

DISEÑO DE UNA MÁQUINA TAPADORA PARA ENVASES CON CUAJO

DAVID ESTEBAN PARDO GONZÁLEZ
GERMAN ANDRÉS SALGADO BOTERO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA TAPADORA PARA ENVASES CON CUAJO

DAVID ESTEBAN PARDO GONZÁLEZ
GERMÁN ANDRÉS SALGADO BOTERO

Proyecto Integral de Grado para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2017

Nota de aceptación:

Presidente del jurado
Ing. Oscar Ochoa

Jurado 1
Ing. Wilmar Martínez

Jurado 2
Ing. Francisco González

Bogotá D.C. Noviembre 9 de 2017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Postgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios por bendecirme, a Marybell Pardo, quien me impulsó en este camino. A mis hermanas, Adriana y Diana por su ayuda. También lo dedico a Tatiana por su comprensión y compañía. A mis padres, especialmente a mi madre Eugenia González, por su enorme sacrificio y voluntad de sacarme adelante. Finalmente, a los docentes por transmitirme sus conocimientos y aquellas personas que aportaron su amistad y consejos para alcanzar este logro.

David E. Pardo G.

Dedico este trabajo a mi madre quien me acompañó en el camino de formarme una vida profesional, quiero dar gracias a dios que me brindo toda la capacidad para poder realizar este trabajo y culminar mi carrera profesional. Lo que hace que hoy sea un hombre que puede aportar todo mi conocimiento a la sociedad y ser un ingeniero con excelentes bases académicas para la resolución de problemas. Quiero dar gracias a la universidad porque fue la guía y siempre me mostró el camino con una excelente formación académica.

Germán A. Salgado B.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos al Gerente de la empresa Cuajocol S.A. por recibirnos y permitirnos realizar este proyecto.

Al ingeniero Gabriel Rivera por su paciencia y colaboración en el tiempo que nos asesoró.

Al ingeniero Oscar Ochoa por el tiempo prestado.

A los docentes, principalmente a Edwin Rivera, por su disposición y dedicación para aclarar nuestras dudas.

CONTENIDO

| | pág. |
|--------------------------------------------------------|------|
| INTRODUCCIÓN | 17 |
| 1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA | 18 |
| 1.1 POLÍTICAS DE LA EMPRESA | 18 |
| 1.2 MISIÓN | 18 |
| 1.3 VISIÓN | 18 |
| 1.4 DIAGRAMA DE FLUJO | 18 |
| 1.5 PLANTA DE PRODUCCIÓN | 19 |
| 1.6 PROCESO DE PRODUCCIÓN | 20 |
| 1.7 PROCESO DE ENVASADO | 20 |
| 1.9 DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL | 22 |
| 1.10 EVALUACION DE SISTEMAS AUTOMATIZADOS PARA TAPADO | 22 |
| 1.10.1 Máquinas de Tapado a presión | 22 |
| 1.10.2 Máquinas de tapado de envases roscados | 22 |
| 1.11 EVIDENCIAR MÁQUINAS TAPADORAS | 23 |
| 1.11.1 Roscador manual | 23 |
| 1.11.2 Roscador semi automático | 23 |
| 1.11.3 Máquina Tapadora automática | 24 |
| 1.11.4 Máquina Tapadora automática XGJ-120 | 25 |
| 1.11.5 Sistema de Tapado en línea accionado por correa | 26 |
| 2. PARÁMETROS BÁSICOS Y DISEÑO CONCEPTUAL | 27 |
| 2.1 PARÁMETROS BÁSICOS | 27 |
| 2.1.1 Descripción del Producto Final | 27 |
| 2.1.2 Proceso Automatizado | 28 |
| 2.1.3 Carga eléctrica | 29 |
| 2.1.4 Frecuencia de Envases | 29 |
| 2.1.5 Torque estimado y número de vueltas | 29 |
| 2.1.6 Dispositivo para el prensado de los envases | 29 |
| 2.1.7 Aire a presión | 29 |
| 3. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS | 30 |
| 3.1 ALTERNATIVA 1 | 30 |
| 3.2 ALTERNATIVA 2 | 31 |
| 3.3 ALTERNATIVA 3 | 31 |
| 3.4 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS | 32 |
| 3.5 DEFINICIÓN DE LOS CRITERIOS DE EVALUACIÓN | 33 |
| 4. DISEÑO DETALLADO DE LA MÁQUINA | 35 |
| 4.1 SISTEMA DE TRANSPORTE | 35 |

| | |
|-------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.1.1 Selección de la banda Transportadora | 35 |
| 4.1.2 Dimensiones y velocidad de la banda | 35 |
| 4.1.3 Material de la banda transportadora | 38 |
| 4.1.4 Diseño de los soportes longitudinales de la banda | 39 |
| 4.1.5 Selección de piñón | 47 |
| 4.1.6 Cálculo del eje de transmisión | 49 |
| 4.1.7 Selección de rodamientos de la banda | 50 |
| 4.1.8 Cálculo de la velocidad angular | 51 |
| 4.1.9 Cálculo de la Potencia del motor | 52 |
| 4.1.10 Selección del Motor | 52 |
| 4.1.11 Selección de la unidad reductora | 53 |
| 4.1.12 Descripción de los parámetros de la banda | 55 |
| 4.2 SISTEMA DE PRENSADO | 55 |
| 4.2.1 Diseño de la placa de prensado | 56 |
| 4.2.2 Cálculo de esfuerzos sobre la placa de prensado | 57 |
| 4.2.3 Diseño de la contra placa de prensado | 62 |
| 4.2.4 Cálculo de los cilindros neumáticos de la placa de prensado | 63 |
| 4.2.5 Selección del cilindro de freno | 69 |
| 4.3 SISTEMA DE SELLADO DE ENVASES | 71 |
| 4.3.1 Selección de Servomotores | 71 |
| 4.3.2 Diseño de Placa soporte de servo motores | 72 |
| 4.3.3 Selección de los cilindros Principales | 77 |
| 4.3.4 Diseño de la Placa soporte de cilindros Principales | 81 |
| 4.3.5 Diseño adaptador para tapas | 81 |
| 4.4 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TAPAS | 82 |
| 4.4.1 Selección de la máquina alimentadora de tapas | 82 |
| 4.5 ESTRUCTURA | 83 |
| | |
| 5. AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE TAPADO | 85 |
| | |
| 6. SIMULACIÓN DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE MEF | 93 |
| 6.1 ANÁLISIS PARA LA PLACA SOPORTE BANDA TRANSPORTADORA | 93 |
| 6.2 ANÁLISIS PARA LA PLACA SOPORTE DE CILINDROS PRINCIPALES | 97 |
| | |
| 7. MANUAL DE OPERACIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO | 101 |
| 7.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO | 101 |
| 7.2 COMO FUNCIONA EL EQUIPO | 102 |
| 7.2.1 Encendido de la máquina | 102 |
| 7.2.2 Precaución de operación | 102 |
| 7.2.3 Operación | 102 |
| 7.2.3.1 Primer paso | 102 |
| 7.2.3.2 Segundo paso | 102 |
| 7.2.3.4 Advertencia | 103 |

| | |
|---------------------------------------------------|-----|
| 8. ANÁLISIS DE IMPACTO AMBIENTAL DEL PROYECTO | 106 |
| 9. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO | 110 |
| 9.1 COSTOS PRODUCCIÓN V.S. CANTIDAD DE PRODUCCIÓN | 110 |
| 10. CONCLUSIONES | 120 |
| 11. RECOMENDACIONES | 121 |
| BIBLIOGRAFÍA | 122 |
| ANEXOS | 123 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|---------------------------------------------------------|------|
| Tabla 1. Especificaciones de la máquina XGJ-120 | 25 |
| Tabla 2. Asignación de ponderación | 33 |
| Tabla 3. Ponderación de criterios | 33 |
| Tabla 4. Ponderación lineal | 34 |
| Tabla 5. Cálculo de score para cada alternativa | 34 |
| Tabla 6. Datos técnicos Banda Transportadora | 55 |
| Tabla 7. Descripción de componentes | 86 |
| Tabla 8. Propiedades de la placa de soporte de la banda | 93 |
| Tabla 9. Propiedades del material | 93 |
| Tabla 10. Conjunto de carga | 94 |
| Tabla 11. Propiedades de estudio | 94 |
| Tabla 12. Resultados de tensión | 94 |
| Tabla 13. Resultados de desplazamiento | 95 |
| Tabla 14. Propiedades del estudio | 97 |
| Tabla 15. Geometría del estudio | 98 |
| Tabla 16. Propiedades del material | 98 |
| Tabla 17. Cargas | 98 |
| Tabla 18. Tipo de enmallado | 98 |
| Tabla 19. Desplazamiento nodal | 98 |
| Tabla 20. Resultados de Tensión | 99 |
| Tabla 21. Puntaje ambiental | 106 |
| Tabla 22. Matriz de impacto ambiental en construcción | 107 |
| Tabla 23. Matriz de impacto ambiental en Operación | 108 |
| Tabla 24. Valor anual de operario | 111 |
| Tabla 25. Crecimiento porcentual SMLV | 112 |
| Tabla 26. Salarios futuro | 112 |
| Tabla 27. Proyección valor operario | 113 |
| Tabla 28. Costo total operarios | 113 |
| Tabla 29. Valor componentes | 114 |
| Tabla 30. Valor ingenieril | 115 |
| Tabla 31. Valor total proyecto | 115 |
| Tabla 32. Cálculo de la TIR | 117 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|-----------------------------------------------------------|------|
| Figura 1. Flujograma para la producción de Cuajo líquido | 19 |
| Figura 2. Alternativa 1 | 30 |
| Figura 3. Alternativa 2 | 31 |
| Figura 4. Alternativa 3 | 32 |
| Figura 5. Tiempo de llenado y tiempo de transporte | 36 |
| Figura 6. Representación de cargas de soporte de la banda | 43 |
| Figura 7. Representación de cargas sobre placa | 58 |
| Figura 8. Representación de Cargas de la Placa soporte | 74 |
| Figura 9. Proceso de tapado | 85 |
| Figura 10. Diagrama simulación dosificadora | 88 |
| Figura 11. Proceso de automatización paso 1 | 88 |
| Figura 12. Secuencia de movimientos | 89 |
| Figura 13. Proceso de automatización paso 2 | 89 |
| Figura 14. Proceso de automatización paso 3 | 90 |
| Figura 15. Proceso de automatización paso 4 | 90 |
| Figura 16. Proceso de automatización paso 5 | 91 |
| Figura 17. Proceso de automatización paso 6 | 92 |
| Figura 18. Sistema electroneumático | 92 |

LISTA DE IMÁGENES

| | pág. |
|--------------------------------------------------------------------------------|------|
| Imagen 1. Planta de Producción | 19 |
| Imagen 2. Tanques de Almacenamiento | 20 |
| Imagen 3. Proceso de envasado | 21 |
| Imagen 4. Laboratorio de Análisis | 21 |
| Imagen 5. Roscador manual | 23 |
| Imagen 6. Roscador semiautomático | 24 |
| Imagen 7. Máquina tapadora automática | 25 |
| Imagen 8. Máquina tapadora automática en rosca | 26 |
| Imagen 9. Sistema de tapado en línea accionado por correa | 26 |
| Imagen 10. Envase 500 ml con tapa | 28 |
| Imagen 11. Cadena de tablillas en Acero | 36 |
| Imagen 12. Cadena de tablillas plásticas | 36 |
| Imagen 13. Cadena de tablillas POM D, UNI 831 | 39 |
| Imagen 14. Soportes longitudinales de la banda | 39 |
| Imagen 15. Placa de unión | 39 |
| Imagen 16. Propiedades de los aceros inoxidable | 43 |
| Imagen 17. Selección de piñón para cadena de tablillas | 47 |
| Imagen 18. Piñón en dos partes | 48 |
| Imagen 19. Ensamble piñón-cadena | 48 |
| Imagen 20. Diagrama de fuerzas eje de tracción | 49 |
| Imagen 21. Selección de rodamientos | 51 |
| Imagen 22. Esquema velocidades | 51 |
| Imagen 23. Selección del motor | 53 |
| Imagen 24. Selección de la unidad reductora sin fin-corona | 54 |
| Imagen 25. Representación Motor-reductor ensamblado | 54 |
| Imagen 26. Representación banda Transportadora | 55 |
| Imagen 27. Placa de prensado | 56 |
| Imagen 28. Contra placa de prensado | 62 |
| Imagen 29. Rodillos locos de banda libre | 63 |
| Imagen 30. Partes del Cilindro de Doble Efecto | 63 |
| Imagen 31. Masa teórica para láminas de acero inoxidable | 64 |
| Imagen 32. Ávaco de Fuerza, Presión y Diámetro de cilindros | 66 |
| Imagen 33. Consumo de aire en el cilindro | 67 |
| Imagen 34. Selección del Cilindro de prensado | 68 |
| Imagen 35. Ensamble soporte - cilindros - Placa de prensado | 68 |
| Imagen 36. Selección del cilindro freno | 70 |
| Imagen 37. Sistema de freno; base de fijación - placa niveladora - placa freno | 70 |
| Imagen 38. Placa de freno | 70 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------|-----|
| Imagen 39. Servomotores Series ECMA | 71 |
| Imagen 40. Selección del servo motor | 72 |
| Imagen 41. Placa soporte de servo motores | 73 |
| Imagen 42. Selección del diámetro del émbolo | 80 |
| Imagen 43. Selección Cilindros para placa de Servo Motores | 81 |
| Imagen 44. Placa soporte cilindros principales | 81 |
| Imagen 45. Adaptador para tapas | 82 |
| Imagen 46 alimentador de tapas | 83 |
| Imagen 47. Estructura Principal | 84 |
| Imagen 48. Esfuerzo de tensión de la placa | 95 |
| Imagen 49. Desplazamiento nodal | 96 |
| Imagen 50. Factor de seguridad | 96 |
| Imagen 51. Placa soporte cilindros principales | 97 |
| Imagen 52. Desplazamiento nodal de la placa soporte de cilindro | 99 |
| Imagen 53. Tensión de Von Mises | 99 |
| Imagen 54. Máquina tapadora de envases con cuajo | 101 |
| Imagen 55. Sistema de control | 102 |
| Imagen 56. Aspectos ambientales | 106 |
| Imagen 57. Gráfica de la TIR | 118 |

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|---------------------------------------------------------------|------|
| Anexo A. Materiales de cadena | 123 |
| Anexo B. Cadena de tablillas acero | 124 |
| Anexo C. Cadena de tablillas plásticas | 125 |
| Anexo D. Selección de piñón | 126 |
| Anexo E. Selección de rodamientos | 127 |
| Anexo F. Selección de motor | 128 |
| Anexo G. Selección de unidad reductora sin-fin corona | 129 |
| Anexo H. Dimensiones unidad reductora | 130 |
| Anexo I. Propiedades de los aceros inoxidable | 131 |
| Anexo J. Espesores y peso de lámina en acero inoxidable | 132 |
| Anexo K. Ávaco de fuerza, presión y diámetro de los cilindros | 133 |
| Anexo L. Consumo de aire del cilindro | 134 |
| Anexo M. Selección de cilindro | 135 |
| Anexo N. Selección de cilindro de freno | 136 |
| Anexo O. Selección del servo motor | 137 |
| Anexo P. Dimensiones del servo motor | 138 |
| Anexo Q. Planos | 139 |

RESUMEN

El proyecto “DISEÑO DE UNA MÁQUINA TAPADORA PARA ENVASES PLÁSTICOS CON CUAJO” fundamenta en la necesidad de la empresa CuajoCol S.A.S. en optimizar el tiempo de tapado de los envases plásticos con cuajo líquido; que por muchos años se ha venido realizando de forma manual.

La máquina tapadora tiene como objetivo mejorar el rendimiento, la calidad y el proceso que se lleva en la empresa. El diseño implementa una máquina automática para el tapado de los envases, que en primera instancia son llenados por una máquina dosificadora y guiados por medio de una banda transportadora para posteriormente ser tapados.

La máquina tapadora tiene como función sellar los envases con una tapa con rosca, a medida que son expulsados secuencialmente de la máquina dosificadora, y respondiendo así al flujo de envases sin alterar el tiempo de producción.

Palabras clave: banda, cilindros, cuajo, diseño, envase, máquina, tapadora, transportador, servo motor.

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como finalidad el desarrollo del diseño de una máquina tapadora para envases con cuajo, esto con el fin de solucionar la necesidad encontrada por la empresa CuajoCol S.A. que consiste en mejorar el proceso actual que se desarrolla de forma manual y reemplazándolo por un sistema automatizado, generando un mejor rendimiento y calidad; contribuyendo de esa forma a optimizar los tiempos de operación.

La empresa Cuajocol S.A.S., está dedicada a la producción, envasado y distribución de cuajo natural en Colombia, el cual es utilizado posteriormente por el sector lechero para la elaboración de quesos. Bajo ese orden de ideas, el proceso de producción consta de unos tanques cargados de materia prima, que son llevados por medio de bombas y ductos a una máquina dosificadora, que se encarga de verter el cuajo líquido a unos envases plásticos de 500 c.c. que pasan por medio de una banda transportadora. Esta máquina de llenado vierte el líquido a diez (10) recipientes a la vez.

Posteriormente son dosificados y luego de forma inmediata los deja pasar para repetir el proceso. La banda transportadora, los lleva hasta el final, para que un operario las reciba y las desplace manualmente hacia una mesa, donde se les colocarán las tapas y se enroscan o sellan de forma manual.

En consecuencia, de ese proceso surge la necesidad de desarrollar un proyecto por medio del cual, se busca encontrar la forma de construir una herramienta que automatice las tareas de tapado de estos recipientes, generando la mejora de los tiempos de producción para el producto en mención.

Se encuentran disponibles en el mercado diferentes máquinas de tapado, que, nos permiten obtener una noción para el desarrollo del diseño de forma adecuada. Por otra parte, las tapas que se usan para efectuar el sellado de los envases, tienen rosca interna, sello de seguridad y son plásticas al igual que los envases.

El sistema de tapado que se pretende obtener es automatizado y de manera que no genere sobre costo para la empresa, con el fin de suplir la necesidad existente, sin alterar los demás procesos de producción ni el personal actual de la compañía.

1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA

La empresa CuajoCol S.A.S. está Ubicada en la Ciudad de Mosquera, Cundinamarca, en la dirección: Avenida troncal Panamericana de Occidente N° 5-61E Parque Industrial Puerto Vallarta – Bodega 17. Conformada hace más de 20 años bajo diferentes razones sociales.

CuajoCol S.A.S. se encarga de producir el complemento indispensable para la realización del queso, como lo es el Cuajo; con alto estándar de calidad y derivado de forma natural.

Se encargan de usar diferentes fórmulas secretas variando la composición química y la maduración, para la producción de cualquier tipo de queso.

Principalmente la empresa se dedica a la producción, empaque y distribución del cuajo en diferentes presentaciones.

1.1 POLÍTICAS DE LA EMPRESA

CuajoCol S.A.S. tiene como objetivo ser una empresa reconocida en el mercado bajo los mejores estándares de calidad, no obstante, cumpliendo las leyes colombianas y la normativa interna de la compañía, basada en la ética y valores construidos por la empresa.

1.2 MISIÓN

Somos una empresa reconocida a nivel nacional, e internacional, productora y comercializadora de cuajo líquido natural y microbiano para la elaboración de todo tipo de quesos. Producimos el componente imprescindible para la producción de queso de alta calidad.

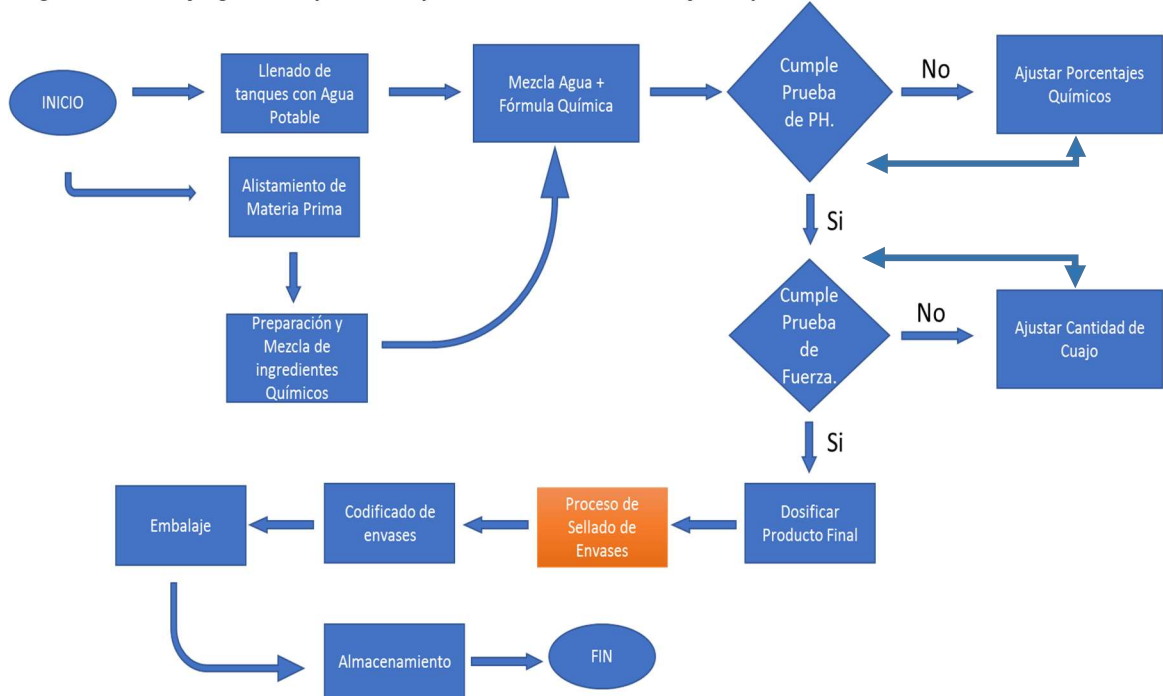
1.3 VISIÓN

Ser la marca líder en Colombia para el año 2020, fabricando y comercializando los mejores cuajos a nuestros clientes, y, contribuyendo de forma social y responsable con el medio ambiente.

1.4 DIAGRAMA DE FLUJO

El diagrama de flujo para la empresa CuajoCol S.A.S. para el proceso general de la fabricación de cuajo de la compañía se relaciona en la figura 1. Es importante aclarar que el proceso actual de tapado y el que se pretende reemplazar y mejorar, es el de Proceso de sellado de envases (Tapado), el cual se encuentra resaltado de color anaranjado.

Figura 1. Flujograma para la producción de Cuajo líquido



1.5 PLANTA DE PRODUCCIÓN

La planta de producción localizada en Mosquera, Cundinamarca, cuenta principalmente con tanques de almacenamiento, cuarto frío, equipos de laboratorio y una dosificadora para el envasado del producto líquido terminado.

Imagen 1. Planta de Producción



Fuente: CUAJOCOL. En línea <<http://www.cuajocol.com.co>>

1.6 PROCESO DE PRODUCCIÓN

El proceso de producción es organizado por lotes, esto quiere decir que se establecen las fechas de fabricación y se conoce la procedencia de las materias primas y de los diferentes insumos, para obtener un Cuajo de excelente calidad y proveerlo con seguridad a los diferentes clientes a nivel nacional.

La materia prima principal que es el cuajo, y algunos de los productos terminados, son almacenados en tanques, en algunos casos, estos tanques son inmersos en un cuarto de refrigeración para evitar el deterioro y conservar la frescura de dichos productos. Una vez almacenada la materia prima se procede al alistamiento de los componentes necesarios para comenzar a producir el cuajo líquido.

Imagen 2. Tanques de Almacenamiento



Fuente: CUAJOCOL. En línea <<http://www.cuajocol.com.co>>

1.7 PROCESO DE ENVASADO

Una vez se ha hecho el alistamiento de los diferentes componentes, estos son transportados para ser mezclados bajo una fórmula secreta, e inmersos en los tanques de 1.200 litros. El producto mezclado se deja reposar un tiempo, para posteriormente enlazar los tanques a la máquina dosificadora, que se encargará de envasar el producto en los recipientes plásticos de 500 ml.

Imagen 3. Proceso de envasado



Fuente: CUAJOCOL. En línea <<http://www.cuajocol.com.co>>

1.8 LABORATORIO DE ANÁLISIS

El laboratorio está ubicado dentro de las mismas instalaciones y tiene como finalidad garantizar la calidad del producto, realizando análisis a muestras del producto terminado. De igual forma trabajan de la mano con laboratorios reconocidos en Sur América que generan un mayor seguimiento para la calidad del producto.

Imagen 4. Laboratorio de Análisis



Fuente: CUAJOCOL. En línea <<http://www.cuajocol.com.co>>

1.9 DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

El proceso de producción del cuajo líquido consta de unos tanques cargados de materia prima, que son llevados por medio de bombas y ductos a una máquina dosificadora, que se encarga de verter el cuajo líquido a unos envases plásticos de 500 ml. que pasan a través de una banda transportadora. Esta máquina de llenado vierte el líquido a diez (10) recipientes a la vez, al terminar la máquina los deja pasar para repetir el proceso con otros diez envases.

Posteriormente son dosificados los envases, la banda transportadora los lleva hasta el final del recorrido para que un operario los reciba y los desplace hacia una mesa, donde luego se deben tapar los envases para proceder al codificado, embalaje y almacenamiento del producto terminado.

Actualmente, el proceso de tapado se realiza de forma manual por tres operadores; después de que la máquina dosificadora expulsa los envases de forma periódica, el personal los recibe al final de una banda transportadora y los traslada hacia una mesa de trabajo, donde una persona coloca las tapas sobre el cuello del envase y las demás enroscan la tapa para sellar el envase completamente.

Luego de que los envases son tapados en su totalidad, estos son embalados en las cajas que se transportarán destino a los clientes. En consecuencia, de este proceso surge la necesidad de un proyecto que automatice las tareas de tapado de estos recipientes buscando mejorar de los tiempos de producción.

1.10 EVALUACION DE SISTEMAS AUTOMATIZADOS PARA TAPADO

Para tener alternativas de diseño, es necesario conocer de antemano los diferentes sistemas de tapado, dentro de los cuales se encuentran de presión y de rosca, entre otros, para el presente proyecto se usarán los de rosca, debido a que el sistema de envase que se maneja es por medio de una tapa roscada.

1.10.1 Máquinas de Tapado a presión. Estas máquinas sellan el envase por medio de una fuerza perpendicular al plano circular de la tapa, son de uso común en alimentos enlatados, gaseosas, envases de medicamentos, productos de aseo entre otros. Cabe aclarar que para nuestro caso este tipo de máquinas no sería factible, pues, la tapa del envase es de rosca, por tal motivo, no es posible sellar el envase a presión.

1.10.2 Máquinas de tapado de envases roscados. Estos sistemas colocan la tapa por medio de un movimiento rotativo para realizar el enroscado de la tapa al envase, por consiguiente, el envase debe tener una rosca compatible con la tapa.¹

¹ BARROS. B. "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA LINEAL DE TAPADO DE ENVASES CON YOGURT PARA LA REDUCCIÓN DEL TIEMPO DE DESPACHO

1.11 EVIDENCIAR MÁQUINAS TAPADORAS

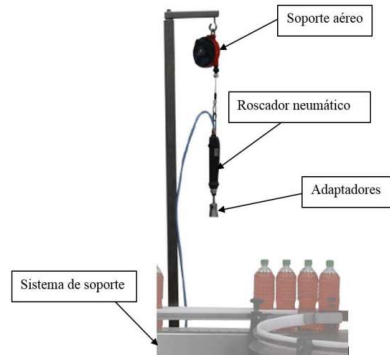
Las máquinas tapadoras, están diseñadas para sellar envases de diferentes materiales, ya sea plástico, vidrio entre otros; puede ser a presión o enroscado, y difieren de la necesidad de consumo del producto final.²

Las máquinas tapadoras, pueden dividirse según su funcionamiento, tipo de conducido (eléctrico y neumático) y/o mecanismo. A continuación, enunciaremos algunos tipos de máquinas encontradas actualmente.

1.11.1 Roscador manual. El roscador manual, posee un juego de dos tipos de adaptadores en acero inoxidable, los cuales son fabricados especialmente para enroscado de tapas desde 18 hasta 55 mm de diámetro con control de torque, que pueden ser intercambiados fácilmente dependiendo de la necesidad de la producción. El tapado es dependiente de la habilidad del operador para colocar la tapa y apretarla, la cantidad de envases tapados puede ser hasta de 30 por minuto según, la empresa Equitek, (s.f.)

Esta máquina es un complemento apto para envasadoras manuales semiautomáticas o automáticas lineales con productividad o velocidades de flujo de envases relativamente baja. (ver imagen 5)

Imagen 5. Roscador manual



Fuente: EQUITEK. En línea <<http://www.equitek.com>>

1.11.2 Roscador semi automático. El roscador semi automático consta de un servomotor neumático, que, se constituye de un cabezal de enroscado de tapas para trabajo pesado, de operación neumática, con o sin lubricación, montado en un

DE LA PRODUCCIÓN EN LA EMPRESA-PRODUCTOS LÁCTEOS PARAÍSO". Universidad de las fuerzas armadas. Ecuador. 2015

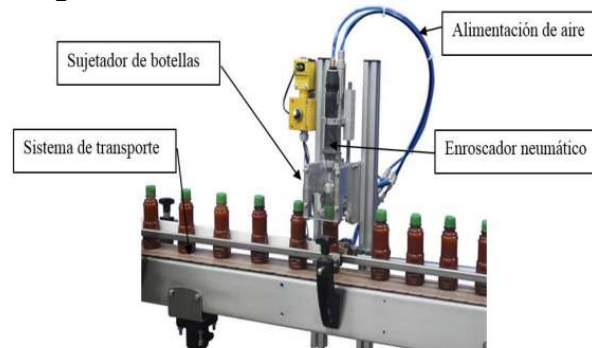
² DELGADO. A. Actuadores hidráulicos. Ingeniería de máquinas. 2016

actuador, el cual cuenta con un sistema de trampas para captar el envase con la tapa presentada y enroscar ésta con el torque adecuado.³

La función del operario es recibir el envase de la línea de trabajo, tomarlo con la mano para mantenerlo en posición y activar el servomotor para realizar el sellado, se debe tener la garantía de la presentación de la tapa sobre el envase, sea el mecanismo que se use. Este sistema puede contar independientemente por medio de otro accionamiento de trampas para sujetar el envase, una vez enroscada la tapa, las trampas se abren y se libera el envase.⁴ (ver imagen 6)

La capacidad de operación es de aproximadamente 40 envases por minuto. Posee un juego de dos tipos de adaptadores en acero inoxidable, estriado inferior, fabricado especialmente para tapas de 10 hasta 55 mm de diámetro. Posee un torque ajustable de 10 a 25 libras pulgada.⁵

Imagen 6. Roscador semiautomático



Fuente: EQUITEK. En línea <<http://www.equitek.com.mx>>

1.11.3 Máquina Tapadora automática. Este equipo es adecuado para aplicaciones en industria alimenticia, posee un cabezal de enroscado para trabajo pesado, se encuentra montado en un actuador de operación neumática, además posee un sistema de trampas para captar el envase, posee un mecanismo de tambor rotatorio para colocar la tapa en la posición correcta y por medio de unas guías las tapas son colocadas en la botella, que se encuentra controlado por un mecanismo con motor. La capacidad de producción estimada es de 2000 botellas por hora.⁶ (ver imagen 7)

³ SANI. A. Diseño, construcción e implementación de una máquina envasadora y dosificadora de refrescos para la industria de lácteos santillán. escuela superior politécnica de Chimborazo facultad de mecánica escuela de ingeniería mecánica. Ecuador. 2015.

⁴ EQUITEK. Serie ERS. En línea < <http://www.equitek.com.mx/enroscado-de-tapas-semiautomatico/> > 2.013

⁵ ORTIZ. J. Estudio de factibilidad para la creación de una fábrica de procesamiento de leche de soya, ubicado en el cantón santa Elena provincia de Santa Elena. Universidad estatal península de Santa Elena. s.f

⁶ GUERRA. A. Estudio del golpe de ariete en el sistema de retorno condensado en la planta petrozuana. Sartenejas. 2.008

El control del equipo se da por medio de un sensor fotoeléctrico inteligente, PLC independiente o sincronizado con el PLC del equipo de envasado”⁷.

Imagen 7. Máquina tapadora automática



Fuente: <http://www.plantas-purificadoras-de-aguas.com.mx>

1.11.4 Máquina Tapadora automática XGJ-120. “La máquina tapadora automática en rosca XGJ-120 está concebida para tapar y enroscar cualquier tipo de envase en el mercado farmacéutico, alimenticio y diferentes tipos de industrias ligeras. Esta máquina puede ser usada para reorganizar, tapar y roscar usando diferentes diámetros, que van desde los 35 a los 100mm”⁸.(ver imagen

Tabla 1. Especificaciones de la máquina XGJ-120

| | |
|------------------------------------------------------|--------------------------------|
| Capacidad | 60-100 envases/minuto |
| Diámetro de la Tapa | Φ 25-Φ 70mm |
| Diámetro del Envase | Φ 35-Φ 140mm |
| Altura del Envase | 38-250 mm |
| Fuente de Alimentación | 3P AC 380V 50-60 Hz |
| Consumo | 1.2 KW |
| Dimensiones de la Maquina Principal (L x P x H) | 1300 x 850 x 1400mm 52x34x56 |
| Peso de la Maquina | 600Kg |
| Dimensiones de la clasificadora de Tapas (L x W x H) | 1100 x 1200 x 2150 mm 44x58x85 |
| Peso de la clasificadora de tapas | 190kg |

Fuente: <http://pharmachine.es/3-screw-capping-machine.html>

⁷ Obid 4.

⁸ PHARMACHINE. Máquina Tapadora Automática en Rosca. [En línea]< <http://pharmachine.es/3-screw-capping-machine.html>> [s.f.]

Imagen 8. Máquina tapadora automática en rosca



Fuente: PHARMACHINE. En línea
<<http://pharmachine.es>>

1.11.5 Sistema de Tapado en línea accionado por correa. Este sistema de tapado utiliza sistemas de correa accionadas por Servo para alcanzar el torque requerido. Este método innovador de tapado en línea ofrece un número reducido de rechazos mejorando al mismo tiempo la eficiencia general de la línea. El sistema fue diseñado con la capacidad de manejar una gran variedad de tapas ya sean planas o de rosca continua. (ver imagen 9)

La BeltStar™ accionada por servo permite recetas programables a través de sus cambios de formatos, la habilidad para desplegar el torque aplicado y la capacidad de la verificación del torque al 100% haciendo uso de su interfaz HMI (Interfaz Hombre Maquina)⁹.

Imagen 9. Sistema de tapado en línea accionado por correa



Fuente: CAPMATIC. En línea <<http://capmatic.com>>

⁹ CAPMATIC. Sistema de Taponado y Tapado. [En línea]<
<http://capmatic.com/es/products?series=plugging-capping-system>> [citado en 2.014]

2. PARÁMETROS BÁSICOS Y DISEÑO CONCEPTUAL

A continuación, se definen los parámetros necesarios para la solución en el proceso de sellado de envases y necesidades descritas por el cliente para continuar con el paso a paso del diseño de la máquina.

2.1 PARÁMETROS BÁSICOS

Los parámetros básicos o de diseño están sujetos a las exigencias del cliente y se realiza el enfoque necesario, para poder desarrollar las posibles opciones o alternativas de diseño viables para la Máquina Tapadora, para que al final cumpla con los siguientes requerimientos:

- Mejorar el Proceso de Tapado de envases
- La máquina debe ser automatizada
- Mejorar el tiempo de Tapado
- Realizar al tapado de envases inmediatamente después de la máquina dosificadora
- Carga eléctrica 220V / 60 Hz
- El espacio no es una limitante
- La máquina debe ser lo menos costosa posible
- Garantizar el buen sello de los envases

Bajo ese orden de ideas, se pretende crear una máquina que a partir del diseño de ingeniería cumpla con los requerimientos mencionados en la lista anterior. Con entradas en el diseño conceptual tenemos y el material que en este caso son las tapas y los envases con el producto ya dosificado, como salidas tendríamos la unión de los mismos, que refiere a envases sellados, listos para embalar. Como recursos tendríamos la energía eléctrica y el aire a presión para los sistemas neumáticos que se diseñen.

2.1.1 Descripción del Producto Final. Es importante conocer las características elementales del envase plástico y las tapas, porque es el insumo de entrada y al final resultará el envase tapado con cuajo líquido.

Imagen 10. Envase 500 ml con tapa



Las Características del envase son las siguientes, ver imagen 10.

- Color Blanco
- Material Polietileno de Alta Densidad (PEAD)
- Superficie lisa
- Diámetro exterior del cuerpo en el centro: 76 mm
- Diámetro Exterior máximo: 77 mm
- Altura del cuerpo: 90 mm
- Altura Total sin tapa: 165 mm
- Capacidad Volumétrica: 500 ml
- Masa del Envase: 45 g

Las Características de la Tapa son las siguientes:

- Color Blanco
- Tapa con sello de seguridad
- Material Polietileno de Alta Densidad (PEAD)
- Superficie superior lisa
- Superficie lateral o costados con relieve que sirven de agarre
- Sello o junta de caucho en su interior
- Diámetro interior: 38 mm
- Diámetro exterior: 40 m.
- Altura total de la Tapa: 22,7 mm
- Masa de la Tapa: 10 g

2.1.2 Proceso Automatizado. La Real Academia de las Ciencias Físicas y Exactas define la cualidad automática como el conjunto de métodos y procedimientos para la sustitución del operario en tareas físicas y mentales previamente programadas. De esta definición original se desprende la definición de la automatización como la aplicación de la automática al control de procesos industriales.

