

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

" Diseño de un sistema de carga de teca para contenedores de
exportación"

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Leonardo Xavier Arcos Salinas

Edwin Rolando Jiménez Tapia

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

DEDICATORIA

A Dios

A mi padre Leonardo Arcos por su ejemplo de perseverancia diaria.

A mi madre Noemi Salinas por ser mi pilar fundamental para lograr mis objetivos y levantarme en mis tropiezos.

A mis hermanos Katherine y Diego por brindarme su cariño y apoyo incondicional.

Leonardo Xavier Arcos Salinas

Al principal guía espiritual, Dios.

A mis padres fundamentalmente, por el apoyo, sacrificio y paciencia por llegar a convertirme en la persona que soy actualmente.

A mis hermanos y familiares cercanos, mediante sus consejos y buenos ejemplos, he aprendido sobre el verdadero camino de la vida.

Edwin Rolando Jiménez Tapia

AGRADECIMIENTOS

A los docentes de la Escuela Superior Politécnica del Litoral por la enseñanza brindada durante este periodo de estudios.

A mis compañeros y amigos por el apoyo, consejos y amistad durante este tiempo de estudios.

Leonardo Xavier Arcos Salinas

A toda la comunidad politécnica, docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Al grupo de amigos con los que compartimos momentos de aprendizaje en las aulas de la ESPOL.

Edwin Rolando Jiménez Tapia

Al Msc. Livingston Castro por el conocimiento impartido y tiempo dedicado para la culminación del presente proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Leonardo Xavier Arcos Salinas, Edwin Rolando Jiménez Tapia* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Leonardo Xavier Arcos
Salinas



Edwin Rolando Jiménez
Tapia

EVALUADORES

Delgado Plaza E.

Emérita Delgado Plaza

PROFESOR DE LA MATERIA

Livingston Castro Valladares

Livingston Castro Valladares

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

La producción de teca se ha convertido en una de las principales fuentes de inversión en el mercado ecuatoriano, dado el incremento del número de exportaciones al mercado asiático. Parte del proceso de exportación es el almacenamiento en contenedores, en donde la carga de las trozas de teca se ubica dentro de un contenedor metálico de 20 pies cúbicos. En Ecuador, el proceso de carga es efectuado por operadores, denominados estibadores, los cuales deben realizar el proceso de carga y descarga de teca sin herramientas adecuadas, lo cual convierte al proceso en actividades de alto impacto ergonómico debido al peso de las trozas de teca que puede ser hasta 200 kg. Adicionalmente, dado que el proceso es realizado por los estibadores, la velocidad de producción es baja, e incluso propensa a tiempos muertos.

El presente proyecto se basó en el diseño de un sistema de carga de las trozas de teca combinando un sistema de elevación, transportación de rodillos y un elevador tipo tijeras, con lo cual, la troza de teca es sujeta mediante pinzas de agarre, izada por un elevador tipo pluma el cual direcciona la troza de teca hacia un transportador de rodillos que introduce las trozas de teca al interior del contenedor metálico y la regulación de la altura del transportador de rodillos es realizada mediante un elevador hidráulico tipo tijeras.

Los distintos elementos mecánicos fueron diseñados teóricamente bajo análisis de esfuerzos, utilizando materiales disponibles en el mercado ecuatoriano. Para realizar la validación de los cálculos realizados para el dimensionamiento de elementos mecánicos, se utilizó el software ANSYS® (Canonsburg, Pennsylvania, USA), para simular el funcionamiento de los elementos diseñados bajo condiciones de operación.

Finalmente, el diseño propuesto en este trabajo evita riesgos ergonómicos durante las actividades laborables de los estibadores, lo cual permitirá incrementar la velocidad de operación. Además, el análisis presenta un TIR y VAN de 248,91% y \$973.740,05 respectivamente, lo cual indica que el proyecto es factible.

Palabras Clave: Teca, Elevador tipo pluma, Transportador de rodillos, Elevador hidráulico de tijeras, Riesgos ergonómicos.

ABSTRACT

Teak production has become one of the main sources of investment in the Ecuadorian market, given the increase in the number of exports to the Asian market. Part of the export process is the storage in containers, where the load of the teak logs is located inside a 20-cubic-foot metal container. In Ecuador, the loading process is carried out by operators, called stevedores, who must carry out the process of loading and unloading teak without adequate tools, which turns the process into activities of high ergonomic impact due to the weight of the teak logs, which can be up to 200 kg. Additionally, since the process is performed by the stevedores, the production speed is low, and even prone to downtime.

The present project was based on the design of a teak logs loading system combining a mobile lifting, roller conveyor and scissors lift, whereby the teak locker is held by grippers, hoisted by a lift crane which directs the teak logs to a mobile roller conveyor that inserts the teak logs into the metal container and the height of the roller conveyor is regulated by means of a scissors type hydraulic lift.

The different mechanical elements were designed theoretically under stress analysis, using materials that are available in the Ecuadorian market. To perform the validation of the calculations made for the sizing of mechanical elements, the ANSYS® (Canonsburg, Pennsylvania, USA), software was used to simulate the operation under operating conditions.

Finally, the design proposed in this paper avoids ergonomic risks during the working activities of stevedores, which will allow to increase the speed of operation. Additionally, the economic analysis presented a TIR and VAN of 248.91% and \$ 973,740.05, respectively, which indicated that the project is feasible.

Keywords: Teak, Lift crane, Roller conveyor, Scissors type hydraulic elevator, Ergonomic risks.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Justificación del proyecto	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Teca.....	3
1.4.2 Demanda Mercado Mundial.....	4
1.4.3 Exportación de Teca en Ecuador.....	5
1.4.4 Maquinaria Forestal dentro de la Producción de la Teca.....	6
1.4.5 Interacción Humana y los Riesgos Ergonómicos.....	7
CAPÍTULO 2.....	8
2. Metodología.....	8
2.1 Análisis del proceso de carga.....	8
2.2 Proceso de Diseño	10
2.3 Factores de Influencia	11

2.4	Alternativas de diseño	12
2.4.1	Alternativa A.....	12
2.4.2	Alternativa B.....	13
2.4.3	Alternativa C	14
2.5	Criterios de Selección y Ponderación.....	14
2.6	Justificación de Criterios de Selección	15
2.7	Matriz de Decisión.....	16
2.8	Diseño de forma	17
2.9	Diseño Detallado	18
2.9.1	Agarre para elevación de Teca	18
2.9.2	Elevador tipo Pluma.....	37
2.9.3	Selección de Pernos	60
2.9.4	Selección de Motor Eléctrico para Elevación de Trozas	63
2.9.5	Fuerza para Rotación de Sistema.....	64
2.9.6	Transportador de Rodillos Metálicos.....	67
2.9.7	Elevador Hidráulico tipo Tijeras	88
2.9.8	Normativas Técnicas	95
CAPÍTULO 3.....		96
3.	Resultados y Análisis	96
3.1	Análisis de Resultados	96
3.1.1	Transportador de Rodillos.....	96
3.1.2	Elevador Hidráulico tipo Tijeras	99
3.1.3	Elevador tipo pluma	101
3.2	Análisis de Simulaciones.....	102
3.2.1	Tenaza para Agarre de Teca.....	102
3.2.2	Sistema de Elevación	105
3.3	Análisis de Factibilidad.....	107

3.4	Análisis de Tiempo de embarque	109
CAPÍTULO 4.....		111
4.	Conclusiones Y Recomendaciones	111
4.1	Conclusiones.....	111
4.2	Recomendaciones.....	113

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
AWS	American Welding Society
ASOTECA	Asociación Ecuatoriana de Productores de Teca y Maderas Tropicales
CAD	Dibujo Asistido por Computador
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISC	Institute of Steel Construction
CMMA	Crane Manufacturers Association of America
AISI	American Iron and Steel Institute

SIMBOLOGÍA

m_t	Masa de troza de teca
ρ	Densidad de madera teca
V_t	Volumen de madera teca
F	Fuerza puntual
F_K	Fuerza del Resorte
N	Fuerza normal de la troza
K_{resorte}	Constante elástica del resorte
X_a	Distancia antes de elongación de resorte
X_d	Distancia luego de elongación de resorte
τ	Esfuerzo cortante
D	Diámetro externo del elemento
e	Espesor del material
η	Factor de seguridad
S_Y	Resistencia a la fluencia
σ^m	Esfuerzo de flexión
σ^A	Esfuerzo axial
K	Factor de Corrección
M_{max}	Momento máximo
I	Inercia de elemento
W_{cont}	Fuerza de contrapeso
t	Espesor de soldadura
S	Módulo de resistencia
W_{viga}	Peso de la Viga
δ_y	Deformación de viga
E	Módulo de elasticidad
L_e	Longitud Equivalente
r	Radio de giro de la columna
C_r	Capacidad de carga
F_r	Fuerza Radial
C_{or}	Capacidad de carga máxima
L_P	Longitud de perno

L_r	Longitud de parte roscada de perno
L_s	Longitud sin roscar de perno
K_b	Rigidez de perno
n_c	Factor de carga
F_i	Precarga aplicada
A_d	Área de perforación
V_{troza}	Velocidad lineal de troza
$\omega_{rodillo}$	Velocidad angular del rodillo
P_{max}	Potencia Máxima
$F_{aceleración}$	Fuerza para mover troza
$P_{rodillo}$	Potencia real suministrada a rodillos
P_{motor}	Potencia real de motor eléctrico
η_{total}	Eficiencia total
p	Paso de cadena
z	Numero de dientes de Catarina
a	Distancia entre centro de rodillos
μ	Coeficiente de fricción entre rodillo y madera
η_e	Factor de seguridad para caso critico
S_e	Limite a resistencia a fatiga
S_{ut}	Esfuerzo último de tensión
σ_{MAX}	Esfuerzo Máximo
σ_a	Esfuerzo alternante
A_{95}	Área de esfuerzo de 95%
D_{eq}	Diámetro equivalente
σ^P	Esfuerzo por aplastamiento
F_T	Fuerza de Torsión
F_s	Fuerza Cortante en soldadura
K_f	Concentrador de esfuerzo por fatiga
q	Factor sensibilidad de muesca
m	Metro
mm	Milímetro
Kg	Kilogramo
MPa	Mega pascales

GPa	Giga pascales
N	Newton
rpm	Revoluciones por minuto
cm ³	Centímetros cúbicos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Países Exportadores de teca	4
Figura 1.2. Principales Países Importadores	5
Figura 1.3. Exportaciones de teca del año 2.016 de Ecuador hacia India	6
Figura 2.1. Diagrama de Flujo de Transportación Actual de Trozas de Teca.....	9
Figura 2.2. Diagrama de Flujo del Proceso de Diseño	10
Figura 2.3. Boceto de alternativa A.	13
Figura 2.4. Boceto de alternativa B.	13
Figura 2.5. Boceto de alternativa C.	14
Figura 2.6. Elevador Tipo Pluma	17
Figura 2.7. Transportador mecánico de rodillos metálicos.	17
Figura 2.8. Pinza Sujetadora para Trozas de Teca	18
Figura 2.9. Primer Elemento para Análisis de Pinza	19
Figura 2.10. Análisis del Momento generado en la Junta con Resorte.....	19
Figura 2.11. Relación Geométrica para Resorte	20
Figura 2.12. Dimensiones de Relación Geométrica	21
Figura 2.13. Altura de Colocación de Resorte	22
Figura 2.14. Comprensión Máxima de Resorte	23
Figura 2.15. Elongación de Resorte	23
Figura 2.16. Corte para Análisis para el Momento Máximo	25
Figura 2.17. Factores de Corrección K para vigas curvas	26
Figura 2.18. Factor de Superficie Debido al Acabado del Material.....	28
Figura 2.19. Área Considerada para Esfuerzo Axial de Perno	30
Figura 2.20. Área Considerada para Esfuerzo de Aplastamiento de Perno	31
Figura 2.21. Datos de Tornillo de Ojo.....	32
Figura 2.22. Análisis de Unión Soldada.....	33
Figura 2.23. Factores Geométricos para Análisis de Soldadura.....	34
Figura 2.24. Ubicación de la Mayor Concentración de fuerzas.	35
Figura 2.25. Diseño del Elevador Tipo Pluma.	37
Figura 2.26. Diagrama de Cuerpo Libre de la Viga a Analizar	38
Figura 2.27. Análisis De Fuerza Cortante y Momento	38
Figura 2.28. Diagrama de Cuerpo libre de Viga	40

Figura 2.29. Esquema de Fuerzas	40
Figura 2.30. Fuerza Cortante del Sistema.....	41
Figura 2.31. Momento Máximo	41
Figura 2.32. Diagrama Para Análisis de Flexión.....	42
Figura 2.33. Diseño Matemático de Deflexión	42
Figura 2.34. Diagrama de Fuerzas para contrapeso	45
Figura 2.35. Diagrama de Fuerzas para Selección de Soporte	46
Figura 2.36. Factores de Longitud Efectiva Dependiendo Apoyos.....	49
Figura 2.37. Posicionamiento de Rodamiento Seleccionado.....	54
Figura 2.38. Esquema para Análisis de Soldadura.....	57
Figura 2.39. Factores Geométricos para Análisis de Soldadura.....	57
Figura 2.40. Tamaños Mínimos de Soldadura.....	59
Figura 2.41. Diagrama de Fuerzas para Análisis de Pernos	60
Figura 2.42. Polipasto Eléctrico	63
Figura 2.43. Inercia de Viga IPE.....	64
Figura 2.44. Inercia de Soportes	65
Figura 2.45. Inercia de Soportes	65
Figura 2.46. Boceto de Plataforma de Rodillos.	68
Figura 2.47. Diagrama de cuerpo libre entre Rodillos cilíndricos con la Troza de Teca.	74
Figura 2.48. Diagrama de cuerpo libre entre Rodillos cilíndricos con la Troza de Teca.....	76
Figura 2.49. Diagrama de cuerpo libre, Rodillos cilíndricos sin motor actuador.	77
Figura 2.50. Diagrama de cuerpo libre, Rodillos cilíndricos con motor actuador.	77
Figura 2.51. Diagrama cortante y momento flector, Rodillos cilíndricos sin motor actuador.....	78
Figura 2.52. Diagrama cortante y momento flector, Rodillos cilíndricos con motor actuador.....	79
Figura 2.53. Factor de superficie de los distintos procesos de manufactura.	83
Figura 2.54. Curva de sensibilidad de muesca para aceros.	85
Figura 2.55. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión.....	86
Figura 2.56. Componentes principales del transportador de rodillos.	88
Figura 2.57. Diseño de Forma de Elevador de Tijeras.	89

Figura 2.58. Nodos en cada eslabón del elevador de tijeras.....	90
Figura 2.59. Análisis en los nodos del eslabón A-C-E para selección de perfil.....	92
Figura 3.1. Esfuerzo Equivalente de Elemento para Tenaza	102
Figura 3.2. Factor de Seguridad de Elemento de Tenaza por Estática	103
Figura 3.3. Factor de Seguridad de Elemento de Tenaza por Fatiga	103
Figura 3.4. Factor de Seguridad por Análisis Estático de Pinza	104
Figura 3.5. Deformación Total de Tenaza	104
Figura 3.6. Deformación Total con una Fuerza de Una Troza.....	105
Figura 3.7. Factor de Seguridad con una Fuerza de una Troza	106
Figura 3.8. Factor de Seguridad por Análisis de Fatiga.....	106
Figura 3.9. Factor de Seguridad con una Fuerza de Dos Trozas	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Cuadro comparativo entre ventajas y desventajas de maquinaria utilizada en Ecuador.....	7
Tabla 2.1. Criterios de Selección y Ponderación.....	16
Tabla 2.2. Matriz de decisión.....	16
Tabla 2.3. Datos de Resorte Por Utilizar	22
Tabla 2.4. Factor de Corrección por Confiabilidad	28
Tabla 2.5. Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero.....	32
Tabla 2.6. Coeficiente Ser Según Especificación AISC.....	36
Tabla 2.7. Propiedades de Vigas.....	39
Tabla 2.8. Propiedades de Tubo sin Costura	48
Tabla 2.9. Aplicaciones en maquinarias y Vida requerida	51
Tabla 2.10. Rodamientos Rígidos de Bolas.....	53
Tabla 2.11. Valores Mínimos de Factor de Seguridad.....	53
Tabla 2.12. Propiedades de Tubo sin Costura	54
Tabla 2.13. Coeficiente Ser Según Especificación AISC.....	59
Tabla 2.14. Detalle de Elementos para Análisis de Pernos	60
Tabla 2.15. Especificaciones Métricas y Resistencias para Pernos de Acero.....	61
Tabla 2.16. Dimensiones de Cuerdas	62
Tabla 2.17. Características de Polipasto	63
Tabla 2.18. Fuerza Máxima de Empuje	67
Tabla 2.19. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas	71
Tabla 2.20. Reacciones y Momentos máximos en eje de rodillo metálico.....	80
Tabla 2.21. Niveles de confiabilidad para determinar el factor de confiabilidad.	84
Tabla 2.22. Normativa Técnica Utilizada en Proyecto.	95
Tabla 3.1. Resultados obtenidos del eje del rodillo metálico.	97
Tabla 3.2. Resultados obtenidos de rodamientos del rodillo metálico.	97
Tabla 3.3. Característica obtenida del motor reductor eléctrico.....	98
Tabla 3.4. Resultados obtenidos de cadena y Catarina de transmisión.	98
Tabla 3.5. Perfiles estructurales utilizados en elevador tipo tijera.	99
Tabla 3.6. Cilindro y sistema Hidráulico.	100
Tabla 3.7. Detalle de Capital de trabajo.	108
Tabla 3.8. Detalle de Producción promedio en finca de teca.....	108

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Ensamble general
PLANO 2	Ensamble grúa tipo pluma
PLANO 3	Ubicación rodamientos
PLANO 4	Acople externo
PLANO 5	Base empernada
PLANO 6	Base principal Soporte principal
PLANO 7	Bocín Soporte tubular externo
PLANO 8	Movilizador
PLANO 9	Rigidizador
PLANO 10	Soporte lateral derecho
PLANO 11	Soporte lateral izquierdo
PLANO 12	Soporte principal
PLANO 13	Soporte rodamiento inferior
PLANO 14	Soporte rodamiento superior
PLANO 15	Sujetador rodamiento
PLANO 16	Ensamble pinza sujetadora
PLANO 17	Pieza curva
PLANO 18	Pieza plana
PLANO 19	Soporte de resorte
PLANO 20	Soporte superior
PLANO 21	Sujetador de teca
PLANO 22	Unión de pinza
PLANO 23	Ensamble Sistema de Ingreso de teca
PLANO 24	Ensamble Plataforma horizontal
PLANO 25	Protección lateral
PLANO 26	Placa soporte protección lateral
PLANO 27	Eje de rodillo motorizado
PLANO 28	Eje de rodillo loco
PLANO 29	Rodillo metálico
PLANO 30	Viga soporte de rodillos

PLANO 31	Ensamble elevador tipo tijeras
PLANO 32	Eslabón
PLANO 33	Pasador de cilindro
PLANO 34	Pasador de eslabones
PLANO 35	Pasador de eslabón fijo
PLANO 36	Horquilla de cilindro
PLANO 37	Horquilla de eslabón
PLANO 38	Pista superior del elevador
PLANO 39	Pista inferior del elevador
PLANO 40	Bastidor transversal elevador
PLANO 41	Correa soporte de cilindro
PLANO 42	Soporte estructural de ingreso de teca

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Desde el punto de vista macroeconómico, la teca es uno de los recursos madereros mundiales de alta demanda en el mercado, representan el 0.7% de los bosques del mundo, donde las extensiones tanto de superficie como de mercado están limitadas dentro del comercio mundial. Se dice entonces que la madera de teca es un recurso emergente, donde existe una tasa creciente en el mercado.

El sector agroforestal ha incrementado su potencial paulatinamente en el transcurso de estos últimos años en Ecuador, son cerca de 45000 hectáreas de teca plantadas en la actualidad, de las cuales el país exporta alrededor de 12000 contenedores con teca al año, por lo cual, el país se proyecta a ser el primer productor regional del recurso maderero, trabajando en conjunto con los programas implementados por el gobierno nacional a través de los incentivos con fines comerciales del Ministerio de Agricultura, el mismo que ha ido motivando al sector privado a desarrollar plantaciones forestales de teca. (El Telégrafo, 2015)

Existen dos vías para que la madera de teca llegue al contenedor metálico: cargarlo con mano de obra directa, donde es necesario la mano del hombre para elevar y sostener la troza de teca en sus extremidades superiores y parte de espalda hasta llegar a colocar dentro del contenedor metálico. Por otro lado, la maquinaria forestal, sujeta la troza de teca mediante garras metálicas hasta colocar en el contenedor, donde la adquisición de esta maquinaria implica una alta inversión.

Al momento de involucrar al ser humano, se evalúa los posibles riesgos laborales que están presentes al momento de ejecutar el traslado de las trozas de madera dentro del contenedor. El riesgo más representativo es el riesgo ergonómico, donde las posturas y posiciones para elevar y descender la teca son muy inapropiados. Por otro lado, el riesgo que sufre la columna vertebral, músculos de la espalda y brazos son inminentes al efectuar dicho trabajo de alto riesgo.

Actualmente, en el mercado no existe un mecanismo mecánico que simplifique la mano del hombre y elimine los riesgos ergonómicos involucrados en el proceso de traslación de teca dentro del contenedor metálico, ni mucho menos que ahorre significativamente la elevada inversión de una maquinaria forestal pesada.

1.1 Descripción del problema

En el Ecuador en los últimos años se ha notado un aumento en la exportación de teca, por medio de contenedores metálicos. En el proceso de carga de teca se efectúa mediante operadores o estibadores que colocan la madera de teca dentro del contenedor, esto producirá a corto plazo daños graves conocidos como riesgos ergonómicos.

Uno de los riesgos es el sobreesfuerzo por motivos de manipulación de carga, también por realizar movimientos repetitivos y tener una mala postura, todos estos indicadores nos permiten tener en consideración, que para este tipo de trabajos la columna soporta altos esfuerzos debido al peso de la teca, consecuencia de esto se producen traumatismos, hernias discales e infecciones.

Adicionalmente, cuando un operador realiza el procedimiento de carga de la teca en los contenedores, el tiempo que toma realizar este procedimiento es considerable y esto a su vez conlleva a tener pérdidas económicas. Esto se evitaría y se optimizaría mediante el diseño de un mecanismo de carga de la teca.

1.2 Justificación del proyecto

El presente proyecto nace de la necesidad de implementar un diseño que cumpla la mejora de tiempos de operación al momento de embarcar trozas de teca dentro de un contenedor de exportación, así como también evitar el daño en la columna vertebral de los estibadores que realizan la carga de forma manual, debido al peso de cada troza.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar una máquina la cual permita realizar el proceso de carga de trozas teca en un contenedor para su posterior exportación.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una máquina mediante un modelo conceptual, el cual permita demostrar que su funcionamiento permite resolver el problema ya planteado.
- Diseñar los elementos y/o componentes mecánicos para realizar transmisión de potencia.
- Elaborar una simulación del funcionamiento de la máquina mediante el uso de software CAD/CAE.
- Realizar análisis de costos de la implementación de la máquina considerando solamente componentes disponibles en Ecuador.
- Crear los planos de fabricación y ensamble de la máquina.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Teca

En la actualidad en Ecuador, la Teca es uno de los arboles más finos y cotizados ya que presentan características relevantes como su durabilidad y resistencia a cambios climáticos. Este tipo de madera es utilizado a nivel mundial agregando en su superficie una capa de aceite protectora para controlar las plagas del medio, y evitar perjuicios por el sol o lluvia.

La teca como materia prima puede ser empleada para la elaboración de muebles de calidad, chapas, pisos, usos marinos o a su vez elementos estructurales. Si nos enfocamos a nivel industrial se puede implementar la teca para la fabricación de puentes y embarcaciones debido a su resistencia al agua; por ende, también es implementado en lugares húmedos tales como saunas.

La teca posee propiedades que la sostienen como una especie tropical de alto valor, un ejemplo de estas propiedades es el duramen (parte interna

de color más intenso) que refuerza la durabilidad de una madera haciendo que la teca conserve su valor de adquisición.

1.4.2 Demanda Mercado Mundial

La teca es una clase de madera de mayor aprecio y costo a nivel mundial, (ver figura 1.1), los principales productores y exportadores de teca se diferencian por medio de colores indicando los volúmenes de exportación de madera en rollo, desde 2.005 hasta 2.014, promedio de m³ / año; Entre los principales productores de teca tenemos: Myanmar, Brasil, Ecuador y así mismo se puede mencionar a los principales importadores de teca (ver figura 1.2): China, Tailandia, Corea del Sur e India. (ASOTECA, 2015)

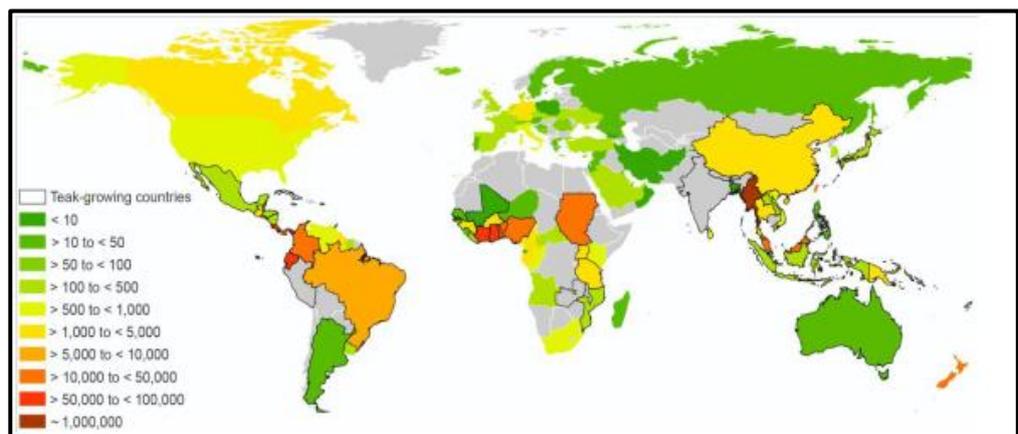


Figura 1.1. Países Exportadores de teca

Fuente: ASOTECA,2015

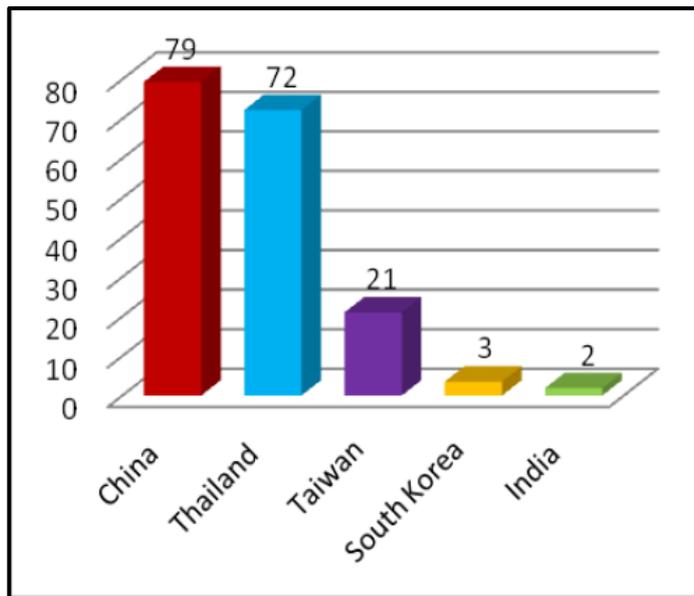


Figura 1.2. Principales Países Importadores

Fuente: ASOTECA,2015

1.4.3 Exportación de Teca en Ecuador

En Ecuador existen provincias donde se concentra la mayor cantidad de teca tales como Los Ríos, Guayas, Santo Domingo y Manabí, con una cantidad aproximada de 1200 plantaciones, según los estudios realizados por la Asociación de Productores y Comercializadores de Teca y Madera Tropical (ASOTECA). (Moran, 2017)

De todos los lugares en donde se exporta teca el principal consumidor de este producto es India, estas exportaciones se detuvieron en noviembre del 2016 debido al incumplimiento de cuidados que se debía aplicar dentro de las fumigaciones y regadío.

En la figura 1.3, se puede observar que en el mes de Julio se produjo el mayor índice de exportación ya que es el mes más seco de nuestro país generando la facilidad de transportación de teca dentro del campo, así mismo, en diciembre del 2016 se reactivaron las exportaciones con un rango entre 150000 y 160000 toneladas de teca, lo que constituye un ingreso anual de \$30 millones según fuente de (ASOTECA).

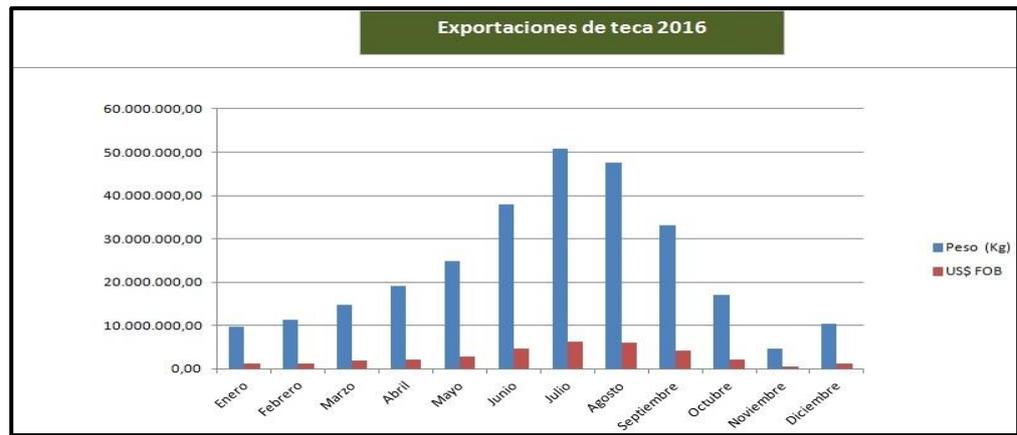


Figura 1.3. Exportaciones de teca del año 2.016 de Ecuador hacia India

Fuente: Empresa de Manifiestos, ASOTECA,2013

1.4.4 Maquinaria Forestal dentro de la Producción de la Teca

Los equipos de maquinaria pesada son implementados en su mayoría para la plantación, mantenimiento y adquisición de productos el cual en nuestro caso de interés es la teca. Existen distintos tipos de maquinaria tales como: taladro, cosechadora, pala delantera, skidders, montacargas, pinzas forestales entre otros, cada una de estas maquinarias ayudan a obtener una mejor eficiencia en el trabajo forestal de cosecha por lo que deben contar con un plan de mantenimiento adecuado para evitar el desperfecto de estas y caídas en la producción.

Maquinaria actualmente utilizada en Ecuador

En nuestro país las principales maquinarias utilizadas para un proceso de carga de madera son: montacargas y pinzas forestales. Los montacargas permiten movilizar madera u otro tipo de carga mediante lotes colocados en pallets los cuales son introducidos con facilidad en los contenedores; las pinzas forestales permiten sujetar una cantidad determinada de troncos individuales para luego introducirlos en el contenedor. Se puede efectuar una comparación de estas maquinarias estableciendo las principales ventajas y desventajas en la siguiente tabla 1.1.

Tabla 1.1. Cuadro comparativo entre ventajas y desventajas de maquinaria utilizada en Ecuador.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

MAQUINARIA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Montacargas de combustión interna	Transportación de altas cargas mediante uso de pallets o tarimas.	Alto costo de repuestos para el mantenimiento.
	Bajo consumo de combustible.	Emisión de gases de combustión que afectan al medio ambiente.
	Movilización de cargas mediante giros en toda orientación.	Capacitación técnica para el personal operador sobre el manejo y uso de la maquinaria.
Pinzas Forestales	Reducción de tiempo para recolectar trozas.	Alta inversión monetaria en la compra de la maquinaria.
	Desplazamiento sobre superficies irregulares.	Ingresar trozas de madera dentro de un contenedor metálico.
	Movilización de cargas mediante giros en toda orientación.	Capacitación técnica para el personal operador sobre el manejo y uso de la maquinaria.

1.4.5 Interacción Humana y los Riesgos Ergonómicos

Uno de los principales problemas que sufren los trabajadores al realizar una actividad de levantamiento de carga es el daño a corto plazo de su columna vertebral causado por malas posturas, dificultad en su movilización, fatigas musculares a diario, entre otros. Alzar el peso inadecuado para cada uno de los trabajadores puede ocasionar la aparición de hernias ya sean discales o abdominales debido a la presión que ejerce el abdomen al momento de realizar algún tipo de esfuerzo para cargar algún tipo de material pesado. Estos riesgos se pueden reducir mejorando los métodos de trabajo, es decir, aumentando la movilización de productos pesados con ayuda de maquinaria, tener mejores posturas al momento de realizar cualquier tipo de trabajo y llevando un control preventivo de salud de cada trabajador. (Prevalia, S.L.U, 2013)

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Análisis del proceso de carga

Las trozas de madera de teca deben cumplir especificaciones dimensionales y volumétricas para ser aptas para la exportación a los principales mercados del mundo. El factor de la densidad cumple un factor primordial en este análisis puesto que nos define la cantidad de carga que se ingresará al contenedor. La partida arancelaria ^[1] número 4403490000 establece dimensiones en un rango de 40-60 cm de diámetro, se define entonces el peso de 200 -386 kg respecto a su diámetro por troza de teca. Con el valor del diámetro se calcula la cantidad promedio de trozas que ingresan en el contenedor.

Parte del aprovechamiento de espacio dentro del contenedor, está limitado por la forma de ubicación de cada troza, ya sea de forma longitudinal o transversal al contenedor. Para el análisis de carga se determina que la ubicación será longitudinal.

Para efectuar el traslado de las trozas de teca, se debe pasar por un sistema mecánico dinámico el cual recibe el material, pase por un movimiento traslacional y llegue a la entrada del contenedor. El sistema mecánico que se seleccione deberá cumplir con la potencia necesaria para trasladar las trozas de teca, así como los apoyos o soportes de sujeción los cuales estén diseñados para compensar los esfuerzos estáticos y dinámicos presentes en el sistema. Finalmente, al ingresar cada troza al contenedor se debe garantizar que permanezca apilada ordenadamente, con el fin de que se cubra la mayor cantidad de espacio dentro del contenedor. En la actualidad el proceso de carga que se realiza es tal como se muestra en el siguiente diagrama de flujo:

[1] Partida Arancelaria: Codificación única de productos de exportación mundial

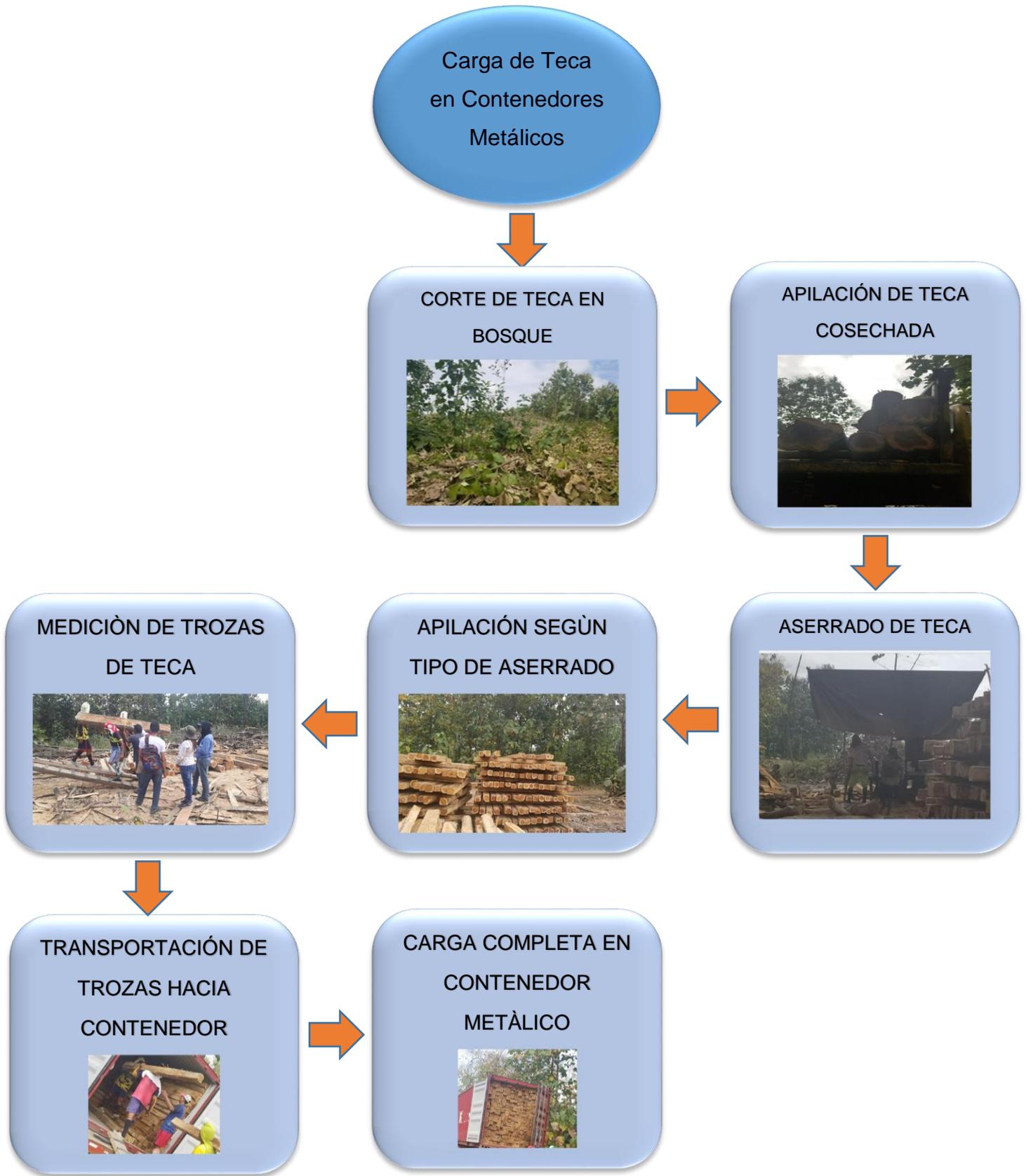


Figura 2.1. Diagrama de Flujo de Transportación Actual de Trozas de Teca

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.2 Proceso de Diseño

Para el diseño de los sistemas que componen nuestro proyecto nos basaremos en el siguiente proceso tal como se muestra en la figura 2.2.

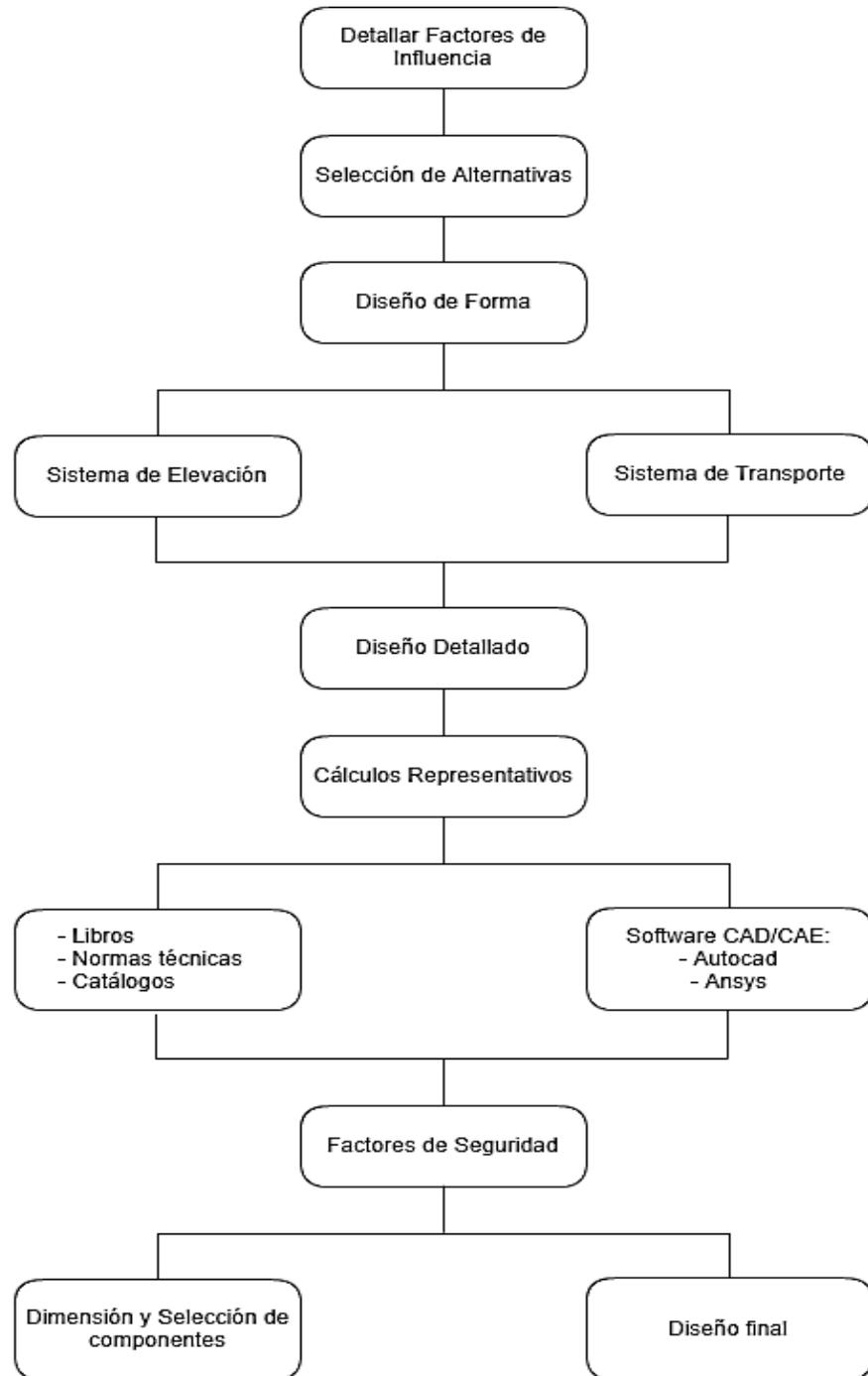


Figura 2.2. Diagrama de Flujo del Proceso de Diseño

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.3 Factores de Influencia

Para lograr un apropiado diseño, se requiere cumplir con factores predeterminantes los mismos que influyen en la toma de decisiones. Entre los aspectos que destacan son: morfológicos y de funcionalidad.

Los aspectos morfológicos son aquellos que repercuten en la forma, tamaño, estructura externa y presentación visual; Aspectos de funcionalidad, donde consideraciones como la resistencia de los materiales a usar, rigidez, desgaste, corrosión y ruido cumplen un papel de importancia para una acertada selección del diseño.

- **Tipo de producto a transportar:**

Se establece trasladar madera, especie teca, cuya densidad media es 690 kg/m³.

- **Dimensiones de teca:**

Basado en la normativa reguladora de exportación, la troza de teca debe tener el siguiente rango de dimensiones:

Largo: 2300 [mm]

Diámetro: 400 [mm]

Se asume que la troza de teca es un cuerpo cilíndrico.

$$V_t = \frac{\pi}{4} * d_t^2 * L_t$$

$$V_t = 289.02 \times 10^6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Donde:

V_t : Volumen de la troza de teca.

d_t : Diámetro de la troza de teca; 400 [mm].

L_t : Longitud total de la troza de teca; 2300 [mm].

- **Dimensiones internas del contenedor:**

Se establece las dimensiones para un contenedor metálico de 20 pies.

Largo: 5898 [mm]

Alto: 2393 [mm]

Ancho: 2352 [mm]

- **Masa de troza de madera**

Dado los valores de densidad y volumen, se calcula la masa de una troza de teca de 400 mm de diámetro:

$$m_t = \rho_{teca} * V_t$$

$$m_t = 200 \text{ kg}$$

Donde:

m_t : Masa de troza de teca de 400 [mm] de diámetro.

ρ_{teca} : Densidad promedio de madera de teca; 690 [kg/m³].

2.4 Alternativas de diseño

Se definen tres posibles soluciones al problema planteado, las cuales cumplen con el embarque de la madera de teca dentro del contenedor. Se debe segmentar un conjunto de criterios que brinden las ventajas y descarten las desventajas con el fin de lograr una correcta elección de diseño para este problema planteado.

2.4.1 Alternativa A

Se presenta esta alternativa como un sistema que comprende de una grúa de elevación y un transportador móvil. Mediante la grúa de elevación se sujeta la troza de teca y se direcciona hacia un transportador móvil con camino de rodillos, donde un operador las guiará y ordenará de acuerdo con las dimensiones del contenedor. Las trozas de teca se ingresan al contenedor metálico mediante transportador móvil que subirá distintos niveles de altura mediante un elevador tipo tijera hasta completar las filas de teca. Se realizará el proceso de carga desde el fondo hacia la salida del contenedor (ver figura 2.3).

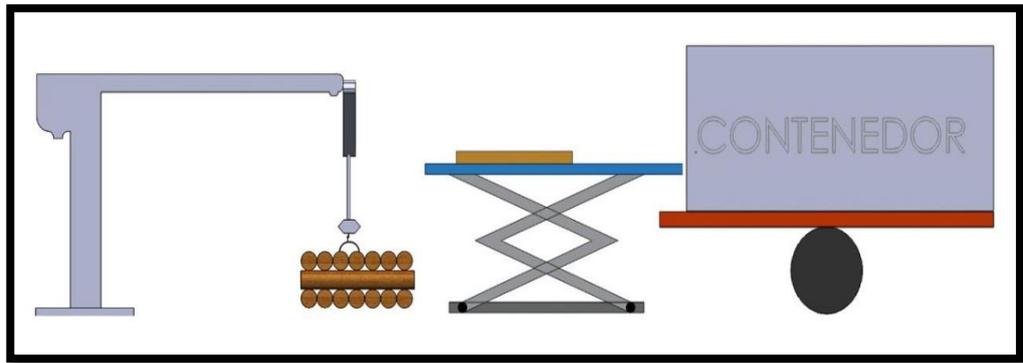


Figura 2.3. Boceto de alternativa A.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.4.2 Alternativa B

Esta alternativa comprende de dos mecanismos dinámicos, el primero es la incorporación de un sistema tipo elevador y el segundo mecanismo tipo plataforma móvil con rieles guías. Las trozas de teca se elevan desde el suelo, mediante una pendiente son descargadas en la plataforma. Cada troza de teca agrupa fila por fila hasta compilar un sólo bloque. Este bloque se moverá hacia el interior del contenedor mediante rieles guías que regulan la dirección del bloque (ver figura 2.4).

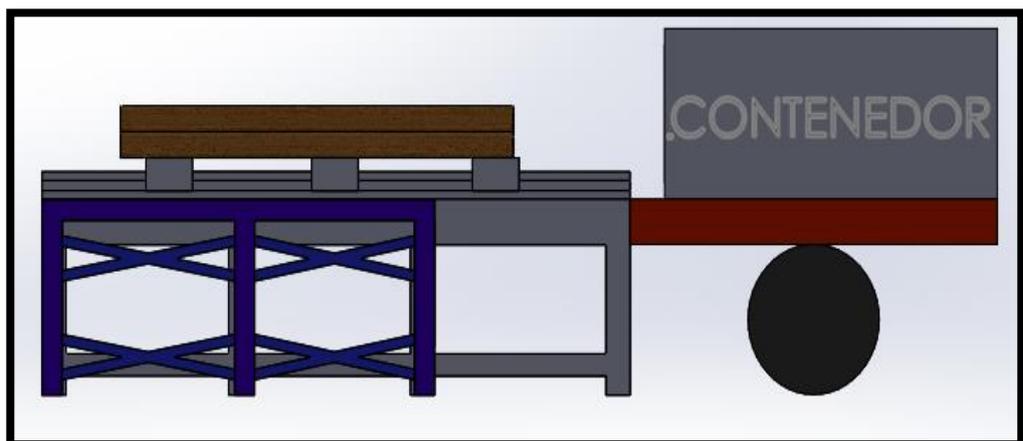


Figura 2.4. Boceto de alternativa B.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.4.3 Alternativa C

Esta alternativa presenta un brazo robótico automatizado, efectúa la manipulación de la carga, con la versatilidad de poder girar 360° hará que se introduzcan las trozas de teca dentro del contenedor de forma inmediata. Esta alternativa cuenta con programación avanzada mediante software de reconocimiento de cuerpos y geoposicionamiento, identifica la troza de teca y la ordena dentro del contenedor (ver figura 2.5).

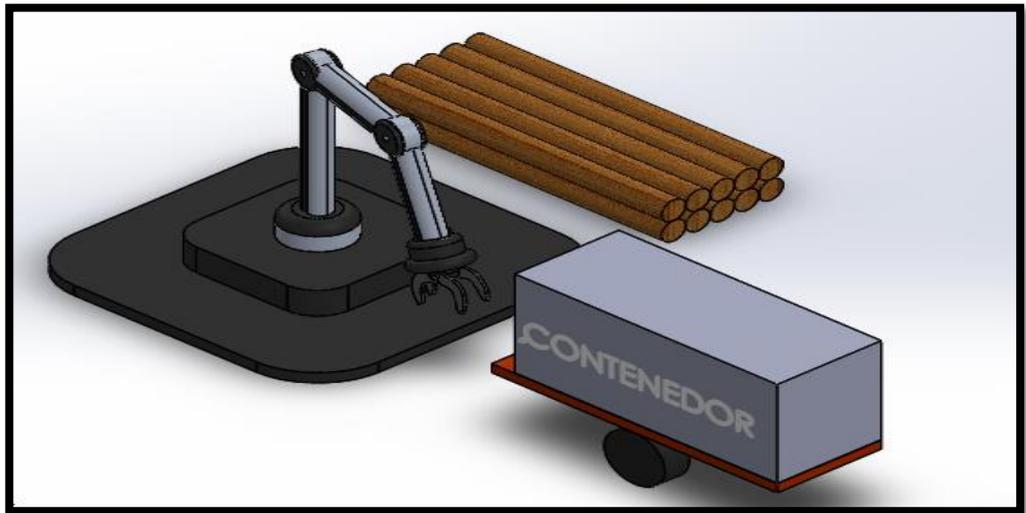


Figura 2.5. Boceto de alternativa C.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.5 Criterios de Selección y Ponderación

Para poder definir y seleccionar la mejor alternativa, es necesario establecer los criterios tanto, parámetros ingenieriles como del usuario, adecuados para efectuar un diseño acorde a las necesidades del problema planteado. Por lo tanto, se establecen los siguientes criterios de selección, así como su ponderación porcentual.

Operatividad: El diseño debe cumplir con los requerimientos del cliente donde se busca que la carga de teca sea ordenada y por niveles, evitando que personal realice trabajos de fuerza, se debe establecer la cantidad de horas críticas de operación, debido a que en el año existen grandes picos de exportación.

Costo: Este factor implica los gastos que se generen desde la adquisición de los materiales, la construcción, control automatizado y cambios correspondientes que se deba realizar dentro de su ensamblaje.

Mecanizado: La construcción del equipo a diseñar se debe realizar bajo procesos de mecanización de alta eficiencia, criticidad en tolerancias y con facilidad de ensamble para su pronta prueba técnica y posterior operatividad.

Mantenimiento: La facilidad de desmontar componentes para su correcto mantenimiento y reducir costos en la etapa de efectuar los planes de mantenimiento a fin de dar larga vida a los componentes críticos de la máquina.

Seguridad: Factor que restringe el diseño en aspectos mecánicos, forma y control debido a que operadores están en contacto directo con la máquina, es por esto por lo que se debe precautelar y salvaguardar la vida de dicho personal.

2.6 Justificación de Criterios de Selección

Para poder realizar la matriz de decisión se debe tomar en cuenta algunos criterios de selección (ver tabla 2.1), estos criterios se plantearon respecto a la perspectiva del cliente, con lo cual, se logra los objetivos dentro del proceso de carga y transportación de las trozas de teca.

Tabla 2.1. Criterios de Selección y Ponderación.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

PONDERACIÓN		JUSTIFICACIÓN
Operatividad	30%	Capacidad de la máquina para efectuar la carga en un tiempo determinado.
Costo	25%	Gastos generados en la compra de materia prima, la construcción, control automatizado.
Mecanizado	20%	Facilidad de construcción, elaboración y ensamble de cada componente de la máquina.
Mantenimiento	15%	Desmontar ágilmente componentes y dar larga vida a los componentes críticos de la máquina.
Seguridad	10%	Precaución y salvaguardar la vida del personal operador en todo momento de uso de la máquina.

2.7 Matriz de Decisión

Una vez determinado y detallado los distintos criterios de selección, se procede a evaluar y ponderar respecto a las tres alternativas propuestas, (ver tabla, 2.2).

Tabla 2.2. Matriz de decisión.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Criterios de selección	Ponderación	Alternativas		
		A	B	C
Operatividad	30%	4	3	5
Costo	25%	4	3	2
Mecanizado	20%	4	3	2
Mantenimiento	15%	5	4	4
Seguridad	10%	4	4	4
Calificación total	100%	4,15	3,25	3,40

Luego de haber efectuado la matriz de decisión se pudo apreciar que la alternativa "A" es la más favorable para el sistema de carga de trozas de teca dentro de un contenedor metálico, (ver tabla, 2.2).

2.8 Diseño de forma

Se efectúa un boceto preliminar de diseño donde comprende la selección de factores de forma, elementos de sujeción y soporte estructural, control automatizado, etc. Este boceto se divide dos sistemas móviles, en la figura 2.6 se puede observar el esquema del elevador tipo pluma y en la figura 2.7 un diseño del transportador mecánico con elevador hidráulico de tipo tijeras.

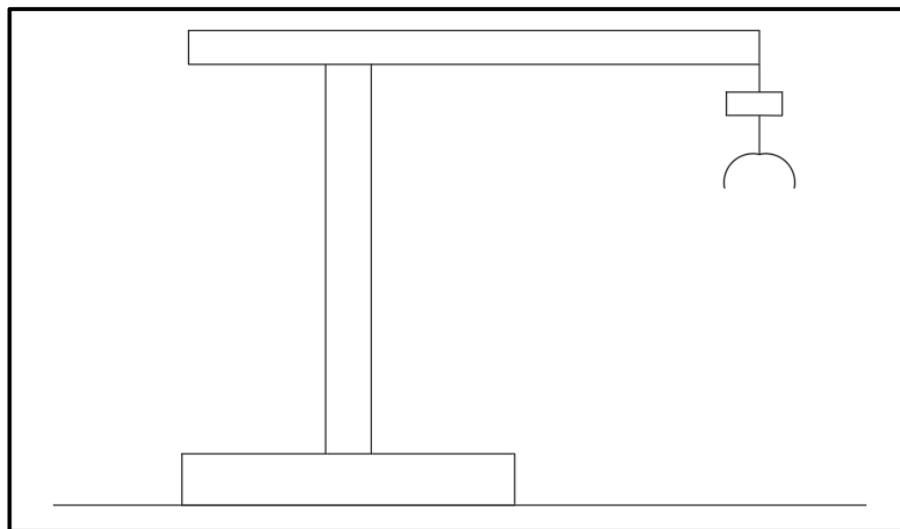


Figura 2.6. Elevador Tipo Pluma

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

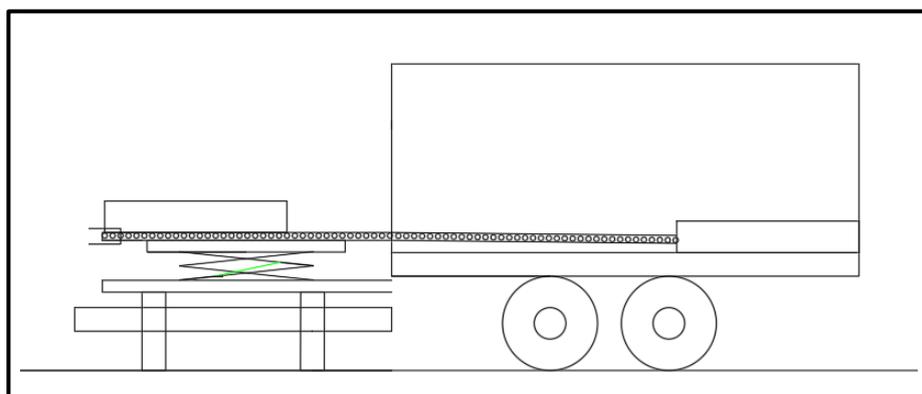


Figura 2.7. Transportador mecánico de rodillos metálicos.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.9 Diseño Detallado

En esta sección se plantearán las distintas ecuaciones útiles para el dimensionamiento y selección de los distintos componentes y piezas que comprenden ambos sistemas mecánicos en el proyecto.

Se describe el proceso secuencial para las dos partes del sistema de carga. Se inicia con el diseño del elevador de trozas de teca, este diseño consta de pinzas de sujeción la misma que elevará la troza hacia el lugar deseado.

El proceso de elevación de teca se efectúa mediante un elevador tipo pluma, consta de un elevador eléctrico cuya especificación será de acuerdo con el torque y la velocidad deseada. Por otra parte, se diseñan los componentes estructurales; columna de giro y viga de elevación; cuya selección será crítica al momento de efectuar las dimensiones finales tanto en longitudes como espesores. El elevador tipo pluma permanecerá fijo y anclado sobre la superficie del suelo.

2.9.1 Agarre para elevación de Teca

Para la transportación de las trozas de teca se utilizarán dos pinzas que ayudarán a sujetar y trasladar las trozas hacia el sistema transportador, dicho agarre se realizará a distancias establecidas antes y después del centro de la troza para lograr el equilibrio de esta.

Un bosquejo de la tenaza diseñada (ver figura 2.8) mediante el cual durante el proceso del presente capítulo se detallan cada uno de sus componentes.

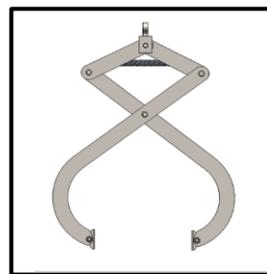


Figura 2.8. Pinza Sujetadora para Trozas de Teca

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Para el diseño de las pinzas sujetadoras se realizará distintos cálculos que indiquen el material a colocar basándose en parámetros que serán debidamente calculados, para este análisis se tomará en cuenta una parte de la pinza debido a su simetría.

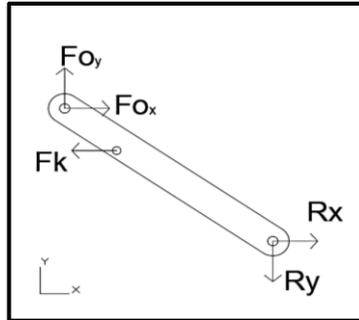


Figura 2.9. Primer Elemento para Análisis de Pinza

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Se realiza la sumatoria de fuerzas del primer elemento o eslabón tal como se muestra en la figura 2.9 con las ecuaciones 2.1 y 2.2 sabiendo que el valor de F es una parte de la fuerza que ejercerá para el levantamiento de la troza de teca.

$$\sum F_y = F_0 - R_y = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum F_x = R_x - F_k + F_{0x} = 0 \quad (2.2)$$

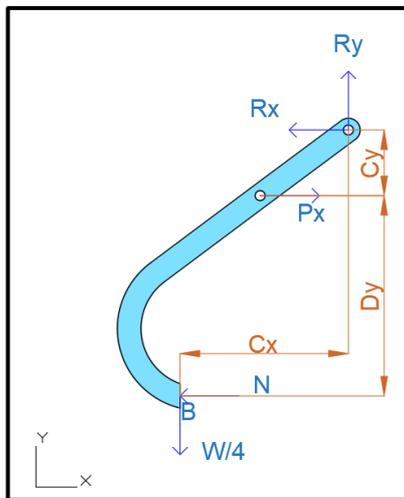


Figura 2.10. Análisis del Momento generado en la Junta con Resorte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

A partir del segundo elemento tal como se visualiza en la figura 2.10 se realiza el mismo análisis de fuerzas y se trabaja con las ecuaciones 2.3 y 2.4:

$$\sum F_x = P_x - N - R_x = 0 \quad (2.3)$$

$$\sum F_y = R_y - W/4 = 0 \quad (2.4)$$

Para obtener los términos no conocidos se realizó la sumatoria de momentos en el Punto B con la ecuación 2.5, el cual me facilita la adquisición de medidas hacia cada una de las fuerzas.

$$\sum M_B = R_y(C_x) + R_x(C_y + D_y) - P_x(D_y) = 0 \quad (2.5)$$

Para conocer la fuerza del resorte se realizaron similitudes geométricas, se empieza tratando el resorte sin comprensión tal como se muestra en la figura 2.11 para conocer las distancias de elongación máxima y mínima.

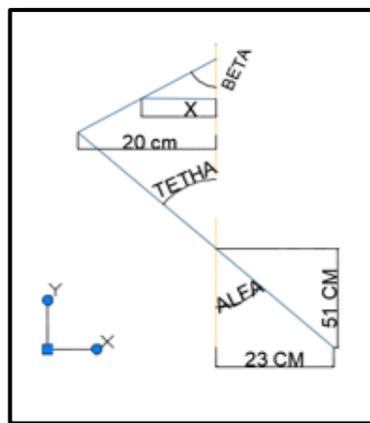


Figura 2.11. Relación Geométrica para Resorte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Con la figura 2.11 se puede visualizar un ángulo alfa tiene su origen en el punto de acople con la otra parte de la pinza dicho ángulo se lo calcula mediante la ecuación 2.6.

$$\tan \alpha = \frac{23}{51} \quad (2.6)$$

$$\alpha = 24.27^\circ$$

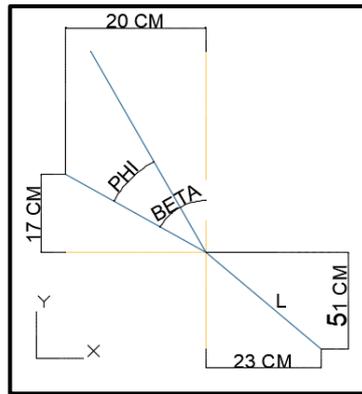


Figura 2.12. Dimensiones de Relación Geométrica

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

En la figura 2.12 mostrada se observa las dimensiones de los elementos antes de ser comprimido el resorte, cabe recalcar que el valor de 23 cm se refiere a la mitad de la máxima abertura de la pinza.

