



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO.

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA
UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA
DISTRISHOES S.A.”**

Autor: Christian Andrés Martínez Andino.

Tutor: Ing. Mg. Gonzalo López.

Ambato – Ecuador

2016 – 2017

Certificación Tutor

En mi calidad de tutor del Proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA DISTRISHOES S.A.”, elaborado por el Sr. Christian Andrés Martínez Andino, portador de la cédula de ciudadanía: 1803824257 egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ing. Mg. Gonzalo López
Tutor

Autoría

Declaro que el presente Proyecto Técnico bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA DISTRISHOES S.A.”, en su totalidad, incluyendo ideas, criterios, análisis y conclusiones son de mi completa autoría.

Christian Andrés Martínez Andino

C.I.: 1803824257

Autor

Derechos de Autor

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, abril de 2017

Christian Andrés Martínez Andino

C.I.: 1803824257

Autor

Aprobación Tribunal de Grado

Los miembros del tribunal de grado aprueban el trabajo técnico realizado por el estudiante Christian Andrés Martínez Andino de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA DISTRISHOES S.A.”

Ambato, abril 2017

Para constancia firman:

Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa.

Ing. Mg. Víctor Rodrigo Espín Guerrero

Dedicatoria

A mis padres William Martínez y Lupe Andino por el apoyo recibido durante este largo período educativo, por sus enseñanzas y consejos de vida, por ser los pilares fundamentales en la formación de mi carrera.

A mis inolvidables y siempre recordados abuelitos Ángel Andino y Josefina Parra quienes me brindaron su amor y cariño.

A mis grandiosos tíos Mario Ganán y Mary Andino por ser unas personas maravillosas en mi vida y por su apoyo recibido.

A mi esposa Pao Altamirano y mi hermoso hijo por el apoyo, comprensión y por darme las fuerzas para salir siempre adelante.

Por todo eso y mucho más les dedico este logro alcanzado con infinito amor y humildad.

Christian Martínez

Agradecimiento

Infinitas gracias a mi Dios por darme la vida y una hermosa familia, por siempre levantarme en los momentos más difíciles de mi vida, a la virgencita La Dolorosa por darme el conocimiento y sabiduría para llegar a culminar este proyecto.

Gracias a los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato por brindarme sus conocimientos académicos y de experiencias profesionales.

A mi tutor el Ing. Gonzalo López por el apoyo y conocimiento impartido durante el presente trabajo.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A.- PÁGINAS PRELIMINARES.

Certificación tutor	II
Autoría.....	III
Derechos de autor.....	IV
Aprobación tribunal de grado	V
Dedicatoria	VI
Agradecimiento	VII
Índice general de contenidos.....	VIII
Resumen ejecutivo	XVIII
Abstract	XIX

B.- TEXTO

CAPÍTULO I.....	1
1. ANTECEDENTES.....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Antecedentes	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos	2
1.4.1. Objetivo general	2
1.4.2. Objetivos específicos	2
CAPÍTULO II	4
2. FUNDAMENTACIÓN	4
2.1. Investigaciones previas	4
2.2. Fundamentación teórica	5
2.2.1. Industria Textil	5
2.2.1.1. Clasificación.....	5
2.2.1.2. Hilados	5
2.2.1.3. Tejidos.....	5
2.2.1.4. Tipos de fibras textiles	5
2.2.1.5. Tipos de telas de acuerdo a sus tejidos.....	6
2.2.1.6. Laminado.....	6

2.2.1.7. Rollo gigante textil.....	6
2.2.1.8. Máquina troqueladora de puente.....	7
2.2.1.9. Troquel.....	8
2.2.2. Cargador o portarrollos de tela.....	8
2.2.2.1. Capacidad y tipos de portarrollos de tela.....	8
2.2.3. Sistema neumático.....	11
2.2.3.1. Cilindro de simple efecto.....	12
2.2.3.2. Cilindro de doble efecto.....	13
2.2.4. Sistema alimentador de tela.....	13
2.2.4.1. Tipos de alimentadores de tela.....	14
2.2.5. Método ASD para el diseño de ambas estructuras.....	15
2.2.5.1. Tipos de vigas.....	16
2.2.5.2. Esfuerzos de flexión.....	16
2.2.5.3. Diseño de vigas por momentos.....	17
CAPÍTULO III.....	20
3. DISEÑO DEL PROYECTO.....	20
3.1. Selección de alternativas para portarrollos y alimentador de tela.....	20
3.1.1. Método ordinal corregido de los criterios ponderados.....	20
3.1.2. Selección de alternativas para portarrollos.....	21
3.1.2.1. Evaluación de los criterios para el portarrollos.....	21
3.1.2.2. Evaluación de los criterios de cada solución del cargador de rollos.....	22
3.1.2.3. Resultado de la evaluación de criterios y selección del diseño final.....	24
3.1.3. Selección de alternativas del alimentador de material.....	24
3.1.3.1. Evaluación de los criterios para el alimentador de tela.....	25
3.1.3.2. Evaluación de cada criterio para cada solución del alimentador.....	26
3.1.3.3. Resultados de la evaluación de criterios y selección del diseño final.....	28
3.2. Cálculos o modelo operativo.....	29
3.2.1. Diseño del cargador de rollos.....	29
3.2.1.1. Dimensionamiento del eje del carrete y de la estructura del cargador.....	30
3.2.1.2. Cálculo de la carga a soportar.....	32
3.2.1.3. Diseño de la viga de la estructura del cargador.....	32
3.2.1.4. Diseño del eje del carrete.....	39

3.2.1.5. Selección del rodamiento	44
3.2.1.6. Diseño del elemento de ajuste para el rodamiento.....	49
3.2.1.7. Selección de garruchas.....	55
3.2.1.8. Simulación mediante Software de análisis estructural.....	59
3.2.2. Diseño del alimentador de tela.....	62
3.2.2.1. Dimensionamiento de las partes del alimentador de tela.....	64
3.2.2.2. Diseño del rodillo de fuerza.....	66
3.2.2.3. Selección de chumaceras para los rodillos.....	73
3.2.2.4. Diseño de la placa soporte principal.....	74
3.2.2.5. Diseño de la placa secundaria.....	76
3.2.2.6. Selección del actuador neumático.....	76
3.2.2.7. Diseño de la viga de la estructura del dispensador.....	78
3.2.2.8. Sincronización del movimiento.....	81
3.3. Presupuesto.....	84
3.3.1. Costo de materiales.....	84
3.3.1.1. Costo de materiales del cargador de rollos.....	84
3.3.1.2. Costo de materiales del alimentador de tela.....	85
3.3.1.3. Costo total de materiales.....	86
3.3.2. Costo de mano de obra.....	86
3.3.3. Costo de uso de maquinaria y herramientas.....	87
3.3.4. Costo total del proyecto.....	88
3.4. Especificaciones técnicas del dispensador de tela.....	88
3.4.1. Especificaciones técnicas del cargador de rollos.....	89
3.4.2. Especificaciones técnicas del alimentador de tela.....	90
CAPÍTULO IV.....	91
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	91
4.1. Conclusiones.....	91
4.2. Recomendaciones.....	92
5. Bibliografía.....	94
Anexos.....	97
Anexo A: Características técnicas de la lona laminada.....	98
Anexo B: Propiedades del perfil estructural TC 30x2.....	100

Anexo B1: Propiedades del acero ASTM A36	102
Anexo B2: Propiedades del tubo circular.....	104
Anexo C: Torque aplicado a pernos milimétricos.....	106
Anexo D: Rueda AFO 167-FDP-GN	108
Anexo E: Rodillo Rotrans S-40.....	110
Anexo F: Chumacera de pared NTN UCFSG308D1	112
Anexo F1: Chumacera corrediza NTN UCTG308D1	114
Anexo G: Actuador neumático CP 10 simple efecto	116
Anexo H: Salarios mínimos sectoriales 2017	118
Anexo I: Fotos fase constructiva.....	121
Planos	127

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1. Trama y urdimbre.....	5
Figura 2-2. Rollo de lona DISTRISHOES.....	7
Figura 2-3. Partes de una troqueladora de puente.....	7
Figura 2-4. Tipos de troquel.....	8
Figura 2-5. Material troquelado.....	8
Figura 2-6. Alimentador manual de tejido.....	9
Figura 2-7. Caja de laminación.....	9
Figura 2-8. Multi-roll carrusel.....	10
Figura 2-9. Cloth unwinding truck.....	10
Figura 2-10. Hanger transport rack.....	11
Figura 2-11. Rollo truck model 130.....	11
Figura 2-12. Diagrama de bloques transformación de energía.....	12
Figura 2-13. Componentes de circuitos neumáticos.....	12
Figura 2-14. Cilindro de simple efecto.....	13
Figura 2-15. Cilindro de doble efecto.....	13
Figura 2-16. Transporte de tejido.....	13
Figura 2-17. Desenrollado y transporte.....	13
Figura 2-18. Eced 180 máquina enrolladora.....	14
Figura 2-19. Desenrollador clásico.....	14
Figura 2-20. Máquina tendedora manual.....	15
Figura 2-21. Variaciones del esfuerzo de flexión debidas a incrementos del momento en el eje x.....	17
Figura 2-22. Momento nominal en función de la longitud, no soportada lateralmente, del patín de compresión.....	17
Figura 3-1. Esquema del cargador de rollos.....	29
Figura 3-2. Carrete para rollo de lona.....	29
Figura 3-3. Estructura cargador de rollos.....	30
Figura 3-4. Movilidad del carrete mediante rodamientos.....	30
Figura 3-5. Dimensiones del eje del carrete.....	30
Figura 3-6. Eje del carrete y rodamientos.....	31
Figura 3-7. Dimensiones de la base del cargador.....	31

Figura 3-8. Vista lateral del cargador de rollos.....	31
Figura 3-9. Vista frontal del cargador.....	31
Figura 3-10. Diagrama de fuerzas en la viga crítica.....	32
Figura 3-11. Diagrama de cuerpo libre de la viga.....	33
Figura 3-12. Diagrama de cortante y momento flector de la viga.....	34
Figura 3-13. Dimensiones de perfil compuesto.....	35
Figura 3-14. Dimensiones de la placa.....	36
Figura 3-15. Dimensiones del tubo cuadrado 30x2.....	36
Figura 3-16. Módulo de sección plástico Z mediante software.....	37
Figura 3-17. Distancia h_o del perfil compuesto.....	38
Figura 3-18. Diagrama de fuerzas y cuerpo libre del eje del carrete.....	39
Figura 3-19. Diagrama de cortante y momento flector del eje del carrete.....	40
Figura 3-20. Centroides de una sección circular hueca.....	43
Figura 3-21. Distancia entre los centroides de los patines del perfil circular.....	43
Figura 3-22. Ángulo de contacto entre el eje del carrete y los rodamientos.....	45
Figura 3-23. Fuerzas sobre el rodamiento.....	46
Figura 3-24. Ángulo de contacto real sobre los rodamientos.....	48
Figura 3-25. Diagrama de fuerzas del perno.....	51
Figura 3-26. Diagrama de cortante y momento flector del perno.....	52
Figura 3-27. Descripción de la rueda.....	55
Figura 3-28. Área del tubo cuadrado.....	57
Figura 3-29. Cargas sobre la viga crítica del cargador.....	59
Figura 3-30. Resultado de esfuerzo sobre la viga crítica.....	60
Figura 3-31. Cargas en la estructura del cargador de rollos.....	60
Figura 3-32. Resultado de esfuerzos de la estructura del cargador.....	61
Figura 3-33. Estado de carga sobre el eje del carrete.....	61
Figura 3-34. Estado de esfuerzos en el eje del carrete.....	62
Figura 3-35. Esquema del alimentador de tela.....	62
Figura 3-36. Máquina troqueladora de puente ATOM G 888.....	63
Figura 3-37. Rodillo transportador.....	63
Figura 3-38. Configuración de rodillos.....	63
Figura 3-39. Estructura del dispensador de tela.....	64

Figura 3-40. Placa de alojamiento de los rodillos principales.	64
Figura 3-41. Placa soporte del primer rodillo.	64
Figura 3-42. Vista lateral del alimentador de tela.	65
Figura 3-43. Vista frontal del alimentador.	65
Figura 3-44. Dimensiones de la placa soporte principal.	66
Figura 3-45. Dimensiones de placa soporte 2.	66
Figura 3-46. Fuerza que actúa en el rodillo a diseñar.	66
Figura 3-47. Fuerzas que actúan sobre el rodillo.	67
Figura 3-48. Fuerza distribuida en el rodillo debido al peso de la tela.	67
Figura 3-49. Diagrama de fueras debido al peso de la tela sobre el rodillo.	68
Figura 3-50. Diagrama de cortante y momento flector del rodillo debido al peso de la tela.	68
Figura 3-51. Fuerza distribuida en el rodillo debido a la fuerza que realiza el operario.	69
Figura 3-52. Diagrama de fuerzas del rodillo debido a la fuerza que realiza el operario.	69
Figura 3-53. Diagramas de cortante y momento flector debido a la fuerza ejercida por el operario sobre el rodillo.	70
Figura 3-54. Velocidades que actúan sobre el rodillo.	71
Figura 3-55. Rodillo seleccionado del catálogo de Rotrans.	72
Figura 3-56. Área proyectada del perno.	75
Figura 3-57. Diámetro de la camisa del cilindro del actuador neumático.	77
Figura 3-58. Pandeo del vástago del pistón neumático.	78
Figura 3-59. Diagrama de fuerzas y cuerpo libre de la viga del alimentador.	79
Figura 3-60. Diagrama de cortante y momento flector de la viga del alimentador.	80
Figura 3-61. Rodillos troqueladora ATOM G888.	81
Figura 3-62. Rodillos de fuerza del alimentador.	82
Figura 3-63. Transmisión de movimiento por piñón cadena.	82
Figura 3-65. Dispensador de tela para la máquina troqueladora Atom G 888.	88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Clasificación de fibras.	6
Tabla 2-2. Especificaciones técnicas lona laminada.	7
Tabla 2-3. Especificaciones técnicas stand roll.	9
Tabla 2-4. Especificaciones técnicas multi-roll carrusel.	10
Tabla 2-5. Especificaciones técnicas Rollo truck model 130.	11
Tabla 2-6. Desenrollador de rollos clásicos, especificaciones técnicas.	15
Tabla 2-7. Máquina tendedora manual especificaciones técnicas	15
Tabla 3-1. Orden jerárquico y ponderación de criterios para cargador de rollos..	21
Tabla 3-2. Evaluación del peso específico del criterio Capacidad.	22
Tabla 3-3. Evaluación del peso específico del criterio costo.	22
Tabla 3-4. Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.	23
Tabla 3-5. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de construcción.	23
Tabla 3-6. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad movilidad.	24
Tabla 3-7. Resultado de la evaluación de criterios	24
Tabla 3-8. Orden jerárquico y ponderación de criterios para alimentador de tela.	25
Tabla 3-9. Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.	26
Tabla 3-10. Evaluación del peso específico del criterio costo.	26
Tabla 3-11. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de construcción.	27
Tabla 3-12. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de montaje..	27
Tabla 3-13. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.	28
Tabla 3-14. Resultado de la evaluación de criterios.	28
Tabla 3-15. Resultados de reacciones y momento máximo.	34
Tabla 3-16. Propiedades de tubo cuadrado.	35
Tabla 3-17. Resultados del módulo plástico.	37
Tabla 3-18. Resultados de reacciones y momento máximo del eje del carrete.	41
Tabla 3-19. Propiedades tubo de acero estructural Dipac.	41
Tabla 3-20. Propiedades físicas del ensamble del carrete.	45
Tabla 3-21. Factor de esfuerzos dinámicos fl.	47
Tabla 3-22. Factor de velocidad fn.	47

Tabla 3-23. Área de esfuerzo de tensión del perno.....	53
Tabla 3-24. Factor del par de torsión K.	53
Tabla 3-25. Resistencia mínima a la tensión.....	54
Tabla 3-26. Simbología cotas y medidas.	55
Tabla 3-27. Claves y siglas de ruedas AFO.	55
Tabla 3-28. Tipos de material para ruedas de garruchas.....	56
Tabla 3-29. Peso de la estructura del cargador y los carretes.	56
Tabla 3-30. Área del TC 30x2.....	57
Tabla 3-31. Longitud total del TC 30x2.....	57
Tabla 3-32. Longitud total de la placa.	58
Tabla 3-33. Resultados de la masa de la estructura del cargador.....	58
Tabla 3-34. Especificaciones técnicas de la rueda seleccionada.....	59
Tabla 3-35. Especificaciones del soporte de la rueda.	59
Tabla 3-36. Especificaciones del rodamiento 6308.	73
Tabla 3-37. Chumaceras de pared NTN para los rodillos.....	73
Tabla 3-38. Chumacera corrediza NTN.	74
Tabla 3-39. Fuerza aplicada sobre el área crítica de la placa principal.....	75
Tabla 3-40. Masa del cilindro de fuerza.....	76
Tabla 3-41. Fuerza que actúa sobre la viga del dispensador.....	79
Tabla 3-42. Resultados de la viga del alimentador.	81
Tabla 3-43. Especificaciones generales de catarinas o piñones.	83
Tabla 3-44. Especificaciones técnicas de cadenas sencillas.	84
Tabla 3-45. Costo de materiales del cargador de rollos.	85
Tabla 3-46. Número de tubos TC 30x2 del alimentador de tela.	85
Tabla 3-47. Costo de materiales del alimentador de tela.	86
Tabla 3-48. Costo total de materiales.....	86
Tabla 3-49. Tiempo de ejecución del proyecto.....	86
Tabla 3-50. Cálculo del sueldo del operario.	87
Tabla 3-51. Costo de mano de obra por hora.	87
Tabla 3-52. Costo total de mano de obra.	87
Tabla 3-53. Costo de uso de máquinas y equipos.	88
Tabla 3-54. Costo total del proyecto.....	88

Tabla 3-55. Especificaciones técnicas del cargador de rollos.....	89
Tabla 3-56. Especificaciones técnicas del alimentador de tela.....	90

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA
UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA
DISTRISHOES S.A.**

Autor: Christian Andrés Martínez Andino

Tutor: Ing. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacís

Fecha: 15 de abril de 2017

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto se lleva a cabo con la finalidad de optimizar el proceso de troquelado, el mismo que es realizado por dos operarios en una máquina. El troquelado consiste en cortar un bloque de material textil (lona laminada) formado por doce capas o láminas.

El dispensador de tela permite facilitar el transporte del material, reducir el personal a un operario y lo más importante evitar la pérdida de material debido al desalineamiento de sus capas.

El presente proyecto consiste en dos partes principales como son el cargador de rollos donde van alojados doce rollos de lona textil laminada y por otro lado el alimentador de tela que cumple con la función de desenrollar el material y transportarlo hasta la superficie de corte de la troqueladora ATOM G 888.

El diseño está realizado tanto analíticamente mediante el método ASD para estructuras metálicas como mediante la utilización de dos software, el uno de análisis estructural y el otro de diseño y modelado de partes.

Descriptor: bloque de lona laminada, troqueladora, corte múltiple, desalineamiento, pérdida de material, desenrolle, configuración de rodillos, alimentador de material, cargador de rollos.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
TECHNICAL PROJECT PRIOR TO OBTAINING THE MECHANICAL
ENGINEER TITLE
DESIGN AND CONSTRUCTION OF A FABRIC DISPENSER FOR A
TROQUELADORA BRIDGE MACHINE IN THE COMPANY
DISTRISHOES S.A.

Author: Christian Andrés Martínez Andino

Tutor: In. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacíz.

Date: 15 de abril de 2017.

Abstract

The present project is carried out in order to optimize the punching process, the same that is done by two operators in a machine. The punching consists of cutting a block of textile material (laminated canvas) formed by twelve layers or sheets. The fabric dispenser allows facilitating the transport of the material, to reduce the personnel to an operator and most importantly to avoid the loss of material due to misalignment of their layers.

The present project consists of two main parts such as the rolls where twelve rolls of laminated textile canvas are housed and on the other hand fabric feeder those fulfills the function of unrolling the material and transport it to the cutting surface of the ATOM G 888 die cutter.

The design is performed both analytically using the ASD method for Metal structures as by using two software, the one of Structural analysis and the other part design and modeling.

Descriptors: laminated canvas block, die cutter, multiple cut, misalignment, loss of material, unwind, roller configuration, material feeder, roll loader.

CAPÍTULO I

1. ANTECEDENTES

1.1. Tema

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPENSADOR DE TELA PARA UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PUENTE EN LA EMPRESA DISTRISHOES S.A.”

1.2. Antecedentes

La producción de fibras natural, sintética, hilados y telas son las principales actividades de la industria textil en el mundo, sin embargo en las estadísticas económicas la industria del calzado es parte de la textil. China, EEUU, Japón, Alemania, Reino Unido, Francia, Corea del Sur e Italia son los países que registran gran actividad textil y dentro de su economía es una de las más representativas [1]. La industria textil en el Ecuador es relativamente importante en el aspecto económico del país, siendo considerado como un sector dinámico ya que en el 2014 se registró un crecimiento de 4.30 % respecto al 2013, representando el 0.9% del PIB nacional y el 7.24% del PIB manufacturero. Por otro lado, ésta industria se considera como una de las más influyentes dentro del mercado laboral ya que de acuerdo a la AITE (Asociación de Industrias Textiles del Ecuador), el sector textil genera alrededor de 50.000 plazas de trabajo de forma directa y más de 200.000 indirectas lo que convierte a ésta industria en el segundo sector manufacturero que más mano de obra requiere, luego del sector alimenticio, bebidas y tabacos [2]. Pichincha, Guayas, Tungurahua, Azuay e Imbabura, son las principales fuentes de producción textil, seguidas de Chimborazo, Cotopaxi, El Oro y Manabí. En Tungurahua se identifican a más de 397 talleres de textiles y tejidos originarios del lugar, apoyando con el 5.15% a la producción nacional. Ambato, Mocha, Quero y Pelileo son los cantones que más resaltan en cuanto a la actividad textil se refiere [3].

1.3. Justificación

El diseño y la construcción del dispensador de tela o lona se ejecutan con el fin de apoyar en la operación de troquelado múltiple de tela que realiza la troqueladora de puente, es decir será un complemento en el trabajo que realiza la máquina.

Cabe recalcar que la operación de “troquelado múltiple” se refiere al corte de un bloque de telas formado por doce capas de material, para formar este conjunto de capas resulta muy complicado hacerlo manualmente debido a ciertos factores como son las dimensiones y el peso de cada rollo de tela, otro factor relevante en este proceso es la precisión con la que el bloque debe llegar hasta la superficie de corte, es decir que no debe presentar desalineamiento entre las capas ya que la pérdida de material es latente.

Para ello la empresa DISTRISHOES S.A. solicita la solución a esta necesidad de manera inmediata ya que su producción no puede detenerse.

El dispensador a diseñarse debe estar formado por dos partes fundamentales como son el cargador de rollos móvil (P1) y el alimentador de tela (P2).

P1 debe tener un diseño de tal forma que en él se puedan alojar los doce rollos de lona, los mismos que deben estar ubicados estratégicamente para facilitar la formación del bloque de material. Por otra parte la movilidad del cargador es importante ya que debe ser trasladado hasta la bodega o almacenamiento para su carga y descarga.

La parte más interesante del diseño del dispensador es el alimentador de material, ya que debe cumplir con varias funciones como son: el desenrolle del material, guiar el bloque hasta la superficie de corte y evitar el desalineamiento.

Es importante indicar que el rollo de tela o lona laminada alcanza 1.5 metros de ancho por 40 metros de longitud y llegando a pesar 40 kg.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un dispensador de tela para una máquina troqueladora de puente en la empresa DISTRISHOES S.A.

1.4.2. Objetivos específicos

- ✓ Seleccionar el tipo de dispensador adecuado para el diseño del dispensador de tela.

- ✓ Realizar la selección de los perfiles para ambas estructuras del dispensador, tanto para el cargador de rollos móvil como para el alimentador de tela.
- ✓ Implementar un sistema neumático en el alimentador de tela, lo que facilite el desenrolle de la lona.
- ✓ Sincronizar el movimiento de la máquina troqueladora de puente con el movimiento del dispensador de tela para obtener un trabajo uniforme.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

En la Universidad San Francisco de Quito, en la Carrera de Ingeniería Mecánica se desarrolló el tema “DISEÑO Y MANUFACTURA DE UNA MÁQUINA DOBLADORA Y CORTADORA DE TELA” para la empresa Junior Sport ubicada en la ciudad de Quito, en la que su autor Luis Alejandro Cabrera Polo realiza el diseño de una tendedora de tela para su posterior proceso de corte. Éste tema es muy útil ya que en su contenido realiza el análisis de varios prototipos y en el seleccionado aplica todos los cálculos de diseño y utiliza un software de elementos finitos para la simulación de esfuerzos.

El señor Luis Eduardo Males Lema realizó la investigación y construcción de una “MÁQUINA AUTOMÁTICA TENDEDORA DE TELA PARA TALLERES TEXTILES ARTESANALES” en la Universidad Técnica del Norte en la Carrera de Ingeniería en Mecatrónica. Este trabajo es una referencia importante para el tema a desarrollar ya que en él se realizan los cálculos de reacciones y momentos en los rodillos, soportes de bancada; realiza también el cálculo de la fuerzas para la selección de perfiles y finalmente utiliza un software de elementos finitos herramienta que utiliza para realizar un análisis de esfuerzos.

En la Escuela Politécnica Nacional en la Facultad de Ingeniería Mecánica. Se llevó a cabo el tema “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TROQUELADORA SEMI AUTOMÁTICA PARA CORTE DE CUERO DE RES DE UNA CAPACIDAD DE 5 TONELADAS”, en la que su autor Patricio Rafael Mena Miranda, realiza la selección de perfiles de la estructura, diseño de la mesa de corte, cálculo de espesores, esfuerzos máximos y finalmente un análisis mediante elementos finitos, siendo este trabajo una referencia importante para la presente investigación.

2.2. Fundamentación teórica

2.2.1. Industria Textil

La industria textil es aquella que se encarga de la manufactura, confección, diseño y comercialización de materiales hilables en los que se destacan, hilos, tejidos, telas, fieltros y pieles sintéticas; para producir la gran variedad de productos que se tiene a disposición [4].

2.2.1.1. Clasificación

En nuestro país el sector textil está desplegado de la siguiente manera de acuerdo a la AITE [4].

- ✓ Hilados
- ✓ Tejidos
- ✓ Productos especiales.

2.2.1.2. Hilados

Son parte de la actividad textil, y es la transformación y producción de la fibra textil como el cáñamo, seda, lana, algodón, lino en hilo, los mismos que pueden ser hilados en títulos delgados y gruesos, retorcidos y simples, crudos o tinturados [4].

2.2.1.3. Tejidos

Es lo que comúnmente se conoce como tela, la cual es producida mediante el enlazado y tejido de hilos, que durante su proceso de manufactura se les da textura, y forman láminas resistentes, elásticas y flexibles de varias apariencias.

El entrecruce de hilos se puede realizar de forma longitudinal, dando lugar a la urdimbre y en sentido perpendicular formando la trama [4].

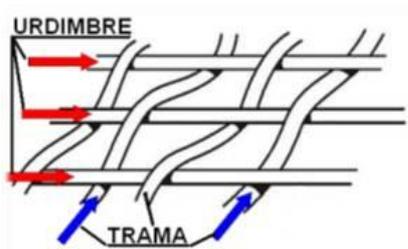


Figura 2-1. Trama y urdimbre.

Fuente: Cuba Educa [5].

2.2.1.4. Tipos de fibras textiles

Este tipo de fibras están clasificadas en naturales y sintéticas. Las naturales provenientes de la naturaleza, mientras que las sintéticas mediante tratamientos químicos [6].

Tabla 2-1. Clasificación de fibras.

Tipo	Orden	Ejemplos
Naturales	Animal	Lana, seda.
	Vegetal	Algodón, lino, yute.
	Mineral.	Amianto, fibra de vidrio, hilos metálicos.
Fabricadas	Artificiales: derivadas de polímeros naturales.	Rayón, acetato.
	Sintéticas: Derivadas de polímeros sintéticos.	Nylon, acrílicos, poliéster.

Fuente: Análisis del Clúster textil en el Perú. Angulo Luna [6].

2.2.1.5. Tipos de telas de acuerdo a sus tejidos

Entre esta clasificación se encuentra la tela con la que la empresa DISTRISHOES trabaja, es decir la lona, y a continuación varios tipos de telas [6].

- ✓ Jersey: tejido simple y sin ranuras.
- ✓ Gabardina: tejido a base de algodón, lana o rayón y se caracteriza por ser una sarga compacta y pesada.
- ✓ Crepe: tejido con apariencia de arrugado, realizado por la torsión de sus hilos.
- ✓ Lona: en sus principios este tejido se lo hacía a base de lino o hemo, utilizado para las velas de los barcos. Se caracteriza por ser resistente, fuerte y durable.

2.2.1.6. Laminado

Este proceso se lo lleva a cabo mediante la unión de dos substratos, es también conocido como bondeo (bonding). Ambos substratos pueden ser textiles o un textil y un film polimérico, mediante agentes externos como calor o presión [7].

DISTRISHOES utiliza en sus procesos lona laminada.

2.2.1.7. Rollo gigante textil

Es el proceso de tejeduría de tela de manera continua hasta alcanzar un metraje aproximado de 1500 metros y un ancho que varía de 1.50 a 1.80 metros [7].



Figura 2-2. Rollo de lona DISTRISHOES

Fuente: Autor

Tabla 2-2. Especificaciones técnicas lona laminada.

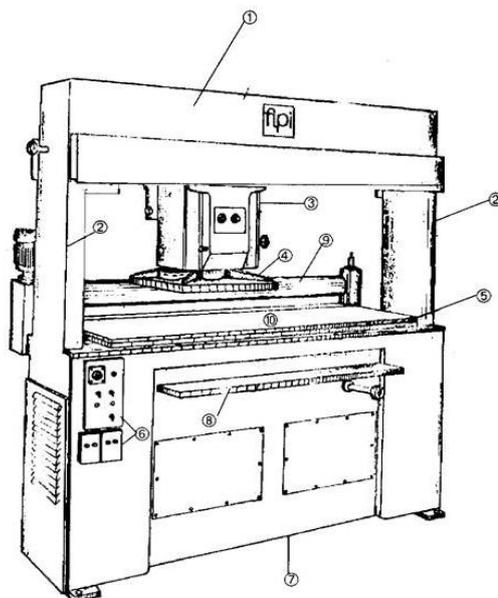
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ROLLO DE LONA UTILIZADO EN DISTRISHOES	
Lona pegada o laminada	
Longitud (m)	40
Ancho (m)	1.50
Peso (gr/m ²)	630

Fuente: Autor

2.2.1.8. Máquina troqueladora de puente

Máquina utilizada en el sector textil y calzado para realizar el corte de material en grandes volúmenes por medios mecánicos, utilizando troqueles en forma de las partes del calzado para luego ensamblarlas [8].

Las partes principales de la troqueladora de puente son:



1. Puente.
2. Soportes o columnas.
3. Cabezal
4. Plato.
5. Mesa de corte.
6. Tablero e interruptor.
7. Base de la máquina.
8. Mesa auxiliar.
9. Alimentador.
10. Tablón plástico de corte (pastelón).

Figura 2-3. Partes de una troqueladora de puente.

Fuente: Zambrano C, [8].

2.2.1.9. Troquel

Son elementos metálicos que tienen la forma adecuada de las partes del calzado, son de diferente tamaño de acuerdo a la talla del calzado a fabricarse.

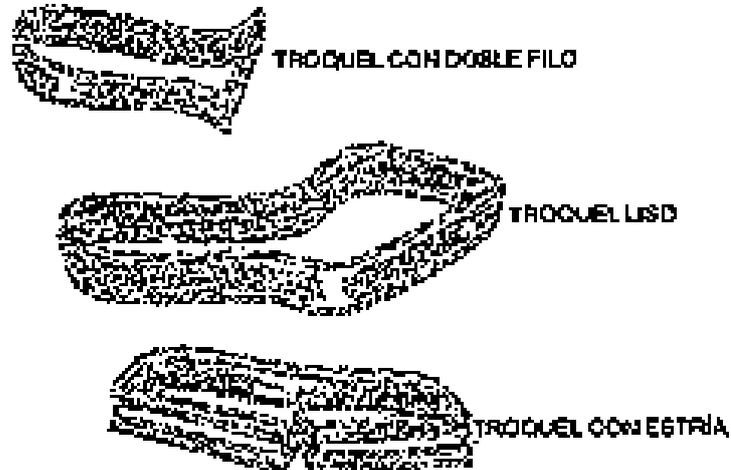


Figura 2-4. Tipos de troquel.

Fuente: Zambrano C, [8].

Los troques son construidos en flejes de acero con una altura desde los 20 hasta los 100 mm, y un espesor de 3 hasta 8 mm

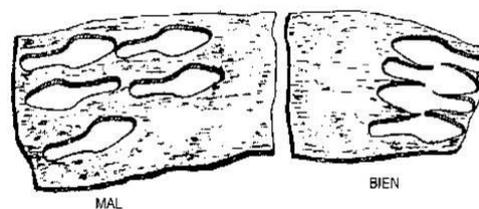


Figura 2-5. Material troquelado.

Fuente: Zambrano C, [8].

2.2.2. Cargador o portarrollos de tela

Es el equipo encargado de soportar en su estructura a los rollos de tela, en este caso lona. Este elemento mecánico facilita la operación de desenrolle de la tela para su posterior proceso de corte, que de acuerdo a su configuración y capacidad puede soportar cierto número de rollos.

2.2.2.1. Capacidad y tipos de portarrollos de tela

Alimentador manual de tejido [9].

- ✓ Diseño para textiles técnicos, apto para alimentar a cortes monocoapa.
- ✓ Diámetro interno del rollo desde 16 cm hasta 24 cm.

- ✓ Peso del rollo hasta 200 kg (por rollo).



Figura 2-6. Alimentador manual de tejido.

Fuente: Cosmotex [9].

Caja de laminación- 3 roll

Permite al operario manejar fácilmente materiales en rollo para siguiente operación que es la de corte, manteniendo una alineación precisa de cada capa con un control fotoeléctrico de los bordes [10].

Tabla 2-3. Especificaciones técnicas stand roll.

Stand roll	
Ancho	66 in (1.7 m), 72 in (1.8 m), 78 in (2 m)
Estándar capacidad de peso	2000 lb (907 kg), 750 lb por barra (340 kg).
Diámetro máximo del rollo	20 in (51 cm)
Requerimientos de energía.	110 V, 220 V.

Fuente: Eastman [10].



Figura 2-7. Caja de laminación.

Fuente: Eastman [10].

Multi-roll carrusel

Es una máquina semiautomática ya que al pulsar un botón hace que gire el carrusel hasta donde requiera el operario, obviamente está diseñada para varios rollos de tela lo que la hace versátil en la industria textil [10].

Tabla 2-4. Especificaciones técnicas multi-roll carrusel.

Multi-roll carrusel	
Altura estándar	10 a 24 ft (3 a 7.3 m)
Ancho máximo	15 ft. (4.5 m)
Diámetro exterior máximo del rollo	36 in (91.4 cm)
Capacidad total de peso	12 000 libras (5 .443 kg)
Peso máximo por rollo	300 lb (136 kg)

Fuente: Eastman [10].



Figura 2-8. Multi-roll carrusel.

Fuente: Eastman [10].

Cloth unwinding truck

Brinda la facilidad de jalar la tela hasta la mesa de corte, su diseño permite movilizarla por sitios estrechos. Tiene una capacidad de 8 rollos, cuatro por lado y se encuentran disponibles en un ancho de 54 pulgadas hasta 96 [11].



Figura 2-9. Cloth unwinding truck.

Fuente: Jesse Heap [11].

Z-271 Hanger transport rack

Modelo ideal para el almacenamiento de carretes de tela, tiene una capacidad de 500 libras, 78 pulgadas de altura, 48 pulgadas de largo y 22 pulgadas ancho [11].



Figura 2-10. Hanger transport rack.

Fuente: Jesse Heap [11].

Rollo truck model 130

Tabla 2-5. Especificaciones técnicas Rollo truck model 130.

Rollo truck model 130.	
Capacidad de carga	1500 kg
Almacenamiento	12 rollos de 60" y 126 lb.
Altura	54"
Ancho	65"
Profundidad	68"

Fuente: Jesse Heap [11].



Figura 2-11. Rollo truck model 130

Fuente: Jesse Heap [11].

2.2.3. Sistema neumático

La neumática es aquella ciencia que se ocupa del estudio del movimiento del aire. De aquí surgen los sistemas de aire comprimido o sistemas neumáticos, los cuales brindan un movimiento controlado mediante la utilización de cilindros y motores neumáticos.

Un sistema neumático se compone de una estación de generación del aire, la misma lleva el nombre de compresor de aire, también tiene un depósito, un sistema de preparación de aire o filtro y la red de tubería [12].

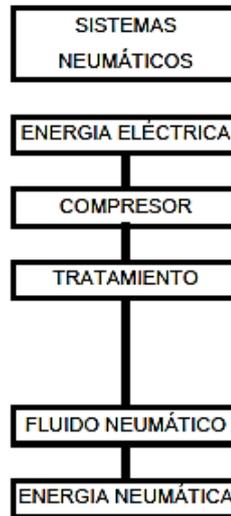


Figura 2-12. Diagrama de bloques transformación de energía.

Fuente: Cabrera Anda [13].

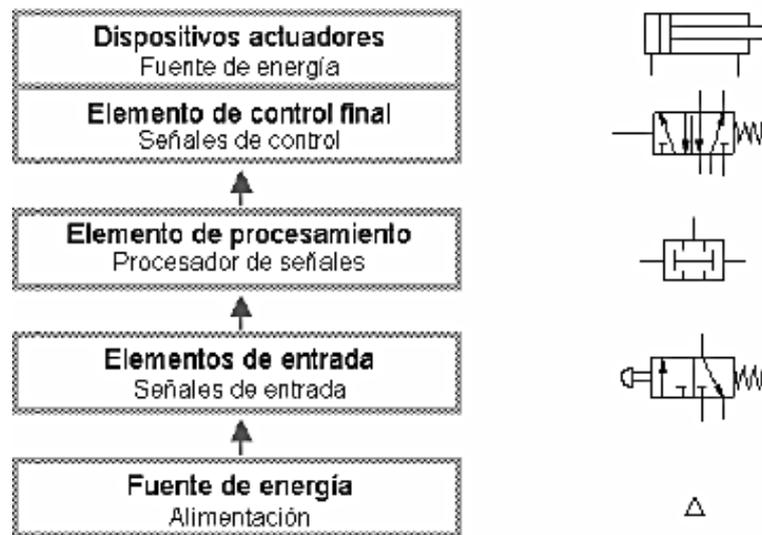


Figura 2-13. Componentes de circuitos neumáticos.

Fuente: Cabrera Anda [13].

2.2.3.1. Cilindro de simple efecto

Este actuador neumático realiza su trabajo mecánico en un solo sentido de movimiento, su retorno es provocado por una fuerza externa y en ocasiones por un resorte interior ubicado en dirección contraria al movimiento. Se lo conoce también por tener una sola entrada de aire [13].



Figura 2-14. Cilindro de simple efecto.

Fuente: Cabrera Anda, página 47, [13].

2.2.3.2. Cilindro de doble efecto

Al poseer dos entradas de aire, realiza su trabajo mecánico en ambos sentidos lo que origina dos fuerzas que no son iguales, debido a las áreas efectivas de los costados del pistón [13].



Figura 2-15. Cilindro de doble efecto.

Fuente: Cabrera Anda, página, 48 [13].

2.2.4. Sistema alimentador de tela

Este sistema es el más relevante del proyecto, ya que mediante su estructura y configuración de rodillos se deben cumplir los procesos de desenrollado de la tela y el transporte de la misma hasta la superficie de corte de la troqueladora.

En la figura 2.16 y 2.17 se presentan dichos procesos.

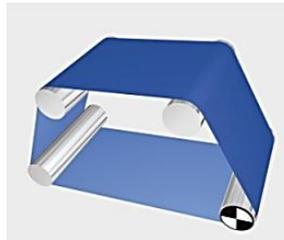


Figura 2-16. Transporte de tejido.

Fuente: ELSTRETCHER [14].



Figura 2-17. Desenrollado y transporte.

Fuente: ELSTRETCHER [14].

2.2.4.1. Tipos de alimentadores de tela

Cabe indicar que los tipos de alimentadores que a continuación se presentan utilizan una configuración de conjunto de rodillos para facilitar los procesos antes ya mencionados.

Máquina enrolladora [15].

Sus características técnicas son:

- ✓ De 0 a 40 metros/ min. (contador de metraje)
- ✓ Ancho de tejido de 1.8 a 3.2 metros.
- ✓ Diámetro del rollo hasta 0.4 metros.
- ✓ Peso del rollo hasta 100 kg.
- ✓ Potencia 2 kW.
- ✓ Voltaje 220/380 V.



Figura 2-18. Eced 180 máquina enrolladora.