Así las cosas, se puede decir que la máquina debe ser automatizada para mejorar el proceso, el tiempo de tapado manteniendo la calidad del producto. Para esto se debe contar con un programador electrónico y dispositivos programables, sensores, servomotores, entre otros, sincronizados para realizar la tarea de tapado.

2.1.3 Carga eléctrica. La carga eléctrica debe ser trifásica para obtener un consumo bajo de corriente, siendo así de 220V y a una frecuencia de 60 Hz para la acometida eléctrica colombiana y aplicando el reglamento técnico de instalaciones eléctricas RETIE.

2.1.4 Frecuencia de Envases. Debemos tener en cuenta que la máquina tapadora va a recibir diez envases dosificados que son llenados en diez segundos, a su vez, es el tiempo que disponemos para realizar el tapado de los mismos diez envases.

2.1.5 Torque estimado y número de vueltas. El torque que se establece en consecuencia de estudiar los sistemas de tapado disponibles en el mercado, de acuerdo a la empresa Envapack en el “Manual fichas técnicas de empaque, envases y embalaje”¹⁰ el torque requerido para sellar envases para nuestro caso con un diámetro interno de tapa de 38mm, varía entre 17 a 26 libra pulgada, por lo tanto establecemos por defecto un Torque estimado de 2,5 Nm. El número de vueltas que requiere la tapa para el sello completo es aproximadamente 2,5 vueltas y se evidencia en el recorrido de los hilos en el interior de la tapa.

2.1.6 Dispositivo para el prensado de los envases. Se debe contar con un dispositivo que contenga uno de los elementos ya sea la tapa o el envase para que el otro gire libremente y ejerza el torque adecuado para la acción de tapado.

2.1.7 Aire a presión. La máquina tapadora deberá usar aire comprimido para el manejo de las señales neumáticas que son requeridas. En este caso la compañía CuajoCol S.A.S. cuenta con un compresor de tornillo sin fin-corona maca ALUP, con transmisión por correa, trifásico de 220 V, con presión máxima de 116 psi (6 Bar), y una potencia del motor de 7 HP. La máquina a diseñar tomara este recurso de la empresa

¹⁰ ENVAPACK. Fichas técnicas de empaque, envase y embalaje. [En línea]<
http://www.envapack.com/book/descargas/fichas_2013.pdf> [s.f.]

3. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

En este apartado se muestra la tercera etapa del diseño que se enfocará en un resultado viable para el proceso de tapado de los envases plásticos con cuajo. Se proponen tres posibilidades óptimas y funcionales de máquinas tapadoras, con el fin de escoger la que más se adapte a las necesidades del cliente y del proceso, y cada una con una efectividad diferente.

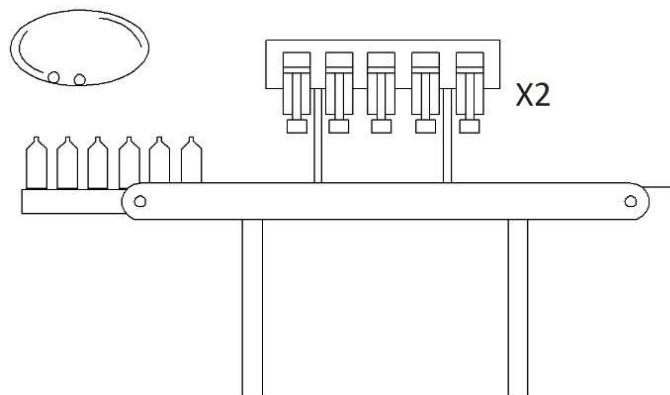
Para el desarrollo de las alternativas se pretende dividir la máquina tapadora en cinco sistemas independientes pero interconectados, para un mejor estudio de la alternativa que mejor se adapte a la solución. Los sistemas son:

- Sistema de Control
- Sistema de Transporte
- Sistema de prensado
- Sistema de colocación de tapas
- Sistema de sellado

3.1 ALTERNATIVA 1

En la primera alternativa el tapado de los envases se desarrolla sobre la banda transportadora para un número de envases determinado al mismo tiempo, se caracteriza por tener el mismo número de motores que envases a tapar en un accionamiento de tapado. en este tipo de máquina se debe contar con un surtidor de tapas el cual permita realizar el tapado en el instante en que el envase pasa por la máquina. (ver figura 2), este tipo de tapado es por medio de un sistema rotativo el cual es generado por los servomotores.

Figura 2. Alternativa 1

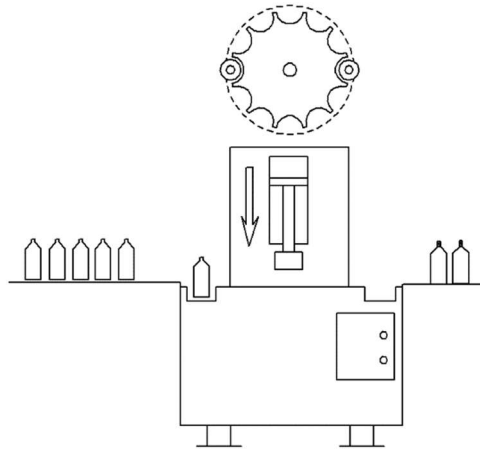


3.2 ALTERNATIVA 2

Este tipo de diseño cuenta con un mecanismo, cuenta con una rueda tipo cruz de malta, que debe tener las dimensiones apropiadas para recibir los envases, haciéndolos girar hasta encontrarse con el mecanismo de tapado. Igualmente debe contar con el surtidor de tapas, este tipo de máquina es más complejo debido a que la cruz de malta debe estar a la medida del envase y sincronizado perfectamente para que pueda llegar al punto de tapado. (ver figura 3)

Esta alternativa implica un trabajo de diseño importante ya que es necesario desarrollar un mecanismo suficiente para que se alcance a llegar a la efectividad y productividad demandadas por la empresa, pero en este caso la manipulación por parte del operario se haría más fácil debido a que el sistema sería totalmente automatizado.

Figura 3. Alternativa 2

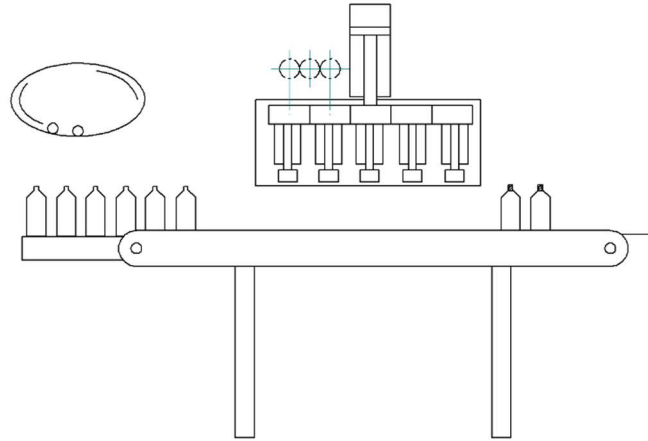


3.3 ALTERNATIVA 3

Para la tercera alternativa de diseño la tapadora se caracteriza por tener un sistema de transmisión por engranajes que sea capaz de transmitir el giro a los ejes con las boquillas que van a realizar la acción de tapado por medio de un motor neumático, dependiente de la cantidad de envases a tapar. (ver figura 4)

Esta máquina puede ser igualmente automática y el sistema de transmisión requiere de una supervisión más detallada y un mantenimiento más frecuente en comparación con las demás alternativas.

Figura 4. Alternativa 3



3.4 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para la evaluación de alternativas se escoge el método scoring el cual permite establecer una alternativa adecuada que cumpla con los requerimientos planteados para este diseño.

Para calcular el método scoring se utiliza la siguiente formula:

$$S_j = \sum_i W_i r_{ij}$$

Donde;

r_{ij} = rating de la alternativa j en función del criterio i

W_i = ponderación para cada criterio i

s_j = score para alternativa j

El método scoring se dividen en las siguientes etapas:

- Identificar la meta general del problema
- Identificar las alternativas
- Listar los criterios a emplear en la toma de decisiones
- Asignar una ponderación para cada uno de los criterios
- Establecer cuanto satisface cada alternativa a nivel de cada uno de los criterios
- Calcular el score para cada una de las alternativas.
- Determinar con el score más alto la alternativa que se recomendará.

Con este método se demostrará la mejor alternativa de diseño para suplir el proceso de tapado de los envases.

3.5 DEFINICIÓN DE LOS CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Se tienen en cuenta los siguientes criterios para la evaluación de los sistemas de la máquina.

- Que responda a las necesidades de flujo de envases, ya que debe cumplir con los tiempos de la operación, debido a que el tiempo máximo de tapado de los 10 envases es de 10 segundos.
- Garantizar el perfecto sello, de tal manera que cumpla con el torque y número de vueltas requeridos para el tipo de envase y tapa.
- Fácil manejo, de tal manera que el mismo operario que en este momento desarrolla la actividad de forma manual pueda desarrollar la actividad, pero con la máquina tapadora.
- Uso de materiales disponibles y de fácil consecución en caso de que la máquina requiera de alguna reparación.
- Costo mínimo de fabricación.

Asignación de ponderación para cada uno de los criterios: en este método se realiza una evaluación de los requerimientos en el que la calificación será de 1 a 5 como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2. Asignación de ponderación

| | |
|---|---------------------|
| 1 | Muy poco importante |
| 2 | Poco Importante |
| 3 | Importancia media |
| 4 | Algo importante |
| 5 | Muy importante |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy>

Una vez obtenemos la asignación de ponderación procedemos con la calificación de los criterios seleccionados como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Ponderación de criterios

| Criterios | Ponderación |
|------------------------------------------------|-------------|
| Que responda a las necesidades de la operación | 4 |
| Garantiza el sello perfecto | 5 |
| Fácil manejo | 4 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy>

Se establece cuanto satisface cada alternativa a nivel de cada uno de los criterios, para empezar con este punto primero se asigna una calificación de 9 puntos en donde 1 será extra bajo y 9 muy alto. (ver tabla 4)

Tabla 4. Ponderación lineal

| | |
|------------|---|
| Extra bajo | 1 |
| Muy bajo | 2 |
| Bajo | 3 |
| Poco bajo | 4 |
| Medio | 5 |
| Poco alto | 6 |
| Alto | 7 |
| Muy alto | 8 |
| Extra alto | 9 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy>

Retomando las alternativas de diseño se establecen los grados de satisfacción para cada una de las tres alternativas realizando el cálculo por el método score que a continuación evidenciamos en la tabla 5.

Tabla 5. Cálculo de score para cada alternativa

| Criterios | Ponderación W_i | Alternativa 1. r_{i1} | Alternativa 2. r_{i2} | Alternativa 3. r_{i3} |
|------------------------------------------------|----------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Que responda a las necesidades de la operación | 4 | 9 | 6 | 5 |
| Garantiza el sello perfecto | 5 | 8 | 8 | 5 |
| Fácil manejo | 4 | 6 | 8 | 6 |
| Uso de materiales disponibles | 4 | 9 | 9 | 9 |
| Costo mínimo de fabricación y mantenimiento | 5 | 8 | 4 | 5 |
| Total | | 176 | 152 | 130 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy>

La tabla 6, nos muestra el desarrollo del método scoring y evidencia que la alternativa con mayor puntuación es la alternativa número 1, que se puede observar en la figura 2., por consiguiente, se procede con la resolución del proyecto de aquí en adelante, para este tipo de máquina.

4. DISEÑO DETALLADO DE LA MÁQUINA

En el presente capítulo se describe el diseño detallado de la máquina, vale la pena traer en mención los sistemas que componen la máquina descritos igualmente en el inicio del capítulo anterior. Los sistemas son:

- Sistema de Transporte
- Sistema de prensado
- Sistema de sellado de envases
- Sistema de alimentación de tapas
- Sistema de control

4.1 SISTEMA DE TRANSPORTE

Este sistema es básicamente una banda lineal que se encarga de transportar los envases ya previamente llenados con cuajo líquido, acercándolos a los demás sistemas, donde se ejecuta el resto de la operación. Actualmente, existen gran cantidad de fabricantes, en los cuales hay soporte suficiente para adoptar varios criterios de diseño que especifican algunas variables necesarias para cumplir con el objetivo del presente estudio.

4.1.1 Selección de la banda Transportadora. Para los componentes de la banda transportadora se procede a utilizar un método de selección, debido a que los sistemas de transporte están disponibles para cualquier aplicación y se encuentran fácilmente en la industria Nacional.

Los parámetros principales para la selección, son; las dimensiones requeridas de la banda y la velocidad. También se debe tener en cuenta el material, el peso a transportar y la inclinación de transporte.

4.1.2 Dimensiones y velocidad de la banda. Las dimensiones y la velocidad de la banda son los valores que dan claridad respecto del tipo de banda y las especificaciones que se deben elegir para poder hacer el ensamble de la máquina, por tal razón en primer lugar se debe decir que, para el ancho de la banda se toma como base el diámetro del envase, y lo comparamos con el ancho normalizado, según el fabricante.

Tomando un ancho mayor a los 77 mm del envase. En este caso nos inclinamos por el catálogo de un fabricante, el cual tiene dos referencias de banda tipo cadena usuales en este tipo de aplicación y fácil de ensamblar, ambas, con ancho de 82,6 mm, el fabricante nos da dos opciones; una en acero y otra en plástico, ver Anexo A.

Más adelante se optará por una de las dos. En la imagen 11 y 12 se presenta el catálogo de los dos materiales en mención, para mayor información consultar el Anexo B. y Anexo C.

Imagen 11. Cadena de tablillas en Acero

| | referencia uni | | | ancho W | | peso | |
|----------------------|----------------|--------------|-------------|---------|------|------|-------|
| | SS304 | SS430 | S1045 | mm | pul. | kg/m | lb/ft |
| uni 810/812/815-K225 | | 12SS812K225 | 12S810K225 | 57.2 | 2.25 | 2.2 | 1.48 |
| uni 810/812/815-K250 | 12SS815K250 | 12SS812K250 | 12S810K250 | 63.5 | 2.50 | 2.3 | 1.55 |
| uni 810/812/815-K263 | | 12SS812K263 | 12S810K263 | 66.7 | 2.63 | 2.4 | 1.61 |
| uni 810/812/815-K275 | 12SS815K275 | 12SS812K275 | 12S810K275 | 69.9 | 2.75 | 2.4 | 1.61 |
| uni 810/812/815-K300 | 12SS815K300 | 12SS812K300 | 12S810K300 | 76.2 | 3.00 | 2.6 | 1.75 |
| uni 810/812/815-K325 | 12SS815K325 | 12SS812K325 | 12S810K325 | 82.6 | 3.25 | 2.6 | 1.75 |
| uni 810/812/815-K350 | 12SS815K350 | 12SS812K350 | 12S810K350 | 88.9 | 3.50 | 2.7 | 1.81 |
| uni 810/812/815-K400 | 12SS815K400 | 12SS812K400 | 12S810K400* | 101.6 | 4.00 | 3.2 | 2.15 |
| uni 810/812/815-K450 | 12SS815K450 | 12SS812K450 | 12S810K450 | 114.3 | 4.50 | 3.5 | 2.35 |
| uni 810/812/815-K600 | 12SS815K600 | 12SS812K600 | 12S810K600 | 152.4 | 6.00 | 4.4 | 2.96 |
| uni 810/812/815-K750 | 12SS815K750 | 12SS812K750 | 12S810K750 | 190.5 | 7.50 | 5.3 | 3.56 |
| uni R812/R815-K325 | 12SSR815K325 | 12SSR812K325 | | 82.6 | 3.25 | 2.6 | 1.75 |

Fuente: <http://www.todobandas.com>

Imagen 12. Cadena de tablillas plásticas

| | referencia uni | | | | ancho W | | peso | |
|--------------|----------------|--------------|-------------|---------------|---------|------|------|-------|
| | POM-D | POM-D | POM-LF | POM-SLF | mm | pul. | kg/m | lb/ft |
| uni 831-K250 | 30D831K250W | 30D831K250G* | 30LF831K250 | 30SLF831K250* | 63.5 | 2.50 | 0.9 | 0.61 |
| uni 831-K325 | 30D831K325W | 30D831K325G* | 30LF831K325 | 30SLF831K325 | 82.6 | 3.25 | 1.0 | 0.67 |
| uni 831-K350 | 30D831K350W | 30D831K350G* | 30LF831K350 | 30SLF831K350* | 88.9 | 3.50 | 1.1 | 0.74 |
| uni 831-K400 | 30D831K400W | 30D831K400G* | 30LF831K400 | 30SLF831K400* | 101.6 | 4.00 | 1.2 | 0.81 |
| uni 831-K450 | 30D831K450W | 30D831K450G* | 30LF831K450 | 30SLF831K450* | 114.3 | 4.50 | 1.3 | 0.87 |
| uni 831-K600 | 30D831K600W | 30D831K600G* | 30LF831K600 | 30SLF831K600* | 152.4 | 6.00 | 1.6 | 1.05 |
| uni 831-K750 | 30D831K750W | 30D831K750G* | 30LF831K750 | 30SLF831K750* | 190.5 | 7.50 | 1.8 | 1.21 |

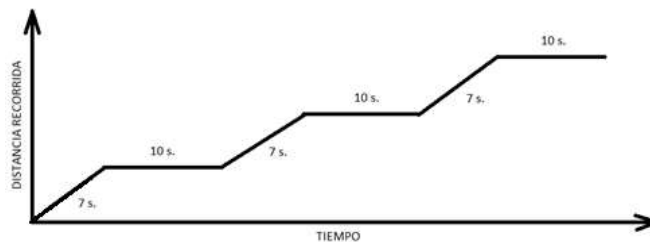
Fuente: <http://www.todobandas.com>

Otra de las variables importantes que deben ser tenidas en cuenta en el diseño de la banda transportadora son los tiempos, los cuales están descritos a continuación:

- Tiempo para el dosificado de diez envases: 10 s.
- Tiempo de transporte para volver a llenar otros diez envases: 7 s.

Se representan estos intervalos de tiempo cíclicos en la figura 5.

Figura 5. Tiempo de llenado y tiempo de transporte



El tiempo del ciclo es de 17s. lo cual incluyen el tiempo de llenado y el tiempo de transporte así:

7 s. Transporte

10 s. Llenado

Entonces, 7s transporte + 10s llenado = 17 s. tiempo del ciclo.

A partir de los datos anteriores se decide optar por definir un intervalo de llenado para treinta envases, que serán los que estarán sobre la banda, mientras diez son llenados, otros diez son tapados y diez más son para transporte sin pérdida de tiempo para que se realicen los dos procesos mencionados.

Se define para los treinta envases, el tiempo total, por lo cual sería la sumatoria de todos los tiempos así:

$$Tiempo\ total = 7s + 10s + 7s + 10s + 7s + 10s = 51\ s.$$

Para la velocidad de la banda, se dispone como dato inicial, que el transporte de 10 envases tarda 7 s. Tenemos, entonces, utilizando la ecuación de velocidad;

$$v = \frac{X}{t}$$

Donde;

X = Espacio

v = Velocidad

t = tiempo

El espacio X se reemplaza por, el número de envases multiplicado por el diámetro de cada uno para obtener una medida del espacio equivalente a la distancia que recorre la fila de los 10 envases en el tiempo de transporte. Así;

$$v = \frac{\text{Número de envases} * \text{diámetro de envase}}{\text{tiempo de transporte}}$$

$$v = \frac{10\ envases * 77mm}{7,5\ s} = 102,66 \frac{mm}{s} = 0,102 \frac{m}{s}$$

Para calcular la longitud de la banda, se despeja el espacio X , pero, el tiempo tomado sería 51 s. Debido a que los tiempos totales de las tres fases de llenado y tres fases de transporte, representadas en la figura 5, corresponde a 30 envases que se mueven sobre la banda en tres intervalos de tiempo de 7 segundos y asumiendo un margen de distancia de tres intervalos de tiempo de 10 segundos que tarda la máquina llenadora, con el fin de ubicar más envases sobre la banda, dando una tolerancia para los diferentes procesos. Usando la misma ecuación anterior, reemplazando también, la velocidad calculada anteriormente, se tiene;

$$X = v * t$$

$$X = 0,102 \frac{m}{s} * 51 s. = 5,2 m.$$

Resulta la distancia de 5,2 m, y se considera como la distancia entre los centros de los rodillos que transmiten el movimiento lineal de la banda.

4.1.3 Material de la banda transportadora. Para seleccionar el tipo de material se contempla materiales, que se usan en la industria alimenticia como lo son acero inoxidable y plástico de ingeniería, que cumplan con los procedimientos de la manufactura de alimentos. Para la selección de estructura usamos acero inoxidable AISI 304, por ser muy resistente a la corrosión y fácil de limpiar para prevenir bacterias.

La banda de cadena de tablillas en acero inoxidable y plástico Polioximetileno o POM, corresponde a bandas modulares y fáciles de ensamblar, también, hay que tener en cuenta que el factor de rozamiento de ambos, no es impedimento para el desplazamiento del material de los envases por lo tanto no afecta la función propuesta.

Para la cadena de tablillas se establece un factor indispensable para la empresa, que es la facilidad de ensamble, a un bajo precio. Existen dos ofertas en el mercado para el material de la banda transportadora, uno es Plástico POM que es un material termoplástico con muy buenas propiedades mecánicas y térmicas y otro es Acero inoxidable Austenítico AISI 304. Según el catálogo Uni-Chains. Mayor información ver Anexo B y Anexo C.

Se escoge por los anteriores motivos una banda modular con cadena de tablillas en material POM D, Polímero con componentes auto lubricantes, color W, el cual es un color blanco. Y la referencia es, de acuerdo al catálogo: *UNI 831 30D831K325W*, y se muestra en la imagen 13.

Imagen 13. Cadena de tablillas POM D, UNI 831



Fuente: <http://www.todobandas.com>

4.1.4 Diseño de los soportes longitudinales de la banda. Estos soportes, son diseñados con un perfil en C de medidas 52 mm x 140 mm y una longitud de 2440 mm, para el perfil más largo; para cubrir la longitud total de la banda, se construyen placas de unión con agujeros para el paso de tornillos. Los perfiles se ubican en ambos extremos de la banda, se puede observar el perfil y la placa de unión en las imágenes 14 y 15 respectivamente.

Imagen 14. Soportes longitudinales de la banda

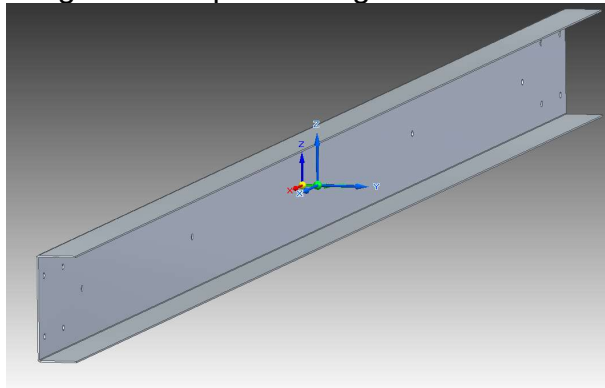
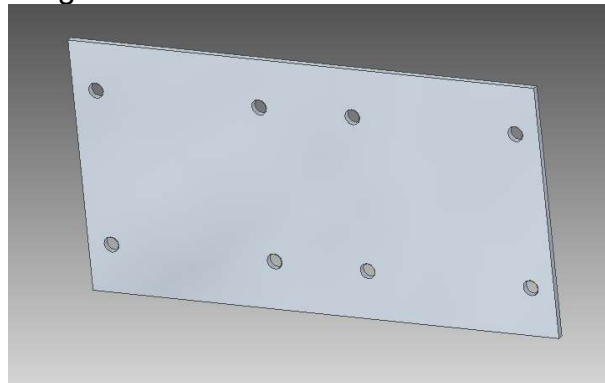


Imagen 15. Placa de unión



Se debe calcular el peso total que deben resistir los soportes laterales de la banda, para ello, la primera incógnita que se debe resolver es el peso de los envases que debe transportar la banda a través de toda su longitud. Por ende, se cuenta con los siguientes datos:

- Masa del envase vacío con tapa: 55 g. o 0,055 kg.
- Densidad del líquido envasado: se conoce que el producto envasado tiene una masa de 0,55 kg por lo tanto; podemos hallar la masa del líquido y su densidad, así;

La masa del líquido es igual a la masa total del envase lleno menos la masa del envase vacío, como se demuestra a continuación;

$$m = m_e + m_l$$

Donde;

m = Masa neta del envase

m_l = Masa del líquido

m_e = Masa del envase vacío

Despejando la masa del líquido, para hallar seguidamente la densidad, se obtiene;

$$m_l = m - m_e$$

$$m_l = 0,55 \text{ kg} - 0,055 \text{ kg} = 0,495 \text{ kg}$$

La masa del líquido dentro del envase es de 0,495 kg, sin embargo, se conoce que los envases cuando son dosificados no ocupan la totalidad del envase, es decir, el volumen del cuajo dosificado, tiene un margen de error debido a que el funcionamiento de la máquina es temporizado, por lo anterior, se calcula la densidad usando la siguiente ecuación;

$$\rho = \frac{m_l}{V}$$

Donde;

ρ = Densidad del líquido

m_l = Masa del líquido

V = Volumen

$$\rho = \frac{0,495 \text{ kg}}{423,07 \text{ ml}} = 1,17 \times 10^{-3} \text{ kg/ml}$$

$$\frac{1,17 \times 10^{-3} \text{ kg}}{\text{ml}} * \frac{1 \text{ ml}}{1 \text{ cm}^3} * \left(\frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \right)^3 = 1.170,02 \text{ kg/m}^3$$

Se obtiene como resultado, que la densidad del cuajo líquido es de 1.170,02 kg/m³. Como ya es conocido que, 0,55 kg es la masa neta de cada envase que se debe transportar por la banda.

Se requiere saber cuántos envases caben sobre la banda transportadora y conocer el peso de los mismos, igualmente el peso de la cadena que va a reposar sobre los soportes, por lo tanto, se multiplica por la masa neta de cada envase para obtener el valor máximo de la masa que debe soportar la banda transportadora.

$$\text{Número de envases sobre la banda} = \frac{\text{Longitud de la banda}}{\text{Diámetro mayor del envase}}$$

Reemplazando la longitud de la banda calculada en el subcapítulo 4.1.2 y el diámetro mayor del envase, se tiene;

$$\text{Número de envases sobre la banda} = \frac{5200 \text{ mm.}}{77 \text{ mm.}} = 67,53 \text{ envases}$$

Aproximamos este valor a 68 envases sobre la banda y calculamos la masa total.

$$\text{Masa envases} = \text{Número de envases} * \text{Masa Neta envase}$$

$$\text{Masa envases} = 68 * 0,55 \text{ kg} = 37,4 \text{ kg}$$

37,4 kg sería la masa de todos los envases que caben sobre la banda. Se requiere multiplicar esta masa por un factor de seguridad F.S., que, a futuro pueda existir un posible cambio de geometría del envase, que, aumente de 500ml a 800ml. por lo tanto, equivale a un 25% más de la capacidad actual, entonces;

$$m_{\text{máx}} = 37,4 \text{ kg} * F.S$$

$$m_{\text{máx}} = 37,4 \text{ kg} * 1,25 = 46,75 \text{ kg}$$

Donde;

$m_{\text{máx}}$ = Masa máxima.

F.S = Factor de seguridad del envase

La banda también debe soportar y arrastrar la masa de los eslabones plásticos. En la Imagen 13. Se observa que para la cadena de tablillas escogida, la masa es de 1kg/m. entonces;

$$m_{cad} = 1 \frac{kg}{m} * L_{banda}$$

Donde;

m_{cad} = Masa de la cadena

L_{banda} = Longitud de la banda

$$m_{cad} = 1 \frac{kg}{m} * 5,2 m = 5,2 kg$$

Ahora, la masa Total m_{total} sería la sumatoria de la $m_{máx}$ y la m_{cad} , así;

$$m_{total} = m_{máx} + m_{cad}$$

$$m_{total} = 46,75 kg + 5,2 kg = 51,95 kg.$$

Para obtener el peso distribuido que soporta la banda multiplicamos la masa por la Gravedad con la siguiente ecuación;

$$W = m_{total} * g$$

Donde;

W = Peso

m_{total} = masa total

g = Constante de la gravedad ($9.81 \frac{m}{s^2}$)

Se Reemplaza la fórmula así;

$$W = 51,95 kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 509,63 N$$

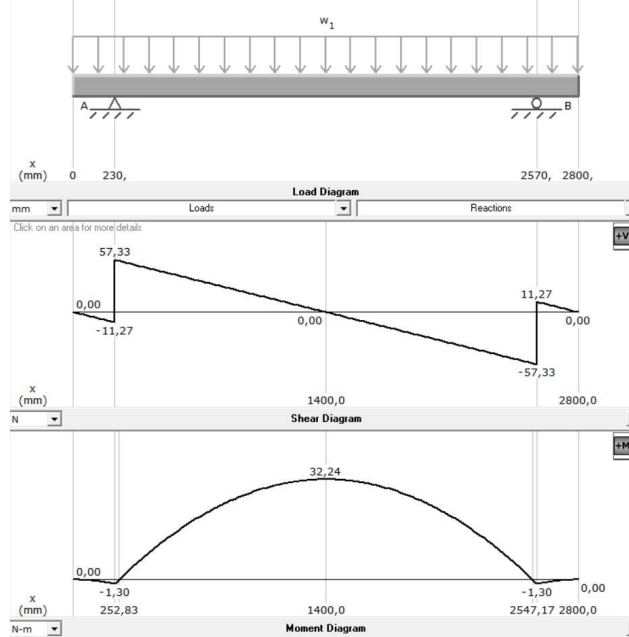
Cómo ya se mencionó las placas de soporte longitudinales se encuentran a lo largo de la banda y se ubican una enfrentada a la otra, es decir, que el peso total que va a soportar una placa es la mitad del peso total, por lo tanto la mitad de 509,63 N es 254,82 N

Se requiere saber cuanto es esta Carga por unidad de longitud, por lo tanto dividimos el peso por la longitud de la banda, así;

$$W = \frac{254,82 N}{5,2 m} = 49 \frac{N}{m}$$

A continuación con los datos obtenidos se estima el siguiente diagrama de cargas para un tramo de 2800 mm de soportes laterales, y que se encuentra soportados por unas bases o apoyos a los extremos, se desarrolla el diagrama con ayuda del software de mecánica de materiales MDSOLID v3.5.

Figura 6. Representación de cargas de soporte de la banda



De acuerdo a la Figura 6. Tenemos como fuerzas resultantes en los apoyos en los puntos A y B, 57,33 N y -57,33 N respectivamente, También, el momento flector máximo es de 32,24 Nm

Se debe hallar el esfuerzo permisible, para ello, seleccionamos el material de los soportes longitudinales; por su resistencia a la corrosión y la fácil disponibilidad en la industria se selecciona un acero AISI 304. Sus propiedades se pueden observar en la imagen 16, para mayor información consultar el anexo H.

Imagen 16. Propiedades de los aceros inoxidables

| Designación del material | | | Resistencia a la tensión | | Resistencia de fluencia | | Ductilidad (porcentaje de elongación en pulgadas) |
|--------------------------|---------------|------------|--------------------------|------------|-------------------------|------------|---------------------------------------------------|
| Número AISI | UNS | Condición | (ksi) | (MPa) | (ksi) | (MPa) | |
| Aceros austeníticos | | | | | | | |
| 201 | S20100 | Recocido | 115 | 793 | 55 | 379 | 55 |
| | | 1/4 duro | 125 | 862 | 75 | 517 | 20 |
| | | 1/2 duro | 150 | 1030 | 110 | 758 | 10 |
| | | 3/4 duro | 175 | 1210 | 135 | 931 | 5 |
| | | Duro total | 185 | 1280 | 140 | 966 | 4 |
| 301 | S30100 | Recocido | 110 | 758 | 40 | 276 | 60 |
| | | 1/4 duro | 125 | 862 | 75 | 517 | 25 |
| | | 1/2 duro | 150 | 1030 | 110 | 758 | 15 |
| | | 3/4 duro | 175 | 1210 | 135 | 931 | 12 |
| | | Duro total | 185 | 1280 | 140 | 966 | 8 |
| 304 | S30400 | Recocido | 85 | 586 | 35 | 241 | 60 |
| 310 | S31000 | Recocido | 95 | 655 | 45 | 310 | 45 |
| 316 | S31600 | Recocido | 80 | 552 | 30 | 207 | 60 |

Fuente: Robert L. Mott, P.E. (2.006). Diseño de Elementos de Máquinas. En Apéndice A propiedades de los aceros inoxidables (pág.450). México: Pearson.

Ahora, con la siguiente ecuación y asumiendo un factor de seguridad FS de 1,2 se calcula el esfuerzo permisible, así;

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{FS} = \frac{241 \text{ MPa}}{1,2}$$

Donde;

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material

FS = Factor de seguridad

$$\sigma_{perm} = \frac{241 \text{ MPa}}{1,2} = 200,83 \text{ MPa}$$

La siguiente ecuación es útil para hallar el módulo de la sección transversal de la placa; y basandose en el cálculo anterior y en la figura 6, obtenemos los valores para sustituir en la ecuación del módulo mínimo de sección;

$$S_{mín} = \frac{|M|_{máx}}{\sigma_{perm}}$$

Donde;

$S_{mín}$ = Módulo mínimo de la sección transversal

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

$|M|_{máx}$ = Momento flector máximo

$$S_{mín} = \frac{32,24 \text{ Nm}}{200,83 * 10^6 \text{ Pa}} = 1,605 * 10^{-7} \text{ m}^3 = 160,53 \text{ mm}^3$$

A continuación, se iguala el resultado del cálculo anterior con la ecuación del módulo de sección para un perfil rectangular, y se busca despejar la altura h, que corresponderá al espesor de nuestra placa de soporte longitudinal.

$$S_{mín} = \frac{1}{6} * b * h^2 = 160,53 \text{ mm}^3$$

Donde;

b = Base del perfil

h = Altura del perfil

Se conoce también, que la base es de 52 mm, como se diseñó y se explicó en el subcapítulo 4.1.4, reemplazando entonces;

$$h = \sqrt{6 * \frac{160,53 \text{ mm}^3}{52 \text{ mm}}} = 4,3 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene un espesor de lámina 4,3 mm y se aproxima a una lámina de 4,76 mm o 3/16" en el mercado colombiano. ver Anexo G.

Para hallar la deflexión a continuación se expresa la ecuación diferencial elástica;

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = V$$

Donde;

E = Módulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia

$\frac{d^2y}{dx^2}$ = Pendiente

V = Fuerza cortante

Para solucionar esta ecuación de segundo grado, se debe reemplazar e integrar ambos lados de la ecuación;

$$\int E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = \int -57,33 \text{ N } X$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = -28,67 \text{ N } X^2 + C_1$$

Cuando $\frac{dy}{dx} = 0$; y $X=10 \text{ mm}$;

Se reemplazan en la ecuación para obtener el valor de la constante C_1 ;

$$E * I * (0) = -28,67 \text{ N } (10 \text{ mm})^2 + C_1$$

$$C_1 = 28,67 \text{ N } (10 \text{ mm})^2 = 2.867 \text{ N } \text{mm}^2$$

Ahora, se halla la pendiente máxima cuando $\frac{dy}{dx} = \text{máxima}$; y $X=0$;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máxima} = \frac{-28,67 N (0)^2 + 2867 N \text{ mm}^2}{E * I}$$

El módulo elástico para el AISI 304 es de 193 GPa y el momento de inercia se calcula con la siguiente fórmula;

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3$$

Donde;

I = Momento de inercia

b = base

h = altura

Sustituyendo;

$$I = \frac{1}{12} * 52 \text{ mm} * (4,76 \text{ mm})^3 = 467,35 \text{ mm}^4$$

Se halla la pendiente máxima reemplazando los valores obtenidos así;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máxima} = \frac{-28,67 N (0)^2 + 2.867 N \text{ mm}^2}{193 * 10^3 \frac{N}{\text{mm}^2} * 467,35 \text{ mm}^4} = 3,18 * 10^{-5}$$

Para calcular la deflexión máxima es necesario volver a integrar la ecuación

$$\int E * I * \frac{dy}{dx} = \int -28,67 N X^2 + 2.867 N \text{ mm}^2$$

Para hallar la constante C_2 se reemplaza nuevamente cuando la deflexión $Y = 0$ y $X = 10 \text{ mm}$;

$$E * I * Y = \frac{-28,67 N X^3}{3} + 2.867 N \text{ mm}^2 X + C_2$$

$$E * I * (0) = \frac{-28,67 N (10 \text{ mm})^3}{3} + 2.867 N \text{ mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = \frac{28,67 N (10 \text{ mm})^3}{3} - 2.867 N \text{ mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = -19.113,33 N \text{ mm}^3$$

Con la constante C_2 se calcula la deflexión máxima cuando Y =máxima y $X=0$;

$$Y = \frac{\frac{-28,67 N (0)^3}{3} + 2,867 N mm^2 (0) - 19.113,33 N mm^3}{193 * 10^3 \frac{N}{mm^2} * 20,63 mm^4} = -4,8 * 10^{-3} mm$$

La deflexión máxima de las placas de soporte longitudinales es de $-4,8 * 10^{-3} mm$, y la pendiente máxima es de $3,18 * 10^{-5}$.

Para esta sección de placa se realiza el MEF explícito en el capítulo 6.

