

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TEXTILES
COMPUESTOS POR FIBRAS SINTÉTICAS

DANIEL LÓPEZ GUEVARA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2.017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TEXTILES
COMPUESTOS POR FIBRAS SINTÉTICAS

DANIEL LÓPEZ GUEVARA

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2017

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado

Jurado 1

Jurado 2

Bogotá, Noviembre de 2017

DIRECTIVAS 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 Posgrados

Dra. ANA JOSEFA HERRERA VARGAS

Secretario General

Dr. JUAN CAMILO POSADA GARCÍA-PEÑA

Decano Facultad de Ingenierías

Dr. JULIO CESAR FUENTES ARISMENDI

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Dr. 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. Éstos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

En primera instancia le dedico este trabajo a Dios que es el que nos permite estar acá realizando nuestro sueños, dedico mi esfuerzo y dedicación a mi Madre y mi Padre que han creído en mí dándome la oportunidad de financiar mis estudios y de desarrollarme tanto profesional como personalmente deseando lo mejor para mí siempre; a mi novia por darme apoyo en los momentos felices y en los complicados. También lo dedico a mi Tía, a mi primo y a mi abuela que han sido un apoyo incondicional a lo largo de mi carrera y de mi vida. Y por último a mi hermana a la que espero ser su ejemplo a nivel personal y profesional.

Daniel López Guevara

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la empresa Kikinarte Ltda. Y a su dueña y gerente general Adriana Gamba quien permitió la realización de este trabajo de grado y me brindo la información y recursos necesarios para el desarrollo del mismo.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|------|
| INTRODUCCIÓN | 19 |
| 1. EVALUACIÓN DE LA SITUACIÓN ACTUAL | 21 |
| 1.1 MARCO REFERENCIAL | 21 |
| 1.2 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA KIKINARTE LTDA. Y LOS PROCESOS IMPLEMENTADOS DE PRODUCCIÓN | 22 |
| 1.2.2 Estampado por sublimación | 23 |
| 1.2.3 Estampado transfer | 23 |
| 1.2.4 Estampado por serigrafía | 23 |
| 1.3 DESCRIPCIÓN DE MAQUINARIA UTILIZADA EN KIKINARTE LTDA. | 23 |
| 1.3.1 Plancha Industrial | 23 |
| 1.3.2 Plotter de Corte | 24 |
| 1.3.3 Termo fijador cilíndrico | 25 |
| 1.4 ASPECTOS DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN ACTUALMENTE IMPLEMENTADO | 25 |
| 1.4.1 Capacidad de producción | 25 |
| 1.4.2 Materias primas empleadas | 25 |
| 1.4.3 Nivel de rendimiento y productividad | 25 |
| 1.4.4 Costo de mano de obra | 26 |
| 1.4.5 Pérdidas de producción | 26 |
| 1.4.6 Servicios contratados | 26 |
| 2. PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA | 27 |
| 2.1 OPERACIONES Y FUNCIONES QUE VA REALIZAR LA MÁQUINA | 27 |
| 2.1.1 Arrastre de tela sin procesar | 27 |
| 2.1.2 Fijación del material | 27 |
| 2.1.3 Corte de Material | 27 |
| 2.1.4 Disposición final de los listones | 27 |
| 2.2 DIAGRAMA DE PROCESO | 28 |
| 2.3 CAPACIDAD Y TAMAÑO GLOBAL DE LA MÁQUINA | 28 |
| 2.3.1. Capacidad de producción de la máquina | 28 |
| 2.3.2 Tamaño global de la máquina | 29 |
| 2.4 MERCADO ACTUAL MAQUINAS DE CORTE TEXTIL | 29 |
| 2.4.1 Máquinas de corte por cuchillas | 29 |
| 2.4.2 Máquinas de corte laser | 30 |
| 2.4.3 Máquinas de corte por calor | 31 |
| 3. PLANTEAMIENTO Y ELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO | 32 |
| 3.1 REQUERIMIENTOS DE DISEÑO | 32 |
| 3.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO CONCEPTUAL | 32 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 3.3 | DEFINICIÓN DE ALTERNATIVA A DISEÑAR | 39 |
| 3.3.1 | Definición de alternativa (sistema de Halado y sistema de corte) | 39 |
| 3.3.2 | Diseño conceptual | 43 |
| 4. | DISEÑO DE LA MAQUINA | 45 |
| 4.1 | CÁLCULO DEL SISTEMA DE HALADO O ARRASTRE | 45 |
| 4.1.1 | Eje soporte de los carretes de tela y sus rodamientos | 45 |
| 4.1.2 | Eje principal de halado y arrastre. | 56 |
| 4.1.3 | Selección del motor | 63 |
| 4.1.4 | Corrección de cálculo de potencia | 63 |
| 4.1.5 | Diseño de los rodillos de fricción | 64 |
| 4.1.6 | Eje soporte de rodillo y transmisión | 67 |
| 4.1.7 | Selección de catarinas | 78 |
| 4.1.8 | Selección de cuña y cuñero de la Catarina según el fabricante Intermec | 80 |
| 4.1.9 | Longitud de la cadena | 81 |
| 4.1.10 | Selección de la chumacera | 83 |
| 4.2 | CÁLCULO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO | 84 |
| 4.2.1 | Sistema de corte | 84 |
| 4.2.2 | Sistema de empuje o disposición de la tela | 89 |
| 4.2.3 | Sistema de guías de tela | 94 |
| 4.2.4 | Selección de cilindros neumáticos | 98 |
| 4.2.5 | Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de corte | 104 |
| 4.2.6 | Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de empuje | 105 |
| 4.2.7 | Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de guía | 105 |
| 4.2.8 | Selección de compresor en base al caudal | 106 |
| 4.2.9 | Selección de diámetro de tubería | 107 |
| 4.3 | CÁLCULO DE SOLDADURAS | 111 |
| 4.3.1 | Calculo de soldadura de rodillo | 112 |
| 4.3.2 | Calculo de soldadura en la estructura | 115 |
| 4.4 | CÁLCULO DE UNIONES POR TORNILLOS | 119 |
| 4.5 | CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA | 126 |
| 4.6 | CÁLCULO Y ANÁLISIS DE COLUMNAS | 131 |
| 5. | ANÁLISIS Y SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (M.E.F) | 138 |
| 5.1 | SIMULACIÓN VIGA LATERAL | 138 |
| 5.2 | SIMULACIÓN ESTRUCTURA | 140 |
| 5.3 | SIMULACIÓN PLACA DE CORTE SOPORTE | 142 |
| 6. | PLANOS | 145 |
| 6.1 | PLANOS DE AUTOMATIZACIÓN | 145 |
| 6.2 | PLANOS DE CONTROL SISTEMA DE CORTE | 148 |
| 7. | MANUALES DE LA MAQUINA | 151 |
| 7.1 | MANUAL DE OPERACIÓN | 151 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 7.2 | MANUAL DE MANTENIMIENTO | 153 |
| 7.3 | MANUAL DE MONTAJE | 155 |
| 7.3.1 | Montaje estructural | 155 |
| 7.3.2 | Montaje Chumaceras eje 1 | 155 |
| 7.3.3 | Montaje eje 1 | 155 |
| 7.3.4 | Montaje segundo eje y chumaceras | 156 |
| 7.3.5 | Montaje cilindros (Estructura) | 156 |
| 7.4 | MANUAL DE SALUD Y SEGURIDAD OCUPACIONAL | 157 |
| 7.4.1 | Implementos básicos de seguridad en el área de trabajo | 157 |
| 7.4.2 | Capacitaciones | 159 |
| 7.4.3 | Señalización en lugar de trabajo | 159 |
| 8. | EVALUACIÓN FINANCIERA | 160 |
| 8.1 | INVERSIÓN INICIAL | 160 |
| 8.2 | COSTO DE MANTENIMIENTO Y COSTO OPERATIVO | 161 |
| 8.3 | COSTOS ACTUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO | 162 |
| 8.4 | ANÁLISIS FINANCIERO DEL PROYECTO | 163 |
| 9. | CONCLUSIONES | 166 |
| 10. | RECOMENDACIONES | 167 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 143 |
| | ANEXOS | 156 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Asignación de Ponderación | 40 |
| Tabla 2. Ponderación de criterios Arrastre | 40 |
| Tabla 3. Ponderación de criterios Corte | 41 |
| Tabla 4. Ponderación Lineal | 41 |
| Tabla 5. Ponderación Lineal Arrastre | 41 |
| Tabla 6. Ponderación Lineal Corte | 42 |
| Tabla 7. Resultado de ponderación Arrastre | 42 |
| Tabla 8. Resultado de ponderación corte | 43 |
| Tabla 9. Procedimiento a implementar | 154 |
| Tabla 10. Costos de fabricación | 160 |
| Tabla 11. Costos de ingeniería | 161 |
| Tabla 12. Total costos de proyecto | 161 |
| Tabla 13. Costos de Mantenimiento | 161 |
| Tabla 14. Costos operativos | 162 |
| Tabla 15. Costos totales de operación | 162 |
| Tabla 16. Costos actuales de la empresa | 163 |
| Tabla 17. Comparación entre el proceso actual y el proyecto | 163 |

LISTA DE IMÁGENES

| | pág. |
|---|------|
| Imagen 1. Logo de empresa. | 22 |
| Imagen 2. Plancha principal | 24 |
| Imagen 3. Plotter de corte | 24 |
| Imagen 4. Termo fijador cilíndrico | 25 |
| Imagen 5. Máquinas de corte por cuchillas | 30 |
| Imagen 6. Máquina de corte láser | 30 |
| Imagen 7. Máquina de corte por calor | 31 |
| Imagen 8. Alternativa 1. Pinza Neumática | 33 |
| Imagen 9. Alternativa 2. Banda Transportadora. | 34 |
| Imagen 10. Rodillos de Tracción | 35 |
| Imagen 11. Corte a Laser | 36 |
| Imagen 12. Corte por Cuchillas | 37 |
| Imagen 13. Corte por alambre de cromo níquel | 38 |
| Imagen 14. Diseño conceptual. | 43 |
| Imagen 15. Carrete de tela | 45 |
| Imagen 16. Posición de los carretes de tela | 46 |
| Imagen 17. Selección de rodamientos carretes | 52 |
| Imagen 18. Selección de chumacera para eje 1 | 53 |
| Imagen 19. Selección de material para eje 1 | 54 |
| Imagen 20. Eje principal de carretes | 54 |
| Imagen 21. Eje 1 y carretes de tela | 62 |
| Imagen 22. Selección de motor | 63 |
| Imagen 23. Motorreductor | 64 |
| Imagen 24. Selección de material tubo rodillo | 65 |
| Imagen 25. Rodillo de arrastre | 66 |
| Imagen 26. Selección de material eje rodillo | 73 |
| Imagen 27. Resistencia a la tensión del material Su | 73 |
| Imagen 28. Selección de tamaño Cs | 74 |
| Imagen 29. Factores de confiabilidad aproximados Cr | 75 |
| Imagen 30. Eje de rodillo de fricción | 77 |
| Imagen 31. Eje secundario | 77 |
| Imagen 32. Selección de Catarina | 78 |
| Imagen 33. Capacidades en caballos de fuerza cadena rodillo simple numero 40 | 79 |
| Imagen 34. Selección de aceite | 80 |
| Imagen 35. Selección de cuña y cuñero | 80 |
| Imagen 36. Calculo de longitud de cadena | 81 |
| Imagen 37. Calculo de Factor K (dientes Catarina) | 82 |
| Imagen 38. Selección de chumacera eje 2. | 83 |
| Imagen 39. Placa de corte | 85 |
| Imagen 40. Selección de tipo de montaje sistema corte | 86 |

| | |
|---|-----|
| Imagen 41. Factor de pandeo según el montaje sistema corte | 86 |
| Imagen 42. Selección de diámetro de embolo sistema corte | 87 |
| Imagen 43. Sistema de corte | 89 |
| Imagen 44. Selección de montaje de sistema de empuje | 90 |
| Imagen 45. Factor de pandeo según el montaje | 90 |
| Imagen 46. Selección de diámetro de embolo sistema de empuje | 91 |
| Imagen 47. Pistón de empuje | 93 |
| Imagen 48. Placa de empuje | 94 |
| Imagen 49. Placa divisora | 95 |
| Imagen 50. Sistema de división de tela | 98 |
| Imagen 51. Selección de cilindro sistema corte | 99 |
| Imagen 52. Selección de apoyo para cilindro sistema corte | 100 |
| Imagen 53. Selección de cilindro sistema empuje | 101 |
| Imagen 54. Selección de apoyo para cilindro sistema empuje | 102 |
| Imagen 55. Selección de cilindro sistema guía | 103 |
| Imagen 56. Selección de apoyo para cilindro sistema guía | 104 |
| Imagen 57. Selección de compresor | 107 |
| Imagen 58. Diámetro de tubería | 109 |
| Imagen 59. Selección de junta | 111 |
| Imagen 60. Soldadura de filete | 111 |
| Imagen 61. Esfuerzo cortante y fuerza sobre soldadura | 112 |
| Imagen 62. Tamaño mínimo de cordón | 115 |
| Imagen 63. Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero | 120 |
| Imagen 64. Diámetros comerciales de tornillos | 121 |
| Imagen 65. Parámetros de rigidez | 123 |
| Imagen 66. Propiedades de los aceros | 129 |
| Imagen 67. Factores de seguridad | 129 |
| Imagen 68. Selección de material estructural | 130 |
| Imagen 69. Selección de perfil en Angulo estructura | 131 |
| Imagen 70. Longitudes efectivas de columnas | 132 |
| Imagen 71. Área Gross de perfil | 133 |
| Imagen 72. Plano electro neumático y de control | 145 |
| Imagen 73. Especificaciones técnicas de sensores inductivos | 147 |
| Imagen 74. Especificaciones técnicas de electroválvulas | 148 |
| Imagen 75. Propiedades alambre Cromo-Níquel. | 149 |
| Imagen 76. Circuito de fuerza | 149 |
| imagen 77. Circuito de control | 150 |
| Imagen 78. Ficha técnica | 151 |
| Imagen 79. Ensamble de carretes | 152 |
| Imagen 80. Pulsador ON | 152 |
| Imagen 81. Paro de emergencia | 153 |
| Imagen 82. Mantenimiento | 153 |
| Imagen 83. Montaje eje 1 | 155 |
| Imagen 84. Montaje eje 2 | 156 |
| Imagen 85. Gafas de seguridad industrial | 157 |

| | |
|---|-----|
| Imagen 86. Guantes de seguridad recubrimiento nitrilo | 158 |
| Imagen 87. Botas de seguridad industrial | 158 |
| Imagen 88. Capacitaciones | 159 |
| Imagen 89. Señalización en lugar de trabajo | 159 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|---|------|
| Figura 1. Fuerzas en los rodillos de fricción. | 58 |
| Figura 2. Recorrido de tela a punto de corte | 61 |
| Figura 3. Distancia de rodillos de fricción | 81 |
| Figura 4. Distribución de fuerzas y apoyos en viga lateral | 138 |
| Figura 5. Deflexión y desplazamiento máximo viga lateral | 139 |
| Figura 6. Esfuerzo nodal máximo viga lateral | 139 |
| Figura 7. Distribución de fuerzas y apoyos en estructura | 140 |
| Figura 8. Deflexión y desplazamiento estructura | 141 |
| Figura 9. Esfuerzo nodal máximo estructura | 142 |
| Figura 10. Distribución de fuerzas y apoyos en placa de corte soporte | 143 |
| Figura 11. Deflexión y desplazamiento placa de corte soporte | 143 |
| Figura 12. Esfuerzo nodal máximo placa de corte | 144 |
| Figura 13. Chumacera eje 1 | 155 |
| Figura 14. Chumacera eje 2 | 156 |
| Figura 15 Montaje de corte | 157 |

LISTA DE DIAGRAMAS

| | pág. |
|--|------|
| Diagrama 1. Proceso de funciones de la máquina. | 28 |
| Diagrama 2. Fuerzas presentes en eje 1 | 46 |
| Diagrama 3. Cuerpo Libre eje 1 | 47 |
| Diagrama 4. Corte sección A-C. Eje 1 | 48 |
| Diagrama 5. Corte sección A-D. Eje 1 | 49 |
| Diagrama 6. Corte sección A-E. Eje 1 | 49 |
| Diagrama 7. Corte sección A-F. Eje 1 | 50 |
| Diagrama 8. Corte sección B-F. Eje 1 | 50 |
| Diagrama 9. Esfuerzo cortante y momento flector eje 1 | 51 |
| Diagrama 10. Fuerzas presentes en el eje 2 | 68 |
| Diagrama 11. Cuerpo libre eje 2 | 68 |
| Diagrama 12. Corrección de cuerpo libre eje 2 | 69 |
| Diagrama 13. Corte sección A-B eje 2 | 70 |
| Diagrama 14. Corte sección B-C eje 2 | 70 |
| Diagrama 15. Corte sección C-D eje 2 | 71 |
| Diagrama 16. Corte sección D-E eje 2 | 71 |
| Diagrama 17. Esfuerzo cortante y momento flector eje 2 | 72 |
| Diagrama 18. Nomograma selección motor | 106 |
| Diagrama 19. Longitudes suplementarias | 108 |
| Diagrama 20. Diagrama de Cuerpo Libre viga lateral | 127 |
| Diagrama 21. Fuerza cortante máxima y momento viga lateral | 128 |
| Diagrama 22. Espacio-fase | 146 |
| Diagrama 23. Flujo de caja proceso actual | 164 |
| Diagrama 24. Flujo de caja proyecto | 164 |

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|--|------|
| Anexo A. Letra seleccion de chumacera y rodamiento eje a | 171 |
| Anexo B. Selección de varilla para eje | 174 |
| Anexo C. Selección de motor reductor sistema de halado | 176 |
| Anexo D. Selección de lamina rodillos de traccion | 179 |
| Anexo E. Selección de catarinas sistema de halado | 181 |
| Anexo F. Selección de cuñas y cuñeros para eje | 183 |
| Anexo G. Selección de cadena | 185 |
| Anexo H. Selección de rodamientos y chumaceras sistema de halado | 187 |
| Anexo I. Selección de cilindros y actuadores | 189 |
| Anexo J. Selección de electrodo de soldadura | 192 |
| Anexo K. Planos de diseño general | 181 |

RESUMEN

El desarrollo del trabajo de grado que lleva por título “Diseño de una maquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas”, se desarrolló inicialmente con una evaluación de la situación actual de la empresa, se realizaron los parámetros de funcionamiento, se presentaron y estudiaron las alternativas de diseño y se realizaron los cálculos y diseño de la máquina, del sistema de arrastre, el sistema de corte y del comportamiento de la estructura con respeto a las cargas que debía soportar y resistir, a continuación de esto se procedió a realizar el análisis por elementos finitos de los puntos y las partes más críticas de la máquina y la estructura, se hicieron los planos de los sistemas y subsistemas que conforman la máquina, se realizaron los manuales de operación, de ensamble, de mantenimiento y de seguridad y salud ocupacional; posteriormente se llevaron a cabo la evaluación financiera del proyecto, las conclusiones y recomendaciones del mismo.

PALABRAS CLAVE: Diseño, maquina cortadora, automática, textiles, arrastre.

INTRODUCCIÓN

En la Empresa Kikinarte Ltda., los sistemas de corte son una parte esencial para todos los procesos de producción y fabricación de cualquier producto en general. Las materias primas se encuentran y se extraen de forma irregular lo que impide darle un tratamiento directo sin que antes este pueda formarse o convertirse en una figura regular que permita y facilite iniciar un proceso.

En la actualidad, se encuentra un sinfín de opciones de máquinas de corte desde el más sencillo y conocido "Corte por pedal" hasta tecnologías que por medio de áreas afines como la ingeniería de automatización y/o la ingeniería mecatrónica han dejado atrás diversos sistemas que se definían netamente mecánicos, avanzando de forma rápida reinventando y optimizando sistemas. Sin embargo, pareciera que la industria tecnológica estuviera poco comprometida con las micro y mediana empresas ya que sus necesidades no son cubiertas ya sea por cuestiones de dinero o espaciales.

En el diseño de una maquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas, el lector encontrara una serie de pasos y características en dónde podrá entender de forma clara en primera estancia los parámetros básicos y requeridos para diseñar una máquina, además de esto será el paso más grande próximo a dar para el desarrollo, construcción e implementación de la maquina por parte de la empresa en la cual esta última encontrara una base sólida y una solución al problema con el que actualmente se enfrentan.

El diseño de una maquina cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas hará que el proceso actual de corte se automatice y se optimice de forma significativa y en gran medida. El proceso actual puede comprenderse de la siguiente manera: Los rollos o carretes de producto textil son traídos por el fabricante listos para ser sometidos a los procesos que se requiera ya sea estampación, corte, bordado, planchado, etc. Puede ser de distintos materiales (esto depende de los requerimientos de producción). La máquina cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas se enfocará en el corte de telas como el polyester (Composición: 100%Polyester) y polyalgodon (Composición en un 50% de cada uno aprox.) las cuales estrictamente están compuestas por fibras textiles sintéticas. El corte del material actualmente se realiza de dos maneras: La primera manera de hacerlo es con unas tijeras sencillas la cual se maneja mediante un operario mientras que otro operario sostiene la tela estirándola para lograr el corte de mejor acabado; La segunda manera es mediante un alambre que se caliente por medio de una resistencia lo que causa un corte imperfecto ya que no se manejan variables que puedan afectarlo como el tiempo, la presión, la geometría, la forma de corte, etc. Después de la realización del corte se procede a seleccionar minuciosamente el material que quedo mal cortado de esta forma se asegura la calidad del producto final.

Para dar solución a la problemática, se plantea como título del Proyecto “Diseño de una maquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas” y los siguientes objetivos específicos para el logro de los resultados esperados:

- Evaluar y detallar la situación actual presentada.
- Determinar los parámetros de funcionamiento de la maquina
- Plantear y elegir alternativas de diseño.
- Diseñar con detalle los mecanismos que la conforman.
- Realizar un análisis por medio de MEF de las partes más críticas.
- Elaborar planos de control, neumática, y de diseño general.
- Elaborar los manuales de operación, mantenimiento, montaje y seguridad y salud ocupacional.
- Elaborar la evaluación financiera del proyecto.

El alcance de este proyecto de grado en primer lugar es el diseño y los parámetros que se deben contemplar para la óptima construcción de la maquina la cual estará a cargo de la empresa Kikinarte Ltda. y no se incurrirá en este aspecto por parte del autor, en segundo lugar, se realizara la simulación en dónde se observara el comportamiento estructural expuesto a las diferentes variables al que se esté sometida la máquina y los sistemas que la componen.

1. EVALUACIÓN DE LA SITUACIÓN ACTUAL

1.1 MARCO REFERENCIAL

La industria textil se considera que hace parte del sector económico secundario el cual comprende las actividades de transformación de materias primas para la obtención de productos de consumo masivo.

En principio, la extracción y tratamiento de fibras textiles tanto de origen animal y vegetal como puede ser el algodón, la seda, el lino, el cuero, el cáñamo entre otras variedades; se daba de forma artesanal y casera, no se puede denominar como una industria textil ya que no se contaba con la maquinaria necesaria para cumplir procesos de producción y fabricación en donde se permitiera obtener como resultado producción en serie constante.

Corte

El corte de tela a través del tiempo se ha venido implementando de diferentes formas que han evolucionado y transformado. Inicialmente se daba de forma manual pasando a mecanismos y sistemas simples de corte y por último se han creado maquinas compuestas de sistemas mecánicos y electrónicos que han permitido optimizar y automatizar los procesos de sus antecesoras. Algunos tipos de corte existentes en la actualidad en la industria textil son:

Cortes convencionales:

Estirado: Es un corte muy común el cual consiste en colocar la tela en la plancha en donde los extremos de la tela con sujetados fuertemente; De esta manera no se permite que la tela se doble al hacer un corte por cuchilla. Este corte puede ser manual o mediante un carro de corte.

Destrozado: Es un proceso en el que se somete la tela a cortes imperfectos en donde se busca obtener medidas más pequeñas para un mejor manejo.

Afinado: Es un corte que se da sobre el perfil de los pedazos o piezas que quedan procedentes del destrozado.

Corte por presión: Es un tipo de corte el cual se da a partir de troqueles los cuales están diseñados para dar un buen acabado. Es un sistema de corte limitado ya que es costoso tanto la troqueladora como cada troquel (máquina y medio de corte) así que es utilizada cuando se requiera una sola forma de molde o corte y muchas unidades a fabricar.

Corte Informatizado: Es un trabajo que se inicia a partir de un computador. Esta sistematizado el proceso mediante tecnologías de sistemas y electrónica lo cual ha

automatizado los procesos. Puede utilizarse el corte por cuchillas, corte laser, corte por ultrasonido.¹

Kikinarte Ltda.: De una tienda de variedades atendida por su propietaria, a una microempresa estructurada de publicidad.

1.2 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA KIKINARTE LTDA. Y LOS PROCESOS IMPLEMENTADOS DE PRODUCCIÓN

Imagen 1. Logo de empresa.



Fuente:<https://www.facebook.com/photo.php?fbid=215243725308752&set=pb.100004693771838.-2207520000.1510237625.&type=3&theater>

Kikinarte Ltda., fue creada en el año 2010 de la mano de su fundadora/propietaria Adriana Gamba. Es una empresa que se especializa en el sector publicitario y de mercadeo ofreciendo un diverso catálogo de servicios y productos tanto para clientes que requieren productos al detal como al por mayor.

Su producción se centra básicamente en dos áreas principales: Textiles e Impresión a gran formato. En el área de los textiles, se comprende el inicio desde el corte, confección, estampación y planchado del producto publicitario terminado.

La mayoría de sus procesos de producción y fabricación son óptimos ya que se ha sabido implementar la tecnología que se tiene disponible en la industria; sin embargo, en ocasiones se ha visto limitada por el espacio que tiene disponible en el local lo cual impide la adquisición de máquinas de gran tamaño.

¹ TIQUE, Marcela. Trazo y corte Industrial. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 11/082017]. Disponible en: <http://trazoycorteind.blogspot.com.co/>

Servicios Ofrecidos.

1.2.1 Estampado Vinilo Textil. Es un tipo de estampado el cual se hace por termo transferencia. Se dispone la película de vinilo textil en el plotter de corte el cual realiza la figura comandada por el computador, puede hacerse de a un color a la vez.

1.2.2 Estampado por sublimación. Es un proceso en el cual el diseño a estampar es impreso en un papel especial con características termo resistentes el cual transfiere la tinta impresa a la tela que se va a estampar por termo transferencia. Pueden manejarse infinidad de colores en telas claras de material Polyester o Polyalgodon.

1.2.3 Estampado transfer. Es similar al proceso de sublimación. La diferencia radica en que este estampado no transfiere la tinta ya que se stampa el papel de forma que resulta un estampado tipo “parche”.

1.2.4 Estampado por serigrafía. Es un proceso en el cual se utiliza directamente la pintura y por medio de moldes se transfiere a la tela. No requiere planchado ya que puede secarse sin necesidad de altas temperaturas.²

1.3 DESCRIPCIÓN DE MAQUINARIA UTILIZADA EN KIKINARTE LTDA.

1.3.1 Plancha Industrial. Esta máquina es utilizada para planchar y fijar estampados, tintas, telas, de forma que con el calor que brinda se adhieran los materiales sin que se despeguen y su vida útil sea duradera. La temperatura de funcionamiento oscila entre 180° y 250°. Su medida es de 60cm x 60cm de superficie. Ver imagen 2.

² PERINAT, María de. Los Acabados De Las Telas. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: http://www.edym.net/Materia_prima_textil_gratis/2p/tintura/cap15-52.htm

Imagen 2. Plancha principal



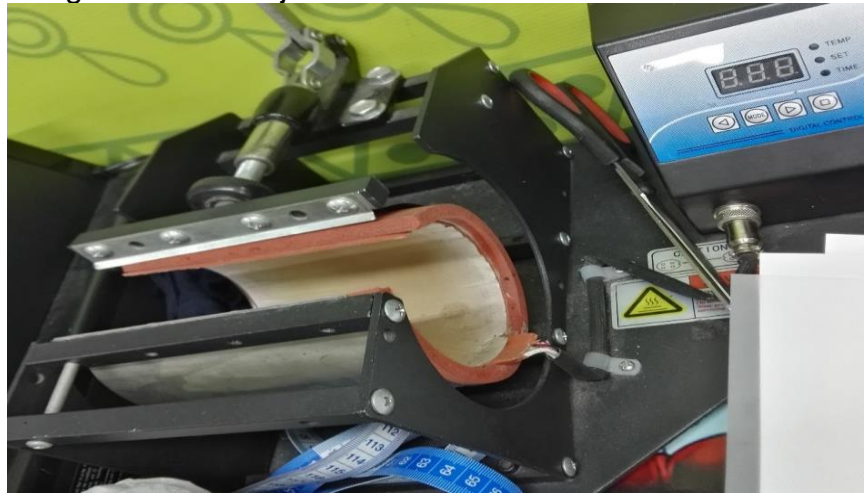
1.3.2 Plotter de Corte. Es un maquina controlada por computador, su función es realizar el corte de los vinilos textiles y acetatos para después ser fijados en la plancha industrial sobre una tela determinada. Permite hacer cortes en láminas comprendidas entre 50cm x 30cm máximo.

Imagen 3. Plotter de corte



1.3.3 Termo fijador cilíndrico. Esta máquina es una plancha la cual tiene forma de cilindro abierto. Es utilizada para estampar todo tipo de productos hechos en base de cerámica o de vidrio que resista por medio de la técnica de sublimación. Algunos productos en los que podemos estampar son: Pocillos, termos para bebidas frías, termos para bebidas calientes, vasos de vidrio, vasos cerveceros, etc.

Imagen 4. Termo fijador cilíndrico



1.4 ASPECTOS DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN ACTUALMENTE IMPLEMENTADO

1.4.1 Capacidad de producción. Capacidad de corte diaria: 200 Metros de Tela

1.4.2 Materias primas empleadas. Rollo y/o carrete de tela polyalgodon (hibrido entre polyester y algodón). Medidas: 5 cm Ancho x 500 cm largo (Pueden variar las medidas de ancho dependiendo el artículo a fabricar).

Peso: 700 gr

Grosor: 1.2 mm

1.4.3 Nivel de rendimiento y productividad. 200 metros de tela procesados y cortados en 1000 unidades.

Duración: 8 horas.

Número de operarios: 2 personas.

1.4.4 Costo de mano de obra. 1 Día de trabajo: \$22.981(SMLVD) + \$2.019 extras por trabajador.

1.4.5 Pérdidas de producción. Retazos o pedazos de tela mal cortada o contaminada. Por cada corte (puede variar la medida) se pierde aproximadamente 2.5 cm de tela.

En la elaboración de pulseras, brazaletes, manillas de seguridad, o decoración la medida es de 25 cm de longitud por cada pedazo. Teniendo en cuenta que el carrete de tela trae 100 m, tendríamos 10 m de tela perdida. El valor del carrete es de \$13.000, se tendría una pérdida de \$1.300 por carrete utilizado; un 10% del carrete completo.

1.4.6 Servicios contratados. Tela por rollo (dispuesta por el fabricante o distribuidor).
Planchado o estampado (en casos de sobre producción o ventas).
Transporte (envío de mercancía al cliente)

2. PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Para determinar los parámetros básicos y requerimientos funcionales mínimos, se debe saber y conocer los factores críticos funcionales del área de producción en dónde se implementaría (por la empresa) la máquina.

- Tamaño dispuesto para máquina. Se dispondrá un tamaño de 2m x 2m como máximo para la disposición de la máquina y su operación; se encuentra libre ya que no interfiere con la entrada de material al taller y esta distanciado de las otras máquinas.
- Base estructural. La altura de la base dónde estará sentada el área de corte será de máximo 1 m y el sistema de corte será de máximo 1.70 m ya que la altura del techo puede ser un obstáculo para la máquina.
- Ventilación. La máquina se situará en un espacio dónde se requiere ventilación para el adecuado flujo de mínimos gases producto del calor implementado para el corte la tela.

2.1 OPERACIONES Y FUNCIONES QUE VA REALIZAR LA MÁQUINA

La máquina cortadora de textiles a diseñar, se encargará principalmente de realizar una serie de cortes de forma unificada, con el fin de automatizar el proceso actual; Pero para llegar a este proceso, la maquina deberá cumplir otra serie de procesos:

2.1.1 Arrastre de tela sin procesar. Mediante un eje fijo sujetado por una base a cada extremo, los rollos de material giraran sobre el mismo dónde van a ser sujetos y transportados por medio de rodillos.

2.1.2 Fijación del material. Una vez arrastrados los listones de tela, caerán suspendidas sobre una superficie de rodillos transportándose hasta llegar al tope de la superficie.

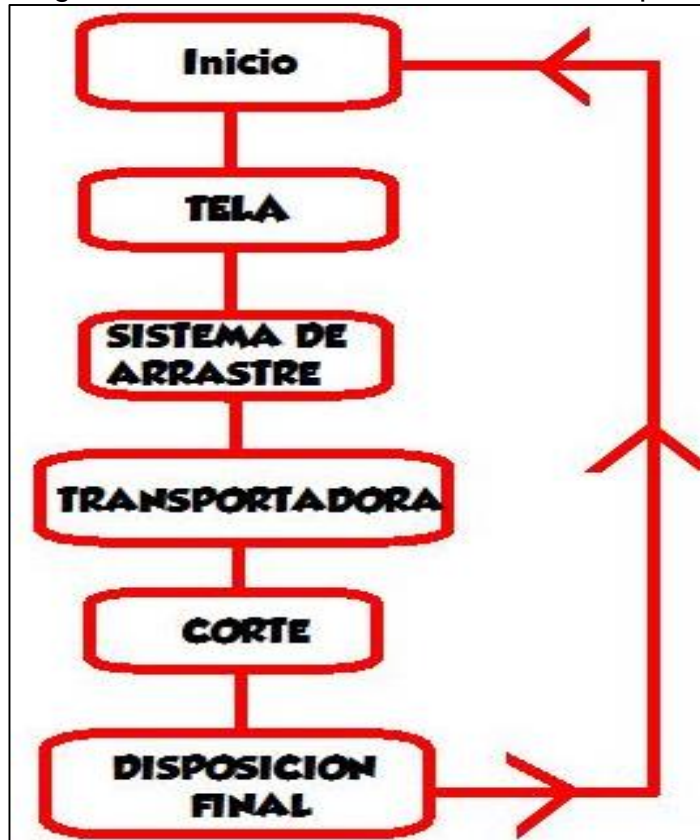
2.1.3 Corte de Material. El pistón encargado de sostener el sistema de corte se dispondrá a realizar el corte con las medidas deseadas.

2.1.4 Disposición final de los listones. Otro pistón será el encargado de empujar los listones previamente cortados para su disposición y la maquina empezará el proceso desde el paso 1, de forma consecutiva hasta que se programe su detención por el operador.

2.2 DIAGRAMA DE PROCESO

Mediante el diagrama de procesos podemos dar a entender de manera clara y sencilla el proceso que realizara la máquina. Ver diagrama 1:

Diagrama 1. Proceso de funciones de la máquina.



2.3 CAPACIDAD Y TAMAÑO GLOBAL DE LA MÁQUINA

2.3.1 Capacidad de producción de la máquina. Se estima que el proceso de desde su inicio hasta el final pueda tardar entre 30 y 40 segundos. Se espera reducir el tiempo de producción que normalmente tarda 1 día laboral constituido por 8 horas en dónde se tardan en producir 1000 listones de 20 cm de largo x 5 cm ancho con 2 personas, esto sin contar con el proceso de calidad o “pulido” en el cual perfeccionan el corte.

Al automatizar el proceso se espera que la maquina disminuya entre el 50% y 70% del tiempo empleado por los operarios.

2.3.2 Tamaño global de la máquina. El sistema # 1 de la máquina, conformado por el sub sistema de arrastre de los carretes de tela hasta la base, no podrá sobre pasar de 0.9 m de largo por cuestiones de espacio del lugar dispuesto en el área de trabajo.

La base tendrá medidas de 1 m de largo x 1 m de ancho.

La altura desde la base del sistema de corte hasta la base del pistón se estima entre 0.30 m y 0.80 m ya que se tiene un límite de altura al techo.

El largo del subsistema de disposición final (pistón # 2) será de máximo 0.5 m ya que en este segmento se determinará la longitud necesaria para ejercer la fuerza de empuje del material cortado.

2.4 MERCADO ACTUAL MAQUINAS DE CORTE TEXTIL

Actualmente en el mercado nacional e internacional se pueden encontrar distintos tipos de maquinaria para el corte de la industria textil, a continuación se muestran algunas con sus especificaciones funcionales:

2.4.1 Máquinas de corte por cuchillas. Son máquinas las cuales en su mayoría son manuales, realizan un corte medianamente adecuado con respecto a la calidad del terminado, funcionan mediante el movimiento de una leva la cual es alimentada por el motor, y a la cual se fijan las cuchillas; de esta manera se logra un movimiento de forma vertical a las cuchillas y produce el corte, entre algunos fabricantes se conocen como Thor cutting machine, Kingter, Gerber, etc. También se pueden encontrar máquinas de corte por cuchillas neumáticas, circulares o automáticas en menor medida.

Imagen 5. Máquinas de corte por cuchillas



Fuente: <http://trazoycorteind.blogspot.com.co/>

2.4.2 Máquinas de corte laser. Son máquinas con muy buen acabado final de corte, ya que su haz de luz es potente y permite trozar el material contundentemente sin dejar trozos sin cortar. Son máquinas en su mayoría actualmente automatizadas por sistemas de cad y cam, las cuales por medio de sistemas computarizados ordenan el patrón de corte. Algunos fabricantes son Weike, Bodor, CamFive, fabricantes chinos, entre otros.

Imagen 6. Máquina de corte láser



Fuente: <http://trazoycorteind.blogspot.com.co/>

2.4.3 Máquinas de corte por calor. Estas máquinas no son comunes ya que al cortar por medio de altas temperaturas, en diversas telas no es posible su corte por su composición química, pero las telas con composiciones que contengan polímeros o materiales sintéticos se comportan muy bien ya que al calor el sintético tiende a cortar inmediatamente. A nivel nacional se encuentra únicamente un aparato llamado Cortex el cual funciona de manera sencilla y manual, por esto no es catalogado como una maquina ya que el operario debe hacer prácticamente toda la operación de corte. Consta de un alambre compuesto de ferróniquel, el cual se calienta y logra trozar la tela.³

Imagen 7. Máquina de corte por calor



Fuente: <http://trazoycorteind.blogspot.com.co/>

³ TIQUE, Marcela. Trazo y corte Industrial. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 11/082017]. Disponible en: <http://trazoycorteind.blogspot.com.co/>

3. PLANTEAMIENTO Y ELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para poder suplir una necesidad mediante el diseño de una máquina, es necesario plantearse diversos tipos de alternativas que permitan identificar que opción es más óptima.

3.1 REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

El diseño de la maquina cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas deberá estar en la capacidad de:

- Arrastrar o halar la tela de forma automática hasta que el proceso termine o el material se acabe.
- Cortar listones de tela de distintas medidas de forma simultánea.
- El corte debe ser de buen acabado superficial dónde no se presenten sobras o hilos sobrantes que puedan afectar la funcionalidad del listón.
- El proceso a realizar la máquina debe ser de forma automatizada, con la mínima intervención humana.
- La disposición del producto terminado debe ser automatizado.

3.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO CONCEPTUAL

Se mostrarán tres alternativas para el corte y las funciones que se requieran para cada proceso que se aplicara (halado y corte)

Sistema de halado o arrastre

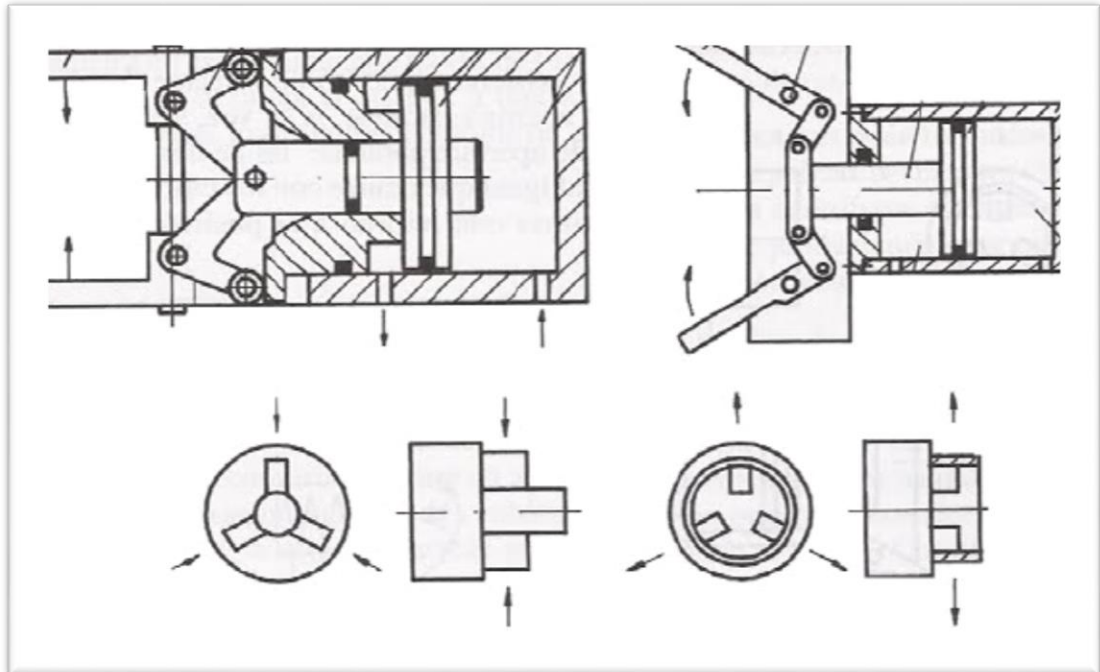
- Halado por pinza neumática

El sistema de la pinza neumática o hidráulica consiste básicamente en la retención de un elemento por medio de dos mordazas que simulan dos dedos. Se automatiza por medio de un cilindro ya sea neumático o hidráulico (dependiendo del uso; generalmente de la presión y fuerza que se necesite).

Cuando entra el aire presurizado al pistón, las pinzas se abren ya que los pasadores y sujetadores de los dedos no tienen pared para cerrarse, y al despresurizar el pistón el mecanismo se devuelve ya que no hay una fuerza que lo mantenga abierto.⁴

⁴ PASTINANTE, Aldo. Ajuste Mecánico. [Electronic(1)]. 17 noviembre 2009. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <https://ajuste.wordpress.com/tag/mordazas/>

Imagen 8. Alternativa 1. Pinza Neumática



Fuente: <http://ebapivitoria.blogspot.com/2010/05/actuadores-neumáticos-especiales.html>

Costo: Su costo es relativamente bajo, pero podría aumentar considerablemente en pruebas y ensayos del sistema de pinza. Se puede adquirir un cilindro neumático desde \$50.000 dependiendo de la marca y calidad, y de los requerimientos de la aplicación.

Mantenimiento: Es necesario que la red neumática cuente con un sistema de filtrado de aire fijo para que no retenga partículas de polvo o mugre.

Seguridad Industrial: Generalmente son seguras las redes neumáticas, pero en caso de posicionar inadecuadamente las mangueras de aire comprimido puede haber un percance.

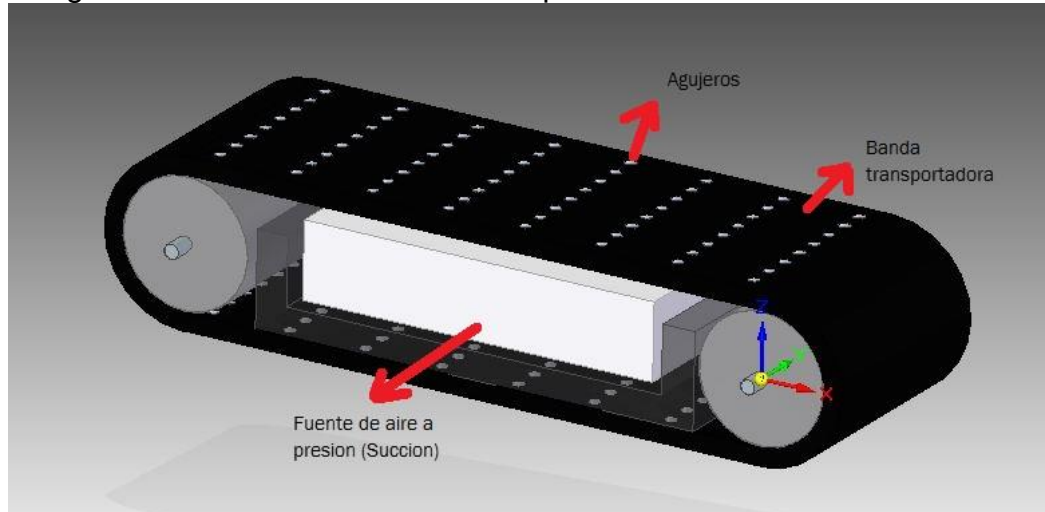
Arrastre adecuado: A pesar de que por medio de las redes neumáticas es posible obtener grandes presiones y fuerza de empuje, en este caso el agarre de la pinza podría ser defectuoso e ineficiente ya que la tela es muy delgada.

– Banda transportadora perforada con aire a presión (succión).

La tela se encuentra en estado inicial retenida en los carretes y dispuesta en la banda transportadora. Al haber aire a presión (succión) el cual pasa por los agujeros de la banda, la tela queda retenida sobre la banda al absorberse por los pequeños

agujeros de forma que al iniciar el movimiento de los rodillos a tela llegue al otro extremo para ser cortada.

Imagen 9. Alternativa 2. Banda Transportadora.



Costos: El sistema de banda transportadora es muy común y es de los principales modelos de transporte a nivel industrial, el costo aumentaría en el sistema de aire presurizado ya que requeriría una gran presión y mucho consumo energético sin tener aprovechamiento posterior.

Mantenimiento: Al igual que la red neumática, necesita un sistema de mantenimiento fijo para filtrar el polvo y la mugre.

Seguridad Industrial: Es generalmente seguro ya que no posee herramientas de corte ni manipulación directa del operador.

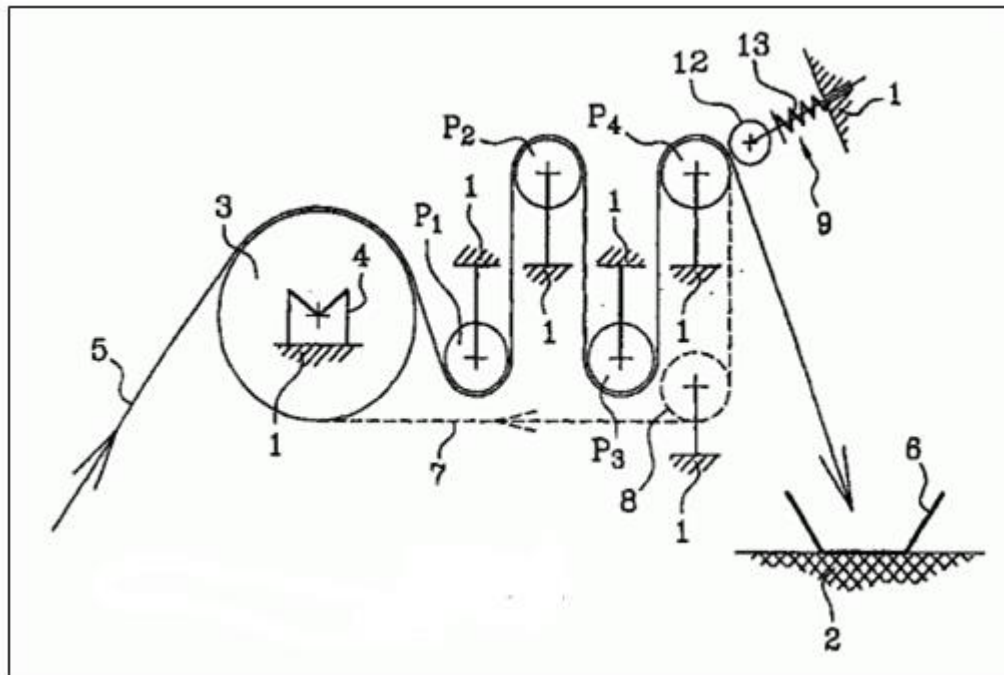
Arrastre eficiente: Es eficiente y en el transporte de cosas no muy pesadas que permitan adherirse a la banda transportadora sin ofrecer una resistencia considerable.

– Sistema de halado por rodillos

Como su nombre indica, este dispositivo se apoya en la fuerza de gravedad del objeto para que se deslice entre los rodillos. Puede realizarse mediante rodillos de fricción que permitan trasladar y halar la tela de forma que no se desprenda y pueda asegurarse el corte.⁵

⁵ ANURIEV, V. S. Manual Del Constructor De Maquinas. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: https://www.ecured.cu/Transportador_de_rodillos

Imagen 10. Rodillos de Tracción



Fuente: <http://patentados.com/patentes/A01K73/06.html>

Costos: Su costo es bajo ya que solo en este caso, se considerarán dos rodillos paralelos. Se pueden encontrar desde \$30.000 dependiendo sus medidas y capacidades de carga.

Mantenimiento: No requieren un sistema fijo constante de mantenimiento, puede programarse un plan de mantenimiento con tareas de lubricación y limpieza básica.

Seguridad Industrial: No necesita manipulación directa con el operario.

Arrastre eficiente: La capacidad de los dos rodillos de halado es eficiente implementado la fuerza necesaria y a la superficie se adhiera la tela.

Sistema de Corte.

- Corte por rayo láser. (Plotter)

El corte por haz láser (LBC) es un proceso de corte térmico que utiliza fundición o vaporización altamente localizada para cortar la tela con el calor de un haz de luz coherente, generalmente con la asistencia de un gas de alta presión.⁶

⁶ FABRICATOR, The. 5 Áreas De Mantenimiento De La Máquina De Corte Láser Que Comúnmente Se Pasan Por Alto. [Electronic(1)]. 16 febrero 2012. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.thefabricator.com/spanish/5-areas-de-mantenimiento-de-la--maquina-de-corte-laser-que--comanmente-se-pasan-por-alto>

Imagen 11. Corte a Laser



Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=9MuGsSehv4o>

Costos: Su costo es elevado ya que depende de la energía que necesite el rayo láser podemos cortar diferentes tipos de material. Son máquinas programadas por CNC o CAD/CAM totalmente automatizadas.

Mantenimiento: El mantenimiento puede ser costoso ya que varias partes y áreas se necesitan estar en óptimas condiciones para un corte adecuado. Algunos aspectos pueden ser: el enfriador, el flujo del gas, su limpieza.

Seguridad Industrial: La máquina necesita tener un sistema de aislamiento ya que la operación de corte siempre va a ser un aspecto crítico en cualquier proceso.

Calidad: Su corte presenta calidad y no se presentan defectos en la mayoría de los materiales.

– Corte por guillotina o cuchillas

Este sistema de corte consiste inicialmente en una cuerda la cual se encarga de alzar una cuchilla. Se introduce el material a cortar y al soltarse la cuerda la cuchilla se suspende hasta el fin logrando cortarlo. Con el paso del tiempo ha habido

modificaciones al proceso inicial que han permitido convertir la guillotina en un sistema de corte más preciso y concreto.⁷

Imagen 12. Corte por Cuchillas



Fuente: http://www.hispack.com/new_products

Costo: Su costo es medio en términos de que existen diversos tipos de cuchillas para distintos materiales y con resistencias distintas. Pueden adquirirse para el corte de tela desde \$10.000 dependiendo de su calidad y aplicación.

Mantenimiento: No es de difícil acceso ya que puede hacerse una limpieza en todo el sistema de corte y una lubricación óptima para obtener el correcto funcionamiento.

Seguridad Industrial: La máquina necesita tener un sistema de aislamiento ya que la operación de corte siempre va a ser un aspecto crítico en cualquier proceso.

Calidad: Pueden presentarse hebras o hilos sobrantes ya que la tela está compuesta de estos.

– Corte por alambre de cromo níquel

El alambre de cromo-níquel es un sistema de corte el cual consiste en llevar a altas temperaturas dicho alambre, el cual por sus propiedades químicas y físicas puede

⁷ CERDA, A. Jesús. La Máquina Guillotina. [Print(0)]. Monografías.com. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos82/maquina-guillotina-rol/maquina-guillotina-rol.shtml>

soportar sin problemas. Diversos materiales pueden ser cortados o atravesados por este alambre por el calor que produce

Imagen 13. Corte por alambre de cromo níquel



Fuente <http://tqlaboratorios.com/producto/alambre-de-niquel-cromo-2/>

Costo: Su costo es bajo ya que el alambre es muy comercial y no se requiere mucha cantidad. Un carrete de 10 m puede costar desde \$30.000 dependiendo de la calidad y el calibre.