Fuente: DYPIMAX [15].

Desenrollador de rollos clásico [16].



Figura 2-19. Desenrollador clásico.

Fuente: Cable equipments [16].

Tabla 2-6. Desenrollador de rollos clásicos, especificaciones técnicas.

Especificaciones técnicas.	
Peso máximo.	1200 kg.
Carretes.	600 a 1200 mm de diámetro
Peso.	38 kg
Dimensiones.	An. 825 x F 750 x Al 1200 mm
Rodamientos estancos	-

Fuente: Cable equipments [16].

Máquina tendedora manual [10].



Figura 2-20. Máquina tendedora manual.

Fuente: Eastman [10].

Tabla 2-7. Máquina tendedora manual especificaciones técnicas

Especificaciones técnicas	
Peso máximo del rollo	57 kg
Diámetro máximo del rollo	61 cm
Requerimientos eléctricos	110 V, 220 V
Peso de la máquina	113.4 kg

Fuente: Eastman [10].

2.2.5. Método ASD para el diseño de ambas estructuras

En este método las cargas de servicio no se multiplican por factores de carga, al contrario se acumulan como tales, para varias combinaciones factibles y así los mayores valores obtenidos se utilizan para el cálculo de fuerzas en los miembros. Tales fuerzas totales no deben ser mayores que las resistencias nominales de los miembros, divididas por factores de seguridad apropiados, así [17].

$$\frac{\text{Resistencia nominal}}{\text{Factor de seguridad } \Omega} \geq \text{fuerza calculada, } R_a \quad (\text{Ec. 2-1})$$

$$\frac{R_n}{\Omega} \geq R_a \quad (\text{Ec. 2-2})$$

Grupos de cargas de servicio:

- ✓ D
- ✓ D + L
- ✓ D + (L, S o R)
- ✓ D + 0.75L + 0.75(L, S o R)
- ✓ D + (0.6W o 0.7E)
- ✓ (a) D + 0.75L + 0.75(0.6W) + 0.75(L, S o R)
- (b) D + 0.75L + 0.75 (0.7E) + 0.75S
- ✓ 0.6D + 0.6W
- ✓ 0.6D + 0.7E

Significados de cargas: (D carga muerta; L carga viva; S carga de nieve; R carga nominal debido a la precipitación pluvial; W carga de viento; E carga de sismo) [17].

2.2.5.1. Tipos de vigas

Las vigas son aquellos miembros que soportan cargas transversales, generalmente se utilizan en posición horizontal y soportan cargas por gravedad o verticales.

Los tipos de vigas son los siguientes:

- ✓ **Viguetas:** Vigas estrechamente separadas para los pisos y techos de edificios.
- ✓ **Dinteles:** se colocan sobre aberturas en muros de mampostería como puertas y ventanas.
- ✓ **Vigas de fachada:** soportan las paredes exteriores de edificios y también parte de las cargas de los pisos y corredores.
- ✓ **Largueros de puente:** vigas en los pisos de puentes.
- ✓ **Trabe:** denota una viga grande a la que se conectan otras de menor tamaño.

2.2.5.2. Esfuerzos de flexión

Si la viga está sujeta a momento de flexión, el esfuerzo en cualquier punto se puede calcular con la fórmula de la flexión siguiente $fb=Mc/I$, siempre y cuando el máximo esfuerzo calculado en la viga es menor que el límite elástico.

El valor I/c es una constante para una sección específica y se denomina módulo de sección (S). Entonces la flexión se puede representar por:

$$f_b = \frac{M_c}{I} = \frac{M}{S} \quad (\text{Ec. 2-3})$$

A continuación en la figura 2-21 se presentan algunas variaciones de esfuerzo de flexión debidos a diferentes momentos.

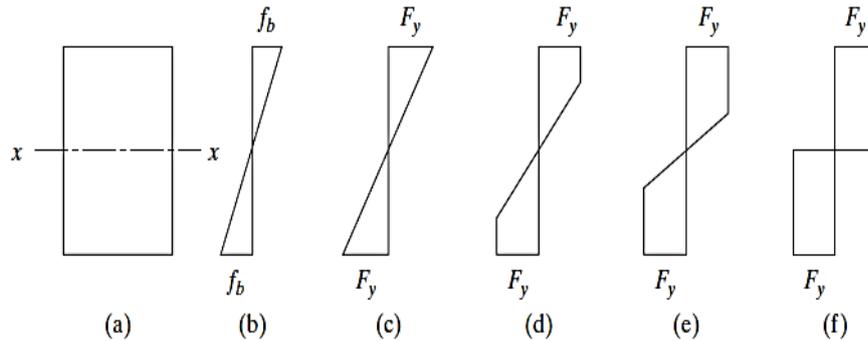


Figura 2-21. Variaciones del esfuerzo de flexión debidas a incrementos del momento en el eje x.

Fuente: McCormac, pág. 239 [17].

2.2.5.3. Diseño de vigas por momentos

Una viga simplemente apoyada se flexiona hacia abajo al ser sometida a cargas de gravedad y se comportará como un miembro a compresión ya que su parte superior también lo está.

En la figura 2-22 se muestra una curva característica con los momentos resistentes nominales o momentos de pandeo de una viga en función de longitudes variables no soportadas lateralmente.

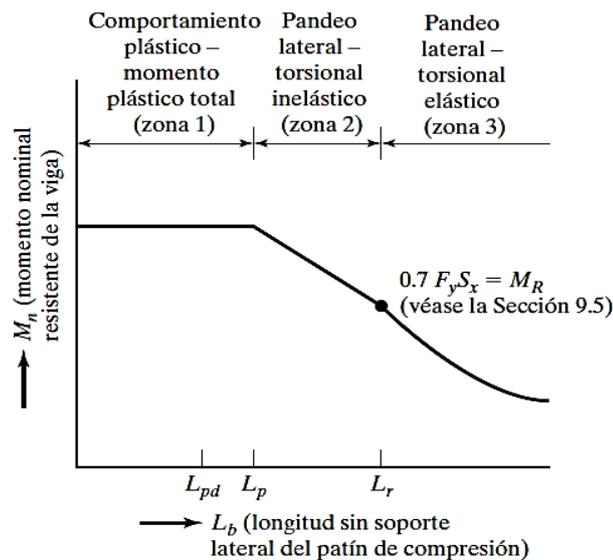


Figura 2-22. Momento nominal en función de la longitud, no soportada lateralmente, del patín de compresión.

Fuente: McCormac, pág. 264 [17].

Al tener un soporte lateral continuo o estrechamente espaciado, las vigas se pandearán plásticamente ubicándose en la zona 1 de pandeo. Conforme se incrementa la separación entre los soportes laterales, las vigas empezarán a fallar inelásticamente bajo momentos menores quedando en la zona 2. “Finalmente, con longitudes mayores sin soporte lateral, las vigas fallarán elásticamente quedando en la zona 3” [17].

Comportamiento plástico zona 1

Los momentos en esas vigas pueden alcanzar M_p (momento plástico) y luego desarrollar una capacidad de rotación suficiente para que se redistribuyan los momentos.

“Si ensayamos ahora una de esas vigas compactas y suministramos soporte lateral estrechamente espaciado en su patín de compresión, encontraremos que aún podemos cargarla hasta que se alcance el momento plástico y se redistribuyan los momentos, siempre que la separación entre los soportes laterales no exceda un cierto valor llamado L_p . (El valor de L_p depende de las dimensiones de la sección transversal de la viga y de su esfuerzo de fluencia)” [17].

$$M_p = M_n = F_y Z \quad (\text{Ecuación F2 - 1 del AISC}) \quad (\text{Ec. 2-4})$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{F_y Z}{\Omega_b}$$

$$\Omega_b = 1.67 \rightarrow ASD$$

$$L_b < L_p \rightarrow \text{Zona 1 (ASD)}$$

$$L_p = 1.76 r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (\text{Ecuación F2 - 5 del AISC}) \quad (\text{Ec. 2-5})$$

Pandeo inelástico zona 2

En esta zona se puede flexionar el miembro hasta que se alcance la deformación de fluencia en algunos, pero no en todos sus elementos a compresión, antes de que ocurra el pandeo.

Cuando ocurre un momento constante a lo largo de la longitud sin soporte lateral, o a medida que esta longitud en el patín de compresión de una viga o la distancia entre los puntos de arriostamiento de torsión aumentan más allá de L_p , la capacidad por momento de la sección se reduce cada vez más. Por último, para una longitud

sin soporte L_r , la sección se pandeará elásticamente tan pronto como se alcance el esfuerzo de fluencia.

La resistencia nominal de momento para las longitudes sin soporte lateral entre L_p y L_r se calcula con la siguiente ecuación [17].

$$M_n = C_b \left(M_p - (M_p - 0.7F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right) \quad (\text{Ec. 2-6})$$

$$\leq M_p \quad (\text{Ecuación F2 - 2 del AISC})$$

L_r es una función de varias propiedades de la sección, tales como su área transversal, módulo de elasticidad, esfuerzo de fluencia y sus propiedades por torsión y alabeo [17].

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = C_b \left[\frac{M_{px}}{\Omega_b} - BF(L_b - L_p) \right] ASD \quad (\text{Ec. 2-7})$$

$$C_b = \frac{12.5M_{m\acute{a}x}}{2.5M_{m\acute{a}x} + 3M_A + 4M_B + 3M_C} \quad (\text{Ec. 2-8})$$

M_A = momento a $\frac{1}{4}$ de longitud de la viga

M_B = momento a $\frac{1}{2}$ de la longitud de la viga

M_C = momento a $\frac{3}{4}$ de la longitud de la viga.

Pandeo elástico (zona 3)

Si la longitud no soportada lateralmente es mayor que L_r , la sección se pandeará elásticamente antes de que se alcance el esfuerzo de fluencia en cualquier punto. Al aumentar esta longitud, el momento de pandeo se vuelve cada vez más pequeño. Al incrementar el momento en una viga tal, ésta se deflexionará transversalmente más y más hasta que se alcance un valor crítico para el momento (M_{cr}) [17].

$$L_r = 1.95r_{ts} \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{J C}{S_x h_o}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + 6.75 \left(\frac{E}{0.7F_y} \times \frac{S_x}{J} \times \frac{h_o}{C} \right)^2}} \quad (\text{Ec. 2-9})$$

Donde:

r_{ts} = radio efectivo del perfil

J = constante de torsión.

C = 1 para perfiles I de doble simetría.

h_o = Distancia entre los centroides de los patines

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas para portarrollos y alimentador de tela.

La selección de alternativas para ambas partes del dispensador de tela se la realiza mediante el método ordinal corregido de los criterios ponderados.

3.1.1. Método ordinal corregido de los criterios ponderados.

Este método se basa en unas tablas en las cuales cada criterio compite con los demás, de manera que tienen que ser ordenados respecto a su grado de importancia para el diseño y luego ser asignados con los siguientes valores:

- ✓ **1** si el criterio de las filas es superior o mejor al de las columnas.
- ✓ **0.5** si la solución o criterio de las filas es equivalente al de las columnas.
- ✓ **0** si la solución es inferior al de las columnas.

Una vez realizada la tabla con los criterios colocados en el orden de acuerdo al diseñador se procede a realizar una sumatoria en cada una de las filas y al valor final se le agrega la unidad con el fin de no perjudicar al criterio menos favorable o que tenga una valoración nula, después se calculan los valores ponderados para cada solución.

Finalmente, la evaluación total de cada criterio resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico de cada criterio, el peso específico de cada solución y criterio se obtiene dividiendo la sumatoria de la evaluación más la unidad entre la suma total como se muestra en la tabla 3-1 [18].

Los diseños a evaluar son los siguientes:

- ✓ **Diseño 1:** Alimentador manual de tejido-
- ✓ **Diseño 2:** Caja de laminación- 3 roll
- ✓ **Diseño 3:** Multi-roll carrusel
- ✓ **Diseño 4:** Cloth unwinding truck
- ✓ **Diseño 5:** Z-271 Hanger transport rack
- ✓ **Diseño 6:** Rollo truck model 130

3.1.2. Selección de alternativas para portarrollos.

La selección de alternativas del portarrollos se realiza en base a los criterios técnicos: Capacidad, movilidad, funcionalidad, factibilidad de construcción y costo.

- ✓ **Capacidad:** la capacidad necesaria que la empresa requiere es de doce rollos como capacidad máxima.
- ✓ **Movilidad:** requerimiento importante ya que el porta rollos debe ser dirigido hasta la bodega de la planta para su carga y descarga.
- ✓ **Funcionalidad:** el modelo requerido debe ser netamente mecánico manual.
- ✓ **Factibilidad de construcción:** este criterio depende de la tecnología, materiales y herramientas necesarias que cada modelo necesita para su construcción, las mismas deben ser de fácil adquisición en la localidad. Su diseño debe ser seguro para el alojamiento de los rollos de lona.
- ✓ **Costo:** este parámetro es considerado muy importante ya que existe un límite de inversión, el mismo es evaluado mediante un sondeo de costos de materiales en el mercado local.

3.1.2.1. Evaluación de los criterios para el portarrollos.

A continuación se presenta la tabla 3-1 con los criterios ordenados de acuerdo a su grado de importancia en dirección superior a inferior y de derecha a izquierda, los mismos que son evaluados o ponderados de acuerdo al método de evaluación utilizado para este proyecto.

Tabla 3-1. Orden jerárquico y ponderación de criterios para cargador de rollos.

CRITERIOS	Capacidad	Costo	Funcionalidad	F. de construcción	Movilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Capacidad	1	1	1	1	1	5	0,333
Costo	0	1	1	1	1	4	0,266
Funcionalidad	0	0	0,5	0,5	1	2,5	0,166
Factibilidad de construcción.	0	0	0,5	1	1	2,5	0,166
Movilidad	0	0	0	0	1	1	0,066
	SUMA					15	1

Fuente: Autor

3.1.2.2. Evaluación de los criterios de cada solución del cargador de rollos

La evaluación de cada uno de los criterios propuestos para los diferentes diseños o soluciones se realiza con el fin de obtener el peso específico en cada solución, permitiendo realizar la tabla de resultados (tabla 3-7) y llegar a la solución final.

En la tabla 3-2 se procede a evaluar el criterio capacidad hasta obtener el peso específico para cada solución.

Tabla 3-2. Evaluación del peso específico del criterio Capacidad.

Diseño 1 < diseño 2 < diseño 3 < diseño 4 > diseño 5 < diseño 6

CAPACIDAD	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	Diseño 4	Diseño 5	Diseño 6	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	0	0	0	0	1	0.0476
Diseño 2	1	0	0	0	0	0	2	0.0952
Diseño 3	1	1	0	0	0	0	3	0.1428
Diseño 4	1	1	1	0	1	1	6	0.2857
Diseño 5	1	1	1	0	1	1	5	0.2380
Diseño 6	1	1	1	0	0	1	4	0.1904
SUMA							21	1

Fuente: Autor

En la siguiente tabla se presenta la evaluación para obtener el peso específico del criterio costo para cada solución.

Tabla 3-3. Evaluación del peso específico del criterio costo.

Diseño 1 > diseño 2 > diseño 3 < diseño 4 > diseño 5 = diseño 6

COSTO	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	Diseño 4	Diseño 5	Diseño 6	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	1	1	1	0	0	0	4	0.1818
Diseño 2	0	1	1	0	0	0	2	0.0909
Diseño 3	0	0	1	0	0	0	1	0.0454
Diseño 4	1	1	1	1	1	1	6	0.2727
Diseño 5	1	1	1	0	1	0.5	4.5	0.2045
Diseño 6	1	1	1	0	0.5	1	4.5	0.2045
SUMA							22	1

Fuente: Autor

En la tabla 3-4 se evalúa el criterio funcionalidad en cada solución y se obtiene el peso específico de cada uno.

Tabla 3-4. Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.

Diseño 1 > diseño 2 > diseño 3 < diseño 4 =diseño 5 = diseño 6

FUNCIONALIDAD	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	Diseño 4	Diseño 5	Diseño 6	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	1	0	0	0.5	0.5	0.5	4.5	0.225
Diseño 2	0	1	0	0	0	0	1	0.05
Diseño 3	0	0	1	0	0	0	1	0.05
Diseño 4	0.5	1	1	1	0.5	0.5	4.5	0.225
Diseño 5	0.5	1	1	0.5	1	0.5	4.5	0.225
Diseño 6	0.5	1	1	0.5	0.5	1	4.5	0.225
SUMA							20	1

Fuente: Autor

Seguidamente se presenta la evaluación de la factibilidad de construcción de cada diseño, y de acuerdo al método de evaluación utilizado obtener el peso específico de los mismos, ver tabla 3-5.

Tabla 3-5. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de construcción.

Diseño 1 > diseño 2 > diseño 3 < diseño 4 > diseño 5 > diseño 6

FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	Diseño 4	Diseño 5	Diseño 6	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	1	0	0	0	0.5	1	4.5	0.2142
Diseño 2	0	1	0	0	0	0	2	0.0952
Diseño 3	0	0	1	0	0	0	1	0.0476
Diseño 4	1	1	1	1	1	1	6	0.2857
Diseño 5	0.5	1	1	0	1	1	4.5	0.2142
Diseño 6	0	1	1	0	0	1	3	0.1428
SUMA							21	1

Fuente: Autor

Finalmente en la tabla 3-6 se realiza la evaluación del criterio movilidad obteniendo el valor de los pesos específicos de cada diseño o solución propuestos para el cargador de rollos de lona.

Tabla 3-6.Evaluación del peso específico del criterio factibilidad movilidad.

Diseño 1 = diseño 2 = diseño 3 < diseño 4 =diseño 5 = diseño 6

MOVILIDAD	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	Diseño 4	Diseño 5	Diseño 6	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1		0.5	0.5	0	0	0	2	0.0952
Diseño 2	0.5		0.5	0	0	0	2	0.0952
Diseño 3	0.5	0.5		0	0	0	2	0.0952
Diseño 4	1	1	1		0.5	0.5	5	0.2380
Diseño 5	1	1	1	0.5		0.5	5	0.2380
Diseño 6	1	1	1	0.5	0.5		5	0.2380
SUMA							21	1

Fuente: Autor

3.1.2.3. Resultado de la evaluación de criterios y selección del diseño final

En la siguiente tabla se presenta el resultado final de la evaluación de cada criterio y de acuerdo al método se obtiene el diseño o solución para el cargador de rollos.

Tabla 3-7. Resultado de la evaluación de criterios

RESULTADOS	Capacidad	Costo	Funcionalidad	F. de construcción	Movilidad	Σ	Prioridad
D. 1	0.04 x 0.33	0.18 x 0.26	0.22 x 0.16	0.21 x 0.16	0.09 x 0.06	0.134	4
D. 2	0.09 x 0.33	0.09 x 0.26	0.05 x 0.16	0.09 x 0.16	0.09 x 0.06	0.08	5
D. 3	0.14 x 0.33	0.04 x 0.26	0.05 x 0.16	0.04 x 0.16	0.09 x 0.06	0.07	6
D. 4	0.28 x 0.33	0.27 x 0.26	0.22 x 0.16	0.28 x 0.16	0.23 x 0.06	0.25	1
D. 5	0.23 x 0.33	0.20 x 0.26	0.22 x 0.16	0.21 x 0.16	0.23 x 0.06	0.21	2
D. 6	0.19 x 0.33	0.20 x 0.26	0.22 x 0.16	0.14 x 0.16	0.23 x 0.06	0.186	3

Fuente: Autor

CONCLUSIÓN: el Diseño 4 (Cloth unwinding truck) es la mejor opción para nuestro diseño descartando las demás opciones, de manera que en éste diseño se basa para el proyecto actual.

3.1.3. Selección de alternativas del alimentador de material.

En este caso para el alimentador de tela se van a considerar los siguientes criterios: F. de construcción, funcionalidad, mantenimiento, F. de montaje y costo.

- ✓ **Factibilidad de construcción:** de la misma manera este criterio está enfocado en si la adquisición de los recursos necesarios para su construcción es fácilmente accesible en la localidad.
- ✓ **Funcionalidad:** este campo es muy importante ya que el alimentador de tela debe ser capaz de transportar al bloque de 12 capas de material, puede ser mecánico o eléctrico sin problema ya que posteriormente su movimiento va a ser sincronizado con el de la máquina troqueladora de puente.
- ✓ **Mantenimiento:** este factor es relevante en cualquier tipo de máquina por lo que se ha tomado en cuenta para el presente estudio y proceder a realizar cualquier tipo de mantenimiento ya sea preventivo o correctivo.
- ✓ **Factibilidad de montaje:** es importante a la hora del mantenimiento ya que en caso extremo de fallo se deberá realizar el desmontaje total de la máquina.
- ✓ **Costo:** Es realmente importante ya que no se debe superar el presupuesto inicial y que puede ser un factor desfavorable que impedirá la culminación del proyecto.

Los diseños a evaluar para el alimentador de tela son los siguientes:

- ✓ **Diseño 1:** Máquina enrolladora
- ✓ **Diseño 2:** Desenrollador de rollos clásico
- ✓ **Diseño 3:** Máquina tendedora manual.

3.1.3.1. Evaluación de los criterios para el alimentador de tela.

Los criterios planteados para el alimentador de tela son ordenados de la siguiente manera según su jerarquía de acuerdo al diseñador.

Tabla 3-8. Orden jerárquico y ponderación de criterios para alimentador de tela.

SOLUCIÓN	Funcionalidad	Costo	F. construcción	F. de montaje	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderado
Funcionalidad	1	1	1	1	1	5	0,333
Costo	0	1	1	1	1	4	0,266
Factibilidad de construcción	0	0	0.5	1	1	2.5	0,166
Factibilidad de montaje	0	0	0.5	1	1	2.5	0,166
Mantenimiento	0	0	0	0	1	1	0,066
SUMA						15	1

Fuente: Autor

3.1.3.2. Evaluación de cada criterio para cada solución del alimentador

En primera instancia se evalúa cada criterio planteado para cada diseño lo que nos permite armar la tabla de resultados y mediante la aplicación del método con los pesos específicos obtenidos se puede seleccionar el diseño adecuado para el alimentador de tela.

En la tabla 3-9 se presenta la evaluación del criterio funcionalidad para obtener el peso específico de los diseños propuestos.

Tabla 3-9. Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.

Diseño 1 < diseño 2 > diseño 3

FUNCIONALIDAD	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	1	2	0.33
Diseño 2	1	0	1	3	0.5
Diseño 3	0	0	0	1	0.16
SUMA				6	1

Fuente: Autor

A continuación se presenta la evaluación del criterio costo y se calcula el peso específico de cada diseño, ver tabla 3-10.

Este criterio es realmente importante ya que dentro del diseño global del dispensador podría ser un limitante o un obstáculo para su posterior construcción, ya que al ser demasiado costoso representaría una mayor inversión para la empresa por lo que el costo deber ser analizado minuciosamente en cada modelo planteado.

Tabla 3-10. Evaluación del peso específico del criterio costo.

Diseño 1 < diseño 2 > diseño 3

COSTO	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	0	1	0.16
Diseño 2	1	0	1	3	0.5
Diseño 3	1	0	0	2	0.33
SUMA				6	1

Fuente: Autor

En la tabla 3-11 se evalúa la factibilidad de construcción de las tres posibles soluciones planteadas para el alimentador de tela y se calculan sus respectivos pesos específicos.

Este criterio debe ser analizado cuidadosamente antes de proceder a su evaluación ya que se puede tener como resultado un modelo de difícil construcción en la localidad.

Tabla 3-11. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de construcción.

Diseño 1 < diseño 2 > diseño 3

FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	0	1	0.16
Diseño 2	1	1	1	3	0.5
Diseño 3	1	0	1	2	0.33
SUMA				6	1

Fuente: Autor

Seguidamente se ejecuta la ponderación o evaluación de la factibilidad de montaje de cada diseño y se obtiene el peso específico de cada uno.

Tabla 3-12. Evaluación del peso específico del criterio factibilidad de montaje.

Diseño 1 < diseño 2 > diseño 3

FACTIBILIDAD DE MONTAJE	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	0	1	0.16
Diseño 2	1	1	1	3	0.5
Diseño 3	1	0	1	2	0.33
SUMA				6	1

Fuente: Autor

En la tabla 3-13 se observa la ponderación del criterio técnico mantenimiento que para cada diseño es totalmente diferente, mediante un previo análisis se evalúa y se calcula sus pesos específicos para armar la tabla de resultados y así llegar a la solución final para el alimentador de tela.

Tabla 3-13. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

Diseño 1 < diseño 2 > diseño 3

MANTENIMIENTO	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3	$\Sigma+1$	Ponderado
Diseño 1	0	0	0	1	0.16
Diseño 2	1	1	1	3	0.5
Diseño 3	1	0	2	2	0.33
SUMA				6	1

Fuente: Autor

3.1.3.3. Resultados de la evaluación de criterios y selección del diseño final

Una vez realizado la valoración de criterios en la tabla 3-14 se procede a calcular los resultados de cada criterio respecto a cada diseño, para luego mediante sumatoria obtener un valor global de cada solución. Finalmente de los resultados la solución con mayor valor es la seleccionada para el alimentador de tela del dispensador.

Tabla 3-14. Resultado de la evaluación de criterios.

RESULTADOS	Funcionalidad	Costo	F. de construcción	F. de montaje.	Mantenimiento.	Σ	Prioridad
Diseño 1	0.33 x 0.33	0.16 x 0.26	0.16 x 0.16	0.16 x 0.16	0.16 x 0.06	0.21	3
Diseño 2	0.5 x 0.33	0.5 x 0.26	0.5 x 0.16	0.5 x 0.16	0.5 x 0.06	0.48	1
Diseño 3	0.16 x 0.33	0.33 x 0.26	0.33 x 0.16	0.33 x 0.16	0.33 x 0.06	0.26	2

Fuente: Autor

El alimentador de tela será construido en base al modelo enrollador clásico (Diseño 2) que cuenta con una configuración de conjunto de rodillos que posteriormente se presenta, adicionalmente se implementará un sistema neumático en uno de sus rodillos con el fin de darle un movimiento vertical al elemento y poder desenrollar el material que se encuentra en el cargador de rollos, ver figura 3-1.

3.2. Cálculos o modelo operativo

3.2.1. Diseño del cargador de rollos.

Mediante la valoración realizada en la selección de alternativas se determinó el modelo de cargador a ser diseñado para el presente trabajo, es decir el modelo cloth unwinding truck, en el cual se va a realizar una variante de orientación de sus hileras de manera horizontal para seis rollos cada una, como se puede observar en la figura 3-1.

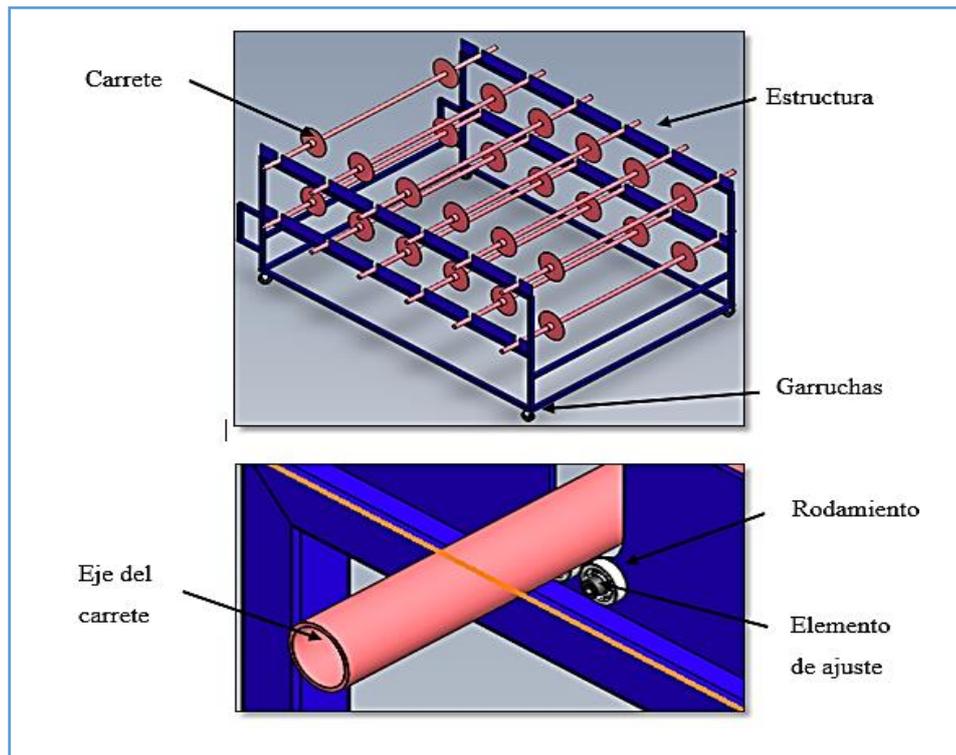


Figura 3-1. Esquema del cargador de rollos.

Fuente: Autor

El carrete consta de un eje todavía no dimensionado y de dos discos que servirán de seguros para que el rollo de tela no se mueva durante el trabajo, estos discos serán ajustados mediante prisioneros contra el eje, ver figura 3-2.



Figura 3-2. Carrete para rollo de lona.

Fuente: Autor

En la figura 3-3 se puede observar la configuración que tiene la estructura del cargador de rollos.

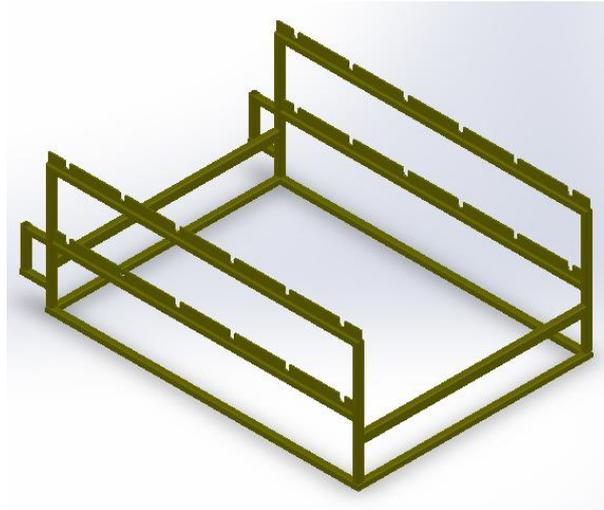


Figura 3-3. Estructura cargador de rollos.

Fuente: Autor

Los ejes de los carretes serán apoyados sobre rodamientos los mismos que permitirán su movimiento, ver figura 3.4.

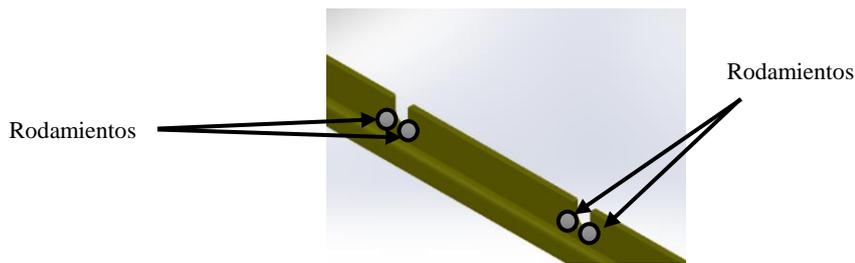


Figura 3-4. Movilidad del carrete mediante rodamientos

Fuente: Autor

3.2.1.1. Dimensionamiento del eje del carrete y de la estructura del cargador.

Eje del carrete

Al conocer las dimensiones del rollo de tela se procede en primera instancia a dimensionar el carrete, para lo cual se sabe que el rollo de lona tiene 1.5 m de ancho. El eje del carrete tendrá una longitud de 2.1 m con el fin de alojar de manera segura al rollo de lona como se muestra en la figura 3.5, esta longitud también garantiza que el eje se apoye sobre los rodamientos, ver figura 3.6.

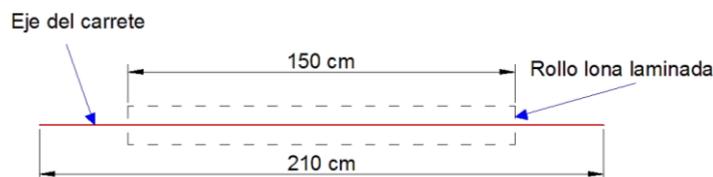


Figura 3-5. Dimensiones del eje del carrete.

Fuente: Autor

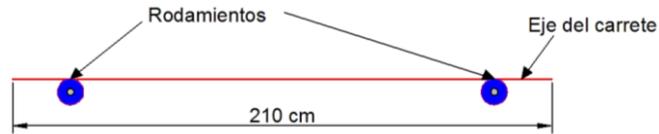


Figura 3-6. Eje del carrete y rodamientos.

Fuente: Autor

Estructura del cargador

Las dimensiones de la estructura del cargador de rollos están planteadas de acuerdo a las dimensiones del carrete junto con el rollo de tela o lona (1.50 metros), ver figuras 3.7, 3.8 y 3.9.



Figura 3-7. Dimensiones de la base del cargador.

Fuente: Autor

Vista lateral del cargador, medidas en cm.

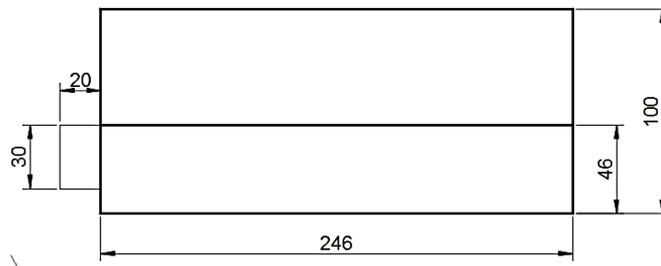


Figura 3-8. Vista lateral del cargador de rollos.

Fuente: Autor

Vista frontal del cargador, medidas en cm.

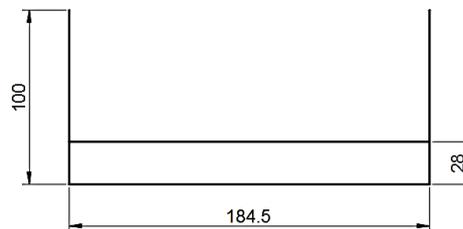


Figura 3-9. Vista frontal del cargador.

Fuente: Autor

3.2.1.2. Cálculo de la carga a soportar

Los datos del rollo de lona laminada fueron proporcionados por la empresa DISTRISHOES, la cual posee los catálogos de su distribuidor como es la empresa TEIMSA, ver anexo A.

DATOS:

Peso por área = 630 gr / m²

Ancho = 1.50 m

Largo = 40 m

$$Peso = 630 \frac{gr}{m^2} \times \frac{1 kg}{1000 gr} = 0.63 \frac{kg}{m^2}$$

$$\text{Área} = L \times A \quad (\text{Ec. 3-1})$$

$$\text{Área} = 40 \times 1.50 = 60 m^2$$

$$Peso \text{ del rollo} = peso \text{ por área} \times \text{área} \quad (\text{Ec. 3-2})$$

$$Peso \text{ del rollo} = 0.63 \frac{kg}{m^2} \times 60 m^2 = \mathbf{37.8 kg}$$

Debido a que el rollo está junto con el carrete y tomando en cuenta que es un valor para diseño el peso será de **40 kg**.

$$Peso \text{ total} = \text{Número de rollos} \times Peso \text{ rollo} \quad (\text{Ec. 3-3})$$

$$Peso \text{ total} = 12 \times 40kg$$

$$Peso \text{ total} = \mathbf{480 kg}$$

3.2.1.3. Diseño de la viga de la estructura del cargador.

Se analizará la viga crítica donde se apoyan los rollos de tela, aquí es donde se elegirá el perfil adecuado para dicha viga; el perfil seleccionado de acero ASTM A36 se aplicará en toda la estructura.

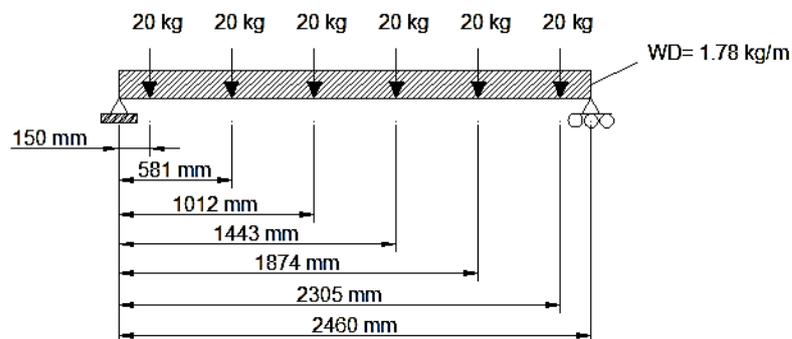


Figura 3-10. Diagrama de fuerzas en la viga crítica.

Fuente: Autor

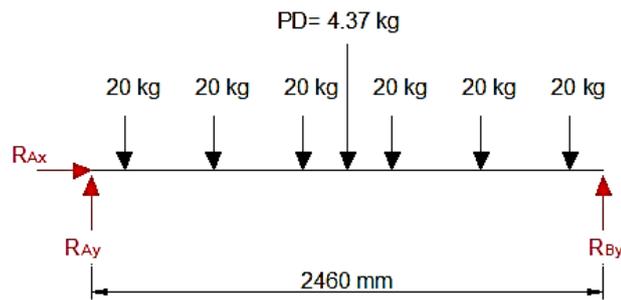


Figura 3-11. Diagrama de cuerpo libre de la viga.

Fuente: Autor

Datos:

$P = 20 \text{ kg}$; es la mitad del peso del rollo ya que está apoyado en los dos extremos.

$L_b = 2460 \text{ mm} = 2.46 \text{ m}$

$WD = 1.78 \text{ kg / m}$; Valor del peso propio de la viga, ver tabla 3.16.

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{Ec. 3-4})$$

$$R_{AX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (\text{Ec. 3-5})$$

$$R_{AY} + R_{BY} = (20 + 20 + 20 + 20 + 20 + 20 + 4.37)kg$$

$$R_{AY} = 124.37 - R_{BY}$$

$$R_{AY} = 124.37kg - 62.06kg$$

$$R_{AY} = 62.31kg$$

$$R_{AY} = 610.64 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (\text{Ec. 3-6})$$

$$R_{BY}(2.46) - 20(2.305) - 20(1.874) - 20(1.443) - 20(1.012) - 20(0.581) - 20(0.150) - 4.37(1.23)$$

$$R_{BY} = \frac{152.67 \text{ kg/m}}{2.46m}$$

$$R_{BY} = 62.06kg$$

$$R_{BY} = 608.19 \text{ N}$$

En la figura 3-12 se pueden observar los diagramas de cortante y momento flector que fueron obtenidos gracias al software libre Md solid.

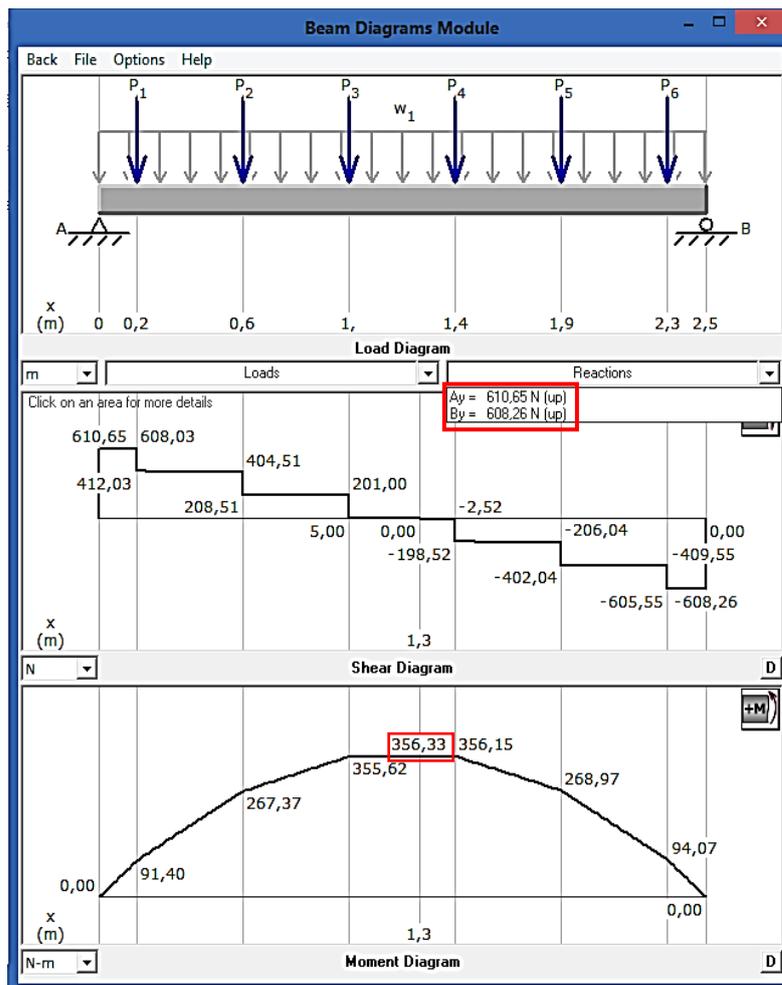


Figura 3-12. Diagrama de cortante y momento flector de la viga.