4.1.5 Selección de piñón. Una vez seleccionado las dimensiones y el material de la banda transportadora, es necesario definir la velocidad del motor, para la cual, se tiene en cuenta los siguientes factores:

- Diámetro o radio del piñón
- Velocidad angular

El movimiento de la banda es transmitido por un motor, que, a su vez cuenta con una relación de transmisión o motorreductor, acoplada a un piñón, que, a medida de realizar el giro, este lo trasfiere hacia las cadenas en un movimiento lineal, que tiene el objetivo de transportar los envases.

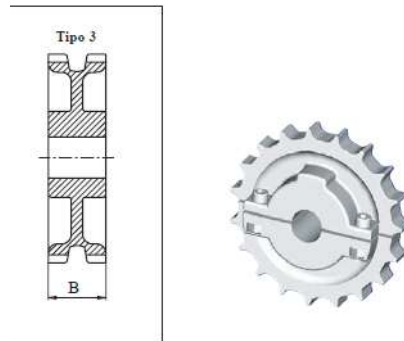
De acuerdo al catálogo Uni-Chains, ver Anexo D. Para el tipo de tablilla de cadena escogido, el piñón adecuado es un un piñón de dos partes, de 19 dientes con un diámetro primitivo de 117,3 mm Y se opta por uno piñón que tiene como referencia 303382019NT, disponible en dos materiales, hierro fundido y poliamida, se escoge el segundo en mención. Se aprecia la selección en la imagen 17.

Imagen 17. Selección de piñón para cadena de tablillas

| n° de dientes | diámetro primitivo | | diámetro cubo | | ancho de diente B | | eje | | | | referencia uni |
|---------------|--------------------|------|---------------|------|-------------------|------|------|------|------|------|--------------------------|
| | mm | pul. | mm | pul. | mm | pul. | mín. | | máx. | | |
| | | | | | | | mm | pul. | mm | pul. | |
| 19 | 117.3 | 4.62 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | poliamida 303382019NT |

Fuente: <http://www.todobandas.com>

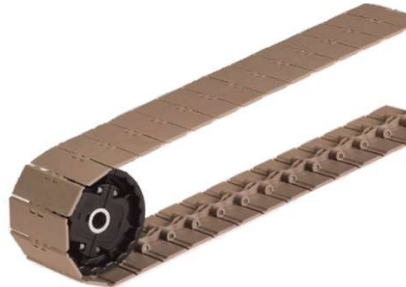
Imagen 18. Piñón en dos partes



Fuente: <http://www.todobandas.com>

Se muestra a continuación el ensamble del piñón escogido junto a la cadena de tablilla, se aclara que, en ambos extremos de la banda, se ensambla el mismo piñón, siendo uno como conducido y otro como conductor.

Imagen 19. Ensamble piñón-cadena



Fuente: <http://www.todobandas.com>

Conociendo el diámetro del piñón se requiere saber el radio.

$$D_{\text{piñón}} = 117,3 \text{ mm}$$

Donde;

$D_{\text{piñón}}$ = Diámetro del piñón

A continuación, se halla el radio;

$$r_{\text{piñón}} = \frac{D_{\text{piñón}}}{2}$$

Donde;

$r_{\text{piñón}}$ = Radio del piñón

$$r_{\text{piñón}} = \frac{117,3 \text{ mm.}}{2} = 58,65 \text{ mm}$$

El radio del piñón conductor y conducido es de 58,65 mm y que transmitirán el movimiento giratorio al movimiento lineal de la tablilla modular de cadena.

4.1.6 Cálculo del eje de transmisión. El eje de transmisión estará acoplado entre el agujero de cada piñón. Calculando el torque máximo al que estará sometido el eje, tenemos;

$$T = F * d$$

Donde;

T = Torque

F = Fuerza que debe halar la banda

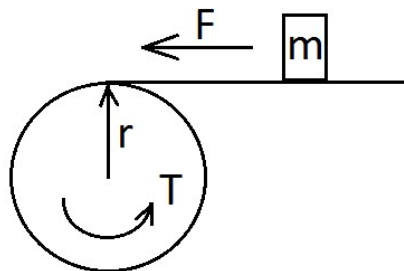
d = distancia o radio del piñón

Se remplaza, teniendo en cuenta que la fuerza corresponde a la masa total que se concentra sobre la banda y anteriormente calculada como 509,63 N. La distancia es el radio del piñón que se calculó anteriormente, siendo;

$$T = 509,63 \text{ N} * (58,65 * 10^{-3})\text{m} = 29,9 \text{ Nm}$$

El momento flector se calcula con base a la imagen 20, donde se detalla la fuerza y el momento actuante, hacia el piñón de la banda

Imagen 20. Diagrama de fuerzas eje de tracción



Calculando el momento flector máximo, se tiene;

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{F * d_{eje}}{4}$$

Donde;

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo

F = Fuerza ejercida por la masa

d_{eje} = distancia del eje de la flecha

Por diseño en las placas de soporte y dimensiones en la cadena de tablillas se establece que la longitud del eje debe ser de 240 mm, el cual se establece como la distancia del eje de la flecha. Remplazando;

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{509,63 \text{ N} * 0,24 \text{ m}}{4} = 30,58 \text{ Nm}$$

Se procede a calcular el diámetro del eje mínimo requerido, usando la ecuación para el diseño de flechas mediante la teoría de la energía de distorsión.

$$D_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi * S_Y} * \sqrt{M_{m\acute{a}x}^2 + \frac{3}{4} * T^2}}$$

Donde;

D_{eje} = Diámetro del eje

FS = Factor de seguridad

S_Y = Esfuerzo de fluencia del material

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo

T = Torque

Se asume un factor de seguridad para la banda de 2,5, por lo tanto;

$$D_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * 2,5}{\pi * 241 * 10^6 \text{ Pa}} * \sqrt{(30,58 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} * (29,9 \text{ Nm})^2}}$$

$$D_{eje} = 0,016 \text{ m} = 16,18 \text{ mm}$$

Se selecciona por lo anterior un diámetro de eje de 20 mm o $\frac{3}{4}$ " y se verifica el agujero del piñón seleccionado, ver imagen 17, donde el diámetro del eje mínimo es de 20 mm, por ser en dos partes se facilita el ensamble y el ajuste del mismo, por lo tanto el eje debe ser mecanizado, fabricando así dos ejes, siendo uno motriz acoplado al sistema de transmisión y el otro de giro libre, siendo conducido.

4.1.7 Selección de rodamientos de la banda. Los rodamientos van fijados a los extremos del eje de tracción y el eje transmitido respectivamente en cada extremo de la banda. Haciendo girar libremente el eje y solidario a los piñones.

Los criterios de selección principalmente son: el espacio disponible, las cargas a la que estará sometido, la desalineación, el desplazamiento axial y la facilidad de montaje.

Por los anteriores criterios, se opta por un rodamiento de bolas, por no estar sometido a un desplazamiento axial ni a cargas considerables, por lo tanto referimos

al fabricante skf por ser una marca reconocida por su calidad y disponible en el mercado colombiano.

Imagen 21. Selección de rodamientos

| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga | Velocidades nominales | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|----|---------------------------|----------------------------|------------------------|-------------------------|------------------|------|-------------|
| d | D | B | dinámica C | estática C ₀ | P _u | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | r.p.m. | | g | - |
| 20 | 27 | 4 | 0,676 | 0,39 | 0,017 | 50 000 | 32 000 | 5,4 | W 61704 |
| | 32 | 7 | 3,12 | 2,08 | 0,09 | 48 000 | 30 000 | 16 | W 61804 |
| | 32 | 10 | 3,12 | 2,08 | 0,09 | 48 000 | 30 000 | 23 | W 63804 |
| | 37 | 9 | 5,53 | 3,65 | 0,156 | 43 000 | 26 000 | 33 | W 61904 |

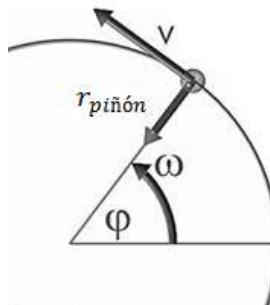
Fuente: <http://www.skf.com>

El rodamiento seleccionado es un rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable, por ser resistente a la corrosión y se encuentra resaltado en un recuadro azul, se escoge por tener un diámetro d=20 mm perfecto para el eje y su diámetro D=37 mm, lo cual, para el ensamble se cuenta con ese espacio disponible.

Las chumazeras y accesorios de la banda serán de plástico para mayor facilidad y bajo coste.

4.1.8 Cálculo de la velocidad angular. Es necesario calcular la velocidad angular, para ello, se toma en cuenta la Imagen 22. que representa: velocidad tangencial, velocidad angular, radio del piñón y eje de rotación.

Imagen 22. Esquema velocidades



Así las cosas, se debe conocer cuál es la velocidad tangencial y el radio del piñón del motor para calcular la velocidad angular con la que debe girar el piñón, para ello aplicamos la siguiente fórmula;

$$v = \omega * r_{\text{piñón}}$$

Donde;

v = velocidad tangencial

ω = velocidad angular

$r_{\text{piñón}}$ = radio

Se despeja la velocidad angular ω , ya que son conocidas la velocidad tangencial, asumida como la misma velocidad lineal.

$$\omega = \frac{v}{r_{\text{piñón}}}$$

$$\omega = \frac{0,102 \frac{m}{s}}{(58,65 * 10^{-3})m} = 1,74 \frac{rad}{s}$$

Se hace la conversión de rad/s a rpm así;

$$1,74 \frac{rad}{s} * \frac{1 rev}{2\pi rad} * \frac{60 s}{1 min} = 16,62 rpm$$

4.1.9 Cálculo de la Potencia del motor. Es necesario conocer la potencia requerida para la selección del motor - reductor que generarán la tracción, a través de la siguiente fórmula de potencia;

$$P = T * \omega$$

Donde;

P = Potencia del motor

T = Torque (Nm)

ω = velocidad angular (rad/s)

Reemplazando por los valores obtenidos, tenemos;

$$P = 29,9 Nm * 1,74 \frac{rad}{s} = 52,03 W$$

Obtenemos un valor de 52,03 W, y realizamos la conversión a HP.

$$52,03 W * \left(\frac{1HP}{745,7W} \right) \cong 0,1 HP$$

4.1.10 Selección del Motor. Se escoge un motor disponible por la empresa Siemens con una potencia a 0,33 HP por motivo de que es el menor caballaje disponible por el fabricante. Por consiguiente seleccionamos un motor de 3540 rpm de 4 polos, estos se caracterizan por tener una baja eficiencia con respecto a otros motores, pero que en consecuencia para la aplicación no afecta la operación requerida por las bajas revoluciones de trabajo, además, tiene como ventaja el bajo costo. Se observa esta selección en la Imagen 23. ver anexo F.

Imagen 23. Selección del motor



| Referencia | Potencia (HP) | Service Factor | Velocidad nominal rpm | Corriente nominal (amp) | | Eficiencia % | Peso del motor | | |
|---------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|----------------|-----------------------|-------------------------|------|--------------|----------------|-------|---------|
| | | | | 115 V | 230V | | | | |
| Motor 1RF2, 4 polos, 56. eje con cuñero con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz | | | | | | | | | |
| 100346780 | 1RF2000-0DB10-4AB1 | 0,33 | 1,35 | 1.740 | 6,2 | 3,1 | 55,0 | 18,36 | 322.000 |
| 100346782 | 1RF2000-0DB20-4AB1 | 0,5 | 1,25 | 1.740 | 9,0 | 4,5 | 59,5 | 20,72 | 349.000 |
| 100346783 | 1RF2000-0DB30-4AB1 | 0,75 | 1,25 | 1.735 | 12,4 | 6,2 | 62,0 | 27,08 | 399.000 |
| 100346784 | 1RF2000-0DB41-4AA1 | 1,0 | 1,15 | 1.760 | 13,0 | 6,5 | 64,0 | 29,46 | 430.000 |

Fuente: <http://www.industry.siemens.com>

El motor seleccionado es de 0,33 HP, bajo el código de catálogo 100346780, a 1.800 rpm teórica y 1.740 rpm reales, disponible para conexión a 230 V un consumo de 3,1 A y una eficiencia de 55%.

4.1.11 Selección de la unidad reductora. Es indispensable contar con una reducción de engranajes, debido a que las rpm reales de entrada entregadas por el motor son de 1720 rpm y la velocidad angular con la que debe girar el piñón en el eje de salida es de 16,62 rpm, por consiguiente, se requiere seleccionar un motorreductor.

Por lo tanto calculamos la relación de transmisión i entre las dos velocidades, así;

$$i = \frac{1740 \text{ rpm}}{16,62 \text{ rpm}} = 104,69$$

Donde;

i = relación de transmisión

Para la relación de transmisión i , obtenida, nos dirigimos al catálogo de motorreductores sin fin-corona y buscamos motorreductores con una potencia de 0,33 HP y capaz de cumplir con esa relación de transmisión. A continuación en la imagen 24, se observa, que el valor más cercano para i es de 113,45 y se encuentra resaltado. Ver anexo G.

Imagen 24, Selección de la unidad reductora sin fin-corona

| Kw / Hp 0.25 / 0.33 - Frame - Polos 63 - 4 | | | | | | |
|--------------------------------------------|-------|----|--------|-----|------|---------|
| 55.47 | 33.14 | 77 | 30.83 | 2.7 | 2301 | E0E G05 |
| 47.46 | 38.23 | 76 | 36.03 | 2.4 | 2301 | E0F G05 |
| 42.37 | 42.26 | 75 | 40.36 | 2.1 | 2301 | E0G G05 |
| 37.27 | 39.08 | 61 | 45.88 | 2.3 | 2301 | I0C G05 |
| 32.21 | 45.22 | 61 | 53.09 | 2.0 | 2301 | I0D G05 |
| 27.73 | 52.52 | 61 | 61.67 | 1.7 | 2301 | I0E G05 |
| 23.73 | 61.36 | 61 | 72.05 | 1.5 | 2301 | I0F G05 |
| 21.18 | 67.63 | 60 | 80.73 | 1.3 | 2301 | I0G G05 |
| 19.81 | 71.11 | 59 | 86.33 | 1.3 | 2301 | I0H G05 |
| 19.73 | 66.55 | 55 | 86.67 | 1.4 | 2301 | L0E G05 |
| 16.89 | 76.34 | 54 | 101.26 | 1.2 | 2301 | L0F G05 |
| 15.07 | 83.95 | 53 | 113.45 | 1.1 | 2301 | L0G G05 |
| 14.09 | 88.09 | 52 | 121.33 | 1.0 | 2301 | L0H G05 |
| 13.11 | 91.08 | 50 | 130.47 | 1.0 | 2301 | N0F G05 |

SG01

| n_2 | M_2 | η | $i_{trans.}$ | F_s | Codigo |
|---------|-------|--------|--------------|-------|--------|
| [1/min] | [Nm] | [-] | [-] | [-] | Equipo |

Fuente: <http://www.ramfe.com.co/archivos/193.pdf>

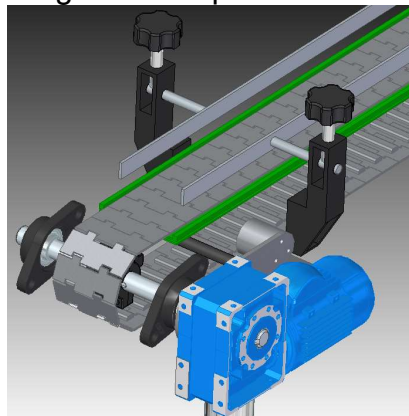
Se escoje por los anteriores motivos el motorreductor SG01 de la empresa Ramfé con relación de transmisión de 113,45 y que cuenta con un torque M_2 de 83,95 Nm y una velocidad angular a la salida n_2 de 15,07 rpm.

Las dimensiones de la unidad reductora seleccionada se encuentran descritos en el anexo G-2.

Por medio de esta selección se tiene un motor-reductor de 0,33 HP. El cual cumple con las siguientes caracteriticas:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.

Imagen 25. Representación Motor-reductor ensamblado



4.1.12 Descripción de los parámetros de la banda. De acuerdo a las selecciones anteriores, se presenta una tabla con la descripción de la banda transportadora que se debe usar para esta máquina.

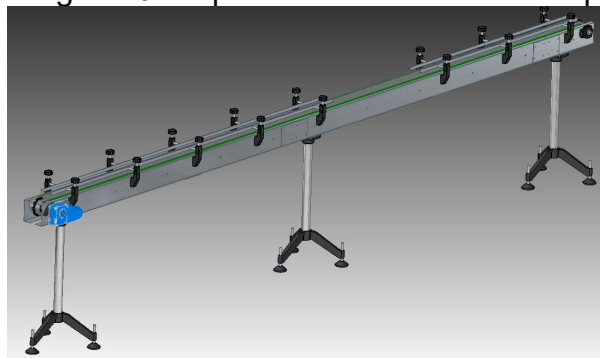
Tabla 6. Datos técnicos Banda Transportadora

| Datos Técnicos | |
|----------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Capacidad de carga | 0 – 98 N/m (0 – 10 kg/m) |
| Velocidad (V) | 0,102 m/s (6,1 m/min) |
| Elevación Estructura de la Banda | Ajustable entre 700 - 1000 mm (28"- 39") |
| Ancho de la línea | 100 – 150 mm (4" – 6") |
| Características de la cadena | Modular UNI 831. Color W. ancho 82,6 mm (3,25"). grosor 5mm (0,2"). Peso 1 kg/m (9,81 N/m) |
| Largo del módulo | 5200 mm (205") |
| Motor-reductor | Motor 3 fases, 4polos - 0,33 HP- 220 VAC, 60 Hz - Reductor SG01 LOG05 |
| Laterales | Guías con láminas de acero inoxidable espesor 4,76 mm (3/16") |
| Rango de temperatura | De 0°C a 45°C temperatura ambiente. (de 23°F a 122°F) |
| Accesorios | Banda Transportadora ensamblada, con 3 bases. Con acople para Motorreductor, mordazas y accesorios en plásticos ABS, y guías Acero inox. |

Los elementos no mencionados son: 3 bases ajustables compuesta por tubos normalizados con diámetro de 51mm y soportes en plásticos ABS con patas ajustables, la longitud del tubo es de 700 mm, estas tres bases se ubican estratégicamente y atornilladas a los dos perfiles en C de los soportes longitudinales.

Las demás partes que componen la banda son dos guías o platinas en acero inoxidable para encaminar los recipientes a lo largo de la banda sujetadas por 16 mordazas de plástico, ocho a cada lado y ajustadas con tornillo de ¼" con tuerca a las placas de soporte longitudinal de la banda.

Imagen 26. Representación banda Transportadora



4.2 SISTEMA DE PRENSADO

Este sistema tiene como función aprisionar los envases, para así, evitar el movimiento rotatorio, por el torque ejercido al instante de ser tapados. También se

pone en consideración la fuerza de rozamiento entre la placa y los envases y la medida de la fuerza que se debe ejercer sobre esta para transmitirla. La presión se debe ejercer por ambas caras debido a la geometría del envase, por tal razón se diseña por un lado con una placa móvil, más adelante nombrada placa de prensado, que sirve para mantener estáticos los recipientes y al lado contrario otra placa para ejercer la misma fuerza de la primera, pero en sentido contrario.

4.2.1 Diseño de la placa de prensado. Esta placa, se diseña con base a la altura del cuerpo del envase, ver página 28. Esta altura es de 90 mm, se toma un margen de tolerancia de 5 mm arriba y abajo por conveniencia para realizar la fuerza de presión en la geometría del envase, por tal motivo la altura de la placa será de 80mm.

Para calcular la longitud de la placa, multiplicamos el diámetro de un envase por el número de envases que se van a prensar, que son 10, y debido a que la placa en los extremos no tendrá contacto con los envases, debido a la geometría del mismo, se opta por reducir la longitud de la placa 20 mm, el cálculo se demuestra en la siguiente ecuación;

$$l_p = (D_{m\acute{a}x} * 10 \text{ envases}) - 20 \text{ mm}$$

Donde;

l_p = longitud de la placa

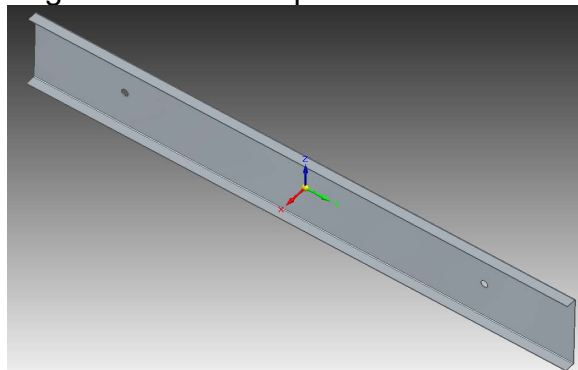
$D_{m\acute{a}x}$ = Diámetro máximo del envase

Reemplazando, tenemos;

$$l_p = (77 \text{ mm} * 10 \text{ envases}) - 20 \text{ mm} = 750 \text{ mm}$$

Con base al cálculo anterior y por disposición de diseño, la placa tiene un perfil en C con medidas de 80 mm x 15 mm con profundidad de 750 mm, se muestra en la Imagen 27.

Imagen 27. Placa de prensado



4.2.2 Cálculo de esfuerzos sobre la placa de prensado. Por ensayo práctico se hace la prueba para medir la fuerza que se requiere, sobre el cuerpo de un envase y antes de deformarlo; por medio de una placa metálica de 80 mm x 80 mm, y sobre una balanza, se genera una fuerza hacia la placa sobre un envase, simultaneo, tomamos el valor antes de llegar a la deformación del mismo. Dando como resultado de este procedimiento un estimado de 5,45 kgf. Este valor se define como la carga puntual ejercida sobre un recipiente.

Multiplicamos por el número de envases así;

$$5,45 \text{ kgf} * 10 \text{ envases} = 54,5 \text{ kgf}$$

Realizamos la conversión a Newton para conocer la equivalencia;

$$54,5 \text{ kgf} * \frac{9,81N}{1\text{kgf}} = 834,65 \text{ N}$$

Para impulsar la placa es necesario ayudarnos de un sistema de cilindros neumáticos que se ajuste y automáticamente se encargue de transmitir el movimiento de ida y vuelta de la placa hacia los envases.

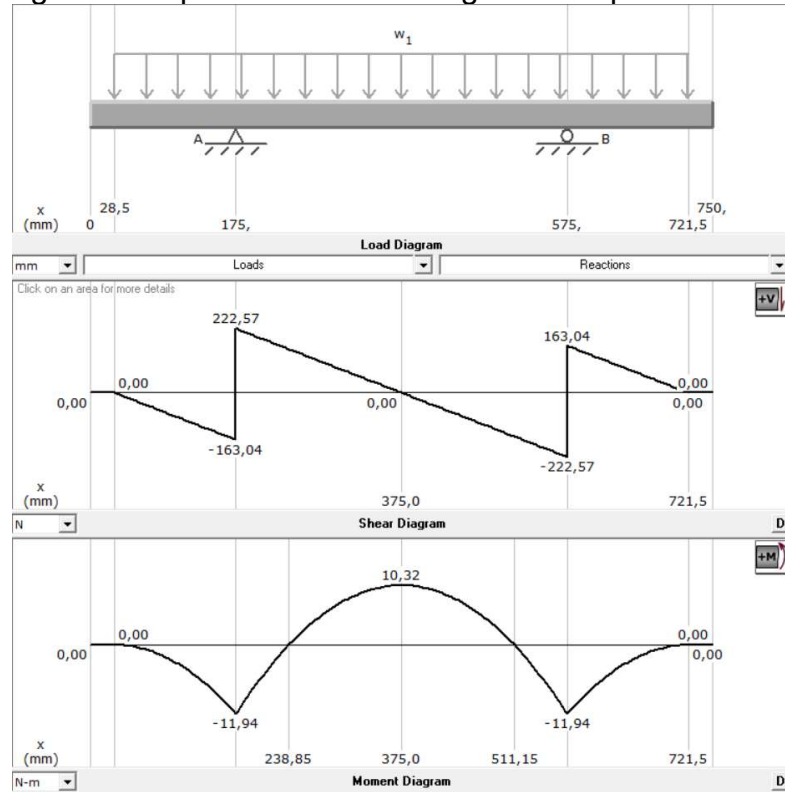
Del cálculo anterior, tenemos una fuerza total de 834,65 N, que se debe ejercer sobre la placa para prensar los envases. Se pretende impulsarla por medio de dos actuadores neumáticos ensamblados a cada extremo, se distribuyen de una manera equivalente dejando 175mm de cada extremo de la placa hacia el centro del eje del agujero, por otra parte, los envases, ejercen una fuerza sobre una longitud de 750 mm que es la distancia ocupada por los diez envases, menos 20 mm ya que no hay contacto en los extremos de los cilindros.

Por lo anterior, definimos una carga distribuida que se presenta a través de la longitud de la placa, donde chocan los envases así;

$$\frac{834.65N}{(750 * 10^{-3})m} = 1.112,87 \frac{N}{m}$$

Con este resultado, realizamos un diagrama de cuerpo libre para demostrar las fuerzas aplicadas sobre la placa, asumiendo puntos de apoyo donde estarían localizados los actuadores neumáticos.

Figura 7. Representación de cargas sobre placa



De acuerdo a la Figura 7. Tenemos como esfuerzo cortante máximo en los apoyos en los puntos A y B, 222,57 N y -222,57 N respectivamente, También el momento flector máximo es de 10,32 Nm.

Por diseño se prefiere que el perfil que de la placa mostrada en la imagen 27, sea en forma de C y con dimensiones de 15 mm x 80 mm, una longitud de 750 mm. El material usado para todas las placas de aquí en adelante será el mismo que se utilizó para los soportes longitudinales de la banda, AISI 304.

Según el libro “Diseño de Elemento de Máquinas” de Mott (2006), establece en el capítulo 5. “factores de diseño para materiales dúctiles”, por lo anterior se asume un factor de seguridad FS de 1,2 porque se tiene alto grado de confianza en el material seleccionado. Se calcula el esfuerzo permisible, así;

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{FS} = \frac{241 \text{ MPa}}{1,2}$$

Donde;

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material

FS = Factor de seguridad

$$\sigma_{perm} = \frac{241 \text{ MPa}}{1,2} = 200,83 \text{ MPa}$$

Se calcula ahora, el módulo de la sección transversal de la placa de prensado, y, basandose en el cálculo anterior y en la figura 7, obtenemos los valores para sustituir en la ecuación;

$$S_{mín} = \frac{|M|_{máx}}{\sigma_{perm}}$$

Donde;

$S_{mín}$ = Módulo mínimo de la sección transversal

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

$|M|_{máx}$ = Momento flector máximo

$$S_{mín} = \frac{10,32 \text{ Nm}}{200,83 * 10^6 \text{ Pa}} = 5,14 * 10^{-8} \text{ m}^3 = 51,39 \text{ mm}^3$$

A continuación, se iguala el resultado del cálculo anterior con la ecuación del módulo de sección para un perfil rectangular, y se busca despejar la altura h , que corresponderá al espesor de nuestra placa de soporte longitudinal.

$$S_{mín} = \frac{1}{6} * b * h^2 = 51,39 \text{ mm}^3$$

Donde;

b = Base del perfil

h = Altura del perfil

por el diseño de la placa la base es de 80 mm, despejamos la altura y remplazamos, así;

$$h = \sqrt{6 * \frac{51,39 \text{ mm}^3}{80 \text{ mm}}} = 1,96 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene una altura de lámina de 1,96 mm y se entiende como el espesor, se escoge entonces, un espesor de lámina normalizado de 1,9 mm disponible en la industria. ver Anexo G.

Para hallar la deflexión, a continuación, se expresa la ecuación diferencial elástica;

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = V$$

Donde;

E = Módulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia

$\frac{d^2y}{dx^2}$ = Pendiente

V = Fuerza cortante

Para solucionar esta ecuación de segundo grado, se debe reemplazar e integrar ambos lados de la ecuación;

$$\int E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = \int -222,57 N X$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = -111,29 N X^2 + C_1$$

Cuando $\frac{dy}{dx} = 0$; y $X=10$ mm;

Se reemplazan en la ecuación para obtener el valor de la constante C_1 ;

$$E * I * (0) = -111,29 N (10 \text{ mm})^2 + C_1$$

$$C_1 = 111,29 N (10 \text{ mm})^2 = 11.129 N \text{ mm}^2$$

Ahora, se halla la pendiente máxima cuando $\frac{dy}{dx} = \text{máxima}$; y $X=0$;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máx} = \frac{-111,29 N (0)^2 + 11.129 N \text{ mm}^2}{E * I}$$

El módulo elástico para el AISI 304 es de 193 kPa y el momento de inercia se calcula con la siguiente fórmula;

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3$$

Donde;

I = Momento de inercia

b = base

h = altura

Sustituyendo;

$$I = \frac{1}{12} * 80 \text{ mm} * (1,9 \text{ mm})^3 = 45,73 \text{ mm}^4$$

Se halla la pendiente máxima reemplazando los valores obtenidos así;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máxima} = \frac{-111,29 \text{ N} (0)^2 + 11.129 \text{ N mm}^2}{193 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 45,73 \text{ mm}^4} = 1,26 * 10^{-3}$$

Para calcular la deflexión máxima es necesario volver a integrar la ecuación

$$\int E * I * \frac{dy}{dx} = \int -111,29 \text{ N} X^2 + 11.129 \text{ N mm}^2$$

Para hallar la constante C_2 se reemplaza nuevamente cuando la deflexión $Y = 0$ y $X = 10 \text{ mm}$;

$$E * I * Y = \frac{-111,29 \text{ N} X^3}{3} + 11.129 \text{ N mm}^2 X + C_2$$

$$E * I * (0) = \frac{-111,29 \text{ N} (10 \text{ mm})^3}{3} + 11.129 \text{ N mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = \frac{111,29 \text{ N} (10 \text{ mm})^3}{3} - 11.129 \text{ N mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = -74.193,33 \text{ mm}^3$$

Con la constante C_2 se calcula la deflexión máxima cuando $Y = \text{máxima}$ y $X = 0$;

$$Y = \frac{\frac{-111,29 \text{ N} (0)^3}{3} + 11.129 \text{ N mm}^2 (0) - 74.193,33 \text{ mm}^3}{193 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 45,73 \text{ mm}^4} = -8,4 * 10^{-3} \text{ mm}$$

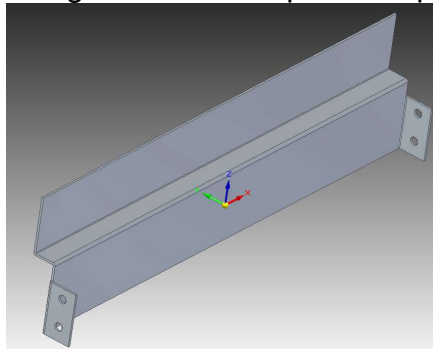
La deflexión máxima de las placas de soporte longitudinales es de $-8,4 * 10^{-3} \text{ mm}$, y la pendiente máxima es de $1,26 * 10^{-3}$.

Para esta sección de placa se realiza el MEF explícito en el capítulo 6.

4.2.3 Diseño de la contra placa de prensado. Como se enunció al principio del subcapítulo, es necesario que simultáneamente y en sentido contrario de la fuerza que ejerce la placa de prensado halla otra placa, a diferencia de la anterior, esta estará estática y ejerciendo la misma fuerza, pero en sentido contrario. Para esto se diseña una placa con el mismo material y de igual espesor Calibre 14 o 1,9 mm.

Por diseño se establece que la contra placa estará sujeta a la estructura principal y tendrá igual longitud y altura en la zona de contacto con los envases que la placa de prensado. Se diseña con un perfil en Zeta con dimensiones de: 80 mm (zona de contacto con los envases) x 32 mm x 100 mm, con longitud de 750 mm, Adicionalmente dos perfiles rectangulares a los extremos de 43 mm x 75 mm para ser fijados a la estructura con dos agujeros de diámetro 12 mm, Se puede observar la placa en la imagen 29.

Imagen 28. Contra placa de prensado

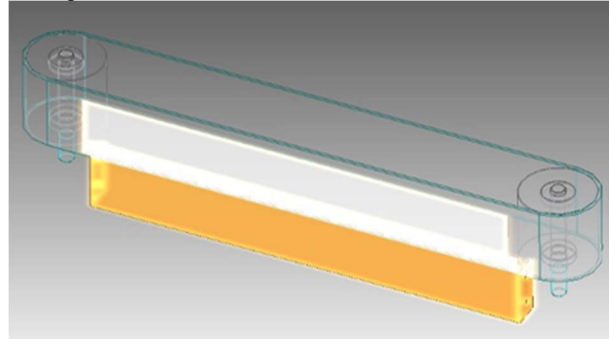


Adicionalmente la placa base tendrá adherida una lámina de plástico, para evitar el giro de los envases por el torque ejercido, debido a que la lámina de acero inoxidable es muy lisa y no puede retener los envases por completo.

Cuando la contra placa soporta la fuerza de los envases cuando son presionados por la placa de prensado, en este momento se debe realizar el tapado de los envases. Una vez se devuelve a su posición inicial la placa de prensado, los envases estarán muy pegados a la contra placa, por esta razón se decide recubrir la contra placa por una banda de plástico, tensionada y guiada por dos rodillos locos, con el propósito de que cuando vuelvan a avanzar los envases ya tapados, esta gire libremente sin que los envases se queden retenidos.

Los rodillos se diseñan con un diámetro de 120 mm y una altura de 98 mm, se ensambla una banda libre sobrepuesta en la contra placa, como se observa en la Imagen 24.

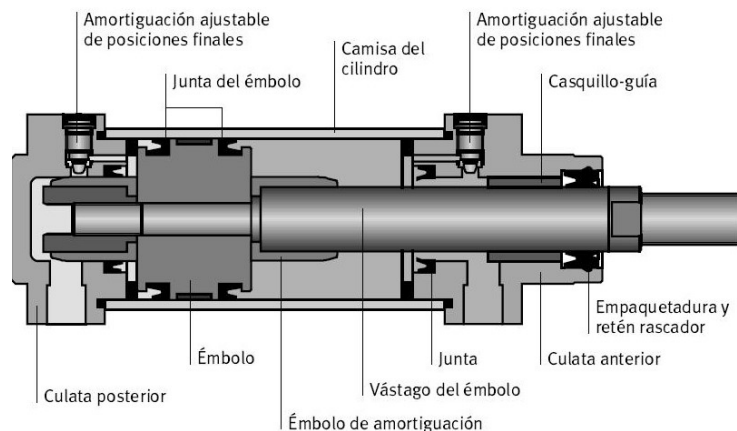
Imagen 29. Rodillos locos de banda libre



4.2.4 Cálculo de los cilindros neumáticos de la placa de prensado. Con base a la selección de cilindros neumáticos, tomamos como referencia el catálogo de la empresa Micro para la selección y los cálculos requeridos.

Los cilindros neumáticos, son los encargados de impulsar y retraer la placa de prensado, que sirve como dispositivo de sujeción para evitar que los envases se giren al momento de roscar la tapa. En la imagen 25, Se representa las partes de un cilindro de doble efecto, el cual es necesario por su capacidad de realizar un trabajo tanto en sentido de avance como en el de retroceso.

Imagen 30. Partes del Cilindro de Doble Efecto



Fuente: <http://industrial-automatca.blogspot.com>

Es necesario calcular la fuerza de avance y retroceso que requiere el cilindro y seleccionar el adecuado, dividido por dos cilindros cada uno sujetando cada extremo de la placa, por lo tanto, se divide la fuerza calculada en el apartado 4.2.2 que debe actuar en la placa de prensado, así;

$$F_{cilindro} = \frac{834.65N}{2} = 417,32 N$$

La fuerza máxima que debe ejercer cada cilindro es de 417,32 N. Se debe conocer igualmente, el peso que el cilindro debe impulsar y contraer, es decir, se considera la masa de la placa, tornillos y accesorios que suspendan bajo el acople de los cilindros, para ello suponemos una masa estimada para la placa con base a la siguiente imagen para lámina de acero inoxidable seleccionada.