Mantenimiento: El mantenimiento es básico ya que basta con mantener limpio el alambre para que no presente asperezas ni contamine la tela. Puede hacerse periódicamente ya que al funcionar con alta temperatura no se genera gran cantidad de mugre.

Seguridad Industrial: Seguridad Industrial: La máquina necesita tener un sistema de aislamiento ya que la operación de corte siempre va a ser un aspecto crítico en cualquier proceso.

Calidad: Su corte es de buena calidad. Al funcionar a altas temperaturas, y la tela poseer componentes sintéticos, se crea una especie de borde rígido lo que no permite que la tela genere hilos o pedazos mal cortados.

3.3 DEFINICIÓN DE ALTERNATIVA A DISEÑAR

3.3.1 Definición de alternativa (sistema de Halado y sistema de corte). Para la asignación y elección de la alternativa a diseñar, la cual debe estar encargada y regida bajo los parámetros asignados, se puede elegir un método de análisis multicriterio el cual permita a partir de diversos aspectos tomar una decisión adecuada en la elección de las alternativas propuestas. Para este caso se escogió el método SCORING.

El método scoring funciona de manera que se pueda escoger a partir de múltiples opciones, una sola que se encargue de suplir los criterios y necesidades que se presentan.

Se divide en 7 etapas:

1. Identificar la meta general del problema
2. Identificar las alternativas
3. Listar los criterios a emplear en la toma de decisión
4. Asignar una ponderación a cada criterio
5. Establecer en cuanto satisface cada alternativa a cada criterio
6. Calcular el score a cada alternativa
7. Ordenar las alternativas en función del score. La alternativa con el score más alta es la recomendada.

Se rige bajo la siguiente ecuación:

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

Dónde:

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

w_i = Ponderación para criterio i

S_j = Score para alternativa j

Se desarrolla de modo que:

Para el sistema de halado o arrastre:

- a) Elegir la mejor alternativa de halado o arrastre de la tela.
- b) Alternativas: Pinza neumática, Banda transportadora y alambre cromo níquel.

- c) Criterios: Mínimo coste de construcción y fabricación, repuestos y partes asequibles (precio y amplia disponibilidad), seguridad industrial (operarios, trabajadores, etc.), calidad de producto.
- d) Ponderación de cada criterio:

Para el sistema de corte:

- a) Elegir la mejor alternativa de corte de tela compuesta de la tela.
- b) Alternativas: Corte por rayo láser, corte por guillotina o cuchilla y corte por alambre de ferróníquel.
- c) Criterios: Mínimo coste de construcción y fabricación, repuestos y partes asequibles (precio y amplia disponibilidad), seguridad industrial (operarios, trabajadores, etc.), calidad de producto.
- d) Ponderación de cada criterio ya sea para arrastre o corte, como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 1. Asignación de Ponderación

| |
|---------------------------|
| 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/ensenian/catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf>

Sistema de halado o arrastre

Tabla 2. Ponderación de criterios Arrastre

| Criterios | Ponderación w_i |
|----------------------|-------------------|
| Costos | 5 |
| Mantenimiento | 4 |
| Seguridad Industrial | 5 |
| Arrastre adecuado | 4 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf>

Sistema de corte

Tabla 3. Ponderación de criterios Corte

| Criterios | Ponderación w_i |
|----------------------|-------------------|
| Costos | 5 |
| Mantenimiento | 4 |
| Seguridad Industrial | 5 |
| Calidad | 4 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf>

- e) Rating de satisfacción para cada alternativa como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 4. Ponderación Lineal

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

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf>

Sistema de halado o arrastre

Tabla 5. Ponderación Lineal Arrastre

| Criterios | Pinza Neumática | Aire a presión | Rodillos |
|----------------------|-----------------|----------------|----------|
| Costos | 5 | 7 | 8 |
| Mantenimiento | 4 | 6 | 9 |
| Seguridad Industrial | 3 | 5 | 8 |
| Arrastre adecuado | 6 | 4 | 9 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf>

Sistema de corte

Tabla 6. Ponderación Lineal Corte

| Criterios | Rayo laser | Guillotina / cuchilla | Alambre Cromo-Níquel |
|----------------------|------------|-----------------------|----------------------|
| Costos | 4 | 6 | 7 |
| Mantenimiento | 6 | 5 | 9 |
| Seguridad Industrial | 5 | 4 | 7 |
| Calidad de producto | 8 | 6 | 9 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA- Scoring-AHP.pdf>

- f) Cálculo de ponderación para cada alternativa ya sea para arrastre o corte como se muestra en las siguientes tablas:

Sistema de halado o arrastre

Tabla 7. Resultado de ponderación Arrastre

| Criterios | Ponderación w_i | Pinza Neumática | Aire a presión | Rodillos |
|----------------------|-------------------|-----------------|----------------|----------|
| Costos | 5 | 5 | 7 | 8 |
| Mantenimiento | 4 | 4 | 6 | 9 |
| Seguridad Industrial | 5 | 3 | 5 | 8 |
| Arrastre adecuado | 4 | 6 | 4 | 9 |
| SCORE S_j TOTAL | | 80 | 100 | 152 |

Fuente: <http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA- Scoring-AHP.pdf>

Sistema de corte

Tabla 8. Resultado de ponderación corte

| Criterios | Ponderación w_i | Rayo laser | Guillotina o cuchilla | Alambre Cromo Níquel |
|----------------------|-------------------|------------|-----------------------|----------------------|
| Costos | 5 | 4 | 6 | 7 |
| Mantenimiento | 4 | 6 | 5 | 9 |
| Seguridad Industrial | 5 | 5 | 4 | 7 |
| Calidad del producto | 4 | 8 | 6 | 9 |
| SCORE S_j TOTAL | | 101 | 94 | 142 |

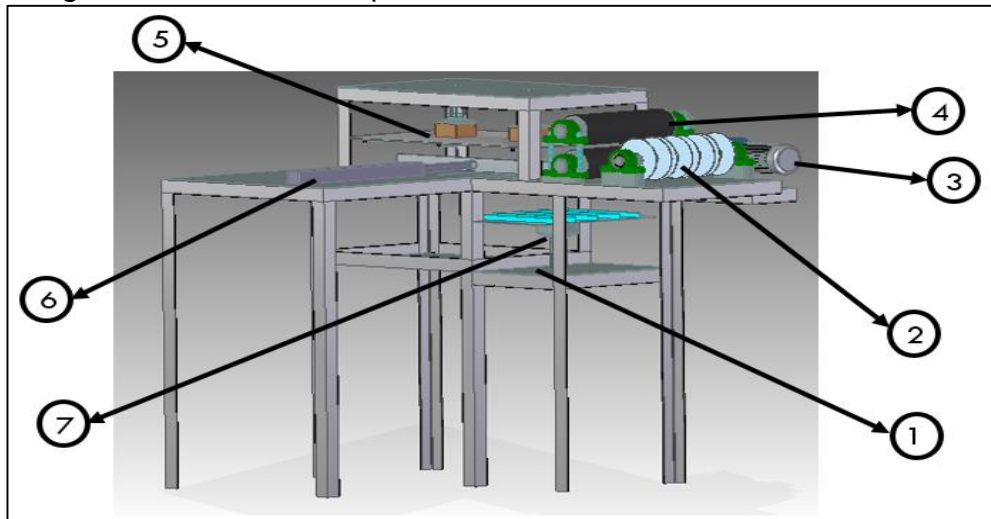
Fuente: [http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA- Scoring-AHP.pdf](http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf)

Se define la alternativa de arrastre de tela y de corte por alambre de Cromo Níquel ya que se ajustan a las necesidades y parámetros de diseño y de igual manera los aspectos de mantenimiento, seguridad industrial, calidad del producto, etc.

3.3.2 Diseño conceptual

A continuación se muestra el diseño conceptual del proyecto el cual es una idea de como se va a diseñar y de los sistemas que lo conforman.

Imagen 14. Diseño conceptual.



- Punto 1: Soporte y espacio para herramienta
- Punto 2: Eje soporte de carretes
- Punto 3: Motorreductor
- Punto 4: Sistema de halado o arrastre
- Punto 5: Sistema y placa de corte
- Punto 6: Sistema de empuje y disposición
- Punto 7 Sistema de guiado de tela

4. DISEÑO DE LA MAQUINA

El diseño de una máquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas debe estar en la capacidad de:

- Halar y arrastrar la tela propuesta en carretes por medio de rodillos de fricción hasta el punto de corte.
- Cortar la tela por medio de una resistencia o alambre de níquel-cromo (Nicrom) el cual permitirá darle una óptima calidad al corte final sellándolo a altas temperaturas.
- Empujar los listones de tela ya cortados de forma que el área de corte quede libre y pueda iniciar de nuevo el ciclo de producción.

4.1 CÁLCULO DEL SISTEMA DE HALADO O ARRASTRE

Para lograr estos objetivos es necesario realizar una serie de cálculos de diversas magnitudes en las que se basen las elecciones que se hicieron acerca de los materiales, elementos, etc.; a usar y la forma de implementarlos.

4.1.1 Eje soporte de los carretes de tela y sus rodamientos. El eje que soportara los carretes de tela se construirá en Acero SAE 1040 ya que debido a su alto porcentaje en carbono posee alta resistencia, tiene buena maquinabilidad y no es tan costoso, por lo tanto, se debe analizar las fuerzas que actuaran sobre él y el diámetro mínimo requerido que soporte esas cargas.

Se analizará el eje como una barra de sección transversal redonda para permitir el óptimo rodamiento de los carretes de tela apoyada en sus extremos fijos.

Imagen 15. Carrete de tela

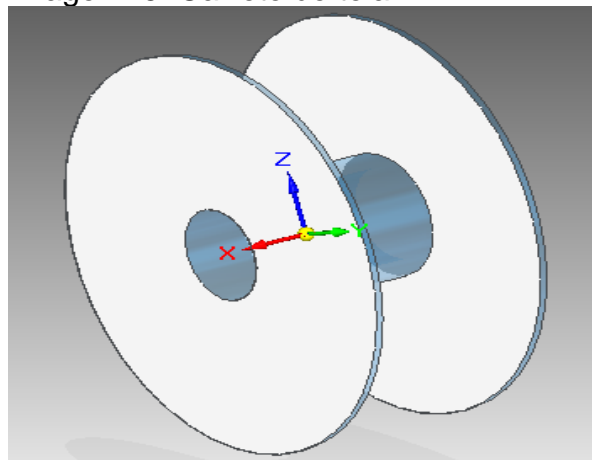
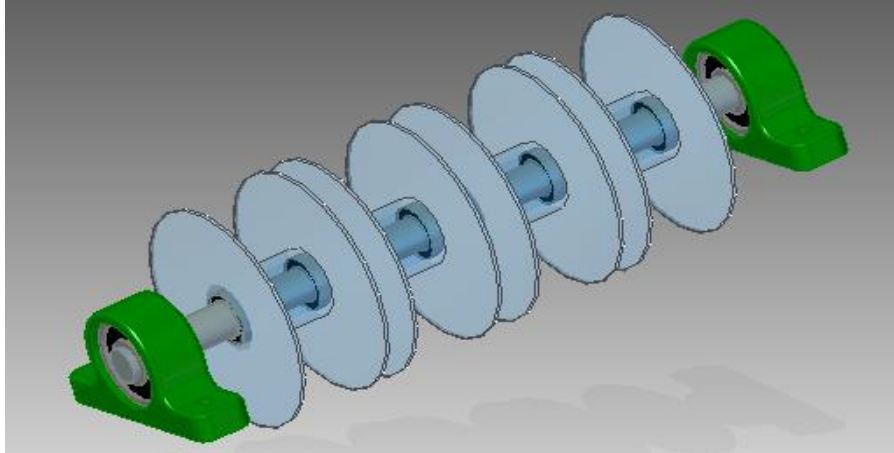


Imagen 16. Posición de los carretes de tela



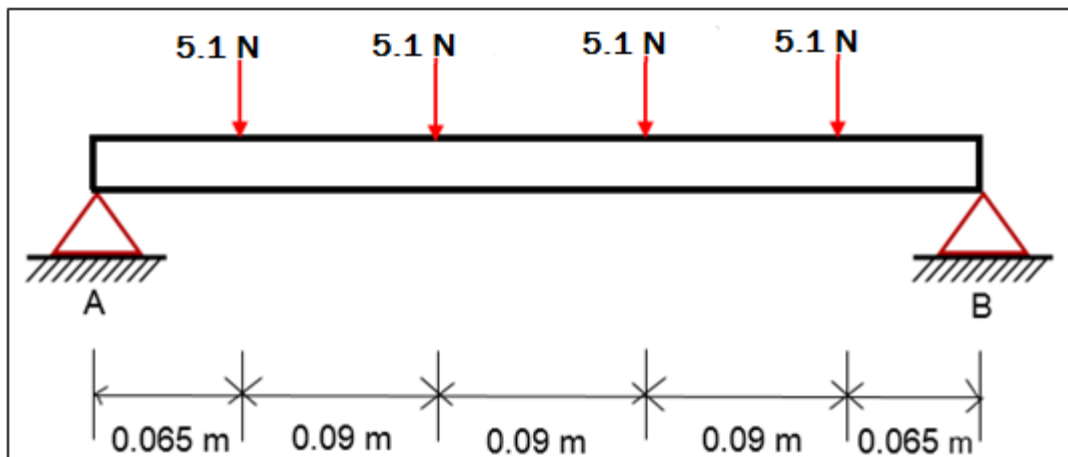
Se halla la masa de los carretes:

$$Masa_{Total} = (Masa_{Carretes} + Masa_{Rodamiento})$$

$$Masa_{Total} = (0.5 Kg + 0.018 Kg) = 0.518 Kg$$

En el siguiente diagrama se muestra la carga de los carretes de tela sobre el eje:

Diagrama 2. Fuerzas presentes en eje 1



Nota: Se decide dividir el eje en partes iguales, es por esto que se determinan las medidas anteriores para la distribución y posición de cada carrete de tela.

Hay que sumar la masa tanto de los carretes como de los rodamientos:

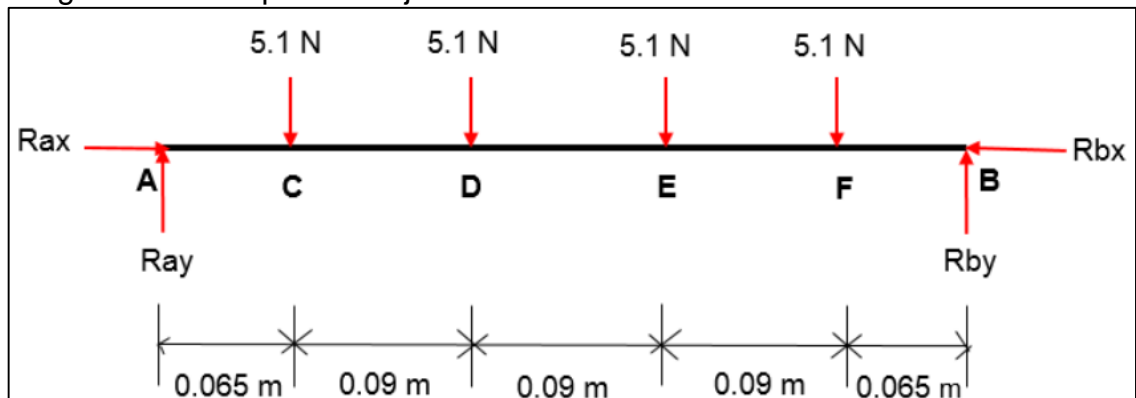
$$Fuerza_{\text{carretes}} = (Masa_{\text{carretes}} + Masa_{\text{Rodamiento}}) \times Gravedad$$

$$Fuerza_{\text{carretes}} = (0.5 \text{ Kg} + 0.018 \text{ Kg}) \times 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$Fuerza_{\text{carretes}} = 5.0764 \approx 5.1 \text{ N}$$

Se realiza el diagrama de cuerpo libre para determinar las reacciones en los apoyos con la masa total de los carretes de tela y de los rodamientos:

Diagrama 3. Cuerpo Libre eje 1



Se determinan las reacciones en los apoyos:

$$Rax = 0$$

$$Rbx = 0$$

Se toma el momento negativo en sentido de las manecillas del reloj y se iguala a 0 se tiene:

$$\sum M_B = 0$$

$$-(Ray \times 0.4 \text{ m}) + (5.1 \text{ N} \times 0.335 \text{ m}) + (5.1 \text{ N} \times 0.245 \text{ m}) + (5.1 \times 0.155 \text{ m}) + (5.1 \times 0.065) = 0$$

$$-(Ray \times 0.4 \text{ m}) + (1.7085 \text{ Nm}) + (1.2495 \text{ Nm}) + (0.7905 \text{ Nm}) + (0.3315 \text{ Nm}) = 0$$

$$Ray = \frac{4.08 \text{ Nm}}{0.4 \text{ m}} = 10.2 \text{ N}$$

Se halla la otra reacción por medio de sumatoria de fuerzas en sentido hacia arriba positivo igual a 0

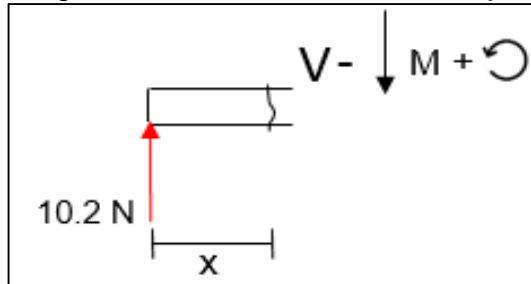
$$\sum Fy = 0$$

$$\begin{aligned} R_{ay} - 5.1 N - 5.1 N - 5.1 N - 5.1 N + R_{by} &= 0 \\ 10.2 N - 5.1 N - 5.1 N - 5.1 N - 5.1 N + R_{by} &= 0 \\ R_{by} &= 10.2 N \end{aligned}$$

Ecuaciones esfuerzo cortante y momento flector por el método de secciones:

Sección A-C

Diagrama 4. Corte sección A-C. Eje 1

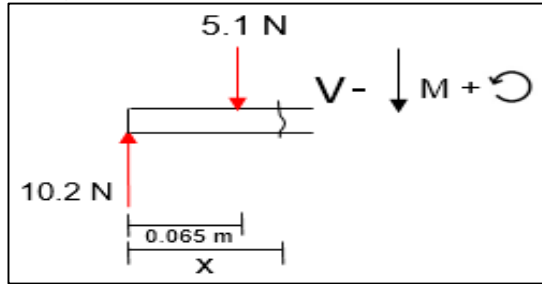


$$\begin{aligned} \sum Fy &= 0 \\ 10.2 N - V &= 0 \\ V &= 10.2 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum \text{Momentos}_{\text{corte}} &= 0 \\ -(10.2 N \times X) + M &= 0 \\ M &= (10.2 N \times X) \end{aligned}$$

Sección A-D

Diagrama 5. Corte sección A-D. Eje 1



$$\sum F_y = 0$$

$$10.2 N - 5.1 N - V = 0$$

$$V = 5.1 N$$

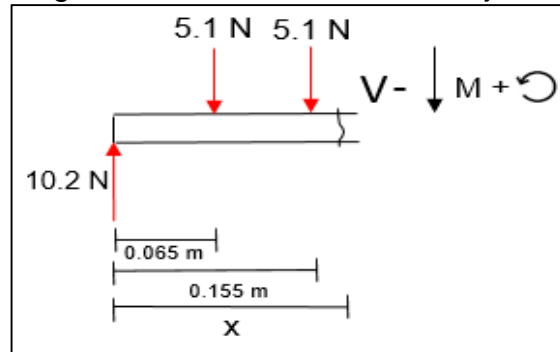
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$-(10.2 N \times X) + (5.1 \times (X - 0.065 m)) + M = 0$$

$$M = (10.2 N \times X) - (5.1 N (X - 0.065 m))$$

Sección A-E

Diagrama 6. Corte sección A-E. Eje 1



$$\sum F_y = 0$$

$$10.2 N - 5.1 N - 5.1 N - V = 0$$

$$V = 0 N$$

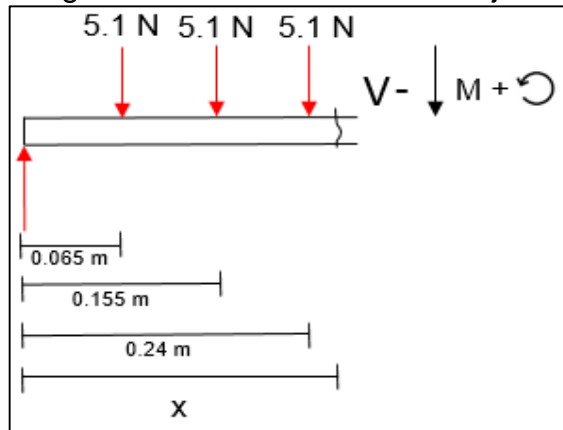
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$-(10.2 N \times X) + (5.1 \times (X - 0.065 m)) + (5.1 \times (X - 0.155 m)) + M = 0$$

$$M = (10.2 N \times X) - (5.1 N (X - 0.065 m)) - (5.1 \times (X - 0.155 m))$$

Sección A-F

Diagrama 7. Corte sección A-F. Eje 1



$$\sum Fy = 0$$

$$10.2 N - 5.1 N - 5.1 N - 5.1 N - V = 0$$

$$V = 0 - 5.1 N$$

$$\sum Momentos_{Corte} = 0$$

$$-(10.2 N \times X) + (5.1 \times (X - 0.065 m)) + (5.1 \times (X - 0.155 m))$$

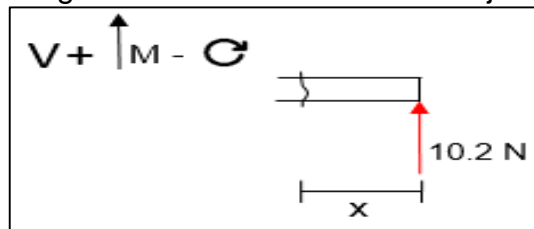
$$+ (5.1 \times (X - 0.245 m)) + M = 0$$

$$M = (10.2 N \times X) - (5.1 N (X - 0.065 m)) - (5.1 \times (X - 0.155 m))$$

$$- (5.1 \times (X - 0.245 m))$$

Sección B-F

Diagrama 8. Corte sección B-F. Eje 1



$$\sum Fy = 0$$

$$10.2 N + V = 0$$

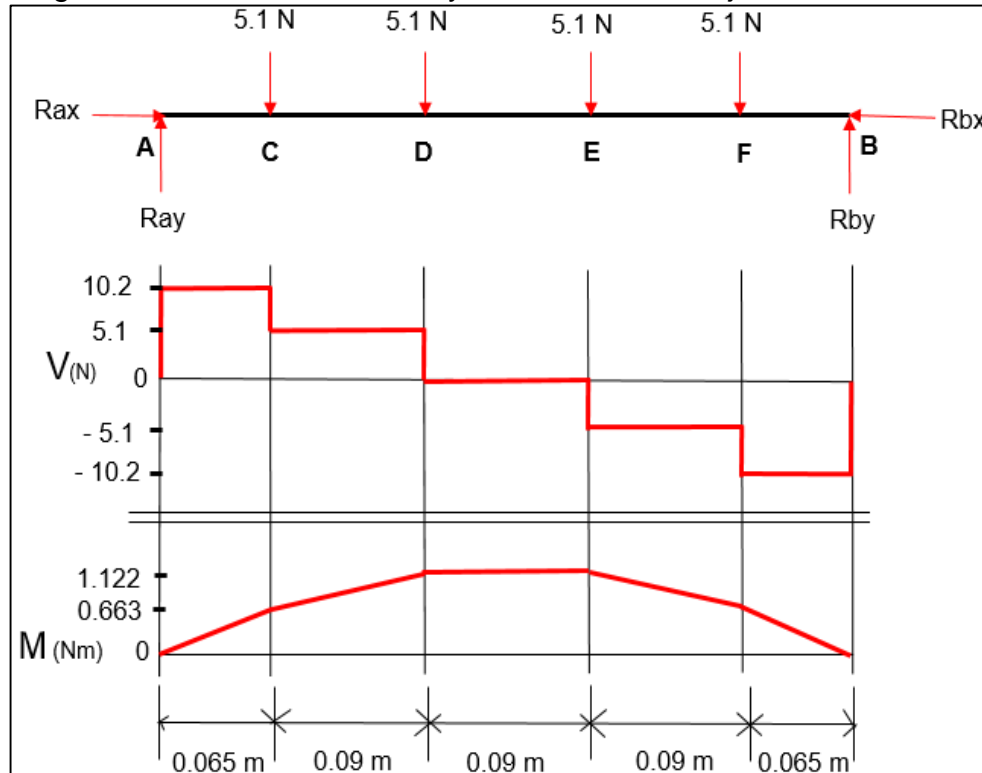
$$V = -10.2 N$$

$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$(10.2 \text{ N} \times X) - M = 0$$

$$M = (10.2 \text{ N} \times X)$$

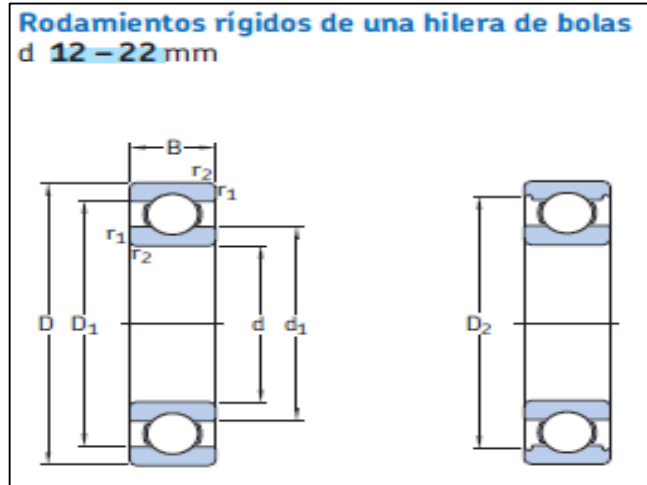
Diagrama 9. Esfuerzo cortante y momento flector eje 1



Se escoge rodamientos de marca SKF rígidos de bolas para permitir el giro de los carretes guiado sin que se desordenen.

El diámetro interior de los carretes de tela es de 30 mm por lo cual se escogerá el diámetro mayor del fabricante. El diámetro interior del rodamiento será de 20 mm para que la barra pueda cargar carretes más grandes si así se desea.

Imagen 17. Selección de rodamientos carretes

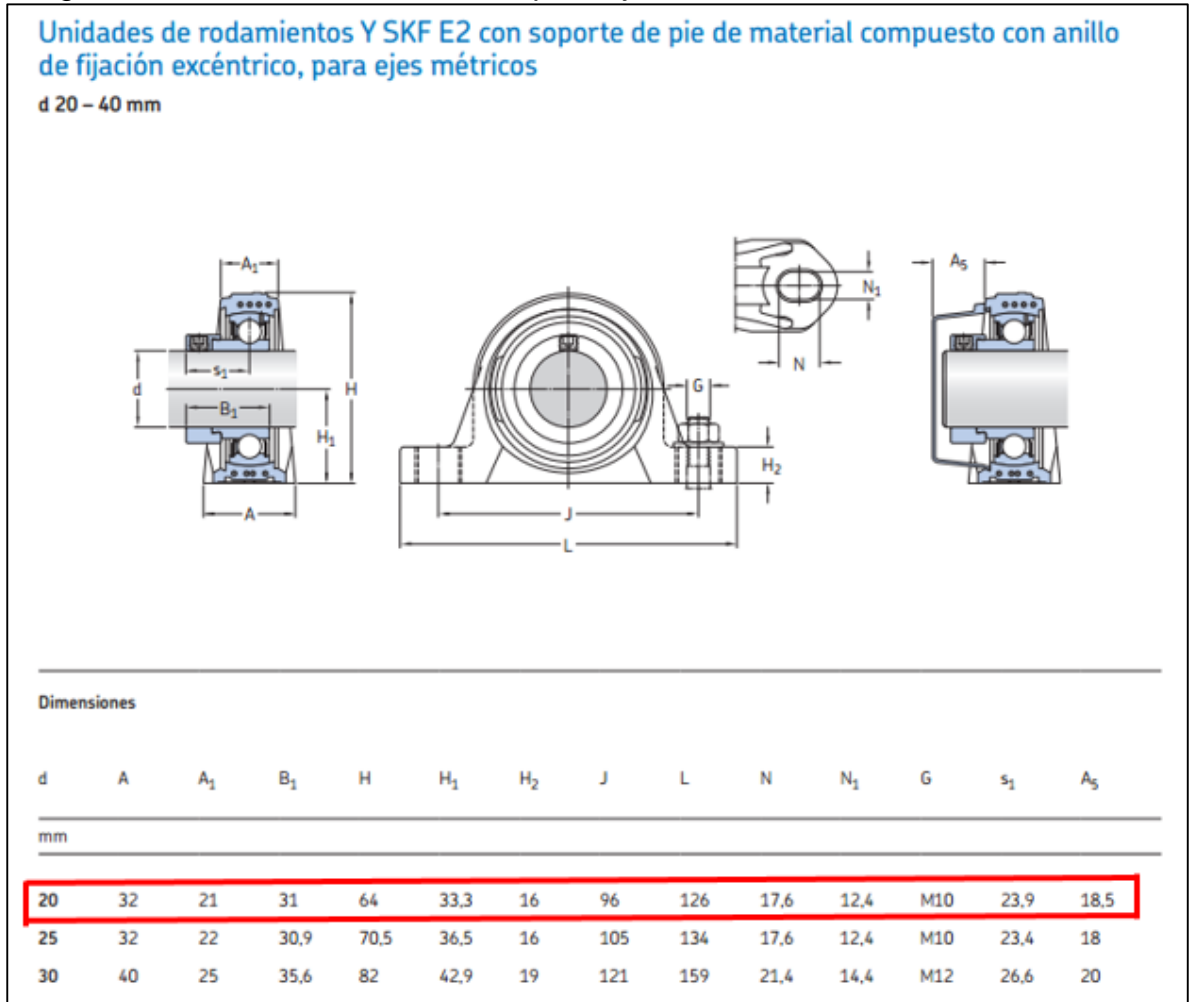


| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga | Velocidades nominales | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|----|---------------------------|----------------|------------------------|-------------------------|------------------|--------|-------------|
| d | D | B | C | C ₀ | P ₀ | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | r. p. m. | | kg | - |
| 12 | 21 | 5 | 1,74 | 0,915 | 0,039 | 70 000 | 43 000 | 0,0063 | 61801 |
| | 24 | 6 | 2,91 | 1,46 | 0,062 | 67 000 | 40 000 | 0,011 | 61901 |
| | 28 | 8 | 5,4 | 2,36 | 0,1 | 60 000 | 38 000 | 0,021 | * 6001 |
| | 30 | 8 | 5,07 | 2,36 | 0,1 | 60 000 | 38 000 | 0,026 | 16101 |
| | 32 | 10 | 7,28 | 3,1 | 0,132 | 50 000 | 32 000 | 0,037 | * 6201 |
| | 37 | 12 | 10,1 | 4,15 | 0,176 | 45 000 | 28 000 | 0,06 | * 6301 |
| 15 | 24 | 5 | 1,9 | 1,1 | 0,048 | 60 000 | 38 000 | 0,0065 | 61802 |
| | 28 | 7 | 4,36 | 2,24 | 0,095 | 56 000 | 34 000 | 0,016 | 61902 |
| | 32 | 8 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,03 | * 16002 |
| | 32 | 9 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,03 | * 6002 |
| | 35 | 11 | 8,06 | 3,75 | 0,16 | 43 000 | 28 000 | 0,045 | * 6202 |
| | 42 | 13 | 11,9 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,082 | * 6302 |
| 17 | 26 | 5 | 2,03 | 1,27 | 0,054 | 56 000 | 34 000 | 0,0075 | 61803 |
| | 30 | 7 | 4,62 | 2,55 | 0,108 | 50 000 | 32 000 | 0,016 | 61903 |
| | 35 | 8 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,038 | * 16003 |
| | 35 | 10 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,038 | * 6003 |
| | 40 | 12 | 9,95 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,065 | * 6203 |
| | 40 | 12 | 11,4 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,064 | 6203 ETN9 |
| | 47 | 14 | 14,3 | 6,55 | 0,275 | 34 000 | 22 000 | 0,11 | * 6303 |
| | 62 | 17 | 22,9 | 10,8 | 0,455 | 28 000 | 18 000 | 0,27 | 6403 |
| 20 | 32 | 7 | 4,03 | 2,32 | 0,104 | 45 000 | 28 000 | 0,018 | 61804 |
| | 37 | 9 | 6,37 | 3,65 | 0,156 | 43 000 | 26 000 | 0,037 | 61904 |
| | 42 | 8 | 7,28 | 4,05 | 0,173 | 38 000 | 24 000 | 0,05 | * 16004 |
| | 42 | 12 | 9,95 | 5 | 0,212 | 38 000 | 24 000 | 0,067 | * 6004 |
| | 47 | 14 | 13,5 | 6,55 | 0,28 | 32 000 | 20 000 | 0,11 | * 6204 |
| | 47 | 14 | 15,6 | 7,65 | 0,325 | 32 000 | 20 000 | 0,098 | 6204 ETN9 |
| | 52 | 15 | 16,8 | 7,8 | 0,335 | 30 000 | 19 000 | 0,14 | * 6304 |
| | 52 | 15 | 18,2 | 9 | 0,38 | 30 000 | 19 000 | 0,14 | 6304 ETN9 |
| | 72 | 19 | 30,7 | 15 | 0,64 | 24 000 | 15 000 | 0,41 | 6404 |
| 22 | 50 | 14 | 14 | 7,65 | 0,325 | 30 000 | 19 000 | 0,13 | 62/22 |
| | 56 | 16 | 18,6 | 9,3 | 0,39 | 28 000 | 18 000 | 0,18 | 63/22 |

Fuente: http://www.skf.com/binary/92-244309/SKF-EnergyEfficient-Y-bearing---12759_4-ES.pdf

Las chumaceras también se escogen de la misma marca.

Imagen 18. Selección de chumacera para eje 1



Fuente: http://www.skf.com/binary/92-244309/SKF-EnergyEfficient-Y-bearing---12759_4-ES.pdf

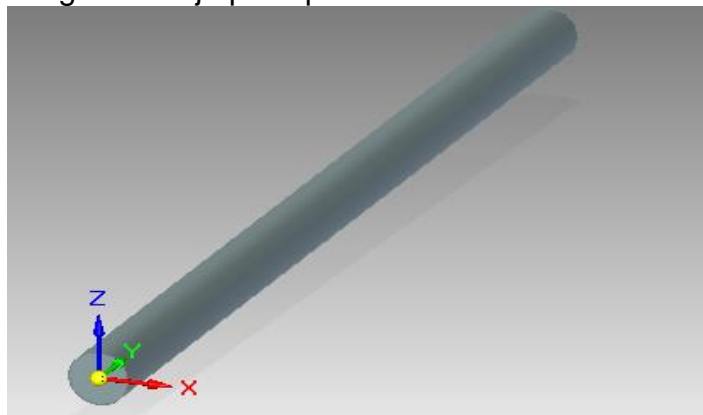
La barra no necesitará de cambios de sección ya que al ser corrugada dará ajuste a los rodamientos.

Imagen 19. Selección de material para eje 1

| Dimensiones Nominales y Tolerancias máximas de las barras corrugadas | | | | | | | | | | | |
|--|-------|----------|-------------------|-----------|-------------------------------|------------------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|--------------------|----------|
| DESIGNACIÓN | | DIAMETRO | AREA DE SELECCIÓN | PERIMETRO | DISTANCIA PROM. MAX. RESALTES | ALTURA MAX. RESALTES Y VENAS | ANCHO MÁX. DE VENAS | MASA POR METRO LINEAL | TOLERANCIA EN LONG. | TOLERANCIA EN PESO | |
| No. | Pulg. | mm. | mm ² | mm. | mm. | mm. | mm. | Kg/M. | mm. | Lote % | Indiv. % |
| 3 | 3/8 | 9.53 | 71.40 | 30.00 | 6.70 | 0.42 | 3.60 | 0.57 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 4 | 1/2 | 12.70 | 129.00 | 39.90 | 8.90 | 0.51 | 4.80 | 1.00 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 5 | 5/8 | 15.90 | 200.00 | 49.90 | 11.10 | 0.63 | 6.00 | 1.56 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 6 | 3/4 | 19.10 | 284.00 | 59.80 | 13.30 | 0.95 | 1.20 | 2.25 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 7 | 7/8 | 22.20 | 387.00 | 69.80 | 15.60 | 1.11 | 8.40 | 3.06 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |

Fuente: http://www.codiacero.com/catalogos/productos_industriacomercio_barras.pdf

Imagen 20. Eje principal de carretes



Se determina el diámetro mínimo mediante la ecuación de resistencia de diseño del libro Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott:

$$R_{dt} = \phi \times A_g \times \sigma_y$$

Donde:

R_{dt} = Resistencia de diseño

ϕ = Factor de resistencia

A_g = Área gross

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material

Se determina la resistencia de diseño mediante:

$$R_{dt} = 1.4 \times \text{Cargas muertas}$$

Las cargas muertas son las de los carretes que sostendrá la barra por 2.1 Kg

$$\frac{2.1 \text{ Kg}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.22 \text{ Kg f}$$

Se reemplaza y se obtiene:

$$R_{dt} = 1.4 \times 0.22 \text{ kgf} = 0.3 \text{ Kgf}$$

Se despeja de la ecuación el diámetro de la barra:

$$A_g = \frac{R_{dt}}{\phi \times \sigma_y}$$

Se reemplaza y se obtiene:

$$A_g = \frac{0.3 \text{ Kgf}}{0.9 \times 25.3 \frac{\text{Kg f}}{\text{mm}^2}} = 6.59 \times 10^{-4} \text{ mm}^2$$

Se determina el diámetro mínimo:

$$A_g = r^2 \pi$$

Se despeja r:

$$r = \sqrt{\frac{6.59 \times 10^{-4} \text{ mm}^2}{\pi}} = 0.02 \text{ mm}$$

Se multiplica por dos para obtener el diámetro:

$$0.02 \text{ mm} \times 2 = 0.04 \text{ mm}$$

Se asume que el diámetro mínimo del material es muy pequeño ya que se tiene un momento máximo de 1.12 N.m según la gráfica de momento flector por lo que se

determina un diámetro de 22.22 mm el cual es mayor al diámetro interno del rodamiento y se produzca el ajuste.

4.1.2 Eje principal de halado y arrastre. Se necesita determinar la fuerza y la inercia que se debe romper para hacer mover los carretes de tela. De igual manera, se deben realizar cambios de sección ya que se transmitirá la potencia del motor a los rodillos por medio de Catarina y cadena.

Se parte de la ecuación de Torque ya que es necesario calcular la fuerza para ejercer movimiento sobre un cuerpo quieto o sin aceleración mediante a sus propiedades geométricas. En base al libro de “Diseño de elementos de máquinas” de Robert Mott los siguientes cálculos se realizan en unidades del sistema ingles por cuestiones de conversión de unidades.

$$T = \frac{wk^2 \times n}{308 t}$$

Dónde:

T = Torque necesario para acelerar los carretes de tela (*lb.pie*)

Wk^2 = Inercia de la carga (*Lb.Pie²*)

n = Número de revoluciones por minuto en las que tardará en acelerar los carretes (*RPM*)

t = Tiempo en el que se desea acelerar los carretes (*Seg*)

El número 308 es una constante que se obtiene tras la conversión de unidades directa en el libro de “Diseño de elementos de máquinas” De Robert Mott.

De forma que el factor $w \times k^2$ se obtiene mediante:

$$w \times k^2 = \frac{\pi}{2} \times \delta_w \times L \times (\text{Radio Exterior}^4 - \text{Radio Interior}^4)$$

Dónde:

δ_w = Peso Específico del material ($\frac{Lb}{in^3}$)

L = Ancho de los carretes x Numero de carretes (*in*)

Ecuación para calcular el Peso Específico del material mediante la relación entre el peso de los carretes y el volumen

$$\delta_w = \frac{w}{V}$$

Se halla el peso:

$$w = m \times g$$

Dónde:

w = Peso (*Lbf*)

m = Masa (*Slug*)

g = Gravedad ($\frac{ft}{s^2}$)

La masa de los carretes es de 500 gr si se multiplica por el número de carretes (4) se obtiene la masa total de 2 Kg, se hace la conversión a unidades inglesas:

$$2 \text{ kg} \times \frac{1 \text{ Slug}}{14.589 \text{ kg}} = 0.14 \text{ Slug}$$

Se halla el peso en $\frac{Lb \text{ Pie}}{s^2}$ debido a las unidades de Gravedad se reemplaza:

$$w = 0.14 \text{ Slug} \times 32.2 \frac{\text{pie}}{s^2} = 4.508 \frac{\text{Slug Ft}}{s^2}$$

Se pasa el resultado del peso a $\frac{\text{Slug in}}{s^2}$:

$$4.508 \frac{\text{Slug ft}}{s^2} \times \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 54.96 \frac{\text{Slug in}}{s^2}$$

Se halla el Volumen de los carretes en in^3 :

$$V_{\text{cilindro}} = \pi \times (\text{Radio Exterior}^2 - \text{Radio Interior}^2) \times L$$

Dónde:

L = El ancho de cada carrete (1.97 in) x el número de carretes (4) = 7.88 in

Se reemplaza:

$$V_{cilindro} = \pi \times (2.56 \text{ in}^2 - 0.59 \text{ in}^2) \times 7.88 \text{ in} = 153.62 \text{ in}^3$$

$$153 \text{ in}^3 \times \frac{0.00058 \text{ ft}^3}{1 \text{ in}^3} = 0.09 \text{ ft}^3$$

Se halla el peso específico:

$$\delta_w = \frac{4.508 \frac{\text{lb} \cdot \text{s}^2}{\text{ft}} \times \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}{153.62 \text{ in}^3} = \frac{0.03 \text{ lb}}{\text{in}^3}$$

Se tiene por resultado que el factor $w \times k^2$, se reemplaza y se convierte a $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$, se tiene:

$$w \times k^2 = \frac{\pi}{2} \times \frac{0.03 \text{ lb}}{\text{in}^2} \times 7.88 \text{ in} \times ((2.56 \text{ in})^4 - (0.59 \text{ in})^4) \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} = 0.11 \text{ lb ft}^2$$

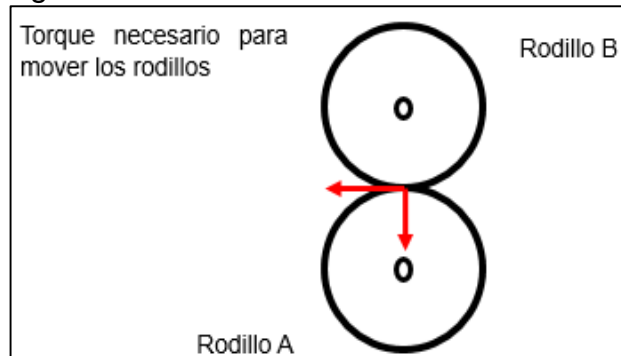
Se halla finalmente el torque necesario para mover los carretes:

$$T = \frac{w \times k^2 \times n}{308 \text{ t}} = \frac{0.11 \text{ lb ft}^2 \times 58 \text{ RPM}}{308 \times (3 \text{ s})} = 0.5 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

En unidades del sistema internacional se tiene:

$$0.5 \text{ lb} \cdot \text{ft} = \frac{1 \text{ N} \cdot \text{m}}{1.356 \text{ lb} \cdot \text{ft}} = 0.4 \text{ Nm}$$

Figura 1. Fuerzas en los rodillos de fricción.



Se tiene que:

$$T = F \times d$$

Dónde:

T = Torque

F = Fuerza necesaria para mover los carretes

d = Radio del cilindro

$$T = \text{Fuerza}_{\text{Carretes}} \times (\text{Diametro rodillos} + \text{espesor de lamina antideslizante})$$

Mediante la siguiente ecuación se puede hallar la fuerza necesaria para mover los carretes:

$$\text{Fuerza}_{\text{Carretes}} = \text{Masa liston} \times \text{Aceleracion}$$

Se halla la masa del listón:

$$\text{Masa} = \frac{\rho}{V}$$

Dónde:

ρ = Densidad polyester

V = Volumen listón de tela

Se halla el volumen:

$$V = L \times L \times e$$

Se reemplaza:

$$V = 5 \text{ cm} \times 25 \text{ cm} \times 0.12 \text{ cm} = 15 \text{ cm}^3$$

Se halla la masa:

$$m = \frac{1.2 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}}{15 \text{ cm}^3} = 0.08 \text{ gr}$$

Se halla la fuerza para mover los carretes:

$$Fuerza_{Carretes} = 0.08 \text{ gr} \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 0.79 \text{ N}$$

Se halla el torque necesario para mover los carretes:

$$T = 0.79 \text{ N} \times (0.04 \text{ m} + 3 \times 10^{-3} \text{ m})$$
$$T = 0.04 \text{ N.m}$$

Se halla el Torque total que será la suma de los dos:

$$Torque_{Total} = 0.4 \text{ N.m} + 0.04 \text{ N.m}$$
$$Torque_{Total} = 0.44 \text{ N.m}$$

Para hallar la potencia se necesita estimar la velocidad deseada en llegar los listones de tela al punto de corte:

$$v = w \times r$$

Dónde:

v = Velocidad

w = Velocidad angular

r = Radio del cilindro

Se desea que los listones de tela recorran una distancia de 0.49 metros la cual inicial desde el punto de los rodillos hasta el tope del sistema de corte en 20 s:

$$v = \frac{m}{s}$$
$$v = \frac{0.49 \text{ m}}{20 \text{ s}} = 0.025 \frac{m}{s}$$

Figura 2. Recorrido de tela a punto de corte



Finalmente se despeja la velocidad angular:

$$w = \frac{v}{r}$$

$$W = \frac{0.025 \frac{m}{s}}{0.04 m} = 0.62 \frac{rad}{s}$$

Se halla la potencia requerida para mover los carretes de tela:

$$P = T \times W$$

Dónde:

P = Potencia

T = Torque

W = Velocidad angular

Se reemplaza:

$$P = 0.44 N.m \times 0.62 \frac{Rad}{s}$$

$$P = 0.3 Watts$$

Resultado equivalente en HP:

$$0.3 Watts \times \frac{0.00134102 HP}{1 Watt} = 3.7 \times 10^{-3} HP$$

Dónde:

HP = Horse Power o Caballo de fuerza

Ahora se calcula la fuerza de apriete necesaria a ejercer los rodillos para lograr el desplazamiento óptimo de la tela mediante la ecuación de fuerza de apriete del libro Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott:

$$Fn = 1.45 \times 10^5 \times \frac{P}{f \times D \times n}$$

Dónde:

Fn = Fuerza de apriete de los rodillos

1.45×10^5 = Constante de ecuación

P = Potencia

f = Coeficiente de material (Entre 0.23 y 0.30) Se escoge 0.25

D = Diámetro rodillo

n = Numero de revoluciones

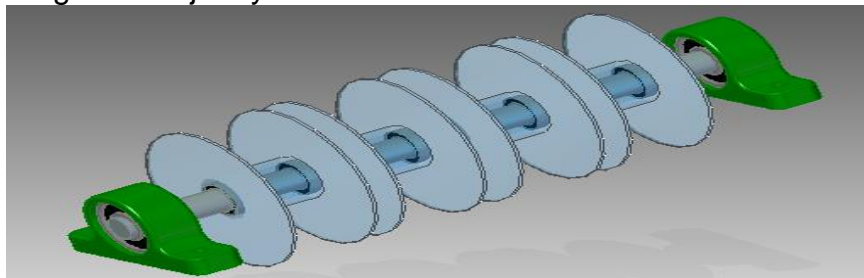
Se reemplaza:

$$Fn = 1.45 \times 10^5 \times \frac{3.7 \times 10^{-3}}{0.25 \times 8.3 \text{ cm} \times 58RPM} = 2.2 \text{ Kg. f}$$

Esta fuerza puede graduarse debido al tornillo sin fin encargado del apriete entre rodillos.

En la imagen 21 se puede observar el eje que sostiene los carretes ya montados en los rodamientos y chumaceras.

Imagen 21. Eje 1 y carretes de tela



Se determina la fuerza de fricción estática presente entre el rodillo y el listón de tela:

$$f = \mu x N$$

Donde:

f = Fuerza de fricción

μ = Coeficiente de fricción entre materiales

N = Fuerza normal

Se reemplaza y se tiene que:

$$f = 0.6 x 0.79 N = 0.474$$

4.1.3 Selección del motor. Se escoge un motorreductor de la marca Sumitomo trifásico ya que se necesitan bajas velocidades de salida y bajo torque.

Imagen 22. Selección de motor

| Tablas de selección de tamaño de carcasa 60 Hz | | | | | | | | | |
|--|------|---------------------|---------------|--------------------|------------|------------------|------------|-------------------|----------|
| Trifásico, 1750 RPM | | | | | | | | | |
| 1/8 HP (0,1 kW) ^[1] | | Velocidad de salida | Par de salida | Factor de servicio | Clase AGMA | Carga Radial (N) | Símbolo HP | Selección | |
| | | RPM | Nm | | | | | Tamaño de carcasa | Relación |
| | | 350 | 2,15 | 2,14 | III | 578 | 01 | 1120YC | 5 |
| | | 250 | 3,02 | 2,14 | III | 644 | 01 | 1120YC | 7 |
| 175 | 4,32 | 2,14 | III | 733 | 01 | 1120YC | 10 | | |
| 146 | 5,18 | 2,14 | III | 778 | 01 | 1120YC | 12 | | |
| 117 | 6,48 | 2,14 | III | 822 | 01 | 1120YC | 15 | | |
| 87,5 | 8,64 | 2,14 | III | 934 | 01 | 1120YC | 20 | | |
| 70 | 10,8 | 2,14 | III | 978 | 01 | 1120YC | 25 | | |
| 58,3 | 12,9 | 2,14 | III | 1022 | 01 | 1120YC | 30 | | |
| 43,8 | 17,2 | 1,07 | I | 1134 | | 1120YA | | | |
| | | 2,14 | III | 1579 | 01 | 1220YC | 40 | | |

Fuente: SUMITOMO DRIVE, en línea, <https://www.sumitomodrive.com/>, Consultado. <https://www.sumitomodrive.com/uploads/product/files/file-1591.pdf>

4.1.4 Corrección de cálculo de potencia. Se calcula la potencia real del sistema con el torque y las revoluciones por minuto que ofrece el motor reductor de salida.

Se halla la potencia mediante:

$$P = T \times \omega$$

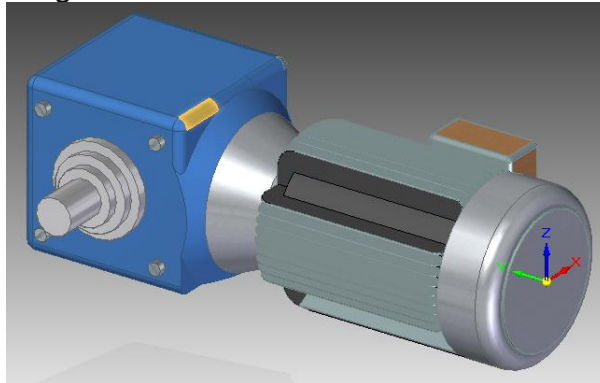
Para determinar la velocidad angular hay que convertir las RPM mediante:

$$58.3 \frac{\text{Revoluciones}}{\text{Minuto}} \times \frac{1 \text{ Minuto}}{60 \text{ Seg}} \times \frac{2 \pi \text{ Rad}}{1 \text{ Revolucion}} = 6.10 \frac{\text{Rad}}{\text{Seg}}$$

$$P = 0.44 \text{ N.m} \times 6.10 \frac{\text{Rad}}{\text{Seg}} = 2.7 \text{ Watts}$$

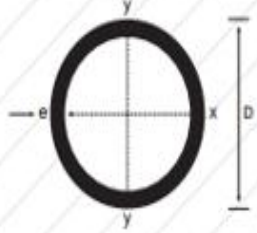
$$2.7 \text{ Watts} \times \frac{0.00134102 \text{ HP}}{1 \text{ Watt}} = 3.6 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

Imagen 23. Motorreductor



4.1.5 Diseño de los rodillos de fricción. Para el diseño del rodillo de fricción se escoge un tubo de acero estructural ASTM - A 500 - GRADO C Codiacero ya que es económico y presenta alta resistencia, además tiene buena resistencia a la torsión.