Fuente: Autor

Del diagrama de momento flector se tiene: $M_{m\acute{a}x} = 356.33 \text{ Nm} = 36.34 \text{ kgf m}$

Tabla 3-15. Resultados de reacciones y momento máximo.

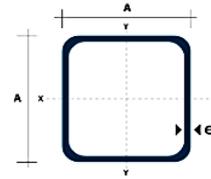
RESULTADOS DE REACCIONES Y MOMENTO MÁXIMO DE LA VIGA CRÍTICA	
Analítico	Software
$R_{Ay} = 610.64 \text{ N}$	$R_{Ay} = 610.65 \text{ N}$
$R_{By} = 608.19 \text{ N}$	$R_{By} = 608.26 \text{ N}$
$M_n = 356.33 \text{ Nm} = 36.34 \text{ kgf m}$	

Fuente: Autor

Para el cálculo de la viga se va a suponer un tubo cuadrado de 30x2 de acero estructural A36 del catálogo de Dipac, ver tabla 3.16 y anexo B.

Tabla 3-16. Propiedades de tubo cuadrado.

Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84



Fuente: Catálogo Dipac [19].

Adicional al tubo cuadrado se tiene una placa donde se alojarán los rodamientos, como se muestra en la figura 3.12.

Propiedades del perfil utilizadas para el cálculo

$E = 29 \text{ Mpsi}$; $F_y = 36 \text{ ksi}$, (ver anexo B1); $r_y = 0.7521 \text{ cm} = 0.296 \text{ plg}$ (del software);
 $L_b = 96.85 \text{ plg}$.

Cálculo del módulo de sección plástico Z

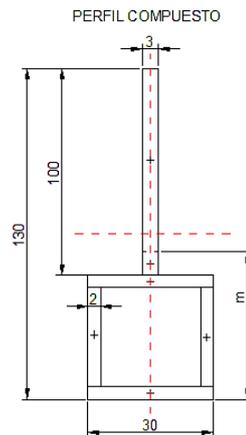


Figura 3-13. Dimensiones de perfil compuesto.

Fuente: Autor

$$(130 - m)(3) = (m - 30)(3) + (30)(2)(2) + (26)(2)(2)$$

$$390 - 3m = 3m - 90 + 120 + 104$$

$$256 = 6m$$

$$m = 42.6 \text{ mm}$$

$$Z = (87.4)(3)(43.7) + (12.6)(3)(6.3) + (30)(2)(13.6) + (26)(2)(2)(27.6) + (30)(2)(41.6)$$

$$Z = 11458.14 + 238.14 + 816 + 2870.4 + 2496$$

$$Z = 17878.68 \text{ mm}^3 = 17.87 \text{ cm}^3$$

Comprobación de Z mediante software de análisis estructural

Se ingresa las dimensiones del tubo cuadrado así como también las de la placa.

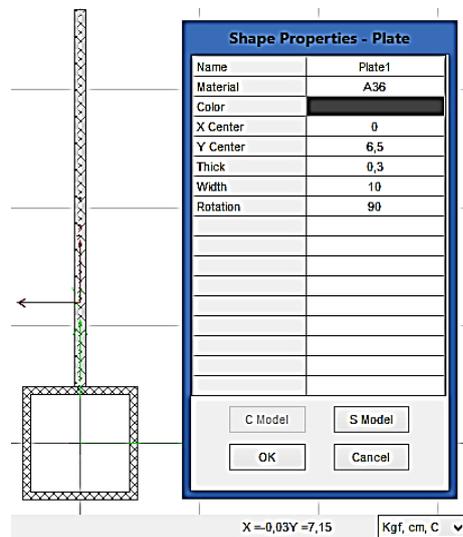


Figura 3-14. Dimensiones de la placa.

Fuente: Autor

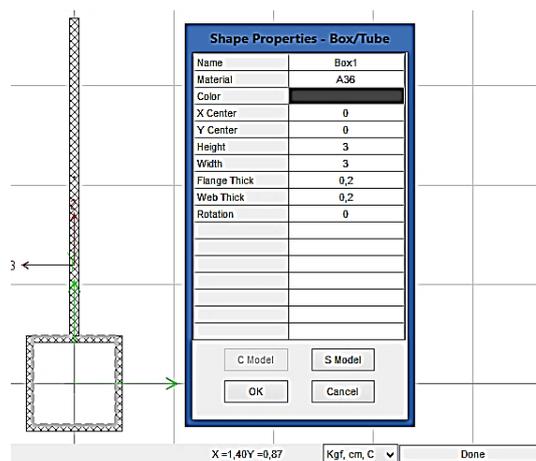


Figura 3-15. Dimensiones del tubo cuadrado 30x2.

Fuente: Autor

Al mostrar las propiedades del perfil modelado, el resultado es el siguiente:

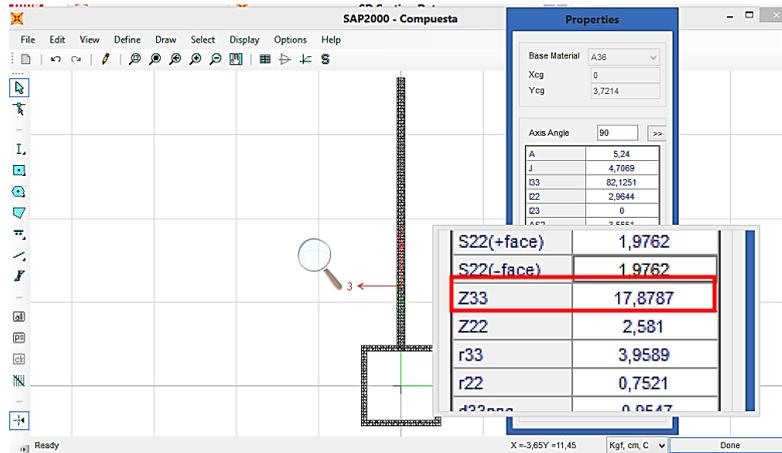


Figura 3-16. Módulo de sección plástico Z mediante software.

Fuente: Autor

Tabla 3-17. Resultados del módulo plástico.

RESULTADOS DEL MÓDULO PLÁSTICO	
Análítico	Software
$Z = 17.87 \text{ cm}^3 = 1.09 \text{ plg}^3$	$Z = 17.8787 \text{ cm}^3$

Fuente: Autor

Diseño de vigas por momentos método ASD

En primera instancia se identifica a que zona de deformación pertenece el perfil a diseñarse mediante la ecuación 3-7.

Si:

$$L_b < L_p \rightarrow \text{Zona 1} \quad (\text{Ec. 3-7})$$

$$L_p = 1.76r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (\text{Ec. 3-8})$$

$$L_p = 1.76(0.296) \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$L_p = 14.78 \text{ plg}$$

$$L_b \not< L_p \rightarrow \text{Zona 2}$$

Debido a la gran diferencia de valores en la relación de L_b y L_p se presume que la viga podría fallar en la zona 3, es decir $L_b > L_r$, por lo que se debe revisar lo siguiente:

$$L_r = 1.95r_{ts} \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{J C}{S_x h_o}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + 6.75 \left(\frac{E}{0.7F_y} \times \frac{S_x}{J} \times \frac{h_o}{C} \right)^2}} \quad (\text{Ec. 3-9})$$

$$r_{ts} = r_x = 3.95 \text{ cm} = 1.55 \text{ plg}$$

$$J = 4.70 \text{ cm}^4 = 0.11 \text{ plg}^4$$

$$S_x = 10.56 \text{ cm}^3 = 0.64 \text{ plg}^3$$

Distancia entre los centroides de los patines del perfil h_o

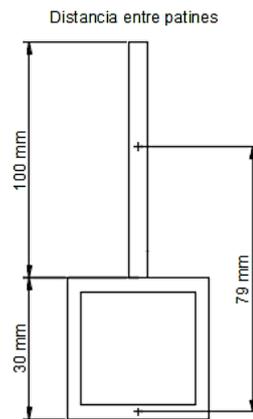


Figura 3-17. Distancia h_o del perfil compuesto.

Fuente: Autor

$$h_o = 79 \text{ mm} = 3.11 \text{ plg}$$

$$C = 1$$

$$L_r = 1.95(1.55) \frac{29000}{0.7(36)} \sqrt{\frac{0.11(1)}{0.64(3.11)}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + 6.75 \left(\frac{29000}{0.7(36)} \frac{0.64}{0.11} \times \frac{3.11}{1} \right)^2}}$$

$$L_r = 1156.63 \text{ plg}$$

$$\therefore L_p < L_b < L_r \rightarrow \text{Zona 2}$$

Cálculo del C_b .

$$C_b = \frac{12.5M_{\text{máx}}}{2.5M_{\text{máx}} + 3M_A + 4M_B + 3M_C} \quad (\text{Ec. 3-10})$$

Aprovechando el uso del software se puede ingresar las distintas distancias y obtener los momentos.

$$M_A = 27.99 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$M_B = 36.32 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$M_C = 28.04 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$C_b = \frac{12.5(36.34)}{2.5(36.34) + 3(27.99) + 4(36.32) + 3(28.04)}$$

$$C_b = 1.12$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{C_b}{\Omega_b} \left(M_p - (M_p - 0.7F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right) \leq M_p \quad (\text{Ec. 3-11})$$

$$M_p = \frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{F_y Z}{\Omega_b} \quad (\text{Ec. 3-12})$$

$$M_p = \frac{36(1.09)}{1.67} = 23.49 \text{ klb} * \text{plg}$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{1.12}{1.67} \left(23.49 - (23.49 - (0.7 \times 36 \times 0.96) \left(\frac{96.85 - 14.78}{1156.63 - 14.78} \right) \right)$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = 15.78 \text{ klb} * \text{plg}$$

Según la teoría de McCormac, si $\frac{M_n}{\Omega_b}$ es mayor que el momento máximo de esfuerzos conocido también como M_n , el diseño está correcto, entonces:

$$M_n = 36.34 \text{ kg} * \text{m} = 3.15 \text{ klb} * \text{plg}$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} > M_n \rightarrow OK!$$

$$15.78 \text{ klb} * \text{plg} > 3.15 \text{ klb} * \text{plg} \rightarrow OK!$$

Se tiene como resultado que el perfil cuadrado que se asumió para el cálculo sí resiste la carga, por lo que se va a utilizar el TC 30x2 mm en toda la estructura del cargador.

3.2.1.4. Diseño del eje del carrete

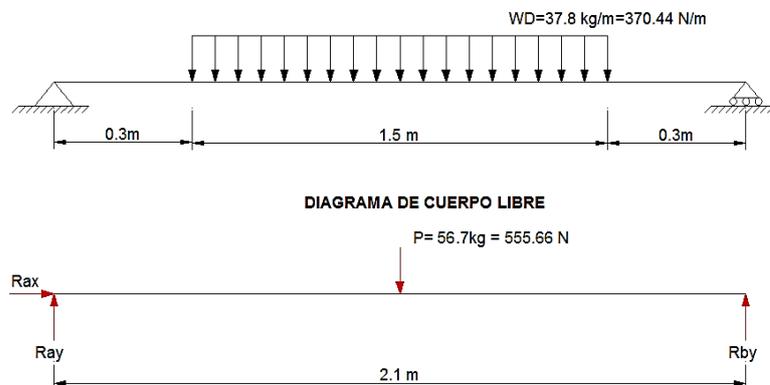


Figura 3-18. Diagrama de fuerzas y cuerpo libre del eje del carrete.

Fuente: Autor

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 56.7 = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = 56.7$$

$$R_{ay} = 56.7 - R_{by}$$

$$R_{ay} = 56.7 - 28.35$$

$$R_{ay} = 28.35 \text{ kg} = 277.83 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{by}(2.1) - 56.5(1.05) = 0$$

$$R_{by} = \frac{56.5(1.05)}{2.1}$$

$$R_{by} = 28.35 \text{ kg} = 277.83 \text{ N}$$

Ingresando las dimensiones del eje del carrete y el valor de la carga distribuida que corresponde al peso del rollo de la lona se obtienen los diagramas de cortante y momento flector, también se puede comparar los valores de las reacciones.

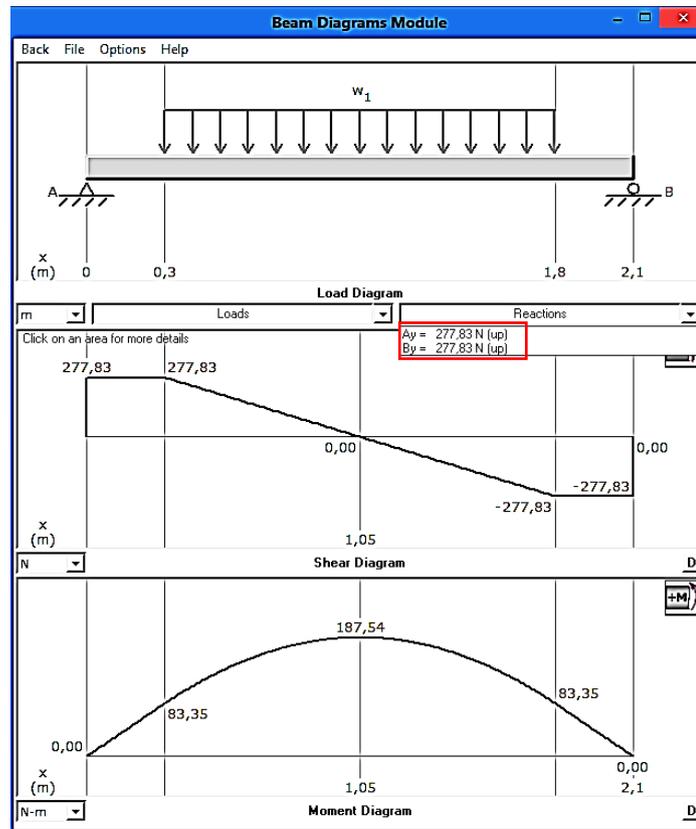


Figura 3-19. Diagrama de cortante y momento flector del eje del carrete.

Fuente: Autor

$$M_{\text{máx}} = 187.4 \text{ N} * m = 18.3 \text{ kgf} * m$$

Tabla 3-18. Resultados de reacciones y momento máximo del eje del carrete.

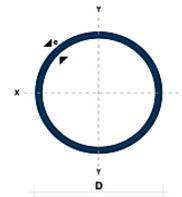
RESULTADOS DE REACCIONES Y MOMENTO MÁXIMO DEL EJE	
Analítico	Software
$R_{Ay} = 277.83 \text{ N}$	$R_{Ay} = 277.83 \text{ N}$
$R_{By} = 277.83 \text{ N}$	$R_{By} = 277.83 \text{ N}$
$M_n = 187.54 \text{ N} * m$	

Fuente: Autor

Para proceder a verificar la zona de deformación en la que se encuentra la viga, se debe identificar las propiedades del perfil de sección circular hueca de acero estructural A36, del catálogo de Dipac (tabla 3.19) se selecciona un perfil y se verifica si resiste o no la carga aplicada, el peso propio del perfil se considera despreciable.

Tabla 3-19. Propiedades tubo de acero estructural Dipac.

(D) Diámetro	Espesor	Peso	Área	I	W	I
Pulgadas	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³
7/8"	1.50	0.77	0.98	0.53	0.47	0.73
1"	1.50	0.88	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4"	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2"	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4"	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2"	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 1/2"	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3"	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64
1"	2.00	1.15	1.47	1.01	0.80	0.83
1 1/4"	2.00	1.47	1.87	2.08	1.31	1.05
1 1/2"	2.00	1.78	2.27	3.71	1.95	1.29
1 3/4"	2.00	2.09	2.67	6.02	2.71	1.50
2"	2.00	2.41	3.07	9.14	3.60	1.73
2 1/2"	2.00	3.03	3.86	18.29	5.76	2.18
3"	2.00	3.66	4.66	32.11	8.43	2.62
2"	3.00	3.54	4.51	12.92	5.09	1.69
2 1/2"	3.00	4.48	5.70	26.15	8.24	2.14
3"	3.00	5.42	6.90	46.29	12.15	2.59



Fuente: Dipac [19].

Cálculo del radio de giro

En este caso como se trata de una sección circular hueca los radios de giro r_x y r_y van a ser iguales, y cálculo se realiza mediante la ecuación 3-13.

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \quad (\text{Ec. 3-13})$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \times (D^4 - d^4) \quad (\text{Ec. 3-14})$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \times (31.75^4 - 27.75^4)$$

$$I_x = 20773.474 \text{ mm}^4 \times \frac{1 \text{ plg}^4}{(25.4 \text{ mm})^4} = 0.049 \text{ plg}^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \quad (\text{Ec. 3-15})$$

$$A = \frac{\pi}{4} (31.75^2 - 27.75^2)$$

$$A = 186.924 \text{ mm}^2 \times \frac{1 \text{ plg}^2}{(25.4 \text{ mm})^2} = 0.29 \text{ plg}^2$$

$$r_x = \sqrt{\frac{0.049 \text{ plg}^4}{0.29 \text{ plg}^2}}$$

$$r_x = r_y = 0.42 \text{ plg}$$

$$Z = 0.109 \text{ plg}^3 \text{ (ver anexo B2)}$$

$$S_x = 0.08 \text{ plg}^3 \text{ (ver anexo B2)}$$

$$L_b = 2.1 \text{ m} = 82.67 \text{ plg.}$$

$$L_b < L_p \rightarrow \text{Zona 1}$$

$$L_p = 1.76 r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$L_p = 1.76(0.42) \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$L_p = 20.98 \text{ plg}$$

$$L_b > L_p \rightarrow \text{Zona 2}$$

Cálculo de Lr

$$L_r = 1.95 r_{ts} \frac{E}{0.7 F_y} \sqrt{\frac{J C}{S_x h_o}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + 6.75 \left(\frac{E}{0.7 F_y} \times \frac{S_x}{J} \times \frac{h_o}{C} \right)^2}}$$

$$J = 0.1 \text{ plg} \text{ (ver anexo B2)}$$

$$C = 1$$

$$r_{ts} = r_x = 0.42 \text{ plg}$$

Distancia entre los centroides de los patines (h_o).

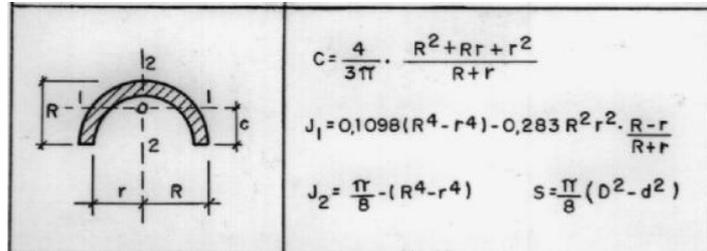


Figura 3-20. Centroide de una sección circular hueca.

Fuente: Betin L. [20].

$$C = \frac{4}{3\pi} \times \frac{R^2 \times Rr \times r^2}{R + r} \quad (\text{Ec. 3-16})$$

$$C = \frac{4}{3\pi} \times \frac{(15.875)^2 + (15.875)(13.875) + (13.875)^2}{(15.875 + 13.875)}$$

$$C = 9.48 \text{ mm}$$

$$h_o = 31.75 (2 \times 9.48)$$

$$h_o = 12.78 \text{ mm} = 0.504 \text{ plg}$$

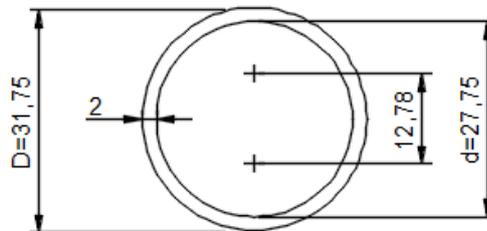


Figura 3-21. Distancia entre los centroides de los patines del perfil circular.

Fuente: Autor

$$L_r = 1.95(0.42) \frac{29000}{0.7(36)} \sqrt{\frac{0.1(1)}{0.08(0.504)}} \sqrt{1 + \sqrt{1 + 6.75 \left(\frac{0.7(36)}{29000} \frac{0.08}{0.1} \times \frac{0.5}{1} \right)^2}}$$

$$L_r = 2079.12 \text{ plg}$$

Cálculo de C_b

$$C_b = \frac{12.5M_{\text{máx}}}{2.5M_{\text{máx}} + 3M_A + 4M_B + 3M_C}$$

$$M_{\text{máx}} = 18.3 \text{ kgf m} = 1.5 \text{ klb *plg}$$

$$M_A = 13.3 \text{ kgf m}$$

$$M_B = 18.3 \text{ kgf m}$$

$$M_C = 13.3 \text{ kgf m}$$

$$C_b = \frac{12.5(18.3)}{(2.5)(18.3) + (3)(13.3) + (4)(18.3) + (3)(13.3)}$$

$$C_b = 1.15$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{C_b}{\Omega_b} \left(M_p - (M_p - 0.7F_y S_x) \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right) \leq M_p$$

$$M_p = \frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{F_y Z}{\Omega_b}$$

$$M_p = \frac{36(0.109)}{1.67}$$

$$M_p = 2.35 \text{ klb} * \text{plg}$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = \frac{1.15}{1.67} \left(2.35 - (2.35 - 0.7(36)(0.08)) \left(\frac{82.67 - 20.98}{2079.12 - 20.98} \right) \right)$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} = 1.65 \text{ klb} * \text{plg}$$

$$\frac{M_n}{\Omega_b} > M_{m\acute{a}x}$$

Finalizando los cálculos se puede ver que el momento nominal $\frac{M_n}{\Omega_b}$ es mayor que el momento máximo de esfuerzos, por lo tanto se concluye que el perfil circular seleccionado del catálogo Dipac (Diámetro exterior=1.25pulg; e = 2 mm) sí resiste la carga aplicada.

3.2.1.5. Selección del rodamiento

Se ha decidido en este caso seleccionar un rodamiento rígido de bolas marca FAG que está sujeto a las siguientes condiciones de funcionamiento:

Datos:

Peso del rollo de tela: $W = 37.8 \text{ kg /m}$.

Longitud del rollo: $L = 1.5 \text{ m}$; $n = 30 \text{ rpm}$

Peso del ensamble del carrete:

Tabla 3-20. Propiedades físicas del ensamble del carrete.

Propiedades de masa de ensamble carrete
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --
Masa = 5686.48 gramos
Volumen = 724392.75 milímetros cúbicos
Área de superficie = 576310.47 milímetros cuadrados
Centro de masa: (milímetros)
X = 16.50
Y = -222.13
Z = 2099.99

Fuente: Autor

Cálculo de la carga radial P aplicada al rodamiento

La carga radial que soporta el rodamiento es la resultante de sus componentes ya que existe una inclinación entre el centro del eje y el centro de los rodamientos, por otro lado se analizó que es conveniente tener una distancia de 5mm entre los cuadrantes de los diámetros de los rodamientos para facilitar el movimiento del eje del carrete, para lo cual se supone un diámetro externo del rodamiento de 19 mm, ver figura 3-22.

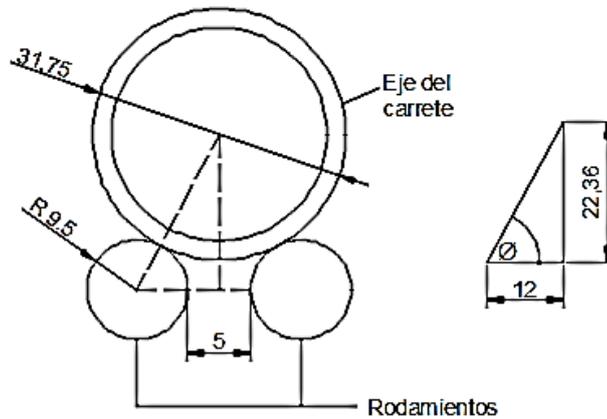


Figura 3-22. Ángulo de contacto entre el eje del carrete y los rodamientos.

Fuente: Autor

Cálculo del ángulo de contacto

$$\tan \varnothing = \frac{22.36}{12}$$

$$\varnothing = \tan^{-1} \left(\frac{22.36}{12} \right) = 61.77^\circ$$

Mediante el análisis de fuerzas se puede determinar que el valor del peso W del rollo de tela actúa sobre los rodamientos como una fuerza vertical F_{1y} , como se muestra en la figura siguiente.

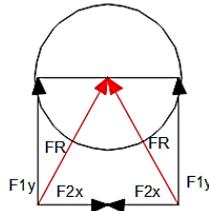


Figura 3-23. Fuerzas sobre el rodamiento.

Fuente: Autor

Entonces:

$$W_{total} = \text{Peso del rollo de tela} + \text{peso del carrete} \quad (\text{Ec. 3-17})$$

$$W_{total} = \left(37.8 \frac{kg}{m} \times 1.5m \right) + 5.68 kg$$

$$W = 62.38 kg = 611.324 N$$

$$W = 2F_{1y}$$

$$F_{1y} = \frac{W}{2} = 305.66 N$$

$$F_{1y} = \frac{611.324 N}{2} = 305.66 N$$

$$\tan 61.77^\circ = \frac{F_{1y}}{F_{2x}} \quad (\text{Ec. 3-18})$$

$$F_{2x} = \frac{F_{1y}}{\tan 61.77^\circ}$$

$$F_{2x} = \frac{305.66}{\tan 61.77^\circ} N$$

$$F_{2x} = 164.1 N$$

$$F_R = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{2x}^2} \quad (\text{Ec. 3-19})$$

$$F_R = \sqrt{(277.83)^2 + (164.1)^2}$$

$$F_R = 322.64 N$$

Mediante Pitágoras se determinó la fuerza radial resultante que actúa sobre cada rodamiento con un valor de 0.32 kN.

Como se sabe nuestro diseño se trata de maquinaria de la industria textil, es por ello necesario dirigirse a la tabla 3-21 donde de acuerdo a la clase de máquina se puede determinar el factor de esfuerzo dinámico.

$$\frac{C}{P} = \frac{f_L}{f_n} \quad (\text{Ec. 3-20})$$

Tabla 3-21. Factor de esfuerzos dinámicos f_L .

Lugar de aplicación	Valor f_L que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Máquinas de papel e imprenta		
Máquinas de papel, parte húmeda	5 ... 5,5	Tracción del tamiz, tracción de los fieltros, peso de los cilindros, esfuerzos de compresión; velocidad nominal
Máquinas de papel, parte de secado	5,5 ... 6,5	
Máquinas de papel, refinado	5 ... 5,5	
Máquinas de papel, calandras	4,5 ... 5	
Máquinas de imprenta	4 ... 4,5	Peso de los cilindros, esfuerzos de compresión; velocidad nominal
Maquinaria textil		
Hiladoras, husillos de hilar	3,5 ... 4,5	Fuerzas centrífugas; velocidad nominal
Telares, tejedoras y calcetedoras	3 ... 4	Fuerzas de accionamiento, fuerzas máxicas, fuerzas centrífugas, número de revoluciones nominal
Máquinas para la fabricación de plásticos		
Prensas de extrusión por tornillo sinfin	3 ... 3,5	Presión máxima de prensado; velocidad en servicio; en máquinas para prensado termoplástico debe comprobarse también la capacidad de carga estática
Calandras para goma y plásticos	3,5 ... 4,5	Presión media de laminado; velocidad media; (temperatura)
Transmisiones por correa y cable		
Transmisión por cadena		Fuerza tangencial · f_t (debido a la precarga y a los golpes)
Correas trapeciales	$f_t = 1,5$	
Correas de fibra	$f_t = 2 \dots 2,5$	
Correas de cuero	$f_t = 2 \dots 3$	
Bandas de acero	$f_t = 2,5 \dots 3,5$	
Correas-cadena	$f_t = 3 \dots 4$	
	$f_t = 1,5 \dots 2$	

Fuente: Catálogo FAG [21]

$$f_L = de 3 a 4 = 3.5$$

En la tabla siguiente se ingresa con el valor de las rpm y se halla el factor de velocidad. Al conocer los factores de velocidad y de esfuerzos dinámicos se puede utilizar la ecuación 3-19 para hallar el valor de carga C y seleccionar el rodamiento.

Tabla 3-22. Factor de velocidad f_n .

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas								$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \cdot Y_1}{n}}$	
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fuente: Catálogo FAG [21]

$$f_n = 1.04$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (\text{Ec. 3-21})$$

$$f_L^3 = \left(\sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \right)^3$$

$$L_h = f_L^3 (500)$$

$$L_h = 3.5^3 (500) = 21437.5 \text{ horas}$$

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{a_1 a_2 a_3 \times 10^6}} \quad (\text{Ec. 3-22})$$

$$C = (0.32) \sqrt[3]{\frac{21437 \times 30 \times 60}{1 \times 1 \times 1 \times 10^6}}$$

$$C = 1.08 \text{ kN}$$

Con este valor de carga se selecciona el rodamiento 624, que cuenta con las siguientes características.

$D = 13 \text{ mm}$; $d = 4 \text{ mm}$; $B = 5 \text{ mm}$; $C = 1.29 \text{ kN}$; $C_o = 0.49 \text{ kN}$.

Con las dimensiones ya conocidas del rodamiento se calcula el ángulo real de contacto entre el eje del carrete y los rodamientos como se muestra en la figura 3-24, así como también la carga que soporta el rodamiento 624.

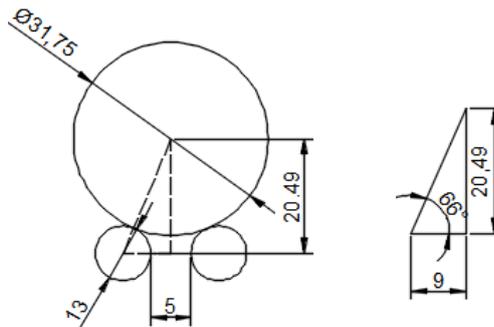


Figura 3-24. Ángulo de contacto real sobre los rodamientos.

Fuente: Autor

$$\tan 66^\circ = \frac{F_{1y}}{F_{2x}}$$

$$F_{2x} = \frac{305.66}{\tan 66^\circ} N = 136.08 N$$

$$F_R = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{2x}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(277.83)^2 + (136.08)^2}$$

$$F_R = 309.36 \text{ N} = 0.3 \text{ kN}$$

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_h \times n \times 60}{a_1 a_2 a_3 \times 10^6}}$$

$$C = (0.3) \sqrt[3]{\frac{21437 \times 30 \times 60}{1 \times 1 \times 1 \times 10^6}} = 1 \text{ kN}$$

La carga aplicada sobre el rodamiento es de 1 kN, mientras que el rodamiento 624 soporta hasta 1.29 kN.

Es realmente importante mencionar que en el mercado no se va a encontrar un perno de 4 mm de diámetro, por lo que se va a seleccionar un rodamiento con un diámetro interno de 6 mm garantizando la facilidad de su adquisición, siendo así el rodamiento 626 con las siguientes características:

D = 19 mm; d = 6 mm; B = 6 mm; C = 2.55 kN; C_o = 1.04 kN.

3.2.1.6. Diseño del elemento de ajuste para el rodamiento

Este diseño está basado en la teoría de esfuerzo cortante máximo como se muestra en la ecuación 3.23, así como también en el análisis de esfuerzos en un punto (ecuación 3.24) y la teoría del Círculo de Mohr (Ecuación 3.27), recalando que la fuerza radial que soporta el rodamiento se transmite al elemento a diseñar, por lo que se trabaja con los 322.64 N [22].

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{2n} \quad (\text{Ec. 3-23})$$

Donde:

σ_1 = Esfuerzo normal máximo.

σ_3 = Esfuerzo normal

S_y = Resistencia mínima a la fluencia del perno (MPa).

n = Factor de seguridad.

$$\sigma_x = \frac{P}{A} + \frac{M c}{I} + \sigma_{pt} \quad (\text{Ec. 3-24})$$

Donde:

P = Fuerza sobre el elemento de ajuste (N).

A = área del perno (mm²).

M = momento máximo (Nm).

c = distancia de la fibra exterior al centro de gravedad (mm).

I = momento de inercia del elemento (mm^4)

σ_{pt} = Esfuerzo debido al torque o ajuste del perno (MPa), para su cálculo se utiliza la ecuación 3-24:

$$\sigma_{pt} = \frac{F_i}{A_t} \quad (\text{Ec. 3-25})$$

Donde:

A_t = área de esfuerzo de tensión, ver tabla 3.23.

F_i = precarga, dada por la ecuación 3-25.

$$F_i = \frac{\tau}{K d} \quad (\text{Ec. 3-26})$$

Sabiendo que:

τ = torque de ajuste del perno, dado por el catálogo (lb. pie)

K = factor del par de torsión del perno, ver tabla 3.24.

d = diámetro

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 3-27})$$

Donde:

R = radio del círculo de Mohr.

σ_x = Esfuerzo Principal (MPa).

$\sigma_y = 0$; no existe esfuerzo principal de tracción (MPa).

$\tau_{xy} = 0$; debido a que no hay esfuerzo de torsión (MPa)

Entonces la ecuación del radio del Círculo de Mohr finalmente nos queda:

$$R = \frac{\sigma_x}{2}$$

Al conocer la teoría de falla debido al cortante máximo se sabe que:

$$\sigma_1 = \sigma_x + R \quad (\text{Ec. 3-28})$$

Se reemplaza el radio del círculo y se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_x + \frac{\sigma_x}{2} \\ \sigma_1 &= \frac{3}{2}\sigma_x \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3-29})$$

El esfuerzo normal σ_3 en el libro diseño en Ingeniería mecánica de Shigley está dado por la ecuación 3-30, y reemplazando el valor del radio del círculo se tiene la ecuación 3-31.

$$\sigma_3 = \sigma_x - R \quad (\text{Ec. 3-30})$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x}{2} \quad (\text{Ec. 3-31})$$

Al reemplazar en la ecuación de la teoría de esfuerzo cortante máximo (ecuación 3-23) se tiene que:

$$\frac{3}{2}\sigma_x - \frac{\sigma_x}{2} = \frac{S_y}{2n}$$

Como se puede apreciar se debe realizar el cálculo del esfuerzo principal σ_x , para lo cual se debe calcular en primera instancia el área del elemento, la inercia, el momento máximo y el esfuerzo debido al ajuste del perno.

Datos:

$d = 6 \text{ mm}$; $P = 322.64 \text{ N}$; $\tau =$ de 5 a 6.7 (lb pie) perno grado 8.8 ver anexo C.

$L = 6 \text{ mm}$ de la longitud del perno, desde la pared de la placa al centro del rodamiento, conociendo que el espesor de la placa donde se va a sujetar es de 3 mm y el ancho del rodamiento es 6 mm

Cálculo de la reacción y momento máximo

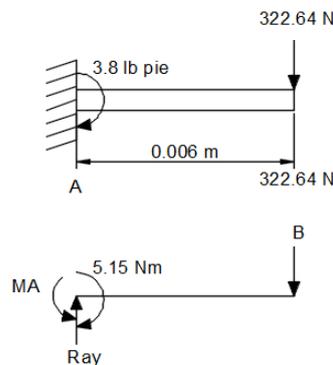


Figura 3-25. Diagrama de fuerzas del perno.

Fuente: Autor

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - 5.15 \text{ Nm} - 322.64(0.006) = 0$$

$$M_A = 5.15 + 1.935$$

$$M_A = 7.09 \text{ Nm}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} - 322.64 \text{ N} = 0$$

$$R_{ay} = 322.64 \text{ N}$$

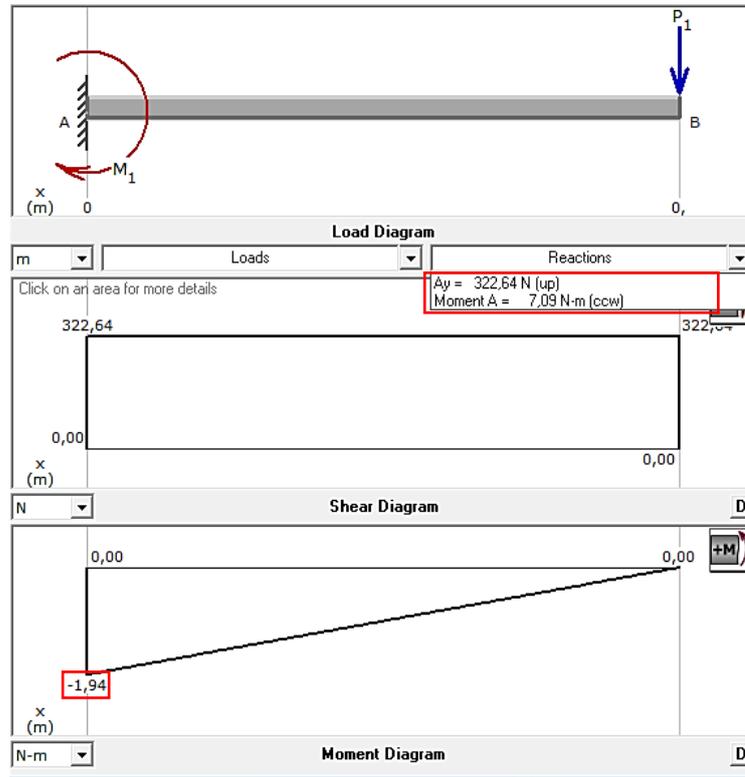


Figura 3-26. Diagrama de cortante y momento flector del perno.

Fuente: Autor

$$M_{m\acute{a}x} = 1.9 \text{ Nm}$$

Cálculo del área del perno

$$A = \pi r^2 \quad (\text{Ec. 3-32})$$

$$A = \pi(3)^2$$

$$A = 28.27 \text{ mm}^2$$

Cálculo del momento de inercia

$$I = \frac{1}{4}\pi r^4 \quad (\text{Ec. 3-33})$$

$$I = \frac{1}{4}\pi(3)^4$$

$$I = 63.61 \text{ mm}^4$$

Cálculo del esfuerzo debido al ajuste

$$\sigma_{pt} = \frac{F_i}{A_t}$$

Para el área de esfuerzo de tensión se tiene la siguiente tabla:

Tabla 3-23. Área de esfuerzo de tensión del perno.

Diámetro nominal <i>d</i> , mm	Serie de paso grueso		Serie de paso fino			
	Paso <i>p</i> , mm	Área de esfuerzo de tensión <i>A_v</i> , mm ²	Área del diámetro menor <i>A_v</i> , mm ²	Paso <i>p</i> , mm	Área de esfuerzo de tensión <i>A_v</i> , mm ²	Área del diámetro menor <i>A_v</i> , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Fuente: Shigley [22].

$$F_i = \frac{\tau}{K d}$$

Se va a utilizar un perno común, es decir sin recubrimiento como muestra la siguiente tabla.

Tabla 3-24. Factor del par de torsión K.

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Fuente: Shigley [22].

$$F_i = \frac{5.15 Nm}{0.30(0.006m)}$$

$$F_i = 2861 N$$

$$\sigma_{pt} = \frac{2861 N}{20.1 mm^2}$$

$$\sigma_{pt} = 141.5 MPa$$

$$\sigma_x = \frac{P}{A} + \frac{M c}{I} + \sigma_{pt}$$

$$\sigma_x = \frac{322.64}{28.27} + \frac{(1900 \text{ Nmm})(3m)}{63.61 \text{ mm}^4} + 141.5$$

$$\sigma_x = 242.52 \text{ MPa}$$

Una vez encontrado el esfuerzo principal σ_x se procede al cálculo del factor de seguridad, para lo cual se conoce que se trata de un perno SAE grado 8.8 con una resistencia mínima a la fluencia de 660 MPa, ver tabla 3.25.

$$\frac{3}{2}\sigma_x - \frac{\sigma_x}{2} = \frac{S_y}{2n}$$

$$\frac{3}{2}(242.52) - \frac{1}{2}(242.52) = \frac{S_y}{2n}$$

$$242.52 = \frac{S_y}{2n}$$

Tabla 3-25. Resistencia mínima a la tensión.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: Shigley [22].

De la tabla 3.25 se tiene un $S_y = 660 \text{ MPa}$, entonces:

$$n = \frac{S_y}{2(233.08)}$$

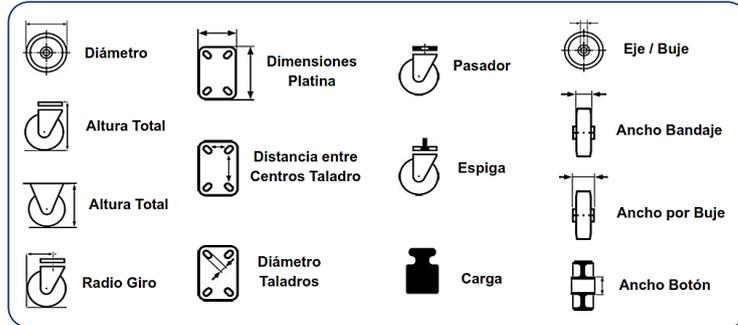
$$n = \frac{660}{2(242.52)} = 1.37$$

Finalmente se obtiene un factor de seguridad aceptable, lo que quiere decir que el diseño del elemento de ajuste está correcto, en otras palabras se va a utilizar un perno grado SAE 8.8 de 6 mm de diámetro para soporte del rodamiento.

