

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño de sistema de transporte y colocado de sello elastomérico  
en tubos lisos PVC para sistema de alcantarillado

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo a la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Jaime André Chan Samaniego

Luis Emerson Rodríguez Moreano

GUAYAQUIL-ECUADOR

Año: 2019

## **DEDICATORIA**

Quiero dedicar este proyecto a mi familia, especialmente a mi mamá, quien me ha brindado todo y más de lo que necesito para salir adelante y poder culminar mis estudios. A mis amigos, con quien he tenido la oportunidad de compartir durante toda la carrera.

**Jaime André Chan Samaniego**

Dedico este proyecto a mi mamá, que me acompañó en cada etapa de mi vida estudiantil, brindándome su amor y apoyo incondicional. A mi abuelita, que desde el cielo me acompaña en cada paso que doy. A mis amigos quienes fueron parte de este camino y con los que compartí día a día jornadas de estudio y preparación.

**Luis Emerson Rodríguez Moreano**

## **AGRADECIMIENTOS**

Expresamos nuestro sincero agradecimiento a la empresa y a los ingenieros que nos dieron la oportunidad de realizar este trabajo bajo su supervisión y consejo. A los tutores de este proyecto, M.Sc. Livingston Castro y Francis Loayza PhD., quienes nos guiaron y apoyaron en el desarrollo de este proyecto integrador.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Jaime André Chan Samaniego y Luis Emerson Rodríguez Moreano 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”



Jaime André Chan  
Samaniego



Luis Emerson  
Rodríguez Moreano



## EVALUADORES



Francisco Loayza Ph.D.  
PROFESOR DE LA MATERIA



M.Sc. Livingston Castro  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

En el proceso de fabricación de tuberías lisas PVC para alcantarillado, los dos últimos subprocesos consisten en la impresión del código de identificación del producto y la colocación de un sello elastomérico en los extremos de la tubería, debido a esto es necesario desplazarla hacia estas etapas luego de su formación. Actualmente, el desplazamiento de la tubería y colocado del sello es realizado manualmente por dos operadores, lo que da lugar a que ocurran golpes que dañen el producto y generen desechos post-industriales, resultando en pérdidas económicas para la empresa. Habiendo mencionado esto, el objetivo del proyecto es diseñar un sistema mecánico de transporte y colocado del sello elastomérico en la tubería. El diseño se dividió en tres sistemas, el primero para transportar longitudinalmente la tubería, el segundo para transportarla transversalmente, y el tercero para colocar el sello. Se realizaron análisis estáticos y de fatiga para los elementos, los cuales fueron verificados utilizando un software CAE de elementos finitos. La selección de los elementos motrices fue considerando catálogos disponibles de proveedores locales, quedando como elementos principales tres motorreductores de 1 HP, y 7 cilindros neumáticos de émbolo 125 mm y 200 mm de carrera. Finalmente, se obtuvo como resultado el diseño conceptual de tres sistemas capaces de cumplir con los requerimientos del cliente y los criterios de seguridad de la norma ASME B20.1, concluyendo que con su implementación se reducirá la cantidad de desechos post-industriales generados, resultando en un ahorro anual de 2000 kg de materia prima.

**Palabras Claves:** tuberías PVC, sello elastomérico, desechos post-industriales, sistema de transporte

## **ABSTRACT**

*In the manufacturing process of smooth PVC pipes for sewerage, the last two subprocesses are the printing of the identification code of the product and the placing of an elastomeric seal at the ends of the pipe, due to this it is necessary moving it towards these stages. Currently, the displacement of the pipe as well as the placing of the seal are done it manually by two operators, which may result in damage of the product and generates scrap, resulting in economic losses for the factory. Having mentioned this, the objective of this project is to design a mechanical system for the displacement of the pipe, and a system for the placement of the seal. The design was divided into three systems, the first one to longitudinally transport the pipe, the second one to transport it transversely, and the third one to place the seal. In order to achieve this, static and fatigue analysis were done for the mechanic elements, which were verified using finite elements CAE software. The selection of the driving elements was done considering available catalogues of local suppliers, leaving as main elements 3 electric motors with their respective reducers, and 7 pneumatic cylinders with 125 mm of diameter and 200 mm of stroke. Finally, it was obtained the design of the three systems capable of complying with the requirements of the client and the safety criteria of the standard ASME B20.1, concluding that with its implementation the amount of scrap generated will be reduced resulting in annual savings of 2000 kg of raw material.*

**Keywords:** *PVC pipes, elastomeric seal, scrap, transport system*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del problema .....	7
1.2. Justificación del problema.....	7
1.3. Objetivos.....	8
1.3.1. Objetivo General .....	8
1.3.2. Objetivos Específicos .....	8
1.4. Marco teórico .....	8
1.4.1. Mecanismos para desplazamiento longitudinal .....	10
1.4.1.1. Mecanismo de Diamond Plastics Corp. ....	10
1.4.1.2. Mecanismo de Krah AG .....	11
1.4.2. Mecanismos para desplazamiento transversal.....	11
1.4.2.1. Mecanismo de BLKMA Company .....	11
1.4.2.2. Mecanismo de Byard .....	12
CAPÍTULO 2 .....	15
2. METODOLOGÍA.....	15
2.1. Consideraciones de diseño.....	16
2.1.1. Requerimientos de diseño.....	17
2.1.2. Requerimientos de desempeño.....	18
2.2. Alternativas de solución .....	19
2.2.1. Alternativas de solución para movimiento longitudinal .....	19
2.2.1.1. Sistema de elevación y arrastre con ruedas .....	19
2.2.1.2. Sistema de arrastre con rodillos en “V” .....	20

2.2.1.3.	Sistema de arrastre con ruedas fijas.....	21
2.2.2.	Alternativas de solución para movimiento transversal.....	21
2.2.2.1.	Brazo pivoteado .....	21
2.2.2.2.	Barrera elevadora .....	22
2.2.3.	Alternativas de solución para colocación del sello .....	23
2.2.3.1.	Rotación de tubería con rodillos y colocación del sello con dado fijo. 23	
2.2.3.2.	Colocación de sello y rotación de tubería con dado.....	24
2.2.3.3.	Rotación del dado alrededor de la tubería fija.....	25
2.3.	Selección de la mejor alternativa de solución. ....	26
2.4.	Arquitectura del proyecto .....	29
2.5.	Diseño de configuración .....	30
2.5.1.	Verificación y adecuación de estructura base .....	30
2.5.2.	Reordenamiento del espacio de trabajo.....	30
2.5.3.	Diseño conceptual.....	31
2.6.	Diseño Paramétrico .....	32
2.6.1.	Diseño de Sistema de transporte longitudinal .....	32
2.6.1.1.	Determinación de las fuerzas sobre las ruedas .....	33
2.6.1.2.	Determinación experimental de coeficiente de fricción .....	34
2.6.1.3.	Determinación de torque y potencia para movimiento longitudinal ..	35
2.6.1.4.	Determinación de la fuerza del pistón para elevación del sistema de movimiento longitudinal.....	37
2.6.2.	Diseño de Sistema de transporte transversal.....	38
2.6.2.1.	Determinación de la fuerza sobre los brazos .....	38
2.6.2.2.	Selección del perfil para los brazos.....	39
2.6.2.3.	Determinación de la fuerza del pistón para mover los brazos.....	40
2.6.3.	Diseño de Sistema de colocación del sello elastomérico. ....	40
2.6.3.1.	Determinación de la potencia para rotar la tubería. ....	41
2.6.3.2.	Determinación de fuerzas sobre mecanismo de colocado de sello..	43
2.6.3.3.	Dado .....	44
2.6.3.4.	Sujetadores de sello.....	44
2.6.3.5.	Mecanismo de desplazamiento lineal .....	45
2.6.3.6.	Mecanismo para regular altura.....	45
2.6.4.	Diseño y selección de elementos mecánicos generales .....	46
2.6.4.1.	Selección de motor y reductor.....	47

2.6.4.2.	Selección de piñón y cadena. ....	47
2.6.4.3.	Selección del pistón neumático.....	48
2.6.4.4.	Diseño de ejes .....	49
2.6.4.5.	Diseño de pasadores. ....	50
2.6.4.6.	Diseño de orejas. ....	51
2.6.4.7.	Selección de rodamientos.....	51
2.6.4.8.	Diseño de chavetas.....	52
CAPÍTULO 3.....		53
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	53
3.1.	Sistema de transporte longitudinal.....	53
3.1.1.	Potencia para desplazar tubería y selección de motorreductor.....	53
3.1.2.	Selección de piñón y cadena.....	55
3.1.3.	Selección de pistón .....	57
3.1.4.	Diseño de orejas para soporte de cilindro .....	58
3.1.5.	Diseño de ejes.....	60
3.1.5.1.	Ejes de ruedas .....	60
3.1.5.2.	Ejes de articulación .....	63
3.1.6.	Análisis de Tensión en soporte para ruedas .....	64
3.1.7.	Selección de rodamientos / chumaceras.....	65
3.1.8.	Selección de chaveta .....	67
3.2.	Sistema de transporte transversal .....	68
3.2.1.	Selección del perfil del brazo.....	68
3.2.2.	Selección del pistón. ....	72
3.2.3.	Diseño del pasador .....	75
3.2.4.	Diseño de las orejas.....	75
3.3.	Sistema de colocación del sello elastomérico.....	78
3.3.1.	Potencia para rotar la tubería y selección de motorreductor .....	78
3.3.2.	Selección de piñón y cadena.....	80
3.3.3.	Diseño del eje de los rodillos.....	81
3.3.4.	Selección de rodamientos / chumacera.....	83
3.3.5.	Selección de chaveta .....	85
3.3.6.	Mecanismo regulador de altura .....	86
3.3.7.	Dado.....	87
3.3.8.	Diseño de eje para dado .....	88
3.3.9.	Mecanismo biela manivela corredera .....	88

3.3.10.	Sujetador de sello elastomérico .....	89
3.3.11.	Etapas detalladas del colocador.....	89
3.4.	Diseño final y planos mecánicos.....	91
3.5.	Análisis de costos .....	93
3.5.1.	Inversión y gastos adicionales.....	93
3.5.2.	Ahorro debido a la implementación del proyecto.....	94
3.5.3.	Rentabilidad del proyecto y recuperación de la inversión.....	94
CAPÍTULO 4.....		97
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	97
4.1.	Conclusiones .....	97
4.2.	Recomendaciones .....	98
BIBLIOGRAFÍA.....		100
APÉNDICES.....		103

## ABREVIATURAS

PVC	Policloruro de Vinilo
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización
ASTM	American Society for Testing and Materials
IESS	Instituto Ecuatoriano de Seguro Social
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
ASME	American Society of Mechanical Engineers
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
SBR	Styrene Butadiene
NR	Natural Rubber
AISI	American Iron and Steel Institute
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
B/C	Costo Beneficio
PRI	Periodo de Recuperación de la Inversión
AHP	Analytic Hierarchy Process



## SIMBOLOGÍA

mm	Milímetros
m	Metros
hr	Horas
kg	Kilogramo
rpm	Revoluciones por minuto
psi	Libras por pulgada cuadrada
l	Litros
N	Newtons
Nm	Newtons por metro
W	Watts
HP	Horse Power
kW	Kilowatts
MPa	Megapascales
mm <sup>3</sup>	Milímetros cúbicos
kN	Kilonewtons
\$	Dólares americanos

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Tubería tipo A2. Perfil cerrado. [INEN, 2015] .....	3
Figura 1.2 Forma del perfil extruido para tubería tipo A2. [Elaboración propia].....	3
Figura 1.3 Rollo de perfil listo para ser usado en la segunda etapa. [Elaboración propia] .....	4
Figura 1.4 Esquema de la canasta. [Elaboración propia] .....	5
Figura 1.5 Esquema de unión Campana – Espiga. [Elaboración propia] .....	6
Figura 1.6 Esquema de unión Espiga – Espiga. [Elaboración propia] .....	6
Figura 1.7 Diagrama del proceso de fabricación de la tubería. [Elaboración propia].....	9
Figura 1.8 Mecanismo usado en línea de producción de Diamond Plastics Corp. [Elaboración propia].....	10
Figura 1.9 Mecanismo usado en Krah AG. [Elaboración propia] .....	11
Figura 1.10 Mecanismo de una máquina producida por BLKMA Company. [Elaboración propia] .....	12
Figura 1.11 Mecanismo usado en la empresa Byard. [Elaboración propia].....	13
Figura 1.12 Mecanismo usado en LJ Welding Automation. [Elaboración propia] .....	14
Figura 2.1 Proceso para el diseño de ingeniería aplicado al presente proyecto [Dieter & Schmidt, 2009].....	16
Figura 2.2 Esquema de la sección transversal del sello. [Elaboración propia] .....	17
Figura 2.3 Esquema de los desplazamientos realizados por la tubería. [Elaboración propia] .....	18
Figura 2.4 Diseño conceptual del sistema de elevación y arrastre con ruedas. [Elaboración propia].....	20
Figura 2.5 Diseño conceptual del sistema de arrastre con rodillos en V. [Elaboración propia] .....	20
Figura 2.6 Diseño conceptual del sistema de arrastre con ruedas fijas. [Elaboración propia] .....	21
Figura 2.7 Diseño conceptual del sistema con brazo pivoteado. [Elaboración propia] ..	22
Figura 2.8 Diseño conceptual del sistema de barrera elevadora. [Elaboración propia] .	23
Figura 2.9 Diseño conceptual del sistema de rotación de tubería con rodillos y colocación del sello con dado fijo. [Elaboración propia] .....	24
Figura 2.10 Diseño conceptual del sistema de colocación de sello y rotación de tubería con dado. [Elaboración propia] .....	25

Figura 2.11 Diseño conceptual del sistema de rotación del dado alrededor de la tubería fija. [Elaboración propia] .....	26
Figura 2.12 Vista de planta del espacio de producción. [Elaboración propia] .....	29
Figura 2.13 Vista frontal del espacio de producción. [Elaboración propia] .....	29
Figura 2.14 DCL de la tubería de Ø2200 mm sobre los rodillos de la estructura base. [Elaboración propia].....	30
Figura 2.15 Distribución actual de las etapas de trabajo. [Elaboración propia] .....	30
Figura 2.16 Sección de vista frontal de la zona de impresión. [Elaboración propia].....	31
Figura 2.17 Distribución propuesta de las etapas de trabajo. [Elaboración propia].....	31
Figura 2.18 Vistas Isométricas del diseño conceptual del proyecto. [Elaboración propia] .....	32
Figura 2.19 Posición crítica en el sistema para un tubo de 6 metros. [Elaboración propia] .....	33
Figura 2.20 Posición crítica en el sistema para un tubo de 4 metros. [Elaboración propia] .....	33
Figura 2.21 DCL de la interacción entre caucho y perfil Novaloc. [Elaboración propia] .....	35
Figura 2.22 DCL de la rueda. [Elaboración propia].....	36
Figura 2.23 Arreglo del sistema de transmisión de potencia. [Elaboración propia] .....	36
Figura 2.24 Posicionamiento de actuadores neumáticos. [Elaboración propia] .....	37
Figura 2.25 DCL del soporte de ruedas. [Elaboración propia].....	38
Figura 2.26 DCL de la tubería sobre el brazo. [Elaboración propia].....	38
Figura 2.27 DCL del brazo en posición horizontal. [Elaboración propia] .....	40
Figura 2.28 Etapas en colocado de sello. [Elaboración propia].....	41
Figura 2.29 DCL de la tubería sobre rodillos. [Elaboración propia] .....	42
Figura 2.30 DCL de los rodillos. [Elaboración propia].....	42
Figura 2.31 DCL para fuerza axial crítica sobre el dado. [Elaboración propia].....	43
Figura 2.32 DCL de mecanismo de colocado de sello. [Elaboración propia].....	43
Figura 2.33 Perfil del dado de empuje y alineación. [Elaboración propia] .....	44
Figura 2.34 Apertura de sello elastomérico. [Elaboración propia] .....	44
Figura 2.35 DCL del sujetador. [Elaboración propia].....	45
Figura 2.36 Mecanismo biela manivela corredera. [Elaboración propia] .....	45
Figura 2.37 DCL del tornillo y tuerca del mecanismo regulador de altura. [Elaboración propia] .....	46