Imagen 24. Selección de material tubo rodillo



CODIACERO
ACERO Y SERVICIO
Grupo Saber

TUBERÍA ESTRUCTURAL REDONDA

Dimensiones y Propiedades para el diseño

ASTM - A 500 - GRADO C Fy = 3230 Kgf/cm²

| DIÁMETRO NOMINAL | | DIMENSIONES mm | | SECCIÓN A cm ² | PESO Kg/m | PROPIEDADES ESTÁTICAS | | |
|------------------|-----------|----------------|------|------------------------------|--------------|-----------------------|----------------------|---------|
| PULGADA | MILÍMETRO | D | e | | | I cm ⁴ | S cm ³ | r cm |
| 3" | 76.20 | 76.20 | 2.25 | 5.23 | 4.10 | 35.80 | 9.39 | 2.62 |
| 3 1/2" | 88.90 | 88.90 | 2.25 | 6.12 | 4.81 | 57.50 | 12.90 | 3.06 |
| 4 1/2" | 114.00 | 114.00 | 2.50 | 8.78 | 6.89 | 137.00 | 24.00 | 3.95 |
| 5" | 127.00 | 127.00 | 3.00 | 11.70 | 9.17 | 225.00 | 35.40 | 4.39 |

Fuente: http://www.codiacero.com/catalogos/productos_industriacomercio

El diámetro del rodillo se elegirá de 7.62 cm, el cual es una medida que se tomó tentativamente para no diseñar un rodillo ni tan grande ni tan pequeño en relación a los rodillos comercialmente consultados.

$$4.39 \text{ lb} \times \frac{0.453592 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} = 1.99 \text{ kg}$$

Se calculan las dimensiones de la lámina de caucho SBR/EPDM para añadirlas al tubo del rodillo:

$$Volumen_{\text{Lamina Caucho}} = 40 \text{ cm} \times 25.3 \text{ cm} \times 0.3 \text{ m} = 303.6 \text{ cm}^3$$

Se procede a calcular el peso:

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

Dónde:

ρ = Densidad
 m = Masa
 V = Volumen
 e = Espesor

La densidad del caucho es de es de:

$$Densidad_{caucho} = \frac{1.3 \text{ g}}{\text{cm}^3}$$

Se halla la masa de la lámina de caucho:

$$m = \frac{1.3 \text{ gr}}{\text{cm}^2} \times 303.6 \text{ cm}^2 = 394.68 \text{ g}$$

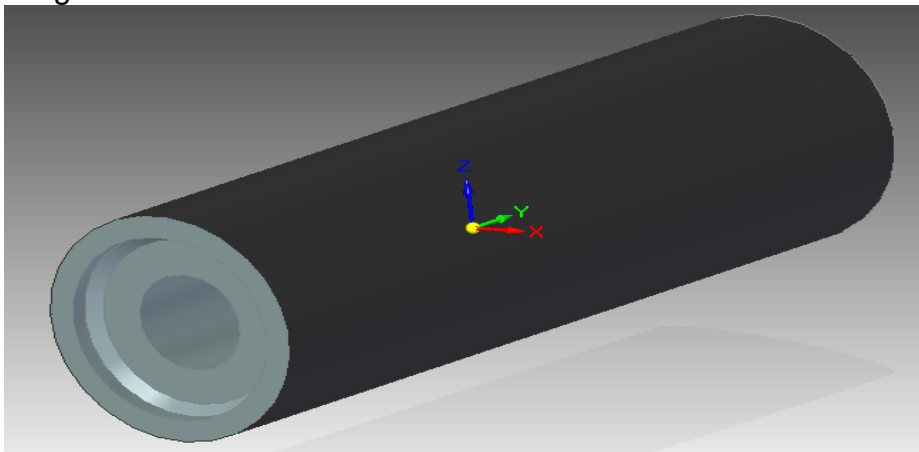
Se suman las dos masas de cada lámina para calcular la fuerza producida por el rodillo y el recubrimiento:

$$\begin{aligned} Masa_{Total} &= Masa_{Tubo} + Masa_{Lamina\ Caucho} \\ Masa_{Total} &= 1.99 \text{ Kg} + 0.38468 = 2.38468 \text{ Kg} \approx 2.39 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Se halla la fuerza:

$$Fuerza_{Total} = 2.39 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 23.4 \text{ N}$$

Imagen 25. Rodillo de arrastre



4.1.6 Eje soporte de rodillo y transmisión. Para el diseño del eje se necesita analizar los elementos de transmisión, las fuerzas y las reacciones presentes mediante diagramas de cuerpo libre, elegir el material de fabricación y calcular los diámetros de cada sección.

Las reacciones de los elementos de transmisión de potencia como lo son las catarinas y cadenas, se generan tanto en X y Y de acuerdo a su instalación. En este caso las dos catarinas contarán con el mismo diámetro de paso y número de dientes debido a que no se necesita una reducción de potencia ni velocidad.

Se debe adicionarle la fuerza que realiza el rodillo al eje. De esta forma:

$$F_c = \frac{T}{D_p/2}$$

Dónde:

F_c = Fuerza que ejerce la catarina

T = Torque al que esta sometida la catarina

D_p = Diámetro de paso de la Catarina

Se halla el diámetro de paso mediante la fórmula:

$$D_p = \frac{\# \text{ Dientes } \times \text{ paso entre dientes}}{\pi}$$

Según el catalogo del fabricante se escogen 16 como el número de dientes.

$$D_p = \frac{16 \times 0.5 \text{ in}}{\pi} = 2.55 \text{ in}$$

Se convierte las unidades a sistema internacional:

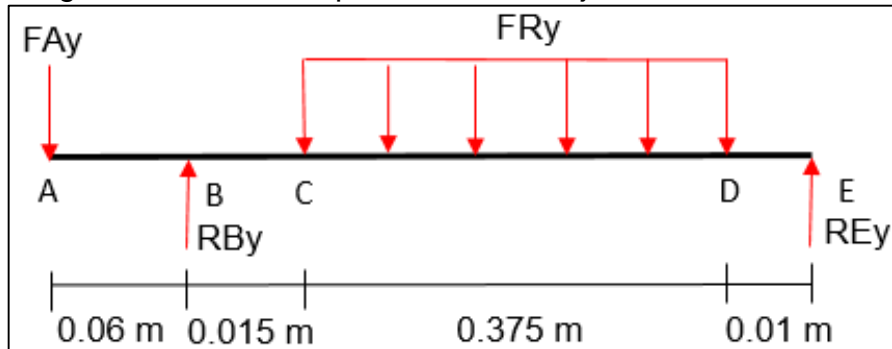
$$2.55 \text{ in} \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 6.47 \text{ cm}$$

Se reemplaza en la ecuación inicial:

$$F_c = \frac{12.9 \text{ N.m}}{0.0647 \text{ m}/2} = 398.7 \text{ N}$$

Así resulta el diagrama de cuerpo libre del eje:

Diagrama 10. Fuerzas presentes en el eje 2



Dónde:

F_{Ay} = Fuerza de la Catarina en el eje Y

R_{By} = Reacción en el apoyo B

F_{Ry} = Fuerza que ejerce el rodillo y la fuerza de apriete para arrastrar la tela

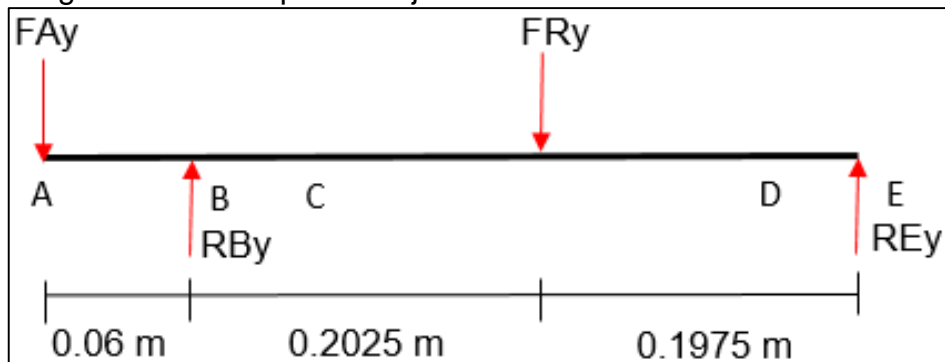
R_{Ey} = Reacción en el apoyo E

Se convierte la fuerza distribuida del rodillo en fuerza puntual:

$$F_{Ry} = (F_{Ry} + F_{apriete}) \frac{N}{m} \times 0.375 \text{ m}$$

$$F_{Ry} = (8.775 \text{ N} + 19.62 \text{ N}) \times 0.1975 \text{ m} = 10.648 \text{ N}$$

Diagrama 11. Cuerpo libre eje 2



Se determinan las reacciones en los apoyos:

$$R_{ax} = 0$$

$$R_{bx} = 0$$

Se toma el momento negativo en sentido de las manecillas del reloj igualando a 0 se tiene:

$$\sum M_E = 0$$

$$(10.648 \text{ N} \times 0.1975 \text{ m}) - (R_{By} \times 0.4 \text{ m}) + (395.77 \text{ N} \times 0.46 \text{ m}) = 0$$

$$R_{By} = \frac{(10.648 \times 0.1975 \text{ m}) + (395.775 \times 0.46 \text{ m})}{0.4 \text{ m}} = 460.392 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

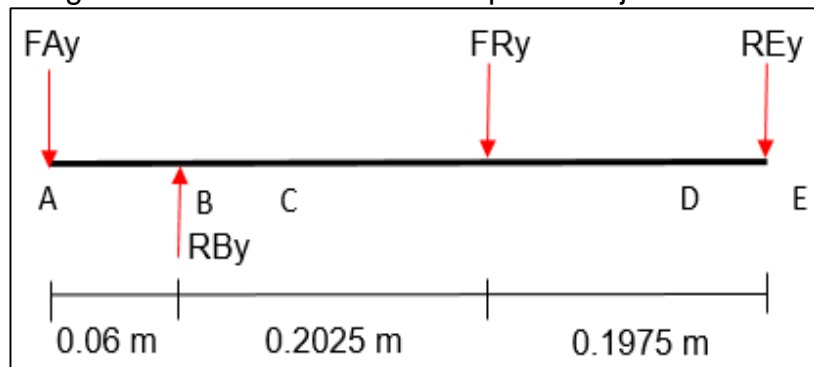
$$-395.71 \text{ N} + R_{Ey} - 10.648 \text{ N} + 460.392 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ey} = 395.71 \text{ N} + 10.648 \text{ N} - 460.392 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = -54.034 \text{ N}$$

Se cambia el sentido de la reacción:

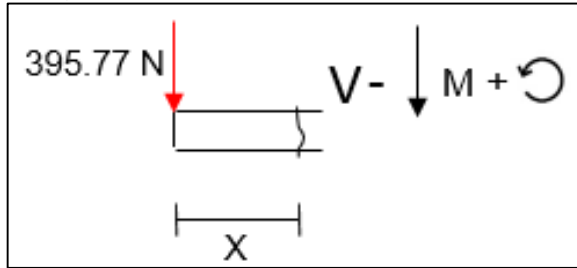
Diagrama 12. Corrección de cuerpo libre eje 2



Ecuaciones esfuerzo cortante y momento flector por el método de secciones:

Sección A-B:

Diagrama 13. Corte sección A-B eje 2



$$\sum F_y = 0$$

$$-395.77 \text{ N} - V = 0$$

$$V = -395.77 \text{ N}$$

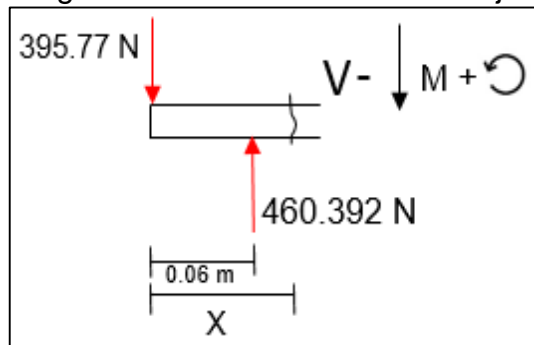
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$(395.77 \text{ N} \times X) + M = 0$$

$$M = -(395.77 \text{ N} \times X)$$

Sección B-C

Diagrama 14. Corte sección B-C eje 2



$$\sum F_y = 0$$

$$-395.77 \text{ N} + 460.392 \text{ N} - V = 0$$

$$V = 64.682 \text{ N}$$

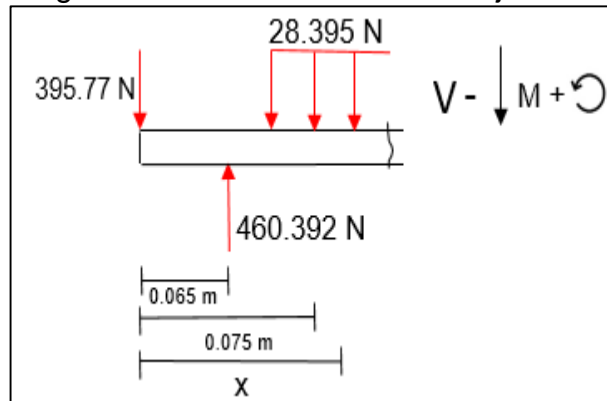
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$(395.77 \text{ N} \times X) - (460.392 \text{ N} \times (X - 0.06 \text{ m})) + M = 0$$

$$M = -(395.77 \text{ N} \times X) + (460.392 \text{ N} \times (X - 0.06 \text{ m}))$$

Sección C-D

Diagrama 15. Corte sección C-D eje 2



$$\sum F_y = 0$$

$$(-395.77 \text{ N}) + (460.392 \text{ N} \times (X - 0.075 \text{ m})) - 28.395 \text{ N} - V = 0$$

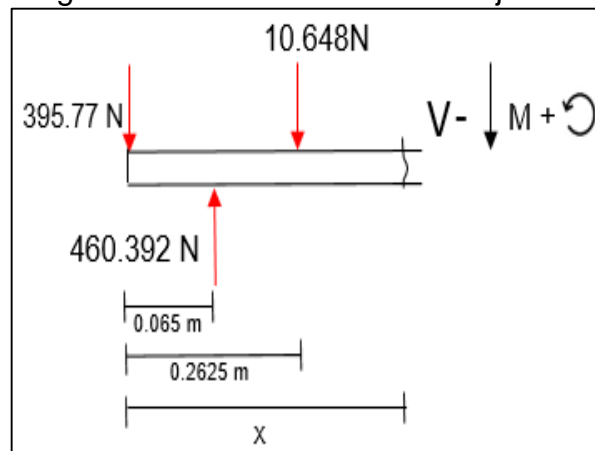
$$V = (-395.77 \text{ N}) + (460.392 \text{ N} - (28.395 \times (X - 0.075 \text{ m})))$$

$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

$$M = 64.682 \text{ N} + (28.395 \times (X - 0.075)) \times \left(\frac{X - 0.075}{2}\right)$$

Sección D-E

Diagrama 16. Corte sección D-E eje 2



$$\sum Fy = 0$$

$$-395.77 N + 460.392 N - 10.648 N - V = 0$$

$$V = 54.034 N$$

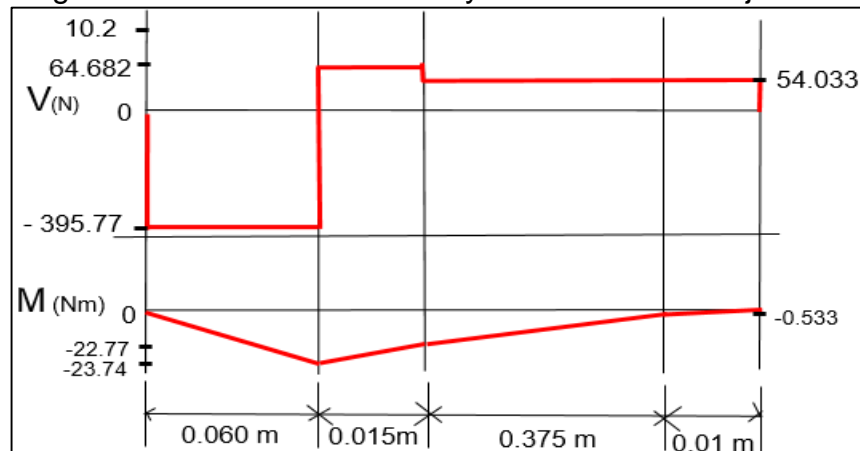
$$\sum Momentos_{Corte} = 0$$

$$(395.77 N \times X) - (460.392 N \times (X - 0.06 m)) + (10.648 N \times (X - 0.2625 m)) + M = 0$$

$$M = -(395.77 N \times X) + (460.392 N \times (X - 0.06 m)) - (10.648 \times (X - 0.2625 m))$$

Se realiza el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector:

Diagrama 17. Esfuerzo cortante y momento flector eje 2



El eje se fabricará en acero AISI 1040 estirado en frío el cual presenta una resistencia a la fatiga de 30.000 psi y por su alto contenido en carbono es apto para la fabricación del eje además de ser económico. De esta forma en la tabla se obtiene la resistencia a la tensión.

Se escoge el fabricante tecniaceros:

Imagen 26. Selección de material eje rodillo

TECNIACEROS

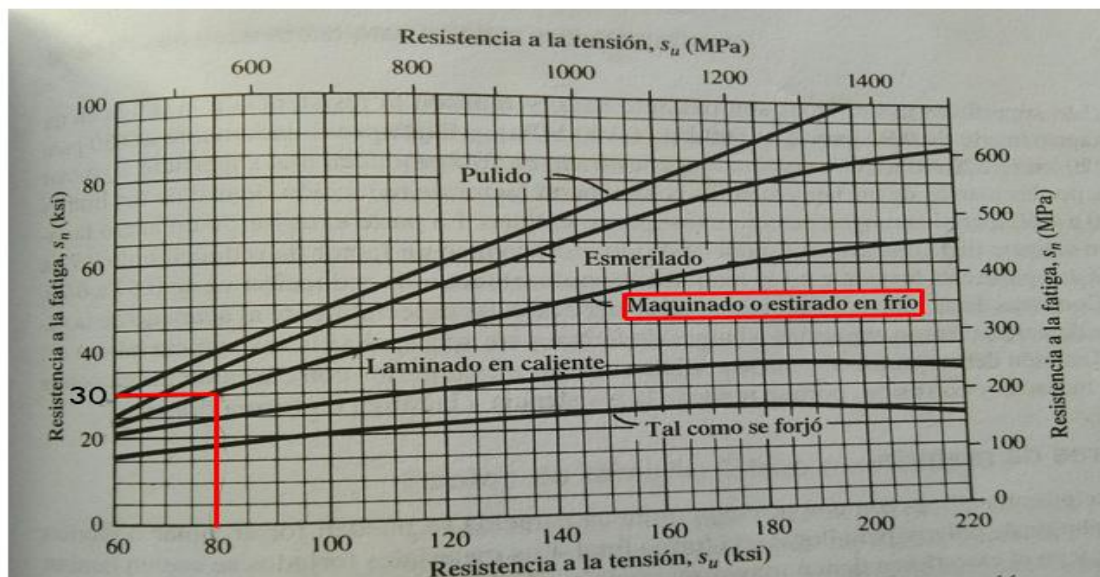
ACEROS TIPO MAQUINARIA
Equivalencia aproximada en aceros de Diferentes Marcas

| ACEROS | AISI | CARPENTER | BOEHLER | ASSAB | UDDEHOLM | OTROS | COMPONENTES % | | | | | | | | Dureza Brinell | CARACTERISTICAS |
|------------------------|-------------|-------------|--------------|-------|----------|---------------|---------------|-------------|-------------|------|------|------|---|-------|--------------------|---|
| | | | | | | | C | Si | Mn | Cr | Ni | Mo | W | V | | |
| ACERO GRADO MAQUINARIA | 9840 T | TX 10 T | . | 705 | . | VCN-150 | 0.40 | 0.25 | 0.68 | 0.80 | 1.00 | 0.25 | . | . | 220 a 300 s. diam. | Acero al Cr-Ni-Mo, con dureza controlada para construcción de maquinaria |
| | 4140 T | TCMO 4T | V-320 | 709 | . | VCL | 0.40 | 0.25 | 0.88 | 0.95 | . | 0.20 | . | . | 220 a 300 s. diam. | Acero de Cromo-Molibdeno con dureza controlada, para construcción de maquinaria |
| | 8620 | EX 8 | . | . | . | . | 0.20 | 0.25 | 0.80 | 0.90 | 0.55 | 0.20 | . | . | 170 | Acero al Cr-Ni-Mo, para cementación |
| | 1040 | GB 4 | V-945 | . | . | H | 0.45 | 0.25 | 0.75 | . | . | . | . | . | 206 | Acero al 0.4 de Carbono para construcción de maquinaria. |
| | 1018 | Cold Rolled | 1018 | 1018 | . | . | 0.18 | 0.25 | 0.75 | . | . | . | . | . | Sin trat. Térmico | Usos Generales, reparación de maquinaria |
| | 1518 | Barra Perf. | . | . | . | Tubo Mecánico | 0.18 | 0.25 | 1.25 | . | . | . | . | 0.10* | 185 | Usos Generales, reparación de maquinaria |

Fuente: https://www.tecniaceros.com/tabla_aceros_maq.htm

Se determina la resistencia a la tensión del material mediante:

Imagen 27. Resistencia a la tensión del material S_u



Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006 así:

$$S_y = 71,000 \text{ psi}$$

$$S_u = 80,000 \text{ Psi}$$

$$S_n = 30,000 \text{ Psi}$$

Dónde:

S_y = Resistencia a la fluencia

S_u = Resistencia a la tensión

S_n = Resistencia a la fatiga

Se desea saber la resistencia corregida a la fatiga la cual se determina mediante:

$$S'_n = S_n \times C_s \times C_r$$

Dónde:

S'_n = Resistencia a la fatiga corregida

S_n = Resistencia a la fatiga

C_s = Factor por tamaño

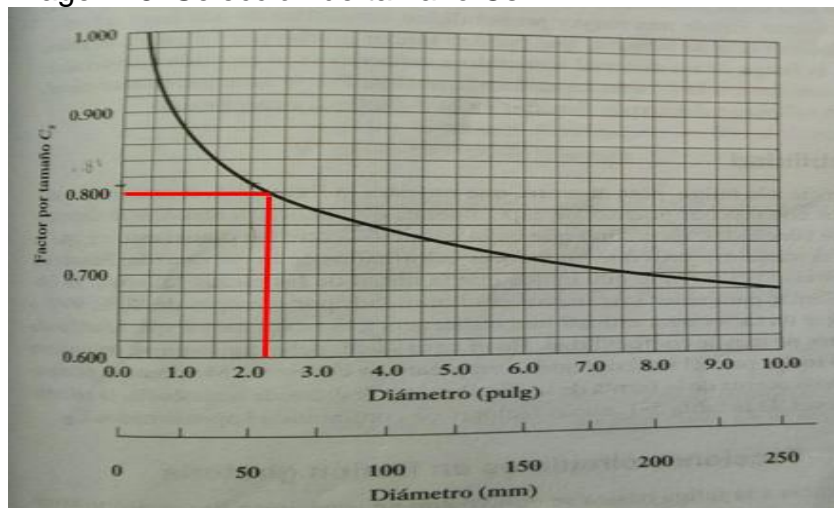
C_r = Factor de confiabilidad

Se debe determinar y asumir por tablas los siguientes factores:

Para el factor por tamaño se escoge un valor de 0.8 ya que no se considera que diámetro mayor del eje sea mayor de 2.25 in.

Por tanto:

Imagen 28. Selección de tamaño C_s



Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Para el factor de confiabilidad C_r se asume un valor de 0.8 ya que se espera una confiabilidad de 0.99 siendo 0.999 el valor más alto:

Imagen 29. Factores de confiabilidad aproximados C_r

| Factores de confiabilidad aproximados C_R | |
|---|------|
| Confiabilidad deseada C_R | |
| 0.50 | 1.0 |
| 0.90 | 0.90 |
| 0.99 | 0.81 |
| 0.999 | 0.75 |

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Se reemplaza y se tiene:

$$S'n = 30,000 \text{ Psi} \times 0.8 \times 0.81 = 19,440 \text{ Psi}$$

Se procede a determinar los diámetros mínimos requeridos para el eje:

Como ecuación general para determinar los diámetros y cambios de sección necesarios a implementar en un eje de acuerdo al tipo y cantidad de elementos de máquinas que estén presentes en él se tiene:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{kt \times M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

N = Factor de seguridad 2

kt = Factor de corrección por: chavetas, chaflanes, anillos de retención, etc.

$S'n$ = Resistencia a la fatiga corregida

M = Momento flector máximo en el punto analizado

T = Torque

S_y = Resistencia a la fluencia

D_1 . A la derecha de la catarina no se presentan fuerzas, torsión o flexión debido a que es un extremo libre, de esta manera el termino en función del kt no se asume ya que no se presentan lo elementos anteriormente descritos.

$$D_1 = \left[\frac{32N}{\pi} x \sqrt{\left(\frac{3}{4} x \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = \left[\frac{32 x 2}{\pi} x \sqrt{\left(\frac{3}{4} x \left(\frac{245.2 \text{ lb. in}}{71,000 \text{ Psi}} \right)^2 \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.313 \text{ in}$$

D_2 . A la izquierda de la catarina se presenta la fuerza y torque que le transmite al eje por tal motivo se definirá un kt = 2 por el uso de chaveta para mantener la catarina fija al eje.

El momento flector máximo es de 23.74 N.m

$$23.74 \text{ N.m} x \frac{8.85074576738 \text{ lb. in}}{1 \text{ N.m}} = 210.11 \text{ lb. in}$$

$$D_2 = \left[\frac{32x2}{\pi} x \sqrt{\left(\frac{2 x 210.12 \text{ lb. in}}{19,440 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} x \left(\frac{245.2 \text{ lb. in}}{71,000 \text{ Psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.76 \text{ in}$$

D_3 . Se debe tener un diámetro un poco más ancho para y con chaflán a la izquierda para ajustar el rodamiento a presión y que se asiente para que no presente deslizamiento a lo largo del eje: se definirá un kt = 2.5 debido al chaflán agudo.

$$D_3 = \left[\frac{32x2}{\pi} x \sqrt{\left(\frac{2.5 x 210.12 \text{ lb. in}}{19,440 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} x \left(\frac{245.2 \text{ lb. in}}{71,000 \text{ Psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.82 \text{ in}$$

D_4 . En esta sección se soldará el rodillo de fricción, así que se asignará el mayor diámetro mínimo requerido en el eje para cualquier sección.

D_5 . En esta sección se ubicará el apoyo el cual es una chumacera. No se presentan momentos torsionales ni flexionantes, pero si fuerza cortante, de esta manera se asignará un $k_t = 2.5$ de chaflán agudo.

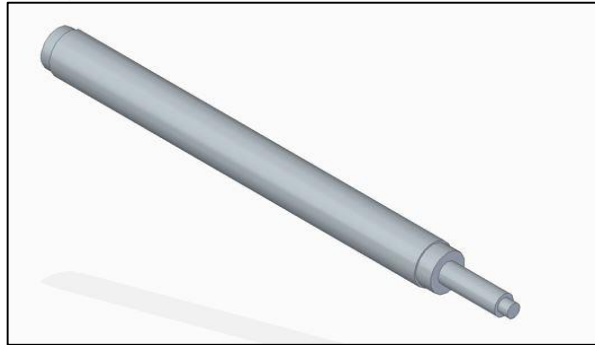
Se utiliza la ecuación para calcular diámetros en función de la fuerza cortante V :

$$54.033 \text{ N}\cdot\text{m} \times \frac{8.85074576738 \text{ lb}\cdot\text{in}}{1 \text{ N}\cdot\text{m}} = 478.23 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

$$D_5 = \sqrt{\left(\frac{2.94 \times k_t \times V \times N}{S'_n}\right)}$$

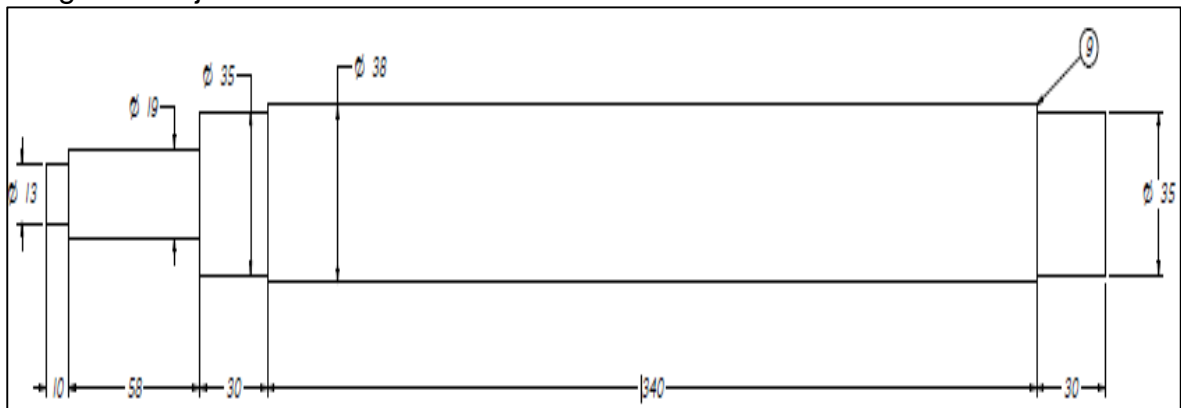
$$D_5 = \sqrt{\left(\frac{2.94 \times 2.5 \times 478.23 \text{ lb}\cdot\text{in} \times 2}{19,440 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}\right)} = 0.6 \text{ in}$$

Imagen 30. Eje de rodillo de fricción



Tras calcular los diámetros mínimos se diseñó el eje bajo los siguientes diámetros finalmente:


Imagen 31. Eje secundario



- $D_1 = 13 \text{ mm}$
- $D_2 = 19 \text{ mm}$
- $D_3 = 35 \text{ mm}$
- $D_4 = 38 \text{ mm}$
- $D_5 = 35 \text{ mm}$

4.1.7 Selección de catarinas. Se seleccionan catarinas de la marca Intermec con respecto al eje de máxima medida aceptada incluyendo la chavera que pueda introducirse.

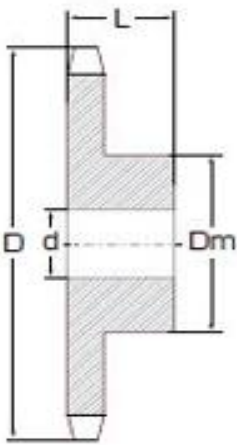
Imagen 32. Selección de Catarina


www.intermec.com.co

No.40

 Paso 1/2"

| PIÑONES 40 PASO 1/2" | | | | | |
|----------------------|-------|----|----|-------|--------------------|
| Referencia | D | Dm | L | d | Eje máximo* (pulg) |
| 40B9 R | 42.4 | 27 | 22 | 12.70 | 9/16 |
| 40B10 R | 46.7 | 32 | 22 | 12.70 | 3/4 |
| 40B11 R | 50.8 | 35 | 22 | 12.70 | 7/8 |
| 40B12 R | 55.1 | 40 | 22 | 12.70 | 1 |
| 40B13 | 59.2 | 40 | 22 | 12.70 | 1-1/16 |
| 40B14 | 63.2 | 43 | 22 | 12.70 | 1/8 |
| 40B15 | 67.3 | 46 | 22 | 12.70 | 1-1/4 |
| 40B16 | 71.4 | 51 | 22 | 15.88 | 1-3/8 |
| 40B17 | 75.7 | 54 | 25 | 15.88 | 1-7/16 |
| 40B18 | 79.8 | 59 | 25 | 15.88 | 1-1/2 |
| 40B19 | 83.8 | 63 | 25 | 15.88 | 1-3/4 |
| 40B20 | 87.9 | 66 | 25 | 15.88 | 1-7/8 |
| 40B21 | 91.9 | 70 | 25 | 15.88 | 1-7/8 |
| 40B22 | 96.0 | 73 | 25 | 15.88 | 1-7/8 |
| 40B23 | 100.1 | 76 | 25 | 15.88 | 2 |
| 40B24 | 104.1 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B25 | 108.2 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B26 | 112.3 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B27 | 116.3 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B28 | 120.4 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B29 | 124.5 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B30 | 128.5 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B31 | 132.6 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B32 | 136.7 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B33 | 140.7 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B34 | 144.8 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B35 | 148.8 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B36 | 152.9 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B37 | 157.0 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B38 | 160.8 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B39 | 164.8 | 82 | 25 | 15.88 | 2-1/4 |
| 40B40 | 168.9 | 89 | 28 | 19.05 | 2-3/8 |
| 40B41 | 173.0 | 89 | 28 | 19.05 | 2-3/8 |
| 40B42 | 177.0 | 89 | 28 | 19.05 | 2-3/8 |



Fuente: https://www.intermec.com.co/pdf/pinones_sencillos.pdf

Imagen 34. Selección de aceite

| Temperatura ambiente | | Lubricante recomendado |
|----------------------|---------|------------------------|
| °F | °C | |
| 20 a 40 | -7 a 5 | SAE 20 |
| 40 a 100 | 5 a 38 | SAE 30 |
| 100 a 120 | 38 a 49 | SAE 40 |
| 120 a 140 | 49 a 60 | SAE 50 |

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

4.1.8 Selección de cuña y cuñero de la Catarina según el fabricante Intermec

Imagen 35. Selección de cuña y cuñero


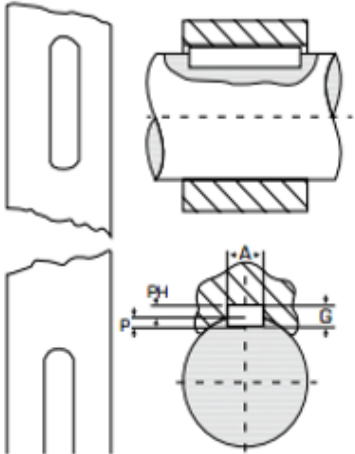

www.intermec.com.co

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS




| Diámetro del eje (mm) | Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm) | Dimensiones de la cuña (mm) | Diámetro del prisionero (mm) |
|-----------------------|---|-----------------------------|------------------------------|
| 6 a 8 | 2 x 1 | 2 x 2 | 3 |
| 8 a 10 | 3 x 1.6 | 3 x 3 | 3 |
| 10 a 12 | 4 x 2.2 | 4 x 4 | 4 |
| 12 a 17 | 5 x 2.7 | 5 x 5 | 5 |
| 17 a 22 | 6 x 3.2 | 6 x 6 | 6 |
| 22 a 30 | 8 x 3.7 | 8 x 7 | 8 |
| 30 a 38 | 10 x 4.7 | 10 x 8 | 10 |
| 38 a 44 | 12 x 4.7 | 12 x 8 | 10 |
| 44 a 50 | 14 x 5.2 | 14 x 9 | 14 |
| 50 a 58 | 16 x 5.7 | 16 x 10 | 14 |
| 58 a 65 | 18 x 6.6 | 18 x 11 | 18 |
| 65 a 75 | 20 x 7.1 | 20 x 12 | 18 |
| 75 a 85 | 22 x 8.6 | 22 x 14 | 22 |
| 85 a 95 | 25 x 8.6 | 25 x 14 | 22 |
| 95 a 110 | 28 x 8.6 | 28 x 16 | 22 |
| 110 a 130 | 32 x 10.6 | 32 x 18 | 30 |
| 130 a 150 | 36 x 11.6 | 36 x 20 | 30 |
| 150 a 170 | 40 x 12.6 | 40 x 22 | 30 |
| 170 a 200 | 45 x 14.6 | 45 x 25 | 30 |
| 200 a 230 | 50 x 16.6 | 50 x 28 | 30 |

Fuente: <https://www.intermec.com.co/>

4.1.9 Longitud de la cadena. Se selecciona la cadena en base a los cálculos de distintos factores que la relacionan con la catarina:

Imagen 36. Calculo de longitud de cadena


www.intermec.com.co

CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA CADENA REQUERIDA PARA UNA TRANSMISIÓN

1. Divida la distancia entre los centros de los ejes (tomada en pulgadas) por el paso de la cadena. Esta cantidad se designa con la letra C.
2. Suma el número de dientes del piñón pequeño con los del grande. Esta cantidad se designa con la letra S.
3. Reste el número de dientes del piñón pequeño del número de dientes del piñón grande. Esta cantidad se designa con la letra D. Según sea esta cantidad, en la tabla que aparece a continuación se encontrará el valor representado en la siguiente fórmula por la letra K.
4. En la fórmula $2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$ sustituya las letras por las cantidades correspondientes.

Ejecute las operaciones y así obtendrá el número de pasos o eslabones requeridos. Multiplicando este número por el paso de la cadena, obtendrá la longitud de

ésta en pulgadas. Multiplicando las pulgadas por 25.4 obtendrá la longitud de la cadena en milímetros, que a su vez divididos por 1.000 darán la longitud en metros.

EJEMPLO:

| | |
|---|------|
| Dientes en el piñón conductor | .21 |
| Dientes en el piñón conducido | .60 |
| Paso de la cadena | .1/2 |
| Distancia entre los centros de los ejes ... | .24" |

SOLUCIÓN:

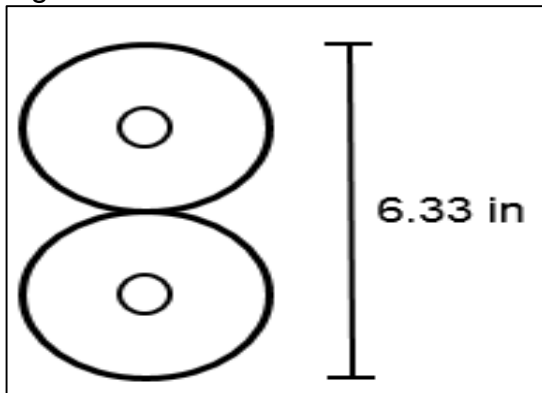
| | |
|---------------------------------|--------|
| C = 24" ÷ 1/2 (o por 0.5) | .48 |
| S = (21+60) | .81 |
| D = (60-21) | .39 |
| K = | .38.53 |

Fórmula: $(2 \times 48) + \frac{81}{2} + \frac{38.53}{48} = 137.30$ Son:

138 eslabones, aproximando por exceso. Multiplicando a 138 por 1/2 o sea, 138 x 0.5 se obtienen 69".
Los 69 x 25.4 = 1.752.6 milímetros = 1.75 metros.

Fuente: https://www.intermec.com.co/pdf/cunas_y_cuneros_estandar.pdf

Figura 3. Distancia de rodillos de fricción



Se halla C dónde:

$$C = \frac{\text{Distancia entre ejes}}{\text{Paso de cadena}}$$

Dónde:

D_c = Distancia entre ejes

P_c = Paso de la cadena

Reemplazando:

$$C = \frac{3.267 \text{ in}}{0.5 \text{ in}} = 6.534$$

Se halla S que se obtiene de la suma total de los dientes de las dos catarinas, se asignara el mismo número de dientes a las dos catarinas ya que no es necesario reducir o ampliar las revoluciones a las que necesitan girar los rodillos, sin embargo, se asignara una diferencia de 1 diente para escoger el factor D.

$$S = 17 + 16 = 33$$

$$D = 17 - 16 = 1$$

Por tabla se asigna un factor K de 0.03

Imagen 37. Calculo de Factor K (dientes Catarina)

| TABLAS DE LOS VALORES DE K SEGUN SEA LA CANTIDAD D | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|------|----|-------|----|-------|----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|
| D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K |
| 1 | 0.03 | 25 | 15.83 | 49 | 60.82 | 73 | 134.99 | 97 | 238.33 | 121 | 370.86 | 145 | 532.57 | 169 | 723.46 |
| 2 | 0.10 | 26 | 17.12 | 50 | 63.33 | 74 | 138.71 | 98 | 243.27 | 122 | 377.02 | 146 | 539.94 | 170 | 730.05 |
| 3 | 0.23 | 27 | 18.47 | 51 | 65.88 | 75 | 142.84 | 99 | 248.26 | 123 | 383.22 | 147 | 547.36 | 171 | 740.80 |
| 4 | 0.41 | 28 | 19.86 | 52 | 68.49 | 76 | 146.31 | 100 | 253.30 | 124 | 389.48 | 148 | 554.83 | 172 | 749.37 |
| 5 | 0.53 | 29 | 21.30 | 53 | 71.15 | 77 | 150.18 | 101 | 258.39 | 125 | 395.79 | 149 | 562.36 | 173 | 758.11 |
| 6 | 0.91 | 30 | 22.80 | 54 | 73.86 | 78 | 154.11 | 102 | 263.54 | 126 | 402.14 | 150 | 569.93 | 174 | 766.90 |
| 7 | 1.24 | 31 | 24.34 | 55 | 76.62 | 79 | 158.09 | 103 | 268.73 | 127 | 408.55 | 151 | 577.53 | 175 | 775.74 |
| 8 | 1.62 | 32 | 25.94 | 56 | 79.44 | 80 | 162.11 | 104 | 273.97 | 128 | 415.01 | 152 | 585.23 | 176 | 784.63 |
| 9 | 2.05 | 33 | 27.58 | 57 | 82.30 | 81 | 166.19 | 105 | 279.27 | 129 | 421.52 | 153 | 592.96 | 177 | 793.57 |
| 10 | 2.53 | 34 | 28.26 | 58 | 85.21 | 82 | 170.32 | 106 | 284.67 | 130 | 428.08 | 154 | 600.73 | 178 | 802.57 |
| 11 | 3.06 | 35 | 31.03 | 59 | 88.17 | 83 | 174.50 | 107 | 290.01 | 131 | 434.69 | 155 | 608.56 | 179 | 811.61 |

Fuente: https://www.intermec.com.co/pdf/calculo_longitud_cadena.pdf

Se halla el número de eslabones dado por:

$$\# \text{ eslabones} = (2 \times C) \times \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$$

$$\# \text{ eslabones} = (2 \times 6.534) \frac{33}{2} + \frac{0.03}{33} = 29.568 \approx 30$$

Por exceso se tienen 30 eslabones. Se halla la longitud de la cadena:

$$\text{Longitud de cadena} = \# \text{ eslabones} \times \text{paso de cadena}$$

$$\text{Longitud de cadena} = 30 \times 0.5 \text{ in} = 15 \text{ in}$$

4.1.10 Selección de la chumacera

Se selecciona la chumacera en base al diámetro del eje 2 el cual está sometido a transmitir la potencia de las catarinas hacia los rodillos.

Imagen 38. Selección de chumacera eje 2.

SKF ConCentra roller bearing units in plummer block housings, series SYNT
 d_a 35 – 100 mm

| Shaft diam. d_s | Bearing unit dimensions | | | | | | | | | | Mass | Designations | | | |
|----------------------|-------------------------|----|-----|-------|-------|-----|-----|----|-------|----|------|------------------|--------------|---------------------|--------------|
| | A | B | H | H_1 | H_2 | J | L | N | N_1 | G | | General Locating | Non-locating | High-speed Locating | Non-locating |
| mm | mm | | | | | | | | | | kg | - | | | |
| 35 | 60 | 65 | 111 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 3.8 | SYNT 35 F | SYNT 35 L | SYNT 35 FTS | SYNT 35 LTS |
| 40 | 60 | 65 | 115 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 3.9 | SYNT 40 F | SYNT 40 L | SYNT 40 FTS | SYNT 40 LTS |
| 45 | 60 | 65 | 120 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 4.5 | SYNT 45 F | SYNT 45 L | SYNT 45 FTS | SYNT 45 LTS |
| 50 | 70 | 65 | 131 | 70 | 28 | 210 | 255 | 24 | 18 | 16 | 5.7 | SYNT 50 F | SYNT 50 L | SYNT 50 FTS | SYNT 50 LTS |

Fuente: <http://comserprorodamientos.com/catalogo-chumaceras-skf.html>

4.2 CALCULO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO

La máquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas está compuesta de varios sub sistemas neumáticos tales como: Sistema de corte, Sistema de guías de tela (el cual está encargado de no dejar que la tela se desvíe de su camino recto) y el sistema de empuje y disposición de los listones de tela cortados. A continuación, se mostrarán los cálculos requeridos para el circuito neumático y sus funciones. Antes de este paso es preciso acudir al libro de Neumática e hidráulica de Creus Solé para tener en cuenta algunos parámetros de diseño.

4.2.1 Sistema de corte. Se escoge un cilindro de doble efecto el cual se encargara de desplazar la plancha de corte de arriba – abajo. Esta plancha está compuesta de alambres que funcionan como resistencias hechas de una aleación entre cromo y níquel (NICROM) que al calentarse cortaran o trozaran la tela ya que está compuesta en mayor medida de elementos sintéticos.

Se necesita calcular la fuerza necesaria que debe realizar el pistón para cortar la tela. Se halla la masa de la placa la cual se construirá en acero A36:

Dimensiones placa : Largo x Ancho x Espesor

$$Dimensiones_{placa} : 63.4 \text{ cm} \times 38.48 \text{ cm} \times 0.3 \text{ cm} = 731.95 \text{ cm}^3$$

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

Dónde:

ρ = Densidad

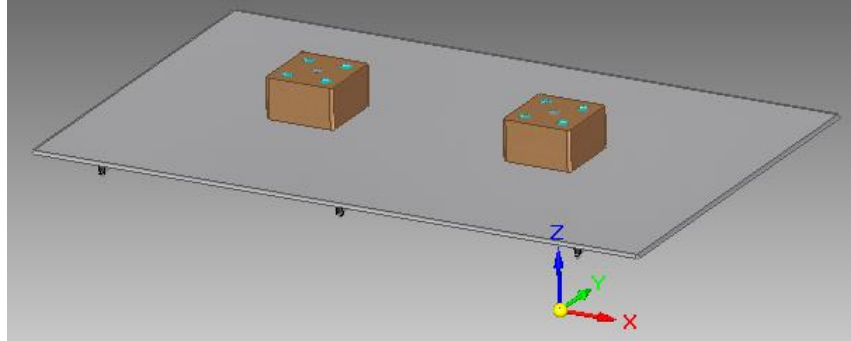
m = Masa

V = Volumen

Despejamos la masa de la ecuación de tal forma:

$$m = 7.85 \frac{gr}{cm^3} \times 731.95 \text{ cm}^3$$
$$m = 5745.80 \text{ gr} = 5.7 \text{ kg}$$

Imagen 39. Placa de corte



A esto se suma una masa extra estimada de 0.8Kg a 1kg como máximo la cual contara con el alambre, los apoyos, y demás componentes eléctricos.
Se halla la fuerza:

$$Fuerza\ necesaria_{piston} = m \times g$$

Dónde:

m = Masa

g = Gravedad

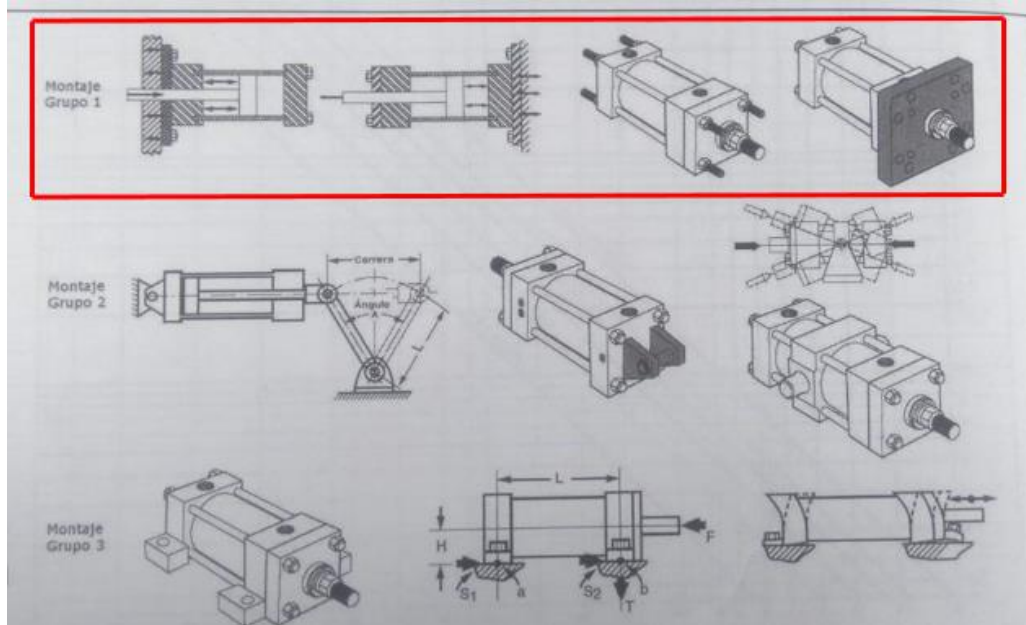
$$Fuerza\ necesaria_{piston} = 5.7\ kg \times 9.81\ \frac{m}{s^2}$$

$$Fuerza\ necesaria_{piston} = 55.9\ N$$

Por tablas se elige un pistón con las siguientes dimensiones en base a la fuerza teórica calculada:

Se determina un montaje que pertenece al grupo 1:

Imagen 40. Selección de tipo de montaje sistema corte



Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Se mira la tabla siguiente de factor de pandeo según el montaje y se obtiene 2.

Imagen 41. Factor de pandeo según el montaje sistema corte

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

Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Se calcula la Longitud Básica del vástago para un factor de pandeo de 2 mediante:

$$\begin{aligned} \text{Longitud Basica} &= \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo} \\ \text{Longitud Basica} &= 50 \text{ mm} \times 2 = 100 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se calcula la fuerza de avance requerida con la ecuación del libro Neumática e hidráulica de Creuss Solé, en dónde ya se encuentra en adecuadas unidades de conversión para un cilindro de doble efecto:

$$\text{Fuerza Avance} = \text{Presion Aire} \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

Dónde:

Presion Aire = Presión de aire del sistema: Se escoge una presión de funcionamiento intermedia de 5 Bar.

