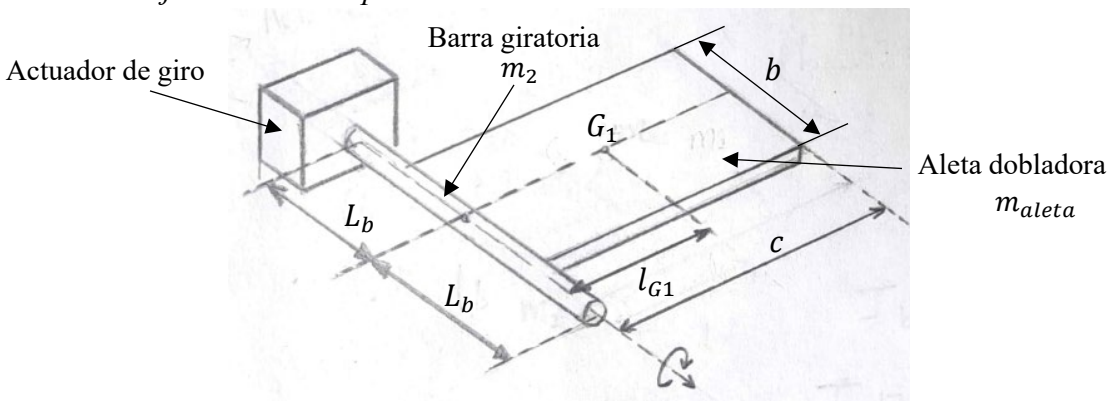
Nota. Reproducido del software Selector de actuadores de giro SMC.

Cálculo del momento de inercia total, I_{total}, del conjunto plegador:

A continuación, la Figura 59 presenta un esquema para calcular el momento de inercia total

Figura 59

*Esquema del conjunto doblador para el cálculo del momento de inercia***.**



Las cotas mencionadas en la figura anterior son las siguientes: $b = 270\ [mm]; c = 53\ [mm]; L_b = 519\ [mm]; l_{G1} = 26.22[mm]$ (calculados en SolidWorks).

De manera aproximada, la inercia total del conjunto plegador, I_{total}, se calcula así:

$$I_{total} = I_{barra} + I_{aleta};\ \ I_{barra} = \frac{1}{2} m_2 \cdot R_{barra}^2; \tag{38}$$

$$m_2 = m_{barra} + m_{acople} + m_{accesorios}$$

$$I_{aleta} = \frac{1}{3} m_{aleta} \cdot c^2$$

Donde I_{barra} es la inercia de la barra giratoria y de sus componentes colineales asociados

(acoplamiento, chavetas y arandelas), $m_{barra} = 4.871\ [kg]$ masa de la barra (calculada en SolidWorks), $m_{acople} = 0.75\ [kg]$ de la masa de el acoplamiento (ver tabla X), $m_{accesorios} = 2.87\ [g]$ es la masa de arandelas, pernos, y chavetas (calculada en SolidWorks), $R_{barra} = 15\ [mm]$ es el radio de la barra giratoria, I_{aleta} es la inercia de la aleta plegadora, y $m_{aleta} = 0.22\ [kg]$ es la masa de la aleta plegadora (calculada en SolidWorks).

Al reemplazar estos valores en la ecuación, se obtiene $I_{total} \cong 8.387 \times 10^{-4}\ [kg \cdot m^2]$. Por otra parte, la ubicación del centro de masas del conjunto plegador, respecto al eje de rotación es: $L_a = 1.12\ [mm]$ y la masa total del conjunto es $m = m_{aleta} + m_2 \cong 5.844\ [kg]$.

Fuerza de plegado de la solapa S4: de acuerdo con el análisis dinámico realizado, la fuerza y el torque resistente de plegado para la solapa S4 son $F_{s4} \cong 127.5\ [N]$ y $T_{s4,dis} \cong 8.3\ [N \cdot m]$, respectivamente (ver apartado 4.2.4.3.2.). Ahora bien, respecto al eje de rotación de la barra, la fuerza F_{s4} es aplicada a una distancia $L_d = 40\ [mm]$.

Parámetros dinámicos del movimiento del mecanismo: el actuador deberá girar $180\ [°]$ en $0.07T_{ciclo}$ (ver Tabla 12), por lo tanto, para $T_{ciclo} = 2.88\ [s]$, el tiempo de giro es $0.2016\ [s]$.

Resultados de la selección: Consultar el Apéndice K, Sección K.5, Resultados K.5.2, Tabla K-9. La Figura K-33 muestra un dibujo del actuador.

Selección del acoplamiento actuador – barra: La selección del acoplamiento se realiza bajo los parámetros del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.4). De acuerdo con los resultados obtenidos en la selección del actuador de giro, el torque requerido es de $T_{giro} = 8.3\ [N \cdot m]$. La velocidad angular máxima $\omega_{máx}$ del actuador de giro se puede calcular así:

$$\omega_{máx} = \left(\frac{2 \cdot E_{c,rot}}{I_{total}}\right)^{1/2} \tag{39}$$

Donde $E_{c,rot} = 0.4057\ [J]$ es la energía cinética máxima del actuador de giro (Tabla K-9)

e $I_{total} \cong 8.387 \times 10^{-4}\ [kg \cdot m^2]$ es el momento de inercia del conjunto plegador. Al reemplazar los datos se obtiene: $\omega_{máx} = 31.104\ [rad/s]$. Este valor coincide con la velocidad angular máxima de un perfil de velocidad triangular, es decir, $\omega_{máx} = \pi/0.101\ [rad/s]$.

Entonces la potencia requerida es $P_{req} = T_{giro} \cdot \omega_{máx} = 258.2\ [W]$. De acuerdo con el Modelo H.3.2.4, si se escoge un elemento de nitrilo para el acoplamiento, y un factor de servicio $K_s = 3$, entonces la potencia de diseño es $P_{dis} = K_s \cdot P_{req} \cong 0.77\ [kW]$.

A partir de la Figura I-21 e I-22 del Apéndice I, Sección I.2, se selecciona el tamaño del acoplamiento y las dimensiones de las chavetas de acuerdo con el diámetro del eje de salida del actuador de giro y de la barra giratoria. La Tabla K-10 muestra las características del acoplamiento. Debido a que el diámetro del eje de salida del actuador de giro es de $25\ [mm]$, el acoplamiento más pequeño que permite ese diámetro es el de tamaño 95.

Cálculo de la longitud de la chaveta para la unión acoplamiento – barra giratoria:

El cálculo se realiza en base a los parámetros establecidos en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.10. De acuerdo con la potencia de diseño y las dimensiones de las chavetas para el acoplamiento (DIN 6885 5x5), la longitud de la chaveta es:

Factor de seguridad de 2.5, material AISI SAE 1020 HR ($S_y = 210\ [MPa]$)

Por falla al corte:

$$l = \frac{4 \cdot 2.5 \cdot 770\ [W]}{31.104\ [rad/s] \cdot 0.005[m] \cdot 0.015\ [m] \cdot 210 \cdot 10^6[Pa]} = 15.7\ [mm]$$

Por falla al aplastamiento

$$l = \frac{4 \cdot 2.5 \cdot 770\ [W]}{31.104\ [rad/s] \cdot 0.005[m] \cdot 210 \cdot 10^6[Pa] \cdot (0.015\ [m] - 0.0025\ [m])} = 18.86\ [mm]$$

Aplicando el criterio de $l_{mín} = 1.25d = 1.25 \cdot 15[mm] = 18.75\ [mm]$. Se escoge

entonces una chaveta de $20\ [mm]$ de longitud.

Selección de las unidades de rodamiento para la barra giratoria:

La selección se realiza mediante el software 'SKF Bearing Select', en base a los parámetros establecidos en el Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.3, Modelo H.3.3.1. Ahora bien, teniendo en cuenta el peso del conjunto plegador $W_2 = 9.81m_2 = 55.17\ [N]$, entonces cada rodamiento deberá soportar la mitad de dicho peso $27.6\ [N]$. La velocidad de operación máxima es $\omega_{máx} = 31.104\ [rad/s] \approx 300\ [rpm]$ y el diámetro del asiento es de $20\ [mm]$.

En base a esto se selecciona una unidad de rodamientos de bolas con pestaña ovalada FYTB 20 TF (con rodamiento YAR 204-2F), para la cual software determinó una vida útil de $L_{10h} > 2 \cdot 10^5\ [h]$ es decir más de $46\ [años]$ de funcionamiento continuo. Este resultado se considera satisfactorio, sin embargo, la carga mínima para este rodamiento es de $0.127\ [kN]$ por lo que se debe considerar una lubricación periódica del rodamiento, de lo contrario, su vida útil podría disminuir en un $50\ [\%]$ debido al desgaste en las pistas de rodadura.

Dimensionamiento del mecanismo plegador de la solapa 4 por simulación numérica:

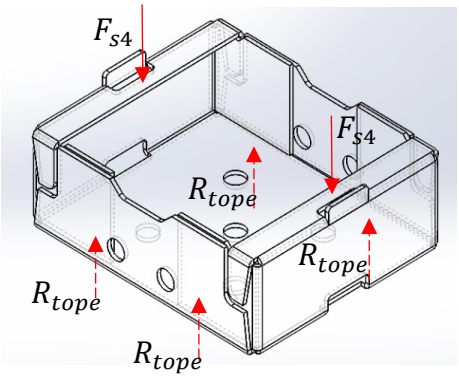
Los resultados indican un factor de seguridad mínimo 1.25 para la lámina plegadora del mecanismo. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.3, Figura K-11.

Mecanismo del tope inferior de las bandejas

Cilindros neumáticos para el tope inferior: estos se encargan de sostener la caja desde su parte inferior, con el fin de que los actuadores de giro realicen el doblamiento de la solapa 4. La selección de estos cilindros se realiza en base al Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.3. A continuación, la Figura 60 muestra el DCL correspondiente a este proceso.

Figura 60

DCL del doblamiento de la solapa 4.



Nota. Fuerzas que intervienen en el doblamiento de la solapa 4. Elaboración propia.