Se calcula el valor de L con la ecuación 2.7 la misma que no varía durante las aberturas, así mismo se obtiene el ángulo beta con la ecuación 2.8, para luego con ayuda de la ecuación 2.9 se obtiene el ángulo “phi” que no es variable a lo largo del funcionamiento de la pinza.

$$L = \sqrt{51^2 + 23^2} \quad (2.7)$$

$$L = \sqrt{3130}$$

$$L = 55.95 \text{ cm}$$

$$\tan \beta = \frac{20}{17} \quad (2.8)$$

$$\beta = 49.64^\circ$$

$$\phi = 180^\circ - (90 - \beta) - \alpha - 90 \quad (2.9)$$

$$\phi = \beta - \alpha$$

$$\phi = 49.64 - 24.27$$

$$\phi = 25.37^\circ \text{ NO CAMBIA}$$

Tabla 2.3. Datos de Resorte Por Utilizar

Fuente: (Servicios y Suministros Industriales, 2013)

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO EXTERIOR		DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DEL ALAMBRE NOMINAL		DIÁMETRO DE POSTE		CARGA @ APROX ALTURA SÓLIDA		LONGITUD SIN CARGA NOMINAL		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA		GRUPO DE PRECIO	
	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	N	LBS.	MM	PULG.	N/MM	LBS/PULG.	MM	PULG.	M	S
LCM160K 01 [†]											48.00	1.890	2.38	13.59	8.800	0.346	M	S
LCM160K 02 [†]											73.50	2.894	1.52	8.68	12.000	0.472	P	U
LCM160K 03 [†]	21.60	.850	22.60	.890	1.60	.063	17.50	.689	94.89	21.332	110.00	4.331	1.00	5.71	16.800	0.661	T	X
LCM160K 04 [†]											165.00	6.496	0.67	3.83	23.200	0.913	W	Z
LCM160K 05 [†]											240.00	9.449	0.46	2.63	32.800	1.291	Y	AA
LCM200KK 01 [†]											41.00	1.614	5.83	33.29	11.000	0.433	L	P
LCM200KK 02 [†]											62.00	2.441	3.71	21.18	15.000	0.591	P	U
LCM200KK 03 [†]	22.00	.866	22.90	.902	2.00	.079	17.10	.673	177.29	39.857	94.00	3.701	2.38	13.59	21.000	0.827	S	Y
LCM200KK 04 [†]											135.00	5.315	1.63	9.31	29.000	1.142	U	X
LCM200KK 05 [†]											200.00	7.874	1.10	6.27	41.000	1.614	Y	AA
LCM200LM 01 [†]											58.00	2.283	2.98	17.02	11.000	0.433	W	Z
LCM200LM 02 [†]											88.50	3.484	1.89	10.79	15.000	0.591	AA	AD
LCM200LM 03 [†]	27.00	1.063	28.00	1.102	2.00	.079	22.00	.866	142.21	31.971	135.00	5.315	1.23	7.02	21.000	0.827	AC	AG
LCM200LM 04 [†]											195.00	7.677	0.82	4.68	29.000	1.142	AE	AL
LCM200LM 05 [†]											290.00	11.417	0.58	3.31	41.000	1.614	AL	AP

Para establecer la altura donde el resorte se ubicará, tomando como referencia el origen del ángulo beta, tal como se muestra en la figura 2.13, según la tabla 2.3 del catálogo del resorte, el valor de Xa y la constante del resorte ($X_a = 19.5/2 = 9.75$ cm Y $K_{\text{resorte}} = 0.82$ N/mm) y se procede a calcular dicha altura con la ecuación 2.10.

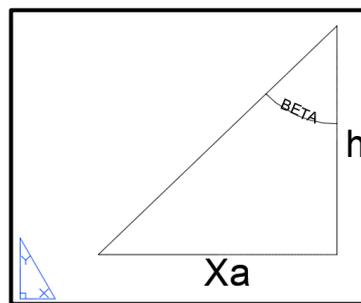


Figura 2.13. Altura de Colocación de Resorte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\tan \beta = \frac{X_a}{h} \tag{2.10}$$

$$h = 8.29 \text{ [cm]}$$

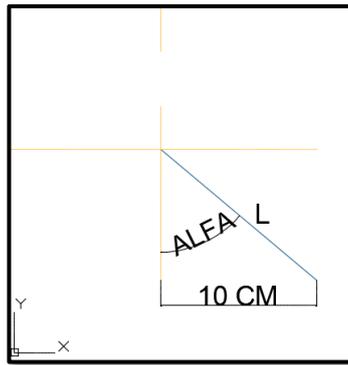


Figura 2.14. Compresión Máxima de Resorte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Luego al comprimirse hasta una distancia de 20 cm tal como se muestra en la figura 2.14 se vuelve a calcular los valores de los ángulos alfa y beta mediante las ecuaciones 2.11 y 2.12 respectivamente.

$$\sin \alpha = \frac{10}{55.95} \quad (2.11)$$

$$\alpha = 10.3^\circ$$

$$\beta = \alpha + \phi \quad (2.12)$$

$$\beta = 10.3 + 25.37$$

$$\beta = 35.7$$

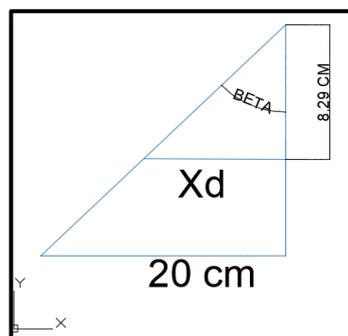


Figura 2.15. Elongación de Resorte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Luego de calcular estos ángulos y conociendo la altura a la que se encuentra el resorte se procede a calcular el valor del desplazamiento X después de efectuarse la compresión del resorte tal como se muestra en la figura 2.15, dicho valor se calcula mediante la ecuación 2.13.

$$\tan 35.7 = \frac{X_d}{8.29} \quad (2.13)$$

$$X_d = 5.95 \text{ [cm]}$$

La variación del desplazamiento X_d o elongación que se ejerce sobre el resorte se lo obtiene mediante la ecuación 2.14, considerando que el cálculo a realizar es para la longitud completa.

$$\Delta X = (X_a - X_d) * 2 \text{ cm} \quad (2.14)$$

$$\Delta X = 7.6 \text{ [cm]}$$

Conociendo los valores de la constante del resorte y la elongación que sufre el resorte se calcula la fuerza efectuada, mediante la ecuación 2.15.

$$F_K = K * \Delta X \quad (2.15)$$

Donde;

K: constante del resorte, 0.82 [N/mm]

$$F_K = 62.32 \text{ [N]}$$

Se puede conocer el valor máximo que soportará el resorte antes de fallar con la ecuación 2.16, la cual indica el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \frac{4F_k}{\pi d^2} + \frac{8F_k D}{\pi d^3} \quad (2.16)$$

Donde:

d: Espesor del material de resorte, 0.002 [m]

D: Diámetro de resorte, 0.025 [m]

Al desarrollar la ecuación 2.16 con los valores calculados en las anteriores ecuaciones se tiene:

$$\tau = 515.7 \text{ [MPa]}$$

Así mismo, se conoce el material del resorte el cual es el ASTM A228 el cual el valor máximo de tensión es de 3096 [MPa], con ello y el valor de esfuerzo cortante máximo se calcula el factor de seguridad con la ecuación 2.17, el cual mediante normas debe ser mayor a 1 para que su construcción y funcionamiento sea segura.

$$\eta = \frac{0.5S_Y}{\tau} \quad (2.17)$$

$$\eta = 3$$

La principal concentración de esfuerzos se encuentra en los cambios de geometría de las secciones por lo que se realiza un corte tal como se muestra en la figura 2.16.

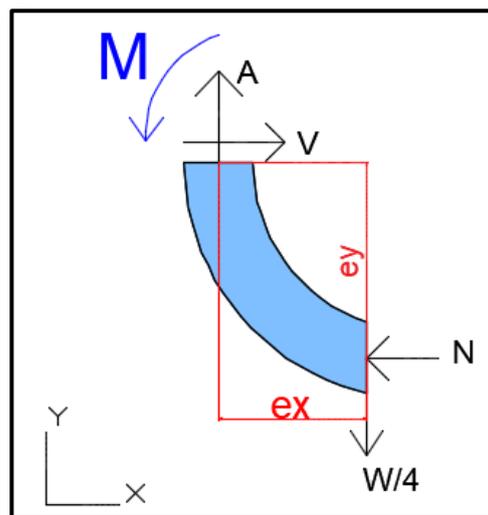


Figura 2.16. Corte para Análisis para el Momento Máximo

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Se analiza el máximo momento generado como lo indica la ecuación 2.18.

$$M = (W/4)(e_x) + N(e_y) \quad (2.18)$$

Para determinar si nuestro elemento sufre algún tipo de ruptura se calcula el esfuerzo máximo como lo indica la ecuación 2.19, este esfuerzo se obtiene con la suma del esfuerzo de Flexión y el esfuerzo axial, la obtención de estos esfuerzos se los realiza mediante las ecuaciones 2.20 y 2.22.

$$\sigma_{MAX} = \sigma^M + \sigma^A \quad (2.19)$$

Donde:

σ^M : Esfuerzo de flexión

σ^A : Esfuerzo Axial

Sección recta	Círculo o elipse		Rectángulo		Otras secciones (valores medios)			
	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior		
1,2	3,41	0,54	2,89	0,57	Si la sección es asimétrica R/e se refiere a la fibra interior			
1,4	2,40	0,60	2,13	0,63				
1,6	1,96	0,65	1,79	0,67				
1,8	1,75	0,68	0,63	0,70			—	—
2,0	1,62	0,71	1,52	0,73			1,63	0,74
3,0	1,33	0,79	1,30	0,81			1,36	0,81
4,0	1,23	0,84	1,20	0,85			1,25	0,86
6,0	1,14	0,89	1,12	0,90			1,16	0,90
8,0	1,10	0,91	1,09	0,92			1,12	0,93
10,0	1,08	0,93	1,07	0,94			1,10	0,94
20,0	1,03	0,97	1,04	0,96			1,05	0,95

Figura 2.17. Factores de Corrección K para vigas curvas

Fuente: (R.Juvenal), Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica

$$\sigma^M = \frac{KMC}{I} \quad (2.20)$$

Donde:

K: Factor de corrección aplicado en vigas curvas observando la tabla de la figura 2.17 dicho valor se puede visualizar luego de haber calculado la relación $\frac{R}{c}$.

M: Momento calculado de la ecuación 2.18.

C: Valor medio del ancho de este elemento

I: Mediante la ecuación 2.21, donde intervienen el ancho del elemento y el grosor del material que se va a utilizar.

$$I = \frac{1}{12} b(h^3) \quad (2.21)$$

$$\sigma^A = \frac{A}{bh} \quad (2.22)$$

Donde;

A: Fuerza axial generada

b: Espesor del material a utilizar

h: Anchura del elemento

Basándonos en un factor de seguridad propuesto también se puede conocer el esfuerzo máximo mediante la ecuación 2.23 ya que se conoce el esfuerzo de fluencia del material que se utilizará, en nuestro caso es plancha de acero ASTM A36, donde su esfuerzo de fluencia es de 250MPa.

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{MAX}} \quad (2.23)$$

Luego de resolver la ecuación 2.19 se obtiene el grosor del material igual a 8mm el cual consta de viga curva. Para la elaboración de estos elementos se utilizará planchas de acero A36 con el espesor antes calculado con un esfuerzo máximo de 34.24 [MPa].

Análisis por Fatiga

Seleccionando el mismo elemento del análisis estático se calcula el factor de seguridad por medio de la fatiga producida en el mismo, por lo que se calcula el límite a resistencia de la fatiga.

$$S_e = C_{carga} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * C_{tamaño} * (0.5 Sut) \quad (2.24)$$

Donde cada valor de C es el factor de corrección de los distintos parámetros y el Sut es el esfuerzo a la fluencia del material, por lo que se analiza cada factor de corrección.

$C_{carga} = 1$ para flexión

$C_{superficie} = 0.32$ observando la figura 2.18.

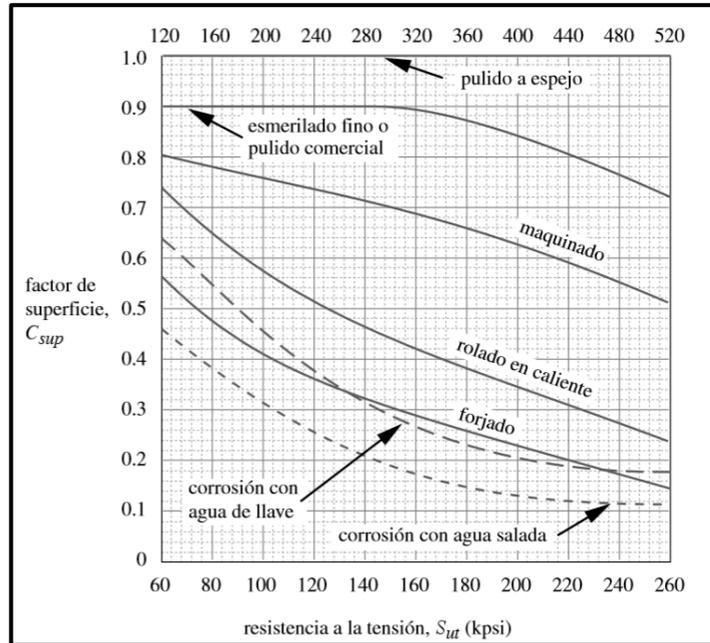


Figura 2.18. Factor de Superficie Debido al Acabado del Material

Fuente: (Norton), Capítulo 4

$C_{temperatura} = 1$ Tomando en cuenta temperatura ambiente

$C_{confiabilidad} = 0.753$ Considerando un 99.9% de confiabilidad según la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Factor de Corrección por Confiabilidad

Fuente: (Norton), Capítulo 4

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

$$C_{\text{confiabilidad}} = 1.189(d_{\text{eq}})$$

Donde;

d_{eq} : Diámetro equivalente

$d_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$, sabiendo que $A_{95} = 0.05(b * h)$ considerando que es un elemento rectangular se dice que b es el espesor y h es el ancho del elemento.

El material con el que se va a trabajar es acero A36 por lo que S_{ut} es 200 MPa por lo que mediante los cálculos realizados en anexos se obtiene un valor de S_e de 43.37 [MPa]

Se toma en cuenta que el sistema es con carga fluctuante que va de cero hacia un máximo por medio de Goodman Modificado se tiene que:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_M}{S_{\text{ut}}}\right) \quad (2.25)$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante

σ_M : Esfuerzo máximo calculado en el análisis estático, 34.24[MPa].

$$\sigma_a = 39.66 \text{ [MPa]}$$

Para encontrar el factor de seguridad se tiene la ecuación 2.26:

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_m} \quad (2.26)$$

σ_m es un esfuerzo medio por lo que es la mitad del esfuerzo máximo tal que al realizar los cálculos respectivos se tiene un factor de seguridad de 2.19 el cual cumple los parámetros de diseño requerido.

2.9.1.1 Selección de Pernos

Dentro de esta sección se realiza los cálculos para conocer la dimensión de los pernos que se colocará en la pinza sujetadora.

Los esfuerzos por analizar son axiales y de aplastamiento, para ello se debe tener presente el punto donde ocurre la mayor fuerza de reacción con las ecuaciones antes planteadas.

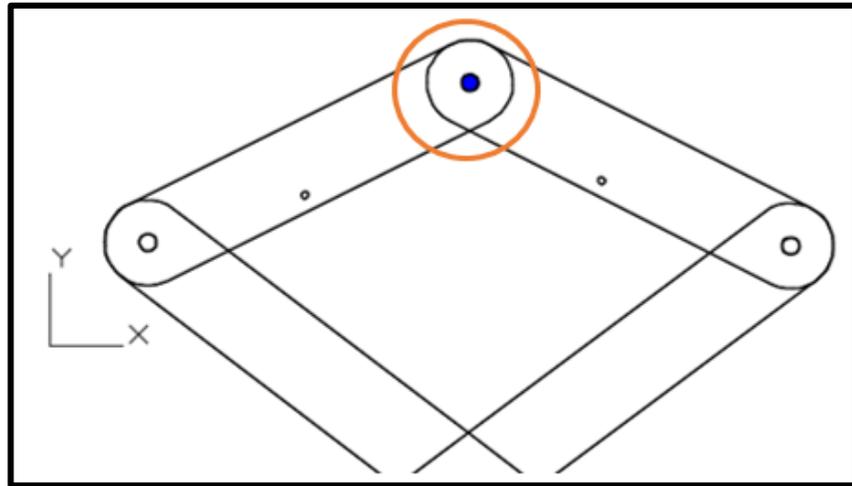


Figura 2.19. Área Considerada para Esfuerzo Axial de Perno

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

El esfuerzo axial se lo obtiene mediante la ecuación 2.27 y el área que se utiliza se lo calcula mediante la ecuación 2.28, esta área se la puede visualizar en la figura 2.19 mediante una vista frontal realizada a la pinza diseñada.

Se debe tomar en cuenta que la fuerza con la que se evaluará es la mitad de la tensión para ambos esfuerzos debido a que en este análisis se toma en cuenta una de las dos partes de la pinza sujetadora.

$$\sigma^A = \frac{F/2}{A_A} \quad (2.27)$$

$$A_A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.28)$$

Donde:

A_A : Área de contacto para esfuerzo axial

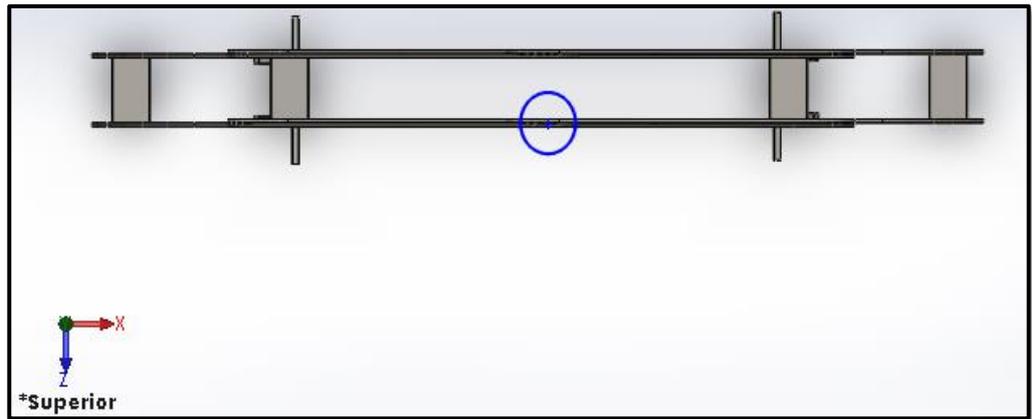


Figura 2.20. Área Considerada para Esfuerzo de Aplastamiento de Perno

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

El esfuerzo de aplastamiento lo podemos calcular mediante la ecuación 2.29 y el área se lo obtiene mediante la ecuación 2.30, para visualizar el área de contacto para este esfuerzo se tiene la figura 2.20 la cual es una vista superior realizada a la pinza diseñada.

$$\sigma^P = \frac{F/2}{A_p} \quad (2.29)$$

$$A_p = 2de \quad (2.30)$$

Donde:

A_p : Área de contacto para fuerza de aplastamiento.

d: Diámetro de orificio requerido para perno.

e: Espesor de material de pinza.

Luego de ello se procede a despejar el valor del diámetro de ambas ecuaciones mediante la ecuación 2.31, la misma que se aplica para los dos esfuerzos y se escoge el de mayor diámetro, para nuestro análisis se escogió un factor de seguridad de 3 y el S_Y se lo adquiere de la tabla 2.5 en la sección de resistencia de prueba mínima con el número de clase de 5.8.

(2.31)

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma}$$

En nuestros cálculos se adquirió un diámetro pequeño por lo que por diseño se puede escoger un perno comercial M10.

Tabla 2.5. Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero.

Fuente: (Norton), Diseño de Máquinas, 4ta edición capítulo 11

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

2.9.1.2 Soporte Superior

Para la parte superior donde se colocará una base hecha de plancha de acero junto con un tornillo de ojo métrico el cual será el encargado de soportar la fuerza de elevación que se realice para levantar cada troza, conociendo la fuerza de tensión que ejercerá el motor al levantar la troza de madera se puede observar en la figura 2.21 el tornillo descrito y sus principales características, la base donde se colocará dicho tornillo se comprobó mediante simulación que se detalla en el siguiente capítulo mostrando los resultados relevantes.

	Artículo	Tornillos de Ojo Métrico
	Cuerda	M20 x 2.5
	Largo Cuerda	30mm
	Diámetro Ext. Ojo	72mm
	Diámetro Int. Ojo	40mm
	Altura Ojo	71mm
	Carga Max. Vertical 1 Tornillo	12000 N
	Carga Max. 2 Tornillos a 45°	8300 N
	Característica 1	Fabricados en Acero Forjado
Característica 2	Acabado en Zinc /Plata	
Característica 3	Estándar europeo No. 1.0401	

Figura 2.21. Datos de Tornillo de Ojo.

Fuente: (TRAVERSTOOL, 2013)

2.9.1.3 Soldadura de uniones

Para la parte de soldadura se analizó la sección más crítica tal como se muestra en la figura 2.22 donde se observa todas las fuerzas que intervienen en esta sección.

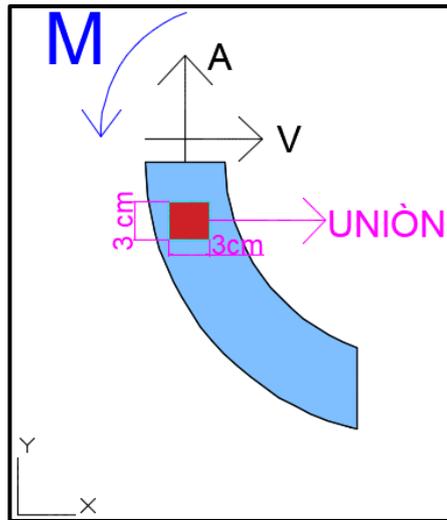


Figura 2.22. Análisis de Unión Soldada.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Al existir fuerzas de torsión como lo indica la ecuación 2.32 y de corte mediante las ecuaciones 2.33 y 2.34 se efectúan los respectivos cálculos.

$$F_T = \frac{Tr}{J_w} \quad (2.32)$$

$$F_{s1} = \frac{A}{A_w} \quad (2.33)$$

$$F_{s2} = \frac{V}{A_w} \quad (2.34)$$

Donde

F_T : Esfuerzo de torsión.

F_s : Fuerza Cortante.

A : Fuerza axial de corte perpendicular.

V : Fuerza de corte horizontal.

A_w, J_w : Factores geométricos para soldadura.

T : Momento generado sobre el elemento.

r : Distancia diagonal de pieza a soldar.

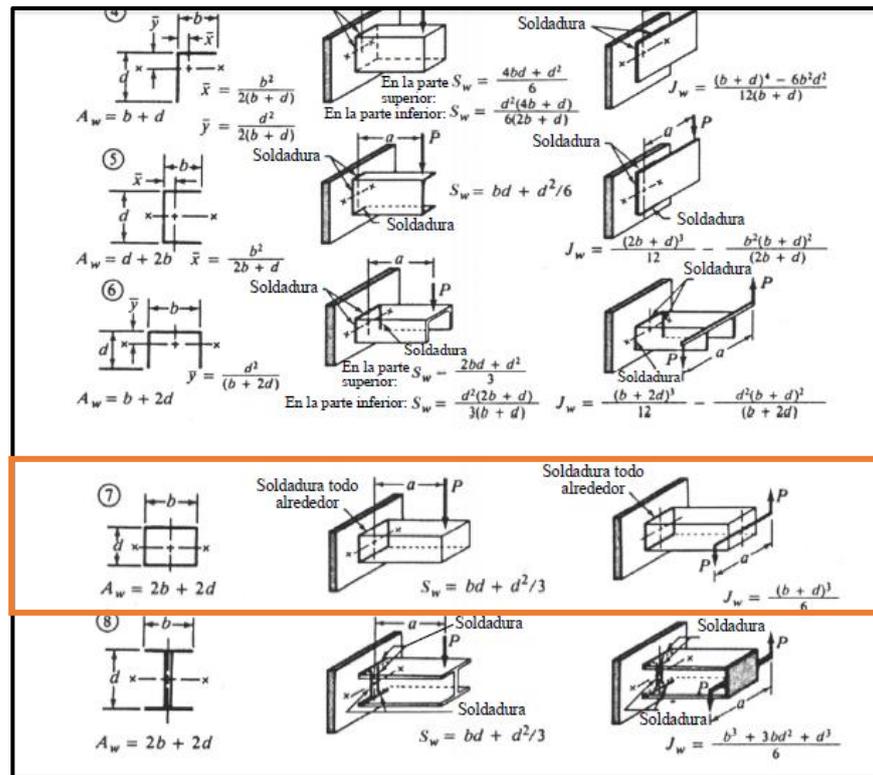


Figura 2.23. Factores Geométricos para Análisis de Soldadura.

Fuente: (Norton) Diseño de Máquinas, 4ta edición Capítulo 12

Mediante la figura 2.23 y conociendo el valor del ancho y alto de la pieza a soldar se plantean las ecuaciones 2.35, 2.36 y 2.37 definiendo que la soldadura a aplicar es alrededor de todo el contorno.

$$A_w = 2b + 2d \quad (2.35)$$

$$S_w = bd + \frac{d^2}{3} \quad (2.36)$$

$$J_w = \frac{(b + d)^3}{6} \quad (2.37)$$

Donde:

S_w : Factor geométrico para soldadura.

b: Ancho de pieza a soldar.

d: Alto de pieza a soldar.

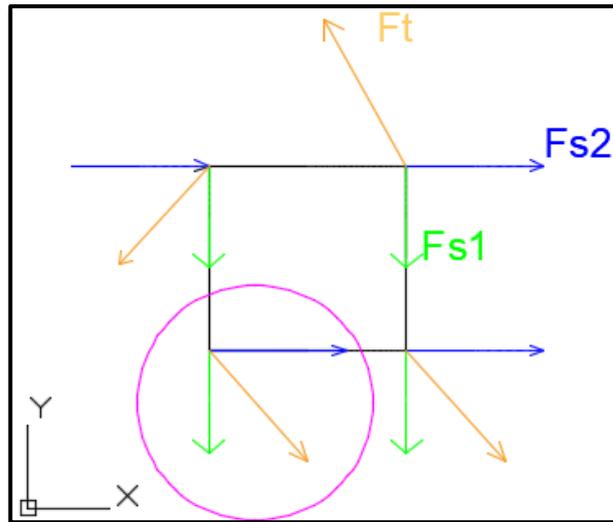


Figura 2.24. Ubicación de la Mayor Concentración de fuerzas.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Para obtener la fuerza resultante se observa la figura 2.24, la cual indica el lugar donde se concentran las fuerzas y mediante las ecuaciones 2.38 y 2.39, sumando las ecuaciones se obtiene la ecuación 2.40.

$$F_X = F_{S2} - F_T(\cos 45) \quad (2.38)$$

$$F_Y = F_{S1} - F_T(\sin 45) \quad (2.39)$$

$$F_R = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (2.40)$$

Donde:

F_T : Fuerza de torsión, 23984.79 [N].

F_{s1} : Fuerza Cortante Vertical, 4083.33 [N].

F_{s2} : Fuerza Cortante Horizontal, 3615.92 [N].

F_X : Fuerza de soldadura en componente X, -13343.33 [N].

F_Y : Fuerza de soldadura en componente Y, -12876.48 [N].

F_R : Fuerza resultante ejercida en la soldadura, 18543.14 [N].

Según la tabla 2.6 se puede obtener el coeficiente S_{er} conociendo que la categoría F es la que se refiere a la parte de soldadura, por lo que se procede a plantear la ecuación 2.41, donde se propone un factor de seguridad mayor a 1.

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{S_{er}}{\eta} \quad (2.41)$$

Tabla 2.6. Coeficiente Ser Según Especificación AISC.

Fuente: (Norton), Diseño de Máquinas, 4ta edición Capitulo 12

Categoría del AISC	C_f SI	S_{er} MPa
A	170 E10	165
B	83 E09	110
B'	42 E09	82
C	30 E09	69
D	15 E09	48
E	7.6 E09	31
E'	2.7 E09	18
F	10 E12	55

Con el cálculo realizado en la sección de Anexos se obtuvo un τ_{perm} de 36.67 Mpa luego se procede a calcular el espesor de la soldadura (t) mediante la ecuación 2.42.

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{F_R}{t} \quad (2.42)$$

$$t = 0.51[\text{mm}]$$

Luego con el planteamiento de la ecuación 2.43 se conoce el ancho de la soldadura que se debe aplicar.

$$\omega = \frac{t}{0.707} \quad (2.43)$$

$$\omega = 0.72 [\text{mm}]$$

Este ancho de soldadura es el mínimo que se debe aplicar en las uniones de la pinza por lo que bajo norma AWS se obtiene un valor de 5mm para lograr con el objetivo.

2.9.2 Elevador tipo Pluma

Para este elevador se diseñará una estructura fija logrando una mejor estabilidad al momento de ejercer el sistema de izado, así mismo el brazo superior se podrá rotar para una mejor movilización de las trozas de teca tal como se muestra en la figura 2.25.

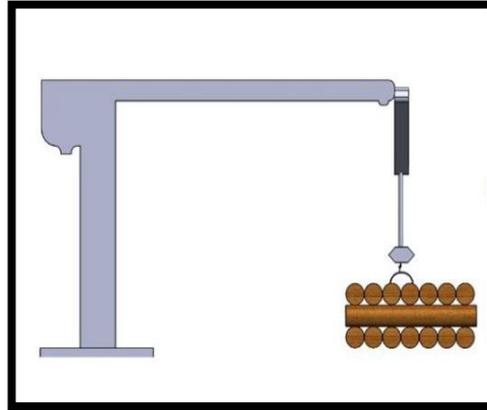


Figura 2.25. Diseño del Elevador Tipo Pluma.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

2.9.2.1 Selección de Viga Superior

Para la parte superior el cual será la encargada de soportar el peso de la tenaza antes diseñada, el motor eléctrico y la troza se colocará una viga. Mediante la figura 2.26 se puede plantear la ecuación 2.44 y 2.45 que indica una sumatoria de fuerzas y momento igualado a cero debido a que se analiza de manera estática para obtener el valor de las fuerzas de reacción colocados en los puntos determinados, en este planteamiento se supone el estado que se produzca el mayor esfuerzo en la viga.

$$\sum F = R_y - F - W_{\text{Cont}} = 0 \quad (2.44)$$

$$\sum M = F(3\text{m}) - W_{\text{Cont}}(1.4\text{m}) = 0 \quad (2.45)$$

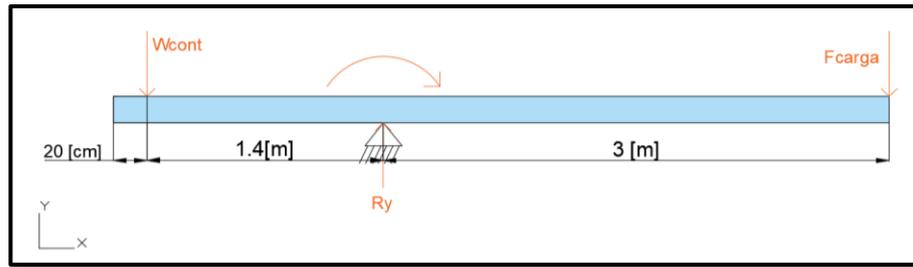


Figura 2.26. Diagrama de Cuerpo Libre de la Viga a Analizar

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Desarrollando las ecuaciones 2.44 y 2.45 se obtiene un resultado de $W_{cont} = 12600 \text{ N}$ el cual es el valor aproximado del contrapeso y $R_y = 18480 \text{ N}$ que representa la reacción en el apoyo de la columna, estos valores fueron desarrollados en la sección de Anexos y nos sirven para conocer el valor de Momento máximo mediante la gráfica 2.27 donde se muestra la fuerza cortante y el momento máximo al cual se somete nuestro elemento.

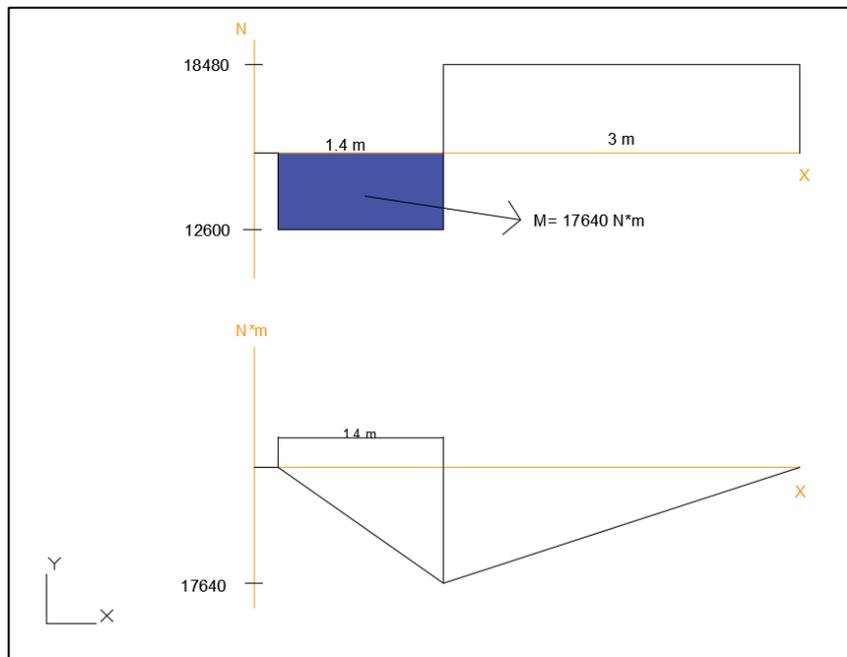


Figura 2.27. Análisis De Fuerza Cortante y Momento

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

El valor del momento máximo se lo obtuvo sacando el área bajo la curva que se forma en la gráfica de fuerza cortante, obteniendo un momento máximo de 17640 [N-m] .

El material con el que se va a trabajar es el Acero A36 que posee un esfuerzo mínimo de ruptura a tensión de 400 [MPa], según (AHMSA, 2013) en este tipo de construcción el esfuerzo permisible es el 80% del su esfuerzo mínimo de ruptura, tomando en cuenta esta consideración se plantea la ecuación 2.46.

$$\sigma_{perm} = 0.8 (400\text{MPa}) \quad (2.46)$$

$$\sigma_{perm} = 320 \text{ [MPa]}$$

Se procede a calcular el módulo de resistencia mediante la ecuación 2.47 considerando el momento máximo hallado y el esfuerzo permisible.

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}} \quad (2.47)$$

Donde;

S: Módulo de resistencia

$$s = 55.13 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Con el valor del módulo de resistencia se procede a buscar en catálogos un valor aproximado dependiendo el tipo de viga con la que se desea trabajar, por lo que se empieza asumiendo una viga IPE 160 debido a su resistencia en el eje x tal como se muestra en la tabla 2.7.

Tabla 2.7. Propiedades de Vigas

Fuente: (IPAC, 2014)

Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico		Cons Tors
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x			Zx	Zy	
	h	s	b	t	r1	r2	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	cm ³	cm ³	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ³	
IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	69,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,60
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79

Conociendo datos de la viga que se va a utilizar se procede a plantear un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas existentes en este elemento tal como se muestra en la figura 2.28, sabiendo el peso de la viga dependiendo de la longitud se tiene:

$$W_{VIGA} = 15.80 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} (4.6 \text{ m}) (9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$W_{VIGA} = 712.26 \text{ N}$$

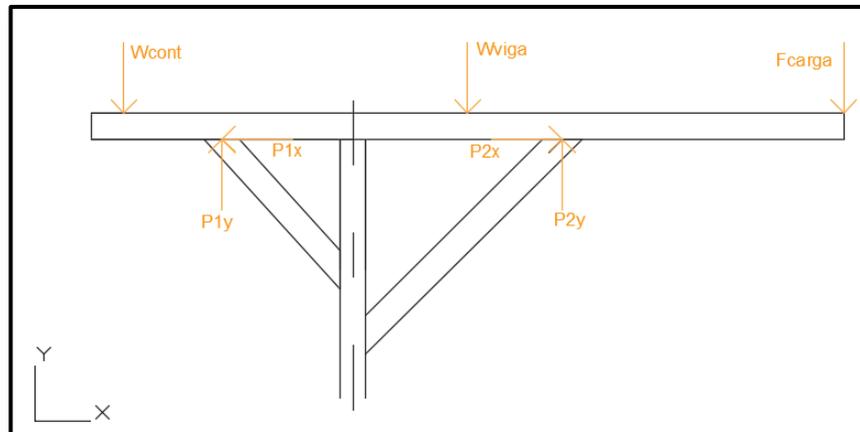


Figura 2.28. Diagrama de Cuerpo libre de Viga

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Los datos conocidos son: el peso de la viga, la fuerza a la que será sometido un extremo de la viga por el izado de la troza y el valor de contrapeso por lo que se calcula las reacciones y el momento producido tal como se muestra en la figura 2.29.

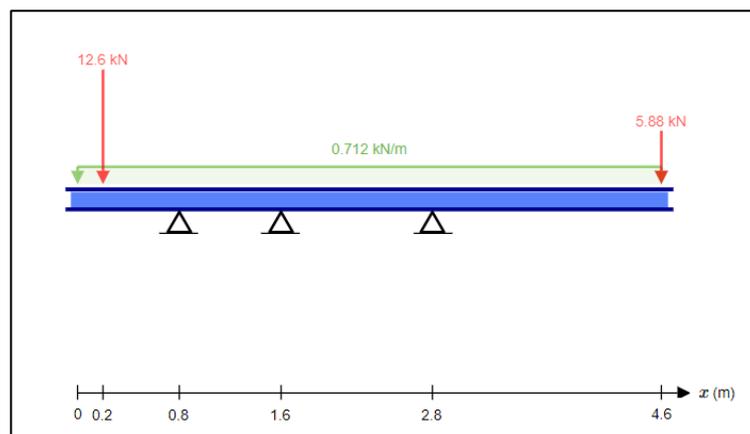


Figura 2.29. Esquema de Fuerzas

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

El grafico 2.29 nos da como resultado las fuerzas que ejercen los soportes laterales sobre la viga, por lo que se dibuja el esquema de las fuerzas cortantes obteniendo una fuerza máxima de 16243 N tal como se visualiza en la gráfica 2.30.

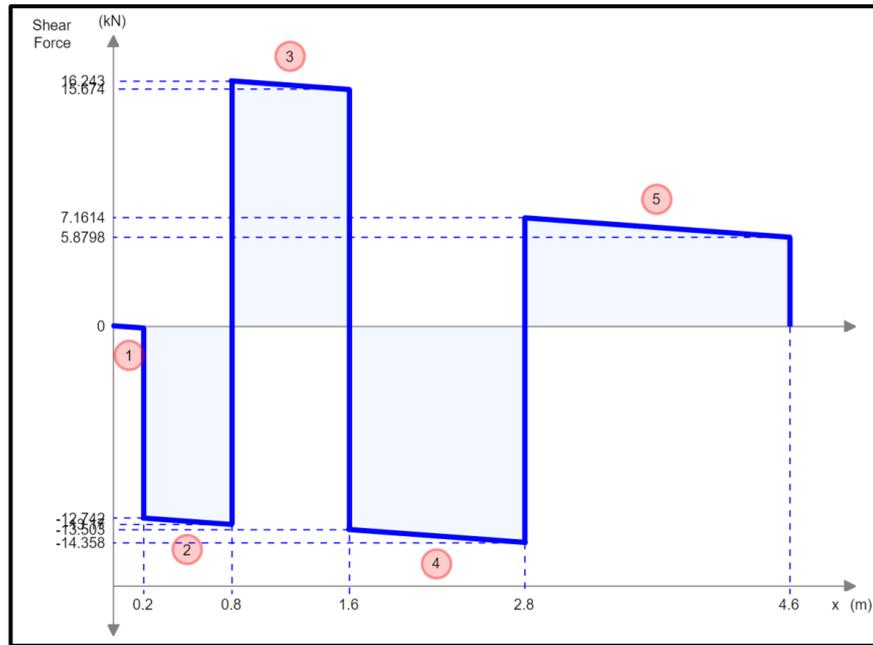


Figura 2.30. Fuerza Cortante del Sistema

Fuente: Skyciv,2018

Luego de adquirir el valor de la fuerza cortante máxima se observa la gráfica 2.31 con la que se obtiene el momento máximo al considerar el peso de la viga seleccionada, hallando un momento máximo de 11737 Nm.

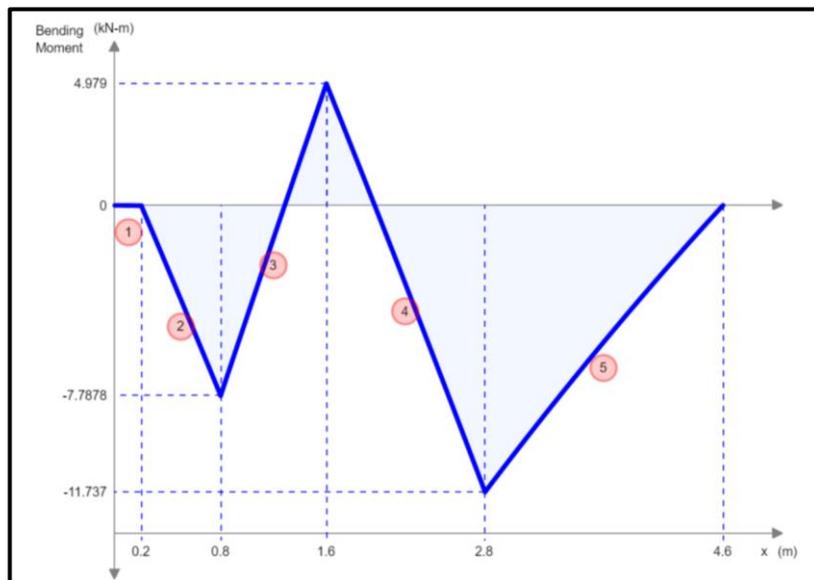


Figura 2.31. Momento Máximo

Fuente: Skyciv,2018

En la figura 2.32, se muestra la zona crítica donde se podría ejercer la deflexión máxima debido a la carga a levantar, se define un modelo matemático de deflexión que tenga semejanza con las fuerzas que intervienen, según (Norton), en el apéndice F de tablas de vigas una semejanza con dicho esquema tal como se observa en la figura 2.33.

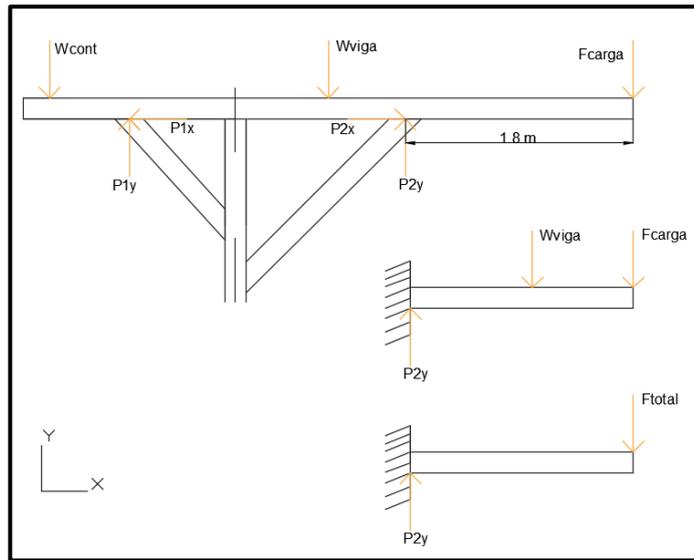


Figura 2.32. Diagrama Para Análisis de Flexión

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

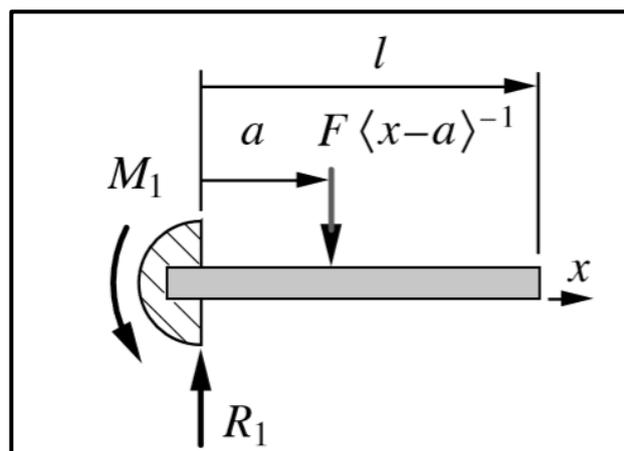


Figura 2.33. Diseño Matemático de Deflexión

Fuente: (Norton), Apéndice F

Con el modelo matemático de la figura 2.32 se considera la escena más crítica por lo que se coloca la Fuerza al extremo de la viga obteniendo la ecuación 2.48.

$$F = W_{\text{viga}1.8\text{m}} + \text{Carga} \quad (2.48)$$

Donde;

$W_{\text{viga}1.8\text{m}}$: Peso de viga a 1.8 metros, 278.71[N]

P_2 : Reacción aplicada, 21519 [N] con carga de 600[Kg]

$$F = 6158.71 \text{ [N]}$$

Para conocer el valor del momento producido en esta sección se realiza los respectivos cálculos mediante la ecuación 2.49 conociendo que la distancia donde se encuentra aplicada la fuerza obtenida con la ecuación 2.48 es de 1.8m.

$$M1 = F * a \quad (2.49)$$

$$M1 = 11085.68 \text{ [N * m]}$$

La deformación total que sufre este elemento se la conoce mediante la ecuación 2.50 conociendo los valores calculados en ecuaciones anteriores.

$$\delta_y = \frac{1}{EI} \left(-\frac{M1}{2} x^2 + \frac{R1}{6} x^3 - \frac{F}{6} (x - a)^3 \right) \quad (2.50)$$

δ_y : Deformación que sufre la viga.

F: Fuerza concentrada.

I: Inercia de la viga, $8.69 * 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$.

E: Módulo de elasticidad del material, 200[GPa].

X: Distancia que se aplica la fuerza, 1.8[m].

$$\delta_y = 1.7 \text{ [mm]}$$

Según la norma CMMA para brazos de grúa la máxima deflexión se obtiene de la longitud dividido para 180 obteniendo una deflexión máxima de 10 mm, es decir que la viga seleccionada cumple la parte de deflexión.

El diseño que se realiza trabaja de manera continua por lo que se debe calcular los esfuerzos que se concentran en el mismo, se empieza calculando el esfuerzo máximo mediante la ecuación 2.51.

$$\sigma_{\max} = \frac{MC}{I_x} \quad (2.51)$$

Donde;

σ_{\max} : Esfuerzo máximo en el eje x.

M: Momento máximo obtenido, 11737 [N].

C: Valor medio de la altura total de la viga, 0.08 [m].

I_x : Inercia en la cara axial, $8.89 * 10^{-6}$ [m⁴].

$$\sigma_{\max} = 105.62 \text{ MPa}$$

Así mismo se calcula el esfuerzo cortante que ejerce, ya que se debe asegurar que la viga no va a sufrir ruptura, se plantea la ecuación 2.52.

$$\tau_{\max} = \frac{V}{A} \quad (2.52)$$

Donde;

V: Fuerza cortante máxima que se ejerce sobre la viga, 16243 [N].

A: Área transversal de la viga, $2.01 * 10^{-3}$ [m²].

$$\tau_{\max} = 8.08 \text{ MPa}$$

Al realizar el análisis por fatiga se calcula mediante Von Misses el esfuerzo total tal como se muestra en la ecuación 2.53.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{x\max}^2 + \sigma_{y\max}^2 + 3(\tau_{\max})^2} \quad (2.53)$$

Donde;

$\sigma_{x\max}$: Esfuerzo máximo sobre el eje x, 105.62 MPa.

$\sigma_{y\max}$: Esfuerzo máximo sobre el eje y por lo que se considera 0.

τ_{\max} : Esfuerzo cortante, 8.08 MPa.

$$\sigma' = 106.54 \text{ MPa}$$

Para conocer si la viga seleccionada cumple con los parámetros calculados se obtiene un factor de seguridad mediante la ecuación 2.54.

$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma'} \quad (2.54)$$

Donde;

σ_y : Esfuerzo a la fluencia del material, 250 [MPa].

σ' : Esfuerzo Von Misses.

$$\eta = 2.35$$

Al obtener este valor mayor a uno que es lo recomendable se demuestra que la viga seleccionada es la **VIGA IPE 160**.

2.9.2.2 Cálculo de Contrapeso

Se considera un contrapeso que compense la mitad de la carga a colocar, mediante la figura 2.34 se tiene el diagrama de fuerzas para obtener el momento en la pluma y el momento en la sección de contrapeso, tal como se muestra en las ecuaciones 2.55 y 2.56 respectivamente.

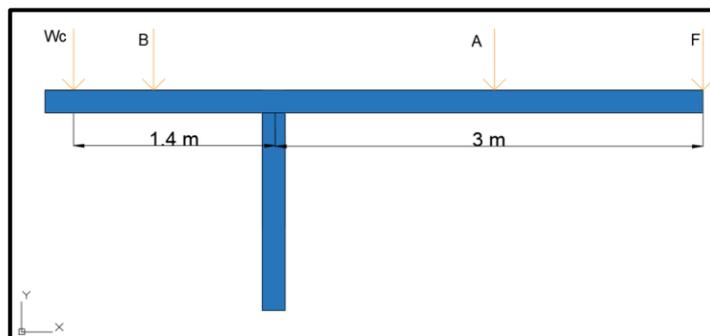


Figura 2.34. Diagrama de Fuerzas para contrapeso

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$M_p = A(1.5m) + F(3m) \quad (2.55)$$

Donde;

A: Peso de la sección donde se ejerce el peso, 464.52[N].

F: Carga que se efectúa junto con el motor y la pinza, 5880[N].

$$M_C = B(0.8m) + W_C(1.4m) \quad (2.56)$$

Donde;

B: Peso de la sección donde sufre la carga del contrapeso, 247.74[N].

W_C : Contrapeso de seguridad.

$$M_p = M_C$$

$$W_C = 12956.13 \text{ [N]}$$

2.9.2.3 Selección de Columna

El primer soporte de este mecanismo se implementará un tubo sin costura cedulaado debido al diámetro que se necesita, este soporte es el encargado de rotar para un mejor posicionamiento de las trozas en el mecanismo transportador.

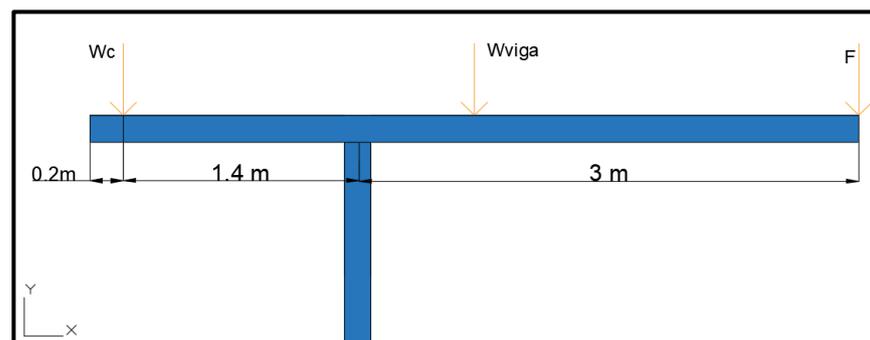


Figura 2.35. Diagrama de Fuerzas para Selección de Soporte

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Se observa la gráfica 2.35 y se plantea la ecuación 2.57 para conocer la fuerza aplicada sobre la columna a diseñar, el planteamiento de la sumatoria de fuerzas se la realiza en el escenario más crítico.

$$\sum F = W_{\text{Contrapeso}} + F + W_{\text{viga}} = 0 \quad (2.57)$$

$$F = 19548.39 \text{ [N]}$$

Para obtener el esfuerzo crítico se plantea la ecuación 2.58 donde se propone un factor de seguridad de 2.5 y se conoce que el material con el que se va a trabajar es ASTM A53 de Grado B, el cual posee un esfuerzo de fluencia de 35[Ksi]

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma} \quad (2.58)$$

Donde

S_Y : Esfuerzo de fluencia del material, 241.32 [MPa].

σ : Esfuerzo crítico para la columna.

$$\sigma = 96.53 \text{ [MPa]}$$

Se debe conocer el módulo de resistencia el cual trabaja con la sección del tubo, mediante la ecuación 2.59 se obtiene el valor de dicho modulo trabajando con el momento máximo calculado para el análisis de la viga.

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (2.59)$$

Donde

M: Momento máximo del análisis de la viga, 111737 [Nm].

W: Módulo de Resistencia del material.

$$W = 121.59 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Observando la tabla 2.8, se selecciona un tubo sin costura de 6'' Ced.40, se selecciona el valor del módulo de resistencia más cercano al calculado.

Tabla 2.8. Propiedades de Tubo sin Costura

Fuente: (IPAC, 2014)

	D	d		e	P	I	W	i	B
pulg. - sch	mm	mm		mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/m ²
1/2" Ced. 40	21,30	15,76	40	2,77	1,27	0,71	0,66	0,66	49,30
1/2" Ced. 80	21,30	13,84	80	3,73	1,62	0,83	0,78	0,64	59,90
3/4" Ced. 40	26,70	20,96	40	2,87	1,69	1,55	1,16	0,85	49,30
3/4" Ced. 80	26,70	18,88	80	3,91	2,20	1,87	1,40	0,82	59,90
1" Ced. 40	33,40	26,64	40	3,38	2,50	3,64	2,18	1,07	49,30
1" Ced. 80	33,40	24,30	80	4,55	3,24	4,40	2,63	1,03	59,90
1 1/4" Ced. 40	42,20	35,08	40	3,56	3,39	8,13	3,85	1,37	91,50
1 1/4" Ced. 80	42,20	32,50	80	4,85	4,47	10,09	4,78	1,33	133,80
1 1/2" Ced. 40	48,43	41,07	40	3,68	4,06	12,93	5,35	1,58	91,50
1 1/2" Ced. 80	48,43	38,27	80	5,08	5,43	16,33	6,76	1,54	133,80
2" Ced. 40	60,30	52,48	40	3,91	5,44	27,66	9,18	2,00	176,10
2" Ced. 80	60,30	49,22	80	5,54	7,48	36,09	12,00	1,95	176,10
2 1/2" Ced. 40	73,00	62,68	40	5,16	8,63	63,63	17,40	2,41	176,10
2 1/2" Ced. 80	73,00	58,98	80	7,01	11,41	80,00	21,90	2,35	176,10
3" Ced. 40	88,90	77,92	40	5,49	11,29	125,70	28,30	2,96	176,10
3" Ced. 80	88,90	73,66	80	7,62	15,27	162,10	36,50	2,89	176,10
3 1/2" Ced. 40	101,60	90,12	40	5,74	13,57	199,30	39,20	3,40	166,90
4" Ced. 20	114,30	103,18	20	5,56	14,91	281,50	49,30	3,85	143,70
4" Ced. 40	114,30	102,26	40	6,02	16,08	301,10	52,70	3,83	155,60
4" Ced. 80	114,30	97,18	80	8,56	22,32	400,00	70,00	3,75	197,20
5" Ced. 20	141,30	130,18	20	5,56	18,61	547,00	77,40	4,80	116,20
5" Ced. 40	141,30	128,20	40	6,55	21,77	630,80	89,30	4,77	137,30
5" Ced. 80	141,30	122,26	80	9,52	30,94	860,00	122,00	4,67	197,20
6" Ced. 20	168,30	157,18	20	5,56	22,31	942,20	112,00	5,76	97,90
6" Ced. 40	168,30	154,08	40	7,11	28,26	1.171,60	139,00	5,70	125,40
6" Ced. 80	168,30	146,36	80	10,97	42,56	1.685,80	200,00	5,58	193,00
8" Ced. 20	219,10	206,40	20	6,35	33,32	2.403,40	219,00	7,53	85,90
8" Ced. 40	219,10	202,74	40	8,18	42,55	3.018,70	276,00	7,46	110,60
8" Ced. 80	219,10	193,70	80	12,70	64,64	4.401,80	402,00	7,31	171,10
10" Ced. 20	273,00	260,30	20	6,35	41,76	4.730,50	347,00	9,43	69,00
10" Ced. 40	273,00	254,46	40	9,27	60,29	6.685,80	490,00	9,33	100,70
10" Ced. 80	273,00	242,82	80	15,09	95,98	10.200,90	747,00	9,13	163,40

Mediante la figura 2.36 se puede conocer que para el cálculo de Longitud efectiva el valor de K es 2 debido a que posee un extremo fijo, planteando de esta manera la ecuación 2.60 se obtiene la longitud efectiva.

$$Le = KL \tag{2.60}$$

Donde

K: Constante dependiente de los apoyos, 2.

L: Longitud de la columna, 4[m].

$$Le = 8 [m]$$

La configuración de la columna pandeada se muestra con línea punteada	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(d)
						
Valor teórico de K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valor de diseño recomendado para K, cuando las condiciones reales de apoyo se aproximan a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.1	2.0
Representación esquemática de las condiciones de apoyo		Rotación impedida y traslación impedida				
		Rotación libre y traslación impedida				
		Rotación impedida y traslación libre				
		Rotación libre y traslación libre				

Figura 2.36. Factores de Longitud Efectiva Dependiendo Apoyos

Fuente: (AHMSA, 2013)

Con la longitud efectiva se realiza los cálculos correspondientes para la inercia mínima que se necesita para el trabajo a realizar mediante la ecuación 2.61.

$$P_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (2.61)$$

Donde

P_{crit} : Fuerza Crítica que actúa sobre columna, 19548.39 [N].

E: Módulo de elasticidad del material, 200[GPa].

$$I = 63.38 [\text{cm}^4]$$

Para conocer el área con la que se efectuará el trabajo se realiza los respectivos cálculos mediante la ecuación 2.62.

$$\sigma = \frac{P_{\text{crit}}}{A} \quad (2.62)$$

Donde

A: Área de la sección no hueca del tubo.

σ : Esfuerzo crítico para la columna, 96.53 [MPa].

$$A = 2.02 [\text{cm}^2]$$

Para obtener el radio de giro necesario para la implementación de la columna nos basamos en la ecuación 2.63 conociendo valores de las ecuaciones 2.61 y 2.62

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.63)$$

$$r = 5.60[\text{cm}]$$

Mediante la ecuación 2.63 comprobamos que la columna seleccionada cumple los parámetros de radio de giro por lo que se procede a calcular la razón de esbeltez en la ecuación 2.64 y un valor de C_c el cual se define como el límite de longitud de columnas cortas tal como se demuestra en la ecuación 2.65 para comprobar que la asunción realizada con las fórmulas de viga larga fue correcta por lo que para ello el valor de la razón de esbeltez debe ser mayor.

$$R_{\text{Esbeltez}} = \frac{L_e}{r} \quad (2.64)$$

$$R_{\text{Esbeltez}} = 142.86$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma}} \quad (2.65)$$

$$C_c = 102.23$$

Al comprobar que la asunción realizada fue correcta y luego de las comprobaciones realizadas tanto de radio de giro como de módulo de resistencia se puede concluir que la selección del tubo se realizó de manera correcta quedando un **TUBO DE 6''Ced.40**

2.9.2.4 Selección de Rodamientos

Para nuestro diseño se conoce que se llenará un contenedor con 600 trozas en 2 horas por lo que se puede obtener las revoluciones con la que trabajarán los rodamientos a seleccionar mediante la ecuación 2.66.

$$N = \frac{600tr}{2h} * \frac{1 \text{ rev}}{tr} * \frac{1h}{60 \text{ min}} = 5 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] \quad (2.66)$$

En el catálogo de rodamientos de marca NTN, se conoce la ecuación 2.67 para saber la capacidad de carga.

$$C_r = \left(\frac{60N}{10^6} L_{10h} \right)^{\frac{1}{p}} * Pr \quad (2.67)$$

Donde:

$p = 3$: Si el rodamiento de bolas

$p = 10/3$: Si el rodamiento es de rodillos

L_{10h} = Por medio de la tabla 2.9 se puede visualizar los requerimientos que se necesita y se conoce que el valor es de: $12 * 10^3 h$

Tabla 2.9. Aplicaciones en maquinarias y Vida requerida

Fuente: (NTN CORPORATION, 2004)

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Mediante la ecuación 2.68 conocemos el valor de carga radial dinámica (Pr), sabiendo que no habrá fuerzas radiales se toma en cuenta que $y=1$ para proceder a realizar los respectivos cálculos.

$$Pr = XFr + YFa \quad (2.68)$$

$$Pr = YFa$$

Para obtener el valor de la fuerza axial que actuara sobre el rodamiento se realiza la ecuación 2.69 donde intervienen las fuerzas que actúan sobre el mismo.

$$F_A = W_{Viga} + (W_{Motor} + F) + W_{Contrapeso} + W_{Tubo} + W_{soportes laterales}$$

$$F_A = 15.56 \text{ [kN]} \quad \textbf{(2.69)}$$

Al conocer el valor de carga radial dinámica procedemos a reemplazar dicho valor en la ecuación 2.67 para conocer el valor de capacidad de carga del rodamiento.

$$C_r = 23.85 \text{ [kN]}$$

Con este valor de C_r y el diámetro del tubo seleccionado nos dirigimos hacia la tabla 2.10 y seleccionamos el rodamiento 6834.