3.2.1.7. Selección de garruchas.

Antes de llegar a seleccionar las ruedas adecuadas para el cargador de rollos se debe conocer su nomenclatura y simbología, lo que nos permitirá saber el material y diámetro de la rueda así como también otras especificaciones.

Tabla 3-26. Simbología cotas y medidas.



Fuente: Catálogo AFO [23].

En la tabla 3.27 se pueden observar diferentes siglas relacionadas con el material de construcción de las ruedas, con su significado proporcionado por el catálogo.

Tabla 3-27. Claves y siglas de ruedas AFO.

GN - Goma Negra	PN - Polipropileno Negro	FDA - Freno Doble
GNK - Goma Negra	RB - Poliuretano Rojo	FDP - Freno Doble
GG - Goma Gris	RBN - Poliuretano Rojo	CR - Cojinete a Rodillos
GA - Goma Azul	POL R - Poliuretano Rojo	CB - Cojinete a Bolas
GB - Goma Blanca	POL A - Poliuretano Azul	ER - Espiga Roscada
NYL - Nylon (poliamida)	RF - Resina Fenólica	EH - Espiga Lisa Anilla
NYL N. - Nylon Negro	FV - Fibra de Vidrio	ETP - Espiga Taco Plástico
PBL - Polipropileno Blanco	FA - Freno Simple	MT - Manguito Extensible

Fuente: Catálogo AFO [23].

En la siguiente figura se proporciona el significado de su nomenclatura.

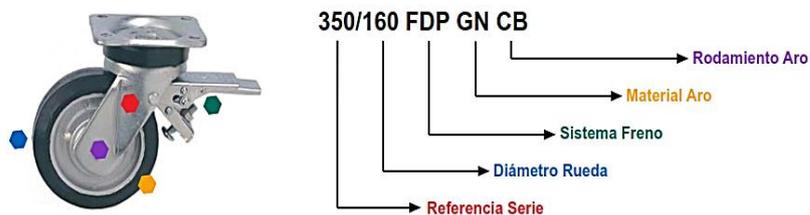


Figura 3-27. Descripción de la rueda.

Fuente: Catálogo AFO [23].

Para llegar a determinar las ruedas adecuadas para dar movilidad a nuestro cargador de rollos se debe tener en cuenta los siguientes requerimientos [24].

- ✓ Tipo de la rueda según las características del suelo.

- ✓ Cálculo de la capacidad de la rueda para llegar a determinar su diámetro.
- ✓ Selección del soporte adecuado en función de la capacidad del conjunto rueda y soporte.

Selección del tipo de rueda

Tabla 3-28. Tipos de material para ruedas de garruchas.

TIPOS DE RUEDAS SEGÚN LA SUPERFICIE	
Tipo de suelo	Material de la rueda
Baldosas	Poliuretano o goma
Asfalto	Goma elástica o neumático
Cemento – resinas	Poliuretano o goma
Tierra	Goma elástica o neumático
Rejillas	Goma elástica o neumático
Con virutas/ obstáculos	Goma elástica o neumático

Fuente: Tellure Rota [24].

El material de la rueda será de poliuretano o goma, ya que el piso de la planta de producción es de cemento.

Capacidad de carga

El peso a transportar por las cuatro ruedas es de 480 kg, valor correspondiente al peso de los 12 rollos de lona, dicha capacidad está determina por la ecuación 3-34 proporcionada por el catálogo.

$$A = \frac{B + C}{D} \quad (\text{Ec. 3-34})$$

Donde:

A= capacidad de carga requerida de la rueda.

C= carga máxima (480 kg del peso de los rollos de lona).

D= número de ruedas aplicadas.

B= peso del aparato de transporte (estructura del cargador) = 67.24 kg

Tabla 3-29. Peso de la estructura del cargador y los carretes.

Propiedades de masa de ESTRUCTURA CARGADOR	
Configuración:	Predeterminado <Como mecanizada>
Sistema de coordenadas:	-- predeterminado --
Densidad =	0.01 gramos por milímetro cúbico
Masa =	67242.61 gramos
Volumen =	8565937.98 milímetros cúbicos

Fuente: Autor.

Se comprueba el valor de la masa del cargador analíticamente, así:

Primero se calcula el área del perfil del tubo cuadrado que tiene de lado 30 mm y 2 mm de espesor y posteriormente el volumen.

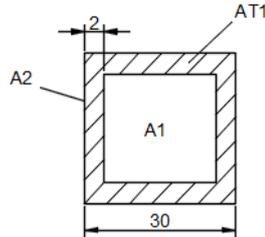


Figura 3-28. Área del tubo cuadrado.

Fuente: Autor.

$$A1 = (30 - 4)(30 - 4) \quad (\text{Ec. 3-35})$$

$$A1 = 676 \text{ mm}^2$$

$$A2 = 30 \times 30 \quad (\text{Ec. 3-36})$$

$$A2 = 900 \text{ mm}^2$$

Tabla 3-30. Área del TC 30x2.

Área del tubo TC30x2	
A1 (m ²)	0.000676
A2 (m ²)	0.0009
A del tubo (m ²)	0.000224

Fuente: Autor.

Se calcula la longitud total del tubo cuadrado utilizado en toda la estructura, ver tabla 3-31.

Tabla 3-31. Longitud total del TC 30x2

TC 30x2	Medida (mm)	L total (m)
4	1845	7,38
6	2460	14,76
4	1000	4
4	200	0,8
2	300	0,6
L total (m)		27,54

Fuente: Autor.

Con la longitud total del TC se encuentra el volumen del mismo.

$$V_{total\ del\ tubo} = A \times L_{total} \quad (\text{Ec. 3-37})$$

$$V_{total\ del\ tubo} = 0.000224 \times 27.54 = 0.0062\ m^3$$

Se realiza el mismo procedimiento para calcular el volumen de la placa que va sobre el tubo, si sus medidas son: altura = 100 mm; e = 3 mm

$$A_{placa} = 100 \times 3$$

$$A_{placa} = 300\ mm^2 = 0.0003\ m^2$$

Tabla 3-32. Longitud total de la placa.

Longitud total de la placa.		
Placa 100x3	Medida (mm)	L total (m)
4	2460	9,84

Fuente: Autor.

El volumen total de la placa será:

$$V_{total\ de\ la\ placa} = A \times L_{total} \quad (\text{Ec. 3-38})$$

$$V_{total\ de\ la\ placa} = 0.0003 \times 9.84 = 0.002952\ m^3$$

$$V_{total\ de\ la\ estructura\ del\ cargador} = V_{total\ del\ tubo} + V_{total\ de\ la\ placa}$$

$$V_{total\ de\ la\ estructura\ del\ cargador} = 0.0062\ m^3 + 0.002952\ m^3 = 0.00912\ m^3$$

La densidad del acero es 7850 kg/m³, se encuentra la masa del cargador de rollos.

$$m = \delta \times V_{total\ de\ la\ estructura\ del\ cargador} \quad (\text{Ec. 3-39})$$

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} \times 0.00912\ m^3 = 71.60\ kg$$

Tabla 3-33. Resultados de la masa de la estructura del cargador.

Resultados de la masa de la estructura del cargador	
Análítico	Software
$m = 71.60\ kg$	$m = 67.24\ kg$

Fuente: Autor.

Para el cálculo de la capacidad de carga de la rueda se utilizará el valor de la masa dada por el software ya que allí se descarta el volumen de los destajes realizados en la placa, es por eso que existe una variante con el valor analítico del volumen.

$$A = \frac{67.24 + 480}{4}$$

$$A = 136.81\ kg$$

Tabla 3-34. Especificaciones técnicas de la rueda seleccionada.

					Código	Descripción	P.V.P.
100X40	140	93	M-16X30	160	27313	167/100 FDP GN CB	
130X40	168	113	M-16X30	180	27397	167/130 FDP GN CB	
				170	27110	167/130 FDP GG CB	
160X45	205	135	M-20X50	200	27401	167/160 FDP GN CB	
200X50	245	152	M-20X50	225	27050	167/200 FDP GN CB	

SISTEMA FRENO
FDP: Dispositivo freno de doble acción. Bloqueo total y simultáneo de la rueda y del giro axial del soporte.



167-FDP GN

Fuente: Catálogo AFO [23].

Tabla 3-35. Especificaciones del soporte de la rueda.

<p>Soporte Olimpia Espiga</p> <p>Soporte: Giratorio y fijo de acero estampado de 3 a 3,5 m/m. de espesor, con espiga roscada.</p> <p>Rodamiento: Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio.</p> <p>Acabado: Cincado en blanco brillante.</p>	<p>Aro Olimpia Goma</p> <p>Aro: Bandaje de goma negra, inyectado sobre núcleo de nylon en color blanco (hasta diám. 130 m/m.) y ensamblado sobre juego de llantas de aluminio desmontables a partir de 160 m/m.</p> <p>Rodamiento: CB dos cojinetes a bolas de precisión.</p> <p>Acabado: Llantas de aluminio pintadas en color gris martelé.</p>	 <p>Recambio: Serie 170 GN</p>
--	---	---

Fuente: Catálogo AFO [23].

La rueda seleccionada será la 167/100-FDP GN, la misma que soporta una carga de 160 kg, ver tabla 3-34 y anexo D.

3.2.1.8. Simulación mediante Software de análisis estructural

Análisis de la viga crítica del cargador y de la estructura completa

Una vez definido el material y la sección del perfil se ingresa las cargas puntuales debido al peso del rollo de tela y la carga distribuida debido al peso propio del perfil.

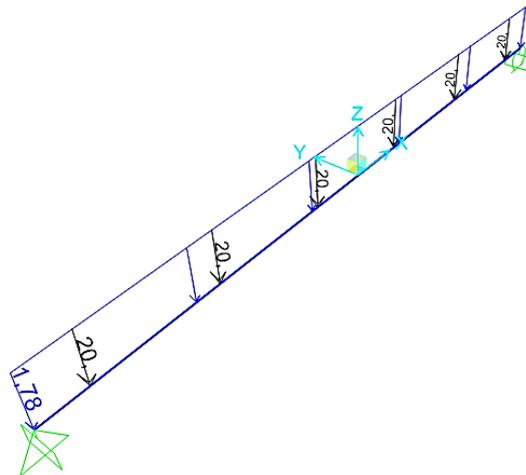


Figura 3-29. Cargas sobre la viga crítica del cargador.

Fuente: Autor.

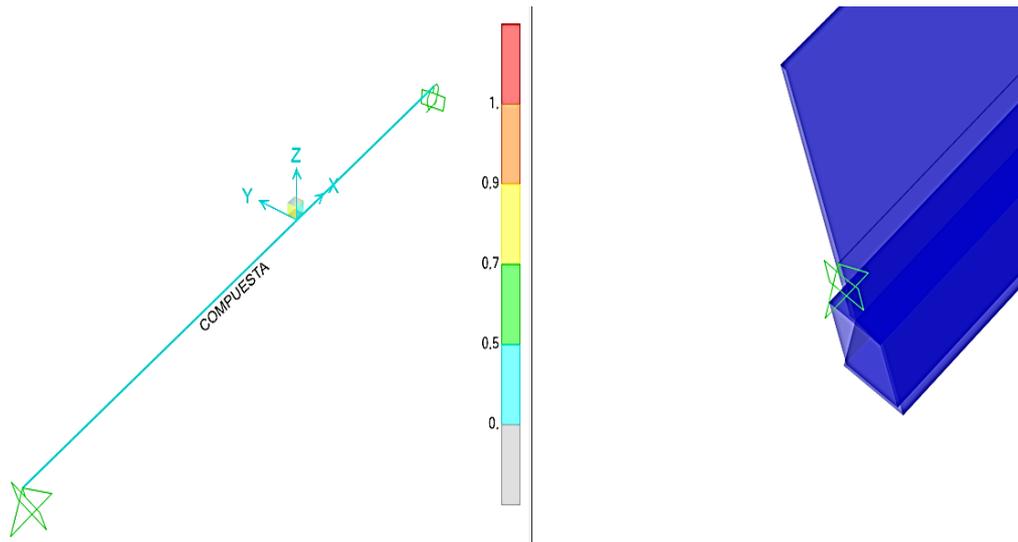


Figura 3-30. Resultado de esfuerzo sobre la viga crítica.

Fuente: Autor.

Como se ve en la figura 3-30 la viga soporta la carga sin estar expuesta a riesgo de sobre esfuerzo, lo que significa que el diseño está correcto.

Seguidamente se presenta el estado de esfuerzos en toda la estructura del cargador, para lo cual se aplica las cargas en todas las vigas como se muestra a continuación.

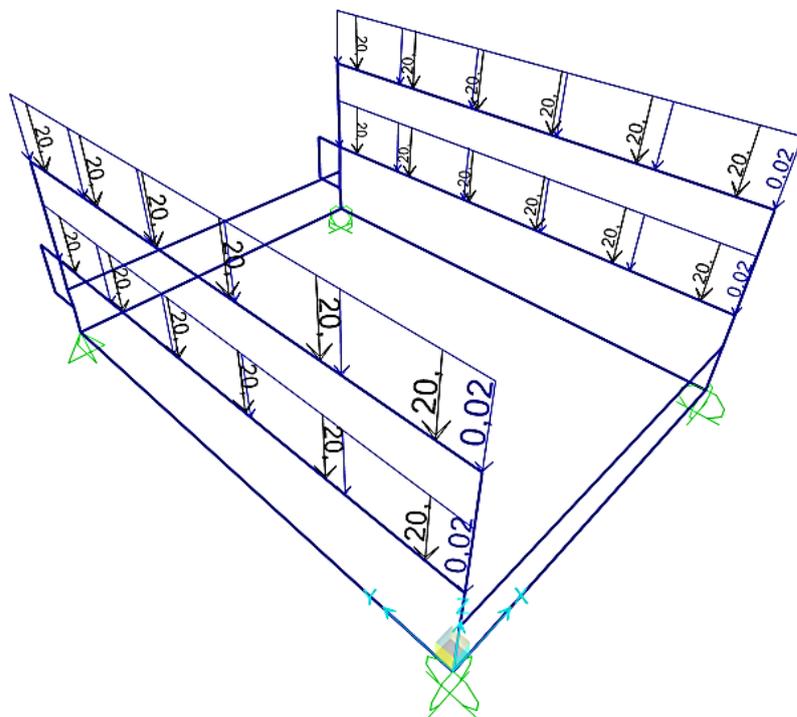


Figura 3-31. Cargas en la estructura del cargador de rollos.

Fuente: Autor.

Como se muestra en la figura 3-32 al aplicar las cargas sobre la estructura del cargador de rollos se puede ver que no existe una sobrecarga en sus elementos o vigas soporte que puedan producir alguna rotura debido al peso de los rollos, entonces se dice que la estructura y la selección de perfiles se encuentran realizados correctamente.

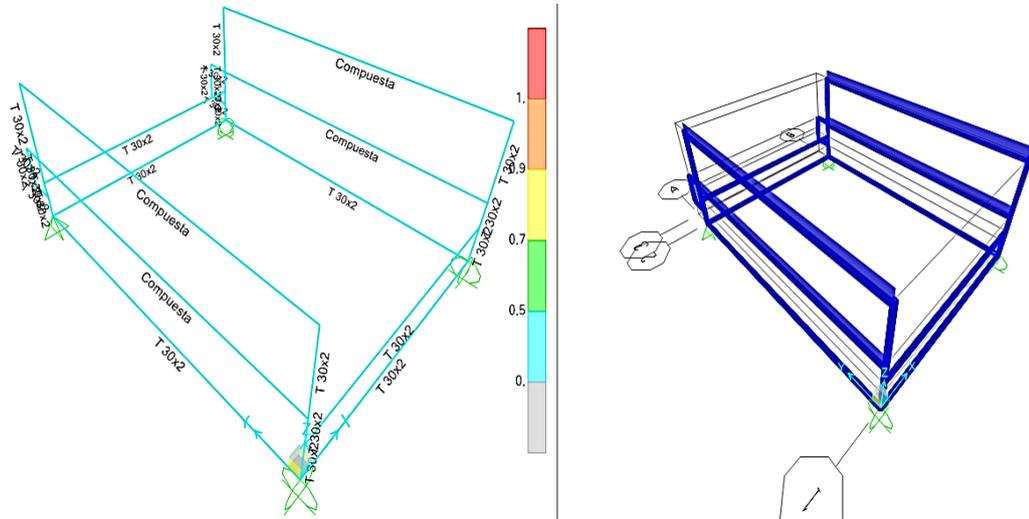


Figura 3-32. Resultado de esfuerzos de la estructura del cargador.

Fuente: Autor.

Análisis del eje de carrete

De la misma manera una vez realizado el modelo en el software de análisis estructural con las dimensiones especificadas se procede a ingresar la carga correspondiente al peso del rollo de la lona sobre el tubo de sección circular seleccionado, ver figura 3-33.

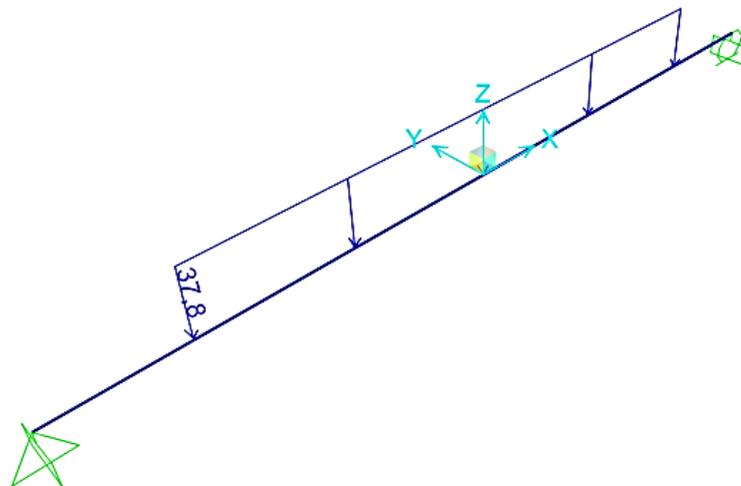


Figura 3-33. Estado de carga sobre el eje del carrete.

Fuente: Autor.

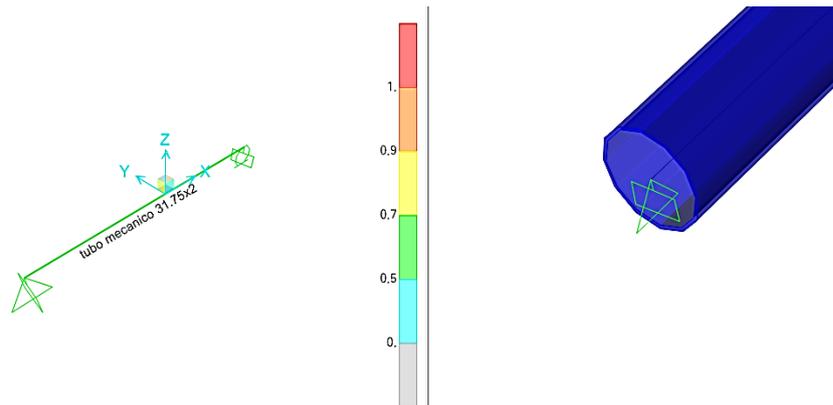


Figura 3-34. Estado de esfuerzos en el eje del carrete.

Fuente: Autor.

El diseño de del eje del carrete está correcto, analíticamente y mediante software.

3.2.2. Diseño del alimentador de tela

Mediante la selección de alternativas se llegó a determinar el diseño para el alimentador de tela que se basa en el desenrollador clásico, es decir que consta de una configuración de rodillos para transportar el bloque de telas hasta la superficie de corte de la máquina troqueladora de puente, ver figura 3-35.

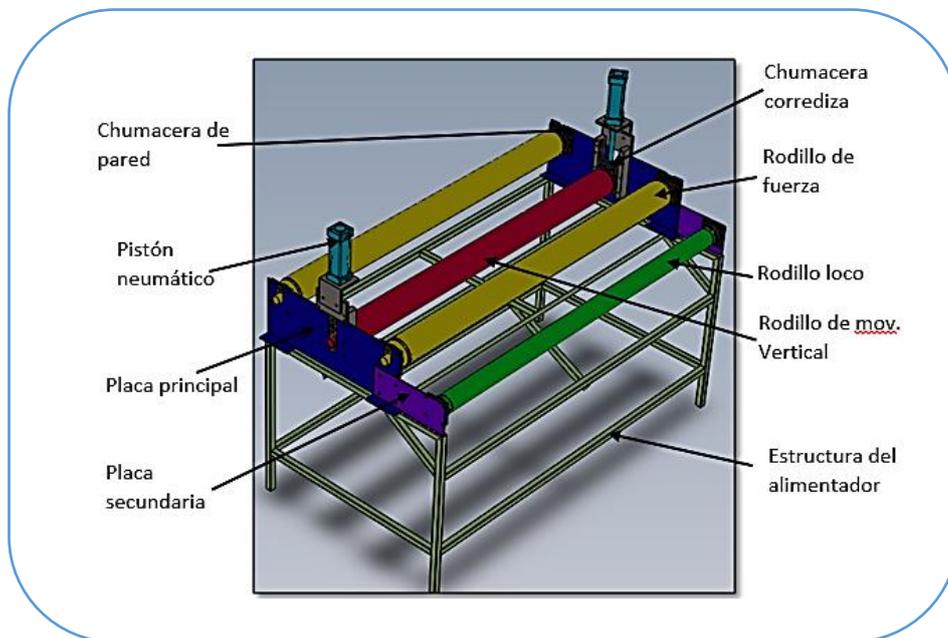


Figura 3-35. Esquema del alimentador de tela.

Fuente: Autor

Como se ve en la figura 3-36 la máquina posee dos rodillos propios, los mismos que sirven para prensar al bloque de material, por otro lado también se puede ver el

mecanismo de transmisión de movimiento de los rodillos, lugar donde se realizará la sincronización de movimiento con el alimentador de tela a diseñar.



Figura 3-36. Máquina troqueladora de puente ATOM G 888.

Fuente: DISTRISHOES.

El bloque de telas proveniente del cargador de rollos va a ser transportado mediante rodillos de fuerza que posteriormente se realizará la respectiva selección, ver figura 3.37. Es importante también indicar que habrá un rodillo loco, denominado así ya que funciona de manera independiente, en otras palabras su movimiento no será sincronizado con los demás rodillos.

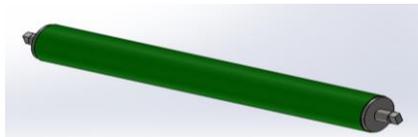


Figura 3-37. Rodillo transportador.

Fuente: Autor

En la figura 3-38 se muestra la configuración de rodillos para transportar el material, el rodillo móvil se refiere a que tiene una trayectoria vertical de movimiento.

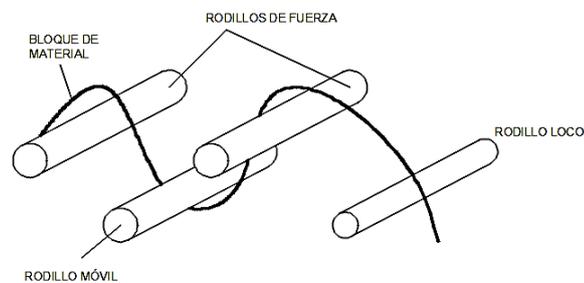


Figura 3-38. Configuración de rodillos.

Fuente: Autor

La configuración de rodillos de la figura 3-38 es soportada mediante la siguiente estructura, ver figura 3-39.



Figura 3-39. Estructura del dispensador de tela.

Fuente: Autor

En la estructura se pueden observar unas placas soldadas a la base del tubo las mismas que servirán de base para las paredes soporte de los rodillos, figuras 3-40 y 3-41.

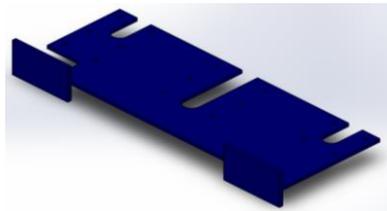


Figura 3-40. Placa de alojamiento de los rodillos principales.

Fuente: Autor

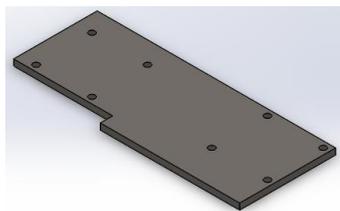


Figura 3-41. Placa soporte del primer rodillo.

Fuente: Autor

3.2.2.1. Dimensionamiento de las partes del alimentador de tela

Dimensiones de la estructura

En la figura 3-42 se proponen las dimensiones de la estructura del alimentador, acorde a las medidas del cargador de rollos con 1.10 m de altura, indicando que sobre la estructura del alimentador van a estar acopladas las placas y sobre sus

paredes los rodillos que transportarán el material, compensando las alturas de ambas estructuras.

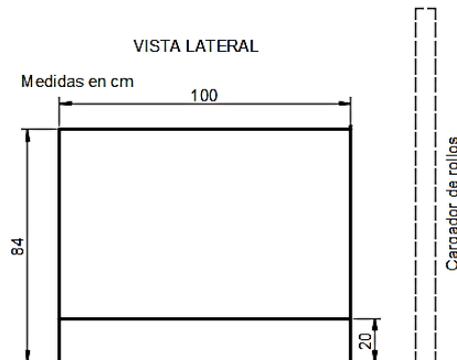


Figura 3-42. Vista lateral del alimentador de tela.

Fuente: Autor

Seguidamente se presentan las siguientes medidas principales de la estructura del alimentador que en esta ocasión están en relación al ancho (1.50 m) de la lona laminada a ser transportada.

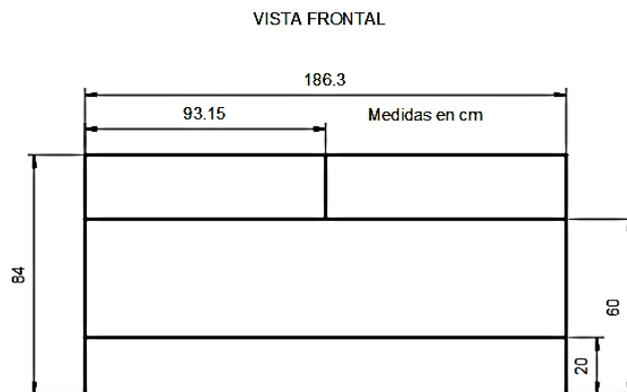


Figura 3-43. Vista frontal del alimentador.

Fuente: Autor

Dimensiones de las placas soporte de los rodillos

En la placa 1 o principal se alojarán los siguientes accesorios mecánicos:

- ✓ 2 rodillos de agarre o de fuerza.
- ✓ Rodillo de movimiento lineal vertical.
- ✓ 2 chumaceras de pared
- ✓ 1 chumacera corrediza
- ✓ Sistema neumático.

Por consiguiente se propone las siguientes dimensiones, ver figura 3-44.

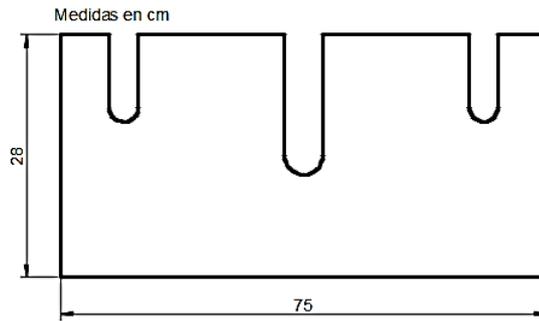


Figura 3-44. Dimensiones de la placa soporte principal.

Fuente: Autor

La siguiente placa soporte donde se anclará el primer rodillo o rodillo loco tendrá las siguientes medidas, recalcando que ésta irá conectada a la placa 1 mediante pernos.



Figura 3-45. Dimensiones de placa soporte 2.

Fuente: Autor

3.2.2.2. Diseño del rodillo de fuerza

Dentro de la investigación que se realizó en el interior de la planta de producción de la empresa se pudo observar que el operario de la máquina troqueladora realiza una fuerza para jalar el bloque de tela hacia la superficie de corte de la máquina, dicha fuerza actuará en el rodillo tangencialmente con una magnitud de 30 lb, fuerza que ejerce una persona con su brazo, ver figura 3-46.

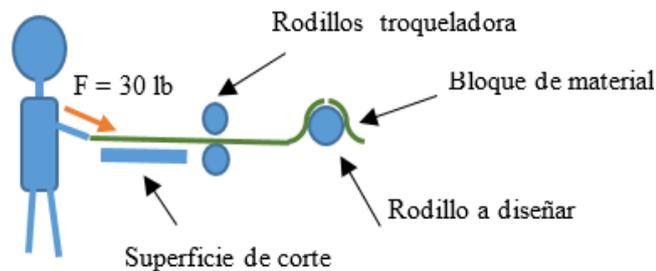


Figura 3-46. Fuerza que actúa en el rodillo a diseñar.

Fuente: Autor

En la siguiente figura se puede apreciar las fuerzas que actúan sobre el rodillo como son: el peso del bloque de material y la fuerza ejercida por el operario.

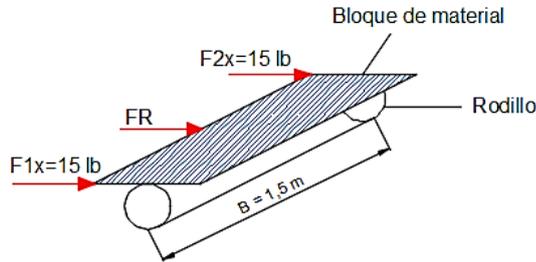


Figura 3-47. Fuerzas que actúan sobre el rodillo.

Fuente: Autor

Según el análisis se tiene como datos:

Peso por área de la lona = $630 \text{ gr} / \text{m}^2 = 6.174 \text{ N} / \text{m}^2$; ver anexo A.

$n = 30 \text{ rpm}$

Velocidad de avance = $0.20 \text{ m} / \text{s}$; tomado de dato dentro de la empresa.

$F = 30 \text{ lb}$

Conociendo los datos se procede al cálculo de las fuerzas y momentos debidos al peso de la tela y fuerza aplicada por el operario.

Análisis debido al peso de la tela

El peso de la tela actúa como una carga distribuida a lo largo del rodillo en el plano vertical, como se indica en la figura 3-48.

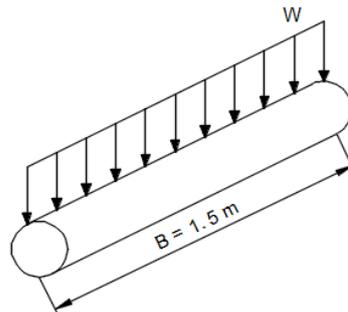


Figura 3-48. Fuerza distribuida en el rodillo debido al peso de la tela.

Fuente: Autor

$$W = \text{Peso de la tela} \times B \quad (\text{Ec. 3-40})$$

$$W = 6.174 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 1.5 \text{ m}$$

$$W = 9.26 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

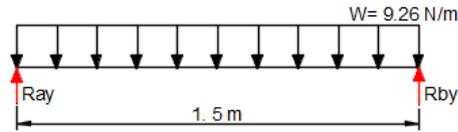


Figura 3-49. Diagrama de fuerzas debido al peso de la tela sobre el rodillo.

Fuente: Autor

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{by}(1.5) - 9.26(1.5)(0.75) = 0$$

$$R_{by} = 6.95 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 9.26(1.5) = 0$$

$$R_{ay} = 6.95 \text{ N}$$

Los diagramas de cortante y momento flector debido al peso de la tela se muestran en la figura 3-50.

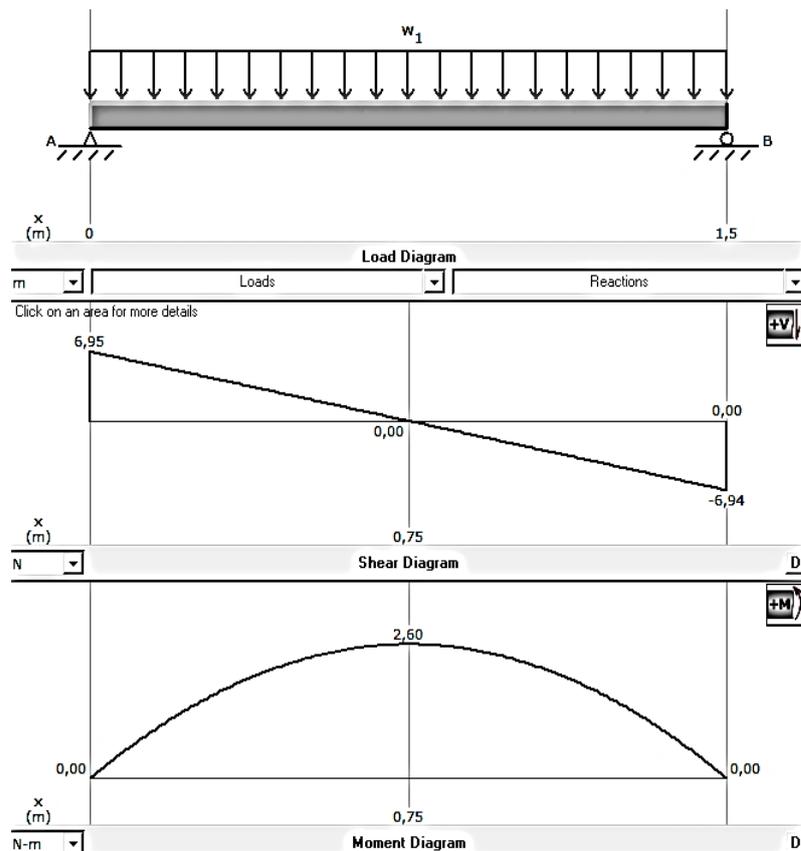


Figura 3-50. Diagrama de cortante y momento flector del rodillo debido al peso de la tela.

Fuente: Autor

Se tiene un momento flector máximo $M_{f1} = 2.6 \text{ N m}$.

Debido a la fuerza que realiza el operario se genera una fuerza tangencial distribuida a lo largo del rodillo en el plano horizontal, así.

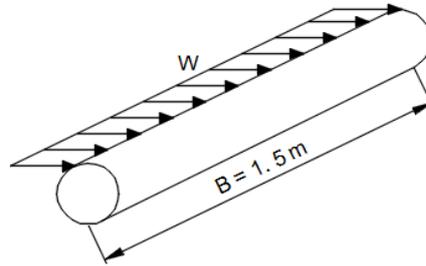


Figura 3-51. Fuerza distribuida en el rodillo debido a la fuerza que realiza el operario.

Fuente: Autor

$$W = \frac{F_R}{B} \quad (\text{Ec. 3-41})$$

$$F_R = 30 \text{ lb} = 133.45 \text{ N}$$

$$W = \frac{133.45}{1.5}$$

$$W = 88.96 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

En la siguiente figura se representan las fuerzas que intervienen y las reacciones que se generan en el rodillo debido a la fuerza que ejecuta el trabajador durante el proceso de troquelado del material.

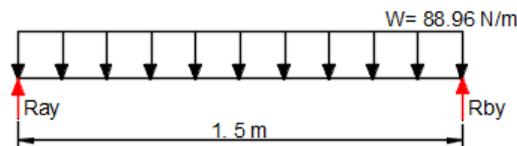


Figura 3-52. Diagrama de fuerzas del rodillo debido a la fuerza que realiza el operario.

Fuente: Autor

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{by}(1.5) - 88.96(1.5)(0.75) = 0$$

$$R_{by} = 66.72 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 88.96(1.5) = 0$$

$$R_{ay} = 66.72 \text{ N}$$

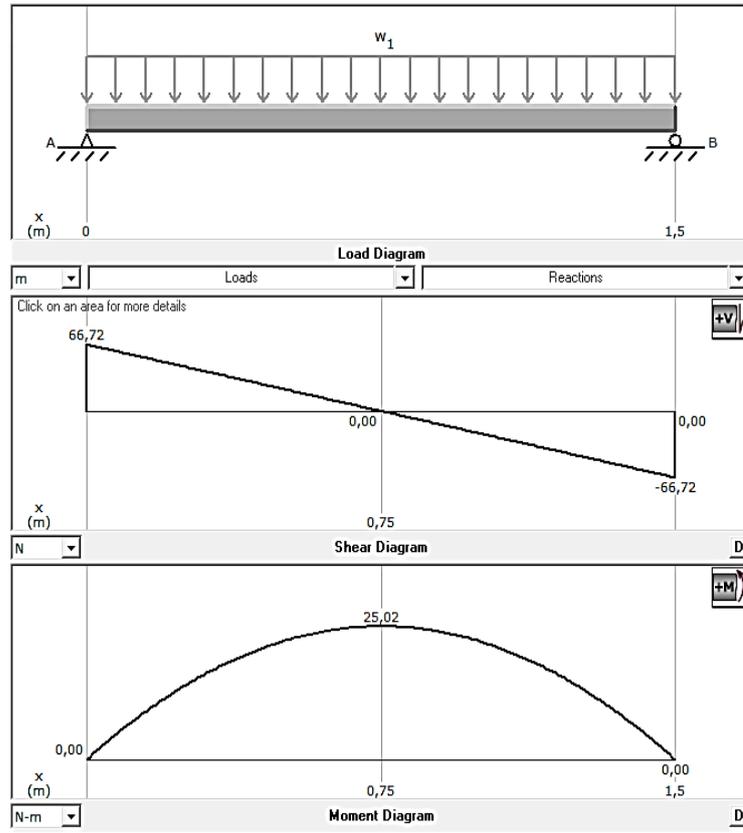


Figura 3-53. Diagramas de cortante y momento flector debido a la fuerza ejercida por el operario sobre el rodillo.

Fuente: Autor

Se tiene un momento flector máximo $M_{f2} = 25.02 \text{ N m}$.

El momento flector total máximo será igual a:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2} \quad (\text{Ec. 3-42})$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{2.6^2 + 25.02^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 25.33 \text{ N m}$$

Una vez obtenido los valores de las reacciones y el valor del momento máximo total se procede a determinar el diámetro del rodillo con la ecuación 3-46 y el factor de seguridad aplicando las siguientes fórmulas 3-43 y 3-44.

$$\sigma = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi(D_e^3 - d_i^3)} \quad (\text{Ec. 3-43})$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (\text{Ec. 3-44})$$

Donde:

$S_y = 250 \text{ MPa}$; Límite de fluencia del material del rodillo (ASTM A36)

Como no se conoce el diámetro del rodillo, se procede a su cálculo mediante la siguiente fórmula en la cual intervienen las velocidades del rodillo que son un parámetro importante del diseño.

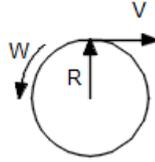


Figura 3-54. Velocidades que actúan sobre el rodillo.

Fuente: Autor

$$V = W \times R \quad (\text{Ec. 3-45})$$

Donde:

W = velocidad angular en rad /s.

Sabiendo que $n = 30 \text{ rpm}$ y $V = 0.2 \text{ m/s}$, entonces.

$$W = 30 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 3.14 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$R = \frac{V}{W}$$

$$R = \frac{0.2 \text{ m/s}}{3.14 \text{ rad/s}} = 0.063 \text{ m}$$

Una vez encontrado el radio del rodillo, se calcula el diámetro exterior e interior del mismo, para lo cual se da un espesor de $e = 4 \text{ mm}$, por criterio del diseñador.

$$D_e = 2R \quad (\text{Ec. 3-46})$$

$$D_e = 2 \times 0.063 \text{ m}$$

$$D_e = 0.127 \text{ m}$$

$$D_i = D_e - 2e \quad (\text{Ec. 3-47})$$

$$D_i = 0.127 - (2 \times 0.004)$$

$$D_i = 0.119 \text{ m}$$

Se procede al cálculo del esfuerzo sobre el cilindro.

$$\sigma = \frac{32 \times 25.33 \text{ Nm}}{\pi(0.127^3 - 0.119^3)}$$

$$\sigma = 0.71 \text{ Mpa}$$

Entonces el factor de seguridad será igual a:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{250 \text{ Mpa}}{0.71 \text{ Mpa}} = 352$$

Se tiene un factor de seguridad bastante grande, pero esto se debe a las dimensiones que tiene el rodillo diseñado, las mismas que son necesarias para cumplir con las condiciones de funcionamiento de la máquina, por otro lado las velocidades fueron obtenidas como datos de la empresa es decir que sus valores no pueden ser alterados, lo que generan las dimensiones del rodillo y por con siguiente obteniendo ese valor del factor de seguridad.

Adicionalmente con las dimensiones calculadas del rodillo se puede utilizar un catálogo, en este caso será el de Rotrans que es una marca muy conocida en el mercado respecto a estos accesorios y seleccionar un rodillo del catálogo, que ventajosamente nos proporciona hasta la clase de rodamiento que se utilizará para el eje del rodillo.

La utilización del catálogo se realiza con el fin de demostrar que sí existen rodillos de las dimensiones diseñadas por el autor de este trabajo.