Al aplicar la primera ley de Newton al DCL anterior se obtiene:

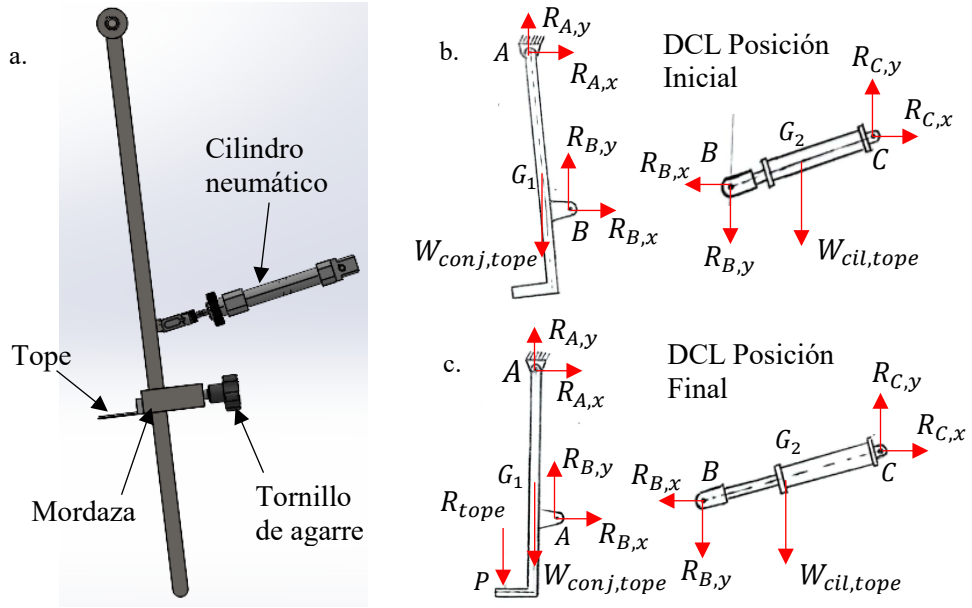
$$+\uparrow \sum F_y = 0: \;\; 4R_{tope} - 2F_{s4} = 0 \;\; \rightarrow \;\; R_{tope} = \frac{F_{s4}}{2}$$

Donde $F_{s4} = 127.5\ [N]$ (ver apartado 4.2.4.3.2.). Por lo tanto: $R_{tope} = 63.75\ [N]$.

La Figura 61 muestra el DCL del mecanismo del tope inferior, en su posición inicial y final. La Tabla 21 muestra los datos de fuerza y posición para resolver la estática del mecanismo.

Figura 61

DCL del mecanismo de tope inferior en su posición inicial y en su posición final.



Nota. a. Mecanismo. b. DCL posición inicial. c. DCL posición final. Elaboración propia.

Tabla 21

Datos de fuerza y posición para resolver la estática de las Figura 61.

Fuerzas	**Posición inicial (Figura 61b)**	**Posición final (Figura 61c)**
$W_{cil,tope}$	$9.81m_{ciltope} \cong 1.094\ [N]$ (ver Tabla K-11)	
$W_{conj,tope}$	$6.031\ [N]$ (obtenido de SolidWorks)	
Fuerza externa en el tope	$R_{tope} = 0\ [N]$	$R_{tope} = 63.75\ [N]$
Vectores de posición	**Posición inicial (Figura 61b)**	**Posición final (Figura 61c)**
$\vec{r}_{B/A}$	$< (36.29)\hat{\imath} - (197.08)\hat{\jmath} >$	$< (12.5)\hat{\imath} - (200)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{G_1/A}$	$< (22.7)\hat{\imath} - (188.64)\hat{\jmath} >$	$< (0)\hat{\imath} - (190)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{B/C}$	$< -(113.71)\hat{\imath} - (37.08)\hat{\jmath} >$	$< -(138.93)\hat{\imath} - (40.08)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{G_2/C}$	$< -(56.86)\hat{\imath} - (18.54)\hat{\jmath} >$	$< -(69.47)\hat{\imath} - (20.04)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{P/A}$	---	$< -(27)\hat{\imath} - (r_{P/A,y})\hat{\jmath} >$

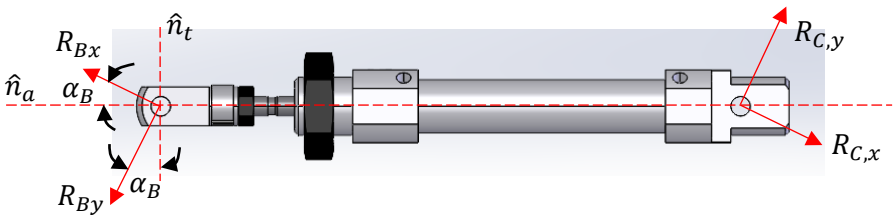
En base al DCL de la Figura 61, se aplica la primera ley de Newton: $\sum F = 0$; $\sum M_A = 0$ y $\sum M_C = 0$, en consecuencia, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones lineales:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{B/A,y} & r_{B/A,x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & r_{B/C,y} & -r_{B/C,x} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{A,x} \\ R_{A,y} \\ R_{B,x} \\ R_{B,y} \\ R_{C,x} \\ R_{C,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ W_{conj,tope} + R_{tope} \\ r_{G_1/A,x} W_{conj,tope} + r_{P/A,x} R_{tope} \\ 0 \\ W_{cil,tope} \\ r_{G_2/C,x} W_{cil,tope} \end{bmatrix} \quad (40)$$

La Tabla 22 y Tabla 23 muestran los resultados de resolver el sistema 6x6 de la ecuación 72. La Figura 62 a continuación, muestra las fuerzas en el vástago del cilindro neumático.

Figura 62

Fuerzas sobre el vástago del cilindro del mecanismo de tope interior y del plegado de la solapa 5



Nota. Fuerza axial y transversal sobre el vástago del cilindro. Elaboración propia.

Tabla 22

Fuerzas resultantes de la estática del mecanismo de tope inferior.

	$\boldsymbol{R_{Ax}}$	$\boldsymbol{R_{Ay}}$	$\boldsymbol{R_{Bx}}$	$\boldsymbol{R_{By}}$	$\boldsymbol{R_{Cx}}$	$\boldsymbol{R_{Cy}}$
Pos. Inicial	$-0.75\ [N]$	$6.33\ [N]$	$0.75\ [N]$	$-0.3\ [N]$	$0.75\ [N]$	$0.79\ [N]$
Pos. Final	$8.42[N]$	$72.76\ [N]$	$-8.42\ [N]$	$-2.97\ [N]$	$-8.42\ [N]$	$-1.88\ [N]$

Tabla 23

Fuerzas axiales y transversales sobre el vástago del cilindro neumático del tope inferior.

	Fuerza axial: $\boldsymbol{F_{a,cil} = R_{Bx}\cos\alpha_B + R_{By}\sin\alpha_B}$	**Fuerza transversal:** $\boldsymbol{F_{t,cil} = R_{Bx}\sin\alpha_B - R_{By}\cos\alpha_B}$
Posición inicial: $\boldsymbol{\alpha_B = 18.06}$ [°]	$0.62\ [N]$ (tensión)	$0.52\ [N]\ +\uparrow$
Posición Final: $\boldsymbol{\alpha_B = 16.09}$ [°]	$-8.92\ [N]$ (compresión)	$0.526[N]\ +\uparrow$

Fuerza ejercida por el cilindro: al considera un diámetro del cilindro de $D = 12\ [mm]$ y un diámetro del vástago de $d = 6\ [mm]$. Al tratase de un ciclindro doble efecto, entonces la fuerza ejercida por el cilindro es:

En el avance: $F_{in} = 0.25\pi \cdot D^2 \cdot P \cdot R$ (41)

En el retroceso: $F_{out} = 0.25\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot P \cdot R$

Donde $P = 0.6\ [MPa]$ es la presión de operación del cilindro, y $R = 0.85$ es el rendimiento del cilindro (valor estimado en base a las pérdida por rozamiento). Al reemplazar los valores se obtiene: $F_{in} \cong 57.68\ [N] > F_{a,cil,máx}$ y $F_{out} = 43.26\ [N] > F_{a,cil,mín}$.

Consumo de aire del cilindro: el consumo de aire de un cilindro Q expresado en L/min normales (aire libre), se calcula así:

$$Q = k_{perd} \cdot V_{desp} \cdot n \cdot r_c; \quad V_{desp} = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2) \cdot C \cdot \frac{1000\ [L]}{1\ [m^3]} \tag{42}$$

Donde $V_{desp}\ [L]$ es el volumen desplazado por el cilindro, $n = 20.83\ [ciclos/min]$ es el número cilos por minuto (frecuencia máxima), $r_c = P/P_{atm} = 6$ es la relación de compresión y

$C = 25\,[mm]$ es la carrera del cilindro (determinada por la geometría del movimiento en SolidWorks, el pandeo y la fleción del vástago). Por lo tanto, se obtiene: $Q = 0.618\,[N\,L/min]$.

Dinámica del movimiento del cilindro: el cilindro debe ejercer su carrrera en $t_c = 0.03T_{ciclo} = 0.0864\,[s]$ (con $T_{cilco} = 2.88\,[s]$, ver Tabla 12). Si consideramos un perfil de velocidad triangular, entonces la aceleración y la velocidad máxima del émbolo, vienen dadas por:

$$a_{emb} = \frac{C}{(0.5 \cdot t_c)^2};\;\; v_{emb,máx} = a_{emb} \cdot (0.5 \cdot t_c) \tag{43}$$

Al reeemplazar los valores: $a_{emb} = 13.396[m/s^2]$ y $v_{emb,máx} = 0.579\,[m/s]$. Y la energía cinética máxima es $E_{c,máx} = 1/2 \cdot 8.92/9.81 \cdot 0.579^2 = 0.152\,[J]$.

Los resultados de la selección a partir del catálogo de 'Cilindros neumáticos Serie C85/75' de SMC, se presentan el Apéndice K, Sección K.5, Resultados K.5.2, Tabla K-11.La limitante en este caso es la carrera máxima admisible, razón por la cual se optó por un cilindro $12\,[mm]$ con amortiguación neutmática (Ver Modelo H.3.2.3). El factor de seguridad mínimo para es de $44.45/25 = 1.78$, lo cual se considera aceptable por posibles sobre cargas.

Dimensionamiento de los elementos del mecanismo del tope inferior:

Los resultados del análisis estático realizado indican un factor de seguridad mínimo de 3.5, en donde se tuvo en cuenta la fuerza máxima externa de $63.75\,[N]$ sobre el elemento tope, el cual está hecho de Nylon 6/6. De igual forma, se comprobaron satisfactoriamente las conexiones con pernos. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.3, Figura K-14 y K-15.

Mecanismo plegador de la solapa S5

Cilindros neumáticos para plegado de la solapa S5: La selección de estos cilindros se realiza en base al Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.2, Modelo H.3.2.3. A continuación, la Figura 63 muestra el DCL del mecanismo plegado de la solapa S5, en su posición inicial y la Tabla

24 muestra los datos de fuerza y posición para resolver la estática del mecanismo.