Para comprobar la validez de la selección realizada obtenemos un factor de seguridad (S_o) mediante la ecuación 2.70

$$S_o = \frac{C_{Or}}{F_a} \quad \textbf{(2.70)}$$

Donde

Cor: Capacidad básica de Carga Estática, 70.5 [kN].

$$S_o = 4.52$$

Tabla 2.10. Rodamientos Rígidos de Bolas

Fuente: (NTN CORPORATION, 2004)

Dimensiones principales	Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites			Números de rodamientos						
	dinámica		estática			f_0	r.p.m.		LLU	tipo abierto	con tapas	con sello tipo contacto			
	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}			grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto Z							
d	D	B	$r_{s\text{mm}}^3$	r_{NS} min	kN	kgf									
120	215	40	2.1	—	155	131	15 900	13 400	14.4	2 900	3 400	2 000	6224	ZZ	LLU
	260	55	3	—	207	185	21 100	18 800	13.5	2 600	3 100	—	6324	—	—
130	165	18	1.1	0.5	37.0	41.0	3 750	4 200	16.1	3 700	4 300	—	6826	—	—
	180	24	1.5	0.5	65.0	67.5	6 650	6 850	16.5	3 500	4 100	—	6926	—	—
	200	22	1.1	—	80.0	79.5	8 150	8 100	16.2	3 200	3 800	—	16026	—	—
	200	33	2	0.5	106	101	10 800	10 300	15.8	3 200	3 800	1 900	6026	ZZ	LLU
	230	40	3	—	167	146	17 000	14 900	14.5	2 700	3 100	—	6226	—	—
	280	58	4	—	229	214	23 400	21 800	13.6	2 400	2 800	—	6326	—	—
140	175	18	1.1	0.5	38.5	44.5	3 900	4 550	16.0	3 400	4 000	—	6828	—	—
	190	24	1.5	0.5	66.5	71.5	6 800	7 300	16.6	3 200	3 800	—	6928	—	—
	210	22	1.1	—	82.0	85.0	8 350	8 650	16.4	3 000	3 500	—	16028	—	—
	210	33	2	—	110	109	11 200	11 100	15.9	3 000	3 500	1 800	6028	ZZ	LLU
	250	42	3	—	166	150	17 000	15 300	14.8	2 500	2 900	—	6228	—	—
	300	62	4	—	253	246	25 800	25 100	13.6	2 200	2 600	—	6328	—	—
150	190	20	1.1	0.5	47.5	55.0	4 850	5 600	16.1	3 100	3 700	—	6830	—	—
	210	28	2	—	85.0	90.5	8 650	9 200	16.5	3 000	3 500	—	6930	—	—
	225	24	1.1	—	96.5	101	9 850	10 300	16.4	2 800	3 200	—	16030	—	—
	225	35	2.1	—	126	126	12 800	12 800	15.9	2 800	3 200	1 700	6030	ZZ	LLU
	270	45	3	—	176	168	18 000	17 100	15.1	2 300	2 700	—	6230	—	—
	320	65	4	—	274	284	28 000	28 900	13.9	2 100	2 400	—	6330	—	—
160	200	20	1.1	0.5	48.5	57.0	4 950	5 800	16.1	2 900	3 400	—	6832	—	—
	220	28	2	—	87.0	96.0	8 850	9 800	16.6	2 800	3 300	—	6932	—	—
	240	25	1.5	—	99.0	108	10 100	11 000	16.5	2 600	3 000	—	16032	—	—
	240	38	2.1	—	143	144	14 500	14 700	15.9	2 600	3 000	1 600	6032	ZZ	LLU
	290	48	3	—	185	186	18 900	19 000	15.4	2 100	2 500	—	6232	—	—
	340	68	4	—	278	286	28 300	29 200	13.9	1 900	2 300	—	6332	—	—
170	215	22	1.1	—	60.0	70.5	6 100	7 200	16.1	2 700	3 200	—	6834	—	—
	230	28	2	—	86.0	95.5	8 750	9 750	16.5	2 600	3 100	—	6934	—	—
	260	28	1.5	—	119	128	12 100	13 100	16.4	2 400	2 800	—	16034	—	—
	260	42	2.1	—	168	172	17 200	17 600	15.8	2 400	2 800	—	6034	—	—

Al tener un valor alto de factor de seguridad visualizamos la tabla 2.11 y comprobamos que dicho factor de seguridad cumple con el rodamiento de bolas seleccionado, por lo que el rodamiento a utilizar es el rodamiento de bolas **6834**.

Tabla 2.11. Valores Mínimos de Factor de Seguridad

Fuente: (NTN CORPORATION, 2004)

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

El rodamiento fijo que se escogió se colocará en la base rotacional tal como se muestra en la figura 2.37 y el rodamiento móvil se coloca a 1.4m por debajo del mismo.

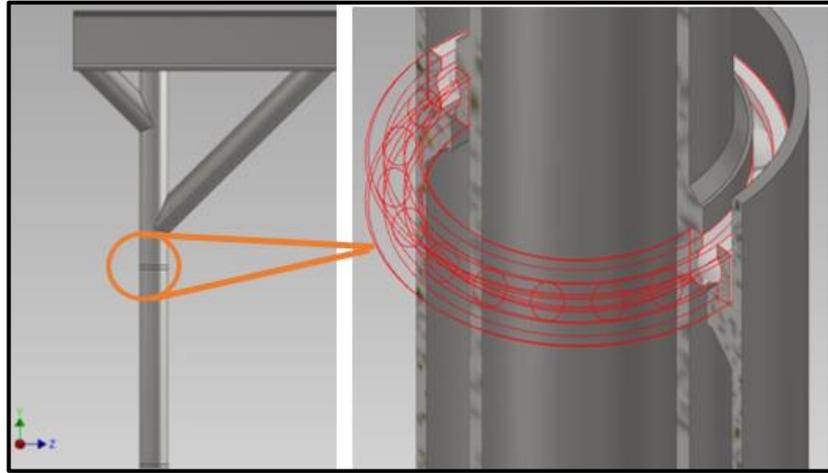


Figura 2.37. Posicionamiento de Rodamiento Seleccionado

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

2.9.2.5 Selección de Soporte Fijo hacia Base

Tabla 2.12. Propiedades de Tubo sin Costura

Fuente: (IPAC, 2014)

Descripción Comercial	Designaciones					Propiedades Estáticas			Prueba Presión
	Diámetro		No. de Celdas	Espesor	Peso	Flexión			
	Exterior	Interior				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
	D	d	e	P	I	W	i	B	
	pulg. - sch	mm	mm	mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/m ²
1/2" Ced. 40	21,30	15,76	40	2,77	1,27	0,71	0,66	0,66	49,30
1/2" Ced. 80	21,30	13,84	80	3,73	1,62	0,83	0,78	0,64	59,90
3/4" Ced. 40	26,70	20,96	40	2,87	1,69	1,55	1,16	0,85	49,30
3/4" Ced. 80	26,70	18,88	80	3,91	2,20	1,87	1,40	0,82	59,90
1" Ced. 40	33,40	26,64	40	3,38	2,50	3,64	2,18	1,07	49,30
1" Ced. 80	33,40	24,30	80	4,55	3,24	4,40	2,63	1,03	59,90
1 1/4" Ced. 40	42,20	35,08	40	3,56	3,39	8,13	3,85	1,37	91,50
1 1/4" Ced. 80	42,20	32,50	80	4,85	4,47	10,09	4,78	1,33	133,80
1 1/2" Ced. 40	48,43	41,07	40	3,68	4,06	12,93	5,35	1,58	91,50
1 1/2" Ced. 80	48,43	38,27	80	5,08	5,43	16,33	6,76	1,54	133,80
2" Ced. 40	60,30	52,48	40	3,91	5,44	27,66	9,18	2,00	176,10
2" Ced. 80	60,30	49,22	80	5,54	7,48	36,09	12,00	1,95	176,10
2 1/2" Ced. 40	73,00	62,68	40	5,16	8,63	63,63	17,40	2,41	176,10
2 1/2" Ced. 80	73,00	58,98	80	7,01	11,41	80,00	21,90	2,35	176,10
3" Ced. 40	88,90	77,92	40	5,49	11,29	125,70	28,30	2,96	176,10
3" Ced. 80	88,90	73,66	80	7,62	15,27	162,10	36,50	2,89	176,10
3 1/2" Ced. 40	101,60	90,12	40	5,74	13,57	199,30	39,20	3,40	166,90
4" Ced. 20	114,30	103,18	20	5,56	14,91	281,50	49,30	3,85	143,70
4" Ced. 40	114,30	102,26	40	6,02	16,08	301,10	52,70	3,83	155,60
4" Ced. 80	114,30	97,18	80	8,56	22,32	400,00	70,00	3,75	197,20
5" Ced. 20	141,30	130,18	20	5,56	18,61	547,00	77,40	4,80	116,20
5" Ced. 40	141,30	128,20	40	6,55	21,77	630,80	89,30	4,77	137,30
5" Ced. 80	141,30	122,26	80	9,52	30,94	860,00	122,00	4,67	197,20
6" Ced. 20	168,30	157,18	20	5,56	22,31	942,20	112,00	5,76	97,90
6" Ced. 40	168,30	154,08	40	7,11	28,26	1.171,60	139,00	5,70	125,40
6" Ced. 80	168,30	146,36	80	10,97	42,56	1.685,80	200,00	5,58	193,00
8" Ced. 20	219,10	206,40	20	6,35	33,32	2.403,40	219,00	7,53	85,90
8" Ced. 40	219,10	202,74	40	8,18	42,55	3.018,70	276,00	7,46	110,60
8" Ced. 80	219,10	193,70	80	12,70	64,64	4.401,80	402,00	7,31	171,10
10" Ced. 20	273,00	260,30	20	6,35	41,76	4.730,50	347,00	9,43	69,00
10" Ced. 40	273,00	254,46	40	9,27	60,29	6.685,80	490,00	9,33	100,70
10" Ced. 80	273,00	242,82	80	15,09	95,98	10.200,90	747,00	9,13	163,40
12" Ced. 20	323,80	311,10	20	6,35	49,71	7.980,60	493,00	11,23	57,70

Para el soporte fijo que se conecta hacia la base móvil se utilizará tubo sin costura, el mismo que mediante el diámetro externo del rodamiento y visualizando en la tabla 2.12 se seleccionó un tubo de 10 pulgadas de Ced. 40.

2.9.2.6 Base de Estructura

Para la selección del espesor de la base que soportará el sistema de elevación se tiene dimensiones definidas, considerando una placa cuadrada en el cual posee 0.7 m de longitud (b).

Al conocer las distintas fuerzas que intervienen se observa que sobre dicha base existirá esfuerzos de flexión (σ_f) tal como se muestra en la ecuación 2.71.

$$\sigma_f = \frac{MC}{I} \quad (2.71)$$

Donde

M: Momento generado en todo el sistema, 11737 [N]

C: Mitad del espesor de la placa base

I: Inercia de la placa.

$$\sigma_f = \frac{11737 \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{1}{12}bh^3}$$

$$\sigma_f = \frac{97808.33}{h^2} [\text{N/m}^2]$$

Así mismo se conoce que la placa soportará esfuerzo compresión tal como se muestra en la ecuación 2.72 en la cual interviene la sumatoria de las fuerzas axiales existentes y el área de la placa a diseñar.

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad (2.72)$$

Donde:

F: Fuerza aplicada, 16185.39[N]

A: Área de la base, 0.49 [N/m²]

$$\sigma_c = 33031.40 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

El valor de esfuerzo máximo se lo obtiene de la ecuación 2.73 sabiendo que el S_y del material A36 es de 250 [MPa] y se dispone un factor de seguridad de 2.5

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.73)$$

$$\sigma_{MAX} = 100 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo máximo que se muestra en la ecuación 2.74 es el resultado de la suma de los esfuerzos producidos tales como flexión y cortante para despejar el valor del espesor mínimo de la plancha de acero que se debe utilizar

$$\sigma_{MAX} = \sigma^f + \sigma^c \quad (2.74)$$

$$h = 3 \text{ [cm]}$$

El valor obtenido es el espesor mínimo, como nuestro sistema posee doble placa de apoyo se escoge un espesor de 3[cm]

2.9.2.7 Análisis de Soldadura

El análisis de soldadura se realizó en la sección más crítica tal como se muestra en la figura 2.38 donde se considera las fuerzas de peso de la viga y la carga que se efectuará mediante el izado de las trozas de teca.

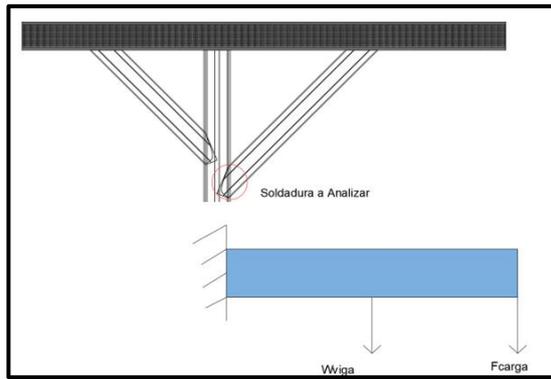


Figura 2.38. Esquema para Análisis de Soldadura

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Al sector donde se realizará el análisis de soldadura llegan fuerzas de torsión y cortante, mediante ecuaciones que ayudarán a los cálculos respectivos se las observa en las ecuaciones 2.75 y 2.76

$$F_T = \frac{Tr}{J_w} \quad (2.75)$$

$$F_{s1} = \frac{A}{A_w} \quad (2.76)$$

Donde

F_T : Esfuerzo de torsión.

F_s : Fuerza Cortante.

A : Fuerza axial de corte perpendicular.

T : Momento generado sobre el elemento.

r : Distancia diagonal de pieza a soldar.

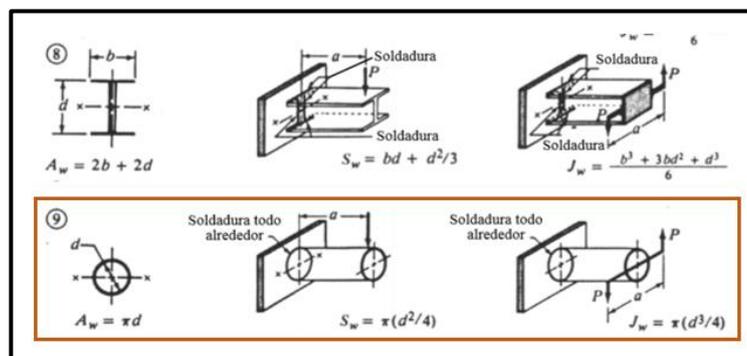


Figura 2.39. Factores Geométricos para Análisis de Soldadura

Fuente: (Norton), Cuarta Edición Capítulo 12

La figura 2.39 nos indica los factores geométricos que se toma en cuenta al momento de realizar un soldado durante todo el contorno del elemento estableciendo las ecuaciones 2.77 y 2.78.

$$A_W = \pi D \quad (2.77)$$

$$J_W = \pi \left(\frac{D^3}{4} \right) \quad (2.78)$$

Donde

A_W, J_W : Factores geométricos para soldadura.

D: Diámetro del tubo a soldar.

Con la figura 2.38 se procede a plantear la ecuación 2.79 para encontrar el Momento que se utilizara para la fuerza de torsión en este análisis.

$$M = W_{\text{viga}}(1.5\text{m}) + F_{\text{CARGA}}(3\text{m}) \quad (2.79)$$

$$M = 17988.39 \text{ [Nm]}$$

Al desarrollar las ecuaciones 2.75 y 2.76 se procede a calcular una Fuerza resultante tal como lo indica la ecuación 2.80.

$$F_R = \sqrt{F_{S1}^2 + F_T^2} \quad (2.80)$$

Obteniendo una fuerza resultante de 378606.43 [N].

Según la tabla 2.13 se puede obtener el coeficiente S_{er} conociendo que la categoría F es la que se refiere a la parte de soldadura, por lo que se procede a plantear la ecuación 2.81, donde se propone un factor de seguridad mayor a 1.

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{S_{er}}{\eta} \quad (2.81)$$

Tabla 2.13. Coeficiente Ser Según Especificación AISC

Fuente: (Norton), Diseño de Máquinas, 4ta edición Capitulo 12

Categoría del AISC	C_f SI	S_{er} MPa
A	170 E10	165
B	83 E09	110
B'	42 E09	82
C	30 E09	69
D	15 E09	48
E	7.6 E09	31
E'	2.7 E09	18
F	10 E12	55

Con el cálculo realizado en la sección de Anexos se obtuvo un τ_{perm} de 36.67 [MPa] luego se procede a calcular el espesor de la soldadura (t) mediante la ecuación 2.82.

$$\tau_{perm} = \frac{F_R}{t} \quad (2.82)$$

$$t = 10.32[\text{mm}]$$

Luego con el planteamiento de la ecuación 2.83 se conoce el ancho de la soldadura que se debe aplicar.

$$\omega = \frac{t}{0.707} \quad (2.83)$$

$$\omega = 14.60 [\text{mm}]$$

Este ancho de soldadura es el que se debe aplicar para unir estos elementos.

Espesor del metal base (T) Tamaño mínimo de la soldadura	
tamaño en pulgadas	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
tamaños en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Figura 2.40. Tamaños Mínimos de Soldadura

Fuente: (Norton), Cuarta Edición Capitulo 12

Para conocer si se realizó de forma correcta este análisis observamos la figura 2.40 que por norma AWS teniendo el material que se va a soldar un espesor de 7.11 mm el ancho mínimo de soldadura es 5mm por lo que el ancho hallado cumple con lo establecido aplicando un mayor factor de seguridad.

2.9.3 Selección de Pernos

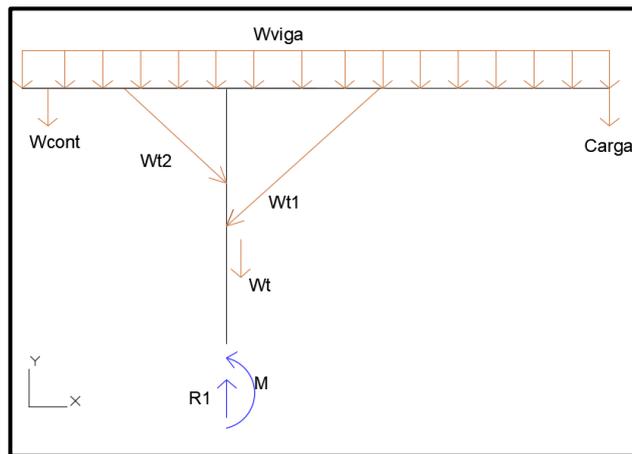


Figura 2.41. Diagrama de Fuerzas para Análisis de Pernos

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Para el análisis de fuerza cortante se considera la reacción que se ejerce en la base mediante la figura 2.41 donde se considera el peso de los elementos que intervienen en el soporte de base.

Tabla 2.14. Detalle de Elementos para Análisis de Pernos

Fuente: Integrantes del presente documento

NOMENCLATURA	PESO [N]
W viga	712.26
Wt2(Soporte)	312.91
Wt1(Soporte)	470.81
W contrapeso	12956.13
F carga	5880

Con la figura mostrada se puede realizar la sumatoria de momentos tal como se muestra en la ecuación 2.84 basándonos en la tabla 2.14 donde se muestra las características del sistema.

$$M + W_{\text{contrapeso}}(1.4\text{m}) = W_{\text{viga}}(0.7\text{m}) + F_{\text{CARGA}}(3\text{m}) \quad (2.84)$$

$$M = 0 \text{ [N]}$$

Con el resultado de la ecuación 2.84 se puede definir que los elementos seleccionados cumplirán el trabajo establecido ya que no existirá un momento al ejercer la fuerza de carga.

Análisis Estático

Luego de obtener la reacción ejercida en el soporte donde se colocarán los pernos se elige una cantidad de pernos para saber la fuerza que actuara sobre cada perno mediante la ecuación 2.85, en este caso se colocará 4 pernos.

$$u = \frac{F}{n} \quad (2.85)$$

Donde;

U: Fuerza que soporta cada perno, 16185.39 [N].

F: Fuerza de reacción sobre el soporte.

$$u = 4046.35 \text{ [N]}$$

Tabla 2.15. Especificaciones Métricas y Resistencias para Pernos de Acero

Fuente: (Norton), Capítulo 12, Cuarta edición

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Se puede visualizar que el esfuerzo de fluencia del material es de 225 MPa al considerar pernos de grado 4.6 tal como se visualiza en la tabla 2.15, así mismo definimos el diámetro de los pernos M24 por lo que se calcula el esfuerzo cortante en la ecuación 2.86.

$$\tau = \frac{u}{A} \quad (2.86)$$

Donde

A: Área de la superficie cilíndrica del perno (tabla 2.16), 352.50[mm²].

$$\tau = 11.48 \text{ [MPa]}$$

Tabla 2.16. Dimensiones de Cuerdas

Fuente: (Norton), Capitulo 11

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Para conocer si la elección del perno es correcta se calcula un factor de seguridad considerando que se trabaja con 0.577 del esfuerzo de fluencia es decir 129.83 MPa planteando la ecuación 2.87.

$$\eta = \frac{129.83 \text{ Mpa}}{\tau} \quad (2.87)$$

$$\eta = 11.31$$

Al obtener un factor de seguridad alto se considera correcta la elección de dichos pernos, ahora se procede analizar la flexión que ocurre.

2.9.4 Selección de Motor Eléctrico para Elevación de Trozas

Para elevar las trozas de teca se utilizará un motor eléctrico tipo polipasto seleccionado mediante el peso máximo de carga teniendo como dato el peso de la troza de mayor diámetro para poder dirigirla hacia la máquina de transportación así también se conoce la dimensión del ala de la viga donde se colocará el polipasto eléctrico que se muestra en la figura 2.42, con sus respectivas características en la tabla 2.17.



Figura 2.42. Polipasto Eléctrico

Fuente: (Fenix Ingenieria, 2018)

Tabla 2.17. Características de Polipasto

Fuente: (Fenix Ingenieria, 2018)

TIPO	MONORRIEL
MODELO	1000/2-6
CAPACIDAD	1000 [Kg]
VELOCIDAD DE ELEVACIÓN SIMPLE	12 [m/mi]n
VOLTAJE DE OPERACIÓN	220 [V]
POTENCIA	1,1 [KW]
SUSPENSIÓN	Trolley eléctrico
CABLE O CADENA	Cadena 7,2 x 21
ALTURA	4 [m]

Para la calcular la potencia del sistema de izado, se considera el peso de una troza de teca, peso del polipasto y peso de la pinza sujetadora.

$$W_{\text{elev.}} = (m_{\text{teca}} + m_{\text{poliplasto}} + m_{\text{pinza}}) * (g)$$

$$W_{\text{elev.}} = (200 + 20 + 30) * (g)$$

$$P = \left(\frac{F * d}{t} \right) * f_s$$

Donde:

F: Carga total que soportará el sistema, 250 [Kg].

d: Altura de izado, 2 [m].

t: tiempo propuesto de elevación, 12.5 [seg].

f_s: Factor de seguridad; 2.

$$P = 1.05 \text{ [KW]}$$

Por lo que el motor seleccionado de 1.1 [KW] cumple con la potencia mínima requerida.

2.9.5 Fuerza para Rotación de Sistema

Para conocer la fuerza que se debe implementar sobre el brazo de palanca colocado en la columna principal de la grúa tipo pluma se toma en cuenta las inercias y los ejes en el cual se ejercerá dicha rotación, por lo que analizando la figura 2.43 se obtiene la inercia de la viga de $1.79 * 10^{12} \text{ [gr mm}^2\text{]}$ sobre el eje y.

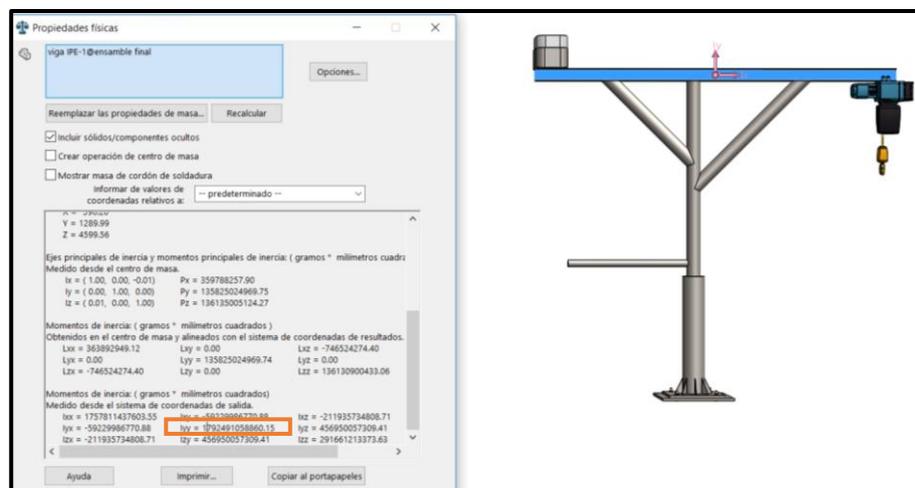


Figura 2.43. Inercia de Viga IPE

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Mediante el análisis de la figura 2.44 en el cual consta de la columna y los soportes de la viga seleccionada se obtiene una inercia de $4.66 * 10^{12} [\text{gr mm}^2]$ sobre el eje x.

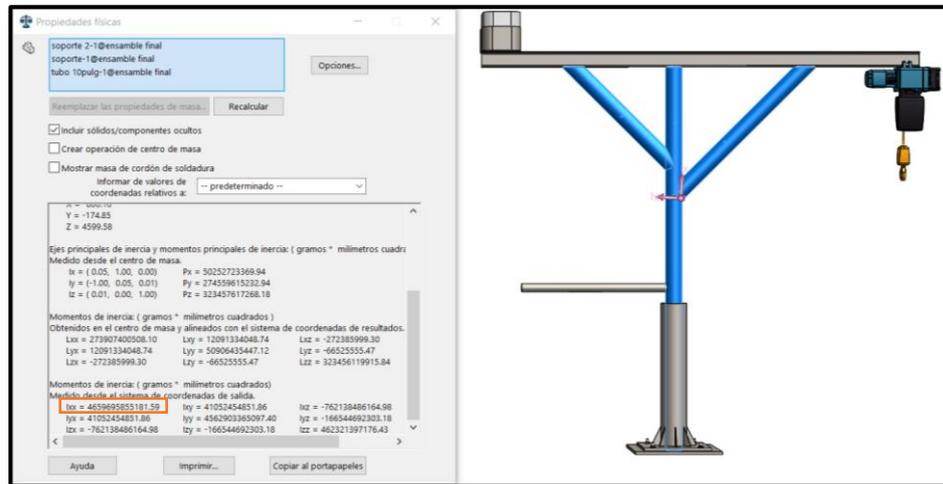


Figura 2.44. Inercia de Soportes

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Conociendo la masa que debe tener el contrapeso se tomó en cuenta la figura 2.45 para obtener la inercia de dicho elemento el cual ejercerá una rotación sobre el eje y obteniendo un valor de inercia de $2.11 * 10^{11} [\text{gr mm}^2]$.

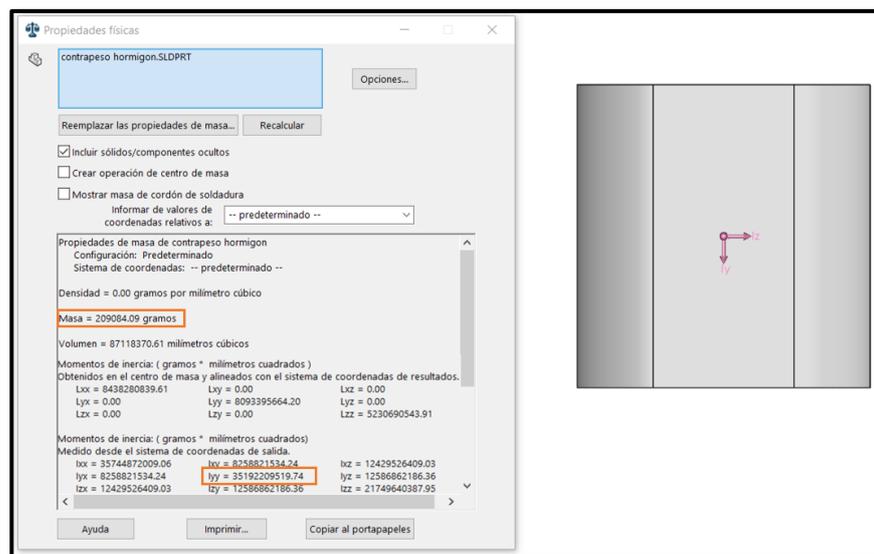


Figura 2.45. Inercia de Soportes

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Conociendo las inercias de los elementos que ejercerán rotación sobre la columna fija se plantea la ecuación 2.88 para conocer la inercia total.

$$I_{\text{total}} = I_{\text{Soportes}} + I_{\text{contrapeso}} + I_{\text{viga}} + I_{\text{teca}} \quad (2.88)$$

Donde

I_{teca} : Inercia de una troza de teca, 88.6 [Kg m²]

$$I_{\text{total}} = 6.75 * 10^{12} \text{ [gr mm}^2\text{]}$$

$$I_{\text{total}} = 6749.6 \text{ [Kg m}^2\text{]}$$

Para calcular la aceleración angular con la que rotará la grúa tipo pluma se tomó en cuenta la misma velocidad angular hallada en la sección 2.9.2.4 selección de rodamientos por lo que se plantea la ecuación 2.89.

$$\alpha = \frac{\omega_f^2}{2\theta} \quad (2.89)$$

Donde

ω_f : Velocidad Angular Final, 5[rev * min]

θ : Número de Vueltas, 1[rev]

$$\alpha = 0.0218 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

Para determinar la fuerza que debe efectuar el estibador se planteó la ecuación 2.90 conociendo los parámetros que intervienen en la misma.

$$F = \frac{I_{\text{total}}(\alpha)}{d} \quad (2.90)$$

Donde

d: Brazo de palanca de Fuerza, 1.5 [m]

$$F = 98.09 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F = 10 \text{ [Kgf]}}$$

Para comprobar la validez del resultado obtenido de la ecuación 2.90 se visualiza la tabla 2.18 en el cual consta que la fuerza máxima permitida que una persona puede efectuar con sus brazos es de 11 [Kgf].

Tabla 2.18. Fuerza Máxima de Empuje

Fuente: (CCOHS, 2017)

Condition	Forces that should not be exceeded, in Newtons (lbf, kgf)**	Examples of Activities
A. Standing		
1. Whole body involved	225 N (50 lbf or 23 kgf)	Truck and cart handling. Moving equipment on wheels or casters. Sliding rolls on shafts.
2. Primary arm and shoulder muscles, arms fully extended	110 N (24 lbf or 11 kgf)	Leaning over an obstacle to move an object. Pushing an object at or above shoulder height.
B. Kneeling	188 N (42 lbf or 21 kgf)	Removing or replacing a component from equipment as in maintenance work. Handling in confined work areas such as tunnels or large conduits.
C. Seated	130 N (29 lbf or 13 kgf)	Operating a vertical lever, such as a floor shift on heavy equipment. Moving trays or a product on and off conveyors.

2.9.6 Transportador de Rodillos Metálicos

Una vez elevada la troza de teca, debe ingresar en el contenedor metálico. Los factores de influencia en el desarrollo del mecanismo de transportación son las dimensiones del contenedor metálico y la altura desde el suelo hasta el transportador de rodillos.

Para lograr mayor capacidad productiva en el proceso de carga, se diseña el ingreso dos trozas de teca sobre un transportador móvil que a su vez se introducen las trozas dentro del contenedor metálico. Para facilitar el transporte a lo largo de superficies lineales, se seleccionan los rodillos metálicos debido a su propiedad de alta resistencia al impacto, resistencia a altas cargas y debido a que son elementos cilíndricos que giran alrededor de un eje con lo cual se transmite un movimiento giratorio entre las dos superficies cilíndricas. Al efectuarse este giro, permite que distintos cuerpos se desplacen de forma tangencial al diámetro exterior de los rodillos.

Compilando un número determinado de rodillos alineados en una sección horizontal se logra un transportador de rodillos. Los rodillos metálicos son actuados por un motor eléctrico, los mismo que están interconectados por medio de cadenas y catarinas de transmisión. Se alternan las catarinas

cada dos rodillos de gravedad para lograr la velocidad requerida por el diseño.

Para completar las filas de trozas de teca dentro del contenedor, es necesario de un mecanismo de elevación del transportador de rodillos. Se incorpora un elevador hidráulico tipo tijeras, articulado sobre un soporte estructural que permanece fijo y en igual orientación del contenedor metálico.

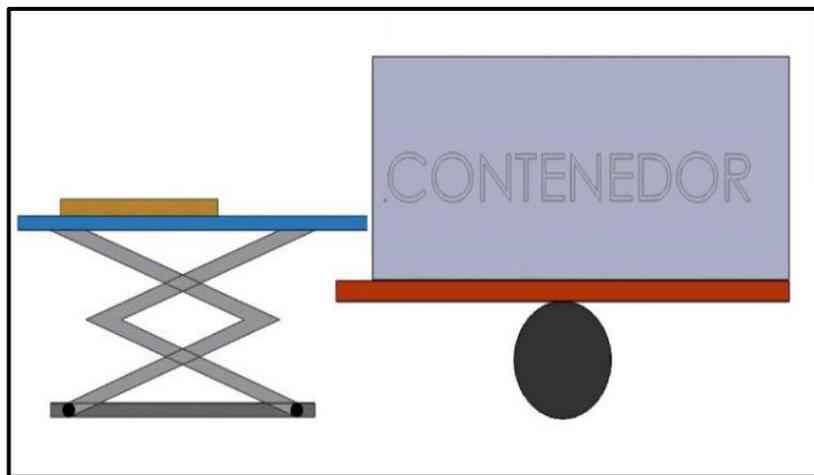


Figura 2.46. Boceto de Plataforma de Rodillos.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

El diseño de un transportador de rodillos está limitado por sus cuatro principales componentes como son selección del motor eléctrico, eje de giro, rodamientos y soporte estructural. A continuación, se detallan cada uno de estos componentes, así como el diseño y selección de este según los requerimientos deseados.

Selección del motor eléctrico y elementos de transmisión de potencia:

Para lograr el movimiento sobre la superficie horizontal del transportador de rodillos, se incorpora un motor eléctrico con el cual transmite potencia sobre el eje de giro de los rodillos, así como las cadenas y catarinas de transmisión.

Para seleccionar el motor adecuado para nuestro diseño, se debe calcular la potencia máxima requerida para mover el eje de giro, por lo tanto, se deben conocer los valores cinemáticos de la troza de teca y de los rodillos metálicos.

Se desea conocer los siguientes valores cinemáticos por medio de la ecuación 2.91:

$$v_{\text{troza}} = \frac{x}{t} \quad (2.91)$$

Donde:

v_{troza} : Velocidad lineal con la cual se mueve la troza.

x: Distancia o trayecto hasta terminar la superficie horizontal; 2200 [mm].

t: Tiempo que se asume del ingreso hasta el final a la superficie horizontal; 8 [s].

$$v_{\text{troza}} = 275 \text{ [mm/s]}$$

Una vez obtenido el dato de la velocidad lineal de la troza se calcula la velocidad angular del rodillo a través de la ecuación 2.92:

$$\omega_{\text{rodillo}} = \frac{v_{\text{troza}}}{r_{\text{rodillo}}} \quad (2.92)$$

Donde:

ω_{rodillo} : Velocidad angular del rodillo metálico.

r_{rodillo} : Radio del rodillo; 30 [mm].

$$\omega_{\text{rodillo}} = 9.16 \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_{\text{rodillo}} = 90 \text{ [RPM]}$$

Se desea conocer los siguientes valores cinéticos, lo cual se plantea la ecuación 2.94:

$$F_{\text{aceleración}} = (N * \mu_c) = (m_{\text{troza}} * g) * \mu_c \quad (2.93)$$

Donde:

$F_{\text{aceleración}}$: Fuerza necesaria para mover dos trozas de teca.

m_{troza} : Masa de dos trozas de teca sobre los rodillos metálicos; 400 [kg].

g: Aceleración de la gravedad; 9.8 [m/s²].

μ_c : Coeficiente de fricción entre madera y recubrimiento de caucho; 0.5.

$$F_{\text{aceleración}} = 1960 \text{ [N]}$$

Por lo tanto, cuando la troza de teca permanece en contacto sobre cuatro rodillos actuados por motor, entonces la fuerza de aceleración se divide entre cuatro, se procede a calcular la potencia máxima del conjunto de rodillos actuados por motor eléctrico mediante la ecuación 2.94.

$$P_{\text{max}} = (T_{\text{aceleración}} * \omega_{\text{rodillo}}) * f_s$$
$$P_{\text{max}} = \left(\frac{F_{\text{aceleración}}}{4} * r_{\text{rodillo}} * \omega_{\text{rodillo}} \right) * f_s \quad (2.94)$$

Donde:

P_{max} : Potencia mecánica máxima requerida de diseño.

$T_{\text{aceleración}}$: Torque necesario para acelerar el eje del rodillo;

ω_{rodillo} : Velocidad angular del rodillo metálico; 9.16 [rad/s].

$F_{\text{aceleración}}$: Fuerza necesaria para mover dos trozas de teca; 1960 [N].

r_{rodillo} : Radio del rodillo; 30 [mm].

f_s : Factor de seguridad para motor eléctrico; 2.

$$P_{\text{max}} = 269 \text{ [W]} = 0.36 \text{ [HP]}$$

Es necesario recalcular la potencia real que ingresan en los rodillos metálicos, donde los valores que de análisis se denotan en la ecuación 2.95:

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{max}}}{\eta_{\text{transmisión}}} \quad (2.95)$$

Donde:

P_{motor} : Potencia real del motor eléctrico; 0.5 [HP].

P_{rodillo} : Potencia real suministrada a los rodillos metálicos.

$\eta_{\text{transmisión}}$: Eficiencia transmisión de cadenas relación 1:1.

Para calcular la eficiencia del sistema de transmisión, se calcula y selecciona tanto las cadenas y catarinas de transmisión. A la salida del eje del motor reductor, se acopla una catarina de transmisión, a su vez, se utiliza un elemento flexible de transmisión como es la cadena de potencia. Tomando en cuenta que, la relación de transmisión entre rodillo y rodillo es 1:1, por lo tanto, se diseñará las mismas catarinas y la misma cadena. Se selecciona la cadena ANSI 40 y con 20 dientes, según la tabla 2.19 se detalla los valores geométricos de la cadena seleccionada y se procede a encontrar el diámetro de Catarina, número de pasos, longitud de la cadena y velocidad máxima de la cadena.

Tabla 2.19. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.

Fuente: (Shigley)

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)

Según libro Shigley de Diseño de Máquinas, se establecen la ecuación 2.96 para encontrar el valor del diámetro de Catarina de transmisión:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} \quad (2.96)$$

Donde:

D: Diámetro de catarina de transmisión.

p: Paso de cadena AISI 40; 12.7 [mm].

z: Número de dientes de Catarina; 20.

$$D = 81 \text{ [mm]}$$

Para encontrar el número de pasos de la cadena entre dos catarinas, se obtiene la ecuación 2.97:

$$\# \text{ Pasos} = \frac{2a}{p} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4a\pi^2} \quad (2.97)$$

Donde:

a: Distancia entre centros de los rodillos; 600 [mm].

z_1 : Número de dientes de catarina 1; 20.

z_2 : Número de dientes de catarina 1; 20.

$$\# \text{ Pasos} = 114.5 = 115$$

Para encontrar la longitud de la cadena entre dos catarinas, se obtiene la ecuación 2.98:

$$L_{\text{cadena}} = \# \text{ Pasos} * p \quad (2.98)$$

$$L_{\text{cadena}} = 1460 \text{ [mm]}$$

Para encontrar la eficiencia de la transmisión de las cadenas y catarinas se necesita conocer la potencia de salida de la catarina de transmisión mediante la ecuación 2.100.

$$\eta_{\text{transmisión}} = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{catarina}}}{P_{\text{max}}} \quad (2.99)$$

$$P_{\text{catarina}} = F_{\text{catarina}} * v_{\text{catarina}} \quad (2.100)$$

Con el diámetro de Catarina de transmisión, se puede calcular la fuerza tangencial que ejerce sobre el eje de giro del rodillo metálico, mediante la relación de la potencia máxima requerida y velocidad de la cadena que se plantea en la ecuación 2.101.

$$F_{\text{catarina}} = \frac{P_{\text{max}}}{\omega_{\text{rodillo}} * D_{\text{catarina}}} \quad (2.101)$$

Donde:

F_{catarina} : Fuerza suministrada al eje de giro de los rodillos metálicos.

P_{max} : Potencia mecánica máxima requerida de diseño; 269 [W].

ω_{rodillo} : Velocidad angular de los rodillos; 90 [RPM].

D_{catarina} : Diámetro de catarina de transmisión; 0.08 [m]

$$F_{\text{catarina}} = 37.4 \text{ [N]}$$

La velocidad de la catarina se establece de la siguiente ecuación 2.102 y reemplazando la ecuación 2.100 se obtiene la potencia de salida del sistema de transmisión:

$$V_{\text{catarina}} = \frac{z * p}{\omega_{\text{rodillo}}} \quad (2.102)$$

Donde:

z : Número de dientes de catarina 1; 20.

p : Paso de cadena AISI 40; 12.7 [mm].

ω_{rodillo} : Velocidad angular de los rodillos; 90 [RPM].

$$V_{\text{catarina}} = 2.83 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_{\text{catarina}} = 106 \text{ [W]}$$

$$\eta_{\text{transmisión}} = \frac{269 - 106}{269} = 0.61$$

Reemplazando los valores encontrados, se calcula la potencia del motor eléctrico reemplazando en la ecuación 2.95:

$$P_{\text{motor}} = \frac{269}{0.61} = 486 \text{ [W]} = 0.65 \text{ [HP]}$$

Mediante un proveedor local, Inducom S.A se solicitó un motor reductor con esta potencia requerida P_{max} , se selecciona un motor reductor eléctrico Motovario, NMRV Power, tipo jaula de ardilla totalmente cerrado y autoventilado, con una potencia de servicio de 0.75 HP, donde se detallan las siguientes características:

Potencia Nominal: 0.55 [kW] o 0.75 [HP].

Velocidad de rotación nominal: 90 [RPM] (6 polos).

Eficiencia: 63 [%] (al 75% de la velocidad nominal).

Factor de Potencia: 0.56 (al 75% de la velocidad nominal).

Se compara la potencia del rodillo y la potencia máxima requerida, con lo cual se garantiza que el transportador de rodillos recibe la potencia necesaria para desplazar las dos trozas de teca hacia dentro del contenedor metálico.

Diseño de eje de rodillo

El eje de giro es un cilindro macizo cuya función es girar el rodillo cilíndrico y soportar las reacciones de los cuerpos que al ser transportados actúan sobre el rodillo.

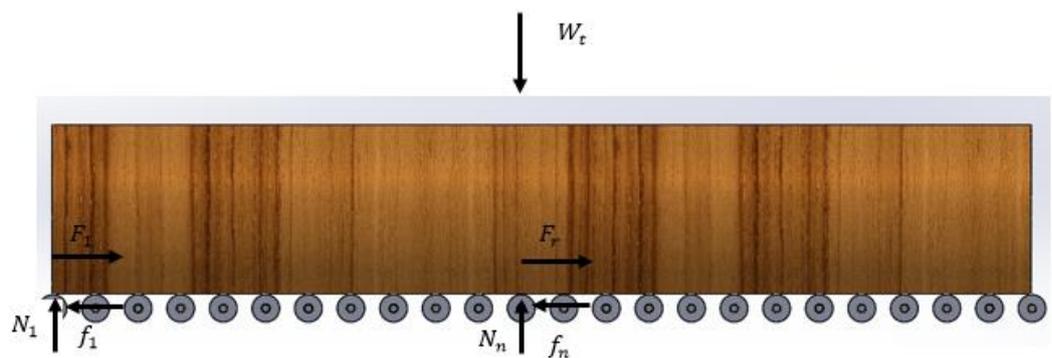


Figura 2.47. Diagrama de cuerpo libre entre Rodillos cilíndricos con la Troza de Teca.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Es necesario conocer las fuerzas externas aplicadas sobre los rodillos tal como se muestra en la figura 2.47, aplicando el diagrama de cuerpo libre y aplicando la primera ley de Newton se determinan las reacciones presentes en el eje de giro.

Se analiza puntualmente un solo rodillo, de esta forma se puede calcular la fuerza normal que se ejerce sobre un rodillo. Teniendo en cuenta que, dicha fuerza normal está inversamente proporcional a la cantidad de rodillos que soportan las trozas, se obtiene las ecuaciones 2.103 y 2.104:

$$\sum F_X = F_r - f_1 - \dots - f_n = 0$$

$$\sum F_Y = N_1 + \dots + N_n - W_t = 0$$

$$N = \frac{W_t}{n} \quad (2.103)$$

$$F_r = \frac{N * \mu}{n} \quad (2.104)$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción entre rodillo acero y madera de teca; 0.3.

W_t : Peso de dos trozas de teca; 3920 [N].

F_r : Fuerza de fricción total del sistema.

N : Fuerza normal ejercida entre los rodillos y la troza de teca.

n : Número de rodillos que cubren la longitud de la troza; 12.

$$N = 330 \text{ [N]}$$

$$F_r = 7.5 \text{ [N]}$$

Esta reacción normal se ejerce en cada uno de los rodillos cilíndricos, que con el peso del rodillo cilíndrico se determina la carga total ejercida sobre el eje de giro.

El eje de giro se diseña en dos casos puntuales, en el primer caso se considera que el motor eléctrico ejerce el movimiento lineal a la plataforma horizontal debido al movimiento de las catarinas de transmisión, estas catarinas están ubicadas cada 3 rodillos para distribuir la potencia a través de las cadenas de transmisión, el segundo caso se considera que la troza de teca se desplaza libremente debido al efecto de la gravedad.

Para definir la longitud del eje de giro del rodillo, se establecen dos longitudes distintas. El rodillo cilíndrico de tracción actuado por motor será de 1140 mm, esto debido a que la proyección del diámetro de las dos trozas de teca sobre el rodillo es 800 mm, seguido de una holgura de 100 mm para cada lado del rodillo cilíndrico y 80 mm para introducir las catarinas de transmisión.

A diferencia del rodillo de gravedad o loco cilíndrico cuya longitud será de 1060 mm, esto debido a que la proyección del diámetro de las dos trozas de teca sobre el rodillo es 800 mm, seguido de una holgura de 130 mm para cada lado para el ajuste empernado del rodillo cilíndrico.

En la figura 2.48, se denota la carga ejercida sobre cada rodillo cilíndrico, la carga total se distribuye a la mitad en los extremos del rodillo cilíndrico. A diferencia del rodillo actuado por el motor en el cual presenta la fuerza de la catarina ejercida sobre el eje de giro.

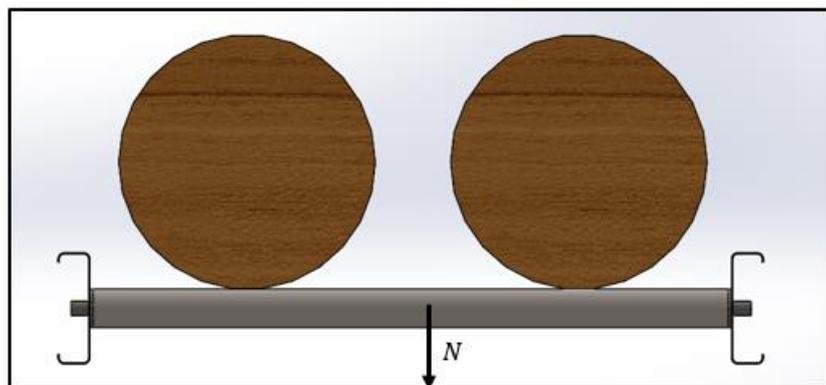


Figura 2.48. Diagrama de cuerpo libre entre Rodillos cilíndricos con la Troza de Teca.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$W_{\text{total}} = N \quad (2.105)$$

Donde:

W_{total} : Fuerza neta ejercida sobre el eje de giro del rodillo metálico.

N: Reacción de cada rodillo ante el peso de la troza de teca; 330 [N].

$$W_{\text{total}} = 330 \text{ [N]}$$

Se asume el comportamiento del eje de giro como una viga articulada en sus extremos y efectuando el diagrama de cuerpo libre se definen las reacciones y la fuerza distribuida ejercida en el sistema estático.

Las reacciones en los apoyos simples se determinan aplicando ecuaciones de estática básica como es la sumatoria de fuerzas y momentos, en el plano Y-X (figura 2.49 y 2.50) para ambos ejes de giro.

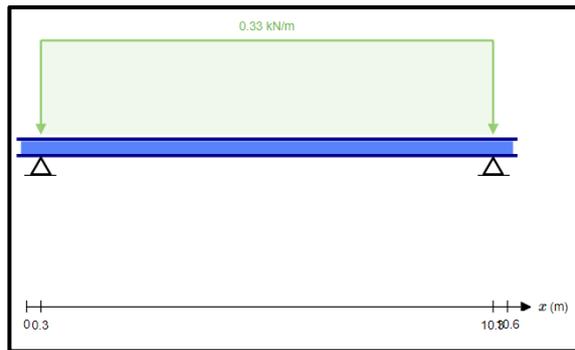


Figura 2.49. Diagrama de cuerpo libre, Rodillos cilíndricos sin motor actuador.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

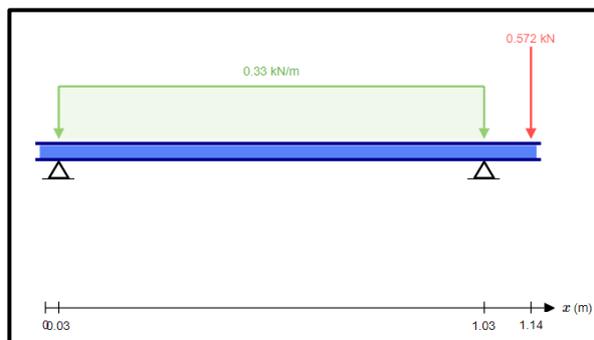


Figura 2.50. Diagrama de cuerpo libre, Rodillos cilíndricos con motor actuador.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

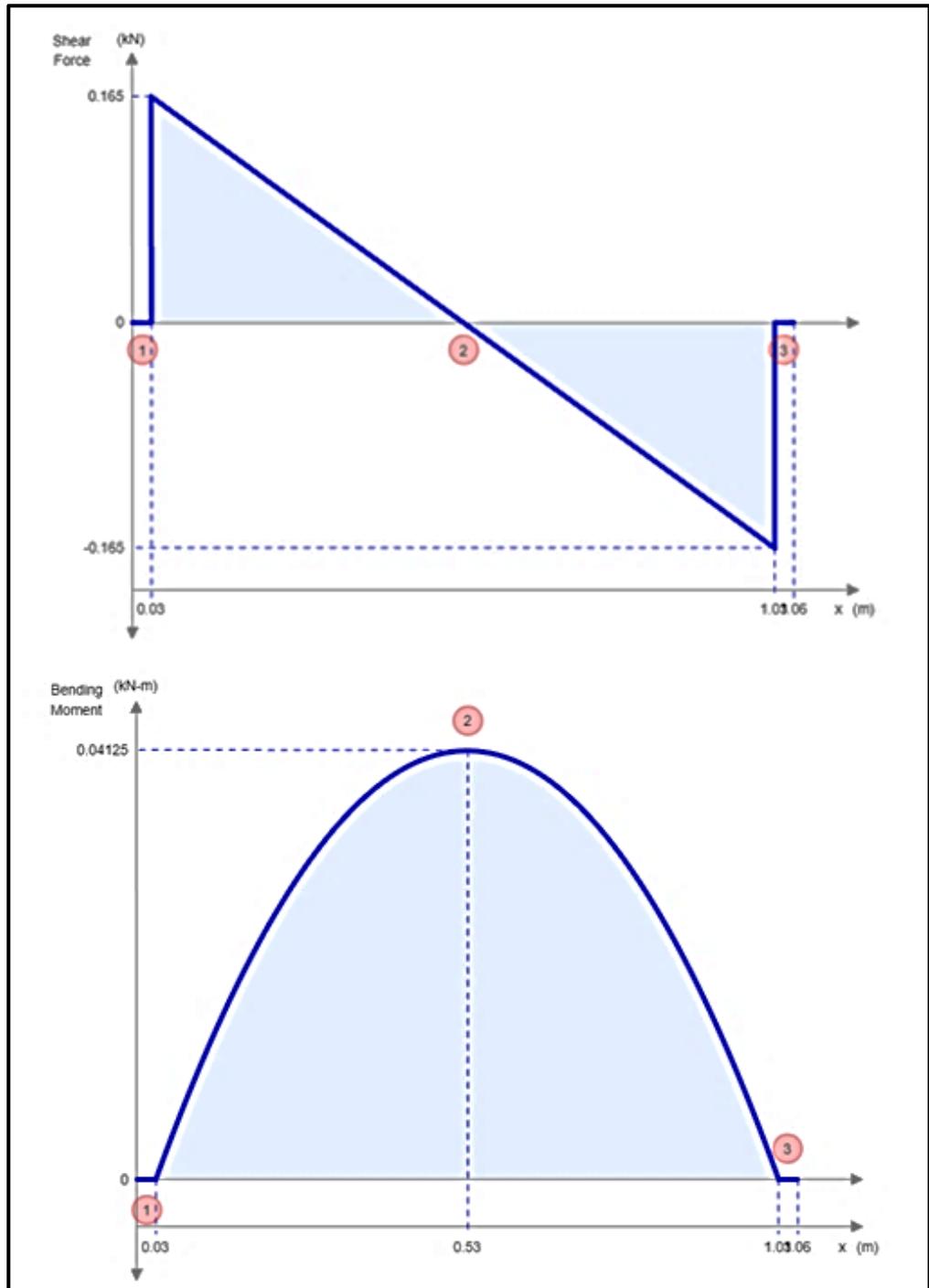


Figura 2.51. Diagrama cortante y momento flector, Rodillos cilíndricos sin motor actuador.

Fuente: Skyciv,2018

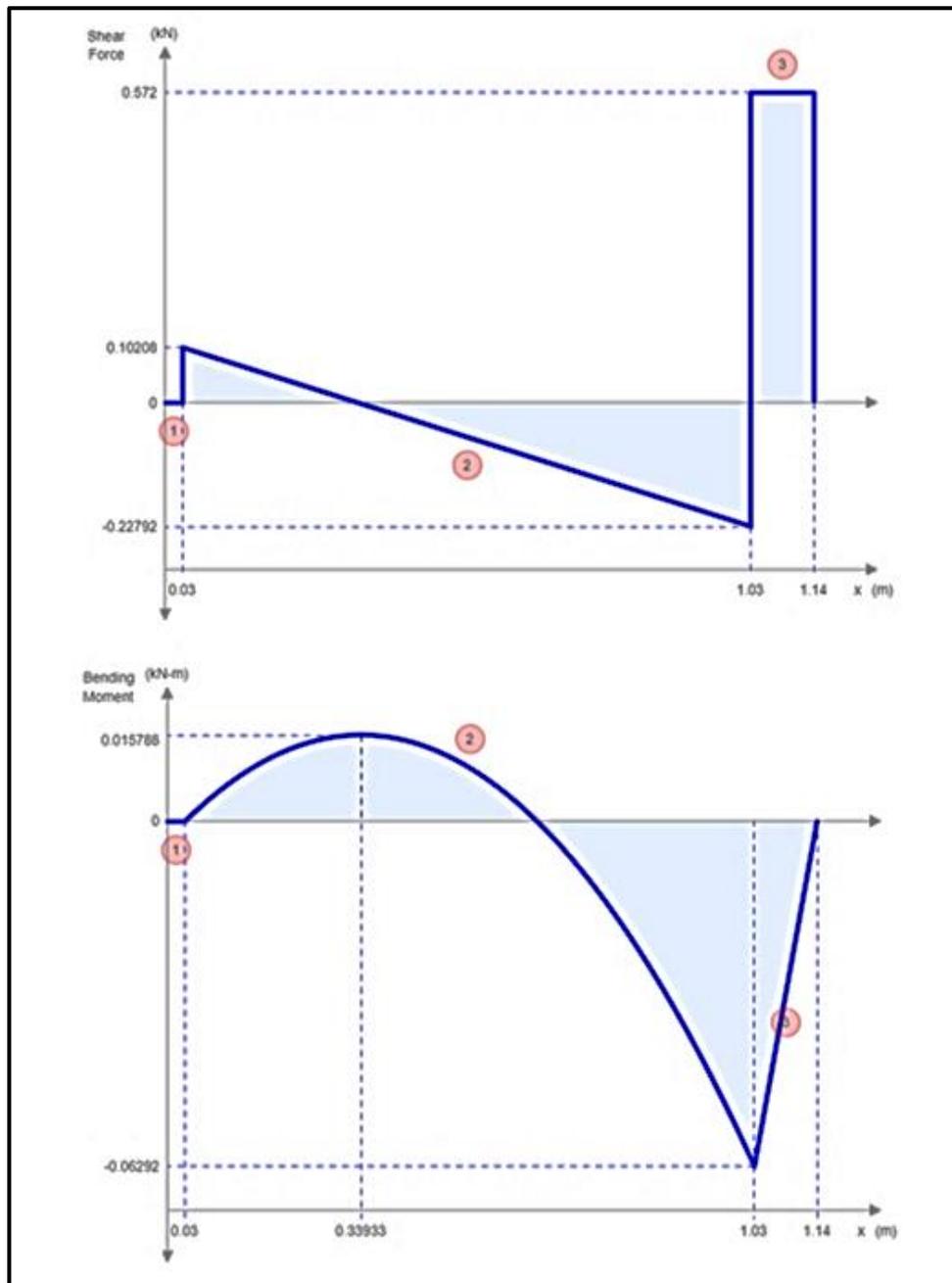


Figura 2.52. Diagrama cortante y momento flector, Rodillos cilíndricos con motor actuador.

Fuente: Skyciv,2018

Determinadas las reacciones en cada uno de los puntos de la sección del eje, se realiza los diagramas de fuerza cortante y momento flector (figura 2.51 y 2.52), para dimensionar el eje del rodillo metálico se analiza el diagrama de momento flector, con el cual el momento máximo resultante de los diagramas realizados, se seleccionará para determinar el diámetro del eje del rodillo.

En la tabla 2.20, se detallan las reacciones y momentos flectores obtenidos en los planos X-Y.

Tabla 2.20. Reacciones y Momentos máximos en eje de rodillo metálico.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

CASO	REACCIONES [N]	MOMENTO FLECTOR [N-M]
1	$R_{1A} = 65$	$M_{\max 1} = 41$
	$R_{1B} = -65$	
2	$R_{2A} = 102$	$M_{\max 2} = 62$
	$R_{2B} = -228$	

El momento máximo en el eje del rodillo metálico sin motor eléctrico:

$$M_{\max} = 41 \text{ [N * m]}$$

El momento máximo en el eje del rodillo metálico actuado por motor eléctrico:

$$M_{\max} = 62 \text{ [N * m]}$$

Para determinar el diámetro del eje de giro del rodillo se parte de un diseño estático que nos sirva de referencia para luego encontrar un diámetro acorde bajo los efectos de fatiga y posibles concentradores de esfuerzo. Aplicando la ecuación 2.106 de esfuerzo máximo nominal se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3} \quad (2.106)$$

Donde:

σ_{\max} : Esfuerzo máximo nominal.

M_{\max} : Momento Flector máximo para cada caso.

d : Diámetro menor del eje.

La ecuación del factor de seguridad estático relaciona la resistencia a la fluencia del material con el esfuerzo máximo sometido al eje de giro del rodillo metálico. Se denota la ecuación 2.107:

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad (2.107)$$

Donde:

η_e : Factor de seguridad para caso estático; 3

S_y : Esfuerzo de fluencia del material del eje de giro (AISI 1018); 235 [MPa].

Se relaciona la ecuación 2.106 y 2.107, con lo cual se despeja la ecuación para encontrar el diámetro que puede tener el eje del rodillo en caso estático. Se obtiene la ecuación 2.105:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{\max} * \eta_e}{\pi * S_y}} \quad (2.108)$$

Donde:

d : Diámetro del eje del rodillo en caso estático.

M_{\max} : Momento Flector máximo para cada caso.

S_y : Esfuerzo de fluencia del material del eje de giro (AISI 1018); 235 [MPa].

Reemplazando cada uno de los valores en la ecuación ecuación 2.107 se obtiene los siguientes resultados:

$$d_1 = 0.017 \text{ [m]} = 17.45 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 0.020 \text{ [m]} = 20.05 \text{ [mm]}$$

Se obtuvo los diámetros de los ejes de giro de los rodillos bajo el análisis estático, pero debido a que las cargas alternantes que se presentan, es necesario efectuar un análisis de fatiga. Se parte encontrando el límite a la resistencia a la fatiga que posee el acero de transmisión AISI 1018, este es valor es determinante en un elemento que está expuesto a esfuerzos variables. Mediante la ecuación 2.106 se obtiene lo siguiente:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (2.109)$$

Donde:

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga.

S_{ut} : Esfuerzo último del material; 440 [MPa].

$$S_e' = 220 \text{ [MPa]}$$

El valor del límite de resistencia a la fatiga obtenido representa un estimado de lo que realmente el material está sometido debido a los esfuerzos variables, es por esto por lo que el límite de resistencia a la fatiga debe modificarse para ajustar este nuevo valor respecto a condiciones físicas, geométricas y ambientales al que está expuesto. Estos factores de corrección se calculan de con el mayor diámetro encontrado bajo análisis estático y el proceso de encontrar dichos factores es del libro de Norton en el capítulo 4; "Teorías de falla por fatiga". La multiplicación de factores de reducción con el límite a la resistencia inicialmente calculado se obtiene en la ecuación 2.110:

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

(2.110)

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga corregido.

C_{carga} : Factor de carga.

$C_{tamaño}$: Factor de tamaño.

$C_{superficie}$: Factor de superficie.

$C_{temperatura}$: Factor de temperatura.

$C_{confiabilidad}$: Factor de confiabilidad

S_{ut} : Esfuerzo último del material; 440 [MPa].

El valor de factor de carga está limitado a la acción de las cargas sobre el eje del rodillo, el eje está sometido a carga de flexión, entonces:

$$C_{carga} = 1$$

Con el valor del diámetro bajo análisis estático, se calcula el factor de tamaño para un diámetro mayor a 8 [mm] y menor a 250 [mm], mediante la siguiente ecuación:

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$$

Donde:

d_2 : Diámetro 2 bajo análisis estático; 20 [mm].

$$C_{tamaño} = 0.90$$

Para el factor de superficie, con la figura 2.53 se establece la relación entre el esfuerzo último del material contra los distintos procesos de manufactura empleados al eje del rodillo metálico. Se considera un acabado tipo maquinado.

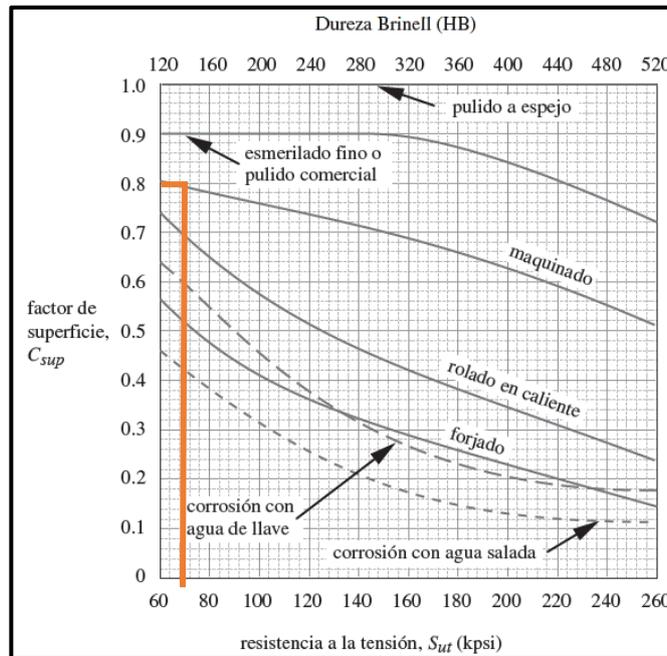


Figura 2.53. Factor de superficie de los distintos procesos de manufactura.