Imagen 31. Masa teórica para láminas de acero inoxidable

| ESPESOR | | | KILOGRAMOS POR HOJA | | | | |
|---------|------|--------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|---------------------|
| CAL. | MM | PULG. | KG/MT2 | 914X3048 3'X8' | 914X3048 3'X10' | 1219X3048 4'X8' | 1219X3048 4'X10' |
| 10 | 3.43 | 0.135 | 27.783 | 61.909 | 77.399 | 82.568 | 103.228 |
| 11 | 3.05 | 0.120 | 24.705 | 55.050 | 68.824 | 73.421 | 91.791 |
| 12 | 2.67 | 0.105 | 21.627 | 48.192 | 60.250 | 64.273 | 80.355 |
| 14 | 1.90 | 0.075 | 15.390 | 34.294 | 42.874 | 45.737 | 57.181 |
| 16 | 1.52 | 0.0595 | 12.312 | 27.435 | 34.299 | 36.590 | 45.745 |

Fuente: <http://www.metaismelect.com.mx>

Se requiere calcular la masa de la placa y aplicar un porcentaje de seguridad que acoja tornillería y elementos no mencionados sujetos a la misma.

$$A_{pp} = (2 * b + h) * l$$

Donde;

A_{pp} = Área de la placa de prensado

b = base del perfil en C

h = altura

l = longitud

$$A_{pp} = (2 * 15 \text{ mm} + 80 \text{ mm}) * 750 \text{ mm} = 82.500 \text{ mm}^2$$

Realizando la conversión para metros cuadrado, tenemos;

$$82.500 \text{ mm}^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)^2 = 0,0825 \text{ m}^2$$

Como resultado el área de la placa es de $0,0825 \text{ m}^2$, ahora, bien, tomando el valor de la tabla de $15,39 \text{ Kg/m}^2$ se multiplica por el área de la placa y obtenemos la masa de la placa;

$$m_{pp} = 0,0825 \text{ m}^2 * 15,39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 1,27 \text{ kg}$$

Para Obtener el peso lo multiplicamos por el valor de la gravedad, así;

$$W = 1,27 \text{ kg} * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} = 12,46 \text{ N}$$

Cómo se mencionó antes, este peso le aplicamos un margen de seguridad de un 10% para tornillería y demás elementos sobre la misma. Por consiguiente;

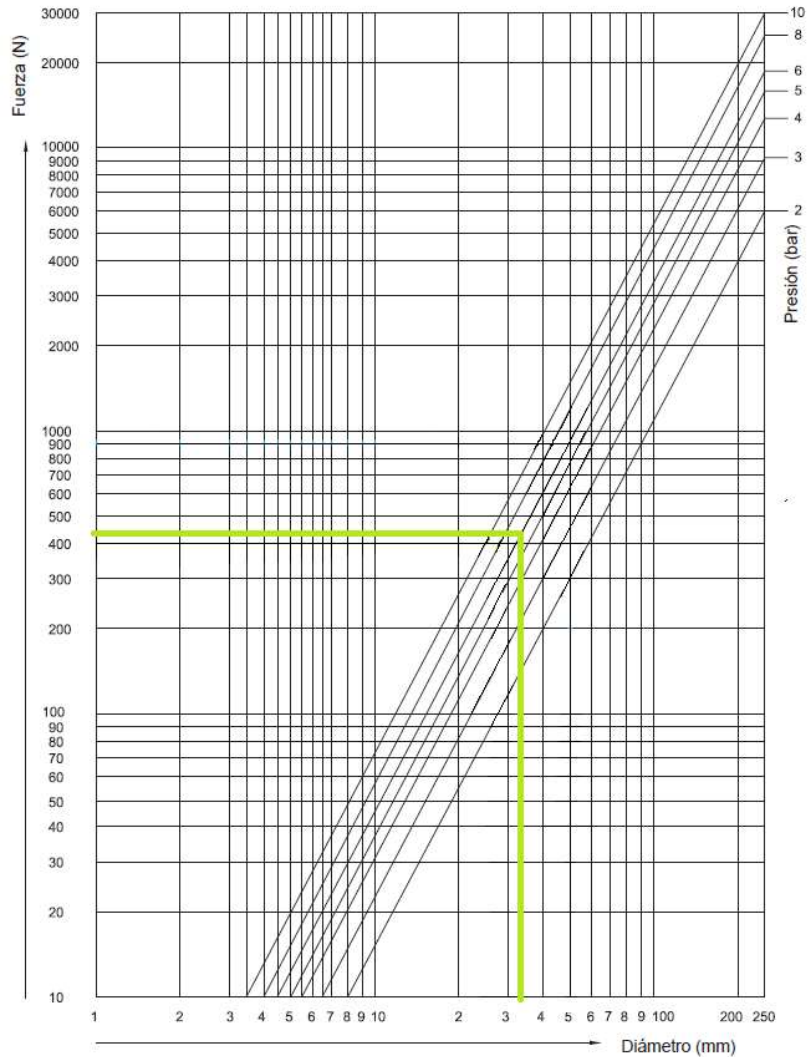
$$W = 1.2 * 12,46 N = 14,95 N \approx 15 N$$

Los 15 N resultantes, se deben igualmente dividir en dos, para un equivalente del peso dividido en los dos cilindros, por lo tanto $15/2$ resulta un peso 7,5 N que la sumamos a la $F_{cilindro}$, entonces;

$$F_{cilindro} = 417,32 N + 7,5 N = 424,82 N$$

Ahora, teniendo la fuerza que necesita el cilindro de 424,82 N, nos dirigimos a la Imagen 33. Partiendo del eje de la fuerza se ubica este valor conocido, se traza una línea recta horizontal de izquierda a derecha, hasta que se encuentre con la línea diagonal de Presión de 6 bares, ya que es la presión que maneja el compresor con el que se cuenta, seguidamente trazamos una línea vertical hacia abajo hasta la base de la gráfica, donde se denota el diámetro en mm, se observa a continuación, en un trazo de color verde. Para mayor información consultar Anexo J.

Imagen 32. Ávaco de Fuerza, Presión y Diámetro de cilindros

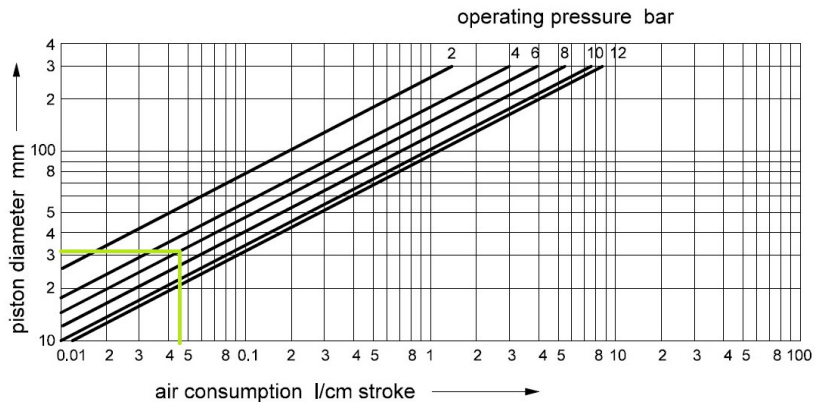


Fuente: <http://www.microautomacion.com>

De acuerdo al fabricante y a la Imagen 33, se obtiene un diámetro de la camisa del cilindro de aproximadamente 33 mm para mayor información consultar el Anexo H.

El siguiente paso según Micro, es hallar el consumo de aire del cilindro, por medio de la imagen 28 y con los valores conocidos de diámetro y presión, ubicándolos en las líneas representadas para encontrar el volumen de aire, consultar anexo I.

Imagen 33. Consumo de aire en el cilindro



Fuente: <http://www.microautomacion.com>

Como se observa resaltado de color verde, desplazamos horizontalmente tomando como base 33 mm hasta encontrar la línea diagonal de la presión de 6 bares, y bajamos hasta los valores de Volumen de aire, lo que resulta de aproximadamente 0,045 l/cm de carrera.

De acuerdo al anterior cálculo y tomando como referencia el Manual de Neumática FESTO, para calcular el caudal del cilindro según la siguiente fórmula;

$$Q = 2 * n * s * q$$

Donde;

- Q = Consumo de aire en (l/min)
- n = número de ciclos por minuto
- s = carrera en cm
- q = Consumo de aire en el cilindro

Teniendo el valor del ciclo de envasado, que es de 17 segundos, se procede a calcular cuántos ciclos hay en 1 minuto, debido a que el cilindro se debe activar igualmente para 10 envases; así;

$$n = 60 \frac{s}{min} * \frac{1 \text{ ciclo}}{17 s} = 3,53 \text{ ciclos/min}$$

Ahora, se establece el valor de carrera que se requiere para la máquina, por lo cual se escoge 30 mm, Posteriormente reemplazamos en la ecuación de Consumo de aire Q así;

$$Q = 2 * 3,53 \frac{ciclos}{min} * 3 \text{ cm} * 0,045 \frac{l}{cm} = 0,0953 \frac{l}{min}$$

Este consumo es el de un cilindro, como se mencionó antes el diseño consta de 2 cilindros idénticos para el trabajo de prensado, por lo anterior el consumo total es;

$$Q_t = 2 * 0,0953 \frac{l}{min} = 1,91 \frac{l}{min}$$

Una vez realizados estos cálculos, se está listo para seleccionar el cilindro, de acuerdo al catálogo Micro, el diámetro normalizado más cercano es de 32 mm, por lo tanto, se establece ese cilindro, al tener una carrera tan corta (30 mm) se establece un cilindro de doble efecto sin amortiguación, el cual se encuentra referenciado en la imagen 29.

Imagen 34. Selección del Cilindro de prensado

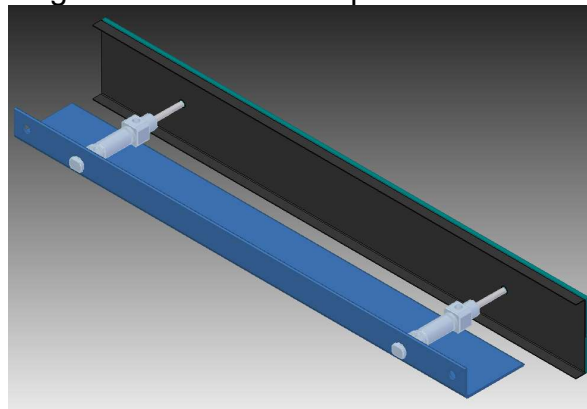
| Ø | Sin imán | |
|-----|-------------------|---------------------|
| | Sin amortiguación | Doble amortiguación |
| 32 | 0.047.03---- | 0.047.06---- |
| 40 | 0.048.03---- | 0.048.06---- |
| 50 | 0.049.03---- | 0.049.06---- |
| 63 | 0.050.03---- | 0.050.06---- |
| 80 | 0.051.03---- | 0.051.06---- |
| 100 | 0.052.03---- | 0.052.06---- |
| 125 | 0.033.03---- | 0.033.06---- |
| 160 | 0.034.03---- | 0.034.06---- |
| 200 | | 0.035.06---- |
| 250 | | 0.036.06---- |

Fuente:

http://www.microautomacion.com/index.php?idpadre=12&idcontenido=15&opcion=catalogo&id_cat=1

De acuerdo a la imagen 32 se establece que la referencia para este cilindro es 0.047.03.**030** el número resaltado establece la carrera del cilindro. Consultar el Anexo L, donde se encuentra el plano y ficha técnica del cilindro seleccionado.

Imagen 35. Ensamble soporte - cilindros - Placa de prensado



4.2.5 Selección del cilindro de freno. En el momento de que los envases llegan a la máquina tapadora, es necesario dejar los envases juntos tal cual llegan de la máquina dosificadora, por lo cual, se ubica un cilindro que sirva de freno después de la placa de prensado para retener los 10 envases que se deben prensar, consecutivo, el freno puede retornar a su posición inicial, debido a que, en el momento de finalizar el tapado, no debe haber obstrucción para que los envases sigan libremente al final de la banda.

Apoyándose de la ecuación de Pascal, hallamos el diámetro del pistón necesario para retener los 10 envases.

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

Donde;

P = Presión

F = Fuerza

A = Área

Recordemos que el peso de cada envase es de 0,55 kg o 5,39 N. Aplicando a este peso un margen de seguridad del 30% por posible cambio en la geometría de los envases, y por una placa suspendida en el extremo del vástago, se tiene 7,00 N, multiplicado por 10 envases resulta 70,00 N

Se conoce también que la presión de trabajo es equivalente a 6 Bar o 600 kPa. Reemplazando en la ecuación el área por la de un cilindro, tenemos;

$$P = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Despejando el diámetro y reemplazando los valores;

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 * 70,00 \text{ N}}{\pi * 600 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 0,0122\text{m} = 12,19 \text{ mm}$$

Por lo anterior, seleccionamos un cilindro que tiene un diámetro de vástago de cercano o superior a 12,19 mm, Mayor información en el Anexo J.

Imagen 36. Selección del cilindro freno

| Ø | Simple efecto | Simple efecto resorte trasero | Doble efecto |
|----|---------------|-------------------------------|---------------|
| 8 | 0.001.510.--- | 0.001.520.--- | 0.001.530.--- |
| 10 | 0.002.510.--- | 0.002.520.--- | 0.002.530.--- |
| 12 | 0.003.510.--- | 0.003.520.--- | 0.003.530.--- |
| 16 | 0.004.510.--- | 0.004.520.--- | 0.004.530.--- |
| 20 | 0.005.510.--- | 0.005.520.--- | 0.005.530.--- |
| 25 | 0.006.510.--- | 0.006.520.--- | 0.006.530.--- |

Fuente: <http://www.microautomacion.com>

En la imagen 30. se resalta el diámetro del vástago cercano, se selecciona entonces, el cilindro con diámetro del émbolo de 12 mm, seguidamente, por diseño se escoge un recorrido de 80 mm (ver anexo J), La referencia del cilindro estaría dada por: cilindro de doble efecto 0.003.530.080. sin amortiguación.

Las dimensiones del cilindro de freno se encuentran descritas en el anexo J. El diseño consta también de una placa de masa despreciable en el extremo del vástago, con el fin de distribuir el golpe de los envases y minimizar el esfuerzo.

Imagen 37. Sistema de freno; base de fijación - placa niveladora - placa freno

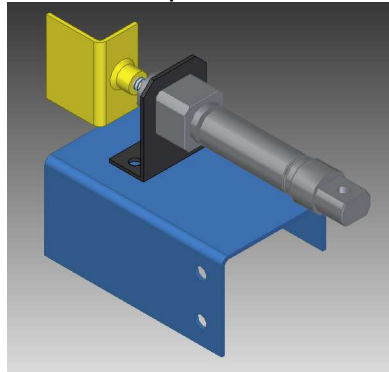
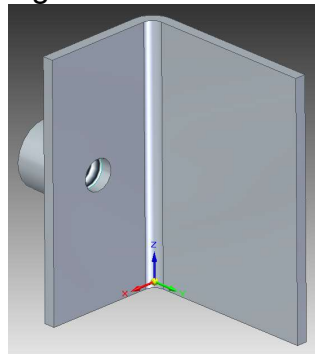


Imagen 38. Placa de freno



4.3 SISTEMA DE SELLADO DE ENVASES

El sistema de sellado, se diseña bajo la selección de servomotores, que son los encargados de transmitir el movimiento rotativo necesario para sellar los envases. Es necesario tener un mecanismo de ida y vuelta para acercar y alejar los servomotores hacia los envases cuando se van a tapar y una vez tapados, respectivamente.

4.3.1 Selección de Servomotores. Para el sellado de envases se emplea un elemento llamado servomotores, los cuales tienen la particularidad de ser motores generalmente pequeños que hacen un movimiento rotacional, previamente determinado y que se detienen en la posición final, siendo este el procedimiento que se necesita para el sellado de los envases enroscando la tapa en el mismo.

Imagen 39. Servomotores Series ECMA



Fuente: <http://www.deltaacdrives.com>

Entonces, el parámetro fundamental o restricción que se debe tener en cuenta, son las dimensiones con base a los centros de los envases, puesto que, los servomotores deben ir juntos y no deben ser demasiado grandes para que puedan estar alineados con los centros de los envases. Por otra parte, el torque que se necesita es de aproximadamente 2,5 Nm, para ello escogemos un fabricante de servomotores llamado Delta, y por medio de sus catálogos buscamos un servomotor que cumpla con el torque, entonces;

Imagen 40. Selección del servo motor

| ECMA Series | CΔ04 | | CΔ06 | |
|----------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|------|
| | 01 | 02 | 04 | |
| Rated output power (kW) | 0.1 | 0.2 | 0.4 | |
| Rated torque (N-m) ¹⁾ | 0.32 | 0.64 | 1.27 | |
| Maximum torque (N-m) | 0.96 | 1.92 | 3.82 | |
| Rated speed (r/min) | | | | 3000 |
| Maximum speed (r/min) | | | | 5000 |
| Rated current (A) | 0.90 | 1.55 | 2.6 | |
| Maximum current (A) | 2.70 | 4.65 | 7.8 | |
| Power rating (kW/s) | 27.7 | 22.4 | 57.6 | |
| Rotor moment of inertia (x10 ⁻⁴ kg-m ²) | 0.037 | 0.177 | 0.277 | |
| Mechanical time constant (ms) | 0.75 | 0.80 | 0.53 | |
| Torque constant-KT (N-m/A) | 0.36 | 0.41 | 0.49 | |
| Voltage constant-KE(mV/(r/min)) | 13.6 | 16 | 17.4 | |
| Armature resistance (Ohm) | 9.30 | 2.79 | 1.55 | |
| Armature inductance (mH) | 24.0 | 12.07 | 6.71 | |
| Electrical time constant (ms) | 2.58 | 4.3 | 4.3 | |

Fuente: <http://www.deltaacdrives.com>

Se tiene un torque máximo cercano de 3,82 Nm como está resaltado, y un torque nominal de 1,27 Nm, Por tal razón seleccionamos este servomotor con la referencia CΔ0604. En los Anexos K y L se encuentra la descripción detallada y sus dimensiones. El diseño contará con 10 servomotores de la referencia selecta.

4.3.2 Diseño de Placa soporte de servo motores. Cada servo motor debe estar fijo para realizar la acción de tapado al activarsen, por lo tanto, se prefiere un perfil en C de dimensiones 56mm x 100mm, y longitud de 1020 mm con agujeros un poco mayor al diámetro del servo motor, para ingresar cada uno con el vástago mirando hacia abajo.

Se establece una distancia entre centros de agujeros de 77 mm para alinear cada servo motor al eje del envase, adicionalmente 4 agujeros de fijación para cada servo motor.

Inicialmente, se debe conocer el peso de los servo motores y demás elementos que debe soportar el perfil en C. Este valor está disponible en el manual Delta, ver Anexo K. donde;

$$\text{Weight}_{\text{servo motor}} = 1,6 \text{ kg}$$

Ahora, calculando el valor del peso de los 10 servo motores multiplicados por la constante de la gravedad, se tiene;

$$W_{10 \text{ serv}} = 1,6 \text{ kg} * 10 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 156,96 \text{ N}$$

Donde;

$W_{10\ serv}$ = Peso de 10 servo motores

Adicionalmente, en cada servo motor irá acoplado por medio de un buje o unión contiguo a una boquilla hembra que se encargará de trasferir el movimiento rotativo a las tapas, por consiguiente, se calcula un peso total de los servomotores aplicando un factor de seguridad de 2, para el posterior cálculo de la placa que soportará los mismo, por lo tanto;

$$W_{T\ serv} = W_{10\ serv} * 2$$

Donde;

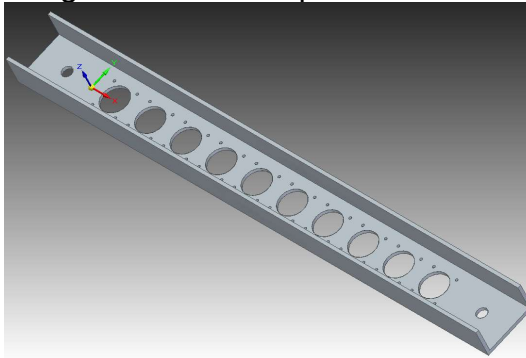
$W_{T\ serv}$ = Peso Total de los diez servo motores

$$W_{T\ serv} = 156,96\ N * 2 = 313,92\ N$$

Con una longitud de 1020 mm, por facilidad en la fabricación por las dimensiones en que las láminas se encuentran en el mercado y porque es la medida perfecta una vez repartidos los agujeros para los servomotores y dejando una tolerancia a los extremos para la fijación del mecanismo neumático que debe hacer subir y bajar la placa con los servomotores.

Se tiene que entre centros de agujeros hay 77 mm, entonces la placa estará soportando el peso de los cilindros en aproximadamente 770 mm

Imagen 41. Placa soporte de servo motores

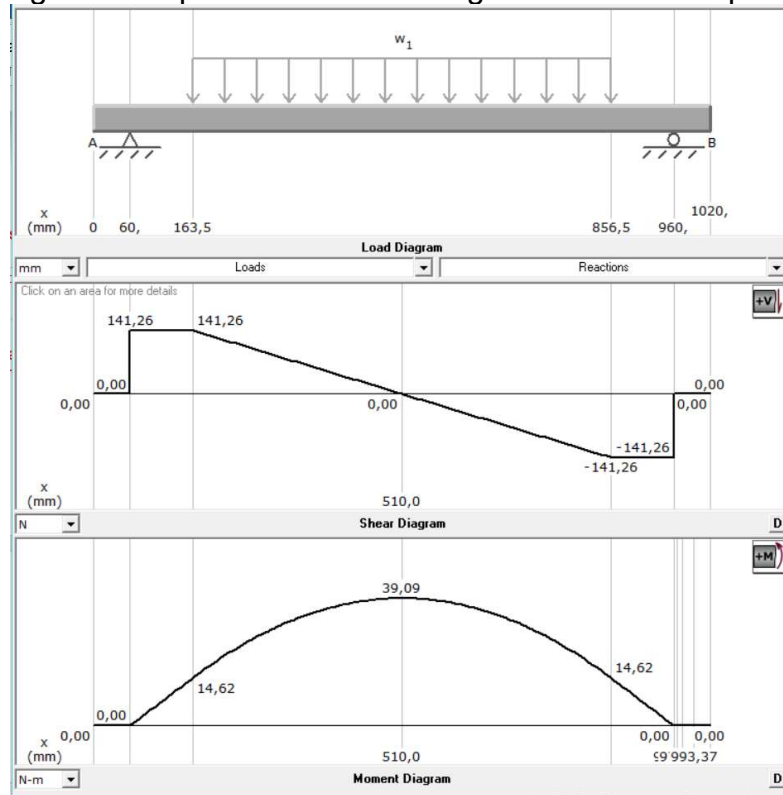


Por lo anterior, definimos una carga distribuida que se presenta a través de la longitud de la placa, donde reposan los servo motores;

$$\frac{313,92\ N}{(770 * 10^{-3})m} = 407,69 \frac{N}{m}$$

A continuación, se representa en un diagrama de cuerpo libre las fuerzas aplicadas sobre la placa, asumiendo puntos de apoyo donde estarían localizados los actuadores neumáticos que desplazarán la placa de arriba hacia abajo. Se opta por colocar los ejes de los actuadores a una distancia de 60 mm desde cada extremo.

Figura 8. Representación de Cargas de la Placa soporte



De acuerdo a la Figura 8. Tenemos como fuerzas resultantes máximas en los apoyos en los puntos A y B, 141,26 N y -141,26 N respectivamente, También el momento flector máximo es de 39,09 Nm.

Por practicidad y economía la lámina se fabricará en acero AISI 304, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 241 MPa, conocido este valor, con la ecuación de FS ya conocida, se halla el esfuerzo permisible, por concenencia se establece un factor de seguridad de 1,5, por lo tanto;

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{perm}}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{FS} = \frac{241 \text{ MPa}}{1,5} = 160,67 \text{ MPa}$$

Se calcula el Módulo mínimo de la sección transversal $S_{mín}$ con la ecuación de σ_{perm} conocida, para posteriormente hallar el espesor de la placa necesario;

$$\sigma_{perm} = \frac{|M|_{máx}}{S_{mín}}$$

Despejando $S_{mín}$ y reemplazando, tenemos;

$$S_{mín} = \frac{|M|_{máx}}{\sigma_{perm}} = \frac{39,09 \text{ Nm}}{160,67 \text{ MPa}} = 2,43 * 10^{-7} \text{ m}$$

$$S_{mín} = \frac{1}{6} * b * h^2$$

Donde;

$S_{mín}$ = Módulo mínimo de la sección transversal

b = Base del perfil

h = Altura del perfil

Con el valor obtenido para $S_{mín}$ se iguala la ecuación y hallamos la altura, que equivale al espesor de la lámina. El diseño de la placa por dimensiones y los elementos que deben estar sujetos a la placa, se le atribuye una base de 100 mm, Reemplazando los valores conocidos;

$$0,1946 \text{ m} = \frac{1}{6} * 0,1\text{m} * h^2$$

$$h = \sqrt{6 * \frac{2,43 * 10^{-7} \text{ m}}{0,1\text{m}}} = 3,82 * 10^{-3} \text{ m} = 3,82 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene una altura de lámina de 3,82 mm, por disponibilidad comercial se escoge una lámina de 4,76 mm o 3/16" de espesor, con peso de 38,56 kg/m². Para consultar más información sobre espesores de láminas ver Anexo G.

Se debe conocer la deflexión, a continuación, se expresa la ecuación diferencial elástica;

$$E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = V$$

Donde;

E = Módulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia

$\frac{d^2y}{dx^2}$ = Pendiente

V = Fuerza cortante

Para solucionar esta ecuación de segundo grado, se debe reemplazar e integrar ambos lados de la ecuación;

$$\int E * I * \frac{d^2y}{dx^2} = \int -141,26 N X$$

$$E * I * \frac{dy}{dx} = -70,63 N X^2 + C_1$$

Cuando $\frac{dy}{dx} = 0$; y $X=10$ mm;

Se reemplazan en la ecuación para obtener el valor de la constante C_1 ;

$$E * I * (0) = -70,63 N (10 \text{ mm})^2 + C_1$$

$$C_1 = 70,63 N (10 \text{ mm})^2 = 7.063 N \text{ mm}^2$$

Ahora, se halla la pendiente máxima cuando $\frac{dy}{dx} = \text{máxima}$; y $X=0$;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máx} = \frac{-70,63 N (0)^2 + 7.063 N \text{ mm}^2}{E * I}$$

El módulo elástico para el AISI 304 es de 193 kPa y el momento de inercia se calcula con la siguiente fórmula;

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3$$

Donde;

I = Momento de inercia

b = base

h = altura

Sustituyendo;

$$I = \frac{1}{12} * 100 \text{ mm} * (4,76 \text{ mm})^3 = 898,75 \text{ mm}^4$$

Se halla la pendiente máxima reemplazando los valores obtenidos así;

$$\frac{dy}{dx} \text{ máxima} = \frac{-70,63 \text{ N } (0)^2 + 7.063 \text{ N mm}^2}{193 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 898,75 \text{ mm}^4} = 6,13 * 10^{-6}$$

Para calcular la deflexión máxima es necesario volver a integrar la ecuación

$$\int E * I * \frac{dy}{dx} = \int -70,63 \text{ N } X^2 + 7.063 \text{ N mm}^2$$

Para hallar la constante C_2 se reemplaza nuevamente cuando la deflexión $Y = 0$ y $X = 10 \text{ mm}$;

$$E * I * Y = \frac{-70,63 \text{ N } X^3}{3} + 7.063 \text{ N mm}^2 X + C_2$$

$$E * I * (0) = \frac{-70,63 \text{ N } (10 \text{ mm})^3}{3} + 7.063 \text{ N mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = \frac{70,63 \text{ N } (10 \text{ mm})^3}{3} - 7.063 \text{ N mm}^2 (10 \text{ mm}) + C_2$$

$$C_2 = -47.086,67 \text{ mm}^3$$

Con la constante C_2 se calcula la deflexión máxima cuando $Y = \text{máxima}$ y $X = 0$;

$$Y = \frac{\frac{-70,63 \text{ N } (0)^3}{3} + 7.063 \text{ N mm}^2 (0) - 47.086,67 \text{ mm}^3}{193 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 898,75 \text{ mm}^4} = -2,71 * 10^{-4} \text{ mm}$$

La deflexión máxima de las placas de soporte longitudinales es de $-2,71 * 10^{-4} \text{ mm}$, y la pendiente máxima es de $6,13 * 10^{-6}$.

Para esta sección de placa se realiza el MEF explícito en el capítulo 6.

4.3.3 Selección de los cilindros Principales. Con el fin de transmitir un movimiento de vaivén en la placa soporte de servo motores, se establece en el diseño dos actuadores neumáticos, uno a cada extremo sujetando la placa de prensado y con ello el peso que pende de la misma.

Como primer paso, establecemos el peso total del conjunto que debe sostener mientras se activa el movimiento de los cilindros principales, y que va a estar

suspendido sobre ellos de manera permanente, para ello, se suma el peso de los servo motor y el peso de la placa, como se enuncia en la siguiente ecuación;

$$W_{Tc} = W_{Tserv} + W_{Total\ ps}$$

Donde;

W_{Tc} = Peso total del conjunto

W_{Tserv} = Peso total de servo motores

$W_{Total\ ps}$ = Peso total de la placa de servo motores

Del apartado anterior junto al anexo N, se cuenta con el dato de W_{Tserv} para los diez servos motores, por lo tanto;

$$W_{Tserv} = 313,92\ N$$

Donde;

W_{Tserv} = Peso total de servo motores

Posteriormente se calcula la masa de la placa soporte de servo motores, para ello se usa la siguiente ecuación y se reemplaza por los valores ya conocidos;

$$A_{ps} = (2 * b + h) * l$$

Donde;

A_{ps} = Área de la placa de servo motores

b = base del perfil en C

h = altura

l = longitud

$$A_{ps} = (2 * 56\text{mm} + 100\ \text{mm}) * 1020\ \text{mm} = 216.240\ \text{mm}^2$$

Realizando la conversión a metros cuadrados, tenemos;

$$216.240\ \text{mm}^2 * \left(\frac{1\ \text{m}}{1000\ \text{mm}}\right)^2 = 0,216\ \text{m}^2$$

Seguidamente, tomando el valor del peso de la lámina por metro cuadrado con base al Anexo G, de $38,576\ \text{Kg}/\text{m}^2$ se multiplica por el área de la placa y obtenemos la masa de la placa de servo motores m_{ps} ;

$$m_{ps} = 0,216\ \text{m}^2 * 38,58\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 8,33\ \text{kg}$$

Para Obtener el peso de la placa de servo motores W_{ps} , lo multiplicamos por el valor de la gravedad, así;

$$W_{ps} = 8,33 \text{ kg} * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} = 81,72 \text{ N}$$

Se hace necesario crear un Factor de seguridad para garantizar el funcionamiento y la vida útil de los cilindros, aplicamos al valor anterior un margen de seguridad de 1,5. Por lo que W_{ps} quedará;

$$W_{Total \text{ ps}} = W_{ps} * F.S. = 125,10 \text{ N}$$

Donde;

$W_{Total \text{ ps}}$ = Peso total de la placa de servo motores

W_{ps} = Peso placa de servo motores

$F.S.$ = Factor de seguridad de servo motores

Remplazando;

$$W_{Total \text{ ps}} = 81,72 \text{ N} * 1,5 = 125,10 \text{ N}$$

Se reemplaza ahora, en la ecuación inicial;

$$W_{Tc} = W_{Tserv} + W_{Total \text{ ps}}$$

Donde;

W_{Tc} = Peso total del conjunto

W_{Tserv} = Peso total de servo motores

$W_{Total \text{ ps}}$ = Peso total de la placa de servo motores

Remplazando con los valores anteriormente calculados;

$$W_{Tc} = 313,92 \text{ N} + 125,10 \text{ N} = 439,02 \text{ N}$$

El peso total del conjunto equivale a 439,02 N, ahora, denominada fuerza necesaria para realizar el trabajo. Con ayuda del documento "laboratorio de Neumática de la Institución Tecnum"¹¹, se busca seleccionar el diámetro del émbolo, con ayuda de la siguiente ecuación y por medio de la tabla investigadas en dicho documento;

¹¹ Tecnum. Laboratorio de Neumática y Oleodinámica, Practica 4: Cálculos de actuadores neumáticos, [En línea]
<http://www4.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica%20Neumatica_Sol.pdf> [s.f.]

$$F_T = \frac{F}{\lambda\mu}$$

Donde;

F_T = Fuerza teórica en el cilindro

F = Fuerza necesaria para realizar el trabajo

λ = Factor de carga 0,7 para aceleraciones normales

μ = Rendimiento interno del cilindro (disponible en el manual Micro=0,9)

Remplazando;

$$F_T = \frac{439,02 \text{ N}}{0,7 * 0,9} = 696,86 \text{ N}$$

696,86N equivale a la fuerza teórica o fuerza de retroceso que debe generar el cilindro, se halla este valor en la siguiente imagen;

Imagen 42. Selección del diámetro del émbolo

| Fuerzas [N] | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| Diámetro del émbolo | 12 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| Fuerza teórica con 6 bar, Avance | 68 | 121 | 188 | 295 | 482 | 754 | 1 178 | 1 870 | 3 016 | 4 712 |
| Fuerza teórica con 6 bar, Retroceso | 51 | 90 | 141 | 247 | 415 | 686 | 1 057 | 1 750 | 2 827 | 4 418 |

Fuente: <http://www4.tecnun.es>

Se observa en la Imagen 42, resaltado el valor equivalente a la fuerza de retroceso más cercano por encima al calculado de 696,86 N, dando como resultado una fuerza de Retroceso de 1057 N y una fuerza de avance de 1178 N, Se concluye por lo anterior un diámetro de émbolo de 50 mm, que se concluye de la misma imagen.

Se reseña nuevamente al catálogo de Micro para seleccionar un cilindro de doble efecto, se prefiere para este caso, que sea sin imán y de doble amortiguación por la fuerza que ejerce en el avance y el retroceso, que es considerada sobredimensionada por la aplicación de tapado. A continuación, se resalta el cilindro seleccionado;

Imagen 43. Selección Cilindros para placa de Servo Motores

| Ø | Sin imán | | Con imán | |
|-----|-------------------|---------------------|-------------------|---------------------|
| | Sin amortiguación | Doble amortiguación | Sin amortiguación | Doble amortiguación |
| 32 | 0.047.03-... | 0.047.06-... | 0.047.23-... | 0.047.26-... |
| 40 | 0.048.03-... | 0.048.06-... | 0.048.23-... | 0.048.26-... |
| 50 | 0.049.03-... | 0.049.06-... | 0.049.23-... | 0.049.26-... |
| 63 | 0.050.03-... | 0.050.06-... | 0.050.23-... | 0.050.26-... |
| 80 | 0.051.03-... | 0.051.06-... | 0.051.23-... | 0.051.26-... |
| 100 | 0.052.03-... | 0.052.06-... | 0.052.23-... | 0.052.26-... |
| 125 | 0.033.03-... | 0.033.06-... | 0.033.23-... | 0.033.26-... |
| 160 | 0.034.03-... | 0.034.06-... | 0.034.23-... | 0.034.26-... |
| 200 | | 0.035.06-... | | 0.035.26-... |
| 250 | | 0.036.06-... | | 0.036.26-... |

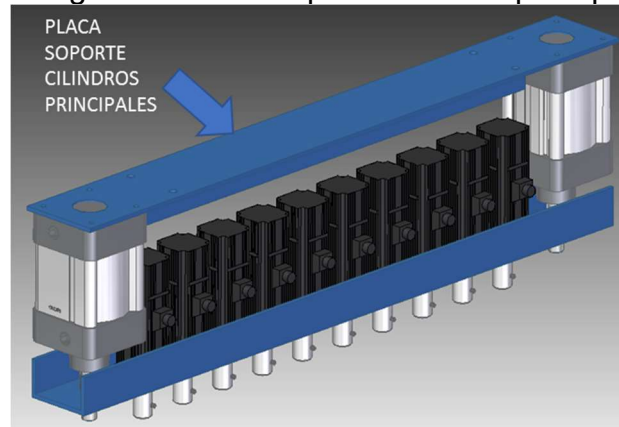
Fuente: <http://www.microautomacion.com>

El cilindro que se selecciona es de diámetro de camisa de 50 mm, por disponibilidad se escoge el de menor carrera que es de 50mm, y su referencia es 0.049.06.050.

Se necesitan dos cilindros de las mismas características que estarán fijos a los extremos sujetados por una placa soporte y en los extremos de sus vástagos sujetando la placa de servo motores.

4.3.4 Diseño de la Placa soporte de cilindros Principales. La placa de soporte será la encargada de sostener los dos cilindros seleccionados del apartado anterior, manteniéndolos fijos, esta placa se diseña tendrá los agujeros de sujeción de cilindros y 2 agujeros a cada extremo para unir con la estructura principal.

Imagen 44. Placa soporte cilindros principales



4.3.5 Diseño adaptador para tapas. El adaptador de tapas tendrá un diámetro interno 2 mm mayor al diámetro externo de las tapas, con el fin de que el ingreso a las tapas no tenga inconvenientes se requiere realizar un mecanizado con estriados internos para que pueda tener contacto con la tapa y pueda transmitir el movimiento rotatorio.

En el extremo superior se suelda una punta hexagonal y esta punta irá sujeta al eje del servo motor por medio de una unión o buje. El material con el que se fabrica la boquilla y la punta es un acero AISI 304 por su resistencia a la corrosión.

Imagen 45. Adaptador para tapas



4.4 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TAPAS

Antes de que los envases lleguen a la zona de tapado, deben tener sobrepuestos su respectiva tapa, para ello se encuentra en el mercado diversas máquinas seleccionadoras de tapas, por consiguiente, se procede a seleccionar el mejor equipo que se adapte a las necesidades de nuestro insumo que es la tapa plástica.

4.4.1 Selección de la máquina alimentadora de tapas. El alimentador de tapas cuenta con un mecanismo que incluye dos variables, el primero es la gravedad ya que cuenta con una inclinación suficiente como para permitir que la tapa se deslice y se encuentre en posición al momento que pasan los envases, y la segunda es la frecuencia de velocidad con que pasan los envases, que, para el caso nuestro, la velocidad es mínima en comparación con otros procesos.

El alimentador de tapas tiene una capacidad de cierto número de tapas por minuto, las cuales deben ser recargadas a medida que se desarrolla la actividad de tapado de los frascos que en su recorrido completo se tarda 7 segundos. Y el tiempo que necesita para que cada tapa se ponga en función de salida es de 7 segundos y los intervalos entre una y otra corresponden a un segundo.

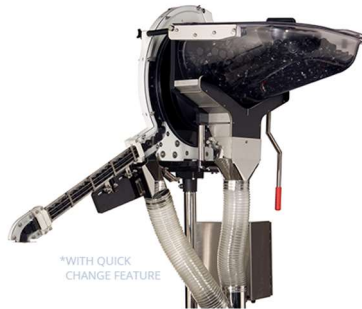
La máquina seleccionada es la “orientadora Z-24 de la empresa Fogg”¹² donde la empresa describe que está diseñada para tapas planas sin lengüetas verticales de evidencia de apertura. Orienta tapas de 24mm hasta 63mm con velocidades de hasta 450 tapas por minuto, pero la velocidad dependerá del diámetro de las tapas. Para nuestro caso por ser una velocidad relativamente baja, es apta para la actividad en mención.