RODAMIENTO 6308 EJE Ø40						
Serie S-40	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,05	1,1	1,2
	CONSTANTE PESO P. MOVILES	T1	1	1,05	1,2	1,5

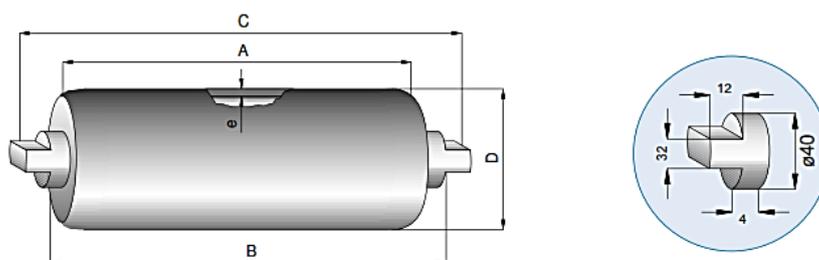


Figura 3-55. Rodillo seleccionado del catálogo de Rotrans.

Fuente: Rotrans [25].

Como se puede observar en la figura 3.55 se seleccionó un rodillo de la serie S-40 con las dimensiones detalladas, ver anexo E. Con el fin de reducir los costos, el rodillo se procederá a fabricar con las dimensiones especificadas.

3.2.2.3. Selección de chumaceras para los rodillos

Para dar movilidad a los rodillos y mediante el diseño del dispensador se necesitan de estos elementos conocidos como chumaceras, en este caso se usarán de dos tipos que son las de pared y corrediza para el movimiento vertical.

Para la chumacera corrediza y de pared se utilizará el catálogo NTN y se selecciona una chumacera que cumpla con los parámetros del rodamiento recomendado en el catálogo de Rotrans.

Tabla 3-36. Especificaciones del rodamiento 6308.

Dimensiones principales		Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos							
mm		kN		kgf		f_0	r.p.m.				tipo	con	con	con				
d	D	B	$r_{s \text{ min}}^{1)}$	r_{es}	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	f_0	grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto LLB	LLH	LLU	abierto	tapas	de no contacto	de bajo torque	de LLU
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—

Fuente: Catálogo NTN [26].

Tabla 3-37. Chumaceras de pared NTN para los rodillos.

Shaft dia. mm	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions											Bolt size mm	Bearing number
		L	J	A_2	N	A_3	A_1	A	H_s	A_0	B	S		
25	UCFSG305D1	110	80	9	16	7	13	29	80	39	38	15	M14	UC305D1
30	UCFSG306D1	125	95	10	16	8	15	32	90	44	43	17	M14	UC306D1
35	UCFSG307D1	135	100	11	19	9	16	36	100	49	48	19	M16	UC307D1
40	UCFSG308D1	150	112	13	19	10	17	40	115	56	52	19	M16	UC308D1
45	UCFSG309D1	160	125	14	19	11	18	44	125	60	57	22	M16	UC309D1
50	UCFSG310D1	175	132	16	23	12	19	48	140	67	61	22	M20	UC310D1
55	UCFSG311D1	185	140	17	23	13	20	52	150	71	66	25	M20	UC311D1
60	UCFSG312D1	195	150	19	23	14	22	56	160	78	71	26	M20	UC312D1
65	UCFSG313D1	208	166	15	23	18	22	58	175	78	75	30	M20	UC313D1
70	UCFSG314D1	226	178	18	25	18	25	61	185	81	78	33	M22	UC314D1
75	UCFSG315D1	236	184	21	25	18	25	66	200	89	82	32	M22	UC315D1
80	UCFSG316D1	250	196	18	31	20	27	68	210	90	86	34	M27	UC316D1
85	UCFSG317D1	260	204	24	31	20	27	74	220	100	96	40	M27	UC317D1
90	UCFSG318D1	280	216	24	35	20	30	76	240	100	96	40	M30	UC318D1
95	UCFSG319D1	290	228	39	35	20	30	94	250	121	103	41	M30	UC319D1
100	UCFSG320D1	310	242	39	38	20	32	94	260	125	108	42	M33	UC320D1

Fuente: Catálogo NTN [26].

Se ha seleccionado la chumacera de pared del catálogo NTN con la designación UCFSG308D1 (anexo F) la misma que contiene el rodamiento 6308 recomendado por Rotrans con las siguientes especificaciones:

- ✓ D = 90 mm
- ✓ d = 40 mm
- ✓ C = 40.5 kN
- ✓ C_o = 24 kN
- ✓ B = 23 mm

De la tabla 3-38 en el mismo catálogo NTN se procede a seleccionar la chumacera corrediza UCTG308D1 (anexo F1) que contiene el mismo rodamiento 6308 recomendado para el eje del rodillo, con este elemento se puede realizar la trayectoria vertical del rodillo de fuerza.

Tabla 3-38. Chumacera corrediza NTN.

Shaft dia. mm	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions														
		N _i	L _a	H _i	N _i	N	L _s	A _i	H _i	H	L	A ₂	r	L _i	B	S
25	UCTG305D1	16	14	62	36	26	65	12	80	89	122	35	46	76	38	15
30	UCTG306D1	18	16	70	41	28	74	16	90	100	137	40	52	85	43	17
35	UCTG307D1	20	17	75	45	30	80	16	100	111	150	40	56	94	48	19
40	UCTG308D1	22	19	83	50	32	89	18	112	124	162	45	62	100	52	19
45	UCTG309D1	24	20	90	55	34	97	18	125	138	178	50	68	110	57	22
50	UCTG310D1	27	22	98	61	37	106	20	140	151	192	55	74	118	61	22
55	UCTG311D1	29	23	105	66	39	115	22	150	163	207	60	80	127	66	25
60	UCTG312D1	31	25	113	71	41	123	22	160	178	220	65	85	135	71	26
65	UCTG313D1	32	27	116	70	43	134	26	170	190	238	65	92	146	75	30
70	UCTG314D1	36	27	130	85	46	140	26	180	202	252	70	97	155	78	33
75	UCTG315D1	36	27	132	85	46	150	26	192	216	262	70	102	160	82	32
80	UCTG316D1	42	30	150	98	53	160	30	204	230	282	80	108	174	86	34
85	UCTG317D1	42	32	152	98	53	170	32	214	240	298	80	115	183	96	40
90	UCTG318D1	46	32	160	106	57	175	32	228	255	312	90	120	192	96	40
95	UCTG319D1	46	33	165	106	57	180	35	240	270	322	90	125	197	103	41
100	UCTG320D1	48	34	175	115	59	200	35	260	290	345	100	135	210	108	42

Fuente: Catálogo NTN [26].

3.2.2.4. Diseño de la placa soporte principal

La placa soporte principal será diseñada mediante aplastamiento, para llegar a determinar su espesor adecuado, se sabe que el aplastamiento es igual a:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 3-48})$$

Donde:

F = es la fuerza que debe soportar la placa (N).

A = área proyectada donde se aplica la fuerza (mm²).

σ = Esfuerzo sobre la placa (MPa)

La placa se va analizar en su parte crítica, es decir donde hay más peso a soportar. Se sabe que las perforaciones para los pernos tienen un diámetro de 8 mm y vamos a suponer una placa de 3mm de espesor, entonces el área proyectada será:

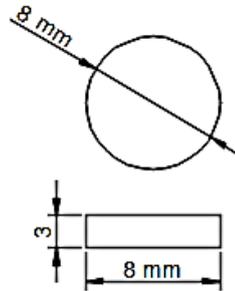


Figura 3-56. Área proyectada del perno.

$$A = 3 \times 8 \quad (\text{Ec. 3-49})$$

$$A = 24 \text{ mm}^2$$

La fuerza que se aplica sobre el área es el peso de todos los componentes que se encuentran en esta parte crítica de la placa, por lo que el valor de la fuerza es igual a:

Tabla 3-39. Fuerza aplicada sobre el área crítica de la placa principal.

CÁLCULO DE LA FUERZA QUE SOPORTA LA PLACA				
Cantidad	Componente	Masa (kg)	Gravedad	Peso (N)
1	Peso del rodillo movimiento vertical	56,34	9,81	552,6954
1	Base del cilindro	1,92	9,81	18,8352
1	Acople para guías	1,6	9,81	15,696
2	Guía para chumacera corrediza	2,58	9,81	50,6196
1	Cilindro	3,48	9,81	34,1388
1	Chumacera corrediza	3	9,81	29,43
1	Fuerza del operario			133,44
Total				834,855

Fuente: Autor

El valor de la fuerza que actúa sobre el área proyectada es 834. 85 N, lo que da lugar a un esfuerzo igual a:

$$\sigma = \frac{834.85 \text{ N}}{24 \text{ mm}^2} = 35 \text{ MPa}$$

Se calcula el coeficiente de seguridad, sabiendo que el S_y del material es 250 MPa.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250}{35} = 7.14$$

El coeficiente de seguridad indica que el espesor de 3 mm de la placa está correcto o es suficiente para soportar a los componentes mencionados en la tabla 3-39.

3.2.2.5. Diseño de la placa secundaria

La placa secundaria tiene dimensiones mucho más pequeñas que la placa principal, pero que también soporta a un componente (rodillo loco), bajo criterio de diseño y estética se va a utilizar el mismo espesor que la placa principal (3 mm).

3.2.2.6. Selección del actuador neumático

Para la selección del pistón neumático se conoce que las líneas de distribución neumáticas de la empresa alcanzan los 6 Bar de presión, valor con el que se va a seleccionar el actuador.

Adicionalmente se sabe la fuerza que debe realizar el pistón a seleccionar en este caso será el peso del rodillo diseñado el cual se presenta en la tabla 3-40.

Tabla 3-40. Masa del cilindro de fuerza.

Propiedades de masa de RODILLO
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --
Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico
Masa = 24703.53 gramos
Volumen = 3146946.63 milímetros cúbicos

Fuente: Autor.

$$F = \text{Masa del rodillo} \times \text{gravedad} \quad (\text{Ec. 3-50})$$

$$F = 24.70 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 242.34 \text{ N}$$

Para seleccionar el actuador neumático se utilizó el catálogo de actuadores Micro en el mismo que proporciona la siguiente fórmula (Ec. 3-51) para el cálculo del diámetro de la camisa del cilindro en cm.

$$F = 10 \times p \times \pi \times \left(\frac{d^2}{4}\right) \quad (\text{Ec. 3-51})$$

Donde:

F = fuerza (N); p = presión (bar); d = diámetro de la camisa del cilindro.

Despejando el diámetro de la ecuación 3-50 nos queda.

$$d = \sqrt{\frac{4F}{10 \times p \times \pi}} = \sqrt{\frac{4(242.34)}{10(6)(\pi)}} = 2.27 \text{ cm}$$

Se obtuvo un diámetro de camisa del cilindro de 22.7 mm, esto se puede constatar en la figura 3-57 con la fuerza 242 N y la presión de 6 bares.

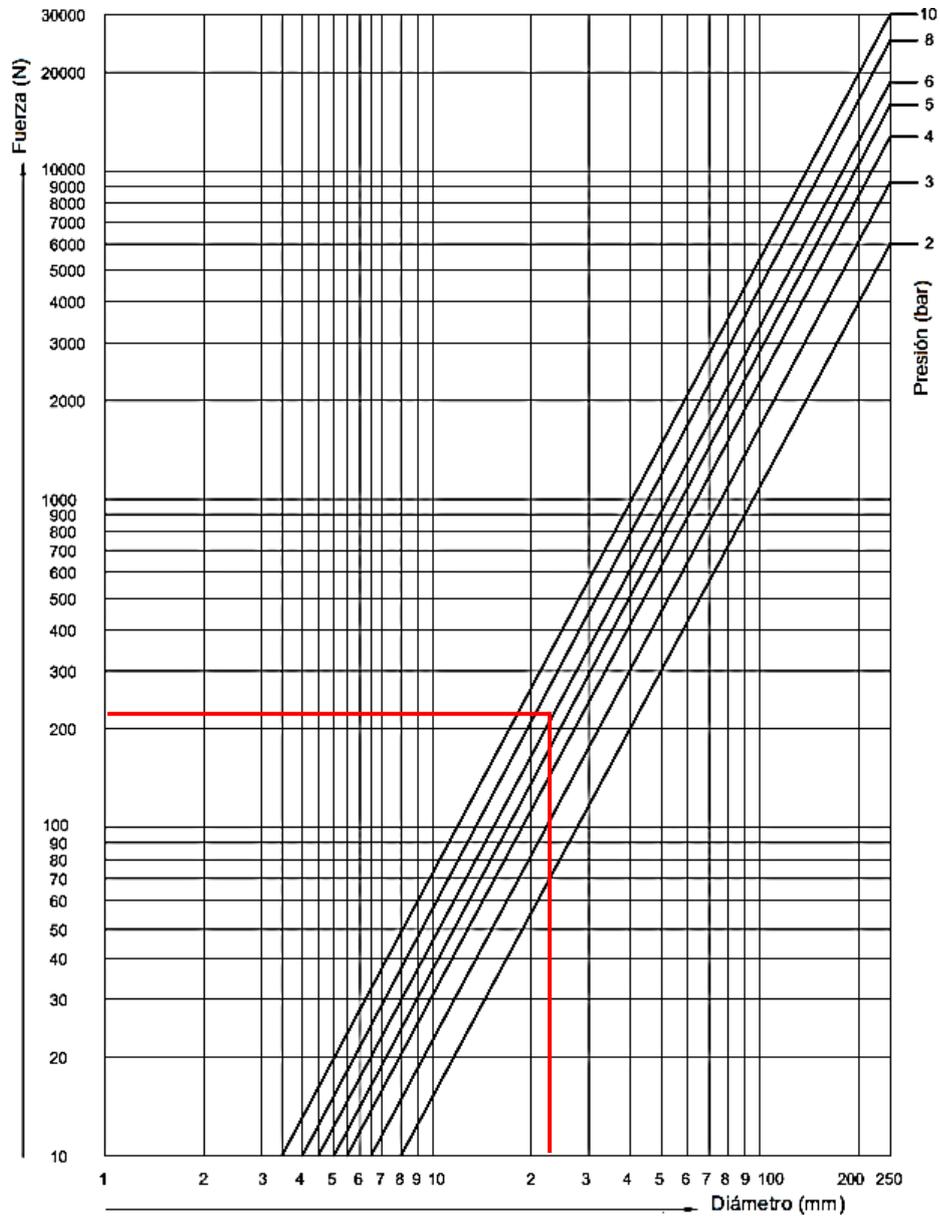


Figura 3-57. Diámetro de la camisa del cilindro del actuador neumático.

Fuente: Actuadores Micro [27].

Aunque la fuerza a la que está sometido el vástago del pistón es pequeña y no está sometido a compresión, se debe revisar la carrera máxima que debe realizar el actuador debido al pandeo del vástago en la figura 3-58.

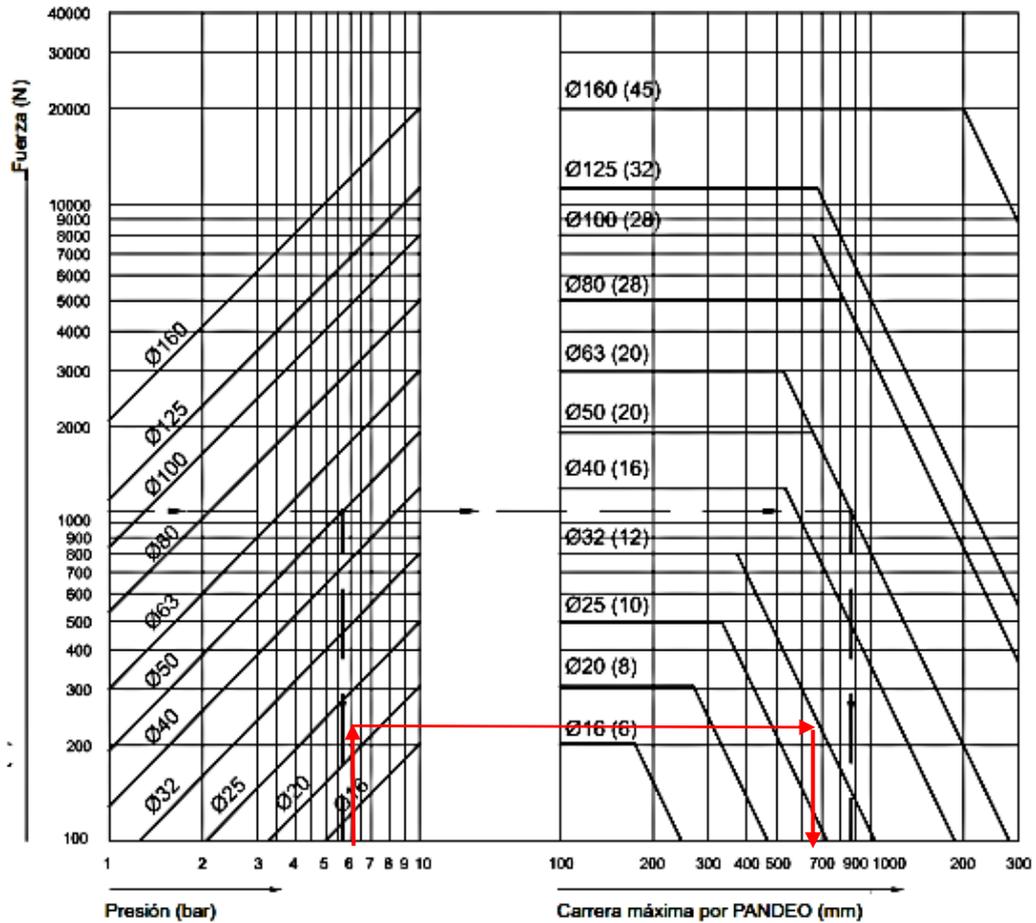


Figura 3-58. Pandeo del vástago del pistón neumático.

Fuente: Actuadores Micro [27].

Debido al pandeo la carrera máxima que puede realizar el vástago es de 640 mm mientras que la carrera requerida es de 250 mm, es decir que no existe riesgo alguno de pandeo.

Finalmente se concluye que el cilindro seleccionado es el ISO 15552 serie CP10 simple efecto, ver anexo G.

3.2.2.7. Diseño de la viga de la estructura del dispensador

En primer lugar se procede a calcular la fuerza que actúa sobre la viga de la estructura, que será una carga distribuida debido al peso de todos los componentes que están sobre la viga, así se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 3-41. Fuerza que actúa sobre la viga del dispensador.

CÁLCULO DE LA FUERZA QUE SOPORTA LA VIGA DE LA ESTRUCTURA				
Cantidad	Componente	Masa (kg)	Gravedad	Peso (N)
1	Peso del rodillo movimiento vertical	56,34	9,81	552,6954
1	Base del cilindro	1,92	9,81	18,8352
1	Acople para guías	1,6	9,81	15,696
2	Guía para chumacera corrediza	2,58	9,81	50,6196
1	Cilindro	3,48	9,81	34,1388
1	Chumacera corrediza	3	9,81	29,43
1	Fuerza del operario			133,44
2	Rodillo de fuerza	26,58	9,81	521,4996
2	Chumacera de pared	3,1	9,81	60,822
1	Placa principal	5,3	9,81	51,993
1	Placa secundaria	1,36	9,81	13,3416
Total (N)				1482,5112

Fuente: Autor.

Con el valor de esta fuerza se realiza el diagrama de fuerzas y el diagrama de cuerpo libre de la viga del alimentador, posteriormente se calcula el valor de las reacciones, ver figura 3-59.

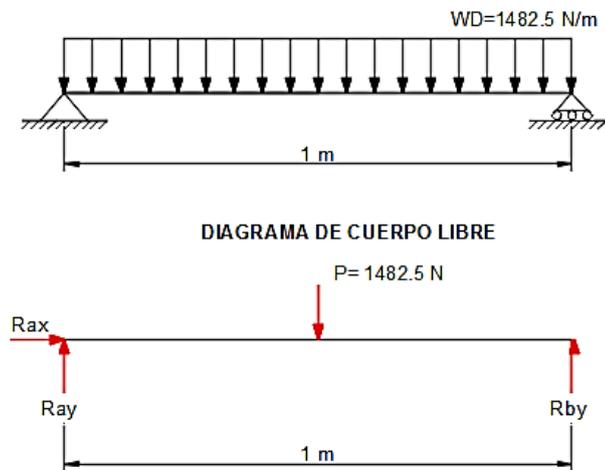


Figura 3-59. Diagrama de fuerzas y cuerpo libre de la viga del alimentador.

Fuente: Autor.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 1482.5 = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = 1482.5$$

$$R_{ay} = 741.25 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{by}(1) - 1482.5(0.5) = 0$$

$$R_{by} = \frac{1482.5(0.5)}{1} = 741.25 \text{ N}$$

Mediante los valores de las reacciones y fuerza encontradas se pueden generar los diagramas de cortante y momento flector de la viga del alimentador de tela como se representa en la figura 3-60.

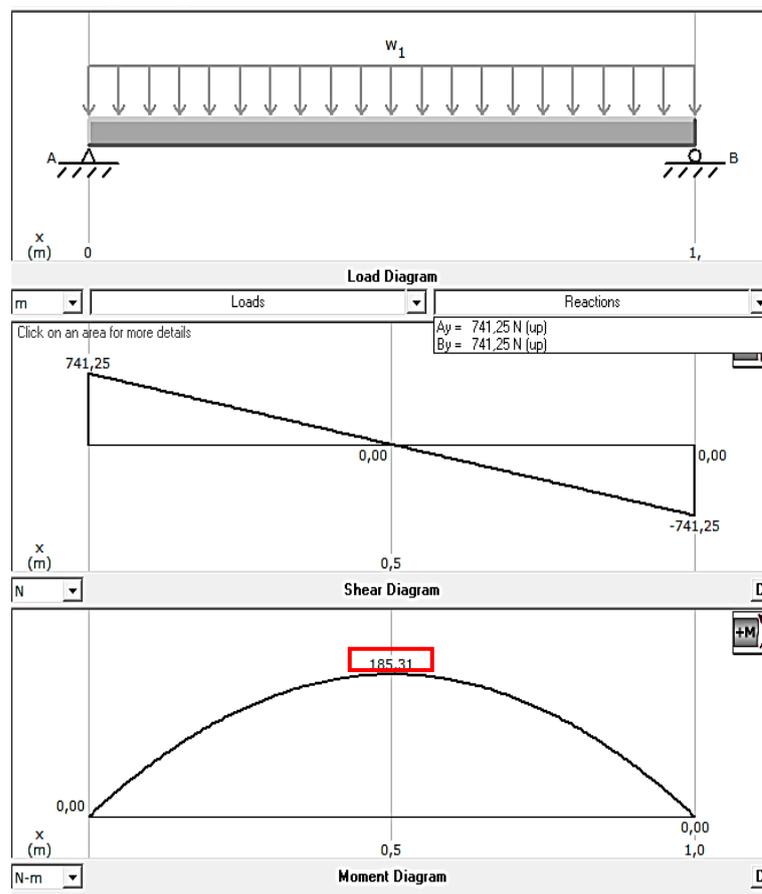


Figura 3-60. Diagrama de cortante y momento flector de la viga del alimentador.

Fuente: Autor.

El momento máximo de la viga del alimentador es 185.31 N m.

En la tabla 3-42 se realiza una comparación de resultados entre el software y los resultados analíticos.

Tabla 3-42. Resultados de la viga del alimentador.

RESULTADOS DE REACCIONES Y MOMENTO MÁXIMO DE LA VIGA DEL ALIMENTADOR	
Analítico	Software
$R_{Ay} = 741.25 \text{ N}$	$R_{Ay} = 741.25 \text{ N}$
$R_{By} = 741.25 \text{ N}$	$R_{By} = 741.25 \text{ N}$
$M_n = 185.31 \text{ Nm}$	

Fuente: Autor

Se puede analizar la viga del alimentador de la siguiente manera:

Análisis:

El momento de la viga crítica del cargador de rollos y su longitud con un valor de 356.13 Nm y 2.46 m respectivamente, son mayores al momento y longitud de la viga del alimentador, que en términos de diseño significa que el TC 30x2 mm del catálogo Dipac también es apto para soportar la carga que actúa sobre la viga del alimentador.

Mediante este criterio se decide realizar la construcción de la estructura del alimentador de tela utilizando un tubo cuadrado 30x2 mm, para conocer sus propiedades ver el anexo A.

3.2.2.8. Sincronización del movimiento.

La sincronización de movimiento de los rodillos de la máquina troqueladora de puente ATOM G888 (figura 3-61) con los rodillos del alimentador de tela diseñado (figura 3-62) se va a realizar mediante el mecanismo piñón-cadena (figura 3-63) con el fin de tener una transmisión de movimiento más seguro, conjunto y uniforme de los cuatro rodillos.



Figura 3-61. Rodillos troqueladora ATOM G888.

Fuente: DISTRISHOES.

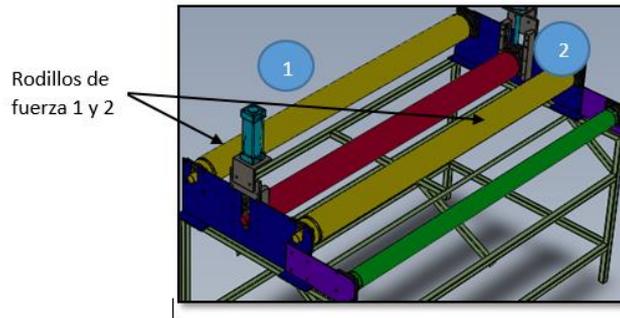


Figura 3-62. Rodillos de fuerza del alimentador.

Fuente: Autor.

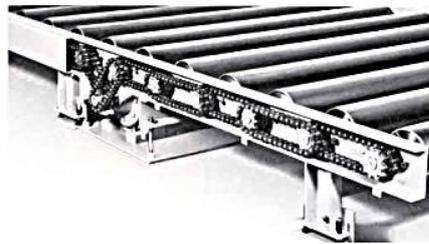


Figura 3-63. Transmisión de movimiento por piñón cadena.

Fuente: López [28].

Cálculo de número de dientes del piñón conducido.

Mediante la ecuación 3-52 se determina el número de dientes Z_2 del peñón conducido de dientes rectos:

$$Z_1 W_1 = Z_2 W_2 \quad (\text{Ec. 3-52})$$

Donde:

Z = número de dientes piñón conductor

W = velocidad angular

Datos:

Z_1 del piñón de la máquina = 24 dientes; $D = 12$ cm.

$W_1 = 30$ rpm

La relación de transmisión de movimiento en este caso es de 1:1 con la finalidad de tener las mismas características de movimiento en el piñón conducido, así:

$$Z_2 = \frac{Z_1 W_1}{W_2}$$

$$Z_2 = \frac{24 (30)}{(30)} = 24 \text{ dientes}$$

Para relaciones de transmisiones de potencia pequeñas comúnmente se utilizan piñones y cadenas de $\frac{1}{2}$ " de paso, ver tabla 3-43.

Tabla 3-43. Especificaciones generales de catarinas o piñones.

► Piñones NK 40 ANSI (ASA) - Paso de 1/2"

Información general									
CÓDIGO IBCA	No. de dientes	Pitch Diá. (P.C.D.)	Exterior Diá. (OD)	Piñones simples TIPO B					Materiales
				Bore (OD)		EJE		Peso Aprox. (kg)	
				Stock	Máx.	HD	HL		
NK - 40B10T	10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14	SAE 1040
NK - 40B12T	12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22	
NK - 40B13T	13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23	
NK - 40B14T	14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28	
NK - 40B15T	15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34	
NK - 40B16T	16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40	
NK - 40B17T	17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.126	0.866	0.46	
NK - 40B18T	18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51	
NK - 40B19T	19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59	
NK - 40B20T	20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76	
NK - 40B21T	21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85	
NK - 40B22T	22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95	
NK - 40B24T	24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84	
NK - 40B25T	25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88	
NK - 40B26T	26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92	
NK - 40B28T	28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00	
NK - 40B30T	30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10	
NK - 40B32T	32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	
NK - 40B33T	33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	
NK - 40B35T	35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40	
NK - 40B36T	36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50	
NK - 40B40T	40	6.373	6.65	0.67	1.77	2.677	1.102	1.70	
NK - 40B42T	42	6.691	6.97	0.71	1.89	2.874	1.260	2.05	
NK - 40B45T	45	7.168	7.45	0.71	1.89	2.874	1.260	2.25	
NK - 40B48T	48	7.645	7.93	0.71	1.89	2.874	1.260	2.45	
NK - 40B50T	50	7.963	8.23	0.71	1.89	2.874	1.260	2.60	
NK - 40B54T	54	8.599	8.89	0.71	1.89	2.874	1.260	2.90	
NK - 40B60T	60	9.554	9.84	0.71	1.89	2.874	1.260	3.40	
NK - 40B70T	70	11.145	11.43	0.79	2.17	3.268	1.260	4.57	



Fuente: Ivanbohman [29].

Ventajosamente la catarina es de un acero SAE 1040 en el cual se puede maquinar para montar en el eje del rodillo de fuerza de 40 mm, únicamente los dientes del piñón poseen un tratamiento térmico de dureza superficial.

Cálculo de la longitud de la cadena.

Una vez obtenidos todos los datos de ambas partes de movimiento se debe calcular la longitud que debe tener la cadena, para lo que se debe usar la ecuación 3-53, la cadena tiene un paso de 1/2" al igual que el piñón. [28].

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{\left(\frac{N - n}{2\pi}\right)^2}{C} \quad (\text{Ec. 3-53})$$

Donde:

L = longitud de la cadena expresada en pasos, C = distancia entre ejes expresada en pasos, N = número de dientes de la rueda, n = número de dientes del piñón.

Datos:

C = 612 mm = 48.19 pasos

N = 30

n = 30

$$L = (2 \times 48.19) + \frac{30 + 30}{2} + \frac{\left(\frac{30 - 30}{2\pi}\right)^2}{48.19}$$

$$L = 126.38 \text{ pasos}$$

Al obtener el resultado en pasos, se procede a multiplicar por el paso de la cadena en mm y finalmente se tiene la longitud de la cadena en mm.

$$L = 126.38 \text{ pasos} \times 12.7 \text{ mm}$$

$$L = 1605 \text{ mm}$$

Al conocer la longitud de la cadena se procede a seleccionar una del mismo catálogo, para esta transmisión de movimiento pequeña (30 rpm) se recomienda una cadena de tipo rodillos, ver tabla 3-44.

Tabla 3-44. Especificaciones técnicas de cadenas sencillas.

Tipos de cadenas																
Cadenas sencillas																
CÓDIGO IBCA	Cadena		Paso		Ancho entre placas interiores		Diámetros del rodillos		Diámetros del pasador (PIN)		Longitud del pasador (PIN)		Paso transversal		Carga de ruptura	
	ANSI No.	DIM ISO Nr.	P		W máx		R máx		D máx		L máx		C		min	min
			in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lbs	Kg
RS-40-2	40-2	08A-2	½	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.156	3.97	1.254	31.85	0.567	14.40	7050	3200
RS-50-2	50-2	10A-2	⅝	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	1.569	39.85	0.713	18.10	10700	4860
RS-60-2	60-2	12A-2	¾	19.05	0.500	12.70	0.469	11.91	0.234	5.96	1.957	49.70	0.898	22.80	15500	7040
RS-80-2	80-2	16A-2	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	2.543	64.60	1.154	29.30	27300	12400
RS-100-2	100-2	20A-2	1¼	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	3.108	78.95	1.409	35.80	41000	18600

Fuente: Ivanbohman [29].

3.3. Presupuesto

El presupuesto se basa en gastos como: costo de materiales, costo de mano de obra, costo de uso de maquinaria y herramientas los mismos.

3.3.1. Costo de materiales

3.3.1.1. Costo de materiales del cargador de rollos

En el cálculo del volumen de la estructura del cargador se llegó a determinar el largo total del tubo cuadrado 30x2 (L = 27.54 m), así como también los metros totales de la longitud de la placa (L = 9.84 m).

Sabiendo que el eje del carrete tiene una longitud de 2.1 m y que son 12 carretes, se tiene una longitud total del tubo redondo de 25.2 m.

Con estos datos se determina el número de tubos y de placas que son necesarias para la construcción, a continuación se presenta el cálculo del costo de materiales.

Tabla 3-45. Costo de materiales del cargador de rollos.

COSTO DE MATERIALES DEL CARGADOR DE ROLLOS			
Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Tubo Cuadrado 30x2 mm	5	\$ 12,00	\$ 60,00
Plancha (L = 1,5 m; A = 6 m; e = 3mm)	2	\$ 60,00	\$ 120,00
Tubo redondo (d=1,25 pulg; e = 2 mm)	5	\$ 6,00	\$ 30,00
Garrucha 167/100-FDP GN	4	\$ 12,00	\$ 48,00
Rodamientos FAG 626	48	\$ 3,00	\$ 144,00
Perno grado 8.8 (d = 6 mm)	48	\$ 0,40	\$ 19,20
Tuerca M16 para garrucha	4	\$ 0,20	\$ 0,80
Costo total			\$ 422,00

Fuente: Autor.

3.3.1.2. Costo de materiales del alimentador de tela

Antes de proceder al cálculo del costo de materiales debemos primero conocer el número de tubos y placas necesarios para la construcción, entonces:

Tabla 3-46. Número de tubos TC 30x2 del alimentador de tela.

CÁLCULO DEL NÚMERO DE TUBOS DEL ALIMENTADOR			
Cantidad	Descripción	Medida (mm)	Total en m
4	Tubo Cuadrado 30x2	840	3,36
5	Tubo Cuadrado 30x2	1864	9,32
2	Tubo Cuadrado 30x2	450	0,9
1	Tubo Cuadrado 30x2	519	0,519
1	Tubo Cuadrado 30x2	700	0,7
4	Tubo Cuadrado 30x2	1000	4
Total en metros			18,799
Número de tubos de 6 m de longitud			3,13

Fuente: Autor.

Tenemos un total de 3.13 tubos cuadrados de 30x2, lo que quiere decir que se deben comprar 4 tubos de la medida mencionada.

En la tabla 3-47 se detalla cada uno de los componentes necesarios para la construcción del alimentador.

Tabla 3-47. Costo de materiales del alimentador de tela.

COSTO DE MATERIALES DEL ALIMENTADOR DE TELA			
Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Tubo Cuadrado 30x2 mm	5	\$ 12,00	\$ 60,00
Plancha (L = 1,5 m; A = 6 m; e = 3mm)	1	\$ 60,00	\$ 60,00
Tubo macizo cuadrado (5x5) cm	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Tubo redondo (d = 5 pulg; e = 4 mm)	1	\$ 30,00	\$ 30,00
Ángulo (2 x2x0,125) plg	1	\$ 8,00	\$ 8,00
Ángulo (1x1x0,125) plg	1	\$ 6,00	\$ 6,00
Chumacera de pared NTN	6	\$ 8,00	\$ 48,00
Chumacera corrediza NTN	4	\$ 12,00	\$ 48,00
Cilindro neumático (p=6 bar; d= 25 mm)	2	\$ 600,00	\$1.200,00
Tuerca (16 mm) para vástago del pistón	2	\$ 0,20	\$ 0,40
Perno M12	16	\$ 0,15	\$ 2,40
Perno M10	20	\$ 0,10	\$ 2,00
Perno M8x28	20	\$ 0,08	\$ 1,60
Tuerca M12	16	\$ 0,10	\$ 1,60
Tuerca M10	20	\$ 0,10	\$ 2,00
Costo total			\$ 1.480,00

Fuente: Autor.

3.3.1.3. Costo total de materiales

Tabla 3-48. Costo total de materiales.

COSTO TOTAL DE MATERIALES	
Costo de mariales del cargador	\$ 422,00
Costo de materiales del alimentador	\$ 1.480,00
Costo total de materiales	\$ 1.902,00

Fuente: Autor.

3.3.2. Costo de mano de obra

El costo de la mano de obra de este proyecto se basa en el salario mínimo sectorial de un trabajador metalmeccánico con un salario de \$ 386,0 en el 2017, ver anexo H. Se estima un tiempo de construcción del proyecto de 45 días para un trabajador.

Tabla 3-49. Tiempo de ejecución del proyecto.

Horas de trabajo empleadas en el proyecto	
Tiempo de construcción (días laborables)	45
Horas laboradas	360

Fuente: Autor.

En la tabla 3-50 se realiza el cálculo del sueldo del operario con todos los beneficios de ley.

Tabla 3-50. Cálculo del sueldo del operario.

Cálculo del sueldo del operario	
Ocupación	Metalmecánico
Sueldo básico unificado 2017	\$ 386,00
XIII sueldo	\$ 32,17
XIV sueldo	\$ 29,50
Aporte patronal IESS (12,15%)	\$ 46,90
Fondos de reserva	\$ 32,17
Vacaciones	\$ 16,08
Total sueldo básico	\$ 542,82

Fuente: Autor.

En la siguiente tabla se presenta el cálculo de la mano de obra por cada hora de construcción.

Tabla 3-51. Costo de mano de obra por hora.

Costo mano de obra por hora	
Horas de trabajo diarias	8
Horas de trabajo semanales	40
Horas de trabajo mensuales	160
Costo mano de obra por hora	\$ 3,39

Fuente: Autor.

La tabla 3-52 muestra el costo total de mano de obra empleada para la construcción del dispensador de tela.

Tabla 3-52. Costo total de mano de obra.

Costo total de mano de obra	
Número de horas laboradas	360
Costo mano de obra por hora	\$ 3,39
Costo total de mano de obra	\$ 1.221,34

Fuente: Autor.

3.3.3. Costo de uso de maquinaria y herramientas

Este costo está realizado en base a la consulta realizada al dueño de un taller mecánico industrial del centro de la ciudad de Ambato; ya que no se tiene acceso a la información técnica de cada una de las máquinas para determinar su costo real.

Tabla 3-53. Costo de uso de máquinas y equipos.

COSTO DE USO DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS			
Descripción	Horas de operación	Costo por hora	Costo total de uso
Torno	60	\$ 8,00	\$ 480,00
Soldadora	40	\$ 6,00	\$ 240,00
Taladro de pedestal	35	\$ 5,00	\$ 175,00
Amoladora	35	\$ 3,00	\$ 105,00
Esmeril	40	\$ 3,00	\$ 120,00
Herramientas	150	\$ 2,00	\$ 300,00
Total	360	\$ 27,00	\$ 1.420,00

Fuente: Autor.

3.3.4. Costo total del proyecto

Una vez realizado todos los cálculos de costos que inciden en el costo total del proyecto se procede armar la tabla 3-54 para detallar el costo de construcción del dispensador de tela.

Tabla 3-54. Costo total del proyecto.

COSTO TOTAL DEL PROYECTO	
Costo de materiales	\$ 1.902,00
Costo de mano de obra	\$ 810,23
Costo de uso de máquinas y herramientas	\$ 1.420,00
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	\$ 4.132,23

Fuente: Autor.

3.4. Especificaciones técnicas del dispensador de tela

En la figura 3-65 se muestra el dispensador de tela con ambas partes.

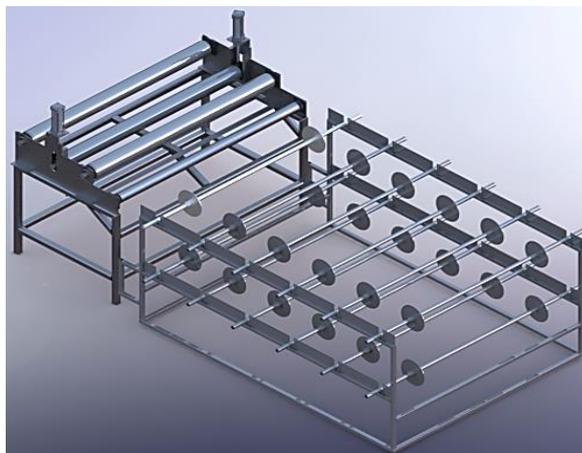
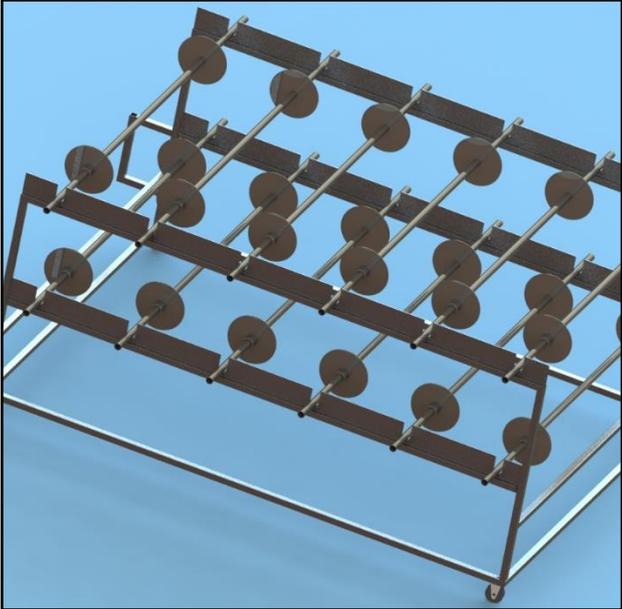
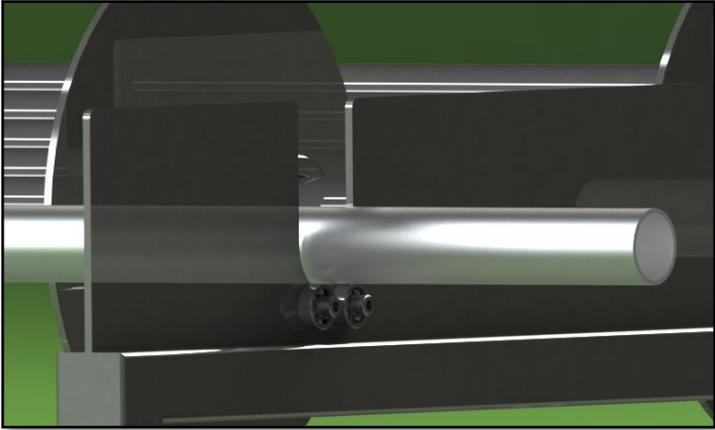


Figura 3-64. Dispensador de tela para la máquina troqueladora Atom G 888.