D = Diámetro Cilindro (mm) (Tabla)

Se escoge un diámetro de embolo de 14 mm el cual entrega una fuerza de 76.9 N con una presión de funcionamiento a 5 bares:

Imagen 42. Selección de diámetro de embolo sistema corte

| Fuerza de empuje actuando el aire en toda el área del pistón | | | | | Fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso | | | | | | |
|--|------------------------------------|---|----------|----------|--|----------------------------------|--|---|-------|-------|---------|
| Diámetro del cilindro (mm) | Área del pistón (mm ²) | Fuerza de empuje en Newton a varias presiones (bar) | | | | Diámetro vástago del pistón (mm) | Área del vástago del pistón (mm ²) | Fuerza de retroceso a varias presiones (Newton) | | | |
| | | 1,0 | 5,0 | 7,0 | 10,0 | | | 1,0 | 5,0 | 7,0 | 10,0 |
| 6 | 28 | 2,8 | 14,1 | 19,8 | 28,3 | 4 | 13 | 1,3 | 6,3 | 8,8 | 12,6 |
| 8 | 50 | 5,0 | 25,1 | 35,2 | 50,2 | 6 | 28 | 2,8 | 14,1 | 19,8 | 28,3 |
| 10 | 79 | 7,9 | 39,3 | 55,0 | 78,5 | 8 | 50 | 5,0 | 25,1 | 35,2 | 50,2 |
| 12 | 113 | 11,3 | 56,5 | 79,1 | 113,0 | 10 | 79 | 7,9 | 39,3 | 55,0 | 78,5 |
| 14 | 154 | 15,4 | 76,9 | 107,7 | 153,9 | 12 | 113 | 11,3 | 56,5 | 79,1 | 113,0 |
| 16 | 201 | 20,1 | 100,5 | 140,7 | 201,0 | 16 | 201 | 20,1 | 100,5 | 140,7 | 201,0 |
| 20 | 314 | 31,4 | 157,0 | 219,8 | 314,0 | 20 | 314 | 31,4 | 157,0 | 219,8 | 314,0 |
| 25 | 491 | 49,1 | 245,3 | 343,4 | 490,6 | 25 | 491 | 49,1 | 245,3 | 343,4 | 490,6 |
| 32 | 804 | 80,4 | 401,9 | 562,7 | 803,8 | 32 | 804 | 80,4 | 401,9 | 562,7 | 803,8 |
| 40 | 1.257 | 125,6 | 628,0 | 879,2 | 1.256,0 | 40 | 1.257 | 125,6 | 628,0 | 879,2 | 1.256,0 |
| 50 | 1.963 | 196,3 | 981,3 | 1.373,8 | 1.962,5 | | | | | | |
| 63 | 3.117 | 311,6 | 1.557,8 | 2.181,0 | 3.115,7 | | | | | | |
| 80 | 5.027 | 502,4 | 2.512,0 | 3.516,8 | 5.024,0 | | | | | | |
| 100 | 7.854 | 785,0 | 3.925,0 | 5.495,0 | 7.850,0 | | | | | | |
| 125 | 12.272 | 1.226,6 | 6.132,8 | 8.585,9 | 12.265,6 | | | | | | |
| 160 | 20.106 | 2.009,6 | 10.048,0 | 14.067,2 | 20.096,0 | | | | | | |
| 200 | 31.416 | 3.140,0 | 15.700,0 | 21.980,0 | 31.400,0 | | | | | | |

Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Esta fuerza es la necesaria para alzar la plancha de corte y sus componentes y realizar el corte. Se calcula para confirmar por cálculo el resultado:

$$Fuerza_{Avance} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (14 \text{ mm})^2}{40} = 76.97 \text{ N}$$

Se calcula la fuerza de retroceso:

$$Fuerza_{retroceso} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (12 \text{ mm})^2}{40} = 56.55 \text{ N}$$

Ahora se calcula el consumo de aire que necesita el pistón para generar dicho trabajo:

$$Q = Rc \times A \times n$$

Dónde:

Rc = Relación de compresión a nivel Bogotá

A = Área pistón

n = Ciclos por minuto

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm \text{ Bogota}} + P_{Aire}}{P_{atm \text{ Bogota}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

Siendo:

Q = Consumo total de aire ($\frac{dm^3}{min}$)

P_{Aire} = Presión de aire del sistema (Bar)

D = Diámetro cilindro (mm)

l = Carrera (mm)

n = Ciclos por minuto

Se halla la relación de compresión:

$$Rc = \frac{P_{atm \text{ Bogota}} + P_{Aire}}{P_{atm \text{ Bogota}}}$$

$$Rc = \frac{0.6894 \text{ Bar} + 5 \text{ Bar}}{0.6894 \text{ Bar}} = 8.25$$

Se calcula el consumo de aire:

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times (14 \text{ mm})^2 \times 50 \text{ mm}}{4'000.000} \times 10 = 1.27 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

Se halla la velocidad del aire dónde:

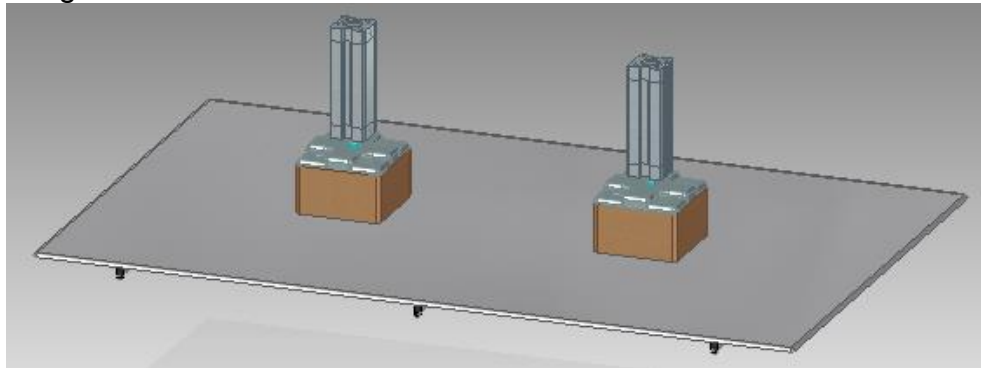
$$v = Rc \times \frac{l \times n}{100}$$

$$v = 8.25 \times \frac{50 \text{ mm} \times 10}{100} = 41.25 \frac{\text{dm}}{\text{min}}$$

Se convierte a unidades del sistema internacional convencionales

$$41.25 \frac{\text{dm}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{1 \text{ m}}{10 \text{ dm}} = 0.069 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Imagen 43. Sistema de corte



4.2.2 Sistema de empuje o disposición de la tela. Para esta sección es necesario contar con un cilindro de 400 mm de carrera ya que este es el ancho máximo del área de corte.

Se procede a realizar los pasos anteriores para efecto de cálculo de los cilindros neumáticos:

$$Fuerza_{Avance} = Presion_{Aire} \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

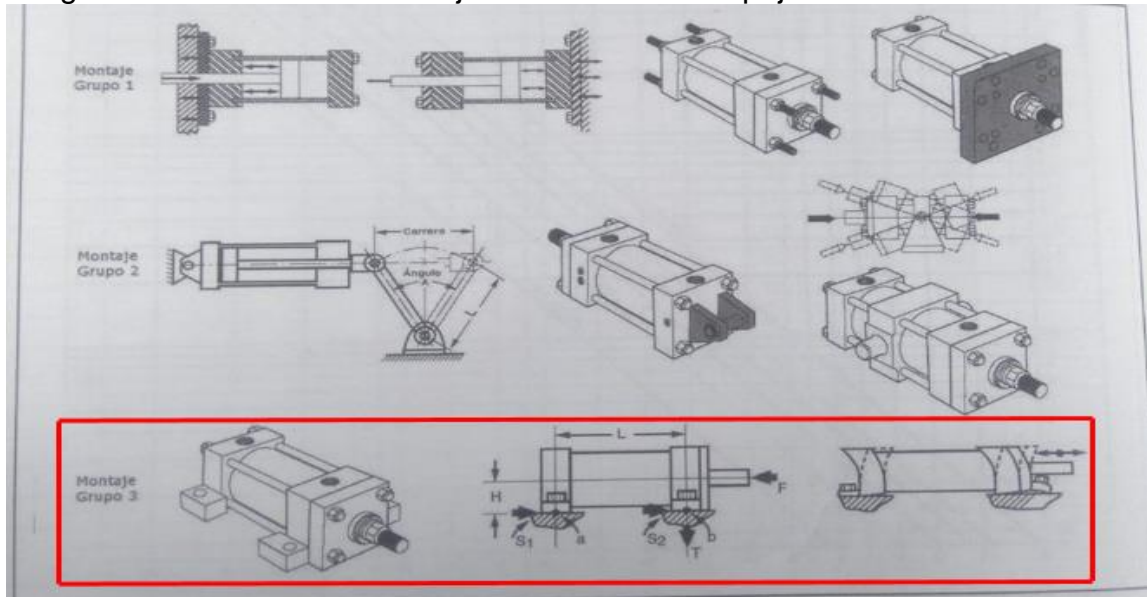
Dónde:

$Presion_{Aire}$ = Presión de aire del sistema: Se escoge una presión de funcionamiento intermedia de 5 Bar

D = Diámetro Cilindro (mm) (Tabla)

Se determina el tipo de montaje del cilindro del grupo 3:

Imagen 44. Selección de montaje de sistema de empuje



Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Se mira la tabla siguiente de factor de pandeo según el montaje y se obtiene 2.

Imagen 45. Factor de pandeo según el montaje

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

Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Se calcula la Longitud Básica del vástago para un factor de pandeo de 2 mediante:

$$\begin{aligned} \text{Longitud Basica} &= \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo} \\ \text{Longitud Basica} &= 400 \text{ mm} \times 2 = 800 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por tablas se escoge el valor inmediatamente superior:

Imagen 46. Selección de diámetro de embolo sistema de empuje

| Fuerza de empuje actuando el aire en toda el área del pistón | | | | | Fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso | | | | | | |
|--|------------------------------------|---|----------|----------|--|----------------------------------|--|---|-------|-------|---------|
| Diámetro del cilindro (mm) | Área del pistón (mm ²) | Fuerza de empuje en Newton a varias presiones (bar) | | | | Diámetro vástago del pistón (mm) | Área del vástago del pistón (mm ²) | Fuerza de retroceso a varias presiones (Newton) | | | |
| | | 1,0 | 5,0 | 7,0 | 10,0 | | | 1,0 | 5,0 | 7,0 | 10,0 |
| 6 | 28 | 2,8 | 14,1 | 19,8 | 28,3 | 4 | 13 | 1,3 | 6,3 | 8,8 | 12,6 |
| 8 | 50 | 5,0 | 25,1 | 35,2 | 50,2 | 6 | 28 | 2,8 | 14,1 | 19,8 | 28,3 |
| 10 | 79 | 7,9 | 39,3 | 55,0 | 78,5 | 8 | 50 | 5,0 | 25,1 | 35,2 | 50,2 |
| 12 | 113 | 11,3 | 56,5 | 79,1 | 113,0 | 10 | 79 | 7,9 | 39,3 | 55,0 | 78,5 |
| 14 | 154 | 15,4 | 76,9 | 107,7 | 153,9 | 12 | 113 | 11,3 | 56,5 | 79,1 | 113,0 |
| 16 | 201 | 20,1 | 100,5 | 140,7 | 201,0 | 16 | 201 | 20,1 | 100,5 | 140,7 | 201,0 |
| 20 | 314 | 31,4 | 157,0 | 219,8 | 314,0 | 20 | 314 | 31,4 | 157,0 | 219,8 | 314,0 |
| 25 | 491 | 49,1 | 245,3 | 343,4 | 490,6 | 25 | 491 | 49,1 | 245,3 | 343,4 | 490,6 |
| 32 | 804 | 80,4 | 401,9 | 562,7 | 803,8 | 32 | 804 | 80,4 | 401,9 | 562,7 | 803,8 |
| 40 | 1.257 | 125,6 | 628,0 | 879,2 | 1.256,0 | 40 | 1.257 | 125,6 | 628,0 | 879,2 | 1.256,0 |
| 50 | 1.963 | 196,3 | 981,3 | 1.373,8 | 1.962,5 | | | | | | |
| 63 | 3.117 | 311,6 | 1.557,8 | 2.181,0 | 3.115,7 | | | | | | |
| 80 | 5.027 | 502,4 | 2.512,0 | 3.516,8 | 5.024,0 | | | | | | |
| 100 | 7.854 | 785,0 | 3.925,0 | 5.495,0 | 7.850,0 | | | | | | |
| 125 | 12.272 | 1.226,6 | 6.132,8 | 8.585,9 | 12.265,6 | | | | | | |
| 160 | 20.106 | 2.009,6 | 10.048,0 | 14.067,2 | 20.096,0 | | | | | | |
| 200 | 31.416 | 3.140,0 | 15.700,0 | 21.980,0 | 31.400,0 | | | | | | |

Fuente: CREUS SOLÉ, Antonio. Neumática e Hidráulica. Quinta ed. España: Marcombo.

Se procede a calcular la longitud básica del cilindro con relación al factor de pandeo:

$$\begin{aligned} \text{Longitud Basica} &= \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo} \\ \text{Longitud Basica} &= 400 \text{ mm} \times 2 = 800 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se calcula la fuerza de avance requerida con la ecuación del libro Neumática e Hidráulica de Creus Solé, en dónde ya se encuentra en adecuadas unidades de conversión para un cilindro de doble efecto:

$$Fuerza_{\text{Avance}} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (14 \text{ mm})^2}{40} = 76.97 \text{ N}$$

Se calcula la fuerza de retroceso:

$$Fuerza_{retroceso} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (8\text{mm})^2}{40} = 25.13 \text{ N}$$

Ahora se calcula el consumo de aire que necesita el pistón para generar dicho trabajo:

$$Q = Rc \times A \times n$$

Dónde:

Rc = Relación de compresión a nivel Bogotá

A = Área pistón

n = Ciclos por minuto

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm \text{ Bogotá}} + P_{Aire}}{P_{atm \text{ Bogotá}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

Siendo:

Q = Consumo total de aire ($\frac{dm^3}{min}$)

P_{Aire} = Presión de aire del sistema (Bar)

D = Diámetro cilindro (mm)

l = Carrera (mm)

n = Ciclos por minuto

Se halla la relación de compresión:

$$Rc = \frac{P_{atm \text{ Bogotá}} + P_{Aire}}{P_{atm \text{ Bogotá}}}$$

$$Rc = \frac{0.6894 \text{ Bar} + 5 \text{ Bar}}{0.6894 \text{ Bar}} = 8.25$$

Se calcula el consumo de aire:

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times (14 \text{ mm})^2 \times 400 \text{ mm}}{4'000.000} \times 10 = 10.16 \frac{dm^3}{min}$$

Se halla la velocidad del aire dónde:

$$v = Rc \times \frac{l \times n}{100}$$

$$v = 8.25 \times \frac{400 \text{ mm} \times 10}{100} = 330 \frac{\text{dm}}{\text{min}}$$

Se convierte a unidades del sistema internacional convencionales

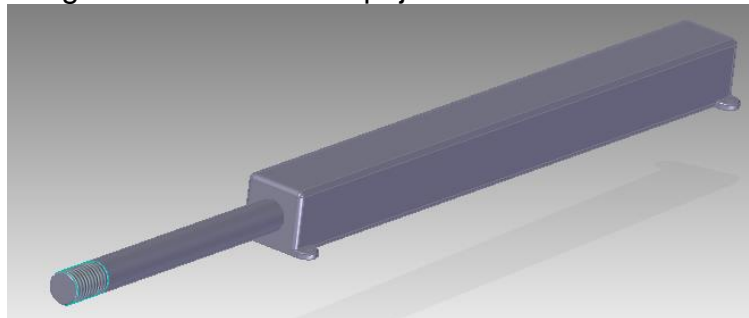
$$123.75 \frac{\text{dm}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{1 \text{ m}}{10 \text{ dm}} = 0.55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La fuerza necesaria que debe ejercer el cilindro sobre la tela y la platina de empuje se estimara en 0.5 kg y 1kg de la platina encargada de disponer los listones cortados.

$$\text{Fuerza necesaria}_{\text{piston}} = 0.5 \text{ kg} + 1 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 14.72 \text{ N}$$

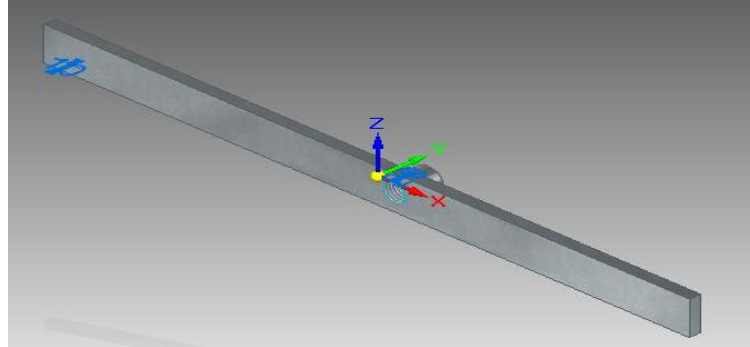
En la siguiente imagen se puede apreciar el pistón encargado de dar empuje a los listones de tela cortados.

Imagen 47. Pistón de empuje



Placa de empuje:

Imagen 48. Placa de empuje



4.2.3 Sistema de guías de tela. En esta sección se fabrica un sistema de guiado para que la tela conserve su trayectoria recta desde el momento que es trasladada por los rodillos hasta su posición final.

Se necesita calcular la fuerza necesaria que debe realizar el pistón para alzarla placa guía de tela. Se halla la masa de la placa la cual se construirá en acero A36 debido a que es económico y sus propiedades mecánicas son acordes a las requeridas:

$$\begin{aligned} \text{Dimensiones}_{placa} &: \text{Largo} \times \text{Ancho} \times \text{Espesor} \\ \text{Dimensiones}_{placa} &: 38.44 \text{ cm} \times 27.5 \text{ cm} \times 0.3 \text{ cm} = 317.13 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Se estiman las divisiones de la placa para la separación y guía de los pistones en máximo 1 Kg adicional más el soporte de pistón 2Kg:

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

Dónde:

ρ = Densidad

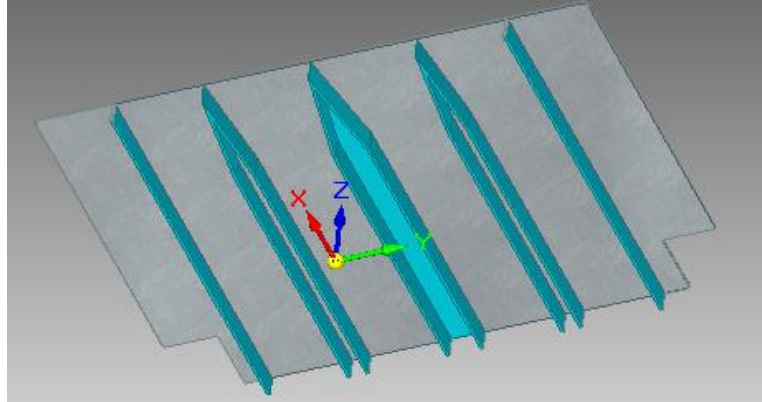
m = Masa

V = Volumen

Despejamos la masa de la ecuación de tal forma:

$$\begin{aligned} m &= 7.85 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times 317.13 \text{ cm}^3 \\ m &= 2489.47 \text{ gr} = 2.5 \text{ kg} \\ 2.5 \text{ kg} + 1 \text{ Kg} + 2 \text{ Kg} &= 5.5 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Imagen 49. Placa divisora



Se halla la fuerza:

$$Fuerza\ necesaria_{piston} = m \times g$$

Dónde:

m = Masa

g = Gravedad

$$Fuerza\ necesaria_{piston} = 5.5\ kg \times 9.81\ \frac{m}{s^2}$$

$$Fuerza\ necesaria_{piston} = 54\ N$$

Por tablas elegimos un pistón con las siguientes dimensiones en base a la fuerza teórica calculada:

Se calcula la Longitud Básica del vástago:

$$Longitud\ Basica = Carrera\ Actual \times Factor\ de\ Pandeo$$

$$Longitud\ Basica = 50\ mm \times 2 = 50\ mm$$

Se calcula la fuerza de avance requerida con la ecuación del libro Neumática e hidráulica de Creuss Solé, en dónde ya se encuentra en adecuadas unidades de conversión para un cilindro de doble efecto:

$$Fuerza\ Avance = Presion\ Aire \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

Dónde:

P_{Aire} = Presión de aire del sistema: Se escoge una presión de funcionamiento intermedia de 5 Bar

D = Diámetro Cilindro (mm) (Tabla)

$$Fuerza_{Avance} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (14 \text{ mm})^2}{40} = 76.97 \text{ N}$$

Se calcula la fuerza de retroceso:

$$Fuerza_{retroceso} = 5 \text{ Bar} \times \frac{\pi \times (10 \text{ mm})^2}{40} = 56.55 \text{ N}$$

Ahora se calcula el consumo de aire que necesita el pistón para generar dicho trabajo:

$$Q = Rc \times A \times n$$

Dónde:

Rc = Relación de compresión a nivel Bogotá

A = Área pistón

n = Ciclos por minuto

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm \text{ Bogotá}} + P_{Aire}}{P_{atm \text{ Bogotá}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

Siendo:

Q = Consumo total de aire ($\frac{dm^3}{min}$)

P_{Aire} = Presión de aire del sistema (Bar)

D = Diámetro cilindro (mm)

l = Carrera (mm)

n = Ciclos por minuto

Se halla la relación de compresión:

$$Rc = \frac{P_{atm\ Bogota} + P_{Aire}}{P_{atm\ Bogota}}$$

$$Rc = \frac{0.6894\ Bar + 5\ Bar}{0.6894\ Bar} = 8.25$$

Se calcula el consumo de aire:

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times 14\ mm^2 \times 50\ mm}{4'000.000} \times 10 = 1.27\ \frac{dm^3}{min}$$

Se halla la velocidad del aire dónde:

$$v = Rc \times \frac{l \times n}{100}$$

$$v = 8.25 \times \frac{150\ mm \times 10}{100} = 41.25\ \frac{dm}{min}$$

Se convierte a unidades del sistema internacional convencionales

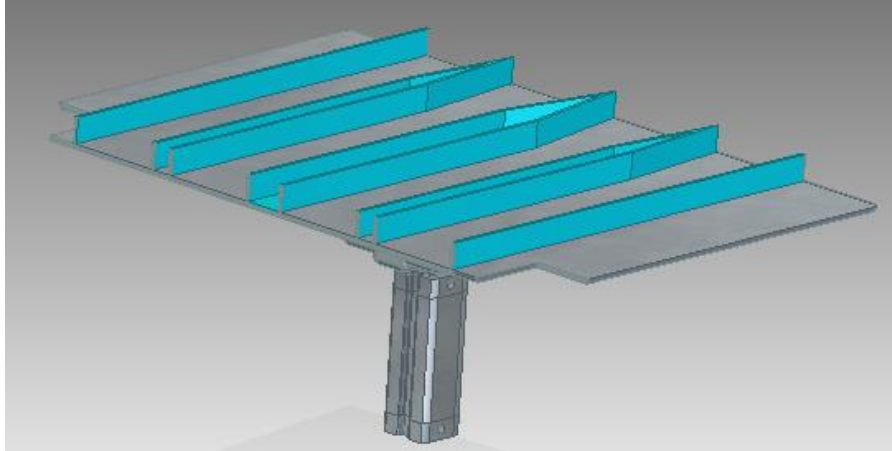
$$123.75\ \frac{dm}{min} \times \frac{1\ min}{60\ seg} \times \frac{1\ m}{10\ dm} = 0.21\ \frac{m}{s}$$

Se tiene que el consumo total de aire es la suma del consumo de cada cilindro, por lo tanto:

$$Q_{Total} = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_{Total} = 1.27\ \frac{dm^3}{min} + 10.16\ \frac{dm^3}{min} + 1.27\ \frac{dm^3}{min} = 12.7\ \frac{dm^3}{min}$$

Imagen 50. Sistema de división de tela



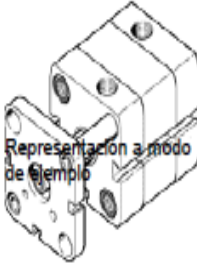
4.2.4 Selección de cilindros neumáticos. Se elegirá el fabricante Festo la cual es líder a nivel mundial en fabricación de elementos de control. Se escogerá el cilindro con los datos más aproximados en referencia a los calculados. En caso que no sea así, se escogerá el inmediatamente superior.

- Sistema de corte. Se escoge un cilindro con diámetro de embolo de 16mm ya que no se encuentra disponible uno de 14mm.

Imagen 51. Selección de cilindro sistema corte

cilindro compacto
ADNGF-16- -
 Número de artículo: 537124

Con guía de deslizamiento, vástago antigiro mediante barra de guía y placa de yugo.




Representación a modo de ejemplo

Hoja de datos

Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

| Característica | Valor |
|---|--|
| Carrera | 1 ... 200 mm |
| Diámetro del émbolo | 16 mm |
| Basado en la norma | ISO 21287 |
| Amortiguación | P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados |
| Posición de montaje | indistinto |
| Construcción | Émbolo Vástago Tubo perfilado |
| Detección de la posición | para sensores de proximidad |
| Variantes | Homologación de protección antideflagrante (ATEX) Doble vástago Juntas temorroresistentes hasta máx. 120 °C Placa de tipo grabada con láser |
| Antigiro/Guía | Barra de guía con yunque |
| Presión de funcionamiento | 1,5 ... 10 bar |
| Modo de funcionamiento | de doble efecto |
| Categoría ATEX para gas | II 2G |
| Tipo de protección contra explosión de gas | c T4 |
| Categoría ATEX para polvo | II 2D |
| Tipo de protección contra explosión por polvo | c 120°C |
| Temperatura ambiente con riesgo de explosión | -20°C ≤ Ta ≤ +60°C |
| Fluido | Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4] |



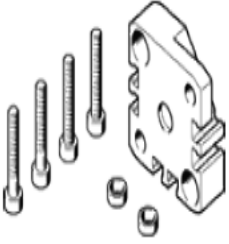
Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

Imagen 52. Selección de apoyo para cilindro sistema corte

**kit multiposición
DPNA-16**
Número de artículo: 537264

FESTO

Para cilindros compactos ADN



Hoja de datos

| Característica | Valor |
|---|---|
| Tamaño | 16 |
| Clase de resistencia a la corrosión KBK | 2 - riesgo de corrosión moderado |
| Temperatura ambiente | -40 ... 150 °C |
| Peso del producto | 33 g |
| Indicación sobre el material | Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS |
| Información sobre los materiales de la brida | Aleación forjable de aluminio |
| Información sobre el material del tornillo | Acero cincado |
| Información sobre el material de los elementos para centrar | Acero de aleación fina |

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

- Sistema de empuje. Se escoge un cilindro con diámetro de embolo de 32mm ya que para la carrera de 400mm no es permitido por la geometría un diámetro menor.


Imagen 53. Selección de cilindro sistema empuje


cilindro normalizado


DSBC-...-32- -

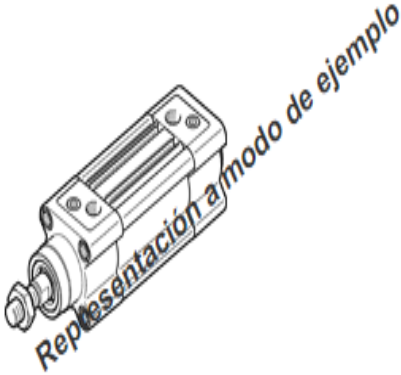
Número de artículo: 1463250

☆ Gama básica



 Condiciones de servicio generales

 Hoja de datos



Hoja de datos

Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

| Característica | Valor |
|--------------------------|--|
| Carrera | 1 ... 2.800 mm |
| Diámetro del émbolo | 32 mm |
| Amortiguación | P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados |
| Posición de montaje | indistinto |
| Construcción | Émbolo Vástago Tubo perfilado |
| Detección de la posición | para sensores de proximidad |
| Variantes | para funcionamiento sin engrase Unidad de bloqueo adosada Bloqueo de final de carrera en ambos lados Bloqueo de la posición final trasera Bloqueo de la posición final delantera Resistencia elevada a las agresiones químicas Fuelle en la culata delantera |

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/products_DSBC

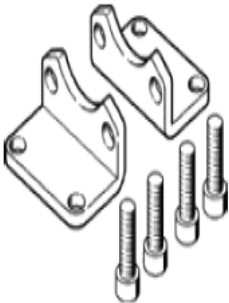
- Sistema de apoyo para el cilindro de empuje:

Imagen 54. Selección de apoyo para cilindro sistema empuje

fijación por pies
CRHNC-32
Número de artículo: 176937

FESTO

resistente a la corrosión



Hoja de datos

| Característica | Valor |
|--|--|
| Tamaño | 32 |
| Basado en la norma | ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NFE49 003.1, UNI 10290) |
| Posición de montaje | indistinto |
| Corresponde a la norma | ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NFE49 003.1, UNI 10290) |
| Clase de resistencia a la corrosión KBK | 4 - riesgo de corrosión muy alto |
| Temperatura ambiente | -40 ... 150 °C |
| Peso del producto | 139 g |
| Indicación sobre el material | Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS |
| Información sobre el material, sistema de fijación | Acero inoxidable de aleación fina |
| Información sobre el material del tornillo | Acero inoxidable de aleación fina |

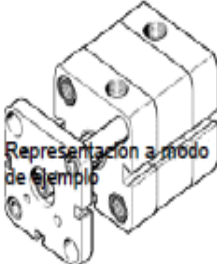
Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/products_DSBC

- Sistema de guías de tela. Se escoge un cilindro con diámetro de embolo de 16mm ya que no se encuentra disponible uno de 14mm.

Imagen 55. Selección de cilindro sistema guía

cilindro compacto
ADNGF-16- -
Número de artículo: 537124


Con guía de deslizamiento, vástago antigiro mediante barra de guía y placa de yugo.



Hoja de datos

Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

| Característica | Valor |
|---|---|
| Carrera | 1 ... 200 mm |
| Diámetro del émbolo | 16 mm |
| Basado en la norma | ISO 21287 |
| Amortiguación | P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados |
| Posición de montaje | indistinto |
| Construcción | Embolo Vástago Tubo perfilado |
| Detección de la posición | para sensores de proximidad |
| Variantes | Homologación de protección antideflagrante (ATEX) Doble vástago Juntas termorresistentes hasta máx. 120 °C Placa de tipo grabada con láser |
| Antigiro/Guía | Barra de guía con yunque |
| Presión de funcionamiento | 1,5 ... 10 bar |
| Modo de funcionamiento | de doble efecto |
| Categoría ATEX para gas | II 2G |
| Tipo de protección contra explosión de gas | c T4 |
| Categoría ATEX para polvo | II 2D |
| Tipo de protección contra explosión por polvo | c 120°C |
| Temperatura ambiente con riesgo de explosión | -20°C ≤ Ta ≤ +60°C |
| Fluido | Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4] |



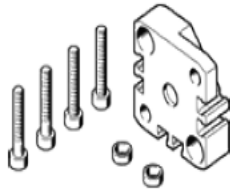
Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

Imagen 56. Selección de apoyo para cilindro sistema guía

**kit multiposición
DPNA-16**
Número de artículo: 537264

FESTO

Para cilindros compactos ADN



Hoja de datos

| Característica | Valor |
|---|---|
| Tamaño | 16 |
| Clase de resistencia a la corrosión KBK | 2 - riesgo de corrosión moderado |
| Temperatura ambiente | -40 ... 150 °C |
| Peso del producto | 33 g |
| Indicación sobre el material | Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS |
| Información sobre los materiales de la brida | Aleación forjable de aluminio |
| Información sobre el material del tornillo | Acero cincado |
| Información sobre el material de los elementos para centrar | Acero de aleación fina |

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

4.2.5 Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de corte. Se corrige la fuerza y el consumo de aire, de esta forma:

$$Fuerza_{Avance} = Presion_{Aire} \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

$$Fuerza_{Avance} = 5 \text{ bar} \times \frac{\pi \times (16 \text{ mm})^2}{40} = 100 \text{ N}$$

Consumo de aire:

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm_{Bogota}} + P_{Aire}}{P_{atm_{Bogota}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times (16 \text{ mm})^2 \times 150 \text{ mm}}{4'000.000} \times 10 = 4.98 \frac{dm^3}{min}$$

4.2.6 Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de empuje. Se corrige la fuerza y el consumo de aire, de esta forma:

$$Fuerza_{Avance} = Presion_{Aire} \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

$$Fuerza_{Avance} = 5 \text{ bar} \times \frac{\pi \times (32 \text{ mm})^2}{40} = 402.12 \text{ N}$$

Consumo de aire:

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm_{Bogota}} + P_{Aire}}{P_{atm_{Bogota}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times (32 \text{ mm})^2 \times 400 \text{ mm}}{4'000.000} \times 10 = 53.08 \frac{dm^3}{min}$$

4.2.7 Corrección de cálculo del cilindro para el sistema de guía. Se corrige la fuerza y el consumo de aire, de esta forma:

$$Fuerza_{Avance} = Presion_{Aire} \times \frac{\pi \times D^2}{40}$$

$$Fuerza_{Avance} = 5 \text{ bar} \times \frac{\pi \times (16 \text{ mm})^2}{40} = 100 \text{ N}$$

Consumo de aire:

$$Q = 2 \times \frac{P_{atm_{Bogota}} + P_{Aire}}{P_{atm_{Bogota}}} \times \frac{\pi \times D^2 \times l}{4'000.000} \times n$$

$$Q = 2 \times 8.25 \times \frac{\pi \times (16 \text{ mm})^2 \times 150 \text{ mm}}{4'000.000} \times 10 = 4.98 \frac{dm^3}{min}$$

Se halla el consumo de aire total del sistema:

$$Q_T = 4.98 \frac{dm^3}{min} + 53.08 \frac{dm^3}{min} + 4.98 \frac{dm^3}{min} = 63,76 \frac{dm^3}{min}$$

Se estima un 10% adicional de perdidas:

$$63,76 \frac{dm^3}{min} + 6,38 \frac{dm^3}{min} = 70,14 \frac{dm^3}{min}$$

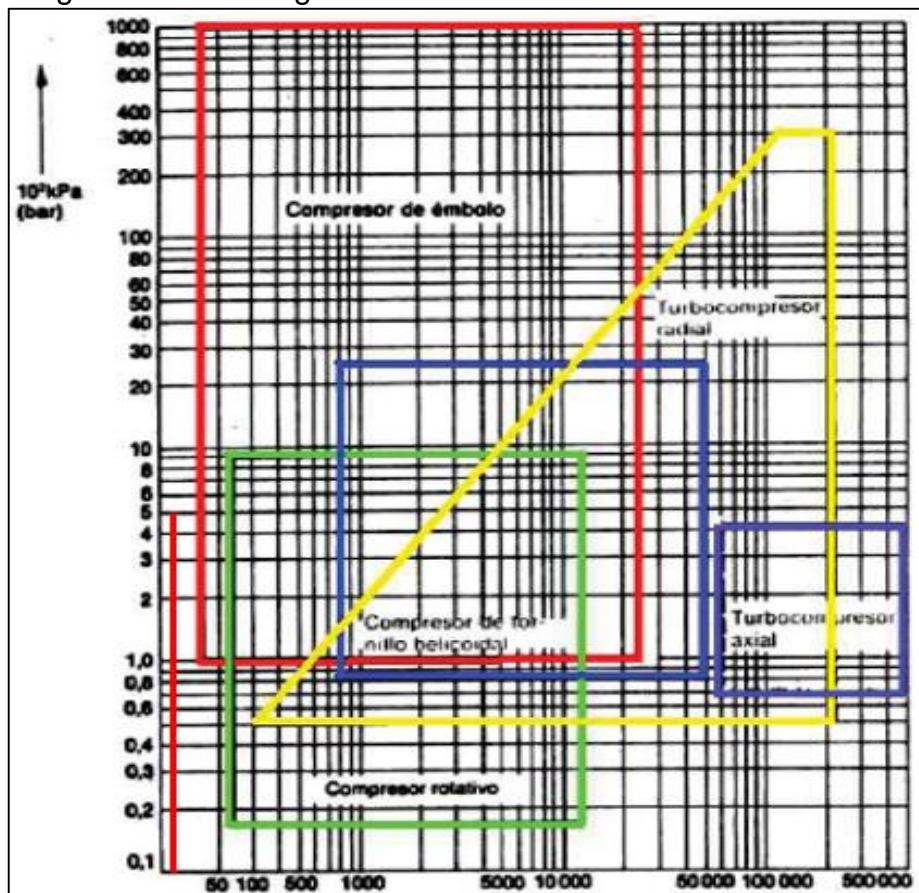
Convirtiendo a metros se tiene:

$$70,14 \frac{dm^3}{min} \frac{0,001m^3}{1dm^3} = 0,07014 \frac{m^3}{min}$$

$$0,07014 \frac{m^3}{min} \times \frac{60 min}{1 h} = 4,2084 \frac{m^3}{h}$$

4.2.8 Selección de compresor en base al caudal

Diagrama 18. Nomograma selección motor




Fuente: <http://www.mescorza.com/neumatica/neumateoria/tema3/tub1.htm>

Se selecciona un compresor de tamaño mediano y de embolo ya que el caudal es relativamente bajo y no se encuentra en la gráfica establecido.

Imagen 57. Selección de compresor

Compresores portátiles de transmisión directa sobre calderín

- Pistón con 3 segmentos
- Regulador de presión con manómetro en la descarga
- Válvulas de seguridad y antirretorno
- Dos acoplamientos rápidos en la descarga del regulador
- Equipado con cable y enchufe



| Especificaciones | | | | | | | | | | | | | |
|---|-------|-----|----------------|------|-----------------|---------------|------------|----------------|-----|----------------|----------|--------|---------|
| Modelo | Motor | | Presión máxima | | Calderín Litros | Tensión 50 Hz | Arrancador | Desplazamiento | | Dimensiones mm | | | Peso Kg |
| | kW | Hp | bar g | psig | | | | l/min | cfm | Anchura | Longitud | Altura | |
| Compresores portátiles de transmisión directa sobre calderín | | | | | | | | | | | | | |
| PD1.1-24-1 | 1.1 | 1.5 | 8 | 116 | 24 | 230/1 | P/Switch | 190 | 6.7 | 280 | 580 | 590 | 23 |
| PD1.1-50-1 | 1.1 | 1.5 | 8 | 116 | 50 | 230/1 | P/Switch | 190 | 6.7 | 370 | 750 | 670 | 32 |
| PD1.5-24-1 | 1.5 | 2.0 | 8 | 116 | 24 | 230/1 | P/Switch | 230 | 8.1 | 280 | 580 | 590 | 23 |
| PD1.5-50-1 | 1.5 | 2.0 | 8 | 116 | 50 | 230/1 | P/Switch | 230 | 8.1 | 370 | 750 | 670 | 32 |
| PD1.5-100-1 | 1.5 | 2.0 | 8 | 116 | 100 | 230/1 | P/Switch | 230 | 8.1 | 440 | 960 | 760 | 45 |

Fuente: <http://www.schraiber.net/productos/compresores-de-aire/>

4.2.9 Selección de diámetro de tubería

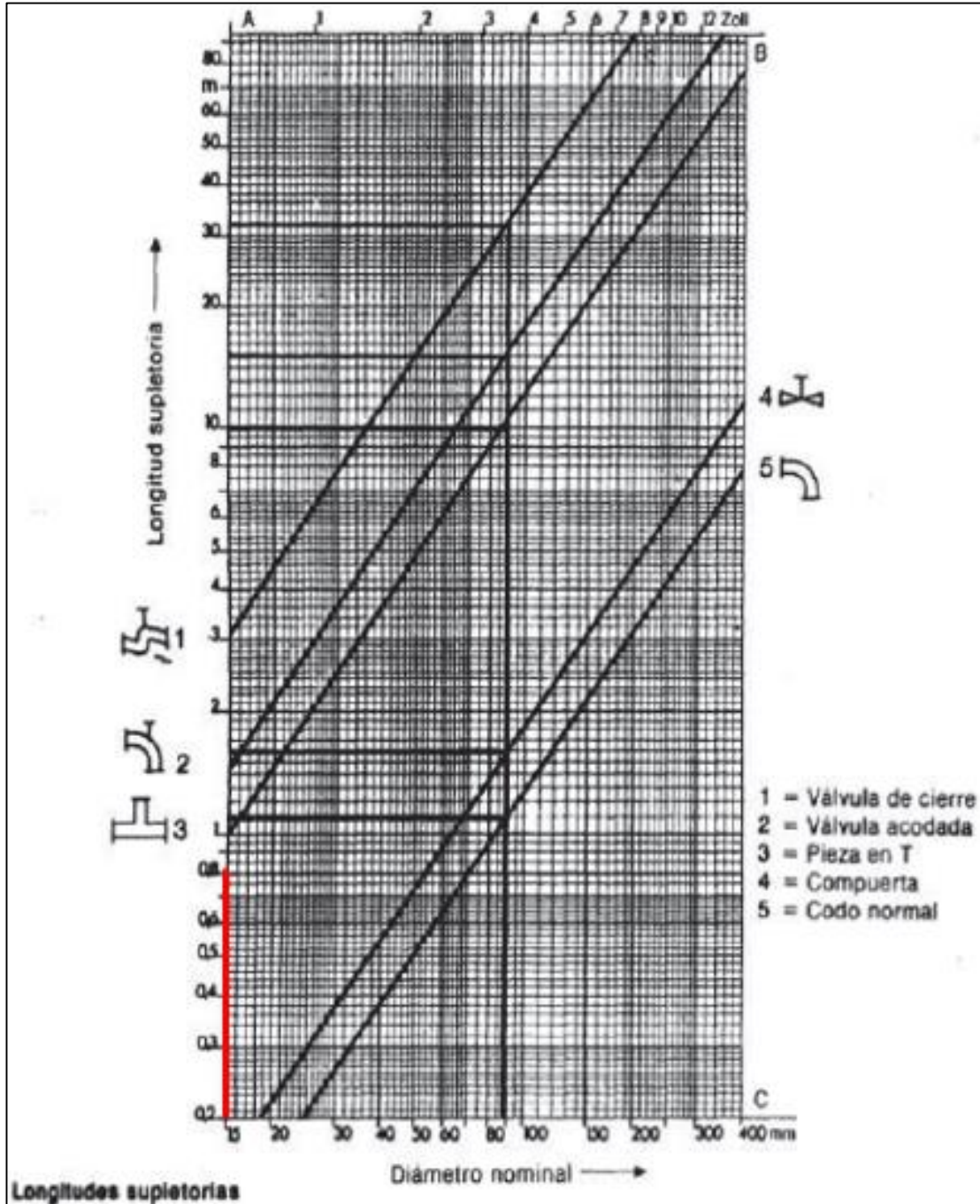
Se debe seleccionar el diámetro de la tubería en base a la siguiente grafica; sin embargo, es necesario conocer el valor de longitud total que va tener la tubería del sistema neumático de la maquina:

$$\text{Longitud} = 8 \text{ m aproximadamente}$$

$$\text{Longitud supletoria} = 0.20 \text{ m} \times 4 = 0,8 \text{ m}$$

La longitud supletoria constara del uso de accesorios como 2 conexiones en T y 2 conexiones de codo:

Diagrama 19. Longitudes suplementarias



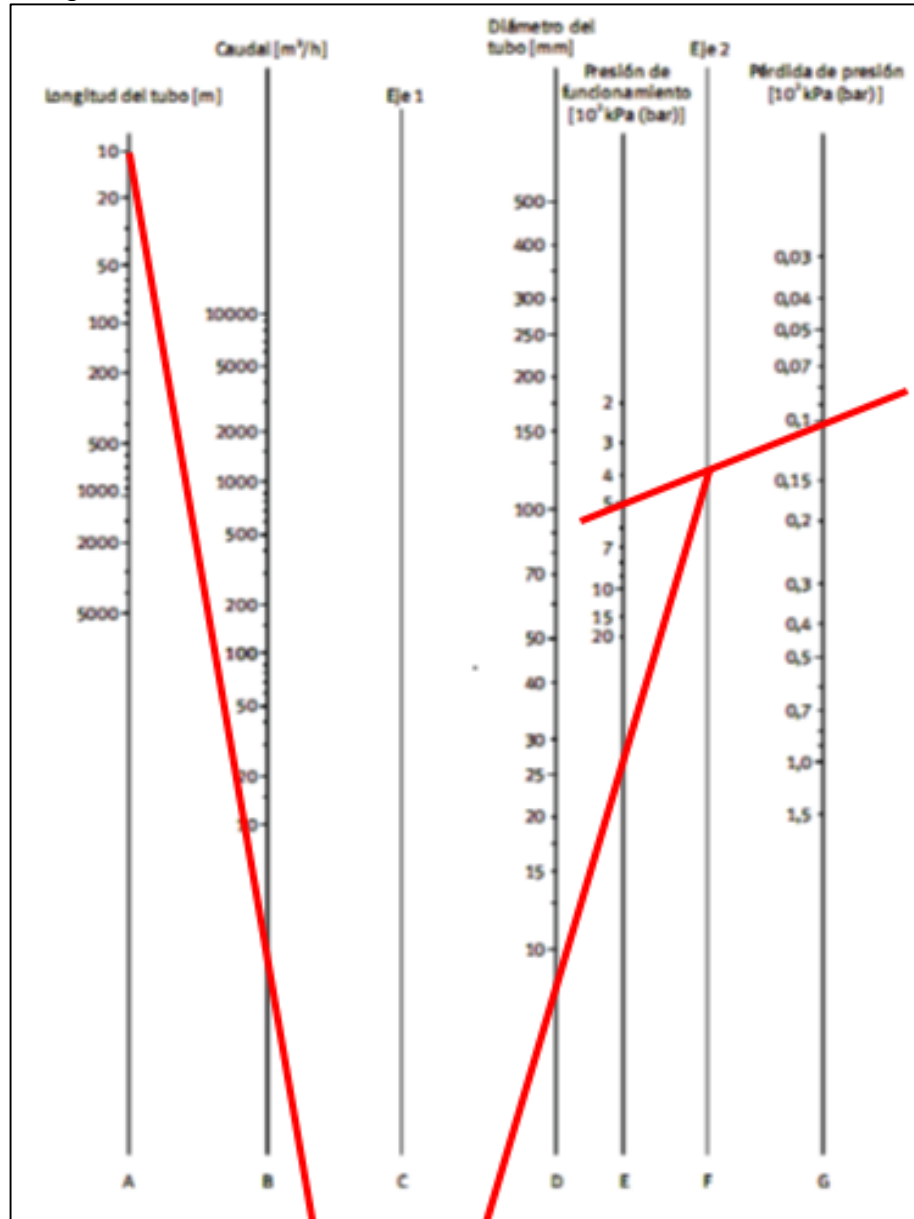
Fuente: <http://www.mescorza.com/neumatica/neumateoria/tema3/tub1.htm>

El total de la longitud es de 8.8 m la cual se aproximará a 10 metros para efecto de cálculo.

Se estiman pérdidas de presión de 0.1 bar.

Se procede a calcular el diámetro del tubo:

Imagen 58. Diámetro de tubería



Fuente: <http://www.mescorza.com/neumatica/neumateoria/tema3/tub1.htm>

Se tiene un caudal bajo por ende se decide trabajar con el diámetro propuesto por el fabricante de cilindros Festo de 5mm.

4.2.10 Potencia del motor del compresor y consumo eléctrico. Según el compresor escogido (Ver Imagen 58.) se determina la potencia del motor del compresor y su consumo eléctrico mediante la ecuación extraída el libro Neumática e Hidráulica de Creus Solé:

$$P_{\text{motor compresor}} = \frac{P_{\text{Compresor}}}{\mu}$$

Donde:

$P_{\text{motor compresor}}$ = Potencia del motor del compresor

$P_{\text{Compresor}}$ = Potencia del compresor

μ = Eficiencia entre 0.8 y 0.85

La potencia del compresor se toma del catálogo del fabricante.

Se reemplaza:

$$P_{\text{motor compresor}} = \frac{1100 \text{ W}}{0.85} = 1294.1 \text{ W}$$

Se determina el consumo eléctrico del compresor mediante:

$$I = \frac{\text{Potencia motor compresor}}{V \times \text{Cos } \phi \times \sqrt{3}}$$

Donde:

I = Corriente

$\text{Potencia motor compresor}$ = Potencia del motor del compresor

V = Voltaje

$\text{Cos } \phi = 0.87$ (Constante)

$\sqrt{3}$ = (Constante)

Se reemplaza:

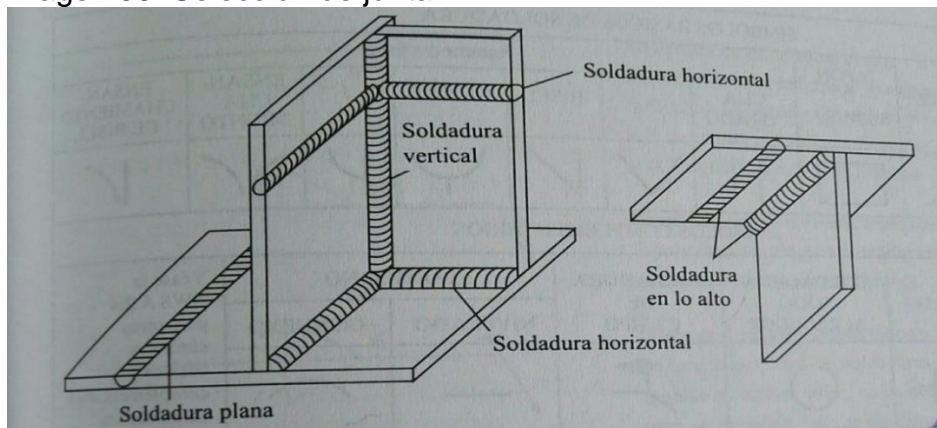
$$I = \frac{1294.1 \text{ W}}{220 \text{ V} \times 0.87 \times \sqrt{3}} = 3.9 \text{ A}$$

4.3 CÁLCULO DE SOLDADURAS

La máquina contará con uniones soldadas en la estructura para brindar más rigidez, y en el rodillo. Los demás sistemas y subsistemas que la componen se implementarán uniones por pernos y tornillos.

Se utilizan juntas en esquinas, horizontales y verticales según lo requiera el caso, se indica como se muestra en la imagen:

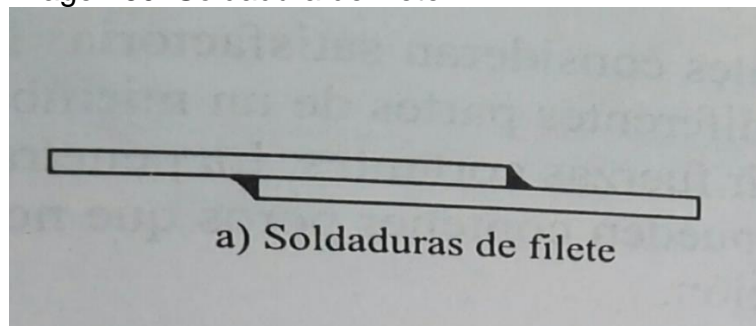
Imagen 59. Selección de junta



Fuente: MCcormac. (2.002). conexiones soldadas. En diseño de estructuras de acero (pag.441). México: Alfaomega.

De esta manera se utilizará soldadura tipo filete:

Imagen 60. Soldadura de filete



Fuente: MCcormac. (2.002). conexiones soldadas. En diseño de estructuras de acero (pag.441). México: Alfaomega.

La cual presenta las siguientes propiedades:

Imagen 61. Esfuerzo cortante y fuerza sobre soldadura

785

TABLA 20-3 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

| Grado ASTM del metal base | Electrodo | Esfuerzo cortante admisible | Fuerza admisible por pulgada de lado |
|----------------------------------|-----------|-----------------------------|--------------------------------------|
| Estructuras de edificios: | | | |
| A36, A441 | E60 | 13 600 psi | 9600 lb/pulg |
| A36, A441 | E70 | 15 800 psi | 11 200 lb/pulg |
| Estructuras de puentes | | | |
| A36 | E60 | 12 400 psi | 8800 lb/pulg |
| A441, A242 | E70 | 14 700 psi | 10 400 lb/pulg |

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

4.3.1 Cálculo de soldadura de rodillo. El rodillo no se seleccionó de un fabricante en específico por cuestiones de distribución local, de esta forma se fabricará en tubo estructural anteriormente especificado.

Se utiliza la ecuación propuesta en el libro de diseño de elementos de máquinas de Robert Mott para cálculo de soldaduras a torsión.

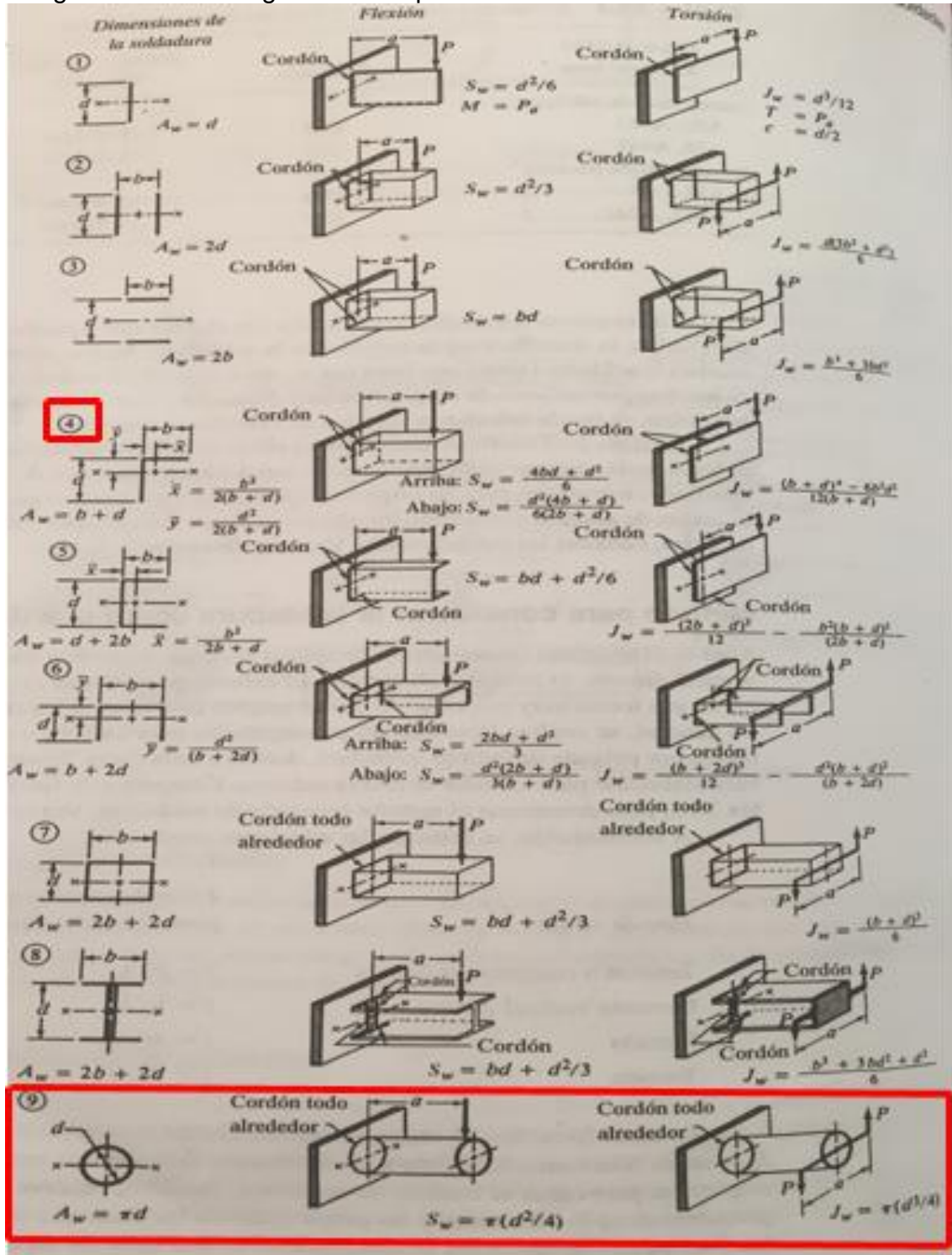
Se debe hallar la fuerza sobre pulgada que actúa sobre la soldadura para relacionarla con la fuerza sobre pulgada máxima permisible para un electrodo E60 el cual se va a emplear.