Figura 2.38 DCL del pasador en cortante doble. [Elaboración propia] .....	50
Figura 3.1 Selección del factor de servicio para el sistema longitudinal [Bonfiglioli, 2019] .....	54
Figura 3.2 Diagrama de pandeo para el pistón del sistema longitudinal [FESTO, 2019c] .....	58
Figura 3.3 Dimensiones de oreja para soportar cilindro en elevación para arrastre. [Elaboración propia].....	58
Figura 3.4 Análisis de tensión en oreja (a). [Elaboración propia].....	59
Figura 3.5 Análisis de tensión en barra de soporte para oreja. [Elaboración propia].....	59
Figura 3.6 DCL eje de ruedas. [Elaboración propia].....	60
Figura 3.7 Diagramas de momento flector resultante (arriba) y torque (abajo). [Elaboración propia].....	61
Figura 3.8 Análisis de tensión de eje de ruedas. [Elaboración propia] .....	62
Figura 3.9 DCL de eje de articulación. [Elaboración propia].....	63
Figura 3.10 Análisis de tensión en eje de articulación. [Elaboración propia] .....	64
Figura 3.11 Análisis de tensión en brazos de soporte para ruedas. [Elaboración propia] .....	65
Figura 3.12 Arriba) Diagrama de fuerza cortante. Abajo) Diagrama de momento flector. [Elaboración propia].....	68
Figura 3.13 Análisis de tensión en brazo de transporte transversal (a). [Elaboración propia] .....	71
Figura 3.14 Análisis de tensión en brazo de transporte transversal (b). [Elaboración propia] .....	72
Figura 3.15 Diagrama de pandeo para el cilindro de los brazos [FESTO, 2019c].....	74
Figura 3.16 Medidas generales de la oreja pivote de los brazos. [Elaboración propia] .	76
Figura 3.17 Análisis de tensión en oreja (b). [Elaboración propia].....	76
Figura 3.18 Análisis de tensión en oreja (c). [Elaboración propia].....	77
Figura 3.19 Análisis de tensión en oreja (d). [Elaboración propia].....	77
Figura 3.20 Análisis de tensión en oreja (e). [Elaboración propia].....	77
Figura 3.21 Selección del factor de servicio para sistema de rotación [Bonfiglioli, 2019] .....	79
Figura 3.22 DCL del eje motriz de los rodillos. [Elaboración propia] .....	81
Figura 3.23 Diagramas de Momento y Torque del eje motriz. [Elaboración propia] .....	82

Figura 3.24 Análisis de tensión en oreja (c). [Elaboración propia].....	83
Figura 3.25 Elementos del sistema de regulación de altura. [Elaboración propia] .....	87
Figura 3.26 Análisis de tensión del dado. [Elaboración propia] .....	87
Figura 3.27 DCL del eje para dado. [Elaboración propia].....	88
Figura 3.28 Análisis de tensión del eje para dado. [Elaboración propia] .....	88
Figura 3.29 Diseño conceptual del colocador del sello. [Elaboración propia].....	90
Figura 3.30 Vista lateral etapa de colocación. [Elaboración propia] .....	90
Figura 3.31 Vista lateral etapa de alineación. [Elaboración propia] .....	90
Figura 3.32 Vista lateral etapa de ajuste. [Elaboración propia].....	91
Figura 3.33 Visto Isométrica del Diseño Final. [Elaboración propia].....	91
Figura 3.34 Vista Superior del Diseño Final. [Elaboración propia].....	92
Figura 3.35 Vista Frontal del Diseño Final. [Elaboración propia].....	92

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Dimensiones tubería para alcantarillado tipo A2. [Elaboración propia].....	17
Tabla 2.2 Dimensiones generales del sello. [Elaboración propia] .....	17
Tabla 2.3 Tiempos de producción de tubería según diámetro y longitud. [Elaboración propia] .....	19
Tabla 2.4 Clasificación de los criterios para la selección de alternativa. [Elaboración propia] .....	27
Tabla 2.5 Matriz de Decisión para el movimiento longitudinal. [Elaboración propia] .....	27
Tabla 2.6 Matriz de Decisión para el sistema de movimiento transversal. [Elaboración propia] .....	28
Tabla 2.7 Matriz de Decisión para el sistema de colocación del sello elastomérico. [Elaboración propia].....	28
Tabla 3.1 Selección de motorreductor Bonfiglioli para sistema longitudinal [Bonfiglioli, 2019] .....	55
Tabla 3.2 Selección del factor de servicio por aplicación de cadenas de transmisión [SKF, 2019b].....	55
Tabla 3.3 Selección del factor de servicio por velocidad de cadenas de transmisión [SKF, 2019b].....	56
Tabla 3.4 Potencia de cadena 16B-1[SKF, 2019b].....	56
Tabla 3.5 Selección del émbolo en función de la presión para sistema longitudinal. [FESTO, 2019c].....	57
Tabla 3.6 Selección de vida útil de rodamiento SKF según tipo de máquina para el sistema longitudinal [SKF, 2019a] .....	66
Tabla 3.7 Selección de rodamiento para eje de ruedas y eje fijo. [SKF, 2019a] .....	66
Tabla 3.8 Dimensiones de chavetas y chaveteros. [JYM SOLDEVILLA, s. f.].....	67
Tabla 3.9 Platina seleccionada para los brazos. [DIPAC, 2019].....	69
Tabla 3.10 Selección del émbolo en función de la presión para el sistema transversal. [FESTO, 2019c].....	73
Tabla 3.11 Datos para pernos de acero [Norton, 2011].....	75
Tabla 3.12 Selección de motorreductor Bonfiglioli para sistema de rotación [Bonfiglioli, 2019] .....	79
Tabla 3.13 Potencia de cadena 12B-1[SKF, 2019b].....	80

Tabla 3.14 Selección de vida útil de rodamiento SKF según tipo de máquina para el sistema de rotación [SKF, 2019a].....	84
Tabla 3.15 Selección de rodamientos Y con anillos de fijación excéntrico para el sistema de rotación [SKF, 2019a].....	85
Tabla 3.16 Tabla de dimensiones generales de rosca ACME [Norton, 2011] .....	86
Tabla 3.17 Platina seleccionada para los eslabones. [DIPAC, 2019] .....	89
Tabla 3.18 Costos generales del proyecto. [Elaboración propia].....	93
Tabla 3.19 Flujo de caja del proyecto. [Elaboración propia] .....	95
Tabla 3.20 Periodo de recuperación de la inversión. [Elaboración propia] .....	95
Tabla 3.21 Caso hipotético de accidente laboral. [Elaboración propia] .....	96

## ÍNDICE DE PLANOS

Los planos se encuentran en la sección de apéndices.

PLANO 1	Ensamble Completo (Vista General)
PLANO 2	Sistema de arrastre (Ensamble)
PLANO 3	Sistema de arrastre (Ubicación)
PLANO 4	Alargamiento mesa longitudinal
PLANO 5	Base del sistema de arrastre
PLANO 6	Base motor arrastre
PLANO 7	Rueda
PLANO 8	Eje de ruedas A
PLANO 9	Eje de ruedas B
PLANO 10	Eje fijo - Arrastre
PLANO 11	Horquilla arrastre
PLANO 12	Oreja pistón arrastre
PLANO 13	Conector A
PLANO 14	Conector B
PLANO 15	Sistema de movimiento transversal (Vista General)
PLANO 16	Sistema de transporte longitudinal (Ubicación)
PLANO 17	Brazos 1ra etapa
PLANO 18	Oreja de estructura
PLANO 19	Base pistón 1
PLANO 20	Base pistón 2
PLANO 21	Sistema de rotación (Vista General)
PLANO 22	Sistema de rotación (Ubicación)



PLANO 23	Estructura base de rotación
PLANO 24	Brazos 2da etapa
PLANO 25	Base motorreductor para sistema de rotación
PLANO 26	Pata mesa rotación
PLANO 27	Rodillos conducidos
PLANO 28	Rodillo motriz
PLANO 29	Sistema colocador de sello (Vista General Parte 1)
PLANO 30	Sistema colocador de sello (Vista General Parte 2)
PLANO 31	Estructura base del colocador
PLANO 32	Eje guía elevación
PLANO 33	Cajera rodamiento lineal elevación
PLANO 34	Husillo de elevación
PLANO 35	Bases colocador
PLANO 36	Soporte riel corredera
PLANO 37	Riel corredera
PLANO 38	Cajera corredera
PLANO 39	Caja colocado
PLANO 40	Dado colocación alineación
PLANO 41	Eje dado
PLANO 42	Pinza regulable colocación
PLANO 43	Punta de apertura
PLANO 44	Arandela de sujeción de punta de apertura
PLANO 45	Caja apriete
PLANO 46	Dado apriete

- PLANO 47 Caja alineación
- PLANO 48 Pinza regulable alineación
- PLANO 49 Unión pinzas regulables
- PLANO 50 Pivote apertura
- PLANO 51 Seguro de apertura

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

En Ecuador el Gobierno Nacional está llevando a cabo el programa “Misión Agua y Saneamiento para Todos” con la finalidad de cumplir el Objetivo de Desarrollo Sostenible número 6, “Agua Limpia y Saneamiento”, de tal manera que se pueda mejorar la calidad de vida de los ecuatorianos, y disminuir las deficiencias existentes en el acceso a servicios básicos, particularmente en alcantarillado (Secretaría del Agua, 2019).

Habiendo mencionado esto, un sistema de alcantarillado se define como una red de tuberías y estructuras complementarias que en conjunto cumplen la función de recolectar, trasladar y evacuar las aguas residuales, domésticas e industriales, y las aguas pluviales (SIAPA, 2014).

Los sistemas de alcantarillado se pueden clasificar según el tipo de agua que transportan.

- a) Alcantarillado sanitario: red de tuberías diseñada exclusivamente para evacuar las aguas residuales domésticas e industriales hacia su tratamiento y disposición final.
- b) Alcantarillado pluvial: sistema de recolección y transporte del agua producida por las lluvias para su disposición final.
- c) Alcantarillado combinado: sistema que conduce conjuntamente las aguas residuales municipales y aguas de lluvia.

Estos sistemas son generalmente implementados a nivel subterráneo y requieren que no ocurran fallas tempranas en sus elementos que resulten en contratiempos como lo son las excavaciones necesarias para realizar las reparaciones, especialmente en zonas urbanas donde este tipo de situaciones puede generar malestar en los moradores. De lo anterior surge que una de las variables críticas para los ingenieros encargados de diseñar y construir un sistema de alcantarillado sea la vida útil, lo cual conlleva a una selección óptima de materiales, en especial para las tuberías ya que son el componente principal en estos proyectos.

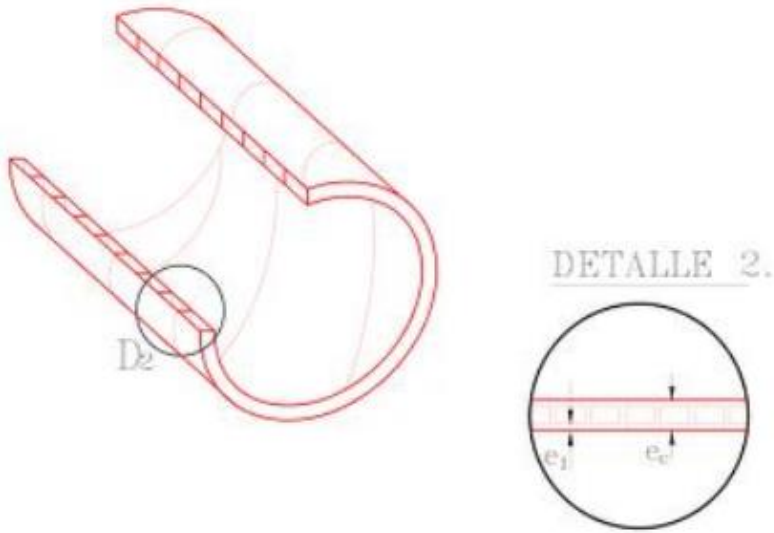
Un estudio realizado por la Universidad Estatal de Utah, Estados Unidos, muestra las fallas principales en tuberías de sistemas municipales y privados de transporte de agua, y se encontró que cuando se compara entre hierro dúctil, hierro fundido, concreto, fibrocemento y acero, las tuberías de policloruro de vinilo (PVC) tienen la menor tasa de falla con solo 2.6 fallas/100 millas de tubería/año (Folkman et al., 2012), lo cual justifica la importancia que ha ganado en el mercado este material para tuberías sanitarias en los últimos años.

Algunas de las características del PVC que le permiten tener esta tasa de falla en comparación con los otros materiales son:

- a) Hermeticidad: no permite que se produzcan filtraciones hacia dentro o hacia fuera del conducto.
- b) Flexibilidad: poseen mayor flexibilidad que las tuberías convencionales lo cual les permite tener un mejor comportamiento ante cargas externas, por ejemplo, movimientos sísmicos.
- c) Rugosidad: pared interna prácticamente lisa, lo cual asegura un óptimo comportamiento hidráulico.
- d) Resistencia a la corrosión: al ser un material inerte, no se producen reacciones electroquímicas o galvánicas que produzcan corrosión.
- e) Resistencia a la abrasión: poseen una gran dureza y en conjunto con su pared interna lisa producen una gran resistencia a la abrasión de las partículas presentes en el agua transportada.
- f) Resistencia al ataque biológico: no sufre ataques de micro o macroorganismos vivientes que puedan degradar su superficie.
- g) Bajo peso: facilidad de instalación y mantenimiento debido a que son más ligeras que las tuberías convencionales de concreto. (PAVCO, 2014)

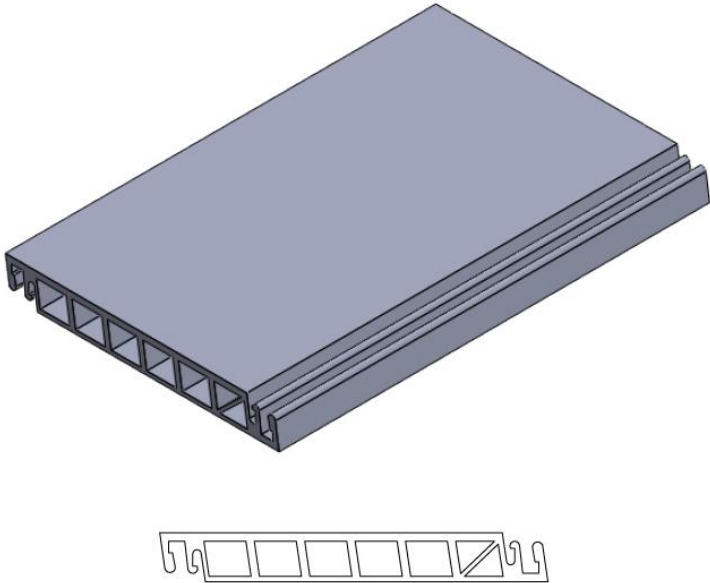
La empresa en la cual se desarrolla este proyecto fabrica tuberías de PVC de acuerdo con los criterios de calidad establecidos por la norma NTE INEN 2059 "*Tubos Perfilados de PVC Rígido de Pared Estructurada e Interior Lisa y Accesorios para Alcantarillado*". Específicamente el proyecto está dirigido a la línea de producción de tubos tipo A2, este tipo de tubería de pared estructurada posee las superficies interna y externa lisas, conectadas mediante nervios radiales o en espiral. En esta línea se

fabrican tubos con diámetros nominales que van desde 1035 mm a 1900 mm en longitudes estándar de 4 y 6 m.



**Figura 1.1 Tubería tipo A2. Perfil cerrado. [INEN, 2015]**

La fabricación de los tubos está dividida en dos etapas. La primera etapa consiste en la extrusión continua del perfil cerrado, el cual es cortado cuando alcanza cierta longitud dependiendo del tubo que se desea fabricar. Posteriormente se envuelve hasta formar un rollo que facilite su transportación hasta la localidad de la segunda etapa.

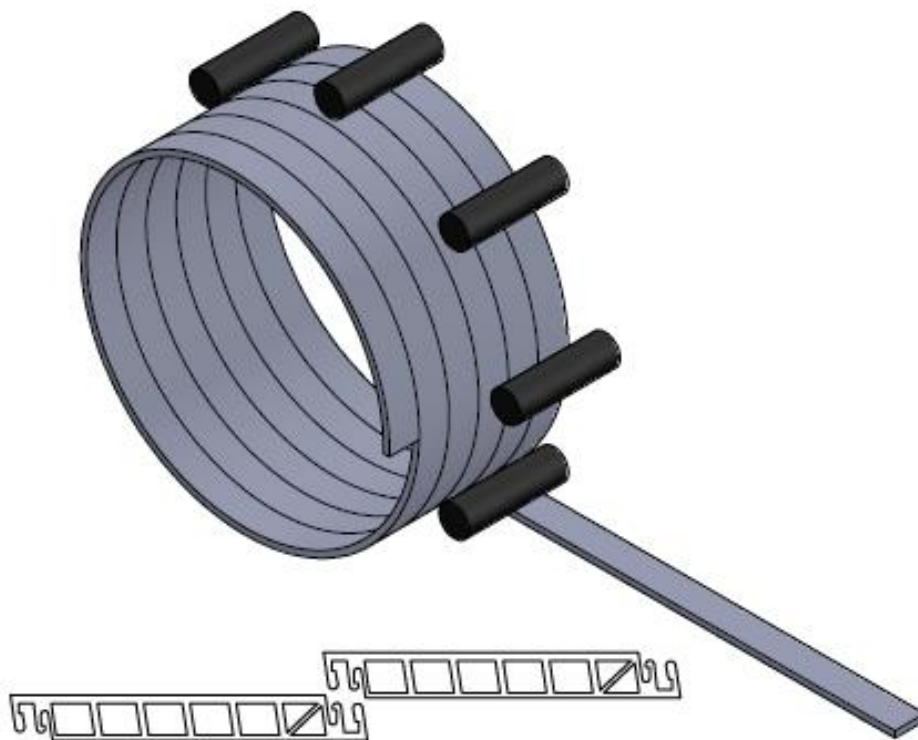


**Figura 1.2 Forma del perfil extruido para tubería tipo A2. [Elaboración propia]**



**Figura 1.3 Rollo de perfil listo para ser usado en la segunda etapa. [Elaboración propia]**

En la segunda etapa se monta el rollo en un carrete y se coloca la punta externa en una oruga de arrastre de tal manera que alimente la canasta, la cual se encarga de calentar ligeramente y formar el tubo de manera helicoidal engrapando los extremos del perfil. Luego, se corta el tubo en la longitud establecida, posterior a esto, manualmente los operadores se encargan de transportarlo hasta la estación en donde se imprime el código del producto, de forma similar es desplazado hacia la zona en donde se coloca un caucho en los bordes de la misma.

