

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 mi 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.

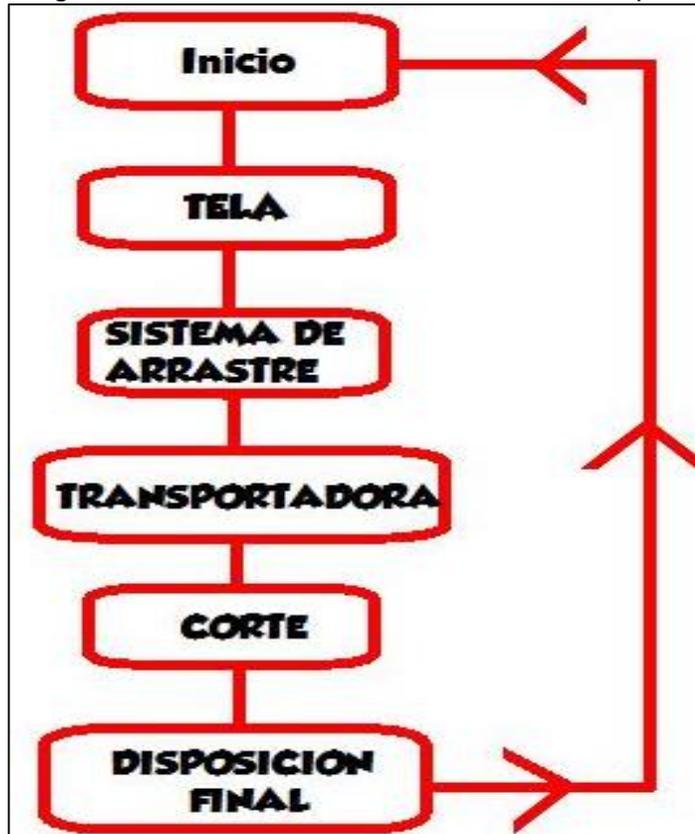
2.1.3 Corte de Material. El pistón encargado de sostener el sistema de corte se dispondrá a realizar el corte con las medidas deseadas.

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

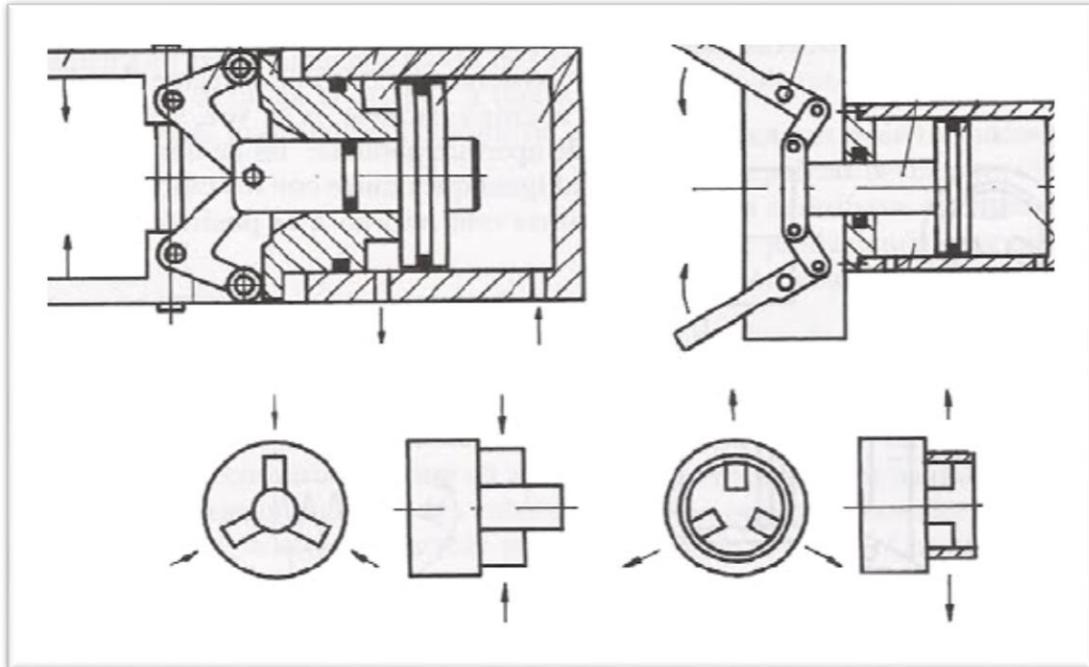
- Halado por pinza neumática

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.

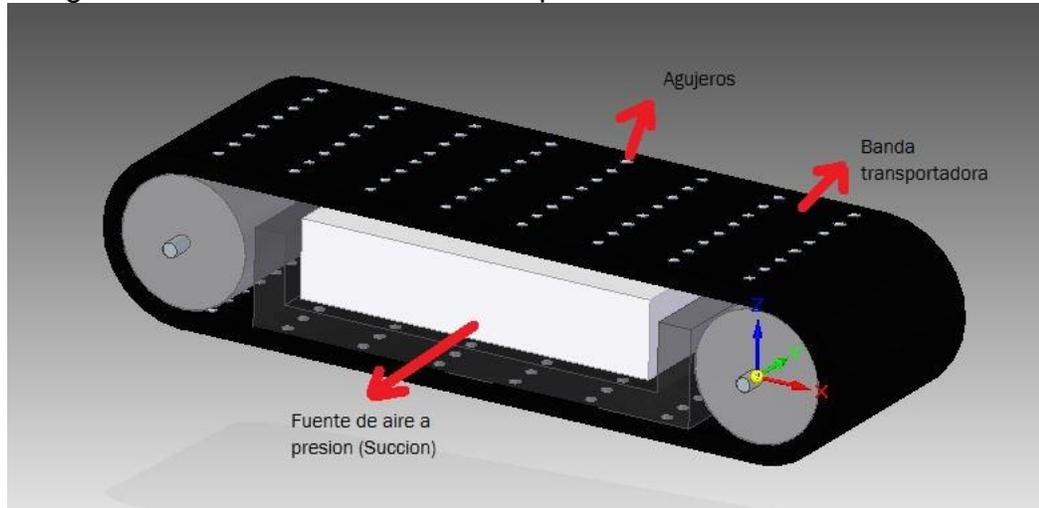
Arrastre adecuado: A pesar de que por medio de las redes neumáticas es posible obtener grandes presiones y fuerza de empuje, en este caso el agarre de la pinza podría ser defectuoso e ineficiente ya que la tela es muy delgada.

- 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.

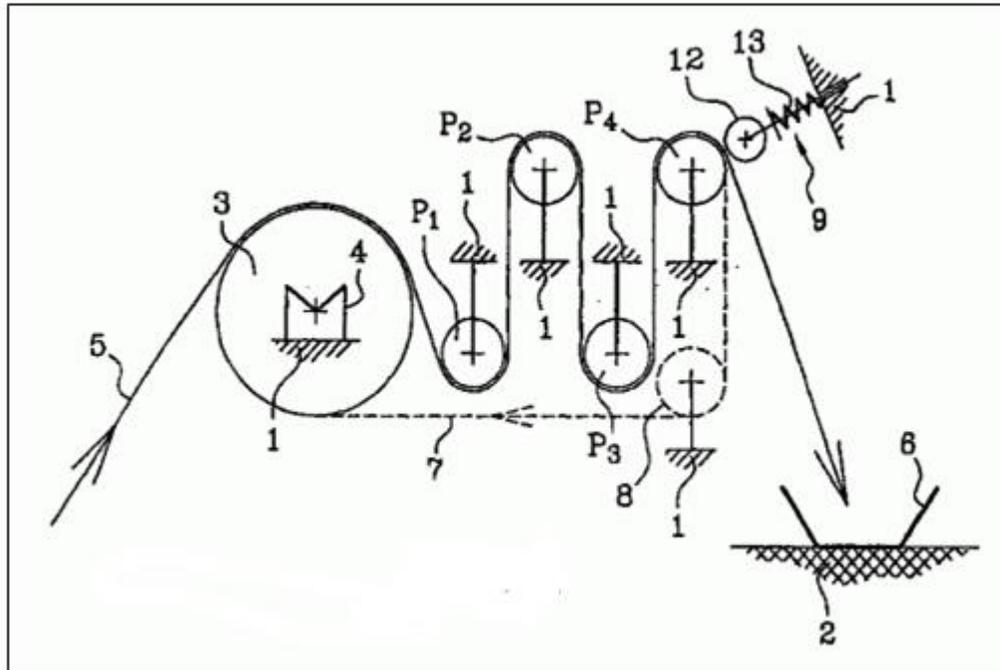
Arrastre eficiente: Es eficiente y en el transporte de cosas no muy pesadas que permitan adherirse a la banda transportadora sin ofrecer una resistencia considerable.

– 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 adhiere 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 alterativa 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

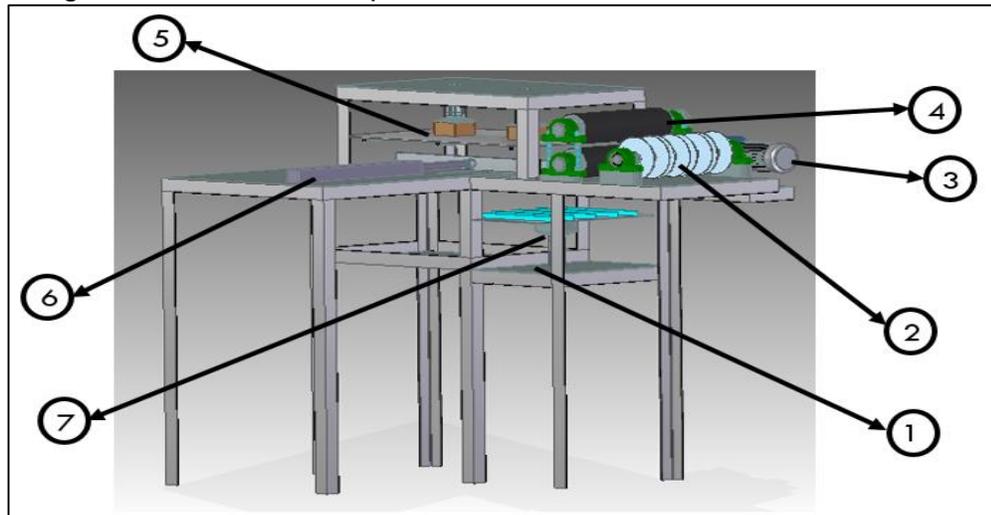
Fuente: [http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA- Scoring-AHP.pdf](http://www.ccee.edu.uy/ensenian/Catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf)

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

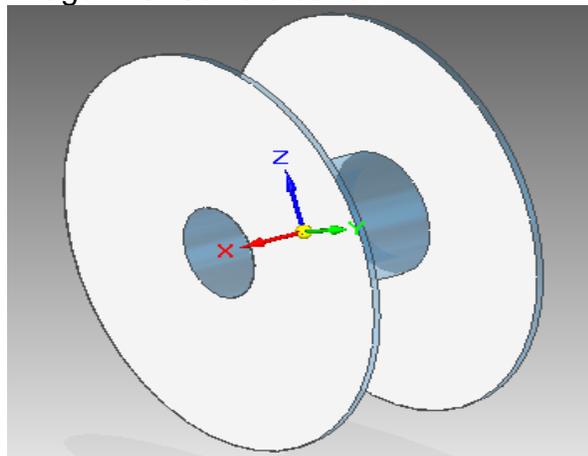
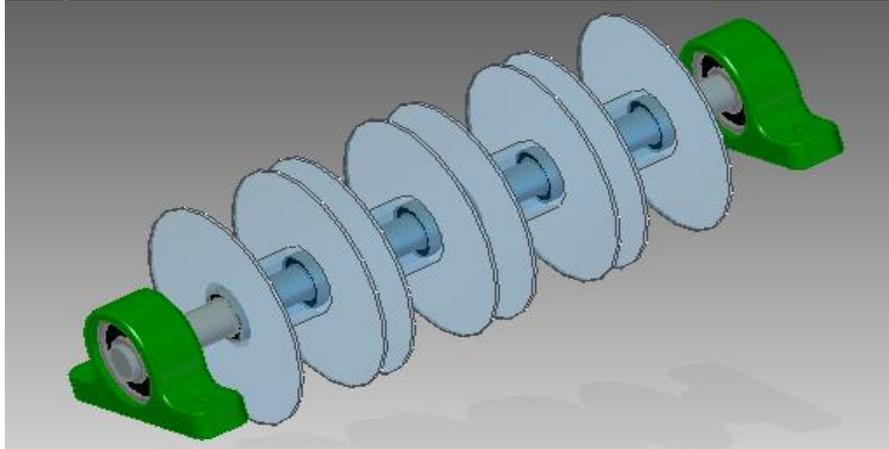


Imagen 16. Posición de los carretes de tela



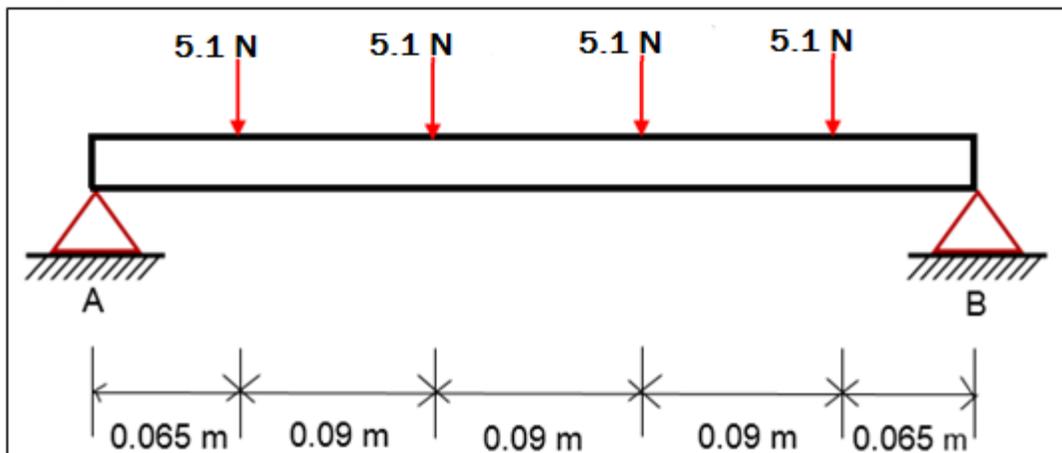
Se halla la masa de los carretes:

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

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

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:

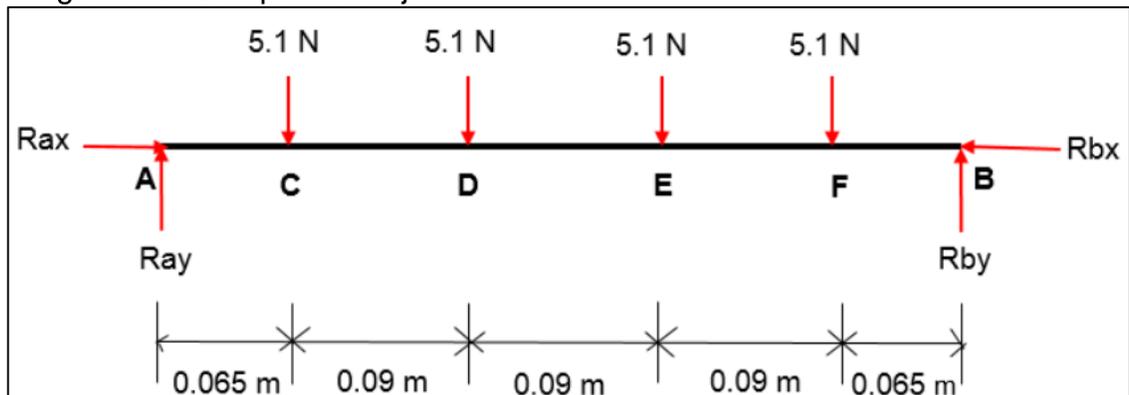
$$Fuerza_{\text{carretes}} = (Masa_{\text{carretes}} + Masa_{\text{Rodamiento}}) \times Gravedad$$

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

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

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:

$$R_{ax} = 0$$

$$R_{bx} = 0$$

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

$$\sum M_B = 0$$

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

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

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

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

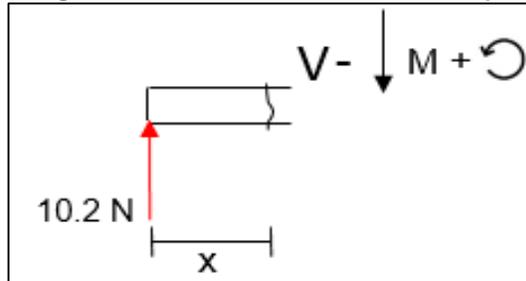
$$\sum Fy = 0$$

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

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

Sección A-C

Diagrama 4. Corte sección A-C. Eje 1

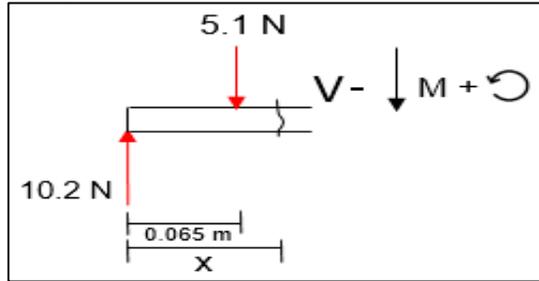


$$\begin{aligned} \sum Fy &= 0 \\ 10.2 N - V &= 0 \\ V &= 10.2 N \end{aligned}$$

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

Sección A-D

Diagrama 5. Corte sección A-D. Eje 1



$$\sum F_y = 0$$

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

$$V = 5.1 N$$

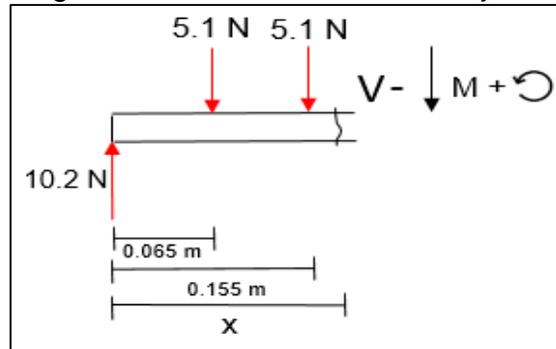
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

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

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

Sección A-E

Diagrama 6. Corte sección A-E. Eje 1



$$\sum F_y = 0$$

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

$$V = 0 N$$

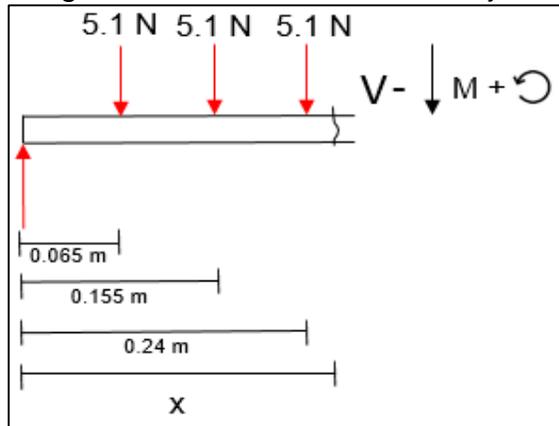
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

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

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

Sección A-F

Diagrama 7. Corte sección A-F. Eje 1



$$\sum Fy = 0$$

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

$$V = 0 - 5.1 N$$

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

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

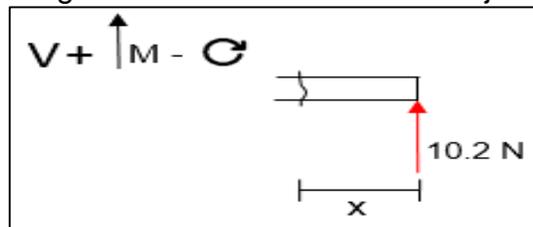
$$+ (5.1 \times (X - 0.245 m)) + M = 0$$