¹² FOGG. Orientadora Z-24. [En línea]< <http://www.foggfiller.com/espanol/sorters/>> [s.f.]

En la siguiente imagen se muestra la vista isométrica de la maquina tapadora, en la cual se observa que la misma trabaja sobre la banda transportadora, que es precisamente la que le brinda los frascos a tapar y en la entrada a la tapadora se encuentra el surtidor de tapas; el cual debe tener una velocidad igual a la de la banda transportadora, ya que es un surtidor de paso, el cual debe sobre poner al tarro la tapa durante su paso bajo el mismo en la banda transportadora.

Luego de ese proceso entonces los tarros con la tapa abierta deben desplazarse al interior de la tapadora y posicionarse bajo cada uno de los émbolos que luego le hará presión a la tapa y el movimiento circular para alcanzar el proceso de tapado completamente.

Imagen 46 alimentador de tapas

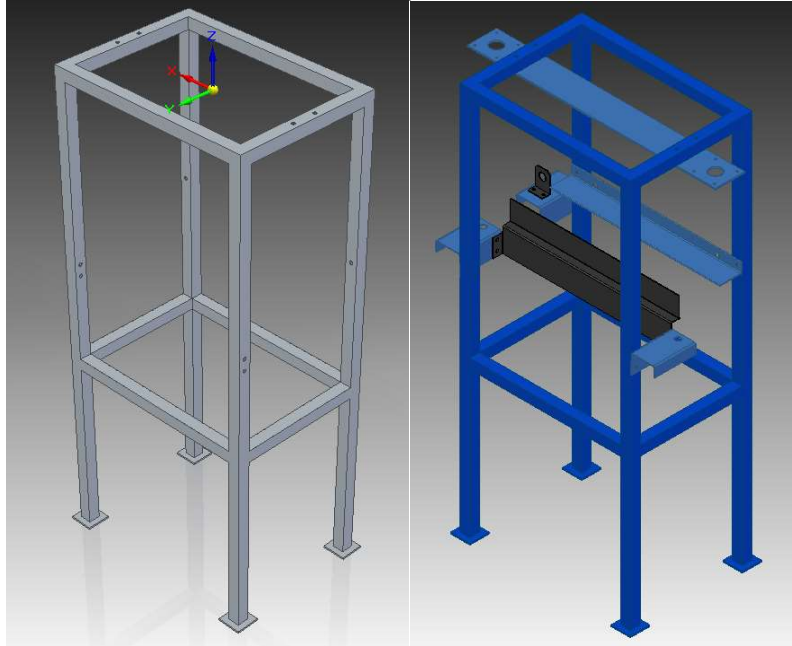


Fuente: <http://www.foggfiller.com>

4.5 ESTRUCTURA

La estructura se requiere fabricar en tubo cuadrado de 40 mm x 40 mm y una altura de 1600 mm con un encuadre a 640 mm del piso y cuadro de 500 mm x 700 mm, El diseño está prescrito para las platinas bases donde se acoplan los componentes de la máquina por medio de tornillos de 3/8"X 2 1/2". Para mayor información consultar el plano Anexo de Estructura Soporte.

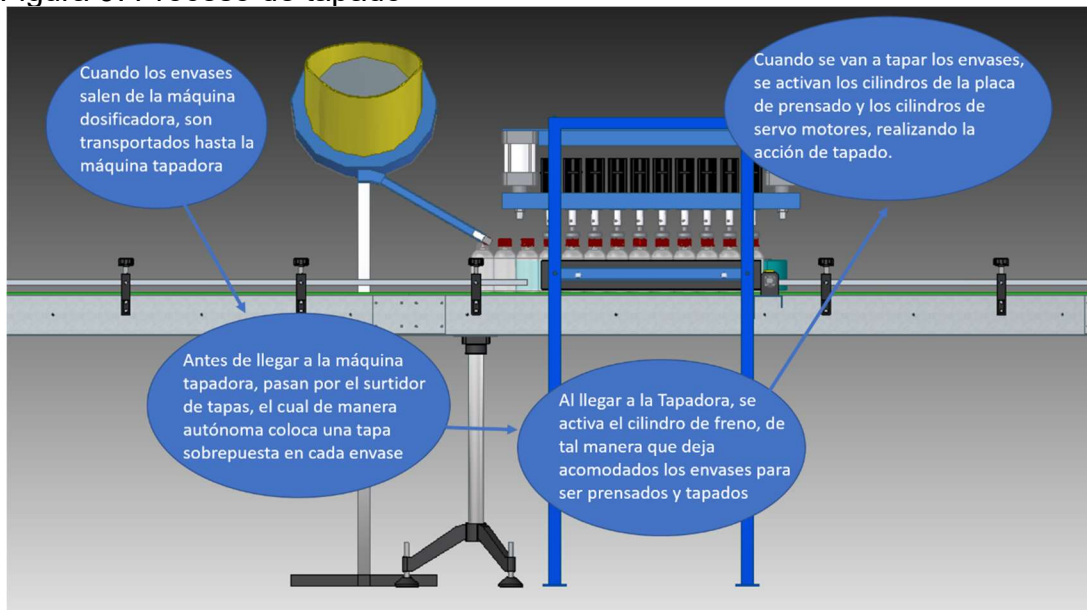
Imagen 47. Estructura Principal



5. AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE TAPADO

El proceso de tapado empieza a partir de que la banda transportadora guía los envases a la máquina llenadora, donde se les vierte el cuajo líquido a diez envases a la vez, posteriormente son expulsados y dirigidos a la máquina tapadora, se describe el proceso en el siguiente esquema:

Figura 9. Proceso de tapado



Todos los materiales empleados para la maquina están descritos en el apartado anterior y son de óptima calidad, manejando los materiales adecuados para que la maquina perdure en el tiempo y por ende sea necesario el mantenimiento mínimo.

Las características principales:

- Económica, ya que no aumenta el gasto de electricidad.
- No requiere de personal especializado para el uso de la maquina
- Disminuye los tiempos de tapado, optimizando los recursos de la operación.

Las características principales:

5.1 DISEÑO SISTEMA DE CONTROL

Dentro del diseño de la parte de control se desarrollará un sistema neumático el cual operará bajo una secuencia lógica.

Este sistema está compuesto por;

Tabla 7. Descripción de componentes

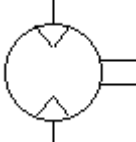






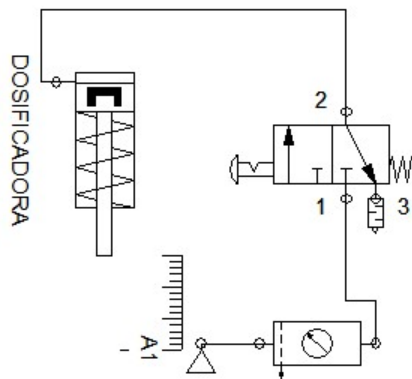
| Compuesto | Descripción | Observación |
|----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| 10 servo motor con la siguiente referencia: |  <p>https://www.festo.com</p> | Estos motores son los encargados de dar giro para cerrar los envases |
| 2 válvulas de 3/2 vías configurables |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | |
| 2 válvulas de 4/2 vías configurables |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | |
| 6 válvulas reguladora de caudal unidireccional. |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | |
| 2 cilindros de doble efecto con las siguientes especificaciones: 0.049.06.050 |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | Estos cilindros son los encargados de desplazar sobre el eje Y a los 10 motores. |

Tabla 8. (Continuación)

| Compuesto | Descripción | Observación |
|----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2 cilindros de doble efecto con las siguientes especificaciones: 0.047.03.030 |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | Estos cilindros son los encargados dar estabilidad a los recipientes plásticos haciendo una presión sobre ellos directamente |
| 1 cilindro de doble efecto con las siguientes especificaciones: 0.003.530.080 |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | Encargado de detener los recipientes provenientes de la dosificadora de cuajo. |
| 1 unidad de mantenimiento |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | Esta se instala justo antes de empezar el sistema para evitar la condensación de agua sobre los equipos. |
| Manguera para sistema neumático |  <p>Fuente: https://www.festo.com</p> | |

A continuación, se explica con ayuda del software Fluid Sim V.4.2 el diseño del sistema de control neumático

Figura 10. Diagrama simulación dosificadora



El cilindro de la imagen representa en la simulación la dosificadora existente, la cual al llegar al punto A1 empieza la secuencia del proceso

Figura 11. Proceso de automatización paso 1

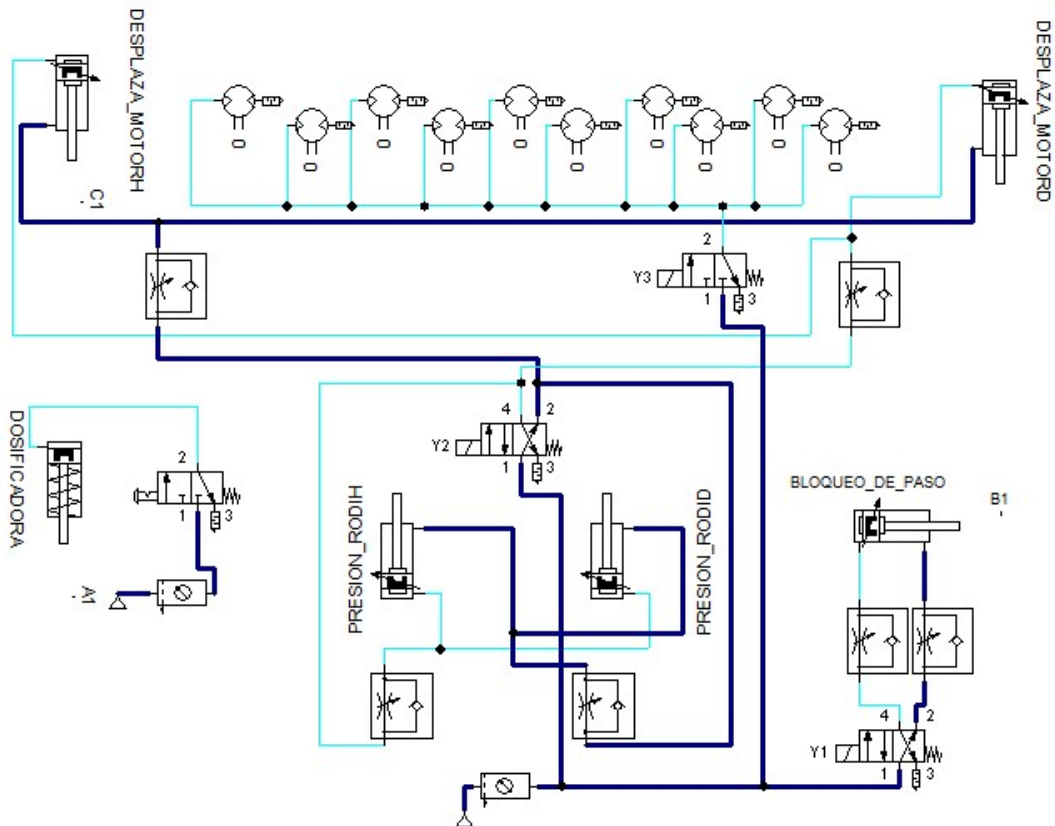
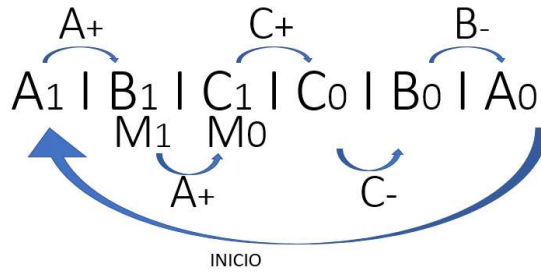
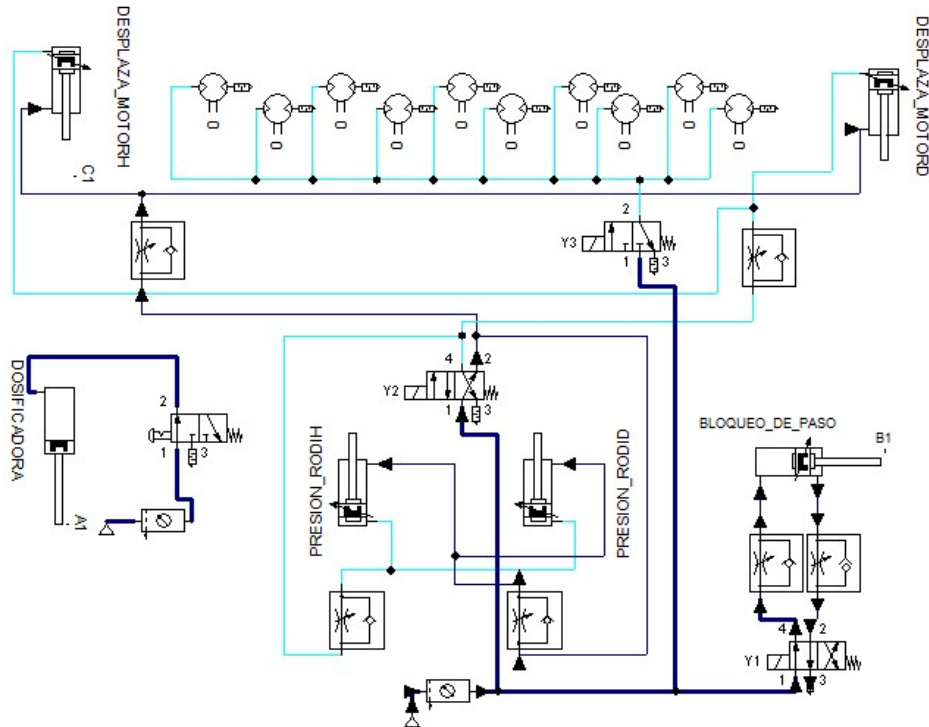


Figura 12. Secuencia de movimientos



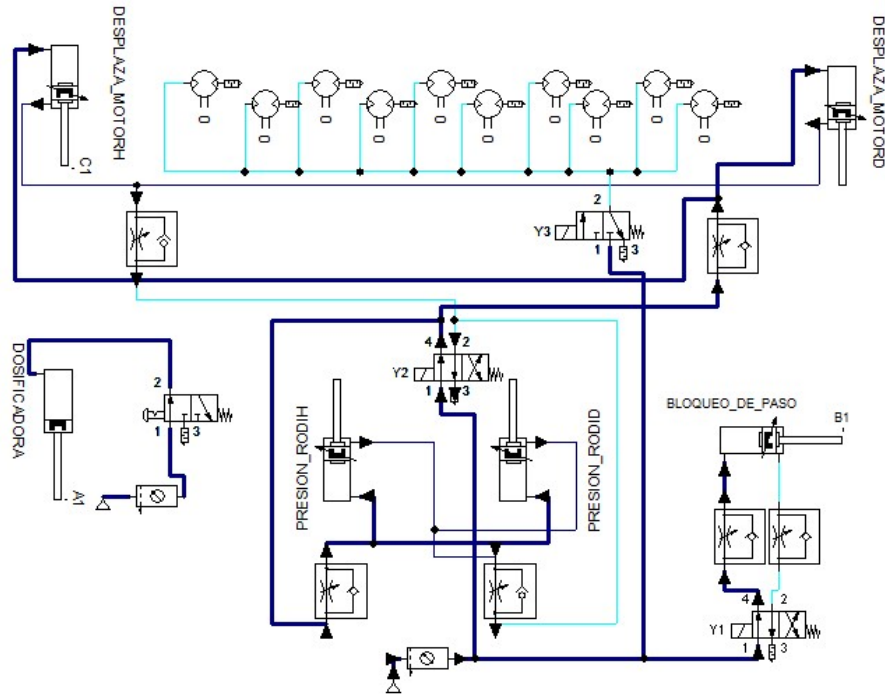
Sistema en reposo donde la dosificadora no ha empezado el proceso de llenado de los recipientes para pasar a la segunda etapa del proceso donde se taparán los 10 recipientes provenientes.

Figura 13. Proceso de automatización paso 2



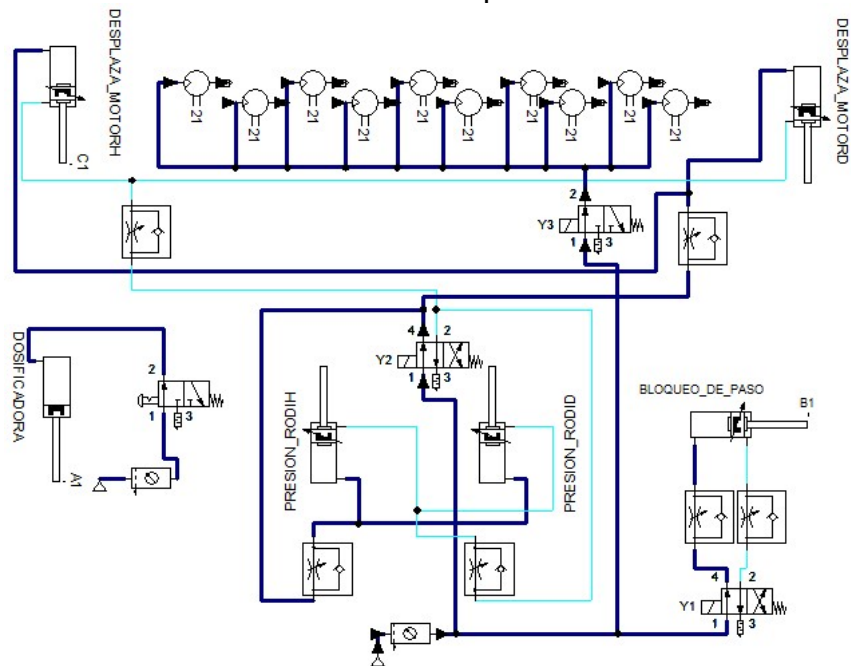
Una vez el cilindro de la dosificadora se desplaza hacia -Y, el cilindro que bloquea el paso de los recipientes de desplaza.

Figura 14. Proceso de automatización paso 3



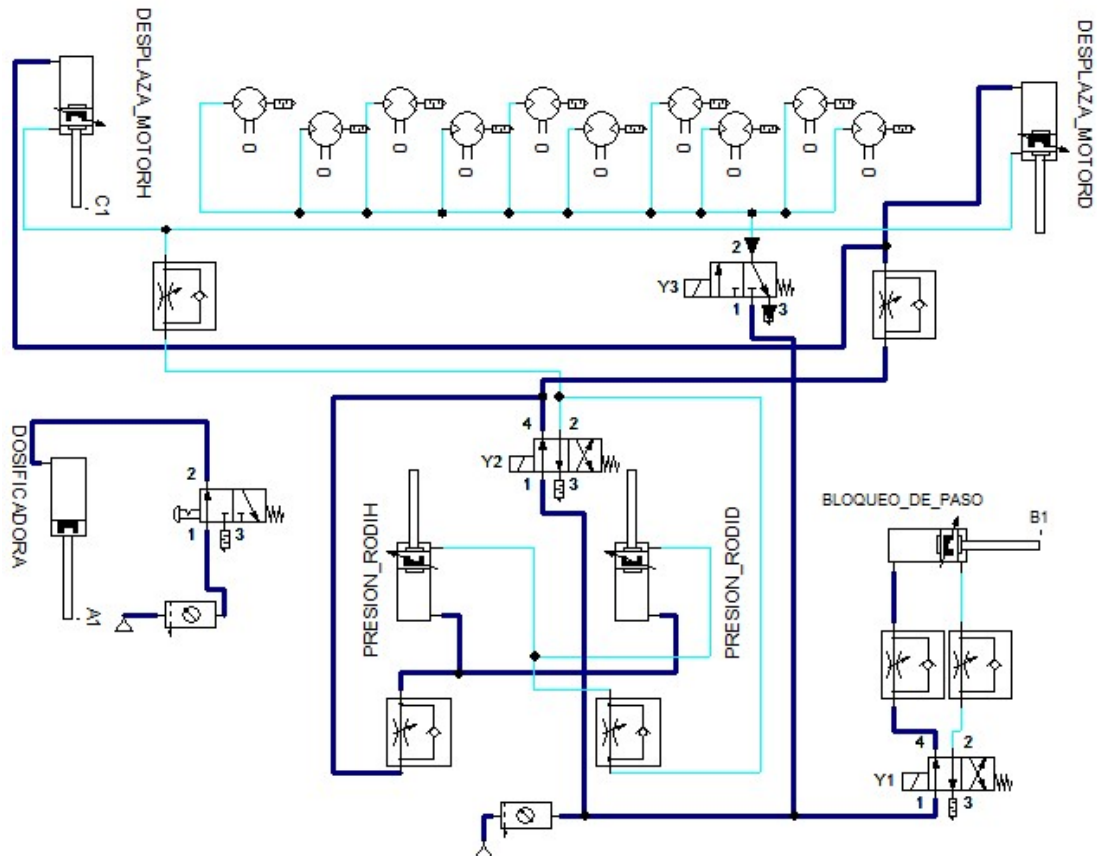
Luego del cilindro que bloquee el paso un final de carrera da la instrucción para que los 2 cilindros que desplazan el motor empiezan a bajar.

Figura 15. Proceso de automatización paso 4



Al llegar al final de carrera C1 los motores empiezan a girar para lograr el cerrado de los recipientes

Figura 16. Proceso de automatización paso 5



Por medio de un temporizador electrónico los motores se detienen y esperan a que la dosificadora regrese a su posición inicial lo cual genera que el sistema vuelva de nuevo al punto cero.

El sistema se puede desactivar de dos formas; la primera, si la dosificadora no está en funcionamiento, el sistema se encuentra desactivado debido a que el primer contactor es normalmente abierto. Segundo, la otra forma de desactivación es por medio del botón de emergencia dentro del sistema electroneumático.

Figura 17. Proceso de automatización paso 6

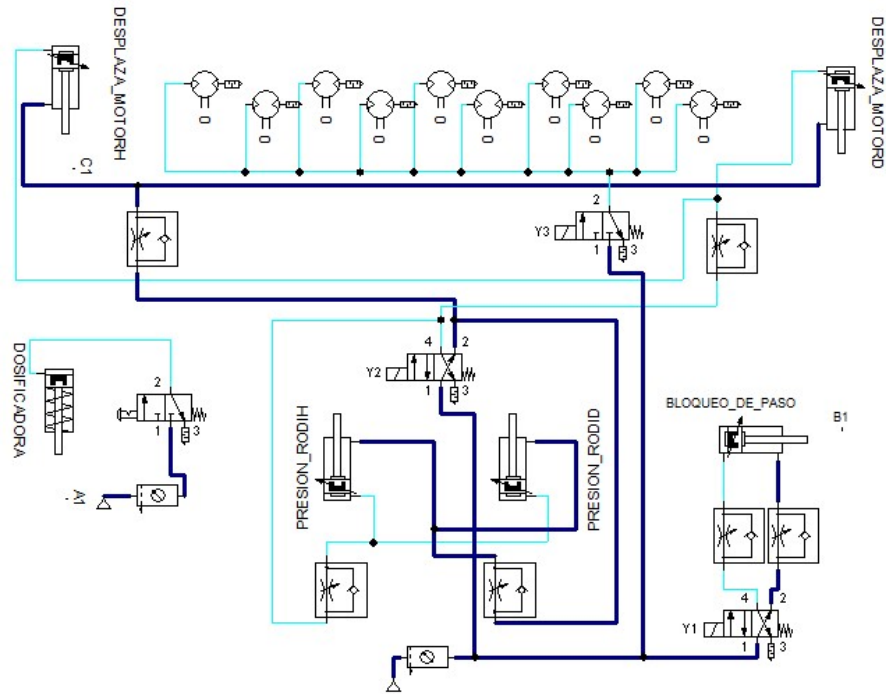
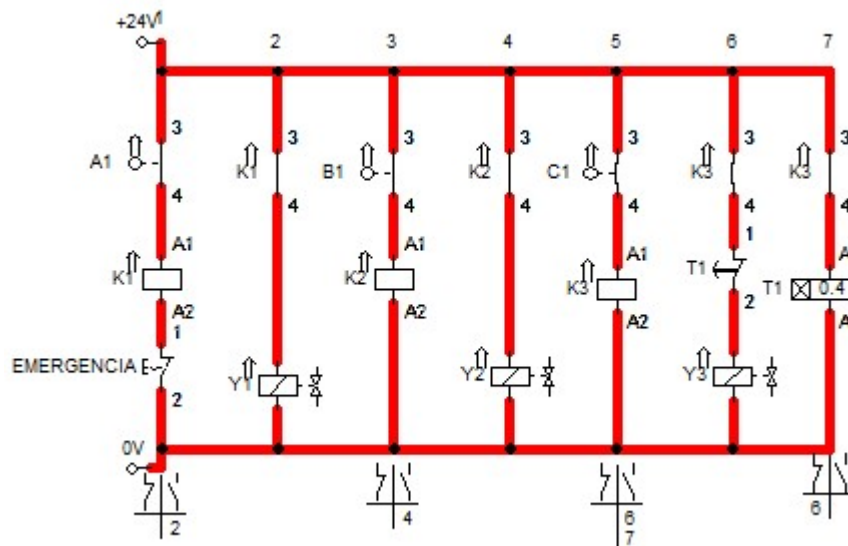


Figura 18. Sistema electroneumático



Esta sería la configuración electroneumática que se utilizaría para para desarrollar la secuencia.

6. SIMULACIÓN DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE EL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

En el presente capítulo se presenta el análisis estructural mediante el modelo de elementos finitos para los componentes críticos que comprende la máquina tapadora.

Estos análisis se realizan con la ayuda del software NX Nastran de Siemens PLM Software V. ST9.

6.1 ANÁLISIS PARA LA PLACA SOPORTE BANDA TRANSPORTADORA

El soporte de la banda transportadora es el encargado de distribuir los envases a lo largo de la línea para guiarlos hacia las máquinas dosificadora y tapadora respectivamente.

Se presenta en la siguiente tabla las propiedades de la pieza;

Tabla 8. Propiedades de la placa de soporte de la banda

| Nombre de la pieza | placa de soporte banda |
|--------------------|-----------------------------|
| Masa | 24,623 kg |
| Volumen | 3067460,506 mm ³ |
| Peso | 241,30 N |

Por selección de material se muestra en la tabla 9. Sus propiedades;

Tabla 9. Propiedades del material

| Nombre del material | Acero inoxidable, 304 |
|-----------------------------------|----------------------------|
| Densidad de masa | 8027,000 kg/m ³ |
| Módulo de Young | 193053,196 MPa |
| Coefficiente de Poisson | 0,290 |
| Coefficiente de expansión térmica | 0,000017 /C |
| Conductividad térmica | 0,017 kW/m-C |
| Límite elástico | 255,106 MPa |
| Resistencia a la rotura | 579,160 MPa |

La siguiente tabla presenta la Información de carga y restricciones sobre la placa soporte.

Tabla 10. Conjunto de carga

| | |
|------------------------------|---------|
| Nombre del conjunto de carga | Carga 1 |
| Tipo de carga | Fuerza |
| Número de elementos de carga | 1 |
| Valor de carga | 49,00 N |
| Número de caras restringidas | 2 |

Las propiedades de estudio para el elemento se presentan en la siguiente tabla;

Tabla 11. Propiedades de estudio

| | |
|----------------------|-------------------|
| Tipo de malla | Malla tetraédrica |
| Número de elementos | 1.205 |
| Número de nodos | 2.499 |
| Tipo de solucionador | Nastran |

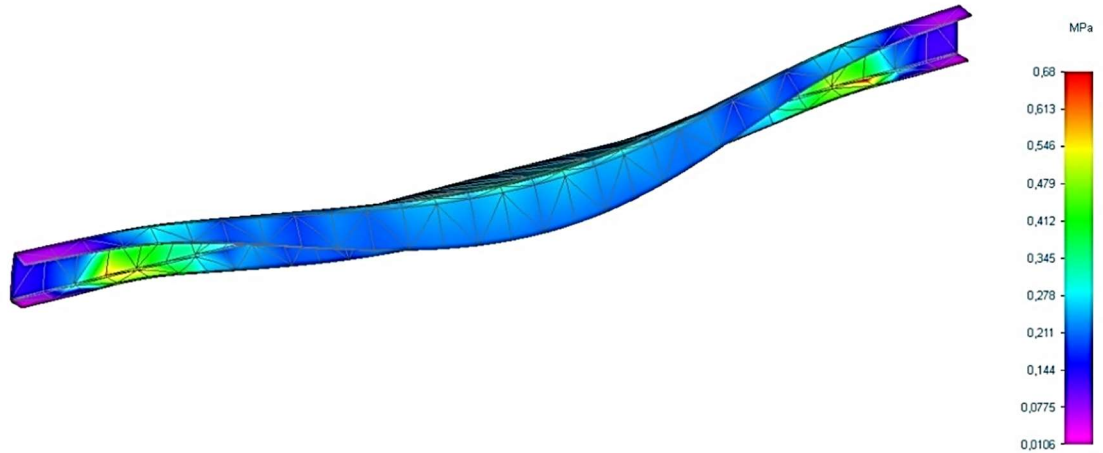
Una vez establecidos las propiedades de estudio se muestra el punto de tensión Von Mises en la siguiente tabla.

Tabla 12. Resultados de tensión

| Tipo | Extensión | Valor | X | Y | Z |
|----------------------|-----------|----------------|----------|-------------|-----------|
| Tensión de Von Mises | Mínima | 1,059e-002 MPa | 52,00 mm | -1400,00 mm | -65,24 mm |
| | Máxima | 6,797e-001 MPa | 8,76 mm | 1120,00 mm | -65,24 mm |

Imagen 48. Esfuerzo de tensión de la placa

Nombre de pieza: placa de soporte long.par
 Nombre del material: Acero inoxidable, 304
 Tipo de análisis: Tensión
 Visualizado: Tensiones de Von Mises
 Fecha: martes, 30 de mayo de 2017 11:48



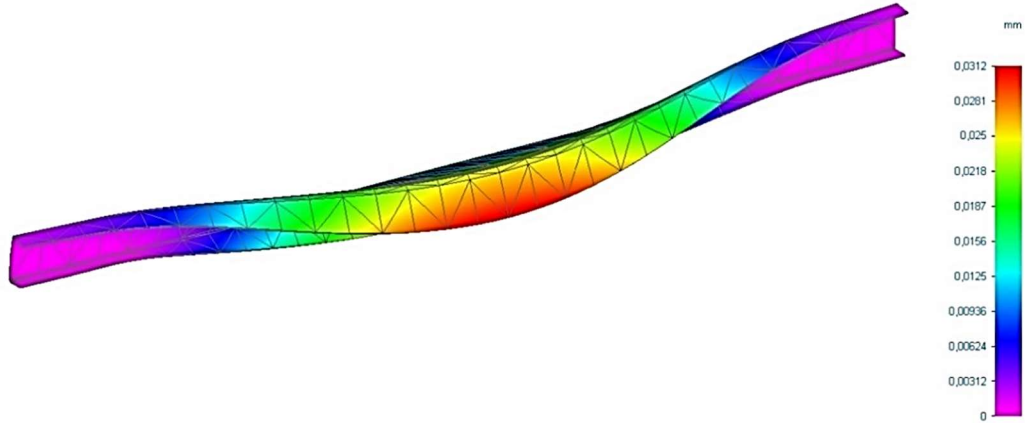
Se tiene como resultado un esfuerzo máximo de 0,68 MPa, en las zonas de mayor esfuerzo, este valor es comparado con el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa, siendo este último mayor, por lo tanto, el diseño de la placa es adecuado y no presentará falla.

Tabla 13. Resultados de desplazamiento

| Tipo | Extensión | Valor | X | Y | Z |
|---------------------------|-----------|-----------------|-------------|----------------|--------------|
| Desplazamiento resultante | Mínima | 0,00e+000 mm | 8,00 mm | -1147,50 mm | -70,00 mm |
| | Máxima | 3,12e-002 mm | 52,00 mm | 0,00 mm | 70,00 mm |

Imagen 49. Desplazamiento nodal

Nombre de pieza: placa de soporte long par
Nombre del material: Acero inoxidable, 304
Tipo de análisis: Tensión
Visualizado: Modelo deformado
Fecha: martes, 30 de mayo de 2017 11:48

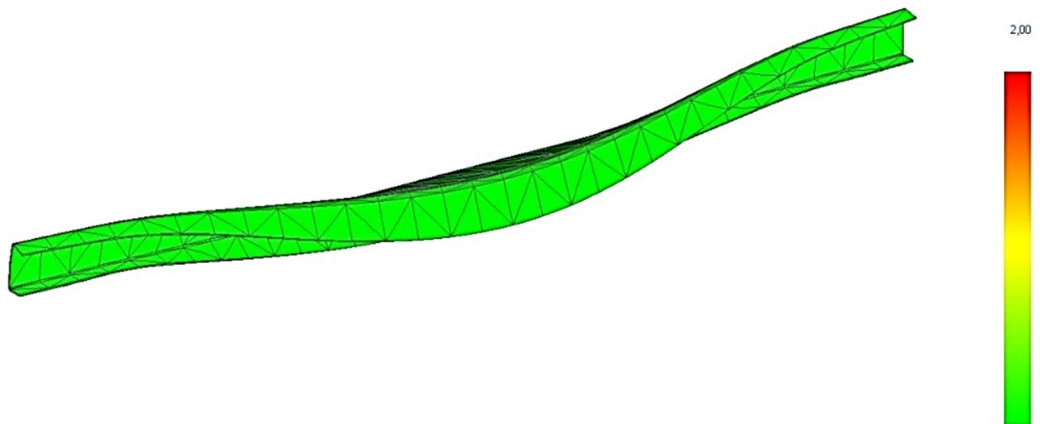


Se puede observar que la deflexión máxima o desplazamiento nodal es de 0,0312 mm y se presenta en el centro su geometría, este valor de deflexión no presenta inconveniente alguno para que la placa se deforme.

Seguidamente se tiene el cálculo del factor de seguridad de 2,00 y se demuestra en la imagen 50.

Imagen 50. Factor de seguridad

Nombre de pieza: placa de soporte long par
Nombre del material: Acero inoxidable, 304
Tipo de análisis: Tensión
Visualizado: Modelo de factor de seguridad
Fecha: martes, 30 de mayo de 2017 11:48

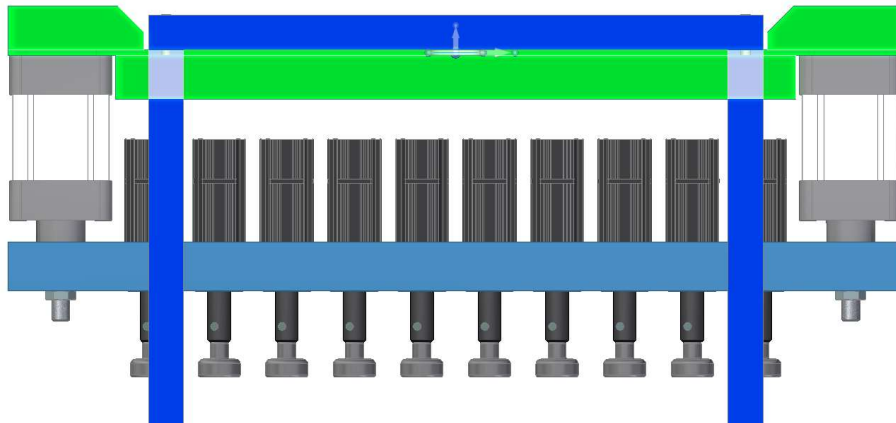


6.2 ANÁLISIS PARA LA PLACA SOPORTE DE CILINDROS PRINCIPALES

Se analiza la placa soporte de cilindros principales por ser un elemento crítico que se encuentra fijo a la estructura principal y posee unas cargas de los elementos sujetos a esta.

En la imagen 51, se muestra un diagrama, el cual demuestra representado la placa de soporte resaltada con color verde.

Imagen 51. Placa soporte cilindros principales



La placa de soporte presenta apoyo en el perfil de la estructura principal, su peso es la sumatoria de la carga del perfil y de los actuadores que corresponde a 42,6kg, el factor de seguridad de 1.2 por efecto de cargas y accesorios, entonces se tiene como resultado total 51.12 kg lo que es igual a 500 N.

Se presenta en la siguiente tabla las propiedades del estudio y seguidamente la geometría del estudio.