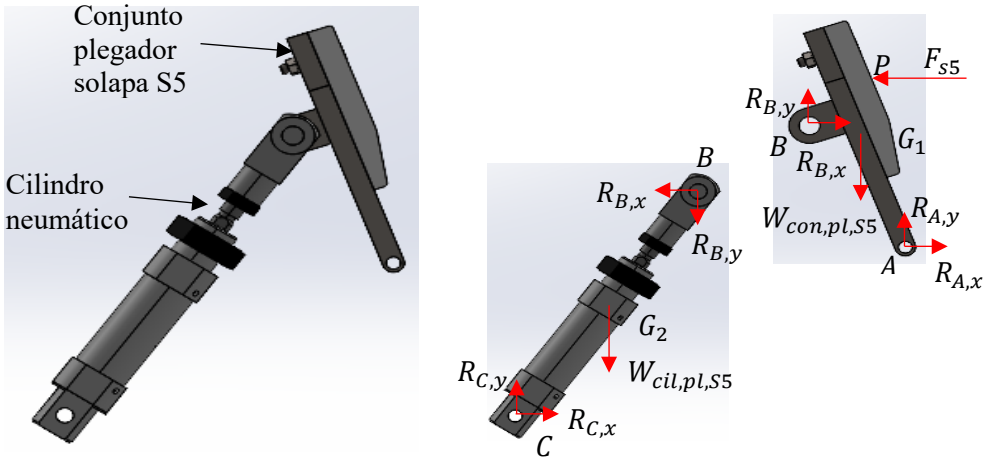
Tabla 24

Datos de fuerza y posición para resolver la estática.

Fuerzas	**Posición inicial**	**Posición final**
$W_{cil,pl,S5}$	$9.81m_{ciltope} \cong 4.485\ [N]$ (ver Tabla K-12)	
$W_{con,pl,S5}$	$4.14\ [N]$ (obtenido de SolidWorks)	
Fuerza externa de plegado	$F_{s5} = 0\ [N]$	$F_{s5} = 23\ [N]$
Vectores de posición	**Posición inicial**	**Posición final**
$\vec{r}_{B/A}$	$< -(45.9)\hat{\imath} + (68.51)\hat{\jmath} >$	$< -(20)\hat{\imath} + (80)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{G_1/A}$	$< -(27.8)\hat{\imath} + (75.28)\hat{\jmath} >$	$< (0)\hat{\imath} + (80)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{B/C}$	$< (104.1)\hat{\imath} + (150.51)\hat{\jmath} >$	$< (130.46)\hat{\imath} + (162)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{G_2/C}$	$< (52.05)\hat{\imath} + (75.26)\hat{\jmath} >$	$< (65.23)\hat{\imath} + (81)\hat{\jmath} >$
$\vec{r}_{P/A}$	---	$< (0)\hat{\imath} + (135.37)\hat{\jmath} >$

Figura 63

DCL del mecanismo plegador de la solapa S5 en su posición inicial.



En base al DCL de la Figura 61, se aplica la primera ley de Newton: $\sum F = 0$; $\sum M_A = 0$ y $\sum M_C = 0$, en consecuencia, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones lineales:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & r_{B/C,y} & -r_{B/C,x} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{B/A,y} & r_{B/A,x} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{A,x} \\ R_{A,y} \\ R_{B,x} \\ R_{B,y} \\ R_{C,x} \\ R_{C,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{cil,pl,S5} \\ 0 \\ r_{G_2/C,x} \cdot W_{cil,pl,S5} \\ W_{con,pl,S5} \\ F_{s5} \\ r_{G_1/A,x} W_{con,pl,S5} - r_{P/A,y}\, F_{s5} \end{bmatrix} \quad (44)$$

La Tabla 25 muestra los resultados de resolver el sistema 6x6 de la ecuación 66.

Tabla 25

Fuerzas resultantes de la estática del mecanismo de tope inferior.

	$\boldsymbol{R_{Ax}}$	$\boldsymbol{R_{Ay}}$	$\boldsymbol{R_{Bx}}$	$\boldsymbol{R_{By}}$	$\boldsymbol{R_{Cx}}$	$\boldsymbol{R_{Cy}}$
Pos. Inicial	$-1.617\ [N]$	$4.045\ [N]$	$1.617[N]$	$0.0943\ [N]$	$1.617[N]$	$4.58[N]$
Pos. Final	$-7.13[N]$	$-31.03\ [N]$	$30.13\ [N]$	$35.17\ [N]$	$30.13\ [N]$	$39.65\ [N]$

Tabla 26

Fuerzas axiales y transversales sobre el vástago del cilindro neumático del tope inferior.

	Fuerza axial: $\boldsymbol{F_{a,cil} = -R_{Bx}\cos\alpha_B - R_{By}\sin\alpha_B}$	**Fuerza transversal:** $\boldsymbol{F_{t,cil} = -R_{Bx}\sin\alpha_B + R_{By}\cos\alpha_B}$
Posición inicial: $\boldsymbol{\alpha_B = 55.33}$ [°]	$-1.0\ [N]$ (compresión)	$-1.276\ [N]\ +\downarrow$
Posición Final: $\boldsymbol{\alpha_B = 51.15}$[°]	$-46.06\ [N]$ (compresión)	$-4.77\ [N]\ +\downarrow$

Fuerza ejercida por el cilindro: al considera un diámetro del cilindro de $D = 25\ [mm]$ y un diámetro del vástago de $d = 10\ [mm]$. Al tratase de un ciclindro doble efecto, entonces la fuerza ejercida por el cilindro es:

En el avance: $F_{in} = 0.25\pi \cdot D^2 \cdot P \cdot R$ (45)

En el retroceso: $F_{out} = 0.25\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot P \cdot R$

Donde $P = 0.6\ [MPa]$ es la presión de operación del cilindro, y $R = 0.85$ es el rendimiento del cilindro (valor estimado en base a las pérdida por rozamiento). Al reemplazar los valores se obtiene: $F_{in} \cong 250.34\ [N] > F_{a,cil,máx}$ y $F_{out} = 210.3\ [N] > F_{a,cil,mín}$.

Consumo de aire del cilindro: el consumo de aire de un cilindro Q expresado en L/min normales (aire libre), se calcula así:

$$Q = V_{desp} \cdot n \cdot r_c; \quad V_{desp} = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2) \cdot C \cdot \frac{1000\ [L]}{1\ [m^3]} \tag{46}$$

Donde $V_{desp}\ [L]$ es el volumen desplazado por el cilindro, $n = 20.83\ [ciclos/min]$ es el número cilos por minuto (frecuencia máxima), $r_c = P/P_{atm} = 6$ es la relación de compresión y $C = 25\ [mm]$ es la carrera del cilindro (determinada por la geometría del movimiento en SolidWorks, el pandeo y la fleción del vástago). Por lo tanto, se obtiene: $Q = 2.823\ [N\ L/min]$.

Dinámica del movimiento del cilindro: el cilindro debe ejercer su carrrera en $t_c = 0.03T_{ciclo} = 0.0864\ [s]$ (con $T_{cilco} = 2.88\ [s]$, ver Tabla 12). Si consideramos un perfil de velocidad triangular, entonces la aceleración y la velocidad máxima del émbolo, vienen dadas por:

$$a_{emb} = \frac{C}{(0.5 \cdot t_c)^2}; \ \ v_{emb,máx} = a_{emb} \cdot (0.5 \cdot t_c) \tag{47}$$

Al reeemplazar los valores: $a_{emb} = 13.396[m/s^2]$ y $v_{emb,máx} = 0.579\ [m/s]$. Y la energía cinética máxima es $E_{c,máx} = 1/2 \cdot 46.06\ /9.81 \cdot 0.579^2 = 0.787\ [J]$.

Los resultados de la selección a partir del catálogo de 'Cilindros neumáticos Serie C85/75' de SMC, se presentan el Apéndice K, Sección K.5, Resultados K.5.2, Tabla K-11. La limitante en este caso es la energía cinética admisible, razón por la cual se optó por cilindro $25\ [mm]$ con amortiguación neutmática (Ver Modelo H.3.2.3). Por lo cual el factor de seguridad mínimo es de $0.97/0.79 = 1.23$, que se considera aceptable por posibles sobre cargas.

Dimensionamiento de los elementos de la matriz:

De acuerdo con las fuerzas normales máximas calculadas para el proceso de plegado (ver apartado 4.2.4.3.2., Tabla 20), se realizan los respectivos estudios estáticos de los elementos de la

matriz de conformación, mediante el análisis de elementos finitos en SolidWorks Simulation (ver modelo de verificación en Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.4).

Esquina de la matriz de conformación: Debido a que las cuatro esquinas de la matriz son idénticas (o simétricas) entre sí, las fuerzas normales de contacto entre la bandeja y la matriz se distribuyen simétricamente para cada esquina, es decir, todas las esquinas de la matriz soportarán las mismas cargas en magnitud y dirección. Los resultados indican un factor de seguridad mínimo de 1.25. De igual forma, se comprobó satisfactoriamente las conexiones de pernos y soldaduras. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.5, Figuras K-22 a K-26.

Mecanismo de regulación de las esquinas. Soporte de las esquinas:

Bloques de unión y guía longitudinal: Cada soporte está encargado de sostener dos de las esquinas de conformación. En base a las reacciones calculadas en las sujeciones de la esquina (ver Figura K-26), se realiza el análisis estático, obtenido como resultado un factor de seguridad de 1.5. De igual forma, se comprobaron satisfactoriamente las conexiones apernadas establecidas. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.3, Figuras K-27 a K-30.

Soportes de la matriz y barra guía transversal: Las barras guía sostienen los bloques unión y, por ende, las cuatro esquinas. Los resultados indican un factor de seguridad mínimo de 1.5. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.3, Figuras K-31 y K-32

Dimensionamiento de los husillos de regulación: Los husillos se calculan como tornillos de potencia mediante en base a las cargas calculadas en la simulación (ver Figuras K-26 y K-30) y a los parámetros del Apéndice H, Sección H.3, Modelos H.3.1, Modelo H.3.1.7. Ver Figura 64.

Las cargas en los husillos laterales en realidad son excéntricas, sin embargo, por simplificación del modelo, se asumirán centradas. La Tabla 27 muestra los datos de entrada.