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

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

Sección B-F

Diagrama 8. Corte sección B-F. Eje 1



$$\sum Fy = 0$$

$$10.2 N + V = 0$$

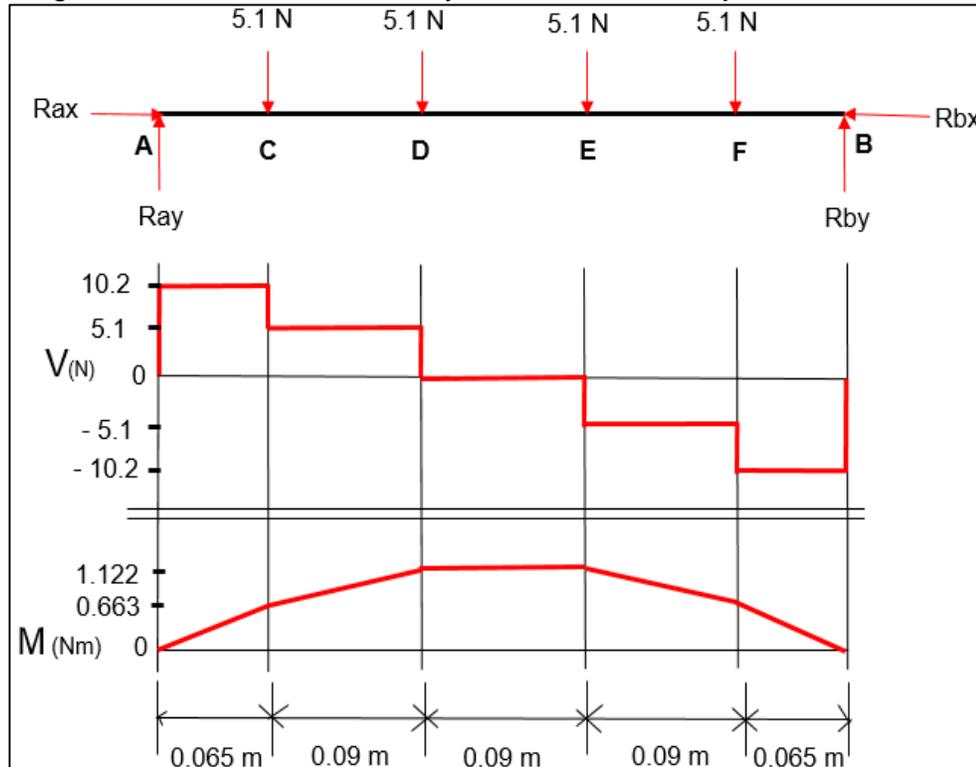
$$V = -10.2 N$$

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

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

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

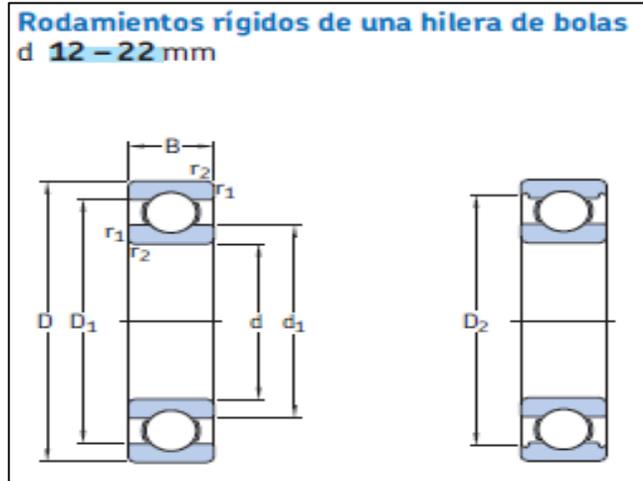
Diagrama 9. Esfuerzo cortante y momento flector eje 1



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

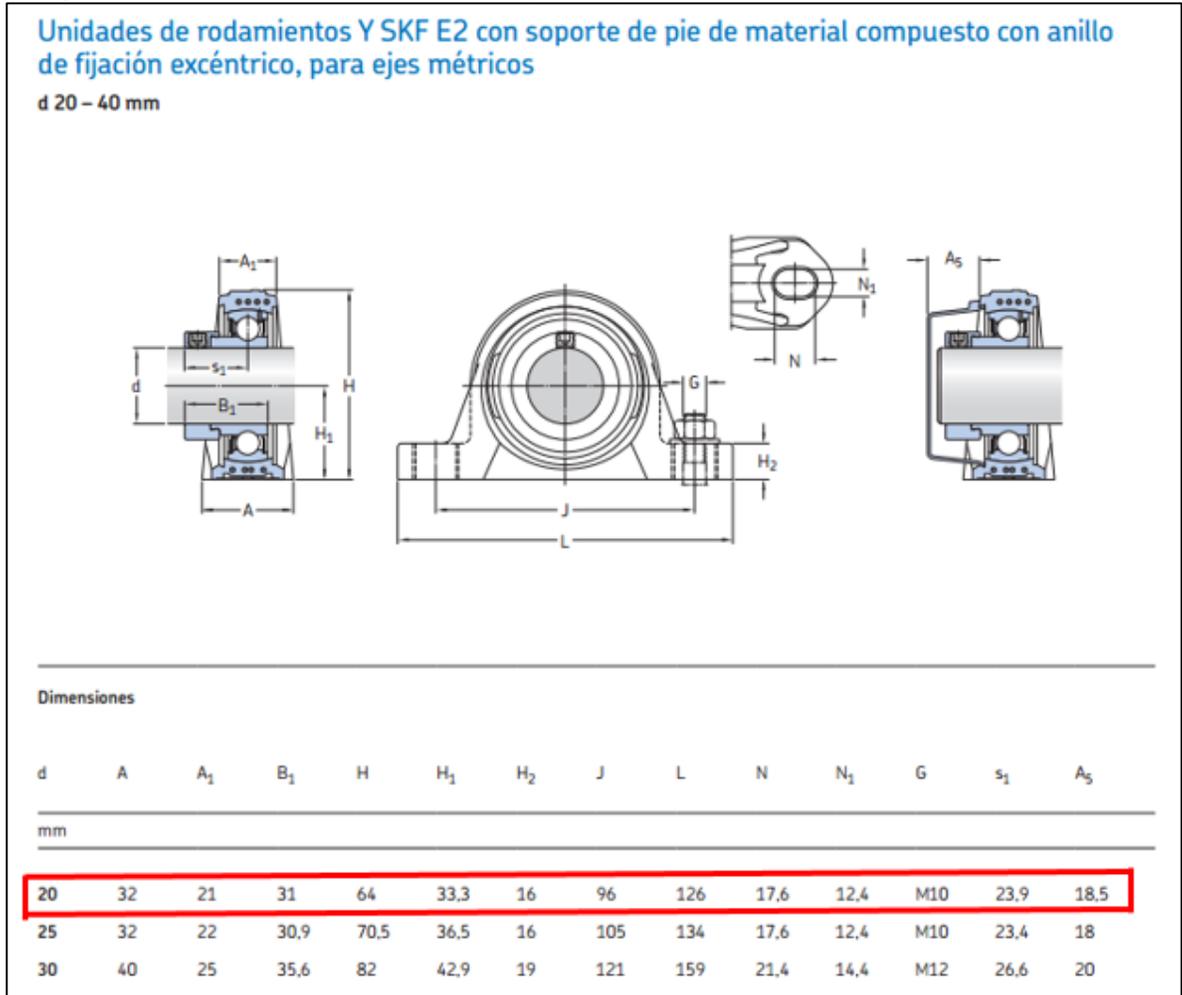


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	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

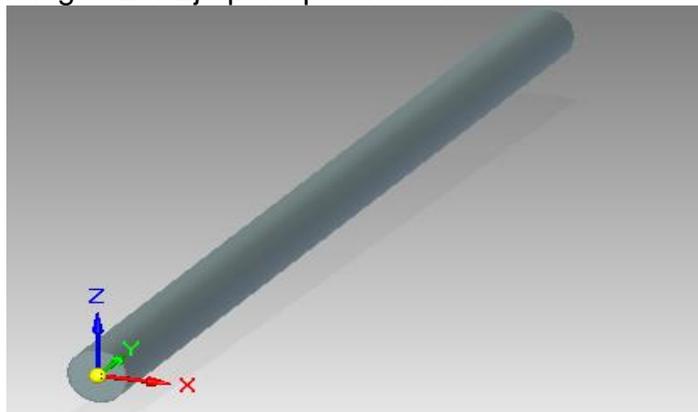
La barra no necesitará de cambios de sección ya que al ser corrugada dará ajuste a los rodamientos.

Imagen 19. Selección de material para eje 1

Dimensiones Nominales y Tolerancias máximas de las barras corrugadas											
DESIGNACION		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

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:

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

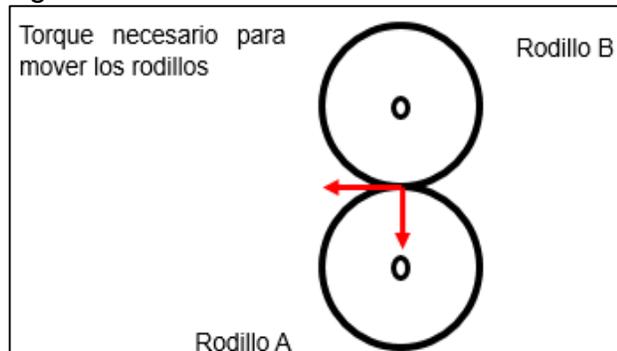
Se halla finalmente el torque necesario para mover los carretes:

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

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

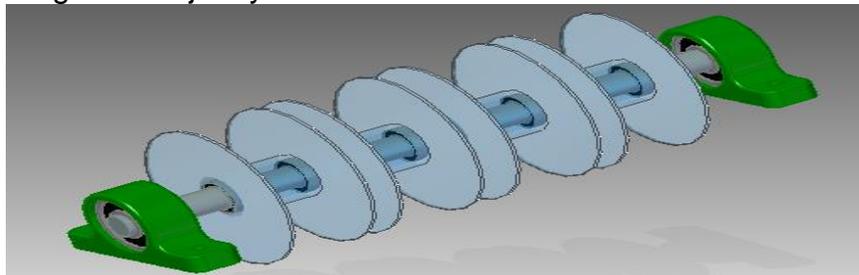
Se reemplaza:

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

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:

$$P = T \times \omega$$

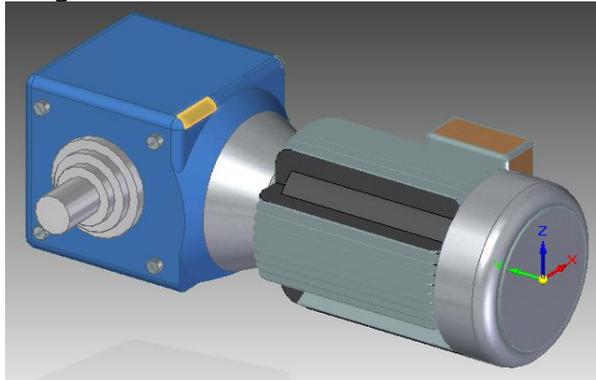
Para determinar la velocidad angular hay que convertir las RPM mediante:

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

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

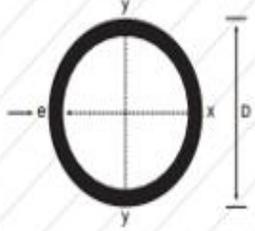
$$2.7 \text{ Watts} \times \frac{0.00134102 \text{ HP}}{1 \text{ Watt}} = 3.6 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

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:

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

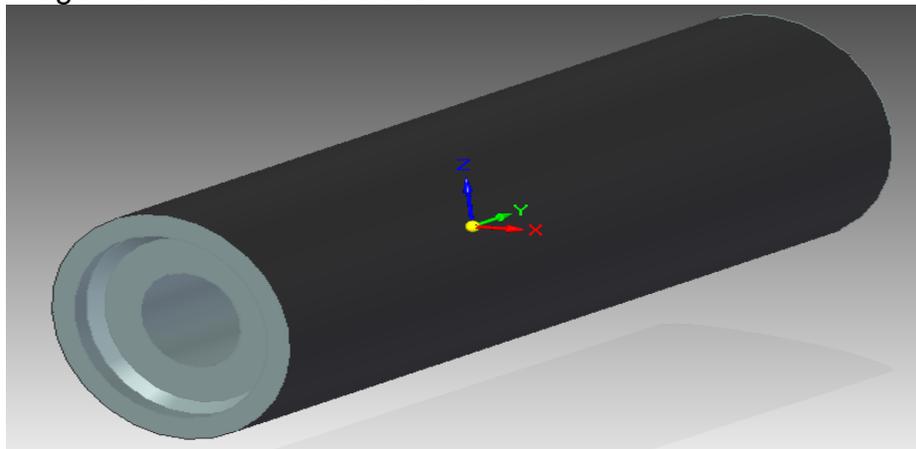
Se suman las dos masas de cada lámina para calcular la fuerza producida por el rodillo y el recubrimiento:

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

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:

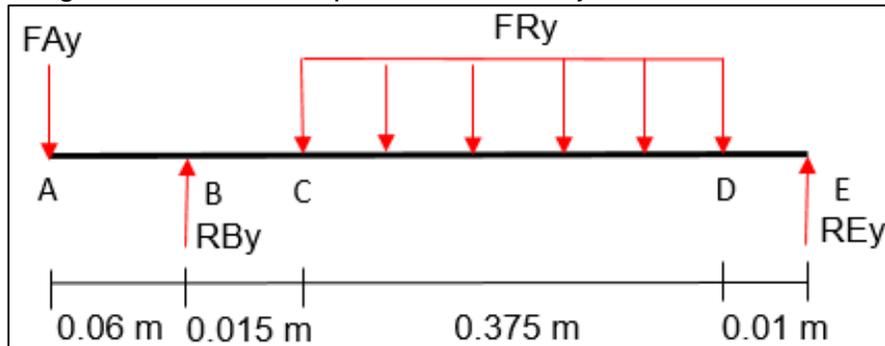
$$2.55 \text{ in} \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 6.47 \text{ cm}$$

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:

FAy = Fuerza de la Catarina en el eje Y

RBy = Reacción en el apoyo B

FRy = Fuerza que ejerce el rodillo y la fuerza de apriete para arrastrar la tela

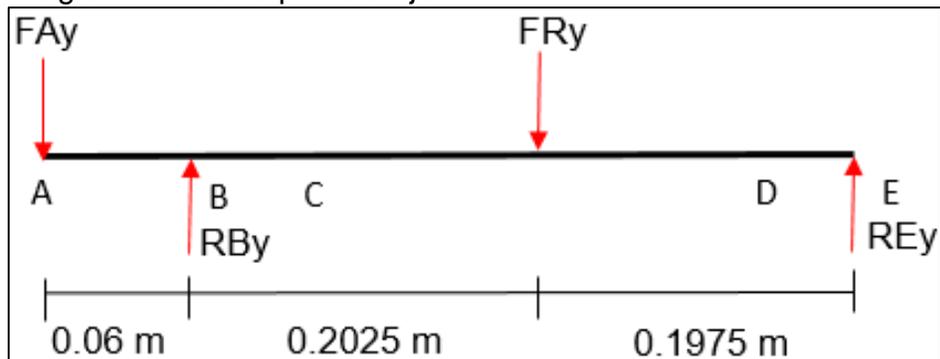
REy = Reacción en el apoyo E

Se convierte la fuerza distribuida del rodillo en fuerza puntual:

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

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

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:

$$\sum M_E = 0$$

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

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

$$\sum F_y = 0$$

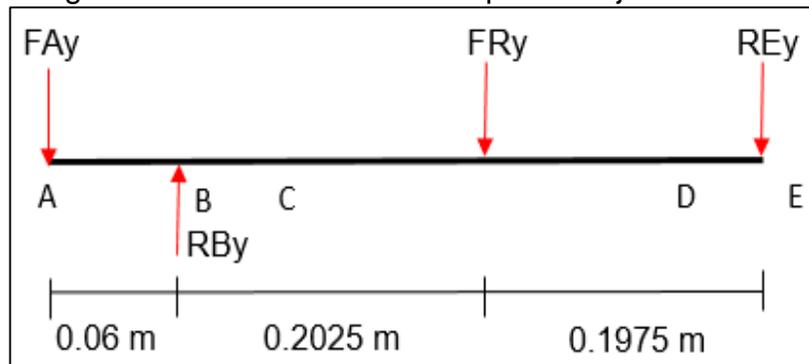
$$-395.71 \text{ N} + R_{Ey} - 10.648 \text{ N} + 460.392 \text{ N} = 0$$

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

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

Se cambia el sentido de la reacción:

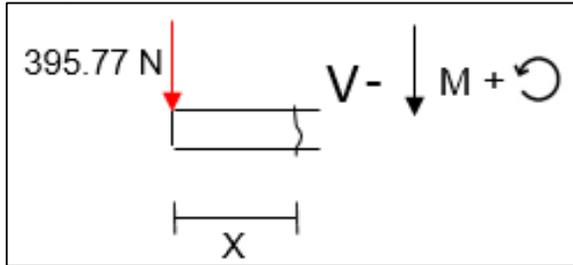
Diagrama 12. Corrección de cuerpo libre eje 2



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

Sección A-B:

Diagrama 13. Corte sección A-B eje 2



$$\sum F_y = 0$$

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

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

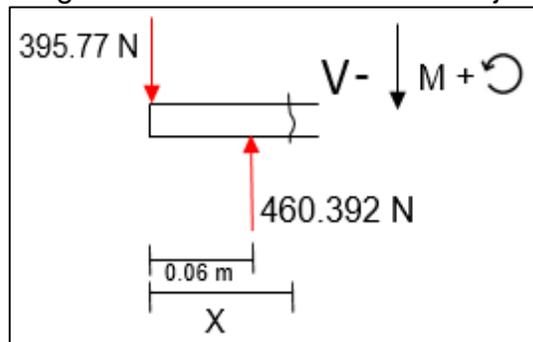
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

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

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

Sección B-C

Diagrama 14. Corte sección B-C eje 2



$$\sum F_y = 0$$

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

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

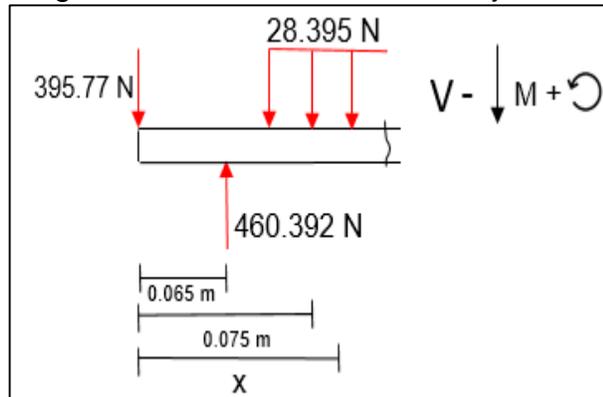
$$\sum \text{Momentos}_{\text{Corte}} = 0$$

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

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

Sección C-D

Diagrama 15. Corte sección C-D eje 2



$$\sum Fy = 0$$

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

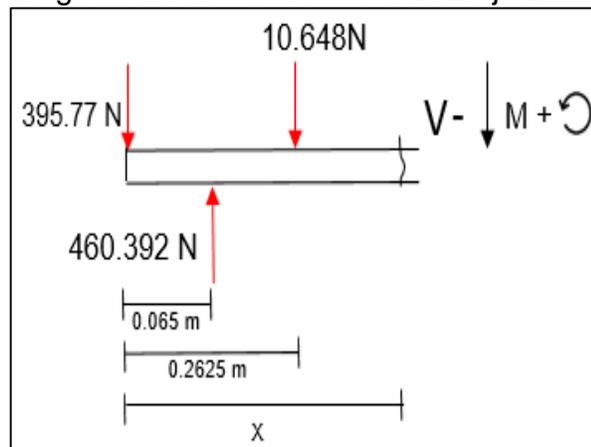
$$V = (-395.77 \text{ N}) + (460.392 \text{ N} - (28.395 \times (X - 0.075 \text{ m})))$$