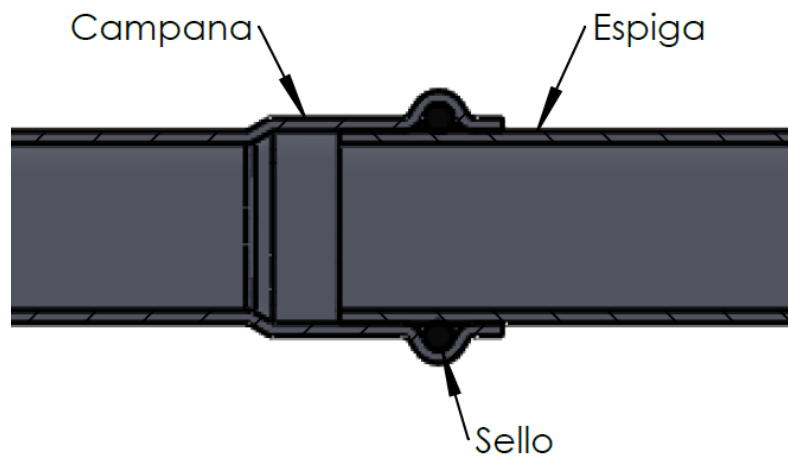


**Figura 1.4 Esquema de la canasta. [Elaboración propia]**

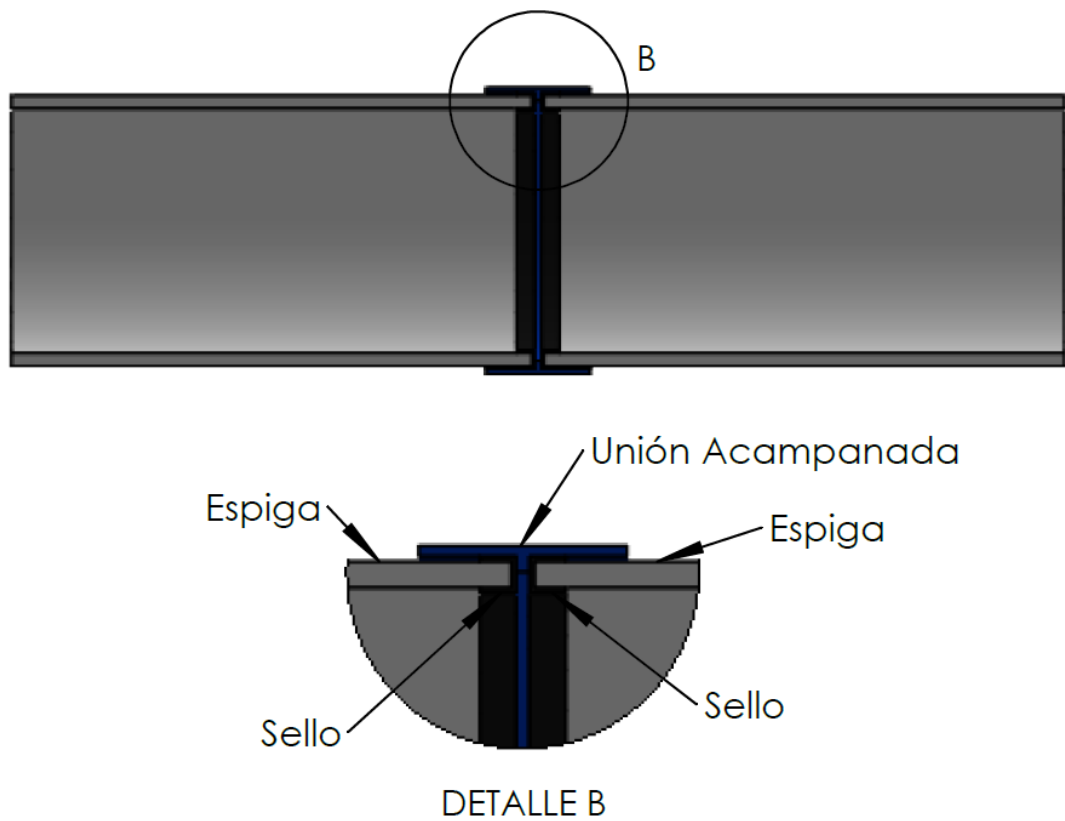
Formación del tubo helicoidalmente engrapando los extremos del perfil.

El caucho que se acopla a la tubería es un anillo que permite que la junta mecánica entre tubería-tubería o tubería-accesorio sea hermética. Está fabricado de caucho natural, caucho sintético, una combinación de ambos, o un elastómero termoplástico, extruidos o moldeados de modo que su sección transversal sea homogénea, densa, y libre de imperfecciones como poros u otros defectos que los vuelvan no aptos para el uso requerido. Los sellos de caucho o elastómeros deben ser fabricados de acuerdo con la norma ASTM F 477 “Especificaciones Estándar para Sellos Elastoméricos para Unir Tubos de Plástico” ante la inexistencia de la normativa técnica ecuatoriana pertinente (ASTM, 2008).

Las juntas mecánicas dependen de la terminación de los extremos de la tubería, pudiendo ser campana-espiga o espiga-espiga. Para el primer caso no es necesario otro tipo de elemento, mientras que para el segundo se necesitan uniones acampanadas. Independientemente del tipo de unión, la norma NTE INEN 2059 establece que las uniones deben realizarse con cemento solvente o adhesivos especiales, y sellos de caucho o elastómeros (INEN, 2015).



**Figura 1.5 Esquema de unión Campana – Espiga. [Elaboración propia]**



**Figura 1.6 Esquema de unión Espiga – Espiga. [Elaboración propia]**  
Usada en las tuberías tipo A2 fabricadas en la empresa.



### **1.1. Descripción del problema**

En la actualidad, la empresa no cuenta con un sistema mecánico para movilizar los tubos lisos de PVC rígido tipo A2 para uso sanitario o pluvial posterior a su producción (luego de la etapa de corte), esto obliga al operador a realizar esfuerzo físico para desplazar el elemento hasta el lugar requerido y así evitar estancamiento o amontonamiento en la línea de producción, por otra parte, la confiabilidad de que un operador realice este tipo de tareas es muy baja, posiblemente esto genere daños en el producto debido a golpes o caídas, esto sin mencionar los potenciales riesgos hacia la integridad física del personal.

Además, se requiere colocar el sello elastomérico de protección y acople en los bordes de la tubería para garantizar un sellado hermético en las uniones de los elementos del sistema de tuberías diseñado, impidiendo que se produzcan filtraciones al medio que resulten en contaminación medioambiental, ablandamiento del terreno adyacente, y también manteniendo el caudal de diseño. Adicional a lo mencionado, la empresa requiere innovar en el mercado nacional, produciendo tuberías de 2.2 metros de diámetro y 6 metros de longitud, por lo cual el espacio debe estar adaptado a las nuevas condiciones de operación (en caso de que se trabaje con este tipo de elemento).

### **1.2. Justificación del problema**

La manipulación de cargas elevadas y trabajos en altura a la cual se someten los operadores de turno en el proceso final de fabricación de las tuberías crean la posibilidad de que ocurra algún accidente o enfermedad laboral debido al sobreesfuerzo físico empleado, que de acuerdo con las estadísticas del Seguro de Riegos de Trabajo del IESS, la provincia del Guayas en el 2018 ocupó el primer y segundo lugar en cantidad de accidentes de trabajo y enfermedades profesionales (Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social, 2019), respectivamente, lo cual obliga a prestar mayor atención a este tipo de situaciones. Habiendo mencionado esto, es necesario la implementación de un sistema mecánico capaz de realizar la tarea de desplazar dicho elemento y colocarle el sello elastomérico en los extremos de la tubería, de tal manera que el uso de esfuerzo físico del operador sea disminuido a un nivel en el cual no se comprometa su salud y bienestar, y disminuya la cantidad

de material perdido por las tuberías golpeadas que son desechadas, que en el último año se registró una pérdida de 2000 kg de material, lo cual representa una pérdida monetaria para la empresa.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo General**

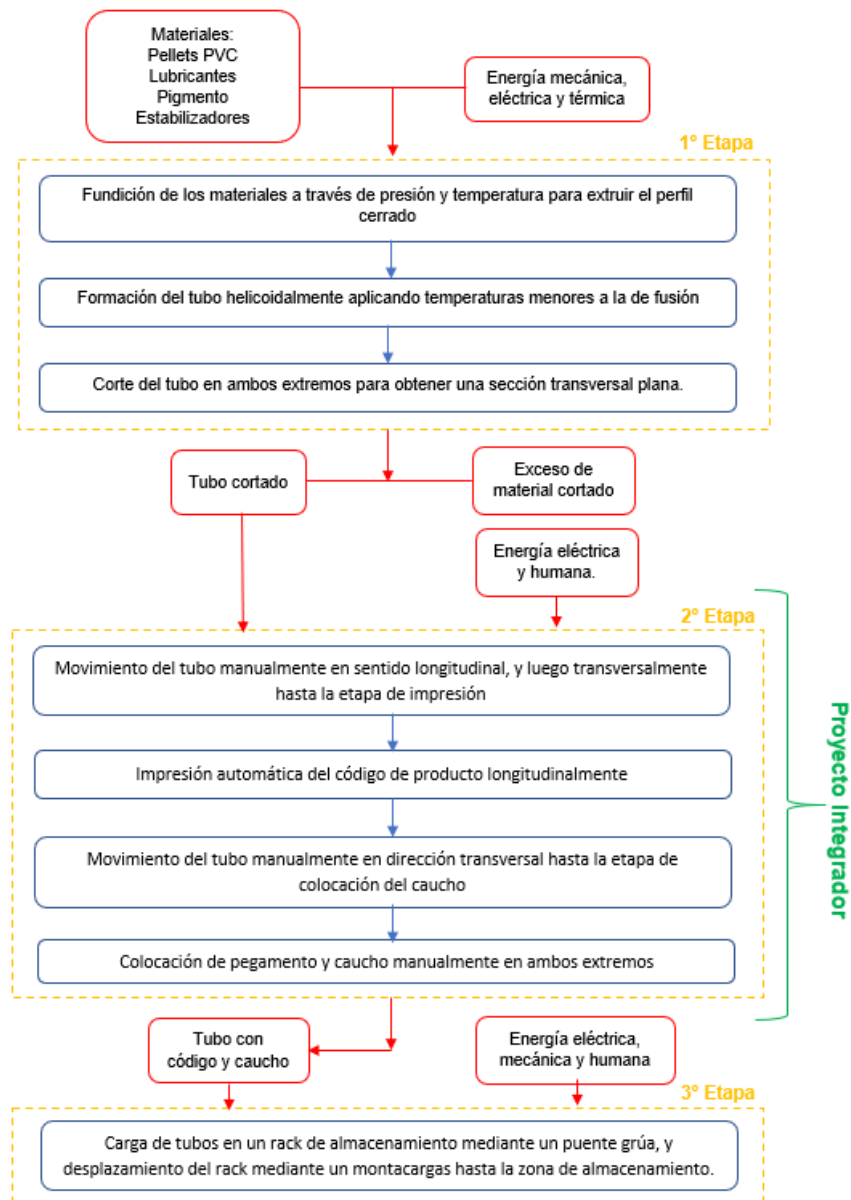
- Diseñar un sistema mecánico de transporte de tuberías PVC luego del proceso de producción, y un sistema colocador del sello elastomérico en el diámetro de los extremos de la tubería.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- Crear un diseño conceptual de un sistema mecánico que permita el transporte de las tuberías.
- Crear un diseño conceptual de un sistema mecánico que permita la colocación del sello en el perímetro de los extremos de la tubería.
- Diseñar los elementos y componentes mecánicos requeridos para la solución.
- Modelar el comportamiento mecánico de los elementos principales usando software CAD/CAE.
- Realizar análisis de costos de la implementación de los sistemas mecánicos considerando materiales disponibles en Ecuador.

### **1.4. Marco teórico**

En la sección introductoria se describió brevemente el proceso de fabricación de la tubería, en la siguiente figura 1.7 se muestra un esquema resumido de entradas y salidas del proceso actual, desde la entrada de los pellets de PVC hasta el almacenamiento de los tubos listos para su distribución. Se define el proceso en 3 etapas con el objetivo de indicar que la solución que se desarrolla en el presente proyecto integrador se enfoca en la segunda, y como se mencionó anteriormente la idea es disminuir la actividad humana involucrada en la manipulación de las tuberías y colocación del sello.



**Figura 1.7 Diagrama del proceso de fabricación de la tubería. [Elaboración propia]**

El proyecto integrador interviene en la 2da etapa, buscando disminuir el esfuerzo de los operadores.

Las empresas que producen tuberías de gran diámetro usan diversos tipos de sistemas para desplazarlos o movilizarlos desde la salida de su producción hasta el punto de almacenamiento para su posterior distribución al mercado, estos sistemas pueden ser mecánicos, hidráulicos, neumáticos, eléctricos o a su vez combinaciones de los mencionados. A pesar de funcionar bajo diferentes parámetros comparten en común el rango del tiempo dentro del cual deben desempeñarse para no interferir con la producción, este tiempo corresponde a lo necesario para producir el elemento de menor complejidad en el proceso.

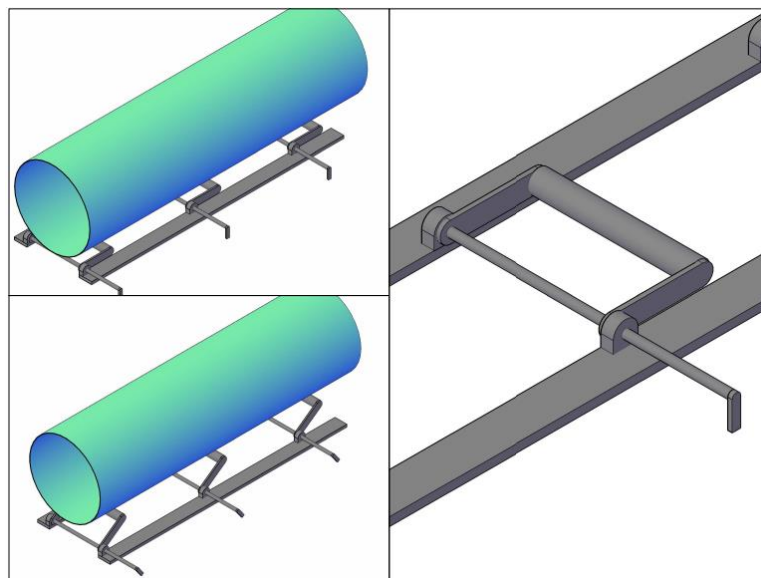
### 1.4.1. Mecanismos para desplazamiento longitudinal

A continuación, se muestran algunos mecanismos que forman parte de sistemas que permiten el movimiento longitudinal de una tubería.

#### 1.4.1.1. Mecanismo de Diamond Plastics Corp.

Este mecanismo forma parte de una de las líneas de producción de Diamond Plastics Corp., permite desplazar la tubería en dos direcciones, en primera instancia el elemento es elevado hasta una determinada altura, esto se realiza con la finalidad de evitar interferencias con objetos que forman parte de la bancada o de la pista y que podrían obstaculizar el paso, además esto reduce la posibilidad de aparición de rayones producto de la fricción. Luego mediante rodillos se hace posible el desplazamiento longitudinal, cabe recalcar que la forma de los rodillos debe brindar estabilidad durante el transporte (también puede usarse ruedas como elemento de rotación).

El sistema de control es automatizado y posee como actuadores: un cilindro neumático el cual provee la energía de entrada para elevar la tubería, y un motor reductor el cual hace posible la rotación del rodillo o ruedas (Diamond Plastics Corporation, 2019).