Fuente: Autor.

3.4.1. Especificaciones técnicas del cargador de rollos

Tabla 3-55. Especificaciones técnicas del cargador de rollos.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CARGADOR DE ROLLOS	
DE ROLLOS	
	
	
Requerimientos de energía	No (netamente mecánico)
Capacidad	12 Rollos de tela
Material	Acero ASTM A36
Capacidad por rollo	40 kg
Peso incluido carretes	136.15 kg
Largo	2.46 m
Ancho	1.845 m
Alto	1.10 m
Movilidad por garruchas	Rueda 167/100-FDP GN
Rodamiento	FAG 626

Fuente: Autor.

3.4.2. Especificaciones técnicas del alimentador de tela

Tabla 3-56. Especificaciones técnicas del alimentador de tela.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ALIMENTADOR DE TELA.



Requerimientos de energía	110 V
Capacidad de transporte	12 Capas de material
Material	Acero ASTM A36
Velocidad	30 rpm
Avance	0.2 m/s
Largo	2.46 m
Ancho	1.845 m
Alto	1.10 m
Movilidad	Estructura estática
Chumacera de pared	NTN -UCFSG308D1
Chumacera corrediza	NTN - UCTG308D1
Pistón neumático	ISO 15552 serie CP10 simple efecto

Fuente: Autor.

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- ✓ El diseño del dispensador se basa en el cargador de rollos modelo Cloth unwinding truck y el alimentador de tela modelo desenrollador clásico, modelos que mejor se adaptan a los requerimientos de funcionamiento.
- ✓ El perfil seleccionado para ambas estructuras es una sección cuadrada hueca y una sección circular hueca para el eje que forma el carrete del cargador de rollos.
- ✓ Las vigas del cargador de rollos donde se alojan conjuntamente los carretes y los rollos de tela tienen una sección compuesta, formada por un tubo cuadrado y una placa soldada en la superficie del tubo a manera de una T.
- ✓ El diseño de las estructuras se realizó en base al método ASD que se utiliza para la construcción de estructuras de acero, para lo cual también se tuvo el apoyo de un software de diseño y otro de análisis estructural.
- ✓ Se implementó un sistema neumático en el tercer rodillo del alimentador de tela que consta de un actuador de simple efecto a cada extremo del rodillo, facilitando así el desenrolle del material que se encuentra en el cargador de rollos.
- ✓ La sincronización de movimiento de los rodillos de la ATOM G888 con los rodillos del alimentador de tela se realizó con el mecanismo piñón-cadena para tener un movimiento uniforme y seguro, garantizando que los rodillos del alimentador de tela giren a la misma velocidad angular que los rodillos de la máquina.
- ✓ Los rodamientos empotrados sobre la placa soldada al tubo cuadrado cumplen la función de facilitar el giro del eje del carrete para desenrollar la tela de los rollos.

- ✓ El transporte y desenrolle del bloque de material textil se ejecuta gracias a una configuración de rodillos presentada dentro del diseño, garantizando la integridad física del operario.
- ✓ La construcción de ambas estructuras se realizaron mediante soldadura SMAW.

4.2. Recomendaciones

- ✓ En la selección de alternativas mediante el método corregido de los criterios ponderados realizar la evaluación de cada criterio cuidadosamente para evitar tener un modelo o diseño inadecuado.
- ✓ Analizar cuidadosamente la norma de construcción de estructuras de acero (Método ASD) para ambos diseños, evitando así errores de cálculo y perfiles sobredimensionados o por el contrario un perfil que no soporte el sistema.
- ✓ Al realizar el modelado de las estructuras en el software seleccionado revisar que las medidas estén correctamente para evitar tener un resultado de análisis estructural erróneo.
- ✓ Calcular cuidadosamente la fuerza que va a ejercer el actuador neumático ya que se puede seleccionar uno que no favorezca al sistema.
- ✓ Para la sincronización de movimiento tomar medidas exactas que hay entre los ejes de la ATOM G888 y el alimentador de tela para obtener una longitud de cadena adecuada para el sistema.
- ✓ Analizar minuciosamente toda la información y los datos obtenidos en el interior de la empresa ya que los mismos intervienen en el diseño actual.
- ✓ En el proceso de construcción del cargador asegurarse que la placa que va soldada sobre el tubo cuadrado esté perpendicularmente sobre él, para evitar inconvenientes en el giro del eje del carrete y desenrolle de la tela.
- ✓ Verificar una y otra vez las medidas para las perforaciones, uniones soldadas, destajes y cortes de material con el fin de evitar el desperdicio del mismo, que al final representará un costo adicional de la máquina.
- ✓ En el proceso de roscado realizarlo cuidadosamente para evitar la rotura de la herramienta (machuelo).

- ✓ Al maquinar las guías para la chumacera corrediza asegurarse que la superficie esté completamente lisa para garantizar el movimiento vertical de la chumacera.
- ✓ Verificar que la base para empotrar el actuador neumático esté paralelamente ubicada con la superficie superior de la chumacera corrediza para garantizar que el vástago del cilindro neumático esté a 90° en su funcionamiento.
- ✓ En el proceso de soldadura verificar el amperaje adecuado para el material acero ASTM A36 y electrodo E6011, para evitar la fundición de material.

5. Bibliografía

- [1] J. D. Montoya, «Actividades Económicas,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.actividadeseconomicas.org/2012/10/top-10-paises-mayores-exportadores.html>.
- [2] «Industria textil,» *Ekos*, 2 Septiembre 2015.
- [3] Instituto de Promoción de exportaciones e inversiones, «Análisis sectorial de textiles y confecciones,» Diciembre 2012. [En línea]. Available: http://www.proecuador.gob.ec/wp-content/uploads/2013/11/PROEC_AS2012_TEXTILES.pdf.
- [4] T. T. Balarezo Cabezas y F. D. Jaya Espín, «Estimación de los costos de producción para la empresa textil caso prendas de vestir en la ciudad de Quito.,» Enero 2013. [En línea]. Available: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4180/1/UPS-QT03542.pdf>.
- [5] «Portal educativo Cubano,» [En línea]. Available: http://educlaboral.cubaeduca.cu/index.php?option=com_content&view=article&id=11085%3Alos-tejidos-y-su-estructura&catid=8%3Aeducacion-laboral.
- [6] M. Á. Angulo Luna, «Análisis del Cluster Textil en el Perú.,» [En línea]. Available: http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/tesis/ingenie/angulo_lm/cap2.PDF.
- [7] L. M. Zurita A, «Desarrollo de textiles técnicos en laboratorio con características adecuadas para utilizar en la elaboración de zapatos de lona, en la fábrica de textiles industriales S.A. Teimsa,» 2012. [En línea]. Available: <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/2645/1/04%20IT%20154%20TESIS%20.pdf>.
- [8] L. C. Zambrano R, «Conocimientos generales para el montaje del calzado,» [En línea]. Available:

http://biblioteca.sena.edu.co/exlibris/aleph/u21_1/alephe/www_f_spa/icon/35337/modulo1/1/2.html.

- [9] Cosmotex, «Alimentador de tejido manual,» [En línea]. Available: <http://www.cosmotex.net/es/alimentador-de-tejido-manual>.
- [10] Eastman, «Caja de laminación- 3 roll.,» [En línea]. Available: <http://www.eastmancuts.com/product/three-roll-roll-stand/>.
- [11] J. Heap, «Material Handling System,» [En línea]. Available: <http://www.jesseheap.com/PDF/MaterialHandlingCatalog.PDF>.
- [12] A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, España: Marcombo, 2011.
- [13] S. Cabrera Anda, Neumática y olehidráulica, 2014.
- [14] ELSTRETCHER, «Tensores de tela y fieltro para la industria papelera.,» [En línea]. Available: [http://www.web.erhardt-leimer.com/web/tedo.nsf/41cd864530e41e4ec12571940031b7d5/cedb8043af06d710c125791500038854/\\$FILE/GRU--250785-ES-01.pdf](http://www.web.erhardt-leimer.com/web/tedo.nsf/41cd864530e41e4ec12571940031b7d5/cedb8043af06d710c125791500038854/$FILE/GRU--250785-ES-01.pdf).
- [15] DYPIMAX S.L., «ECED 180 Máquina enrolladora, embaladora y cortadora para tejido al detalle.,» [En línea]. Available: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/3424/Maquina-enroladora,-cortadora-y-embaladora-para-tejido-al--detalle.pdf.
- [16] Cable equipments, «Desenrolladores de rollos clásicos,» [En línea]. Available: <file:///C:/Users/Usuario/Downloads/237-1t200.pdf>.
- [17] J. C. McCormac y S. F. Csernak, Diseño de Estructuras de acero, México: Alfaomega, 2013.
- [18] C. Riba, «Diseño concurrente,» [En línea]. Available: <http://docslide.com.br/download/link/metodo-ordinal-corregido-de-los-criterios-ponderados>.
- [19] Catálogo Dipac, «Productos de acero,» [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/tubos/tubos-estructurales/tubo-estructural-cuadrado-galvanizado>.

- [20] L. A. Betin Cicolin, «Resistencia de materiales.,» [En línea]. Available: <http://www.ft.unicamp.br/webdidat/matdidat.php?cod=ST%20309&nome=Luiz+Antonio+Betin+Cicolin>.
- [21] FAG, «Rodamientos FAG,» [En línea]. Available: <http://www.baleromex.com/catalogos/C-FAG.pdf>.
- [22] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, México D. F.: Mc Graw Hill, 2008.
- [23] Ruedas Afo, «Fabricación de ruedas industriales y domésticas.,» 2011. [En línea]. Available: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/205217/Catalogo_Ruedas2011.pdf.
- [24] Tellure Rota, «Cómo escoger la rueda correcta,» [En línea]. Available: <http://www.tellurerota.com/es/como-escoger-la-rueda-justa>.
- [25] Rotrans, «Rodillos,» [En línea]. Available: <http://www.rotranssa.com/>.
- [26] NTN, [En línea]. Available: <http://www.ntnamericas.com/es/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/bearing-units%202400-IX.pdf>.
- [27] Actuadores Micro, [En línea]. Available: <http://www.microautomacion.com/catalogo/Actuadores.pdf>.
- [28] J. C. López Arenales, «Cadenas,» [En línea]. Available: <http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2013/ing/pim/4.pdf>.
- [29] Ivanbohman, «Transmisión de potencia.,» [En línea]. Available: <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2015/12/pinones.pdf>.
- [30] Asahi Seiko, [En línea]. Available: <http://www.asahiseiko.co.jp/english/catalog.html>.

Anexos

Anexo A:

Características técnicas de la lona laminada

FICHA TÉCNICA COMERCIAL
Producto o Artículo: LONA COLORES LAMINADA CON GABARDINA CRUDA Y PASTA LÁTEX
Color o Acabado: COLORES

ESTRUCTURA Y PROPIEDADES:	Ligamento:	Tafetán - Tafetán	
	Composición:	100% Algodón	
		URDIEMBRE	TRAMA
	Resistencia a la Tensión: (NTC 754 - 1)	153,2 ± 10 Kgf	153,26 ± 10 Kgf
	Resistencia a la Elongación: (NTC 754 - 1)	18,45% ± 10%	21,86% ± 10%
	Resistencia a la Rotura: (NTC 754 - 1)	7,72 Kgf mínimo	5,44 Kgf mínimo
	Resistencia al despegado:	1,6 kgf/cm mínimo	
	PH:	6 a 8	
	Solidez Lavado 40°C:	Cambio de tono 4-5 escala de grises (antes de "pegar") Manchado testigo 3-5 escala de grises (antes de "pegar")	
	Solidez al Frote (9N):	Húmedo 2-5; seco 3-5 (antes de "pegar")	
Solidez al Cloro 250 ppm:	4 - 5 temperatura ambiente (antes de "pegar")		
Fotocolorimetría ΔE* Escala CMC (antes de "pegar"):	Máximo 1,3 - Frecuencia de teñido menor a 2 meses / Máximo 1,5 - Frecuencia de teñido entre 2 y 6 meses / Frecuencias de teñido mayor a 6 meses, se revisará nuevamente el patrón		
Grado de Blanco (lectura en X - rite):	N/A		

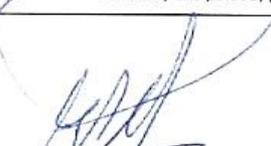
PESOS Y MEDIDAS:	Ancho:	1,48 m ± 1 cm
	Peso por Área:	630 gr/m ² mínimo
	Espesor :	1,45 mm ± 7 %
	Largo del Rollo:	40 m en múltiplos de 12 y el remanente entre 10 m y 30 m en múltiplos de 12, del baño de tintura
	Peso del Rollo:	37 Kg mínimo

EMBALAJE Y PRESENTACIÓN:	Empaque:	Funda de polietileno transparente
	Eje de enrollado:	Tubo de PVC o Carton
	Identificación:	Código de barras

ALMACENAMIENTO: Se recomienda almacenar a temperaturas entre 18 y 26 °C a Humedad Relativa entre 60 y 70%, en forma horizontal. Un incremento sustancial en la temperatura causa resequeidad en la tela y puede alterar su valor de resistencia, una alta humedad propicia la formación de moho y hongos. No almacenar en forma vertical (rollo parado) para evitar dañar los bordes.



GERENTE ADMINISTRATIVO
FINANCIERO



GERENTE DE VENTAS Y PLANIFICACIÓN



SUBGERENTE DE PRODUCCIÓN
TINTURA Y ACABADOS

mayo-16

Parroquia Santa Rosa • Km. 7 1/2 Vía a Guaranda
Telefax: (03) 275 4054 / 275 4192 / 275 4193
Ambato • Ecuador www.teimsa.com.ec

Certificación ISO 9001:2008 en:
"Proceso de fabricación, tinturado,
acabados y comercialización de hnos
open end y tela de algodón al 100%"



Anexo B:

Propiedades del perfil estructural TC 30x2

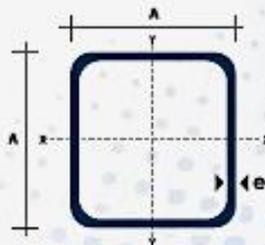
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o Galvanizado
Largo Normal	6,00 m
Otros Largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20,00 mm a 100,00 mm
Espesor	Desde 1,20 mm a 5,00 mm

TUBERÍA



Dimensiones			Área	Ejes X-X e Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,75	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,64
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,87
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,90	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,08	45,22	3,89
100	5,0	14,80	18,36	270,57	54,11	3,94

Anexo B1:

Propiedades del acero ASTM A36

TABLA 1.1 Especificaciones aplicables de la ASTM a diversos perfiles estructurales.

Tipo de acero	Designación de la ASTM	Esfuerzo mínimo de fluencia F_y (klb/plg ²)	Esfuerzo de tensión F_u (klb/plg ²)	Serie de perfiles aplicables												
				W	M	S	HP	C	MC	L	HSS		Tubo			
											Rect.	Redondeo				
Al carbono	A36	36	58-80 ^b	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
	A53 Gr. B	35	60	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
	A500	Gr. B	42	58	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
			46	58	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		Gr. C	46	62	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
			50	62	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	A501	Gr. A	36	58	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		Gr. B	50	70	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	A529 ^c	Gr. 50	50	65-100	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		Gr. 55	55	70-100	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Baja aleación alta resistencia	A572	Gr. 42	42	60	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		Gr. 50	50	65 ^d	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		Gr. 55	55	55	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		Gr. 60 ^e	60	60	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		Gr. 65 ^e	65	65	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
	A618 ^f	Gr. I & II	50 ^g	70 ^g	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		Gr. III	50	50	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	A913	50	50 ^h	60 ^h	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		60	60	75	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
		65	65	80	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
70		70	90	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
A992	50	65 ⁱ	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
Baja aleación alta resistencia resistente a la corrosión	A242	42 ^j	63 ^j	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		46 ^k	67 ^k	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
		50 ^l	70 ^l	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
	A588	50	70	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
A847	50	70	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		

■ = Especificación recomendada para el material
 □ = Otra especificación de material aplicable, cuya disponibilidad deberá confirmarse antes de la especificación
 □ = La especificación de material no aplica

^a Mínimo a menos que se muestre un rango.
^b Para perfiles arriba de 426 lb/plg, sólo aplica el mínimo de 58 klb/plg².
^c Para perfiles con un espesor de patín menor que o igual a 1½ plg solamente. Para mejorar la soldabilidad, puede especificarse un máximo de carbono (de acuerdo con el Requisito suplementario S78 de la ASTM). Si se desea, puede especificarse el esfuerzo máximo de tensión de 90 klb/plg² (de acuerdo con el Requisito suplementario S79 de la ASTM).
^d Si se desea, puede especificarse el esfuerzo máximo de tensión de 70 klb/plg² (de acuerdo con el Requisito suplementario S91 de la ASTM).
^e Para perfiles con un espesor de patín menor que o igual a 2 plg solamente.
^f A618 de la ASTM también puede especificarse como resistente a la corrosión; véase A618 de la ASTM.
^g El mínimo aplica a muros de un espesor nominal de ¾ plg y menor. Para espesores de muro mayores que ¾ plg, $F_y = 46$ klb/plg² y $F_u = 67$ klb/plg².
^h Si se desea, puede especificarse un esfuerzo máximo de fluencia de 65 klb/plg² y una relación de resistencia máxima a la fluencia entre la de tensión de 0.85 (de acuerdo con el Requisito suplementario S75 de la ASTM).
ⁱ Se incluyen como obligatorias en A992 de la ASTM una relación de resistencia máxima a la fluencia entre la de tensión de 0.85 y una fórmula equivalente para el carbono.
^j Para perfiles con un espesor de patín mayor que 2 plg solamente.
^k Para perfiles con un espesor de patín mayor que 1½ plg y menor que o igual a 2 plg solamente.
^l Para perfiles con un espesor de patín menor que o igual a 1½ plg solamente.

Anexo B2:

Propiedades del tubo circular

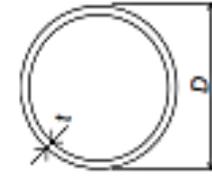
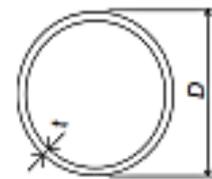


TABLA 2.1.10
PERFILES CIRCULARES DE DIÁMETRO MENOR
SOLDADOS POR RESISTENCIA ELÉCTRICA

GEOMETRÍA DE LA SECCIÓN Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO



DIMENSIONES			PESO kg/m	AREA A mm ²	I/10 ⁶ mm ⁴	S/10 ³ mm ³	r mm	Z/10 ³ mm ³	ESBELTEZ D/t	J/10 ⁴ mm ⁴
D mm	D _{ext} mm	t mm								
12	12.70	10.90	0.26	33.4	0.000584	0.0920	4.18	0.126	14.1	0.117
	12.70	10.70	0.29	36.8	0.000634	0.0958	4.15	0.137	12.7	0.127
	12.70	10.30	0.34	43.4	0.000724	0.114	4.09	0.159	10.6	0.145
	12.70	9.70	0.41	52.8	0.000842	0.133	4.00	0.189	8.5	0.168
58	15.88	14.08	0.33	42.3	0.001119	0.150	5.30	0.202	17.6	0.238
	15.88	13.88	0.37	46.7	0.00130	0.164	5.27	0.222	15.9	0.260
	15.88	13.48	0.43	56.3	0.00150	0.189	5.21	0.259	13.2	0.300
	15.88	12.88	0.53	67.7	0.00177	0.223	5.11	0.311	10.6	0.354
	15.88	11.88	0.68	87.2	0.00214	0.270	4.96	0.388	7.9	0.428
34	19.05	17.25	0.40	51.3	0.00212	0.222	6.42	0.297	21.2	0.424
	19.05	17.05	0.45	56.7	0.00232	0.243	6.39	0.326	19.1	0.463
	19.05	16.65	0.53	67.3	0.00269	0.283	6.33	0.383	15.9	0.538
	19.05	16.05	0.65	82.7	0.00321	0.337	6.23	0.463	12.7	0.641
	19.05	15.05	0.84	107	0.00395	0.414	6.07	0.584	9.5	0.789
114	31.75	29.95	0.68	87.2	0.01034	0.654	10.9	0.857	35.3	2.077
	31.75	29.75	0.76	96.6	0.0114	0.720	10.9	0.946	31.8	2.286
	31.75	29.35	0.90	116	0.0135	0.846	10.8	1.121	26.6	2.691
	31.75	28.75	1.12	143	0.0163	1.030	10.7	1.374	21.2	3.289
	31.75	27.75	1.47	187	0.0208	1.309	10.5	1.773	15.9	4.155

Anexo C:

Torque aplicado a pernos milimétricos

**Torque de servicio para tornillos milimétricos
(Tightening torque for metric hexagon head bolts)**

**Libras - pie
(lb - ft)**

Diámetro Nominal (Nominal diameter)	Paso de la rosca (Pitch)	Clase de Resistencia (Property class)		
		5.8	8.8	10.9
5	0.80	2.0 - 2.6	3.0 - 3.8	4.2 - 5.7
6	1.00	3.4 - 4.4	5.0 - 6.7	7.3 - 9.9
7	1.00	5.4 - 7.4	8.1 - 11.0	12.0 - 16.2
8	1.00	9.0 - 11.8	13.3 - 17.7	19.2 - 25.8
8	1.25	8.1 - 11.0	11.8 - 16.2	17.0 - 23.6
10	1.00	17.7 - 24.4	26.6 - 36.0	39.1 - 53.0
10	1.25	17.0 - 22.9	25.1 - 34.7	37.0 - 50.0
10	1.50	15.5 - 21.4	23.5 - 32.5	34.7 - 48.0
12	1.25	30.2 - 41.3	45.0 - 62.0	66.4 - 90.8
12	1.50	28.8 - 38.4	43.5 - 59.0	63.5 - 86.3
12	1.75	26.6 - 37.0	41.0 - 56.0	60.0 - 82.0
14	1.50	48.0 - 65.0	71.6 - 97.4	105.0 - 143.0
14	2.00	43.5 - 59.0	66.0 - 89.0	96.7 - 131.0
16	1.50	73.0 - 99.6	110.0 - 150.0	162.0 - 220.0
16	2.00	67.2 - 92.0	102.0 - 139.5	151.0 - 205.0
18	1.50	106.3 - 146.0	161.0 - 219.0	236.2 - 321.7
18	2.50	93.0 - 128.0	141.0 - 192.6	207.4 - 283.0
20	1.50	148.4 - 203.0	224.4 - 306.0	329.0 - 449.0
20	2.50	133.0 - 181.0	200.0 - 273.0	295.0 - 401.0
22	1.50	202.0 - 275.0	304.0 - 415.0	446.0 - 610.0
22	2.50	183.0 - 249.0	275.0 - 376.0	404.0 - 552.0
24	2.00	251.0 - 342.0	379.0 - 517.0	556.0 - 758.0
24	3.00	229.0 - 311.0	345.0 - 470.0	506.0 - 691.0
27	3.00	339.0 - 462.0	511.0 - 697.0	751.0 - 1023.0

Anexo D:

Rueda AFO 167-FDP-GN

Serie 167

Olimpia Espiga

de 160 a 225 kgs.

Ruedas AFO

Fabricación de Ruedas Domésticas e Industriales
ventas@ruedasafos.es - www.ruedasafos.es



Soporte Olimpia Espiga

Soporte: Gratorio y fijo de acero estampado de 3 a 3,5 m/m. de espesor, con espiga roscada.

Rodamiento: Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio.

Acabado: Cincado en blanco brillante.

Aro Olimpia Goma

Aro: Banda de goma negra, inyectado sobre núcleo de nylon en color blanco (hasta diám. 130 m/m.) y ensamblado sobre juego de llantas de aluminio desmontables a partir de 160 m/m.

Rodamiento: CB dos cojinetes a bolas de precisión.

Acabado: Llantas de aluminio pintadas en color gris mateado.



Recambio: Serie 170 GN

					Código	Descripción	P.V.P.
100X40	140	93	M-16X30	160	27360	167/100 GN CB	
130X40	166	113	M-16X30	180	27390	167/130 GN CB	
				170	26933	167/130 GG CB	
160X45	205	135	M-20X50	200	27400	167/160 GN CB	
200X50	245	152	M-20X50	225	27410	167/200 GN CB	



167-GN

					Código	Descripción	P.V.P.
100X40	140	93	M-16X30	160	27313	167/100 FDP GN CB	
130X40	166	113	M-16X30	180	27397	167/130 FDP GN CB	
				170	27110	167/130 FDP GG CB	
160X45	205	135	M-20X50	200	27401	167/160 FDP GN CB	
200X50	245	152	M-20X50	225	27050	167/200 FDP GN CB	

SISTEMA FRENO

FDP: Dispositivo freno de doble acción. Bloqueo total y simultáneo de la rueda y del giro axial del soporte.



167-FDP GN

Anexo E:

Rodillo Rotrans S-40

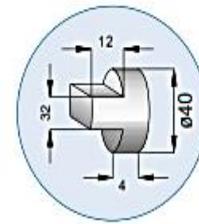
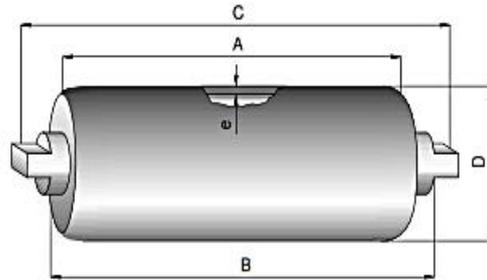


RODILLOS LISOS

19

RODAMIENTO 6308 EJE Ø40

Serie S-40	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,05	1,1	1,2
	CONSTANTE PESO P. MOVILES	T1	1	1,05	1,2	1,5



Serie / S-40

RODILLOS LISOS

Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	160	168	192	7,61	5,71
500	200	208	232	8,50	6,21
650	250	258	282	9,61	6,82
800	315	323	347	11,05	7,62
1000	380	388	412	12,49	8,42
1200	465	473	497	14,37	9,46
1400	530	538	562	15,82	10,27
1600	600	608	632	17,37	11,13
1800	670	678	702	18,92	11,99
2000	750	758	782	20,69	12,97

Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	250	258	282	9,61	6,82
500	315	323	347	11,05	7,62
650	380	388	412	12,49	8,42
800	465	473	497	14,37	9,47
1000	600	608	632	17,37	11,13
1200	700	708	732	19,58	12,35
1400	800	808	832	21,80	13,58
1600	900	908	932	24,02	14,82
1800	1000	1008	1032	26,24	16,05
2000	1100	1108	1132	28,45	17,27

- Notas**
- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
 - Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

- Observaciones**
- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:
 Peso de la tabla (Rod.Ø127) x Constante (T ó T1).
 Ej. Peso (Ø133/160) = peso (Ø127/160) x T
 Peso = 7,61 x 1,05 = 7,99 Kg
 - Pesos aproximados.
 - Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
 - NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107
 UNE 58-232-92

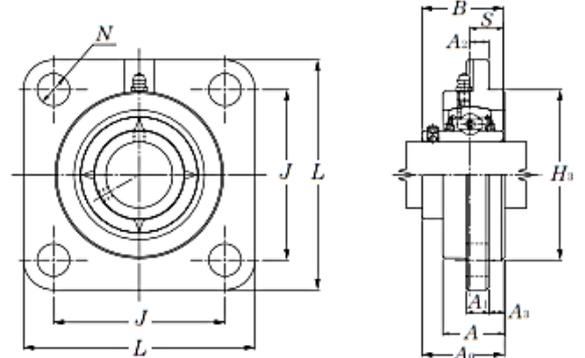
Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	500	508	532	15,15	9,80
500	600	608	632	17,37	11,13
650	750	758	782	20,69	12,97
800	950	958	982	25,13	15,43
1000	1150	1158	1182	29,56	17,89
1200	1400	1408	1432	35,10	20,96
1400	1600	1608	1632	39,54	23,43
1600	1800	1808	1832	43,97	25,88
1800	2000	2008	2032	48,41	28,35
2000	2200	2208	2232	52,84	30,81

Anexo F:

Chumacera de pared NTN UCFSG308D1

Square flanged units w/ spigot joint (Steel series)
Set screw type



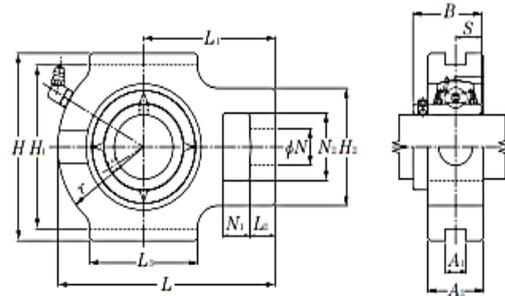
Shaft dia. mm	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions											Bolt size mm	Bearing number
		L	J	A ₂	N	A ₃	A ₁	A	H ₃	A ₀	B	S		
25	UCFSG305D1	110	80	9	16	7	13	29	80	39	38	15	M14	UC305D1
30	UCFSG306D1	125	95	10	16	8	15	32	90	44	43	17	M14	UC306D1
35	UCFSG307D1	135	100	11	19	9	16	36	100	49	48	19	M16	UC307D1
40	UCFSG308D1	150	112	13	19	10	17	40	115	56	52	19	M16	UC308D1
45	UCFSG309D1	160	125	14	19	11	18	44	125	60	57	22	M16	UC309D1
50	UCFSG310D1	175	132	16	23	12	19	48	140	67	61	22	M20	UC310D1
55	UCFSG311D1	185	140	17	23	13	20	52	150	71	66	25	M20	UC311D1
60	UCFSG312D1	195	150	19	23	14	22	56	160	78	71	26	M20	UC312D1
65	UCFSG313D1	208	166	15	23	18	22	58	175	78	75	30	M20	UC313D1
70	UCFSG314D1	226	178	18	25	18	25	61	185	81	78	33	M22	UC314D1
75	UCFSG315D1	236	184	21	25	18	25	66	200	89	82	32	M22	UC315D1
80	UCFSG316D1	250	196	18	31	20	27	68	210	90	86	34	M27	UC316D1
85	UCFSG317D1	260	204	24	31	20	27	74	220	100	96	40	M27	UC317D1
90	UCFSG318D1	280	216	24	35	20	30	76	240	100	96	40	M30	UC318D1
95	UCFSG319D1	290	228	39	35	20	30	94	250	121	103	41	M30	UC319D1
100	UCFSG320D1	310	242	39	38	20	32	94	260	125	108	42	M33	UC320D1
105	UCFSG321D1	310	242	39	38	20	32	94	260	127	112	44	M33	UC321D1
110	UCFSG322D1	340	266	35	41	25	35	96	300	131	117	46	M36	UC322D1
120	UCFSG324D1	370	290	35	41	30	40	110	330	140	126	51	M36	UC324D1
130	UCFSG326D1	410	320	35	41	30	45	115	360	146	135	54	M36	UC326D1
140	UCFSG328D1	450	350	45	41	30	55	125	400	161	145	59	M36	UC328D1

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 36 for size of grease fitting.

Anexo F1:

Chumacera corregida NTN UCTG308D1

Take-up units (Steel series)
Set screw type



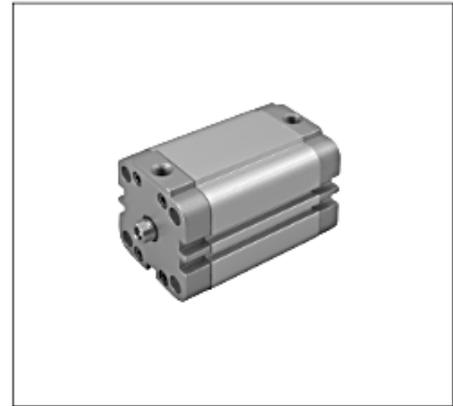
Shaft dia. mm	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions														
		<i>N</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>H</i> ₂	<i>N</i> ₂	<i>N</i>	<i>L</i> ₁	<i>A</i> ₁	<i>H</i> ₁	<i>H</i>	<i>L</i>	<i>A</i> ₂	<i>r</i>	<i>L</i> ₁	<i>B</i>	<i>S</i>
25	UCTG305D1	16	14	62	36	26	65	12	80	89	122	35	46	76	38	15
30	UCTG306D1	18	16	70	41	28	74	16	90	100	137	40	52	85	43	17
35	UCTG307D1	20	17	75	45	30	80	16	100	111	150	40	56	94	48	19
40	UCTG308D1	22	19	83	50	32	89	18	112	124	162	45	62	100	52	19
45	UCTG309D1	24	20	90	55	34	97	18	125	138	178	50	68	110	57	22
50	UCTG310D1	27	22	98	61	37	106	20	140	151	192	55	74	118	61	22
55	UCTG311D1	29	23	105	66	39	115	22	150	163	207	60	80	127	66	25
60	UCTG312D1	31	25	113	71	41	123	22	160	178	220	65	85	135	71	26
65	UCTG313D1	32	27	116	70	43	134	26	170	190	238	65	92	146	75	30
70	UCTG314D1	36	27	130	85	46	140	26	180	202	252	70	97	155	78	33
75	UCTG315D1	36	27	132	85	46	150	26	192	216	262	70	102	160	82	32
80	UCTG316D1	42	30	150	98	53	160	30	204	230	282	80	108	174	86	34
85	UCTG317D1	42	32	152	98	53	170	32	214	240	298	80	115	183	96	40
90	UCTG318D1	46	32	160	106	57	175	32	228	255	312	90	120	192	96	40
95	UCTG319D1	46	33	165	106	57	180	35	240	270	322	90	125	197	103	41
100	UCTG320D1	48	34	175	115	59	200	35	260	290	345	100	135	210	108	42
105	UCTG321D1	48	34	175	115	59	200	35	260	290	347	100	135	212	112	44
110	UCTG322D1	52	40	185	125	65	215	38	285	320	385	100	150	235	117	46
120	UCTG324D1	60	44	210	140	70	230	45	320	355	432	110	165	267	126	51
130	UCTG326D1	65	47	220	150	75	240	50	350	385	465	120	180	285	135	54
140	UCTG328D1	70	52	230	160	80	255	50	380	415	515	120	200	315	145	59

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 36 for size of grease fitting.

Anexo G:

Actuador neumático CP 10 simple efecto

- Tipo..... Cilindros neumáticos compactos perfilados de simple efecto con imán incorporado en el pistón
- Versiones..... Resorte delantero o trasero, vástago rosca hembra o macho
- Norma..... UNITOP RU-P/6
- Temperaturas..... -20...80 °C (-4...176 °F)
- Fluido..... Aire comprimido filtrado (con o sin lubricación)
- Presión de trabajo..... 0,6...10 bar (9...145 psi)
- Carreras..... Ver tabla (otras carreras consultar)
- Interruptor magnético.... Ver página 1.5.7.1, modelo DSL
- Materiales..... Tubo de aluminio perfilado anodizado duro, vástago de acero inoxidable (Ø12 a 25), vástago de acero cromado duro (Ø32 a 100), tapas de aluminio, sellos de poliuretano

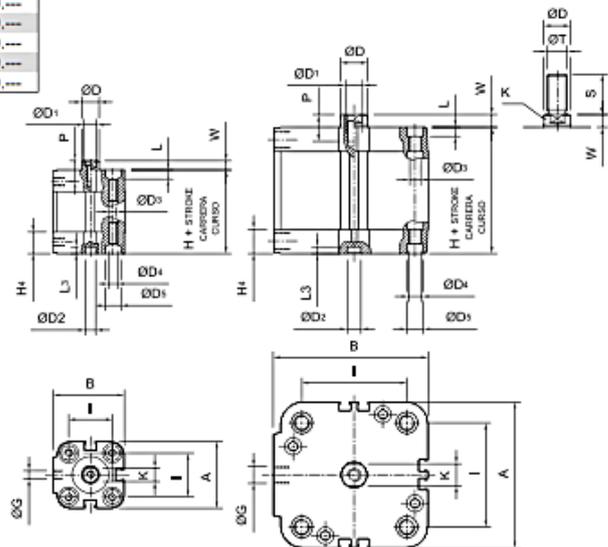


Ø	Resorte delantero vástago hembra	Resorte trasero vástago hembra	Resorte delantero vástago macho	Resorte trasero vástago macho
12	0.063.120.---	0.063.620.---	0.063.630.---	0.063.670.---
16	0.064.120.---	0.064.620.---	0.064.630.---	0.064.670.---
20	0.065.120.---	0.065.620.---	0.065.630.---	0.065.670.---
25	0.066.120.---	0.066.620.---	0.066.630.---	0.066.670.---
32	0.067.120.---	0.067.620.---	0.067.630.---	0.067.670.---
40	0.068.120.---	0.068.620.---	0.068.630.---	0.068.670.---
50	0.069.120.---	0.069.620.---	0.069.630.---	0.069.670.---
63	0.070.120.---	0.070.620.---	0.070.630.---	0.070.670.---
80	0.071.120.---	0.071.620.---	0.071.630.---	0.071.670.---
100	0.072.120.---	0.072.620.---	0.072.630.---	0.072.670.---

Al ordenar, reemplazar los guilones de los códigos por el valor de la carrera expresado en mm, con ceros a la izquierda si fuera menor a tres dígitos.