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

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

Sección D-E

Diagrama 16. Corte sección D-E eje 2



$$\sum Fy = 0$$

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

$$V = 54.034 N$$

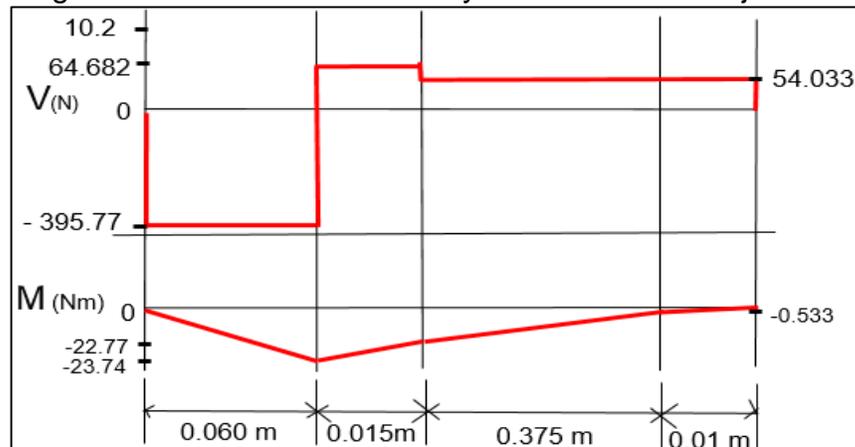
$$\sum Momentos_{Corte} = 0$$

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

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

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

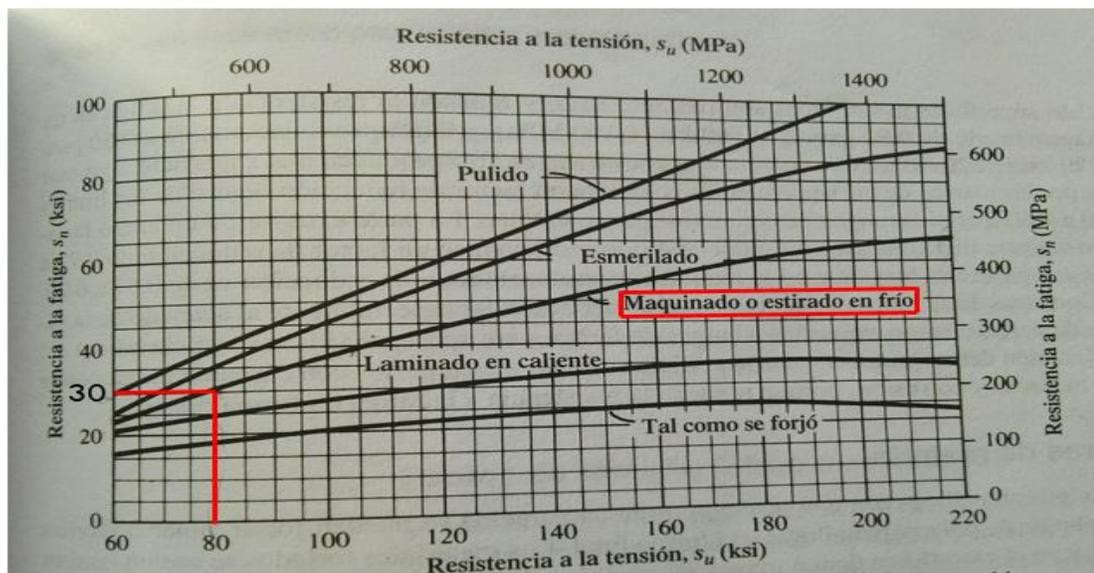
ACEROS TIPO MAQUINARIA
Equivalencia aproximada en aceros de Diferentes Marcas

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

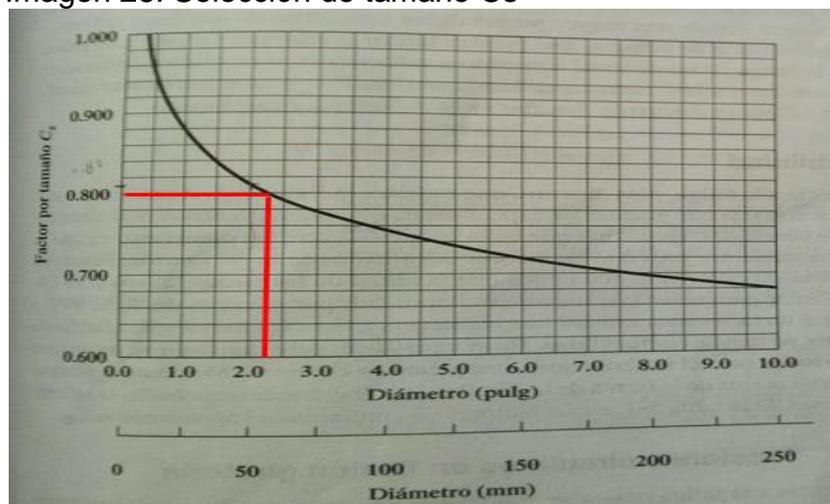
C_r = Factor de confiabilidad

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.

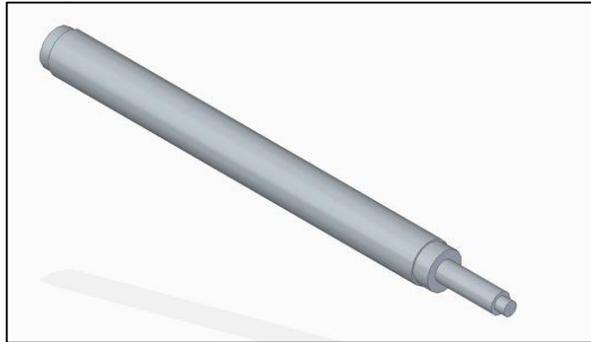
Se utiliza la ecuación para calcular diámetros en función de la fuerza cortante V :

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

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

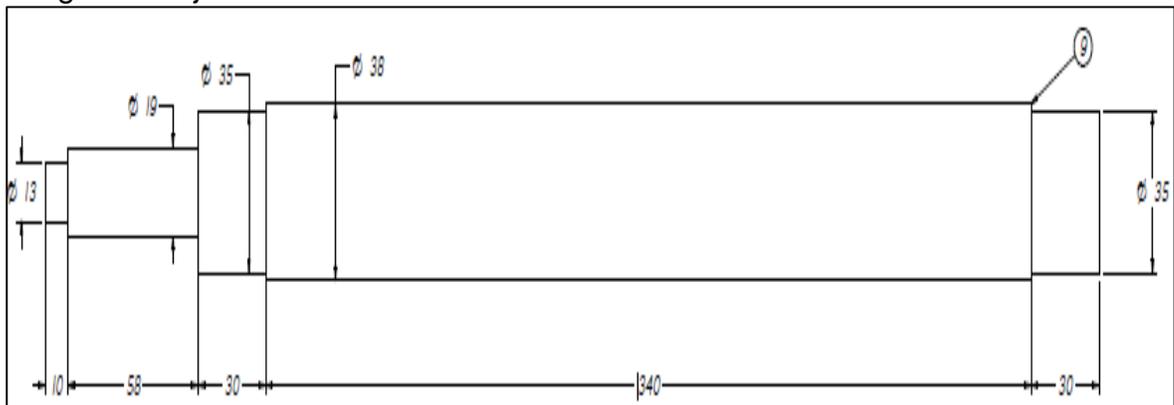
$$D_5 = \sqrt{\left(\frac{2.94 \times 2.5 \times 478.23 \text{ lb}\cdot\text{in} \times 2}{19,440 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}\right)} = 0.6 \text{ in}$$

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

Intermec 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

Diagrama de un piñón con dimensiones: D (diámetro exterior), Dm (diámetro medio), L (longitud) y d (diámetro interior).

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

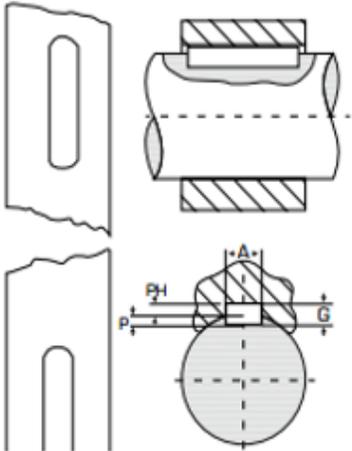
Fuente: MOTT, Robert. Diseño De Elementos De Máquinas. Cuarta ed. México: Pearson Educación, 2006

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 conductor21
Dientes en el piñón conducido60
Paso de la cadena1/2
Distancia entre los centros de los ejes24"

SOLUCIÓN:

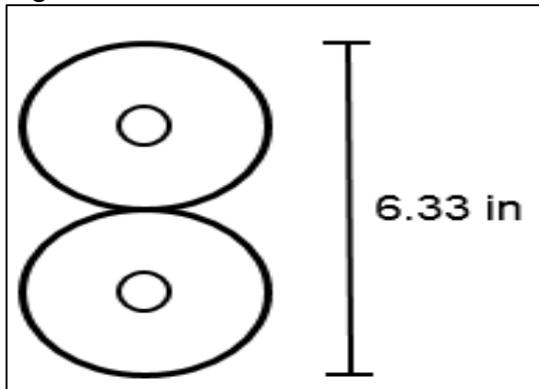
C = 24" + 1/2 (o por 0.5)48
S = (21+60)81
D = (60-21)39
K =38.53

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	148.31	100	253.30	124	389.48	148	554.83	172	749.37
5	0.63	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	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	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

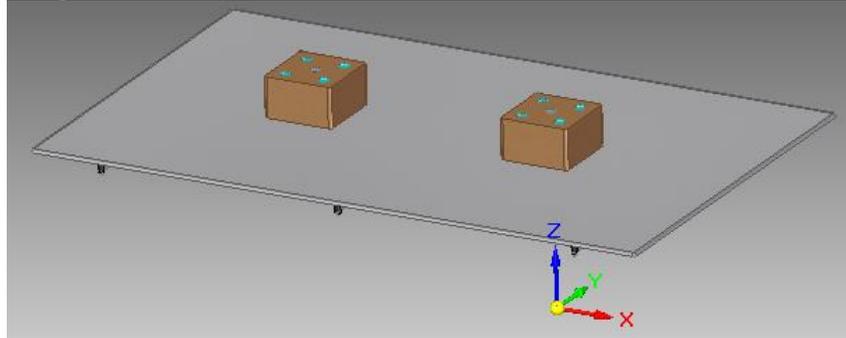
m = Masa

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

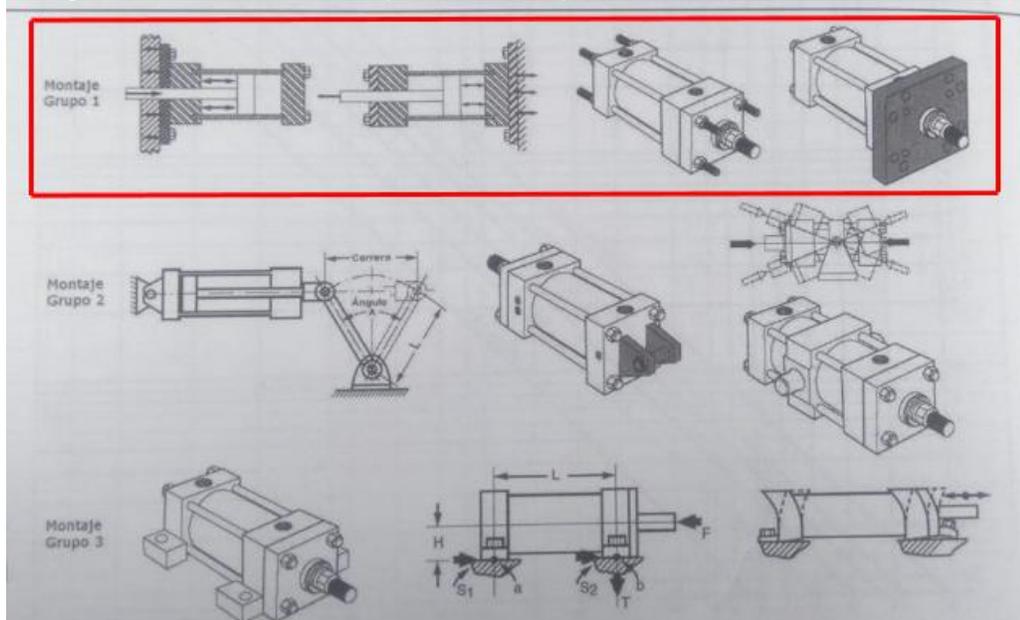
$$Fuerza\ necesaria_{piston} = 5.7\ kg \times 9.81\ \frac{m}{s^2}$$

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

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:

$$\text{Longitud Basica} = \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo}$$

$$\text{Longitud Basica} = 50 \text{ mm} \times 2 = 100 \text{ mm}$$

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:

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

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:

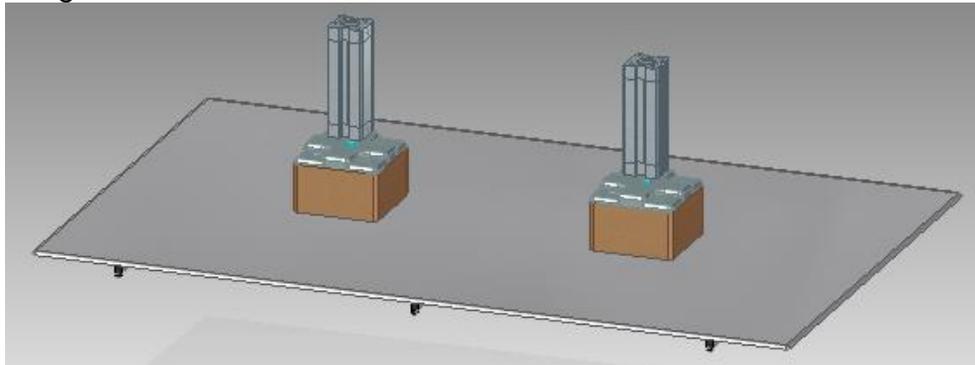
$$v = Rc \times \frac{l \times n}{100}$$

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

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:

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

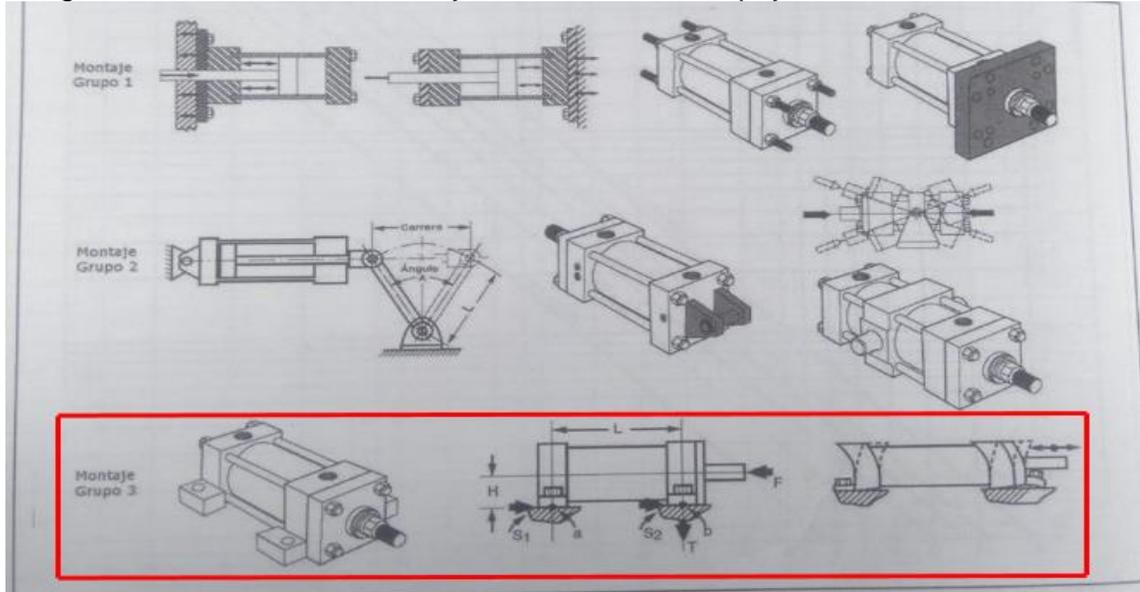
Dónde:

$Presión_{Aire}$ = 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:

$$\text{Longitud Basica} = \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo}$$

$$\text{Longitud Basica} = 400 \text{ mm} \times 2 = 800 \text{ mm}$$

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:

$$\text{Longitud Basica} = \text{Carrera Actual} \times \text{Factor de Pandeo}$$

$$\text{Longitud Basica} = 400 \text{ mm} \times 2 = 800 \text{ mm}$$

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

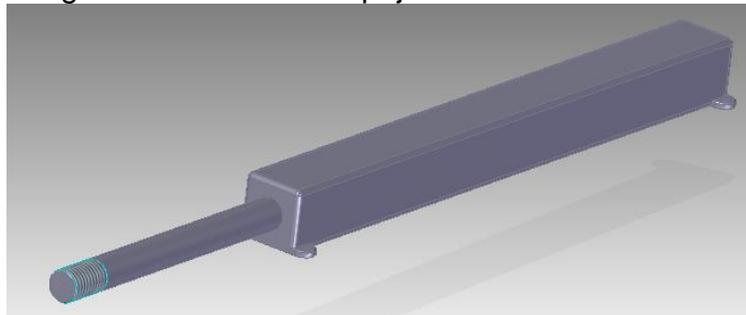
$$123.75 \frac{\text{dm}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{1 \text{ m}}{10 \text{ dm}} = 0.55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

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.

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

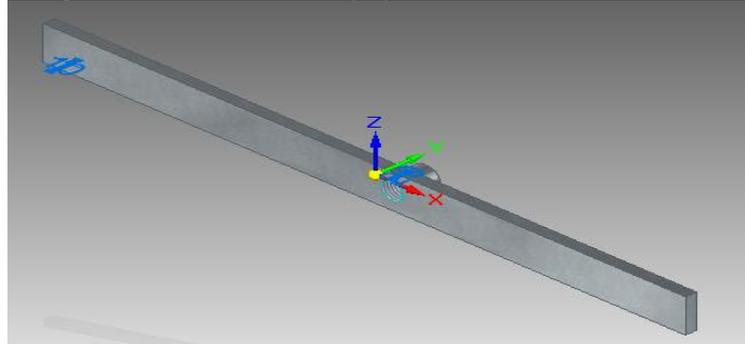
En la siguiente imagen se puede apreciar el pistón encargado de dar empuje a los listones de tela cortados.

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

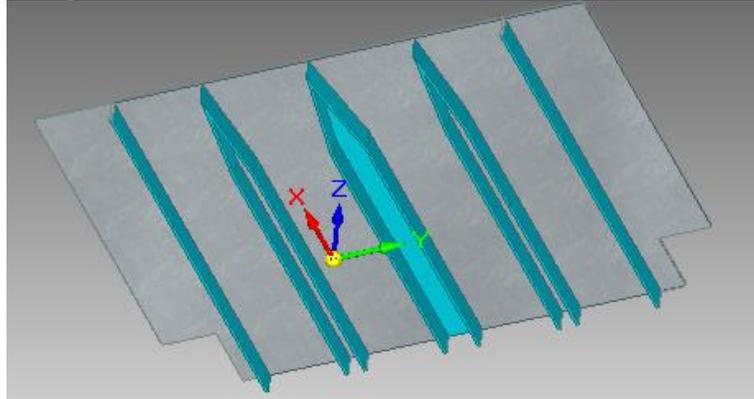
m = Masa

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

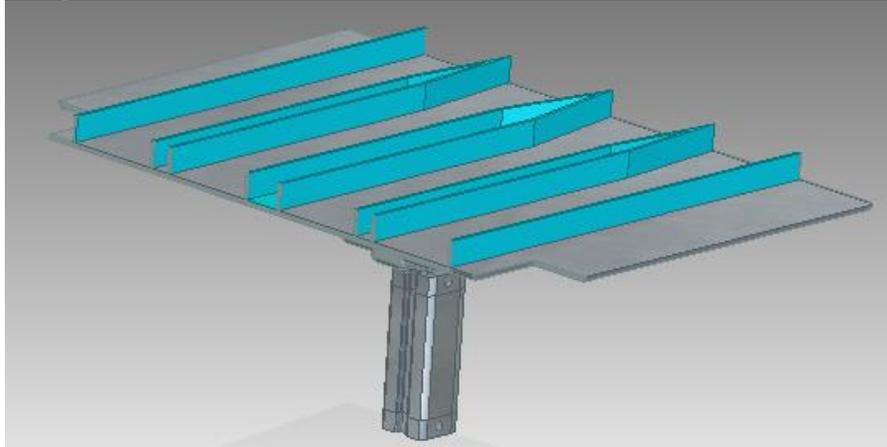
$$123.75\ \frac{dm}{min} \times \frac{1\ min}{60\ seg} \times \frac{1\ m}{10\ dm} = 0.21\ \frac{m}{s}$$

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.