Fuente: Norton, 2018.

$$C_{\text{superficie}} = 0.81$$

Debido a que los rodillos metálicos están en un ambiente considerablemente aceptable y que la velocidad de giro es baja 90 [RPM], el factor de temperatura no está altera el límite a la resistencia a la fatiga. Por lo tanto, para temperaturas menores de 450 [°C] se obtiene:

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

Para estimar el cálculo de la resistencia última se basó en procesos experimentales donde existe gran dispersión en dichas pruebas. El factor de confiabilidad varía a medida que nos acercamos a la resistencia real del material sometido a fatiga. Se considera un 99% de confiabilidad, entonces según la tabla 2.21:

Tabla 2.21. Niveles de confiabilidad para determinar el factor de confiabilidad.

Fuente: Norton, 2018.

Tabla 4-4 Factores de confiabilidad para $S_d = 0.08 \mu$	
% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Reemplazando los valores factores de corrección obtenidos para cada caso de análisis de fatiga, se obtiene:

$$S_e = (1) * (0.88) * (0.79) * (1) * (0.814) * (220 \text{ MPa})$$

$$S_e = 125 \text{ [MPa]}$$

Debido a los cambios de secciones o muescas sobre el eje de giro a causa de los rodamientos que permiten el giro de los rodillos metálicos, se determina el factor de concentrador de esfuerzo de flexión. Mediante la siguiente ecuación 2.111:

(2.111)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

K_f : Concentrador de esfuerzo por fatiga.

q : Factor de sensibilidad a la muesca.

K_t : Factor de concentración de esfuerzos teórico.

El factor de sensibilidad a la muesca está relacionado con el radio de curvatura donde está presente un cambio de sección. El radio de curvatura se lo obtiene del rodamiento. Con el valor de radio de curvatura (0.3 mm) y el esfuerzo último del material (440 MPa) se encuentra el valor q de la figura 2.54.

$$q = 0.55$$

Con el diámetro calculado en el análisis estático ($d = 20.05$ [mm]), se establece dos relaciones: la primera entre el radio de curvatura de la muesca y el diámetro; la segunda entre el un diámetro supuesto mayor ($D = 20.05$ [mm]). Estas relaciones son las siguiente:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.3}{20} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{22}{20} = 1.13$$

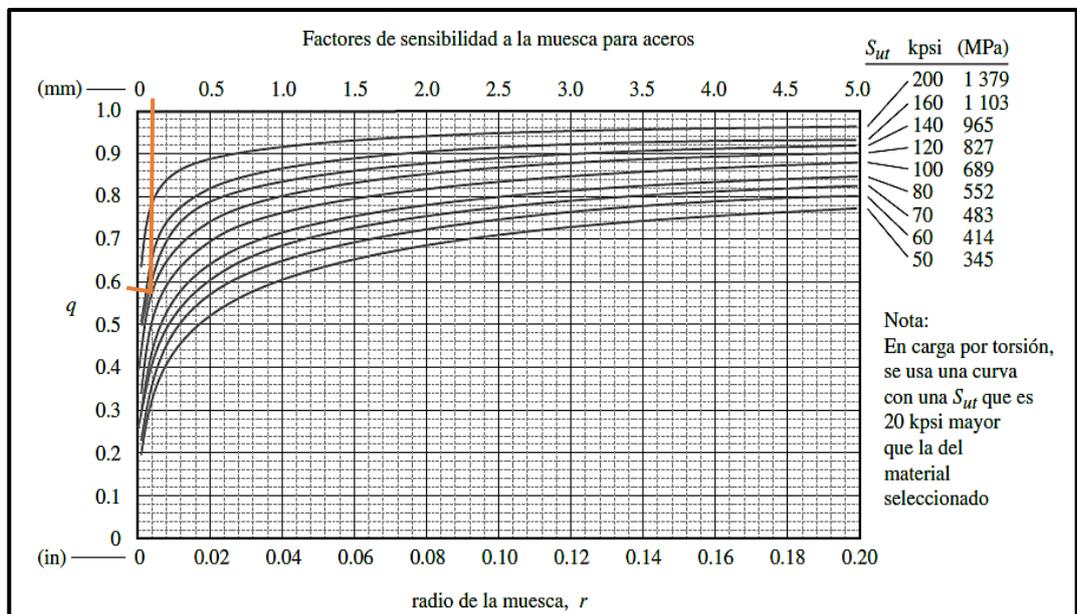


Figura 2.54. Curva de sensibilidad de muesca para aceros.

Fuente: Norton, 2018.

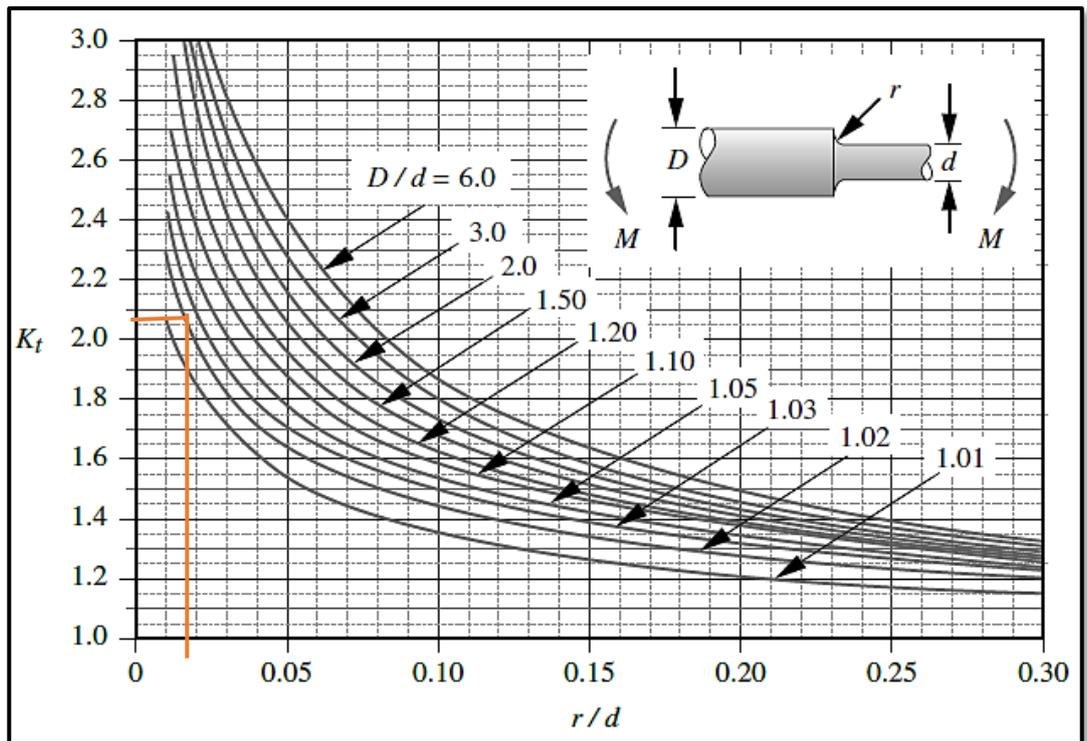


Figura 2.55. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión.

Fuente: Norton, 2018.

El factor de concentración de esfuerzos teórico se lo obtiene efectuando la intersección entre las relaciones antes encontradas, en la figura 2.55.

$$K_t = 2.15$$

Reemplazando en la ecuación de concentrador de esfuerzo por fatiga:

$$K_f = 1.59$$

Conociendo el valor del concentrador de esfuerzo que está sometido eje del rodillo metálico, se plantea la ecuación 2.112 de esfuerzo máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * M_{\max} * K_f}{\pi * d^3} \quad (2.112)$$

Se establece la relación para el factor de seguridad al que se va a prevenir el eje, donde se denota de la siguiente manera la ecuación 2.113:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_e}{\eta_f} \quad (2.113)$$

Donde:

σ_{\max} : Esfuerzo normal máximo sobre el eje del rodillo metálico.

η_f : Factor de seguridad bajo fatiga; 3.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga modificado; 125 [MPa].

Igualando y reemplazando los esfuerzos máximos, se despeja el diámetro del eje, obteniendo la ecuación 2.114.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{\max} * K_f * \eta_f}{\pi * S_e}} \quad (2.114)$$

Donde:

M_{\max} : Momento flector máximo; 45 [N/m].

K_f : Concentrador de esfuerzo por fatiga; 1.59.

η_f : Factor de seguridad bajo fatiga; 3.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga modificado; 125 [MPa].

$$d = 0.025 \text{ [m]} = 25 \text{ [mm]}$$

Selección de perfiles estructurales de soporte de Rodillos metálicos:

Para mantener un diseño compacto, rígido donde garantice la estabilidad ante la acción de las fuerzas internas y externas a las cuales está sometido el transportador móvil de rodillos, se incorporan elementos estructurales como son perfiles estructurales. El conjunto de estos elementos conforma un soporte estructural el mismo que permite la movilización en una sección horizontal de las trozas de teca hacia dentro del contenedor. A continuación, se detalla los principales elementos que posee el bastidor estructural mediante la figura 2.56.

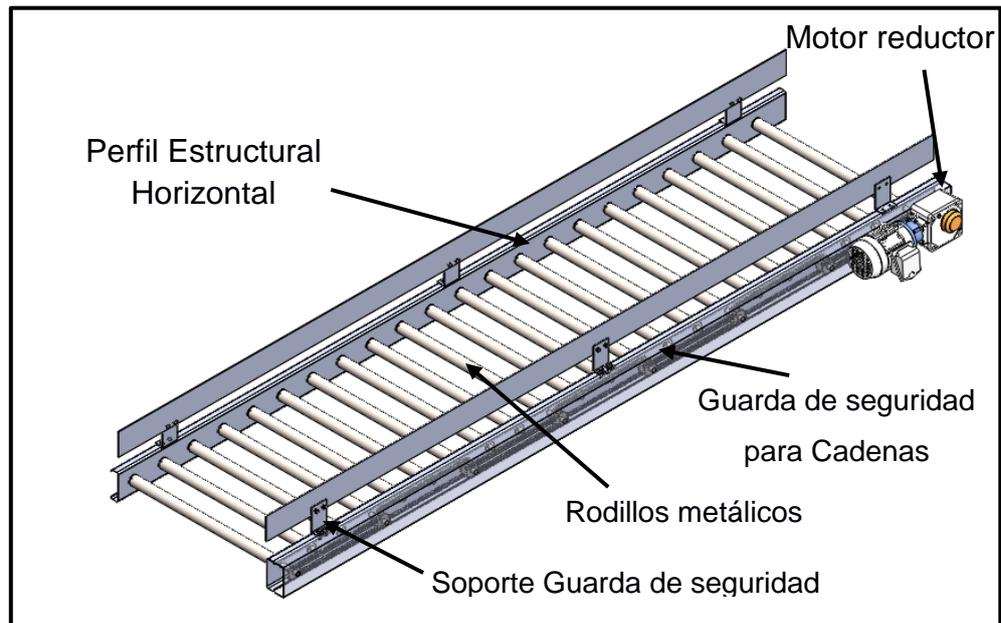


Figura 2.56. Componentes principales del transportador de rodillos.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

Para lograr que los rodillos metálicos se permanezcan fijos y en una sección lineal, es necesario acoplarlos en perfil estructural, cuyas propiedades mecánicas facilita que los ejes de los rodillos se mantengan fijos en una dirección transversal al perfil de la viga. Para la longitud establecida de 4500 [mm] es necesario incorporar 22 rodillos metálicos con una separación de 200 [mm] entre centros. La acción de la fuerza del peso de dichos rodillos y el peso de dos trozas de teca se distribuyen linealmente sobre tres apoyos.

En Anexos sección 2.9.5, se obtiene el cálculo del perfil estructural horizontal y la selección del perfil tipo G 175X50X15X3 [mm]. Así como también el análisis de deformación que está presente en el volado de 2 [m].

2.9.7 Elevador Hidráulico tipo Tijeras

Dentro del contenedor metálico, cada fila se disponen 6 trozas de teca, es por esto por lo que, para llenar el contenedor metálico es necesario de llenar la cantidad de filas (6 filas). Se diseña un mecanismo de elevación el mismo que permita ascender y descender la plataforma de rodillos

metálicos tal como se visualiza en la figura 2.57 cumpliendo con las cargas a la que está sometida.

El transportador de rodillos metálicos junto con las trozas de teca, ejercen una carga distribuida sobre el elevador de tijeras. Mediante un análisis estático, se determina las reacciones en cada uno de los eslabones para proceder a calcular los esfuerzos que ejercen sobre el elevador.

Para determinar todas las reacciones en cada una de sus componentes, se establece una matriz de 12x12, debido a que existen 12 ecuaciones con 12 incógnitas, por lo que el sistema matricial tiene solución.

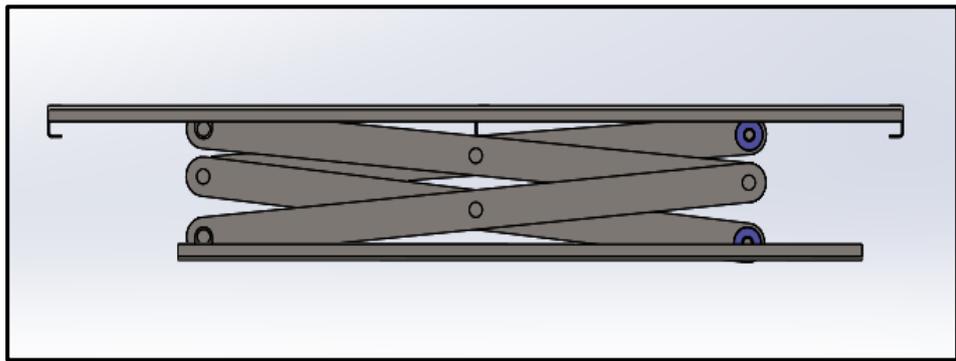


Figura 2.57. Diseño de Forma de Elevador de Tijeras.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

Mediante el software Matlab, se estructura un código con el que se podrá ingresar los valores conocidos como son masa que soporta el elevador, los ángulos mínimo y ángulo una vez elevada la plataforma a su altura máxima, la longitud de los eslabones, para el detalle de estas medidas se elaboró un bosquejo en 2D tal como se observa en la figura 2.58.

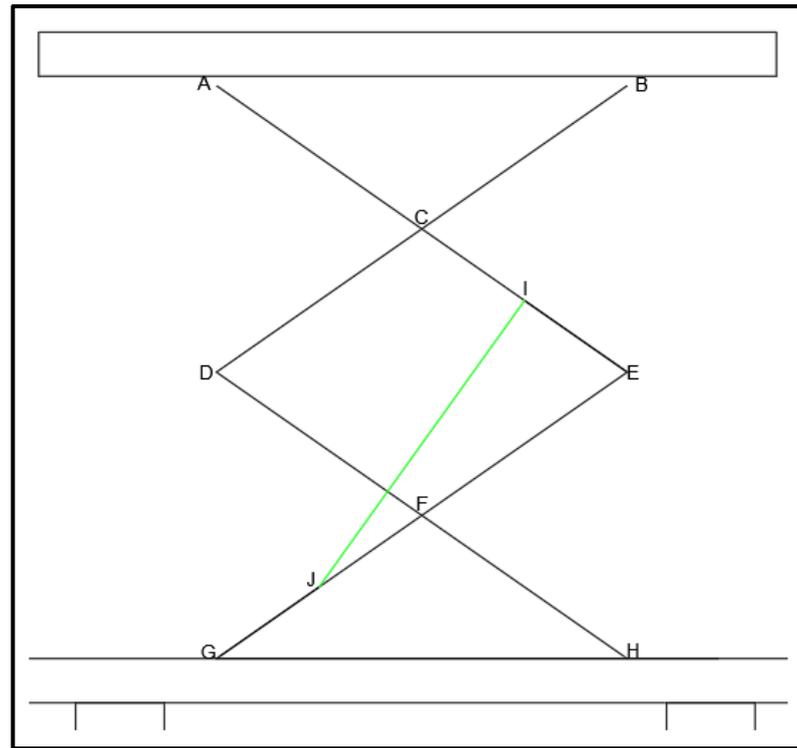


Figura 2.58. Nodos en cada eslabón del elevador de tijeras.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018.

Dimensionamiento de Cilindro Hidráulico:

Sobre el nodo "I" y "J", permanece el cilindro hidráulico que eleva la plataforma de rodillos. Conociendo la magnitud de los nodos en la tabla de reacciones, se dimensiona un pistón que cumpla con la carga más crítica tanto en el ángulo inicial como el ángulo máximo de elevación requerido en dicho nodo. Se obtiene la fuerza del pistón crítica de elevación $F_{\text{pistón}}$. Se utilizarán dos cilindros hidráulicos para distribuir la fuerza $F_{\text{pistón}}$, el cual mediante la ecuación 2.115 y 2.116 se encuentra el diámetro mínimo del cilindro para elevar la carga.

$$A = \frac{F_{\text{pistón}}}{P} \quad (2.115)$$

$$P = \frac{F_{\text{pistón}}}{\frac{\pi D_{\text{pistón}}^2}{4}} \quad (2.116)$$

$$d = \sqrt{\frac{4F_{\text{pistón}}}{\pi P}}$$

Donde:

d: Diámetro mínimo del cilindro hidráulico para elevar la carga.

A: Área necesaria del cilindro hidráulico.

P: Presión del suministro del fluido en el cilindro hidráulico.

Dimensionamiento de Potencia de Bomba hidráulica:

La potencia de una bomba hidráulica se definen los siguientes parámetros iniciales, mediante la ecuación 2.117:

$$\text{Pot} = \frac{P * \varphi}{\eta} \quad (2.117)$$

Donde:

Pot: Potencia hidráulica para elevar cilindro hidráulico.

P: Presión del suministro del fluido en el cilindro hidráulico.

φ : Caudal de ingreso del fluido sobre el cilindro hidráulico.

η : Eficiencia de la bomba hidráulica.

El factor de ingreso del fluido al interior de la camisa hidráulica está definido por el caudal del fluido, se establece las condiciones cinemáticas mediante las ecuaciones 2.118 y 2.119:

$$v = \frac{L_{\text{desp.}}}{t} \quad (2.118)$$

$$\varphi = v * A \quad (2.119)$$

Donde:

v: Velocidad desplazamiento cilindro.

$L_{\text{desp.}}$: Carrera o stroke del cilindro hidráulico.

t: Tiempo requerido para elevar el cilindro hidráulico.

A: Área necesaria del cilindro hidráulico.

En Anexos SECCIÓN 2.9.6, se detallada los cálculos realizados para la selección tanto del cilindro hidráulico como del sistema de bombeo.

Selección de perfiles estructurales de eslabones del elevador:

Para seleccionar el perfil estructural idóneo para el elevador tipo tijeras, se analiza el eslabón más crítico, donde se posiciona las componentes de las fuerzas que actúan sobre los nodos. Por lo tanto:

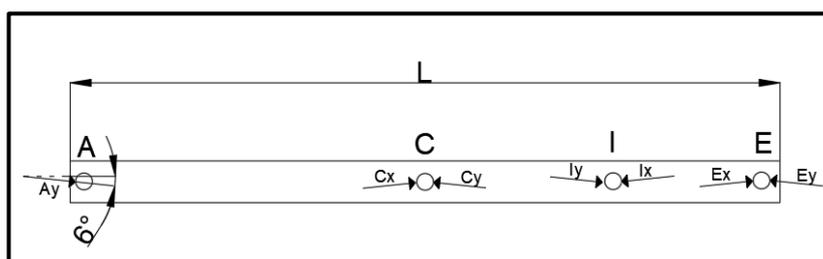


Figura 2.59. Análisis en los nodos del eslabón A-C-E para selección de perfil.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

En la Anexos SECCIÓN 2.9.6, se procede el cálculo y selección de los perfiles estructurales comerciales tanto de los eslabones como del bastidor superior del elevador tipo tijeras.

Dimensionamiento de Pasadores de unión:

Se definen tres tipos de pasadores, pasador entre eslabones, pasador de eslabón fijo y pasador de cilindro hidráulico. Se analiza que el pasador está expuesto a esfuerzos cortantes y dependiendo del pasador la fuerza que actúa sobre el pasador está a cortante simple o doble.

Se plantea la ecuación 2.120 con un factor de seguridad propuesto y la ecuación 2.121 de esfuerzo cortante, mediante el reemplazo de ambas ecuaciones se obtiene el diámetro de pasador requerido.

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (2.120)$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (2.121)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}} \quad (2.122)$$

Donde:

d : Diámetro pasador entre eslabones del elevador.

V : Fuerza cortante doble sometida sobre el pasador.

η : Factor de seguridad para esfuerzo cortante; 3.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero AISI 1018; 235 [MPa].

En la Anexos SECCIÓN 2.9.6 se dimensiona los distintos pasadores, así como el análisis de fatiga mediante teoría de falla de Goodman.

Dimensionamiento de Horquilla de unión:

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{S_y}{\eta} \quad (2.123)$$

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{F}{2A_{\text{proyeccion}}} = \frac{F}{2 t d} \quad (2.124)$$

$$t = \frac{F * \eta}{2 d S_y} \quad (2.125)$$

Donde:

t : Espesor de horquilla de unión entre eslabones.

F : Fuerza de aplastamiento que está sometido la horquilla.

η : Factor de seguridad para esfuerzo aplastamiento; 3

d : Diámetro comercial del pasado que cruza por la horquilla.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{S_y}{\eta} \quad (2.126)$$

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{F}{2 t y} \quad (2.127)$$

$$y = \frac{F * \eta}{2 t S_y} \quad (2.128)$$

Donde:

y : Distancia del diámetro del pasador hasta el final de la horquilla.

F : Fuerza de desgarramiento que está sometido la horquilla.

t : Espesor de horquilla de unión entre eslabones.

η : Factor de seguridad para esfuerzo desgarramiento; 4.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

El ancho de la horquilla se determina mediante la ecuación 2.129:

$$b = 2y_{\text{comercial}} + d_{\text{comercial}} = 2(10) + 12.7 = 32.7 \text{ [mm]} \quad (2.129)$$

Selección de Rodamientos de ruedas de giro:

El elemento que permite el desplazamiento lineal sobre la pistas inferiores y superiores del elevador de tijera es mediante rodamientos que permiten el giro las mismas que actúan como ruedas. Es por esto por lo que, se definen las cargas puntuales que actúan sobre los nodos de desplazamiento (Nodo B y H), dichas cargas son fuerzas radiales sobre el rodamiento.

El rodamiento seleccionado es un rodamiento tipo bolas. Según catálogo de rodamientos NTN, se procede a determinar el tiempo de vida del rodamiento, según ecuación 2.130 se determina la carga crítica sobre el rodamiento:

$$L_{10h} = \left(\frac{Cr^3}{Pr} \right) * \left(\frac{10^6}{60 N} \right) \quad (2.130)$$

Donde:

Cr : Carga crítica sobre rodamiento tipo bolas.

Pr : Carga radial sobre rodamiento tipo bolas.

N : Velocidad angular del rodamiento tipo bolas.

En Anexos SECCIÓN 2.9.6 se calcula y selecciona los rodamientos tanto para la pista inferior como superior.

2.9.8 Normativas Técnicas

La selección de los componentes del sistema estará basada en algunas normas tal como se muestra en la siguiente tabla, luego de haber realizado los respectivos cálculos se analizará el componente a colocar.

Tabla 2.22. Normativa Técnica Utilizada en Proyecto.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

DETALLE	NORMA, CÓDIGO TÉCNICO
Diseño Estructural	NEC-SE-AC: Norma Ecuatoriana de la construcción, Estructuras de acero.
Uniones soldadas	AWS D1.1: Código de Soldadura Estructural Acero.
Motor eléctrico	NTE INEN- 2498: Eficiencia Energética en Motores Eléctricos Estacionarios. Requisitos.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

A continuación, se analiza en detalle los diseños mecánicos, dimensionamientos y los criterios de selección de los principales componentes mecánicos que conforman el sistema de carga de las trozas de teca dentro del contenedor de exportación.

Utilizando softwares tipo CAD (Asistente de Diseño Computacional) se modeló los componentes para obtener una representación gráfica tanto en 3D y 2D, con la cual, se elaboró los planos mecánicos en detalle y dimensionó en una realidad virtual.

Para evidenciar los resultados de los cálculos de diseño teóricos, se comparó mediante las simulaciones en el Software *ANSYS® Inc, Academic versión, 2017*, con el que se obtuvo valores de esfuerzos equivalentes, deformaciones máximas y factores de seguridad que están presentes en cada uno de los principales elementos los cuales fueron comparados con los cálculos teóricos realizados, donde se demostró una aproximación en los mismos.

3.1 Análisis de Resultados

3.1.1 Transportador de Rodillos

Para lograr que la troza de teca se movilice por medio de la plataforma transportadora, se usó rodillos metálicos comerciales, como punto crítico de análisis se debe diseñar el eje de giro del rodillo metálico y seleccionar el tipo de rodamiento adecuado para soportar las trozas de teca. Para la sección horizontal de la plataforma transportadora, los rodillos metálicos de tracción fueron accionados por un motor reductor eléctrico y rodillos metálicos de gravedad o locos.

Tabla 3.1. Resultados obtenidos del eje del rodillo metálico.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

EJE DE RODILLO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Diámetro menor	23 [mm]
Diámetro mayor	25 [mm]
Longitud	1030 [mm]
Distancia entre centros	200 [mm]
Peso	3.15 [Kg]
Material	Barra circular de Acero AISI 1018

Tabla 3.2. Resultados obtenidos de rodamientos del rodillo metálico.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

RODAMIENTO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Tipo	Rodamiento de bolas
Diámetro pista menor	25 [mm]
Diámetro pista mayor	28 [mm]
Código comercial	6905
Lubricación	Grasa con base mineral
Velocidad angular máxima	5000 [RPM]

Luego de efectuar el diseño dinámico bajo fatiga del eje de giro de los rodillos metálicos, en la tabla 3.1 se detalla el diámetro mayor que representa donde soportará el rodillo metálico comercial, así como el diámetro menor que sirvió como disipador de concentradores de esfuerzos y ajuste dimensional con el rodamiento de tipo bolas cuyas características se detallan en la tabla 3.2.

Tabla 3.3. Característica obtenida del motor reductor eléctrico.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

MOTOR REDUCTOR ELÉCTRICO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Tipo	Motor trifásico de inducción Jaula de ardilla
Potencia Nominal	0.75 [HP]
Velocidad Rotación Reducción Nominal	90 [RPM]
Capacidad neta	75 [%]
Eficiencia	63 [%]
Factor de Potencia	0.56
Peso	21 [kg]

Tabla 3.4. Resultados obtenidos de cadena y Catarina de transmisión.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

CADENA DE TRANSMISIÓN	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Número ANSI	40
Paso	12.70 [mm]
# de paso	115
Ancho	7.94 [mm]
Distancia entre centros	600 [mm]
Diámetro de Catarina	81 [mm]
Longitud total	1460 [mm]

Una vez obtenida la potencia requerida para mover a las trozas de teca, se seleccionó un motor reductor eléctrico cuya potencia nominal es de 0.75 [HP], en la tabla 3.3 se detalla las características de fábrica que dicho motor cumplirá en condiciones normales. Se logró reducir la velocidad angular requerida la misma que se transmite hacia los rodillos metálicos mediante

una Catarina y cadenas de transmisión que fueron diseñadas y seleccionadas según como se evidencia en la tabla 3.4.

Los rodillos metálicos están soportados sobre dos perfiles estructurales. Mediante un proveedor local, se seleccionó el perfil comercial tipo G 175x50x15x2 de 4500 [mm] de longitud.

3.1.2 Elevador Hidráulico tipo Tijeras

En la tabla 3.5, se detallan los perfiles estructurales seleccionados por un proveedor local que cumplen con los módulos de secciones calculados.

Para la selección de los componentes hidráulicos se utilizó un proveedor local, (Hidromecánica del Ecuador), con el cuál se seleccionó tanto los dos cilindros hidráulicos y el sistema de bomba y depósito hidráulico como se detalla en la tabla 3.6.

En la tabla 3.7 se observa las características del rodamiento seleccionado por medio de catálogo NTN, dicho rodamiento cumple la función de rotar sobre la pista del perfil estructural y lograr el desplazamiento lineal del elevador tipo tijera.

Tabla 3.5. Perfiles estructurales utilizados en elevador tipo tijera.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

COMPONENTES ELEVADOR TIPO TIJERA	
PERFIL ESTRUCTURAL	LONGITUD
Perfil Tubo Rectangular 100x50x2	1700 [mm]
Perfil Tipo C 125x50x6	1100 [mm]
Perfil Tipo C 80x40x4	1100 [mm]

Tabla 3.6. Cilindro y sistema Hidráulico.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

SISTEMA HIDRÁULICO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Camisa de Cilindro	2.5 [in]
Longitud Inicial	34 [in]
Longitud Final - Stroke	24 [in]
Presión cilindro	3000 [PSI]
Bomba hidráulica	4 [HP]

Tabla 3.7. Características de Rodamiento pista inferior.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

RODAMIENTO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Tipo	Rodamiento de bolas
Diámetro menor	120 [mm]
Diámetro mayor	320 [mm]
Código comercial	6201
Lubricación	Grasa con base mineral
Velocidad angular máxima	3600[RPM]

Tabla 3.8. Características de Rodamiento pista superior.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

RODAMIENTO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Tipo	Rodamiento de bolas
Diámetro menor	230 [mm]
Diámetro mayor	420 [mm]
Código comercial	6905
Lubricación	Grasa con base mineral
Velocidad angular máxima	3600[RPM]

Tabla 3.9. Características de Rodamiento pista inferior.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

RODAMIENTO	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Tipo	Rodamiento de bolas
Diámetro menor	120 [mm]
Diámetro mayor	320 [mm]
Código comercial	6201

3.1.3 Elevador tipo pluma

En la tabla 3.10 se muestra los resultados de los materiales de la pinza que se utilizara para su fabricación, así mismo se coloca las dimensiones más relevantes para esta pieza que cumple la función se sujetar las trozas de teca con ayuda del motor polipasto (ver tabla 3.11) que ejerce una fuerza de izado suficiente para ejercer dicho levantamiento.

Tabla 3.10. Características de pinza sujetadora.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

PINZA SUJETADORA	
PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN
Pieza Plana Superior	Ancho:60mm Espesor:8mm
Pieza Curva	Ancho:60mm Espesor:8mm
Acople de sujeción Superior	Espesor:12mm
Resorte	Diámetro exterior: 27mm Diámetro de alambre: 2mm
Placa de Sujeción Inferior	Espesor 8mm
Pernos de Sujeción	M10X30

Tabla 3.11. Características técnicas del Polipasto eléctrico.

Fuente: (Fenix Ingenieria, 2018)

TIPO	MONORRIEL
Modelo	1000/2-6
Capacidad	1000 [Kg]
Velocidad De Elevación Simple	12 [m/mi]n
Voltaje De Operación	220 [V]
Potencia	1,1 [KW]
Suspensión	Trolley eléctrico
Cable O Cadena	Cadena 7,2 x 21
Altura	4 [m]

3.2 Análisis de Simulaciones

3.2.1 Tenaza para Agarre de Teca

Para la fabricación de la tenaza se obtuvo que el espesor a utilizar debe ser de 8mm por lo que mediante cálculos realizados se conoce que el esfuerzo máximo que resiste en la sección de mayor criticidad es de 34.24 MPa este valor se puede comparar mediante la simulación que se muestra en la figura 3.1 donde se visualiza que el esfuerzo máximo a soportar es de 37.92 MPa aproximándose al valor teórico.

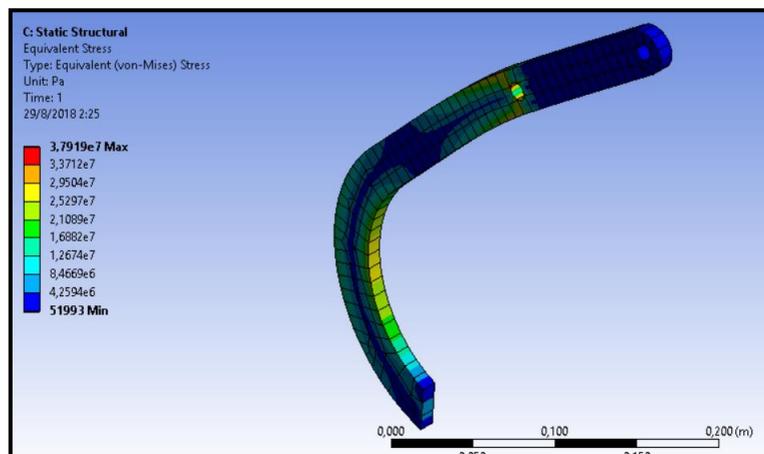


Figura 3.1. Esfuerzo Equivalente de Elemento para Tenaza

Fuente: Software, ANSYS

En la figura 3.2 se muestra un factor de seguridad mínimo de 6.59 dentro del análisis estático el cual demuestra que el funcionamiento del elemento se realizará de forma eficaz tomando en cuenta que dicho factor de seguridad es de la sección crítica, de manera teórica obtuvo un factor de seguridad de 7.3.

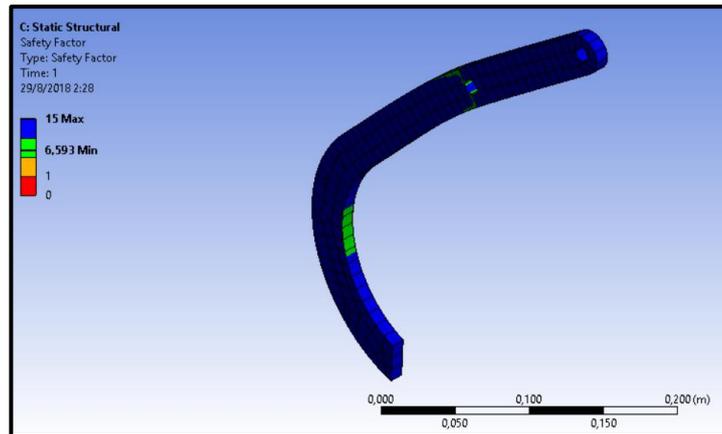


Figura 3.2. Factor de Seguridad de Elemento de Tenaza por Estática

Fuente: Software, ANSYS

Así mismo de manera teórica se realizó el análisis por fatiga del elemento que concentra mayor esfuerzo obteniendo como resultado un factor de seguridad teórico de 2.19 trabajando con el esfuerzo máximo y factores de corrección debido a la fatiga causada, dentro del análisis por simulación se obtuvo un factor de seguridad de 2.27.

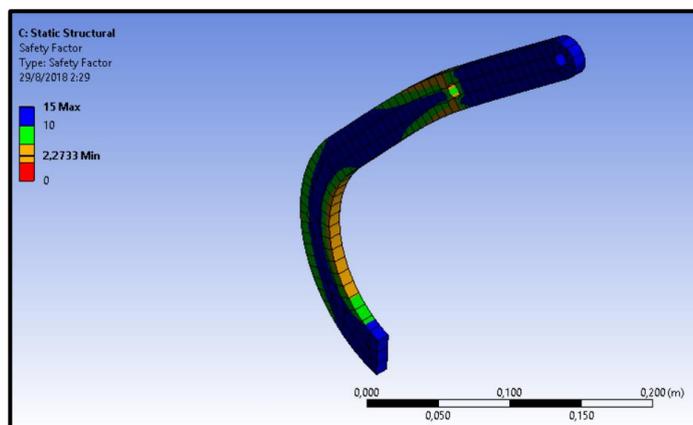


Figura 3.3. Factor de Seguridad de Elemento de Tenaza por Fatiga

Fuente: Software, ANSYS

Se tomó en cuenta el ensamble completo de la tenaza para comprobar que los componentes seleccionados cumplen con el rango de factor de seguridad recomendado obteniendo como resultado un factor de seguridad mínimo de 10.86 tal como se muestra en la figura 3.4 al obtener un factor de seguridad mayor a 2 que es lo recomendable debido al esfuerzo de fatiga existente.

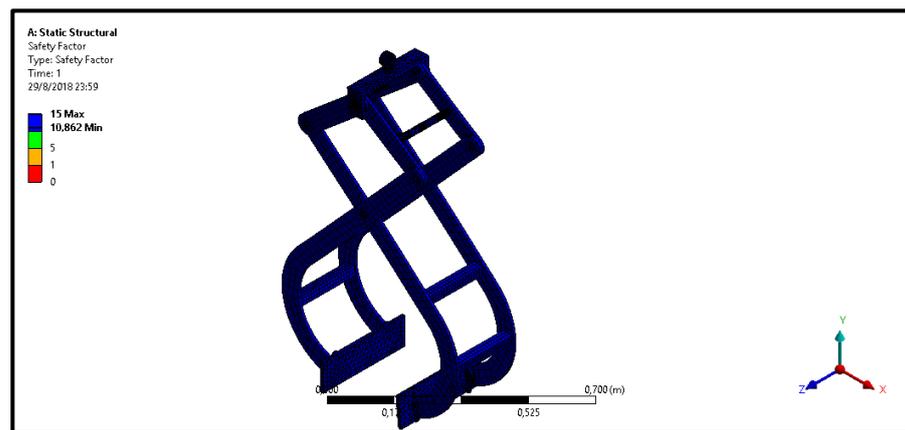


Figura 3.4. Factor de Seguridad por Análisis Estático de Pinza
Fuente: Software, ANSYS

Al considerar el ensamble completo de la tenaza se busca conocer la máxima deformación que sufre este componente obteniendo como resultado una deformación aceptable de 0.4mm tal como se muestra en la figura 3.5 donde se visualiza que la mayor parte de dicha deformación sufre la sección de agarre debido al cambio de sección geométrica del elemento.

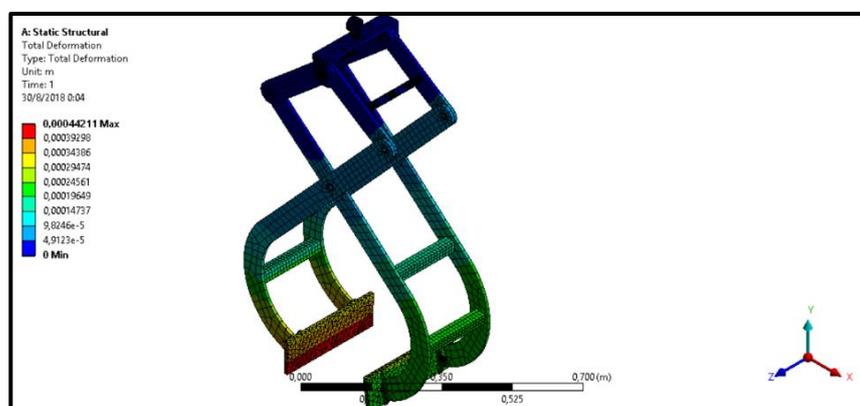


Figura 3.5. Deformación Total de Tenaza
Fuente: Software, ANSYS

3.2.2 Sistema de Elevación

Al seleccionar el tipo de motor eléctrico monorriel tipo polipasto y los elementos que intervienen dentro del mismo se realizó la simulación del ensamble para verificar distintos parámetros el cual afirma que nuestra selección fue correcta. En la gráfica 3.6 se visualiza la máxima deformación que sufre al tener una carga de 3000N misma carga con el que va a trabajar el diseño, para esta deformación se colocó la fuerza en la zona de mayor criticidad es decir en el extremo de la viga obteniendo como resultado una deformación máxima de 15.04mm, considerando que se colocó el peso del contrapeso antes calculado.

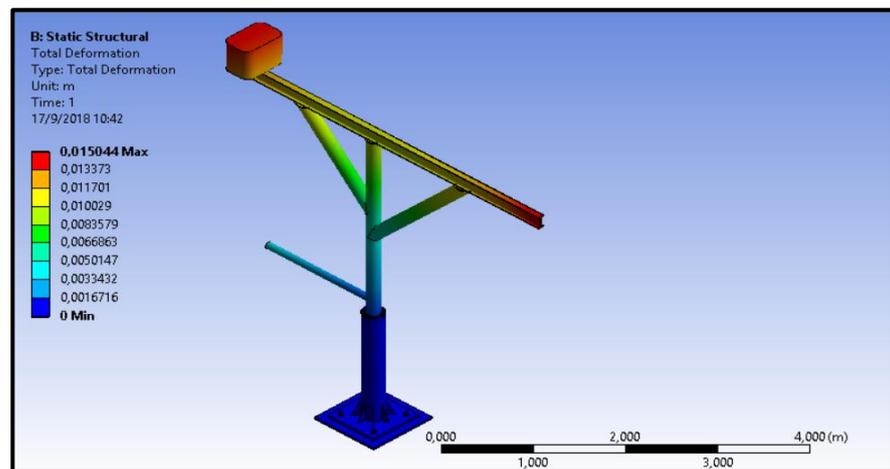


Figura 3.6. Deformación Total con una Fuerza de Una Troza

Fuente: Software, ANSYS

Asumiendo el mismo valor de fuerza se determinó el factor de seguridad de este ensamble obteniendo como resultado un valor de 5.81 en análisis estático tal como se muestra en la figura 3.7, dicho valor es aceptable al momento de fabricación.

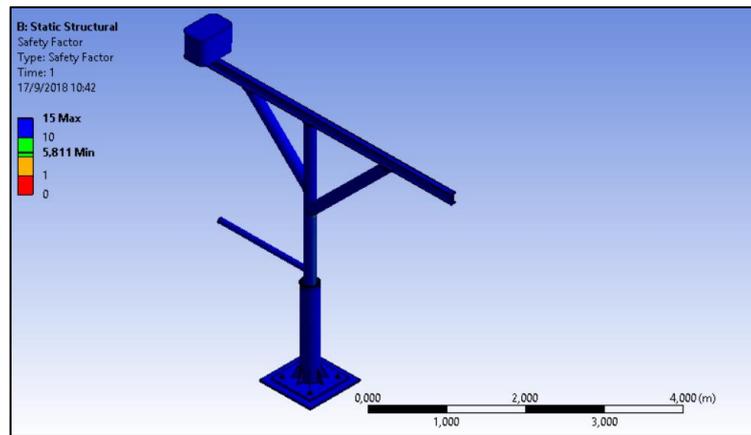


Figura 3.7. Factor de Seguridad con una Fuerza de una Troza

Fuente: Software, ANSYS

Debido a que el mecanismo realizará trabajo consecutivo se realizó el respectivo análisis para fatiga tal como se muestra en la figura 3.8 obteniendo un factor de seguridad mínimo de 2.0, dicha simulación fue realizada en el Software de elementos finitos, ANSYS.

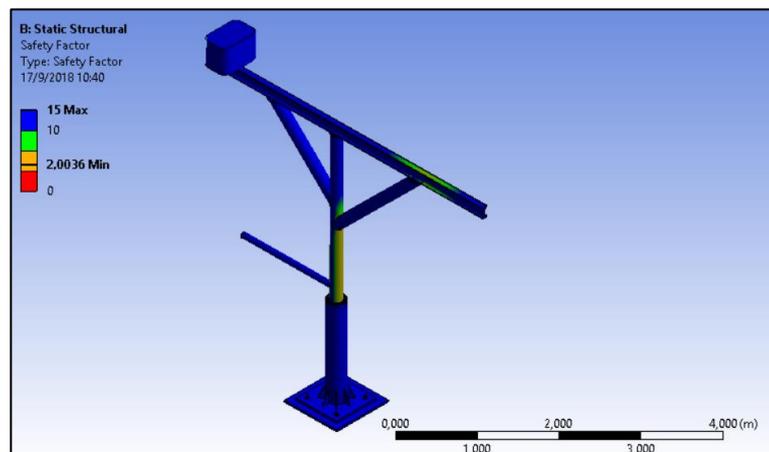


Figura 3.8. Factor de Seguridad por Análisis de Fatiga

Fuente: Software, ANSYS

La estructura base del sistema de elevación de troza de teca se diseñó de tal manera que pueda soportar trozas de mayor peso, para lograr transportar dos trozas por oscilación se debe realizar solo cambios en la pinza sujetadora, en la figura 3.9 se puede comprobar que el sistema tiene la capacidad de soportar la carga de dos trozas obteniendo un factor de seguridad en análisis estático de 3.63.

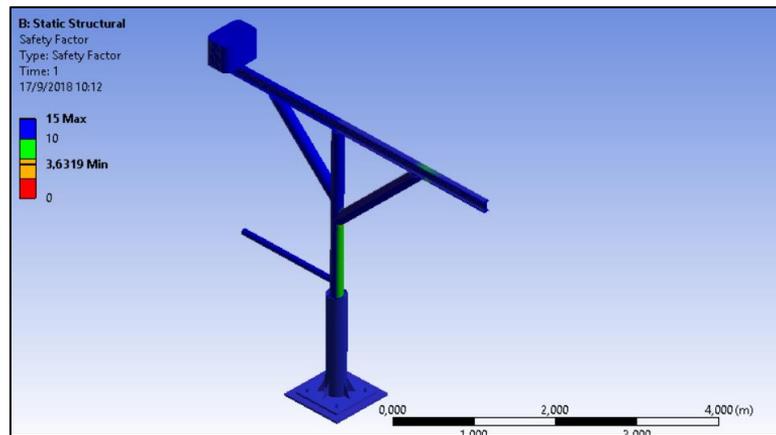


Figura 3.9. Factor de Seguridad con una Fuerza de Dos Trozas

Fuente: Software, ANSYS

3.3 Análisis de Factibilidad

Para el análisis de costo, se considera un valor final de construcción de todo el sistema de carga es de \$22.910,67. Este valor monetario hace referencia a la compra de materiales, componentes mecánicos y eléctricos, costo de mano de obra, costos administrativos. En Anexos sección B, se detalla cada valor considerando cotizaciones en el mercado interno.

La tasa de Interés considerada es del 12% y la parte del capital se considera la diferencia entre la cuota y el interés producido tal como se muestra en la tabla 3.9.

En la tabla 3.10 se describe la producción de una finca promedio, donde el volumen de producción es de 2016 m^3 en un mes, la temporada de cosecha se realiza sólo en época de verano, debido a que las lluvias dificultan el acceso de los contenedores.

El valor de ingreso se obtiene mediante la multiplicación del precio por metro cubico de troza por la producción a un 100% de cosecha, los costos variables se obtienen con la cantidad de producción y el valor variable que utilizan para mantener dicha cosecha. El capital de trabajo se obtiene mediante un promedio entre los costos variables y los costos fijos, todos estos cálculos se los realizó para un periodo de cinco años.

Se obtiene una producción semestral total de 12.096,00 m³, el valor de costo fijo semestral es \$48.600,00 considerando que dicho valor es de un operador y el valor de precio por metro cubico de troza.

Tabla 3.7. Detalle de Capital de trabajo.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

PERIODO	SALDO ANTERIOR	INTERESES	CAPITAL	CUOTA	SALDO POSTERIOR
0					\$22.910,67
1	\$22.910,67	\$-2.749,28	\$-3.606,36	\$-6.355,64	\$19.304,31
2	\$19.304,31	\$-2.316,52	\$-4.039,13	\$-6.355,64	\$15.265,18
3	\$15.265,18	\$-1.831,82	\$-4.523,82	\$-6.355,64	\$10.741,36
4	\$10.741,36	\$-1.288,96	\$-5.066,68	\$-6.355,64	\$5.674,68
5	\$5.674,68	\$-680,96	\$-5.674,68	\$-6.355,64	\$-0,00
		\$-8.867,54	\$-22.910,67		

Tabla 3.8. Detalle de Producción promedio en finca de teca.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

	0	1	2	3	4	5
Producción		12.096,00	12.096,00	12.096,00	12.096,00	12.096,00
Pvu	\$45,00	\$45,00	\$45,00	\$45,00	\$45,00	\$45,00
Cvu	\$15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00
Costo Fijo	\$48.600,00	\$48.600,00	\$48.600,00	\$48.600,00	\$48.600,00	\$48.600,00
% Ventas		100%	100%	100%	100%	100%

En la sección de Anexos se adjunta el cálculo del Van y Tir, el cual comprueban si el sistema a implementarse posee una rentabilidad positiva dentro del sector económico forestal.

3.4 Análisis de Tiempo de embarque

Mediante la investigación previa, se realizó la visita a un centro de acopio en Balzar, Guayas, donde se recopiló tiempos que actualmente realizan en el proceso de embarque. Este proceso consta de alzada en hombro del estibador, movilización durante plataforma improvisada, dirección y ordenamiento de trozas de teca dentro del contenedor.

Proceso Actual de carga de trozas de teca:



Tiempo actual de embarque de un contenedor metálico promedio mediante estibadores/operadores: 2.5 [h]

Con la implementación de este proyecto, el proceso de carga inicia con el tiempo de elevación, comprende sujetar, elevar, direccionar, descender y liberación de troza sobre el elevador tipo pluma hacia el transportador de rodillos. Seguido del ingreso de la teca dentro del contenedor metálico, comprende desplazamiento sobre plataforma horizontal de rodillos, ubicación dentro del contenedor, se considera también el tiempo de ascenso del elevador hidráulico tipo tijera.

Proceso de Elevación:



Tiempo de Elevación: 21 [seg]

Proceso de Ingreso en contenedor metálico:



Tiempo de transporte sobre rodillos: 18 [seg]

Tiempo Total de embarque: 21 + 18= 39 [seg]

Relación de trozas

1 Trozas \longrightarrow 39 [seg]

90 Trozas \longrightarrow Tiempo embarque contenedor 20 ft

$$t = 3510 \text{ [seg]}$$

$$t = 3510 \text{ [seg]} * \frac{1\text{h}}{3600 \text{ [seg]}} = 0,975\text{[h]}= 58.5 \text{ [min]}$$

$$t_{\text{final}} = t + \text{Extra}$$

$$t_{\text{final}} = (58.5 + 25) \text{ [min]}$$

$$t_{\text{final}} = \mathbf{83.5 \text{ [min]}=1.39 \text{ [h]}}$$

Rendimiento:

$$\frac{t_{\text{final}}}{t_{\text{actual}}} = \frac{1.39}{2.5} = 0.556$$

Efectuando una comparación de los dos procesos planteados, se denota que el tiempo de embarque utilizando los sistemas mecánicos diseñados en este proyecto, reducen en un 50% del tiempo generado con estibadores/operadores.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente capítulo se detallan conclusiones y recomendaciones respecto al proyecto elaborado, con lo cual se infieren en los resultados evidenciados en el capítulo anterior, beneficios y la implicación de posibles fuentes de trabajo.

4.1 Conclusiones

- Se cumplió el objetivo principal del proyecto, mismo que garantiza que la carga de las trozas de teca se pueda desplazar mediante un mecanismo de elevación, un transportador de rodillos y un elevador hidráulico tipo tijeras; las cuales se introducen hacia el interior de un contenedor metálico de 20 [ft] hasta lograr el embarque completo y se procede a exportar este activo maderero.
- Con la implementación de este sistema de carga en los centros de acopio de trozas de teca, se disminuyen los tiempos muertos y posibles multas a cargo del Ministerio de Trabajo del Ecuador debido a los riesgos ergonómicos presentes en el actual proceso de carga manual. Estas multas están asociadas a la falta de procesos de seguridad y salud ocupacional en la manipulación, levantamiento y embarque de las trozas de teca. Adicionalmente, debido al sobreesfuerzo de carga sobre el cuerpo de los operadores se precautela la vida ante una posible mala maniobra que afecte la salud de manera temporal o permanente.
- Dentro de objetivos principales, se diseñó un modelo conceptual para mitigar la problemática existente, así como también, en el capítulo 2 se detalla el diseño descriptivo y de selección de los distintos elementos, componentes y mecanismos presentes en las máquinas diseñadas bajo normativas técnicas que regulan o estandarizan un diseño mecánico de calidad.

- Mediante las simulaciones realizadas en el software de elementos finitos ANSYS, se validó el diseño realizado mediante sus respectivos cálculos comprobando que el factor de seguridad obtenido es mayor a 1, así también, se obtuvieron las deformaciones y esfuerzos que sufre cada uno de los principales elementos ensamblados, con lo cual se verificó que dichos parámetros estaban dentro de rangos permisibles.
- El diseño del sistema de elevación de trozas de teca se diseñó tomando en cuenta las trozas de mayor diámetro (400 mm), pero cuando se requiera izar dos trozas sólo se deberá realizar cambios geométricos en la pinza de sujeción. El soporte estructural del sistema de elevación de teca se diseñó de tal manera que soporte trozas de mayor peso y se consideró la incorporación de un contrapeso el cual garantice que el elevador tipo pluma no gire respecto a la columna estructural.
- El diseño del sistema de transportación móvil, la plataforma de sección horizontal posee una capacidad de ingresar dos trozas de (400 mm) de diámetro a la vez. Con esto, aumenta la producción y garantiza que el operador evite el levantamiento de las trozas de teca en el interior del contenedor.
- El material utilizado para el diseño de los componentes estructurales fue el acero ASTM A36 debido a las distintas propiedades mecánicas que posee, se seleccionó perfiles tipo G, tipo C, tubos estructurales redondos, tubos cedulaados con un espesor máximo de 3 [mm]. Para el diseño de ejes, se empleó el acero AISI 1018 debido a su alta resistencia a la tracción. Los métodos de unión entre elementos se diseñaron bajo uniones soldadas con electrodos E6011 y uniones empernadas con pernos estructurales ASTM A-325. Se consideró la selección de los componentes y partes mediante catálogos de fabricantes/proveedores nacionales para la facilidad de acceso dentro de la construcción del diseño.

- En el análisis de costos, se comprobó según los cuadros financieros referenciados de una finca de teca promedio, donde con un VAN de \$973.740,05, TIR de 248,91% y un PAYBACK de 0.52, la fabricación del sistema diseñado muestra una rentabilidad positiva para la parte de producción ya que el gasto de esta inversión es recuperable en 6 meses y 7 días.
- En el análisis de los tiempos de embarque, se denota que el tiempo de embarque utilizando los sistemas mecánicos diseñados en este proyecto, reducen en un 50% del tiempo generado actualmente con estibadores/operadores.
- Los sistemas diseñados tienen suma importancia dentro del sector forestal y maderero, una de las fortalezas de este proyecto es la disponibilidad de adquisición de las partes o elementos mecánicos con los que se construyen las máquinas, aunque la debilidad es la manera de obtener el capital para realizar dicha fabricación.

4.2 Recomendaciones

- En toda máquina es importante evitar o disminuir el desgaste y fricción de los elementos que están en contacto constantemente, por tanto, cumplir con los mantenimientos a los principales elementos de la máquina, garantizarán el desempeño durante un largo periodo.
- Con el diseño de izado para las trozas de teca se recomienda realizar un trabajo de nivelación sobre el suelo donde colocará dicha base para un mejor desempeño.
- Para las distintas simulaciones realizadas en el software de elementos finitos se debe considerar un mallado fino para obtener resultados que representen la escala real a la que se encuentran sometidos los distintos elementos.

- Al tener mecanismos desmontables se debe realizar un plan de mantenimiento y lubricación para los elementos que ejercen movilidad dentro del sistema, así como rodamientos, engranes, entre otros.

BIBLIOGRAFÍA

ABB GROUP. (2016).

AHMSA. (2013). MANUAL DE DISEÑO PARA CONSTRUCCION CON ACERO.

AHMSA. (2013). *Manual de Diseño para Construcciones de Acero*. Obtenido de [file:///C:/Users/User/Downloads/MANUAL_AHMSA_2013%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/User/Downloads/MANUAL_AHMSA_2013%20(2).pdf)

Andrès, D. (26 de Mayo de 2014). *Definicion de Motor de Combustion Interna*. Obtenido de Definicion de Motor de Combustion Interna: https://prezi.com/kikshm_1i7lr/definicion-de-motor-de-combustion-interna/

ASOTECA. (22 de Octubre de 2015). Obtenido de ASOTECA: <https://www.asoteca.org.ec/comercio-global-de-teca-en-las-consecuencias-de-myanmar-registro-de-exportacion-ban/>

CCOHS. (3 de Abril de 2017). *Fuerza Máxima de Empuje*. Obtenido de <https://www.ccohs.ca/oshanswers/ergonomics/push1.html>

ECURED. (12 de Agosto de 2009). *motor de combustion interna*. Obtenido de motor de combustion interna: https://www.ecured.cu/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna

El Telégrafo. (26 de Abril de 2015). *Ecuador exporta 12.000 contenedores con teca al año*. Obtenido de Ecuador exporta 12.000 contenedores con teca al año: <https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/economia/8/ecuador-exporta-12-000-contenedores-con-teca-al-ano>

El Universo. (07 de Marzo de 2017). *Problemas para exportar teca a India*. Obtenido de Problemas para exportar teca a India: <https://www.eluniverso.com/noticias/2017/03/07/nota/6077248/problemas-exportar-teca-india>

Fenix Ingenieria. (2018). *Polipastos Electricos*.

IPAC. (2014). Obtenido de <http://www.ipac-acero.com/>

J.B Jhonson. (s.f.).

KITO. (s.f.). *POLIPASTOS/TECLES ELECTRICOS*.

Moran, J. (05 de Enero de 2017). *El telégrafo*. Obtenido de El telégrafo: <https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/economia/8/ecuador-exporta-12-000-contenedores-con-teca-al-ano>

Norton, R. L. (s.f.). Diseño de Maquinas. En R. L. Norton, *Diseño de Maquinas*. pearson.

NTN CORPORATION. (2004). *Rodamientos de Bolas y de Rodillos*.

Prevalia, S.L.U. (2013). *Riesgos Ergonomicos y Medidas Preventivas*. Obtenido de Riesgos Ergonomicos y Medidas Preventivas: http://www.ajemadrid.es/wp-content/uploads/aje_ergonomicos.pdf

R.Juvenal. (s.f.). Fundamentos de Diseño para Ingenieria Mecànica. En R.Juvenal, *Fundamentos de Diseño para Ingenieria Mecànica*. Limusa.

Ruedas y Garruchas. (2014). *Ruedas y Garruchas*. Obtenido de Ruedas y Garruchas: <http://www.ruedasygarruchas.com/Catalogo.html#>

Servicios y Suministros Industriales. (28 de 06 de 2013). *Servicios y Suministros Industriales*. Obtenido de Servicios y Suministros Industriales: www.ssi.ec/portafolio/resortes/

Shigley. (s.f.).

TRAVERSTOOL. (2013). *Tornillo de ojo Métrico*. Obtenido de <http://www.traverstool.com.mx/83-021-108.html>

Urrea, O. (08 de Abril de 2014). *analisis y calculos de la banda transportadora*. Obtenido de analisis y calculos de la banda transportadora: <https://es.slideshare.net/omarurrea1/labandatransportadora-120103174749phpapp02>

ANEXOS

ANEXO A.- CÁLCULOS REPRESENTATIVOS

SECCIÓN 2.9.1

Selección de material para construcción de pinza

De la ecuación 2.1 y 2.2 se puede definir los valores F_0 y R_x considerando que la fuerza F_0 es aplicada en el eje y.

$$\sum F_y = F_0 - R_y = 0$$

$$F_0 = R_y$$

$$\sum F_x = R_x - F_K = 0$$

$$R_x = F_K$$

De la ecuación 2.4 se puede obtener el valor de R_y , el cual representa la unión con el segundo elemento de la pinza.

$$\sum F_Y = R_Y - W/4 = 0$$

$$R_Y = W/4$$

$$\mathbf{R_Y = 490 [N]}$$

De la ecuación 2.5 se realiza sumatoria de Momentos en el punto B y se obtiene el valor de P_x , luego de resolver la ecuación 2.15 se obtuvo que: $F_K = 62.32 [N]$

$$\sum M_B = R_Y(C_X) + R_X(C_Y + D_Y) - P_x(D_Y) = 0$$

$$490(0.43) + F_K(0.68) - P_x(0.68 - 0.17) = 0$$

$$210.7 + 62.32(0.68) - P_x(0.51) = 0$$

$$\mathbf{P_x = 496.23[N]}$$

De la ecuación 2.3 se despeja el valor de P_x , establece la reacción de la junta donde se produce las aberturas requeridas.

$$\sum F_x = P_x - N - R_x = 0$$

$$P_x = N - R_x$$

$$496.23 = N + 62.32$$

$$\mathbf{N = 33.9[N]}$$

Se analiza el máximo momento generado como lo indica la figura 2.16 y mediante la ecuación 2.18.

$$M = \left(\frac{W}{4}\right)(e_x) + N(e_y)$$

$$M = 490 (0.13) + 433.91 (0.17)$$

$$M = 137.46[\mathbf{N * m}]$$

Se procede a calcular la relación R/C para determinar el valor de K (factor de corrección en vigas curvas) correspondiente.

$$\frac{R}{C}$$

$$\frac{0.15}{0.03} = 5$$

Donde:

R: Radio de la sección curva.

C: El ancho del elemento entre dos.

Según la figura 2.20:

El valor de K para 5, mediante interpolación se obtiene;

$$K_5 = 1.6$$

En la ecuación 2.21 se calcula el valor de inercia la cual queda en función del espesor que necesitamos.

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

$$I = \frac{1}{12} b(0.06^3)$$

Se procede a calcular el esfuerzo de flexión mediante la ecuación 2.20.

$$\sigma^M = \frac{KMC}{I}$$

$$\sigma^M = \frac{(1.16)(137.46)(0.03)}{\frac{1}{12} b(0.06^3)}$$

$$\sigma^M = \frac{265765.09}{b}$$

Al establecer el esfuerzo axial en la ecuación se realiza su respectivo cálculo, h es doble del valor de C mediante la ecuación 2.22.

$$\sigma^A = \frac{A}{bh}$$

$$\sigma^A = \frac{W/4}{b(0.06)}$$

$$\sigma^A = \frac{490}{b(0.06)}$$

$$\sigma^A = \frac{8166.67}{b}$$

Planteando un Factor de seguridad se conoce el valor del esfuerzo máximo guiándonos con la ecuación 2.23 ya que se tiene como dato que el esfuerzo de fluencia del material con el que se trabajara es de 250 [MPa].