Ej.: un cilindro 0.063.120.--- con carrera 10 mm debe solicitarse 0.063.120.010

Ø	Fuerza del resorte (N)				
	Carreras				
12	5,1	9,1	-	-	-
16	6,5	8	9,3	10,7	12,1
20	6,6	7,2	7,9	8,5	9,2
25	15	18,2	21,5	24,7	28
32	18	21	24	27	30
40	25	28	31	34	37,4
50	44	48,2	52,5	56,7	61
63	-	50	58	66	74
80	-	83	93	103	115
100	-	140	160	179	198



Ø12...25

Ø 32...100

(*) Para cilindros con resorte trasero W es igual a W+carrera

Ø	A	B	ØD	ØD1	ØD2	ØD3	ØD4	ØD5	ØG	H	H4	I	K	L	L3	P	S	ØT	W (*)
12	29	30	6	M3	6	3,3	M4	6,2	M5	38	12,5	18	5	3,5	4	8	16	M6x1	4,5
16	29	30	8	M4	6	3,3	M4	6,2	M5	38	12,5	18	7	3,5	4	10	20	M8x1,25	4,5
20	36	37,5	10	M5	6	4,2	M5	8,3	M5	38	12,5	22	9	4,5	4	12	22	M10x1,25	4,5
25	40	42	10	M5	6	4,2	M5	8,3	M5	39,5	12,75	26	9	4,5	4	12	22	M10x1,25	5,5
32	50	53,5	12	M6	6	5,2	M6	9	G1/8"	44,5	14	32	10	5,5	4	14	22	M10x1,25	6
40	60	63,5	12	M6	6	5,2	M6	9	G1/8"	45,5	14	42	10	5,5	4	14	22	M10x1,25	6,5
50	68	72	16	M8	6	6,7	M8	11	G1/8"	45,5	14	50	13	6,5	4	16	24	M12x1,25	7,5
63	87	91	16	M8	8	8,5	M10	11	G1/8"	50	14	62	13	8,5	4	16	24	M12x1,25	7,5
80	107	111	20	M10	8	8,5	M10	14	G1/8"	56	16	82	17	8,5	4	20	32	M16x1,5	8
100	128	133	25	M12	8	8,5	M10	14	G1/4"	66,5	19	103	22	8,5	4	24	40	M20x1,5	10

Anexo H:

Salarios mínimos sectoriales 2017

**ANEXO 1: ESTRUCTURAS OCUPACIONALES Y PORCENTAJES DE INCREMENTO PARA LA REMUNERACIÓN MÍNIMA SECTORIAL
COMISIÓN SECTORIAL No. 8 "METALMECÁNICA"**

- RAMAS DE ACTIVIDAD ECONÓMICA:**
- 1.- INDUSTRIAS BÁSICAS DEL HIERRO, ACERO Y METALES NO FERROSOS
 - 2.- FABRICACIÓN DE MUEBLES Y ACCESORIOS METÁLICOS
 - 3.- FABRICACIÓN DE OTROS PRODUCTOS METÁLICOS
(ENVASES, RECIPIENTES, UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO, PRODUCTOS DE TORNILLERÍA, CLAVOS,
 - 4.- TUERCAS ARTÍCULOS DE ALAMBRE), EXCEPTO MAQUINARIA Y EQUIPOS
 - 5.- FABRICACIÓN DE PRODUCTOS METÁLICOS ESTRUCTURALES

CARGO / ACTIVIDAD	ESTRUCTURA OCUPACIONAL	COMENTARIOS / DETALLES DEL CARGO O ACTIVIDAD	CÓDIGO IESS	SALARIO MÍNIMO SECTORIAL 2017
JEFE DE PRIMER NIVEL DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B1	INCLUYE: JEFE DE MANTENIMIENTO, JEFE DE DISTRIBUCIÓN Y LOGÍSTICA, JEFE DE CONTROL DE CALIDAD, JEFE DE RECURSOS HUMANOS, JEFE DE PRODUCCIÓN, JEFE DE BODEGA, JEFE DE PLANTA, JEFE DE PROYECTO, JEFE DE VENTAS, JEFE DE COMPRAS	0810000000001	389,47
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	INCLUYE: JEFE DE SECCIÓN, JEFE DE INSTALACION, JEFE DE TALLER, JEFE DE ENDEREZADOR, JEFE DE MAESTRANZA, JEFE DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS; JEFE DE MATRICEROS INCLUYE RODILLOS Y CAJAS DE LAMINACIÓN, JEFE DE TALLERES DE REPETIDORES, JEFE DE MANTENIMIENTO MECÁNICO Y ELÉCTRICO	0804289300002	389,35
ANALISTA/ESPECIALISTA/ INSPECTOR/SUPERVISOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B3	INCLUYE: SUPERVISOR DE PRODUCCIÓN, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO MECANICO, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO ELÉCTRICO, SUPERVISOR DE MAQUINAS Y HERRAMIENTAS, SUPERVISOR DE PATIOS Y MOVIMIENTO, SUPERVISOR DE ENDEREZADORA, SUPERVISOR DE BODEGA, SUPERVISOR DE ABASTECIMIENTO DE MATERIA PRIMA, INSPECTOR DE CONTROL DE CALIDAD, INSPECTOR DE PALANQUILLA, INSPECTOR MANTENIMIENTO ELÉCTRICO PREVENTIVO, INSPECTOR MANTENIMIENTO MECANICO PREVENTIVO	0830000000003	389,20



Salarios Mínimos Sectoriales 2017



TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C1	INCLUYE: OPERADOR OXICORTE DIGITAL, OPERADOR BAROLADORA DIGITAL, ELECTROMECAÁNICO, ELECTRÓNICO, OPERADOR DE CORTE DE HILO, OPERADOR DE MÁQUINAS DE ELECTROROSIÓN, PREPARADOR DE COLORES, OPERADOR DE SECCION, TORNERO, SOLDADOR ESPECIALIZADO, ELECTRICISTA ESPECIALIZADO, MECANICO ESPECIALIZADO, OPERADOR SENIOR	0820000000006	389,10
OPERADOR GENERAL DE MAQUINARIA/EQUIPO DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C2	INCLUYE: OPERADOR JUNIOR, CERRAJERO	0820000000005	388,83
ESMALTADOR Y ENLOZADOR DE LITENSILLOS DE USO DOMESTICO	C3		0804289900106	388,83
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	D2	INCLUYE: AYUDANTES EN GENERAL	0820000000009	386,43
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA SIN EXPERIENCIA	E2	INCLUYE: AYUDANTES SIN EXPERIENCIA PREVIA	0820000000010	384,00

RAMAS DE ACTIVIDAD ECONÓMICA:

6.- FABRICACIÓN DE CUCHILLERÍA, HERRAMIENTAS MANUALES Y ARTÍCULOS DE FERRETERÍA

CARGO / ACTIVIDAD	ESTRUCTURA OCUPACIONAL	COMENTARIOS / DETALLES DEL CARGO O ACTIVIDAD	CÓDIGO IESS	SALARIO MÍNIMO SECTORIAL 2017
JEFE DE PRIMER NIVEL DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B1	FABRICACIÓN DE CUCHILLERÍA, HERRAMIENTAS MANUALES Y ARTÍCULOS DE FERRETERÍA	0810000001001	389,47
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	FABRICACIÓN DE CUCHILLERÍA, HERRAMIENTAS MANUALES Y ARTÍCULOS DE FERRETERÍA	0820000001002	389,35
ANALISTA/ESPECIALISTA/INSPECTOR/SUPERVISOR DEL SECTOR DE	B3	FABRICACIÓN DE CUCHILLERÍA, HERRAMIENTAS MANUALES Y	0830000001003	389,20

Anexo I:

Fotos fase constructiva

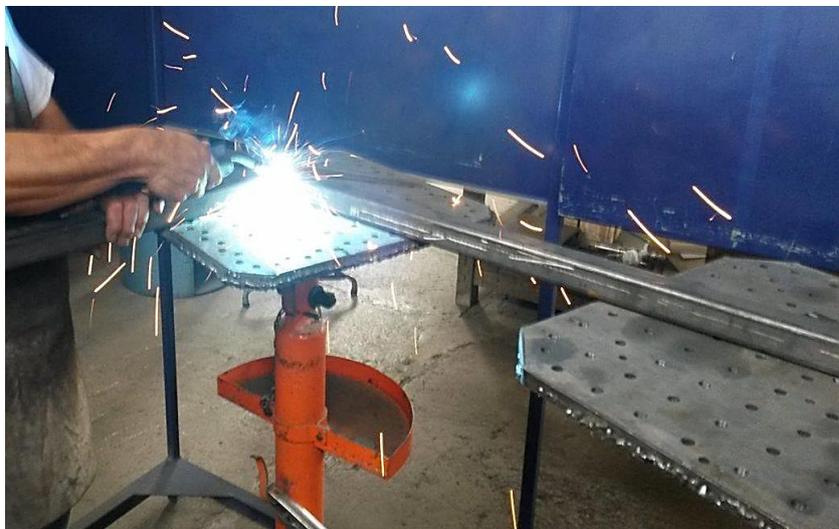
Empresa donde se ejecuta la construcción (CRAME)



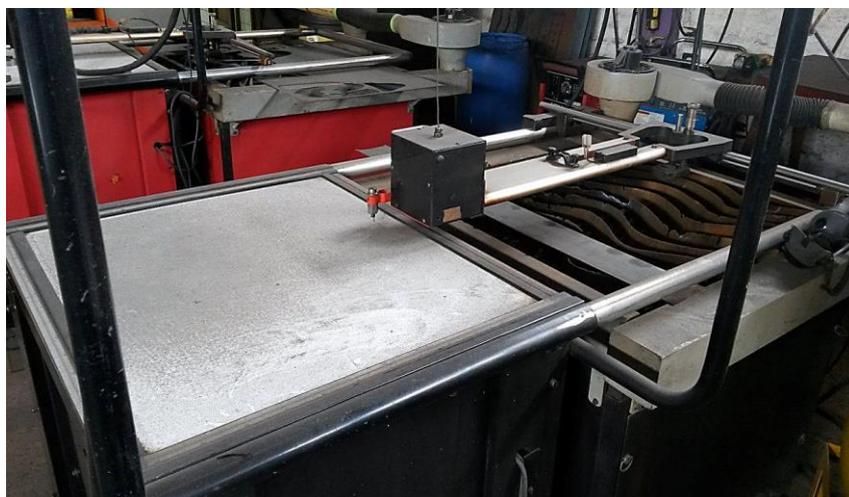
Plancha de acero ASTM A36



Alineamiento y soldadura de los perfiles de las estructuras.



Destaje de la placa para la formación del perfil compuesto mediante plasma, y destajes para la placa principal del alimentador.



Corte del perfil para los soportes de la estructura del cargador.



Corte de los tubos para los rodillos de transporte de material



Maquinado de los ejes de los rodillos





Maquinado de las guías para chumaceras



Perforaciones para roscado de las guías



Perforaciones de las placas acople



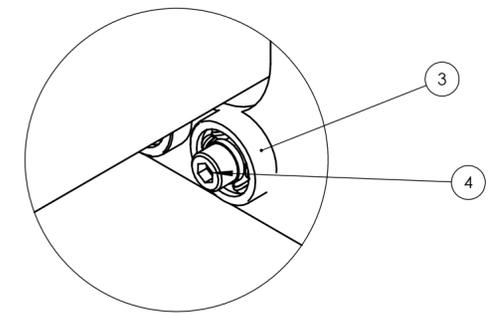
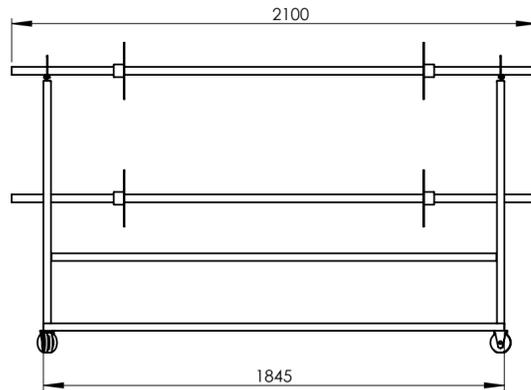
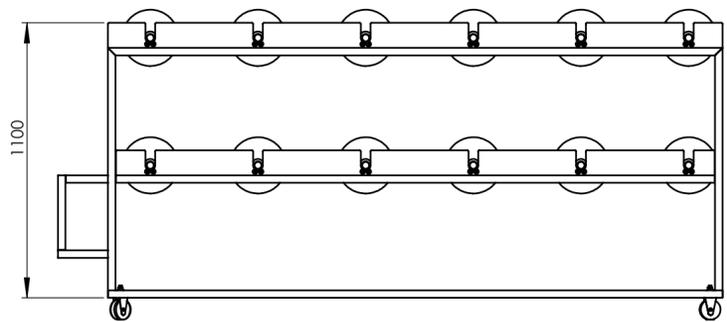
Desbaste de aristas vivas de las placas acople



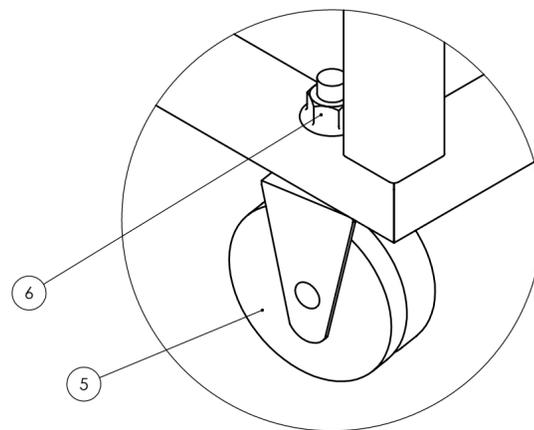
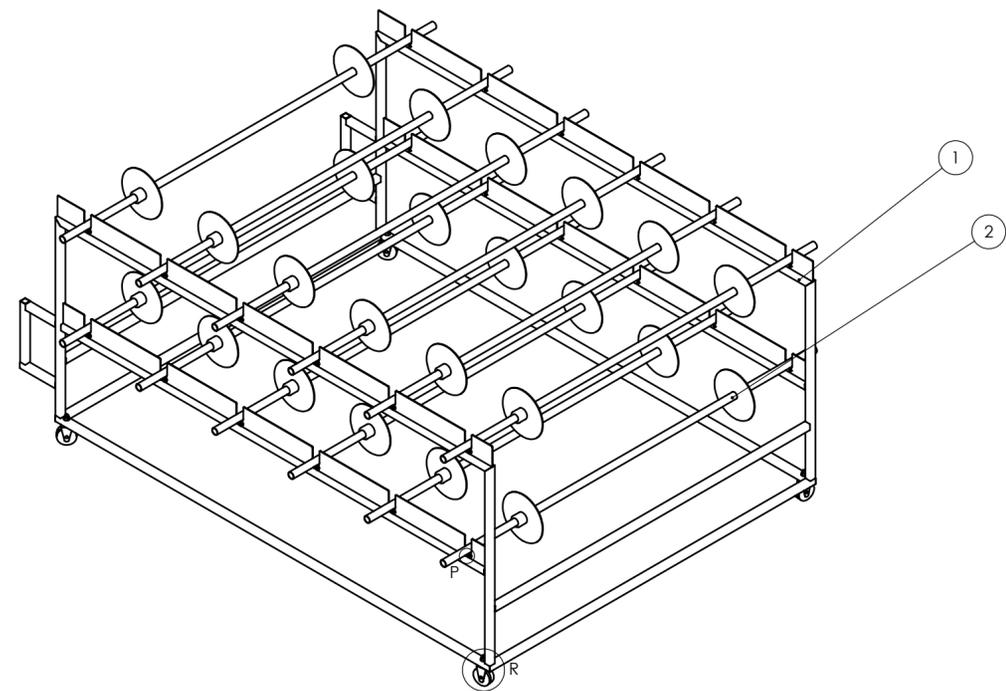
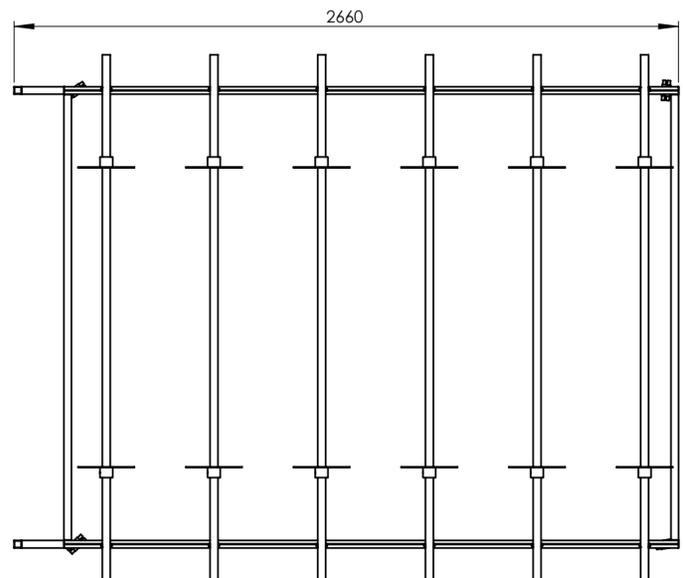
Actuador neumático



Planos



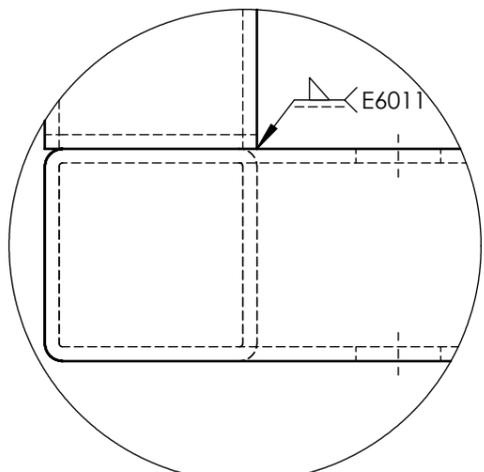
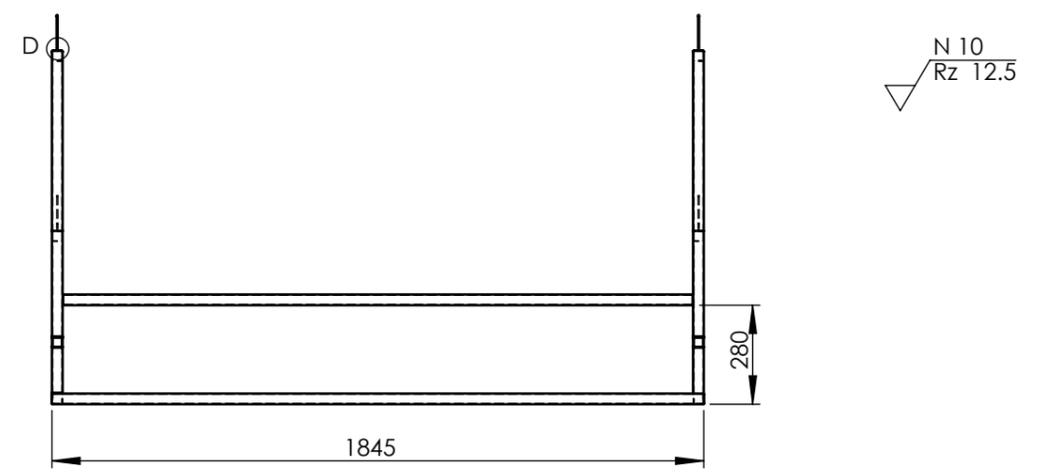
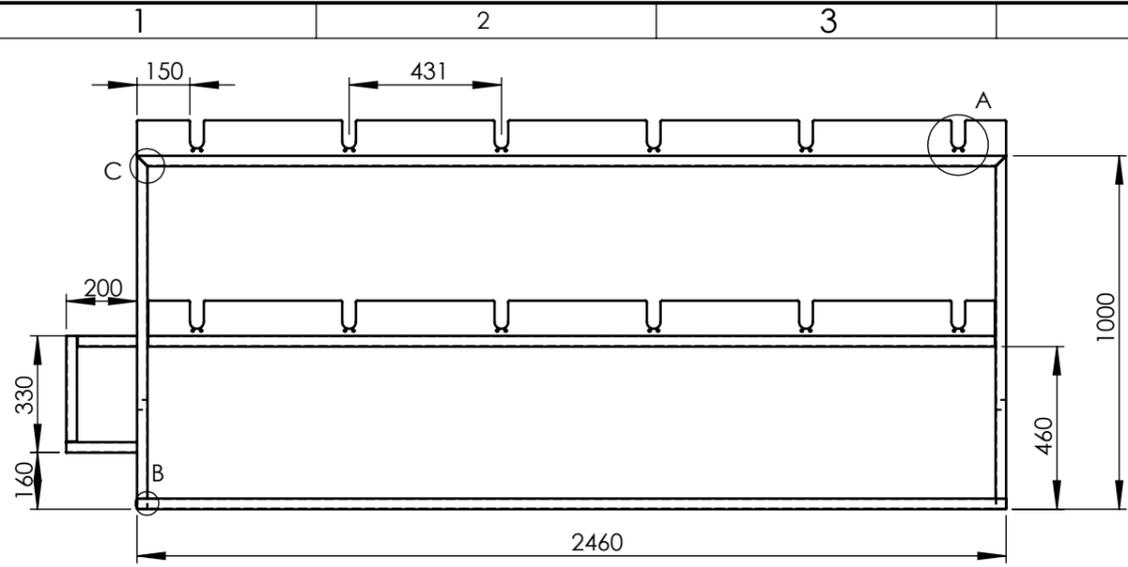
DETALLE P
ESCALA 1 : 1



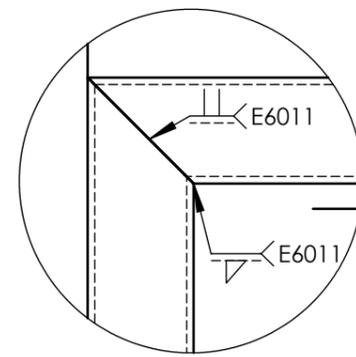
DETALLE R
ESCALA 1 : 2

4	Tuerca exagonal Clase 5 M12	ISO 898-2	ASTM A194	4		0.008	Adquirido
4	Garrucha AFO 167/100-FDP GN	ISO 2175	Varios	4		0.14	Adquirido
48	Perno parker M6 x10 x1.75 g 8.8	ISO 898-1	ASTM A307	48		0.006	Adquirido
48	Rodamiento rígido de bolas FAG 626	DIN 625	Varios	48		0.08	Adquirido
12	Carrete	Plano 3	ASTM A36	12		5.68	Construido
1	Estructura del cargador de rollos	Plano 2	ASTM A36	1		67.28	Construido
Nº de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	Nº de orden	Nº del Modelo/semiproducto	Peso kg/Pieza	Observaciones

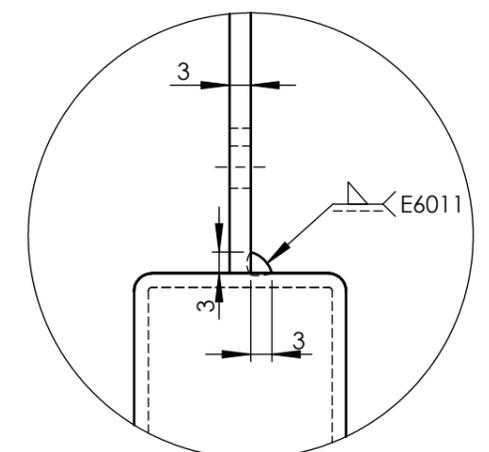
Tolerancia: ±1		Peso: 74146.7gr		Material: ACERO ASTM A36	
Fecha: 25/03/2017		Nombre: Martínez C.		Denominación: CARGADOR DE ROLLOS	
Rev: 30/03/2017		Ing. López G.		Escala: 1:20	
Apro: 30/03/2017		Ing. López G.		Registro: HOJA 1 DE 12	
Edición:		Modificación:		N.º de dibujo: (Sustitución)	
Fecha:		Nombre:		U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA	



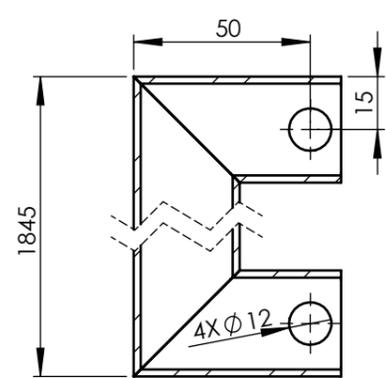
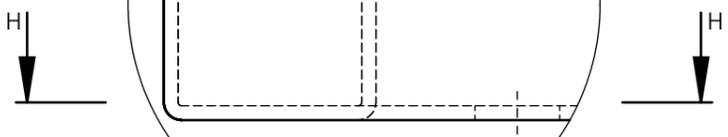
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



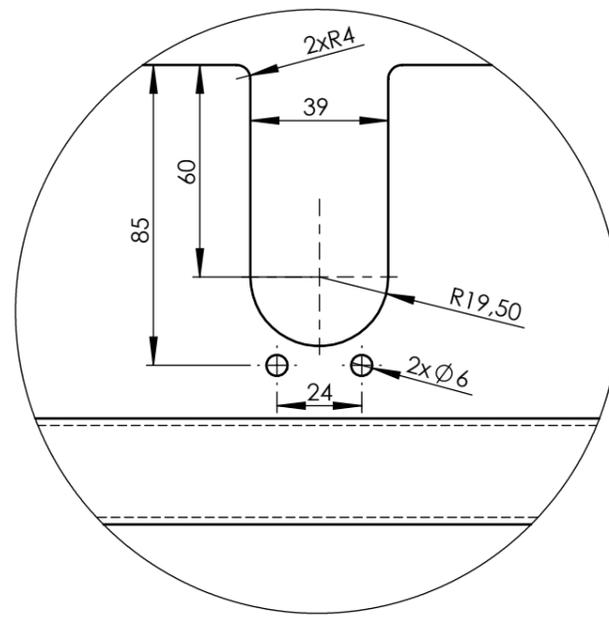
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



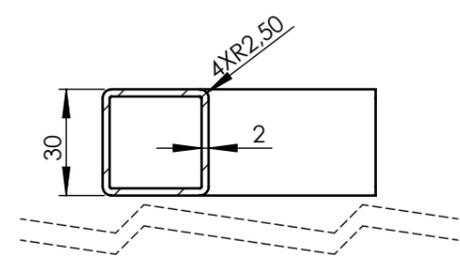
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

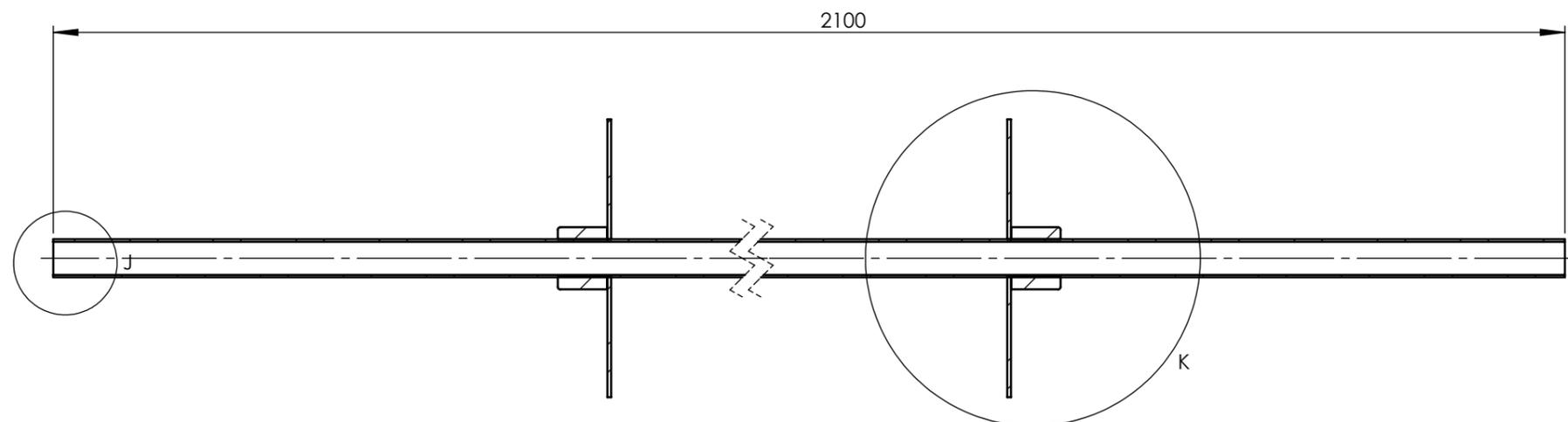
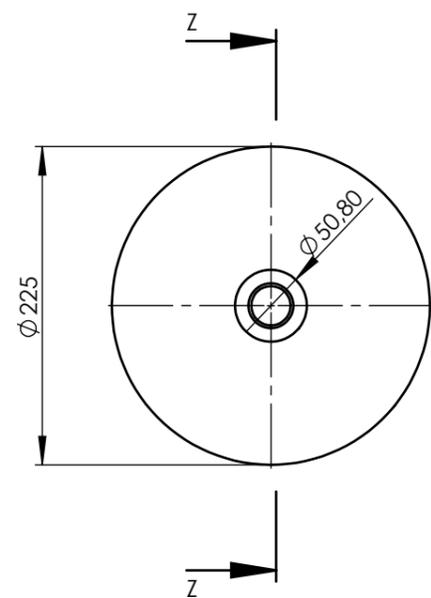


SECCIÓN AC-AC
ESCALA 1 : 2

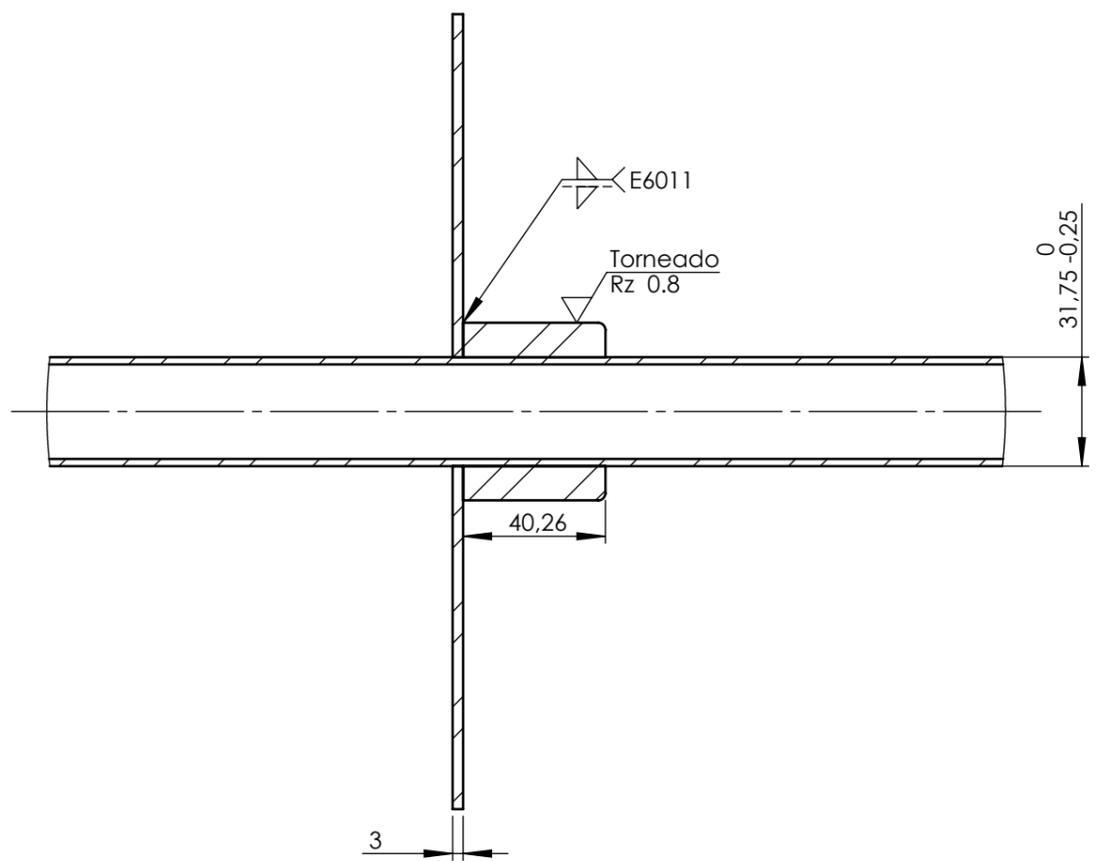
NOTA 1: Los cordones de soldadura a filete (tubo y placa) tienen una longitud de 100 mm cada 490mm a lo largo de toda la estructura.

				Tolerancia:	Peso:	Material:				
				± 1	67309.2 gr	ACERO ASTM A36				
				Fecha:	Nombre:	Denominación:		Escala:		
				Dib: 25/03/2017	Martínez C.				ESTRUCTURA CARGADOR	1:20
				Rev: 30/03/2017	Ing. Lopez G.					
				Apro: 30/03/2017	Ing. Lopez G.					
				U.T.A INGENIERÍA MECÁNICA		Número de dibujo:		Registro:		
						HOJA 2 DE 12			(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre							

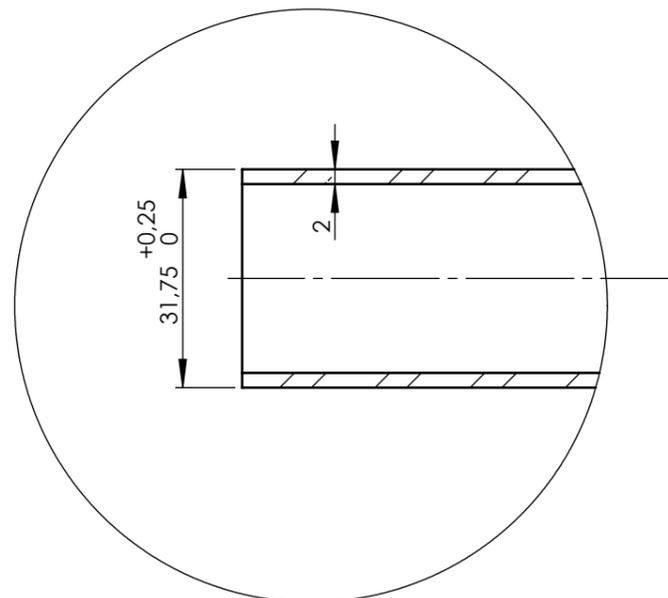
N9
Rz 6.3



SECCIÓN Z-Z
ESCALA 1 : 5

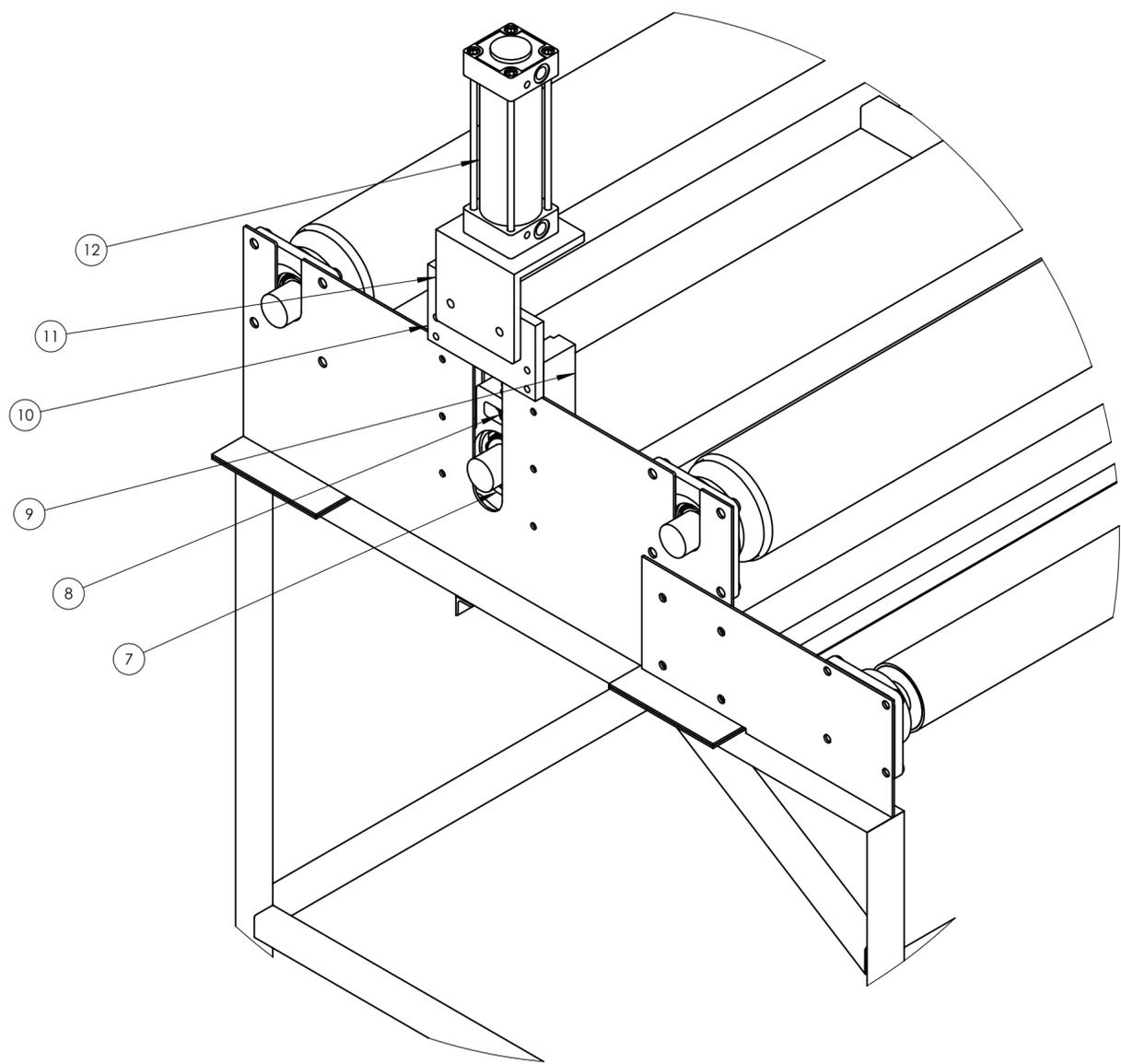
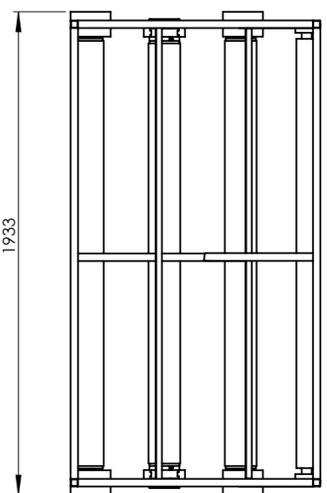
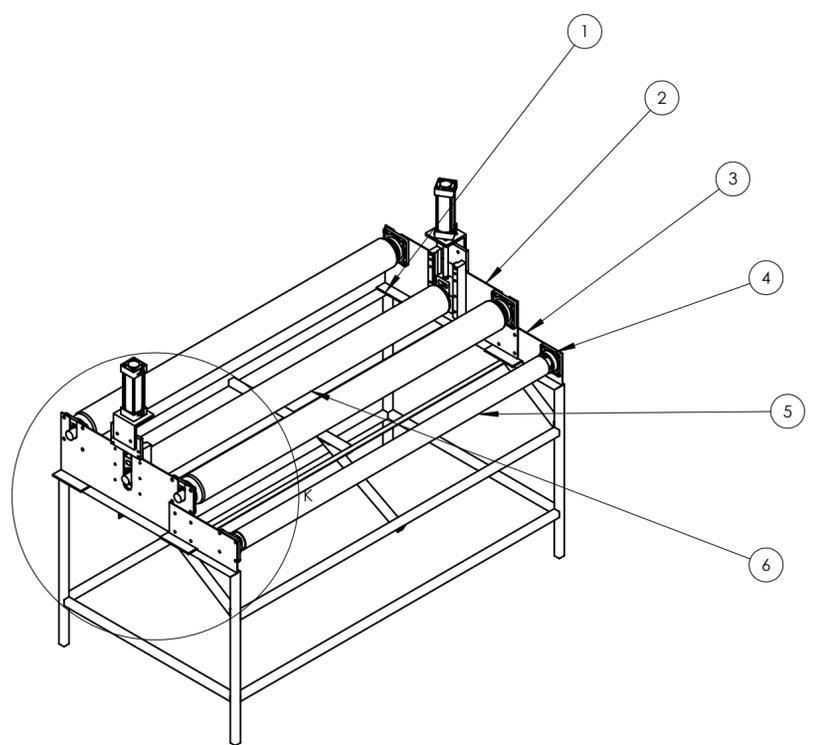
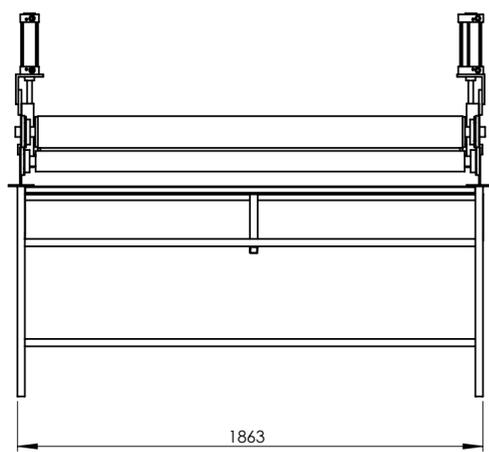
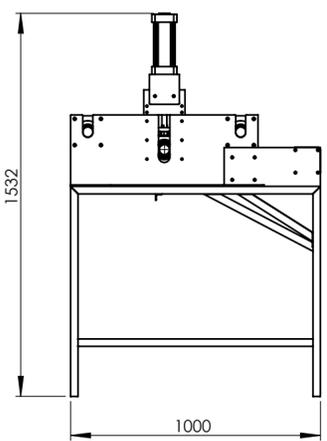