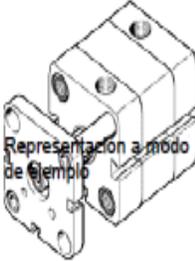
- Sistema de corte. Se escoge un cilindro con diámetro de embolo de 16mm ya que no se encuentra disponible uno de 14mm.

Imagen 51. Selección de cilindro sistema corte

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

FESTO

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]

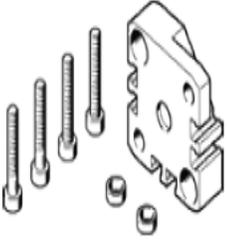
Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

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- -

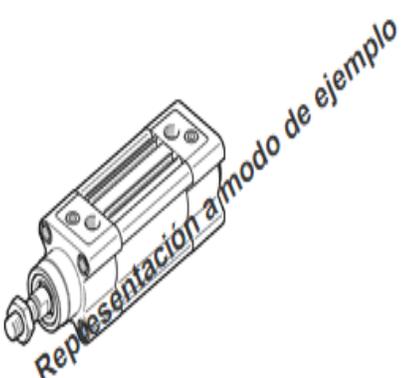
Número de artículo: 1463250

☆ Gama básica



[PDF](#) Condiciones de servicio generales

[PDF](#) 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

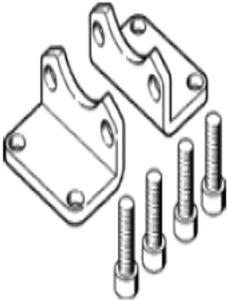
- Sistema de apoyo para el cilindro de empuje:

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

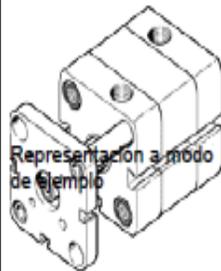
cilindro compacto

ADNGF-16- -

Número de artículo: 537124

FESTO

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]

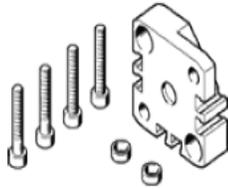
Fuente: https://www.festo.com/cat/es-co_co/xDKI.asp

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:

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

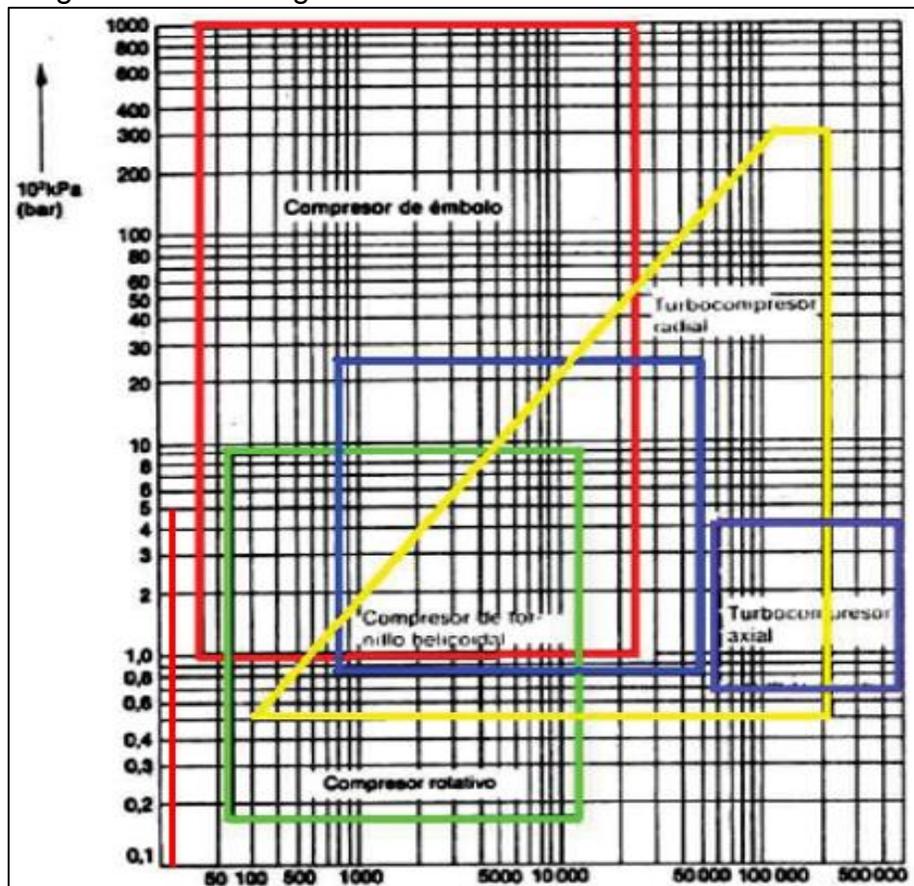
Convirtiendo a metros se tiene:

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

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

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

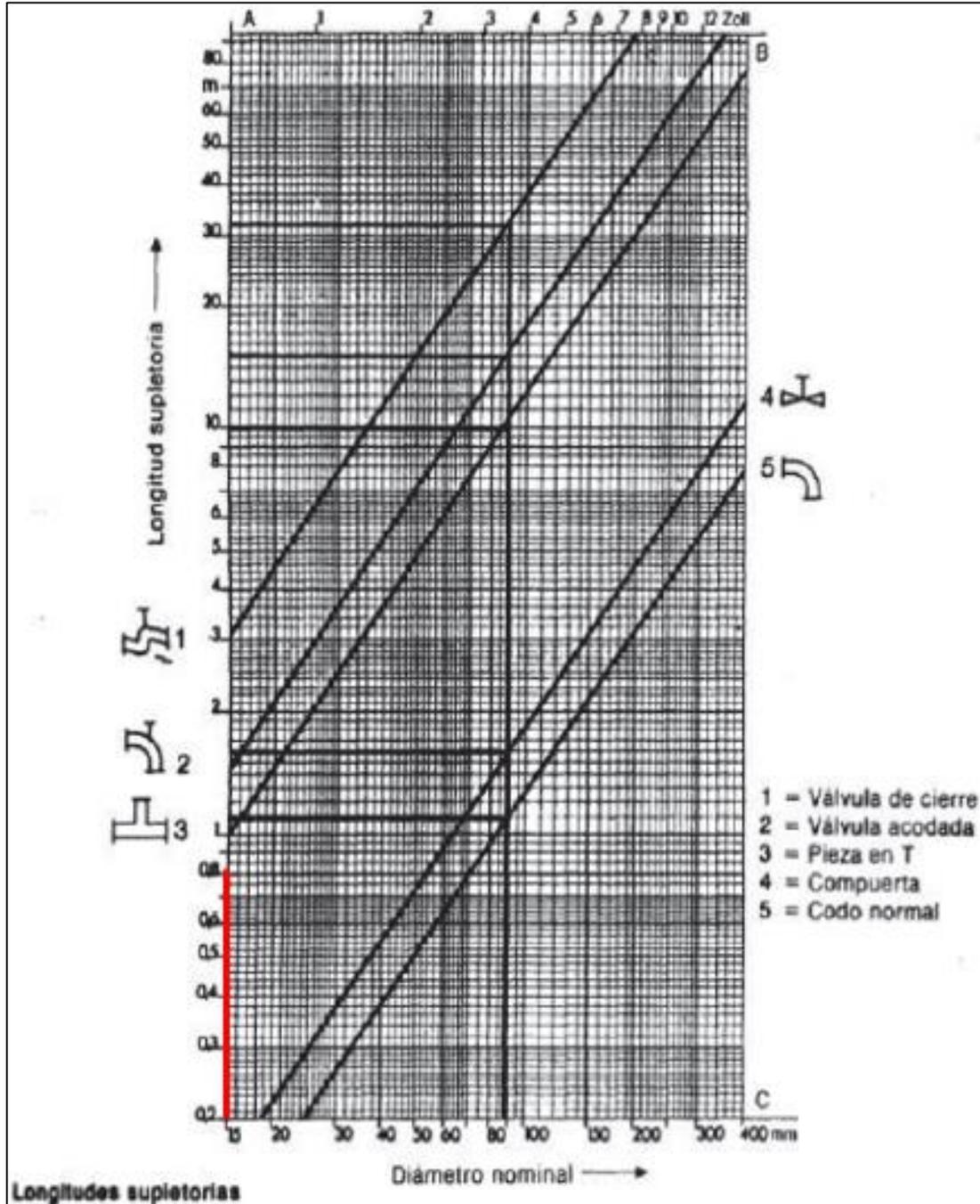
Se debe seleccionar el diámetro de la tubería en base a la siguiente grafica; sin embargo, es necesario conocer el valor de longitud total que va tener la tubería del sistema neumático de la maquina:

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

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

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

Diagrama 19. Longitudes suplementarias



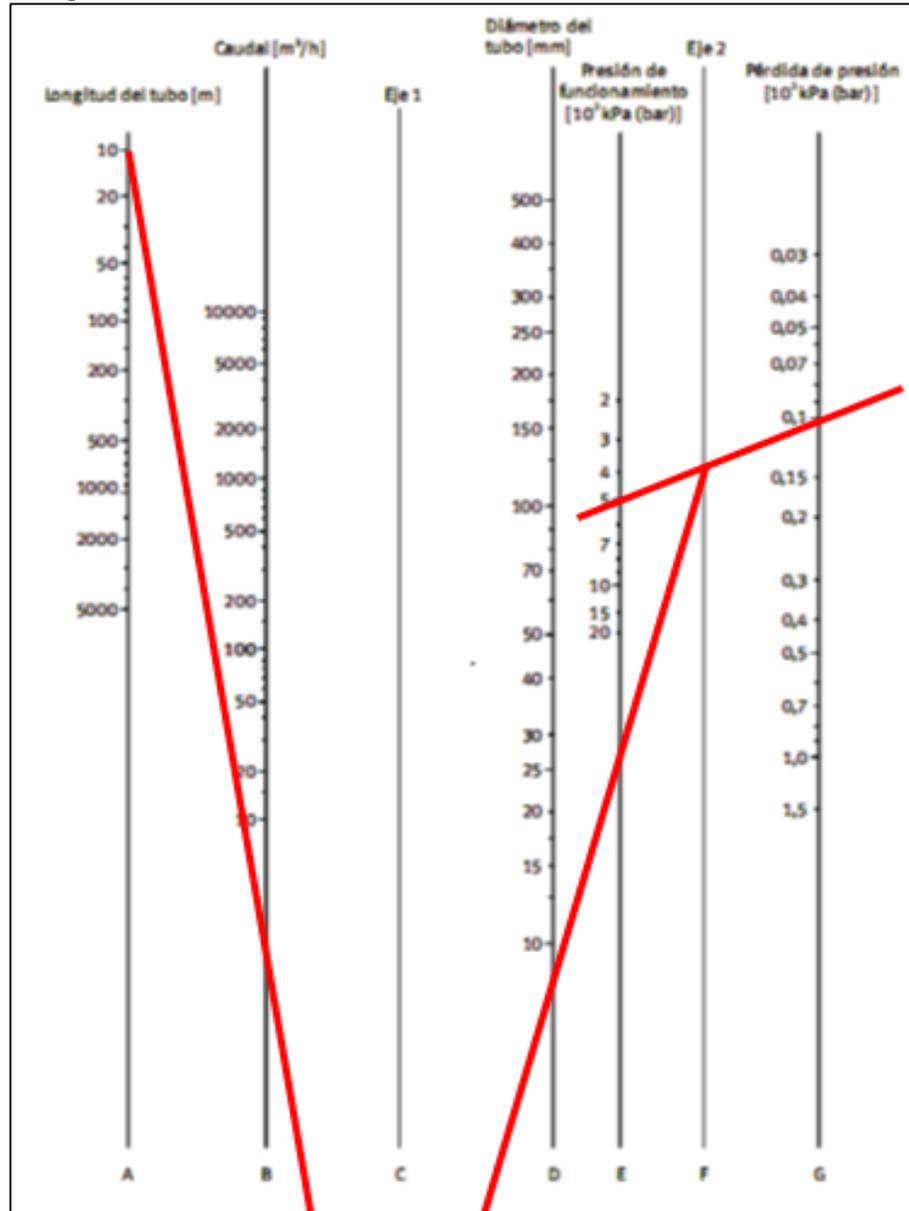
Fuente: <http://www.mescorza.com/neumatica/neumateoria/tema3/tub1.htm>

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:

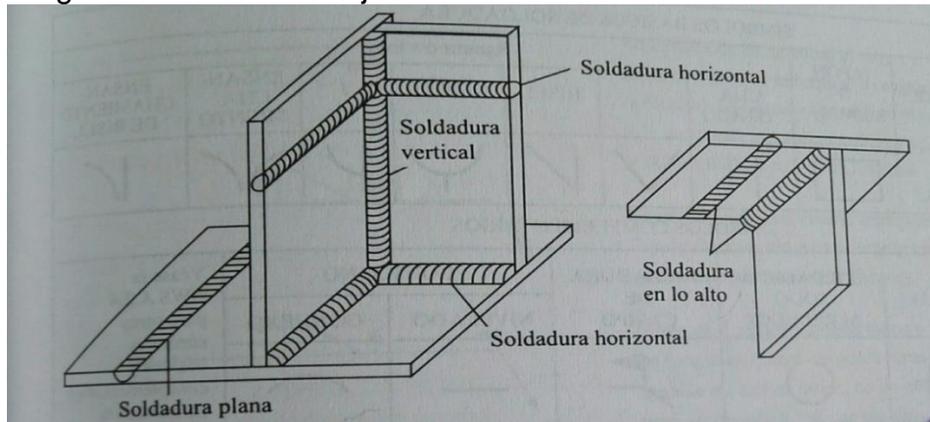
$$I = \frac{1294.1 \text{ W}}{220 \text{ V} \times 0.87 \times \sqrt{3}} = 3.9 \text{ A}$$

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:

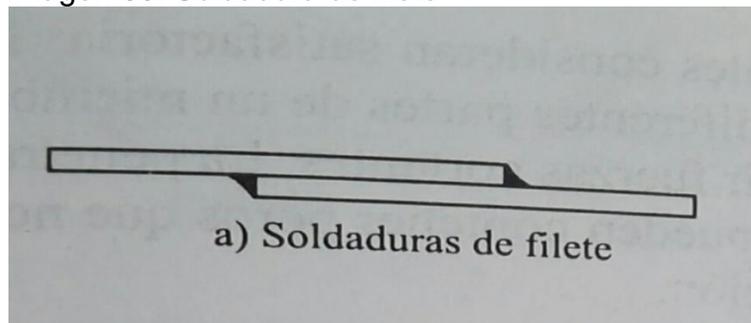
Imagen 59. Selección de junta



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.

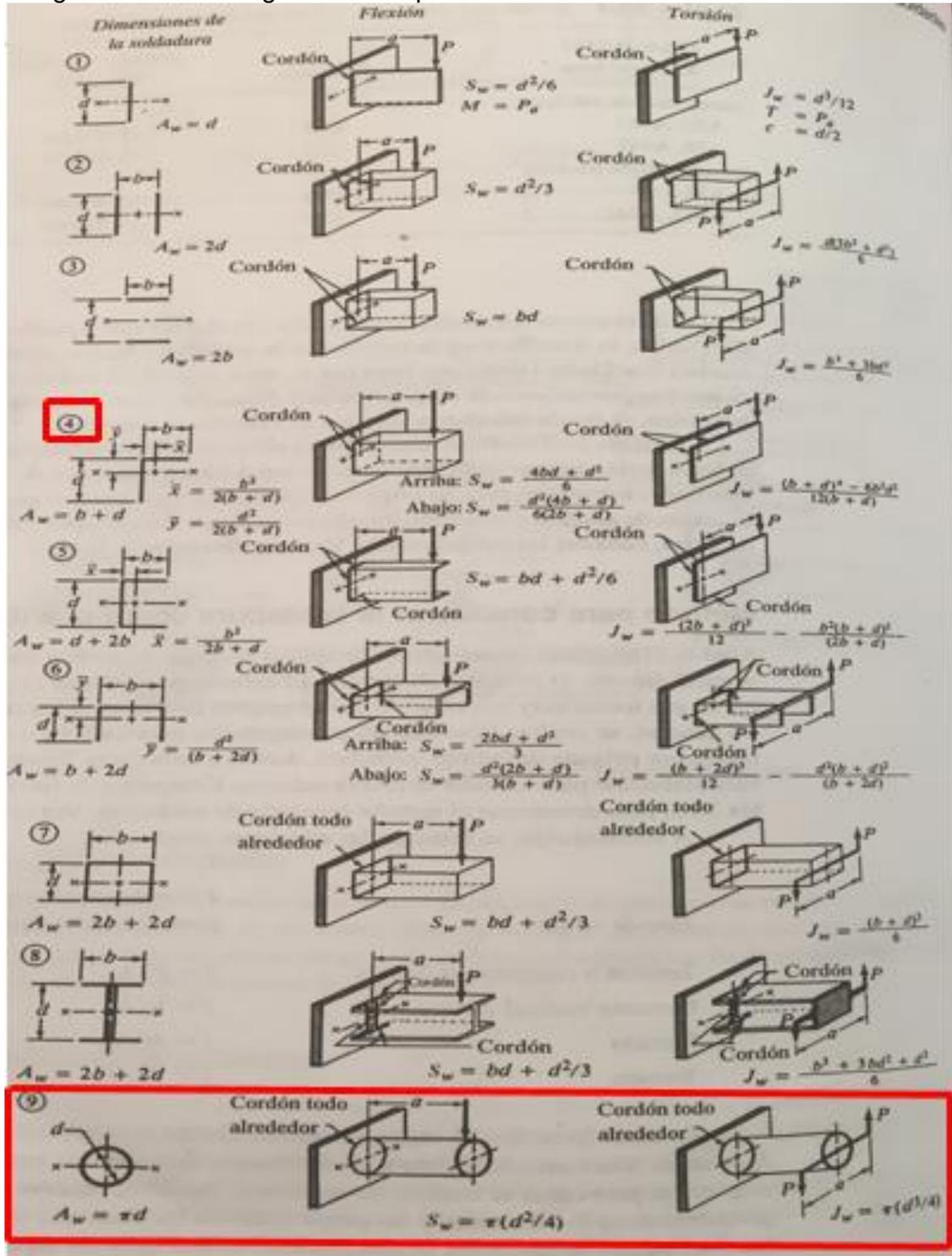
Se debe hallar la fuerza sobre pulgada que actúa sobre la soldadura para relacionarla con la fuerza sobre pulgada máxima permisible para un electrodo E60 el cual se va a emplear.