Tabla 14. Propiedades del estudio

| Propiedad del estudio | Valor |
|-----------------------------------------|------------------|
| Nombre del estudio | Estudio estático |
| Tipo de estudio | Estático lineal |
| Tipo de mallado | Tetraédrico |
| Solucionador iterativo | Activado |
| Verificación de geometría de NX Nastran | Activado |
| Opción de sólo resultados de superficie | Activado |

A continuación, en la tabla 15 se especifica la geometría de la pieza estudio;

Tabla 15. Geometría del estudio

| Nombre del sólido | Material | Masa | Volumen | Peso |
|----------------------------------|----------|----------|----------------------------|---------|
| placa soporte cilindro principal | AISI 304 | 7,349 kg | 938210,976 mm ³ | 72,02 N |

Tabla 16. Propiedades del material

| Propiedad | Valor |
|-----------------------------------|----------------------------|
| Densidad | 7833,000 kg/m ³ |
| Coefficiente de expansión térmica | 0,000013 /C |
| Conductividad térmica | 0,032 kW/m-C |
| Calor específico | 481,000 J/kg-C |
| Módulo de elasticidad | 199947,953 MPa |
| Coefficiente de Poisson | 0,290 |
| Límite elástico | 262,001 MPa |
| Tensión de rotura | 358,527 MPa |

Tabla 17. Cargas

| Nombre de carga | Tipo de carga | Valor de carga | Distribución de carga | Dirección de carga | Opción de dirección de carga |
|-----------------|---------------|----------------|-----------------------|-----------------------|------------------------------|
| Fuerza 1 | Fuerza | 500 N | Total | (0,00, 0,00, -1,00) | A lo largo del vector |

Se pretende un enmallado tetraédrico y en la tabla 18 se representa sus características:

Tabla 18. Tipo de enmallado

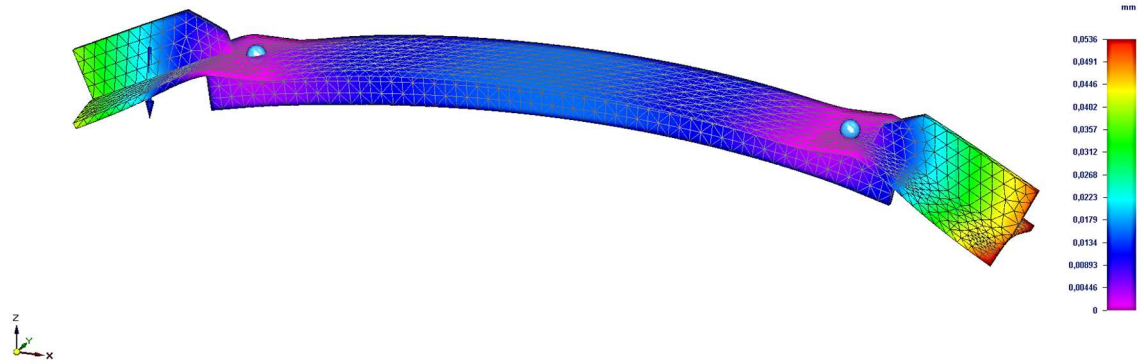
| Tipo de mallado | Tetraédrico |
|----------------------------------|-------------|
| Número total de cuerpos mallados | 1 |
| Número total de elementos | 11.550 |
| Número total de nodos | 23.503 |
| Tamaño subjetivo de malla (1-10) | 3 |

Tabla 19. Desplazamiento nodal

| Componente de resultados: Traslación total | | | | |
|--------------------------------------------|-----------|-------------|-----------|----------|
| Extensión | Valor | X | Y | Z |
| Mínima | 0 mm | -334,243 mm | 35,757 mm | 6,000 mm |
| Máxima | 0,0536 mm | 510,000 mm | 60,000 mm | 6,000 mm |

Imagen 52. Desplazamiento nodal de la placa soporte de cilindro

placa soporte neumatica.par, Estudio estático 1, Acero
 Desplazamiento - Nodal
 Contorno: Traducción total
 Deformación: Traducción total
 Fecha: miércoles, 10 de mayo de 2017 16:28



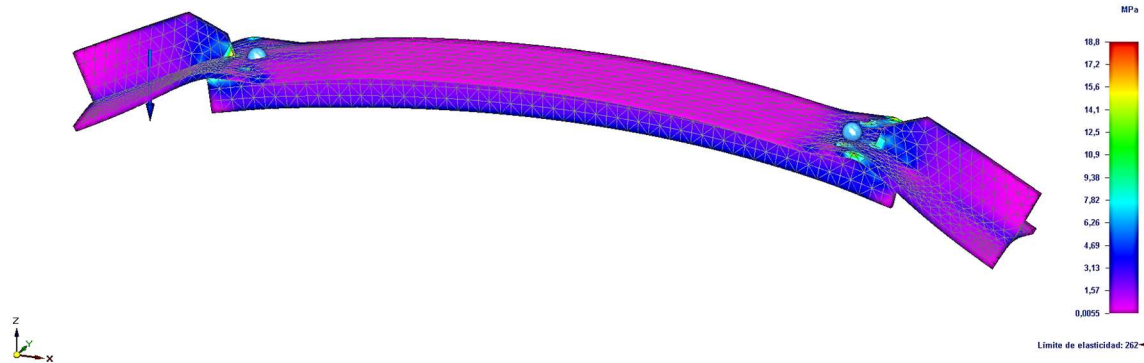
Se observa un desplazamiento máximo de 0,053 mm, y se ubica a los extremos del perfil, donde se encuentra unido al respectivo actuador neumático.

Tabla 20. Resultados de Tensión

| Componente de resultados: Von Mises | | | | |
|-------------------------------------|------------|-------------|-----------|-----------|
| Extensión | Valor | X | Y | Z |
| Mínima | 0,0055 MPa | -510,000 mm | -3,000 mm | 56,000 mm |
| Máxima | 18,8 MPa | -354,588 mm | -3,000 mm | 6,000 mm |

Imagen 53. Tensión de Von Mises

placa soporte neumatica.par, Estudio estático 1, Acero
 Tensión - Elemental
 Contorno: Tensión de Von Mises
 Deformación: Traducción total
 Fecha: miércoles, 10 de mayo de 2017 16:28

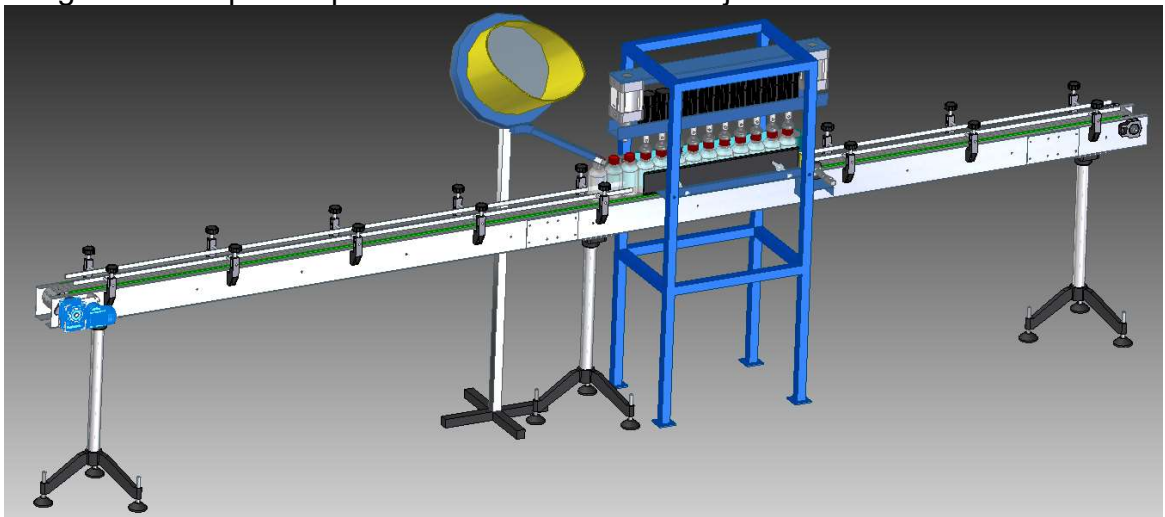


Se tiene como resultado un esfuerzo máximo de 10,8 MPa, en las zonas de mayor esfuerzo, que se demuestran en la imagen 53, este valor es comparado con el esfuerzo de fluencia del material, el cual es de 240 MPa, siendo este último mayor, por lo tanto, el diseño de la placa es adecuado y no presentará falla.

7. MANUAL DE OPERACIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO

En el presente apartado se encuentran contenido el manual explicativo, donde se muestra la forma adecuada de cómo se debe ensamblar, operar y cuidar la máquina para evitar su deterioro, prolongando y manteniendo su vida útil.

Imagen 54. Máquina tapadora de envases con cuajo



7.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO

La máquina tapadora comprende su función en tapar 10 recipientes con cuajo que salen de una dosificadora, este proceso se encuentra automatizado y las funciones que debe de realizar un operario son básicas, cuenta con un surtidor de tapas para colocar cada una sobre los envases antes de la acción de tapado de la máquina tapadora, revisar que el contactor que activa el circuito proveniente de la dosificadora y hacer un control visual de que el producto salga con los más altos estándares de calidad.

Su funcionamiento es electroneumático, tiene un final de carrera el cual se activa con la última boquilla de la dosificadora, seguido a esto, el cilindro de bloqueo arranca y posterior a esto en los 2 cilindros de prensado y los dos cilindros que se desplazan en el eje Y para bajar los motores, los cuales se activan durante 1 segundo, una vez finaliza esto los cilindros retroceden y se encuentran listos para los siguientes 10 envases.

En la imagen 55 se observa el sistema electroneumático, el cual su operación se activa por medio de un contactor normalmente abierto el cual es activado por medio de un final de carrera sujeto a la dosificadora que realiza el proceso inmediatamente anterior.

El sistema cuenta con un botón de emergencia de parado el cual detiene todos los movimientos que se estén realizando en el momento.

7.2 COMO FUNCIONA EL EQUIPO

7.2.1 Encendido de la máquina. Es importante para operar la máquina, sea leído el siguiente manual de operación, en el cual estarán especificados todos los requerimientos necesarios para que la maquina funcione de forma adecuada.

7.2.2 Precaución de operación.

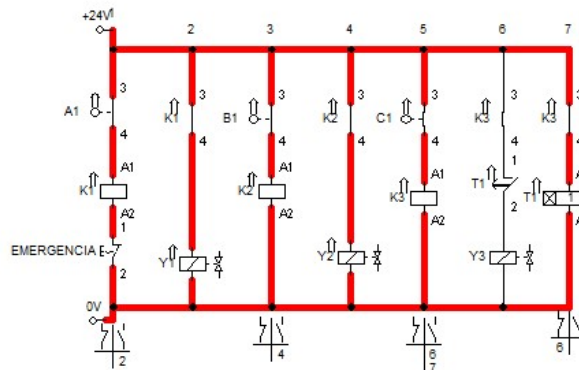
- Verificar que no hallan objetos extraños en los compartimentos de la máquina de tal manera que no exista la posibilidad de que se atasque ningún elemento en los engranes de la banda transportadora y los componentes tanto del alimentador de tapas como de la tapadora.
- Tener en cuenta siempre hacer los debidos mantenimientos periódicos, con el fin de que todas las piezas se encuentren en un nivel óptimo y esté en capacidad de cumplir con su función.

7.2.3 Operación. luego de hacer la verificación que esta descrita en el apartado anterior se procede a poner en marcha la actividad de la maquina propiamente dicha como se explica a continuación:

7.2.3.1 Primer paso. Se debe ir a la máquina e identificar cada uno de los indicadores, interruptores y pulsadores.

7.2.3.2 Segundo paso. identificado el tablero de mando y estudiado cada uno de sus comandos, se enciende la máquina y se verifica que el indicador de encendido este activado como se muestra en la siguiente imagen;

Imagen 55. Sistema de control



7.2.3.3 *Tercer paso.* Para poder iniciar el proceso debe llenar el surtir de tapas disponiendo de todos los elementos necesarios para la operación.

7.2.3.4 *Cuarto paso.* Iniciar el proceso, por medio de los interruptores de la banda y además debe ponerse en posición el operario que ha de hacerse cargo de la tapadora.

Se debe tener en cuenta que la máquina de tapado es dependiente de la máquina dosificadora quien es la que suministra los envases, la puesta en marcha de la tapadora debe realizarse una vez arrancada la operación de llenado.

7.2.3.4 Advertencia. La máquina Tapadora debe ser puesta en marcha cuando no haya ningún envase dentro de la zona de tapado.

7.3 MONTAJE DE LA MÁQUINA TAPADORA

Para realizar el montaje de la máquina es necesario verificar los planos anexos, donde se encuentra el despiece general de la máquina. Se sugiere revisar detenidamente los planos 1 al 7, los cuales representan los sistemas diseñados que componen la máquina y para observar el explosionado de los mismos.

7.3.1 Montaje de la banda transportadora. Para comenzar con el ensamble de la banda transportadora, se debe empezar por las bases fijas.

7.3.2 Montaje bases. El despiece está especificado en el plano número 4. Ensamblar las bases de abajo hacia arriba con los componentes.

7.3.3 Montaje soportes longitudinales de la banda. Se procede por juntar las láminas de soporte de la banda que tienen una dimensión de 2340 mm respetando el orden una izquierda y la otra a la derecha, ver plano 8 y 9 y sus respectivos tornillos de fijación.

7.3.4 Montaje placa de unión. A los extremos de la anterior lámina se encuentran los agujeros que deben coincidir con los agujeros de las uniones, estas se pueden observar en el plano 11.

7.3.5 Montaje soportes longitudinales de la banda 2. Estos soportes son similares a los del paso 7.3.3. del plano 8 y 9. Deben sujetarse a los extremos libres coincidiendo con los agujeros de las uniones anteriormente fijadas.

7.3.6 Montaje láminas del motorreductor. A los otros extremos de las primeras láminas ensambladas, se encuentran unos agujeros que deben coincidir con esta lámina de soporte del motorreductor, esta lámina se observa en el plano 10.

7.3.7 Montaje de la estructura principal. La estructura principal, se encuentra diseñada para ensamblarla entre la segunda y tercera base de la banda, de forma centrada, colocando su longitud mayor en dirección paralela a la banda transportadora.

7.3.8 Montaje placas fijas de soporte. Teniendo la estructura principal, se procede con la fijación de las placas mostradas en el plano 5, procediendo en el siguiente orden; placa de soporte de cilindros de presión con sus respectivos cilindros, placa de presión a los extremos de los cilindros, placa de soporte de freno, con su respectivo cilindro, placa de contra presión, placas soporte de rodillos locos, y placa de soportes de cilindros principales.

7.3.9 Montaje de cilindros principales. Los cilindros principales se fijan a los extremos de la placa soporte neumática como se observa en el plano 5. Una vez ensamblados, se procede a colocar a los extremos de los vástagos la placa base de servomotores del plano 32.

7.3.10 Montaje de servomotores. Los servomotores se deben fijar mirando hacia abajo, uno a uno en cada agujero de la placa de servomotores.

7.3.11 Montaje electroneumático y de control. Para realizar este montaje se debe apoyar en el capítulo 5. Del presente trabajo de grado. Allí se especifican los instrumentos y componentes que se deben conectar.

7.3.12 Realizar la prueba de funcionamiento una vez conectada la parte eléctrica y neumática de la máquina. Esta prueba debe hacerse con envases vacíos.

7.4 MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA TAPADORA

Para la realización del plan de mantenimiento es necesario dividir las actividades a realizar en diferentes grupos, como lo son; Inspección, limpieza, mantenimiento preventivo o general y mantenimiento correctivo, este último no se hará detalle porque no se entra a estudiar elementos críticos y tiempo de vida útil de los mismos.

7.4.1 Inspección. La inspección es elemental para mantener la máquina en óptimas condiciones, es indispensable al comienzo de cada turno de trabajo, verificar visiblemente los componentes de la máquina, que se encuentren en la posición correcta, sin daños y en buen estado. Entre esta actividad el operario debe observar; si hay fugas de aire, pérdidas de presión de aire, mangueras averiadas, elementos en las posiciones incorrectas, estado de los componentes directos o indirectos que puedan afectar el funcionamiento de la máquina, posición de los cilindros y placas

de soporte, nivelación de la banda transportadora, tornillos y demás elementos de fijación en su punto.

De manera que, una vez realizada la inspección, el operario puede operar la máquina sin inconvenientes.

7.4.2 Limpieza. Principalmente por el producto que se fabrica, el cual, es considerado materia prima para alimentos, los requisitos para la empresa en cada proceso de producción debe ser libre de bacterias y suciedad, sin embargo vale la pena aclarar, que, por las condiciones de humedad en la cual va a operar la máquina y por estar en contacto directo con el producto líquido, tanto la banda transportadora, el alimentador de tapas, y la máquina tapadora se deben limpiar el polvo con aire seco y al finalizar cada turno de trabajo con bayetilla humedecida con agua de ser necesario.

7.4.3 Mantenimiento general. Para poder mantener la máquina es primordial programar mantenimiento general a la máquina tapadora y a la banda transportadora, en este mantenimiento se incluye los parámetros anteriores Inspección y limpieza, seguidamente se compone también de lubricación para los Cojinetes de la banda transportadora (de ser necesario), reemplazo de partes averiadas y ajustes.

El operario será el encargado de realizar las labores de mantenimiento descritas y en ocasiones, para el caso del mantenimiento general será necesario contar con personal externo para la realización.

8. ANÁLISIS DE IMPACTO AMBIENTAL DE LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO

El análisis del impacto ambiental de la maquina objeto de este proyecto, de forma puntual, no tiene efecto considerable sobre el ambiente, ya que no se produce ningún residuo peligroso significativo.

El impacto ambiental de este proyecto se desarrolla viendo la necesidad de que el diseño de la tapadora sea lo más contribuyente con el medio ambiente y generar la menor contaminación dentro de los procesos primarios y secundarios que abarca el diseño, la puesta en marcha y el entorno.

Para contemplar la mayor cantidad de aspectos relevantes en el contexto ambiental se desarrollará la matriz con ayuda de los siguientes factores:

Imagen 56. Aspectos ambientales

| Aspectos Ambientales | Abreviaturas |
|----------------------------------------------|--------------|
| Generación de empleo | GE |
| Generación de gases y vapores | GG |
| Generación de material particulado | GMP |
| Generación de radiaciones | GRD |
| Generación de residuos no peligrosos | GRNP |
| Generación de residuos peligrosos | GRP |
| Generación de ruido | GR |
| Generación de sedimentos | GS |
| Generación de vertimientos domésticos | GVD |
| Generación de vertimientos industriales | GVI |
| Generación de vibraciones | GV |
| Remoción de la cobertura vegetal | RCV |
| Remoción de suelo orgánico ó agrológico | RSO |
| Uso y consumo de agua | UCA |
| Remoción de recursos naturales no renovables | ARNNR |

Fuente: <https://es.slideshare.net/gersonpr/evaluacion-de-impactos-ambientales-7865848>

Los aspectos se calificaron de 1 a 5 siendo 1 un impacto ambiental alto y 5 un impacto ambiental prácticamente nulo.

Tabla 21. Puntaje ambiental

| 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |
|-----------|-------|--------|---------|------|
| Excelente | Bueno | Normal | Regular | Malo |

Matriz de constricción en la cual se evaluaron los pasos más significativos:

Tabla 22. Matriz de impacto ambiental en construcción

| IMPACTO | CONSTRUCCIÓN | | |
|-------------------------------------|-----------------------|-------------------|------------------|
| | FABRICACIÓN DE PARTES | ETAPA DE ENSAMBLE | PUESTA EN MARCHA |
| Generación de empleo | 4 | 5 | 3 |
| Generación de gases y vapores | 5 | 5 | 5 |
| Generación de material articulado | 3 | 5 | 5 |
| Generación de radiaciones | 2 | 5 | 5 |
| Generación de residuos no peligroso | 3 | 5 | 5 |
| Generación de residuos peligrosos | 5 | 5 | 5 |
| Generación de ruido | 1 | 2 | 2 |
| Generación de sedimentos | 4 | 5 | 5 |
| Generación de vibraciones | 3 | 5 | 4 |
| Contaminación del aire | 3 | 5 | 5 |
| Contaminación del agua | 4 | 5 | 5 |
| Consumo de aire | 5 | 5 | 3 |
| Consumo de agua | 5 | 5 | 5 |
| Consumo de energía | 1 | 5 | 3 |
| Impacto Visual | 3 | 3 | 4 |
| TOTALES | 51 | 70 | 64 |

En la siguiente matriz que hace referencia a la operación se evidenciara que nuestro proyecto es muy amigable con el medio ambiente ya que el diseño de la maquina no presenta mayores factores que puedan afectar el medio ambiente.

Tabla 23. Matriz de impacto ambiental en Operación

| IMPACTO | OPERACIÓN | | | |
|-------------------------------------|-----------|----------------------------|---------------------|-----------------------|
| | ARRANQUE | DESPLAZAMIENTO DE LA BANDA | COLOCACIÓN DE TAPAS | SALIDA DE LA TAPADORA |
| Generación de empleo | 1 | 1 | 2 | 1 |
| Generación de gases y vapores | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de material articulado | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de radiaciones | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de residuos no peligroso | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de residuos peligrosos | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de ruido | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Generación de sedimentos | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Generación de vibraciones | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Contaminación del aire | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Contaminación del agua | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Consumo de aire | 4 | 5 | 5 | 5 |
| Consumo de agua | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Consumo de energía | 2 | 3 | 5 | 5 |
| Impacto Visual | 4 | 4 | 4 | 4 |
| TOTALES | 63 | 65 | 68 | 67 |

A las 2 matrices les dio una calificación numérica la su cual al final se suma y se pretende que ninguno de los procesos en ambas este con una calificación de puntos individualmente muy baja teniendo como criterio la máxima calificación para este caso de 75 puntos.

La relevancia ambiental del proyecto no es un foco a tener como consideración y genere una planeación estratégica para disminuir los impactos ambientales.

9. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

En este capítulo se analizará y se va a evaluar la viabilidad del proyecto financiero, esta máquina se diseñará con una devaluación a 10 años, en el periodo previamente citado analizaremos: Costos actuales vs cantidad de producción, inversión inicial del proyecto, beneficios proyectados a futuro, costos de operación.

9.1 COSTOS PRODUCCIÓN V.S. CANTIDAD DE PRODUCCIÓN

Actualmente el modus operandi se basa en que la dosificadora realiza el llenado de 10 envases por ciclo, después de esto y tras acumular 3 ciclos (equivalencia de 30 envases) detienen la máquina y durante un periodo de 30 segundos 2 operarios se dedican al tapado manual. Tardan aproximadamente 90 segundos en los cuales la dosificadora se encuentra en estado de reposo.

$$U = \frac{X * T * t}{Tp}$$

Donde;

U= unidades tapadas por día

X= 8 horas jornada laboral

T= 60 min/hr

t = 60 seg/hr

Tp= 90seg tiempo de tapado manual.

$$U = \frac{8 * 60 * 60}{90} = 320 \text{ unidades dia}$$

En la empresa Cuajocol laboran una jornada completa de lunes a viernes y el día sábado media jornada.

$$T = X * Y * U$$

Donde;

X= Cantidad de días trabajados

Y= Cantidad de semanas al año

U= Unidades tapadas por día

T= Total envases sellados por año.

Remplazando;

$$T = 5.5 * 52 * 320 = 91.520 \text{ envases por año}$$

Haciendo el cálculo de cuánto cuesta un operario al año para poder definir que costo tiene el tapado de cada envase durante un año.

Tabla 24. Valor anual de operario

| Costo del empleado mes | Porcentaje | Valor por Operario |
|-------------------------------|-------------------|---------------------------|
| Salario base | 100% | \$ 737.717 |
| ARL | 2,436% | \$ 17.971 |
| Auxilio Transporte | 11% | \$ 83.140 |
| Parafiscales | 9% | \$ 66.395 |
| Prima | 8% | \$ 61.452 |
| Cesantías | 8% | \$ 61.452 |
| Intereses Cesantías | 1% | \$ 7.377 |
| Vacaciones | 4% | \$ 30.763 |
| Dotación | 6% | \$ 44.263 |
| Total | X | \$ 1.110.529 |
| Total, por año | X | \$ 13.326.347 |

Costo de envase por 1 año:

$$C_e = \frac{O * C}{T}$$

Ce= costo de envase por año

O= 2 operarios

C= \$ 13.326.347 costo Operario

T= 91520 envases por año

$$C_e = \frac{2 * \$ 13.326.347}{91.520} = \$ 291,22$$

Para hacer el cálculo a 5 años se estimó un aumento salarial promedio sacado de los últimos 8 años, y se expone en la tabla 26.

Tabla 25. Crecimiento porcentual SMLV

| Año | Salario mínimo | Crecimiento porcentual |
|-------------|----------------|------------------------|
| 2010 | \$ 515.000 | x |
| 2011 | \$ 535.600 | 4,00% |
| 2012 | \$ 566.700 | 5,81% |
| 2013 | \$ 589.500 | 4,02% |
| 2014 | \$ 616.000 | 4,50% |
| 2015 | \$ 644.350 | 4,60% |
| 2016 | \$ 689.455 | 7,00% |
| 2017 | \$ 737.717 | 7,00% |
| | Total | 5,28% |

Como resultado se encontró que el crecimiento promedio es de 5,28% y con este dato se calculó el aumento salarial de los próximos 5 años.

Tabla 26. Salarios futuro

| Año | Salario |
|------|------------|
| 2018 | \$ 776.634 |
| 2019 | \$ 817.605 |
| 2020 | \$ 860.736 |
| 2021 | \$ 906.143 |
| 2022 | \$ 953.946 |

Con los datos citados en la tabla anterior se calculó el costo de cada empleado para los siguientes 5 años, debido a que el análisis de la inversión:

Tabla 27. Proyección valor operario

| AÑO | | 2017 | 2018 | 2019 |
|-----------------------|------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Costo del empleado | Porcentaje | Valor por Operario | Valor por Operario | Valor por Operario |
| Salario base | 100% | \$ 737.717 | \$ 776.634 | \$ 776.634 |
| ARL | 2% | \$ 17.971 | \$ 18.919 | \$ 18.919 |
| Auxilio Transporte | 11% | \$ 83.140 | \$ 92.285 | \$ 102.437 |
| Parafiscales | 9% | \$ 66.395 | \$ 66.395 | \$ 66.395 |
| Prima | 8% | \$ 61.452 | \$ 61.452 | \$ 61.452 |
| Cesantías | 8% | \$ 61.452 | \$ 61.452 | \$ 61.452 |
| Intereses Cesantías | 1% | \$ 7.377 | \$ 7.377 | \$ 7.377 |
| Vacaciones | 4% | \$ 30.763 | \$ 30.763 | \$ 30.763 |
| Dotación | 6% | \$ 44.263 | \$ 44.263 | \$ 44.263 |
| Total, mes | X | \$ 1.110.529 | \$ 1.159.539 | \$ 1.169.691 |
| Total, por año | X | \$ 13.326.347 | \$ 13.914.473 | \$ 14.036.289 |
| Salario base | 100% | \$ 776.634 | \$ 776.634 | \$ 776.634 |
| ARL | 2% | \$ 18.919 | \$ 18.919 | \$ 18.919 |
| Auxilio Transporte | 11% | \$ 113.705 | \$ 126.212 | \$ 140.096 |
| Parafiscales | 9% | \$ 66.395 | \$ 66.395 | \$ 66.395 |
| Prima | 8% | \$ 61.452 | \$ 61.452 | \$ 61.452 |
| Cesantías | 8% | \$ 61.452 | \$ 61.452 | \$ 61.452 |
| Intereses Cesantías | 1% | \$ 7.377 | \$ 7.377 | \$ 7.377 |
| Vacaciones | 4% | \$ 30.763 | \$ 30.763 | \$ 30.763 |
| Dotación | 6% | \$ 44.263 | \$ 44.263 | \$ 44.263 |
| Total, mes | X | \$ 1.180.959 | \$ 1.193.466 | \$ 1.207.350 |
| Total, por año | X | \$ 14.171.506 | \$ 14.321.596 | \$ 14.488.197 |

De no hacer el proyecto este sería el costo dentro los próximos 5 años sumando el valor anual del operario y multiplicándolo por 2

| Tabla 28. Costo total operarios | |
|---------------------------------|----------------------|
| Operario | 2 operarios |
| \$ 84.258.408 | \$ 68.516.815 |

Suponiendo que la inflación del país vaya de la mano con el aumento salarial se deja estimado que costo de tapar un envase por año es muy similar.

9.2 INVERSIÓN INICIAL

Para la inversión inicial del proyecto se determinaron el valor 2 valores iniciales; Costo de todos los componentes de la máquina, cada uno le los rubros mencionados en la siguiente tabla ya tienen incluido el valor de manufactura;

Tabla 29. Valor componentes

| Banda | Cantidad | Vr. unidad | VR TOTAL |
|-------------------------------------|----------|--------------|--------------|
| Motor y reductor | 1 | \$ 395.000 | \$ 395.000 |
| Tuvo soporte bases | 3 | \$ 112.900 | \$ 338.700 |
| Bases 3 apoyos | 3 | \$ 63.800 | \$ 191.400 |
| Placa estructura | 1 | \$ 5.000.000 | \$ 5.000.000 |
| Cojinetes | 4 | \$ 89.700 | \$ 358.800 |
| Tensores | 11 | \$ 5.600 | \$ 61.600 |
| Platinas guía | 2 | \$ 231.000 | \$ 462.000 |
| Mordazas | 16 | \$ 8.400 | \$ 134.400 |
| Perfil plástico de sujeción | 2 | \$ 265.400 | \$ 530.800 |
| Cadenilla de Tablillas POM UNI831 | 277 | \$ 1.155 | \$ 319.935 |
| Piñón eje 303382019N | 2 | \$ 4.800 | \$ 9.600 |
| Lamina soporte | 1 | \$ 500.000 | \$ 500.000 |
| Tornillos 1/4" de la banda | 160 | \$ 180 | \$ 28.800 |
| Tuerca 1/4" de la banda | 160 | \$ 110 | \$ 17.600 |
| Arandelas 1/4" de la banda | 320 | \$ 25 | \$ 8.000 |
| Dosificadora | | | |
| Dosificadora de tapas | 1 | \$ 2.300.000 | \$ 2.300.000 |
| Máquina de Tapado | | | |
| Estructura | 1 | \$ 340.000 | \$ 340.000 |
| Placa de apoyo servomotores | 1 | \$ 44.119 | \$ 44.119 |
| Placa soporte cilindros principales | 1 | \$ 119.800 | \$ 119.800 |
| Placa base cilindros prensado | 1 | \$ 124.700 | \$ 124.700 |
| Placa de prensado | 1 | \$ 87.000 | \$ 87.000 |
| Contra placa de Prensado | 1 | \$ 150.000 | \$ 150.000 |
| Base rodillos | 2 | \$ 20.000 | \$ 40.000 |
| Rodillos placa de prensado | 2 | \$ 137.000 | \$ 274.000 |
| Banda caucho | 1 | \$ 25.000 | \$ 25.000 |
| Cilindro neumático 0.047.03.030 | 3 | \$ 200.000 | \$ 600.000 |
| Cilindro neumático PENDIENTES | 2 | \$ 337.000 | \$ 674.000 |

Tabla 29. (Continuación)

| | Cantidad | Vr. unidad | VR TOTAL |
|----------------------------------|----------|------------|---------------|
| Copa para tapa | 10 | \$ 140.000 | \$ 1.400.000 |
| Buje conector | 10 | \$ 15.000 | \$ 150.000 |
| Servomotores C 0604 | 10 | \$ 437.000 | \$ 4.370.000 |
| Lamina soporte cilindro freno | 1 | \$ 20.000 | \$ 20.000 |
| Placa freno | 1 | \$ 5.000 | \$ 5.000 |
| SISTEMA DE CONTROL | | | |
| Unidad de mantenimiento MACP200L | 1 | \$ 190.878 | \$ 190.878 |
| Relevos tipo slim ref 51190 | 1 | \$ 55.000 | \$ 55.000 |
| Control flujo en línea 1/8" | 6 | \$ 32.396 | \$ 194.376 |
| Electroválvula 3/2 CNX | 2 | \$ 135.654 | \$ 271.308 |
| Electroválvula 4/2 CNX | 2 | \$ 253.459 | \$ 506.918 |
| Manguera de 8mm | 5 | \$ 12.000 | \$ 60.000 |
| TOTAL | | | \$ 20.358.734 |

Costos de ingeniería, en la cual se contempla el trabajo de 2 ingenieros, y abarcar el diseño completo y todos lo que refiere al diseño.

Tabla 30. Valor ingenieril

| TIPO | Cantidad | Vr. Unidad | Vr. Total |
|-----------------------|----------|--------------|--------------|
| Horas de ingeniería | 600 | \$ 9.000,00 | \$ 5.400.000 |
| Redacción de informes | 4 | \$ 80.000,00 | \$ 320.000 |
| Impresiones de planos | 80 | \$ 6.500,00 | \$ 520.000 |
| TOTAL | | | \$ 6.240.000 |

Costo total de la inversión.

Este sería el valor total de la inversión inicial para poder ejecutar el proyecto.

Tabla 31. Valor total proyecto

| Descripción | Valor |
|-------------------------------|----------------------|
| Costo de componentes | \$ 20.358.734 |
| Costo de ingeniería | \$ 6.240.000 |
| Costo de Ayudante de ensamble | \$ 500.000 |
| TOTAL | \$ 27.098.734 |

Beneficios de implementación de la máquina, a continuación, se hará el comparativo con el cual se determinará el valor de cada tapado en tiempo real.

La nueva línea de producción tendrá una capacidad de:

$$U = \frac{X * T * t}{T_a}$$

U= unidades tapadas por día

X= 8 horas jornada laboral

T= 60 min/hr

t = 60 seg/hr

T_a= 17seg tiempo de tapado automatizado.

$$U = \frac{8 * 60 * 60}{17} = 1694 \text{ unidades dia}$$

En la empresa Cuajocol laboran una jornada completa de lunes a viernes y el día sábado media jornada.

$$T = X * Y * U$$

Donde;

X= Cantidad de días trabajados

Y= Cantidad de semanas al año

U= Unidades tapadas por día

T= Total envases sellados por año.

$$T = 5.5 * 52 * 1694 = 484.517 \text{ envases por año}$$

La producción de la fábrica aumentaría:

T_a= 484.517 envases por año con automatización

T_m= 91.520 envases por año tapad manual.

$$\% \text{INCREMENTO de PRODUCCIÓN} = \frac{484.517}{91.529} * 100 = 529,4\%$$

Se calculará el valor del salvamento para analizar la viabilidad del proyecto de manera financiera con un porcentaje sobre el valor de salvamento de15%:

$$VS = \frac{VI - (VI * \%VS)}{T}$$

VS= valor de salvamento
 VI= valor inicial
 %VS= 15% porcentaje valor salvamento
 T= 10 años tiempo de operación.

$$VS = \frac{\$ 27.098.734 - (27.098.734 * 0,15)}{10} = \$ 2.303.391$$

Con este valor del salvamento se calculará la tasa interna de retorno estimando y teniendo presente la depreciación a 10 años con el valor de salvamento previamente calculado:

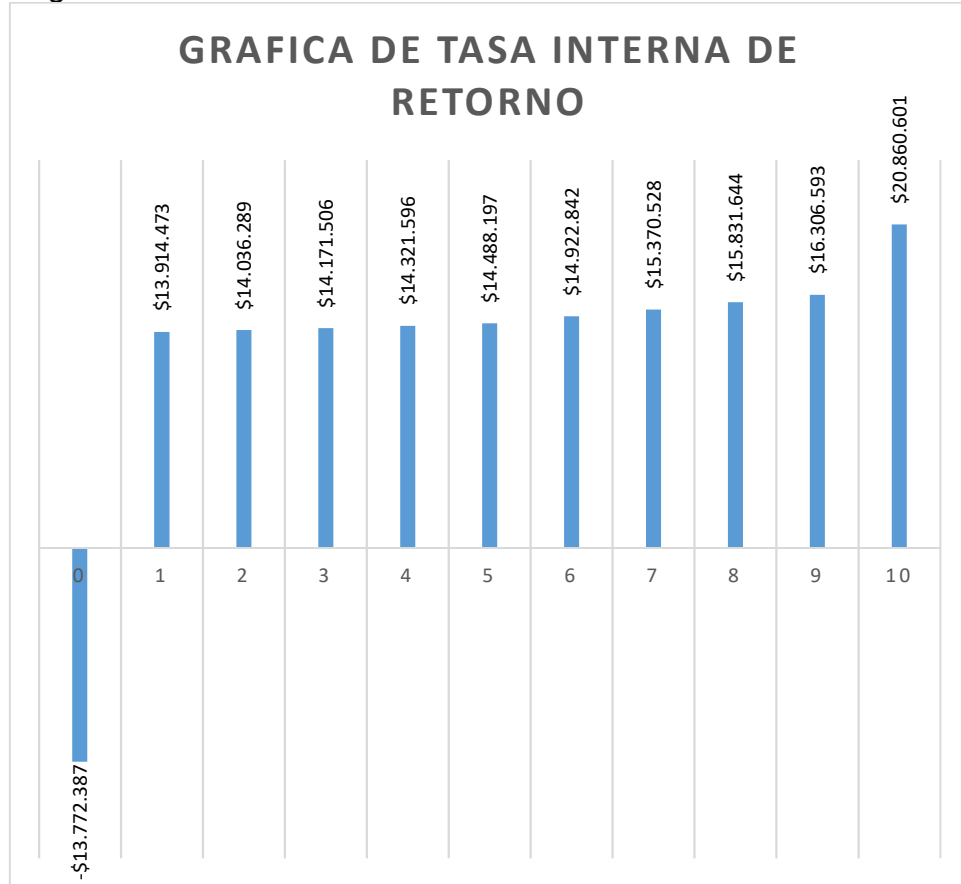
Tabla 32. Cálculo de la TIR

| t | F |
|--------------------|-------------------|
| 0 | - \$13.772.387 |
| 1 | \$13.914.473 |
| 2 | \$14.036.289 |
| 3 | \$14.171.506 |
| 4 | \$14.321.596 |
| 5 | \$14.488.197 |
| 6 | \$14.922.842 |
| 7 | \$15.370.528 |
| 8 | \$15.831.644 |
| 9 | \$16.306.593 |
| 10 | \$20.860.601 |
| TIR EFECTIVO ANUAL | |
| | 102% |

Esto quiere decir que en un año se recupera la inversión inicial, y adicional mente entrega un 2% de retorno sobre lo invertido en el año 0.