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{MAX}}$$

$$4 = \frac{250 \text{ MPa}}{\sigma_{MAX}}$$

$$\sigma_{MAX} = 62.5 [\text{MPa}]$$

Para obtener el espesor de la plancha con la que se va a trabajar se debe resolver la ecuación 2.19 el cual intervienen los esfuerzos antes hallados.

$$\sigma_{MAX} = \sigma^M + \sigma^A$$

$$62.5 \text{ MPa} = \frac{265765.09}{b} + \frac{8166.67}{b}$$

$$b = 4.38 [\text{mm}]$$

Con este resultado se obtiene el espesor mínimo que se debe escoger por lo que se escoge un espesor de 8mm, para comprobar el factor de seguridad de este elemento se realiza los siguientes cálculos.

$$\sigma_{MAX} = \frac{265765.09}{0.008} + \frac{8166.67}{0.008}$$

$$\sigma_{MAX} = 34.24 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{250 \text{ MPa}}{34.24 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 7.3$$

Al comprobar que dicho factor de seguridad es mayor a 2 se escoge el espesor antes planteado.

Análisis por Fatiga

Se calcula el límite a resistencia de la fatiga considerando factores de corrección mediante la ecuación 2.24.

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{tamaño}} * (0.5 S_{ut})$$

Donde cada valor de C es el factor de corrección de los distintos parámetros y el S_{ut} es el esfuerzo a la fluencia del material, por lo que se analiza cada factor de corrección.

Donde:

$C_{\text{carga}} = 1$, considerado carga por Flexión.

$C_{\text{superficie}} = 0.32$.

$C_{\text{temperatura}} = 1$ Tomando en cuenta temperatura ambiente

$C_{\text{confiabilidad}} = 0.753$ Considerando un 99.9% de confiabilidad según la tabla mostrada en el capítulo 4 del libro de Norton.

$C_{\text{tamaño}} = 1.189(d_{\text{eq}})$

Donde;

d_{eq} : Diámetro equivalente.

$$d_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

$$A_{95} = 0.05(b * h)$$

$$A_{95} = 0.05(8 * 60) = 24 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$d_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{24}{0.0766}} = 17.70 \text{ [mm]}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189(17.70) = 0.90$$

Tomando en cuenta la ecuación para hallar el límite a la resistencia de fatiga y que el material con el que se va a trabajar es acero A36 se tiene que S_{ut} es 400 [MPa]

$$S_e = 1 * (0.90) * (0.32) * (0.753) * (0.90) * (0.5)(400\text{MPa})$$
$$S_e = 43.37 \text{ [MPa]}$$

Se toma en cuenta que el sistema es con carga fluctuante que va de cero hacia un máximo, por medio de Goodman Modificado planteado en la ecuación 2.25 se tiene que:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_M}{S_{ut}}\right)$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante

σ_M : Esfuerzo máximo calculado en el análisis estático

$$\sigma_a = 43.37 \left(1 - \frac{34.24 \text{ MPa}}{400\text{MPa}}\right)$$
$$\sigma_a = 39.66 \text{ [MPa]}$$

Para encontrar el factor de seguridad se tiene:

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_m}$$

σ_m representa el esfuerzo medio por lo que es la mitad del esfuerzo máximo por lo que al realizar los cálculos respectivos se tiene

$$\sigma_m = \frac{39.66}{2} = 19.83 \text{ [MPa]}$$
$$\eta = \frac{43.37}{19.83} = 2.19$$

Con el análisis de fatiga realizado se tiene un factor de seguridad mayor al requerido por diseño que es igual a 1 por lo que se asegura que no fallara por fatiga.

SECCIÓN 2.9.1.1

SELECCIÓN DE PERNOS

Para el esfuerzo axial se debe encontrar el valor del área de contacto (A_A), por lo que se reemplaza los datos en la ecuación 2.27 para que su esfuerzo quede en función del diámetro que se requiere en la siguiente ecuación.

$$A_A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\sigma^A = \frac{F/2}{A_A}$$

$$\sigma^A = \frac{(200 * 9.8)/2}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma^A = \frac{1247.77}{d^2}$$

Así mismo, para el esfuerzo de aplastamiento se realiza el mismo esquema observando el área donde se produce el aplastamiento, para luego reemplazarla en la ecuación 2.29 quedando en función del diámetro.

$$A_P = 2de$$

$$\sigma^P = \frac{F/2}{A_P}$$

$$\sigma^P = \frac{(200 * 9.8)/2}{2de}$$

$$\sigma^P = \frac{490}{0.007 d}$$

$$\sigma^P = \frac{70000}{d}$$

Escogiendo un factor de seguridad de 3 se procede a calcular el diámetro en ambos casos para escoger el mayor sabiendo el esfuerzo de fluencia del material de grado 5.8 según la tabla 5 es de 380 [MPa].

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma}$$

Para el esfuerzo axial

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma}$$

$$3 = \frac{380 \text{Mpa}}{\left(\frac{1247.77}{d^2}\right)}$$

$$d = 3.14 \text{ [mm]}$$

Para el esfuerzo a aplastamiento

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma}$$
$$3 = \frac{380\text{Mpa}}{\left(\frac{70000}{d}\right)}$$
$$\mathbf{d = 0.55 [mm]}$$

Al tener un perno de diámetro pequeño se escoge un perno comercial M10 para un mejor soporte y diseño.

SECCIÓN 2. 9.1.3

SOLDADURA DE UNIONES

En este análisis se conoce que las fuerzas existentes son de Torsión y Cortantes.

Para la Fuerza de Torsión se tiene el cálculo de J_W el cual es un factor geométrico obtenido de la tabla 2.23

$$J_W = \frac{(b + d)^3}{6}$$
$$J_W = \frac{(3 + 3)^3}{6}$$
$$\mathbf{J_W = 121.5 [cm^3]}$$
$$F_T = \frac{T_r}{J_W}$$

Donde $r=2.12$ [cm] (diagonal del cuadrado de 3cm de lado) reemplazando dichos valores en la ecuación 2.32 se obtiene el esfuerzo por torsión.

$$F_t = \frac{137.46 (0.0212)}{121.5 \left(\frac{1}{100}\right)^3}$$
$$\mathbf{F_t = 23984.79[N]}$$

Para la fuerza cortante se realiza el mismo procedimiento analítico obteniendo el factor geométrico A_W para implementar en las ecuaciones correspondientes.

$$A_W = 2b + 2d$$
$$A_W = 2(3) + 2(3)$$
$$\mathbf{A_W = 12[cm]}$$

Al existir fuerzas cortantes en ambos ejes se plantean las ecuaciones 2.33 y 2.34.

$$F_{s1} = \frac{A}{A_w}$$

$$F_{s1} = \frac{490}{0.12}$$

$$\mathbf{F_{s1} = 4083.33 [N]}$$

$$F_{s2} = \frac{V}{A_w}$$

$$F_{s2} = \frac{433.91}{0.12}$$

$$\mathbf{F_{s2} = 3615.92 [N]}$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en los ejes X y Y:

$$F_X = F_{s2} - F_T(\cos 45)$$

$$F_X = 3615.92 - 23984.79(\cos 45)$$

$$\mathbf{F_X = 13343.33[N]}$$

$$F_Y = F_{s1} - F_T(\sin 45)$$

$$F_Y = 4083.33 - 23984.79(\sin 45)$$

$$\mathbf{F_Y = -12876.48 [N]}$$

Se obtiene una Fuerza Resultante de las fuerzas antes calculadas en sus respectivos ejes.

$$F_R = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-13343.33)^2 + (-12876.48)^2}$$

$$\mathbf{F_R = 18543.14[N]}$$

Observando la tabla 2.6 se obtiene el valor de S_{er} y se coloca un factor de seguridad (η) mayor a 1 en la ecuación 2.41.

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{S_{\text{er}}}{\eta}$$

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{55\text{MPa}}{1.5}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 36.67 \text{ [MPa]}$$

Se calcula la garganta de la soldadura mediante la ecuación 2.42 para luego obtener el ancho de la soldadura que se debe aplicar en la ecuación 2.43.

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{F_{\text{R}}}{t}$$

$$36.67 \text{ MPa} = \frac{18543.14[\text{N}]}{t}$$

$$t = 0.51 \text{ [mm]}$$

$$\omega = \frac{t}{0.707}$$

$$\omega = \frac{0.51}{0.707}$$

$$\omega = 0.72 \text{ [mm]}$$

Según la AWS el ancho de soldadura calculado es pequeño por lo que por recomendación se escoge un ancho de 3[mm] ya que la placa que soportará la soldadura tiene un espesor menor a 6[mm]

SECCIÓN 2.9.2.1

SELECCIÓN DE VIGA SUPERIOR

Para la selección de la viga se empieza con la sumatoria de fuerzas y momentos, tomando en cuenta un estado crítico para la viga, es decir, sin apoyos laterales tal como se visualiza la figura 2.26.

$$\sum M = F(3) - W_{\text{Cont}}(1.4) = 0$$

$$W_{\text{Cont}} = \frac{600(9.8)(3\text{m})}{1.4} = 12600[\text{N}]$$

$$\sum F = R_y - F - W_{\text{Cont}} = 0$$

$$R_y = 12600 + (600 * 9.8) = 18480[\text{N}]$$

Con el modelo matemático de la figura 2.32 se considera la escena más crítica por lo que se coloca la Fuerza al extremo de la viga obteniendo la ecuación 2.48.

$$F = W_{\text{viga}1.8\text{m}} + \text{Carga}$$

$$F = 278.71 + 5880$$

$$\mathbf{F = 6158.71 [N]}$$

Para conocer el valor del momento producido en esta sección se realiza los respectivos cálculos mediante la ecuación 2.49 conociendo que la distancia donde se encuentra aplicada la fuerza obtenida con la ecuación 2.48 es de 1.8m.

$$M1 = F * a$$

$$M1 = 6158.71 * (1.8)$$

$$\mathbf{M1 = 11085.68[N * m]}$$

La deformación total que sufre este elemento se la conoce mediante la ecuación 2.50 conociendo los valores calculados en ecuaciones anteriores.

$$\delta_y = \frac{1}{EI} \left(-\frac{M1}{2} x^2 + \frac{R1}{6} x^3 - \frac{F}{6} (x - a)^3 \right)$$

$$\delta_y = \frac{1}{200 * 10^9 (869 (\frac{1}{1000})^4)} \left(-\frac{11085.68}{2} (1.8)^2 + \frac{21519}{6} (1.8)^3 \right)$$

$$\delta_y = (5.75 * 10^{-7}) (2957.66)$$

$$\mathbf{\delta_y = 1.7[mm]}$$

Según la norma CMMA para brazos de grúa la máxima deflexión se obtiene de la longitud dividido para 180 obteniendo una deflexión máxima de 10 mm, es decir que la viga seleccionada cumple la parte de deflexión.

Con la ecuación 2.51 se encuentra un esfuerzo máximo el cual demuestra los esfuerzos que existen en el elemento.

$$\sigma_{\max} = \frac{MC}{I_x}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{11737(0.08)}{(869 (\frac{1}{1000})^4)}$$

$$\sigma_{\max} = 105.62 \text{ MPa}$$

Así mismo se calcula el esfuerzo cortante que ejerce ya que se debe asegurar que la viga no va a sufrir ruptura, se plantea la ecuación 2.52.

$$\tau_{\max} = \frac{V}{A}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16243}{(20.10(\frac{1}{1000})^2)}$$

$$\tau_{\max} = \mathbf{8.08 \text{ MPa}}$$

Al realizar el análisis por fatiga se calcula mediante Von Misses el esfuerzo total tal como se muestra en la ecuación 2.53.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{x\max}^2 + \sigma_{y\max}^2 + 3(\tau_{\max})^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(105.62)^2 + 3(8.08)^2}$$

$$\sigma' = 106.54 \text{ MPa}$$

Para conocer si la viga seleccionada cumple con los parámetros calculados se obtiene un factor de seguridad mediante la ecuación 2.54.

$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{250}{106.54}$$

$$\eta = 2.35$$

Al obtener este valor mayor a uno que es lo recomendable se demuestra que la viga seleccionada es la **VIGA IPE 160**.

SECCIÓN 2.9.2.4

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Se plantea la ecuación 2.67 para conocer la capacidad de carga que posee el rodamiento.

$$C_r = \left(\frac{60N}{10^6} L_{10h} \right)^{\frac{1}{p}} * Pr$$

Donde:

$p = 3$: Si el rodamiento es de rodillos rígidos.

$p = 10/3$: Si el rodamiento es de rodillos

L_{10h} = Por medio de la tabla 9 se puede visualizar los requerimientos que se necesita y se conoce que el valor es de: 12×10^3 .

$$Cr = \left(\frac{60(5)}{10^6} 12 * 10^3 \right)^{\frac{1}{3}} * Pr$$

$$\mathbf{Cr = 1.53 * Pr}$$

Mediante la ecuación 2.68 conocemos el valor de carga radial dinámica (Pr), sabiendo que no habrá fuerzas radiales se toma en cuenta que $y=1$ para proceder a realizar los respectivos cálculos.

$$Pr = XFr + YFa$$

$$Pr = YFa$$

$$F_A = W_{VIGA} + (W_{MOTOR} + F) + W_{CONTRAPESO} + W_{Tubo} + W_{soportes laterales}$$

$$F_A = 712.26 + 5880 + 12956.13 + 1107.79 + (312.91 + 470.81)$$

$$\mathbf{F_A = 15.56 [KN]}$$

Al conocer el valor de carga radial dinámica procedemos a reemplazar dicho valor en la ecuación 2.67 para conocer el valor de capacidad de carga del rodamiento.

$$Cr = 1.53 * Pr$$

$$Cr = 1.53 * 15.56$$

$$\mathbf{Cr = 23.85 [KN]}$$

Con este valor de Cr y el diámetro del tubo seleccionado nos dirigimos hacia la tabla 2.10 y seleccionamos el rodamiento 6834.

Para comprobar la validez de la selección realizada obtenemos un factor de seguridad (S_o) mediante la ecuación 2.70

$$S_o = \frac{C_{Or}}{F_a}$$

$$S_o = \frac{70.5}{15.56}$$

$$\mathbf{S_o = 4.52}$$

Al obtener un valor alto en factor de seguridad se asegura que la selección realizada es correcta por lo que el rodamiento seleccionado es el rodamiento de bolas **6834**.

SECCIÓN 2.9.2.4

ANÁLISIS DE SOLDADURA

Para este análisis se establece que se añadirá soldadura en todo el contorno del elemento circular por lo que se calcula sus factores geométricos basándonos en la figura 2.39.

$$A_W = \pi D$$

$$A_W = \pi(168.3\text{mm}) = \mathbf{0.53[m]}$$

$$J_W = \pi\left(\frac{D^3}{4}\right)$$

$$J_W = \pi\left(\frac{(168.3\text{ mm})^3}{4}\right) = \mathbf{0.004[m^3]}$$

El cálculo del momento se lo realiza basándonos en la figura 2.38 planteándose el momento máximo generado en su estado crítico tal como se indica en la ecuación 2.79.

$$M = W_{\text{viga a 3m}}(1.5\text{m}) + F_{\text{CARGA}}$$

$$M = 15.8(1.5\text{m})(9.8)(1.5) + 5880(3\text{m})$$

$$\mathbf{M = 17988.39 [Nm]}$$

Al existir fuerzas de torsión y cortante en el eje vertical en esta área de soldadura se calcula sus valores mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_T = \frac{Tr}{J_W}$$

$$F_T = \frac{17988.39(0.084)}{0.004} = \mathbf{378430.75 [N]}$$

$$F_{s1} = \frac{A}{A_W}$$

$$F_{s1} = \frac{6112.26}{0.53} = \mathbf{11532.57 [N]}$$

Se realiza la sumatoria de ambas fuerzas para obtener una fuerza resultante mediante la ecuación 2.80.

$$F_R = \sqrt{F_T^2 + F_{s1}^2}$$

$$F_R = \sqrt{378430.75^2 + 11532.57^2} = \mathbf{378606.43 [N]}$$

Observando la tabla 2.13 se obtiene el valor de S_{er} y se coloca un factor de seguridad (η) mayor a 1 en la ecuación 2.81.

$$\tau_{perm} = \frac{S_{er}}{\eta}$$
$$\tau_{perm} = \frac{55\text{MPa}}{1.5}$$
$$\tau_{perm} = \mathbf{36.67 \text{ [MPa]}}$$

Se calcula la garganta de la soldadura en la ecuación 2.82 para luego obtener el ancho de la soldadura que se debe aplicar en la ecuación 2.83.

$$\tau_{perm} = \frac{F_R}{t}$$
$$36.67 \text{ MPa} = \frac{378606.43 \text{ [N]}}{t}$$
$$\mathbf{t = 10.32 \text{ [mm]}}$$

$$\omega = \frac{t}{0.707}$$
$$\omega = \frac{10.32}{0.707}$$
$$\mathbf{\omega = 14.6 \text{ [mm]}}$$

Observando la tabla 2.40 de la norma de soldadura AWS establece un mínimo de 5mm de acuerdo con el espesor del material que tenemos por lo que se establece que el análisis entra en el rango de esta normativa.

SECCIÓN 2.9.6

Viga horizontal de soporte de Rodillos Metálicos:

La viga horizontal soporta los rodillos metálicos y las dos trozas de teca. Los elementos antes mencionados permanecen fijos sobre vigas. Para el cálculo estático se establece que la viga permanece sobre apoyos fijos definidos por el elevador hidráulico de tijeras y que las cargas que actúan sobre la viga es una carga distribuida uniformemente a lo largo de la longitud de la viga horizontal.

La viga horizontal posee una sección en voladizo para permitir el ingreso en el contenedor metálico, la longitud de la viga horizontal debe cumplir que el elevador tipo tijeras no debe deformarse un máximo de 8 [mm] según norma AISC.

$$W_1 = W_{\text{rodillos}} + W_{\text{trozas}}$$
$$W_1 = (18)(68.6 \text{ N}) + (2)(1960)$$
$$W_1 = 5155 \text{ [N]}$$

$$W_{\text{seg1}} = W_1 * \eta_s$$
$$W_{\text{seg1}} = (5155) * (3)$$
$$W_{\text{seg1}} = 15465 \text{ [N]}$$

$$\omega_1 = W_{\text{seg1}}/l_{\text{viga1}}$$
$$\omega_1 = 15465/4.5$$
$$\omega_1 = 3436.66 \text{ [N/m]}$$

Encontrado el valor de carga uniformemente distribuida sobre la viga horizontal, se determina la fuerza cortante máxima y el momento flector máximo:

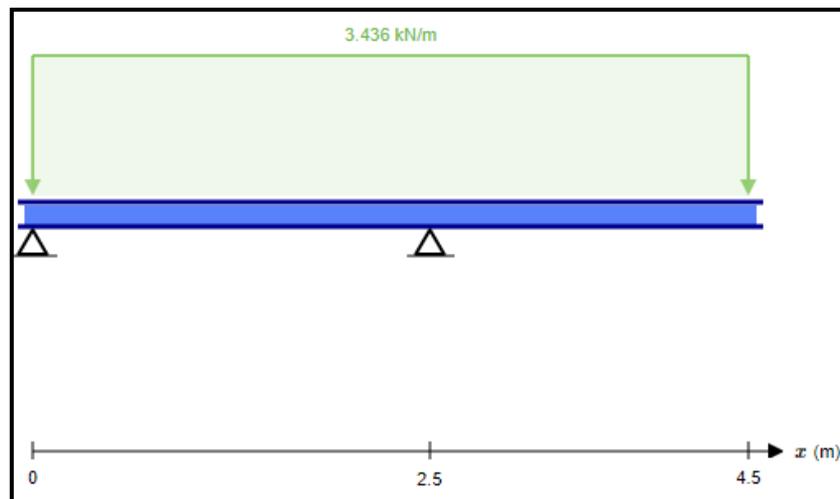


Figura 6.1. Diagrama de fuerzas externas que actúan sobre la viga que soporta los rodillos metálicos.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

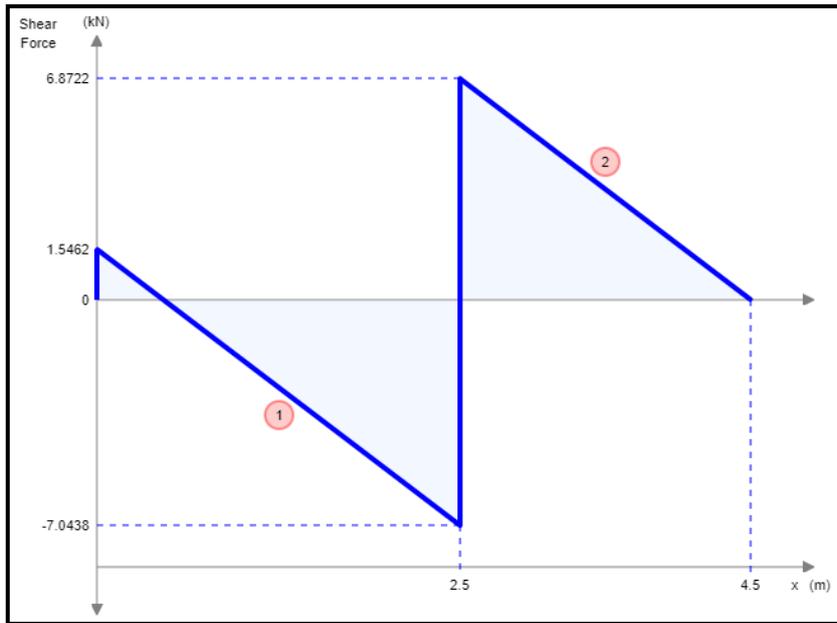


Figura 6.2. Diagrama de fuerzas cortantes que actúan sobre la viga que soporta los rodillos metálicos.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

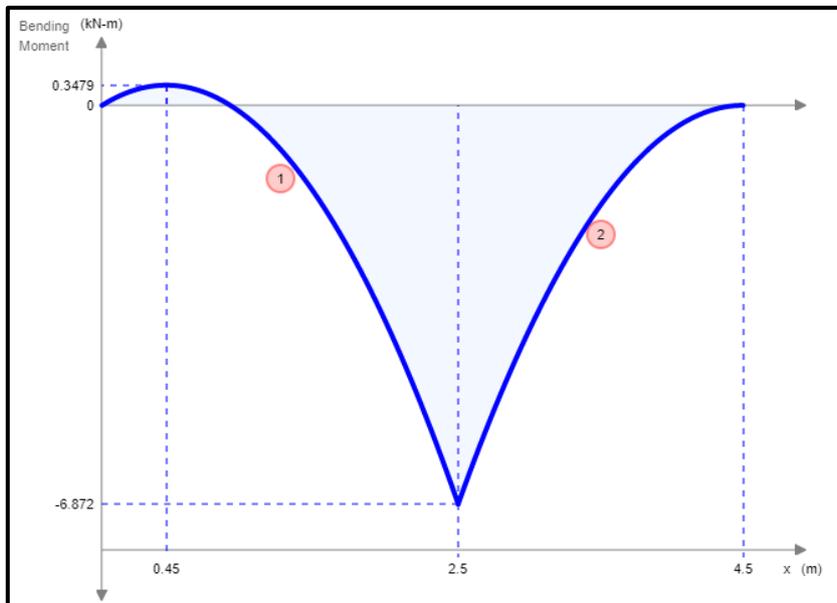


Figura 6.3. Diagrama de momentos flectores que actúan sobre la viga que soporta los rodillos metálicos.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$V_{\max} = 6872 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 6872 \text{ [N - m]}$$

Mediante la ecuación de esfuerzo normal máximo se obtiene:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

Donde:

S_x : Módulo de sección de la viga.

M_{\max} : Momento flector máximo sobre la viga; 6960 [N-m].

σ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36; 250 [MPa].

Donde el Módulo de sección S_x :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma} = \frac{6872}{250 \times 10^6}$$

$$S_x = 2.74 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} = 27.48 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Se selecciona una viga comercial, donde resulta:

Tipo	Módulo de sección	Masa de viga	Masa total
Perfil G 175x50x15x2	29.45 cm ³	4.56 kg/m	16.41 kg

Análisis de sección viga horizontal en voladizo:

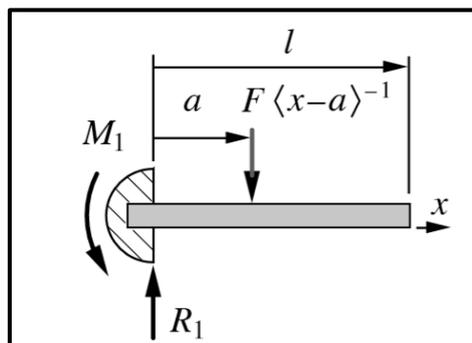


Figura 6.4. Diseño Matemático de Deflexión de viga horizontal en voladizo.

Fuente: (Norton), Apéndice F

Con el modelo matemático de la figura 2.32 se considera la escena más crítica por lo que se coloca la Fuerza al extremo de la viga obteniendo la ecuación 2.48.

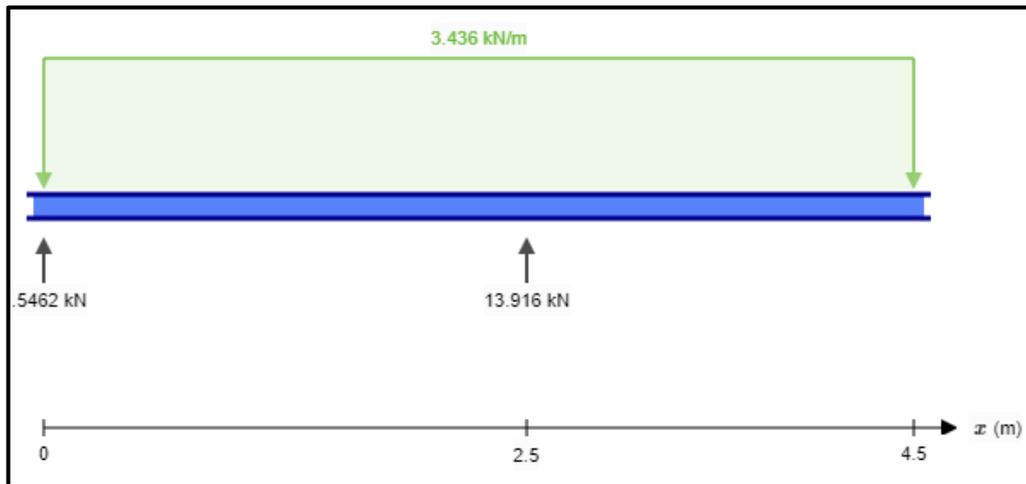


Figura 6.5. Diagrama de magnitudes de reacciones que actúan sobre la viga horizontal que soporta los rodillos metálicos.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$F = W_{\text{viga } 2\text{m}} + W_{\text{trozas}} + W_{\text{rodillos}}$$

Donde;

$W_{\text{viga a } 1.8\text{m}}$: Peso de viga horizontal a 2 metros; 322 [N].

W_{trozas} : Peso de trozas de teca a 2 metros; 3408 [N].

W_{rodillos} : Peso de 10 rodillos metálicos a 2 metros, 686 [N].

$$F = 4416 \text{ [N]}$$

$$M1 = F * a$$

$$M1 = (4416)(2) = 8832 \text{ [N * m]}$$

La deformación total que sufre este elemento se la conoce mediante la ecuación 2.50 conociendo los valores calculados en ecuaciones anteriores.

$$\delta_y = \frac{1}{EI} \left(-\frac{M1}{2} x^2 + \frac{R1}{6} x^3 - \frac{F}{6} (x - a)^3 \right)$$

Donde:

δ_y : Deformación que sufre la viga.

F: Fuerza concentrada.

R1: Reacción del elevador tipo tijeras; 13916 [N].

I: Inercia de la viga, $2.58 * 10^{-6}$ [m⁴].

E: Módulo de elasticidad del material, 200[GPa].

X: Distancia que se aplica la fuerza, 2[m].

$$\delta_y = 1.73[\text{mm}]$$

Unión de soldadura entre Columnas y placas de anclaje:

Análisis según procedimiento de libro Shigley, Capítulo 9, Uniones Soldadura.

Se analiza la plataforma de rodillos como un elemento que soporta momento debido a la carga W_{seg1} y el bastidor del elevador tipo tijera. Se calcula los esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.

Según tabla donde se estima el tamaño mínimo de soldadura de filete (h), se relaciona el valor respecto a la placa de sujeción de la columna.

Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
†Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6	$\frac{1}{2}$
Mayor que 6	$\frac{5}{8}$

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 *El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a $\frac{3}{16}$ pulg.
 †Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de $\frac{5}{16}$ pulg por cada $\frac{3}{4}$ pulg de material.

Figura 6.6. Tamaños mínimos de soldadura de filete h.

Fuente: Shigley; 2018

$$t_{\text{placa}} = 20 \text{ [mm]} = 0.78 \text{ [in]}$$

$$h = \frac{5}{16} \text{ [in]} = 7.94 \text{ [mm]}$$

Se calcula el esfuerzo cortante que sufre la soldadura.

$$\tau = \frac{MC}{I}$$

$$\tau = \frac{M * C}{0.707h * I_U}$$

Se calcula el momento generado sobre la columna respecto al valor de altura del perfil de la columna:

$$M = W_{\text{seg1}} * h_{\text{perfil-column}}$$

$$M = (15465 \text{ N}) * \left(\frac{0.175}{2} \text{ m}\right)$$

$$\mathbf{M_{\text{max}} = 1353.18 \text{ [Nm]}}$$

Según las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete se obtiene I_U :

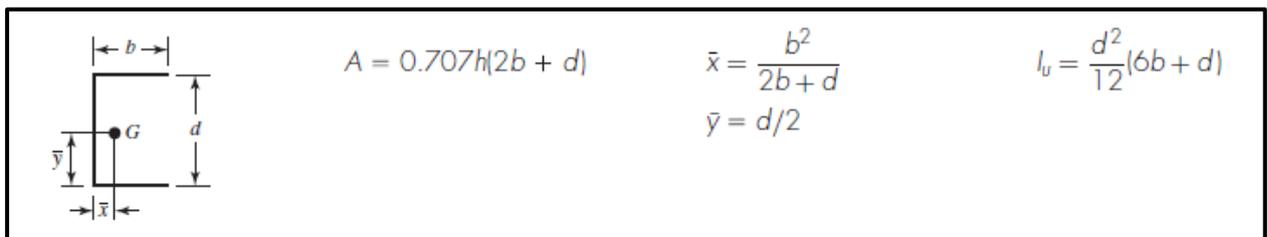


Figura 6.7. Momentos de inercias para el perfil de la columna.

Fuente: Shigley; 2018

$$I_U = \frac{d^2(6b + d)}{12}$$

Donde:

d : Altura del perfil estructural seleccionado; 175 [mm].

b : Ancho del perfil estructural seleccionado; 50 [mm].

$$I_U = \frac{(0.1)^2(6 * 0.05 + 0.1)}{12} = 3.33 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\tau = \frac{M * d/2}{0.707h * I_U}$$

$$\tau = \frac{(1353.18) * \left(\frac{0.175}{2}\right)}{0.707(0.0079) * (3.33 \times 10^{-4})}$$

$$\tau = 63.66 \text{ [MPa]}$$

La unión es mediante soldadura con un electrodo E6011, donde su esfuerzo permisible es:

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 S_y \text{ E6011}$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.3 * (415 \text{ MPa})$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 124.5 \text{ [MPa]}$$

Se calcula el factor de seguridad para la unión soldada mediante la siguiente relación:

$$n = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau}$$

$$n = \frac{124.5}{63.66}$$

$$n = 1.96$$

Unión empernada entre placas de anclaje y porta bastidor:

Para esta sección se utilizarán pernos de unión ASTM A325 cuya resistencia última a la tensión es 620 Mpa.

Se analiza la fuerza cortante que soportará el perno, con este valor se define el diámetro estimado para soportar la carga que transmite la columna sobre la porta bastidor.

$$d_{\text{perno}} = 0.5 \text{ [in]} = 12.7 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{\text{perno}} = \mathbf{620 \text{ [Mpa]}}$$

$$\sigma_{\text{perno-seg}} = \sigma_{\text{perno}}/n_{\text{seg}}$$

$$\sigma_{\text{perno-seg}} = \frac{620}{3} = \mathbf{206 \text{ [MPa]}}$$

$$\mathbf{P_{Useg} = 5628.38 \text{ [N]}}$$

$$\sigma_{\text{perno}} = \frac{P_{\text{Useg}}}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{\text{perno}} = \frac{5628.38}{\pi * 0.0127^2}$$

$$\sigma_{\text{perno}} = \mathbf{11.10 \times 10^6 \text{ [Pa]}}$$

Se calcula el factor de seguridad para la unión empernada mediante la siguiente relación:

$$n = \frac{\sigma_{\text{perno-seg}}}{\sigma_{\text{perno}}}$$

$$n = \frac{206}{11.10}$$

$$\mathbf{n = 18}$$

SECCIÓN 2.9.7

DISEÑO DE ELEVADOR HIDRÁULICO TIPO TIJERAS.

Cálculo de la masa que soportará el elevador hidráulico:

$$m_1 = (2 * m_{\text{teca}}) + (16 * m_{\text{rodillos}}) + (2 * m_{\text{viga}})$$

$$m_1 = (2 * 200) + (16 * 7) + (2 * 16.41)$$

$$\mathbf{m_1 = 545 \text{ [kg]}}$$

$$m_{\text{seg1}} = m_1 * \eta_s$$

$$m_{\text{seg1}} = (545) * (3)$$

$$\mathbf{m_{\text{seg1}} = 1635 \text{ [kg]}}$$

Debido a que el elevador posee doble sistema de tijeras la masa de seguridad se distribuye en dos, por lo tanto:

$$m = \frac{m_{\text{seg1}}}{2}$$

$$\mathbf{m = 820 \text{ [kg]}}$$

Se modela el siguiente modelo estático y aplicando condiciones de equilibrio se determina las reacciones en la viga superior.

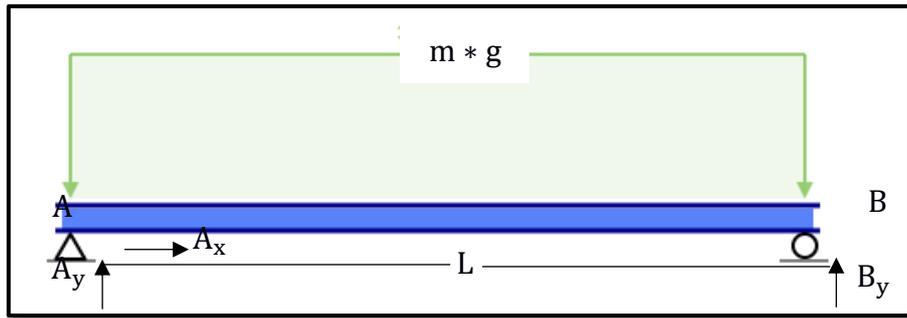


Figura 6.8. Análisis de reacciones en bastidor superior del elevador de tijeras.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\begin{aligned} \sum M_A(+) &= 0 \\ B_y * L - m * g * \frac{L}{2} &= 0 \\ \sum F_x &= 0 \\ A_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ A_y + B_y - m * g &= 0 \end{aligned}$$

Despejando de las ecuaciones de equilibrio estático se obtiene:

$$\begin{aligned} A_x &= 0 \\ A_y &= \frac{m * g}{2} \\ B_y &= \frac{m * g}{2} \end{aligned}$$

Se procede a realizar un análisis nodal de cada punto involucrado en el elevador de tijera, donde cada punto nodal representa una reacción debido a las fuerzas a las que está sometido el sistema estático, el análisis nodal queda de la siguiente manera:

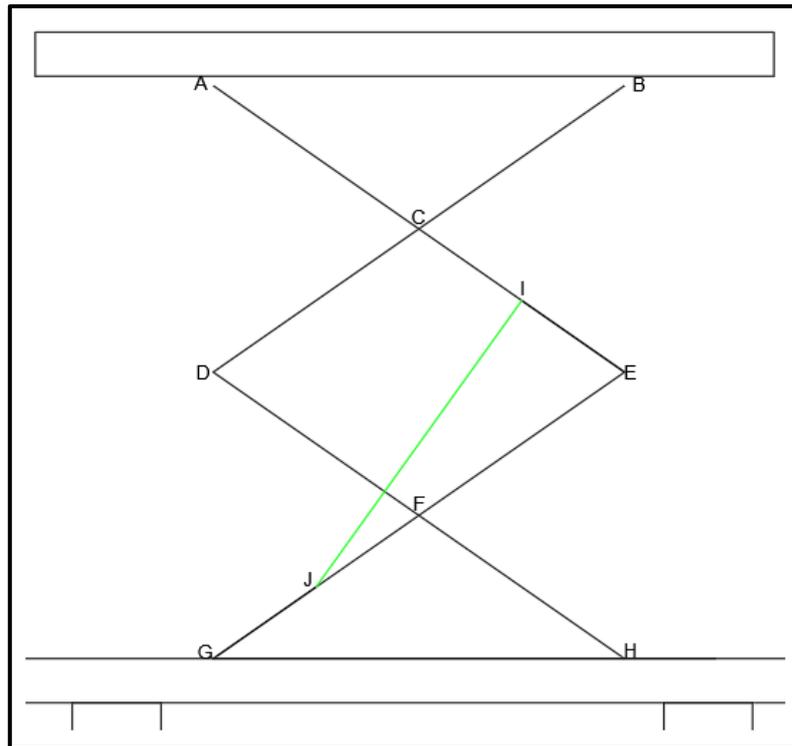


Figura 6.9. Análisis nodal del elevador tipo tijera.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Como se denota en la Figura 6, mediante un análisis simétrico, se puede decir que:

$$G_y = \frac{m * g}{2}$$

$$H_y = \frac{m * g}{2}$$

En los nodos I y J, son los puntos en los cuales permanecerá el pistón hidráulico, el mismo que aprovechando su avance lineal, hará que el elevador de tijeras llegue a la altura requerida, dichos nodos se ubican a $\frac{3L}{4}$ de distancia. Se define que la longitud de cada eslabón será de 1700 [mm], así como que el ángulo inicial de los eslabones será 6° y cuando el elevador esté en su longitud máxima será de 35° . Dichos ángulos se los obtiene de manera geométrica los mismos que satisfacen las siguientes condiciones:

Altura mínima a 6° : 363 [mm]

Altura máxima a 35° : 1950 [mm]

Longitud mínima del pistón a 6° : 865 [mm]

Longitud máxima del pistón a 35° : 1200 [mm]

Eslabón A-C-E

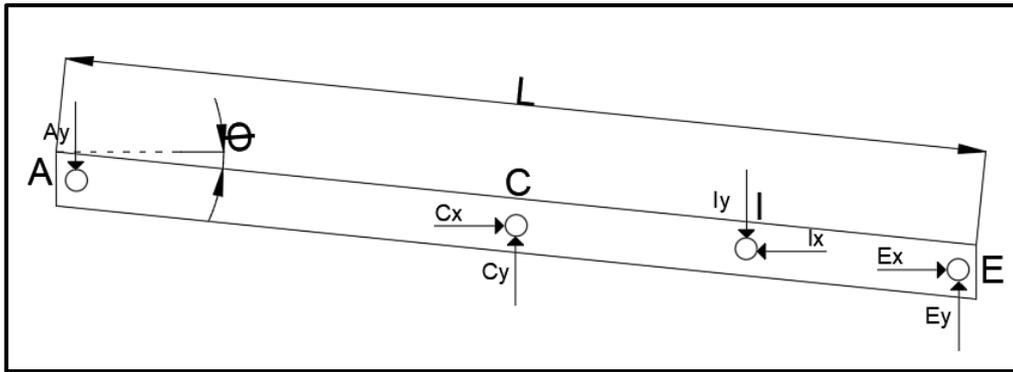


Figura 6.10. Análisis de reacciones en los nodos del eslabón A-C-E.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x + E_x - I_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-A_y + C_y + E_y - I_y = 0$$

$$\sum M_E(+)=0$$

$$A_y * L * \cos(\theta) - C_y * \frac{L}{2} * \cos(\theta) - C_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) + I_x * \frac{L}{4} * \text{Sen}(\theta) + I_y * \frac{L}{4} * \cos(\theta) = 0$$

Reemplazando los valores ya encontrados, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$C_x + E_x - I_x = 0; \quad (1)$$

$$C_y + E_y - I_y = \frac{m * g}{2}; \quad (2)$$

$$-C_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) - C_y * \frac{L}{2} * \cos(\theta) + I_x * \frac{L}{4} * \text{Sen}(\theta) + I_y * \frac{L}{4} * \cos(\theta) = -\frac{m * g}{2} * L * \cos(\theta) \quad (3)$$

Eslabón B-C-D

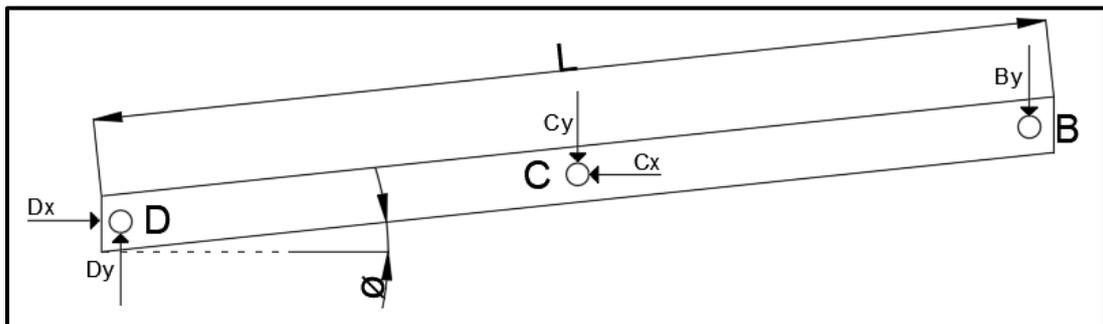


Figura 6.11. Análisis de reacciones en los nodos del eslabón B-C-D.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\sum F_x = 0$$

$$-C_x + D_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - C_y - B_y = 0$$

$$\sum M_D(+)= 0$$

$$-B_y * L * \cos(\theta) + C_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) - C_y * \frac{L}{2} * \cos(\theta) = 0$$

Reemplazando los valores ya encontrados, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$-C_x + D_x = 0; \tag{4}$$

$$-C_y + D_y = \frac{m * g}{2}; \tag{5}$$

$$C_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) - C_y * \frac{L}{2} * \cos(\theta) = \frac{m * g}{2} * L * \cos(\theta) \tag{6}$$

Eslabón G-F-E

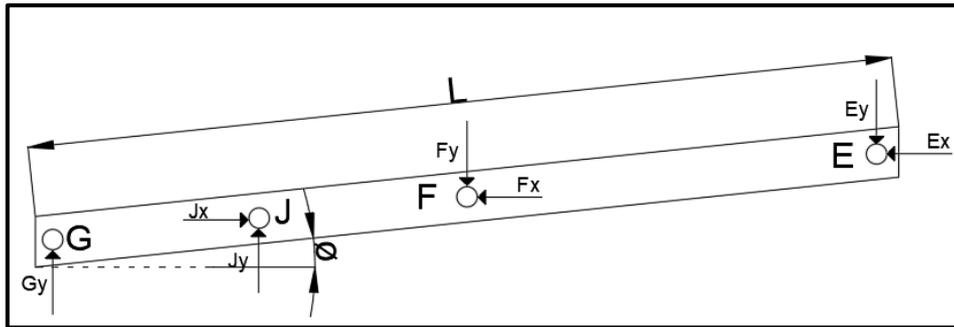


Figura 6.12. Análisis de reacciones en los nodos del eslabón G-F-E.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\sum F_x = 0$$

$$-E_x - F_x + J_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-E_y - F_y + G_y + J_y = 0$$

$$\sum M_E(+)= 0$$

$$-G_y * L * \cos(\theta) - J_y * \frac{3L}{4} * \cos(\theta) + J_x * \frac{3L}{4} * \text{Sen}(\theta) - F_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) + F_y * \frac{L}{2} * \cos(\theta) = 0$$

Reemplazando los valores ya encontrados, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$-E_x - F_x + J_x = 0;$$

$$-E_y - F_y + J_y = -\frac{m * g}{2}; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} -J_y * \frac{3L}{4} * \text{Cos}(\theta) + J_x * \frac{3L}{4} * \text{Sen}(\theta) - F_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) + F_y * \frac{L}{2} * \text{Cos}(\theta) \\ = \frac{m * g}{2} * L * \text{Cos}(\theta) \end{aligned} \quad (8)$$

Eslabón D-F-H

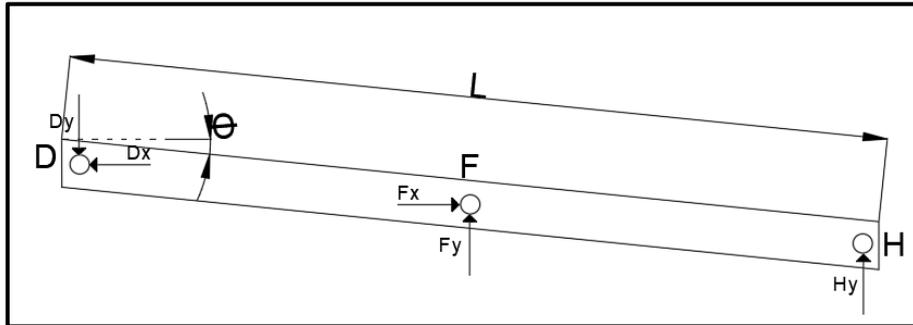


Figura 6.13. Análisis de reacciones en los nodos del eslabón D-F-H.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

$$\sum F_x = 0$$

$$-D_x + F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-D_y + F_y + H_y = 0$$

$$\sum M_D(+) = 0$$

$$F_y * \frac{L}{2} * \text{Cos}(\theta) + F_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) + H_y * L * \text{Cos}(\theta) = 0$$

Reemplazando los valores ya encontrados, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$-D_x + F_x = 0; \quad (9)$$

$$-D_y + F_y = -\frac{m * g}{2}; \quad (10)$$

$$F_y * \frac{L}{2} * \text{Cos}(\theta) + F_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}(\theta) = -\frac{m * g}{2} * L * \text{Cos}(\theta) \quad (11)$$

A continuación, se detalla la tabla de reacciones para proceder a calcular su magnitud.

Tabla 6.1. Matriz de 12x12 para determinar las reacciones en elevador de tijeras.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

N° ecuac.	Cx	Cy	Dx	Dy	Ex	Ey	Fx	Fy	Ix	Iy	Jx	Jy	T. I.
1	1	0	0	0	1	0	0	0	-1	0	0	0	0
2	0	1	0	0	0	1	0	0	0	-1	0	0	mg/2
3	$-L/2 \cdot \sin\theta$	$-L/2 \cdot \cos\theta$	0	0	0	0	0	0	$L/4 \cdot \sin\theta$	$L/4 \cdot \cos\theta$	0	0	$-mg/2 \cdot L \cdot \cos\theta$
4	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	mg/2
6	$L/2 \cdot \sin\theta$	$-L/2 \cdot \cos\theta$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$mg/2 \cdot L \cdot \cos\theta$
7	0	0	0	0	-1	0	-1	0	0	0	1	0	0
8	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	0	0	1	-mg/2
9	0	0	0	0	0	0	$-L/2 \cdot \sin\theta$	$L/2 \cdot \cos\theta$	0	0	$3L/4 \cdot \sin\theta$	$-3L/4 \cdot \cos\theta$	$mg/2 \cdot L \cdot \cos\theta$
10	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	0	0	-mg/2
12	0	0	0	0	0	0	$L/2 \cdot \sin\theta$	$L/2 \cdot \cos\theta$	0	0	0	0	$-mg/2 \cdot L \cdot \cos\theta$

El código tipo Script mediante software Matlab queda de la siguiente manera:

```
% Cálculo de reacciones elevador tipo tijeras%
% Proyecto Integrador Arcos-Jiménez%
m=820;
g=9.8;
d=1.7;
a=0.1047; % Ángulo inicial 6°%

A=[1 0 0 0 1 0 0 0 -1 0 0 0;0 1 0 0 0 1 0 0 0 -1 0 0;-((d*sin(a))/2) -
((d*cos(a))/2) 0 0 0 0 0 0 ((d*sin(a))/4) ((d*cos(a))/4) 0 0;-1 0 1 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0;0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;((d*sin(a))/2) -((d*cos(a))/2) 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0;0 0 0 0 -1 0 -1 0 0 0 1 0;0 0 0 0 0 -1 0 -1 0 0 0 1;0 0 0 0 0 0 0 -
((d*sin(a))/2) ((d*cos(a))/2) 0 0 ((3*d*sin(a))/4) -((3*d*sin(a))/4);0 0 -1 0
0 0 1 0 0 0 0 0;0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0 0 0;0 0 0 0 0 0 ((d*sin(a))/2)
((d*cos(a))/2) 0 0 0 0];

B=[0; ((m*g)/2); -((m*g*d*cos(a))/2);0; ((m*g)/2); ((m*g*d*cos(a))/2);0;-
((m*g)/2); ((m*g*d*cos(a))/2);0;-((m*g)/2); -((m*g*d*cos(a))/2)];

X=inv(A)*B

a1=0.61086; % Ángulo final 35°%

A1=[1 0 0 0 1 0 0 0 -1 0 0 0;0 1 0 0 0 1 0 0 0 -1 0 0;-((d*sin(a1))/2) -
((d*cos(a1))/2) 0 0 0 0 0 0 ((d*sin(a1))/4) ((d*cos(a1))/4) 0 0;-1 0 1 0 0 0
0 0 0 0 0 0;0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;((d*sin(a1))/2) -((d*cos(a1))/2) 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0;0 0 0 0 -1 0 -1 0 0 0 1 0;0 0 0 0 0 -1 0 -1 0 0 0 1;0 0 0 0 0 0 -
((d*sin(a1))/2) ((d*cos(a1))/2) 0 0 ((3*d*sin(a1))/4) -((3*d*sin(a1))/4);0 0
-1 0 0 0 1 0 0 0 0 0;0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0 0 0;0 0 0 0 0 0 ((d*sin(a1))/2)
((d*cos(a1))/2) 0 0 0 0];
```

$$B1 = [0; (m \cdot g) / 2; -((m \cdot g \cdot d \cdot \cos(a1)) / 2); 0; (m \cdot g) / 2; ((m \cdot g \cdot d \cdot \cos(a1)) / 2); 0; -((m \cdot g) / 2); ((m \cdot g \cdot d \cdot \cos(a1)) / 2); 0; -((m \cdot g) / 2); -((m \cdot g \cdot d \cdot \cos(a1)) / 2)];$$

$$X1 = \text{inv}(A1) \cdot B1$$

Los resultados arrojados con el código del software Matlab son presentados en la siguiente tabla, donde se definen las reacciones en los nodos con sus componentes tanto en eje “X” y “Y” respecto a los ángulos de inclinación de los eslabones.

Tabla 6.2. Reacciones en cada nodo de los eslabones del elevador.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Nodo	6° [N]	35° [N]
Cx	0	0
Cy	-8036	-8036
Dx	0	0
Dy	-4098	-4098
Ex	63179	9906
Ey	-26729	-13154
Fx	0	0
Fy	-8036	-8036
Ix	63179	9906
Iy	-38783	-25206
Jx	63179	9906
Jy	-38783	-25206

Selección del Cilindro Hidráulico:

Cálculo de la magnitud de la fuerza que actúan sobre el nodo “I”, donde permanece el cilindro hidráulico respecto a su ángulo inicial y máximo de elevación.

Análisis para ángulo inicial 6°:

$$I = \sqrt{I_x^2 + I_y^2}$$

$$I = \sqrt{63179^2 + 38783^2}$$

$$I = 74133 \text{ [N]}$$

Análisis para ángulo máximo 35°:

$$I = \sqrt{I_x^2 + I_y^2}$$
$$I = \sqrt{9906^2 + 25206^2}$$
$$I = 27082 \text{ [N]}$$

Se obtiene la fuerza del pistón crítica de elevación:

$$F_{\text{pistón}} = 74133 \text{ [N]}$$

Se utilizarán dos cilindros hidráulicos para distribuir la fuerza $F_{\text{pistón}}$. Por lo tanto:

$$F_{\text{pistón}} = \frac{74133}{2}$$
$$F_{\text{pistón}} = 37066 \text{ [N]}$$

Se comprueba mediante los cálculos la dimensión del pistón hidráulico:

Pistón Hidráulico:

$$A = \frac{F_{\text{pistón}}}{P}$$
$$P = \frac{37066}{\frac{\pi D_{\text{pistón}}^2}{4}}$$
$$P = 11.70 \text{ [MPa]}$$

Donde

$D_{\text{pistón}}$ Diámetro de Pistón, 2.5 [in]; 63.5 [mm]

En el mercado local, la empresa Hidromecánica del Ecuador provee cilindros hidráulicos. Para nuestro proyecto se usarán dos cilindros hidráulicos, marca PRINCE PMC, con un cilindro de 2.5", a una presión de trabajo de 3000 psi.

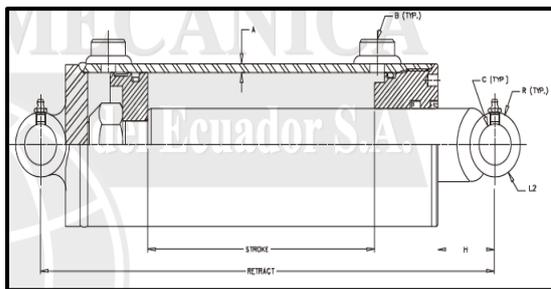


Figura 6.13. Pistón hidráulico de 2.5" de diámetro de camisa.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Tabla 6.3 Características del cilindro hidráulico del proveedor local.

Fuente: Catálogo Prince, Hidromecánica del Ecuador, 2018

CILINDROS DIAMETRO CAMISA 2 1/2"							
New Standard Model No.	Old Standard Model No. 2500 PSI / 3000 PSI	Stroke	Wt	Column Load (lbs)	Retract	Tare Dist. (H)	Standard Dimensions of 2.5 Inch Bore Cylinders
B250060ABAAA07B	none /SAE-32506	6"	22	14730 lbs	16 1/4	3 9/16	Note: 1 1/4" rod diameter
A250080ABAAA07B	SAE-9108 /SAE-32508	8"	25	14730 lbs	20 1/4	5 9/16	Outside Sq. Dim. Butt - 3.375, Gland 3.375
B250100ABAAA07B	SAE-9110 /SAE-32510	10"	26	14730 lbs	20 1/4	3 9/16	A 3/16" cylinder tube wall thickness
B250120ABAAA07B	SAE-9112 /SAE-32512	12"	28	14730 lbs	22 1/4	3 9/16	B, C SAE 3/4 -16 extend & retract ports
B250140ABAAA07B	SAE-9114 /SAE-32514	14"	30	14730 lbs	24 1/4	3 9/16	D 1.015" clevis pin hole size
A250160ABAAA07B	SAE-9116 /SAE-32516	16"	34	11520 lbs	31 1/2	8 9/16	E, F 1 1/8" base clevis throat depth with 2 13/16" from pin center to port center
B250180ABAAA07B	SAE-9118 /SAE-32518	18"	34	13880 lbs	28 1/4	3 9/16	G 1 13/16" rod clevis throat depth
B250200ABAAA07B	SAE-9120 /SAE-32520	20"	36	11720 lbs	30 1/4	3 9/16	J 1.06" min. distance between ears at pin center line
B250240ABAAA07B	SAE-9124 /SAE-32524	24"	41	8670 lbs	34 1/4	3 9/16	K 1/16" base clevis ear radius
B250300ABAAA07B	SAE-9130 /SAE-32530	30"	47	5930 lbs	40 1/4	3 9/16	L 1/16" rod clevis ear radius
							M 1 1/8" - 12 UNF-3 piston rod clevis thread size
							N 1" piston width
							O 2 3/8" gland width

Selección Hidromecánica:

$$3000\text{psi} = 205[\text{Bar}] = 20.68 [\text{MPa}]$$

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

$$A = 2.62 \times 10^{-3}$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(37066)}{\pi(20.68 \times 10^6)}}$$

$$d = 0.047 [\text{m}]$$

$$d = 47.8 [\text{mm}]$$

Por lo tanto, el cilindro seleccionado cumple con el diámetro mínimo del cilindro.

Selección de Bomba hidráulica:

Velocidad desplazamiento cilindro:

$$v = \frac{L_{desp.}}{t} = \frac{1.2 [\text{m}]}{30 [\text{s}]}$$

$$v = 0.04 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Caudal del cilindro:

$$\varphi = v * A$$

$$\varphi = (0.04)(2.62 \times 10^{-3})$$

$$\varphi = 1.05 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

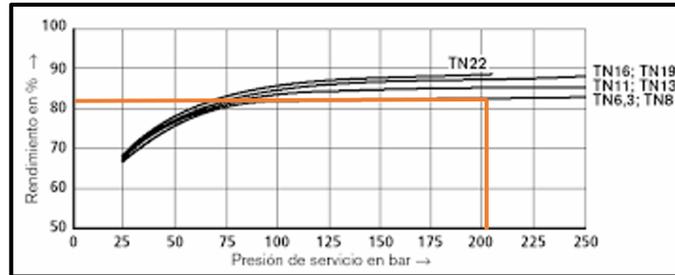


Figura 6.14. Datos de Eficiencia.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Con la presión obtenida de 205 Bar se observa gráfica para determinar la eficiencia.

$$\eta = 0.81$$

Potencia:

$$\text{Pot} = \frac{P * \varphi}{\eta}$$

$$\text{Pot} = \frac{(20.68 \times 10^6) * (1.05 \times 10^{-4})}{0.81}$$

$$\text{Pot} = 2680 \text{ [Watt]}$$

$$\text{Pot} = 3.59 \text{ [HP]}$$

Perfil Estructural de eslabones:

Cálculo estático para encontrar el diagrama de fuerzas cortantes y momento flector, se analiza el nodo crítico con el cual están presentes la mayor cantidad de nodos.

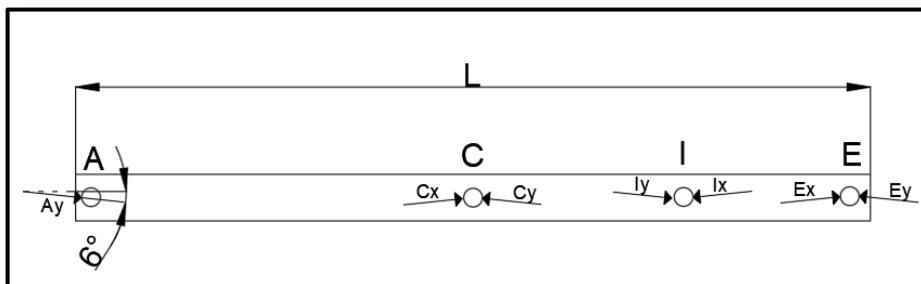


Figura 6.15. Análisis en los nodos del eslabón A-C-E para selección de perfil.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

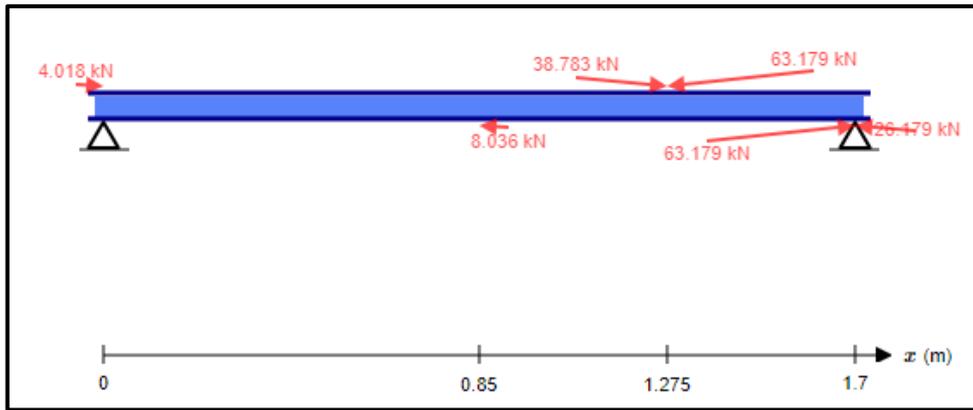


Figura 6.16. Diagrama de fuerzas externas que actúan sobre eslabón A-C-E.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

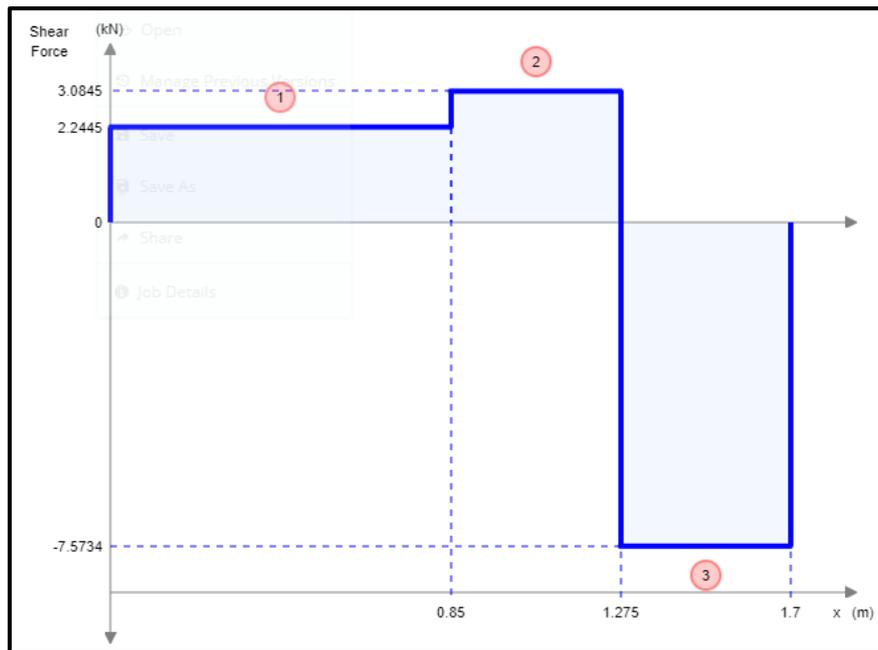


Figura 6.17. Diagrama de fuerzas cortantes que actúan sobre eslabón A-C-E.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

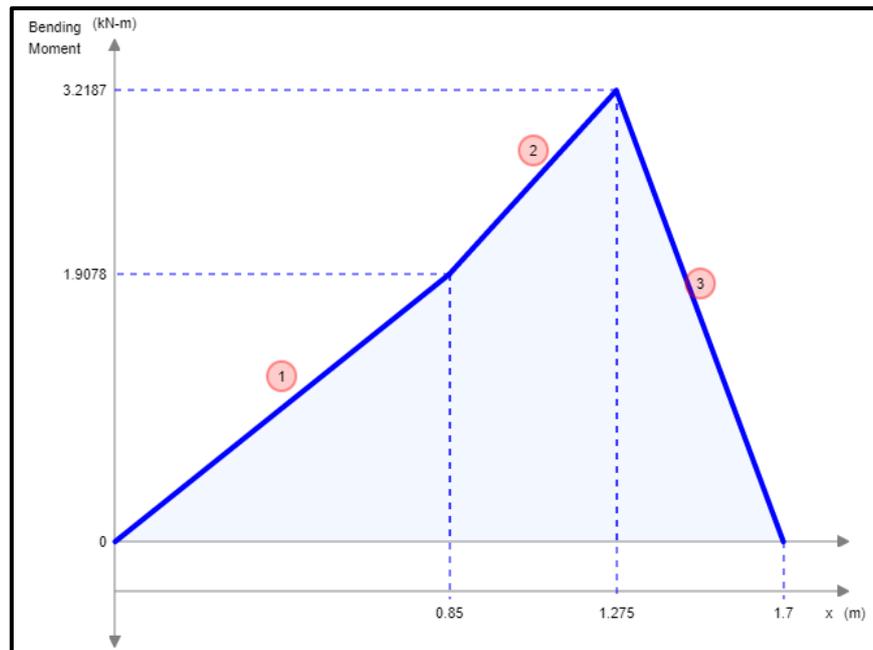


Figura 6.18. Diagrama de momentos flectores que actúan sobre eslabón A-C-E.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$V_{\max} = 75734 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 3219 \text{ [N - m]}$$

Mediante la ecuación de esfuerzo normal máximo se obtiene:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

Donde:

S_x : Módulo de sección de la viga.