Imagen 58. Tipos de fuerzas actuantes en la soldadura

| <i>Tipo de carga</i> | <i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i> | |
|------------------------------|--|---------------|
| Tensión o compresión directa | $f = P/A_w$ | (20-4) |
| Cortante vertical directo | $f = V/A_w$ | (20-5) |
| Flexión | $f = M/S_w$ | (20-6) |
| Torsión | $f = T_c/J_w$ | (20-7) |

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Imagen 59. Factores geométricos para análisis de soldadura



Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Se calcula la fuerza con la ecuación que indica la torsión a la cual está sometida la soldadura:

$$f = \frac{T \times c}{J_w}$$

Donde:

f = Fuerza sobre pulgada de soldadura

T = Torque

c = Distancia del centro del eje a diámetro exterior

J_w = Factor geométrico para analizar la torsión

Se debe hallar el factor geométrico J_w por medio de:

$$J_w = \pi \times \frac{d^3}{4}$$

Donde:

d = Diámetro rodillo

Se tiene que:

$$J_w = \pi \times \frac{d^3}{4} = 3.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Se procede a determinar la fuerza:

$$f = \frac{T \times c}{J_w} = \frac{12.9 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.0381 \text{ m}}{3.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 1412.33 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Se convierten las unidades a Sistema Inglés:

$$1412.33 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times \frac{1 \text{ m}}{39.37 \text{ in}} \times \frac{0.22481 \text{ Lb} \cdot \text{f}}{1 \text{ N}} = 8.71 \frac{\text{Lb} \cdot \text{f}}{\text{in}}$$

Según la tabla se debe usar un cordón de máximo 3/16 de pulgada según el espesor de las partes a unir.

Imagen 62. Tamaño mínimo de cordón

| Espesor de la placa (pulg) | Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg) |
|---------------------------------|---|
| $\leq 1/2$ | 3/16 |
| $> 1/2 - 3/4$ | 1/4 |
| $> 3/4 - 1\frac{1}{2}$ | 5/16 |
| $> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{4}$ | 3/8 |
| $> 2\frac{1}{4} - 6$ | 1/2 |
| > 6 | 5/8 |

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Se procede a hallar la longitud necesaria de lado de la soldadura relacionando la fuerza sobre pulgada calculada y la fuerza sobre pulgada máxima permisible mediante:

$$w = \frac{f}{f \text{ max admisible} \times 1 \text{ in}}$$

Donde:

w = Longitud mínima de lado de soldadura

f = Fuerza sobre pulgada que actúa sobre la soldadura

$f \text{ max admisible}$ = Fuerza máxima admisible propiedad del electrodo

1 in = Factor para convertir las unidades a pulgadas

Se reemplaza y se tiene que:

$$w = \frac{8.71 \frac{\text{lb} \cdot \text{f}}{\text{in}}}{9,600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} \times 1 \text{ in}} = 8.41 \times 10^{-4} \text{ in}$$

4.3.2 Cálculo de soldadura en la estructura. Para el cálculo de la estructura se debe tener en cuenta que en algunas partes está sometida a compresión y en otras a flexión así que se debe analizar los dos casos de la siguiente manera:

Se procede a repetir el mismo procedimiento visto en el numeral anterior:

Se calcula la fuerza con la ecuación que indica la compresión a la cual está sometida la soldadura:

$$f = \frac{P}{A_w}$$

Dónde:

f = Fuerza sobre pulgada de soldadura

P = Presión

A_w = Dimensiones de la soldadura

Se debe hallar el factor geométrico A_w por medio de:

$$A_w = b + d$$

Dónde:

b = Lado a perfil

d = Lado b perfil

Se tiene que:

$$A_w = 0.038 \text{ m} + 0.038 \text{ m} = 0.076 \text{ m}$$

Se procede a determinar la fuerza:

Se hace una estimación de $1,500 \frac{N}{m^2}$ que actúan sobre la estructura teniendo en cuenta todos los elementos de cada sistema que está soportando.

$$f = \frac{P}{A_w} = \frac{1,500 \frac{N}{m^2}}{0.076 \text{ m}} = 19,736.84 \frac{N}{m}$$

Se convierten las unidades a Sistema Inglés:

$$19,736.84 \frac{N}{m} \times \frac{1 \text{ m}}{39.37 \text{ in}} \times \frac{0.22481 \text{ Lb. f}}{1 \text{ N}} = 112.70 \frac{\text{Lb. f}}{\text{in}}$$

Se calcula la fuerza con la ecuación que indica la flexión a la cual está sometida la soldadura:

$$f = \frac{M}{S_w}$$

Dónde:

f = Fuerza sobre pulgada de soldadura

M = Momento máximo flexionante

S_w = Factor geométrico análisis de soldadura a flexión

Se debe hallar el factor geométrico S_w por medio de:

$$S_{wA} = \frac{4bd + d^2}{6}$$

Dónde:

S_{wA} = Factor geométrico para análisis de soldadura a flexión

b = Lado a perfil

d = Lado b perfil

Se tiene que:

$$S_{wA} = \frac{4 \times (0.038 \text{ m} \times 0.038 \text{ m}) + 0.038 \text{ m}^2}{6} = 1.20 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

De igual manera se halla el factor S_{wB} :

$$S_{wA} = \frac{d^2 \times (4b + d)}{6 \times (2b + d)}$$

Se reemplaza y se tiene que:

$$S_{wB} = \frac{0.038 \text{ m}^2 \times ((4 \times 0.038 \text{ m} + 0.038 \text{ m}))}{6 \times ((2 \times 0.038 \text{ m} + 0.038 \text{ m}))} = 4.01 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Se halla el total sumando los resultados:

$$S_{Total} = S_{wA} + S_{wB} = 1.20 \times 10^{-3} m^2 + 4.01 \times 10^{-4} m^2 = 1.60 \times 10^{-3} m^2$$

Se procede a determinar la fuerza:

El valor de $M = 383.8 N.m$ es el momento máximo presentado al extremo de la viga soldada.

$$f = \frac{M}{S_w} = \frac{383.8 N.m}{1.60 \times 10^{-3} m^2} = 239925.18 \frac{N}{m}$$

Se convierten las unidades a Sistema Inglés:

$$239925.18 \frac{N}{m} \times \frac{1 m}{39.37 in} \times \frac{0.22481 Lb.f}{1 N} = 1368.88 \frac{Lb.f}{in}$$

Se halla la fuerza total la cual será la suma de las dos:

$$f_{Total} = 112.70 \frac{Lb.f}{in} + 1368.88 \frac{Lb.f}{in} = 1481.5 \frac{Lb.f}{in}$$

Se procede a hallar la longitud necesaria de lado de la soldadura relacionando la fuerza sobre pulgada calculada y la fuerza sobre pulgada máxima permisible mediante:

$$w = \frac{f}{f \text{ max admisible} \times 1 in}$$

Donde:

w = Longitud mínima de lado de soldadura

f = Fuerza sobre pulgada que actúa sobre la soldadura

$f \text{ max admisible}$ = Fuerza máxima admisible propiedad del electrodo

1 in = Factor para convertir las unidades a pulgadas

Se reemplaza y se tiene que:

$$w = \frac{1,481.15 \frac{lb \cdot f}{in}}{9,600 \frac{lb}{in} \times 1 in} = 0.15 in$$

4.4 CÁLCULO DE UNIONES POR TORNILLOS

Las uniones críticas por tornillos que se presentan en la maquina son en las uniones de los cilindros neumáticos dónde presenta un alto grado de tensión por el movimiento lineal del vástago. Para la unión del motor y el compresor a la estructura, se utilizarán tornillos de diámetro normalizado por el fabricante ya que no se consideran de estado crítico.

Se tiene como guía las ecuaciones de los tornillos sometidos a tensión del libro de Diseño de Máquinas de Robert Norton.

El cilindro que más presenta tensión es el de empuje el cual ejerce una fuerza de **402.12 N**

De esta manera:

$$Carga_{Tornillo} = \frac{F}{\# Tornillos}$$

Dónde:

F = Fuerza a la cual se somete el tornillo

Reemplazando se obtiene:

$$Carga_{Tornillo} = \frac{402.12 N}{4} = 100.53 N$$

Se escoge un tornillo SAE Grado 4 el cual nos permite un diámetro entre 0.25 in y 1.5 in, se escoge el de 0.25 in y se procede a calcular la precarga:

Imagen 63. Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero

| Número de grado SAE | Rango de dimensión del diámetro exterior (in) | Resistencia de prueba mínima (kpsi) | Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi) | Resistencia mínima a tensión (kpsi) | Material |
|---------------------|---|-------------------------------------|---|-------------------------------------|-----------------------------------|
| 1 | 0.25-1.5 | 33 | 36 | 60 | bajo o medio carbono |
| 2 | 0.25-0.75 | 55 | 57 | 74 | bajo o medio carbono |
| 2 | 0.875-1.5 | 33 | 36 | 60 | bajo o medio carbono |
| 4 | 0.25-1.5 | 65 | 100 | 115 | medio carbono, estirado en frío |
| 5 | 0.25-1.0 | 85 | 92 | 120 | medio carbono, T y R* |
| 5 | 1.125-1.5 | 74 | 81 | 105 | medio carbono, T y R |
| 5.2 | 0.25-1.0 | 85 | 92 | 120 | martensita de bajo carbono, T y R |
| 7 | 0.25-1.5 | 105 | 115 | 133 | aleación de bajo carbono, T y R |
| 8 | 0.25-1.5 | 120 | 130 | 150 | aleación de medio carbono, T y R |
| 8.2 | 0.25-1.0 | 120 | 130 | 150 | martensita de bajo carbono, T y R |

* Templado y revenido.

Fuente: Robert L Norton. (1999). Diseño de Máquinas. México: Pearson Educación.

Paso siguiente se escoge el diámetro el cual se desea trabajar:

Imagen 64. Diámetros comerciales de tornillos

| Tamaño d _n (in.) | Roscas bastas—UNC | | | | Roscas finas—UNF | | |
|--------------------------------|---|-------------------|------------------------------------|--|-------------------|------------------------------------|--|
| | Diámetro mayor d _o (in o pulg) | Hilos por pulgada | Diámetro menor d _i (in) | Área de esfuerzo a tensión A _t (in ²) | Hilos por pulgada | Diámetro menor d _i (in) | Área de esfuerzo a tensión A _t (in ²) |
| 0 | 0.0600 | — | — | — | — | — | — |
| 1 | 0.0730 | 64 | — | — | 80 | 0.0438 | 0.0018 |
| 2 | 0.0860 | 56 | 0.0527 | 0.0026 | 72 | 0.0550 | 0.0028 |
| 3 | 0.0990 | 48 | 0.0628 | 0.0037 | 64 | 0.0657 | 0.0039 |
| 4 | 0.1120 | 40 | 0.0719 | 0.0049 | 56 | 0.0758 | 0.0052 |
| 5 | 0.1250 | 40 | 0.0795 | 0.0060 | 48 | 0.0849 | 0.0066 |
| 6 | 0.1380 | 32 | 0.0925 | 0.0080 | 44 | 0.0955 | 0.0083 |
| 8 | 0.1640 | 32 | 0.0974 | 0.0091 | 40 | 0.1055 | 0.0101 |
| 10 | 0.1900 | 24 | 0.1234 | 0.0140 | 36 | 0.1279 | 0.0147 |
| 12 | 0.2160 | 24 | 0.1359 | 0.0175 | 32 | 0.1494 | 0.0200 |
| 1/4 | 0.2500 | 20 | 0.1619 | 0.0242 | 28 | 0.1696 | 0.0268 |
| 5/16 | 0.3125 | 18 | 0.1850 | 0.0318 | 24 | 0.2036 | 0.0364 |
| 3/8 | 0.3750 | 16 | 0.2403 | 0.0524 | 24 | 0.2584 | 0.0581 |
| 7/16 | 0.4375 | 14 | 0.2938 | 0.0775 | 24 | 0.3209 | 0.0878 |
| 1/2 | 0.5000 | 13 | 0.3447 | 0.1063 | 20 | 0.3725 | 0.1187 |
| 9/16 | 0.5625 | 12 | 0.4001 | 0.1419 | 20 | 0.4350 | 0.1600 |
| 5/8 | 0.6250 | 12 | 0.4542 | 0.1819 | 18 | 0.4903 | 0.2030 |
| 3/4 | 0.7500 | 11 | 0.5069 | 0.2260 | 18 | 0.5528 | 0.2560 |
| 7/8 | 0.8750 | 10 | 0.6201 | 0.3345 | 16 | 0.6688 | 0.3730 |
| 1 | 1.0000 | 9 | 0.7307 | 0.4617 | 14 | 0.7822 | 0.5095 |
| 1 1/8 | 1.1250 | 8 | 0.8376 | 0.6057 | 12 | 0.8917 | 0.6630 |
| 1 1/4 | 1.2500 | 7 | 0.9394 | 0.7633 | 12 | 1.0167 | 0.8557 |
| 1 3/8 | 1.3750 | 7 | 1.0644 | 0.9691 | 12 | 1.1417 | 1.0729 |
| 1 3/4 | 1.5000 | 6 | 1.1585 | 1.1549 | 12 | 1.2667 | 1.3147 |
| 1 1/2 | 1.5000 | 6 | 1.2835 | 1.4053 | 12 | 1.3917 | 1.5810 |
| 1 3/4 | 1.7500 | 5 | 1.4902 | 1.8995 | — | — | — |
| 2 | 2.0000 | 4.5 | 1.7113 | 2.4982 | — | — | — |
| 2 1/4 | 2.2500 | 4.5 | 1.9613 | 3.2477 | — | — | — |
| 2 1/2 | 2.5000 | 4 | 2.1752 | 3.9988 | — | — | — |
| 2 3/4 | 2.7500 | 4 | 2.4252 | 4.9340 | — | — | — |
| 3 | 3.0000 | 4 | 2.6752 | 5.9674 | — | — | — |
| 3 1/4 | 3.2500 | 4 | 2.9252 | 7.0989 | — | — | — |
| 3 1/2 | 3.5000 | 4 | 3.1752 | 8.3286 | — | — | — |
| 3 3/4 | 3.7500 | 4 | 3.4252 | 9.6565 | — | — | — |
| 4 | 4.0000 | 4 | 3.6752 | 11.0826 | — | — | — |

Fuente: Robert L Norton. (1999). Diseño de Máquinas. México: Pearson Educación

$$F_i = 0.9 \times S_p \times A_t$$

Dónde:

- F_i = Fuerza Precarga
- S_p = Resistencia de prueba mínima
- A_t = Área de esfuerzo a tensión

Se reemplaza:

$$F_i = 0.9 \times 65 \text{ Kpsi} \times 0.0318 \text{ in}^2 = 1.86 \text{ KLb}$$

Se halla la longitud de roscado:

$$L_{\text{rosca}} = 2d + 0.25$$

Dónde:

d = Diámetro tornillo

Se tiene que:

$$L_{\text{rosca}} = 2 \times (0.25) + 0.25 = 0.75 \text{ in}$$

Se halla la longitud del vástago:

$$L_s = L - L_{\text{rosca}}$$

Dónde:

L_s = Longitud del vástago

L = Longitud del perno

Se asume una longitud de perno de 3 in.

Entonces se tiene que:

$$L_s = 3 \text{ in} - 0.75 \text{ in} = 2.25 \text{ in}$$

Se halla la longitud de sujeción, de modo que se ajuste a la imagen 65:

Imagen 65. Parámetros de rigidez

| Material | E (GPa) | ν | A | b |
|--------------------------|---------|-------|---------|---------|
| Acero | 206.8 | 0.291 | 0.78715 | 0.62873 |
| Aluminio | 71.0 | 0.334 | 0.79670 | 0.63816 |
| Cobre | 118.6 | 0.326 | 0.79568 | 0.63553 |
| Fundición de hierro gris | 100.0 | 0.211 | 0.77871 | 0.61616 |

Fuente: Robert L Norton. (1999). Diseño de Máquinas. México: Pearson Educación

$$L_t = L - L_s$$

Dónde:

L_t = Longitud de sujeción

L = Longitud del perno

L_s = Longitud de vástago

$$L_t = 3 \text{ in} - 2.25 \text{ in} = 0.75 \text{ in}$$

Se halla la rigidez mediante:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_t}{A_t \times E} \times \frac{L_s}{A_b \times E}$$

Dónde:

K_b = Rigidez

L_t = Longitud de la zona de sujeción

A_t = Área de esfuerzo a tensión

E = Modulo elástico de material

L_s = Longitud del vástago

A_b = Área de diámetro mayor

Se reemplaza:

$$\frac{1}{Kb} = \frac{0.75 \text{ in}}{0.48 \text{ in}^2 \times (30 \times 10^6 \text{ psi})} \times \frac{2.25 \text{ in}}{0.59 \text{ in}^2 \times (30 \times 10^6 \text{ psi})}$$

$$\frac{1}{Kb} = 2.12 \times 10^{-7} \frac{\text{in}}{\text{lb f}}$$

$$Kb = \frac{1}{2.12 \times 10^{-7} \frac{\text{in}}{\text{lb f}}} = 5,580.3 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}}$$

Se halla la rigidez del material mediante:

$$Km = d \times E \times A \times e^{b \times \left(\frac{d}{l}\right)}$$

Dónde:

d = Diámetro tornillo

E = Parámetro de rigidez No. 1

A = Parametro de rigidez No. 2

e = Modulo de Young

b = Parámetro de rigidez No. 3

l = Longitud del tornillo

Se reemplaza:

$$Km = 38.4 \text{ mm} \times 206.8 \text{ GPa} \times 0.78715 \times 200 \text{ GPa}^{0.62873 \times \left(\frac{1.5 \text{ in}}{3 \text{ in}}\right)} = 393,091.1171 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Al tener la rigidez del material se puede hallar el coeficiente de rigidez:

$$C = \frac{Kb}{Km + Kb}$$

$$C = \frac{5580.3 \text{ Lbf}}{5580.3 \text{ Lbf} + 3479.15 \text{ Lbf}} = 0.62$$

Paso siguiente se necesita calcular la carga que resiste el perno:

$$Pb = C \times P$$

Pb = Carga en proporción a carga aplicada al perno

C = Factor de rigidez

P = Carga a soporta

Reemplazando se tiene:

$$Pb = 0.62 \times 100.53 \text{ N} = 62.33 \text{ N}$$

Paso siguiente se necesita calcular la carga que resiste el perno:

$$Pm = (1 - C) \times P$$

Dónde:

Pm = Carga en proporción a carga aplicada al material

C = Factor de rigidez

P = Carga a soportar por el material

Se tiene:

$$Pm = (1 - 0.62) \times 100.53 \text{ N} = 38.20 \text{ N}$$

A continuación, se halla la carga resultante para el perno:

$$Fb = Fi + Pb$$

Dónde:

Fb = Carga resultante

Fi = Precarga

Pb = Carga en proporción a la carga aplicada al perno

Se reemplaza y se tiene que:

$$Fb = 1860.3 \text{ Lbf} + 14.01 \text{ Lbf} = 1874.01 \text{ Lbf}$$

A continuación, se halla la carga resultante para el material:

$$Fm = Fi - Pm$$

Dónde:

Fm = Carga resultante

Fi = Precarga

Pm = Carga en proporción a la carga aplicada al material

Se reemplaza:

$$Fm = 1860.3 \text{ Lbf} - 8.59 \text{ Lbf} = 1851.71 \text{ Lbf}$$

Se halla el esfuerzo admisible del perno para finalmente hallar el factor de seguridad mediante:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

Dónde:

F_b = Carga resultante en el perno

A_t = Área de esfuerzo a tensión

Se reemplaza y se obtiene:

$$\sigma_b = \frac{1874.01 \text{ Lbf}}{0.0318 \text{ in}^2} = 58,930.82 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

Se halla finalmente el factor de seguridad:

$$N = \frac{150,000 \text{ Psi}}{58,930.82 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}} = 2.54$$

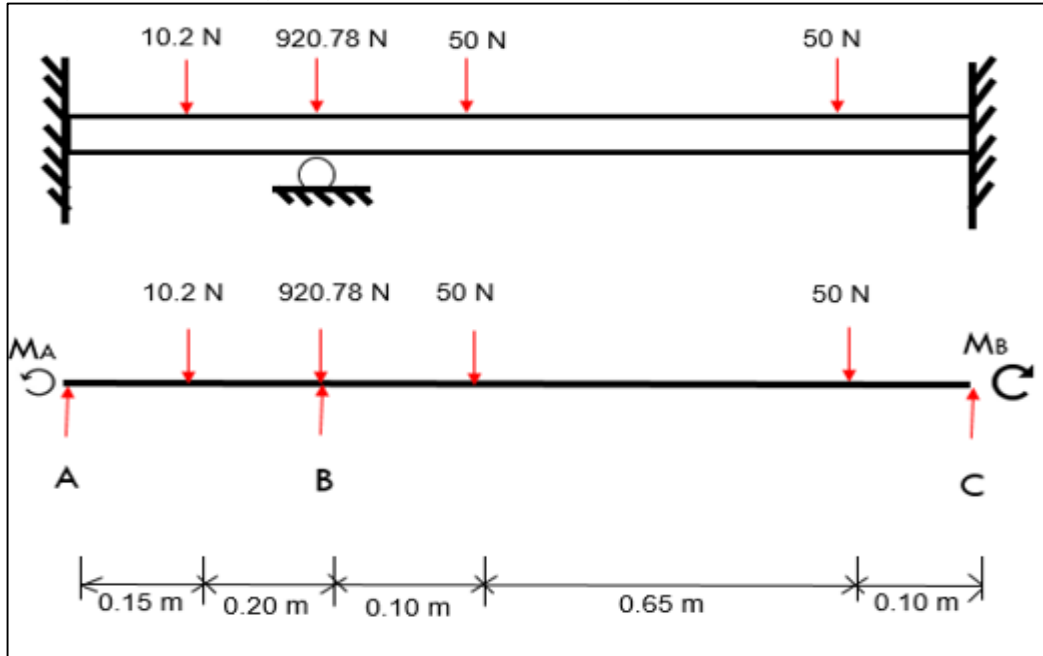
4.5 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

Se utilizará acero ASTM A36 para la construcción de la estructura. Se utilizará un perfil en L.

Para esto se analizó la viga que más recibe cargas y esfuerzos por parte de los elementos mecánicos que conforman la máquina (viga lateral), se debe realizar un análisis con empotramiento a ambos lados debido a la que se encentra soldado.

No es posible determinar con ecuaciones de estática ya que es un sistema indeterminado, así que se procede a utilizar el método de la doble integración:

Diagrama 20. Diagrama de Cuerpo Libre viga lateral



$$\sum \text{Fuerzas } y = 0$$

$$(A - 10.2 \text{ N}) + (B - 920.78 \text{ N}) - 50 \text{ N} - 50 \text{ N} + C = 0$$

$$A + B + C = 1030.78 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$M_A - (10.2 \text{ N} \times 0.15 \text{ m}) - (920.778 \times 0.35 \text{ m}) + (B \times 0.35 \text{ m}) - (50 \text{ N} \times 0.45 \text{ m}) - (5 \times 1.1 \text{ m}) + (C \times 1.2 \text{ m}) - M_C = 0$$

$$M_A - M_C + 0.358 \text{ N} \cdot \text{m} + 1.2 \times C = 401.3$$

$$\frac{d^2y}{dx} = \frac{M(x)}{EI} = \frac{1}{EI} x (10.2 \text{ N} \times 0.15 \text{ m}) - (920.778 \times 0.35 \text{ m}) + (B \times 0.35 \text{ m}) - (50 \text{ N} \times 0.45 \text{ m}) - (5 \times 1.1 \text{ m}) + (C \times 1.2 \text{ m}) - M_C = 0$$

$$\frac{dy}{dx} = 0 \quad x = 0$$

$$\frac{dy}{dx} = 0 \quad y = 1.2 \quad x = 0.35$$

Se realizó la obtención de las constantes y resultados con Solver:

$$A = 450.3 \text{ N}$$

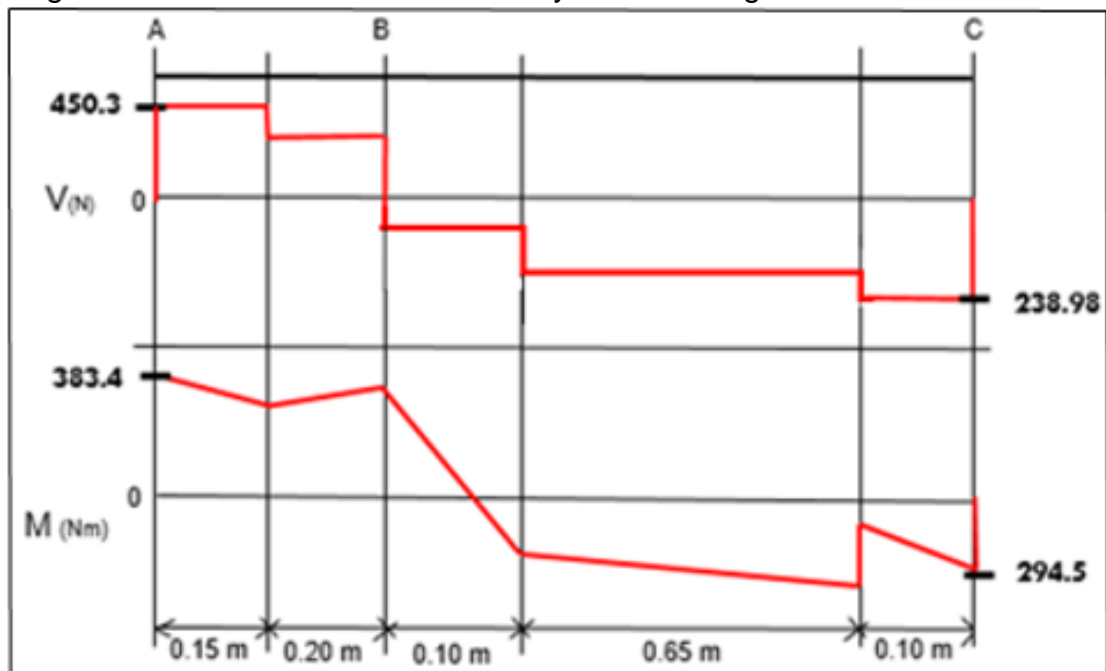
$$B = 341.5 \text{ N}$$

$$C = 238.48 \text{ N}$$

$$M_a = 383.5 \text{ N}$$

$$M_c = 294.5 \text{ N}$$

Diagrama 21. Fuerza cortante máxima y momento viga lateral



El esfuerzo de falla S_y del acero ASTM A36 es de 250 MPa.

Imagen 66. Propiedades de los aceros

| Designación de la ASTM | Tipo de acero | Formas | Usos recomendados | Esfuerzo mínimo de fluencia F_y^a , klb/plg^2 | Resistencia especificada mínima a la tensión F_u^b , klb/plg^2 |
|------------------------|--|---------------------------------------|--|--|---|
| A36 | Al carbono | Perfiles, barras y placas | Puentes, edificios y otras estructuras atornilladas, soldadas o remachadas | 36, pero 32 si el espesor es mayor de 8 plg | 50-80 |
| A529 | Al carbono | Perfiles y placas hasta 1/2 plg | Similar al A36 | 42 | 60-85 |
| A441 | De alta resistencia y baja aleación | Perfiles, placas y barras hasta 8 plg | Similar al A36 | 40-50 | 60-70 |
| A572 | De alta resistencia y baja aleación | Perfiles, placas y barras hasta 6 plg | Construcciones atornilladas, soldadas o remachadas. No para puentes soldados de acero con $F_y = 55$ o mayores | 42-65 | 60-80 |
| A242 | De alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica | Perfiles, placas y barras hasta 4 plg | Construcciones atornilladas, soldadas o remachadas; técnica de soldado muy importante | 42-50 | 63-70 |
| A588 | De alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica | Placas y barras | Construcciones atornilladas y remachadas | 42-50 | 63-70 |
| A852 | De baja aleación, templado y revenido | Placas sólo hasta 4 plg | Construcción soldada, remachada o atornillada; principalmente para puentes y edificios soldados. Técnica de soldado de importancia fundamental | 70 | 90-110 |
| A514 | Aleados templados y revenidos | Placas sólo hasta 4 plg | Estructuras soldadas con mucha atención a la técnica empleada; no se use si la ductilidad es importante | 90-100 | 100-130 |

Fuente: MCcormac. (2.002). conexiones soldadas. En diseño de estructuras de acero (pag.441). México Alfaomega.

Se toma un factor de seguridad de 1.3 el cual se encuentra en el rango normal:

Imagen 67. Factores de seguridad

- 1. $N = 1.25$ a 2.0 .** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- 2. $N = 2.0$ a 2.5 .** Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
- 3. $N = 2.5$ a 4.0 .** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- 4. $N = 4.0$ o más.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

Se tiene que:

$$\sigma \text{ Permissible} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma \text{ Permissible} = \frac{250 \text{ MPa}}{1.3} = 192.31 \text{ Mpa}$$

Se halla el modulo resistente elástico a la tensión s

$$s = \frac{\text{Momento maximo}}{\sigma \text{ Permissible}}$$

$$s = \frac{383.4 \text{ N.m}}{190'310.000 \text{ Pa}} = 2.02 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$1.768 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \times \frac{1'000.000 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3} = 2.02 \text{ cm}^3$$

$$0.1768 \text{ cm}^3 = \frac{0.0610237 \text{ in}^3}{1 \text{ cm}^3} = 0.13 \text{ in}^3$$

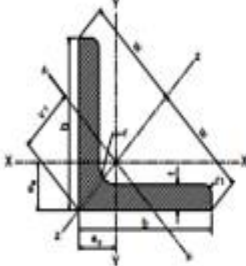
Se escoge por el catalogo del fabricante en acero A36:

Imagen 68. Selección de material estructural

| ASTM | Composición Química | | | | | Propiedades Mecánicas | | | | | |
|-------------|---------------------|----------|----------|----------|----------|-----------------------|----------------------|------------|----------------------|--------|----|
| | %C | %Mn | %P | %S | %Si | Límite Elástico | Resistencia Tracción | % Alarga/. | | | |
| | x 100 | x 100 | x 100 | x 100 | x 100 | | | | | | |
| A-36 | mín. | - | 80 | - | - | 15 | 23kg/mm ² | - | 41kg/mm ² | 400MPa | 20 |
| | máx. | 26 | 120 | 5 | 4 | 40 | 25kg/mm ² | 250MPa | 56kg/mm ² | 550MPa | 21 |
| A-572 GR 50 | mín. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 18 |
| | máx. | 23 | 135 | 5 | 4 | 40 | 35kg/mm ² | 345MPa | 46kg/mm ² | 450MPa | 21 |

Fuente: <http://www.ferrocortes.com.co/category/lineas/perfileria/angulos/>

Imagen 69. Selección de perfil en Angulo estructura



A_g = Área bruta de la sección transversal.
 I = Momento de inercia de la sección respecto de los ejes principales.
 $r = \sqrt{I/A}$ Radio de giro.
 S = Módulo resistente elástico de la sección.
 Q = Momento estático de media sección.
 Z = Módulo plástico de la sección.
 J = Módulo de torsión.
 C_w = Módulo de alabeo.

Página 1/2

| Designación del perfil | Designación Comercial | Dimensiones | | Radios de acuerdo | | Relación $\frac{b}{t}$ | Ag | Peso | Distancias al centro de gravedad | | | X-X = Y-Y | | | v-v | | | z-z | | J | Cw |
|------------------------|-----------------------|-------------|-----|-------------------|----------------|------------------------|-------------|-------------|----------------------------------|-------------|----------------|-----------------|-----------------|-------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------|--------------|
| | | b | t | r | r ₁ | | | | ex=ey | w | v ₁ | ix=iy | Sx=Sy | rx=ry | Iv | Iv | Iv | Iz | Iz | | |
| | | mm | mm | mm | mm | | | | cm | cm | cm | cm ² | cm ² | cm | cm ⁴ | cm ⁴ | cm ⁴ | cm ⁴ | cm ⁴ | | |
| L 16 x 16 x 3,2* | L 58 x 58 x 1/8 | 15,9 | 3,2 | 4 | 2 | 5,0 | 0,94 | 0,74 | 0,50 | 1,13 | 0,71 | 0,20 | 0,18 | 0,46 | 0,08 | 0,12 | 0,30 | 0,31 | 0,57 | 0,031 | 0,006 |
| L 19 x 19 x 3,2* | L 34 x 34 x 1/8 | 19 | 3,2 | 4 | 2 | 5,9 | 1,13 | 0,89 | 0,58 | 1,34 | 0,82 | 0,35 | 0,26 | 0,55 | 0,14 | 0,18 | 0,36 | 0,55 | 0,70 | 0,038 | 0,010 |
| L 22 x 22 x 3,2* | L 78 x 78 x 1/8 | 22,2 | 3,2 | 4 | 2 | 6,9 | 1,32 | 1,04 | 0,65 | 1,56 | 0,92 | 0,56 | 0,36 | 0,65 | 0,23 | 0,25 | 0,42 | 0,89 | 0,82 | 0,045 | 0,016 |
| L 25 x 25 x 3,2* | L 1 x 11 x 1/8 | 25,4 | 3,2 | | | 7,9 | 1,51 | 1,19 | 0,73 | 1,77 | 1,03 | 0,84 | 0,48 | 0,75 | 0,34 | 0,34 | 0,48 | 1,34 | 0,94 | 0,052 | 0,025 |
| x 4,8* | x3/16 | 25,4 | 4,8 | 4 | 2 | 5,3 | 2,19 | 1,72 | 0,79 | 1,77 | 1,11 | 1,17 | 0,68 | 0,73 | 0,5 | 0,45 | 0,48 | 1,84 | 0,92 | 0,170 | 0,075 |
| x 6,4* | x 1/4 | 25,4 | 6,4 | | | 4,0 | 2,81 | 2,2 | 0,85 | 1,77 | 1,19 | 1,44 | 0,87 | 0,72 | 0,66 | 0,55 | 0,48 | 2,23 | 0,89 | 0,388 | 0,159 |
| L 29 x 29 x 3,2 | L 1 1/8 x 1 1/8 x 1/8 | 28,6 | 3,2 | 5 | 2,5 | 8,9 | 1,65 | 1,3 | 0,77 | 1,91 | 1,09 | 1,06 | 0,55 | 0,80 | 0,42 | 0,30 | 0,51 | 1,70 | 1,01 | 0,059 | 0,036 |
| L 32 x 32 x 3,2* | L 1 1/4 x 1 1/4 x 1/8 | 31,7 | 3,2 | | | 9,9 | 1,97 | 1,55 | 0,89 | 2,26 | 1,26 | 1,83 | 0,79 | 0,96 | 0,72 | 0,57 | 0,61 | 2,93 | 1,22 | 0,066 | 0,050 |
| x 4,8* | x3/16 | 31,7 | 4,8 | 5 | 2,5 | 6,6 | 2,87 | 2,25 | 0,96 | 2,26 | 1,35 | 2,58 | 1,15 | 0,95 | 1,06 | 0,78 | 0,61 | 4,10 | 1,20 | 0,216 | 0,105 |
| x 6,4* | x 1/4 | 31,7 | 6,4 | | | 5,0 | 3,71 | 2,91 | 1,02 | 2,26 | 1,44 | 3,24 | 1,49 | 0,93 | 1,38 | 0,96 | 0,61 | 5,09 | 1,17 | 0,408 | 0,337 |
| L 38 x 38 x 3,2* | L 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 | 38,1 | 3,2 | | | 11,9 | 2,37 | 1,86 | 1,03 | 2,69 | 1,46 | 3,11 | 1,12 | 1,15 | 1,2 | 0,82 | 0,71 | 5,02 | 1,46 | 0,080 | 0,089 |
| x 4,8 | x3/16 | 38,1 | 4,8 | 6 | 3 | 7,9 | 3,46 | 2,71 | 1,10 | 2,69 | 1,56 | 4,45 | 1,05 | 1,13 | 1,78 | 1,14 | 0,72 | 7,12 | 1,44 | 0,263 | 0,280 |
| x 6,4 | x 1/4 | 38,1 | 6,4 | | | 6,0 | 4,49 | 3,53 | 1,17 | 2,69 | 1,65 | 5,63 | 2,14 | 1,12 | 2,33 | 1,42 | 0,72 | 8,93 | 1,41 | 0,610 | 0,619 |
| L 45 x 45 x 3,2* | L 1 3/4 x 1 3/4 x 1/8 | 44,4 | 3,2 | | | 13,9 | 2,83 | 2,22 | 1,19 | 3,18 | 1,68 | 5,24 | 1,58 | 1,36 | 1,98 | 1,18 | 0,84 | 8,50 | 1,73 | 0,093 | 0,143 |
| x 4,8* | x3/16 | 44,4 | 4,8 | 7 | 3,5 | 9,3 | 4,14 | 3,25 | 1,27 | 3,18 | 1,79 | 7,57 | 2,34 | 1,35 | 2,97 | 1,66 | 0,85 | 12,17 | 1,71 | 0,310 | 0,455 |
| x 6,4* | x 1/4 | 44,4 | 6,4 | | | 6,9 | 5,40 | 4,24 | 1,34 | 3,18 | 1,88 | 9,67 | 3,06 | 1,34 | 3,9 | 2,07 | 0,85 | 15,43 | 1,69 | 0,720 | 1,018 |
| 38,1 | 6,4 | | | | | 6,0 | 4,49 | 3,53 | 1,17 | 2,69 | 1,65 | 5,63 | 2,14 | | | | | | | 0,610 | 0,619 |

Fuente: <http://www.ferrocortes.com.co/category/lineas/perfileria/angulos/>

Se tiene un módulo de sección mínimo de 2.02 cm^3 , se escoge un perfil de $38.1 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm}$ el cual brinda un módulo de sección de 2.14 cm^3 como lo muestra imagen 65.

4.6 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE COLUMNAS

Se debe realizar el análisis y el cálculo del comportamiento de las columnas y determinar si con el perfil estructural que se escogió soporta el esfuerzo y la reacción

a compresión a la que estará sometida; por esto se analizara la columna sobre la que más recaerán las fuerzas de la máquina: Los soportes base.

Se utilizará el método de LRFD propuesto por el libro Diseño de estructuras de acero de Mc Cormac.

Se debe hallar la resistencia de diseño por compresión dada por:

$$Rdc = \phi \times Ag \times \sigma_{cr}$$

Dónde:

Rdc = Resistencia de diseño a la compresión

ϕ = Factor de resistencia equivalente a 0.85

Ag = Área Gross o neta

σ_{cr} = Esfuerzo Crítico

Imagen 70. Longitudes efectivas de columnas

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna

| | | | | | | |
|--|---------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|------|-----|
| Valor K teórico | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| Símbolos para las condiciones de extremo | | | | | | |
| | Rotación y traslación impedidas | Rotación libre y traslación impedida | Rotación impedida y traslación libre | Rotación y traslación libres | | |

Fuente: MCcormac. (2.002). conexiones soldadas. En diseño de estructuras de acero (pag.441). México Alfaomega.

Para determinar el esfuerzo crítico se deben tener en cuenta el factor γ el cual determina si la columna es de una longitud corta o larga:

$$\gamma = \frac{K \times L}{\pi \times r} \times \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

Dónde:

γ = Factor de longitud de columna

K = Factor de longitud efectiva

L = Longitud de la columna
 r = Radio de giro del elemento

Se reemplaza:

$$\gamma = \frac{0.5 \times 900 \text{ mm}}{\pi \times 11.5 \text{ mm}} \times \sqrt{\frac{250 \frac{N}{\text{mm}^2}}{200,000 \frac{N}{\text{mm}^2}}} = 0.44$$

Se puede deducir que la viga es de longitud corta, se procede a calcular el esfuerzo crítico según sea el caso.

Si $\gamma \leq 1.5$ se halla el esfuerzo crítico mediante:

$$\sigma_{cr} = 0.658^{\gamma^2} \times \sigma_y$$

Si $\gamma > 1.5$ se halla el esfuerzo crítico mediante:

$$\sigma_{cr} = \frac{0.877}{\gamma^2} \times \sigma_y$$

Se reemplaza en la ecuación:

$$\sigma_{cr} = 0.658^{0.44^2} \times 250 \frac{N}{\text{mm}^2} = 230.54 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El área gross del perfil utilizado se puede encontrar en el catálogo del perfil el cual es de 4.49 cm^2 tal y como lo muestra la imagen:

Imagen 71. Área Gross de perfil

| | | |
|---|------|----|
| 9 | 3,46 | 2, |
| 0 | 4,49 | 3, |
| 9 | 2,83 | 2, |

Fuente: <http://www.ferrocortes.com.co/category/líneas/perfileria/ángulos/>

Ya que el área gross se encuentra en cm^2 se convierte a mm^2 por cuestiones de cálculo:

$$4.49 \text{ cm}^2 \times \frac{100 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2} = 449 \text{ mm}^2$$

Se halla la resistencia de diseño por compresión:

$$Rdc = 0.85 \times 449 \text{ mm}^2 \times 230.54 \frac{N}{\text{mm}^2} = 87,985.9 \text{ N}$$

Se procede a determinar la carga ultima en la cual se incluyen las cargas muertas y vivas, Se consideran todas cargas muertas que siempre se encuentran operando en la máquina.

$$Ru = 1.4 \times D$$

Dónde:

D = Carga muerta

Para determinar cada carga muerta que la columna inferior debe soportar, se debe determinar la masa de los perfiles y las fuerzas que actúan sobre ellos:

$$m = \rho \times V$$

Dónde:

ρ = Densidad

V = Volumen

Se debe calcular el volumen de cada aleta para determinar el volumen de todo el perfil:

– Viga Lateral (placa base y sistema de corte)

$$\text{Volumen}_{\text{perfil}} = (\text{Ancho} \times \text{Espesor}) + (\text{Ancho} \times \text{Espesor}) \times \text{Largo}$$

Se reemplaza:

$$V \text{ Perfil} = (38.1 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm}) + ((38.1 \text{ m} - 6.4 \text{ mm}) \times 6.4 \text{ mm}) \times (1200 \text{ mm}) \\ = 536,064 \text{ mm}^3$$

Se convierten las unidades para unificarlas:

$$536,064 \text{ mm}^3 \times \frac{1 \times 10^{-9} \text{ m}^3}{1 \text{ mm}^3} = 5.361 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Se calcula la masa de la viga con la densidad del acero ASTM A36:

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times (5.361 \times 10^{-4} \text{ m}^3) = 4.21 \text{ Kg}$$

– Viga superior (Apoyo sistema de corte)

$$V \text{ Perfil} = (38.1 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm}) + ((38.1 \text{ m} - 6.4 \text{ mm}) \times 6.4 \text{ mm}) \times (650 \text{ mm}) \\ = 290,368 \text{ mm}^3$$

Se convierten las unidades para unificarlas:

$$290,368 \text{ mm}^3 \times \frac{1 \times 10^{-9} \text{ m}^3}{1 \text{ mm}^3} = 2.91 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Se calcula la masa de la viga con la densidad del acero ASTM A36:

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times (2.91 \times 10^{-4} \text{ m}^3) = 2.28 \text{ Kg}$$

– Columnas (Apoyo pistones)

$$V \text{ Perfil} = (38.1 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm}) + ((38.1 \text{ m} - 6.4 \text{ mm}) \times 6.4 \text{ mm}) \times (250 \text{ mm}) \\ = 111,680 \text{ mm}^3$$

Se convierten las unidades para unificarlas:

$$111,680 \text{ mm}^3 \times \frac{1 \times 10^{-9} \text{ m}^3}{1 \text{ mm}^3} = 1.12 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Se calcula la masa de la viga con la densidad del acero ASTM A36:

$$m = 7850 \frac{Kg}{m^3} \times (1.12 \times 10^{-4} m^3) = 0.888 Kg$$

La sumatoria de la masa de las columnas y vigas las cuales se encuentran sostenidas por las columnas base es de:

$$Masa_{vigas y Columnas} = 4.21 Kg + 2.28 Kg + 0.888 Kg = 7.37 Kg$$

Se procede a hallar la masa de los elementos mecánicos que actúen sobre la estructura las cuales recaen en las columnas:

Fuerza del sistema de corte:

$(Fuerza_{piston} \div Gravedad) \div \# Columnas\ soporte = Carga\ actuante\ por\ columna$

$$\left(120 N \div 9.81 \frac{m}{s^2}\right) \div 4 = 3.06 Kg$$

Fuerza del sistema de halado:

El número de columnas soporte del sistema no será de 4 como anteriormente se tomó, ya que esta fuerza es la actuante en el rodamiento izquierdo dónde va acoplado el sistema motriz de la máquina. Se tomará como 2 el número de columnas encargadas de soportar esta carga., sin embargo, se considera que la columna más cercana a esta fuerza es la que recibirá más carga así que se decide estimar la carga total para una sola columna.

$(Fuerza_{S.Empuje} \div Gravedad) \div \# Columnas\ soporte$
 $= Carga\ actuante\ por\ columna$

$$\left(920.72 N \div 9.81 \frac{m}{s^2}\right) \div 1 = 93.86 Kg$$

Fuerza eje de carretes de tela, se considera esta fuerza como pequeña de modo que también se hará el cálculo en 1 columna:

$$\begin{aligned}
 & (Fuerza_{Eje\ carretes} \div Gravedad) \div \# \text{ Columnas soporte} \\
 & = \text{Carga actuante por columna} \\
 & \left(10.2\ N \div 9.81\ \frac{m}{s^2} \right) \div 1 = 1.04\ Kg
 \end{aligned}$$

Se realiza la sumatoria de las cargas:

$$Masa\ vigas\ y\ Columnas = 3.06\ Kg + 93.86\ Kg + 1.04\ Kg = 98\ Kg$$

No se tienen cargas vivas para determinar, de esta forma por el método LRFD podemos determinar la carga muerta con la ecuación del libro de Diseño de Estructuras de Acero:

$$\begin{aligned}
 U & = 1.4 \times D \\
 U & = 1.2 \times D + 1.6 \times L + 0.5 (Lr\ o\ S\ o\ R)
 \end{aligned}$$

Dónde:

D = Carga muerta

L = Carga viva

Lr = Para cargas vivas en techo

S = Para cargas de nieve

R = Para cargas de lluvia o hielo

No se consideran cargas vivas ni cargas externas de ambiente.

Se reemplaza:

$$U = 1.4 \times 98\ Kg = 137.15\ Kg$$

Se obtiene la fuerza:

$$137.15\ Kg \times 9.81\ \frac{m}{s^2} = 1345.38\ N$$

Se debe cumplir el parámetro de que la resistencia de diseño por compresión ya calculada anteriormente debe ser mayor a la carga última:

$$\begin{aligned}
 Rdc & > U \\
 87,985.9\ N & > 1345.38\ N
 \end{aligned}$$

5. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (M.E.F)

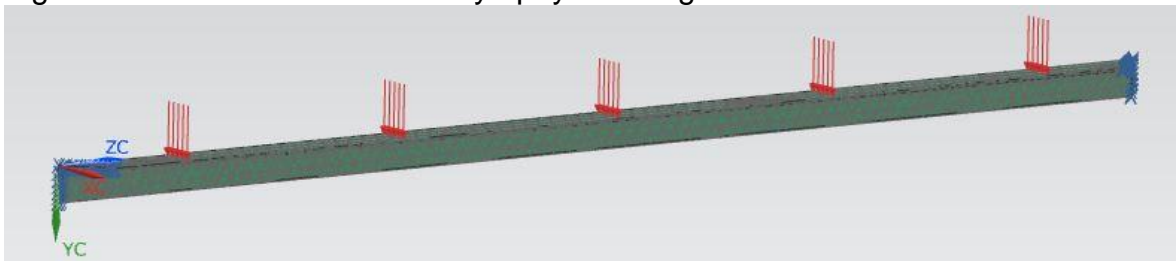
El análisis por el método de elementos finitos se realizó en la viga en la estructura más afectada y la estructura en general mediante el programa de simulación NX NANSTRAN SIEMENS; ya que por medio de esta simulación es posible determinar el comportamiento de los materiales y su estructura.

5.1 SIMULACIÓN VIGA LATERAL

Las vigas laterales de la estructura son las partes que más reciben cargas y están expuestas a deflexión ya que recaen los ejes del sistema de halado y la fuerza que ejerce el pistón del sistema de corte. Las fuerzas presentes en la viga pueden ser vistas en el numeral “4.5 CÁLCULO ESTRUCTURA”

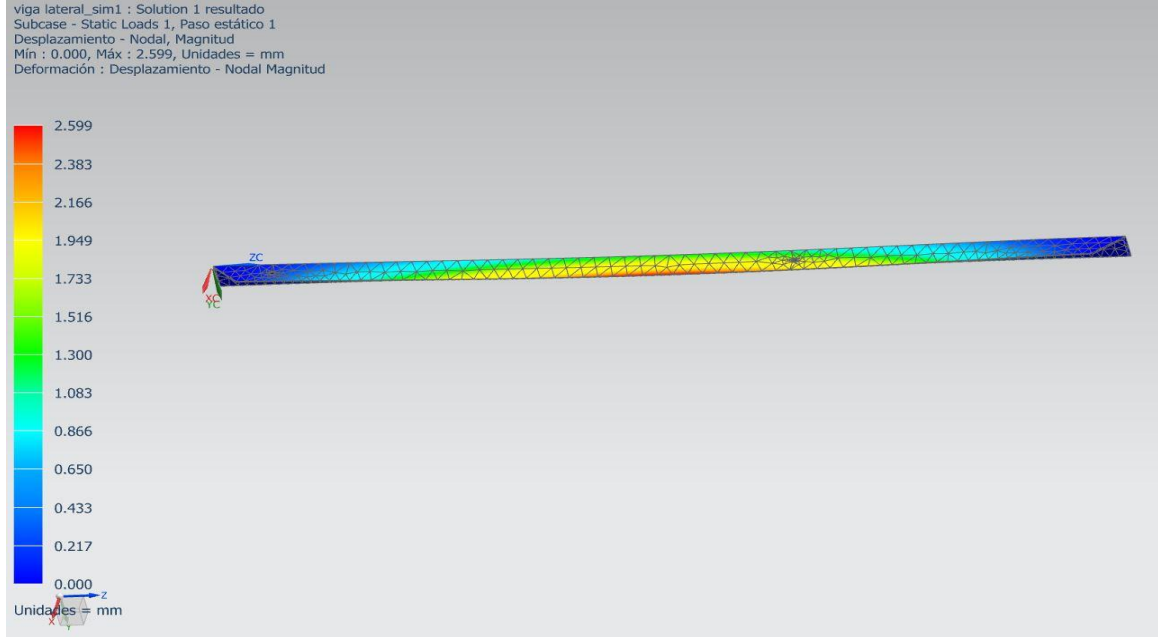
Para este análisis se empotro a cada lado la viga ya que se encuentra soldado en las uniones. Se analizó como una carga distribuida el peso que recae sobre ellas.