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:

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

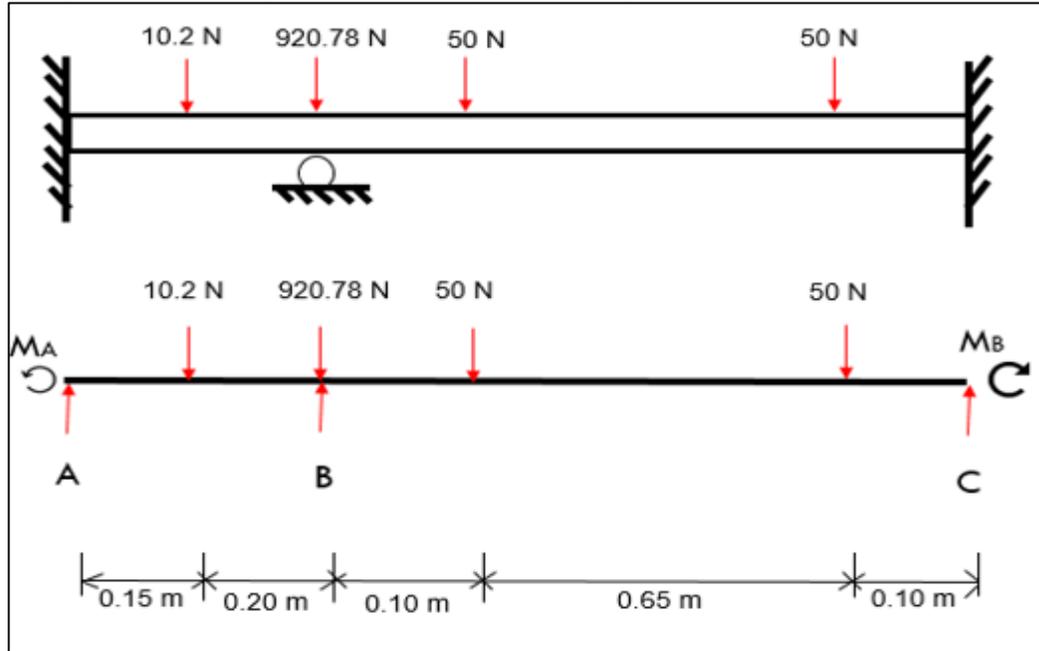
4.5 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

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:

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

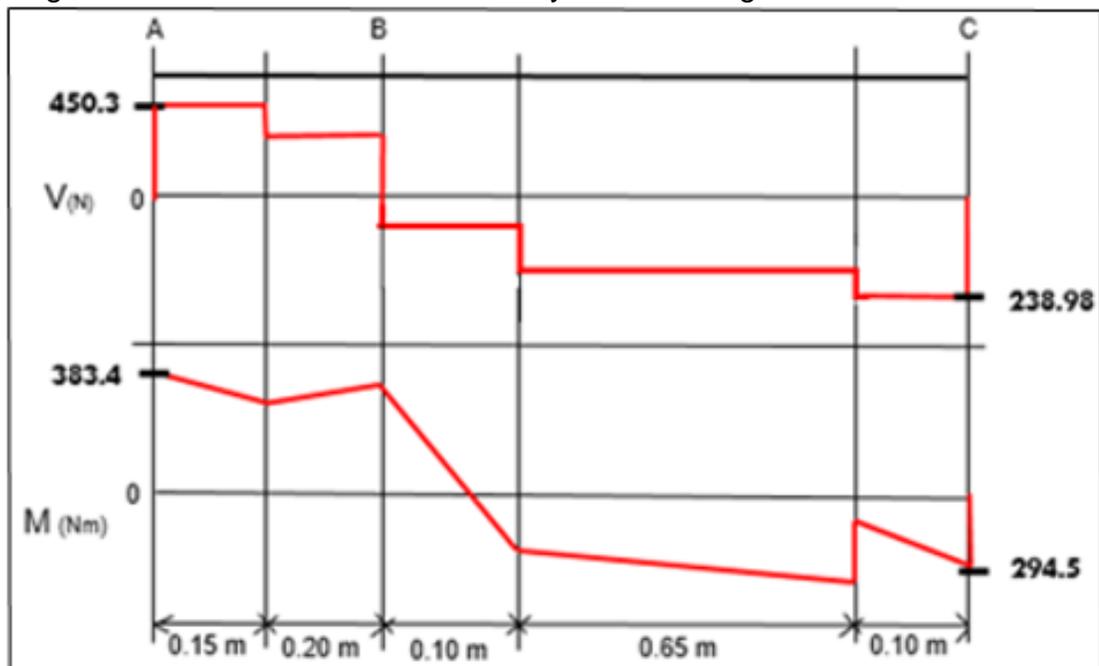
$$B = 341.5 \text{ N}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

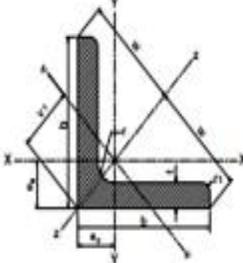
Se escoge por el catalogo del fabricante en acero A36:

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						
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:

$$R_{dc} = \phi \times A_g \times \sigma_{cr}$$

Dónde:

R_{dc} = Resistencia de diseño a la compresión

ϕ = Factor de resistencia equivalente a 0.85

A_g = 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)

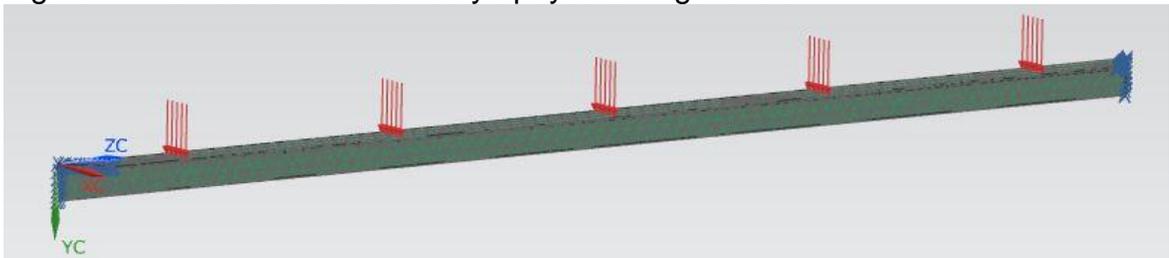
El análisis por el método de elementos finitos se realizó en la viga en la estructura más afectada y la estructura en general mediante el programa de simulación NX NANSTRAN SIEMENS; ya que por medio de esta simulación es posible determinar el comportamiento de los materiales y su estructura.

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”

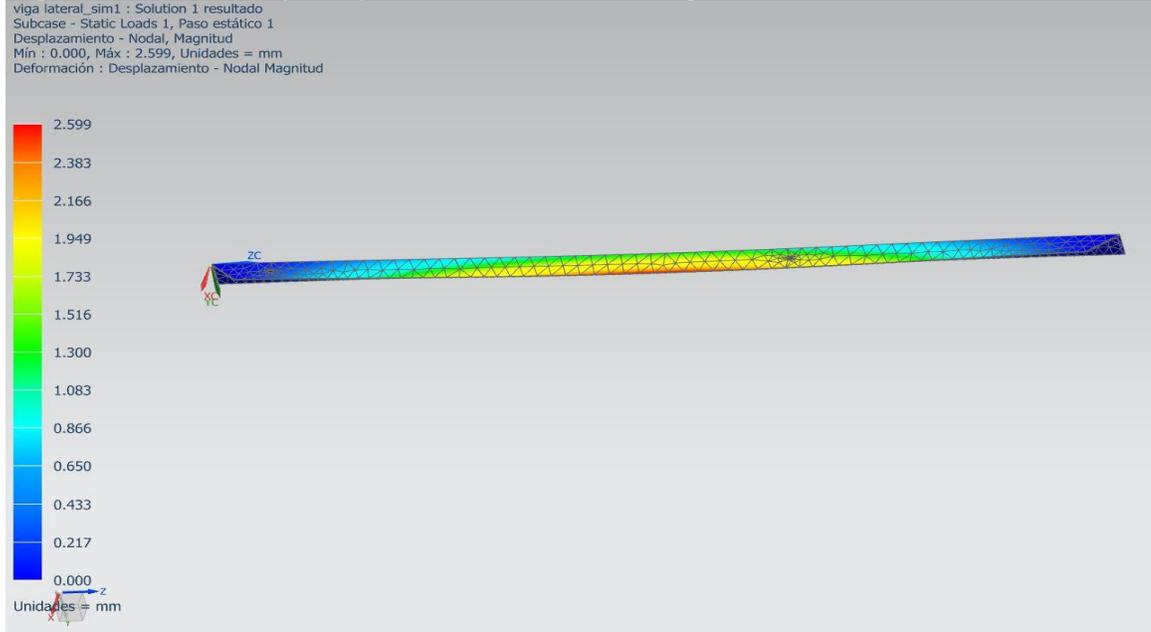
Para este análisis se empotro a cada lado la viga ya que se encuentra soldado en las uniones. Se analizó como una carga distribuida el peso que recae sobre ellas.

Figura 4. Distribución de fuerzas y apoyos en viga lateral



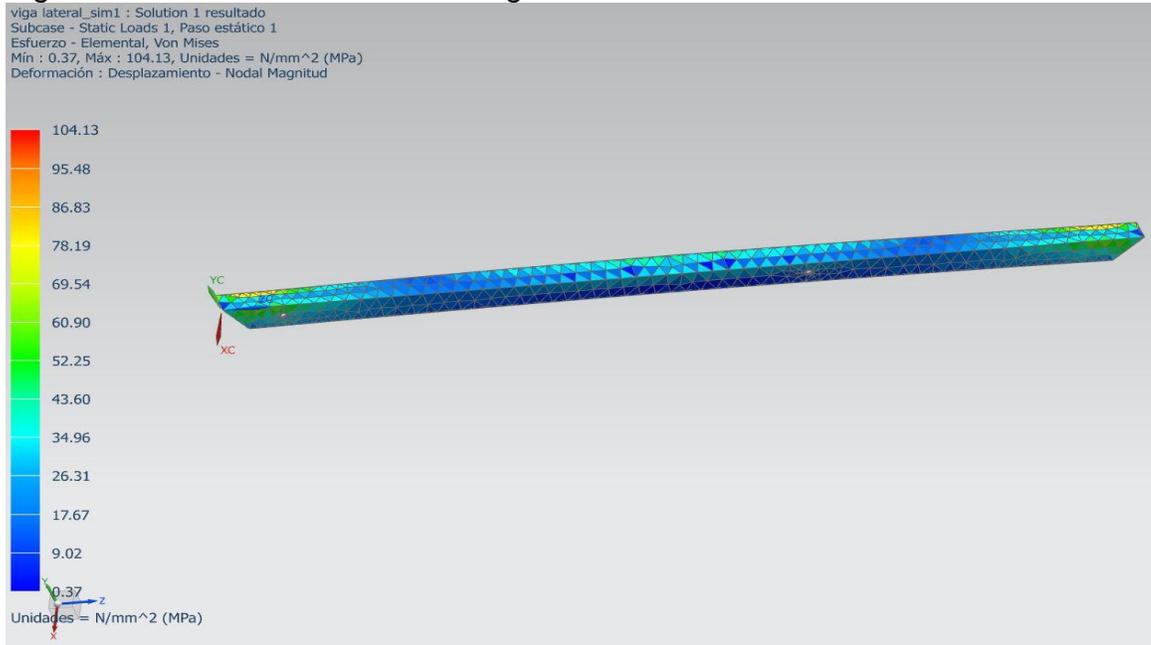
Como se observa en la figura 4 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la viga lateral.

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

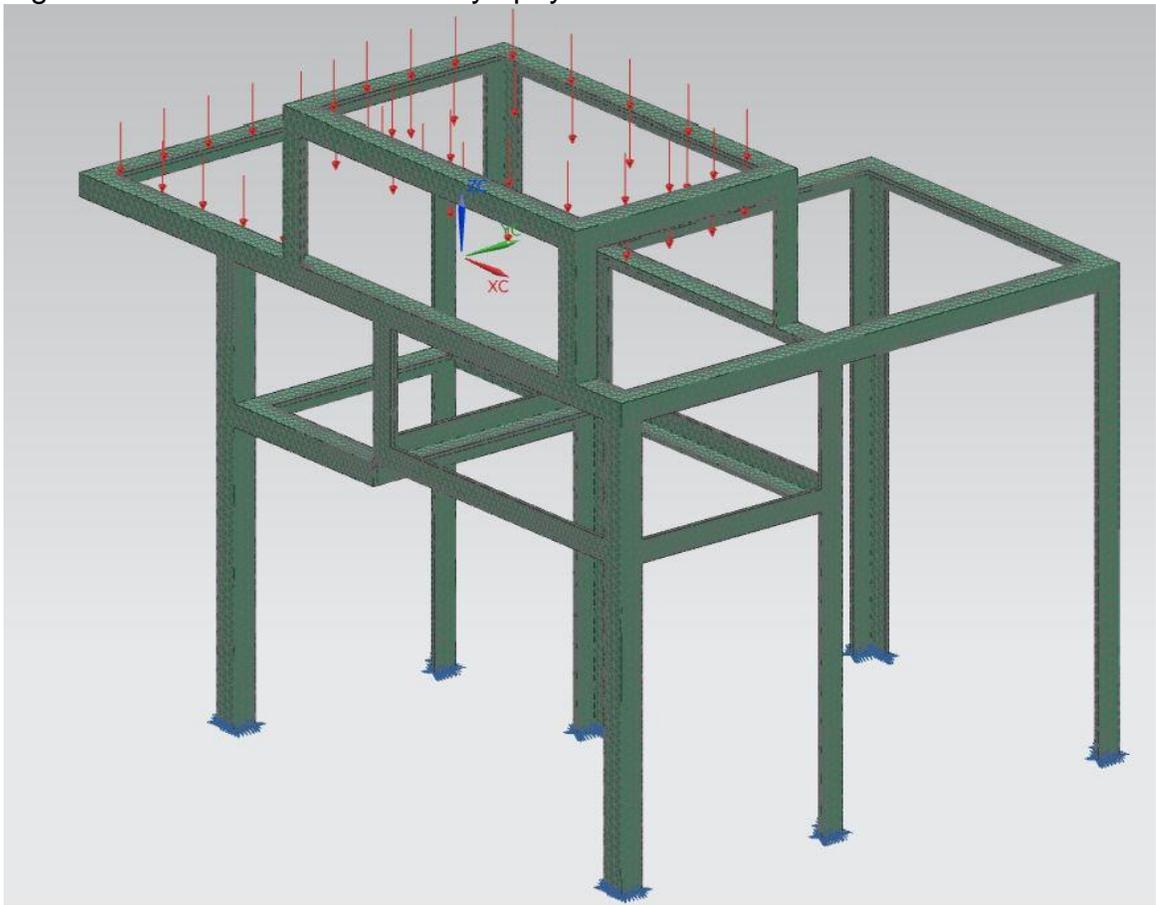


Como se muestra en la figura, se obtiene un esfuerzo nodal máximo de Von mises de 104.13 MPa, si se tiene un esfuerzo de fluencia del material de 250 Mpa se obtiene un factor de seguridad de 2.4 por lo cual se escogió el perfil estructural adecuado.

5.2 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

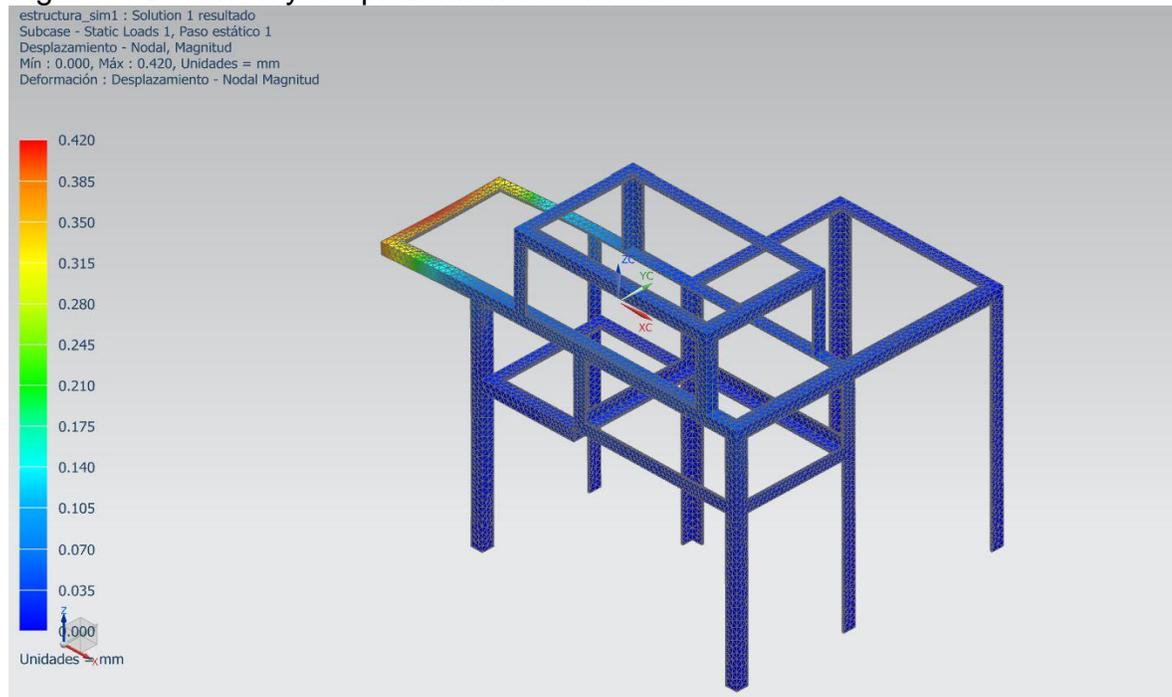
Las restricciones de los apoyos de la estructura se hicieron en la base de las patas de forma que está anclada al piso donde se va a poner en funcionamiento.

Figura 7. Distribución de fuerzas y apoyos en estructura



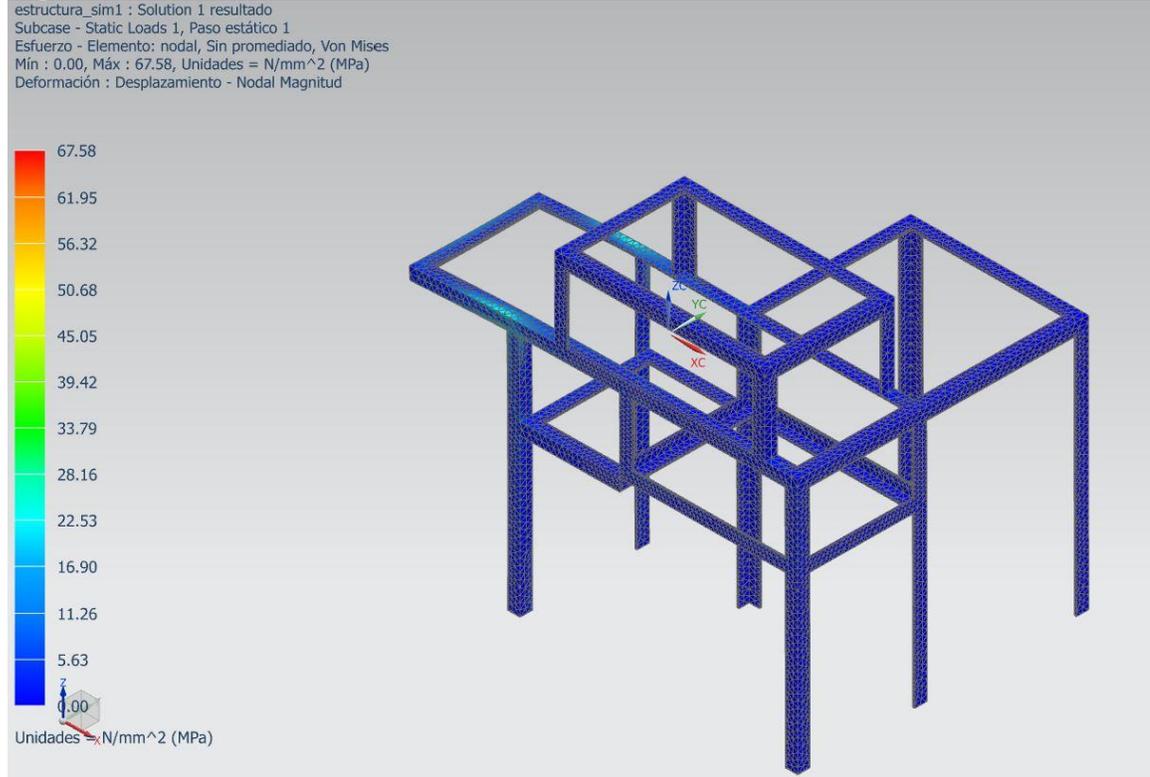
Como se observa en la figura 7 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la estructura.

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

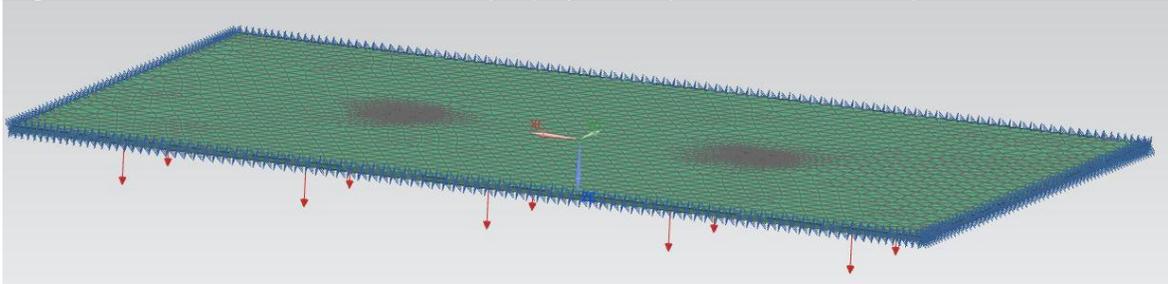


Como se muestra en la figura 9, se obtiene un esfuerzo nodal máximo de Von mises de 67.58 MPa, si se tiene un esfuerzo de fluencia del material de 250 Mpa se obtiene un factor de seguridad de 3.7 por lo cual se escogió el perfil estructural adecuado y no se van a presentar fallas de ruptura.