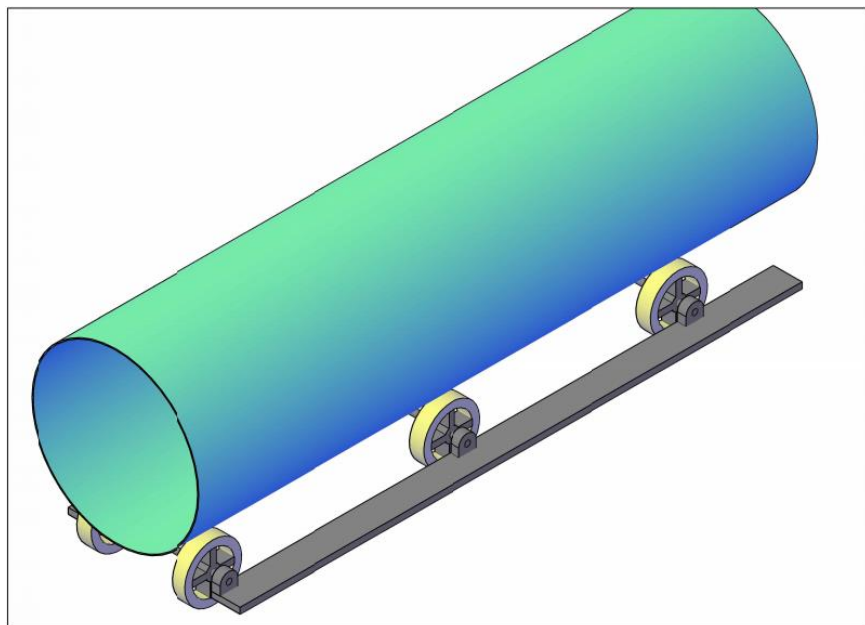


**Figura 1.8 Mecanismo usado en línea de producción de Diamond Plastics Corp. [Elaboración propia]**

Izquierda superior: Elevación de tubería. Izquierda Inferior: Movimiento longitudinal. Derecha: Acercamiento al mecanismo.

#### 1.4.1.2. Mecanismo de Krah AG

La empresa alemana Krah AG, conocida por el especializarse en extrusión helicoidal, hace uso del mecanismo presentado, consiste en pares de ruedas colocadas en serie a lo largo de la línea de desplazamiento, la distancia de apertura o separación entre las ruedas que conforman el par viene dada por el diámetro del tubo a transportar, el sistema usa como actuador un motor reductor para el giro de las ruedas y es controlado por un operador. El material de la superficie de las ruedas debe brindar la fricción necesaria de tal manera que el elemento no deslice (KRAH, 2019)



**Figura 1.9 Mecanismo usado en Krah AG. [Elaboración propia]**  
Desplazamiento longitudinal de tubería mediante ruedas ubicadas en la parte inferior.

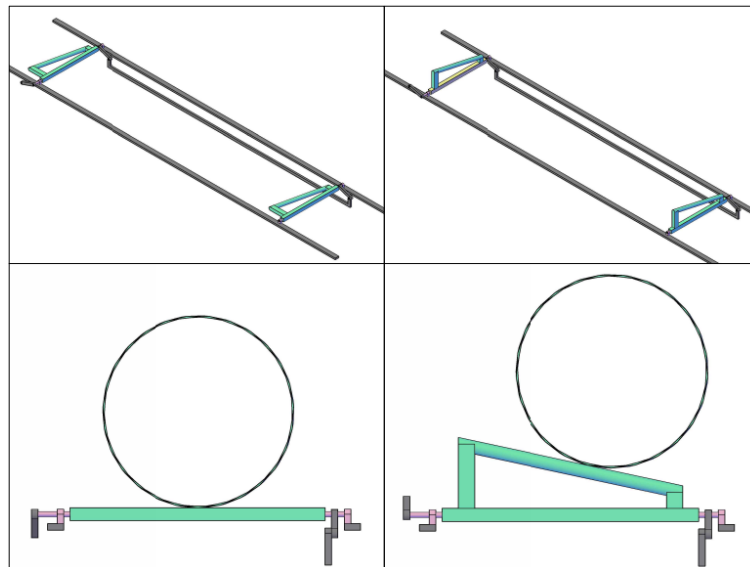
#### 1.4.2. Mecanismos para desplazamiento transversal

Algunos sistemas de movimiento transversal (cambio de una estación a otra), funcionan en base a mecanismos como los siguientes:

##### 1.4.2.1. Mecanismo de BLKMA Company

En china, la compañía BLKMA la cual se dedica a la manufactura y venta de equipos para línea de producción de ductos, tiene entre sus productos un sistema el cual funciona en base al mecanismo presentado en esta

sección (BLKMA, 2019). El sistema consta de dos barreras, están ubicadas en cada extremo de la tubería, inicialmente se encuentran en posición horizontal (acostadas), cuando la tubería se ha desplazado hasta el punto necesario, mediante un mecanismo de cuatro eslabones accionado por un actuador lineal (cilindro neumático), las barreras rotan alrededor de un eje de tal manera que se colocan en posición vertical elevando el elemento para su posterior deslizamiento debido a la inclinación que posee la barrera en la parte superior.

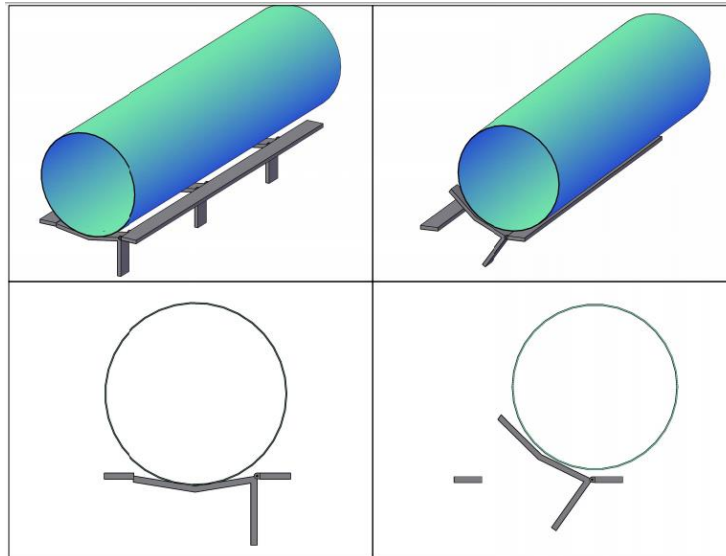


**Figura 1.10 Mecanismo de una máquina producida por BLKMA Company.  
[Elaboración propia]**

Arriba: Mecanismo realizando transición de estado inicial al final. Abajo: Desplazamiento del tubo consecuente del movimiento transmitido por el mecanismo.

#### 1.4.2.2. Mecanismo de Byard

Con centro de operaciones en el Reino Unido y Singapur, la empresa Byard, quienes se encargan de la producción de tuberías de acero, posee en sus líneas un sistema de brazo elevador accionado por cilindro hidráulico. (Byard, 2019). El elemento se encuentra pivoteado en uno de sus extremos de tal manera que cuando es activado rota con respecto a dicho punto generando que la tubería se eleve y por efecto de la gravedad en conjunto con la inclinación transmitida, se desplace en dirección transversal como se muestra en la figura 1.11.



**Figura 1.11 Mecanismo usado en la empresa Byard. [Elaboración propia]**

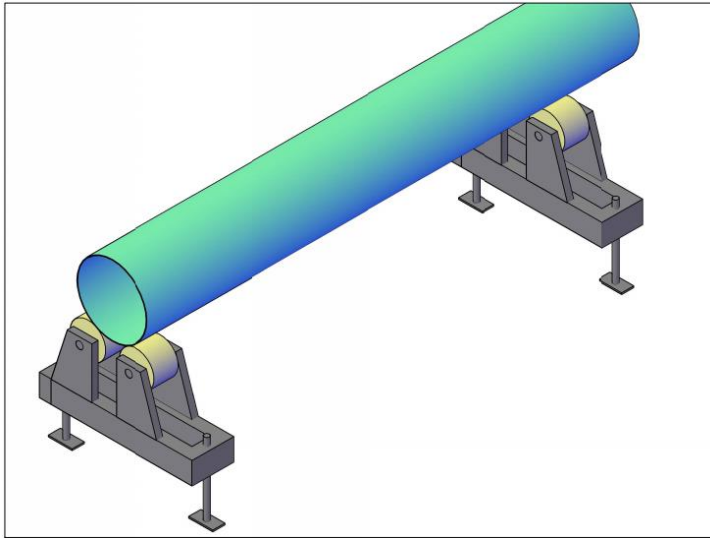
Arriba: Mecanismo accionado desde el punto inicial, mostrando estado intermedio. Abajo: Movimiento realizado por el tubo debido al giro del brazo alrededor de su pivote.

### 1.4.3. Mecanismo para rotación

No se ha conseguido encontrar información acerca de mecanismos que realicen o faciliten la tarea del colocado de sello elastomérico, por lo tanto, esta sección se enfoca únicamente en la rotación de la tubería, lo cual podría ser un componente para llevar a cabo lo mencionado.

#### 1.4.3.1. Mecanismo de LJ Welding Automation

Este sistema es manufacturado y producido por la empresa LJ Welding Automation, ubicada en Canadá. (LJ Welding Automation, 2019). Está formado por dos pares de rodillos ubicados a cierta distancia entre ellos, dependiendo de la longitud y diámetro de la tubería. La superficie de los rodillos es de caucho, con lo cual se garantiza que la tubería no deslizará. El sistema usa como actuador un motor reductor el cual está conectado con uno de los rodillos (impulsor), los otros tres solamente actúan como seguidores o guías para que el elemento se mantenga en rotación.



**Figura 1.12 Mecanismo usado en LJ Welding Automation. [Elaboración propia]**

Estructura base y rodillos que impulsan la rotación de la tubería.



# CAPÍTULO 2

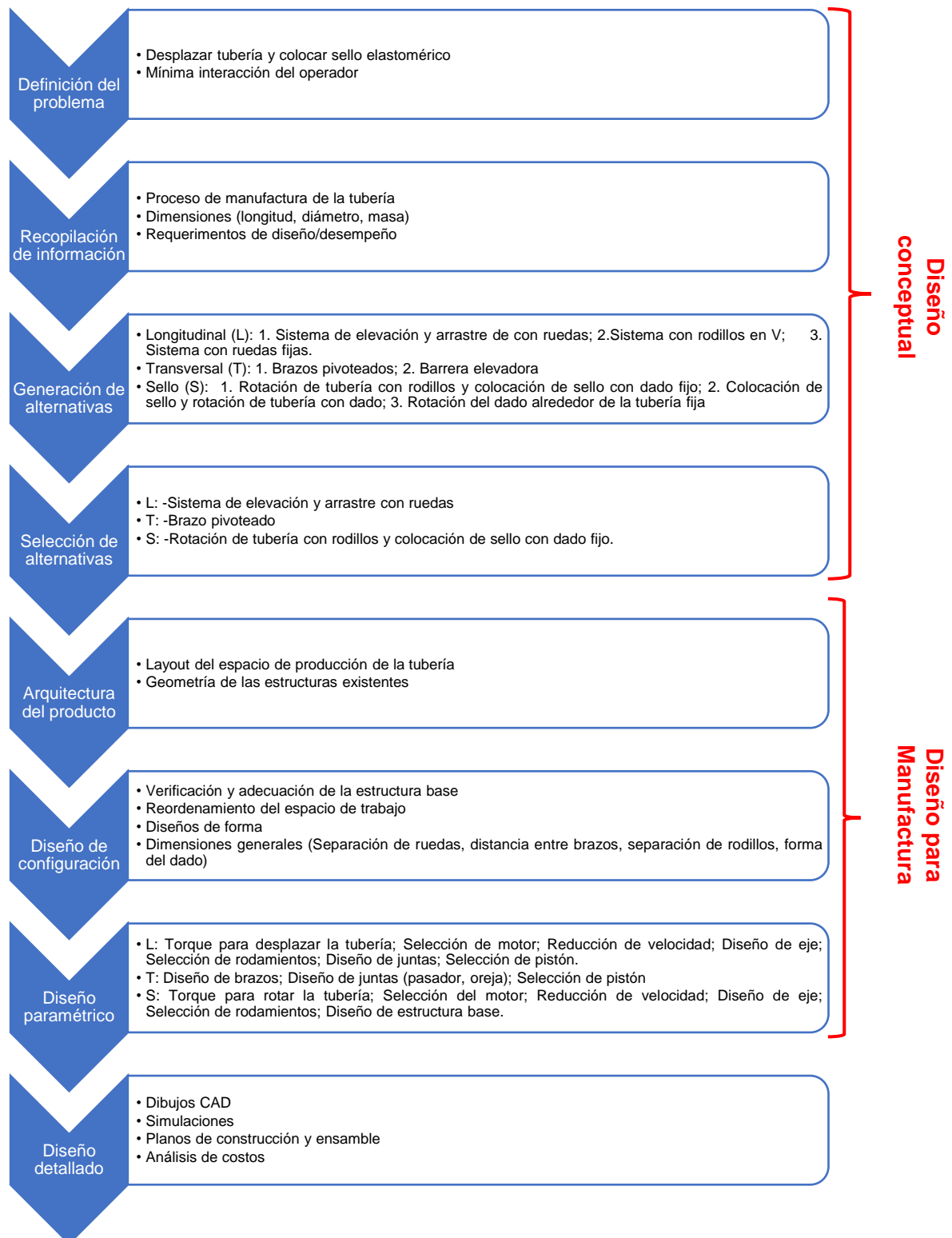
## 2. METODOLOGÍA

La metodología fue realizada siguiendo el proceso de diseño de ingeniería presentado en la figura 2.1, este proceso se subdivide en 3 etapas principales, estas son diseño conceptual, diseño para manufactura, y diseño detallado (Dieter & Schmidt, 2009).

Dentro de cada uno de los procesos de diseño se presenta en resumen las actividades realizadas para cumplir con el objetivo de diseñar los sistemas mecánicos requeridos.

Cabe recalcar, aunque no se muestra en la figura 2.1, el proceso de diseño de ingeniería es iterativo, es decir, se puede y se debe regresar a cualquiera de las etapas subsecuentes con la finalidad de generar una mejor solución.

Es importante mencionar además que durante todas las etapas de diseño los autores de este proyecto visitaron las instalaciones de la empresa que requiere la solución, estando presentes aproximadamente 30hr/semana completadas en 4 días laborales con lo cual gran parte del trabajo fue realizado este lugar, permitiendo mantener una comunicación plena con los ingenieros encargados y asegurando que el diseño de cada uno de los sistemas mecánicos cumpliera con sus requerimientos.



**Figura 2.1 Proceso para el diseño de ingeniería aplicado al presente proyecto [Dieter & Schmidt, 2009]**

### 2.1. Consideraciones de diseño.

La definición del problema y parte de la recopilación de información se presentó en el capítulo 1, continuando con la metodología de diseño se decidió establecer

ciertos requerimientos de diseño y desempeño que deben cumplir los sistemas mecánicos. Estos criterios fueron definidos de acuerdo con las especificaciones del cliente, datos del producto, y espacio disponible.

### 2.1.1. Requerimientos de diseño

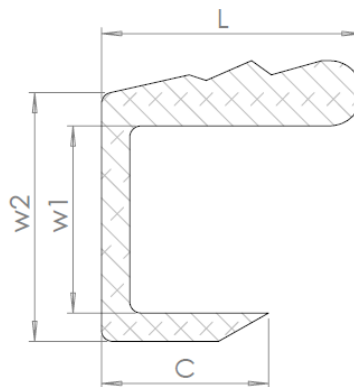
- El objeto a manipular es una tubería de PVC cuyas dimensiones se muestran en la tabla 2.1

**Tabla 2.1 Dimensiones tubería para alcantarillado tipo A2. [Elaboración propia]**

El símbolo “\*\*” señala la carga crítica

Diámetro nominal DNE, [mm]	Diámetro interno aprox., [mm]	Longitud, [m]	Masa por metro aprox., [kg/m]
1035	1000	6	40
1150	1100	6	64
1245	1200	6	70
1345	1300	6	76
1500	1400	4 y 6	84
1600	1500	4 y 6	90
1700	1600	4 y 6	96
1800	1700	4 y 6	102
1900	1800	4 y 6	107
2200	2100	4 y 6	125*

- Los sistemas mecánicos se deben acoplar al espacio disponible en el lugar de producción, considerando que no interfieran con las distancias reglamentarias para movilización del personal.
- El esquema de la geometría del sello y las dimensiones generales se muestran en la figura 2.2 y la tabla 2.2, respectivamente.



**Figura 2.2 Esquema de la sección transversal del sello. [Elaboración propia]**

Geometría aproximada de la sección transversal del sello.

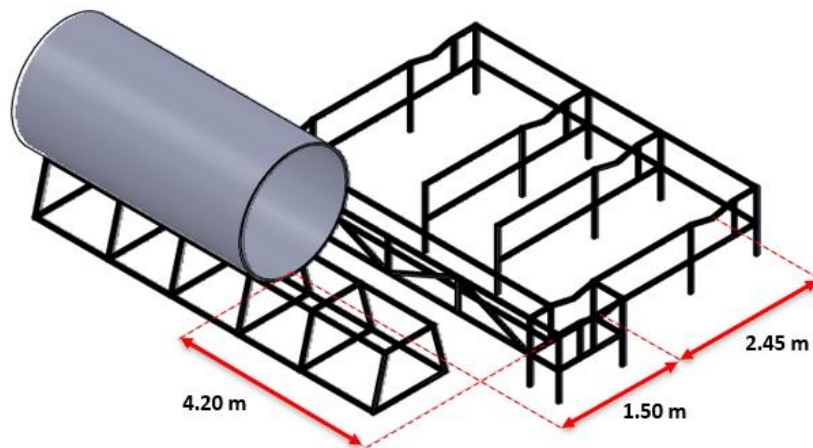
**Tabla 2.2 Dimensiones generales del sello. [Elaboración propia]**

Variable	L	C	w1	w2
Magnitud [mm]	46	29.5	33	42

- El dimensionamiento de los sistemas mecánicos debe realizarse de manera óptima de manera que se pueda escatimar costos.
- La forma y geometría de los sistemas mecánicos deben permitir un fácil acceso para mantenimiento.
- Los materiales para el diseño y elementos estándares seleccionados para el diseño deben estar disponibles en el mercado nacional.
- Los sistemas de traslado de la tubería deben cumplir los criterios de seguridad estipulados en la norma ASME B20.1 “Safety Standard for Conveyors and Related Equipment” (ASME, 2006)

### 2.1.2. Requerimientos de desempeño

- El desplazamiento longitudinal que se debe realizar corresponde a 4.20 m si la tubería es de 4 m, y 2.20 m si es de 6 m de longitud.
- El desplazamiento transversal se debe realizar en dos fases, la primera debe recorrer 1.50 m, y la segunda 2.45 m. En la figura 2.3 se esquematizan los movimientos longitudinal y transversal.