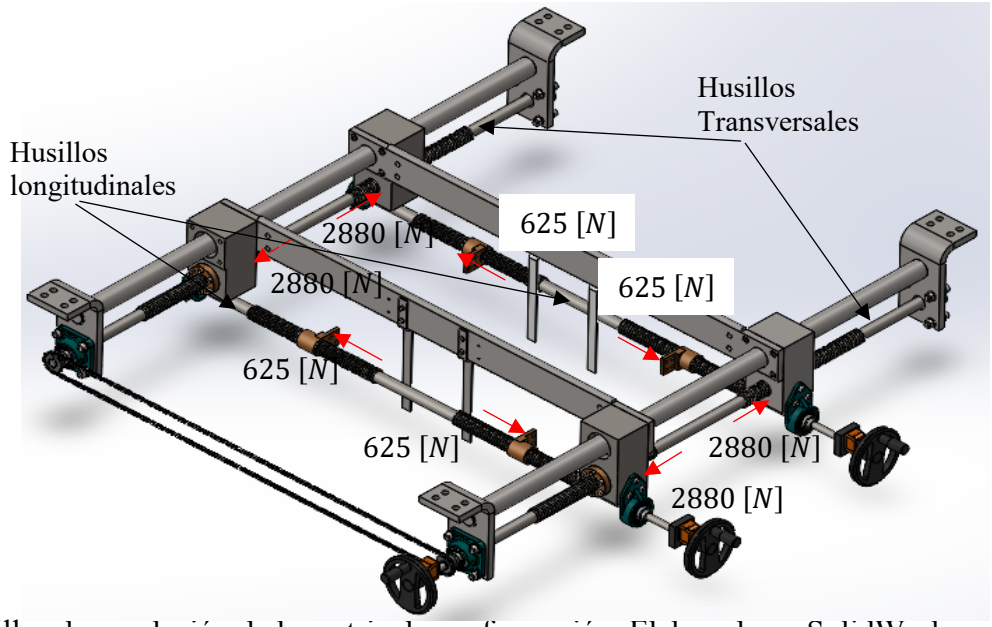
Tabla 27

Parámetros de entrada, modelamiento de los husillos reguladores de la matriz de conformación.

	Husillos longitudinales	**Husillos transversales**
Norma	DIN 103-1 (Rosca trapezoidal, ver Figura I-10)	
d_{ext}	30 $[mm]$	30 $[mm]$
d_r	23 $[mm]$	23 $[mm]$
d_m	26.5 $[mm]$	26.5 $[mm]$
2α	30 [°]	30 [°]
$l_{avance} = p$	6 $[mm]$	6 $[mm]$
f	0.2	0.2
S_y (AISI SAE 1045 Calibrado)	510 $[MPa]$	510 $[MPa]$
S_u (AISI SAE 1045 Calibrado)	610 $[MPa]$	610 $[MPa]$
E	200 $[GPa]$	200 $[GPa]$
C_{pandeo}	1.2	1.2
l_{pandeo}	436 $[mm]$	490 $[mm]$
n_t	7	8

Figura 64

Husillo de regulación y sus cargas externas para el diseño.



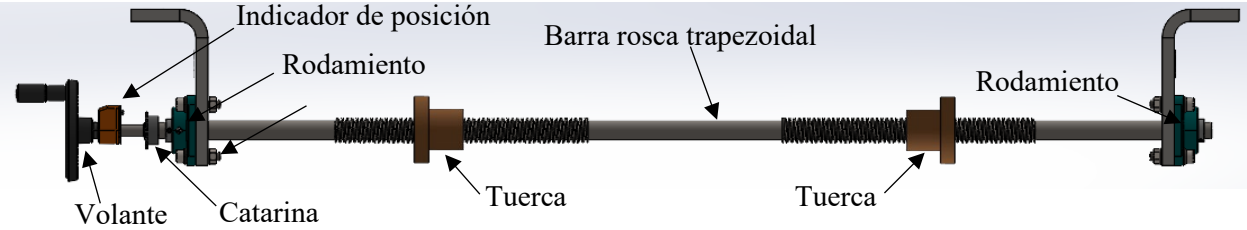
Nota. Husillos de regulación de la matriz de conformación. Elaborado en SolidWorks.

Las salidas del modelo de referencia (Modelo H.3.1.7), se pueden consultar en el Apéndice K, Sección K.5, Resultados K.5.2, Tabla K-13. Por otra parte, la Tabla K-14 muestra la descripción de los elementos seleccionados para los husillos longitudinales y transversales. La Figura 65

muestra la disposición axial de estos elementos para el caso del husillo transversal frontal.

Figura 65

Disposición axial de componentes en los husillos longitudinales



Nota. Disposición axial de los componentes del husillo lateral. Elaboración propia.

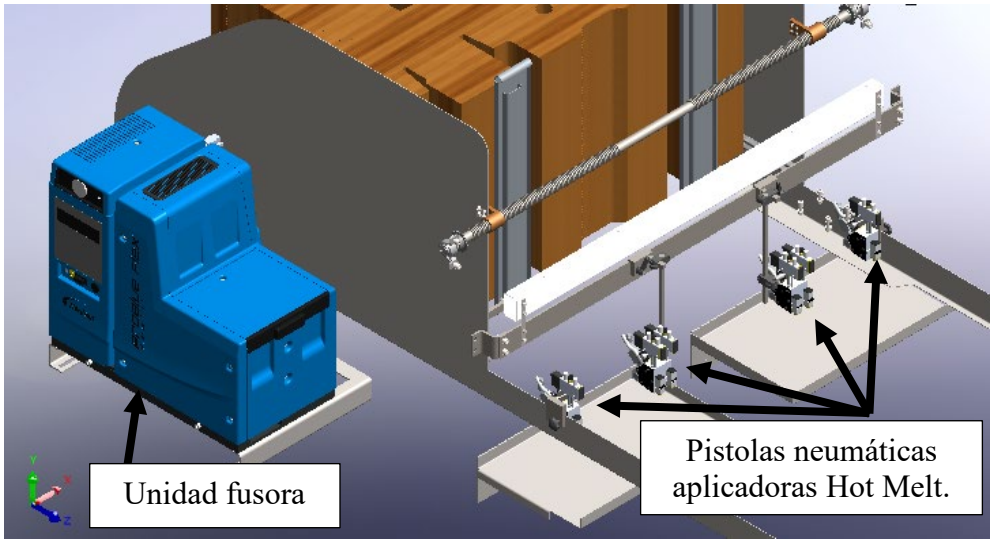
4.2.4.4. Configuración geométrica final del SFCC. La Figura K-18 y K-34 presenta la geometría final para el subsistema macho y la matriz de conformación, respectivamente.

4.2.5. Sistema de Dosificación 'Hot Melt' (SDHM)

A continuación, la Figura 66 presenta un esquema del SDMH. Se observa la unidad fusora, encargada de fundir y bombear el pegamento caliente (Hot Melt), a través de mangueras termorresistentes hacia las pistolas neumáticas encargadas de aplicar el pegamento a determinadas solapas de la plancha de cartón mientras ésta se desplaza hacia la zona de conformación.

Figura 66

Esquema 3D del Sistema de Dosificación Hot Melt

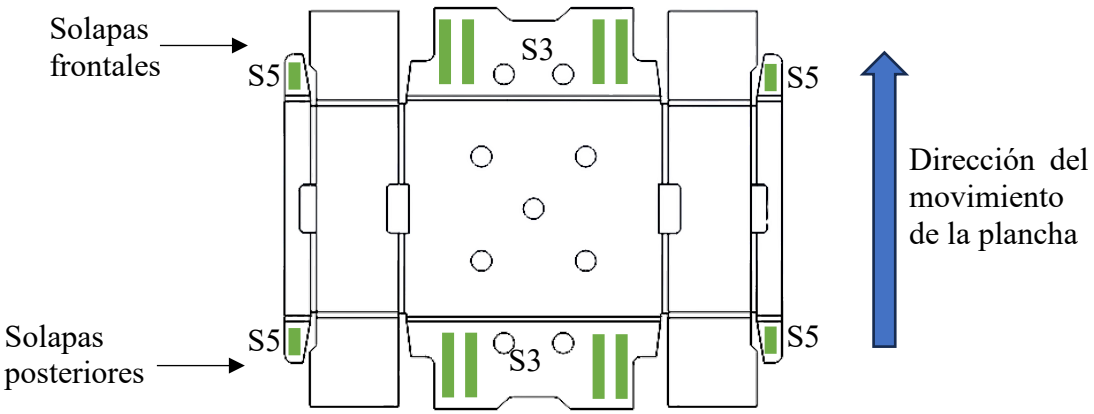


4.2.5.1. Ciclo de trabajo del sistema de pegamento caliente.

Las pistolas deben ser programadas para disparar pegamento caliente de acuerdo con la velocidad de la máquina y el tamaño de la plancha, de manera que el pegamento se aplique únicamente en las solapas que lo requieren, tal y como se muestra en la Figura 67 a continuación.

Figura 67

Zona de aplicación de pegamento caliente en las solapas S3 y S5.



Debido a que el servomotor que impulsa el empujador de la plancha en el SDMP posee un perfil de velocidad triangular para cualquier valor de T_{ciclo}, las expresiones que determinan la posición de la bandeja en cualquier instante de tiempo son:

Para $0 \leq t < 0.5\Delta t_{act}$: (48)

$$s = \frac{D_p \cdot \dot{\theta}_{máx}}{2\Delta t_{act}} \cdot t$$

Para $0.5\Delta t_{act} \leq t \leq \Delta t_{act}$:

$$s = -\frac{D_p}{2} \cdot \dot{\theta}_{máx} \cdot \left(\frac{t^2}{\Delta t_{act}} - 2t + \frac{\Delta t_{act}}{2} \right)$$

Donde:

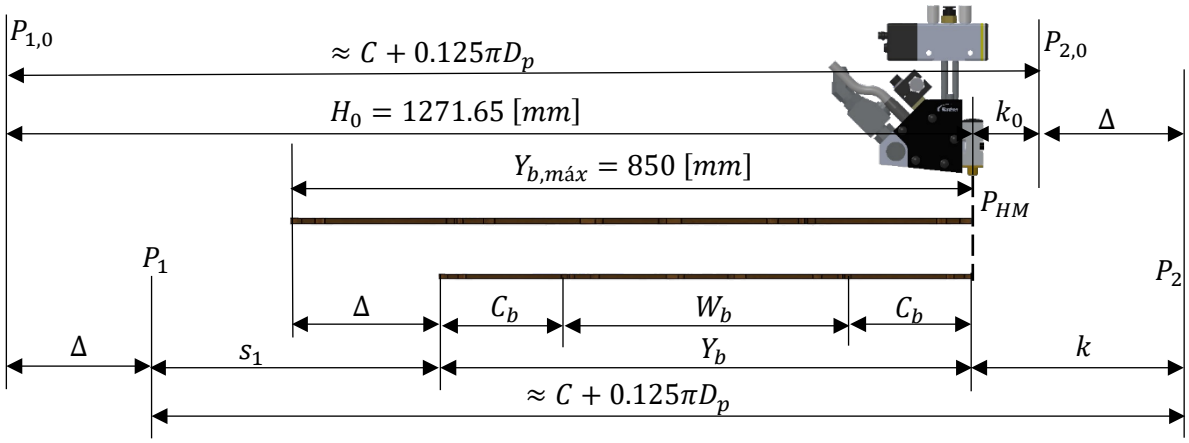
$$\dot{\theta}_{máx} = \frac{2\Delta\theta_{act}}{\Delta t_{act}}; \quad \Delta\theta_{act} = \frac{2C_{sp}}{D_p} + \frac{\pi}{4}; \quad \Delta t_{act} = 0.3T_{ciclo}$$

Donde $C_{sp} = 1362.075\ [mm]$ es la distancia entre centros de las catarinas y $D_p \cong 50.665\ [mm]$ es el diámetro de paso de ambas catarinas.