5.3 SIMULACIÓN PLACA DE CORTE SOPORTE

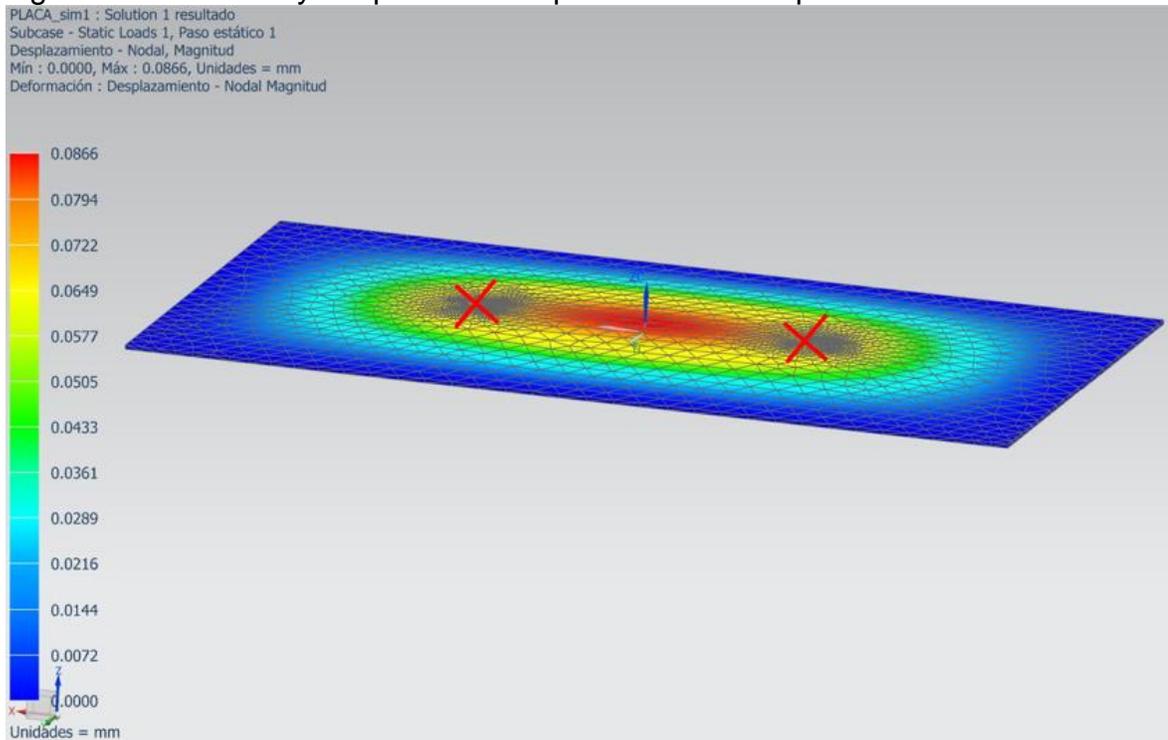
Para la simulación de la placa de corte soporte de fijo las restricciones de apoyo en los bordes de la que en estos puntos ira fija soldada a la estructura. De igual forma los pistones se encuentran soportados en el cetro de la placa donde se pueden observar las marcas X:

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



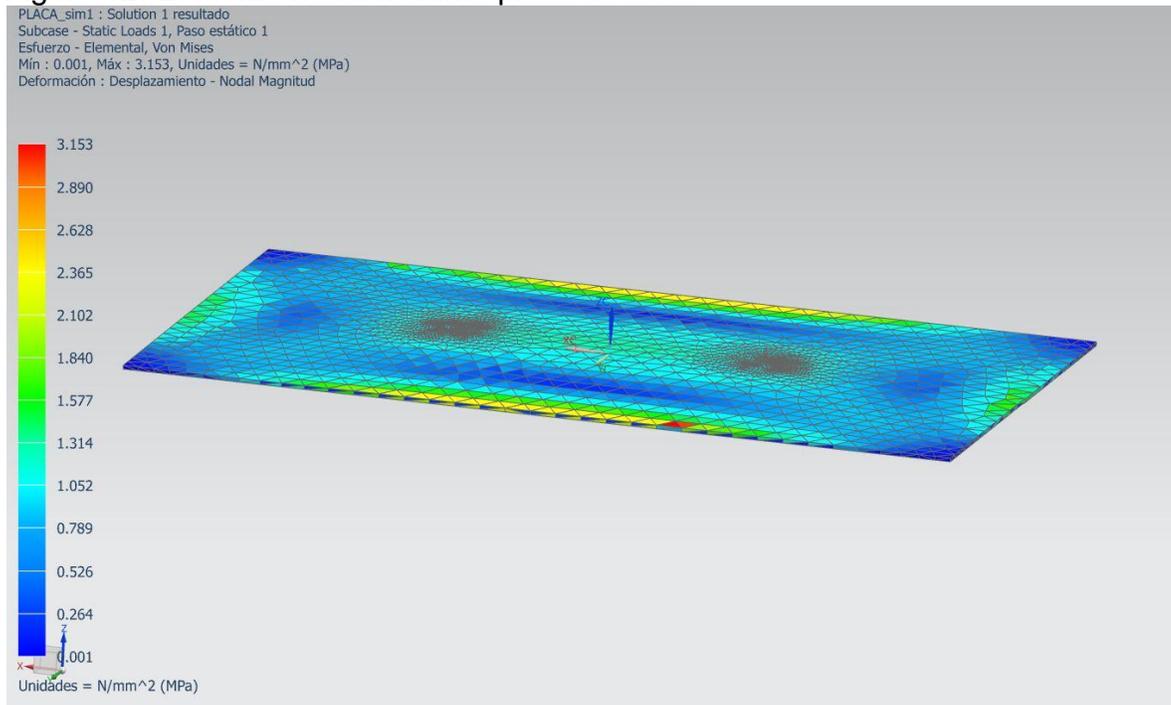
Como se observa en la figura 10 se puede detallar el estado de cargas y apoyos de la placa de corte soporte.

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.

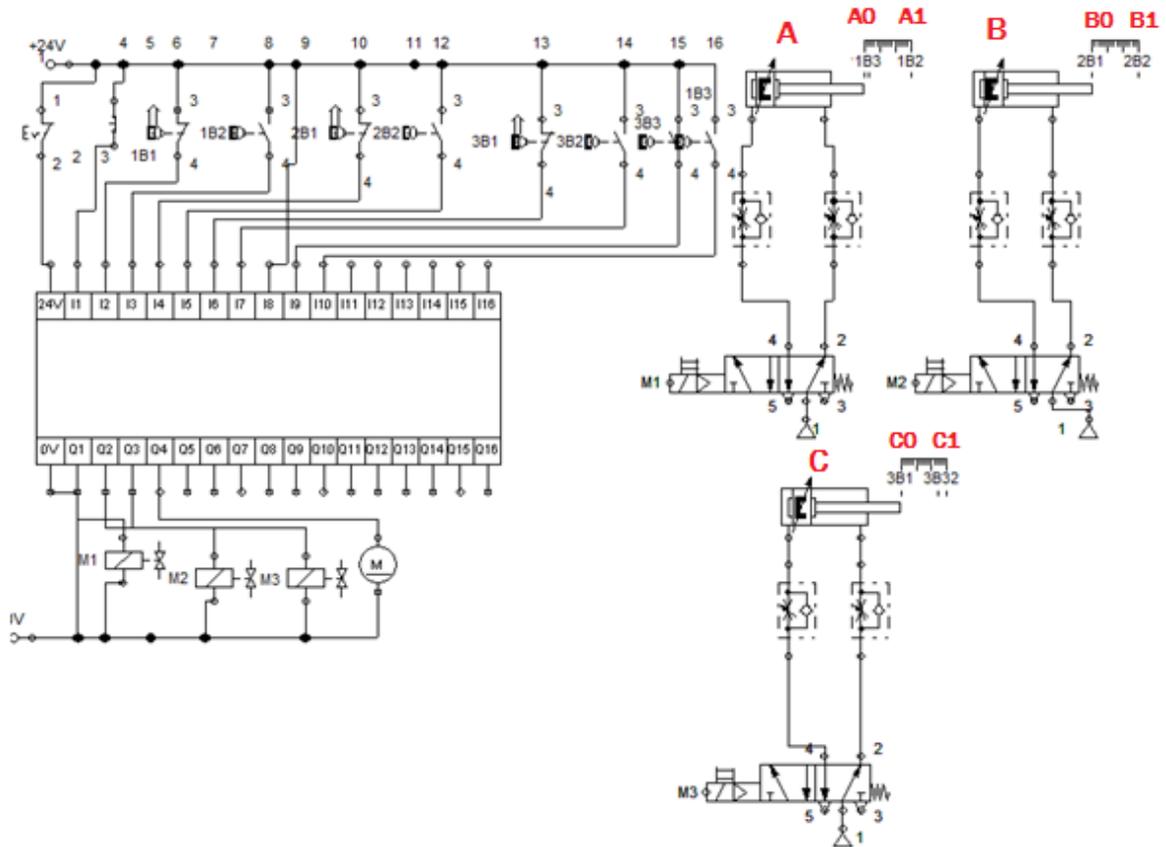
6. PLANOS

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

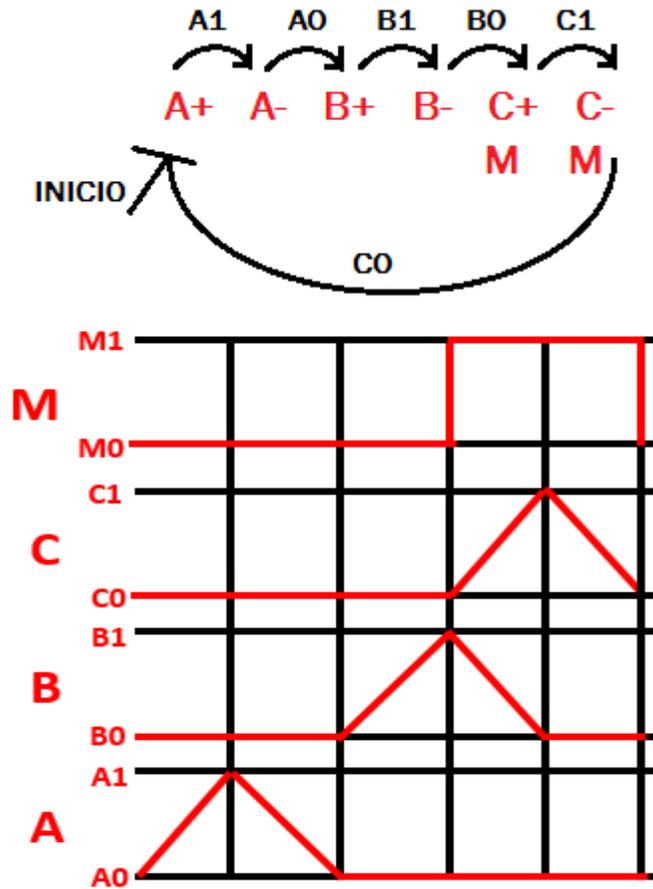
Los planos de automatización se realizaron en el programa Fluid Sim, en el cual se implementó un PLC Siemens, con actuadores y cilindros de doble efecto. El cilindro A representa el sistema de guía, el cilindro B representa el sistema de corte y el cilindro C representa el sistema de empuje.

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

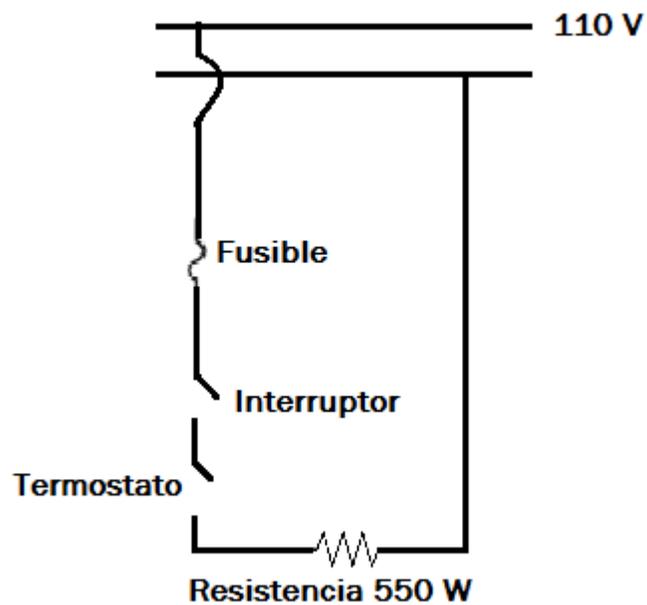
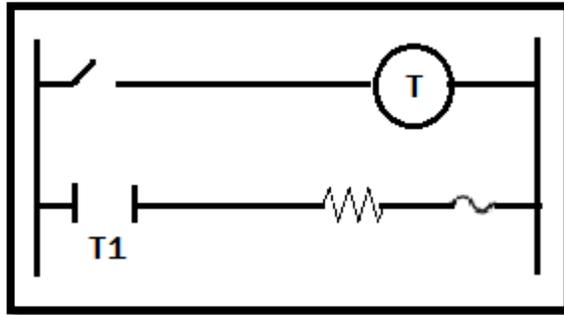


Imagen 77. Circuito de control



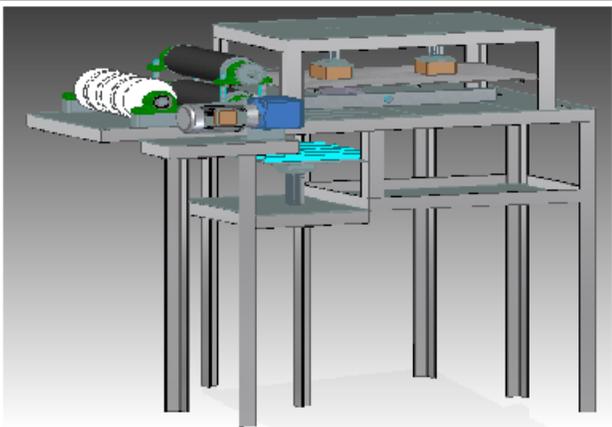
7. MANUALES DE LA MAQUINA

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

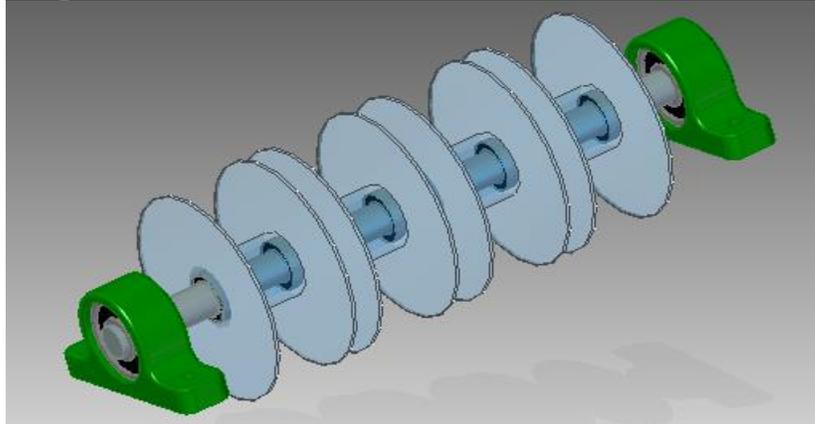


MAQUINA AUTOMATICA CORTADORA DE TELA COMPUESTA POR FIBRAS SINTETICAS

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	

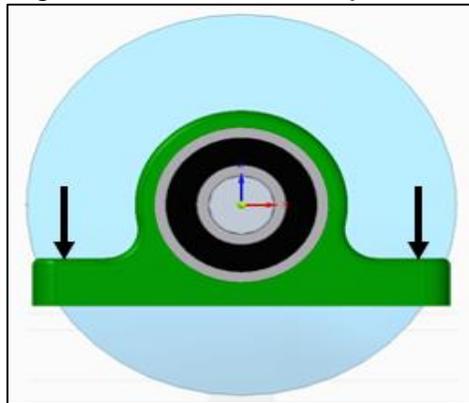
7.3 MANUAL DE MONTAJE

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.

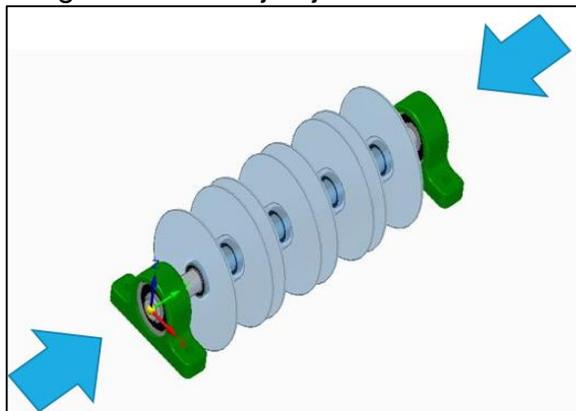
7.3.2 Montaje Chumaceras eje 1. Atornillar una de las dos chumaceras de cada eje.

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



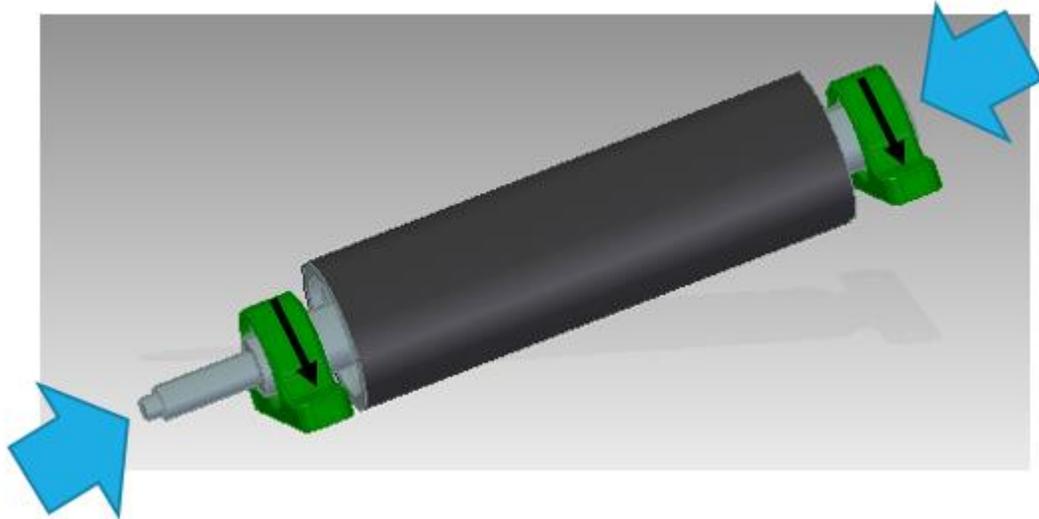
7.3.4 Montaje segundo eje y chumaceras. En el eje 2, introducir los rodamientos y la Catarina con su respectivo chavetero dando el ajuste necesario para funcionar.