**Figura 2.3 Esquema de los desplazamientos realizados por la tubería. [Elaboración propia]**

Las flechas indican la trayectoria y dirección de los desplazamientos de la tubería.

- La colocación del sello debe asegurar la correcta adhesión del mismo en todo el perímetro de los extremos de la tubería.
- En conjunto, los sistemas mecánicos deben completar su función acorde a los tiempos de producción de una tubería. Se ha definido como tiempo máximo la mitad del menor tiempo de producción con la finalidad que, si se

decide agregar otra línea de producción, la estructura para la impresión del código y colocación del sello sea capaz de procesar las tuberías de ambas líneas sin ningún problema. En la tabla 2.3 se presentan los tiempos aproximados por unidad de tubería.

**Tabla 2.3 Tiempos de producción de tubería según diámetro y longitud.**  
**[Elaboración propia]**

El símbolo “\*” en la tabla indica el menor tiempo, corresponde a la tubería de diámetro 1500mm y 4 m de longitud.

Diámetro nominal DNE, [mm]	Longitud, [m]	Velocidad producción aprox., [m tubo/hr]	Tiempo producción [hr]
1035	6	3.60	1.67
1150	6	3.24	1.85
1245	6	2.99	2.01
1345	6	2.77	2.17
1500	4	2.48	1.61*
	6		2.42
1600	4	2.33	1.72
	6		2.58
1700	4	2.19	1.83
	6		2.74
1800	4	2.07	1.93
	6		2.90
1900	4	1.96	2.04
	6		3.06
2200	4	1.69	2.37
	6		3.55

## 2.2. Alternativas de solución

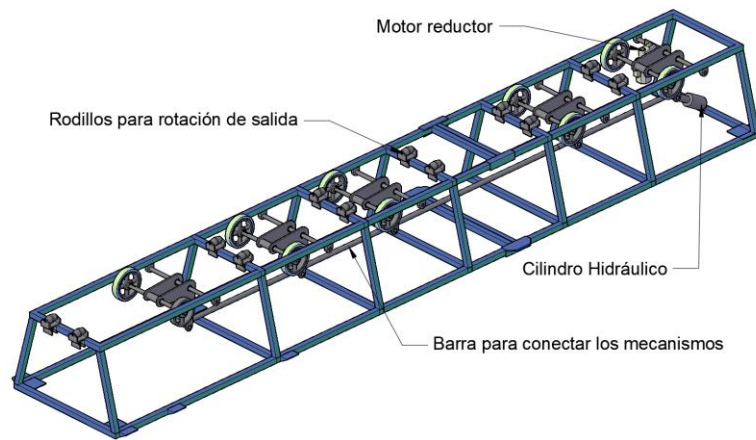
Para este proyecto, se han generado varias alternativas para cada uno de los problemas descritos en secciones anteriores (desplazamientos de la tubería y colocado de sello elastomérico).

### 2.2.1. Alternativas de solución para movimiento longitudinal

#### 2.2.1.1. Sistema de elevación y arrastre con ruedas

El sistema posee un elemento en forma de “L” que hace posible elevar las ruedas mediante la fuerza ejercida por el cilindro en la parte baja, todas las “L” están conectadas mediante una barra por lo cual solo se necesita de un cilindro para que el levantamiento sea uniforme, esto con la finalidad de evitar interferencia con los cilindros de rotación de salida.

Además, el sistema cuenta con un motor reductor, el cual está conectado a las ruedas mediante una transmisión por cadena.

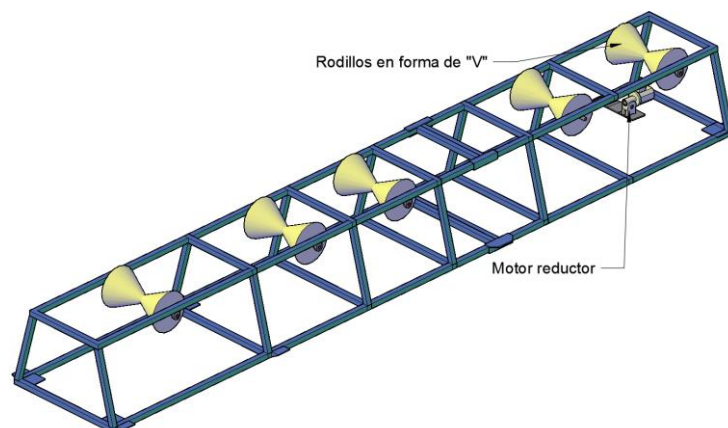


**Figura 2.4 Diseño conceptual del sistema de elevación y arrastre con ruedas. [Elaboración propia]**

Esquema del sistema y sus componentes adaptados a la estructura base

### 2.2.1.2. Sistema de arrastre con rodillos en “V”

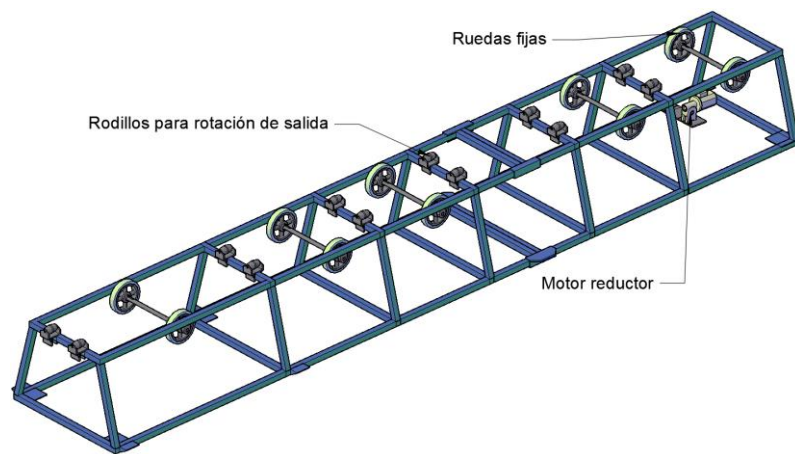
El sistema está formado por una serie de rodillos en forma de “V” o cónicos, estos se mantienen fijos con relación a la bancada, están accionados por un motor reductor y un sistema de transmisión por cadena. Para este caso no es necesario mantener los rodillos para la rotación de salida ya que la forma cónica de los mostrados no interfiere en dicho movimiento, es decir, puede deslizarse al realizar la rotación.



**Figura 2.5 Diseño conceptual del sistema de arrastre con rodillos en V. [Elaboración propia]**

### 2.2.1.3. Sistema de arrastre con ruedas fijas

Al igual que el sistema mostrado antes, los elementos se mantienen fijos con respecto a la bancada y se accionan mediante un motor reductor con transmisión por cadena, la diferencia está en que se usan ruedas para transportar la tubería. En esta alternativa se ha optado por mantener los rodillos para la salida, considerando que, por la forma de estos elementos (el tubo se asienta en la parte media de cada rodillo la cual posee mayor diámetro que los extremos), generarían una baja interferencia al movimiento de arrastre realizado por las ruedas.



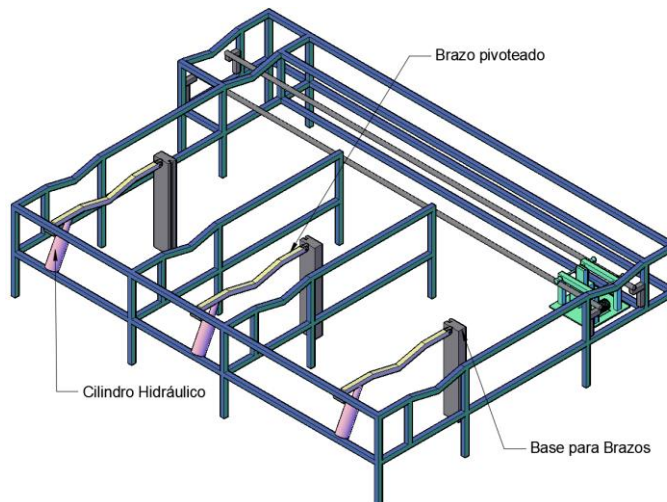
**Figura 2.6 Diseño conceptual del sistema de arrastre con ruedas fijas.  
[Elaboración propia]**

A diferencia de la alternativa presentada en la sección 2.2.1.1, este sistema no eleva la tubería.

## 2.2.2. Alternativas de solución para movimiento transversal

### 2.2.2.1. Brazo pivoteado

Este sistema está accionado por medio de cilindros hidráulicos, consiste en brazos pivoteados a una base ajena a la estructura actual, como se muestra en la figura, la forma de los brazos puede cambiar según el diseño (puede aumentar en ancho o longitud).

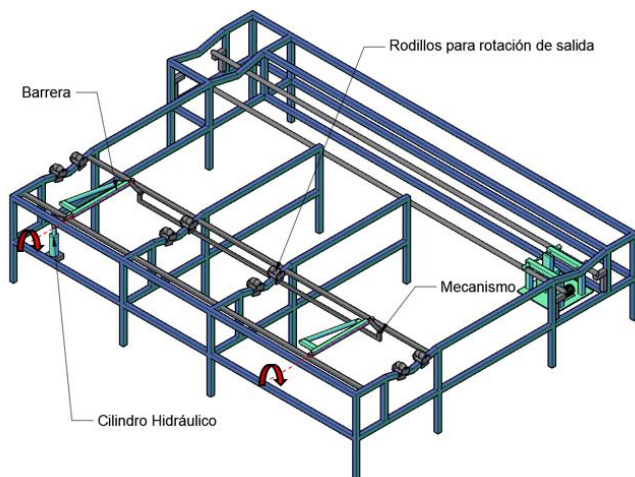


**Figura 2.7 Diseño conceptual del sistema con brazo pivoteado.**  
**[Elaboración propia]**

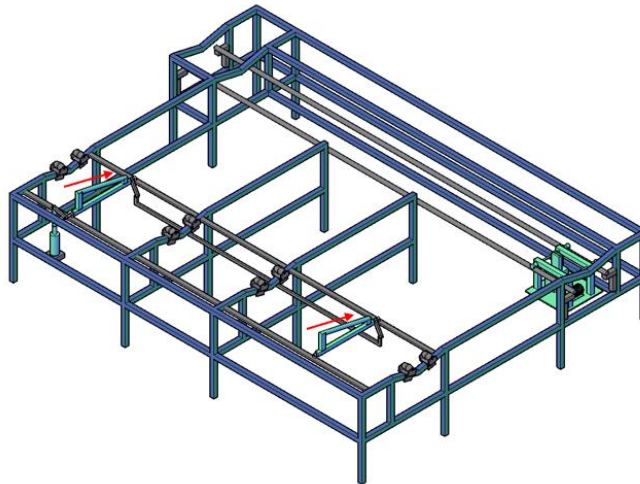
En la imagen solo se muestra el sistema para desplazar el tubo desde la etapa del sello hasta la impresión.

#### 2.2.2.2. Barrera elevadora

El sistema consta de un mecanismo de barrera accionado por un cilindro hidráulico, la inclinación indica la dirección de caída y desplazamiento de la tubería.







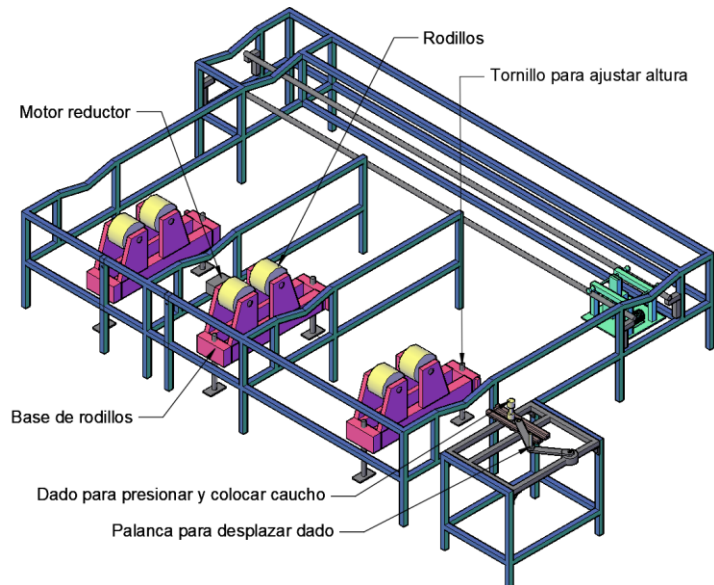
**Figura 2.8 Diseño conceptual del sistema de barrera elevadora.  
[Elaboración propia]**

Arriba) Cuando la tubería está sobre las barreras, estas giran en la dirección mostrada. Abajo) La tubería rueda en la dirección de las flechas por efecto de la gravedad.

### **2.2.3. Alternativas de solución para colocación del sello**

#### **2.2.3.1. Rotación de tubería con rodillos y colocación del sello con dado fijo.**

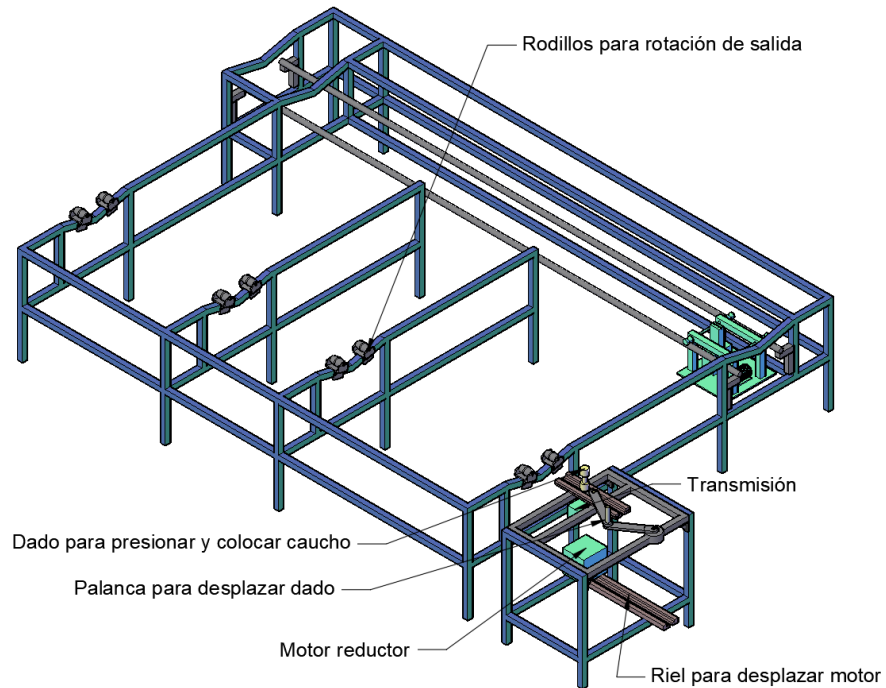
El sistema de la figura 2.9 se muestra como estructuras independientes, en ellas se encuentran los rodillos con superficie de caucho y en uno de ellos se encuentra junto un motor reductor, el cual brinda el movimiento deseado, los otros pares de rodillos actúan como seguidores o guías de rotación. La colocación del sello se realiza con un dado fijo que ejerce una fuerza sobre la tubería, el cual está apoyado únicamente en los rodillos, más no en la estructura existente.



**Figura 2.9** Diseño conceptual del sistema de rotación de tubería con rodillos y colocación del sello con dado fijo. [Elaboración propia]

### 2.2.3.2. Colocación de sello y rotación de tubería con dado.

Consiste en un mecanismo biela manivela, el cual posee en su extremo un dado rotatorio, accionado mediante un motor con un sistema de transmisión como se muestra en la figura. El dado junto al motor se desplaza hacia adelante y hacia atrás dependiendo de la posición requerida, además se usa un trabamiento para mantener la posición de trabajo estable y pequeños rodillos o tambores en la estructura para facilitar la rotación de la tubería.