Figura 4. Distribución de fuerzas y apoyos en viga lateral



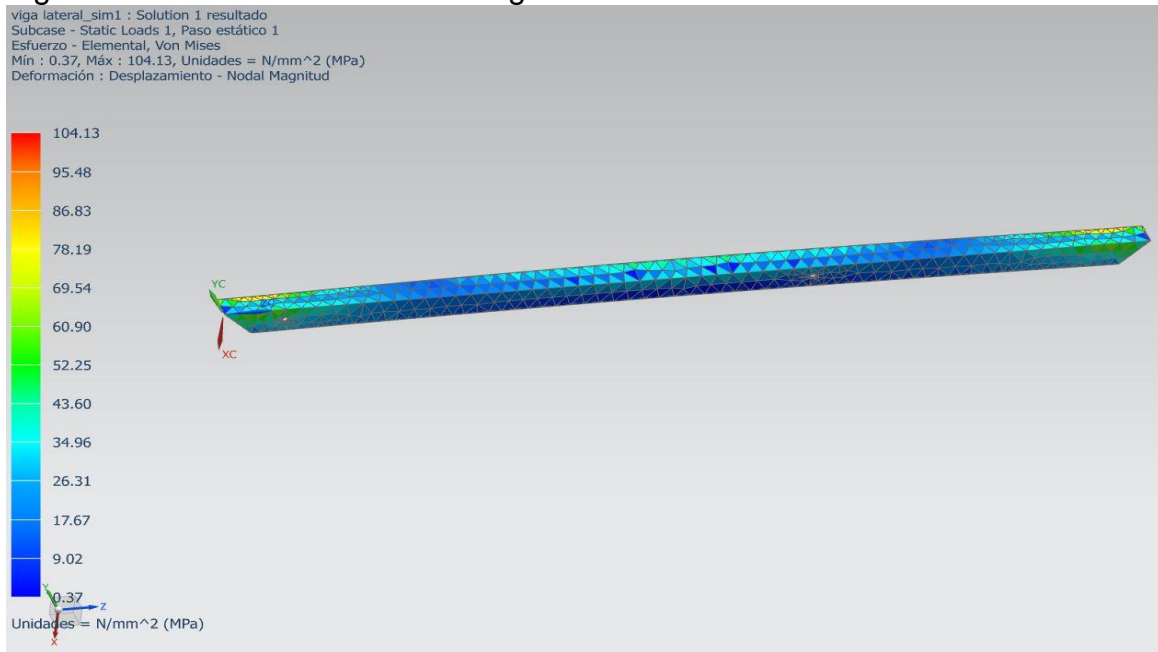
Como se observa en la figura 4 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la viga lateral.

Figura 5. Deflexión y desplazamiento máximo viga lateral



Se tiene una deformación máxima de 2.599 mm la cual se presenta aproximadamente en el centro de la viga.

Figura 6. Esfuerzo nodal máximo viga lateral

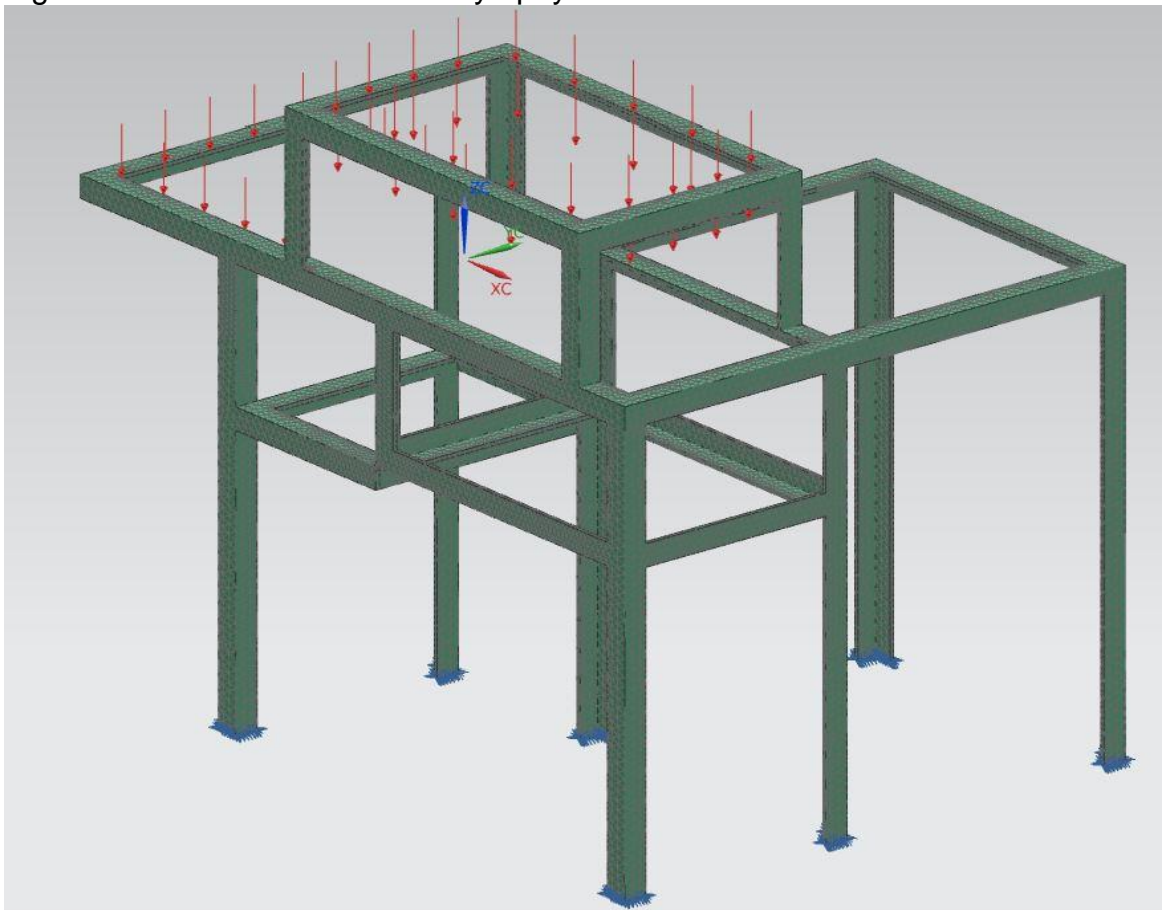


Como se muestra en la figura, se obtiene un esfuerzo nodal máximo de Von mises de 104.13 MPa, si se tiene un esfuerzo de fluencia del material de 250 Mpa se obtiene un factor de seguridad de 2.4 por lo cual se escogió el perfil estructural adecuado.

5.2 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

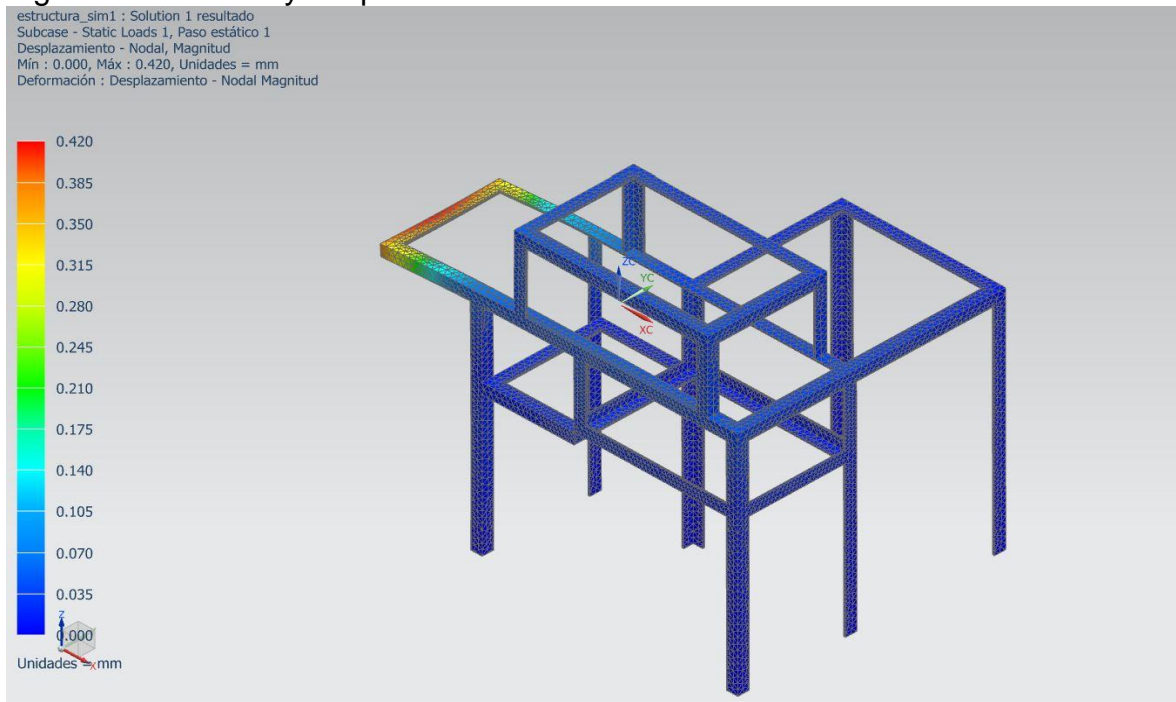
Las restricciones de los apoyos de la estructura se hicieron en la base de las patas de forma que está anclada al piso donde se va a poner en funcionamiento.

Figura 7. Distribución de fuerzas y apoyos en estructura



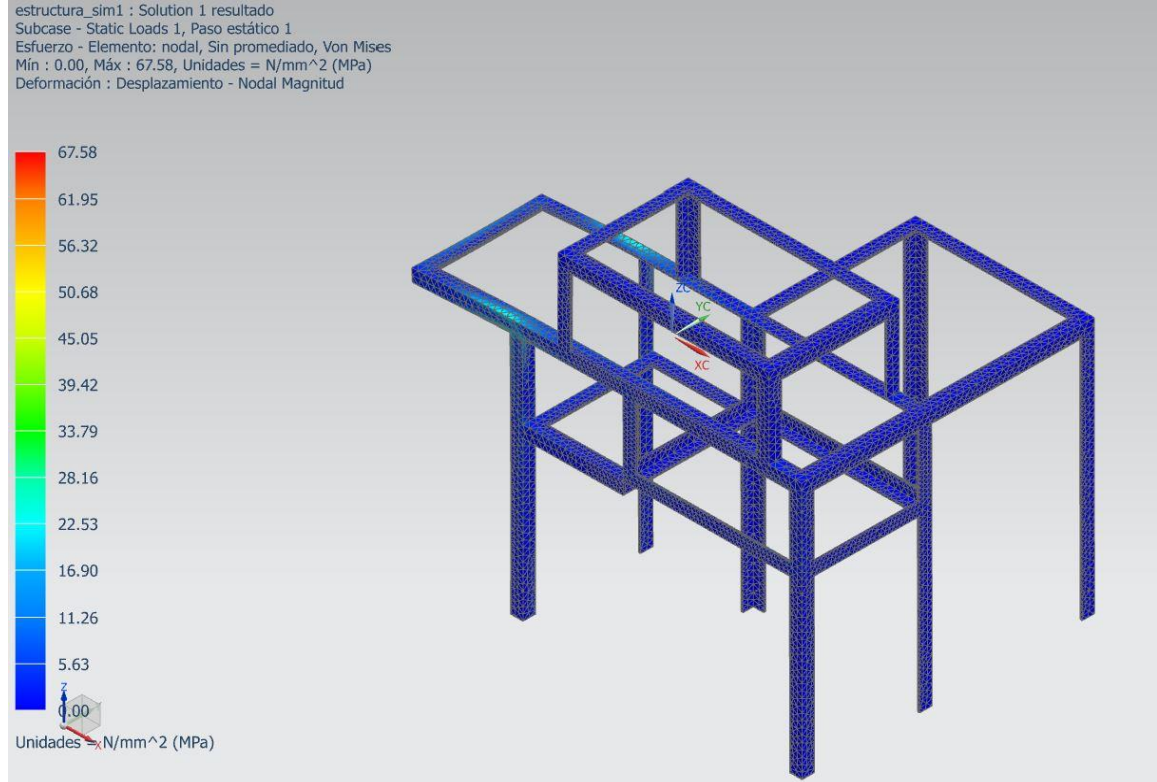
Como se observa en la figura 7 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la estructura.

Figura 8. Deflexión y desplazamiento estructura



Se tiene una deformación máxima de 0.42 mm en la estructura, la cual se presenta en el extremo izquierdo, se analizó como una fuerza distribuida a cual ejercen los elementos ubicados en ese sector los cuales son, el eje soporte de los carretes de tela, el sistema motriz de los rodillos de fricción.

Figura 9. Esfuerzo nodal máximo estructura

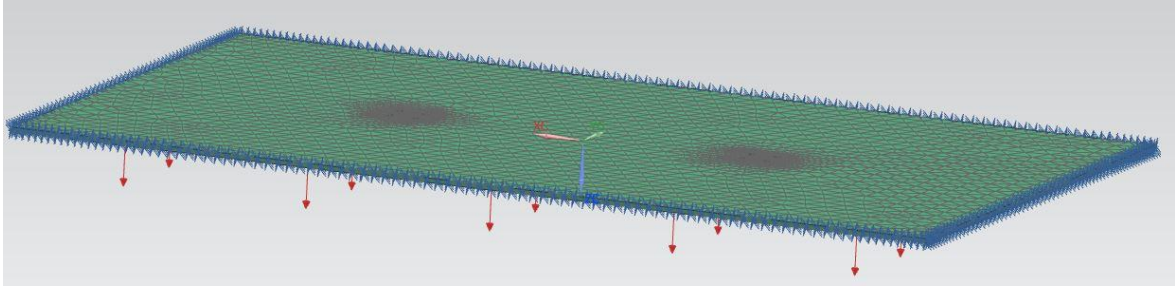


Como se muestra en la figura 9, se obtiene un esfuerzo nodal máximo de Von mises de 67.58 MPa, si se tiene un esfuerzo de fluencia del material de 250 Mpa se obtiene un factor de seguridad de 3.7 por lo cual se escogió el perfil estructural adecuado y no se van a presentar fallas de ruptura.

5.3 SIMULACIÓN PLACA DE CORTE SOPORTE

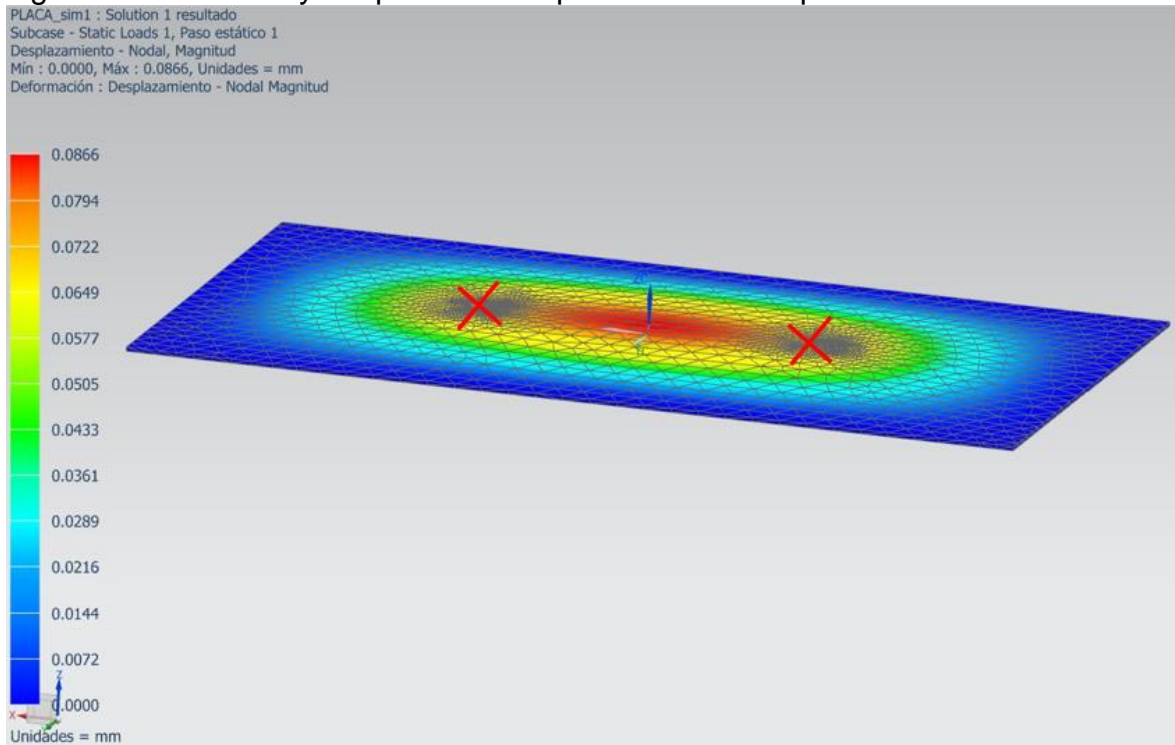
Para la simulación de la placa de corte soporte de fijo las restricciones de apoyo en los bordes de la que en estos puntos ira fija soldada a la estructura. De igual forma los pistones se encuentran soportados en el cetro de la placa donde se pueden observar las marcas X:

Figura 10. Distribución de fuerzas y apoyos en placa de corte soporte



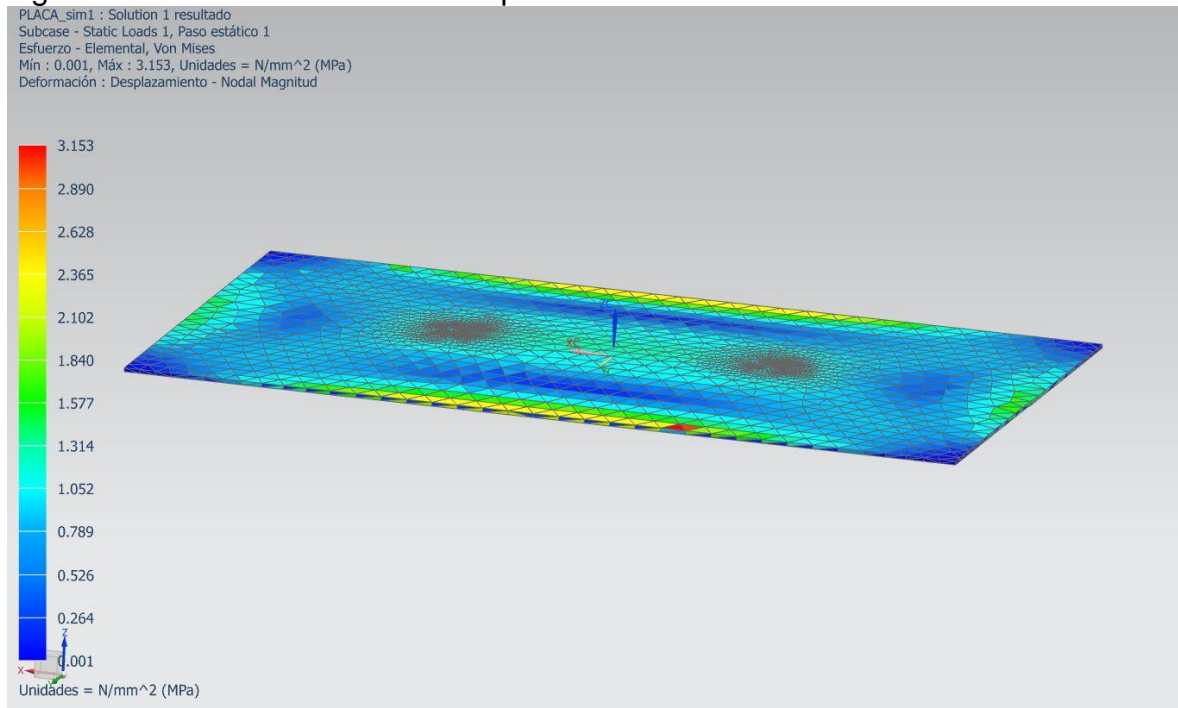
Como se observa en la figura 10 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la placa de corte soporte.

Figura 11. Deflexión y desplazamiento placa de corte soporte



Se tiene una deformación máxima de 0.0866 mm en la placa de corte soporte, la cual se presenta en su parte central, se analizó como una fuerza distribuida a la cual ejercen los elementos ubicados en ese sector los cuales son, el eje soporte de los carretes de tela, el sistema motriz de los rodillos de fricción.

Figura 12. Esfuerzo nodal máximo placa de corte



Como se muestra en la figura 12, se obtiene un esfuerzo nodal máximo de Von mises de 3.58 MPa, si se tiene un esfuerzo de fluencia del material de 250 Mpa se obtiene un factor de seguridad de 79.3 el cual es muy grande ya que sobre la placa solo habrá recaída de una fuerza de 200N la cual es muy pequeña a comparación del esfuerzo límite del material.

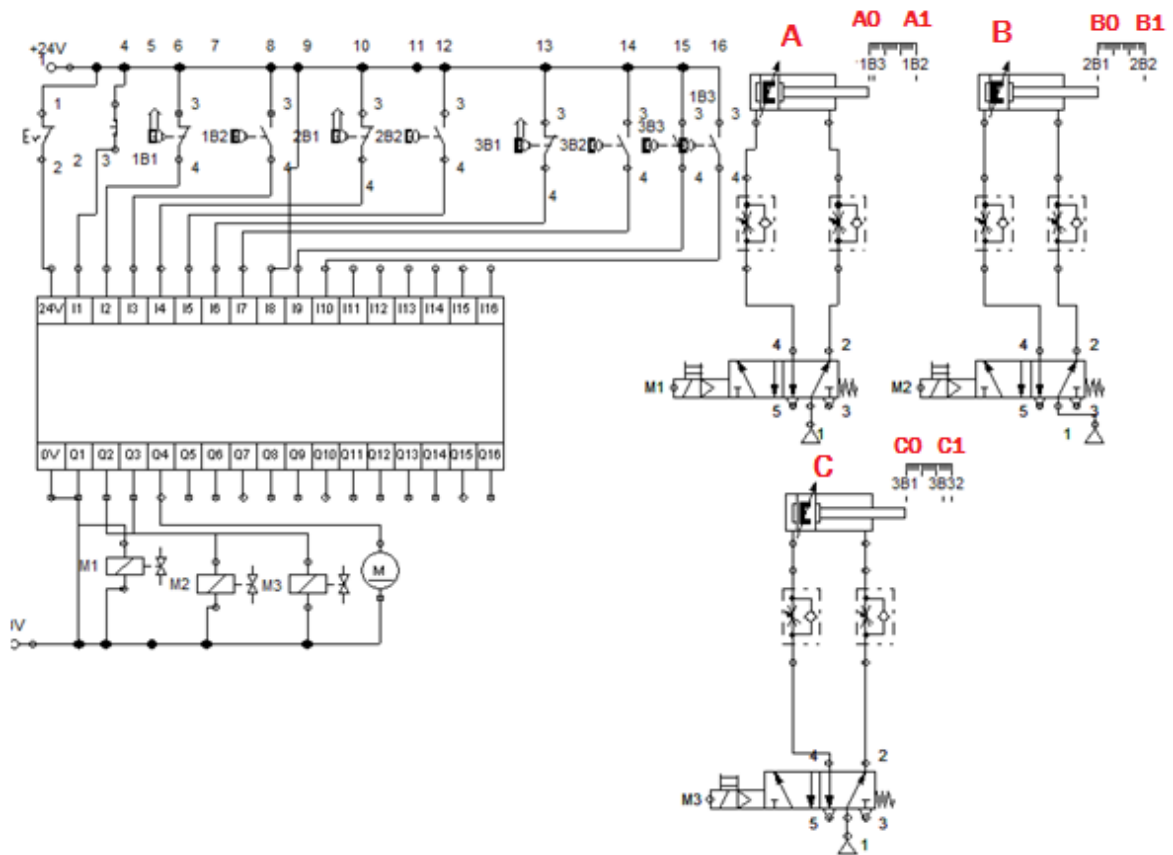
6. PLANOS

En el proyecto de la maquina cortadora automática de tela compuesta de fibras sintéticas, se deben realizar los planos de diseño general y los planos de automatización. Se debe consultar el anexo K de planos de diseño general.

6.1 PLANOS DE AUTOMATIZACIÓN

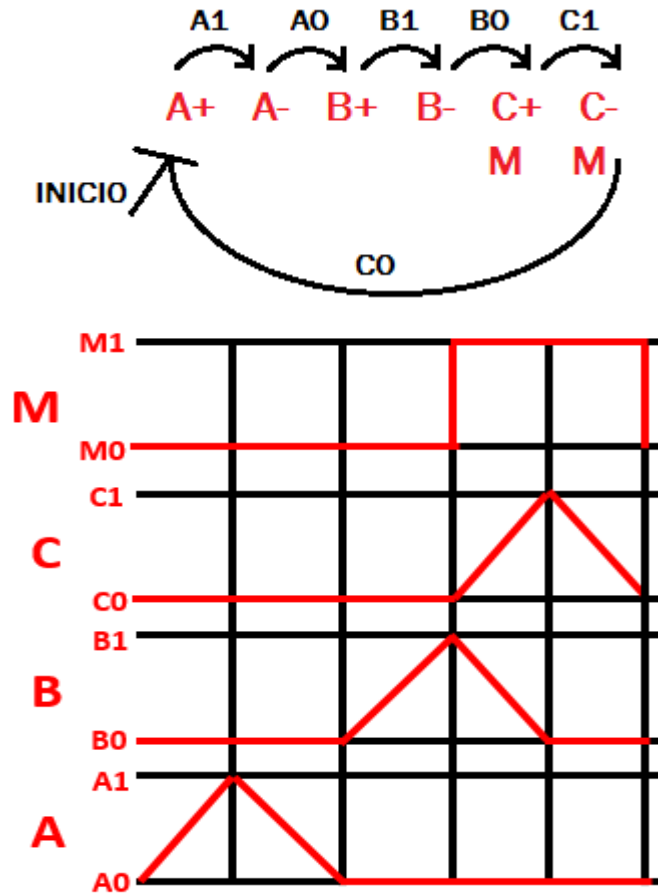
Los planos de automatización se realizaron en el programa Fluid Sim, en el cual se implementó un PLC Siemens, con actuadores y cilindros de doble efecto. El cilindro A representa el sistema de guía, el cilindro B representa el sistema de corte y el cilindro C representa el sistema de empuje.

Imagen 72. Plano electro neumático y de control



Secuencia y diagrama espacio fase:

Diagrama 22. Espacio-fase



Tipo de PLC:
Siemens S7 1200

Número de entradas y de salidas:
16 entradas digitales, 16 entradas análogas, 8 salidas digitales, 8 salidas análogas.

Tipos de sensores:
Sensores de proximidad inductivos Schneider que al detectar el metal sin necesidad de hacer contacto replica la señal.

Imagen 73. Especificaciones técnicas de sensores inductivos

| Characteristics | |
|------------------------------------|------------------------------------|
| Main | |
| Range of product | OsiSense XS |
| Series name | General purpose |
| Sensor type | Inductive proximity sensor |
| Device application | - |
| Sensor name | XS1 |
| Sensor design | Cylindrical Ø 6.5 mm plain |
| Size | 33 mm |
| Body type | Fixed |
| Detector flush mounting acceptance | Flush mountable |
| Material | Metal |
| Type of output signal | Discrete |
| Wiring technique | 3-wire |
| [Sn] nominal sensing distance | 2.5 mm |
| Discrete output function | 1 NO |
| Output circuit type | DC |
| Discrete output type | NPN |
| Electrical connection | Cable |
| Cable length | 2 m |
| [Us] rated supply voltage | 12...24 V DC with reverse polarity |

Fuente: <http://www.tesensors.com/es/es/product/inductive-capacitive/xs-xt-ref/>

Tipos de válvulas:

Se escogen válvulas monoestables 5/2 de Festo con las siguientes características:

Imagen 74. Especificaciones técnicas de electroválvulas Válvulas normalizadas VSPA

Selecionar características Lista de productos Mis favoritos

✓ VSPA-B-M52-A-A2

Características básicas ☐

| | | | |
|--------------------|---|----------------------------------|---|
| Función de válvula | ✓ | Válvula de 5/2 vías, monoestable | ▼ |
| Conexión neumática | ✓ | 18 mm (02) ISO 15407-1/-2 | ▼ |
| Tipo de reposición | ✓ | Muelle neumático | ▼ |

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/products_ISO_15407_1

6.2 Planos de control sistema de corte

Como anteriormente se había dicho, el sistema de corte está compuesto básicamente por alambra de cromo níquel el cual al ser calentado producirá el corte en el listón de tela debido a sus propiedades químicas con alto contenido de polyester.

El sistema de corte estará compuesto y controlado por elementos eléctricos tales como:

- Fusible: Su función es controlar la corriente para que no ocurra sobrecalentamiento ni corto circuito.
- Interruptor: Es un elemento el cual se encarga de encender o apagar el sistema dando paso o cortando la corriente.
- Termostato: Es el encargado de controlar la temperatura a la cual se va a calentar la resistencia, teniendo en cuenta las propiedades y ficha técnica.⁸

⁸ ELEMENTOS ELÉCTRICOS S.A. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 11/082017]. Disponible en: <http://elementoselectricos.com.co/>

Imagen 75. Propiedades alambre Cromo-Níquel.

| Propiedades de RW 70 | | |
|------------------------------|---------------------------|--|
| Densidad | 8.00g/cm ³ | 0.289 lb/in ² |
| Resistencia eléctrica a 20°C | 70 microhm · cm | 421 ohm. Circ. mil/ft |
| Temperatura operativa máxima | 300 °C | 572 °F |
| Punto de fusión | 1375 °C | 2500 °F |
| Coefficiente de expansión | 17.6 µm/m °C (20 – 100°C) | 9.8 x 10 ⁻⁶ in/in °F (70 – 212°F) |

Fuente: <https://www.alloywire.es/products/rw-70-high-strength-hot-cutting-wire/>

A continuación se muestra el circuito de fuerza y de control del sistema de corte:

Imagen 76. Circuito de fuerza

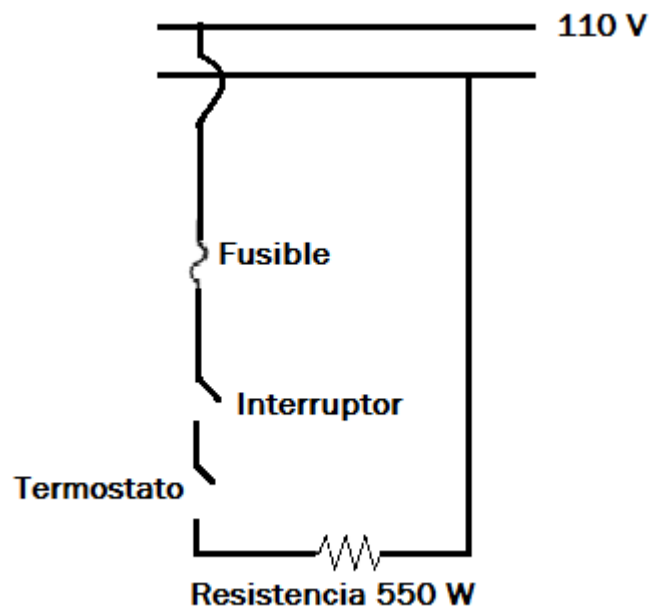
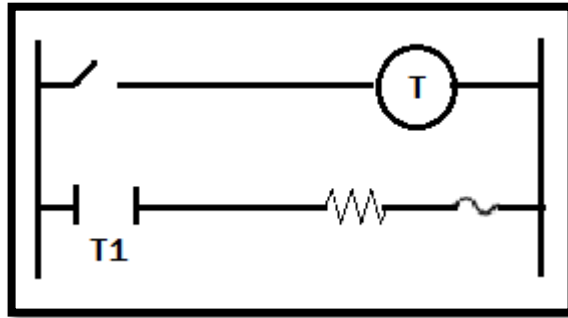


Imagen 77. Circuito de control



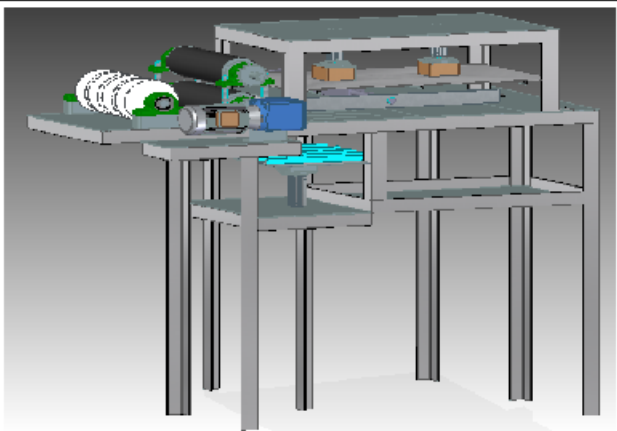
7. MANUALES DE LA MAQUINA

Los manuales de montaje, operación, mantenimiento y salud ocupacional son imprescindibles tanto en el diseño y construcción de una máquina, como en el sitio de trabajo de la máquina; para garantizar el óptimo funcionamiento y evitar al máximo el riesgo de accidentes laborales.

7.1 MANUAL DE OPERACIÓN

Se debe conocer la forma de funcionamiento de la máquina y los elementos y sistemas principales que la conforman, para esto se diseñó la ficha técnica de la máquina y los pasos a seguir para explicar el óptimo uso y funcionamiento de la máquina.

Imagen 78. Ficha técnica

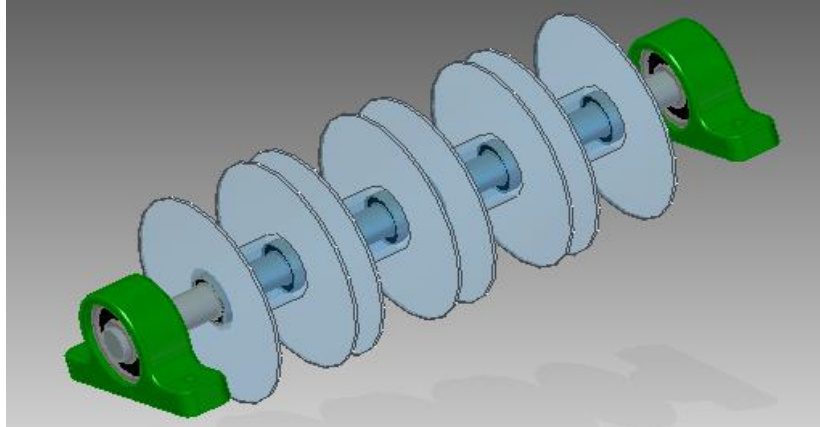


MAQUINA AUTOMATICA CORTADORA DE TELA COMPUESTA POR FIBRAS SINTETICAS

| CAPACIDAD | CARACTERISTICAS DE LA MAQUINA |
|--|--|
| <p>Numero de carretes: 4 Corte por ciclo: 8 listones Tiempo de corte 2000 listones: 3 Horas aprox.</p> | <p>ESPECIFICACIONES MOTOREDUCTOR Sumitomo serie Hyponic. Potencia de : 1/8 HP – 0.1 kW RPM entrada: 1750 RPM salida: 58.3 Torque de salida: 12.9 N.m Trifásico 220 V</p> <p>ESPECIFICACIONES RODILLOS Catarinas: Intermec # 40 Paso entre dientes: 0.5 in #dientes: 16</p> <p>ESPECIFICACIONES SISTEMA NEUMATICO Presión de funcionamiento: 5 Bar Pistón 1: Fabricante Festo L. Carrera: 50 mm ø Cilindro: 16 mm Pistón 2: Fabricante Festo L. Carrera 400 mm ø Cilindro: 32 mm Pistón 3: Fabricante Festo L. Carrera 50 mm ø Cilindro: 16 mm</p> <p>ESPECIFICACIONES SISTEMA CORTE Alambre Nicrom (Cromo-Níquel): ø 1mm</p> |

- Antes de iniciar el proceso de la máquina, el operario debe llevar la tela al punto de halado y arrastre una vez, garantizando que la tela se encuentre lista para hilar.

Imagen 79. Ensamble de carretes



- Inicio. Se debe oprimir el interruptor de encendido ON el cual iniciara el proceso de la máquina.

Imagen 80. Pulsador ON



Fuente: <https://100ciaencasa.blogspot.com.co/2015/05/circuitos-utiles-09-pulsador-tactil.html>

- Si se presenta una emergencia, el operario deberá oprimir el botón STOP para que la maquina deje de realizar el proceso inmediatamente.

Imagen 81. Paro de emergencia



Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/sick/product-894-1358235.html>

- El operario deberá cortar los listones necesarios de esta forma justo cuando no desee seguir el proceso puede parar la maquina con el botón Stop.

7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El manual de mantenimiento de la maquina automática cortadora de textiles compuestos por fibras sintéticas se basara en un mantenimiento preventivo el cual consiste a grueso modo en prevenir y evitar daños o fallas de manera anticipada a que ocurran.⁹

Imagen 82. Mantenimiento



Fuente: <https://easymaint.wordpress.com/2016/04/19/beneficios-del-mantenimiento-preventivo/>

⁹ GARCÍA GARRIDO, Santiago. Tipos De Mantenimiento. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.mantenimientopetroquimica.com/tiposdemantenimiento.html>

El mantenimiento se debe realizar entre periodos de 500 horas de funcionamiento

Tabla 9. Procedimiento a implementar

| Elemento | Procedimiento a implementar | | | |
|----------------------|-------------------------------|--|--|--|
| | Lubricación | Ajuste | Inspección y seguimiento | Limpieza |
| Motor | | - Tornillos de sujeción | - Arranque - Consumo eléctrico - Ruidos anormales | |
| Catarinas | - Aplicación aceite por goteo | - Ajuste entre ejes | - Fijación de chaveta ajuste | - Cepillar dientes para quitar mugre e impurezas |
| Cadena | | | - Verificar estado de eslabones, correcto ensamblaje | - Cepillar dientes para quitar mugre e impurezas |
| Rodamientos | - Aplicación aceite por goteo | | - Giro deseado y optimo | |
| Rodillos | | | - Verificación de optimo rodamiento | - Trozos de tela, hilos, polvo con alcohol. |
| Chumaceras | | | - Verificación de ajuste a la estructura - Inspección de rodamiento | |
| Pistones y cilindros | | - Ajuste entre las conexiones de aire - Ajuste de tornillos | - Consumo de aire y consumo eléctrico | - Polvo e impurezas presentes en vástago |
| Lamina estructura | | | | - Retirar polvo y retazos de tela |
| Estructura | | | - Verificación de uniones y soldaduras | |

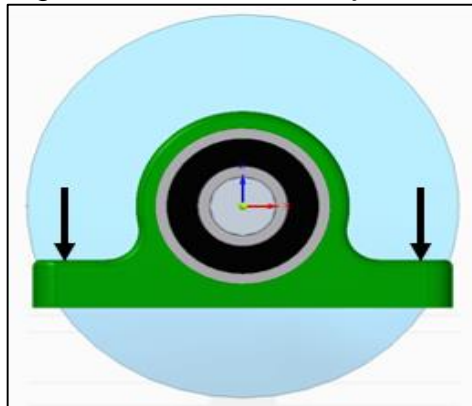
7.3 MANUAL DE MONTAJE

El manual de montaje indica los pasos en la cual se informa del adecuado armazón y montaje de la máquina.

7.3.1 Montaje estructural. De ser soldado de forma uniforme, la sección superior soporte de corte es la única sección atornillada por efectos de montaje.

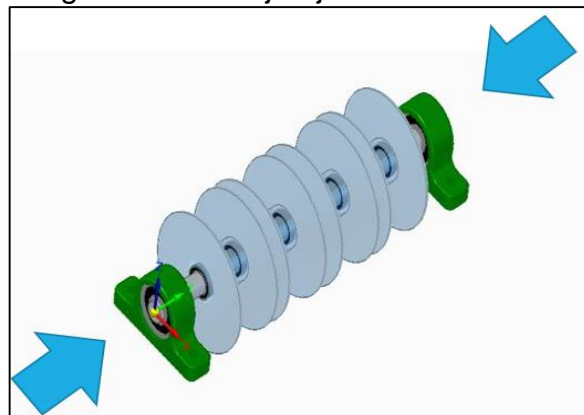
7.3.2 Montaje Chumaceras eje 1. Atornillar una de las dos chumaceras de cada eje.

Figura 13. Chumacera eje 1



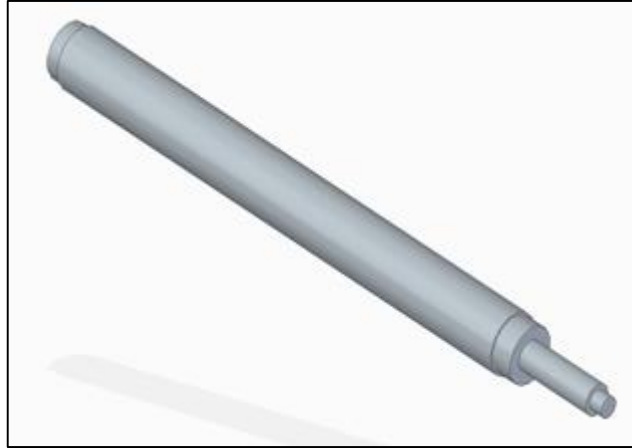
7.3.3 Montaje eje 1. En el eje 1 introducir los rodamientos con los carretes de tela debidamente en las posiciones indicadas con ayuda de una prensa hidráulica si así se requiere, de igual forma cada carrete de tela

Imagen 83. Montaje eje 1



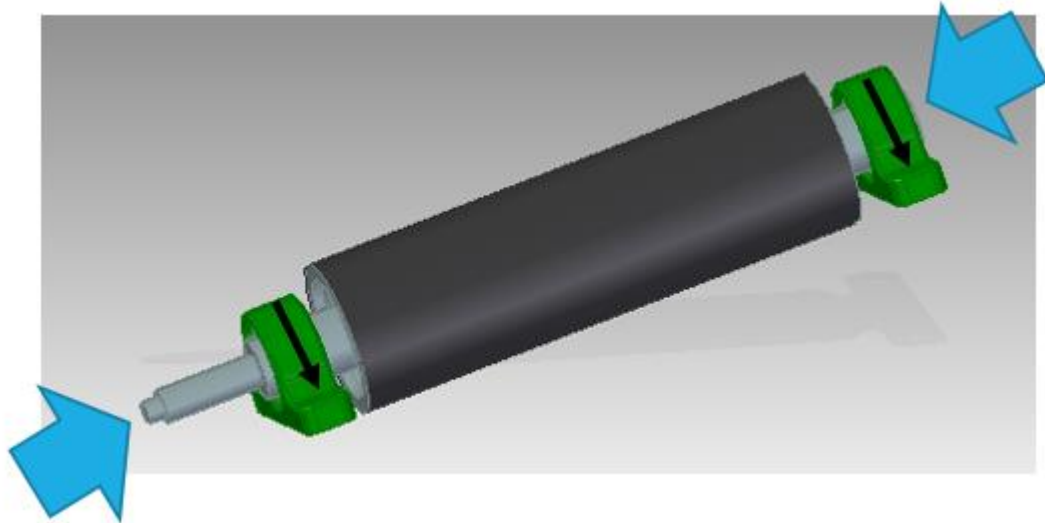
7.3.4 Montaje segundo eje y chumaceras. En el eje 2, introducir los rodamientos y la Catarina con su respectivo chavetero dando el ajuste necesario para funcionar.

Imagen 84. Montaje eje 2



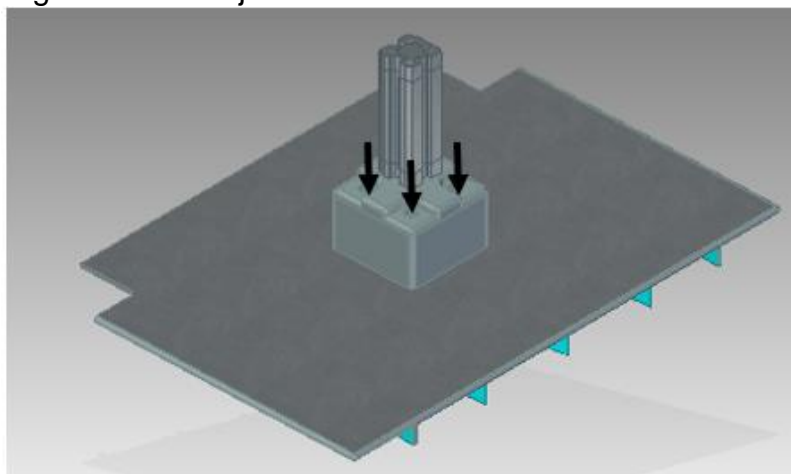
Se puede apreciar en la siguiente figura el rodillo de fricción:

Figura 14. Chumacera eje 2



7.3.5 Montaje cilindros (Estructura). Atornillar los cilindros a las medidas dispuestas en la zona de corte, empuje, y guiado de la tela.

Figura 15 Montaje de corte



Nota: El montaje de los otros cilindros a las placas se realiza de la misma forma.

7.4 MANUAL DE SALUD Y SEGURIDAD OCUPACIONAL

Garantizar el bienestar y la salud de los trabajadores de una empresa en un área de trabajo particular es responsabilidad de la misma para que se pueda lograr un ambiente laboral óptimo y aumentar el rendimiento del personal.¹⁰

7.4.1 Implementos básicos de seguridad en el área de trabajo. El personal encargado del área de trabajo dónde se ubicará la maquina deberá contar con los siguientes elementos básicos de seguridad:

Imagen 85. Gafas de seguridad industrial



Fuente: <http://kdental.es/gafas-pantallas/gafas-de-seguridad-uvex-astropec.html>

¹⁰ APAZA, Ruber. Seguridad y Salud Ocupacional: Definición. [Print (0)]. Chile. 28 diciembre 2012. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.rubenapaza.com/2012/12/seguridad-y-salud-ocupacional-definicion.html>

Imagen 86. Guantes de seguridad recubrimiento nitrilo



Fuente: <http://www.waterfire.es/guantes-de-seguridad-industrial/all>

Imagen 87. Botas de seguridad industrial



Fuente: <http://ingeso.co/mantenimiento-de-elementos-de-protección-personal/>

Los elementos de seguridad anteriormente mostrados pueden tener un impacto significativo en el cuidado de la integridad del personal.

7.4.2 Capacitaciones. Es necesario que la empresa implemente capacitaciones y cursos de enseñanza en dónde el personal pueda desarrollarse tanto personal como profesionalmente. Esto evita la fatiga laboral y aumenta un rendimiento de las personas que la componen y al mismo tiempo la empresa crece.¹¹

Imagen 88. Capacitaciones



Fuente: <http://teragrowth.com/crecimiento-profesional-emplead/>

7.4.3 Señalización en lugar de trabajo. Un plan de implementación de señales en el área de trabajo le da una idea acertada de las acciones correctas e incorrectas que se deben realizar y a los riesgos a los que se debe tener precaución. Algunas de ellas pueden.

Imagen 89. Señalización en lugar de trabajo



Fuente: <https://www.http://estampacionescasado.com/tienda/placas-y-senales-de-seguridad/>

¹¹ ANURIEV, V. S. Manual Del Constructor De Maquinas. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: https://www.ecured.cu/Transportador_de_rodillos

8. EVALUACIÓN FINANCIERA

Es necesario realizar la evaluación financiera del proyecto con el fin de determinar su viabilidad económica y el beneficio que esta le represente a la empresa en caso de ser positivo. Existen diversos métodos para determinar la viabilidad de un proyecto como lo pueden ser el VPN, VPNI, CAUE, TIR, TIRI, B/C, PR, CC, se utilizará el método del CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente). Se evaluará el proyecto en pesos constantes ya que no va a variar con la inflación. Se estima un horizonte de tiempo de 3 años.

8.1 INVERSIÓN INICIAL

Se determinó el costo de los elementos de la maquina mediante cotizaciones a los distribuidores de cada sistema como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 10. Costos de fabricación

| Elemento | Cantidad | Valor \$ | Valor total \$ |
|-------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------------|
| Perfil estructural | 10 m | 33.500 | 335.000 |
| Soldadura | 2 m | 479.395 | 958.790 |
| Eje 1 | 1 | 37.143 | 37.140 |
| Eje 2 | 2 m | 39.390 | 78.780 |
| Chumaceras | 4 | 115.000 | 460.000 |
| Rodamientos | 4 | 4.000 | 16.000 |
| Catarinas | 2 | 19.000 | 38.000 |
| Cadena | 1 | 65.000 | 65.000 |
| Tornillos SAE Grado 4 | 30 | 623 | 18.700 |
| Rodillo | 1 | 166.000 | 166.000 |
| Lamina base | 3 m | 72.333 | 217.000 |
| Cilindros | 3 | 230.000 | 690.000 |
| Mangueras y accesorios | Varios | 186.000 | 186.000 |
| Plc, válvulas | Varios | 8.500.000 | 8.500.000 |
| Mano de obra | 5 Días | 34.202 | 171.011 |
| Motor | 1 | 439.940 | 439.940 |
| Total | | 12.677.361 | 12.677.361 |

Se procede a calcular el costo de ingeniería el cual consiste en las horas gastadas realizando el proyecto y los gastos que en los que se incurrió durante este tiempo como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 11. Costos de ingeniería

| Costos de ingeniería | Cantidad | Unidad | Valor \$ | Valor total \$ |
|-----------------------------|-----------------|---------------|-----------------|-----------------------|
| Ingeniería | 600 | h | 6.500 | 3.900.000 |
| Planos | 70 | Unidad | 7.500 | 525.000 |
| Informes | 4 | Unidad | 7.500 | 30.000 |
| Total | | | | 4.455.000 |

Se obtiene el total de los costos del proyecto, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 12. Total costos de proyecto

| Costos | Valor total \$ |
|-----------------------------|-----------------------|
| Costo de fabricación | 12.677.361 |
| Costo de ingeniería | 4.455.000 |
| Total | 17.132.361 |

Se estima un valor de 10% del valor total para cubrir gastos fortuitos que se presenten en la construcción del proyecto para un total de \$18.845.597

8.2 COSTO DE MANTENIMIENTO Y COSTO OPERATIVO

Se determinaron estos dos valores, teniendo en cuenta la mano de obra del mantenimiento y de los elementos a reemplazar o renovar; el costo operativo se determinó en base al salario y a las obligaciones a pagar por parte de la empresa a un operario como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 13. Costos de Mantenimiento

| Mantenimiento | Unidad | Valor |
|------------------------------|---------------|--------------|
| Mano de obra | \$/año | 400.000 |
| Aceite SAE | \$/año | 155.000 |
| Accesorios neumáticos | \$/año | 45.000 |
| Total | | 600.000 |

Tabla 14. Costos operativos

| Costos operativos | Unidad | Valor |
|-------------------------------------|---------------|--------------|
| Salario mínimo legal vigente | \$ | 737.717 |
| Auxilio de transporte | \$ | 83.140 |
| Total | \$ | 820.857 |
| Costo de operación | \$/operación | 12.826 |
| Costo de operación anual | \$/anual | 307.820 |
| Total costos anuales | | 1.141.503 |
| Costos Prestacionales | | |
| Primas de servicios | \$/anual | 737.717 |
| Vacaciones | \$/anual | 368.858 |
| Cesantías | \$/anual | 820.857 |
| Pensión y EPS | \$/anual | 2.565.048 |
| Dotación | \$/anual | 120.000 |
| Total | | 4.612.480 |

El costo de operación total será la suma de los costos energéticos, de mantenimiento y costos operativos, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 15. Costos totales de operación

| Costos totales de operación | | |
|------------------------------------|------------------|--------------|
| Descripción | Operación | Valor |
| Costo energético | \$/año | 328.407 |
| Costo operativo | \$/año | 5.753.983 |
| Costo mantenimiento | \$/año | 400.000 |
| Total | \$/año | 6.482.390 |
| Total | \$/operación | 3.707 |

8.3 COSTOS ACTUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Los costos actuales por la empresa anualmente se indican en la siguiente tabla dónde se consideran costos por operación, energéticos y de mantenimiento en el proceso implementado para el corte de listones de tela. La máquina actual que implementan está hecha de forma artesanal dónde deben hacer cambio cada 2 meses del alambre de cromo níquel para el corte, como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 16. Costos actuales de la empresa

| Descripción | Unidad | Valor total |
|-------------------------------|---------------|--------------------|
| 2 Operarios + Auxiliar | \$/año | 13.837.440 |
| Maquina actual | \$/año | 80.000 |
| Costo energético | \$/año | 178.680 |
| Mantenimiento | \$/año | 800.000 |
| Total | \$/año | 14.896.120 |

Tabla 17. Comparación entre el proceso actual y el proyecto

| Ítem | Valor en \$/año |
|-------------------------------------|------------------------|
| Proyecto a implementar | 6.482.390 |
| Proceso actual de la empresa | 14.896.120 |

En base a los datos de comparación se puede estimar una diferencia de \$ 8.413.730 y deducir que el proyecto es más económico que el actualmente implementado por la empresa.