M_{\max} : Momento flector máximo sobre la viga; 3219 [N-m].

σ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36; 250 [MPa].

Se despeja el Módulo de sección S_x :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma} = \frac{3219}{250 \times 10^6}$$

$$S_x = 1.28 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} = \mathbf{12.87 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

Se selecciona una viga comercial, donde resulta:

Tipo	Módulo de sección	Masa de viga	Masa total
Perfil Tubo Rectangular 100x50x2	14.99 cm ³	4.52 kg/m	7.68 kg

Perfil Estructural de soporte de cilindros hidráulicos:

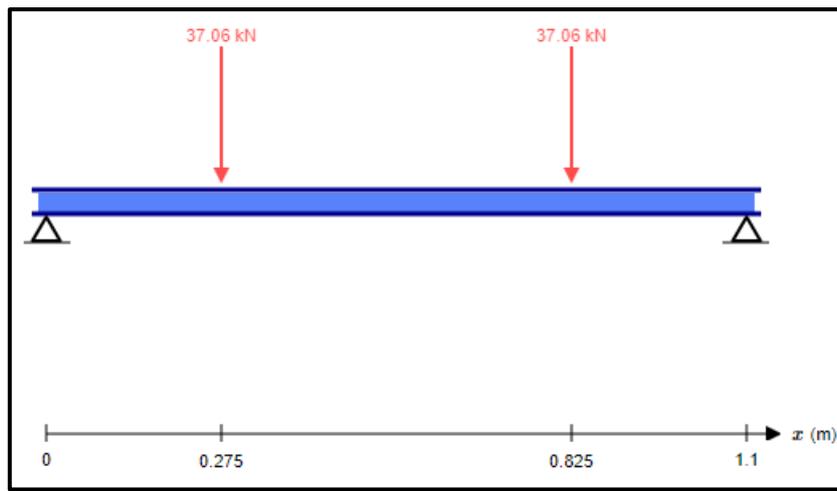


Figura 6.19. Diagrama de fuerzas externas que actúan sobre soporte de los cilindros.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

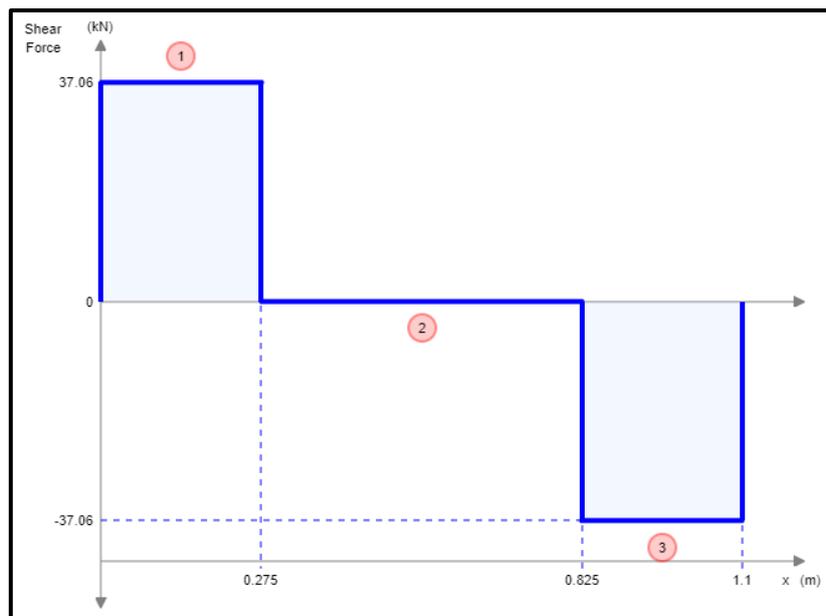


Figura 6.20. Diagrama de fuerzas cortantes que actúan sobre soporte de los cilindros.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

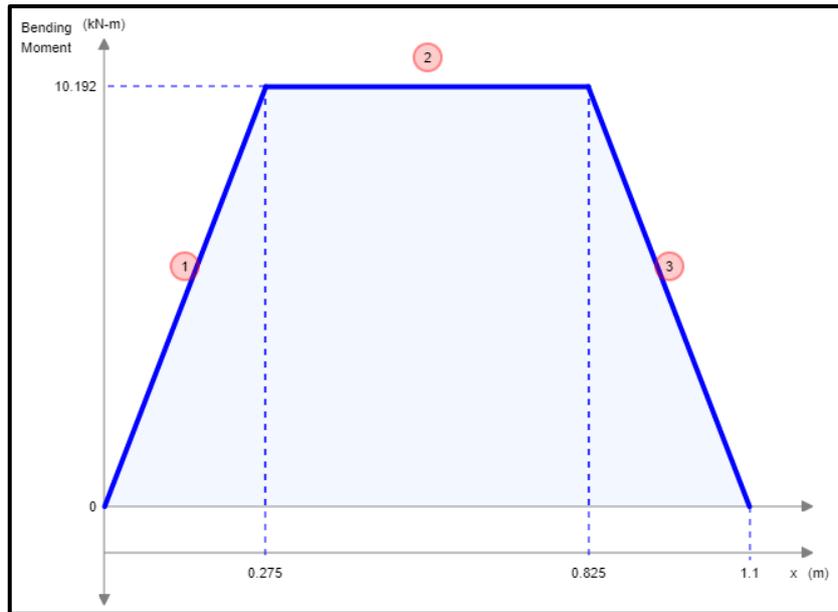


Figura 6.21. Diagrama de momentos flectores que actúan sobre soporte de los cilindros.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$V_{\max} = 37065 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 10192 \text{ [N - m]}$$

Mediante la ecuación de esfuerzo normal máximo se obtiene:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

Donde:

S_x : Módulo de sección de la viga.

M_{\max} : Momento flector máximo sobre la viga; 10192 [N-m].

σ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36; 250 [MPa].

Se despeja el Módulo de sección S_x :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma} = \frac{10192}{250 \times 10^6}$$

$$S_x = 4.07 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} = \mathbf{40.76 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

Se selecciona una viga comercial, donde resulta:

Tipo	Módulo de sección	Masa de viga	Masa total
Perfil Tipo C 125x50x6	42.67 cm ³	9.55 kg/m	10.45 kg

Perfil Estructural horizontal del bastidor superior del elevador de tijeras:

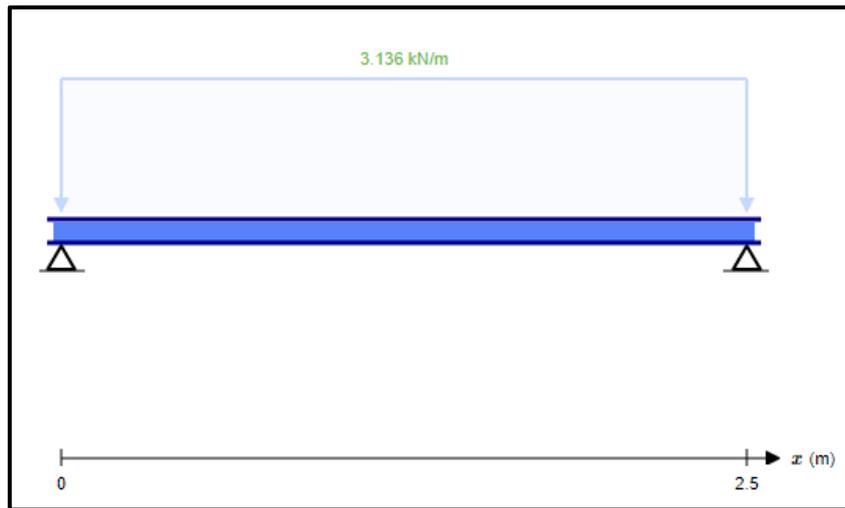


Figura 6.22. Diagrama de fuerzas externas que actúan sobre bastidor horizontal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

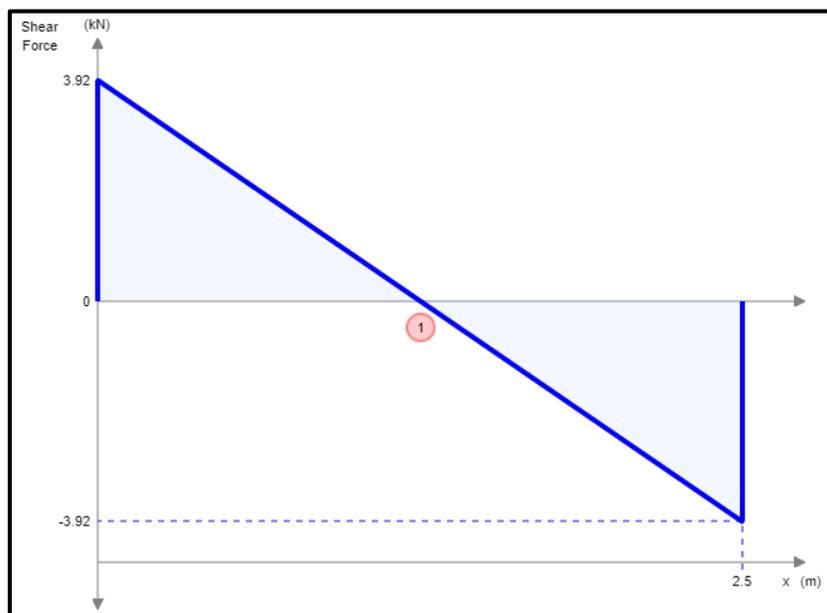


Figura 6.23. Diagrama de fuerzas cortantes que actúan sobre bastidor horizontal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

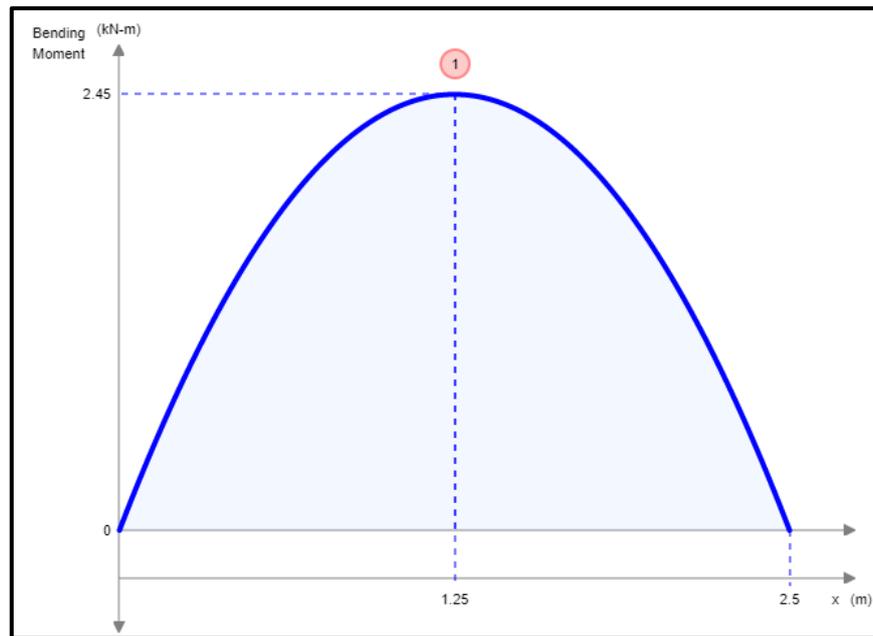


Figura 6.24. Diagrama de momentos flectores que actúan sobre bastidor horizontal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$V_{\max} = 3920 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 2450 \text{ [N - m]}$$

Mediante la ecuación de esfuerzo normal máximo se obtiene:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

Donde:

S_x : Módulo de sección de la viga.

M_{\max} : Momento flector máximo sobre la viga; 2450 [N-m].

σ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36; 250 [MPa].

Se despeja el Módulo de sección S_x :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma} = \frac{2450}{250 \times 10^6}$$

$$S_x = 9.8 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]} = \mathbf{9.8 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

Se selecciona una viga comercial, donde resulta:

Tipo	Módulo de sección	Masa de viga	Masa total
Perfil Tipo C 80x40x4	13.9 cm ³	4.56 kg/m	11.4 kg

Perfil Estructural transversal del bastidor superior del elevador de tijeras:

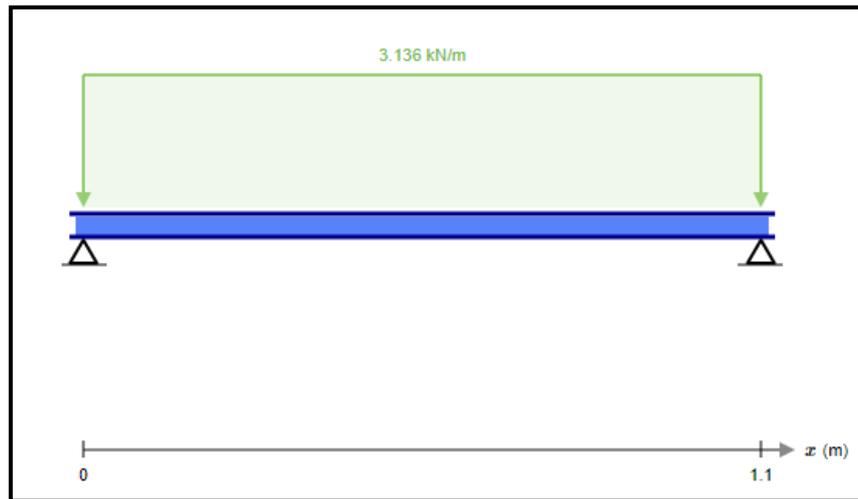


Figura 6.25. Diagrama de fuerzas externas que actúan sobre bastidor transversal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

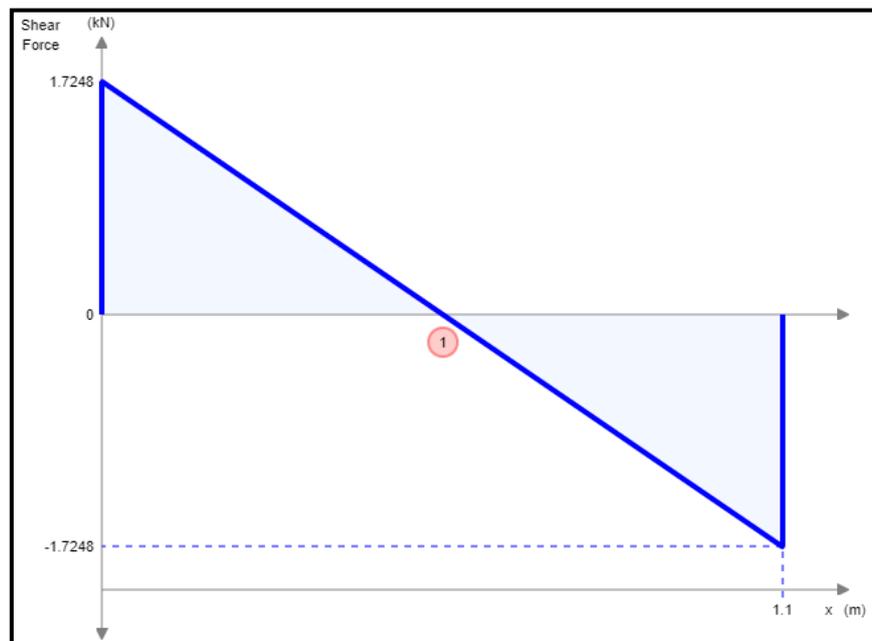


Figura 6.26. Diagrama de fuerzas cortantes que actúan sobre bastidor transversal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

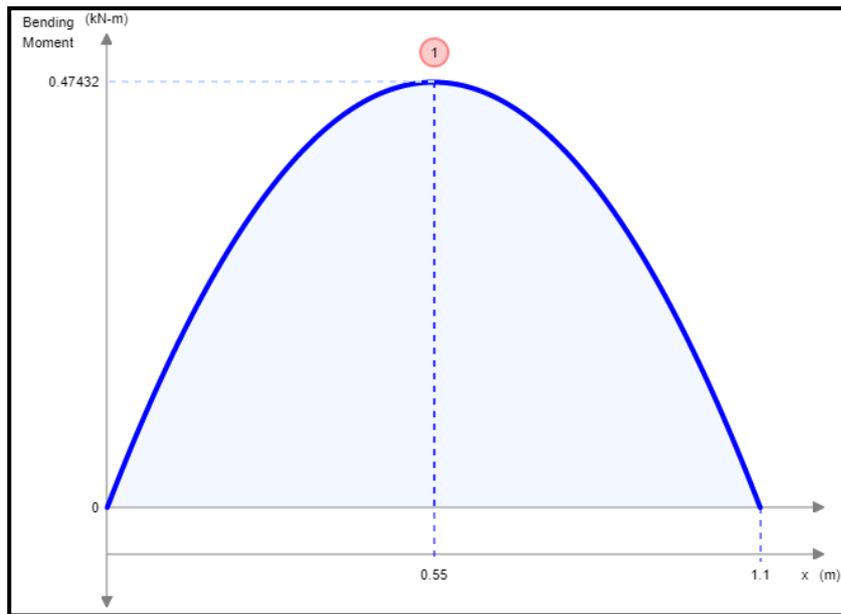


Figura 6.27. Diagrama de momentos flectores que actúan sobre bastidor transversal superior.

Fuente: Software libre; SkyCiv, 2018

$$V_{\max} = 1724 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 474 \text{ [N - m]}$$

Mediante la ecuación de esfuerzo normal máximo se obtiene:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

Donde:

S_x : Módulo de sección de la viga.

M_{\max} : Momento flector máximo sobre la viga; 474 [N-m].

σ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36; 250 [MPa].

Se despeja el Módulo de sección S_x :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma} = \frac{474}{250 \times 10^6}$$

$$S_x = 1.89 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]} = \mathbf{1.89 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

Debido al bajo módulo de resistencia, se utilizará el mismo perfil que la sección horizontal para el bastidor superior del elevador tipo tijeras.

Se selecciona una viga comercial, donde resulta:

Tipo	Módulo de sección	Masa de viga	Masa total
Perfil Tipo C 80x40x4	13.9 cm ³	4.56 kg/m	5.02 kg

Dimensionamiento Pasador unión entre eslabones:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}}$$

Donde:

d : Diámetro pasador entre eslabones del elevador.

V : Fuerza cortante doble sometida sobre el pasador, (nodo C, F); 4018 [N].

η : Factor de seguridad para esfuerzo cortante; 3.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero AISI 1018; 235 [MPa].

$$d = \sqrt{\frac{4 * (4018) * (3)}{0.577 * \pi * 235 \times 10^6}}$$

$$\mathbf{d = 10.63 \text{ [mm]}}$$

$$d_{\text{comercial}} = 12.7 \text{ [mm]} = \mathbf{1/2 \text{ [in]}}$$

Análisis de Fatiga del pasador:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{4 * 4018}{\pi (0.0127)^2}$$

$$\mathbf{\tau = 31.72 \text{ [MPa]}}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

Donde:

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga.

S_{ut} : Esfuerzo último del material; 440 [MPa].

$$S_e' = 220 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

$$C_{carga} = 0.577 \text{ (Cortante)}$$

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.091} = 0.93$$

$$C_{superficie} = 0.8 \text{ (Maquinado)}$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$C_{confiabilidad} = 0.814 \text{ (99\%)}$$

$$S_e = (0.577)(0.93)(0.81)(0.814)(220 \text{ MPa})$$

$$S_e = 77.84 \text{ [MPa]}$$

Según Teoría de Goodman, se obtiene:

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{31.72}{2} = 15.86 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{31.72}{2} = 15.86 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{15.86}{77.84} + \frac{15.86}{440} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 4.17$$

Dimensionamiento Pasador unión entre cilindros hidráulicos:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * \eta}{0.577 * \pi * S_y}}$$

Donde:

d : Diámetro pasador entre eslabones del elevador.

V : Fuerza cortante doble sometida sobre el pasador, (nodo I, J); 37066 [N].

η : Factor de seguridad para esfuerzo cortante; 3.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero AISI 1018; 235 [MPa].

$$d = \sqrt{\frac{4 * (37066) * (3)}{0.577 * \pi * 235 \times 10^6}}$$

$$\mathbf{d = 32.31 [mm]}$$

$$d_{\text{comercial}} = 34.9 [mm] = \mathbf{1 - 3/8 [in]}$$

Análisis de Fatiga del pasador:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{4 * 4018}{\pi(0.0127)^2}$$

$$\tau = 38.75 [MPa]$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

Donde:

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga.

S_{ut} : Esfuerzo último del material; 440 [MPa].

$$S_e' = 220 [MPa]$$

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{superficie}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{confiabilidad}} * S_e'$$

$$C_{\text{carga}} = 0.577 \text{ (Cortante)}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.091} = 0.84$$

$$C_{\text{superficie}} = 0.8 \text{ (Maquinado)}$$

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

$$C_{\text{confiabilidad}} = 0.814 \text{ (99\%)}$$

$$S_e = (0.577)(0.84)(0.81)(0.814)(220 \text{ MPa})$$

$$S_e = 70.30 \text{ [MPa]}$$

Según Teoría de Goodman, se obtiene:

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{38.75}{2} = 19.37 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{38.75}{2} = 19.37 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{19.37}{70.30} + \frac{19.37}{440} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 3.13$$

Dimensionamiento Horquilla unión entre eslabones:

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{F}{2A_{\text{proyeccion}}} = \frac{F}{2 t d}$$

$$t = \frac{F * \eta}{2 d S_y}$$

Donde:

t : Espesor de horquilla de unión entre eslabones.

F : Fuerza de aplastamiento que está sometido la horquilla, (nodo C, F); 8036 [N].

η : Factor de seguridad para esfuerzo aplastamiento; 3.

d : Diámetro comercial del pasado que cruza por la horquilla; 12.7 [mm].

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

$$t = \frac{8036 * 3}{2 (0.0127) (250 \times 10^6)}$$

$$t = 3.8 \text{ [mm]}$$

$$t_{\text{comercial}} = 10 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{F}{2 t y}$$

$$y = \frac{F * \eta}{2 t S_y}$$

Donde:

y : Distancia del diámetro del pasador hasta el final de la horquilla.

F : Fuerza de desgarramiento que está sometido la horquilla, (nodo C, F); 8036 [N].

t : Espesor de horquilla de unión entre eslabones.

η : Factor de seguridad para esfuerzo desgarramiento; 4.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

$$y = \frac{8036 * 4}{2 (0.01) (250 \times 10^6)}$$

$$y = 3.21 \text{ [mm]}$$

$$y_{\text{comercial}} = \mathbf{10 \text{ [mm]}}$$

Ancho de horquilla:

$$b = 2y_{\text{comercial}} + d_{\text{comercial}} = 2(10) + 12.7 = \mathbf{32.7 \text{ [mm]}}$$

Dimensionamiento Horquilla unión entre pasador de cilindro hidráulico:

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \frac{F}{2A_{\text{proyeccion}}} = \frac{F}{2 t d}$$

$$t = \frac{F * \eta}{2 d S_y}$$

Donde:

t : Espesor de horquilla de unión entre pasador y cilindro hidráulico.

F : Fuerza de aplastamiento que está sometido la horquilla, (nodo I, J); 74133 [N].

η : Factor de seguridad para esfuerzo aplastamiento; 3.

d : Diámetro comercial del pasado que cruza por la horquilla; 12.7 [mm].

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

$$t = \frac{74133 * 3}{2 (0.0349) (250 \times 10^6)}$$

$$t = 12.74 \text{ [mm]}$$

$$t_{\text{comercial}} = 15 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{\text{Desgarramiento}} = \frac{F}{2 t y}$$

$$y = \frac{F * \eta}{2 t S_y}$$

Donde:

y : Distancia del diámetro del pasador hasta el final de la horquilla.

F : Fuerza de desgarramiento que está sometido la horquilla, (nodo I, J); 74133 [N].

t : Espesor de horquilla de unión entre eslabones.

η : Factor de seguridad para esfuerzo desgarramiento; 4.

S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36; 250 [MPa].

$$y = \frac{74133 * 4}{2 (0.015) (250 \times 10^6)}$$

$$y = 19.8 \text{ [mm]}$$

$$y_{\text{comercial}} = \mathbf{20 \text{ [mm]}}$$

Ancho de horquilla:

$$b = 2y_{\text{comercial}} + d_{\text{comercial}} = 2(20) + 34.9 = \mathbf{75 \text{ [mm]}}$$

Selección de Rodamientos de ruedas de giro:

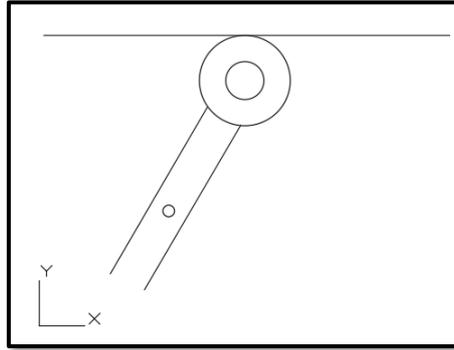


Figura 6.28. Rodamiento de desplazamiento sobre perfil estructural.

Fuente: Integrantes del presente documento, 2018

Rodamiento inferior:

$$x = 0.3 \text{ [m]}$$

$$t = 25 \text{ [s]}$$

$$v = 0.012 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega = \frac{v}{R}$$

$$\omega = \frac{0.012}{0.016}$$

$$\omega = 0.75 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega = 7.2 \text{ [RPM]}$$

$$Fr = 2940 \text{ [N]}$$

$$P = 3$$

$$Pr = XFr + YFa; Y=0 \ X=1$$

$$Pr = 2940 \text{ [N]}$$

$$L_{10h} = 12000 \text{ [h]}$$

$$Cr = \left(\frac{60N}{10^6} L_{10h} \right)^{\frac{1}{P}} * Pr$$

$$Cr = \left(\frac{60 (7.2)}{10^6} 12000 \right)^{\frac{1}{3}} * 2940$$

$$Cr = 5.08 \text{ [KN]}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{Cr}{Pr} \right)^3 * \frac{10^6}{60 N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6.10}{2.94}\right)^3 * \frac{10^6}{60 (7.2)}$$

$$L_{10h} = 20678 \text{ [h]}$$

Selección Catálogo NTN

D= 12 [mm]

Do= 32 [mm]

12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
	37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU

Figura 6.28. Selección de rodamiento para deslizamiento inferior.

Fuente: Catálogo Rodamientos NTN, 2018

Rodamiento Superior:

$$\omega_2 = \frac{v}{R}$$

$$\omega_2 = \frac{0.012}{0.04}$$

$$\omega_2 = 0.57 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega_2 = 5.44 \text{ [RPM]}$$

$$Cr = \left(\frac{60(5.44)}{10^6} 12000 \right)^{\frac{1}{3}} * 2940$$

$$Cr = 4.63 \text{ [KN]}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{Cr}{Pr} \right)^3 * \frac{10^6}{60 N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{7.05}{2.94} \right)^3 * \frac{10^6}{60 (5.44)}$$

$$L_{10h} = 42245 \text{ [h]}$$

Selección Catálogo NTN

D= 23 [mm]

Do= 42 [mm]

25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—

Figura 6.29. Selección de rodamiento para deslizamiento superior.

Fuente: Catálogo Rodamientos NTN, 2018

ANEXO B.- COSTOS DETALLADOS

Detalle de Materiales y Componentes mecánicos:

SISTEMA DE IZADO		
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
1	Viga IPE 160	\$323,66
1	Tubo 3''Ced.40	\$94,92
1	Tubo 8''Ced.40	\$348,96
1	Tubo 10''Ced.40	\$590,24
2	Bocines de sujeción	\$270,00
1	Plancha laminada en Caliente(A36) 8mm	\$675,00
1	Plancha laminada en Caliente(A36) 12mm	\$768,60
1	Plancha laminada en Caliente(A36) 20 mm	\$958,48
2	Rodamientos 6834	\$1.000,00
1	Polipasto Eléctrico 1000Kg carga (LIFTKET)	\$3.279,21
10	Pernos M10x30 con tuercas y arandelas	\$8,50
4	Pernos M24x 100	\$3,30
1	Varilla Cuadrad 24.5 [mm]	\$18,50
1	Varilla redonda lisa 20 [mm]	\$23,28
1	Platina 1x1/2	\$8,68
1	Platina 1x3/8	\$4,70
Total 1:		\$8.376,03

SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN		
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
2	Perfil Estructural G 175x50x10x3 [mm]	\$101,40
6	Tubo cuadrado 20x2 [mm]	\$34,26
6	Placa cuadrada 15x15x10 [mm]	\$126,73
3	Plancha antideslizante aluminio 4X8X1[mm]	\$136,80
22	Rodillos metálicos ø 60 [mm] Longitud 1000 [mm]	\$352,00
3	Eje AISI 1018 ø 1 [in]	\$153,00
1	Eje AISI 1018 ø 1 1/4 [in]	\$120,58
44	Rodamientos 6905	\$308,00
2	Rodamientos 62/28	\$44,00
50	Tuercas ø 1 [in] tuercas y arandelas	\$12,50
25	Pernos M24x 100	\$28,88
1	Plancha de acero antideslizante A-36 5 [mm]	\$89,92
1	Motor Reductor Eléctrico 6 polos 7.5 HP	\$3114,87
2	Cilindro Hidráulico Prince 2.5 camisa	\$3040,00
1	Sistema hidráulico, Bomba de engranes, Depósito de Aceite, Mangeras, Válvulas	\$2189,92
1	Caja de electrodos E 6011	\$90,45
10	Disco de Acabado GRANO 80 "ZIRCONIO"	\$40,15
10	Disco de corte 4 1/2 PEQUEÑO	\$12,50
20	Disco de corte 14" GRANDE	\$72,90
6	Pintura anticorrosiva gris mate (caneca).	\$315,78
Total 2:		\$10384,64
Costo Sistema de carga Materia Prima		\$18.760,67

Costo Mano de Obra	\$1200,00
Costo Administrativo	\$2500,00
Costos de Transportación	\$450,00
Costo total Proyecto	\$22.910,67

Depreciación de las máquinas:

Activo	Valor	Años	Depreciación Anual
SISTEMA DE IZADO	\$8.376,03	10,00	\$ 83.760,30
SISTEMA TRANSPORTACIÓN	\$10.384,64	10,00	\$ 103.846,40
		TOTAL	\$ 187.606,70

ANÁLISIS FINANCIERO - PROYECTO SISTEMA MECÁNICO DE CARGA DE TECA

Periodo	Saldo Anterior	Intereses	Capital	Cuota	Saldo Posterior
0					\$22.910,67
1	\$ 22.910,67	\$ -2.749,28	\$ -3.606,36	\$ -6.355,64	\$ 19.304,31
2	\$ 19.304,31	\$ -2.316,52	\$ -4.039,13	\$ -6.355,64	\$ 15.265,18
3	\$ 15.265,18	\$ -1.831,82	\$ -4.523,82	\$ -6.355,64	\$ 10.741,36
4	\$ 10.741,36	\$ -1.288,96	\$ -5.066,68	\$ -6.355,64	\$ 5.674,68
5	\$ 5.674,68	\$ -680,96	\$ -5.674,68	\$ -6.355,64	\$ -0,00
		\$ -8.867,54	\$ -22.910,67		

	0	1	2	3	4	5
Producción		12.096,00	12.096,00	12.096,00	12.096,00	12.096,00
Pvu	\$ 45,00	\$ 45,00	\$ 45,00	\$ 45,00	\$ 45,00	\$ 45,00
Cvu	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00
Costo Fijo	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00
% Ventas		100%	100%	100%	100%	100%
Capital de Trabajo	Se requiere el equivalente a los costos semestrales de cada período					

	0	1	2	3	4	5
Ingresos		\$ 544.320,00	\$ 544.320,00	\$ 544.320,00	\$ 544.320,00	\$ 544.320,00
Costos Variables		\$ 181.440,00	\$ 181.440,00	\$ 181.440,00	\$ 181.440,00	\$ 181.440,00
Costos Fijos		\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00	\$ 48.600,00
Intereses		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Depreciación		\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70
BAT (Beneficio antes de Impuestos)		\$ 126.673,30	\$ 126.673,30	\$ 126.673,30	\$ 126.673,30	\$ 126.673,30
Imp (25%)		\$ 31.668,33	\$ 31.668,33	\$ 31.668,33	\$ 31.668,33	\$ 31.668,33
UN		\$ 95.004,98	\$ 95.004,98	\$ 95.004,98	\$ 95.004,98	\$ 95.004,98
Depreciación		\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70	\$ 187.606,70
Flujo Operativo		\$ 282.611,68	\$ 282.611,68	\$ 282.611,68	\$ 282.611,68	\$ 282.611,68
Inversión	\$ 22.910,67					
Capital de Trabajo	\$ 115.020,00	\$ 115.020,00	\$ 115.020,00	\$ 115.020,00	\$ 115.020,00	\$ -
Capital de Trabajo devengado	\$ 115.020,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Valor de Recuperación (Desecho)						\$ 95.004,98
Préstamo	\$ 22.910,67					
Pago Capital Préstamo		\$ -3.606,36	\$ -4.039,13	\$ -4.523,82	\$ -5.066,68	\$ -5.674,68
Flujo Fondos Proyecto	-\$115.020,00	\$286.218,04	\$286.650,80	\$287.135,50	\$287.678,35	\$383.291,33
	0	1	2	3	4	5
FF	-\$115.020,00	\$286.218,04	\$286.650,80	\$287.135,50	\$287.678,35	\$383.291,33
FF (VP Wacc)	-\$115.020,00	\$255.551,82	\$228.516,26	\$204.377,37	\$182.824,80	\$217.489,79
FF (VP) acumulado	-\$115.020,00	\$140.531,82	\$369.048,08	\$573.425,46	\$756.250,25	\$973.740,05
FS vp (kd)						
FSE vf (ke)						
VAN	\$973.740,05					
TIR	248,91%	Solo es valido si hay un cambio de signo (FF).				
TIRM	77,57%	TIR modificada es valida para cuando el flujo d eproyecto cambia de signo mas de una vez, se utiliza la tasa de la deuda y de los accionistas.				
TIRM						
IVAN	846,58%					
PAY BACK	0,52					

Inversion	Monto	Peso	Tasa	Impr Renta	MIX
Deuda	\$ 22.910,67	100,00%	12%	75%	12,00%
Capital Propio	\$ -	0,00%	15%		0,00%
Total	\$ 22.910,67			WACC	12,00%

	0	1	2	3	4	5
Produccion		\$ 12.096,00	\$ 12.096,00	\$ 12.096,00	\$ 12.096,00	\$ 12.096,00
% Ventas	min	85%	80%	80%	85%	80%
	mas prob	90%	90%	85%	90%	90%
	Max	95%	100%	95%	100%	100%
Pvu	min	\$ 821,00				
	mas prob	\$ 846,00				
	Max	\$ 885,00				
Cvu	min	\$ 550,00				
	mas prob	\$ 585,00				
	Max	\$ 620,00				
CF		\$ 590.400,00				

ANEXO C.- CATÁLOGOS

PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "U"



Especificaciones Generales

Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta

Designación	Dimensiones (mm)			Masa Kg/m	A cm ²	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				lx	ly	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
C 50 x 25 x 2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72
C 50 x 25 x 3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60 x 30 x 2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60 x 30 x 3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60 x 30 x 4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80 x 40 x 2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80 x 40 x 3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80 x 40 x 4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80 x 40 x 5	80	40	5	5,55	7,18	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80 x 40 x 6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100 x 50 x 2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100 x 50 x 3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100 x 50 x 4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54
C 100 x 50 x 6	100	5	6	8,37	10,82	1,53	115,3	25,14	31,05	7,24	3,79	1,52
C 100 x 60 x 4	100	60	4	6,44	8,13	1,86	128	29,7	25,6	7,17	3,97	1,91
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,91	9,95	1,92	152	35,7	30,5	8,76	3,91	1,9
C 100 x 60 x 6	100	60	6	9,31	12,02	1,93	181,8	42,25	36,36	10,38	3,89	1,87
C 100 x 60 x 8	100	60	8	11,95	15,5	2,06	222,6	52,47	44,52	13,32	3,78	1,83
C 125 x 50 x 2	125	50	2	3,42	4,37	1,2	103	10,4	16,5	2,74	4,86	1,54
C 125 x 50 x 3	125	50	3	5,04	6,45	1,24	149	15,1	23,9	4,02	4,81	1,53
C 125 x 50 x 4	125	50	4	6,60	8,47	1,29	192	19,4	30,7	5,24	4,76	1,51
C 125 x 50 x 5	125	50	5	8,10	10,4	1,34	231	23,4	37	6,4	4,71	1,5
C 125 x 50 x 6	125	50	6	9,55	12,32	1,38	266	27,19	42,67	7,51	4,65	1,48
C 125 x 60 x 5	125	60	5	8,89	11,43	1,7	267	39,36	42,71	9,15	4,83	1,86
C 125 x 60 x 6	125	60	6	10,49	13,52	1,75	309,3	45,83	49,48	10,78	4,78	1,84
C 125 x 60 x 8	125	60	8	13,52	17,5	1,81	383,3	57,3	61,33	13,94	4,68	1,8
C 125 x 80 x 6	125	80	6	12,37	15,92	2,61	394,3	102,9	63,08	19,1	4,97	2,54
C 125 x 80 x 8	125	80	8	16,03	20,69	2,64	493	130,3	78,88	24,3	4,88	2,5
C 125 x 80 x 10	150	80	10	19,45	25,21	2,74	576,6	154,2	92,25	29,31	4,78	2,47
C 150 x 50 x 2	150	50	2	3,81	4,87	1,09	138	10,9	21,1	2,8	5,71	1,5
C 150 x 50 x 3	150	50	3	5,62	7,2	1,13	230	15,9	30,7	4,11	5,65	1,49
C 150 x 50 x 4	150	50	4	7,38	9,47	1,17	297	20,5	39,6	5,36	5,6	1,47
C 150 x 50 x 5	150	50	5	9,08	11,7	1,22	359	24,8	47,9	6,55	5,55	1,46
C 150 x 50 x 6	150	50	6	10,72	13,82	1,26	416,7	28,8	55,55	7,7	5,49	1,44
C 150 x 60 x 5	150	60	5	9,87	12,68	1,56	411,9	41,72	54,91	9,4	5,7	1,81
C 150 x 60 x 6	150	60	6	11,67	15,02	1,6	478,9	48,7	63,85	11,07	5,64	1,8
C 150 x 60 x 8	150	60	8	15,09	19,5	1,74	598,7	61,15	79,83	14,35	5,54	1,77
C 150 x 80 x 6	150	80	6	13,55	17,42	2,43	603,4	109,9	80,45	19,73	5,88	2,51
C 150 x 80 x 8	150	80	8	17,60	22,69	2,44	760,2	139,5	101,4	25,09	5,78	2,47
C 150 x 80 x 10	150	80	10	21,42	27,71	2,54	896,3	165,9	119,5	30,37	5,68	2,44
C 150 x 80 x 12	150	80	12	25,00	32,47	2,64	1013	189,3	135,1	35,31	5,59	2,41

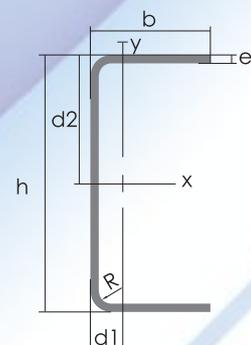
Continuación del cuadro anterior.

Designación	Dimensiones (mm)			Masa	A	d1	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				lx	ly	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
C 200 x 50 x 2	200	50	2	4,59	5,87	0,92	316	11,8	31,6	2,88	7,34	1,42
C 200 x 50 x 3	200	50	3	6,80	8,7	0,96	462	17,1	46,2	4,23	7,29	1,4
C 200 x 50 x 4	200	50	4	8,95	11,5	1,0	600	22,1	60	5,52	7,23	1,39
C 200 x 50 x 5	200	50	5	11,05	14,2	1,05	729	26,7	72,9	6,75	7,17	1,37
C 200 x 50 x 6	200	50	6	13,08	16,81	1,09	850,8	31,18	85,08	7,97	7,11	1,36
C 200 x 60 x 5	200	60	5	11,83	15,18	1,34	853,8	45,29	85,33	9,72	7,5	1,73
C 200 x 60 x 6	200	60	6	14,02	18,01	1,39	963,8	53,04	96,37	11,5	7,31	1,71
C 200 x 60 x 8	200	60	8	18,23	23,5	1,53	1219	66,96	121,9	14,96	7,2	1,68
C 200 x 80 x 6	200	80	6	15,91	20,42	2,14	1190	120,8	119	20,61	7,63	2,43
C 200 x 80 x 8	200	80	8	20,74	26,69	2,14	1514	153,9	151,4	26,27	7,53	2,4
C 200 x 80 x 10	200	80	10	25,34	32,71	2,23	1803	183,9	180,3	31,87	7,42	2,37
C 200 x 80 x 12	200	80	12	29,71	38,47	2,32	2060	210,4	206	37,04	7,32	2,34
C 200 x 100 x 6	200	100	6	17,79	22,82	2,78	1416	225,3	141,6	31,19	7,87	3,14
C 200 x 100 x 8	200	100	8	23,25	29,89	2,87	1809	289,6	180,9	40,61	7,77	3,11
C 200 x 100 x 10	200	100	10	28,48	36,71	2,97	2165	348,6	216,5	49,59	7,67	3,08
C 200 x 100 x 12	200	100	12	34,28	43,28	3,07	2485	420,8	248,5	60,72	7,58	3,12
C 200 x 100 x 14	200	100	14	38,24	49,56	3,16	2769	451,2	276,9	65,97	7,48	3,02
C 250 x 60 x 3	250	60	3	8,45	10,8	1,1	894,5	30,27	71,56	6,18	9,1	1,67
C 250 x 60 x 4	250	60	4	11,15	14,27	1,14	1167	39,31	93,35	8,09	9,04	1,66
C 250 x 60 x 5	250	60	5	13,79	17,68	1,19	1426	47,85	114,1	9,95	8,98	1,65
C 250 x 60 x 6	250	60	6	16,38	21,02	1,23	1674	55,89	133,9	11,72	8,92	1,63
C 250 x 60 x 8	250	60	8	21,37	27,48	1,32	2133	70,52	170,6	15,07	8,81	1,6
C 250 x 80 x 6	250	80	6	18,26	23,42	1,82	2031	129	162,5	21,28	9,31	2,34
C 250 x 80 x 8	250	80	8	23,88	30,69	1,91	2601	164,7	208,1	27,03	9,2	2,31
C 250 x 80 x 10	250	80	10	29,27	37,71	2,00	3119	197,3	249,5	32,88	9,09	2,28
C 250 x 80 x 12	250	80	12	34,42	44,47	2,09	3589	225,8	287,1	38,2	8,98	2,25
C 250 x 100 x 6	250	100	6	20,14	25,82	2,49	2388	241,6	191,1	32,17	9,61	3,05
C 250 x 100 x 8	250	100	8	26,39	33,89	2,58	3069	311,4	245,6	41,96	9,51	3,03
C 250 x 100 x 10	250	100	10	32,41	41,71	2,67	3695	375,8	295,6	51,27	9,41	3,0
C 250 x 100 x 12	250	100	12	38,19	49,27	2,77	4268	450,3	341,5	62,28	9,31	3,02
C 250 x 100 x 14	250	100	14	43,74	56,56	2,86	4789	488,4	383,1	68,4	9,2	,94
C 250 x 120 x 10	250	120	10	35,55	45,71	3,40	4272	629,6	641,7	73,21	9,67	3,71
C 250 x 120 x 12	250	120	12	41,96	54,07	3,49	4948	732,6	395,8	86,09	9,57	3,68
C 250 x 120 x 14	250	120	14	48,13	62,16	3,59	5568	828,2	445,5	98,48	9,46	3,65
C 300 x 80 x 4	300	80	4	13,98	17,87	1,56	2186	93,35	145,8	14,5	11,06	2,29
C 300 x 80 x 5	300	80	5	17,33	22,18	1,61	2685	114,4	179	17,9	11,0	2,27
C 300 x 80 x 6	300	80	6	20,62	26,42	1,65	3165	134,6	211	21,19	10,94	2,26
C 300 x 80 x 8	300	80	8	27,02	34,69	1,74	4072	172,9	271,4	27,62	10,83	2,23
C 300 x 80 x 10	300	80	10	33,19	42,71	1,82	4096	207,7	327,1	33,6	10,71	2,2
C 300 x 80 x 12	300	80	12	39,13	50,47	1,91	5673	237,5	378,2	39	10,6	2,17
C 300 x 100 x 6	300	100	6	22,50	28,82	2,26	3684	254,6	245,6	32,89	11,3	2,97
C 300 x 100 x 8	300	100	8	29,53	37,89	2,35	4754	328,6	316,9	42,95	11,2	2,94
C 300 x 100 x 10	300	100	10	36,33	46,71	2,44	5748	397,3	383,2	52,55	11,09	2,91
C 300 x 100 x 12	300	100	12	42,90	55,3	2,53	6670	459	445	61,5	11,0	2,88
C 300 x 100 x 14	300	100	14	49,23	63,56	2,62	7515	517,3	501	70,1	10,87	2,86
C 300 x 120 x 10	300	120	10	39,47	50,71	3,11	6590	667,5	439,3	75,09	11,4	3,63
C 300 x 120 x 12	300	120	12	46,67	60,07	3,21	7664	777,8	510,9	88,49	11,3	3,6
C 300 x 120 x 14	300	120	14	53,63	69,16	3,3	8660	880,7	577,4	101,2	11,19	3,57
C 300 x 150 x 10	300	150	10	44,18	56,71	4,21	7851	1251	523,4	115,3	11,77	4,7
C 300 x 150 x 12	300	150	12	52,32	67,27	4,31	9157	1465	610,4	137	11,67	4,67
C 300 x 150 x 14	300	150	14	60,22	77,56	4,4	10378	1667	691,9	157,2	11,57	4,64

Dimensiones exteriores a la sección transversal.

Radio de curvatura interior igual a 1,5e para espesores menores a 6,00 mm

Radio de curvatura interior igual a 2e para espesores de 6,00 mm o mayores



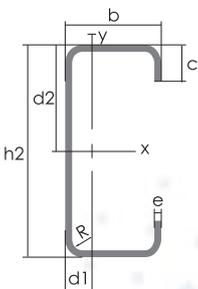
PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"



Especificaciones Generales

Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta

Designación	Dimensiones				Masa Kg/m	A cm ²	d cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	d	c	e				I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
	mm	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
G 60x30x10x2	60	30	10	2	1,96	2,54	1,44	14,88	5,28	4,9	2,74	2,42	1,44
G 80x40x15x2	80	40	15	2	2,75	3,54	1,46	35,25	8,07	8,81	3,18	3,16	1,51
G 80x40x15x3	80	40	15	3	3,95	5,11	1,46	49,04	10,85	12,26	4,27	3,1	1,46
G 80x50x15x2	80	50	15	2	3,06	3,88	1,46	41,11	13,55	10,28	4,34	3,23	1,88
G100x50x15x2	100	50	15	2	3,38	4,34	1,73	69,24	14,98	13,85	4,57	4,00	1,86
G100x50x15x3	100	50	15	3	4,89	6,31	1,72	97,78	20,51	19,56	6,25	3,94	1,8
G100x50x15x4	100	50	15	4	6,29	8,15	1,71	122,5	24,85	24,49	7,55	3,88	1,75
G100x50x20x4	100	50	20	4	6,60	8,55	1,85	126,7	28,5	25,34	9,05	3,85	1,83
G100x50x25x5	100	50	25	5	8,35	10,86	1,98	152,51	36,52	30,5	12,09	3,75	1,83
G125x50x15x2	125	50	15	2	3,77	4,84	1,56	116,4	16,16	18,63	4,69	4,91	1,83
G125x50x15x3	125	50	15	3	5,48	7,06	1,55	165,5	22,16	26,48	6,43	4,84	1,77
G125x50x15x4	125	50	15	4	7,07	9,15	1,54	208,7	26,88	33,39	7,78	4,78	1,71
G125x50x15x5	125	50	15	5	8,55	11,11	1,54	246,2	30,41	39,39	8,78	4,71	1,65
G125x50x20x4	125	50	20	4	7,39	9,55	1,68	217	30,9	34,7	9,32	4,77	1,8
G125x50x25x5	125	50	25	5	9,33	12,11	1,8	264,3	39,88	42,29	12,46	4,67	1,82
G125x50x30x6	125	50	30	6	11,32	14,73	1,92	307,1	48,69	49,14	15,81	4,56	1,81
G150x50x15x2	150	50	15	2	4,16	5,34	1,42	178,7	17,13	23,83	4,78	5,79	1,79
G150x50x15x3	150	50	15	3	6,07	7,81	1,42	255,2	23,49	34,03	6,56	5,72	1,73
G150x50x15x4	150	50	15	4	7,86	10,15	1,41	323,5	28,51	43,13	7,95	5,65	1,68
G150x50x15x5	150	50	15	5	9,53	12,36	1,41	383,6	32,27	51,15	8,98	5,57	1,62
G150x50x20x4	150	50	20	4	8,17	10,5	1,54	337	32,9	44,9	9,52	5,65	1,77
G150x75x25x5	150	75	25	5	12,28	15,86	2,65	545,4	117,2	72,71	24,17	5,86	2,72
G150x75x30x6	150	75	30	6	14,86	19,23	2,78	641,4	144,5	85,52	30,57	5,77	2,74
G175x50x15x2	175	50	15	2	4,56	5,84	1,31	257,7	17,92	29,45	4,85	6,64	1,75
G175x50x15x3	175	50	15	3	6,66	8,56	1,31	369,4	24,59	42,22	6,66	6,57	1,7
G175x50x15x4	175	50	15	4	8,64	11,15	1,3	470,0	29,85	53,71	8,07	6,49	1,64
G175x50x15x5	175	50	15	5	10,51	13,61	1,3	559,7	33,79	63,97	9,14	6,41	1,58
G175x75x25x4	175	75	25	4	10,84	13,9	2,48	653,0	105	74,6	20,9	6,84	2,75
G175x75x25x5	175	75	25	5	13,26	17,11	2,47	786,0	123,9	89,82	24,63	6,78	2,69
G175x75x30x6	175	75	30	6	16,03	20,73	2,6	929,4	152,8	106,2	31,19	6,7	2,72
G200x50x15x2	200	50	15	2	4,95	6,34	1,21	354,9	18,59	35,49	4,91	7,48	1,71
G200x50x15x3	200	50	15	3	7,25	9,31	1,21	510,3	25,51	51,03	6,73	7,4	1,66
G200x50x15x4	200	50	15	4	9,43	12,15	1,21	651,4	30,96	65,14	8,18	7,32	1,6
G200x50x15x5	200	50	15	5	11,49	14,86	1,21	778,3	35,06	77,83	9,26	7,24	1,54
G200x75x25x4	200	75	25	4	11,63	14,9	2,32	895,0	110,0	89,50	21,3	7,64	2,71
G200x75x25x5	200	75	25	5	14,24	18,37	2,32	1080,0	129,6	108,0	25,02	7,67	2,66
G200x75x30x6	200	75	30	6	17,21	22,23	2,45	1282,0	160,2	128,2	31,73	7,59	2,68
G250x75x25x4	250	75	25	4	13,20	6,90	2,07	1520,0	118,0	122,0	21,7	9,48	2,64
G250x100x25x5	250	100	25	5	18,17	23,36	2,73	2219,0	285,3	177,5	39,24	9,75	3,49
G250x100x30x6	250	100	30	6	21,92	8,23	3,1	2647,0	383,5	219,8	55,58	9,68	3,69
G300x100x30x4	300	100	30	4	16,65	21,3	2,84	2860,0	274,0	191,0	38,3	11,6	3,58
G300x100x35x5	300	100	35	5	20,91	26,9	2,97	3560,0	351,0	237,0	49,9	11,5	3,62
G300x100x35x6	300	100	35	6	24,75	31,8	2,96	4170,0	404,0	278,0	57,4	11,4	3,56



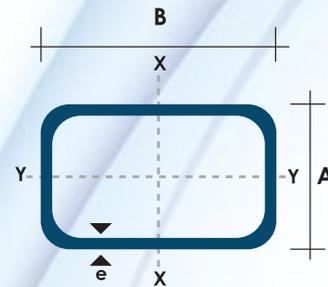
Dimensiones exteriores a la sección transversal.
 Radio de curvatura interior igual a 1,5e para espesores menores a 6,00 mm
 Radio de curvatura interior igual a 2e para espesores de 6,00 mm o mayores

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR



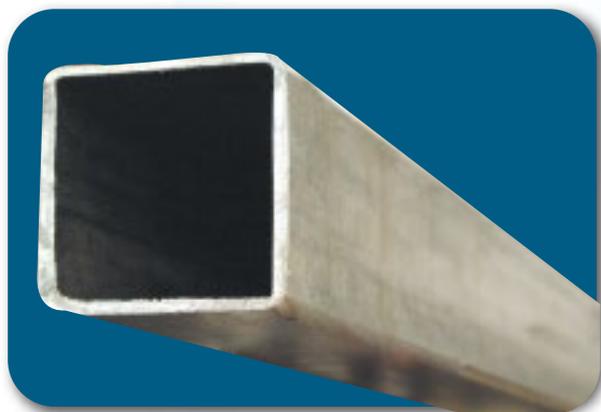
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o Galvanizado
Largo Normal	6.00 m
Otros Largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12.00 mm x 25 mm a 40.00 mm x 80.00 mm
Espesor	Desde 1.20 mm a 3.00 mm



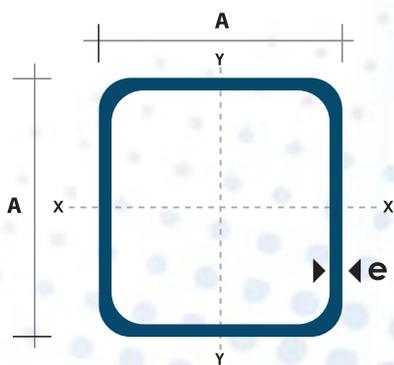
Dimensiones			Peso Kg/m	Área cm ²	Ejes Y-Y			Ejes X - X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm			I cm ⁴	W cm ³	i cm	i cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

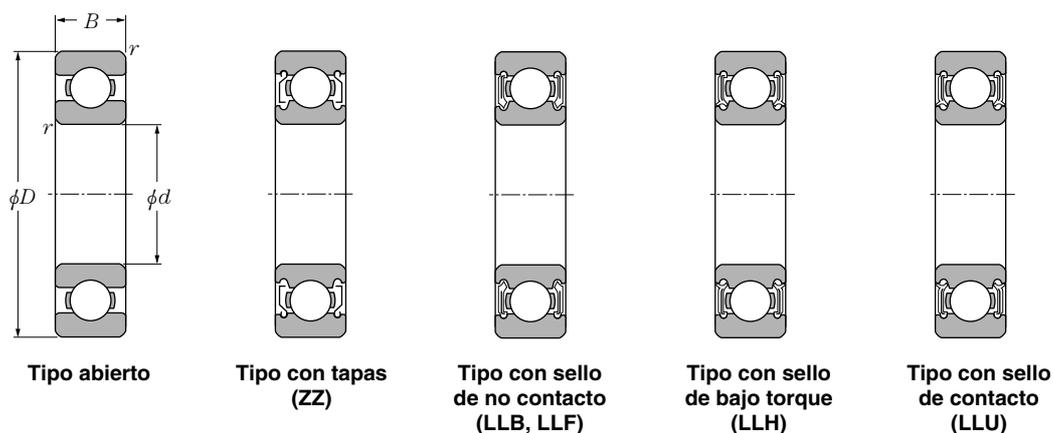


Especificaciones Generales

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



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



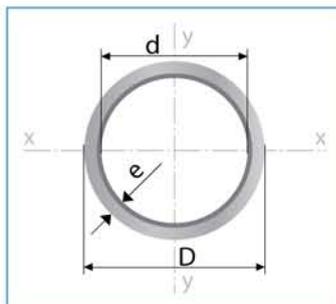
d 20 ~ 35mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_o	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			grasa		aceite		tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_s \min^{1)}$	$r_{NS} \min$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		tipo abierto ZZ	tipo abierto LLB	r.p.m. LLH	LLU					
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
28	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—
	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
32	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—
35	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1 200	820	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2 110	1 190	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3 050	1 730	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	LLU
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU
100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—	

1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r.

Tubería sin Costura

Line Pipe ASTM A 106 Gr. B / A53 / API 5L



Largo Normal:
6 ó 12 metros
Recubrimiento:
Negro (Barniz)
Espesores:
Desde 2,77 a 17,48 mm
Norma de Fabricación:
JIS G 3132 SPHT-1 /
ASTM 569
Extremos:
Biselados
Observaciones:
Otras dimensiones y
largos, previa consulta

Aplicaciones

- Tubos para alta presión.
- Conducción de fluidos a alta presión.
- Escapes de automóviles.
- Andamios.
- Instalaciones
- Oleohidráulicos.
- Industria de pesca, minería e industria en general.
- Fluidos a altas temperaturas.

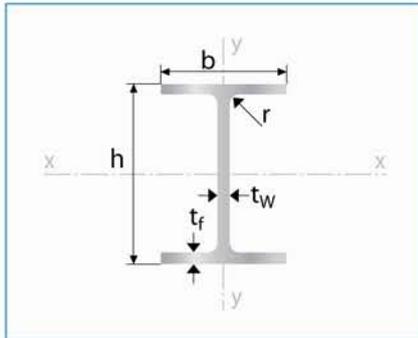
INEN



Descripción Comercial	Designaciones				Propiedades Estáticas			Prueba Presión	
	Diámetro		No. de Cédula	Espesor	Peso	Flexión			
	Exterior	Interior				Momento de inercia	Módulo de resistencia		Radio de giro
	D	d		e	P	I	W	i	B
	pulg. - sch	mm	mm	mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/m ²
1/2" Ced. 40	21,30	15,76	40	2,77	1,27	0,71	0,66	0,66	49,30
1/2" Ced. 80	21,30	13,84	80	3,73	1,62	0,83	0,78	0,64	59,90
3/4" Ced. 40	26,70	20,96	40	2,87	1,69	1,55	1,16	0,85	49,30
3/4" Ced. 80	26,70	18,88	80	3,91	2,20	1,87	1,40	0,82	59,90
1" Ced. 40	33,40	26,64	40	3,38	2,50	3,64	2,18	1,07	49,30
1" Ced. 80	33,40	24,30	80	4,55	3,24	4,40	2,63	1,03	59,90
1 1/4" Ced. 40	42,20	35,08	40	3,56	3,39	8,13	3,85	1,37	91,50
1 1/4" Ced. 80	42,20	32,50	80	4,85	4,47	10,09	4,78	1,33	133,80
1 1/2" Ced. 40	48,43	41,07	40	3,68	4,06	12,93	5,35	1,58	91,50
1 1/2" Ced. 80	48,43	38,27	80	5,08	5,43	16,33	6,76	1,54	133,80
2" Ced. 40	60,30	52,48	40	3,91	5,44	27,66	9,18	2,00	176,10
2" Ced. 80	60,30	49,22	80	5,54	7,48	36,09	12,00	1,95	176,10
2 1/2" Ced. 40	73,00	62,68	40	5,16	8,63	63,63	17,40	2,41	176,10
2 1/2" Ced. 80	73,00	58,98	80	7,01	11,41	80,00	21,90	2,35	176,10
3" Ced. 40	88,90	77,92	40	5,49	11,29	125,70	28,30	2,96	176,10
3" Ced. 80	88,90	73,66	80	7,62	15,27	162,10	36,50	2,89	176,10
3 1/2" Ced. 40	101,60	90,12	40	5,74	13,57	199,30	39,20	3,40	166,90
4" Ced. 20	114,30	103,18	20	5,56	14,91	281,50	49,30	3,85	143,70
4" Ced. 40	114,30	102,26	40	6,02	16,08	301,10	52,70	3,83	155,60
4" Ced. 80	114,30	97,18	80	8,56	22,32	400,00	70,00	3,75	197,20
5" Ced. 20	141,30	130,18	20	5,56	18,61	547,00	77,40	4,80	116,20
5" Ced. 40	141,30	128,20	40	6,55	21,77	630,80	89,30	4,77	137,30
5" Ced. 80	141,30	122,26	80	9,52	30,94	860,00	122,00	4,67	197,20
6" Ced. 20	168,30	157,18	20	5,56	22,31	942,20	112,00	5,76	97,90
6" Ced. 40	168,30	154,08	40	7,11	28,26	1.171,60	139,00	5,70	125,40
6" Ced. 80	168,30	146,36	80	10,97	42,56	1.685,80	200,00	5,58	193,00
8" Ced. 20	219,10	206,40	20	6,35	33,32	2.403,40	219,00	7,53	85,90
8" Ced. 40	219,10	202,74	40	8,18	42,55	3.018,70	276,00	7,46	110,60
8" Ced. 80	219,10	193,70	80	12,70	64,64	4.401,80	402,00	7,31	171,10
10" Ced. 20	273,00	260,30	20	6,35	41,76	4.730,50	347,00	9,43	69,00
10" Ced. 40	273,00	254,46	40	9,27	60,29	6.685,80	490,00	9,33	100,70
10" Ced. 80	273,00	242,82	80	15,09	95,98	10.200,90	747,00	9,13	163,40
12" Ced. 20	323,80	311,10	20	6,35	49,71	7.980,60	493,00	11,23	57,70
12" Ced. 40	323,80	303,18	40	10,31	79,71	12.487,00	771,00	11,09	94,40
12" Ced. 80	323,80	288,84	80	17,48	132,05	19.794,30	1.223,00	10,85	159,90
14" Ced. 20	355,60	339,76	20	7,92	67,91	13.078,20	736,00	12,30	60,20
14" Ced. 40	355,60	333,34	40	11,13	94,55	17.883,90	1.006,00	12,19	92,32
14" Ced. XS	355,60	330,20	XS	12,70	107,40	20.135,50	1.132,00	12,13	105,60
16" Ced. 20	406,40	390,56	20	7,92	77,83	19.686,80	969,00	14,09	57,70
16" Ced. 40	406,40	381,00	40	12,70	123,31	30.465,70	1.499,00	13,93	92,30
18" Ced. 20	457,00	441,16	20	7,92	87,71	28.214,40	1.234,00	15,89	51,40
18" Ced. 40	457,00	428,46	40	14,27	155,81	48.746,10	2.132,00	15,67	92,30
20" Ced. 20	508,00	488,96	20	9,52	117,03	46.323,20	1.824,00	17,63	55,60
20" Ced. 40	508,00	477,82	40	15,09	183,43	71.032,80	2.797,00	17,44	88,00
24" Ced. 20	610,00	590,96	20	9,52	140,88	80.804,10	2.651,00	21,22	46,50
24" Ced. 40	610,00	575,04	40	17,48	255,43	142.629,30	4.679,00	20,94	84,50

Productos Laminados

Vigas IPE



Largo normal:
6 metros / 12 metros
Recubrimiento:
Negro
Calidad de acero:
ASTM A-36 / ASTM A 572 Gr. 50
Norma de fabricación:
INEN 2231 / EN 10024
Observaciones:
Otras dimensiones y largos previa consulta.