Por otra parte, la regulación del SDMP para ajustar al ancho Y_b de la plancha, el husillo debe desplazarse una distancia Δ en la dirección longitudinal de la máquina, de esta manera, el punto inicial P_1 y el punto final P_2 del empujador se desplazan dicha distancia. La Figura 68 muestra un esquema para calcular la distancia s_1 del empujador, en la cual se da inicio al proceso de aplicación del pegamento (para la solapa S3 frontal) para una plancha de cualquier tamaño.

Figura 68

Desplazamiento del empujador del SDMP para ajustarse al ancho Y_b de la plancha de cartón



En la figura anterior, H_0 representa la distancia más larga entre el punto $P_{1,0}$ y el punto de aplicación del pegamento P_{HM}. Por lo tanto, la distancia s_1 del empujador, viene dada por:

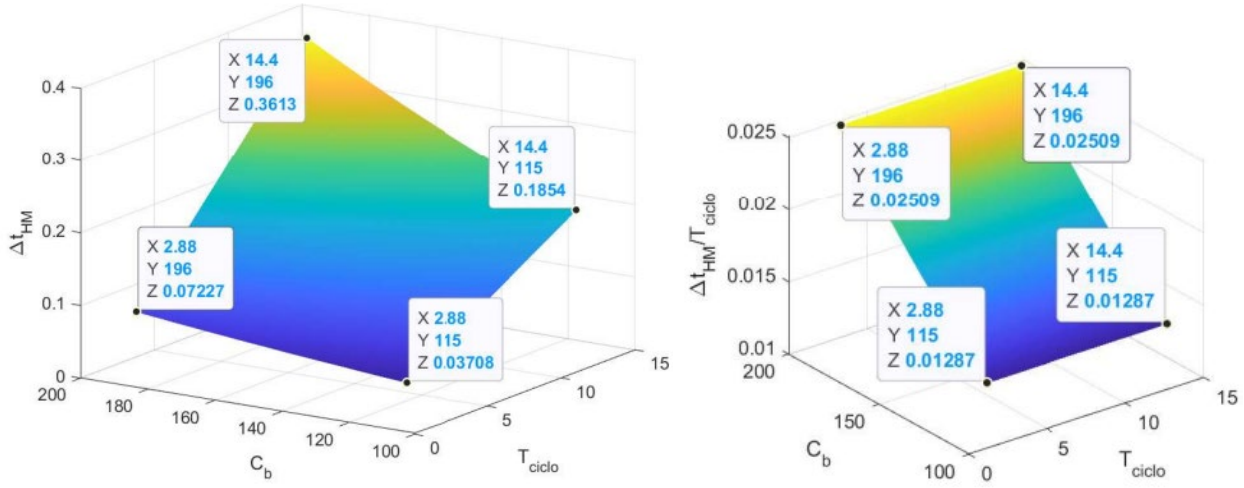
$$s_1 = H_0 - 0.5 \cdot \left(Y_{b,máx} + r_{YC} \cdot C_b\right); \quad r_{YC} \cong 4.34 \tag{49}$$

Donde C_b es la longitud de la solapa S3 y $r_{YC} = Y_b/C_b$ es la relación entre Y_b y C_b, la cual permanece constante para planchas de distinto tamaño. Se determina la porción de tiempo $\Delta t_{HM}/T_{ciclo}$ en la que se debe aplicar el pegamento a la solapa S3, siendo $\Delta t_{HM} = t_2 - t_1$ el intervalo de tiempo en el que

el aplicador realiza dicha acción, mientras la plancha se desplaza desde la posición s_1 hasta la posición $s_2 = s_1 + C_b$. La Figura 69 muestra la variación de Δt_{HM} y $\Delta t_{HM}/T_{ciclo}$ en función de C_b y de T_{ciclo}.

Figura 69

Intervalo Δt_{HM} y porción de tiempo $\Delta t_{HM}/T_{ciclo}$ para aplicar pegamento a la solapa S3 frontal.



Nota. Observe que mientras Δt_{HM} depende tanto de C_b como de T_{ciclo}, $\Delta t_{HM}/T_{ciclo}$ depende únicamente de C_b. Gráfica elaborada en Matlab.

Esta misma lógica se puede aplicar para calcular las porciones de tiempo que completan el ciclo de trabajo del sistema. La Tabla 28 presenta los valores de s_1 y s_2 correspondientes a cada caso.

Tabla 28

Valores de $\boldsymbol{s_1}$ y $\boldsymbol{s_2}$ para los disparos y tiempos de espera del ciclo de trabajo del SDHM

	Porción de tiempo	**Ecuación para s_1**	**Ecuación para s_2**
De espera para aplicar Hot Melt	S3 posterior y solapa S5 posterior	$s_1 = H_0 - 0.5 \cdot \left(Y_{b,máx} + r_{YC} \cdot C_b\right) + C_b$	$s_2 = s_1 + r_{YC} \cdot C_b / r_{YW}$
	S5 frontal	$s_1 = H_0 - 0.5 \cdot \left(Y_{b,máx} + r_{YC} \cdot C_b\right)$	$s_2 = s_1 + +C_b - r_{YC} \cdot C_b / r_{YE}$
Para aplicar	a la solapa S3 posterior	$s_1 = H_0 - 0.5 \cdot \left(Y_{b,máx} + r_{YC} \cdot C_b\right) + C_b + r_{YC} \cdot C_b / r_{YW}$	$s_2 = s_1 + r_{YC} \cdot C_b / r_{YW} + C_b$

Hot Melt	a la solapa S5 posterior	$s_1 = H_0 - 0.5 \cdot \left(Y_{b,máx} + r_{YC} \cdot C_b\right) + C_b + r_{YC} \cdot C_b / r_{YW}$	$s_2 = s_1 + r_{YC} \cdot C_b / r_{YW} + r_{YC} \cdot C_b / r_{YE}$

Nota. Reemplazar en las ecuaciones $r_{YW} = Y_b / W_b = 1.82$ y $r_{YE} = Y_b / E_b = 8.5$.

4.2.5.2. Dimensionamiento, especificación y selección de los componentes del SDHM

Para este sistema se consultaron dos empresas que cuentan con sede en Colombia, las cuales ofrecieron las siguientes soluciones listadas en la Tabla 29.

Tabla 29

Soluciones disponibles en el mercado para el sistema de dosificación de pegamento caliente

Empresa	Solución	Precio
Nordson	Tanque ProBlue Flex + 4 mangueras automáticas + 2 aplicadores de MiniBlue de 2 módulos + 2 aplicadores + MiniBlue de 1 modulo	34.360 USD
Valco Melton	Tanque NC8 MELT UNIT+ 4 mangueras automáticas + 4 aplicadores de pegamento	16.140 USD

Nota. Se obtuvieron a través de cotizaciones de las empresas Nordson y Valco Melton.

Se escogió la solución ofrecida por Valco Melton, debido a que ésta tiene la misma funcionalidad a un menor precio que la ofrecida por empresa Nordson. La Tabla K-15 del Apéndice K, Sección K.6, Resultados K.6.2 presenta las características de los equipos ofrecidos por la empresa Valco Melton.

Dimensionamiento de la estructura que soporta las pistolas y la unidad fusora: Se realizaron las respectivas simulaciones estáticas, en donde se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 11 para la estructura de las pistolas, y de 3.2 para la estructura de la unidad fusora. De igual, forma se comprobaron satisfactoriamente las conexiones apernadas. Esta información se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.6, Resultados K.6.1, Figuras K-35 a K-40.

4.2.5.3. Configuración geométrica final del SDHM. La Figura K-41 presenta dibujos 3D

de la unidad fusora y de las pistolas de pegamento caliente seleccionadas.

4.2.6. Sistema de Generación y Distribución de Aire Comprimido (SGDAC)

4.2.6.1. Diseño del circuito neumático. El diagrama del circuito neumático para la máquina se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.7, Resultados K.7.1, Figura K-41. En él se observan los ocho cilindros y los dos actuadores de giro del SFCC, los cuatro aplicadores de pegamento caliente del SDHM, el cilindro guiado y las cuatro ventosas del SDOMP.

4.2.6.2. Presión de trabajo del sistema. Para los cilindros, el actuador de giro y las pistolas de pegamento es de $0.6\ [MPa]$, para el para sistema de vacío es de $0.4\ [MPa]$ sin embargo, se suele estimar pérdidas de presión en las líneas y accesorios de la red de alrededor del 20%, lo que implicaría adquirir un compresor de por lo menos $0.8\ [MPa]$ o $8\ [bar]$.

4.2.6.3. Consumo de aire de la red en condiciones normales. Los valores de caudal expresados de $[N\ L/min]$ se refieren al caudal de aire sin presión a las condiciones normales, cuyos valores son $273.15\ [°K]$, $0\ [\%]$ de humedad relativa y $1\ [bar]$.

4.2.6.3.1. Consumo de aire de los cilindros neumáticos. Cada uno de los cuatro cilindros plegadores de la solapa S5 consume $2.82\ [N\ L/min]$ y cada uno de los cuatro cilindros del tope inferior consume $0.62[N\ L/min]$ (apartado 4.2.4.3.3.) Para el cilindro guiado del SDOMP, cuyo diámetro es de $25\ [mm]$ con diámetro de vástago de $10\ [mm]$ y carrera de $150\ [mm]$, es:

$$\frac{\pi}{4}(2 \cdot 0.025[m]^2 - 0.01[m]^2) \cdot 0.15[m] \cdot \frac{1000\ [L]}{1\ [m^3]} \cdot 20.83 \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{m}in}\right] \cdot 6 = 16.93\ [N\ L/min]$$

Por lo tanto, el consumo total de todos los cilindros es de: $30\ [N\ L/min]$.