Imagen 84. Montaje eje 2



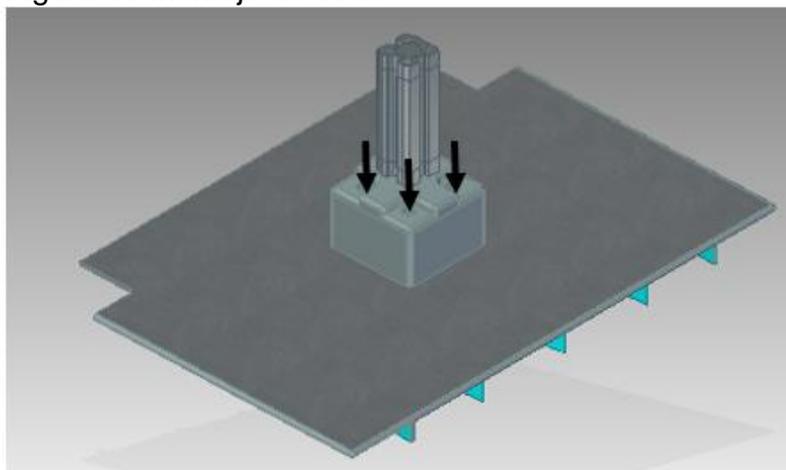
Se puede apreciar en la siguiente figura el rodillo de fricción:

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

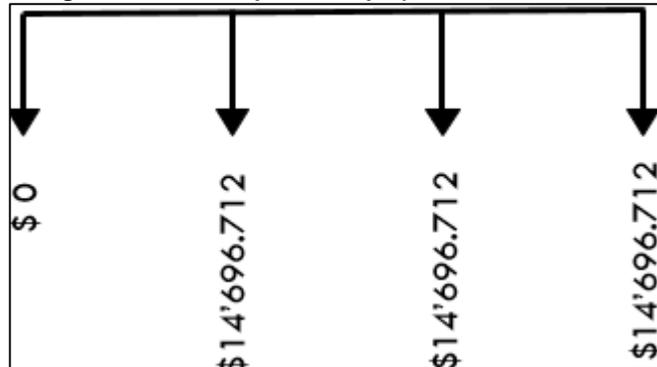
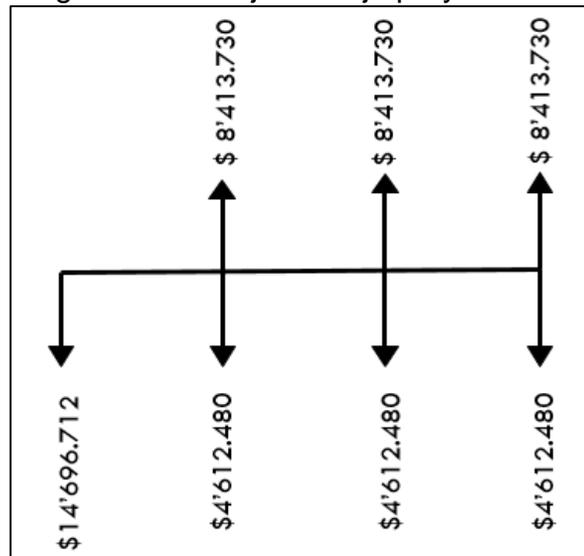


Diagrama 24. Flujo de caja proyecto



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/>

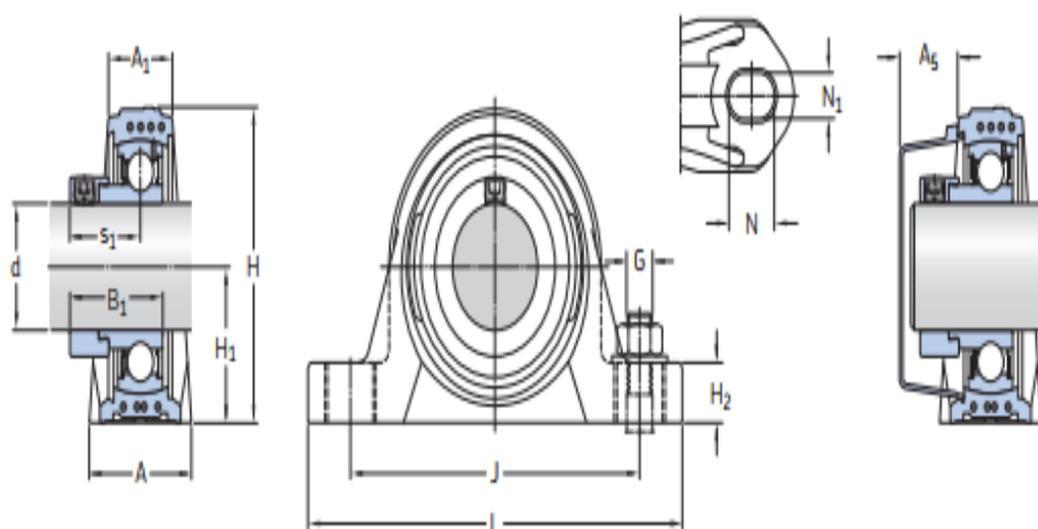
SOLÉ CREUSS, Antonio. Neumática e Hidráulica. México: Alfaomega Grupo Editor, S.A, 2007. 408 p. ISBN 978-970-15-0903-6

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

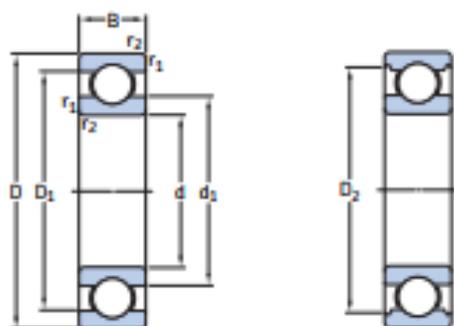
d 20 – 40 mm



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

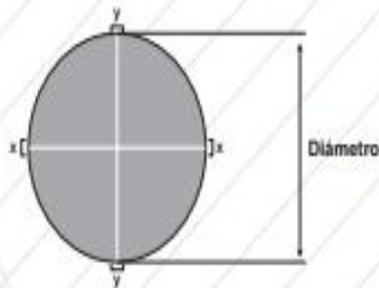
1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 12–22 mm



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		
									Lote	Indiv.	
No.	Pulg.	mm.	mm ²	mm.	mm.	mm.	Kg/M.	mm.	%	%	
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⁾

selección

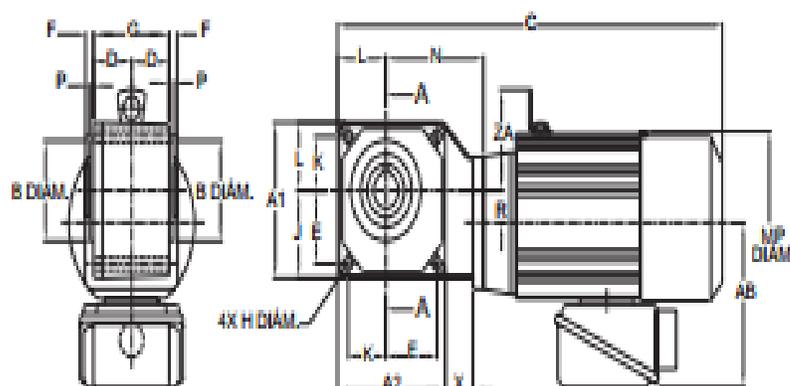
Velocidad de salida RPM	Par de salida Nm	Factor de servicio	Clase AGMA	Carga Radial (N)	Símbolo HP	Selección Tamaño de carcasa	Relación
350	2,15	2,14	III	578	01	1120YC	5
250	3,02	2,14	III	644	01	1120YC	7
175	4,32	2,14	III	733	01	1120YC	10
146	5,18	2,14	III	778	01	1120YC	12
117	6,48	2,14	III	822	01	1120YC	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 estimación.

Motorreductores

Dimensiones

Tamaño de carcasa 1100 RNYM-1120Y



Todas las dimensiones figuran en mm a menos que se especifique lo contrario.

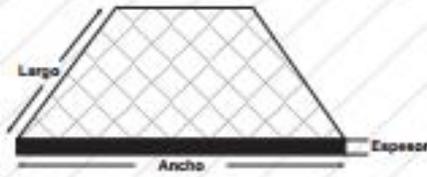
Modelo	A1	A2	B min.	B máx.	D	E	F	G	H	J	K	L	N	P	R	X
1120	90	90	51,97	51,99	33	42	8	66	7	50	32	40	82	6	20	22

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 A66		Mín.											Fabricación de pisos antideslizantes.
		Máx.	15	60	3.5	1		25Kgtmm ³	250MPa	35Kgtmm ²	365MPa	22	

Dimensiones y Pesos de láminas comerciales

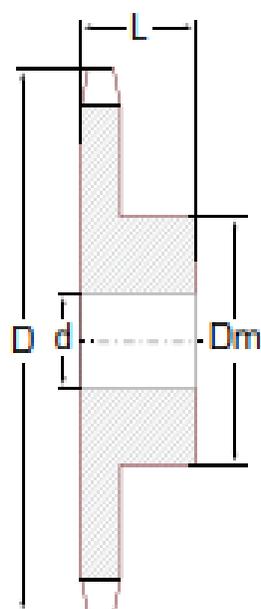
CALIBRE	ESPESOR		M2	1.0x2.0 Mts.	1.22 x 2.44 Mts.	1.0 x 3.0 Mts.	1.22 x 3.66 Mts.	1.83 x 6.09 Mts.
	PULGADA	MILIMETRO	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.
		2.50	20.68	41.35	61.44	62.03	92.32	230.00
12		2.66	22.00	44.00	65.38	65.99	98.23	245.00
11		3.00	24.81	49.62	73.73	74.43	110.78	277.00
	1/8"	3.17	26.22	52.43	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: $(2 \times 48) + \frac{81}{2} + \frac{38.53}{5} = 137.30$ **Src:**

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.

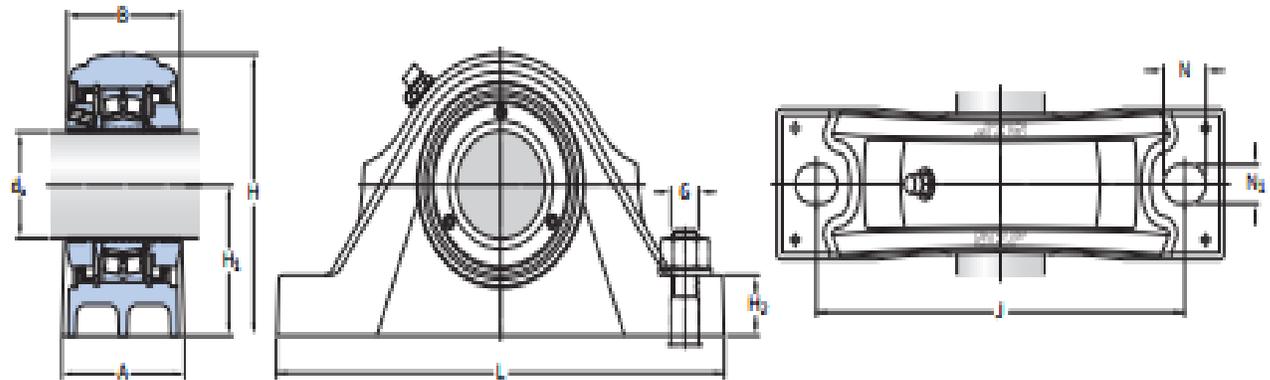
TABLAS DE LOS VALORES DE K SEGUN SEA LA CANTIDAD D

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	28	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	248.28	123	383.22	147	547.36	171	740.60
4	0.41	28	19.86	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	51.28	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

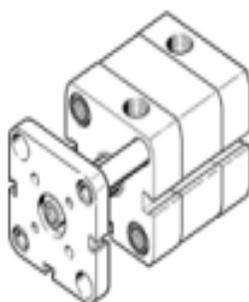
ANEXO I.
SELECCIÓN DE CILINDROS Y ACTUADORES

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

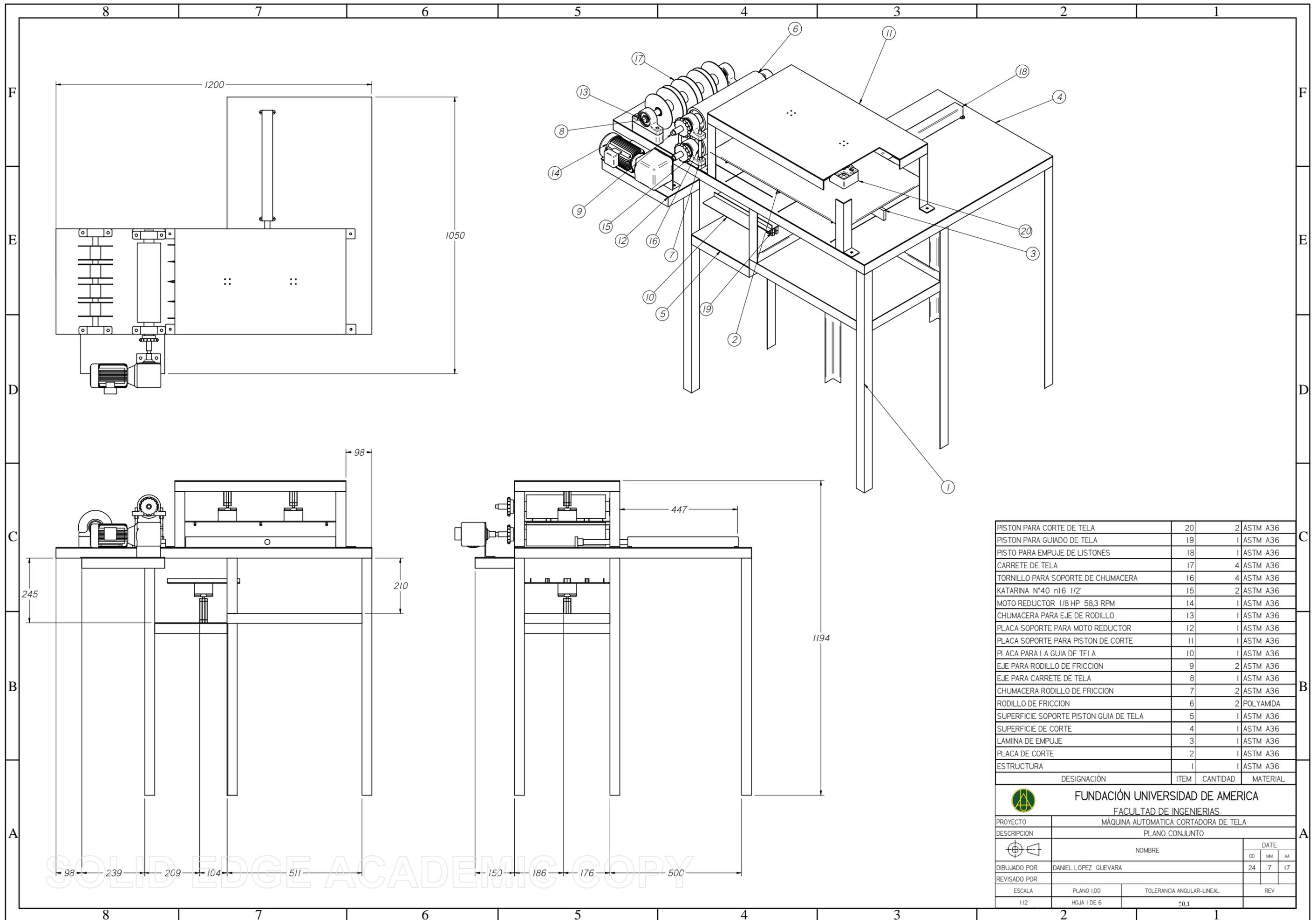
★ para pasar de psi a MPa (N/mm²) dividir por 1000 y multiplicar por 6.894757

ac: Corriente Alterna

dcep: Corriente directa electodo al positivo dcan: Corriente directa electodo 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} % -20	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	-20	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	-20	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	20	40 a 110	TOGAR	ac, dcep o dcan	ac, dcep o dcan	60-100	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	20	50 a 110	TOGAR	ac, dcep o dcan	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	20	40 a 110	TOGAR	ac, dcep o dcan	ac, dcep o dcan	60-100	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	20	50 a 100	TOGAR	ac, dcep o dcan	ac, dcep o dcan	70-110	110-150	120-200	170-270
	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	20	45 a 100	PLANA Y HORIZONTAL EN PLANTA	ac, dcep o dcan	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	-20	100 -46	100	TOGAR	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	-20	70	TOGAR	ac o dcep	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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 -20	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	ac o dcep	100-145	120-200	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	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	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	
	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	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	
	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	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	TOGAR	ac o dcep	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	TOGAR	ac o dcep	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	ac o dcep	70-100	100-145	120-200	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	TOGAR	ac o dcep	ac o dcep	100-145	120-200	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	ac o dcep	100-145	120-200	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