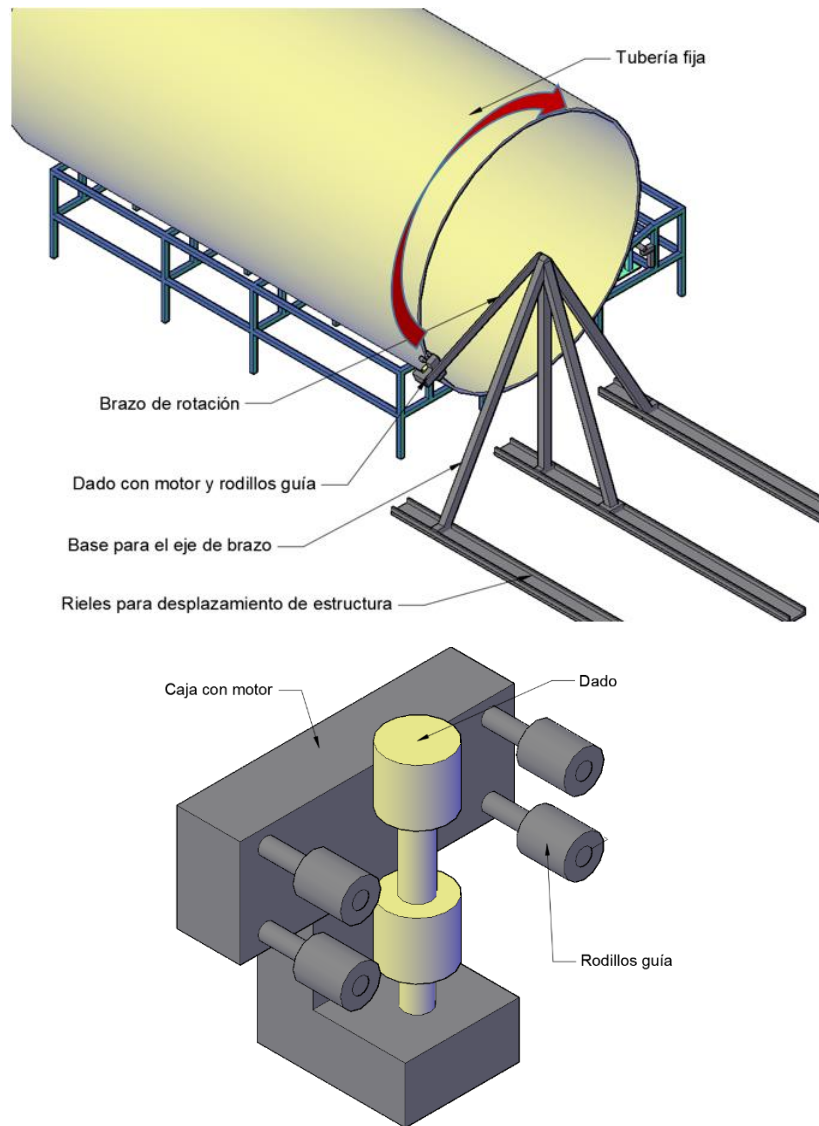


**Figura 2.10 Diseño conceptual del sistema de colocación de sello y rotación de tubería con dado. [Elaboración propia]**

La rotación de la tubería se realiza por la acción del dado mismo, el cual es accionado por un motor.

### 2.2.3.3. Rotación del dado alrededor de la tubería fija.

El sistema consiste en un dado que puede desplazarse por el perímetro de la tubería mientras va colocando el sello, este posee rodillos para mantenerse en posición con respecto al espesor de la tubería, es decir, funcionan como guía únicamente, usa un motor el cual se encuentra dentro de la caja, además se encuentra unido a un brazo el cual funciona como palanca de rotación, la estructura que mantiene estos elementos brinda soporte y estabilidad para que se pueda ejercer la presión necesaria sin problema alguno.



**Figura 2.11 Diseño conceptual del sistema de rotación del dado alrededor de la tubería fija. [Elaboración propia]**

Arriba) Vista del sistema completo. Abajo) Vista del subsistema del dado

### 2.3. Selección de la mejor alternativa de solución.

La selección de la mejor solución para cada sistema se realizó utilizando el método de la matriz de decisión ponderada, el cual consiste en comparar diferentes criterios con pesos de importancia sobre cada alternativa para encontrar cuál es la mejor solución (Dieter & Schmidt, 2009).

Los criterios para la selección se dividieron en 4 categorías y se muestran en la tabla 2.4:

**Tabla 2.4 Clasificación de los criterios para la selección de alternativa. [Elaboración propia]**

<b>Criterio</b>	
<b>1</b>	<b>Desempeño</b>
1.1	Facilidad de mantenimiento
1.2	Adaptable a diferentes diámetros
1.3	Control del movimiento
<b>2</b>	<b>Costo</b>
2.1	Bajo costo de fabricación
2.2	Bajo costo de mantenimiento
<b>3</b>	<b>Seguridad</b>
3.1	Seguridad del producto
3.2	Baja interacción producto/operador
<b>4</b>	<b>Geometría</b>
4.1	Geometría del mecanismo
4.2	Adaptabilidad a la estructura base

El proceso de ponderación de los criterios y las escalas de calificación se muestran en el apéndice 1.

La matriz de decisión para las alternativas del movimiento longitudinal corresponde a la tabla 2.5, para las alternativas del movimiento transversal es la tabla 2.6, y para las alternativas de colocación del sello se presenta en la tabla 2.7.

**Tabla 2.5 Matriz de Decisión para el movimiento longitudinal. [Elaboración propia]**

Alternativa 1: Sistema de elevación y arrastre con ruedas; Alternativa 2: Sistema de arrastre con rodillos en V; Alternativa 3: Sistema de arrastre con ruedas fijas.

<b>MOVIMIENTO LONGITUDINAL</b>							
<b>Criterios de Selección</b>	<b>Peso</b>	<b>Alternativa 1</b>		<b>Alternativa 2</b>		<b>Alternativa 3</b>	
		<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>	<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>	<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>
<b>Facilidad de mantenimiento</b>	0.03	2	0.06	3	0.09	3	0.09
<b>Adaptable para diferentes diámetros</b>	0.18	3	0.54	3	0.54	4	0.72
<b>Control de movimiento</b>	0.05	4	0.2	3	0.15	2	0.1
<b>Bajo costo de fabricación</b>	0.05	3	0.15	4	0.2	3	0.15
<b>Bajo costo de mantenimiento</b>	0.15	3	0.45	4	0.6	2	0.3
<b>Seguridad del producto</b>	0.08	2	0.16	3	0.25	4	0.33
<b>Baja interacción operador/producto</b>	0.42	4	1.68	3	1.26	3	1.26
<b>Geometría del mecanismo</b>	0.01	3	0.03	3	0.03	4	0.04
<b>Adaptabilidad a la estructura base</b>	0.03	4	0.12	3	0.09	3	0.09
<b>Total</b>	1.00		<b>3.40</b>		3.21		3.08

**Tabla 2.6 Matriz de Decisión para el sistema de movimiento transversal. [Elaboración propia]**

Alternativa 1: Brazos pivoteados; Alternativa 2: Barrera elevadora

<b>MOVIMIENTO TRANSVERSAL</b>					
<b>Criterios de Selección</b>	<b>Peso</b>	<b>Alternativa 1</b>		<b>Alternativa 2</b>	
		<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>	<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>
<b>Facilidad de mantenimiento</b>	0.03	3	0.09	2	0.06
<b>Adaptable para diferentes diámetros</b>	0.18	3	0.54	2	0.36
<b>Control de movimiento</b>	0.05	4	0.2	1	0.05
<b>Bajo costo de fabricación</b>	0.05	4	0.2	3	0.15
<b>Bajo costo de mantenimiento</b>	0.15	3	0.45	2	0.3
<b>Seguridad del producto</b>	0.08	3	0.24	2	0.16
<b>Baja interacción operador/producto</b>	0.42	4	1.68	4	1.68
<b>Geometría del mecanismo</b>	0.01	4	0.04	3	0.03
<b>Adaptabilidad a la estructura base</b>	0.03	3	0.09	3	0.09
<b>Total</b>	1.00		<b>3.53</b>		2.88

**Tabla 2.7 Matriz de Decisión para el sistema de colocación del sello elastomérico. [Elaboración propia]**

Alternativa 1: Rotación de tubería con rodillos y colocación del sello con dado fijo; Alternativa 2: Colocación de sello y rotación de tubería con dado; Alternativa 3: Rotación del dado alrededor de la tubería fija.

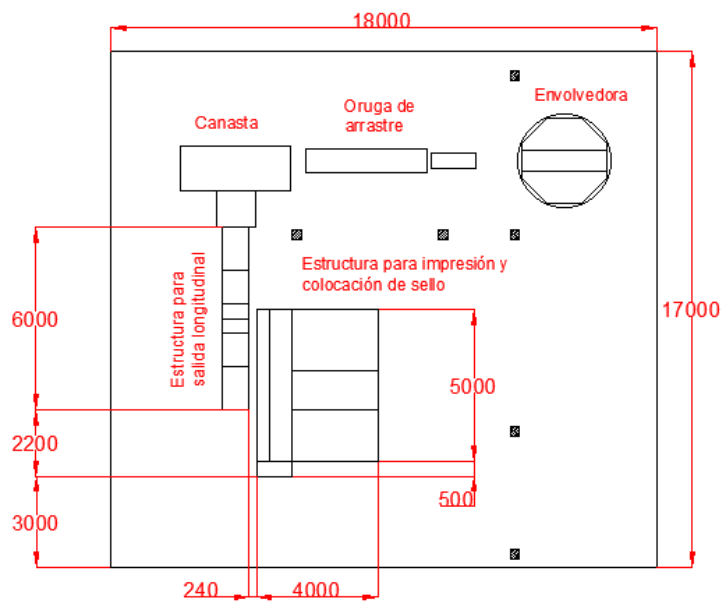
<b>COLOCADO DE SELLO</b>							
<b>Criterios de Selección</b>	<b>Peso</b>	<b>Alternativa 1</b>		<b>Alternativa 2</b>		<b>Alternativa 3</b>	
		<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>	<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>	<b>Valor Asignado</b>	<b>Total</b>
<b>Facilidad de mantenimiento</b>	0.03	4	0.12	4	0.12	3	0.09
<b>Adaptable para diferentes diámetros</b>	0.18	4	0.72	4	0.72	3	0.54
<b>Control de movimiento</b>	0.05	4	0.2	3	0.15	2	0.1
<b>Bajo costo de fabricación</b>	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15
<b>Bajo costo de mantenimiento</b>	0.15	3	0.45	3	0.45	3	0.45
<b>Seguridad del producto</b>	0.08	3	0.24	3	0.24	4	0.32
<b>Baja interacción operador/producto</b>	0.42	3	1.26	3	1.26	2	0.84
<b>Geometría del mecanismo</b>	0.01	4	0.04	3	0.03	4	0.04
<b>Adaptabilidad a la estructura base</b>	0.03	3	0.09	4	0.12	4	0.12
<b>Total</b>	1.00		<b>3.27</b>		3.24		2.65

Según la metodología de selección, la mejor alternativa para el movimiento longitudinal es el sistema de elevación y arrastre con ruedas, para el movimiento transversal es más apropiado el brazo pivoteado en un extremo y accionado por un

cilindro neumático, y para la colocación del sello es mejor la rotación de la tubería con rodillos en la base y adhesión del caucho por presión con el dado.

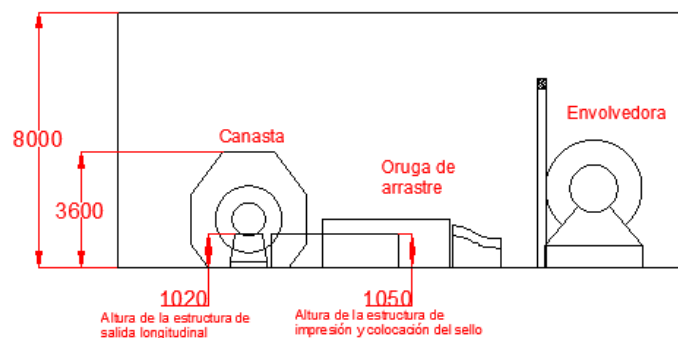
## 2.4. Arquitectura del proyecto

En esta sección se tomó en cuenta el espacio de producción y dimensiones generales de las máquinas o estructuras existentes, de tal manera que las alternativas de solución seleccionadas se acoplaran a este espacio. En la figura 2.12 y 2.13 se presenta una vista de planta y una vista de frente, respectivamente, del lugar de producción de las tuberías tipo A2.



**Figura 2.12 Vista de planta del espacio de producción. [Elaboración propia]**

Distribución de planta de las máquinas y estructuras existentes para el proceso de producción de la tubería tipo A2.



**Figura 2.13 Vista frontal del espacio de producción. [Elaboración propia]**

Distribución frontal de máquinas y estructuras existentes para el proceso de producción de la tubería tipo A2.

## 2.5. Diseño de configuración

### 2.5.1. Verificación y adecuación de estructura base

Lo primero que se realizó fue verificar que ambas estructuras existentes fuesen capaces de soportar los esfuerzos debido al aumento de dimensiones que tendrá la nueva tubería. Se tomó en cuenta que la tubería descansa sobre unos rodillos en la estructura de salida longitudinal, por lo que fueron considerados como apoyos simples y asumiendo a la tubería como un cuerpo rígido se encontraron las reacciones, que son la fuerzas que actúan sobre la estructura.

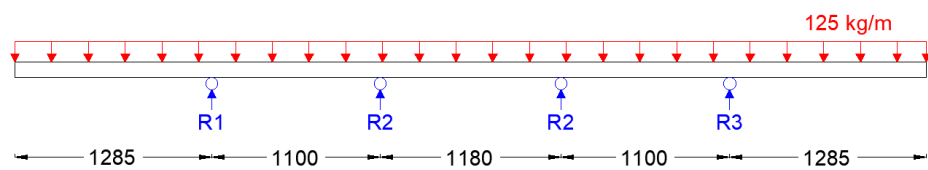


Figura 2.14 DCL de la tubería de Ø2200 mm sobre los rodillos de la estructura base. [Elaboración propia]

### 2.5.2. Reordenamiento del espacio de trabajo.

En la figura 2.15 se muestra un esquema del orden actual de las etapas de procesamiento de la tubería. Como se mencionó en el capítulo 1, una vez cortada la tubería en la longitud establecida, esta pasa a una etapa de impresión del código del producto y luego a la etapa de colocación del sello.

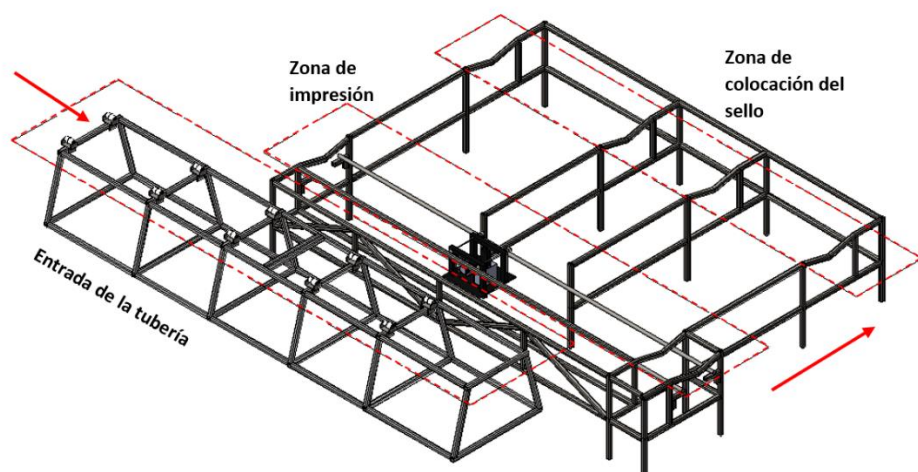
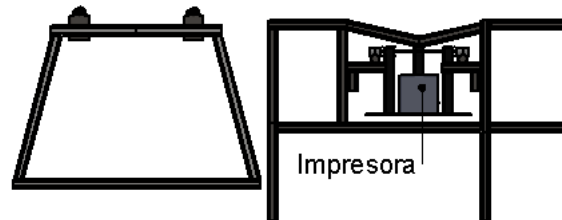


Figura 2.15 Distribución actual de las etapas de trabajo. [Elaboración propia]

Las líneas punteadas rojas delimitan el espacio de cada zona. Las flechas representan el desplazamiento de la tubería.