4.2.6.3.2. Consumo de aire del actuador de giro neumático. Cada uno de los dos actuadores, posee en un volumen interior de $281\ [cm^3]$, por lo cual, el consumo total es:

$$2 \cdot 281 \cdot 10^{-6} \left[\frac{m^3}{caja}\right] \cdot 20.83 \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{min}}\right] \cdot \frac{0.6\ [MPa]}{0.1\ [MPa]} \cdot \frac{1000\ [L]}{1\ [m^3]} = 70.23\ [N\ L/min]$$

4.2.6.3.3. Consumo de aire del sistema de vacío. El consumo de aire es de $65\ [NL/min]$ (incluidas las fugas de $2\ [N\ L/min]$ en cada una de las cuatro ventosas, apartado 4.2.2.3.1.).

4.2.6.3.4. Consumo de aire del sistema de dosificación Hot Melt. De acuerdo con el fabricante, cada orificio de un aplicador de pegamento caliente, poseen un consumo máximo de aire de $100\ [N\ L/min]$ (mayor intermitencia). Sin embargo, este dato supone un uso constante de la pistola, por lo que, en base al análisis del ciclo de trabajo del SDHM (apartado 4.2.5.1.), si suponemos que las pistolas se mantienen dosificando pegamento durante todo el recorrido de la plancha por debajo de la pistola (siendo conservadores), entonces, para la plancha más grande, la porción de tiempo es de $0.1228 \cdot T_{ciclo}$ (con $s_1 = H_0 - Y_{b,máx}$ y $s_2 = H_0$). Por lo cual, para el ciclo más rápido ($T_{ciclo} = 2.88\ [s/ciclo]$), el consumo de aire de cada orificio se reduce a $0.589\ [N\ L/min]$, obteniendo un total de $3.54\ [N\ L/min]$ para las cuatro pistolas (6 orificios).

4.2.6.3.5. Consumo total de aire de la red. Al sumar todos los valores anteriores, se obtiene un total de $239.69\ [N\ L/min]$, si consideramos un aumento del 15% por fugas de aire en accesorios, tuberías, conexiones y actuadores, y posibles ampliaciones, se obtiene $275.64\ [N\ L/min]$. Sin embargo, este valor supone que todos los dispositivos se utilizan al mismo tiempo.

4.2.6.4. Selección de los componentes del sistema. De acuerdo con lo anterior, las herramientas en línea SMC, nos permiten realizar una selección de los componentes del circuito.

4.2.6.4.1. Tanque o depósito de aire comprimido. La selección del depósito de aire se realizó mediante el software 'Selector de depósitos de aire comprimido[2]' de la empresa SMC en

[2] Para acceder al software, consultar el siguiente enlace: https://www.smc.eu/es-es/productos/herramientas-

base a la presión de trabajo establecida al consumo individual de cada dispositivo dentro de su ciclo de trabajo. El procedimiento los resultados de la selección se pueden consultar en el Apéndice K, Sección K.7, Resultados K.7.2, Figuras K-43 y K-44, Tabla K-16.

4.2.6.4.2. Compresor de aire para la red. La selección se realiza en base a la presión de trabajo de 0.8 $[MPa] = 8\ [bar]$, y al caudal de suministro establecido $Q_{alim,N} = 107\ [N\ L/min]$ (Figura K-44). El caudal FAD correspondiente a las condiciones típicas de Bucaramanga (25 $[°C]$, 1.9065 $[bar]$ $y\ HR = 65\ [\%]$) es:

$$Q_{alim,FAD} = Q_{alim,N} \cdot 1.9065 \cdot \frac{298.15}{273.15} = 222.67\ [FAD\ L/min] = 0.003711\ [FAD\ m^3/s]$$

$$= 7.863\ [FAD\ cfm]$$

Potencia requerida por el compresor: para un proceso politrópico con $n = 1.35$ (valor típico para compresores pequeños refrigerados por aire), se tiene que:

$$Pot_{comp} = p_1 \cdot Q_{alim,FAD} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \quad (50)$$

Donde $p_1 = 190.65\ [kPa]$ es la presión del aire atmosférico de las condiciones locales y $p_2 = 800\ [kPa]$ es la presión requerida por la compresión. Al reemplazar los valores, se obtiene: $Pot_{comp} \cong 1.23kW \approx 1.65\ [HP] = 1.67\ [CV]$. A partir del catálogo 'Q-25 Series Reciprocating Air Compressors' de la empresa Quincy Compressor (Quincy, 2018), se selecciónó el compresor descrito en el Apéndice K, Sección K.7, Resultados K.7.2, Tabla K-17.

4.2.6.4.3. Unidad FRL. De acuerdo con las condiciones operativas del sistema, se requiere de una calidad de aire estándar ISO 8573-1:2010[4:7:2], se selecciona la Unidad FRL (Filtro

de-ingenieria/air_tank_sizing_software

Regulador, Lubricador) con ayuda del 'Selector de unidades de mantenimiento neumáticas[3]' de la empresa SMC. Los resultados de la selección se presentan en la Tabla K-18 y Figura K-46.

4.2.6.4.4. Racores y mangueras de la red. La Tabla K19 presenta un listado de los racores y mangueras seleccionados para las conexiones de la red. Todos los racores se seleccionaron de la serie de conexiones flexibles de uso genera KQ2 y la tubería de la serie de Nylon flexible TS.

4.2.6.4.5. Electroválvulas del sistema.

Electroválvulas de 3 vías: La Tabla K-20 presenta las características de las válvulas seleccionadas para la línea principal y para pilotar la acción de las pistolas de pegamento HotMelt. La Figura K-47 muestra el dibujo 3D correspondiente.

Bloque de electroválvulas de 5 vías: La Tabla K21 presenta las características del bloque de electroválvulas seleccionado para pilotar la acción de los cilindros neumáticos y el actuador de giro. La Figura K-48 muestra el dibujo 3D correspondiente.

4.2.7. Sistema Eléctrico, de Control y de Interacción con el Usuario (SECIU)

El sistema debe incluir el algoritmo de control y la selección del controlador, así como el diseño del cuadro eléctrico y de maniobra, la instalación de interruptores, alarmas, y demás componentes del circuito de seguridad, inclusive el diseño e implementación de la hombre-máquina (HMI). El diagrama GRAFCET realizado se puede consultar en el Apéndice K, Sección K.8, Figura K-49. El diagrama se basa en el ciclo de trabajo (representado por temporizadores) de todos los actuadores de la máquina, incluyendo los servomotores, y los actuadores neumáticos, así como en las entradas de sensores que se identifican en la Figura K-50, las salidas de actuación que

[3] Para acceder al software, consultar el siguiente enlace: https://www.smc.eu/es-es/productos/herramientas-de-ingenieria/air_treatment_unit_selector

se describen en la Tabla K-22

4.2.8. Sistema Estructural – Bastidor (SEB)

Este sistema no solo incluye la estructura del bastidor que soporta todos los sistemas y componentes de la máquina, sino también los elementos que se mencionan a continuación:

Elementos de seguridad ante factores externos: resguardos de proyección, canales para cable eléctricos; y para mangueras neumáticas y de pegamento caliente.

Elementos para el transporte de la máquina: cáncamos para eslingas y ruedas industriales.

En el Apéndice K, Sección K.9, Figura K-51 se muestra un esquema de únicamente la estructura (sin resguardos) realizada con tubería estructural rectangular ASTM A500 Grado C.

4.3. Configuración final de la máquina formadora de cajas

4.3.1. Configuración geométrica final del diseño propuesto

En el Apéndice L, Sección L.1, Figura L-1 y L-2 se presenta un dibujo 3D de la máquina formadora de cajas de cartón corrugado, bautizada TFM-01.

4.3.2. Especificaciones generales de la máquina formadora de cajas de cartón

En el Apéndice L, Sección L.2, Tabla L-1 se presenta una ficha técnica con las especificaciones generales del diseño propuesto para la máquina formadora de cajas TFM-01

4.3.3. Planos de fabricación

Los planos de montaje de la máquina se pueden consultar en el Apéndice O.

5. Análisis de criticidad y Análisis de Modos y Efectos de Falla (AMEF)

En el presente análisis se pretende establecer las bases para realizar un plan de mantenimiento preventivo adecuado para la máquina. El análisis de criticidad se realizó teniendo

en cuenta los subsistemas de la máquina, con el fin de establecer los más críticos. El análisis de modos y efectos de falla (AMEF) se realizó para los componentes de los subsistemas más críticos. El procedimiento llevado a cabo y los resultados obtenidos para cada análisis se puede consultar en el Apéndice M, Sección M.1 y Sección M.2. Las recomendaciones propuestas para el mantenimiento y montaje de subsistemas y componentes se detallan en la Sección M.3.

6. Análisis de costos y viabilidad del proyecto de diseño

6.1. Costos relativos al proyecto de diseño y construcción de la máquina

La lista completa de los costos se puede consultar en el Apéndice N, Sección N.1

6.1.1. Costo del desarrollo intelectual

La empresa Orange Export S.A.S pagó por el diseño de la Maquina Formadora de Cajas de Cartón a los autores un total de $ 4’500.000.

6.1.2. Costo de adquisición de materiales y fabricación de piezas

Los materiales para fabricación de piezas y proveedores se pueden consultar en Apéndice H, sección H.1, Tabla H-1 a H-4. La Figura M-2 (Apéndice M) presenta los costos de los materiales de cada sistema de acuerdo con el volumen total de láminas, placas, barras y tubería.

El costo total de la materia prima para fabricación de piezas es de $ 4’3420135. Sin embargo, se prevé una pérdida de material del 50% en volumen debido al arranque de viruta en los procesos de fresado y mecanizado CNC. En este sentido, se debe adquirir el doble del volumen planteado, obteniendo un total de $ 8’684.270.

La hora de mecanizado CNC en la empresa Metalmecánica Torfres S.A.S tiene un valor de $ 80.000. Se estima que este proceso tendrá una duración de dos meses. Si se tiene en cuenta

un aumento del 15% por adquisición de herramientas y equipos especiales para la manufactura, el costo total de manufactura es $ 44.160.000.

6.1.3. Costo de adquisición de componentes y equipos

Se obtuvo una cotización por valor de $ 101’601.510 sobre los componentes prefabricados o de norma, incluyendo tornillería, componentes de transmisión de potencia, componentes de neumática y el sistema de aplicación de cola caliente (Hot Melt), este último cotizado con la empresa Valco Melton. En las Figuras M3 a M5 (Apéndice M) se especifican las piezas y sus valores por sistema.

6.1.4. Costo de montaje y puesta en marcha

Se estima que la mano de obra para el proceso de montaje y puesta en marcha tendrá un costo de $ 9.926.000, teniendo en cuenta que se realizará con 4 trabajadores durante un mes (8 horas diarias). Se decide aumentar este valor en un 100% debido a los costos de adquisición de tecnologías especializadas, por lo tanto, el costo total se estima en $ 19’852.000.