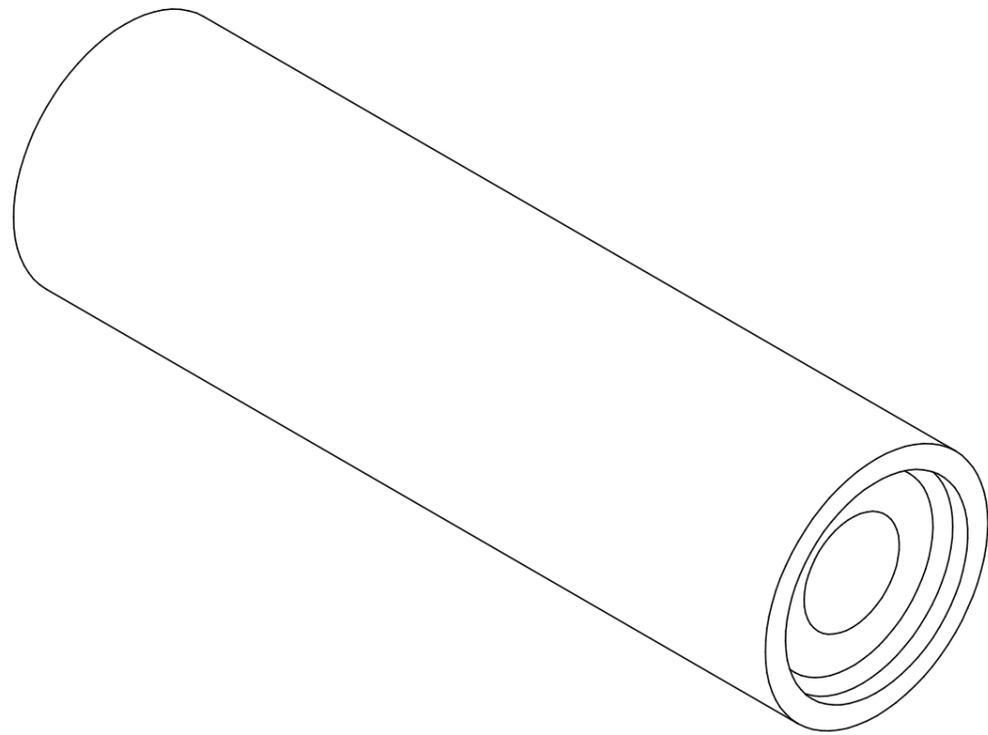


FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS

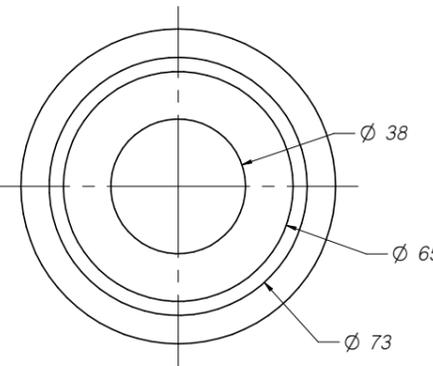
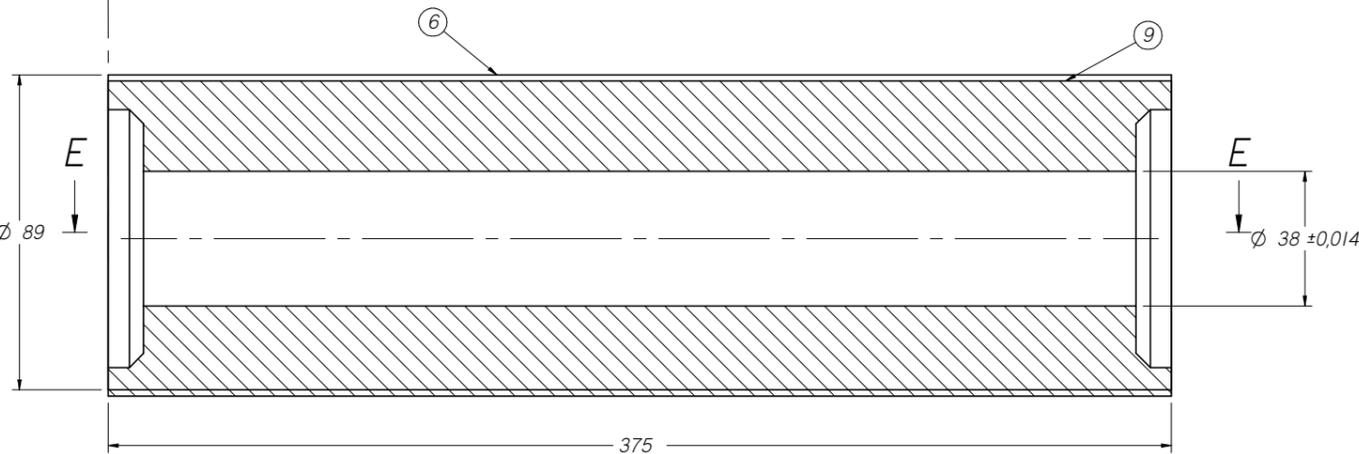
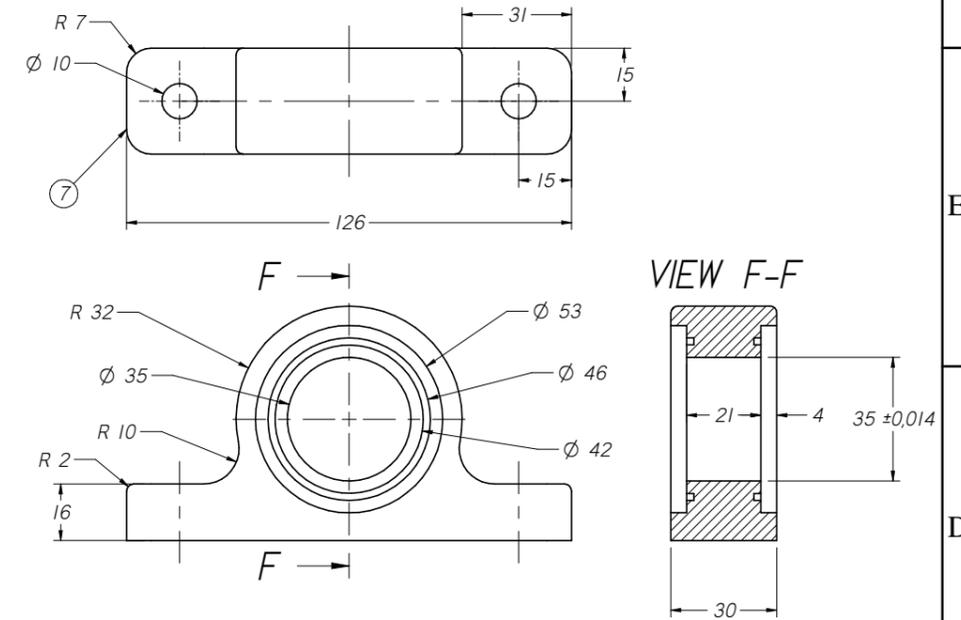
PROYECTO	MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA			
DESCRIPCIÓN	PLANO CONJUNTO			
DIBUJADO POR	DANIEL LOPEZ GUEVARA	DATE		
		DD	MM	AA
REVISADO POR		24	7	17
ESCALA	PLANO 1:00	TOLERANCIA ANGULAR-LINEAL	REV	
1:12	HOJA 1 DE 6	±0,1		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

RODILLO DE HALADO



CHUMACERA RODILLO DE FRICCION

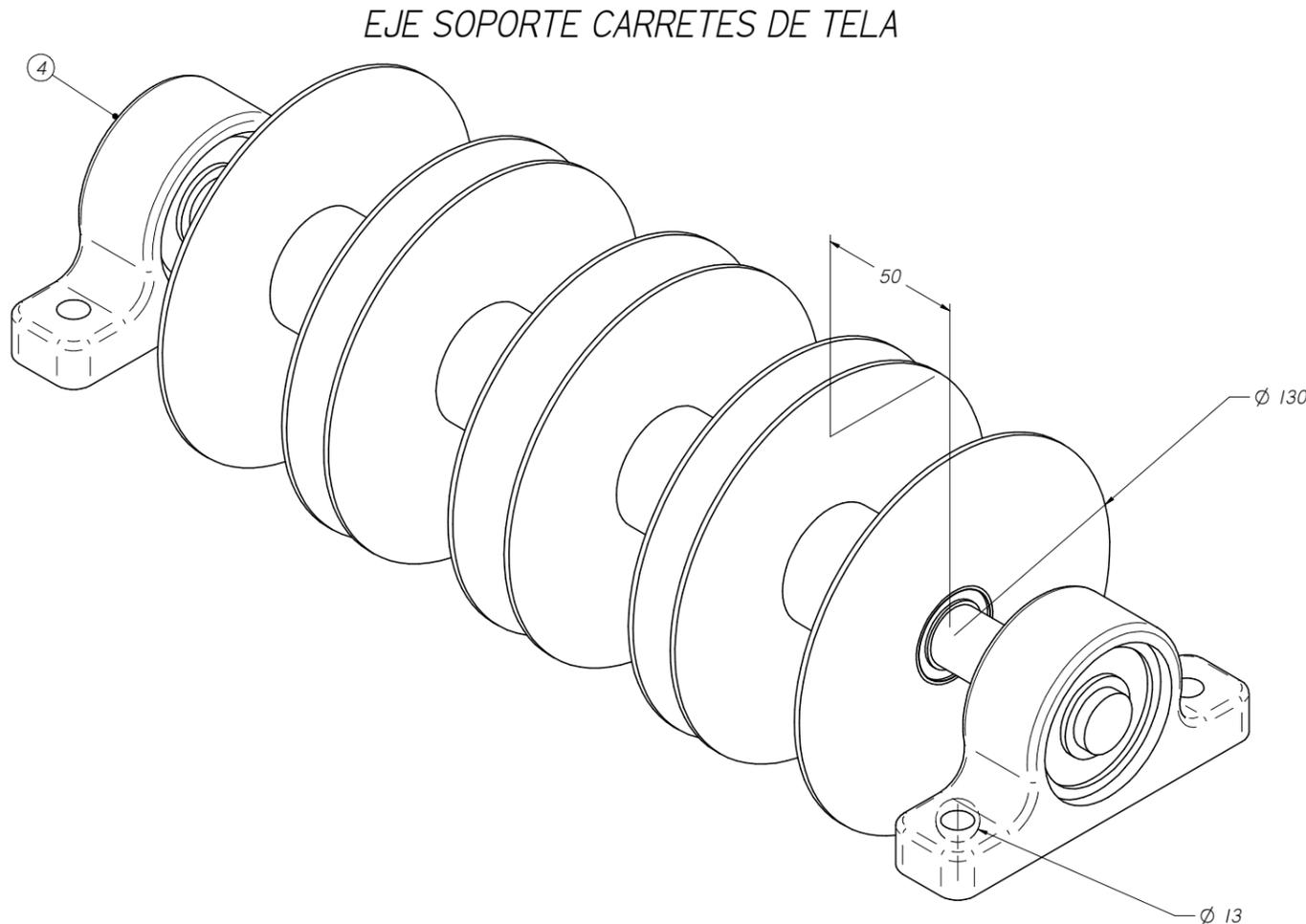


EJE HALADO



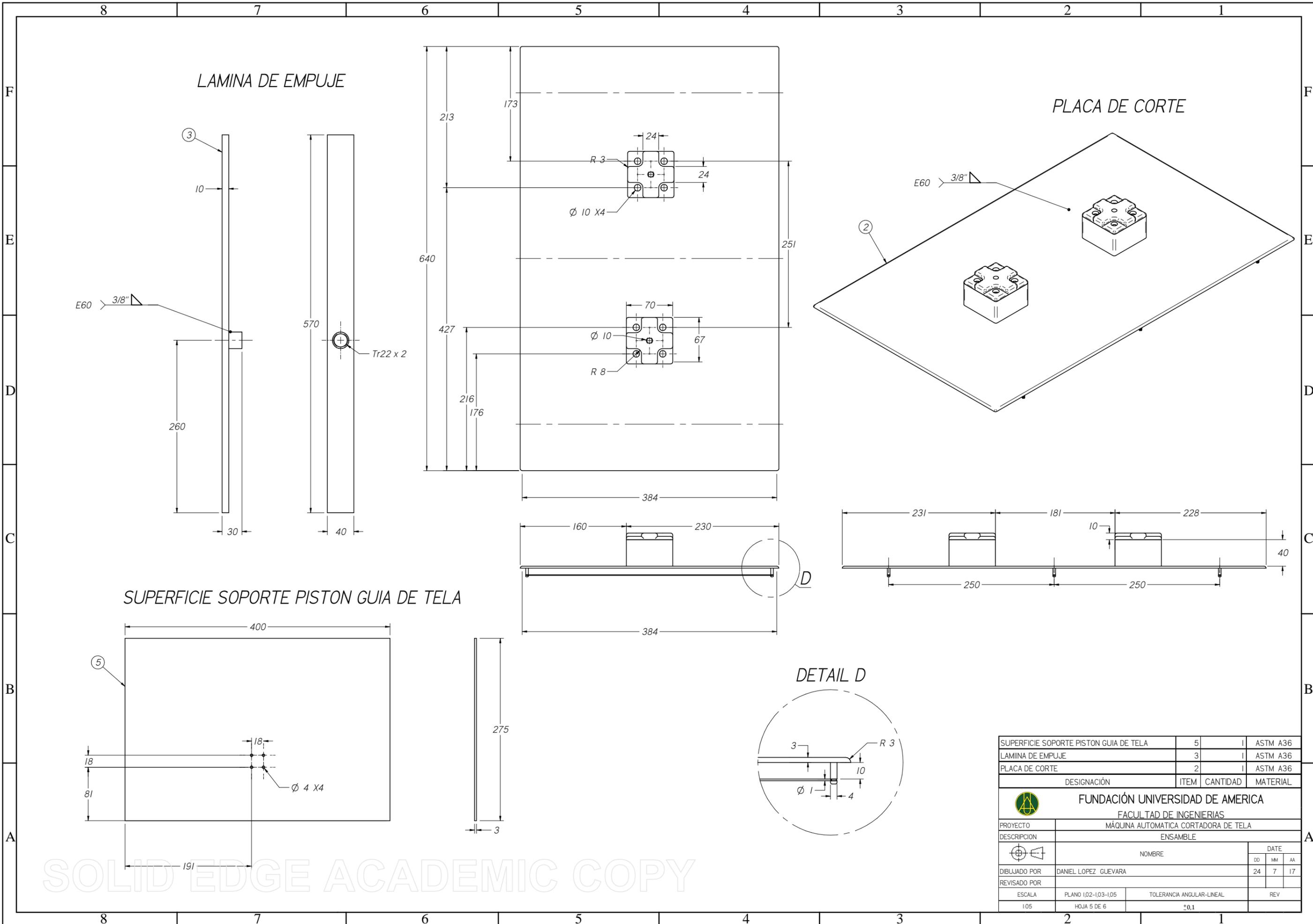
EJE PARA RODILLO DE FRICCION	9	2	ASTM A36
CHUMACERA RODILLO DE FRICCION	7	2	ASTM A36
RODILLO DE FRICCION	6	2	POLIMERO
DESIGNACIÓN	ITEM	CANTIDAD	MATERIAL
FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS			
PROYECTO	MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA		
DESCRIPCIÓN	CONJUNTO RODILLOS		
NOMBRE			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



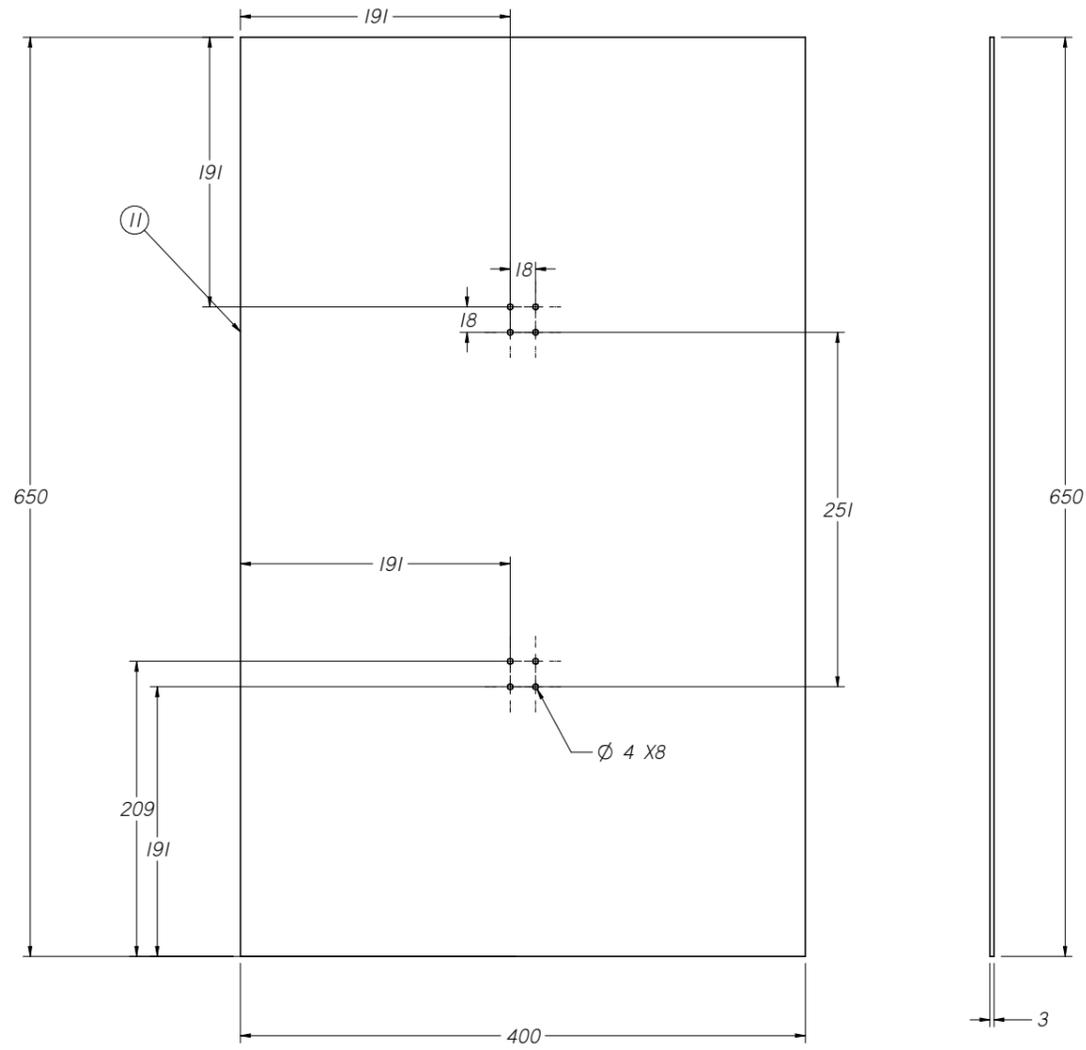
EJE PARA CARRETE DE TELA	8	1	ASTM A36
EJE SOPORTE RODILLOS DE TELA	4	1	ASTM A36
DESIGNACION	ITEM	CANTIDAD	MATERIAL
 FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS			
PROYECTO	MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE TELA		
DESCRIPCION	SUPERFICIE DE CORTE Y EJE PARA CARRETE		
 NOMBRE	DATE		
	DD	MM	AA
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

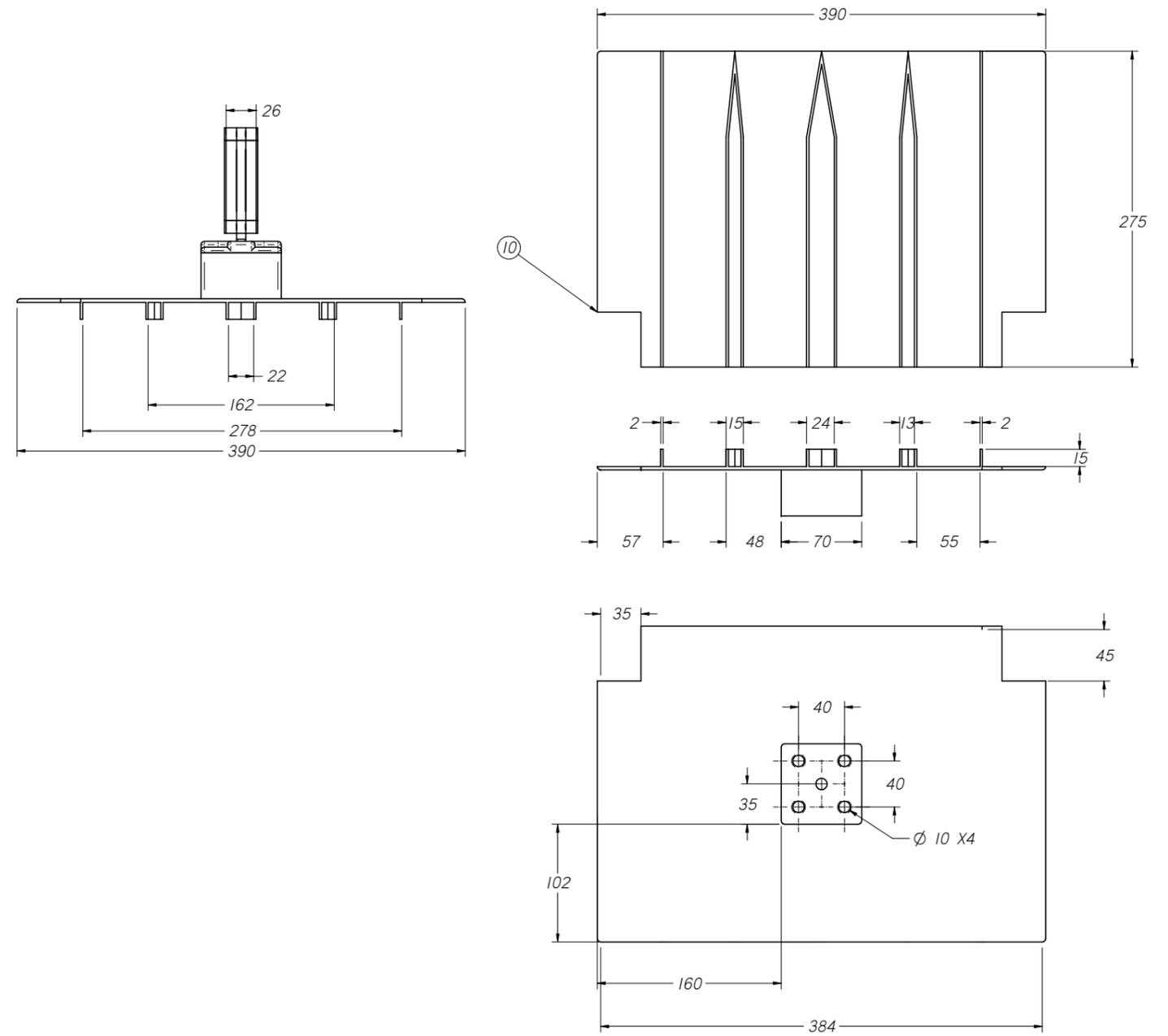


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

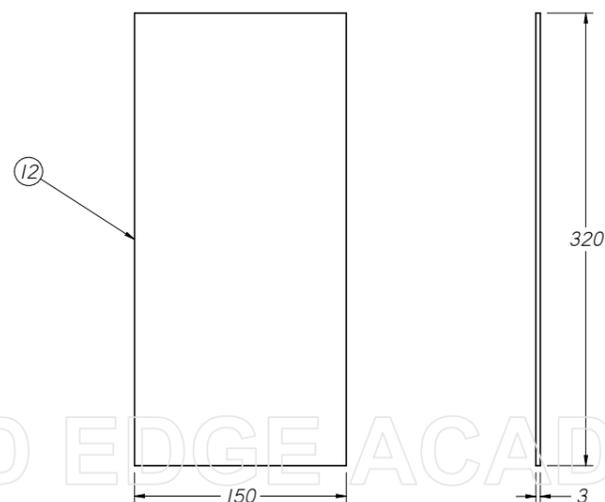
PLACA SOPORTE PARA PISTON DE CORTE



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	DD MM AA
REVISADO POR		24	7 17
ESCALA	PLANO 1:1,2-1:1-1:1,0	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	