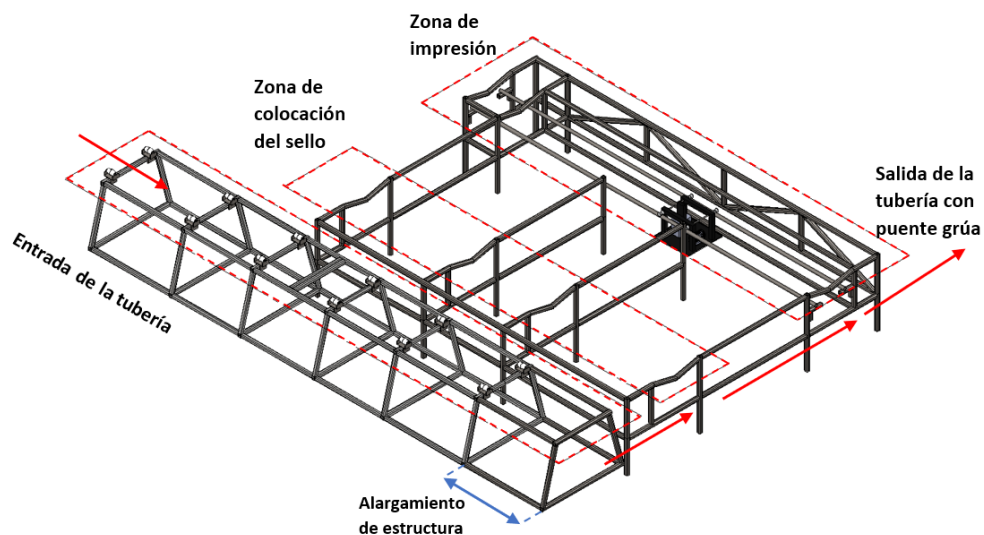
La zona de impresión dificulta la adaptación de cualquier sistema para el transporte hacia la etapa de colocación del sello, tal como se muestra en la figura 2.16, ya que interferirían con el movimiento de la impresora.



**Figura 2.16 Sección de vista frontal de la zona de impresión. [Elaboración propia]**

En la figura se muestra el espacio que ocupa la impresora, la cual además realiza un recorrido longitudinal dificultando la tarea del desplazamiento del tubo hacia la otra etapa.

Se decidió alargar la longitud de la estructura de salida por seguridad del producto, e intercambiar las etapas de impresión con la de colocación del sello, de tal manera el espacio sea el adecuado para implementar el sistema de transporte entre las etapas. En la figura 2.17 se esquematiza la propuesta, teniendo en cuenta que la salida de la tubería en la última etapa se la realiza con un puente grúa.



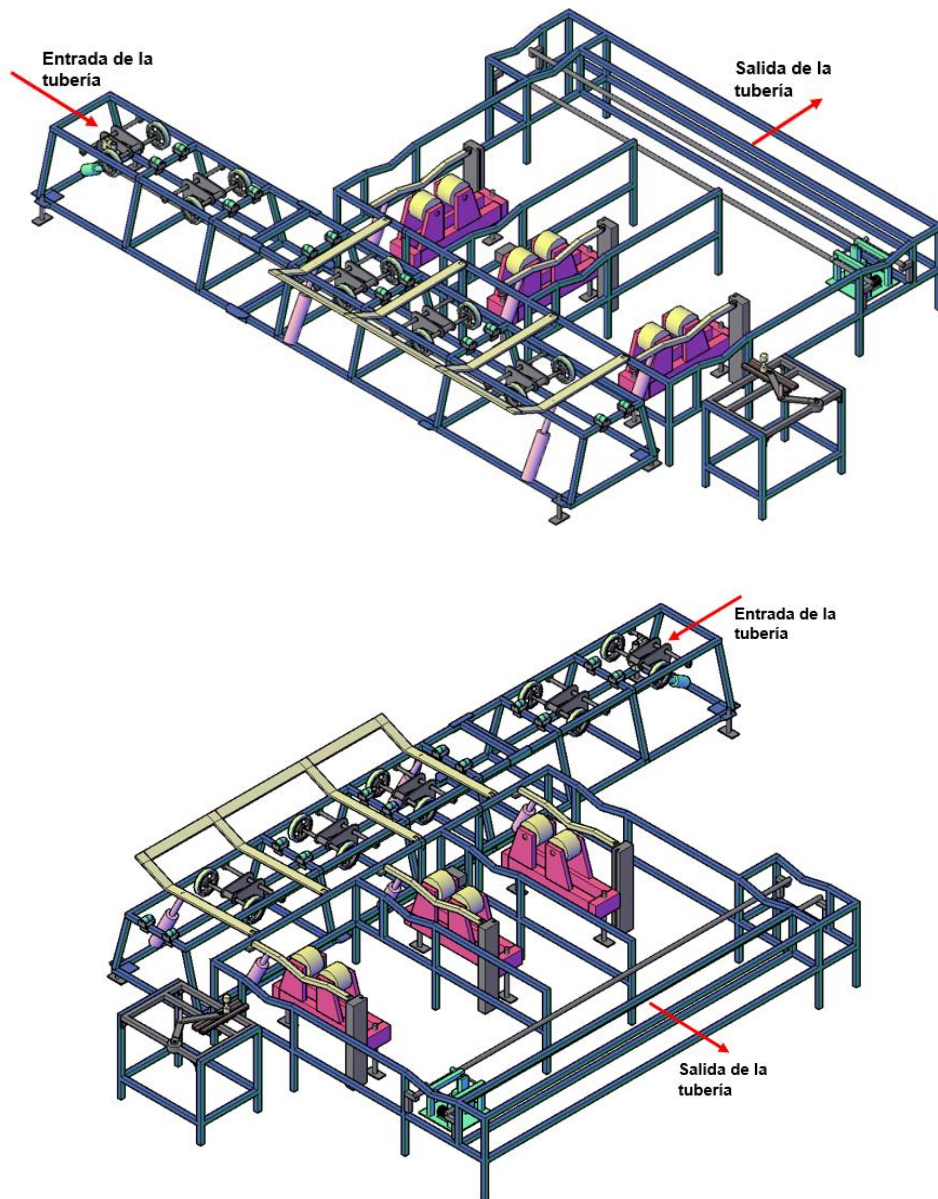
**Figura 2.17 Distribución propuesta de las etapas de trabajo. [Elaboración propia]**

Se propone girar 180° la estructura, de tal manera que la etapa de colocación del sello sea antes que la impresión, permitiendo obtener un espacio más amplio para la implementación de los sistemas mecánicos de transporte transversal. Además, se alargó la estructura longitudinal.

### 2.5.3. Diseño conceptual

Una vez seleccionadas las alternativas junto con las consideraciones del espacio, se decidió hacer un dibujo esquemático de todos los sistemas

acoplados a las estructuras existentes. En la figura 2.18 a continuación se presenta el diseño conceptual.



**Figura 2.18 Vistas Isométricas del diseño conceptual del proyecto. [Elaboración propia]**

Se presentan los sistemas de transporte longitudinal, transversal, y colocación de sello acoplados a las estructuras existentes.

## 2.6. Diseño Paramétrico

### 2.6.1. Diseño de Sistema de transporte longitudinal

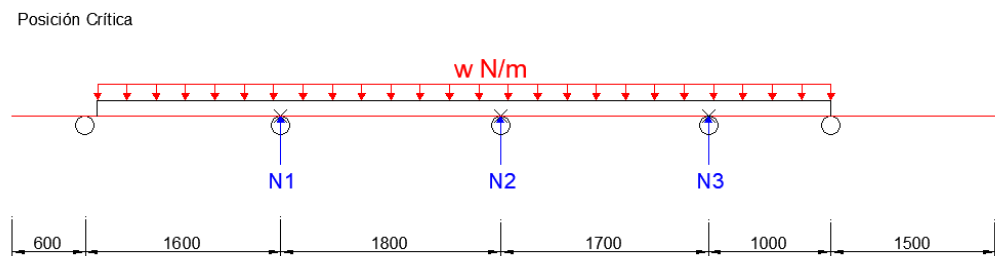
Las longitudes de algunos elementos del sistema vienen dadas de las restricciones con respecto a la estructura existente, en cuanto a las ruedas la empresa ya posee estos elementos para otra línea, para mantener el estándar se usará las mismas, siendo importante mencionar que para comprobar que los

elementos mencionados soportan las cargas que actúan sobre ellos se realizará una simulación de esfuerzos en el software de ingeniería Autodesk Inventor.

### 2.6.1.1. Determinación de las fuerzas sobre las ruedas

En este sistema, la tubería no se encuentra siempre apoyado sobre las mismas ruedas, es decir, cambia de apoyo a lo largo del recorrido requerido, ante esto es necesario definir una posición crítica, aquella en la cual la fuerza normal que se ejerce por el contacto tubería-rueda es la máxima. Se consideró este análisis para las dos longitudes (6 y 4 m) que se produce con el diámetro máximo (2200 mm).

Para la longitud de 6 metros, se logró apreciar mediante las medidas del sistema que el elemento se encontrará apoyado sobre cuatro pares de ruedas a excepción del tramo que se muestra en la figura 2.19, en donde sus apoyos son el 2do, 3er y 4to par de ruedas, se consideró los casos en el que el elemento apenas abandona el 1er par de ruedas como apoyo y el instante justo antes de abordar el 5to par de ruedas.

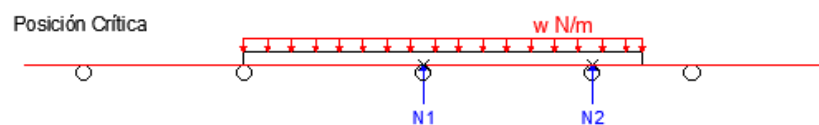


**Figura 2.19 Posición crítica en el sistema para un tubo de 6 metros.**

**[Elaboración propia]**

Las distancias vienen dadas en milímetros

Con la longitud de 4 metros se consideró como posición crítica el tramo mostrado en la figura 2.20.



**Figura 2.20 Posición crítica en el sistema para un tubo de 4 metros.**

**[Elaboración propia]**

Se planteó las ecuaciones de equilibrio estático, en el caso de los tres apoyos se usó la ecuación de los tres momentos para apoyos al mismo nivel de altura (ecuación 2.1), de los resultados obtenidos se seleccionó la fuerza normal máxima, la cual se consideró para los demás cálculos.

$$M_1 * l_1 + 2 * (l_1 + l_2) + M_3 * l_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{l_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{l_2} = 0 \quad (2.1)$$

$M_n \equiv$  Momento en el n – ésimo apoyo, de 1 a 3.

$l_1 \equiv$  Longitud del tramo 1 o distancia entre apoyos 1 y 2.

$l_2 \equiv$  Longitud del tramo 2 o distancia entre apoyos 2 y 3.

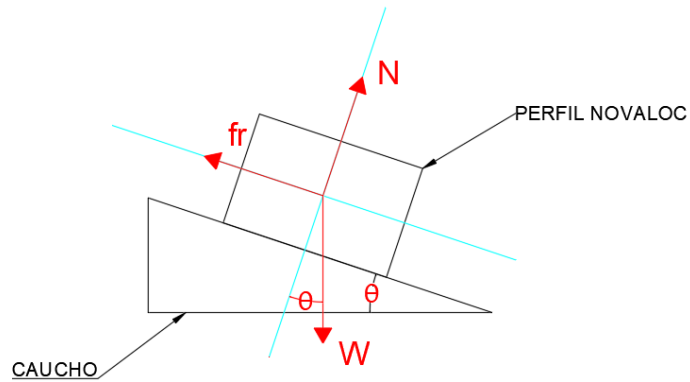
$\frac{6A_1 \bar{a}_1}{l_1} \equiv$  Coeficiente dependiente del tipo de carga aplicada en el tramo 1.

$\frac{6A_2 \bar{b}_2}{l_2} \equiv$  Coeficiente dependiente del tipo de carga aplicada en el tramo 2.

### 2.6.1.2. Determinación experimental de coeficiente de fricción

El caucho usado para el recubrimiento de las ruedas en la etapa de desplazamiento longitudinal y para los rodillos de rotación de la tubería, proviene de una mezcla de diferentes tipos de compuestos (SBR, estireno butadieno) junto con el caucho natural (NR), por lo cual no se cuenta con el coeficiente de fricción originado por el contacto con diversos materiales, para este caso con PVC.

Para obtener el valor requerido se analizó el comportamiento de una porción del perfil Novaloc sobre una porción del caucho descrito antes, siendo modelado como se muestra en la figura 2.21 y obteniendo las ecuaciones de equilibrio estático ya que se requiere el coeficiente al límite de dicha condición.



**Figura 2.21 DCL de la interacción entre caucho y perfil Novaloc.**  
**[Elaboración propia]**

Ambos elementos son planos para garantizar la correcta adherencia entre ambos

Del procedimiento descrito se obtuvo la ecuación que relaciona el ángulo de inclinación de la superficie con el coeficiente de fricción estático.

$$\mu = \tan \theta \quad (2.2)$$

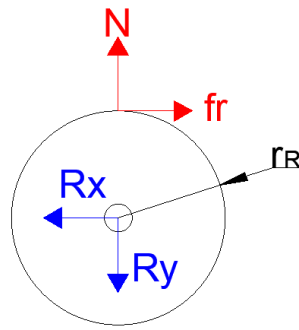
$\mu \equiv$  Coeficiente de fricción estático entre caucho y PVC

$\theta \equiv$  Inclinación de la base de caucho

Se realizó diferentes mediciones del ángulo en el cual el perfil empezó a deslizar, del promedio de los valores obtenidos se halló el valor del coeficiente de fricción estático entre el caucho SBR NR y el PVC.

### 2.6.1.3. Determinación de torque y potencia para movimiento longitudinal

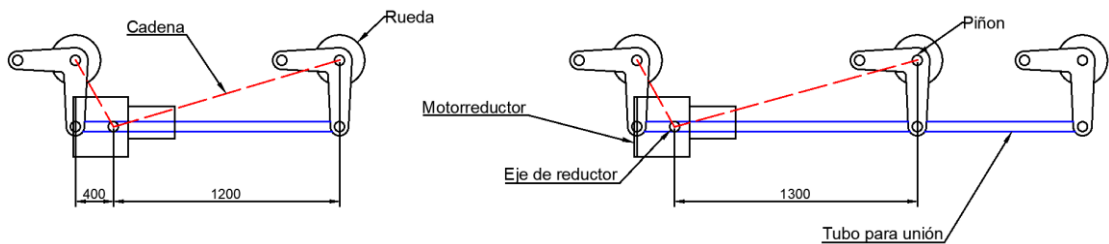
Se puede apreciar en la figura 2.22, que la fuerza que genera el torque para desplazar la tubería es la fricción (paralela a la trayectoria), además es importante mencionar que, debido a las fuerzas en la superficie de la rueda, se generan reacciones en el eje. Se estableció las ecuaciones de equilibrio estático para determinarlas.



**Figura 2.22 DCL de la rueda. [Elaboración propia]**

No se consideró el peso de la rueda al ser mucho menor en comparación al peso de la tubería.

En cuanto al cálculo de la potencia se tomó en cuenta el espacio disponible para ubicar los elementos de transmisión de potencia además de las distancias que deben cubrir para conectar los pares de ruedas, se optó por usar dos motores reductores de tal forma que el arreglo quede como se muestra en la figura 2.23.



**Figura 2.23 Arreglo del sistema de transmisión de potencia. [Elaboración propia]**

Se muestra los diferentes elementos de transmisión de potencia ubicados en el sistema.

De este sistema se ha derivado una ecuación que permiten obtener el torque requerido en la salida (eje) de la reducción en base al calculado antes (torque en las ruedas), considerando la eficiencia de la transmisión por cadena.

$$T_s = \frac{2T_r}{\eta_c} \quad (2.3)$$

$T_s \equiv$  Torque en eje de salida de reducción

$\eta_c \equiv$  Eficiencia transmisión por cadena

Es importante considerar las eficiencias del sistema interno, es decir, el paso motor-reducción, esto se resume con la ecuación 2.4 para hallar la potencia.

$$Pot_m = \frac{T_S * \omega_r}{\eta_m * \eta_R} \quad (2.4)$$

$Pot_m \equiv$  Potencia requerida por el motor

$\omega_r \equiv$  Velocidad de rotación de los rodillos

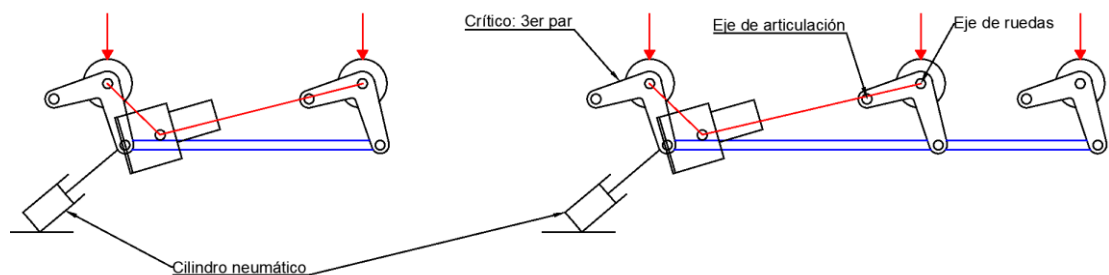
$\eta_m \equiv$  Eficiencia del motor

$\eta_R \equiv$  Eficiencia de la caja reductora

Luego con el valor obtenido de torque ( $T_s$ ) y la velocidad de giro requerida (rpm) se procedió a realizar la selección del motor reductor, usando el catálogo de “Bonfiglioli” (Sección 2.6.4.1), marca con la cual la empresa en donde se desarrolla el proyecto se encuentra familiarizada.

#### 2.6.1.4. Determinación de la fuerza del pistón para elevación del sistema de movimiento longitudinal

Para determinar la fuerza que debe ejercer el pistón, se tomó en cuenta el peso de la tubería junto con el peso de la estructura de elevación y arrastre, también se consideró el peso de los motorreductores y su posición, es importante mencionar que el sistema cuenta con 2 cilindros neumáticos. A continuación, se muestra el diagrama del sistema.