8.4 ANÁLISIS FINANCIERO DEL PROYECTO

Para realizar este análisis por el método del costo anual uniforme equivalente (CAUE), se debe estimar un costo de salvamento el cual se estimará en 15% estimado por casos fortuitos y estimando como anteriormente se planteó un horizonte de 3 años.

$$\text{Valor de salvamento} = \frac{\text{Valor inversion} - (\text{Valor inicial} \times \% \text{Salvamento})}{\text{Tiempo analizado}}$$

$$\text{Valor de salvamento} = \frac{\$14.696.712 - (\$14.696.712 \times 15\%)}{3} = \$ 4.164.068$$

La tasa de interés de oportunidad es básicamente la tasa de interés que se espera ganar en el activo en el que se invirtió, para esto la empresa tiene una tasa de interés de oportunidad del 18%.

$$\frac{1}{(1 + 0.18)^1} + \frac{1}{(1 + 0.18)^2} + \frac{1}{(1 + 0.18)^3} = 2.1742$$

Se procede a determinar el factor actual el cual depende del último año analizado mediante:

$$\frac{1}{(1 + 0.18)^3} = 0.6086$$

Después de determinar estos factores es necesario realizar dos gráficos de flujo de caja que representen los ingresos y los egresos que se tienen tanto con el proceso actual como con el proyecto a implementar.

Diagrama 23. Flujo de caja proceso actual

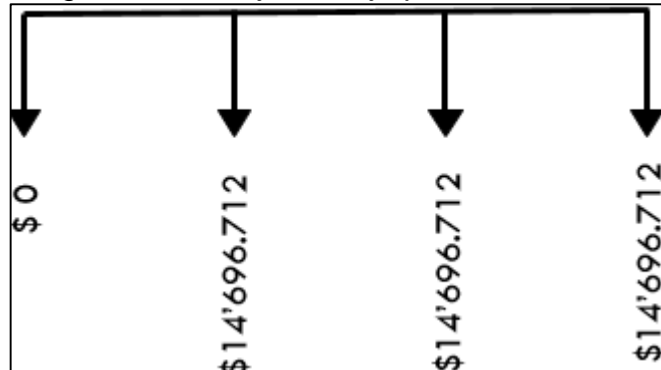
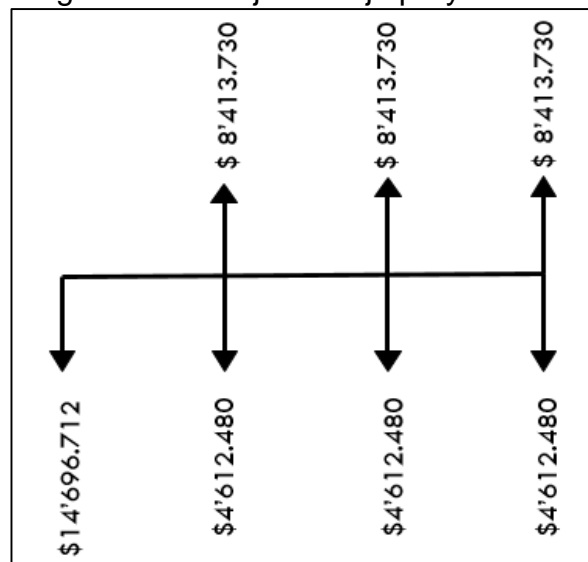


Diagrama 24. Flujo de caja proyecto



Mediante la ecuación del valor actual se pueden determinar los valores del proyecto sin incluir e incluyendo el valor del proyecto:

$$VA = (C + (C.o \times F.A)) - (V.s \times F.a)$$

Dónde:

VA = Valor actual

C = Costo de la maquina

CO = Costo de operación

FA = Factor de anualidades

VS = valor de salvamento

Fa = factor actual

Se reemplaza en la ecuación incluyen el proyecto:

$$VA = \$13.360.648 + (6.482.390 \times 2.1742) - (\$ 4.164.068 \times 0.6086)$$
$$VA = 24'920.408$$

Sin incluir el proyecto:

$$VA = 80.000 + (14.896.120 \times 2.1742) - (\$ 0 \times 0.6086)$$
$$VA = 32'467.144$$

Una vez determinado los valores actuales para cada situación descrita, se procede a calcular el costo anual uniforme equivalente para cada caso mediante:

$$CAUE = \frac{\text{Valor actual}}{\text{Factor de anualidades}}$$

Se reemplazan los valores incluyendo el proyecto y sin incluirlo respectivamente se tiene:

$$CAUE = \frac{\$ 24'920.408}{2.1742} = \$ 11'461.874$$
$$CAUE = \frac{\$ 32'467.144}{2.1742} = \$ 14'932.915$$

El costo anual uniforme equivalente resulta mayor cuando no está implementado el proyecto por parte de la empresa, es por esto que es viable la implementación del proyecto.

9. CONCLUSIONES

- La máquina permitirá al operario tener menor riesgo de accidentalidad ya que no tendrá relación manual directa con el sistema de corte.
- El proyecto se determina viable económicamente ya que le permitirá a la empresa obtener un ahorro de \$8.413.730 con respecto al gasto actual teniendo en cuenta los operarios que realizan el proceso, lo cual es significativo si se tiene en cuenta que es una microempresa en crecimiento.
- La implementación de la maquina en el proceso de producción de la empresa permitirá realizar la operación de corte de un lote de 2.000 listones de tela en un tiempo máximo de 3 horas, lo que permitirá ahorrarse más de día y medio en tiempo y sueldo a operarios.

10. RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar un recipiente el cual se encargue de recibir los listones de tela cortados por la maquina frente al sistema de empuje.
- Para evitar el cambio constante de carretes de tela manualmente, se recomienda ampliar a la empresa el portafolio de carretes de tela más grandes y con más capacidad de tela.
- Implementar un sistema automático el cual garantice la introducción de los carretes de tela en el eje.

BIBLIOGRAFÍA

ANDRADE NIEVES, Marcos Gerardo y AND PAISANO RODRÍGUEZ, Fernando. Diseño De Una Máquina Prototipo Peladora De Tunas a Nivel Planta Piloto y Construcción De Un Prototipo Del Mecanismo De Pelado De La Misma. Derechos Reservados ©. Cholula, Puebla, México.: Escuela de Ingeniería y Ciencias, Universidad de las Américas Puebla., 2008. p. Capítulo 3.

ANURIEV, V. S. Manual Del Constructor De Maquinas. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: https://www.ecured.cu/Transportador_de_rodillos

APAZA, Ruber. Seguridad y Salud Ocupacional: Definición. [Print(0)]. Chile. 28 diciembre 2012. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.rubenapaza.com/2012/12/seguridad-y-salud-ocupacional-definicion.html>

CERDA, A. Jesús. La Máquina Guillotina. [Print(0)]. Monografías.com. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos82/maquina-guillotina-rol/maquina-guillotina-rol.shtml>

CORMAC, Mc. Diseño De Estructuras Metálicas. México: Alfa Omega grupo editor S.A de C.V, 2008. 740 p. ISBN 978-958-682-650-1

ESPARZA, Jesús y AND BAÑOS, Gustavo. Actuadores Neumáticos Especiales. [Electronic(1)]. 12 mayo 2010. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://ebapivitoria.blogspot.com.co/2010/05/actuadores-neumaticos-especiales.html>

FABRICATOR, The. 5 Áreas De Mantenimiento De La Máquina De Corte Láser Que Comúnmente Se Pasan Por Alto. [Electronic(1)]. 16 febrero 2012. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.thefabricator.com/spanish/5-areas-de-mantenimiento-de-la--maquina-de-corte-laser-que--comanmente-se-pasan-por-alto>

GARCÍA GARRIDO, Santiago. Tipos De Mantenimiento. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://www.mantenimientopetroquimica.com/tiposdemantenimiento.html>

GÓMEZ, Giovanni. Evaluación Financiera De Proyectos: CAUE, VPN, TIR, B/C, PR, CC. [Electronic(1)]. 11 octubre 2010. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <https://www.gestiopolis.com/evaluacion-financiera-de-proyectos-caue-vpn-tir-bc-pr-cc/>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Trabajos escritos: presentación y referencias bibliográficas, sexta actualización. Bogotá: ICONTEC, 2008.

_____:_____. 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.

MAÑE, Jordi. Crecimiento Profesional - Cuando El Empleado Crece, La Empresa Crece. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <http://teragrowth.com/crecimiento-profesional-emplead/>

MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. México: PEARSON EDUCACION, 2006. 944 p. ISBN 970-26-0812-0

NORTON, Robert. Diseño De Maquinaria. México: McGraw hill, 2005. 749 p. ISBN 978-970-10-4656-2

ORIOLE GUERRA, José M. Conferencia De Maquinas Transportadoras. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: https://www.ecured.cu/Transportador_de_rodillos

PASTINANTE, Aldo. Ajuste Mecánico. [Electronic(1)]. 17 noviembre 2009. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <https://ajuste.wordpress.com/tag/mordazas/>

PERINAT, María de. Los Acabados De Las Telas. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: http://www.edym.net/Materia_prima_textil_gratis/2p/tintura/cap15-52.htm

SALAZAR LÓPEZ, Bryan. Guía Para La Elaboración De Un Diagrama De Proceso Basado En La Norma ASME. [Electronic(1)]. s.f. [Consultado el 07/242017]. Disponible en: <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/herramientas-para-el-ingeniero-industrial/ingenier%C3%ADa-de-metodos/guia-para-elaborar-diagramas-de-proceso/>

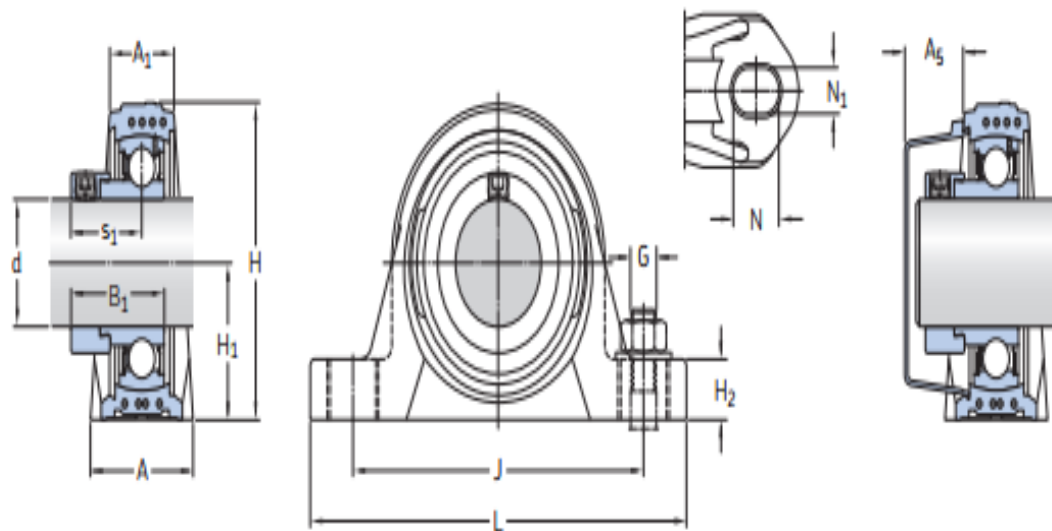
SOLÉ CREUSS, Antonio. Neumática e Hidráulica. México: Alfaomega Grupo Editor, S.A, 2007. 408 p. ISBN 978-970-15-0903-6

ANEXOS

ANEXO A.
LETRA SELECCIÓN DE CHUMACERA Y RODAMIENTO EJE A

Unidades de rodamientos Y SKF E2 con soporte de pie de material compuesto con anillo de fijación excéntrico, para ejes métricos

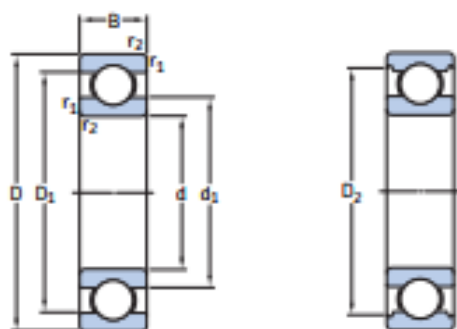
d 20 – 40 mm



Dimensiones

| d | A | A ₁ | B ₁ | H | H ₁ | H ₂ | J | L | N | N ₁ | G | s ₁ | A ₅ |
|----|----|----------------|----------------|------|----------------|----------------|-----|-----|------|----------------|-----|----------------|----------------|
| 20 | 32 | 21 | 31 | 64 | 33,3 | 16 | 96 | 126 | 17,6 | 12,4 | M10 | 23,9 | 18,5 |
| 25 | 32 | 22 | 30,9 | 70,5 | 36,5 | 16 | 105 | 134 | 17,6 | 12,4 | M10 | 23,4 | 18 |
| 30 | 40 | 25 | 35,6 | 82 | 42,9 | 19 | 121 | 159 | 21,4 | 14,4 | M12 | 26,6 | 20 |
| 35 | 45 | 27 | 38,8 | 93 | 47,6 | 19 | 126 | 164 | 21,4 | 14,4 | M12 | 29,3 | 22 |
| 40 | 48 | 30 | 43,6 | 99 | 49,2 | 19 | 136 | 176 | 21,4 | 14,4 | M12 | 33,1 | 23,5 |

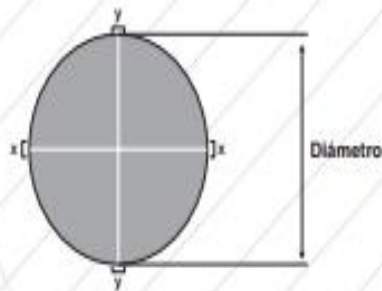
1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 12–22 mm



| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga | Velocidades nominales | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|----|---------------------------|----------------|------------------------|-------------------------|------------------|--------|-------------------|
| d | D | B | C | C ₀ | P ₀ | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | r. p. m. | | kg | - |
| 12 | 21 | 5 | 1,74 | 0,915 | 0,039 | 70 000 | 43 000 | 0,0063 | 61801 |
| | 24 | 6 | 2,91 | 1,46 | 0,062 | 67 000 | 40 000 | 0,011 | 61901 |
| | 28 | 8 | 5,4 | 2,36 | 0,1 | 60 000 | 38 000 | 0,021 | * 6001 |
| | 30 | 8 | 5,07 | 2,36 | 0,1 | 60 000 | 38 000 | 0,026 | 16101 |
| | 32 | 10 | 7,28 | 3,1 | 0,132 | 50 000 | 32 000 | 0,037 | * 6201 |
| | 37 | 12 | 10,1 | 4,15 | 0,176 | 45 000 | 28 000 | 0,06 | * 6301 |
| 15 | 24 | 5 | 1,9 | 1,1 | 0,048 | 60 000 | 38 000 | 0,0065 | 61802 |
| | 28 | 7 | 4,36 | 2,24 | 0,095 | 56 000 | 34 000 | 0,016 | 61902 |
| | 32 | 8 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,03 | * 16002 |
| | 32 | 9 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,03 | * 6002 |
| | 35 | 11 | 8,06 | 3,75 | 0,16 | 43 000 | 28 000 | 0,045 | * 6202 |
| | 42 | 13 | 11,9 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,082 | * 6302 |
| 17 | 26 | 5 | 2,03 | 1,27 | 0,054 | 56 000 | 34 000 | 0,0075 | 61803 |
| | 30 | 7 | 4,62 | 2,55 | 0,108 | 50 000 | 32 000 | 0,016 | 61903 |
| | 35 | 8 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,038 | * 16003 |
| | 35 | 10 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,038 | * 6003 |
| | 40 | 12 | 9,95 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,065 | * 6203 |
| | 40 | 12 | 11,4 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,064 | 6203 ETN9 |
| | 47 | 14 | 14,3 | 6,55 | 0,275 | 34 000 | 22 000 | 0,11 | * 6303 |
| | 62 | 17 | 22,9 | 10,8 | 0,455 | 28 000 | 18 000 | 0,27 | 6403 |
| 20 | 32 | 7 | 4,03 | 2,32 | 0,104 | 45 000 | 28 000 | 0,018 | 61804 |
| | 37 | 9 | 6,37 | 3,65 | 0,156 | 43 000 | 26 000 | 0,037 | 61904 |
| | 42 | 8 | 7,28 | 4,05 | 0,173 | 38 000 | 24 000 | 0,05 | * 16004 |
| | 42 | 12 | 9,95 | 5 | 0,212 | 38 000 | 24 000 | 0,067 | * 6004 |
| | 47 | 14 | 13,5 | 6,55 | 0,28 | 32 000 | 20 000 | 0,11 | * 6204 |
| | 47 | 14 | 15,6 | 7,65 | 0,325 | 32 000 | 20 000 | 0,098 | 6204 ETN9 |
| | 52 | 15 | 16,8 | 7,8 | 0,335 | 30 000 | 19 000 | 0,14 | * 6304 |
| | 72 | 19 | 30,7 | 15 | 0,64 | 24 000 | 15 000 | 0,41 | 6304 ETN9 6404 |
| 22 | 50 | 14 | 14 | 7,65 | 0,325 | 30 000 | 19 000 | 0,13 | 62/22 |
| | 56 | 16 | 18,6 | 9,3 | 0,39 | 28 000 | 18 000 | 0,18 | 63/22 |

* Rodamiento SKF Explorer

ANEXO B.
SELECCIÓN DE VARILLA PARA EJE



REDONDOS CORRUGADOS

Propiedades Mecánicas

| | |
|--|--|
| Limite de fluencia: Mínimo 400 MPA 60.000 P.S.I. 24 KgF/mm ² Máximo 540 MPA 78.000 P.S.I. 55 KgF/mm ² | Resistencia a la tracción Mínimo 550 M.P.A. 80.000 P.S.I. Alargamiento Mínimo 18% (Distancia entre marcas 200 mm.) |
|--|--|

Dimensiones Nominales y Tolerancias máximas de las barras corrugadas

| DESIGNACION | DIAMETRO | | AREA DE SELECCIÓN | PERIMETRO | DISTANCIA PROM. MAX. | ALTURA MAX. RESALTES Y VENAS | ANCHO MÁX. DE VENAS | MASA POR METRO LINEAL | TOLERANCIA EN LONG. | TOLERANCIA EN PESO | |
|-------------|----------|-------|-------------------|-----------|----------------------|------------------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|--------------------|-----------------|
| | No. | Pulg. | | | | | | | | mm. | mm ² |
| 3 | 3/8 | 9.53 | 71.40 | 30.00 | 6.70 | 0.42 | 3.60 | 0.57 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 4 | 1/2 | 12.70 | 129.00 | 39.90 | 8.90 | 0.51 | 4.80 | 1.00 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 5 | 5/8 | 15.90 | 200.00 | 49.90 | 11.10 | 0.63 | 6.00 | 1.56 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 6 | 3/4 | 19.10 | 284.00 | 59.80 | 13.30 | 0.95 | 1.20 | 2.25 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 7 | 7/8 | 22.20 | 387.00 | 69.80 | 15.60 | 1.11 | 8.40 | 3.06 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 8 | 1 | 25.40 | 510.00 | 79.80 | 17.80 | 1.27 | 9.70 | 4.00 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 9 | 1.18 | 28.70 | 645.00 | 90.00 | 20.00 | 1.43 | 10.90 | 5.06 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 10 | 1.14 | 32.30 | 819.00 | 101.40 | 22.40 | 1.60 | 12.20 | 6.35 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |
| 11 | 1.38 | 35.80 | 1,006.00 | 112.50 | 25.20 | 1.80 | 13.70 | 8.04 | -0.00 | 4 | 6 |
| | | | | | | | | | +1.25 | | |

ANEXO C.
SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR SISTEMA DE HALADO

Motorreductores

Tablas de selección de tamaño de carcasa 60 Hz

Trifásico, 1750 RPM

| Dimensiones: | Tamaño de carcasa | Página | Tamaño de carcasa | Página |
|--------------|-------------------|--------|-------------------|--------|
| | 1100 | 3.28 | 1400 | 3.34 |
| | 1200 | 3.30 | 1500 | 3.36 |
| | 1300 | 3.32 | 1600 | 3.38 |

1/8 HP
(0,1 kW)⁽¹⁾

Acción

selección

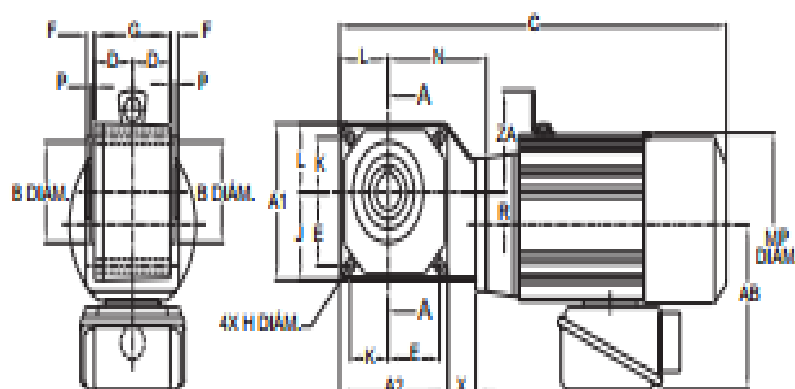
| Velocidad de salida RPM | Par de salida Nm | Factor de servicio | Clase AGMA | Carga Radial (N) | Símbolo HP | Selección Tamaño de carcasa | Relación |
|-------------------------|------------------|--------------------|------------|------------------|------------|-----------------------------|----------|
| 350 | 2,15 | 2,14 | III | 578 | 01 | 1120YC | 5 |
| 250 | 3,02 | 2,14 | III | 644 | 01 | 1120YC | 7 |
| 175 | 4,32 | 2,14 | III | 733 | 01 | 1120YC | 10 |
| 146 | 5,18 | 2,14 | III | 778 | 01 | 1120YC | 12 |
| 117 | 6,48 | 2,14 | III | 822 | 01 | 1120YC | 15 |
| 87,5 | 8,64 | 2,14 | III | 934 | 01 | 1120YC | 20 |
| 70 | 10,8 | 2,14 | III | 978 | 01 | 1120YC | 25 |
| 58,3 | 12,9 | 2,14 | III | 1022 | 01 | 1120YC | 30 |
| 43,8 | 17,2 | 1,07 | I | 1134 | 01 | 1120YA | 40 |
| | | 2,14 | III | 1579 | | 1220YC | |
| 35 | 21,5 | 1,07 | I | 1223 | 01 | 1120YA | 50 |
| | | 2,14 | III | 1667 | | 1220YC | |
| 29,2 | 25,9 | 1,07 | I | 1267 | 01 | 1120YA | 60 |
| | | 2,14 | III | 1712 | | 1220YC | |
| 21,9 | 34,5 | 1,07 | I | 1756 | 01 | 1230YA | 80 |
| | | 2,14 | III | 2935 | | 1330YC | |
| 17,5 | 43,2 | 1,07 | I | 1756 | 01 | 1230YA | 100 |
| | | 2,14 | III | 3046 | | 1330YC | |
| 14,6 | 51,8 | 1,07 | I | 1823 | 01 | 1230YA | 120 |
| | | 2,14 | III | 3091 | | 1330YC | |
| 11,7 | 64,8 | 1,07 | I | 1823 | 01 | 1230YA | 150 |
| | | 2,14 | III | 3091 | | 1330YC | |
| 8,75 | 86,4 | 1,07 | I | 1823 | 01 | 1230YA | 200 |
| | | 2,14 | III | 3091 | | 1330YC | |
| 7,29 | 98,0 | 0,95 | - | 1823 | 01 | 1230Y | 240 |
| | 103 | 1,88 | II | 3091 | | 1330YB | |
| 5,83 | 121 | 1,07 | I | 3091 | 01 | 1340YA | 300 |
| | | | | - | | 1440YC | |
| 4,86 | 146 | 1,07 | I | 3091 | 01 | 1340YA | 360 |
| | | 2,14 | III | 4359 | | 1440YC | |
| 3,65 | 195 | 1,00 | I | 3091 | 01 | 1340YA | 480 |
| | | 2,00 | III | 4359 | | 1440YC | |
| 2,92 | 195 | 0,80 | - | 3091 | 01 | 1340Y | 600 |
| | | 1,60 | II | 4359 | | 1440YB | |
| 2,43 | 195 | 0,67 | - | 3091 | 01 | 1340Y | 720 |
| | 292 | 1,33 | I | 4359 | | 1440YA | |
| 1,94 | 195 | 0,53 | - | 3091 | 01 | 1340Y | 900 |
| | 365 | 1,07 | I | 4363 | | 1440YA | |
| 1,46 | 195 | 0,40 | - | 3091 | 01 | 1340Y | 1200 |
| | 389 | 0,80 | - | 4363 | | 1440Y | |
| 1,22 | 195 | 0,33 | - | 3091 | 01 | 1340Y | 1440 |
| | 389 | 0,67 | - | 4363 | | 1440Y | |

Nota: (1) Las especificaciones mostradas arriba se basan en la oferta de motor (HP) de NEMA. Los valores de IEC (kW) se muestran únicamente con fines de referencia.

Motorreductores

Dimensiones

Tamaño de carcasa 1100 RNYM-1120Y



Todas las dimensiones figuran en mm a menos que se especifique lo contrario.

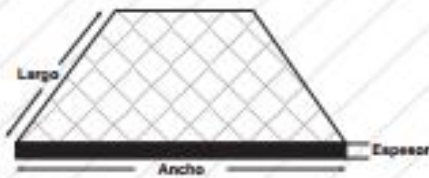
| Modelo | A1 | A2 | B min. | B máx. | D | E | F | G | H | J | K | L | N | P | R | X |
|--------|----|----|--------|--------|----|----|---|----|---|----|----|----|----|---|----|----|
| 1120 | 90 | 90 | 51,97 | 51,99 | 33 | 42 | 8 | 66 | 7 | 50 | 32 | 40 | 82 | 6 | 20 | 22 |

Dimensiones

Motor trifásico estándar

| Modelo | HP (kW) del motor | AB | ZA | Motor | | | Motor de freno | | |
|-----------------------|----------------------|-----|----|-------|-----|-----------|----------------|-----|-----------|
| | | | | C | MP | Peso (kg) | C | MP | Peso (kg) |
| RNYM01-1120Y(-B)-S-60 | 1/8 (0,1) | 128 | - | 268 | 119 | 5,90 | 303 | 124 | 7,71 |
| RNYM02-1120Y(-B)-S-30 | 1/4 (0,2) | 128 | - | 310 | 124 | 6,80 | 342 | 124 | 8,62 |

ANEXO D.
SELECCIÓN DE LAMINA RODILLOS DE TRACCIÓN



LÁMINAS ALFAJOR O ANTIDESLIZANTE

Especificaciones Técnicas

| CALIDADES MAS COMUNES | | COMPOSICION QUIMICA | | | | | | PROPIEDADES MECANICAS | | | | APLICACIONES MAS FRECUENTES |
|-----------------------|-----|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------------|-----------------|---------------------------|----------|---------------------------------------|
| | | L | C | MN | P | S | SI | CU | LIMITE ELASTICO | RESISTENCIA A LA TRACCION | % ALARGO | |
| ASTM | DIN | (x100) | (x100) | (x100) | (x100) | (x100) | (x100) | | | | | |
| ASTM A662 | | Mín. | | | | | | | | | | Fabricación de pisos antideslizantes. |
| | | Máx. | 15 | 60 | 3.5 | 1 | | 25Kg/mm ² | 250MPa | 35Kg/mm ² | 365MPa | |

Dimensiones y Pesos de láminas comerciales

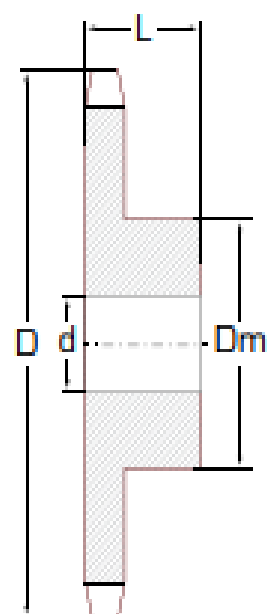
| CALIBRE | ESPESOR | | M2 | 1.0x2.0 Mts. | 1.22 x 2.44 Mts. | 1.0 x 3.0 Mts. | 1.22 x 3.66 Mts. | 1.83 x 6.09 Mts. |
|---------|---------|-----------|--------|--------------|------------------|----------------|------------------|------------------|
| | PULGADA | MILIMETRO | Kg. | Kg. | Kg. | Kg. | Kg. | Kg. |
| | | 2.50 | 20.68 | 41.35 | 61.44 | 62.03 | 92.32 | 230.00 |
| 12 | | 2.66 | 22.00 | 44.00 | 65.38 | 65.99 | 98.23 | 245.00 |
| 11 | | 3.00 | 24.81 | 49.62 | 73.73 | 74.43 | 110.78 | 277.00 |
| | 1/8" | 3.17 | 26.22 | 52.43 | 77.91 | 78.65 | 117.06 | 292.00 |
| | | 4.00 | 33.08 | 66.16 | 98.31 | 99.24 | 147.71 | 369.00 |
| | | 4.50 | 37.22 | 74.73 | 110.60 | 111.65 | 166.17 | 415.00 |
| | 3/16" | 4.76 | 39.37 | 78.73 | 116.99 | 118.10 | 175.77 | 439.00 |
| | | 5.00 | 41.35 | 82.70 | 122.89 | 124.05 | 184.64 | 461.00 |
| | | 5.50 | 45.49 | 90.97 | 135.18 | 136.46 | 203.10 | 507.00 |
| | | 6.00 | 49.62 | 99.24 | 147.47 | 148.66 | 221.56 | 553.00 |
| | 1/4" | 6.35 | 52.51 | 105.03 | 156.06 | 157.54 | 234.49 | 585.00 |
| | | 7.50 | 62.03 | 124.05 | 184.33 | 186.08 | 276.95 | 691.00 |
| | 5/16" | 7.94 | 65.66 | 131.32 | 195.15 | 196.99 | 293.20 | 732.00 |
| | | 8.00 | 66.16 | 132.32 | 196.62 | 198.48 | 296.42 | 738.00 |
| | | 9.00 | 74.43 | 148.86 | 221.20 | 223.29 | 332.34 | 830.00 |
| | 3/8" | 9.53 | 78.81 | 157.63 | 234.22 | 236.44 | 351.92 | 879.00 |
| | | 10.00 | 82.70 | 165.40 | 245.78 | 248.10 | 369.27 | 922.00 |
| | | 12.00 | 99.24 | 198.48 | 294.93 | 297.72 | 443.13 | 1,106.00 |
| | 1/2" | 12.70 | 105.03 | 210.06 | 312.14 | 315.09 | 468.98 | 1,171.00 |

ANEXO E.
SELECCIÓN DE CATARINAS SISTEMA DE HALADO

DIMENSIONES DE PIÑONES SENCILLOS (SIMPLES)

No.25
Paso 1/4"

| PIÑONES 25 PASO 1/4" | | | | | |
|----------------------|------|----|----|----|-----------------------|
| Referencia | D | Dm | L | d | Eje máximo* [pulg] |
| 25B9 R | 21,2 | 11 | 13 | 6 | 1/4 |
| 25B10 | 23,4 | 13 | 13 | 6 | 1/4 |
| 25B11 | 25,5 | 14 | 13 | 6 | 1/3 |
| 25B12 | 27,5 | 16 | 13 | 6 | 3/8 |
| 25B13 | 29,6 | 18 | 13 | 6 | 7/16 |
| 25B14 | 31,6 | 21 | 13 | 6 | 9/16 |
| 25B15 | 33,7 | 23 | 13 | 6 | 9/16 |
| 25B16 | 35,7 | 25 | 13 | 6 | 9/16 |
| 25B17 | 37,8 | 26 | 13 | 6 | 5/8 |
| 25B18 | 39,8 | 29 | 13 | 6 | 3/4 |
| 25B19 | 41,9 | 31 | 13 | 6 | 13/16 |
| 25B20 | 43,9 | 33 | 16 | 6 | 7/8 |
| 25B21 | 45,9 | 35 | 16 | 6 | 7/8 |
| 25B22 | 48,0 | 37 | 16 | 6 | 15/16 |
| 25B23 | 50,0 | 38 | 16 | 6 | 1 |
| 25B24 | 52,1 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B25 | 54,1 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B26 | 56,1 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B27 | 58,2 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B28 | 60,1 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B29 | 62,2 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B30 | 64,2 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B31 | 66,2 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B32 | 68,3 | 38 | 16 | 10 | 1 |
| 25B33 | 70,3 | 38 | 19 | 10 | 1 |
| 25B34 | 72,3 | 38 | 19 | 10 | 1 |
| 25B35 | 74,4 | 38 | 19 | 10 | 1 |
| 25B36 | 76,4 | 38 | 19 | 10 | 1 |
| 25B37 | 78,4 | 38 | 19 | 10 | 1-3/8 |
| 25B38 | 80,4 | 38 | 19 | 10 | 1-3/8 |
| 25B39 | 82,5 | 38 | 19 | 10 | 1-3/8 |
| 25B40 | 84,5 | 51 | 19 | 13 | 1-3/8 |
| 25B41 | 86,5 | 51 | 19 | 13 | 1-3/8 |
| 25B42 | 88,6 | 51 | 19 | 13 | 1-3/8 |
| 25B43 | 90,6 | 51 | 19 | 13 | 1-3/8 |



*Eje máximo permisible con cuñero estándar

R: la pieza lleva una ranura en la manzana para librar la cadena.

ANEXO F.
SELECCIÓN DE CUÑAS Y CUÑEROS PARA EJE

ESTÁNDARES DE CUÑAS Y CUÑEROS (CHAVETAS Y CHAVETEROS)

Los cuñeros y cuñas de más uso en nuestro medio son los estándar en pulgadas, sección cuadrada. Hasta la actualidad los proveedores de aceros sólo suministran material "Cold Rolled" en sección cuadrada para cuñas, dimensionado en pulgadas. También aparece aquí la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en milímetros ya que no se puede pasar por alto esta información, así como tampoco se puede ignorar la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en pulgadas

pero de sección rectangular aunque su uso no es muy frecuente. No importa a qué estándar pertenezcan ni en qué sitio del eje vayan, los cuñeros deben ser mecanizados del tipo de caja con los extremos en semicírculo para que no se corran axialmente. Cuando el eje pasa de las 6-1/2" [155 mm] de diámetro, los cuñeros y cuñas de sección rectangular resultan aconsejables. Las cuñas cónicas o sea de plano inclinado no se usan en nuestro medio, por eso se omite su estándar.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS
ESTÁNDAR EN PULGADAS DE
SECCIÓN CUADRADA

SECCIÓN
CUADRADA

| Diámetro del eje (pulg) | Anchura y profundidad del cuñero (pulg) | Cuña de sección cuadrada (pulg) | Diámetro del prisionero (pulg) |
|-------------------------|---|---------------------------------|--------------------------------|
| 1/2 a 5/8 | 1/8 x 1/16 | 1/8 x 1/8 | 3/16 |
| 5/8 a 7/8 | 3/16 x 3/32 | 3/16 x 3/16 | 3/16 |
| 7/8 a 1-1/4 | 1/4 x 1/8 | 1/4 x 1/4 | 1/4 |
| 1-1/4 a 1-3/8 | 5/16 x 5/32 | 5/16 x 5/16 | 5/16 |
| 1-3/8 a 1-3/4 | 3/8 x 3/16 | 3/8 x 3/8 | 3/8 |
| 1-3/4 a 2-1/4 | 1/2 x 1/4 | 1/2 x 1/2 | 1/2 |
| 2-1/4 a 2-3/4 | 5/8 x 5/16 | 5/8 x 5/8 | 5/8 |
| 2-3/4 a 3-1/4 | 3/4 x 3/8 | 3/4 x 3/4 | 5/8 |
| 3-1/4 a 3-3/4 | 7/8 x 7/16 | 7/8 x 7/8 | 3/4 |
| 3-3/4 a 4-1/2 | 1 x 1/2 | 1 x 1 | 3/4 |
| 4-1/2 a 5-1/2 | 1-1/4 x 5/8 | 1-1/4 x 1-1/4 | 7/8 |
| 5-1/2 a 6-1/2 | 1-1/2 x 3/4 | 1-1/2 x 1-1/2 | 1 |
| 6-1/2 a 7-1/2 | 1-3/4 x 7/8 | 1-3/4 x 1-3/4 | 1-1/4 |
| 7-1/2 a 9 | 2 x 1 | 2 x 2 | 1-1/4 |
| 9 a 11 | 2-1/2 x 1-1/4 | 2-1/2 x 2-1/2 | 1-1/4 |

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS
ESTÁNDAR EN PULGADAS DE
SECCIÓN RECTANGULAR

SECCIÓN
RECTANGULAR

| Diámetro del eje (pulg) | Anchura y profundidad del cuñero (pulg) | Cuña de sección rectangular (pulg) | Diámetro del prisionero (pulg) |
|-------------------------|---|------------------------------------|--------------------------------|
| 7/8 | 3/16 x 1/16 | 3/16 x 1/8 | 1/4 |
| 7/8 a 1-1/4 | 1/4 x 3/32 | 1/4 x 3/16 | 3/8 |
| 1-1/4 a 1-3/8 | 5/16 x 1/8 | 5/16 x 1/4 | 3/8 |
| 1-3/8 a 1-3/4 | 3/8 x 1/8 | 3/8 x 1/4 | 3/8 |
| 1-3/4 a 2-1/4 | 1/2 x 3/16 | 1/2 x 3/8 | 1/2 |
| 2-1/4 a 2-3/4 | 5/8 x 7/32 | 5/8 x 7/16 | 5/8 |
| 2-3/4 a 3-1/4 | 3/4 x 1/4 | 3/4 x 1/2 | 5/8 |
| 3-1/4 a 3-3/4 | 7/8 x 5/16 | 7/8 x 5/8 | 3/4 |
| 3-3/4 a 4-1/2 | 1 x 3/8 | 1 x 3/8 | 3/4 |
| 4-1/2 a 5-1/2 | 1-1/4 x 7/16 | 1-1/4 x 7/8 | 7/8 |
| 5-1/2 a 6-1/2 | 1-1/2 x 1/2 | 1-1/2 x 1 | 1 |
| 6-1/2 a 7-1/2 | 1-3/4 x 3/4 | 1-3/4 x 1-1/2 | 1-1/4 |
| 7-1/2 a 9 | 2 x 3/4 | 2 x 1-1/2 | 1-1/4 |
| 9 a 11 | 2-1/2 x 7/8 | 2-1/2 x 1-3/4 | 1-1/4 |

ANEXO G.
SELECCIÓN DE CADENA

CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA CADENA REQUERIDA PARA UNA TRANSMISIÓN

1. Divida la distancia entre los centros de los ejes (tomada en pulgadas) por el paso de la cadena. Esta cantidad se designa con la letra C.

2. Suma el número de dientes del piñón pequeño con los del grande. Esta cantidad se designa con la letra S.

3. Reste el número de dientes del piñón pequeño del número de dientes del piñón grande. Esta cantidad se designa con la letra D. Según sea esta cantidad, en la tabla que aparece a continuación se encontrará el valor representado en la siguiente fórmula por la letra K.

4. En la fórmula $2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{5}$ sustituya las letras por las cantidades correspondientes.

Ejecute las operaciones y así obtendrá el número de pasos o eslabones requeridos. Multiplicando este número por el paso de la cadena, obtendrá la longitud de

ésta en pulgadas. Multiplicando las pulgadas por 25.4 obtendrá la longitud de la cadena en milímetros, que a su vez divididos por 1.000 darán la longitud en metros.

EJEMPLO:

Dientes en el piñón conductor 21
Dientes en el piñón conducido 60
Paso de la cadena 1/2
Distancia entre los centros de los ejes ... 24"

SOLUCIÓN:

$C = 24" \div 1/2$ (o por 0.5) 48
 $S = (21+60)$ 81
 $D = (60-21)$ 39
 $K =$ 38.53

Fórmula: $(2 \times 48) + \frac{81}{2} + \frac{38.53}{5} = 137.30$ Son:

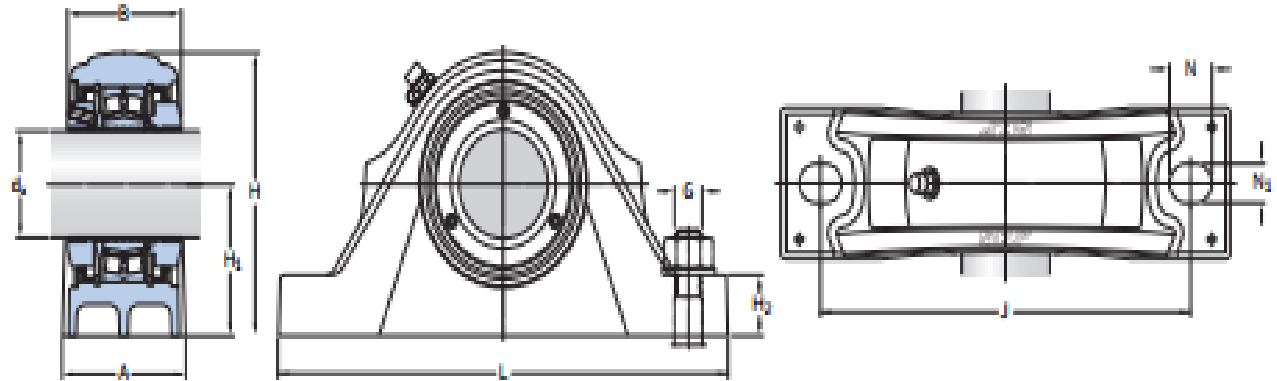
138 eslabones, aproximando por exceso. Multiplicando a 138 por 1/2 o sea, 138 x 0.5 se obtienen 69".
Los 69 x 25.4 = 1.752.6 milímetros = 1.75 metros.

TABLAS DE LOS VALORES DE K SEGUN SEA LA CANTIDAD D

| D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K | D | K |
|----|-------|----|-------|----|--------|----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|
| 1 | 0.03 | 25 | 15.83 | 49 | 60.82 | 73 | 134.99 | 97 | 238.33 | 121 | 370.88 | 145 | 532.57 | 169 | 723.48 |
| 2 | 0.10 | 26 | 17.12 | 50 | 63.33 | 74 | 138.71 | 98 | 243.27 | 122 | 377.02 | 146 | 539.94 | 170 | 732.06 |
| 3 | 0.23 | 27 | 18.47 | 51 | 65.68 | 75 | 142.84 | 99 | 248.26 | 123 | 383.22 | 147 | 547.36 | 171 | 740.60 |
| 4 | 0.41 | 28 | 19.88 | 52 | 68.09 | 76 | 146.31 | 100 | 253.30 | 124 | 389.48 | 148 | 554.83 | 172 | 748.37 |
| 5 | 0.63 | 29 | 21.30 | 53 | 71.15 | 77 | 150.18 | 101 | 258.39 | 125 | 395.79 | 149 | 562.38 | 173 | 756.11 |
| 6 | 0.91 | 30 | 22.80 | 54 | 73.88 | 78 | 154.11 | 102 | 263.54 | 126 | 402.14 | 150 | 569.93 | 174 | 763.90 |
| 7 | 1.24 | 31 | 24.34 | 55 | 76.62 | 79 | 158.09 | 103 | 268.73 | 127 | 408.55 | 151 | 577.53 | 175 | 771.74 |
| 8 | 1.62 | 32 | 25.94 | 56 | 79.44 | 80 | 162.11 | 104 | 273.97 | 128 | 415.01 | 152 | 585.23 | 176 | 779.63 |
| 9 | 2.05 | 33 | 27.58 | 57 | 82.30 | 81 | 166.18 | 105 | 279.27 | 129 | 421.52 | 153 | 592.96 | 177 | 787.57 |
| 10 | 2.53 | 34 | 29.28 | 58 | 85.21 | 82 | 170.32 | 106 | 284.67 | 130 | 428.08 | 154 | 600.73 | 178 | 795.57 |
| 11 | 3.06 | 35 | 31.03 | 59 | 88.17 | 83 | 174.50 | 107 | 290.01 | 131 | 434.68 | 155 | 608.56 | 179 | 803.61 |
| 12 | 3.65 | 36 | 32.83 | 60 | 91.18 | 84 | 178.73 | 108 | 295.45 | 132 | 441.35 | 156 | 616.44 | 180 | 811.70 |
| 13 | 4.28 | 37 | 34.68 | 61 | 94.25 | 85 | 183.01 | 109 | 300.95 | 133 | 448.07 | 157 | 624.37 | 181 | 819.85 |
| 14 | 4.96 | 38 | 36.58 | 62 | 97.37 | 86 | 187.34 | 110 | 306.50 | 134 | 454.83 | 158 | 632.35 | 182 | 828.04 |
| 15 | 5.70 | 39 | 38.53 | 63 | 100.54 | 87 | 191.73 | 111 | 312.09 | 135 | 461.64 | 159 | 640.38 | 183 | 836.29 |
| 16 | 6.48 | 40 | 40.53 | 64 | 103.75 | 88 | 196.16 | 112 | 317.74 | 136 | 468.51 | 160 | 648.46 | 184 | 844.58 |
| 17 | 7.31 | 41 | 42.58 | 65 | 107.02 | 89 | 200.64 | 113 | 323.44 | 137 | 475.42 | 161 | 656.59 | 185 | 852.93 |
| 18 | 8.21 | 42 | 44.68 | 66 | 110.34 | 90 | 205.18 | 114 | 329.18 | 138 | 482.38 | 162 | 664.77 | | |
| 19 | 9.14 | 43 | 46.84 | 67 | 113.71 | 91 | 209.76 | 115 | 334.93 | 139 | 489.41 | 163 | 673.00 | | |
| 20 | 10.13 | 44 | 49.04 | 68 | 117.13 | 92 | 214.40 | 116 | 340.84 | 140 | 496.47 | 164 | 681.28 | | |
| 21 | 11.17 | 45 | 51.29 | 69 | 120.60 | 93 | 219.08 | 117 | 346.75 | 141 | 503.58 | 165 | 689.62 | | |
| 22 | 12.26 | 46 | 53.60 | 70 | 124.12 | 94 | 223.82 | 118 | 352.70 | 142 | 510.76 | 166 | 698.00 | | |
| 23 | 13.40 | 47 | 55.95 | 71 | 127.69 | 95 | 228.61 | 119 | 358.70 | 143 | 517.98 | 167 | 706.44 | | |
| 24 | 14.59 | 48 | 58.35 | 72 | 131.31 | 96 | 233.44 | 120 | 364.76 | 144 | 525.25 | 168 | 714.92 | | |

ANEXO H.
SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS SISTEMA DE HALADO

SKF ConCentra roller bearing units in plumber block housings, series SYNT
 d_a 35 – 100 mm



| Shaft diam. d_a | Bearing unit dimensions | | | | | | | | | | Mass | Designations | | | |
|-------------------------|-------------------------|----|-----|-------|-------|-----|-----|----|-------|----|------|---------------------|--------------|------------------------|--------------|
| | A | B | H | H_1 | H_2 | J | L | N | N_1 | G | | General Locating | Non-locating | High-speed Locating | Non-locating |
| mm | mm | | | | | | | | | | kg | - | | | |
| 35 | 60 | 65 | 111 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 3,8 | SYNT 35 F | SYNT 35 L | SYNT 35 FTS | SYNT 35 LTS |
| 40 | 60 | 65 | 115 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 3,9 | SYNT 40 F | SYNT 40 L | SYNT 40 FTS | SYNT 40 LTS |
| 45 | 60 | 65 | 120 | 60 | 25 | 170 | 205 | 20 | 15 | 12 | 4,5 | SYNT 45 F | SYNT 45 L | SYNT 45 FTS | SYNT 45 LTS |
| 50 | 70 | 65 | 131 | 70 | 28 | 210 | 255 | 24 | 18 | 16 | 5,7 | SYNT 50 F | SYNT 50 L | SYNT 50 FTS | SYNT 50 LTS |
| 55 | 70 | 65 | 135 | 70 | 30 | 210 | 255 | 24 | 18 | 16 | 6,3 | SYNT 55 F | SYNT 55 L | SYNT 55 FTS | SYNT 55 LTS |
| 60 | 80 | 71 | 150 | 80 | 30 | 230 | 275 | 24 | 18 | 16 | 7,5 | SYNT 60 F | SYNT 60 L | SYNT 60 FTS | SYNT 60 LTS |
| 65 | 80 | 71 | 160 | 80 | 30 | 230 | 280 | 24 | 18 | 16 | 8,5 | SYNT 65 F | SYNT 65 L | SYNT 65 FTS | SYNT 65 LTS |
| 70 | 90 | 71 | 180 | 95 | 32 | 260 | 315 | 28 | 22 | 20 | 11 | SYNT 70 F | SYNT 70 L | SYNT 70 FTS | SYNT 70 LTS |
| 75 | 90 | 71 | 180 | 95 | 32 | 260 | 320 | 28 | 22 | 20 | 11,6 | SYNT 75 F | SYNT 75 L | SYNT 75 FTS | SYNT 75 LTS |
| 80 | 100 | 86 | 200 | 100 | 35 | 290 | 345 | 28 | 22 | 20 | 15 | SYNT 80 F | SYNT 80 L | SYNT 80 FTS | SYNT 80 LTS |
| 90 | 110 | 86 | 230 | 112 | 40 | 320 | 380 | 32 | 26 | 24 | 20 | SYNT 90 F | SYNT 90 L | SYNT 90 FTS | SYNT 90 LTS |
| 100 | 120 | 86 | 255 | 125 | 45 | 350 | 410 | 32 | 26 | 24 | 25 | SYNT 100 F | SYNT 100 L | SYNT 100 FTS | SYNT 100 LTS |

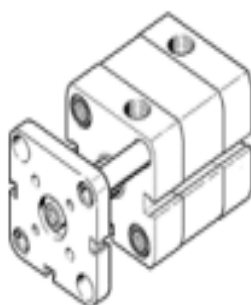
ANEXO I.
SELECCIÓN DE CILINDROS Y ACTUADORES

cilindro compacto ADNGF-16-5-P-A

Número de artículo: 554212

FESTO

según ISO 21287, con guía de deslizamiento, vástago antigiro mediante barra-guía y placa de yugo.



Hoja de datos

| Características | Valor |
|---|---|
| Carrera | 5 mm |
| Diámetro del émbolo | 16 mm |
| Basado en la norma | ISO 21287 |
| Amortiguación | P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados |
| Posición de montaje | indistinto |
| Construcción | Émbolo Vástago Tubo perfilado |
| Detección de la posición | para sensores de proximidad |
| Antigiro/Guía | Barra de guía con yunque |
| Presión de funcionamiento | 1,5 ... 10 bar |
| Modo de funcionamiento | de doble efecto |
| Fluido | Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4] |
| Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando | Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento) |
| Clase de resistencia a la corrosión KBK | 2 = riesgo de corrosión moderado |
| Temperatura ambiente | -20 ... 80 °C |
| Energía del impacto en las posiciones finales | 0,15 J |
| Fuerza teórica con 6 bar, retroceso | 90 N |
| Fuerza teórica con 6 bar, avance | 121 N |
| Masa móvil con carrera de 0 mm | 29 g |
| Peso adicional por 10 mm de carrera | 16 g |
| Peso básico con carrera de 0 mm | 93 g |
| Masa adicional por 10 mm de carrera | 6 g |
| Conexión neumática | M5 |
| Indicación sobre el material | Conforme con RoHS |
| Información sobre el material de la tapa | Aluminio anodizado |
| Información sobre el material de las juntas | TPE-U(PUR) |
| Información sobre el material del vástago | Acero de aleación fina |
| Información sobre el material de la camisa del cilindro | Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante |

cilindro normalizado DNC-32- -

Número de artículo: 163302

FESTO

Según ISO 15552.