Aplicaciones

- Estructuras.
- Soporte de polipasto en puente grúas o tecles.
- Puentes.
- Rieles.



Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico		Cons Tors
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x			Zx	Zy	
	h	s	b	t	r1	r2	d			lx	Sx	rx	ly	Sy	ry			
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ²	kg/mt	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	

IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	69,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,60
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79

IPE 200	200,00	5,60	100,00	8,50	12,00	183,00	159,00	28,50	22,40	1943,00	194,00	8,26	142,00	28,50	2,24	221,00	44,60	6,98
IPE 220	220,00	5,90	110,00	9,20	12,00	201,60	177,60	33,40	26,20	2772,00	252,00	9,11	205,00	37,30	2,48	285,00	58,10	9,07
IPE 240	240,00	6,20	120,00	9,80	15,00	220,40	190,40	39,10	30,70	3892,00	324,00	9,97	284,00	47,30	2,69	367,00	73,90	12,90
IPE 270	270,00	6,60	135,00	10,20	15,00	249,60	219,60	45,90	36,10	5790,00	429,00	11,20	420,00	62,20	3,02	484,00	97,00	15,90

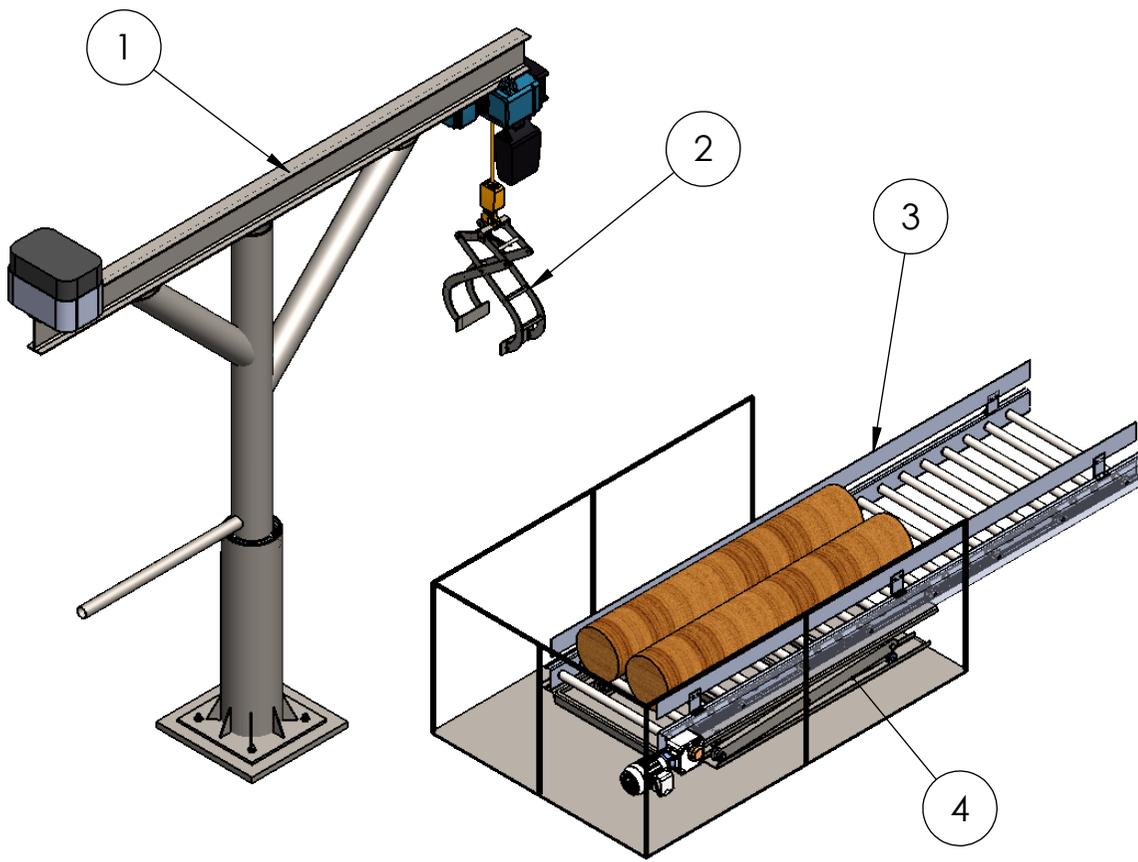
IPE 300	300,00	7,10	150,00	10,70	15,00	278,60	248,60	53,80	42,20	8356,00	557,00	12,50	604,00	80,50	3,35	628,00	125,00	20,10
IPE 330	330,00	7,50	160,00	11,50	18,00	307,00	271,00	62,60	49,10	11770,00	713,00	13,70	788,00	98,50	3,55	804,00	154,00	28,10
IPE 360	360,00	8,00	170,00	12,70	18,00	334,60	298,60	72,70	57,10	16270,00	904,00	15,00	1043,00	123,00	3,79	1019,00	191,00	37,30

IPE 400	400,00	8,60	180,00	13,50	21,00	373,00	331,00	84,50	66,30	23130,00	1156,00	16,50	1318,00	146,00	3,95	1307,00	229,00	51,10
IPE 450	450,00	9,40	190,00	14,60	21,00	420,80	378,80	98,80	77,60	33740,00	1500,00	18,50	1676,00	176,00	4,12	1702,00	276,00	66,90
IPE 500	500,00	10,20	200,00	16,00	21,00	468,00	426,00	116,00	90,70	48200,00	1928,00	20,40	2142,00	214,00	4,31	2194,00	336,00	89,30
IPE 550	550,00	11,10	210,00	17,20	24,00	515,60	467,60	134,00	106,00	67120,00	2441,00	22,30	2668,00	254,00	4,45	2787,00	401,00	123,00
IPE 600	600,00	12,00	220,00	19,00	24,00	562,00	514,00	156,00	122,00	92080,00	3069,00	24,30	3387,00	308,00	4,66	3512,00	486,00	165,00

IPE 750 X 137	753,00	11,50	263,00	17,00	17,00	719,00	685,00	175,00	137,00	159900,00	4246,00	30,30	5166,00	393,00	5,44	4865,00	614,00	137,00
IPE 750 X 147	753,00	13,20	265,00	17,00	17,00	719,00	685,00	187,00	147,00	166100,00	4411,00	29,80	5289,00	399,00	5,31	5110,00	631,00	162,00
IPE 750 X 161	758,00	13,80	266,00	17,00	19,30	719,40	685,40	204,00	161,00	186100,00	4909,00	30,20	6073,00	457,00	5,45	5666,00	720,00	212,00
IPE 750 X 173	762,00	14,40	267,00	17,00	21,60	718,80	684,80	221,00	173,00	205800,00	5402,00	30,50	6873,00	515,00	5,57	6218,00	810,00	274,00
IPE 750 X 185	766,00	14,90	267,00	17,00	23,60	718,80	684,80	236,00	185,00	223000,00	5821,00	30,80	7510,00	563,00	5,65	6691,00	884,00	337,00
IPE 750 X 196	770,00	15,60	268,00	17,00	25,40	719,20	719,20	251,00	196,00	240300,00	6241,00	31,00	8175,00	610,00	5,71	7174,00	959,00	409,00
IPE 750 X 210	775,00	16,00	268,00	17,00	28,00	719,00	719,00	268,00	210,00	262200,00	6765,00	31,30	9011,00	672,00	5,80	7762,00	1054,00	514,00
IPE 750 X 222	778,00	17,00	269,00	17,00	29,50	719,00	719,00	283,00	222,00	278200,00	7152,00	31,30	9604,00	714,00	5,82	8225,00	1122,00	605,00

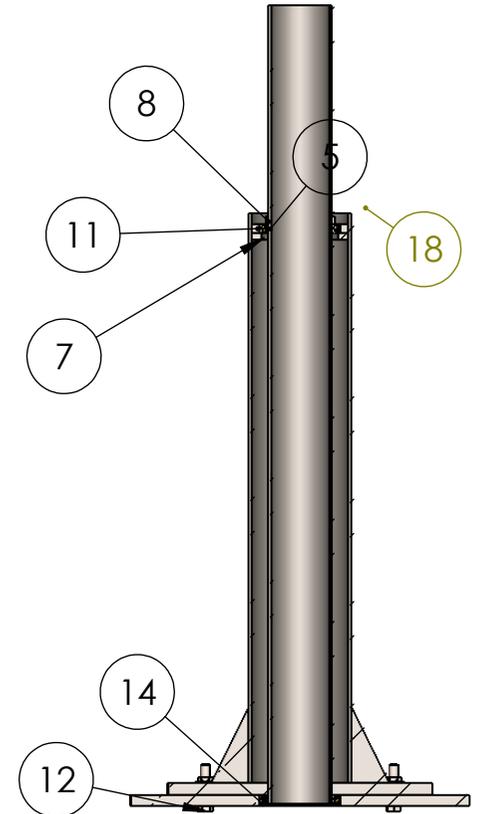
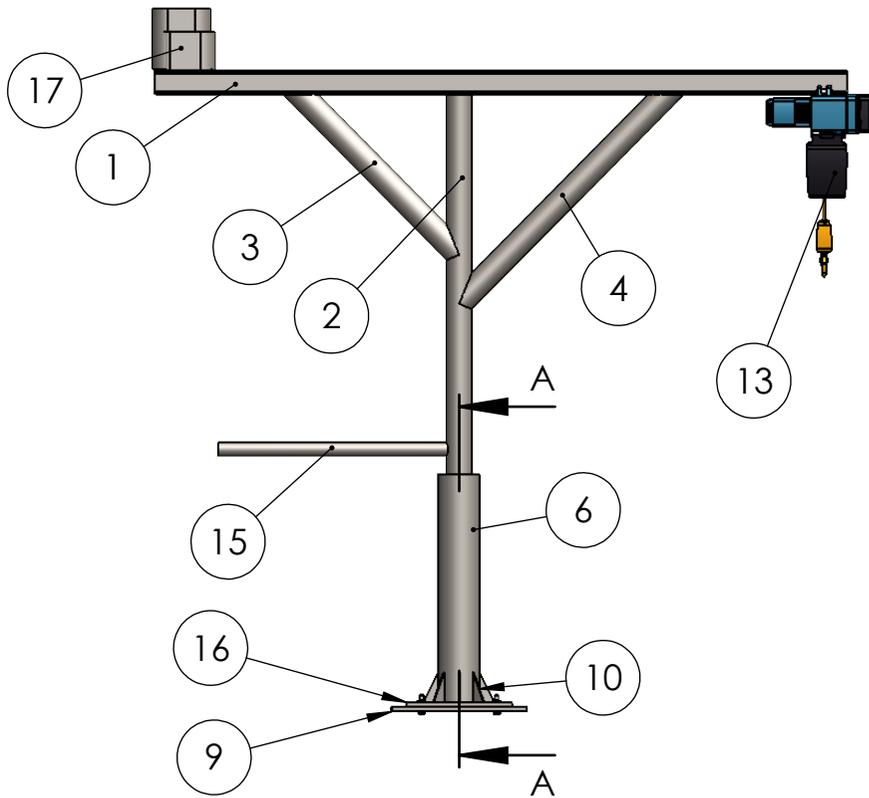
ANEXO D.- PLANOS DETALLADOS

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	GRÚA TIPO PLUMA	1
2	TENAZA SUJETADORA	1
3	TRANSPORTADOR DE RODILLOS	1
4	ELEVADOR TIPO TIJERAS	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: SISTEMA DE CARGA DE TECA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018		
	MATERIAL:			A4	
			ESCALA:1:50	HOJA 1 DE 1	

NÚMERO	ELEMENTO
1	VIGA IPE
2	SOPORTE PRINCIPAL
3	SOPORTE LATERAL IZQUIERDO
4	SOPORTE LATERAL DERECHO
5	BOCÍN
6	SOPORTE TUBULAR EXTERNO
7	SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR
8	SUJETADOR DE RODAMIENTO
9	BASE PRINCIPAL
10	RIGIDIZADOR
11	ACOPLE EXTERNO
12	PERNOS M24
13	MOTOR ELÉCTRICO
14	SOPORTE RODAMIENTO INFERIOR
15	MOVILIZADOR
16	BASE EMPERNADA
17	CONTRAPESO
18	RODAMIENTO



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
ESPOL	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: PIEZAS Y COMPONENTES			
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
MATERIAL:				ESCALA:1:50		HOJA 1 DE 1	

D
C
B
A

D
C
B
A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

C

B

B

A

A

6

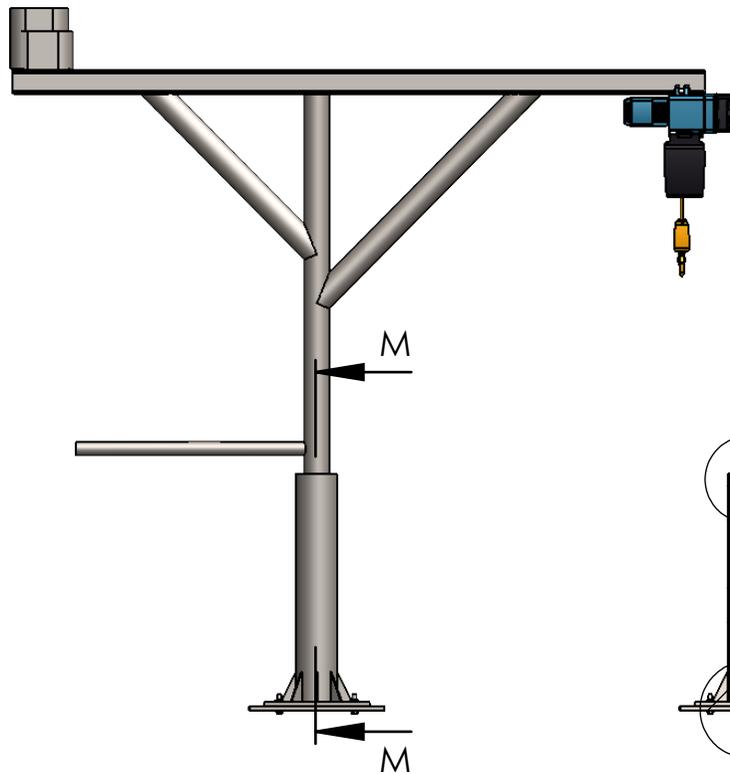
5

4

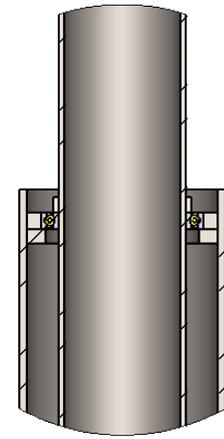
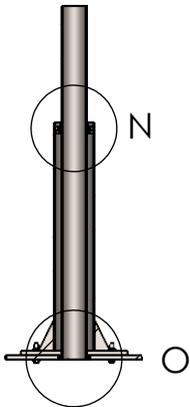
3

2

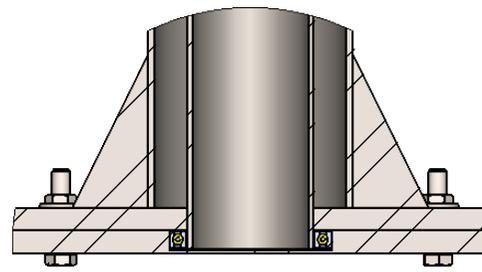
1



SECCIÓN M-M



DETALLE N
ESCALA 1 : 10



DETALLE O
ESCALA 1 : 10

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: UBICACIÓN DE RODAMIENTOS			
	MATERIAL:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
				ESCALA:1:50		HOJA 1 DE 1	

6

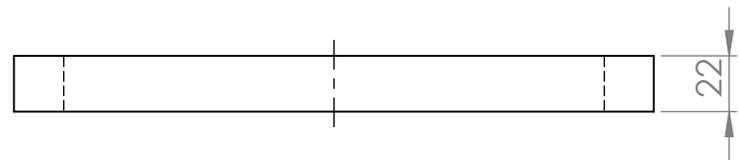
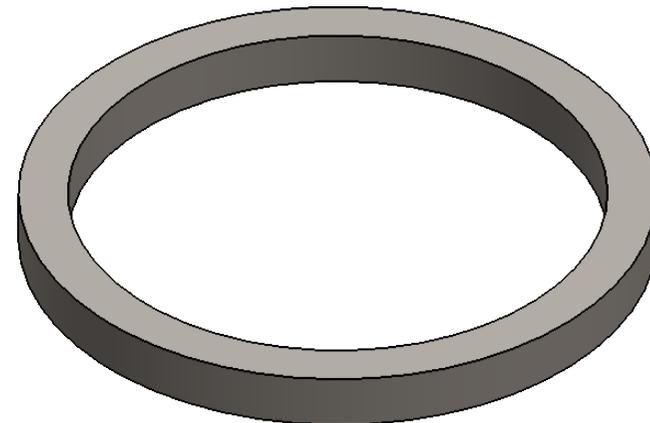
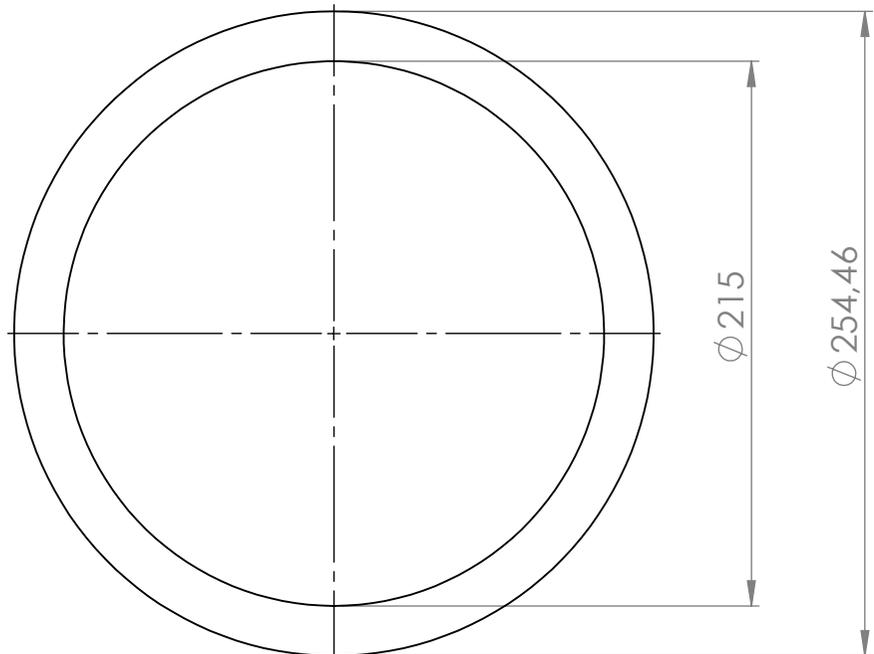
5

4

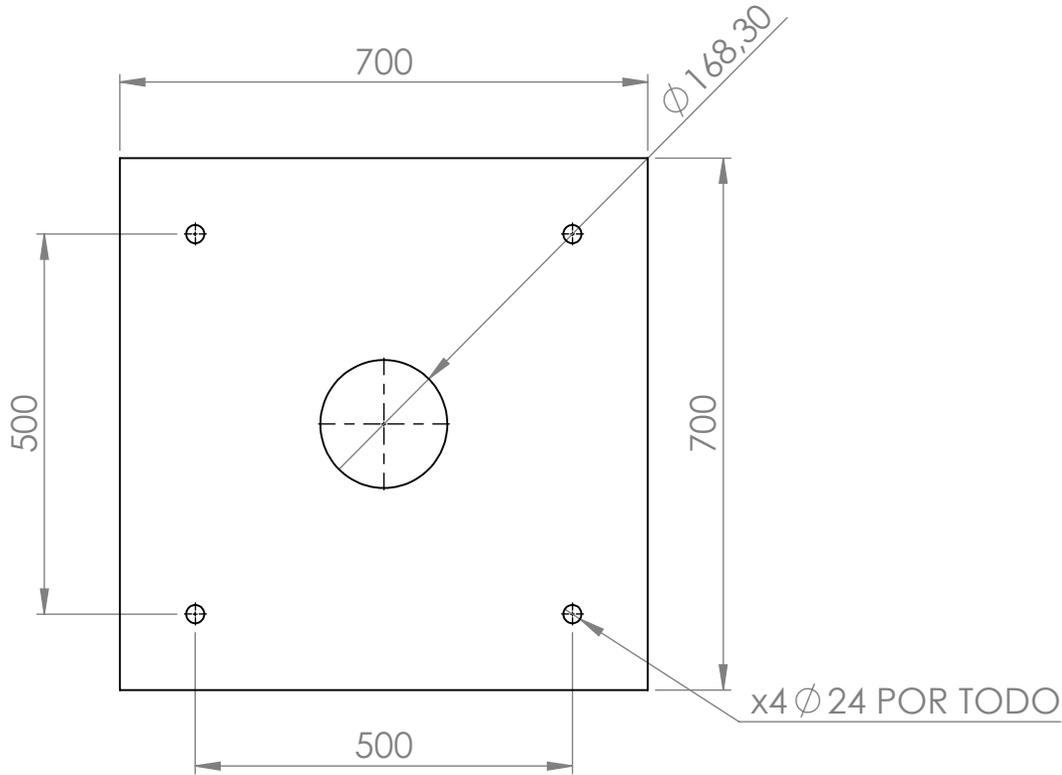
3

2

1



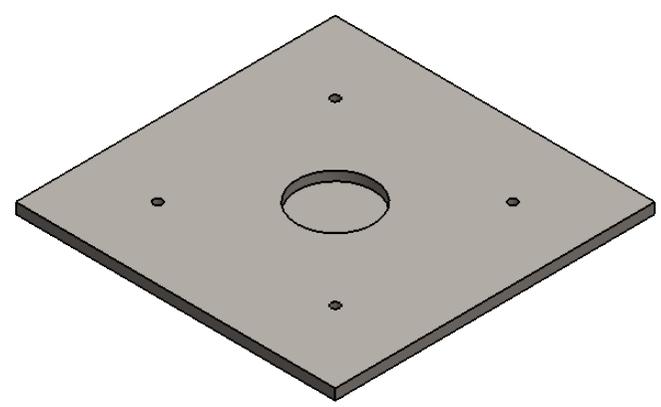
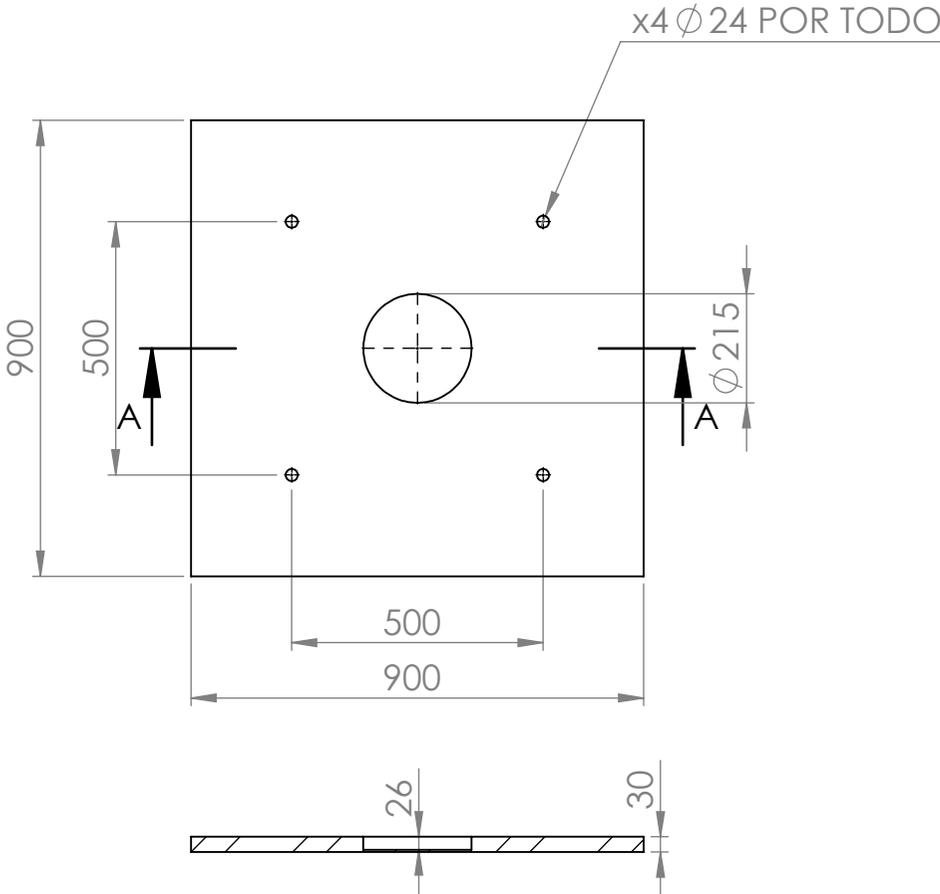
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA
		DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: ACOPLE EXTERNO	
ESPOL	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			ESCALA:1:3	HOJA 1 DE 1



ESPESOR 20 MM

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:			ACERO ASTM A-36		BASE EMPERNADA
				ESCALA: 1:10	A4
				HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1



SECCIÓN A-A

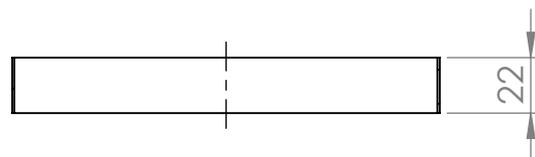
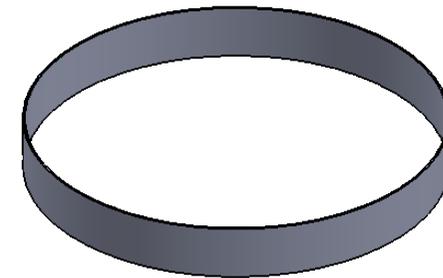
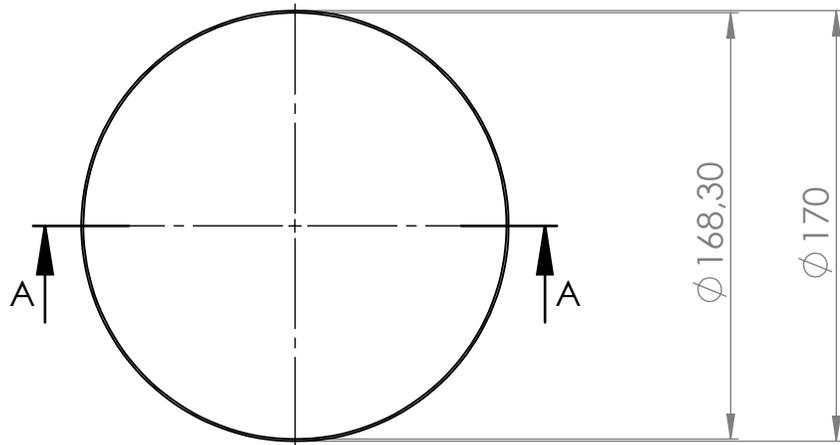
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
MATERIAL:	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
	ACERO ASTM A-36			BASE PRINCIPAL	
				ESCALA: 1:15	HOJA 1 DE 1

A4

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA
		DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:			BRONCE		ESCALA: 1:3
				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

D

D

C

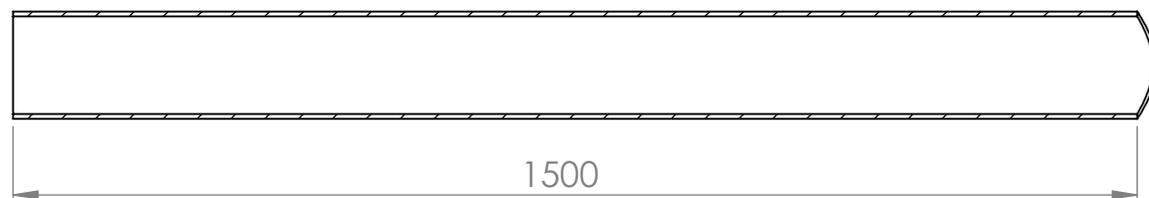
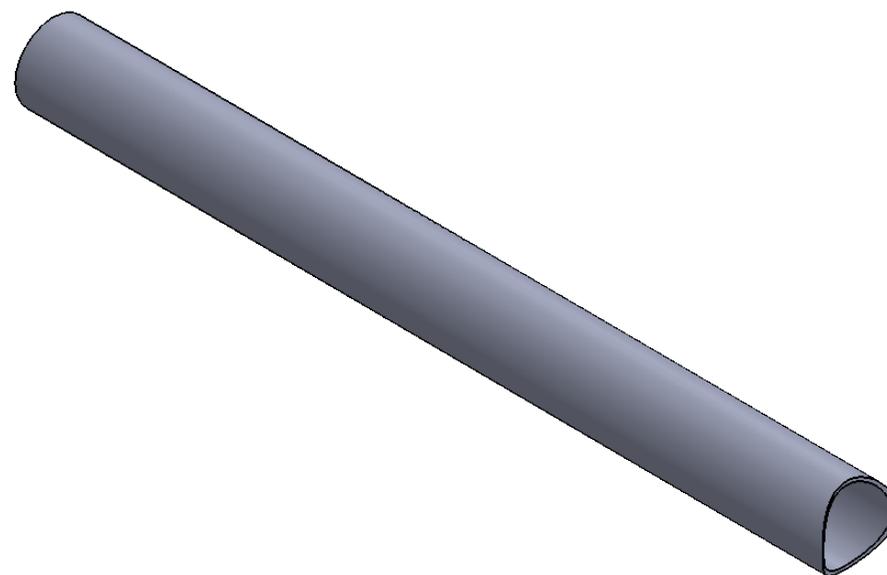
C

B

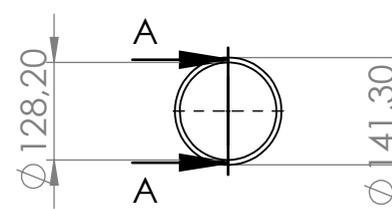
B

A

A



SECCIÓN A-A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA	
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS		
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: MOVILIZADOR	
	MATERIAL: ACERO ASTM A-106				
			ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

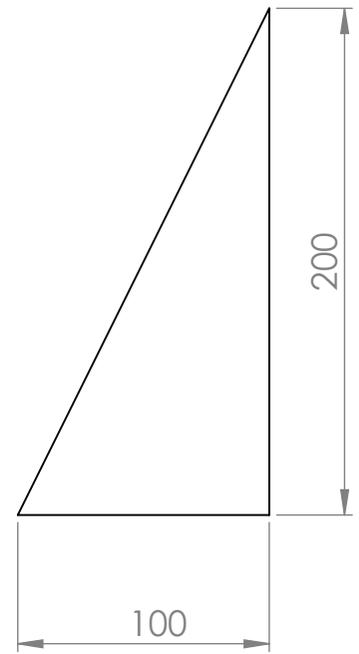
C

B

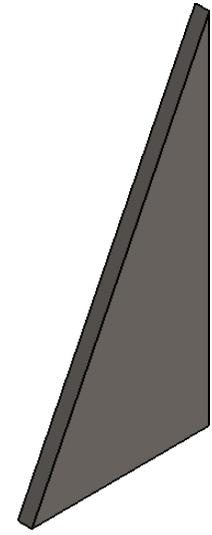
B

A

A



Espesor: 8mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIA INTEGRADORA

FIMCP

DISEÑADO POR:

NOMBRE

FECHA

CONJUNTO:

DISEÑADO POR:

LEONARDO ARCOS

27/08/2018

GRÚA TIPO PLUMA

DISEÑADO POR:

EDWIN JIMÉNEZ

27/08/2018

ESPOL

APROBADO POR:

MSC. LIVINGSTON CASTRO

31/08/2018

MATERIAL:
ACERO ASTM A-36

TÍTULO:
RIGIDIZADOR

A4

ESCALA:1:3

HOJA 1 DE 1

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

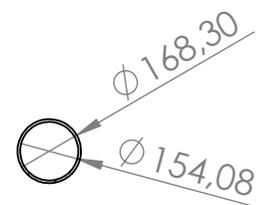
C

B

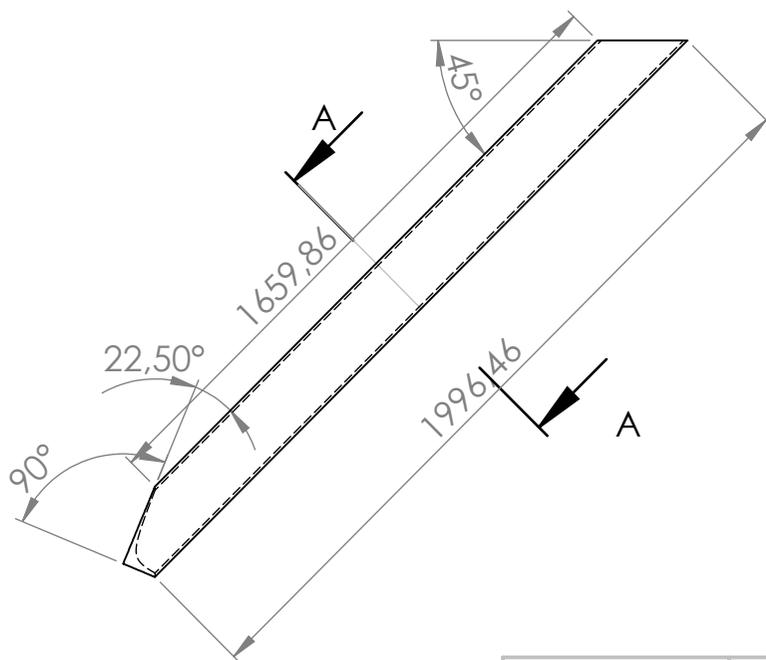
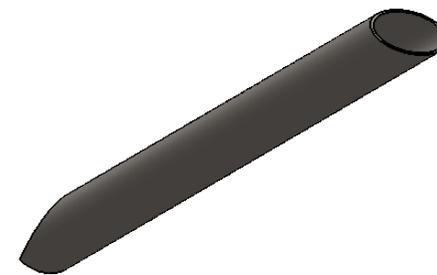
B

A

A



SECCIÓN A-A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
	MATERIAL:			SOPORTE LATERAL DERECHO	
ACERO ASTM A-106			A4		
ESCALA: 1:20			HOJA 1 DE 1		

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

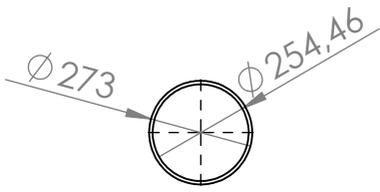
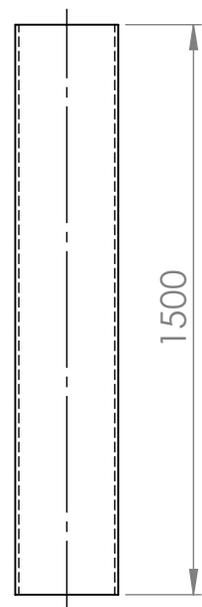
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018		
ESPOL	MATERIAL:			TÍTULO:	
	ACERO ASTM A-106			SOPORTE TUBULAR EXTERNO	
				ESCALA:1:20	HOJA 1 DE 1
				A4	

6

5

4

3

2

1

D

D

C

C

B

B

A

A

6

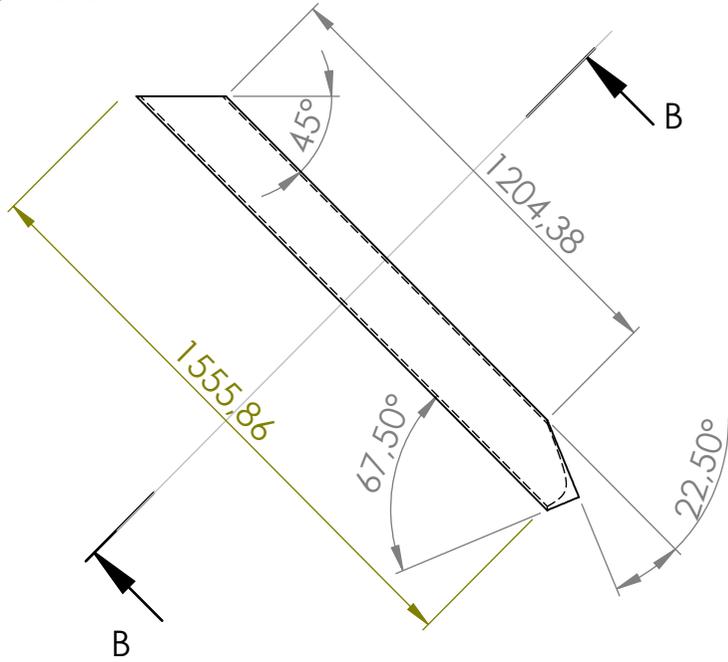
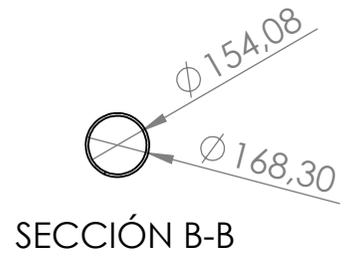
5

4

3

2

1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	A4
MATERIAL:		ACERO ASTM A-106		SOPORTE LATERAL IZQUIERDO	
ESCALA: 1:20				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

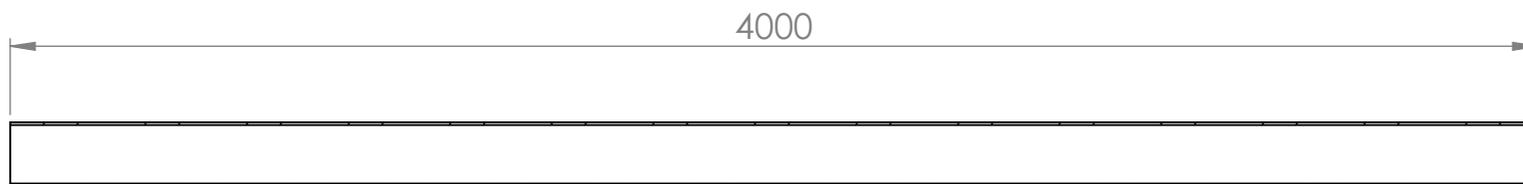
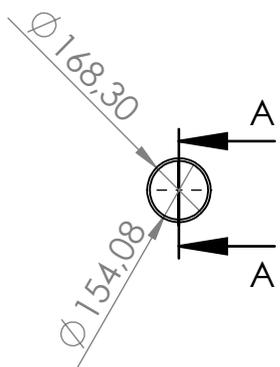
C

B

B

A

A



SECCIÓN A-A

ESCALA 1:50

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	GRÚA TIPO PLUMA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
ESPOL	MATERIAL:		ACERO ASTM A-106		
				SOPORTE PRINCIPAL	
				A4	
				ESCALA:1:20	
				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

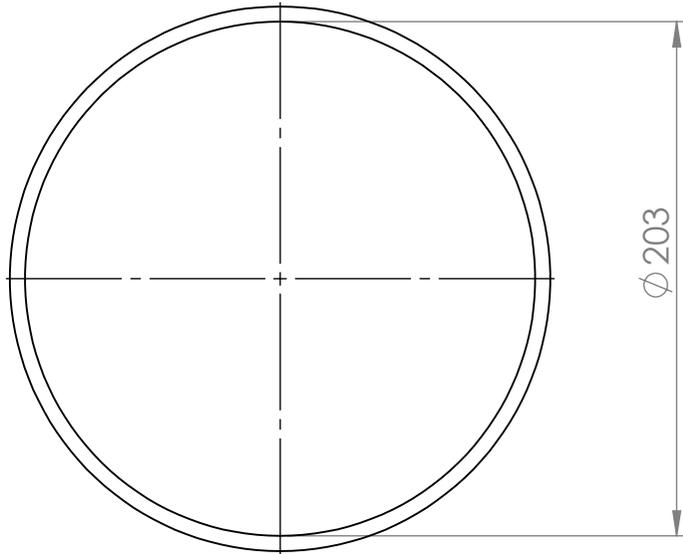
C

B

B

A

A

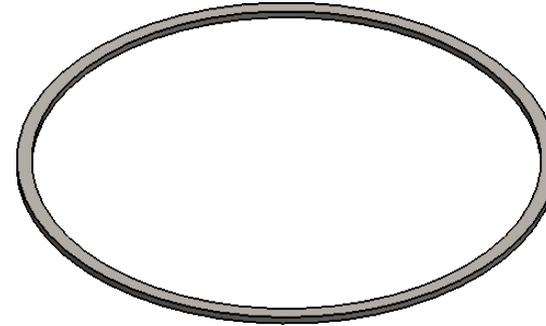


Ø 203



Ø 215

3



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIA INTEGRADORA

FIMCP

NOMBRE

FECHA

CONJUNTO:

DISEÑADO POR:

LEONARDO ARCOS

27/08/2018

DISEÑADO POR:

EDWIN JIMÉNEZ

27/08/2018

APROBADO POR:

MSC. LIVINGSTON CASTRO

31/08/2018

GRÚA TIPO PLUMA

ESPOL

MATERIAL:

ACERO ASTM A-36

TÍTULO:

SOPORTE RODAMIENTO INFERIOR

A4

ESCALA:1:3

HOJA 1 DE 1

6

5

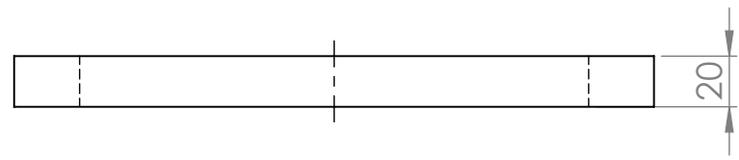
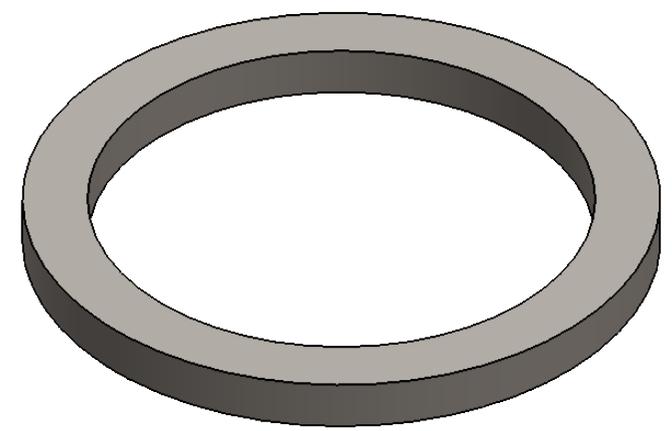
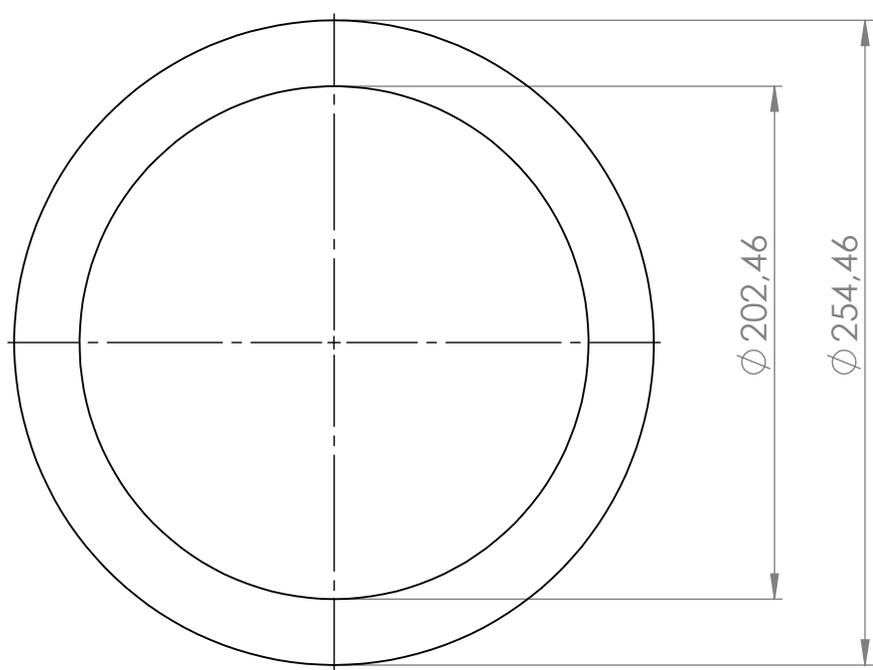
4

3

2

1

6 5 4 3 2 1



D

C

B

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA
		DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
ESPOL	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	
				ESCALA:1:3	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

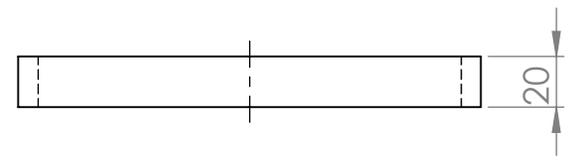
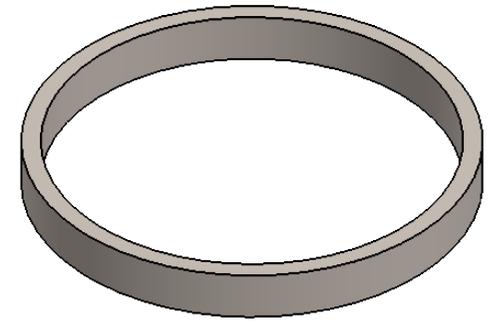
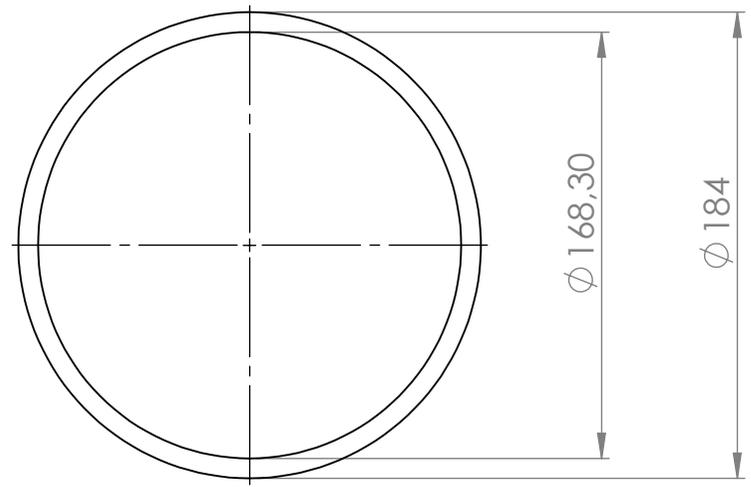
C

B

B

A

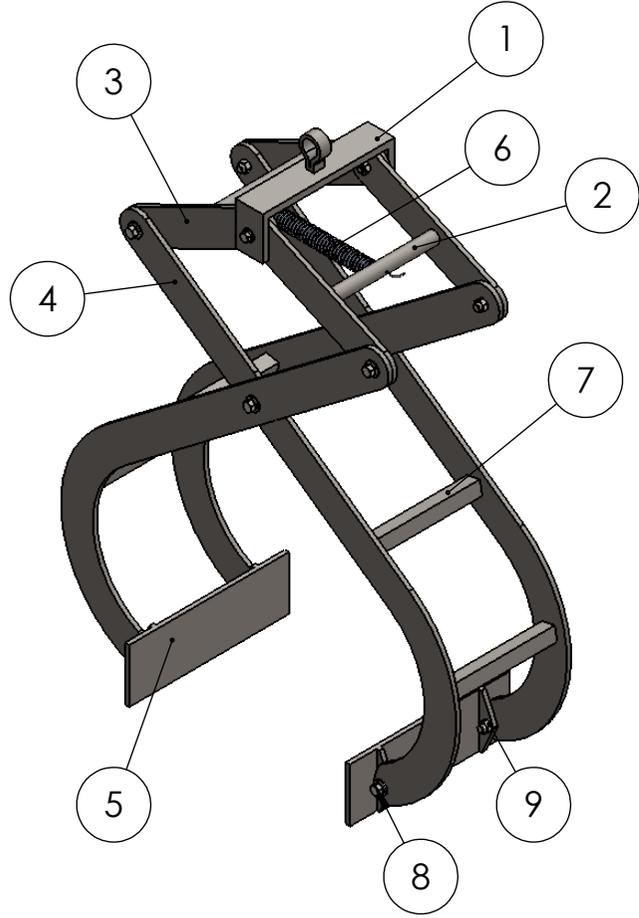
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: GRÚA TIPO PLUMA
		DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: SUJETADOR DE RODAMIENTO	
ESPOL	MATERIAL: ACERO ASTM A-36		ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SOPORTE SUPERIOR	1
2	SOPORTE DE RESORTE	2
3	PIEZA PLANA	4
4	PIEZA CURVA	4
5	SUJETADOR DE MADERA	2
6	RESORTE	1
7	UNION DE TENAZA	4
8	PERNOS M10	12
9	TUERCAS M10	12

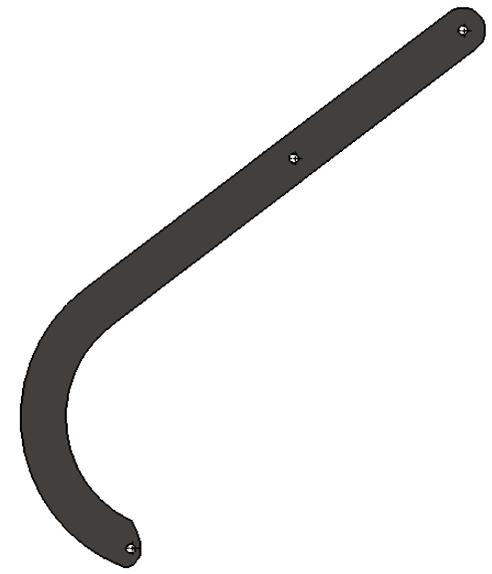
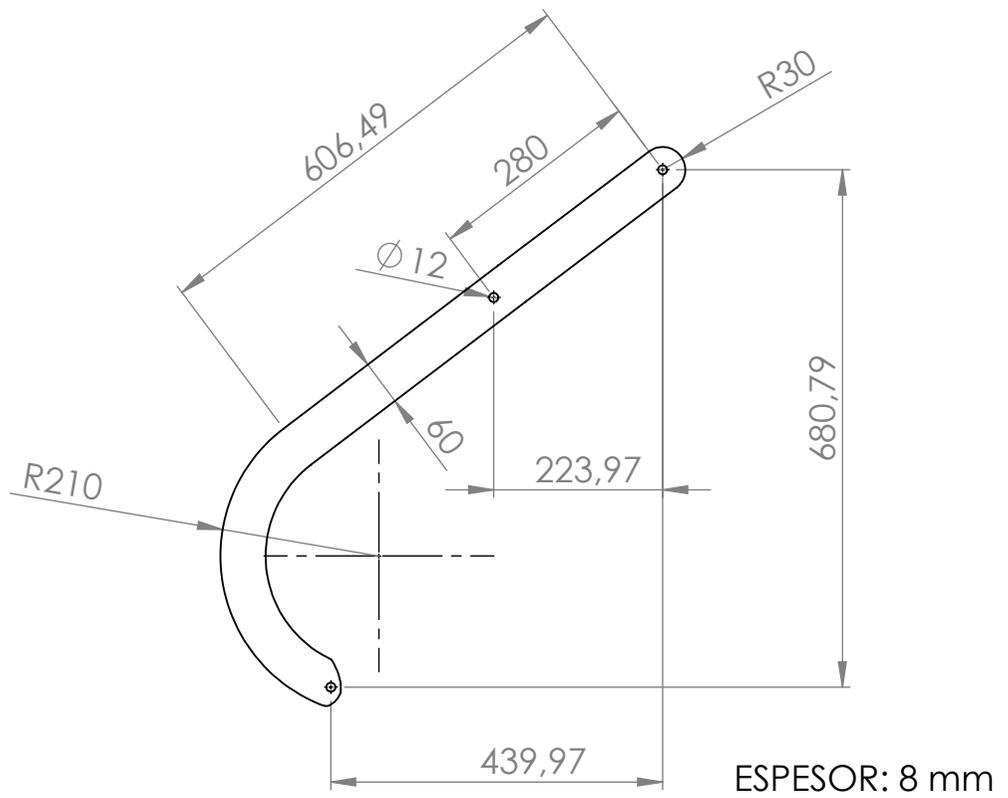


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TENAZA SUJETADORA	
DISEÑADO POR:		LEONARDO ARCOS	27/08/2018		
ESPOL	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: ENSAMBLE	
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018		
	MATERIAL:			A4	
				ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCOP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: TENAZA SUJETADORA			
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
	MATERIAL:			TÍTULO:			
ACERO ASTM A-36			PIEZA CURVA				A4
ESCALA: 1:10						HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

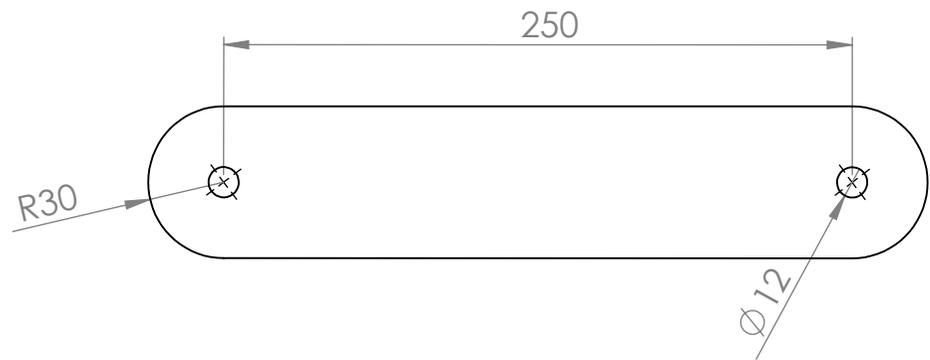
C

B

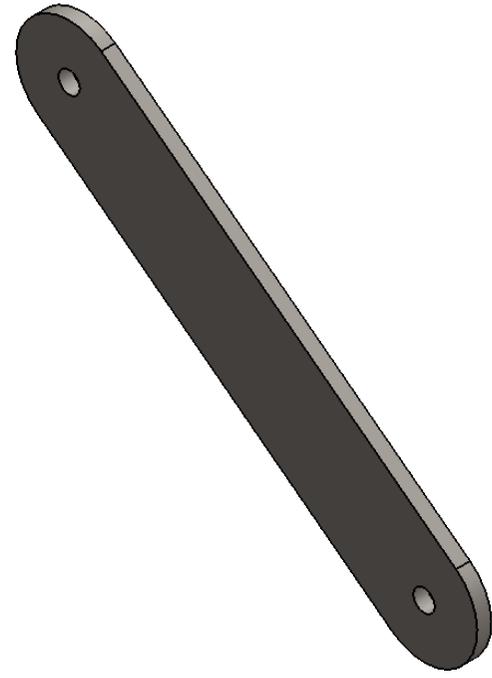
B

A

A



ESPESOR: 8 mm



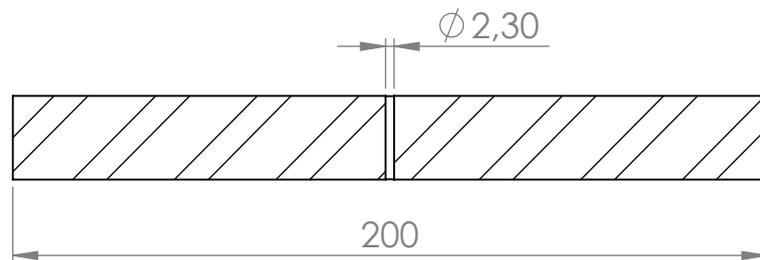
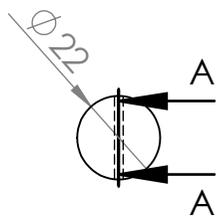
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
DISEÑADO POR:		LEONARDO ARCOS	27/08/2018	TENAZA SUJETADORA	
DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018			
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
	MATERIAL:				
ACERO ASTM A-36			A4		
			ESCALA:1:3	HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

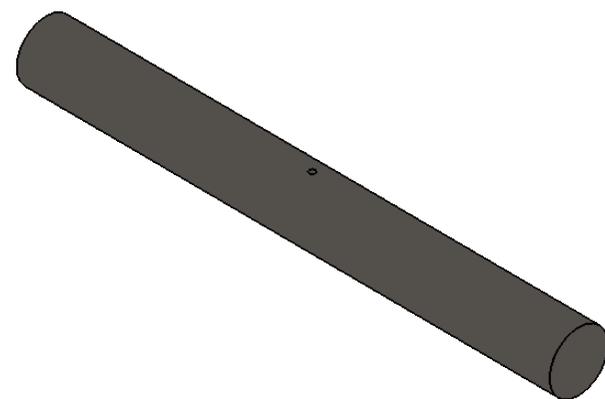
6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A