La imagen 57, representa gráficamente la inversión y el retorno, en el año cero se contemplan \$ 27.098.738.

Imagen 57. Gráfica de la TIR



Los gastos operacionales, se debe calcular que valor tendrá el gasto operacional una vez se implemente.

Se va a utilizar una fuente de 24 voltios a la cual se conectará todo con un amperaje de 1.6 amperios.

$$P = I * V$$

P= potencia

V= voltaje

I= amperaje

$$P = 1.6 * 110 = 176w$$

$$Consumo = P * horas de oparecion$$

$$Consumo = 176w * 8hr = 1.408w.hr = 1.4kW.Hr$$

El precio del kWh en Mosquera tiene un aproximado de 372\$/kWh, lo que quiere decir que diariamente el sistema neumático tendrá un consumo de:

$$\$ \text{ consumo mensual} = \left(\left(372 \frac{\$}{kWh} \right) * 1.4 kWh \right) * 8hr * 22.5 \text{ dias} = \$ 93.744$$

El compresor que actualmente tienen que ya tiene asignado un gasto mensual debido a que desempeña múltiples funciones en la empresa.

El proyecto tiene una viabilidad muy alta debido a que el operario que dejaría de usarse en el proceso de tapado pasaría al proceso de empaque en cajas lo que optimizaría al máximo y reduciría la fecha de entrega de pedidos.

Con la TIR logramos detallar que haciendo una inversión en el año cero en 1 año ya se recuperaría la inversión inicial.

Para el perfil de la empresa Cuajocol que se encuentra en desarrollo es un proyecto viable por que la inversión en relación al beneficio, es un valor muy accesible.

Debido a el flujo de caja de la empresa no es necesario radicar un crédito para la compra del proyecto, lo cual evita pagos de intereses.

10. CONCLUSIONES

- Con base al análisis realizado sobre los diferentes tipos de máquinas tapadoras, se concluye que, para la aplicación desarrollada, la máquina tapadora lineal es la mejor alternativa de diseño.
- Todos los sistemas diseñados están calculados y los componentes más críticos simulados por el método de elementos finitos.
- De acuerdo a los requerimientos de la empresa Cuajocol, el diseño de la máquina es coherente y cumple con lo estipulado para la optimización del proceso de tapado.
- Se mejoró el tiempo de tapado y la optimización del proceso, de igual forma la higiene y calidad del producto.
- El proyecto tiene una viabilidad muy alta debido a que el operario que dejaría de usarse en el proceso de tapado pasaría al proceso de empaque en cajas lo que optimizaría al máximo y reduciría la fecha de entrega de pedidos.
- Con la TIR logramos detallar que haciendo una inversión en el año cero, en 1 año ya se recuperaría la inversión inicial.
- Para el perfil de la empresa Cuajocol que se encuentra en desarrollo es un proyecto viable porque la inversión en relación al beneficio, es un valor muy accesible.
- Debido a el flujo de caja de la empresa no es necesario radicar un crédito para la compra del proyecto, lo cual evita pagos de intereses.

11. RECOMENDACIONES

- Es recomendable siempre surtir la máquina alimentadora de tapas con la misma tapa actual y por ningún motivo cambiar las especificaciones de la misma.
- La máquina tapadora está diseñada para el tapado de envases de 500 ml. Con las dimensiones señaladas en los parámetros básicos, Se recomienda no cambiar los envases.
- La máquina se diseñó con el objeto de sellar los envases especificados, jamás se debe utilizar para otro fin diferente para el que se diseñó.
- Se recomienda instalar y trabajar la máquina en un espacio apropiado y que ningún objeto diferente interfiera en los movimientos automáticos de la máquina.
- Se recomienda que la banda transportadora siempre este en óptimas condiciones de aseo y en caso de algún derrame detener la operación y limpiar correctamente.
- Se recomienda conocer los manuales de operación, antes de manipular la máquina.
- Se recomienda cumplir con el manual de mantenimiento dispuesto en el presente documento.
- Es importante que los operadores de la máquina vestan ropa de trabajo adecuada, por riesgo de atrapamiento entre otros.
- Se debe hacer un mantenimiento preventivo cada 6 meses para revisar cada componente al detalle y verificar su correcto funcionamiento.
- El operario debe supervisar el proceso de tapado constantemente, si se presenta alguna novedad reaccionar de inmediato.
- No se debe manipular el relevo tipo Slim, si se presenta alguna falla notificar para revisar y corregir su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL. Cilindros y motores neumáticos. (septiembre de 2010). Sitio web: <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>

BARCO H. Principios de Electricidad y Magnetismo. Universidad nacional de Colombia. (2012). Facultad de ciencias exactas y naturales.

BARROS B. Diseño y construcción de una máquina automática lineal de tapado de envases con yogurt para la reducción del tiempo de despacho de la producción en la empresa-productos lácteos paraíso. (2015). Universidad de las fuerzas armadas (tesis de pregrado). Ecuador.

CAPMATIC. Sistema de Taponado y Tapado. (2014). Sitio web: <http://capmatic.com/es/products?series=plugging-capping-system>

DELGADO A. Actuadores hidráulicos. (2016). Ingeniería de máquinas.

EQUITEK. Serie ERS. (2013). Sitio web: <http://www.equitek.com.mx/enroscado-de-tapas-semiautomatico/>

FALAGÁN M. Manual básico de prevención de riesgos laborales: Higiene industrial, Seguridad y Ergonomía. (2000). Sociedad Asturiana de Medicina y Seguridad en el Trabajo y Fundación Médicos Asturias.

GUERRA A. Estudio del golpe de ariete en el sistema de retorno condensado en la planta petrozuana. (2008). Sartenejas.

ORTIZ J. Estudio de factibilidad para la creación de una fábrica de procesamiento de leche de soya, ubicado en el cantón santa Elena provincia de santa Elena. (2013). Universidad estatal península de Santa Elena. La libertad.

PHARMACHINE. Máquina Tapadora Automática en Rosca. (s.f.). Sitio web: <http://pharmachine.es/3-screw-capping-machine.html>

UNICHAINS. Catálogo de cadenas. (s.f.). Sitio web: <http://www.todobandas.com/portal/docs/Catalogo%20Cadenas%20UNI%20CHAIN%20NEW.pdf>

_____. Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá: El instituto, 2008

_____. Referencias documentales para fuentes de informaciones electrónicas. NTC 4490. Bogotá: El instituto, 1998.

ANEXOS

ANEXO A MATERIALES DE CADENA



Probablemente el programa de cadenas más completo del mundo

En este catálogo Vd. encontrará una amplia gama de productos de calidad: Desde cadenas clásicas estándar hasta cadenas innovadoras patentadas por uni-chains. Empleamos los materiales estándar en la industria y también materiales especiales con resistencia química, antiestáticos, resistentes a la llama y otros.

Cadenas de Tablillas • Acero (Pág. 16 - 24)

Las cadenas de acero uni muestran su valía en las industrias que trabajan con botellas de vidrio, como cerveceras, industria vinícola y de refrescos, entre otras.

Fabricamos un extenso surtido de cadenas de acero: para tramo recto, giro lateral, con o sin tabs, tipo magnético y el diseño especial de la cadena uni Super Flex.

Las cadenas de acero uni son fuertes y adecuadas para aplicaciones a alta velocidad. Los cristales rotos no afectan al funcionamiento de la cadena.

Las cadenas uni Super Flex se caracterizan por su sistema patentado de tab único, que no precisa de herramientas para su instalación. Estas cadenas marchan totalmente niveladas en las curvas y sin vibraciones. El nivel de ruido es considerablemente menor que con cadenas tab normales.



uni SS 881 TAB-K325
Giro lateral
Botellas de cerveza
3 líneas
Lubricante: Agua con jabón



**uni SS 812 &
uni SS 881 TAB**
Tramo recto
Inspección de botellas

Cadenas de Tablillas • Plástico (Pág. 25 - 37)

Las cadenas de plástico uni-chains constituyen una alternativa ligera pero fuerte y silenciosa a las cadenas de acero. Su aplicación principal es la industria alimentaria y del embalaje, en el transporte de envases varios.

El sistema de guiado uni Super Flex también está disponible para cadenas de plástico. Igualmente cola de milano y cadenas tab para tramo recto, giro lateral y transportadores inclinados.

Para características especiales, por favor, remítase a los tipos de cadena deseados. Las cadenas uni de plástico también se suministran con postizos de goma, por favor, vea las págs. 97-104.



uni 820 K325
vea las págs. 101-104.
Tramo recto
Acumulación de latas



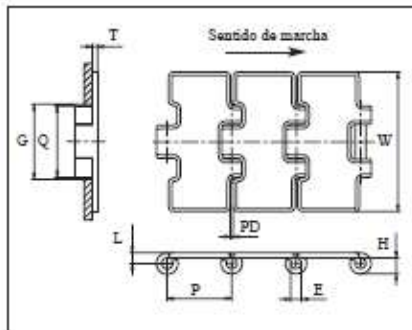
uni 880 TAB
Giro lateral
Alimentador para mesa de
acumulación de latas

ANEXO B CADENA DE TABLILLAS ACERO



La aplicación principal es el transporte de botellas de vidrio. P.ej. uni 812 es apta para refrescos, cerveceras, plantas de embotellado y uni 815 para la industria vinícola. Se recomienda la lubricación de la cadena. Las cadenas pueden suministrarse con superficie pulida hasta anchos de 114.3 mm (4.50 pulgadas):

Tipo SSX. Estas cadenas se usan principalmente para alimentadores lineales y líneas sin presión. La cadena de ancho 82.6 mm (K325 = 3.25 pulgadas) se puede suministrar con mayor distancia entre platinos (PD). Esta cadena tiene un radio de flexión inversa menor. Estas versiones se denominan SSR815 y SSR812 respectivamente.



| | mm | pul. |
|-----|------|------|
| E | 6.4 | 0.25 |
| G | 44.5 | 1.75 |
| H | 9.5 | 0.37 |
| L | 6.4 | 0.25 |
| P | 38.1 | 1.50 |
| Q | 42.1 | 1.66 |
| T | 3.1 | 0.12 |
| PD* | 1.8 | 0.07 |

* Para uni SSR-K325 PD es 2.8 mm (0.11 pulgadas)

Los artículos con referencia uni en **negrita** son estándar.
Los artículos con referencia uni en *cursiva* se fabrican bajo pedido.

uni 810/812/815 Cadenas de Tablillas • Acero

- Tramo recto
- 38.1 mm (1.50 pulgadas)
- SS304** Ver pág. 13
- SS304** Ver pág. 13
- 150 mm (5.9 pulgadas)
SSR812/SSR815:
75 mm (3 pulgadas)
- Ver pág. 107
- Ver pág. 116
- Ver pág. 120
- Ver pág. 119
- Ver pág. 104
- 3.048 m = 10 ft
Nº eslabones/caja: 80
- S1045** 4000 N (899 lbf)
SS430 2250 N (506 lbf)
SS304 2250 N (506 lbf)

| | referencia uni | | | ancho W | | peso | |
|----------------------|---------------------|---------------------|--------------|---------|------|------|-------|
| | SS304 | SS430 | S1045 | mm | pul. | kg/m | lb/ft |
| uni 810/812/815-K225 | | 12SS812K225 | 12S810K225 | 57.2 | 2.25 | 2.2 | 1.48 |
| uni 810/812/815-K250 | <i>12SS815K250</i> | 12SS812K250 | 12S810K250 | 63.5 | 2.50 | 2.3 | 1.55 |
| uni 810/812/815-K263 | | <i>12SS812K263</i> | 12S810K263 | 66.7 | 2.63 | 2.4 | 1.61 |
| uni 810/812/815-K275 | <i>12SS815K275</i> | <i>12SS812K275</i> | 12S810K275 | 69.9 | 2.75 | 2.4 | 1.61 |
| uni 810/812/815-K300 | <i>12SS815K300</i> | <i>12SS812K300</i> | 12S810K300 | 76.2 | 3.00 | 2.6 | 1.75 |
| uni 810/812/815-K325 | 12SS815K325 | 12SS812K325 | 12S810K325 | 82.6 | 3.25 | 2.6 | 1.75 |
| uni 810/812/815-K350 | <i>12SS815K350</i> | <i>12SS812K350</i> | 12S810K350 | 88.9 | 3.50 | 2.7 | 1.81 |
| uni 810/812/815-K400 | 12SS815K400 | 12SS812K400 | 12S810K400* | 101.6 | 4.00 | 3.2 | 2.15 |
| uni 810/812/815-K450 | 12SS815K450 | 12SS812K450 | 12S810K450 | 114.3 | 4.50 | 3.5 | 2.35 |
| uni 810/812/815-K600 | 12SS815K600 | 12SS812K600 | 12S810K600 | 152.4 | 6.00 | 4.4 | 2.96 |
| uni 810/812/815-K750 | 12SS815K750 | 12SS812K750 | 12S810K750 | 190.5 | 7.50 | 5.3 | 3.56 |
| uni R812/R815-K325 | <i>12SSR815K325</i> | <i>12SSR812K325</i> | | 82.6 | 3.25 | 2.6 | 1.75 |

* Estándar en EEUU.

ANEXO C CADENA DE TABLILLAS PLÁSTICAS

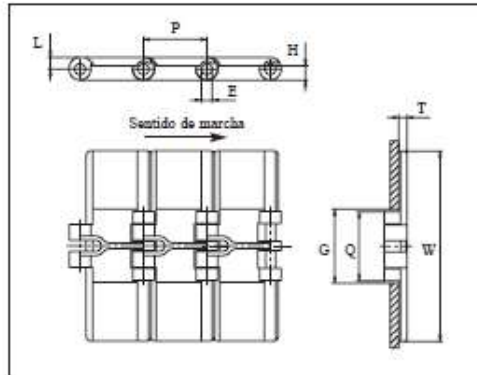


La aplicación principal es transporte de comestibles varios y envases.

La uni 831 es la versión plástica de la cadena uni 815 de acero. Sin embargo, las cadenas tienen un nervio de refuerzo debajo del platillo.

El grosor del planillo es 5.0 mm (0.20 pulgadas) para la serie uni 831.

Los platillos se solapan, por lo que no queda espacio libre entre los eslabones.



| | mm | pul. | | mm | pul. |
|---|------|------|---|------|------|
| E | 6.4 | 0.25 | P | 38.1 | 1.50 |
| G | 44.5 | 1.75 | Q | 41.5 | 1.63 |
| H | 8.5 | 0.33 | T | 5.0 | 0.20 |
| L | 7.1 | 0.28 | - | - | - |

Todas las dimensiones son para cadenas en acetal (POM).

Los artículos con referencia uni en **negrita** son estándar.
Los artículos con referencia uni en *cursiva* se fabrican bajo pedido.

| | referencia uni | | | | ancho W | | peso | |
|---------------------|--------------------|---------------------|--------------------|----------------------|---------|------|------|---------------------|
| | POM-D | POM-D | POM-LF | POM-SLF | mm | pul. | kg/m | lb _f /ft |
| uni 831-K250 | <i>30D831K250W</i> | <i>30D831K250G*</i> | 30LF831K250 | <i>30SLF831K250*</i> | 63.5 | 2.50 | 0.9 | 0.61 |
| uni 831-K325 | <i>30D831K325W</i> | <i>30D831K325G*</i> | 30LF831K325 | <i>30SLF831K325</i> | 82.6 | 3.25 | 1.0 | 0.67 |
| uni 831-K350 | <i>30D831K350W</i> | <i>30D831K350G*</i> | 30LF831K350 | <i>30SLF831K350*</i> | 88.9 | 3.50 | 1.1 | 0.74 |
| uni 831-K400 | <i>30D831K400W</i> | <i>30D831K400G*</i> | 30LF831K400 | <i>30SLF831K400*</i> | 101.6 | 4.00 | 1.2 | 0.81 |
| uni 831-K450 | <i>30D831K450W</i> | <i>30D831K450G*</i> | 30LF831K450 | <i>30SLF831K450*</i> | 114.3 | 4.50 | 1.3 | 0.87 |
| uni 831-K600 | <i>30D831K600W</i> | <i>30D831K600G*</i> | 30LF831K600 | <i>30SLF831K600*</i> | 152.4 | 6.00 | 1.6 | 1.05 |
| uni 831-K750 | <i>30D831K750W</i> | <i>30D831K750G*</i> | 30LF831K750 | <i>30SLF831K750*</i> | 190.5 | 7.50 | 1.8 | 1.21 |

* Estándar en EEUU.

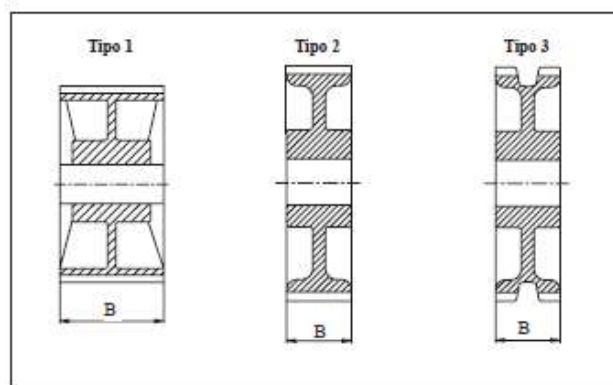
uni 831 Cadenas de Tablillas • Plástico

- Tramo recto
- 38.1 mm (1.50 pulgadas)
- Ver pág. 14
- 55304** Ver pág. 13
- 75 mm (3 pulgadas)
- Ver pág. 109
- Ver pág. 116
- Ver pág. 120
- Ver pág. 119
- Ver pág. 98
- 3.048 m = 10 ft
N° eslabones/caja: 80
- POM: 2000 N (450 lbf)

ANEXO D SELECCIÓN DE PIÑÓN



Ruedas en Dos Partes



Tipo 1: Ruedas en dos partes para uni 800, uni 802, uni 805, uni 821, uni 821-PRR4 y uni 821-PRR

| n° de dientes | diámetro primitivo | | diámetro cubo | | ancho de diente B | | eje | | | | referencia uni |
|---------------|--------------------|------|---------------|------|-------------------|------|------|------|------|------|----------------|
| | mm | pul. | mm | pul. | mm | pul. | mín. | | máx. | | |
| 25 | 153.2 | 6.03 | 58.0 | 2.28 | 80.2 | 3.16 | 30.0 | 1.18 | 50.8 | 2.00 | 323382125NT |

Dimensión mínima de B y distancia guía deslizamiento A: ver pág. 107.

Tipo 2: Ruedas en dos partes para uni 810, uni 812, uni 815 y uni tipo Magnético

| n° de dientes | diámetro primitivo | | diámetro cubo | | ancho de diente B | | eje | | | | referencia uni |
|---------------|--------------------|------|---------------|------|-------------------|------|------|------|------|------|----------------|
| | mm | pul. | mm | pul. | mm | pul. | mín. | | máx. | | |
| 19 | 117.3 | 4.62 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 123381519NT |
| 21 | 129.3 | 5.09 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 123381521NT |
| 23 | 141.2 | 5.56 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 123381523NT |
| 25 | 153.2 | 6.03 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 123381525NT |

Dimensión mínima de B y distancia guía deslizamiento A: ver pág. 107.

Tipo 3: Ruedas en dos partes para uni 820 y uni 831

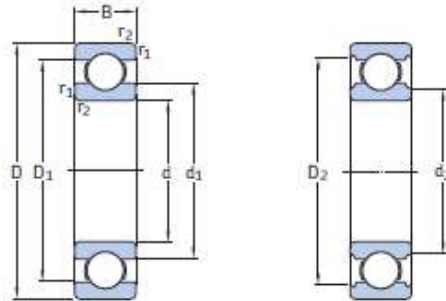
| n° de dientes | diámetro primitivo | | diámetro cubo | | ancho de diente B | | eje | | | | referencia uni |
|---------------|--------------------|------|---------------|------|-------------------|------|------|------|------|------|----------------|
| | mm | pul. | mm | pul. | mm | pul. | mín. | | máx. | | |
| 19 | 117.3 | 4.62 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 303382019NT |
| 21 | 129.3 | 5.09 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 303382021NT |
| 23 | 141.2 | 5.56 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 303382023NT |
| 25 | 153.2 | 6.03 | 58.0 | 2.28 | 42.3 | 1.67 | 20.0 | 0.78 | 40.0 | 1.57 | 303382025NT |

Dimensión mínima de B y distancia guía deslizamiento A: ver pág. 109.

Material Ver pág. 15

ANEXO E SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable d 10–20 mm



| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga | Velocidades nominales | Masa | Designación | |
|-------------------------|----|----|---------------------------|----------------------------|------------------------|-------------------------|------------------|-------------|---------|
| d | D | B | dinámica C | estática C ₀ | P _u | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | r. p. m. | | g | |
| 10 cont. | 26 | 8 | 3,97 | 1,96 | 0,083 | 67 000 | 40 000 | 17,5 | W 6000 |
| | 30 | 9 | 4,36 | 2,32 | 0,1 | 60 000 | 36 000 | 29 | W 6200 |
| | 35 | 11 | 7,02 | 3,4 | 0,146 | 53 000 | 34 000 | 50,5 | W 6300 |
| 12 | 18 | 4 | 0,527 | 0,265 | 0,011 | 75 000 | 48 000 | 2,7 | W 61701 |
| | 21 | 5 | 1,51 | 0,9 | 0,039 | 70 000 | 43 000 | 5,4 | W 61801 |
| | 21 | 7 | 1,51 | 0,9 | 0,039 | 70 000 | 43 000 | 7,8 | W 63801 |
| | 24 | 6 | 2,51 | 1,46 | 0,062 | 67 000 | 40 000 | 10,5 | W 61901 |
| | 28 | 8 | 4,42 | 2,36 | 0,102 | 60 000 | 36 000 | 18,5 | W 6001 |
| | 32 | 10 | 5,72 | 3 | 0,127 | 53 000 | 34 000 | 34,5 | W 6201 |
| 15 | 37 | 12 | 9,75 | 4,15 | 0,176 | 48 000 | 30 000 | 56,5 | W 6301 |
| | 21 | 4 | 0,527 | 0,29 | 0,012 | 67 000 | 40 000 | 3,3 | W 61702 |
| | 24 | 5 | 1,65 | 1,08 | 0,048 | 60 000 | 38 000 | 6,4 | W 61802 |
| | 24 | 7 | 1,65 | 1,08 | 0,048 | 60 000 | 38 000 | 9,1 | W 63802 |
| | 28 | 7 | 3,71 | 2,24 | 0,095 | 56 000 | 34 000 | 15 | W 61902 |
| | 32 | 9 | 4,88 | 2,8 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 27,5 | W 6002 |
| 17 | 35 | 11 | 6,37 | 3,6 | 0,156 | 48 000 | 30 000 | 42 | W 6202 |
| | 42 | 13 | 9,95 | 5,4 | 0,232 | 40 000 | 26 000 | 78,5 | W 6302 |
| | 23 | 4 | 0,559 | 0,34 | 0,015 | 60 000 | 38 000 | 3,6 | W 61703 |
| | 26 | 5 | 1,78 | 1,27 | 0,054 | 56 000 | 34 000 | 7,3 | W 61803 |
| | 26 | 7 | 1,78 | 1,27 | 0,054 | 56 000 | 34 000 | 10 | W 63803 |
| | 30 | 7 | 3,97 | 2,55 | 0,108 | 50 000 | 32 000 | 16 | W 61903 |
| 20 | 35 | 10 | 4,94 | 3,15 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 36,5 | W 6003 |
| | 40 | 12 | 8,06 | 4,75 | 0,2 | 40 000 | 26 000 | 62 | W 6203 |
| | 47 | 14 | 11,7 | 6,55 | 0,28 | 36 000 | 22 000 | 109 | W 6303 |
| | 27 | 4 | 0,676 | 0,39 | 0,017 | 50 000 | 32 000 | 5,4 | W 61704 |
| | 32 | 7 | 3,12 | 2,08 | 0,09 | 48 000 | 30 000 | 16 | W 61804 |
| | 32 | 10 | 3,12 | 2,08 | 0,09 | 48 000 | 30 000 | 23 | W 63804 |
| 20 | 37 | 9 | 5,53 | 3,65 | 0,156 | 43 000 | 26 000 | 33 | W 61904 |
| | 42 | 12 | 9,36 | 5,1 | 0,212 | 38 000 | 24 000 | 62 | W 6004 |
| | 47 | 14 | 12,5 | 6,55 | 0,28 | 34 000 | 22 000 | 102 | W 6204 |
| | 52 | 15 | 13,8 | 7,8 | 0,335 | 34 000 | 20 000 | 140 | W 6304 |

ANEXO F SELECCIÓN DE MOTOR

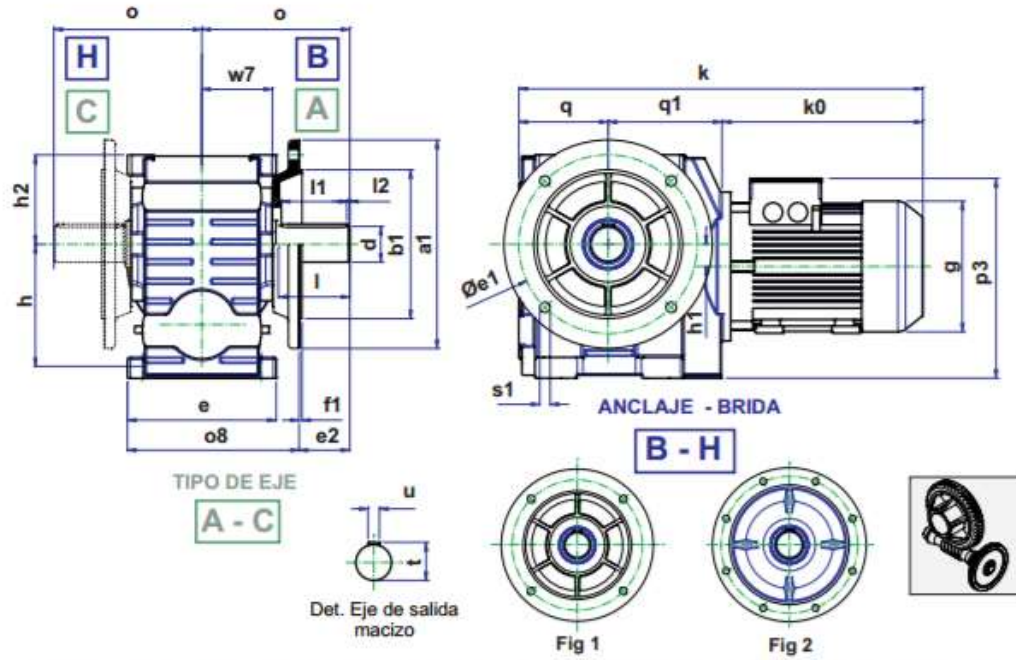
| No. de Depósito | Descripción | | | | | | | Precio sugerido Unit. - Col. \$(*) | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|-------------------|--------------------------|----------------------------|------|-----------------|-------------------|---------------------------------------|---------|
|  | | | | | | | | | |
| Referencia | Potencia (HP) | Service Factor | Velocidad nominal rpm | Corriente nominal (amp) | | Eficiencia % | Peso del motor | | |
| | | | | 115 V | 230V | | | | |
| Motor 1RF2, 2 polos, 56J, Brida NEMA C, Eje roscado, Con pata, Uso bomba, FS según NEMA, 115/230 V, 60 Hz | | | | | | | | | |
| 100346764 | 1RF2100-OCA10-4EB1 | 0,33 | 1,7 | 3.540 | 5,3 | 2,6 | 57,5 | 16,46 | 300.000 |
| 100346765 | 1RF2100-OCA20-4EB1 | 0,5 | 1,6 | 3.550 | 8,2 | 4,1 | 62,0 | 19,78 | 309.000 |
| 100346766 | 1RF2100-OCA30-4EB1 | 0,75 | 1,6 | 3.545 | 9,8 | 4,9 | 64,0 | 21,24 | 385.000 |
| 100346767 | 1RF2100-OCA40-4EA1 | 1,0 | 1,4 | 3.535 | 14,0 | 7,0 | 66,0 | 25,20 | 414.000 |
| 100346768 | 1RF2100-OCA50-4EA1 | 1,5 | 1,3 | 3.540 | 24,2 | 10,2 | 70,0 | 27,40 | 473.000 |
| 100346769 | 1RF2100-OCA60-4EA1 | 2 | 1,15 | 3.490 | 21,0 | 10,5 | 74,0 | 34,59 | 617.000 |
| 100346770 | 1RF2100-OCA71-4EA1 | 3 | 1,0 | 3.465 | 26,7 | 13,3 | 75,5 | 36,28 | 663.000 |
| Motor 1RF2, 2 polos, 56, eje con cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz | | | | | | | | | |
| 100346773 | 1RF2000-ODA10-4AB1 | 0,33 | 1,7 | 3.540 | 6,5 | 3,2 | 57,5 | 16,46 | 342.000 |
| 100346774 | 1RF2000-ODA20-4AB1 | 0,5 | 1,6 | 3.535 | 8,6 | 4,3 | 62,0 | 19,78 | 372.000 |
| 100346775 | 1RF2000-ODA30-4AB1 | 0,75 | 1,6 | 3.530 | 10,1 | 5,0 | 64,0 | 21,24 | 390.000 |
| 100346776 | 1RF2000-ODA40-4AA1 | 1,0 | 1,4 | 3.525 | 12,8 | 6,4 | 66,0 | 25,20 | 422.000 |
| 100346777 | 1RF2000-ODA50-4AA1 | 1,5 | 1,3 | 3.515 | 18,9 | 9,4 | 70,0 | 27,40 | 460.000 |
| 100346778 | 1RF2000-ODA60-4AA1 | 2 | 1,15 | 3.490 | 21,0 | 10,5 | 74,0 | 34,59 | 598.000 |
| Motor 1RF2, 4 polos, 56, eje con cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz | | | | | | | | | |
| 100346780 | 1RF2000-ODB10-4AB1 | 0,33 | 1,35 | 1.740 | 6,2 | 3,1 | 55,0 | 18,36 | 322.000 |
| 100346782 | 1RF2000-ODB20-4AB1 | 0,5 | 1,25 | 1.740 | 9,0 | 4,5 | 59,5 | 20,72 | 349.000 |
| 100346783 | 1RF2000-ODB30-4AB1 | 0,75 | 1,25 | 1.735 | 12,4 | 6,2 | 62,0 | 27,08 | 399.000 |
| 100346784 | 1RF2000-ODB41-4AA1 | 1,0 | 1,15 | 1.760 | 13,0 | 6,5 | 64,0 | 29,46 | 430.000 |
| 100346786 | 1RF2000-ODB51-4AA1 | 1,5 | 1,15 | 1.735 | 20,1 | 10,1 | 68,0 | 32,44 | 566.000 |
| 100346788 | 1RF2000-ODB61-4AA1 | 2 | 1,00 | 1.715 | 21,0 | 10,5 | 75,5 | 15,79 | 641.000 |
| (*) El Precio Lista no incluye IVA vigente - Precios sujetos a cambio sin previo aviso | | | | | | | | | |

1/29

Siemens S.A. - Colombia

ANEXO H DIMENSIONES UNIDAD REDUCTORA

13.6 DIMENSIONES MOTORREDUCTORES HELICOIDAL - SINFIN CORONA " SERIE 2000 "



| TAMAÑO | Motor | a1 | b1 f1 | d l | e | e1 | e2 | g | h h2 | h1 | k | k0 | l1 l2 | o | o8 | p3 | q | q1 | s1 | t u | w7 | | |
|--------|-------|-----|----------|--------|-----|-----|------|-----|---------|-----|------|-----|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------|-------|-----|--|
| SG01 | 63 | 160 | 110 | 25 | 95 | 130 | Fig1 | 40 | 120 | 80 | 3 | 352 | 217 | 40 | 112 | 120 | 192 | 53 | 82 | 9 | 28 | 58 | |
| | 71 | | | | | | | | 148 | | | 345 | 210 | | | | 185 | | | | | | |
| | 80 | | 3.5 | 50 | | | | | 163 | 50 | | 369 | 234 | 5 | | | 191 | | | 4ap | 5/16" | | |
| SG02 | 63 | 160 | 110 | 30 | 120 | 130 | Fig1 | 45 | 120 | 100 | 10 | 382 | 217 | 50 | 128 | 143 | 205 | 65 | 100 | 9 | 33 | 63 | |
| | 71 | | | | | | | | 148 | | | 375 | 210 | | | | 198 | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | 163 | | | 399 | 234 | | | | 204 | | | | | | |
| SG03 | 90 | | 3.5 | 60 | | | | | 181 | 65 | | 446 | 291 | 5 | | | 212 | | | 4ap | 3/8" | | |
| | 71 | 200 | 130 | 35 | 136 | 165 | Fig1 | 47 | 148 | 120 | 20 | 409 | 210 | 56 | 149 | 171 | 208 | 80 | 119 | 11 | 38 | 75 | |
| | 80 | | | | | | | | 163 | | | 433 | 234 | | | | 214 | | | | | | |
| | 90 | | | | | | | | 181 | | | 480 | 291 | | | | 222 | | | | | | |
| SG04 | 112 | | 3.5 | 70 | | | | | 227 | 80 | | 532 | 333 | 7 | | | 248 | | | 4ap | 3/8" | | |
| | 71 | 250 | 180 | 40 | 160 | 215 | Fig1 | 51 | 148 | 150 | 21 | 450 | 210 | 70 | 170 | 200 | 237 | 100 | 140 | 14 | 43.5 | 90 | |
| | 80 | | | | | | | | 163 | | | 474 | 234 | | | | 243 | | | | | | |
| | 90 | | | | | | | | 181 | | | 521 | 291 | | | | 251 | | | | | | |
| SG05 | 112 | | 4 | 80 | | | | | 227 | 100 | | 573 | 333 | 5 | | | 277 | | | 4ap | 1/2" | | |
| | 80 | 300 | 230 | 50 | 185 | 265 | Fig1 | 68 | 163 | 185 | 34 | 534 | 234 | 80 | 215 | 240 | 265 | 125 | 175 | 14 | 53.5 | 105 | |
| | 90 | | | | | | | | 181 | | | 581 | 291 | | | | 273 | | | | | | |
| | 112 | | | | | | | | 227 | | | 633 | 333 | | | | 299 | | | | | | |
| SG06 | 132 | | 4 | 100 | | | | | 266 | 125 | | 711 | 411 | 10 | | | 334 | | | 4ap | 9/16" | | |
| | 90 | 350 | 250 | 60 | 250 | 300 | Fig1 | 86 | 181 | 225 | 37.5 | 625 | 291 | 110 | 249 | 289 | 309 | 150 | 195 | 19 | 64.5 | 119 | |
| | 112 | | | | | | | | 227 | | | 678 | 333 | | | | 336 | | | | | | |
| | 132 | | | | | | | | 266 | | | 756 | 411 | | | | 371 | | | | | | |
| SG07 | 160 | | 4 | 120 | | | | | 320 | 150 | | 864 | 519 | 5 | | | 394 | | | 4ap | 3/4" | | |
| | 112 | 450 | 350 | 70 | 300 | 400 | Fig2 | 86 | 227 | 280 | 45 | 753 | 333 | 125 | 307 | 372 | 383 | 180 | 240 | 20 | 74.5 | 152 | |
| | 132 | | | | | | | | 266 | | | 831 | 411 | | | | 418 | | | | | | |
| | 160 | | | | | | | | 320 | | | 939 | 519 | | | | 441 | | | | | | |
| 180 | | 5 | 140 | | | | | 357 | 180 | | 1001 | 581 | 7.5 | | | 465 | | | 8ap | 3/4" | | | |

ANEXO I PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES

A-12

Apéndices

APÉNDICE 6 PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES

| Designación del material | | Condición | Resistencia a la tensión | | Resistencia de fluencia | | Ductilidad (porcentaje de elongación en pulgadas) |
|--------------------------------------|--------|------------|--------------------------|-------|-------------------------|-------|---------------------------------------------------|
| Número AISI | UNS | | (ksi) | (MPa) | (ksi) | (MPa) | |
| Aceros austeníticos | | | | | | | |
| 201 | S20100 | Recocido | 115 | 793 | 55 | 379 | 55 |
| | | 1/4 duro | 125 | 862 | 75 | 517 | 20 |
| | | 1/2 duro | 150 | 1030 | 110 | 758 | 10 |
| | | 3/4 duro | 175 | 1210 | 135 | 931 | 5 |
| | | Duro total | 185 | 1280 | 140 | 966 | 4 |
| 301 | S30100 | Recocido | 110 | 758 | 40 | 276 | 60 |
| | | 1/4 duro | 125 | 862 | 75 | 517 | 25 |
| | | 1/2 duro | 150 | 1030 | 110 | 758 | 15 |
| | | 3/4 duro | 175 | 1210 | 135 | 931 | 12 |
| | | Duro total | 185 | 1280 | 140 | 966 | 8 |
| 304 | S30400 | Recocido | 85 | 586 | 35 | 241 | 60 |
| 310 | S31000 | Recocido | 95 | 655 | 45 | 310 | 45 |
| 316 | S31600 | Recocido | 80 | 552 | 30 | 207 | 60 |
| Aceros ferríticos | | | | | | | |
| 405 | S40500 | Recocido | 70 | 483 | 40 | 276 | 30 |
| 430 | S43000 | Recocido | 75 | 517 | 40 | 276 | 30 |
| 446 | S44600 | Recocido | 80 | 552 | 50 | 345 | 25 |
| Aceros martensíticos | | | | | | | |
| 410 | S41000 | Recocido | 75 | 517 | 40 | 276 | 30 |
| 416 | S41600 | Q&T 600 | 180 | 1240 | 140 | 966 | 15 |
| | | Q&T 1000 | 145 | 1000 | 115 | 793 | 20 |
| | | Q&T 1400 | 90 | 621 | 60 | 414 | 30 |
| 431 | S43100 | Q&T 600 | 195 | 1344 | 150 | 1034 | 15 |
| 440A | S44002 | Q&T 600 | 280 | 1930 | 270 | 1860 | 3 |
| Aceros endurecidos por precipitación | | | | | | | |
| 17-4PH | S17400 | H 900 | 200 | 1380 | 185 | 1280 | 14 |
| | | H 1150 | 145 | 1000 | 125 | 862 | 19 |
| 17-7PH | S17700 | RH 950 | 200 | 1380 | 175 | 1210 | 10 |
| | | TH 1050 | 175 | 1210 | 155 | 1070 | 12 |

ANEXO J
ESPEORES Y PESO DE LÁMINA EN ACERO INOXIDABLE

| ESPESOR | | | KILOGRAMOS POR HOJA | | | | |
|---------|-------|--------|---------------------|-------------------|--------------------|--------------------|---------------------|
| CAL. | MM | PULG. | KG/MT2 | 914X3048 3'X8' | 914X3048 3'X10' | 1219X3048 4'X8' | 1219X3048 4'X10' |
| 10 | 3.43 | 0.135 | 27.783 | 61.909 | 77.399 | 82.568 | 103.228 |
| 11 | 3.05 | 0.120 | 24.705 | 55.050 | 68.824 | 73.421 | 91.791 |
| 12 | 2.67 | 0.105 | 21.627 | 48.192 | 60.250 | 64.273 | 80.355 |
| 14 | 1.90 | 0.075 | 15.390 | 34.294 | 42.874 | 45.737 | 57.181 |
| 16 | 1.52 | 0.0595 | 12.312 | 27.435 | 34.299 | 36.590 | 45.745 |
| 18 | 1.22 | 0.048 | 9.882 | 22.020 | 27.529 | 29.368 | 36.716 |
| 20 | 0.89 | 0.035 | 7.209 | 16.064 | 20.083 | 21.424 | 26.785 |
| 22 | 0.74 | 0.0291 | 5.994 | 13.356 | 16.698 | 17.813 | 22.270 |
| 24 | 0.61 | 0.024 | 4.941 | 11.010 | 13.764 | 14.684 | 18.358 |
| 26 | 0.455 | 0.018 | 3.685 | 8.212 | 10.267 | 10.953 | 13.693 |
| 28 | 0.385 | 0.015 | 3.118 | 6.949 | 8.687 | 9.267 | 11.586 |
| 30 | 0.255 | 0.010 | 2.065 | 4.602 | 5.754 | 6.138 | 7.674 |

| ESPEORES | | | KILOGRAMOS POR PLACA | | | | |
|----------|-------|-------|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| PULGADAS | | MM | KG/M2 | 1219X3048 4'X10' | 1219X3048 4'X20' | 1524X3048 5'X10' | 1524X6096 5'X20' |
| 3/16" | 0.187 | 4.76 | 38.576 | 143.349 | 286.699 | 179.187 | 358.373 |
| ¼" | 0.250 | 6.35 | 51.435 | 191.132 | 382.265 | 238.916 | 477.831 |
| 5/16" | 0.312 | 7.94 | 64.294 | 238.916 | 477.831 | 298.644 | 597.289 |
| 3/8" | 0.375 | 9.52 | 77.153 | 286.699 | 573.397 | 358.373 | 716.747 |
| ½" | 0.500 | 12.70 | 102.870 | 382.265 | 764.530 | 477.831 | 955.662 |
| 5/8" | 0.625 | 15.87 | 128.588 | 477.831 | 955.662 | 597.289 | 1194.57 8 |
| ¾" | 0.750 | 19.05 | 154.305 | 573.397 | 1146.795 | 716.747 | 1433.49 3 |
| 1" | 1.000 | 25.40 | 205.740 | 764.530 | 1529.060 | 955.662 | 1911.32 5 |
| 1 ¼" | 1.250 | 31.75 | 257.175 | 955.662 | 1911.325 | | |
| 1 ½" | 1.500 | 38.10 | 308.610 | 1146.795 | 2293.590 | | |
| 2" | 2.000 | 50.80 | 411.480 | 1529.060 | 3058.119 | | |

ANEXO K

ÁVACO DE FUERZA, PRESIÓN Y DIÁMETRO DE CILINDROS

MICRO

Cilindros neumáticos

Introducción

1

Los cilindros neumáticos son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética o en fuerzas prensoras. Básicamente consisten en un recipiente cilíndrico provisto de un émbolo o pistón. Al introducir un determinado caudal de aire comprimido, éste se expande dentro de la cámara y provoca un desplazamiento lineal. Si se acopla al émbolo un vástago rígido, este mecanismo es capaz de empujar algún elemento, o simplemente sujetarlo. La fuerza de empuje es proporcional a la presión del aire y a la superficie del pistón:

$$F = P \cdot A \quad \text{donde:} \quad \begin{array}{l} F = \text{Fuerza} \\ P = \text{Presión manométrica} \\ A = \text{Área del émbolo o pistón} \end{array}$$

Variantes constructivas

Cilindros de simple efecto

Uno de sus movimientos está gobernado por el aire comprimido, mientras que el otro se da por una acción antagonista, generalmente un resorte colocado en el interior del cilindro. Este resorte podrá situarse opcionalmente entre el pistón y tapa delantera (con resorte delantero) o entre el pistón y su tapa trasera (con resorte trasero). Realiza trabajo aprovechable sólo en uno de los dos sentidos, y la fuerza obtenible es algo menor a la que da la expresión $F = P \times A$, pues hay que descontar la fuerza de oposición que ejerce el resorte.