6.1.5. Costo de traslado e instalación en planta

El costo de traslado desde la empresa Metalmecánica Torfres S.A.S, ubicada en el centro de Bucaramanga (donde se realizará el montaje de la máquina) hasta la Zona Franca de Santander es de $ 410.000 al realizarse con la empresa AS TRANSPORTES. Además, el alquiler de la grúa para el cargue y descargue es de $ 450.000 con la empresa Grúas, Montacargas y Movimientos de Santander S.A.S, dando un valor total de cargue, traslado y descargue de $ 860.000.

6.1.6. Costo de capacitación de los operarios de la máquina

La capacitación al personal tendrá un valor de $480.000, mediante un curso de operación de la máquina con una duración de 6 horas. En este curso se incluye la enseñanza de la configuración de los parámetros de operación de la máquina, el ciclo de realimentación de las

planchas de acuerdo con su velocidad de funcionamiento, las recomendaciones de mantenimiento, el montaje y desmontaje de componentes, las alarmas del sistema y su significado, entre otros.

6.1.7. Costo total de la adquisición de la máquina formadora de cajas de cartón

En la Tabla 30 se describen los costos asociados a la adquisición de la máquina.

Tabla 30

Detalle del costo total de la máquina

	Ítem	Costo
Desarrollo intelectual	Pago al estudiante diseñador	$ 4.500.000
Fabricación	Adquisición de materia prima	$ 8.684.270
	Mecanizado CNC	$ 38.400.000
	Adquisición de herramientas y equipos especiales	$ 5.760.000
Adquisición de componentes y equipo	Elementos de sujeción	$ 371.260
	Elementos de transmisión	$ 14.307.850
	Elementos Hot Melt	$ 60.000.000
	Elementos Neumáticos	$ 26.922.400
Montaje y puesta en marcha	Mano de obra	$ 9.926.000
	Puesta en marcha y adquisición de herramientas	$ 9.926.000
Traslado e instalación	Traslado	$ 410.000
	Alquiler de grúa	$ 450.000
Capacitación	Curso de operación de la máquina	$ 480.000
VALOR TOTAL DE ADQUISICIÓN DE LA MÁQUINA		$ 180.137.780

6.2. Precios en el mercado - Benchmarking

En la Tabla 31 se comparan de los precios y cantidad de cajas formadas por hora de máquinas con capacidad y funcionalidad similares a la descrita en este documento. Los precios incluyen el transporte desde sitio de fabricación a la empresa, la instalación, puesta en marcha y capacitación.

Tabla 31

Precios de máquinas similares disponibles en el mercado

Empresa	Máquina	Cajas/hora	Precio (COP)

Diseño propuesto	TFM-01	1250	$ 180.137.780
BOIX	Q1800	1800	$ 302.568.457
SACMI	TF12	1200	$ 163.677.514
Tamegar	Altair C2-R	1500	$ 247.101.100

Se observa un precio que podría entrar en competencia en el mercado. Sin embargo, para determinar la viabilidad comercial de la máquina, es necesario realizar un análisis de mercados y financiero con mayor profundidad.

A partir de la figura se establecen los siguientes parámetros económicos:

Costo del pago del pago a los operarios: se determinó que el costo actual de pagar un solo trabajador, teniendo en cuenta el salario mínimo legal vigente con todas las contribuciones, prestaciones y auxilios económicos posibles (transporte, salud, pensión ARL, cesantías, prima, vacaciones), cuyo valor es de $S_b = 27.196.000\ COP$ al año (ver Apéndice N, Sección N.2, Tabla M-1). Por otra parte, en base a la tendencia de los últimos tres años, se considera un aumento salarial anual del $i_s = 10\ [\%]$. El costo del pago de un trabajador, S_{nt}, para cualquier año, t, es:

$$S_{nt} = S_{nb} \cdot (1 + i_s)^t \tag{51}$$

6.3. Viabilidad del proyecto.

A continuación, la Figura 70 presenta la línea de vida económica del proyecto de adquisición y puesta en marcha de la máquina en la empresa exportadora de limones.

Ingresos por salario de operarios: representa los ingresos por los salarios de los operarios que realizarían la labor de formado de cajas de forma manual en caso de no adquirir la máquina del presente proyecto (siendo un ahorro para la empresa). Estos ingresos se determinan así:

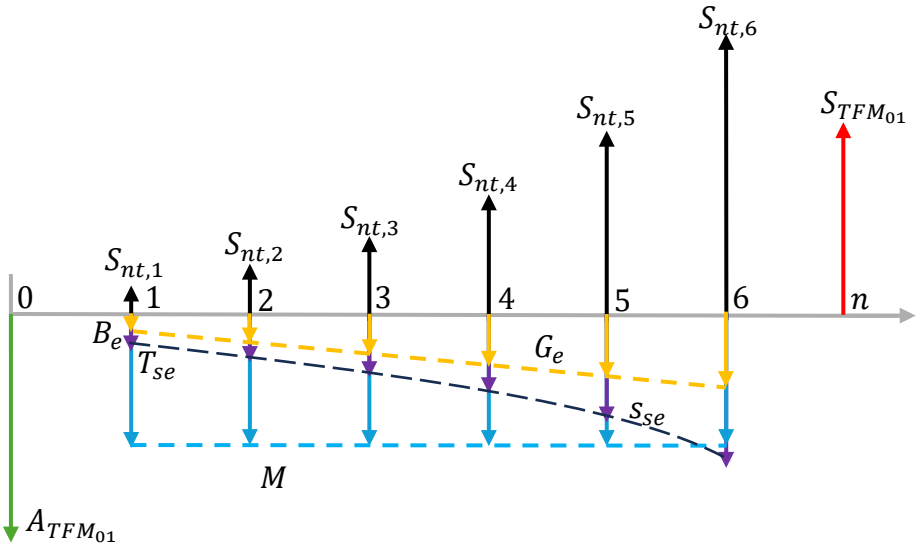
$$S_{si}(t) = S_{nt} \cdot n_t; \quad n_t = \frac{19}{n-1}(t-1) + 5 \tag{52}$$

Donde n_t representa el número de trabajadores en un determinado año t (se considera un

aumento lineal del personal, al suponer un aumento lineal de la producción desde 2080 $[cajas/día]$ (5 operarios) hasta 10000 $[cajas/días]$ (24 operarios) en un plazo de n años a partir de la adquisición de la máquina.

Figura 70

Línea de vida económica del proyecto de adquisición de la máquina formadora de cajas



Gradiente geométrico de los egresos por salario de operarios: representa los egresos de los operarios que deben operar la máquina. Como se mencionó en el apartado 4.2.1.2., la cantidad de operarios de la máquina depende de la frecuencia de realimentación de planchas, requiriendo entre 1 a 3 operarios, de acuerdo con la velocidad de operación y el tamaño de las planchas. En este caso, se asume un valor constante de 3 operarios. Por lo tanto, en base al costo del pago de un trabajador S_{nt} (ecuación 51), se obtiene el valor base T_{se} y la tasa geométrica, s_{se}:

$$T_{se} = 3S_{nb} \tag{53}$$

$$s_{se} = i_s$$

Valor de salvamento, S_{TFM01}: representa el valor de la máquina a los n años a partir de la adquisición de la máquina. Se utilizó el método de la suma de dígitos de los años para calcular la

depreciación anual de la máquina (no lineal), en donde se asumió una vida útil de la máquina de $n_{dev} = 30\ [años]$ (suponiendo un mantenimiento constante).

$$S_{TFM_{01}} = A_{TFM_{01}} - \frac{2A}{n_{dev}(n_{dev}+1)} \cdot \sum_{j=1}^{n} (n_{dev} + 1 - j) \tag{54}$$

Donde $A_{TFM_{01}} = 180.137.780\ COP$ es el costo de adquisición de la máquina.

Costos anuales por mantenimiento y adquisición de pellets de pegamento (M): se sume un valor del 10 [%] del costo de adquisición de la máquina: $M = 0{,}1 A_{TFM_{01}}$.

Gradiente aritmético de egresos por pago de electricidad, G_e: según el tarifario de energía eléctrica publicado por la ESSA, y regulado por la Comisión de Regulación de Energía y Gas (CREG), el costo actual de la energía eléctrica en Colombia es de 1.104,14 $[COP/kWh]$ para la zona industrial y comercial con contribución, nivel IV, sector no residencial (ESSA, 2024). Por otra, parte, en base a los últimos dos años, se promedió un aumento anual de 170 COP/kWh. Por lo cual se obtiene el valor base B_e y el gradiente aritmético, G_e:

$$B_e = 1104.14\ \left[\frac{COP}{kWh}\right] \cdot Pot_{TFM01} \cdot 2920\ \left[\frac{h}{año}\right] \tag{55}$$

$$G_e = 170 \left[\frac{COP}{kWh}\right] \cdot Pot_{TFM01} \cdot 2920\ \left[\frac{h}{año}\right]$$

Donde $Pot_{TFM01}\ [kW] = 12\ [kW]$ es el valor de la potencia eléctrica consumida por la máquina (ver apartado 4.2.7.)

Finalmente, se utiliza el criterio de Valor Presente Neto (VPN) para calcular la Tasa Interna de Retorno, TIR, del presente proyecto, a continuación, se presenta la ecuación del análisis:

$$VPN_{ingresos} = VPN_{egresos} \tag{56}$$

$$VPN_{ingresos} = VPN_{S_{TFM01}} + VPN_{S_{se}}$$

$$VPN_{S_{TFM01}} = \left[A_{TFM_{01}} - A_{TFM_{01}} \cdot \sum_{j=1}^{n} \frac{2(n_{dev} + 1 - j)}{n_{dev}(n_{dev} + 1)} \right] \cdot \left[\frac{1}{(1+i)^n} \right]$$

$$VPN_{S_{se}} = \sum_{j=1}^{n} \left\{ \frac{1}{(1+i)^j} \cdot \left[\frac{19}{n-1} \cdot (j-1) + 5 \right] \cdot S_b \cdot (1+i_s)^j \right\}$$

$$VPN_{egresos} = VPN_A + VPN_M + VPN_e + VPN_{se}$$

$$VPN_A = A_{TFM_{01}}; \quad VPN_M = M \cdot \left[\frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right];$$

$$VPN_e = \left\{ B_e + G_e \left(\frac{(1+i)^n - 1 - ni}{i(1+i)^n - i} \right) \right\} \cdot \left[\frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right];$$

$$VPN_{se} = 3S_{nb} \left\{ \frac{\left(\frac{1+s_{se}}{1+i} \right)^n - 1}{(s_{se} - i)} \right\}$$

Al resolver la ecuación anterior, para $n = 20\ [años]$, se determina una tasa de $i = TIR = 50.54\ [\%]$ lo cual representa una gran rentabilidad para la empresa. Es decir, en este caso se supuso que la empresa alcanzará una producción de $10000\ [cajas/día]$ de forma lineal en un plazo de $20\ [años]$ partiendo desde la producción actual de $2080\ [cajas/día]$. Por otra parte, en el supuesto caso de que la empresa mantenga su producción actual, la empresa recuperaría su inversión al cabo de $12.5\ [años]$ ($TIR = 0$), y tendría ganancias a partir de ese punto.