DETALLE K
ESCALA 1 : 2



DETALLE J
ESCALA 1 : 1

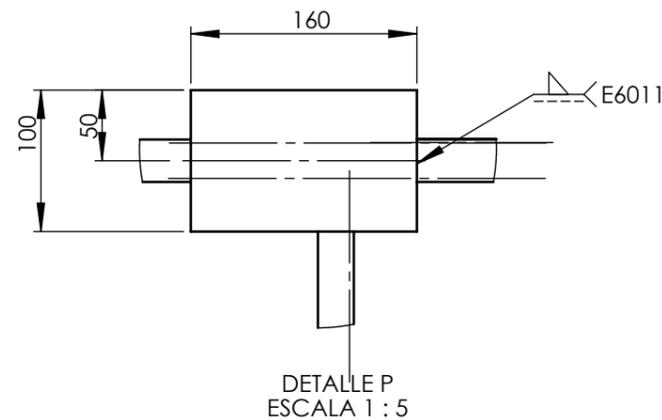
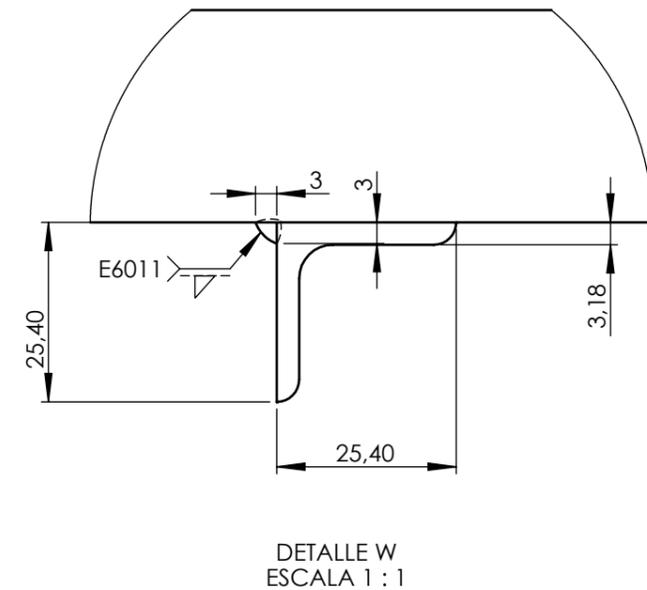
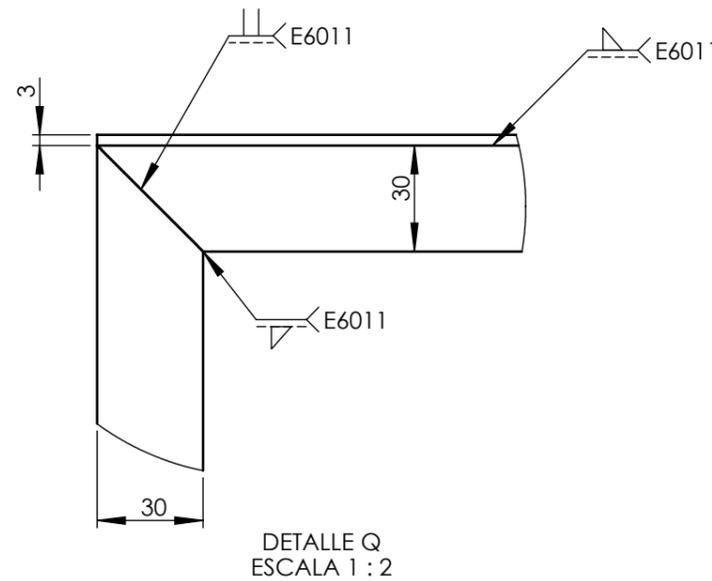
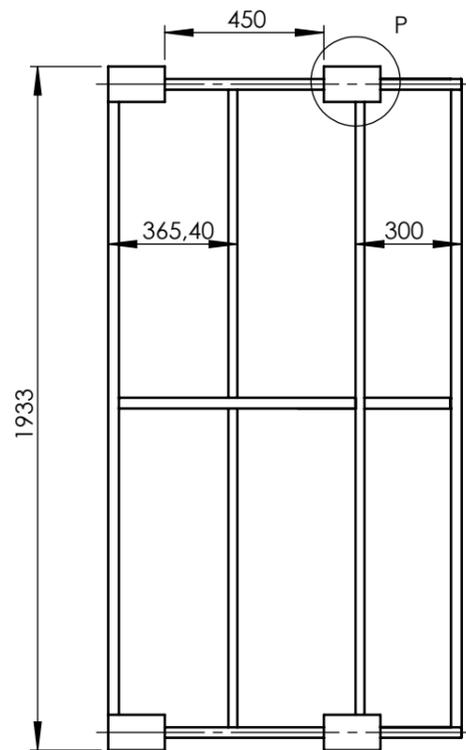
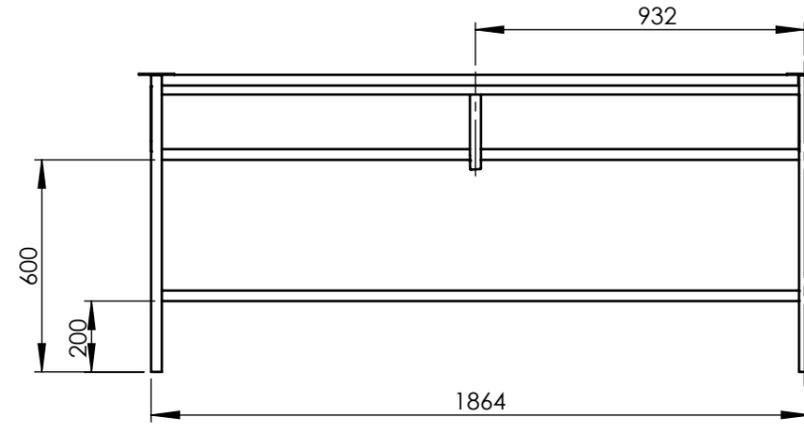
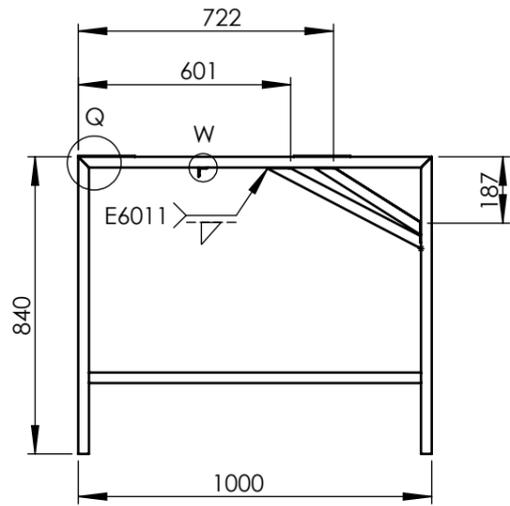
				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	67309.2 gr	ACERO ASTM A36		
				Fecha:	Nombre:	Denominación:		Escala:
				Dib: 25/03/2017	Martínez C.	CARRETE		1:20
				Rev: 30/03/2017	Ing. Lopez G.			
				Apro: 30/03/2017	Ing. Lopez G.			
				U.T.A		Número de dibujo:		Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 3 DE 12		(Sustitución)
Edi	Modi	Fecha	Nombre					
ción	ficación							



DETALLE K
ESCALA 1 : 5

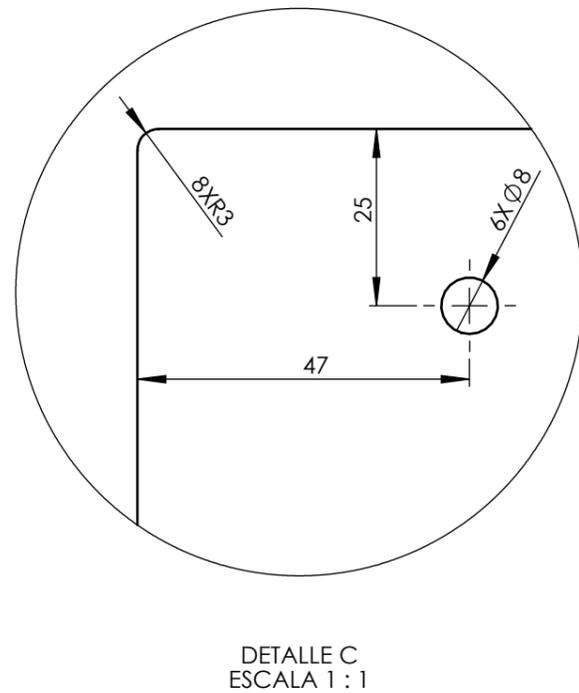
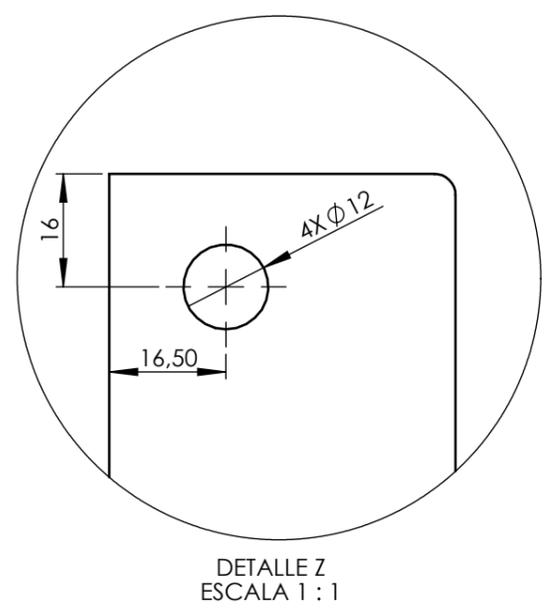
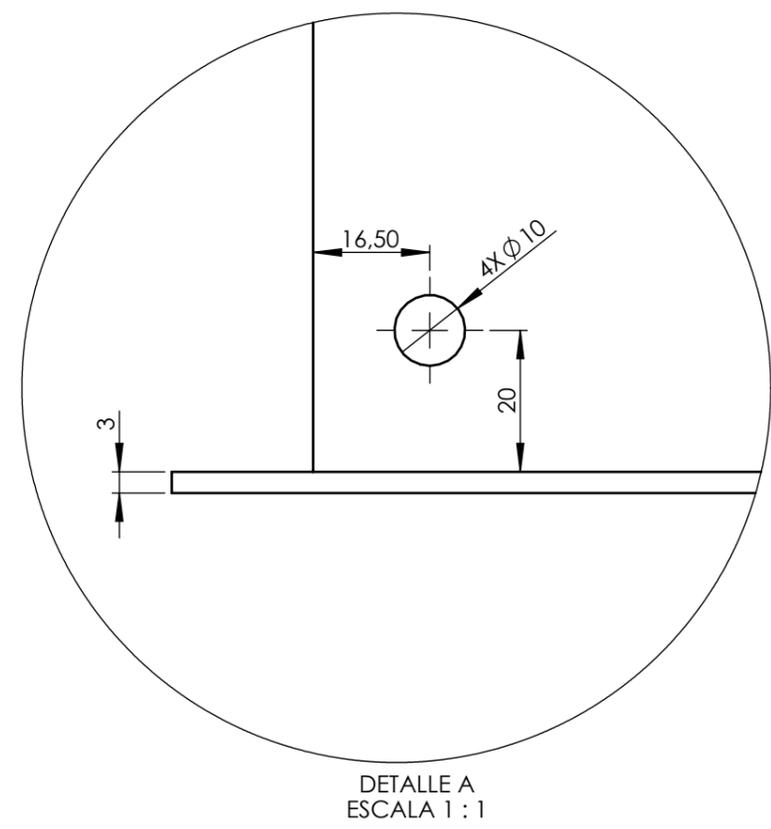
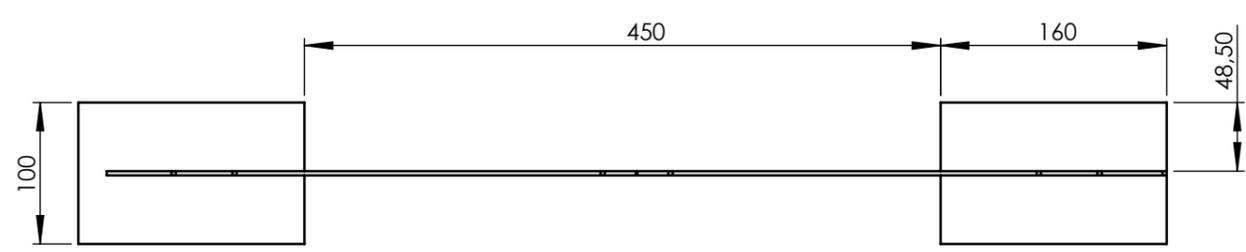
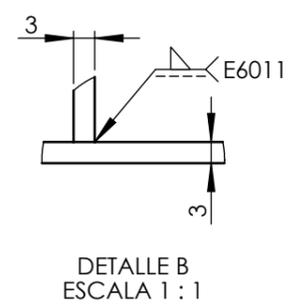
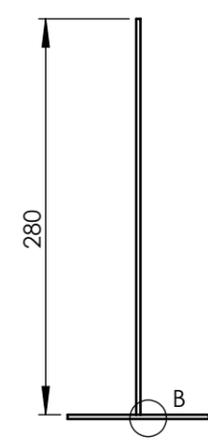
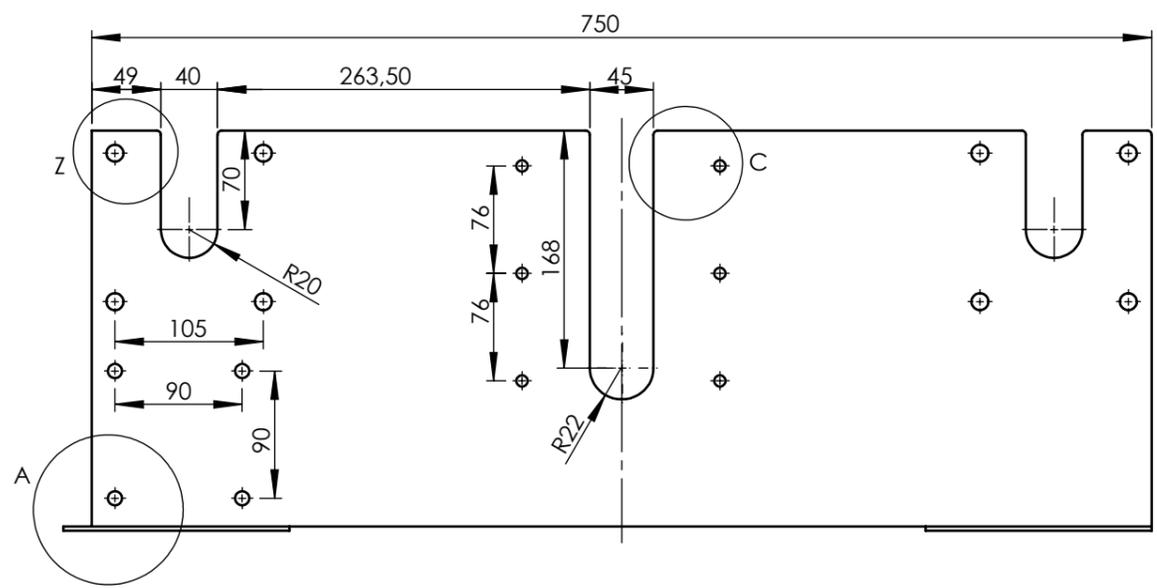
Nº de pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo	Material	Nº de orden	Nº del Modelo/semiproducto	Peso kg/Pieza	Observaciones
2	Actuador neumático	ISO 6432	Varios	12		3.48	Adquirido
2	Base para actuador neumático	Plano 12	ASTM A36	11		1.92	Construido
2	Acople para guías	Plano 11	ASTM A36	10		1.6	Construido
4	Guía para chumacera	Plano 10	ASTM A36	9		2.5	Construido
2	Tuerca exagonal Clase 5 M16	ISO 898-2	ASTM A194	8		0.006	Adquirido
2	Chumacera corrediza NTN UCTG308D1	ISO 281	Varios	7		0.93	Adquirido
2	Rodillo de movimiento vertical	Plano 9	ASTM A36	6		26.34	Construido
1	Rodillo loco	Plano 8	ASTM A36	5		12.89	Construido
6	Chumacera de pared NTN UCFSG 308D1	ISO 281	Varios	4		0.8	Adquirido
1	Placa secundaria	Plano 7	ASTM A36	3		1.36	Construido
1	Placa soporte principal	Plano 6	ASTM A36	2		5.3	Construido
1	Estructura del alimentador	Plano 5	ASTM A36	1		33.5	Construido

Tolerancia: ±1		Peso: 174881.11gr		Material: ACERO ASTM A36	
Fecha: 25/03/2017		Nombre: Martínez C.		Denominación: ALIMENTADOR DE TELA	
Dib: 30/03/2017		Rev: Ing. López G		Escala: 1:20	
Apro: 30/03/2017		Ing. López G		Registro: U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA	
Edición		Modificación		Fecha	
Nombre		N.º de lámina: HOJA 4 DE 12		Registro: (Sustitución)	



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 1	33503gr	ACERO ASTM A36			
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:		
				Dib: 25/03/2017	Martínez C.			ESTRUCTURA DEL ALIMENTADOR	1:20
				Rev: 30/03/2017	Ing. Lopez G.				
				Apro: 30/03/2017	Ing. Lopez G.				
				U.T.A		Número de dibujo:	Registro:		
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 5 DE 12 (Sustitución)			
Edi ción	Modifi cación	Fecha	Nombre						

N9
Rz 6.3



				Tolerancia:	Peso:	Material:					
				± 1	5305 gr	ACERO ASTM A36					
				Fecha:	Nombre:	Denominación:		Escala:			
				Dib: 25/03/2017	Martínez C.				PLACA SOPORTE PRINCIPAL		1:5
				Rev: 30/03/2017	Ing. Lopez G.						
				Apro: 30/03/2017	Ing. Lopez G.	Número de dibujo:		Registro:			
				U.T.A INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 6 DE 12					
						(Sustitución)					
Edición	Modificación	Fecha	Nombre								

N9
Rz 6.3

1

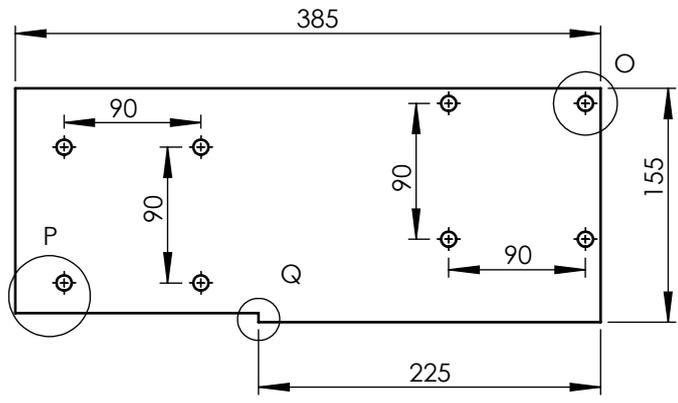
2

3

4

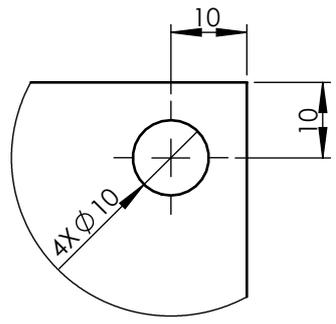
N9
Rz 6.3

A

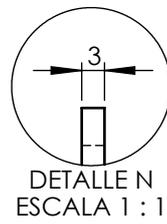


B

C

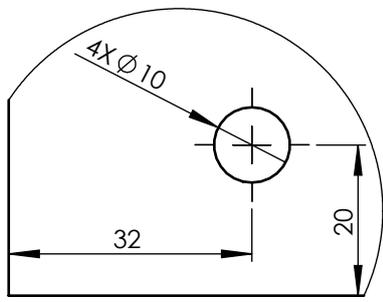


DETALLE O
ESCALA 1 : 1

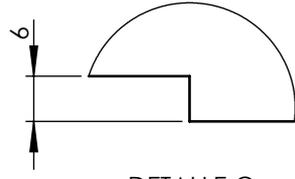


DETALLE N
ESCALA 1 : 1

D



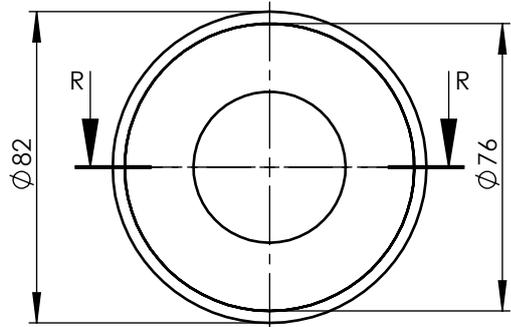
DETALLE P
ESCALA 1 : 1



DETALLE Q
ESCALA 1 : 1

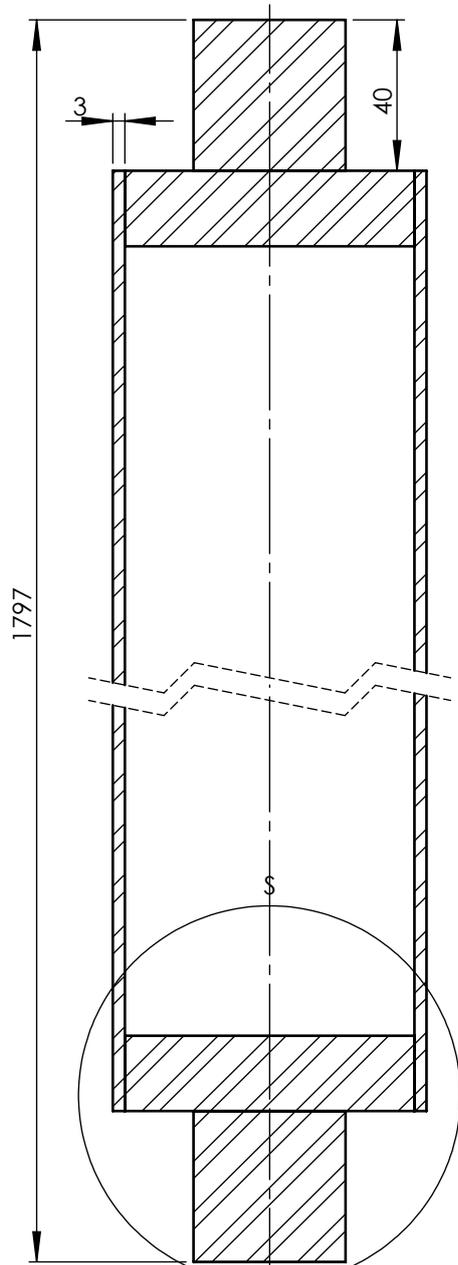
E

				Tolerancia: ±1	Peso: 1.36 1367 gr	Material: ACERO ASTM A36	
				Fecha: 25/03/2017	Nombre: Martínez C	Denominación: PLACA SECUNDARIA	Escala: 1:5
				Rev: 30/03/2017	Ing. López G		
				Apro: 30/03/2017	Ing. López G		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N de lámina: HOJA 7 DE 12	Registro:
Edi ción	Modifi cación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

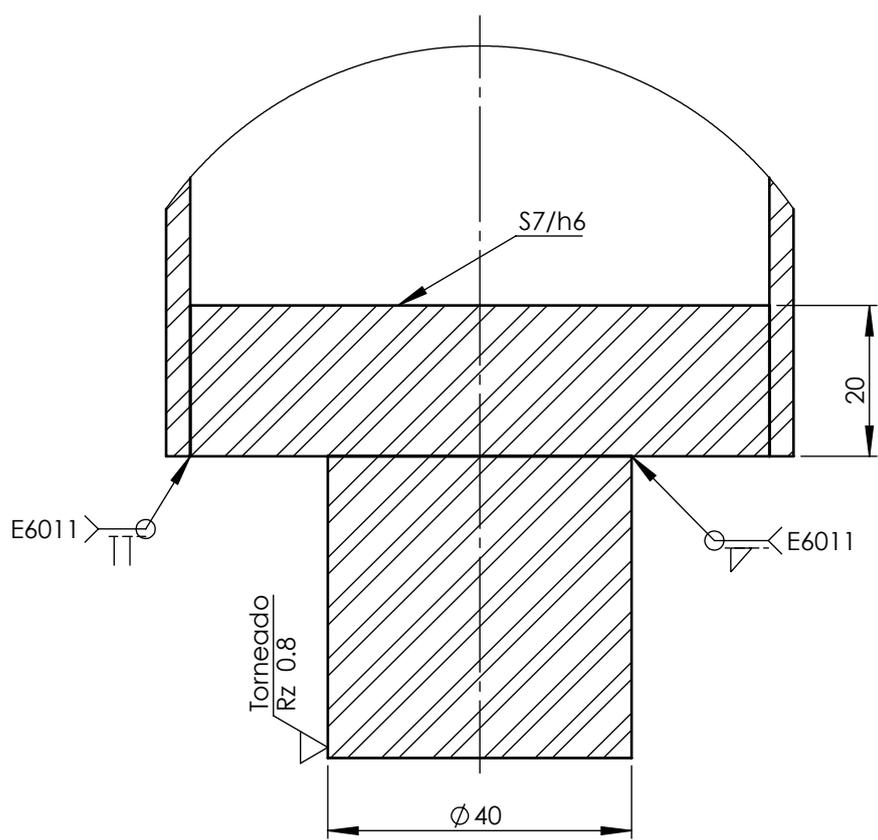


N6
Rz 0.8

S7/h6	⊙	∅ 76	+0.030	-0.059
Eje base	⊙	∅ 76	+0.019	-0.000

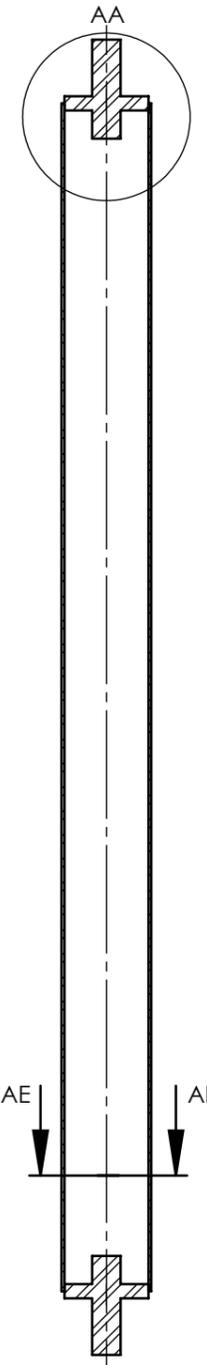
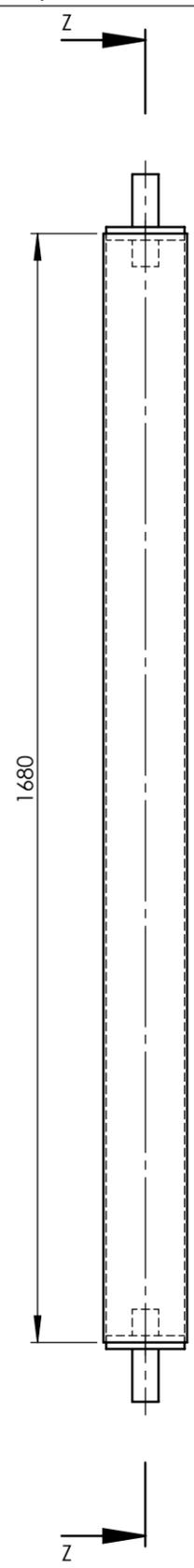


SECCIÓN R-R
ESCALA 1 : 2

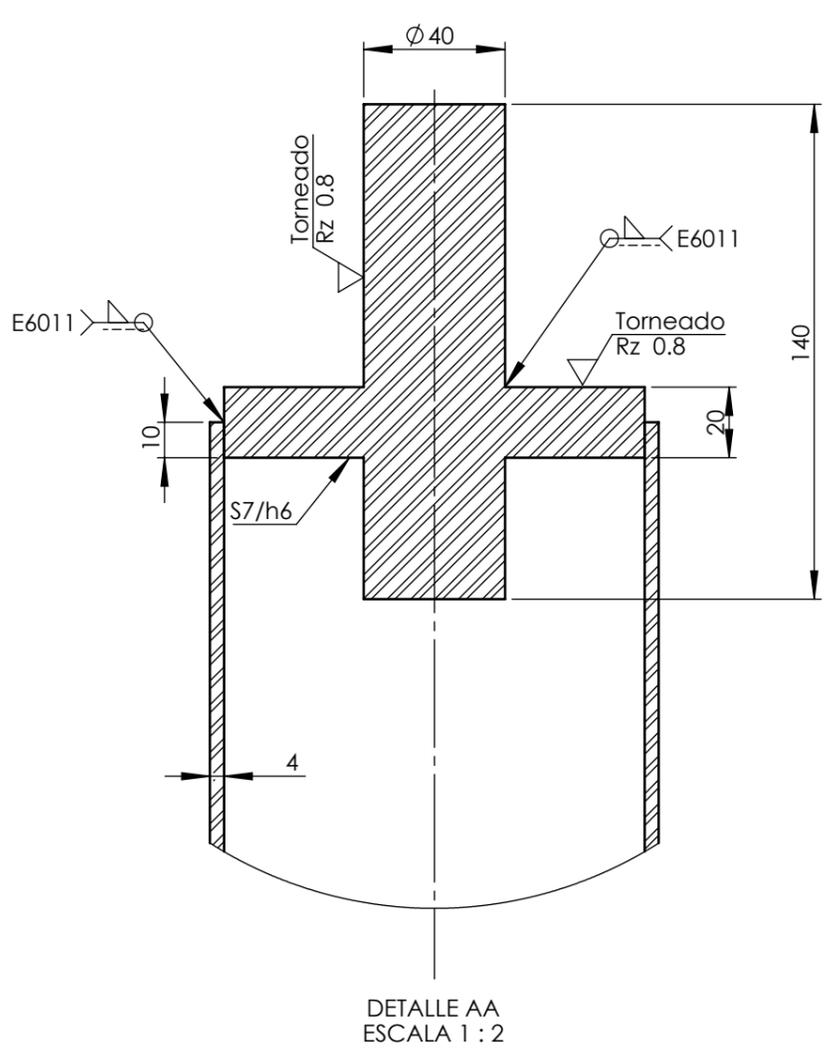


DETALLE S
ESCALA 1 : 1

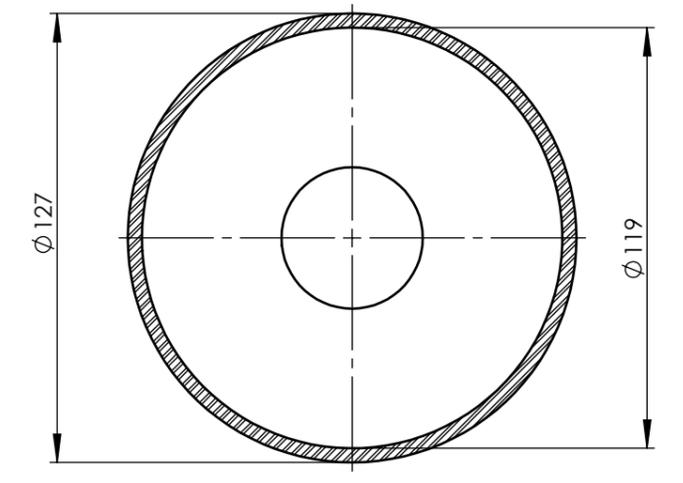
				Tolerancia: ±1	Peso: 12894 gr	Material: ACERO ASTM A36	
				Fecha: 25/03/2017	Nombre: Martínez C	Denominación: RODILLO LOCO	Escala: 1:2
				Rev: 30/03/2017	Ing. López G		
				Apro: 30/03/2017	Ing. López G		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N de lámina: HOJA 8 DE 12	Registro:
Edi ción	Modifi cación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



SECCIÓN Z-Z
ESCALA 1 : 10



DETALLE AA
ESCALA 1 : 2



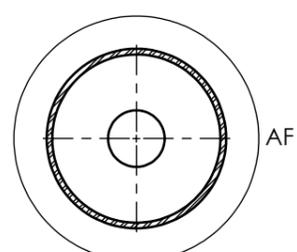
DETALLE AF
ESCALA 1 : 2

S7/h6 Eje base

⊙	∅ 119	+0.035	+0.079
⊙	∅ 119	-0.057	-0.000

N6
Rz 0.8

NOTA: El rodillo de fuerza únicamente varía en la longitud del cilindro del rodillo de 1680 a 1700, con un peso de 26584 gr.

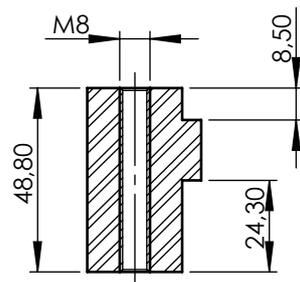
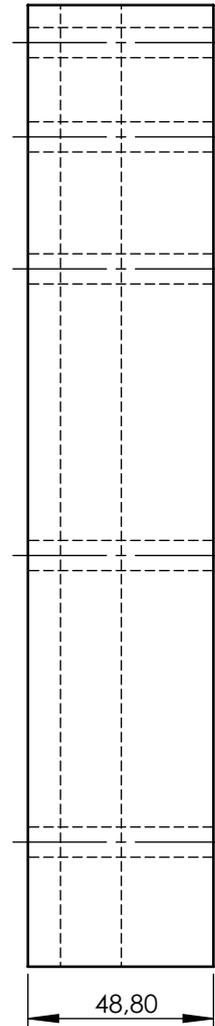
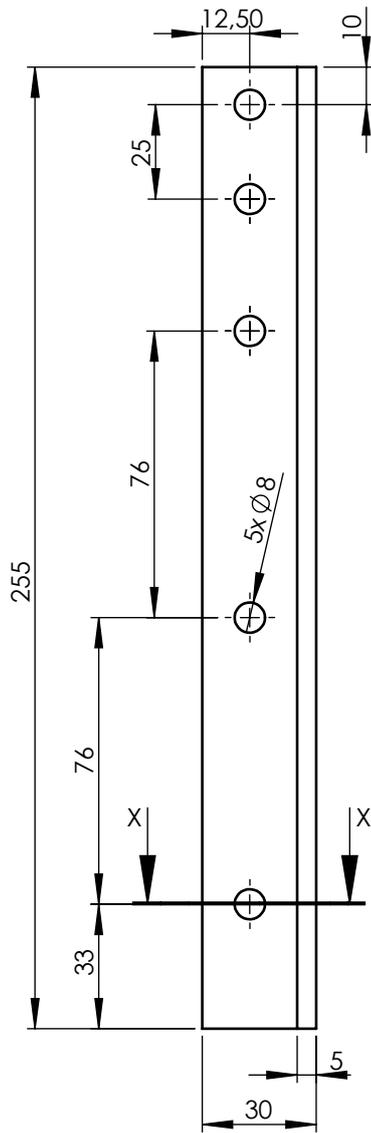


SECCIÓN AE-AE
ESCALA 1 : 5

Tolerancia:	± 1	Peso:	26341gr	Material:	ACERO ASTM A36	
Fecha:	25/03/2017	Nombre:	Martínez C.	Denominación:	RODILLO DE MOV. VERTICAL	
Dib:	30/03/2017	Rev:	Ing. Lopez G.	Escala:		1:10
Apro:	30/03/2017	Apro:	Ing. Lopez G.	Registro:		
U.T.A INGENIERÍA MECÁNICA				Número de dibujo:	HOJA 9 DE 12 (Sustitución)	

Rectificado
Rz 0.2

A
B
C
D
E



SECCIÓN X-X

				Tolerancia: ±1	Peso: 2582.5 gr	Material: ACERO ASTM A36	
				Fecha: Dibujó: 25/03/2017	Nombre: Martínez C	Título: GUÍA PARA CHUMACERA	Escala: 1:2
				Revisó: 30/03/2017	Ing. López G.		
				Aprobó: 30/03/2017	Ing. López G.		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N de lámina: HOJA 10 DE 12	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

1

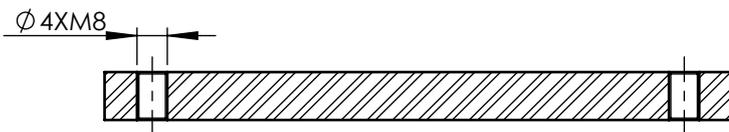
2

3

4

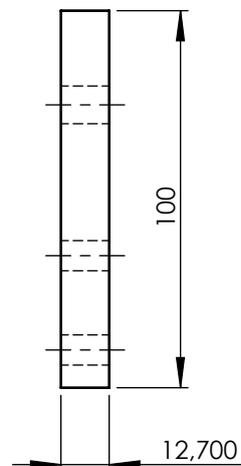
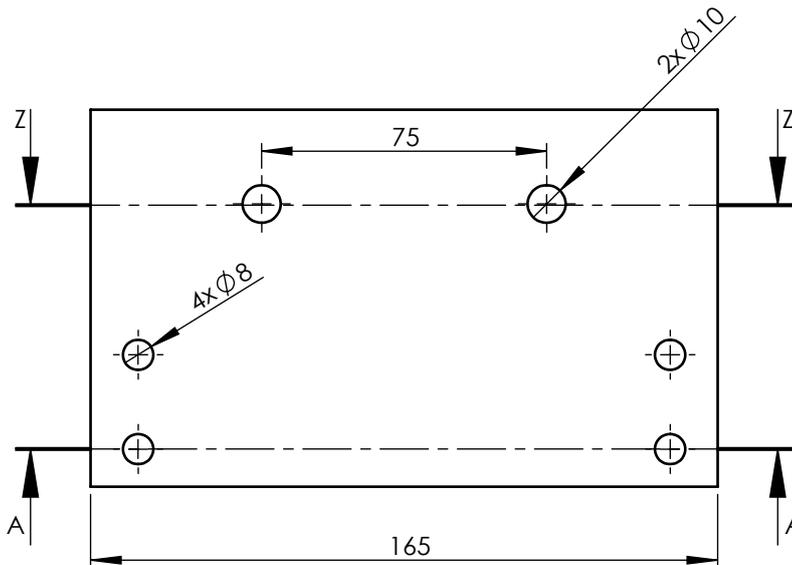
A

N9
Rz 6.3



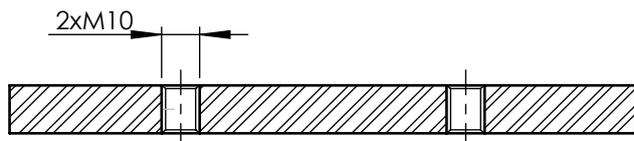
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

B



C

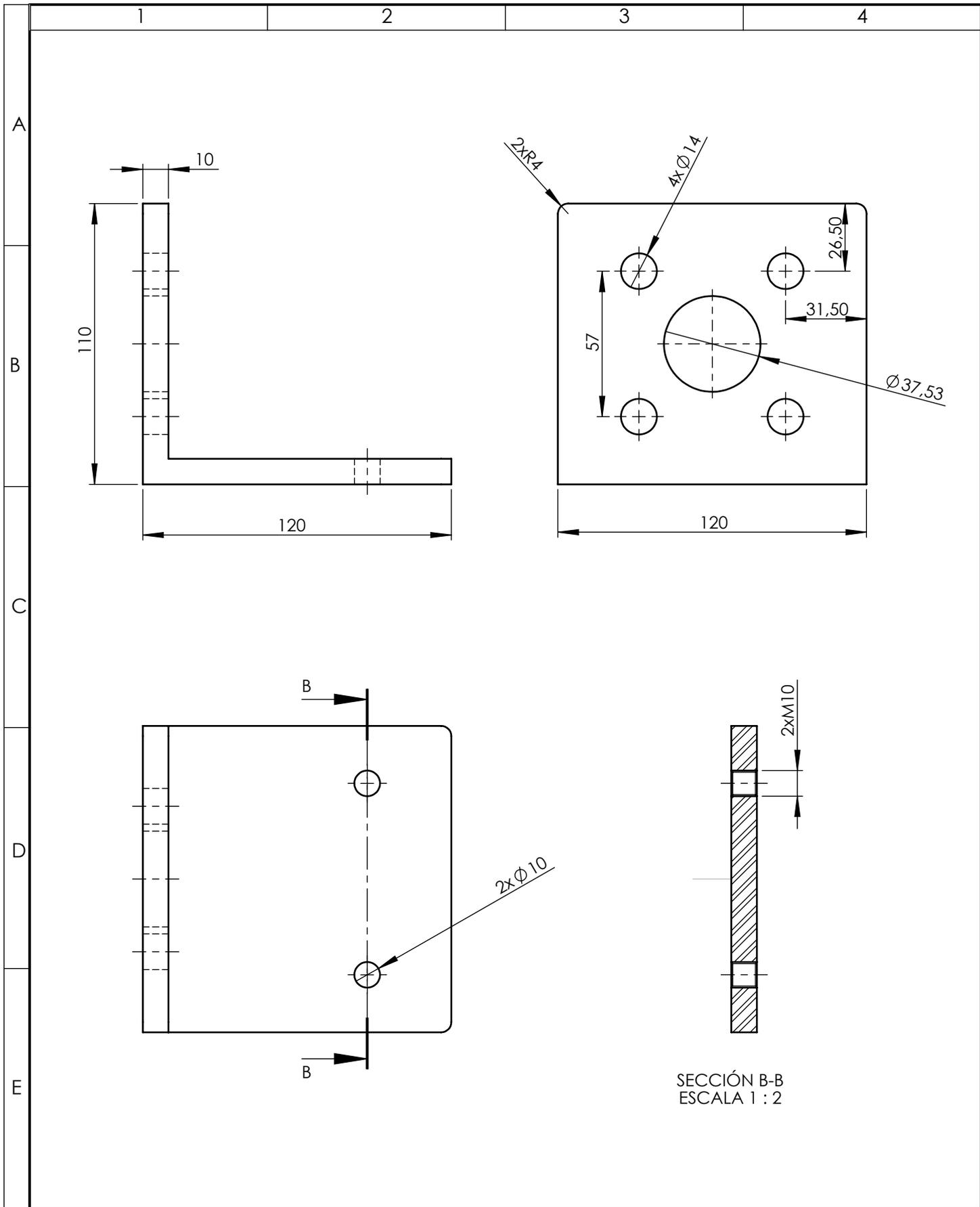
D



SECCIÓN Z-Z
ESCALA 1 : 2

E

				Tolerancia: ±0.5	Peso: 1609.3gr	Material: ACERO ASTM A36		
				Fecha: 23/03/2017	Nombre: Martínez C	Título: ACOPLE PARA GUÍAS	Escala: 1:2	
				Rev: 30/03/2017	Ing. López G			
				Apro: 30/03/2017	Ing. López G			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N de lámina: HOJA 11 DE 12	Registro: 	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia: ±1	Peso: 1923.8 gr	Material: ACERO ASTM A36	
				Fecha: 23/03/2017	Nombre: Martínez C	Denominación: BASE PARA ACTUADOR	Escala: 1:2
				Rev: 30/03/2017	Ing. López G		
				Apro: 30/03/2017	Ing. López G		
				U.T.A.		N de lámina: HOJA 12 DE 12	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	