Hoja de datos

Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

| Característica | Valor |
|---------------------|--|
| Carrera | 2 ... 2.000 mm |
| Diámetro del émbolo | 32 mm |
| Basado en la norma | ISO 15552 |
| Amortiguación | P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados |
| Posición de montaje | indistinto |
| Construcción | Émbolo Vástago Tubo perfilado |

ANEXO J.
SELECCIÓN DE ELECTRODO DE SOLDADURA



CONSUMIBLES COMUNES PARA SOLDAR

CARACTERISTICAS

WEST ARCO, cuenta con un metal de aporte para cada necesidad; en caso de no encontrar el indicado, consulte con nuestro departamento técnico

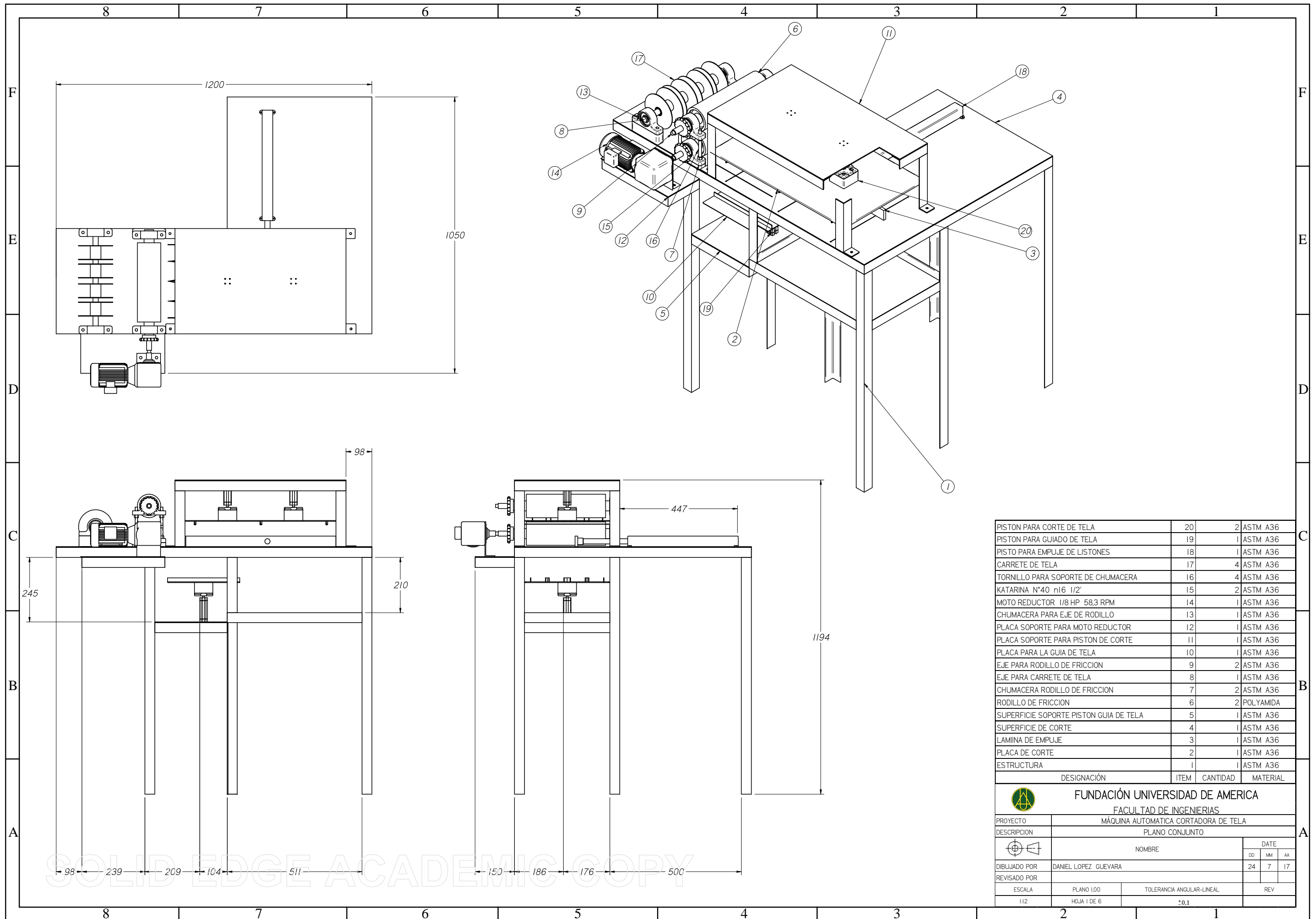
★ para pasar de psi a MPa (N/mm²) dividir por 1000 y multiplicar por 6.894757

ac: Corriente Alterna

dcep: Corriente directa electrodos al positivo dcan: Corriente directa electrodos al negativo

| ELECTRODOS REVESTIDOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO (AWS A5.1) | Clasificación AWS | Nombre WEST ARCO | Características y Aplicaciones | Resistencia a la Tracción (ksi) | Límite de Fluencia (ksi) | Elongación (%) | Resistencia al Impacto Charpy en estado en J | Penetración para soldar | Tipo de Corriente | AMPERIOS | | | | | |
|--|-------------------|------------------|---|---------------------------------|--------------------------|----------------|--|-------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|
| | | | | | | | | | | 3/32" | 1/8" | 5/32" | 3/16" | | |
| ELECTRODOS REVESTIDOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO (AWS A5.1) | E6010 | XL 610 | Es un electrodo de alta penetración y rápida solidificación. Para soldar aceros de bajo carbono, lámina ordinaria y galvanizada, calderas, estructuras, tuberías de presión y acero fundido. | 62,000 72,000 | 52,000 62,000 | 22 al 23 | T _{min} % -29 | 200000' ca | TOGAR | dcep | 50-80 | 70-115 | 90-160 | 120-210 | |
| | E6010 | ZIP 10T | Es un electrodo de muy buena penetración, con polvo de hierro, buena calidad radiográfica especialmente diseñado para ductos, gasductos, construcciones navales, estructuras de acero y recipientes a presión. | 62,000 72,000 | 52,000 62,000 | 22 al 23 | -29 | 27 a 100 | TOGAR | dcep | 50-80 | 70-120 | 90-155 | 120-180 | |
| | E6011 | ACP 611SS | Se emplea para soldar todo tipo de aceros de bajo carbono en tuberías, estructuras, construcciones navales, recipientes a presión, etc. Especialmente pasas de penetración. | 62,000 74,000 | 52,000 60,000 | 27 al 28 | -29 | 27 a 100 | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-115 | 90-160 | 120-210 | |
| | E6013 | SUPER SW 613 | Construcciones de hierro en general, carpinterías metálicas con lámina delgada, fabricación de puertas, ventanas, rejas, ductos, ensamblaje de carrocerías y ornamentación en general. | 60,000 74,000 | 48,000 62,000 | 22 al 28 | 30 | 40 a 110 | TOGAR | ac, dcep o dcan | 50-80 | 90-130 | 120-160 | | |
| | E6013 | SW 613 | Carrocerías, muebles metálicos, ductos de aire acondicionado, rejas, ventanas y ornamentación en general. | 60,000 74,000 | 48,000 62,000 | 22 al 28 | 30 | 50 a 110 | TOGAR | ac, dcep o dcan | 50-80 | 80-120 | 110-160 | 120-210 | |
| | E6013 | SW 10 | Electrodo de tipo europeo de fácil manipulación, desarrollado para toda clase de soldaduras que requieren poca penetración. Se emplea para construcciones de hierro en general, carpinterías metálicas con lámina delgada, fabricación de puertas, ventanas, rejas, ductos, ensamblaje de carrocerías y ornamentación en general. Puede emplearse la técnica de arrastre para juntas planas y horizontales. | 60,000 74,000 | 48,000 62,000 | 22 al 28 | 30 | 40 a 110 | TOGAR | ac, dcep o dcan | 50-80 | 90-130 | 120-160 | | |
| | E7014 | ZIP 14 | Construcción de maquinaria, marcos de máquinas, implementos agrícolas, trabajos de ornamentación, tubería, recipientes de presión y sus accesorios. Equipos de ferrocarril y construcciones navales y soldadura de aceros estructurales. | 70,000 80,000 | 58,000 68,000 | 22 al 28 | 30 | 50 a 100 | TOGAR | ac, dcep o dcan | 50-80 | 70-110 | 110-150 | 120-200 | 175-275 |
| | E7024 | ZIP 24 | Puentes y equipos pesados, equipo de construcción, implementos agrícolas, tanques de almacenamiento de petróleo y sus derivados, maquinaria de minería, carros de ferrocarril y construcción naval y en general para aceros de bajo contenido de carbono. | 70,000 80,000 | 60,000 70,000 | 22 al 25 | 30 | 45 a 100 | PLANA Y HORIZONTAL EN PLANTA | ac, dcep o dcan | | 140-180 | 180-250 | 225-300 | |
| | E7018-1 | WIZ 18 | Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70,000 lb/psi ² de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión especialmente cuando se requiere alta resistencia al impacto a bajas temperaturas. | 70,000 80,000 | 58,000 70,000 | 22 al 26 | -29 | 100 -46 | 100 60 | Taladr, excepto propósitos especiales | ac o dcep | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E7018 | WIZ 18 S | Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70,000 lb/psi ² de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión, calderas, vagones de ferrocarril, etc. | 72,000 84,000 | 62,000 72,000 | 24 al 26 | -29 | 70 | | TOGAR | ac o dcep | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| ELECTRODOS REVESTIDOS PARA SOLDAR ACEROS DE BAJA ALEACIÓN (AWS A5.5) | E7010-A1 | ZIP 710 A1 | Tubería, tanques de alta presión, calderas y aplicaciones a las temperaturas de servicio típicas de los aceros con 0.5% de molibdeno. Aceros de tipo API SLX grados X42, X46 y X52. | 70,000 80,000 | 58,000 68,000 | 22 al 22 | 0 | 60 a 110 | TOGAR | dcep | 50-80 | 90-120 | 120-155 | 150-180 | |
| | E8010 G | XL 810 G | Tuberías y accesorios en aceros API SLX grados X56, X60 y X65 y otros aceros de resistencia a la tracción mínima especificada de hasta 80 ksi. | 80,000 82,000 | 67,000 77,000 | 22 al 28 | -10 -29 | 60 a 100 30 a 70 | TOGAR | dcep | 50-80 | 90-120 | 120-155 | 150-180 | |
| | E9010 G | XL 910 G | Tuberías de acero API SLX-X65 o SLX-X70 y otros aceros similares de resistencia a la tracción mínima especificada de hasta 90 ksi. | 90,000 100,000 | 77,000 87,000 | 18 al 24 | 0 | 30 a 100 | TOGAR | dcep | | | 120-155 | 150-180 | |
| | E7018-A1 | WIZ 718 A1 | Se usa en soldadura de aceros ASTM A-260, A-369 grado FP1, A-336 clase F1 y otros con contenido de molibdeno de 0.5% empleados a temperaturas de servicio intermedias. | 77,000 85,000 | 63,000 72,000 | 27 al 22 | | | TOGAR | ac o dcep | | 100-145 | 125-200 | 150-230 | |
| | E7018 G | WIZ 18 G | Diseñado especialmente para la soldadura de tubería API SLX grados X60 y X65 cuando se requiere alta resistencia al impacto a temperaturas del orden de 40°C. | mínimo 77,000 | mínimo 65,000 | máximo 22 | -46 | 75 | | TOGAR | ac o dcep | 80-100 | 90-145 | 120-160 | |
| | E7018-W1 | WIZ 718 W1 | Se utiliza en aplicaciones donde se requiere especial resistencia a las condiciones atmosféricas en la soldadura de aceros ASTM A588, A542, A411, A572 grado 42 y 50 y aceros con contenido de cobre, cuya resistencia a la tensión no supere 70 ksi. | 70,000 82,000 | 57,000 70,000 | 25 al 28 | -18 | 30 a 140 | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | |
| | E8018-B1 | WIZ 818 B1 | Se utiliza para soldar aceros de 0.5% cromo y 0.5% molibdeno tales como los ASTM, A-335 Grado P2, A-369 FP2, A-406 CP2, A-213 grado T2 y A-366 grado 5. También se puede usar para soldar otros aceros de baja aleación con resistencia a la tracción en el rango de 50 a 56 kg/mm ² (70 a 80 ksi). | 80,000 90,000 | 67,000 77,000 | 22 al 22 | | | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | |
| | E8018-B2 | WIZ 818 B2 | Trabajos de alta resistencia, partes expuestas a medianas temperaturas, se recomienda para los aceros ASTM A-325 P12, A-369 grados FP11 y FP12, A182 grados F11 y F12, A-217 Gr WC11 y similares. | 80,000 90,000 | 67,000 77,000 | 22 al 28 | | | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E8018-C1 | WIZ 818 C1 | Es ampliamente usado en tanques y tuberías que operan a bajas temperaturas (-70°F), aceros que contienen 2% de níquel y aceros ASTM A-202 grados A y B. | 80,000 90,000 | 67,000 77,000 | 22 al 24 | -50 | 50 a 130 | Taladr, excepto propósitos especiales | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E8018-C2 | WIZ 818 C2 | Para soldar aceros con 2.5 y 3.5% de níquel. Se emplea en la fabricación de tanques, tuberías y otras piezas que van a ser sometidas a temperaturas hasta de 70°C. Para aceros tales como el ASTM A-202. | 80,000 90,000 | 67,000 77,000 | 24 al 24 | -73 | 30 a 70 | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E8018-C3 | WIZ 818 C3 | Puede ser usado para soldar aceros ASTM A-148 grado 80-50, y similares. Se utiliza también para aceros de resistencia hasta de 80 ksi, especialmente si debe trabajar a bajas temperaturas, hasta el orden de -40°C. | 80,000 90,000 | 67,000 77,000 | 24 al 22 | -40 | 30 a 100 | Taladr, excepto propósitos especiales | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E9018-B3 | WIZ 918 B3 | Se recomienda en aplicaciones tales como: ASTM A-182 Grado, F-22, A-213 Grado T3b y otros aceros en piezas que van a trabajar a temperaturas de servicio elevadas. | 90,000 105,000 | 77,000 87,000 | 20 al 20 | | | TOGAR | ac o dcep | 50-80 | 70-100 | 100-145 | 125-200 | 170-270 |
| | E9018-G | WIZ 918 G | Se recomienda aplicar en aquellos aceros cuya resistencia a la tracción sea hasta de 90,000 psi. Se puede trabajar en aceros fundidos de alta resistencia mecánica, en aceros para plantas nucleares, etc. | 90,000 105,000 | 77,000 87,000 | 20 al 20 | -20 | 40 a 160 | Taladr, excepto propósitos especiales | ac o dcep | | 100-145 | 125-200 | 170-270 | |
| | E9018-D1 | WIZ 918 D1 | Especialmente adecuado para la unión de aceros manganeso-molibdeno como el ASTM A302 grado B y en general aceros de bajo carbono o de baja aleación con resistencia a la tracción mínima especificada hasta de 90 ksi, con requisitos de resistencia al impacto a baja temperatura. | 90,000 105,000 | 77,000 85,000 | 24 al 22 | -51 | 27 a 140 | TOGAR | ac o dcep | | 100-145 | 125-200 | 170-270 | |

ANEXO K.
PLANOS DE DISEÑO GENERAL



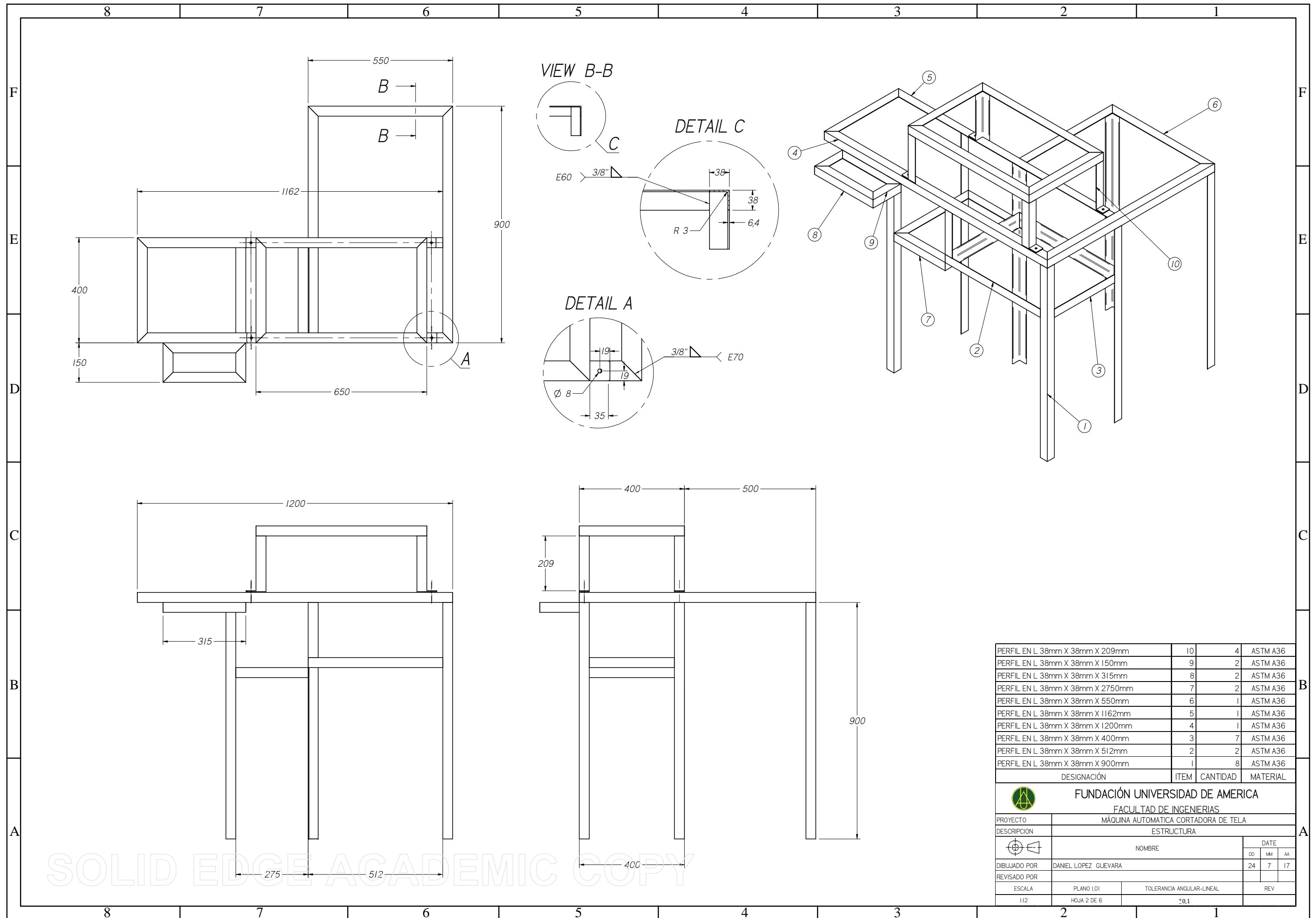
| | | | |
|--|------|----------|-----------|
| PISTON PARA CORTE DE TELA | 20 | 2 | ASTM A36 |
| PISTON PARA GUIADO DE TELA | 19 | 1 | ASTM A36 |
| PISTON PARA EMPUJE DE LISTONES | 18 | 1 | ASTM A36 |
| CARRETE DE TELA | 17 | 4 | ASTM A36 |
| TORNILLO PARA SOPORTE DE CHUMACERA | 16 | 4 | ASTM A36 |
| KATARINA N°40 n16 1/2' | 15 | 2 | ASTM A36 |
| MOTO REDUCTOR 1/8 HP 58,3 RPM | 14 | 1 | ASTM A36 |
| CHUMACERA PARA EJE DE RODILLO | 13 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA SOPORTE PARA MOTO REDUCTOR | 12 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA SOPORTE PARA PISTON DE CORTE | 11 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA PARA LA GUIA DE TELA | 10 | 1 | ASTM A36 |
| EJE PARA RODILLO DE FRICCION | 9 | 2 | ASTM A36 |
| EJE PARA CARRETE DE TELA | 8 | 1 | ASTM A36 |
| CHUMACERA RODILLO DE FRICCION | 7 | 2 | ASTM A36 |
| RODILLO DE FRICCION | 6 | 2 | POLYAMIDA |
| SUPERFICIE SOPORTE PISTON GUIA DE TELA | 5 | 1 | ASTM A36 |
| SUPERFICIE DE CORTE | 4 | 1 | ASTM A36 |
| LAMIINA DE EMPUJE | 3 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA DE CORTE | 2 | 1 | ASTM A36 |
| ESTRUCTURA | 1 | 1 | ASTM A36 |
| DESIGNACIÓN | ITEM | CANTIDAD | MATERIAL |





FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS

| | | | | |
|--------------|--------------------------------------|---------------------------|----|----|
| PROYECTO | MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA | | | |
| DESCRIPCIÓN | PLANO CONJUNTO | | | |
| DIBUJADO POR | DANIEL LOPEZ GUEVARA | DATE | | |
| | | DD | MM | AA |
| REVISADO POR | | 24 | 7 | 17 |
| ESCALA | PLANO 1:00 | TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL | | |
| 1:12 | HOJA 1 DE 6 | ±0,1 | | |
| | | REV | | |

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

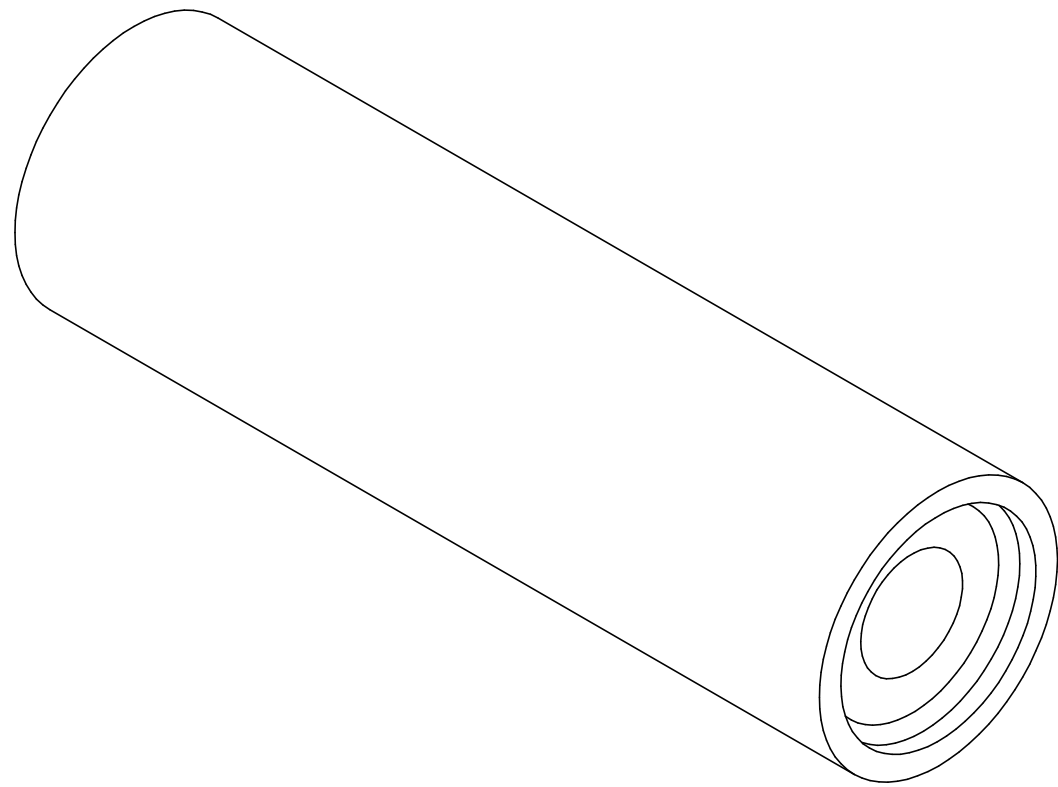


| | | | |
|----------------------------------|------|----------|----------|
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 209mm | 10 | 4 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 150mm | 9 | 2 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 315mm | 8 | 2 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 2750mm | 7 | 2 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 550mm | 6 | 1 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 1162mm | 5 | 1 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 1200mm | 4 | 1 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 400mm | 3 | 7 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 512mm | 2 | 2 | ASTM A36 |
| PERFIL EN L 38mm X 38mm X 900mm | 1 | 8 | ASTM A36 |
| DESIGNACIÓN | ITEM | CANTIDAD | MATERIAL |

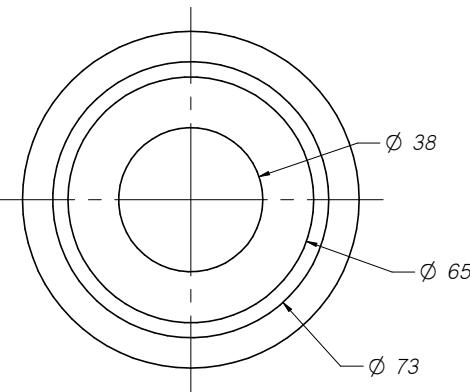
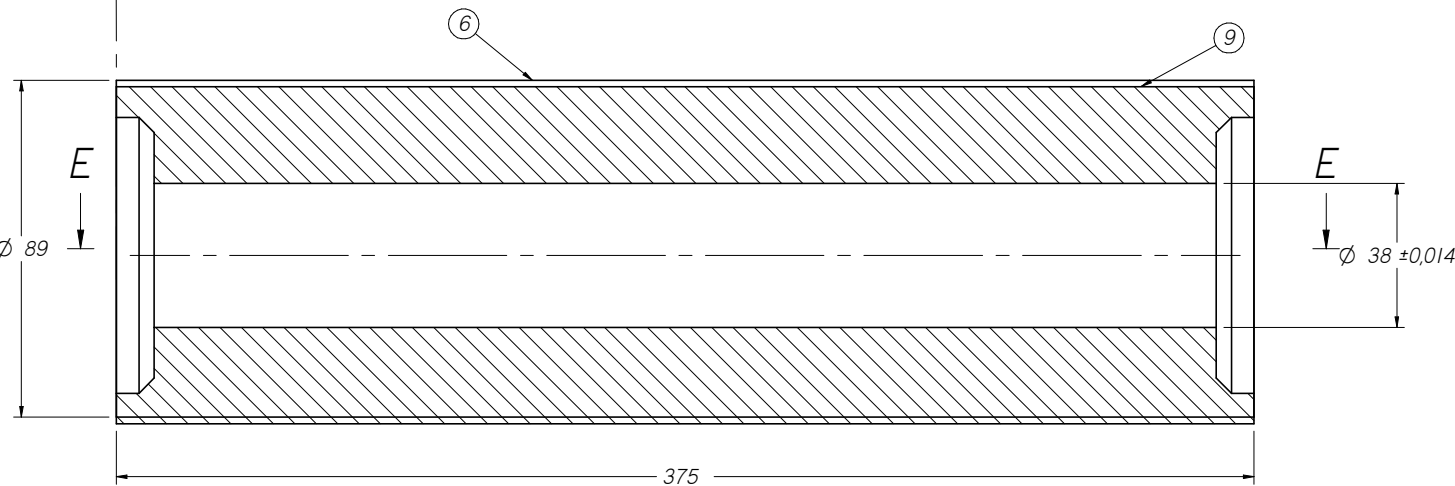
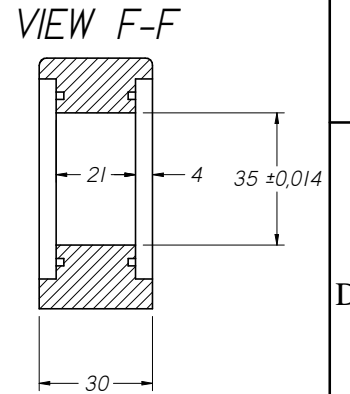
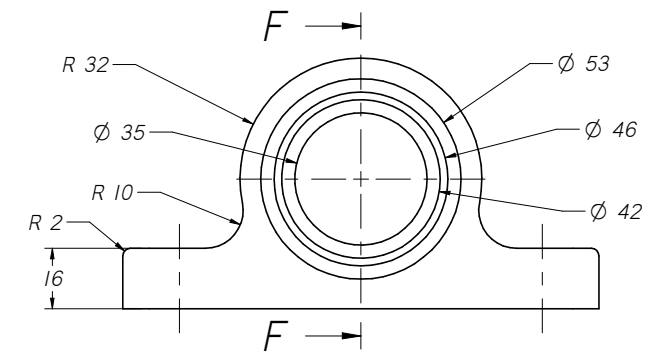
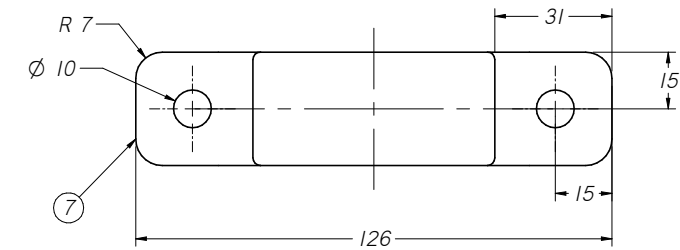
| | | | | |
|--|--------------------------------------|---------------------------|----|----|
|  FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS | | | | |
| PROYECTO | MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA | | | |
| DESCRIPCIÓN | ESTRUCTURA | | | |
|  | NOMBRE | DATE | | |
| | | DD | MM | AA |
| DIBUJADO POR | DANIEL LOPEZ GUEVARA | 24 | 7 | 17 |
| REVISADO POR | | | | |
| ESCALA | PLANO 1,01 | TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL | | |
| 1:12 | HOJA 2 DE 6 | ±0,1 | | |
| | | REV | | |

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

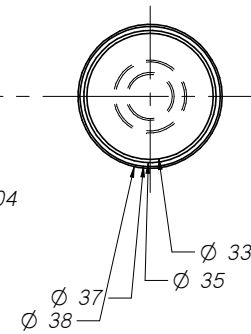
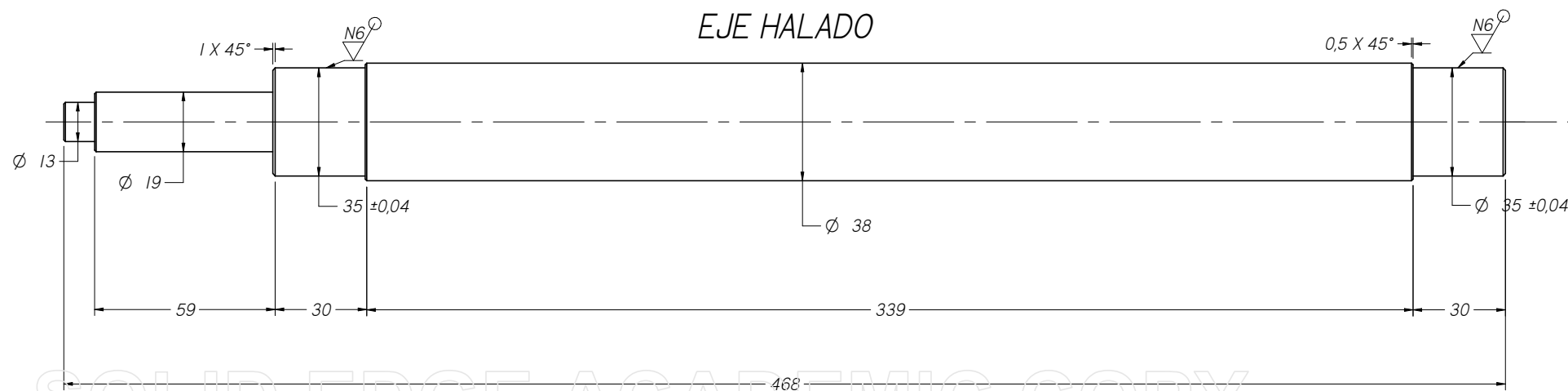
RODILLO DE HALADO



CHUMACERA RODILLO DE FRICCION

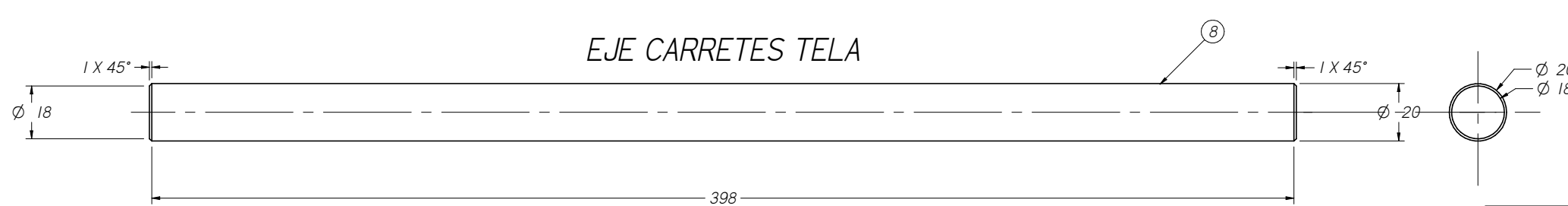
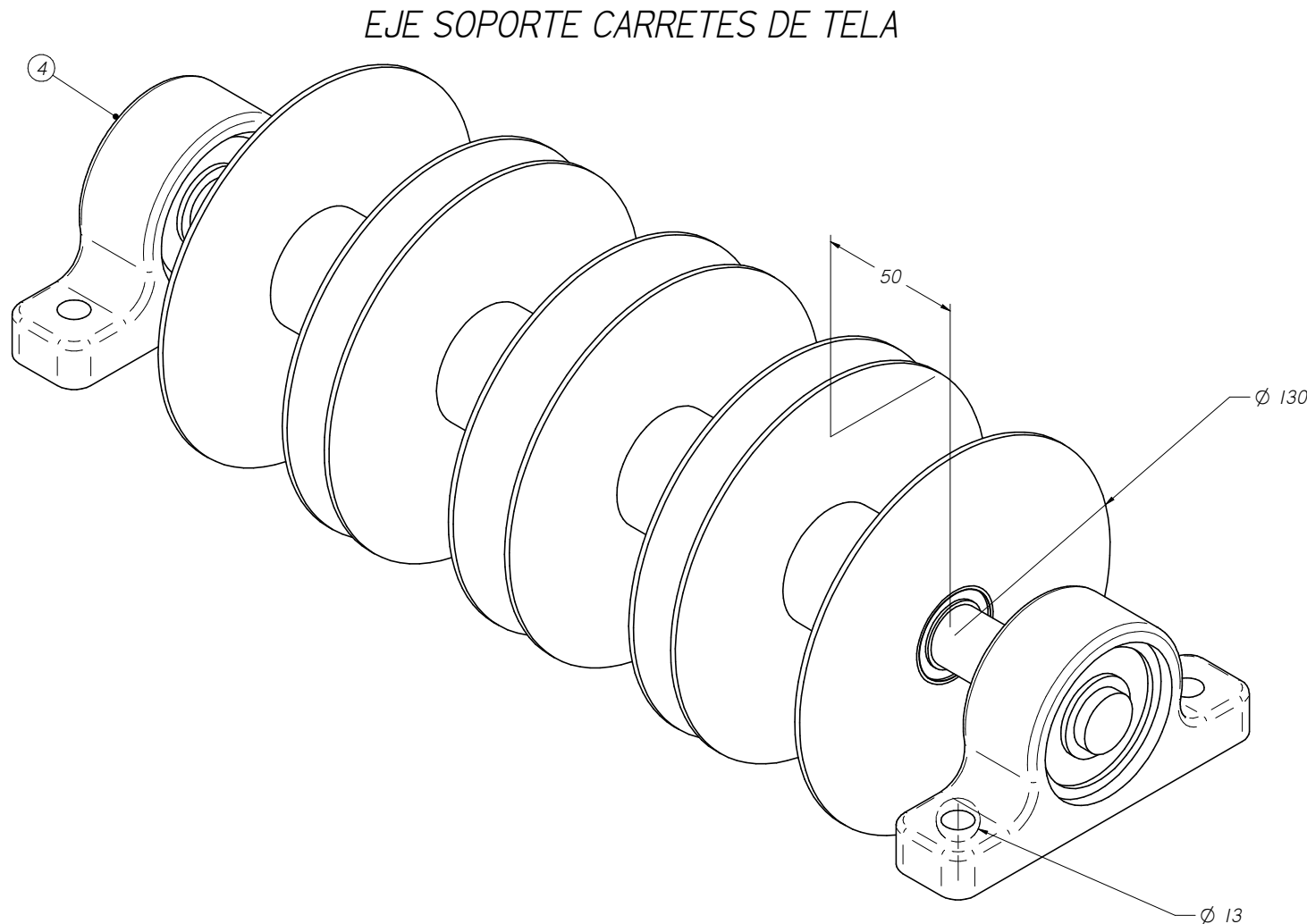



EJE HALADO



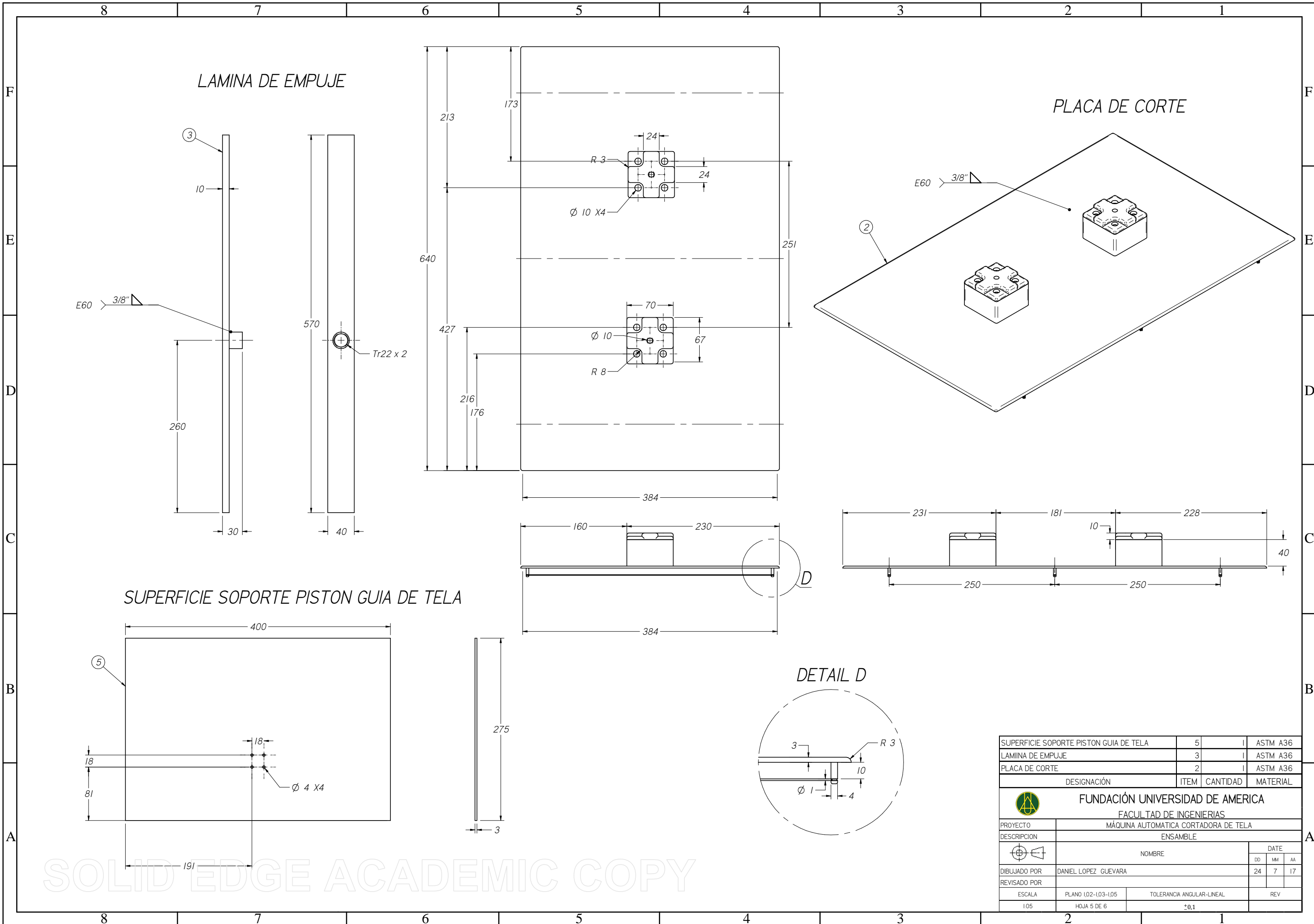
| | | | | | |
|--|--------------------------------------|---------------------------|----------|----|----|
| EJE PARA RODILLO DE FRICCION | 9 | 2 | ASTM A36 | | |
| CHUMACERA RODILLO DE FRICCION | 7 | 2 | ASTM A36 | | |
| RODILLO DE FRICCION | 6 | 2 | POLIMERO | | |
| DESIGNACIÓN | ITEM | CANTIDAD | MATERIAL | | |
|  FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS | | | | | |
| PROYECTO | MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA | | | | |
| DESCRIPCIÓN | CONJUNTO RODILLOS | | | | |
|  | NOMBRE | DATE | | | |
| | | DD | MM | AA | |
| DIBUJADO POR | DANIEL LOPEZ GUEVARA | | 24 | 7 | 17 |
| REVISADO POR | | | | | |
| ESCALA | PLANO 1,06-1,07-1,09 | TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL | REV | | |
| 102 | HOJA 3 DE 6 | ±0,1 | | | |

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



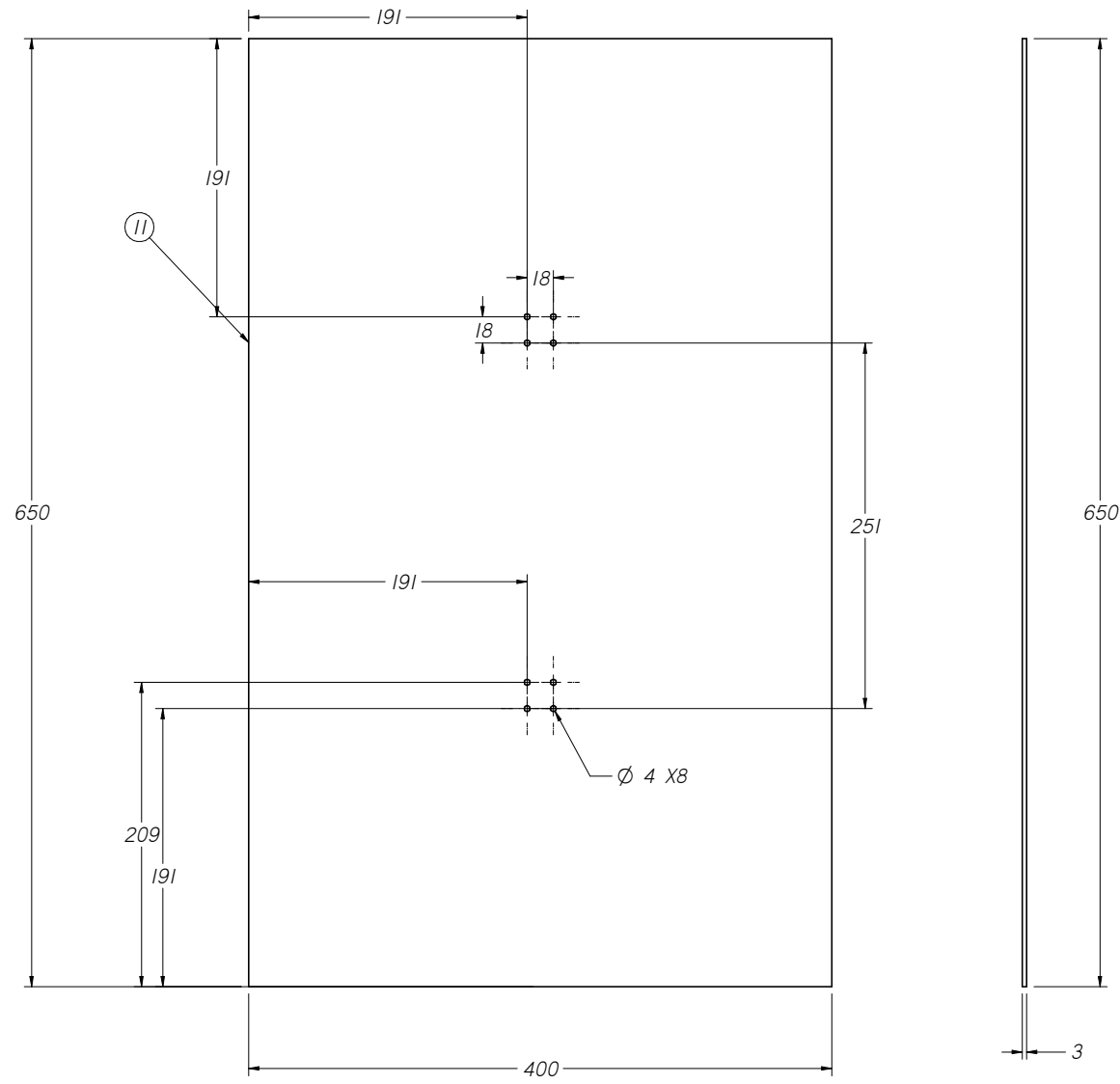
| | | | |
|--|--|---------------------------|----------|
| EJE PARA CARRETE DE TELA | 8 | 1 | ASTM A36 |
| EJE SOPORTE RODILLOS DE TELA | 4 | 1 | ASTM A36 |
| DESIGNACION | ITEM | CANTIDAD | MATERIAL |
|  FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS | | | |
| PROYECTO | MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA | | |
| DESCRIPCION | SUPERFICIE DE CORTE Y EJE PARA CARRETE | | |
|  NOMBRE | DATE | | |
| | DD | MM | AA |
| DIBUJADO POR | DANIEL LOPEZ GUEVARA | | 24 7 17 |
| REVISADO POR | | | |
| ESCALA | PLANO 1:04-1:08 | TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL | REV |
| 1:10 | HOJA 4 DE 6 | ±0,1 | |

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

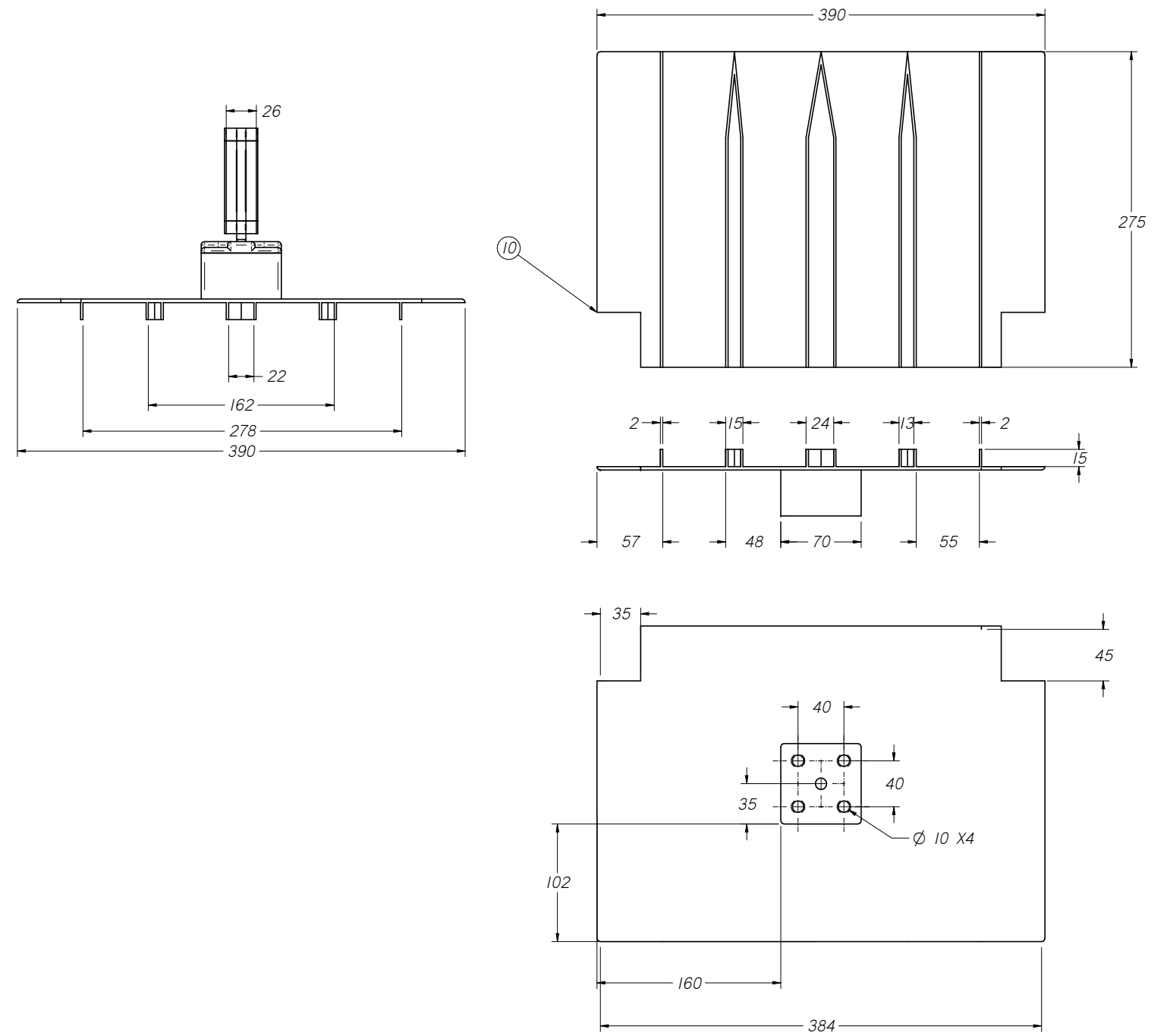


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

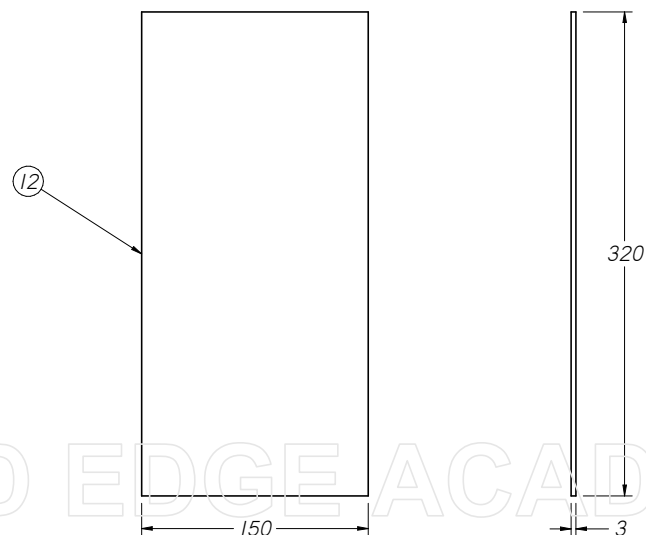
PLACA SOPORTE PARA PISTON DE CORTE




PLACA PARA LA GUIA DE TELA




PLACA SOPORTE PARA MOTOREDUCTOR



| | | | |
|--|--------------------------------------|---------------------------|----------|
| PLACA SOPORTE PARA MOTO REDUCTOR | 12 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA SOPORTE PARA PISTON DE CORTE | 11 | 1 | ASTM A36 |
| PLACA PARA LA GUIA DE TELA | 10 | 1 | ASTM A36 |
| DESIGNACIÓN | ITEM | CANTIDAD | MATERIAL |
|  FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS | | | |
| PROYECTO | MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA | | |
| DESCRIPCIÓN | ENSAMBLE | | |
| DIBUJADO POR | DANIEL LOPEZ GUEVARA | | DATE |
| REVISADO POR | | | DD MM AA |
| ESCALA | PLANO 1,12-1,11-1,10 | TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL | REV |
| 105 | HOJA 6 DE 6 | ±0,1 | |

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

| | | |
|--|--|--------------|
|  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




Yo **DANIEL LÓPEZ GUEVARA** en calidad de titular de la obra **DISEÑO DE UNA MAQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TEXTILES COMPUESTOS POR FIBRAS SINTÉTICAS**, elaborada en el año 2016, autorizo 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 me corresponde 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 Autor manifiesto 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 autor establezco las siguientes condiciones de uso de mi obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

| | | |
|--|--|--------------|
|  | 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. | <input checked="" type="checkbox"/> |
|  | Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor. | <input type="checkbox"/> |
|  | 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. | <input type="checkbox"/> |

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 su autor.

De igual forma como autor autorizo la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:


| AUTORIZO (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 indicaré, 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 9 días del mes de Noviembre del año 2017.

EL AUTOR:

Autor 1

| | |
|--------------------------------|--|
| Nombres | Apellidos |
| DANIEL | LÓPEZ GUEVARA |
| Documento de identificación No | Firma |
| 1.010.211.037 |  |