7. Conclusiones

1. La estructuración del diseño, que incluyó el marco teórico, la definición de requisitos y el análisis funcional, fue fundamental para la formulación de un diseño conceptual sólido, en el cual se realizó un análisis exhaustivo de alternativas y una valoración cuidadosa de

conceptos, lo que permitió a su vez seleccionar una configuración mecánica adecuada que cumple con los requisitos de funcionalidad, simplicidad y facilidad de mantenimiento. La alternativa seleccionada no sólo cuenta con tecnología avanzada, como sistemas electroneumáticos y servomotores de alta precisión, sino que también cuenta con un diseño modular y flexible, permitiendo al mismo tiempo, el cambio de tamaños y tipos bandejas de cartón corrugado.

2. El modelado en detalle demostró la viabilidad técnica del diseño propuesto, con un enfoque sistemático basado en la optimización del diseño de elementos a partir de la selección de sus materiales y de su geometría, mediante modelos matemáticos con resolución asistida por computador. El uso software CAD permitió establecer los ajustes y tolerancia adecuados para la configuración geométrica deseada. El uso de software CAE permitió determinar los factores de seguridad adecuados para las piezas de la máquina, así como un dimensionamiento y selección de componentes/dispositivos prefabricados basados en estándares de calidad y garantía técnica.
3. Por otra parte, el dimensionamiento de elementos y componentes se determinó no solo a partir de las cargas generadas por el peso de sus elementos aledaños, sino también en las cargas externas que los elementos deben soportar para vencer el torque resistente de plegado de las solapas de la bandeja. Por lo cual, fue necesario realizar una prueba de plegado que permitiera relacionar dicho torque con parámetros geométricos y de plegado, como la longitud de la línea de hendido de la solapa, el espesor de la plancha y el ángulo de plegado. También fue necesario establecer modelos dinámicos bidimensionales y tridimensionales para el plegado de dichas solapas. Esto permitió un dimensionamiento preciso basado en las cargas reales que soportan los elementos y componentes.

4. El análisis para la gestión de mantenimiento identificó los subsistemas críticos y estableció recomendaciones específicas para realizar a futuro un plan de mantenimiento preventivo, asegurando la operación segura y eficiente de la máquina a lo largo del tiempo. De igual forma, el diseño robusto de algunos elementos permite alargar su vida útil, lo que minimiza las operaciones de mantenimiento.
5. El análisis de costos demostró la viabilidad económica del proyecto para la empresa, con costo total del proyecto de 180 millones de pesos, que está dentro de la meta de costo establecida. Además, se obtuvo un TIR de 50.5% asumiendo un aumento en la producción que podría llegar a las 1250 cajas por hora, lo que indica que la inversión en la máquina sería rentable a largo plazo, permitiendo a la empresa avanzar en sus objetivos de crecimiento y competitividad en el mercado internacional. Esto podría servir como referencia para otras empresas del sector que buscan tecnificar sus procesos de embalaje y exportación. Por su parte, el diseño orientado a la manufactura facilita la fabricación y reducción de costos, al seleccionar proveedores locales y nacionales.
6. Finalmente, el presente proyecto de diseño contribuye al sector académico al ofrecer un caso de estudio detallado sobre el diseño de este tipo de máquinas para embalaje de cítricos, permitiendo futuras investigaciones y desarrollos en el campo. De igual manera, el proyecto representa un avance significativo en la tecnificación y mejora de procesos en el sector de embalaje en Colombia, ya que, en la actualidad, no se cuenta con fabricantes de estas máquinas en el país.

Referencias Bibliográficas

Aboura, Z., Talbi, N., Allaoui, S., & Benzeggagh, M. L. (2004). Elastic behavios of corrugated cardboard: Experiments and modeling. *Composite Structure*, *63*, 53-62. https://doi.org/10.1016/S0263-8223(03)00131-4

Alguero, M. O. (2022, mayo 10). *Así exporta Santander limón Tahití, sus 'esmeraldas cítricas', a Europa*. www.vanguardia.com. https://www.vanguardia.com/economia/local/asi-exporta-santander-limon-tahiti-sus-esmeraldas-citricas-a-europa-BH5180751

Askeland, D. R., & Wright, W. J. (2016). *Ciencia e ingeniería de materiales* (Séptima). Cengage Learning Editores S.A.

Beer, F. P., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2012). *Mechanics of materials* (Sixth). McGraw-Hill.

Beer, F. P., Johnston, E. R., Mazurek, D. F., & Cornwell, P. J. (2013). *Vector Mechanics for Engineers* (Tenth). McGraw-Hill.

Boix-Jaén, J. (2004). *Dispositivo para la conformación y armado de cajas de cartón* (Oficina Española de Patentes y Marcas Patent ES 2179739).

Bolton, W. (2017). *Mecatrónica. Sistemas de Control Electrónico en Ingeniería Mecánica y Eléctronica. Un enfoque multidisciplinario* (6.ª ed.). Alfaomega.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8.ª ed.). McGraw-Hill.

Carnicer-Royo, E. (1994). *Aire Comprimido*. Paraninfo S.A.

Coffin, D., & Nygards, M. (2017). Creasing and Folding. *Advances in Pulp and Paper Research*, 69-136. https://doi.org/10.15376/frc.2017.1.69.

Electrificadora de Santander. (2024). *Tarifas del mercado regulado de enero 2024*.

En Santander, alianza entre el ICA, la Gobernación, Asohofrucol, Agrosavia y productores por la citricultura de la región. (2021). Portal Corporativo ICA. https://www.ica.gov.co/noticias/gran-alianza-ica-autoridades-gremios-santander

Gómez, N. (2023, enero 19). *El auge de la exportación de cítricos y la necesidad de tecnificación: El paso decisivo hacia la competitividad.* ANeIA. https://aneia.uniandes.edu.co/el-auge-de-la-exportacion-de-citricos-y-la-necesidad-de-tecnificacion-el-paso-decisivo-hacia-la-competitividad/

Groover, M. P. (2010). *Fundamentals of Modern Manufacturing. Materials, Processes, and Systems* (Fourth). John Wiley & Sons, Inc.

Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de máquinas* (Primera Edición). McGraw-Hill.

HepcoMotion. (2022). *GV3 Sistema lineal de guiado y transmisión*. https://www.hepcomotion.com/es/wp-content/uploads/sites/4/2021/11/Spanish-GV3-Catalogue-2023.pdf

Hoerner, L. A. (1965). *Fluid-Dynamic Drag*.

Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo. (2003). *Manipulación manual de cargas*. Ministerio de trabajo e inmigración. https://www.insst.es/documents/94886/203536/Gu%C3%ADa+t%C3%A9cnica+para+la+evaluaci%C3%B3n+y+prevenci%C3%B3n+de+los+riesgos+relativos+a+la+Manipulaci%C3%B3n+manual+de+cargas.pdf/ea346e94-dcda-4523-8b24-dbb474f9c0eb?t=1528212651773

Majumdar, S. R. (1998). *Sistemas neumáticos. Principios y mantenimiento.* (Primera). McGraw-

Hill.

Montes-Máximo, E. E. (2016). *Propuesta de diseño de una máquina formadora de cajas de cartón* [Universidad Nacional Autónoma de México]. http://132.248.9.195/ptd2016/noviembre/0753589/0753589.pdf

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Pearson Education).

Murcia, J. D. (2023). *Conozca los cinco productos agroexportables en los que debería invertir durante 2023 | Agronegocios.co*. AGRONEGOCIOS. https://www.agronegocios.co/agricultura/conozca-los-cinco-productos-agroexportables-en-los-que-deberia-invertir-durante-2023-3558975

Norton, R. L. (2011). *Design of Machiney. An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines.* (Quinta). McGraw-Hill.

Olivera-Apaza, E. A. (2019). *Diseño de un sistema de conformado de cajas de cartón para frutas para una máquina formadora de 2700 cajas/hora*. Universidad Católica de Santa María.

Portafolio. (2024). Esto le costará a una empresa contratar a un trabajador que gana el mínimo en 2024. *Portafolio.co*. https://www.portafolio.co/economia/finanzas/salario-minimo-2024-cuanto-le-costara-a-un-empleador-contratar-a-un-trabajador-que-gane-este-sueldo-595203

Salazar-Castellanos, D. (2023, enero 23). *Los 6 productos del campo colombiano que podrían brillar en exportaciones en 2023*. Bloomberg Línea. https://www.bloomberglinea.com/2023/01/23/los-6-productos-del-campo-colombiano-que-podrian-brillar-en-exportaciones-en-2023/

Serrano, N. (2009). *Neumática práctica*. Paraninfo S.A.

SIEMENS. (2023). *SIMOTICS S-1FG1 Servo geared motors*.

https://support.industry.siemens.com/dl/files/093/109747093/att_1162647/v1/motion-control-D41-complete--English-02-2023.pdf#page=1

SKF. (2013). *SKF spherical plain bearings and rod ends*. SKF Group. https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680154a05/pdf_preview_medium/0901d19680154a05_pdf_preview_medium.pdf#cid-122020

SKF. (2018). *SKF Couplings*. SKF Group.

SKF. (2019). *Rodamientos*. Grupo SKF. https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196802809de/pdf_preview_medium/0901d196802809de_pdf_preview_medium.pdf

SMC. (2023a). *Actuador de giro Modelo de paleta Serie CBR1*. https://static.smc.eu/pdf/CRB1-A_ES.pdf

SMC. (2023b). *Cilindros neumáticos de cuerpo redondo ISO 6432*.

SMC. (2023c). *Cilindros neumáticos Serie C85/C75*. https://content2.smcetech.com/pdf/C85_C75-A_ES.pdf

Villamil-García, E., & García-Hernández, M. J. (2003). *Introducción al proyecto de ingeniería*. https://www.virtualpro.co/biblioteca/introduccion-al-proyecto-de-ingenieria

Yana-Quispe, C. L. (2020). *Diseño de un bastidor estructural y mecanismos de regulación para maquina formadora de cajas de cartón para envase de productos agrícolas.* Universidad Católica de Santa María.