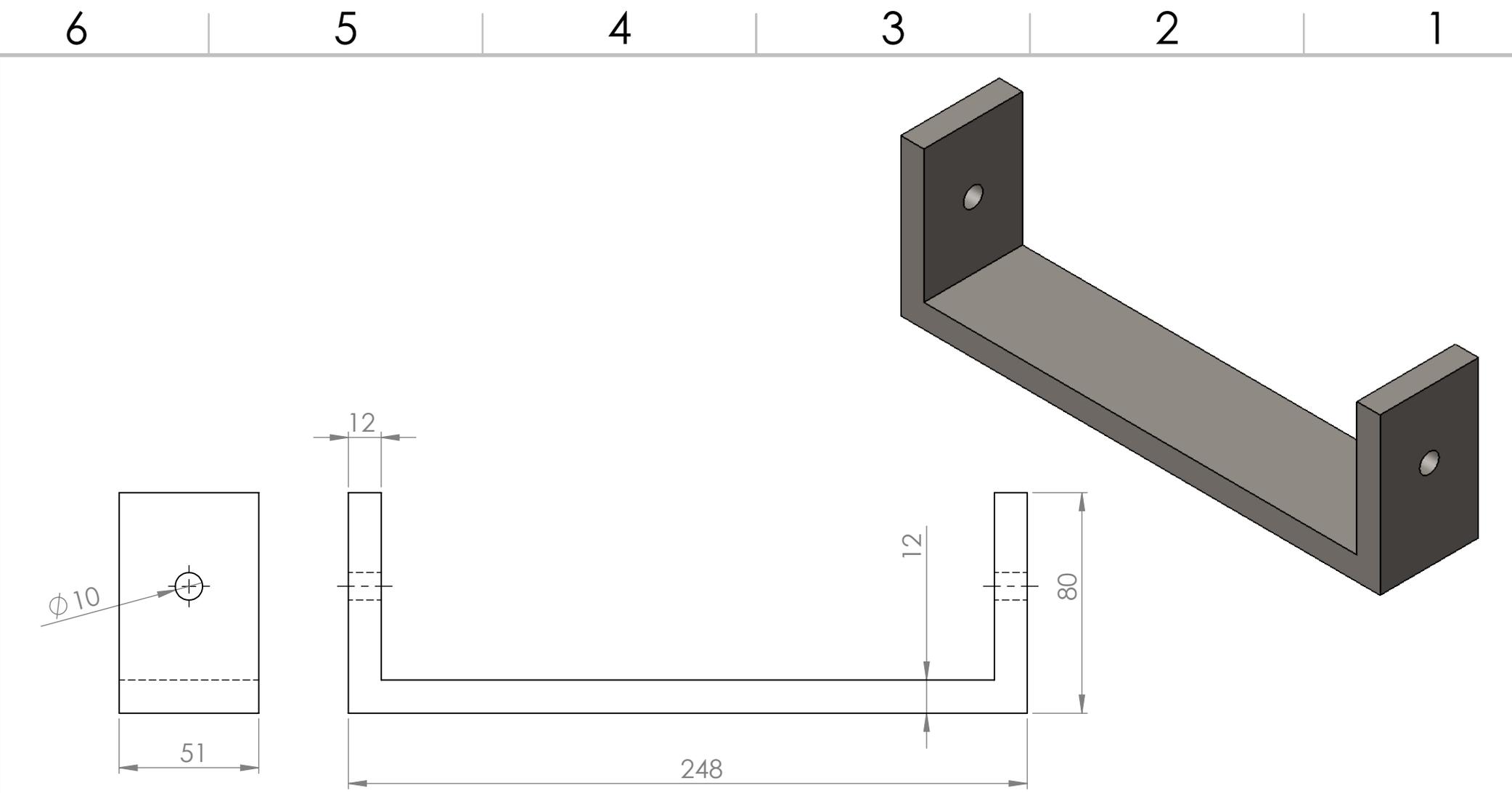


SECCIÓN A-A



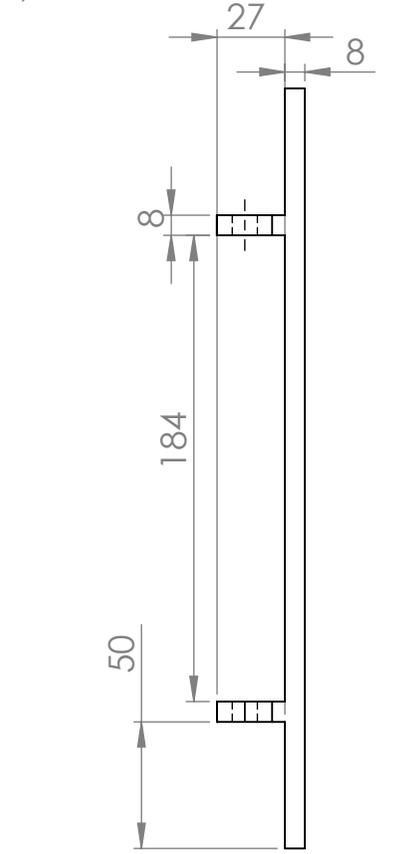
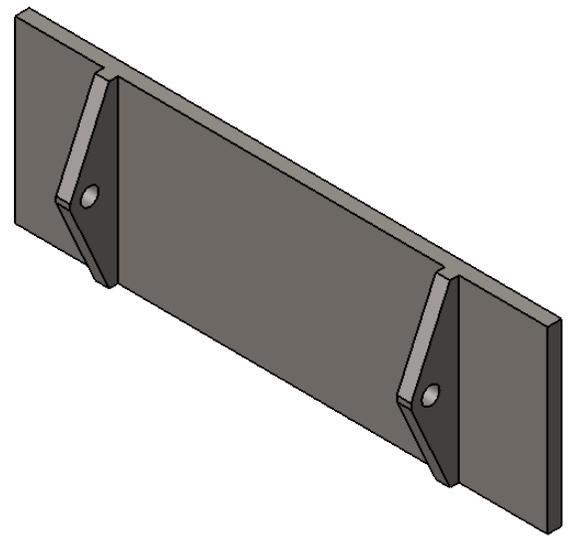
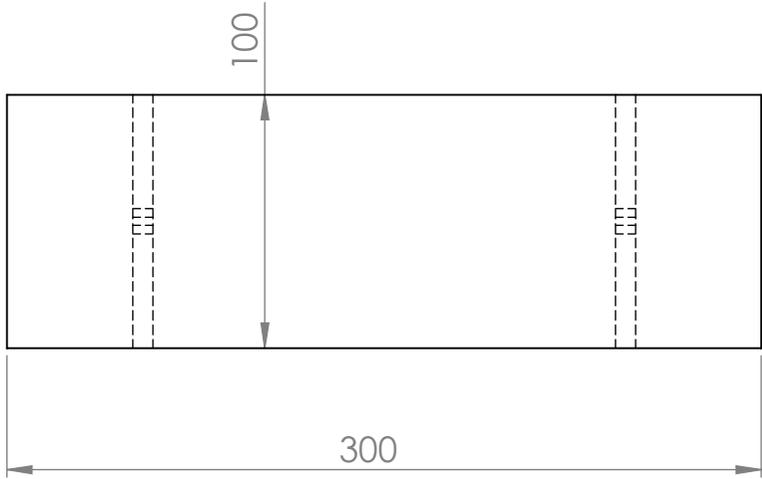
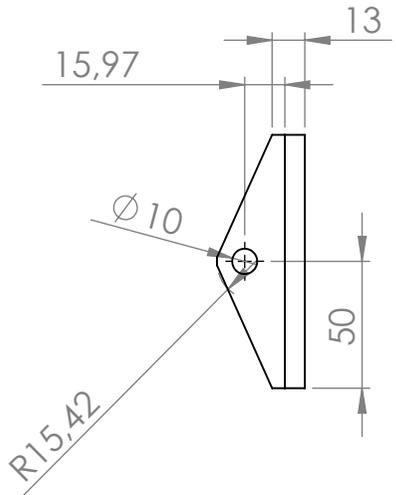
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	TENAZA SUJETADORA	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: SOPORTE DE RESORTE	
ESPOL	MATERIAL:				
	ACERO ASTM A-36			ESCALA:1:2	
				HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TENAZA SUJETADORA
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	ESPOL	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: SOPORTE SUPERIOR
APROBADO POR:		MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018		
MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TENAZA SUJETADORA
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		SUJETADOR DE MADERA	A4
ESCALA: 1:3				HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

D

D

C

C

B

B

A

A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

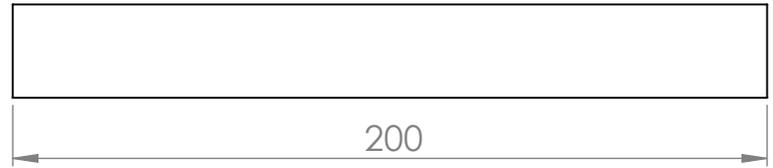
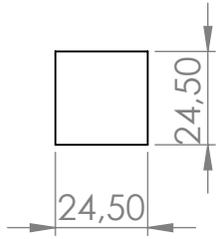
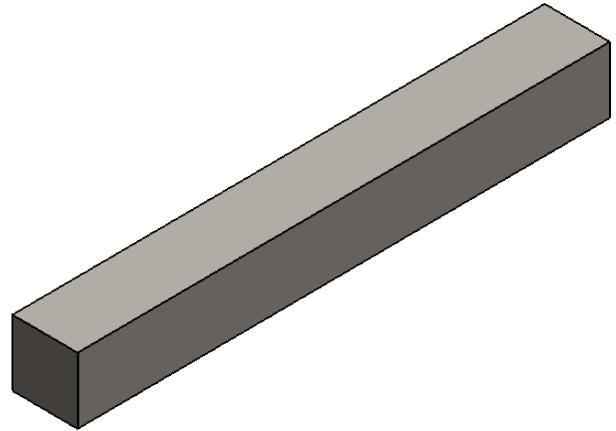
C

B

B

A

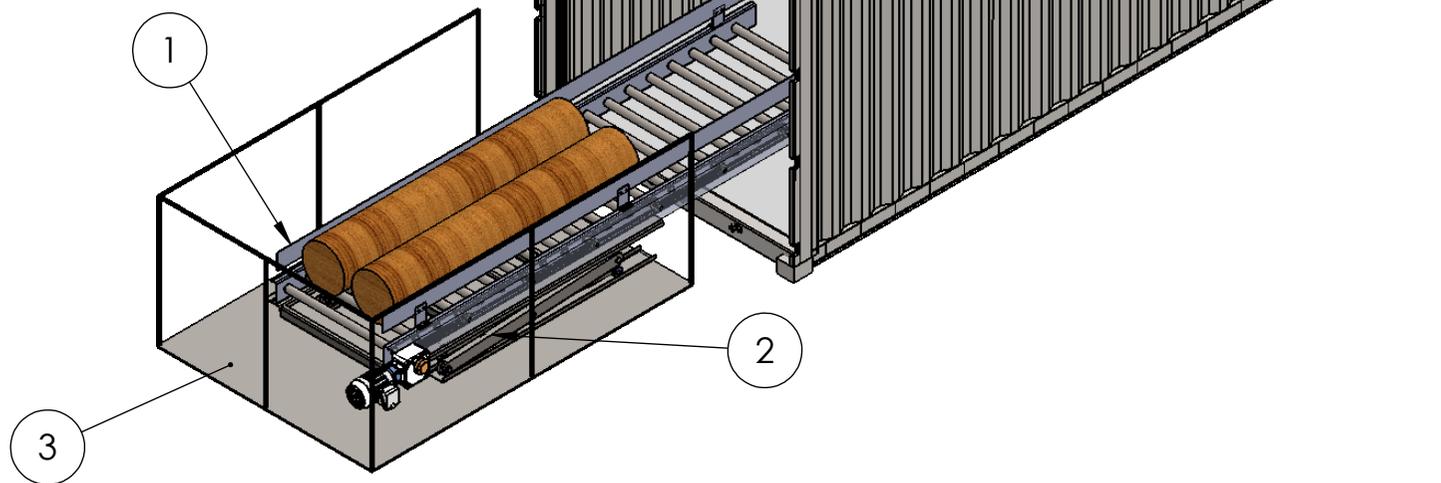
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TENAZA SUJETADORA
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	ESPOL	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: UNIÓN DE TENAZAS
APROBADO POR:		MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018		
MATERIAL:			ACERO ASTM A-36		
ESCALA:1:2				HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

	6	5	4	3	2	1
	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD			
D	1	TRANSPORTADOR DE RODILLOS	1			
	2	ELEVADOR TIPO TIJERAS	1			
	3	SOPORTE ESTRUCTURAL DE INGRESO DE TECA	1			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: SISTEMA DE INGRESO DE TECA			
	MATERIAL:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
ESCALA:1:50						HOJA 1 DE 1	

	6	5	4	3	2	1
--	---	---	---	---	---	---

D

D

C

C

B

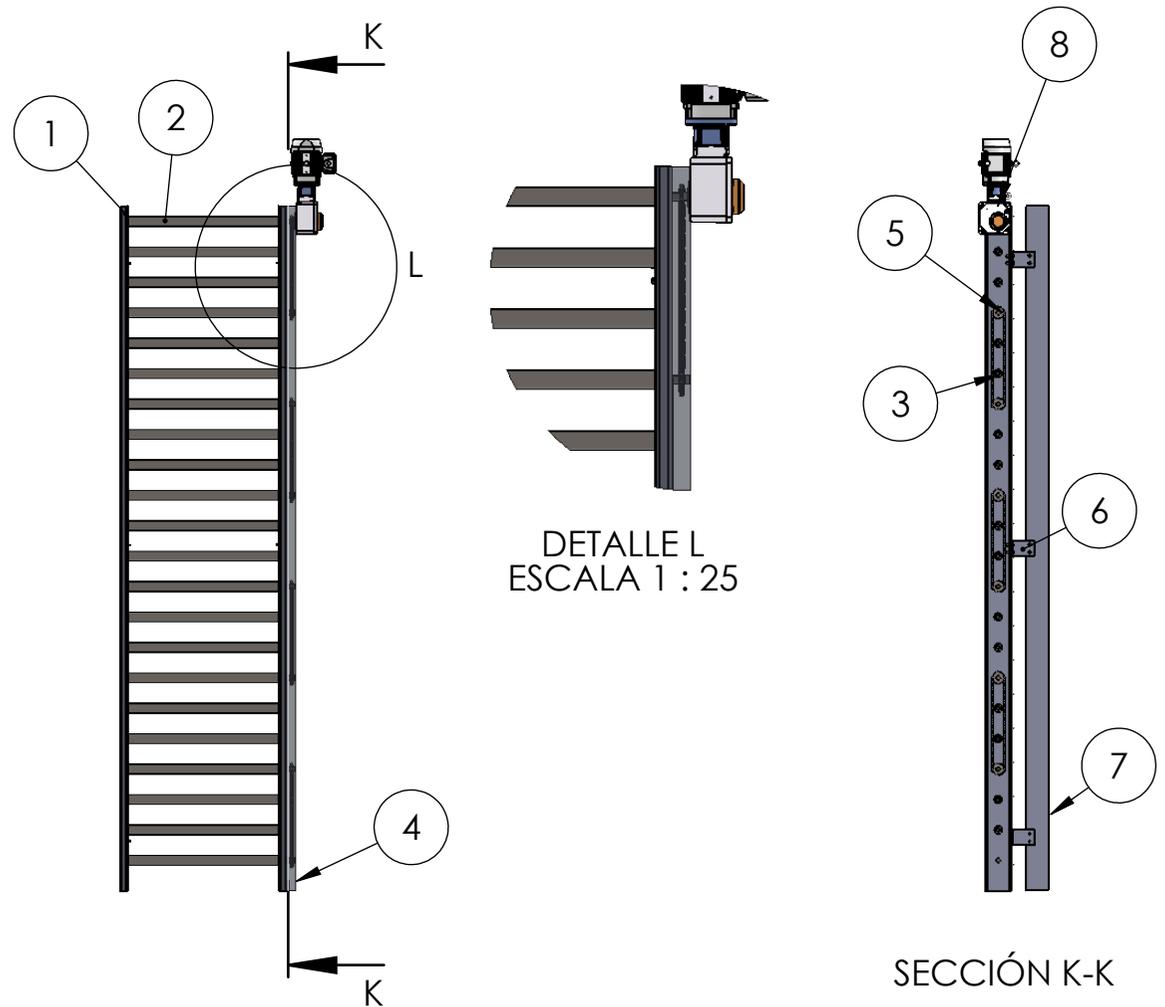
B

A

A

A4

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	VIGA SOPORTE DE RODILLOS	2
2	RODILLO METÁLICO	22
3	EJE DE RODILLO	14
4	GUARDA DE SEGURIDAD	1
5	EJE DE RODILLO ACTUADOR	8
6	PLACA SOPORTE DE PROTECCIÓN LATERAL	6
7	PROTECCIÓN LATERAL	2
8	MOTOR ELÉCTRICO	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: PIEZAS Y COMPONENTES			
	MATERIAL:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
				ESCALA:1:50		HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

D

D

C

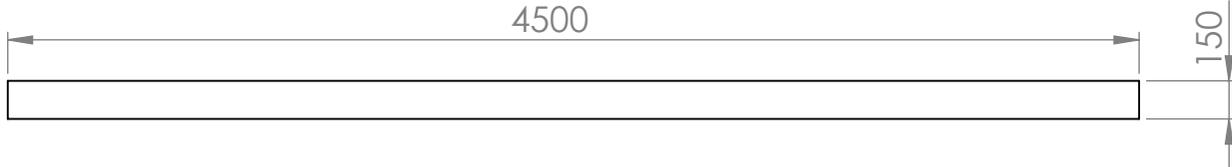
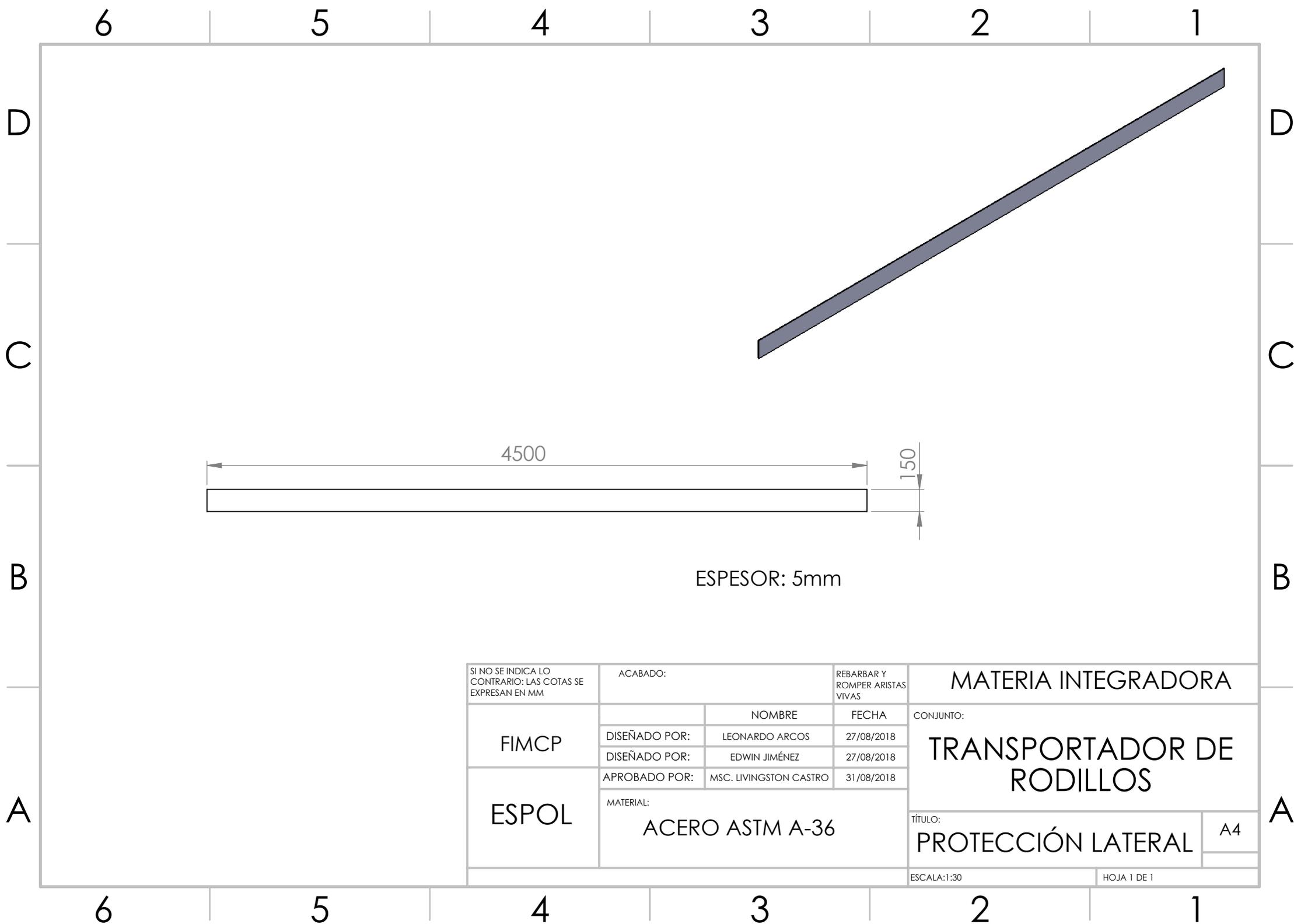
C

B

B

A

A



ESPESOR: 5mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	TRANSPORTADOR DE RODILLOS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		PROTECCIÓN LATERAL	A4
				ESCALA: 1:30	HOJA 1 DE 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

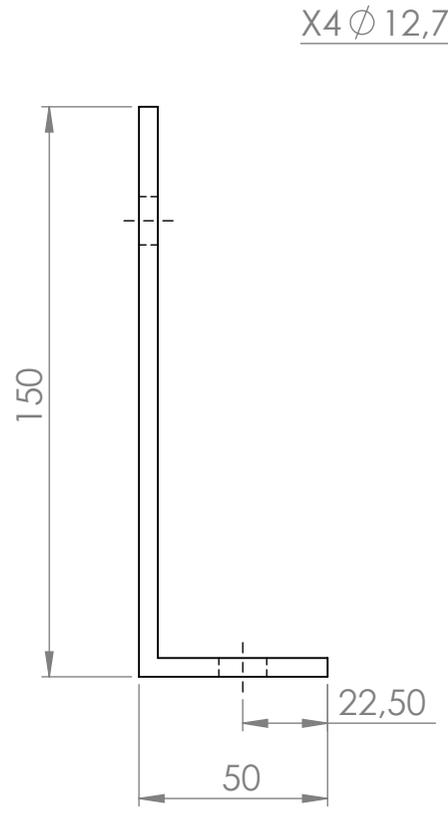
C

B

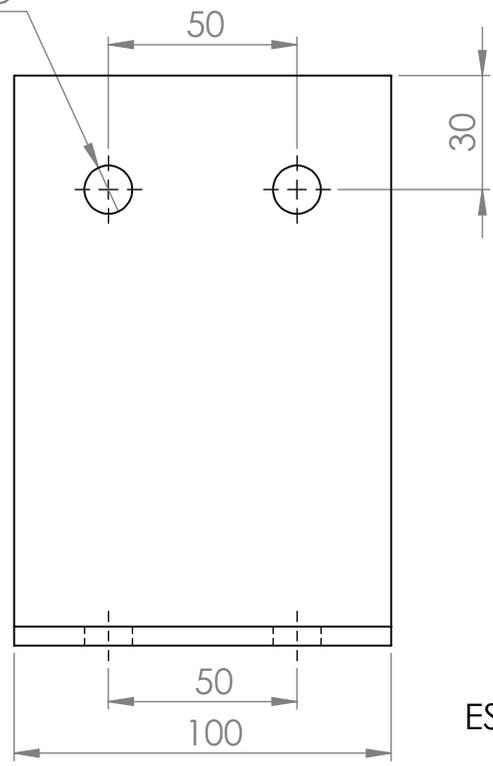
B

A

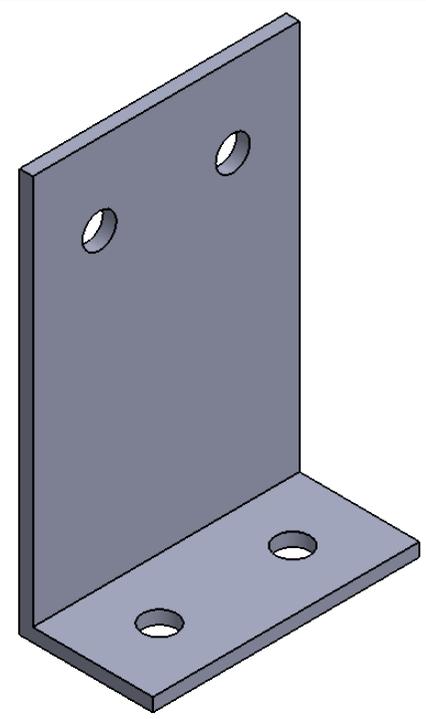
A



X4 Ø 12,70 POR TODO



ESPESOR: 5mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	LEONARDO ARCOS	FECHA	27/08/2018	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:			
	MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1

6

5

4

3

2

1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

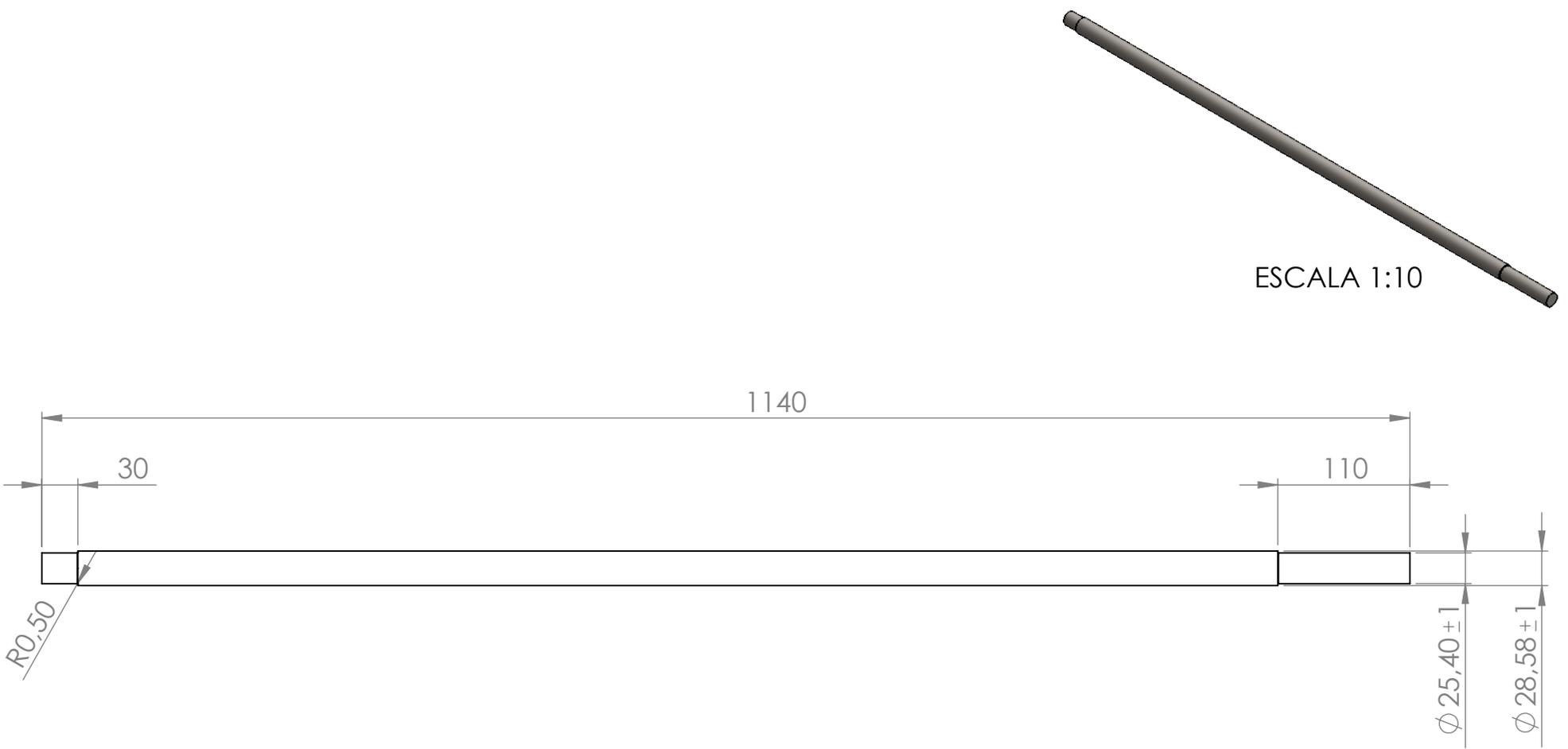
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: EJE DE RODILLO ACTUADOR	
	MATERIAL: ACERO AISI 1018			A4	
				ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

C

B

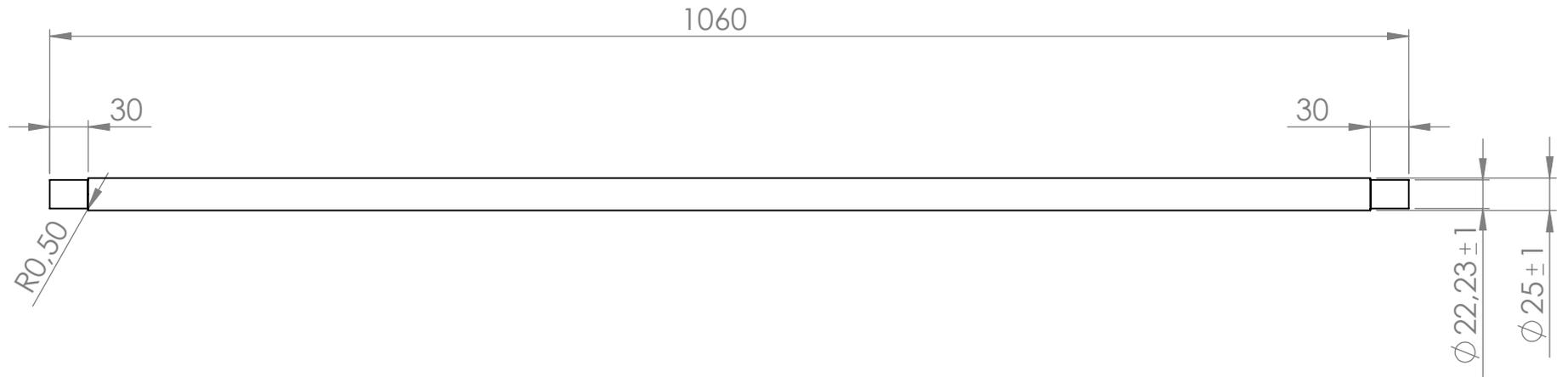
B

A

A



ESCALA 1:10



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	A4
	MATERIAL: ACERO AISI 1018			EJE DE RODILLO	
				ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

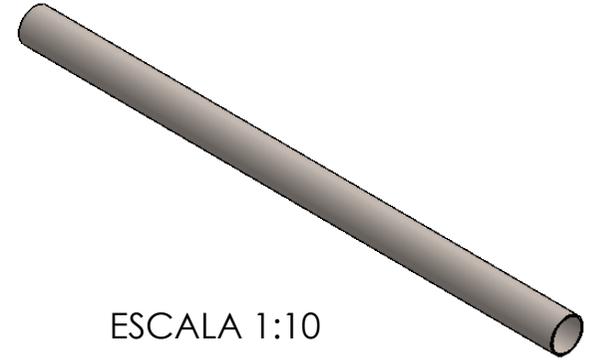
C

B

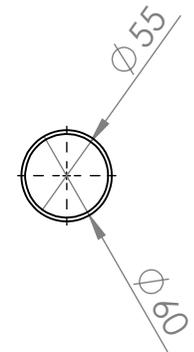
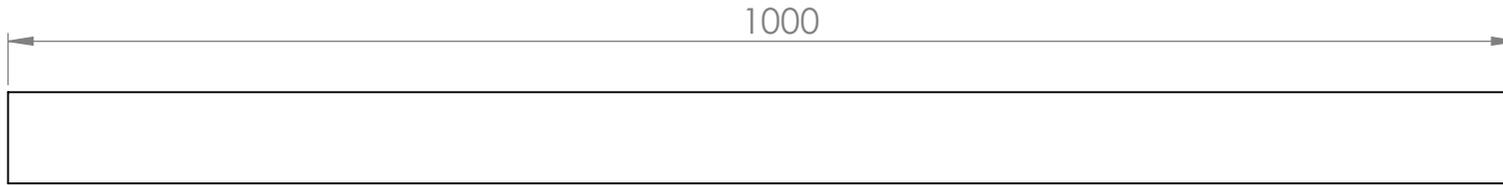
B

A

A



ESCALA 1:10



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS			
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018				
APROBADO POR:		MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
ESPOL	MATERIAL:			TÍTULO: RODILLO METÁLICO			
	ACERO ASTM A-36						
ESCALA:1:5						HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

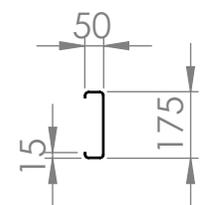
C

B

B

A

A



ESPESOR: 2mm



4500

X22 Ø 22,23 POR TODO

100

200

ESCALA 1:20

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: TRANSPORTADOR DE RODILLOS	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018		
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	A4
	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			VIGA SOPORTE DE RODILLOS	
			ESCALA:1:30	HOJA 1 DE 1	

6

5

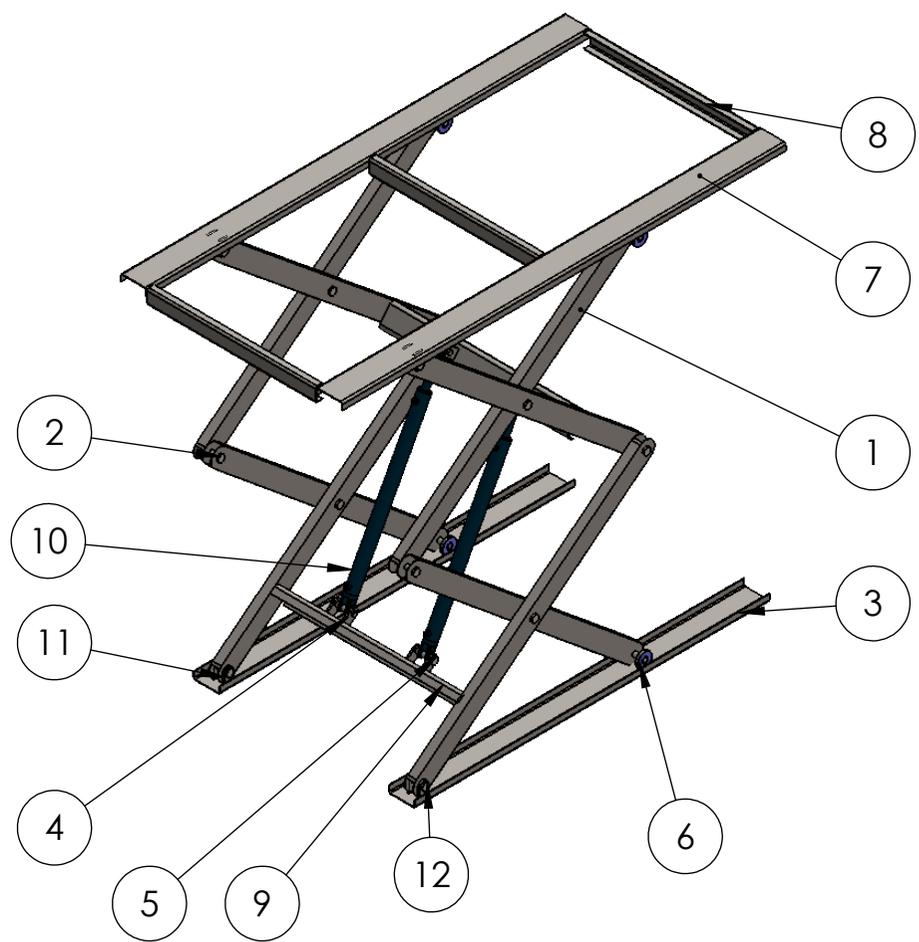
4

3

2

1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	ESLABÓN	8
2	PASADOR DE ESLABONES	12
3	PISTA INFERIOR DEL ELEVADOR	2
4	HORQUILLA DE CILINDRO	4
5	PASADOR DE CILINDRO	4
6	RODAMIENTO	4
7	PISTA ELEVADOR SUPERIOR	2
8	BASTIDOR ELEVADOR HORIZONTAL	3
9	CORREA SOPORTE CILINDRO	2
10	CILINDRO HIDRÁULICO	2
11	HORQUILLA DE ESLABÓN	4
12	PASADOR DE ESLABÓN FIJO	4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	TÍTULO: PIEZAS Y COMPONENTES			
	MATERIAL:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
				ESCALA:1:30		HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

D

D

C

C

B

B

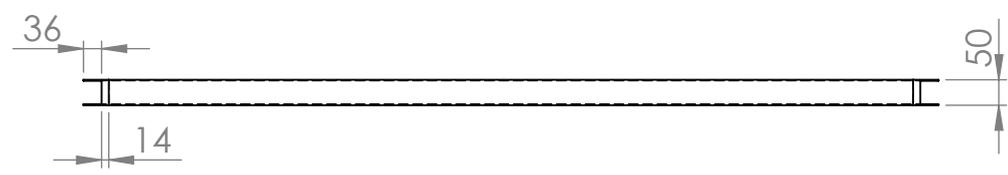
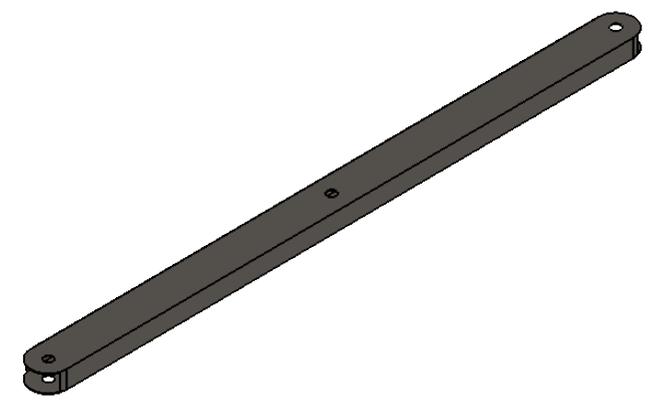
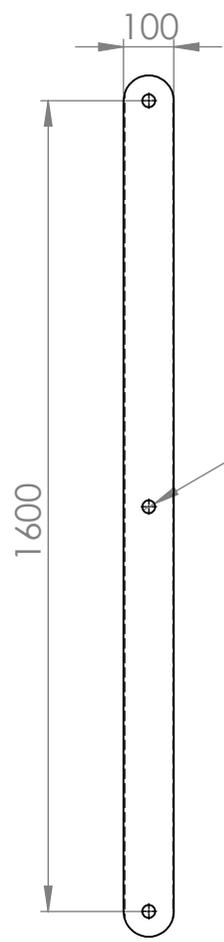
A

A

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



ESPESOR: 2mm

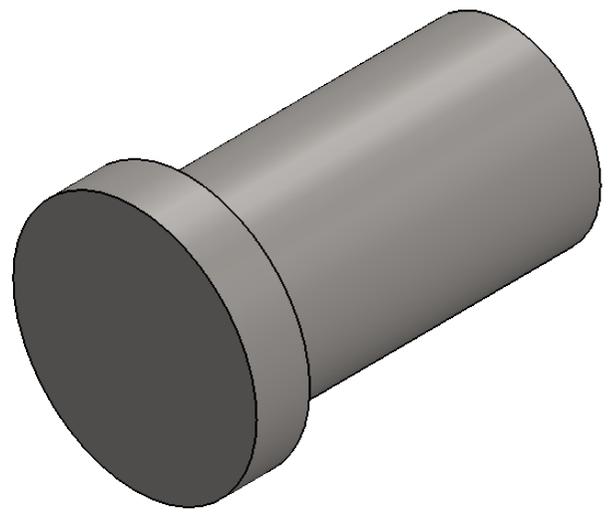
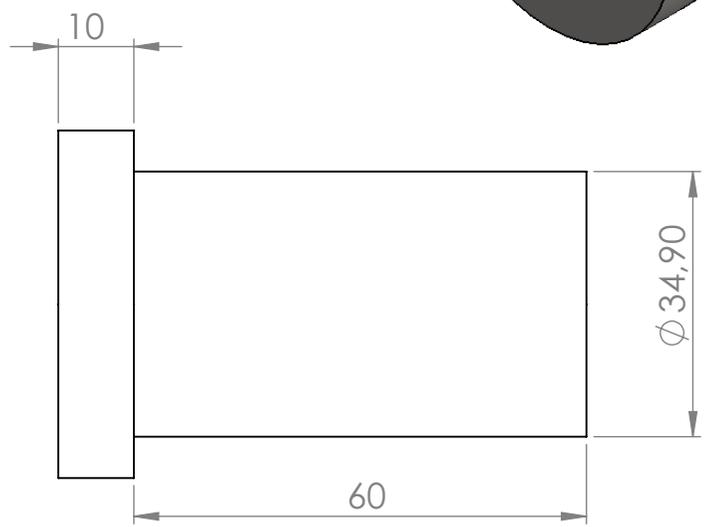
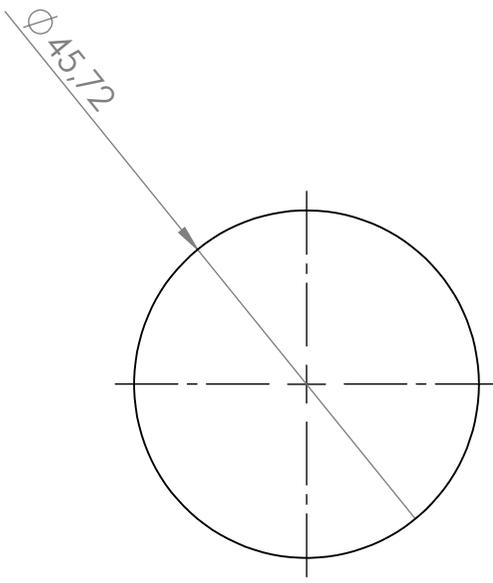
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	ELEVADOR TIPO TIJERAS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		ESLABÓN	A4
				ESCALA: 1:15	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

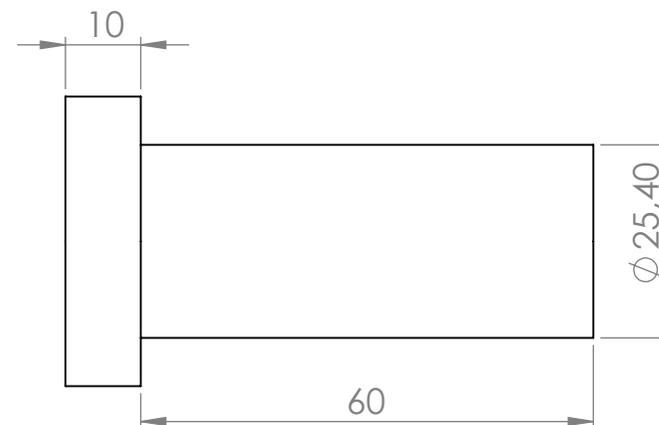
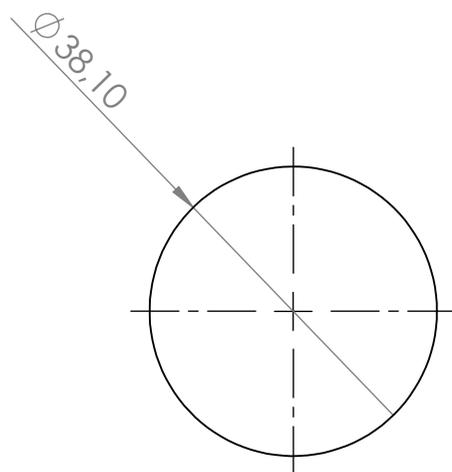
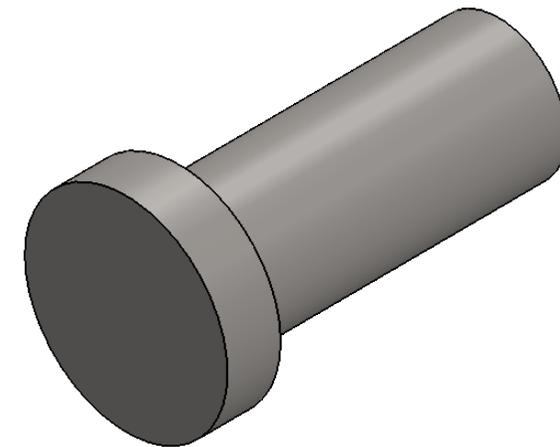
D
C
B
A

D
C
B
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	LEONARDO ARCOS	FECHA	27/08/2018	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018				
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
	MATERIAL:	ACERO ASTM A-36			TÍTULO:		A4
						PASADOR DE CILINDRO	
						ESCALA: 1:1	
						HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS TÍTULO: PASADOR DE ESLABÓN FIJO			
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018				
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018				
ESPOL	MATERIAL:			ACERO ASTM A-36			
	ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1		A4		

6 5 4 3 2 1

D

D

C

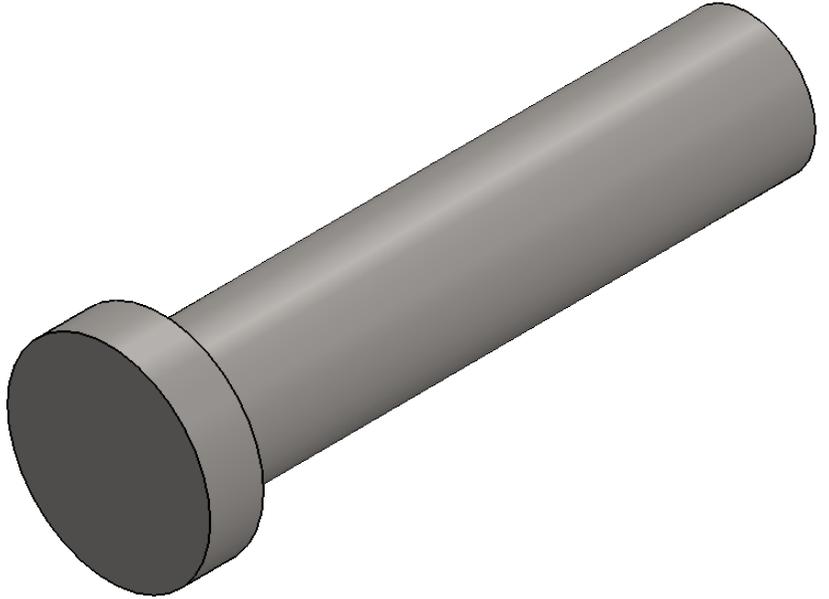
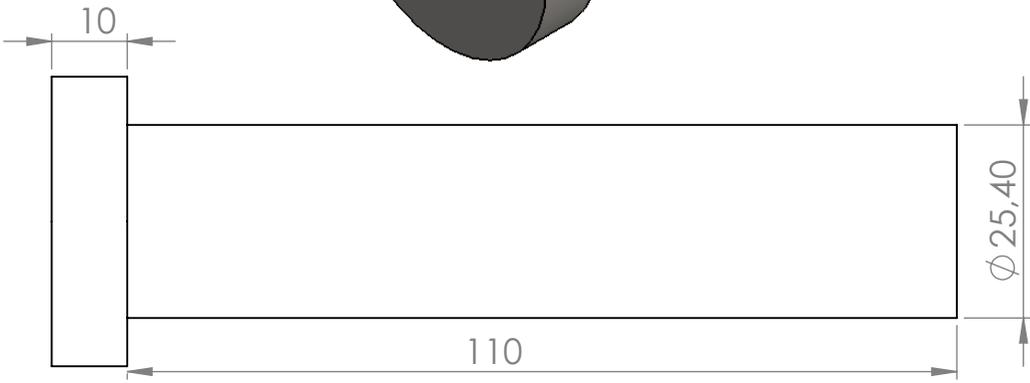
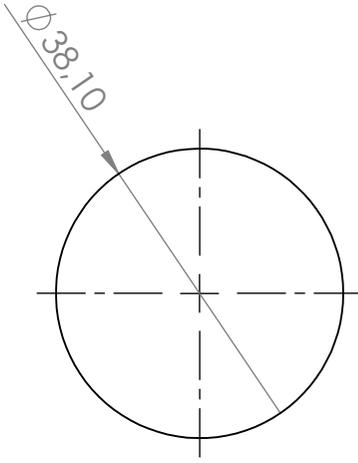
C

B

B

A

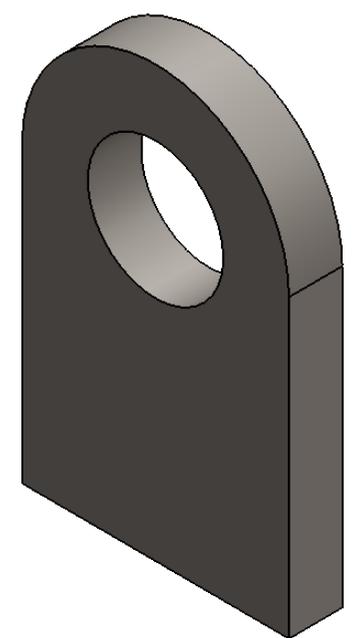
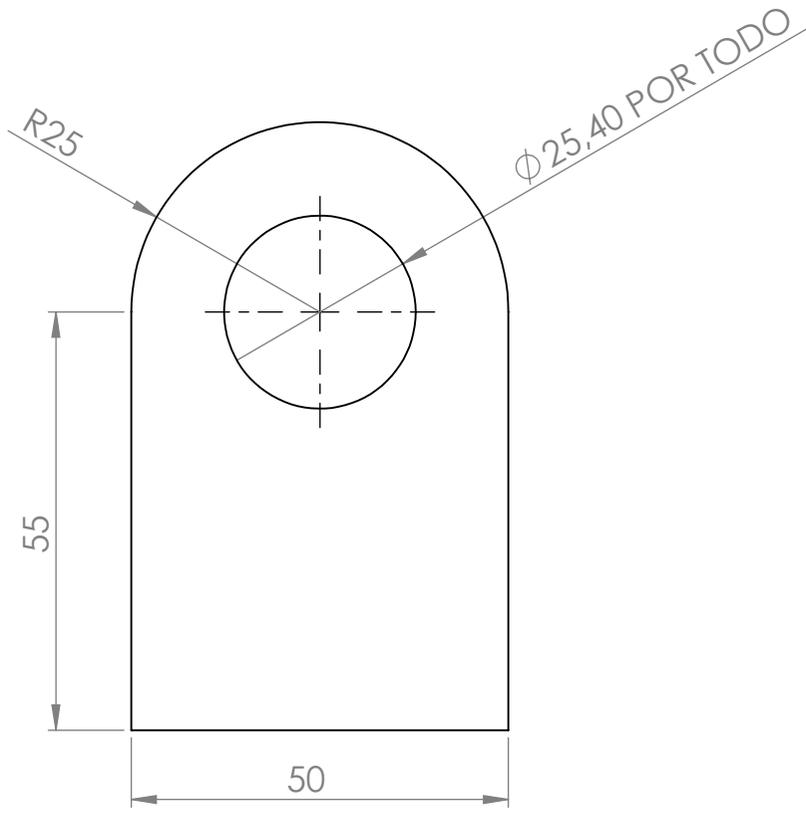
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: PASADOR DE ESLABONES	
	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			A4	
				ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1



ESPESOR: 10mm

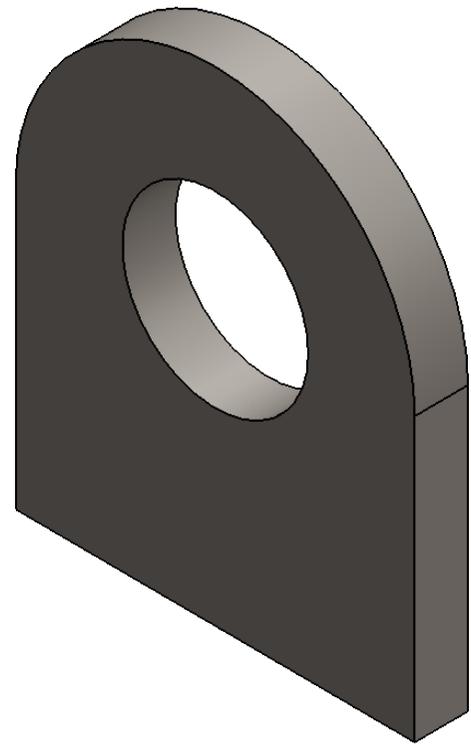
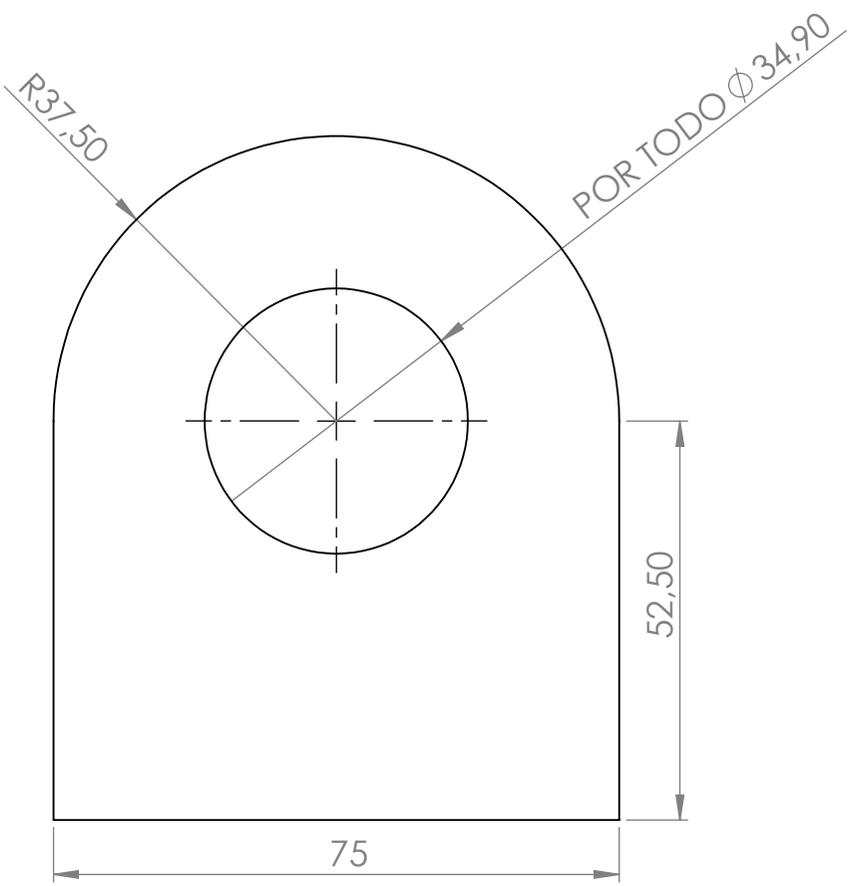
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: HORQUILLA DE ESLABÓN	
	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			A4	
				ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A

6 5 4 3 2 1



ESPEJOR : 10mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS
		DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018	
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
ESPOL	MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		HORQUILLA DE CILINDRO
			ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1	

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

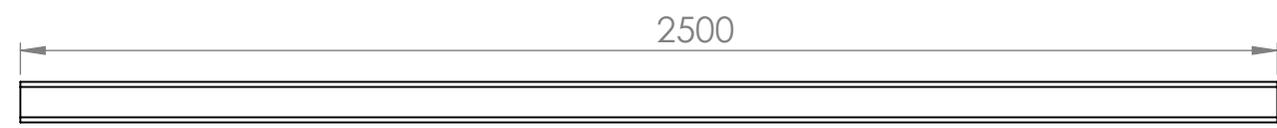
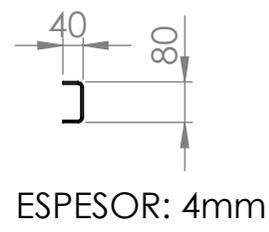
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
ESPOL	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	ELEVADOR TIPO TIJERAS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO:	
MATERIAL:		ACERO ASTM A-36		PISTA ELEVADOR SUPERIOR	
				ESCALA: 1:15	HOJA 1 DE 1
				A4	

6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

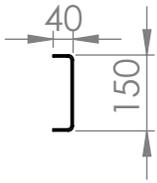
C

B

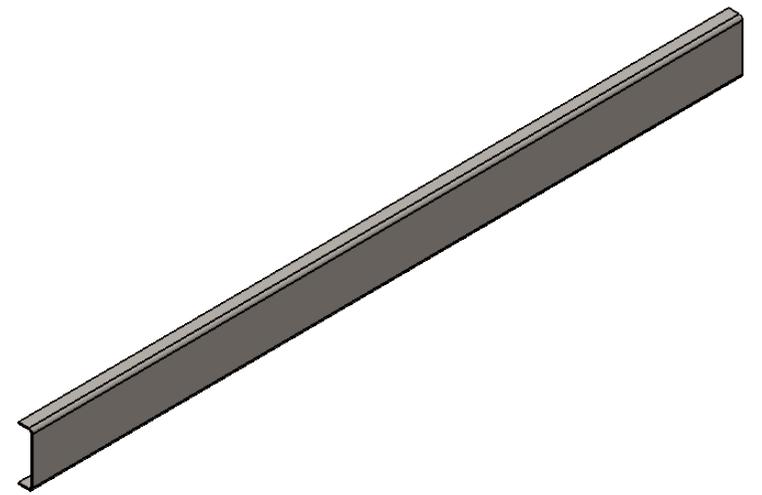
B

A

A



ESPESOR: 4mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP		NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: PISTA INFERIOR DE ELEVADOR	
	MATERIAL: ACERO ASTM A-36			A4	
				ESCALA:1:15	HOJA 1 DE 1

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

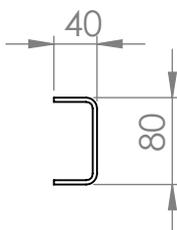
C

B

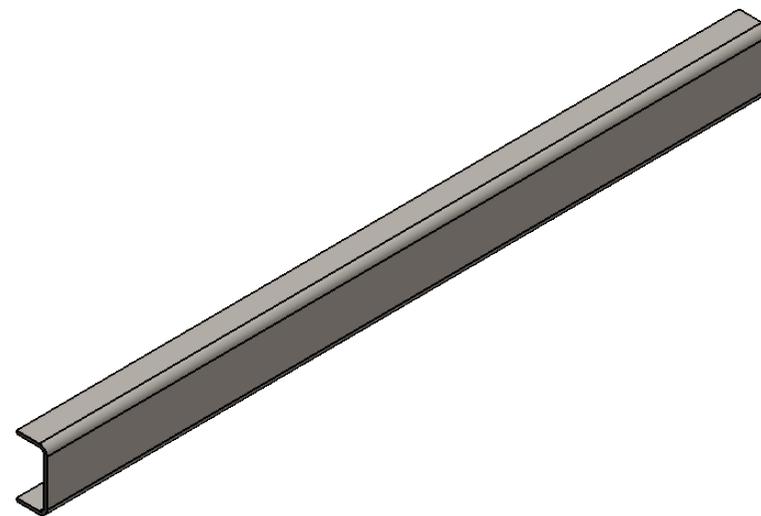
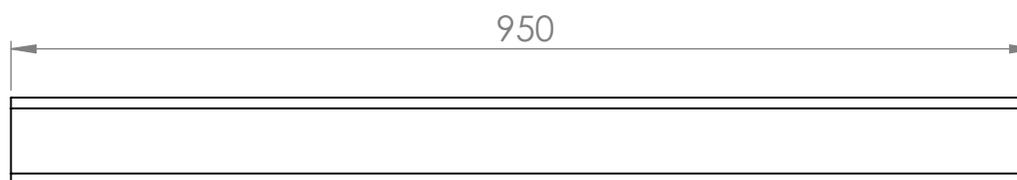
B

A

A



ESPESOR: 4mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018	ELEVADOR TIPO TIJERAS	
	DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018		
	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: BASTIDOR ELEVADOR HORIZONTAL	
ESPOL	MATERIAL:				
	ACERO ASTM A-36			ESCALA: 1:7	
				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

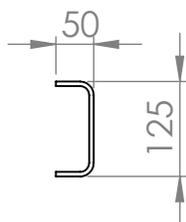
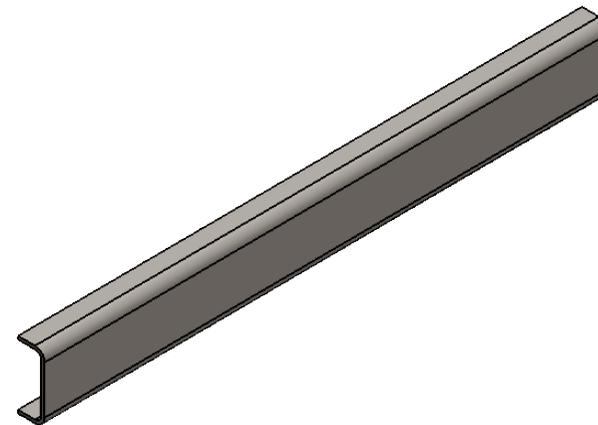
C

B

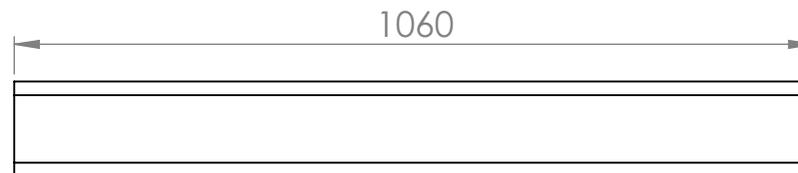
B

A

A



ESPESOR: 6mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIA INTEGRADORA	
	FIMCP	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: ELEVADOR TIPO TIJERAS	
		DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS		
DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018			
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: CORREA SOPORTE CILINDRO	
	MATERIAL: ACERO ASTM A-36				
			ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1	

6

5

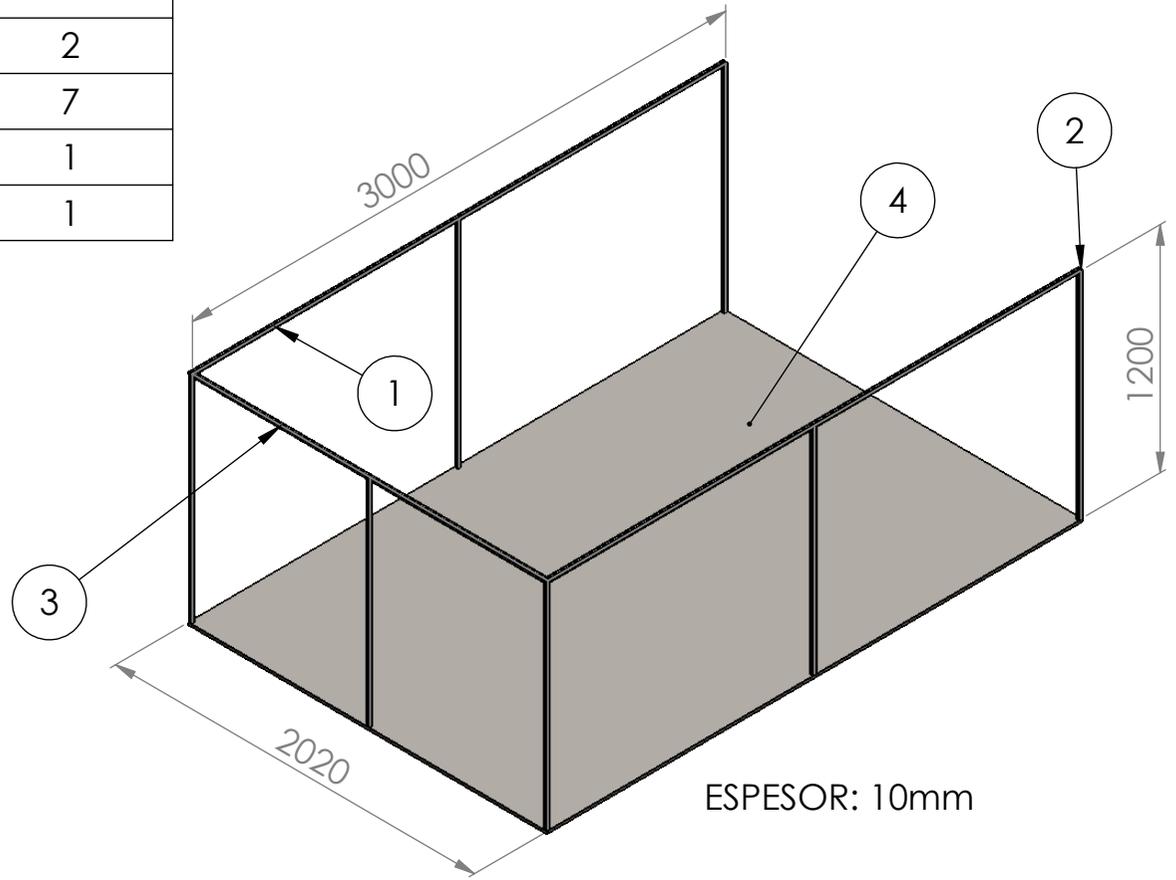
4

3

2

1

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	TUBO CUADRADO 20X20X3	2
2	TUBO CUADRADO 20X20X3	7
3	TUBO CUADRADO 20X20X3	1
4	PLANCHA ACERO ASTM A-36	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIA INTEGRADORA	
FIMCP	DISEÑADO POR:	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO: SOPORTE ESTRUCTURAL DE INGRESO DE TECA			
	DISEÑADO POR:	LEONARDO ARCOS	27/08/2018				
DISEÑADO POR:	EDWIN JIMÉNEZ	27/08/2018					
ESPOL	APROBADO POR:	MSC. LIVINGSTON CASTRO	31/08/2018	TÍTULO: COMPONENTES			
	MATERIAL:						
				ESCALA:1:30		HOJA 1 DE 1	

D

D

C

C

B

B

A

A

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1