Cilindros de doble efecto

El pistón es accionado por el aire comprimido en ambas carreras. Realiza trabajo aprovechable en los dos sentidos de marcha.

Cilindros con doble vástago

Poseen salida de vástago en ambos extremos, lo que ofrece un mejor guiado del conjunto, facilitan el colocado de levas o fines de carrera cuando hay problemas de espacio en la zona de trabajo, y además presentan iguales áreas de pistón a ambos lados.

Cilindros de doble pistón o en tandem

Consisten en dos cilindros de doble efecto acoplados en serie con un vástago en común, formando una unidad compacta. Aplicando simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene una fuerza de casi el doble de la de un cilindro convencional del mismo diámetro.

Cilindros acoplados de acción independiente

Están constituidos por dos cilindros unidos por sus tapas traseras. Éstos pueden operarse independientemente de modo tal de obtener sobre uno de los extremos del vástago, tres o cuatro posiciones de trabajo según sean iguales o distintas las carreras de ambos cilindros. Es un dispositivo multiposicionador sencillo y económico.

Cilindros sin vástago

El pistón transmite el movimiento a la carga a través de un carro acoplado mecánicamente al pistón mediante un exclusivo sistema patentado. Un sistema de cintas garantiza un doble sellado y evita el ingreso de impurezas al interior del cilindro. Variantes constructivas de éste incluyen guías externas de diversos tipos.

Amortiguación de fin de carrera

Son dispositivos, fijos o regulables, colocados generalmente en las tapas de los cilindros, y cuya finalidad es la de absorber la energía cinética de las masas en movimiento. Según los modelos de cilindros, se puede tener amortiguación delantera, trasera o doble. Para una dada aplicación, si se verifica insuficiente la amortiguación, utilizar amortiguadores hidráulicos de choque.

Pistón con imán incorporado

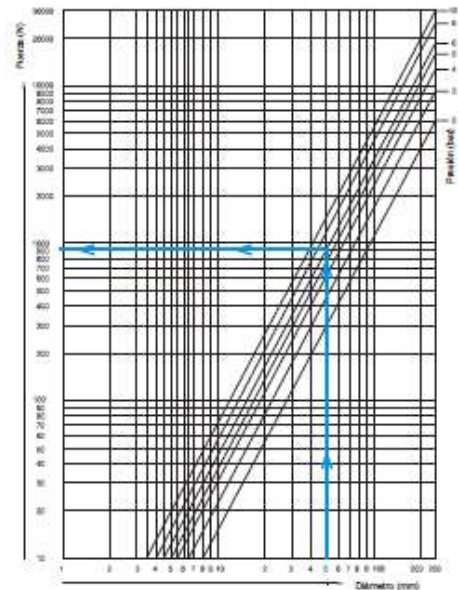
Ciertos cilindros incorporan un imán en el pistón a efectos de actuar un interruptor magnético del tipo Reed-Switch o similar, montado en el exterior del cilindro, durante o al final de su carrera. Esta señal eléctrica es utilizada para gobernar a otros órganos componentes del sistema, actuadores, contadores, emitir señales luminosas, actuar contactores, relés, PLC, o bien para controlar su propio movimiento.

Fuerza en cilindros

La fuerza disponible de un cilindro crece con mayor presión y con mayor diámetro. La determinación de la fuerza estática en los cilindros está sustentada por la siguiente fórmula, o el ábaco adjunto:

$$F = 10 \cdot P \cdot \Pi \cdot (d^2/4) \quad \text{donde:} \quad \begin{array}{l} F: \text{Fuerza (N)} \\ P: \text{Presión (bar)} \\ d: \text{Diámetro de la cámara del cilindro (cm)} \end{array}$$

ó bien $F = 7,85 \cdot P \cdot d^2$



Los valores obtenidos mediante el ábaco, serán menores a los técnicos al encontrarse afectados por el rendimiento.

Ej. $p: 6 \text{ bar} \quad d: 50 \text{ mm} \quad F = 900 \text{ N}$

1.0.1.1

ANEXO L CONSUMO DE AIRE DEL CILINDRO

| | | |
|--------------|-----------------------------|---------------------|
| MiCRO | Cilindros neumáticos | Introducción |
|--------------|-----------------------------|---------------------|

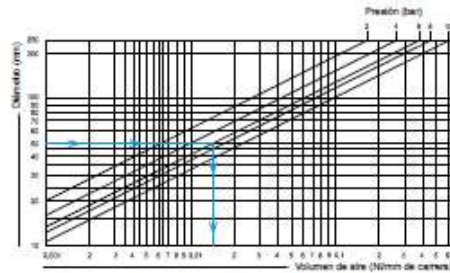
Consumo de aire en cilindros

El cálculo del consumo de aire en cilindros neumáticos es muy importante cuando se requiere conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer a la demanda de una instalación.

Puede calcularse con la siguiente fórmula,

$$Q = (\sqrt{L/4}) \cdot d^2 \cdot c \cdot n \cdot P \cdot N \cdot 10^{-4}$$

- donde: Q = Consumo de aire (NL/min)
 d = Diámetro del cilindro (mm)
 c = Carrera del cilindro (mm)
 n = Número de ciclos completos por minuto
 P = Presión absoluta=Presión relativa de trabajo + 1 bar
 N = Número de efectos del cilindro
 (N=1 para simple efecto, N=2 para doble efecto)



Avaco para el cálculo del volumen de aire por mm de carrera

Ej. P: 6 bar d: 50mm **Vol = 0,017 NL**

Pandeo en cilindros

El pandeo es un factor limitativo en la elección de cilindros cuyos vástagos estén sometidos a compresión, ya que sólo bajo dicha sollicitación es cuando aparece este fenómeno.

Éste se manifiesta por una flexión lateral del vástago que genera esfuerzos radiales sobre bujes y camisa de los cilindros, acortando su vida útil y hasta produciendo la rotura.

Particularmente la verificación por pandeo debe realizarse en cilindros de gran carrera, que es donde el fenómeno puede adquirir magnitud, siendo el único factor constructivo que limita la carrera de los cilindros.

Las causas que están ligadas a la sollicitación de pandeo dependen no sólo de los materiales utilizados en la construcción del vástago, sino también de las condiciones de montaje a las que se somete el cilindro. Ciertos tipos de montaje o sus combinaciones resultan favorables para

contrarrestar el efecto, por ejemplo, con montajes a rótula el cilindro se autoalinea en todo plano; con montajes basculantes sólo en un plano; con fijación roscada del vástago la alineación es crítica; con rótula para vástago se compensan desalineaciones en todo plano y con horquilla delantera la alineación es crítica.

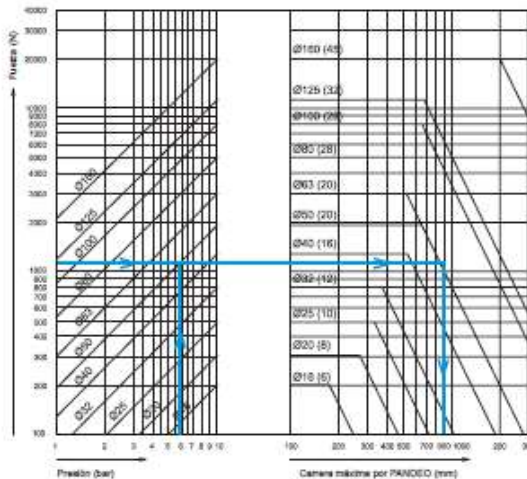
Dependiendo del tipo de montaje existe el factor de corrección K, el que puede adoptar valores desde 0,25 para las fijaciones más favorables hasta el valor 2 para las más críticas. Se debe verificar lo siguiente:

$$K \cdot \text{Carrera real} < \text{Carrera básica}$$

donde:
 Carrera real = carrera del cilindro
 Carrera básica = carrera máxima de cada cilindro según su diámetro

Ej.
 P: 6 bar
 d: 50mm
 F: 1177N

Carrera max. por PANDEO: 880 mm



1.0.1.2

ANEXO M SELECCIÓN DE CILINDRO

| | | |
|--------------|-------------------------------------------|------------|
| MiCRO | Cilindros ISO 15552 VDMA 24562 | Serie CN10 |
|--------------|-------------------------------------------|------------|

Tipo..... Cilindros neumáticos de simple efecto, doble efecto, con o sin amortiguación, con o sin imán incorporado en el pistón
 Normas..... ISO 15552 - VDMA 24562
 Temperatura ambiente... -20...80 °C (-4...176 °F)
 Temperatura del fluido... Máx. 80 °C (176 °F)
 Fluido..... Aire comprimido filtrado con o sin lubricación
 Presión de trabajo..... 0,5...10 bar (7,3...145 psi)
 Ejecuciones especiales. Alta temperatura (consultar), revestimiento anticorrosivo, vástago de acero inox
 Interruptor magnético.... Ver página 1.5.7.2
 Materiales..... Tapas y pistones inyectados en aluminio, vástago de acero SAE 1040 cromado duro, tubo de aluminio perfilado anodizado duro (Ø200 y 250 de aluminio cilíndrico con tensores), sellos de poliuretano (Ø125 a 250 de NBR), guía de pistón de resina acetal (Ø200 y 250 de NBR), guía de vástago de chapa con bronce sinterizado y teflon

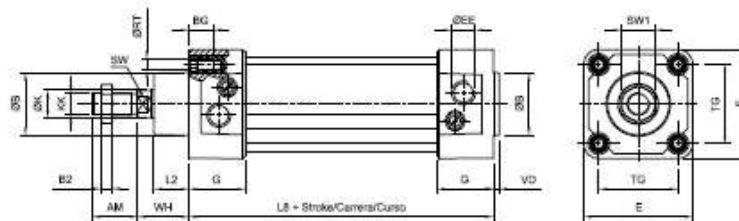


Cilindros de doble efecto

| Ø | Sin imán | | Con imán | | Carreras sin amortiguación | Carreras con doble amortiguación |
|-----|-------------------|---------------------|-------------------|---------------------|----------------------------|----------------------------------|
| | Sin amortiguación | Doble amortiguación | Sin amortiguación | Doble amortiguación | | |
| 32 | 0.047.03-... | 0.047.06-... | 0.047.23-... | 0.047.26-... | 25, 50 | 80, 100, 125, 160, 200 |
| 40 | 0.048.03-... | 0.048.06-... | 0.048.23-... | 0.048.26-... | 25, 50, 80 | 100, 125, 160, 200 |
| 50 | 0.049.03-... | 0.049.06-... | 0.049.23-... | 0.049.26-... | 50, 80 | 100, 125, 160, 200 |
| 63 | 0.050.03-... | 0.050.06-... | 0.050.23-... | 0.050.26-... | 50, 80 | 100, 125, 160, 200 |
| 80 | 0.051.03-... | 0.051.06-... | 0.051.23-... | 0.051.26-... | 50, 80 | 100, 125, 160, 200 |
| 100 | 0.052.03-... | 0.052.06-... | 0.052.23-... | 0.052.26-... | 50, 80 | 100, 125, 160, 200 |
| 125 | 0.033.03-... | 0.033.06-... | 0.033.23-... | 0.033.26-... | | 100, 200 |
| 160 | 0.034.03-... | 0.034.06-... | 0.034.23-... | 0.034.26-... | | 100, 200 |
| 200 | | 0.035.06-... | | 0.035.26-... | | |
| 250 | | 0.036.06-... | | 0.036.26-... | | |

Al ordenar, reemplazar los guiliones de los códigos por el valor de la carrera expresado en mm, con ceros a la izquierda si fuera menor de cuatro dígitos. Ej.: un cilindro 0.047.03-... con carrera 50 mm, debe solicitarse 0.047.030.050.
 Las carreras standard de la tabla corresponden a la serie preferencial de norma ISO 4393 y se encuentran en stock en las ejecuciones allí mencionadas. No obstante también pueden proveerse cilindros con otras carreras a pedido, hasta un máximo de 2000 mm.

Secciones de tubo utilizados



| Ø | AM | ØB | BG | B ₂ | ØEE | E | G | ØK | ØKK | L ₁ | L ₂ | ØRT | SW | SW ₁ | TG | VD | WH |
|-----|----|----|------|----------------|--------|-----|------|----|-------------|----------------|----------------|------------|----|-----------------|------|----|-----|
| 32 | 22 | 30 | 17,5 | 5 | G 1/8" | 48 | 29 | 12 | M 10 x 1,25 | 18 | 94 | M6 x 1 | 10 | 16 | 32,5 | 4 | 26 |
| 40 | 24 | 35 | 17,5 | 6 | G 1/4" | 55 | 32,5 | 16 | M 12 x 1,25 | 20 | 105 | M6 x 1 | 13 | 18 | 38 | 4 | 30 |
| 50 | 32 | 40 | 17,5 | 8 | G 1/4" | 65 | 33 | 20 | M 16 x 1,5 | 25 | 106 | M8 x 1,25 | 16 | 24 | 46,5 | 4 | 37 |
| 63 | 32 | 45 | 17,5 | 8 | G 3/8" | 78 | 40,5 | 20 | M 16 x 1,5 | 25 | 121 | M8 x 1,25 | 16 | 24 | 56,5 | 4 | 37 |
| 80 | 40 | 45 | 18,5 | 10 | G 3/8" | 96 | 42 | 25 | M 20 x 1,5 | 32 | 128 | M10 x 1,5 | 21 | 30 | 72 | 4 | 46 |
| 100 | 40 | 55 | 18,5 | 10 | G 1/2" | 116 | 45 | 25 | M 20 x 1,5 | 37 | 138 | M10 x 1,5 | 21 | 30 | 89 | 4 | 51 |
| 125 | 54 | 60 | 27,5 | 12 | G 1/2" | 140 | 55 | 32 | M 27 x 2 | 45 | 160 | M12 x 1,75 | 27 | 41 | 110 | 6 | 65 |
| 160 | 72 | 65 | 34 | 18 | G 3/4" | 180 | 58 | 40 | M 36 x 2 | 60 | 180 | M16 x 2 | 36 | 50 | 140 | 6 | 80 |
| 200 | 72 | 75 | 23 | 18 | G 3/4" | 220 | 61 | 40 | M 36 x 2 | 70 | 180 | M16 x 2 | 36 | 55 | 175 | 7 | 95 |
| 250 | 84 | 90 | 27 | 21 | G 1" | 280 | 67 | 50 | M 42 x 2 | 80 | 200 | M20 x 2,5 | 46 | 65 | 220 | 10 | 105 |

1.3.0.1

ANEXO N SELECCIÓN CILINDRO DE FRENO

| | | |
|--------------|-----------------------|-----------------------------|
| MiCRO | Microcilindros | Serie MD8 NG Ejecución S |
|--------------|-----------------------|-----------------------------|

Tipo..... Microcilindros neumáticos de simple efecto, doble efecto, con o sin imán incorporado en el pistón

Normas..... Las principales medidas de acuerdo a ISO 6432 - CETOP RP 52 P
-20...80 °C (-4...176 °F)

Temperatura.....

Fluido..... Aire filtrado con o sin lubricación

Presión de trabajo..... 0,5...10 bar (7,3...145 psi)

Interruptor magnético.... Ver página 1.5.7.1

Montajes y accesorios... Ver página 1.2.2.0. Cada microcilindro incluye una tuerca de montaje y una para vástago

Materiales..... Tapas de aluminio, tubo y vástago de acero inoxidable, sellos de PUR, imán de plástico magnético

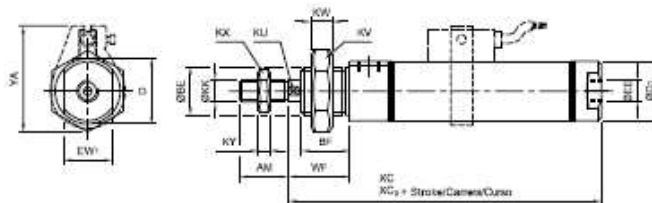


| Ø | Diagramas de tipos | | | Carreras Simple efecto | Carreras Doble efecto | Carrera mín. con 1 sensor | Carrera mín. con 2 sensores |
|----|--------------------|-------------------------------|--------------|------------------------|------------------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| | Simple efecto | Simple efecto resorte trasero | Doble efecto | | | | |
| 8 | 0.001.510.— | 0.001.520.— | 0.001.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100 | 15 | 25 |
| 10 | 0.002.510.— | 0.002.520.— | 0.002.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100 | 5 | 20 |
| 12 | 0.003.510.— | 0.003.520.— | 0.003.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200 | 15 | 25 |
| 16 | 0.004.510.— | 0.004.520.— | 0.004.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200 | 5 | 20 |
| 20 | 0.005.510.— | 0.005.520.— | 0.005.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300 | 5 | 20 |
| 25 | 0.006.510.— | 0.006.520.— | 0.006.530.— | 10, 25, 50 | 10, 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300, 400, 500 | 5 | 20 |

| Ø | Diagramas de tipos | | |
|----|------------------------|----------------------------------------|-----------------------|
| | Simple efecto con imán | Simple efecto resorte trasero con imán | Doble efecto con imán |
| 8 | 0.021.710.— | 0.021.720.— | 0.021.730.— |
| 10 | 0.022.710.— | 0.022.720.— | 0.022.730.— |
| 12 | 0.023.710.— | 0.023.720.— | 0.023.730.— |
| 16 | 0.024.710.— | 0.024.720.— | 0.024.730.— |
| 20 | 0.025.710.— | 0.025.720.— | 0.025.730.— |
| 25 | 0.026.710.— | 0.026.720.— | 0.026.730.— |

Al ordenar, reemplazar los guilones de los códigos por el valor de la carrera expresado en mm, con ceros a la izquierda si fuera menor de tres dígitos. Ej.: un microcilindro 0.026.710.- - con carrera 50 mm, debe solicitarse 0.026.710.050.

Las carreras standard de la tabla corresponden a la serie preferencial de norma ISO 4303 y se encuentran en stock en las ejecuciones allí mencionadas. No obstante también pueden proveerse cilindros con otras carreras a pedido.



* Simple efecto, resorte trasero.
WF= WF + carrera

| Ø | AM | ØBE | BF | D | D1 | EE | EW ₁ | KK | KU | KV | KW | KX | KY | WF | XC | * XC ₂ | YA |
|----|----|------------|----|----|----|----------|-----------------|------------|----|----|----|----|-----|----|------|-------------------|----|
| 8 | 12 | M12 x 1,25 | 12 | 15 | 12 | M5 x 0,8 | 10 | M4 x 0,7 | | 19 | 7 | 7 | 3,2 | 16 | 62 | 94 | 29 |
| 10 | 12 | M12 x 1,25 | 12 | 15 | 12 | M5 x 0,8 | 10 | M4 x 0,7 | | 19 | 7 | 7 | 3,2 | 16 | 62 | 94 | 30 |
| 12 | 16 | M16 x 1,5 | 17 | 20 | 18 | M5 x 0,8 | 15 | M6 x 1 | 5 | 24 | 8 | 10 | 5 | 22 | 72 | 108,5 | 32 |
| 16 | 16 | M16 x 1,5 | 17 | 20 | 18 | M5 x 0,8 | 15 | M6 x 1 | 5 | 24 | 8 | 10 | 5 | 22 | 76 | 113,5 | 36 |
| 20 | 20 | M22 x 1,5 | 18 | 27 | 27 | G 1/8" | 22 | M8 x 1,25 | 7 | 32 | 10 | 13 | 5 | 24 | 88,5 | 126 | 40 |
| 25 | 22 | M22 x 1,5 | 22 | 27 | 27 | G 1/8" | 22 | M10 x 1,25 | 9 | 32 | 10 | 17 | 6 | 28 | 93 | 130,5 | 45 |

1.2.1.1

ANEXO O SELECCIÓN DEL SERVOMOTOR

Servo Motor Specifications - Low Inertia Series(Incremental)

220V Series

| ECMA Series | CΔ04 | | CΔ06 | | CΔ08 | | CΔ09 | | CΔ10 | | CΔ13 |
|-----------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|------|------|------|-------|------|-------|--------|------|
| | 01 | 02 | 04 | 04 | 07 | 07 | 10 | 10 | 20 | 30 | |
| Rated output power (kW) | 0.1 | 0.2 | 0.4 | 0.4 | 0.75 | 0.75 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 3.0 | |
| Rated torque (N-m) ^{*1} | 0.32 | 0.64 | 1.27 | 1.27 | 2.39 | 2.39 | 3.18 | 3.18 | 6.37 | 9.55 | |
| Maximum torque (N-m) | 0.96 | 1.92 | 3.82 | 3.82 | 7.16 | 7.16 | 8.78 | 9.54 | 19.11 | 28.65 | |
| Rated speed (r/min) | 3000 | | | | 3000 | | | | 3000 | | 3000 |
| Maximum speed (r/min) | 5000 | | | | 3000 | | | | 5000 | | 4500 |
| Rated current (A) | 0.90 | 1.55 | 2.6 | 2.6 | 5.1 | 3.66 | 4.25 | 7.3 | 12.05 | 17.2 | |
| Maximum current (A) | 2.70 | 4.65 | 7.8 | 7.24 | 15.3 | 11 | 12.37 | 21.9 | 36.15 | 47.5 | |
| Power rating (kW/s) | 27.7 | 22.4 | 57.6 | 22.1 | 48.4 | 29.6 | 38.6 | 38.1 | 90.6 | 71.8 | |
| Rotor moment of inertia (x10 ⁻³ kg-m ²) | 0.037 | 0.177 | 0.277 | 0.68 | 1.13 | 1.93 | 2.62 | 2.65 | 4.45 | 12.7 | |
| Mechanical time constant (ms) | 0.75 | 0.80 | 0.53 | 0.73 | 0.62 | 1.72 | 1.20 | 0.74 | 0.61 | 1.11 | |
| Torque constant-KT (N-m/A) | 0.36 | 0.41 | 0.49 | 0.49 | 0.47 | 0.65 | 0.75 | 0.44 | 0.53 | 0.557 | |
| Voltage constant-KE(mV/(r/min)) | 13.6 | 16 | 17.4 | 18.5 | 17.2 | 27.5 | 24.2 | 16.8 | 19.2 | 20.98 | |
| Armature resistance (Ohm) | 9.30 | 2.79 | 1.55 | 0.93 | 0.42 | 1.34 | 0.897 | 0.20 | 0.13 | 0.0976 | |
| Armature inductance (mH) | 24.0 | 12.07 | 6.71 | 7.39 | 3.53 | 7.55 | 5.7 | 1.81 | 1.50 | 1.21 | |
| Electrical time constant (ms) | 2.58 | 4.3 | 4.3 | 7.96 | 8.36 | 5.66 | 6.35 | 9.3 | 11.4 | 12.4 | |
| Insulation class | Class A (UL), Class B (CE) | | | | | | | | | | |
| Insulation resistance | 100MΩ, DC 500V | | | | | | | | | | |
| Insulation strength | AC 1500 V, 60 seconds | | | | | | | | | | |
| Weight (kg) (without brake) | 0.5 | 1.2 | 1.6 | 2.1 | 3.0 | 2.9 | 3.8 | 4.3 | 6.2 | 7.8 | |
| Weight (kg) (with brake) | 0.8 | 1.5 | 2.0 | 2.9 | 3.8 | 3.69 | 5.5 | 4.7 | 7.2 | 9.2 | |
| Max. radial shaft load (N) | 78.4 | 196 | 196 | 245 | 245 | 245 | 245 | 490 | 490 | 490 | |
| Max. thrust shaft load (N) | 39.2 | 68 | 68 | 98 | 98 | 98 | 98 | 98 | 98 | 98 | |
| Power rating (kW/s) (with brake) | 25.6 | 21.3 | 53.8 | 22.1 | 48.4 | 29.3 | 37.9 | 30.4 | 82 | 65.1 | |
| Rotor moment of inertia (x10 ⁻³ kg-m ²) (with brake) | 0.04 | 0.192 | 0.30 | 0.73 | 1.18 | 1.95 | 2.67 | 3.33 | 4.95 | 14.0 | |
| Mechanical time constant (ms) (with brake) | 0.81 | 0.85 | 0.57 | 0.78 | 0.65 | 1.74 | 1.22 | 0.93 | 0.66 | 1.22 | |
| Brake holding torque [Nt-m (min)] | 0.3 | 1.3 | 1.3 | 2.5 | 2.5 | 2.5 | 2.5 | 8 | 8 | 10.0 | |
| Brake power consumption (at 20°C) [W] | 7.2 | 6.5 | 6.5 | 8.2 | 8.2 | 8.2 | 8.2 | 18.5 | 18.5 | 19.0 | |
| Brake release time [ms (Max)] | 5 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | |
| Brake pull-in time [ms (Max)] | 25 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | |
| Vibration grade (μm) | 15 | | | | | | | | | | |
| Operating temperature (°C) | 0°C to 40°C (32°F to 104°F) | | | | | | | | | | |
| Storage temperature (°C) | -10°C to 80°C (-14°F to 176°F) | | | | | | | | | | |
| Operating humidity | 20 to 90%RH (non-condensing) | | | | | | | | | | |
| Storage humidity | 20 to 90%RH (non-condensing) | | | | | | | | | | |
| Vibration capacity | 2.5G | | | | | | | | | | |
| IP Rating | IP65 (when waterproof connectors are used, or when an oil seal is used to be fitted to the rotating shaft (an oil seal model is used)) | | | | | | | | | | |
| Approvals |  | | | | | | | | | | |

Footnote:

*1 Rate torque values are continuous permissible values at 0~40°C ambient temperature when attaching with the sizes of heatsinks listed below:

ECMA-__04 / 06 / 08 : 250mm x 250mm x 5mm

ECMA-__10 : 300mm x 300mm x 12mm

ECMA-__13 : 400mm x 400mm x 20mm

ECMA-__18 : 550mm x 550mm x 30mm

ECMA-__22 : 650mm x 650mm x 30mm

Material type : Aluminum F40, F60, F80, F100, F180, F220

*2 The holding brake is used to hold the motor shaft, not for braking the rotation. Never use it for decelerating or stopping the machine.

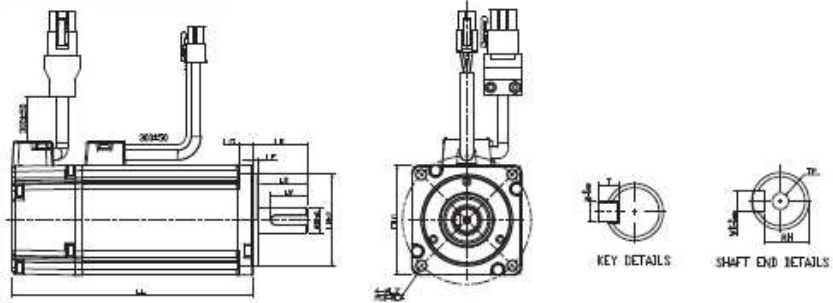
*3 Please refer to page 13 for details about the model explanation.

ANEXO P DIMENSIONES DEL SERVOMOTOR

Servo Motor Dimensions

220V Series

Frame Size 86mm and below (Units: mm)

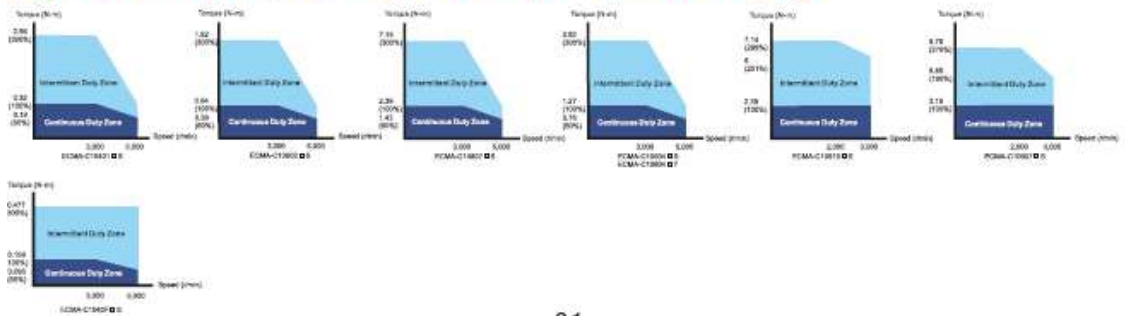



| Model | C1040F□S | CA0401□S | CA0602□S | CA0604□S | CA0804□7 | CA0807□S | CA0907□S | CA0910□S |
|--------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| LC | 40 | 40 | 60 | 60 | 80 | 80 | 86 | 86 |
| LZ | 4.5 | 4.5 | 5.5 | 5.5 | 6.6 | 6.6 | 6.6 | 6.6 |
| LA | 46 | 46 | 70 | 70 | 90 | 90 | 100 | 100 |
| S | 8 ⁺⁰ _(-0.009) | 8 ⁺⁰ _(-0.009) | 14 ⁺⁰ _(-0.011) | 14 ⁺⁰ _(-0.011) | 14 ⁺⁰ _(-0.011) | 19 ⁺⁰ _(-0.013) | 16 ⁺⁰ _(-0.011) | 16 ⁺⁰ _(-0.011) |
| LB | 30 ⁺⁰ _(-0.021) | 30 ⁺⁰ _(-0.021) | 50 ⁺⁰ _(-0.025) | 50 ⁺⁰ _(-0.025) | 70 ⁺⁰ _(-0.030) | 70 ⁺⁰ _(-0.030) | 80 ⁺⁰ _(-0.030) | 80 ⁺⁰ _(-0.030) |
| LL (W/O Brake) | 79.1 | 100.6 | 105.5 | 130.7 | 112.3 | 138.3 | 130.2 | 153.2 |
| LL (With Brake) | -- | 136.6 | 141.5 | 166.8 | 152.8 | 178 | 161.3 | 184.3 |
| LS (W/O Oil Seal) | 20 | 20 | 27 | 27 | 27 | 32 | 30 | 30 |
| LS (With Oil Seal) | 20 | 20 | 27 | 27 | 27 | 32 | 30 | 30 |
| LR | 25 | 25 | 30 | 30 | 30 | 35 | 35 | 35 |
| LE | 2.5 | 2.5 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| LG | 5 | 5 | 7.5 | 7.5 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| LW | 16 | 16 | 20 | 20 | 20 | 25 | 20 | 20 |
| RH | 6.2 | 6.2 | 11 | 11 | 11 | 15.5 | 13 | 13 |
| WK | 3 | 3 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 |
| W | 3 | 3 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 |
| T | 3 | 3 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 |
| TP | -- | M3 Depth 8 | M4 Depth 15 | M4 Depth 15 | M4 Depth 15 | M6 Depth 20 | M5 Depth 15 | M5 Depth 15 |



- 1) Dimensions are in millimeters.
 2) Dimensions of the servo motors may be revised without prior notice.
 3) The boxes [□] in the model names are for optional configurations (keyway, brake and oil seal).
 4) The boxes {△} in the model names are for encoder resolution types
 (△=1: Incremental encoder, 20-bit; △=2: Incremental encoder, 17-bit).

Speed-Torque Curves (T-N Curves)



| | | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|--------------|
|  Fundación Universidad de América | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |


AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Nosotros, David Esteban Pardo González y German Andrés Salgado Botero, en calidad de titulares de la obra DISEÑO DE UNA MÁQUINA TAPADORA PARA ENVASES CON CUAJO, elaborada en el año 2015, autorizamos al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecemos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

| | | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|--------------|
|  Fundación Universidad de América | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |



Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:


| AUTORIZAMOS | SI | NO |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|----|----|
| La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso | X | |
| La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación | X | |

| Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaremos, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso. | SI | NO |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|----|
| | | X |

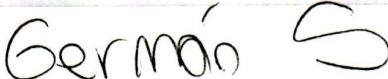
Para constancia se firma el presente documento en Bogotá, a los 8 días del mes de Noviembre del año 2017.

LOS AUTORES:

Autor 1

| | |
|---------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Nombres | Apellidos |
| David Esteban | Pardo González |
| Documento de identificación No | Firma |
| 1.010.197.767 |  |

Autor 2

| | |
|---------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| Nombres | Apellidos |
| German Andrés | Salgado Botero |
| Documento de identificación No | Firma |
| 1.053.817.717 |  |