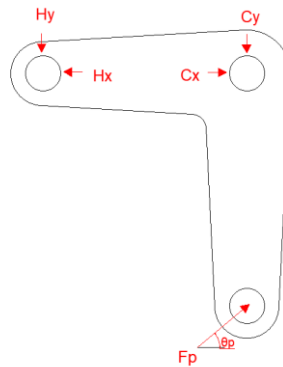


**Figura 2.24 Posicionamiento de actuadores neumáticos. [Elaboración propia]**

Se presenta algunos elementos del sistema en conjunto con los cilindros neumáticos en las posiciones requeridas, así como la zona crítica del sistema en conjunto.

El ángulo y la longitud del pistón se aproximaron mediante una iteración. Como se puede observar el elemento crítico es el tercer par de brazos ya que allí se encuentran concentradas la mayor cantidad de fuerzas (con respecto a las demás), mediante las ecuaciones de equilibrio estático en

la posición crítica (tubería elevada) se halló la fuerza requerida al igual que las reacciones que se originan.



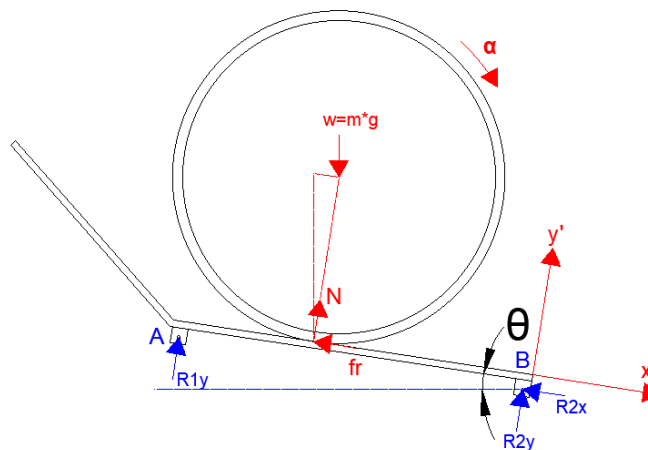
**Figura 2.25 DCL del soporte de ruedas. [Elaboración propia]**

Diagrama del elemento en la posición crítica, cuando el ángulo de elevación es 16 grados con respecto a la horizontal.

## 2.6.2. Diseño de Sistema de transporte transversal

### 2.6.2.1. Determinación de la fuerza sobre los brazos

Para determinar la fuerza que ejerce la tubería sobre el brazo se tomó en cuenta que conforme el brazo se eleva la tubería rueda, ejerciendo la fuerza en una posición diferente para cada instante de tiempo. Se modeló este comportamiento como rodadura sobre un plano inclinado sin deslizamiento. El diagrama de cuerpo libre (DCL) se muestra en la figura 2.26.



**Figura 2.26 DCL de la tubería sobre el brazo. [Elaboración propia]**

Se esquematizan las fuerzas que actúan sobre este sistema, considerando el ángulo de rotación del brazo al elevarse,  $\theta$

Se establecieron las ecuaciones de movimiento de la segunda ley de Newton, y junto con las ecuaciones cinemáticas de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado se determinó la aceleración angular que



adquiere la tubería, “ $\alpha$ ”, la fuerza normal que se ejerce sobre el brazo, “ $N$ ”, y la posición en la cual se aplica.

### 2.6.2.2. Selección del perfil para los brazos

Con la fuerza normal sobre el brazo y su punto de aplicación durante el movimiento de la tubería se realizó primero un análisis estático determinando la posición crítica mediante los diagramas de fuerza cortante y momento flector, y se aplicó la ecuación 2.5 para seleccionar el perfil del brazo, considerando como material acero estructural A36.

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (2.5)$$

$\sigma \equiv$  Esfuerzo axial debido a flexión

$M \equiv$  Momento flector

$S \equiv$  Módulo de sección del perfil

Para el diseño por fatiga se consideró el ciclo de carga y descarga de la tubería, siendo un esfuerzo repetitivo el que se aplica yendo desde cero hasta un máximo. Se aplicó la teoría de Goodman obtenida del libro de Norton (Norton, 2011), usando la ecuación 2.6 para determinar el factor de seguridad a la fatiga.

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (2.6)$$

$\eta_f \equiv$  Factor de seguridad de fatiga

$\sigma'_a \equiv$  Esfuerzo alternante real

$\sigma'_m \equiv$  Esfuerzo medio real

$S_e \equiv$  Límite de resistencia a la fatiga corregido

$S_{ut} \equiv$  Resistencia última a la tensión

El límite de resistencia a la fatiga corregido se lo obtuvo con la ecuación 2.7.

$$S_e = C_{carga} * C_{tam} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e \quad (2.7)$$

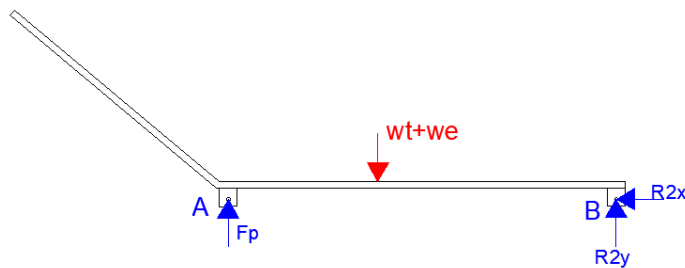
$C_{carga} \equiv$  Factor de corrección de carga

$C_{tam} \equiv$  Factor de corrección de tamaño

$C_{sup} \equiv$  Factor de corrección de superficie  
 $C_{temp} \equiv$  Factor de corrección de temperatura  
 $C_{conf} \equiv$  Factor de corrección de confiabilidad  
 $S'_e \equiv$  Límite de resistencia a la fatiga sin corregir

### 2.6.2.3. Determinación de la fuerza del pistón para mover los brazos.

Se consideró el peso de la estructura (brazos) junto con el peso de la tubería. En la figura 2.27 se muestra el DCL del brazo de la primera etapa para la determinación de la fuerza del pistón, “Fp”, utilizando las leyes de equilibrio de Newton.



**Figura 2.27 DCL del brazo en posición horizontal. [Elaboración propia]**

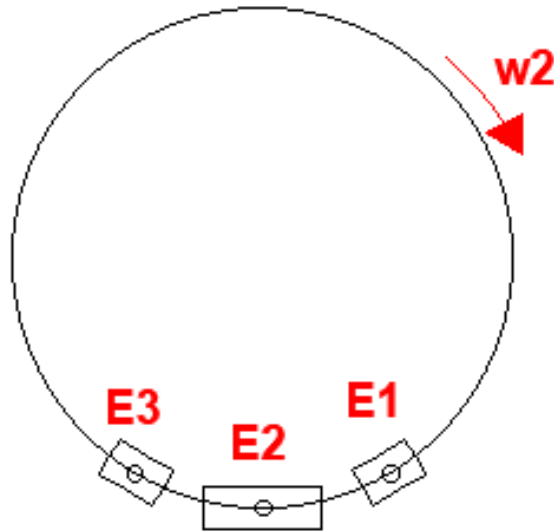
La fuerza crítica es la suma del peso de la tubería de mayores dimensiones ejercido en el brazo, “wt”, más el peso propio de los brazos, “we”.

Para la segunda etapa el brazo debe elevarse mayor distancia por lo que se ha decidido colocar el pistón más cerca del pivote para que la carrera sea la misma que en la primera etapa y no tener que seleccionar dos pistones diferentes.

### 2.6.3. Diseño de Sistema de colocación del sello elastomérico.

Este diseño en particular se ejecutó a prueba y error, ya que en primera instancia se pensó colocar el sello simplemente con la presión de un dado que se acople a las dimensiones del sello, pero al realizar una prueba de concepto con el primer prototipo del dado el resultado fue negativo, lo cual nos obligó a modificar el diseño del dado agregando una pinza que abra los extremos del sello al colocarlo, pero esta prueba funcionó parcialmente pues solo colocaba el sello cuando este se encontraba alineado con el perímetro de la tubería. De

estas pruebas surgió la necesidad de agregar 2 etapas que complementen el proceso. se usó una primera etapa como guía para mantener el sello alineado cerca del contorno, una etapa intermedia capaz de hacer presión de forma normal al espesor, y una etapa final para ejercer presión sobre el sello en las caras interior y exterior de la tubería para garantizar el ajuste adecuado.



**Figura 2.28 Etapas en colocado de sello. [Elaboración propia]**

En la derecha se muestra la etapa guía para alinear E1, en la zona central la etapa de encaje de sello E2, y en la izquierda la etapa de ajuste E3.

### **2.6.3.1. Determinación de la potencia para rotar la tubería.**

Se realizó un análisis conservador considerando todo el peso de la tubería sobre un par de rodillos. En las figuras a continuación se presentan los DCL correspondientes.

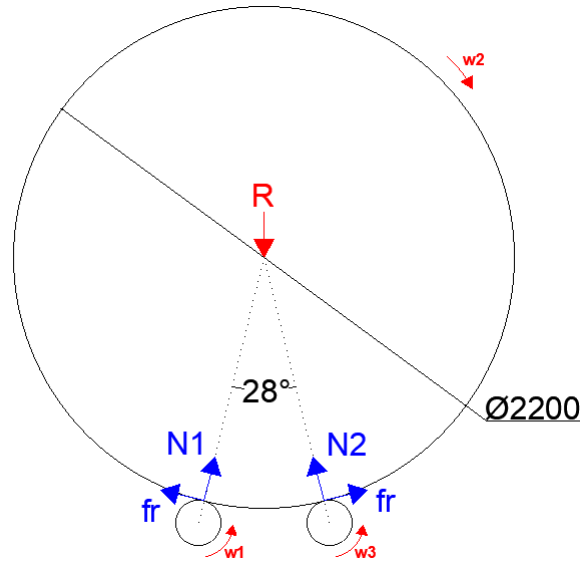


Figura 2.29 DCL de la tubería sobre rodillos. [Elaboración propia]

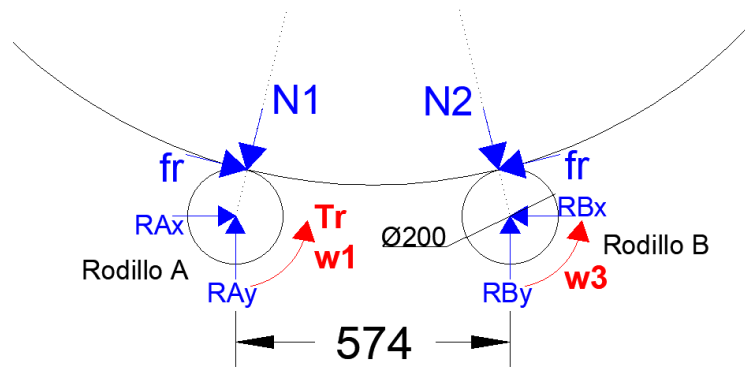


Figura 2.30 DCL de los rodillos. [Elaboración propia]

Las medidas mostradas están en mm.

Se establecieron las ecuaciones de movimiento de acuerdo con las leyes de Newton para encontrar el torque del rodillo motriz A, "Tr", considerando las fuerzas inerciales que debe vencer el motor para empezar la rotación, y mantener el movimiento. Entonces, para determinar la potencia del motor se utiliza la ecuación 2.8

$$Pot_m = \frac{T_r * \omega_r}{\eta_m * \eta_R * \eta_C} \quad (2.8)$$

$Pot_m$   $\equiv$  Potencia requerida por el motor

$T_r$   $\equiv$  Torque requerido para rotar rodillos y tubería

$\omega_r$   $\equiv$  Velocidad de rotación de los rodillos

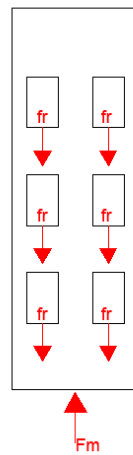
$\eta_m$   $\equiv$  Eficiencia del motor

$\eta_R \equiv$  Eficiencia de la caja reductora

$\eta_C \equiv$  Eficiencia de la transmisión por cadena

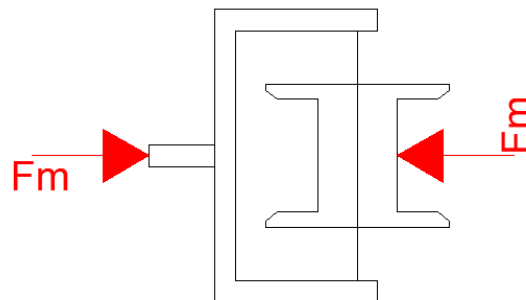
### 2.6.3.2. Determinación de fuerzas sobre mecanismo de colocado de sello

Como fuerza crítica o máxima, se consideró aquella capaz de desplazar en sentido axial a la tubería, es decir aquella fuerza que vence la fricción estática presente en los seis rodillos de rotación de la tubería como se muestra en la figura 2.31.



**Figura 2.31 DCL para fuerza axial crítica sobre el dado. [Elaboración propia]**  
Fuerzas axiales a sección transversal de tubería

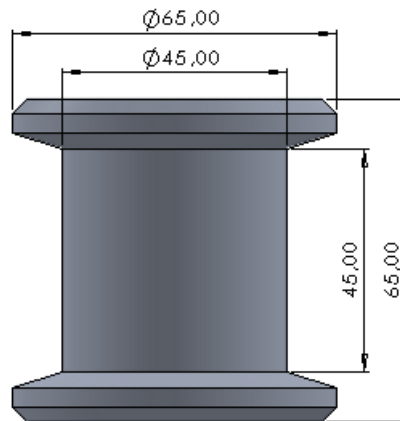
Debido a la fuerza descrita, se generan otras de igual magnitud sobre el dado y el mecanismo biela manivela, como se observa en la figura 2.32.



**Figura 2.32 DCL de mecanismo de colocado de sello. [Elaboración propia]**  
Transmisión de fuerza axial sobre componentes del mecanismo

### 2.6.3.3. Dado

Este elemento se usó en las dos primeras etapas mencionadas antes, su diseño se basó netamente en la forma adecuada para abarcar las dimensiones del sello y realizar un empuje adecuado sobre el contorno de la tubería, es importante mencionar que el elemento gira libremente para anular la retención del sello por efecto de la fricción.

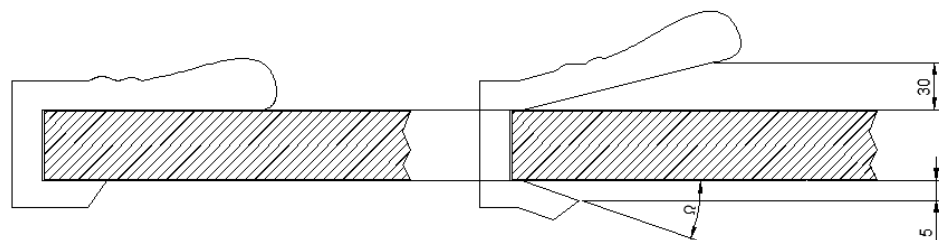


**Figura 2.33 Perfil del dado de empuje y alineación. [Elaboración propia]**

Las medidas se presentan en milímetros

### 2.6.3.4. Sujetadores de sello

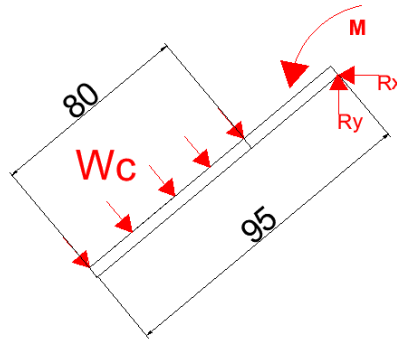
Se ubicaron en las etapas de alineación y colocación, por medio de una inclinación angular y la forma cilíndrica, los rodillos hacen posible la apertura del sello, manteniéndolo en dicha posición mientras el dado ejerce presión, en el caso de la colocación, como se observa en la figura 2.34.



**Figura 2.34 Apertura de sello elastomérico. [Elaboración propia]**

Izquierda, estado inicial del sello. Derecha, apertura por efecto de rodillos finos.

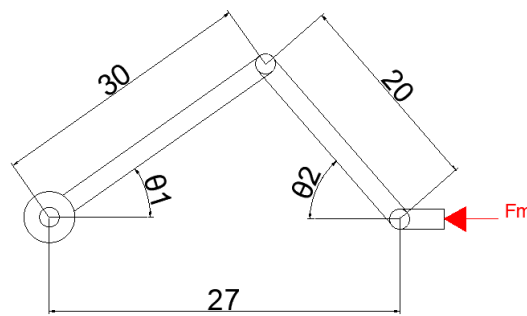
Para la apertura se ha decidido usar rodillos finos cuyas dimensiones fueron dadas en función del sello, así como de la posición final requerida para este, mientras que se consideró todo su peso como fuerza ejercida sobre cada rodillo.



**Figura 2.35 DCL del sujetador. [Elaboración propia]**  
Cilindro sujetador sobre el cual actúa el peso del sello, reacciones de empotramiento.

### 2.6.3.5. Mecanismo de desplazamiento lineal

Se consideró un mecanismo biela manivela corredera para realizar el desplazamiento lineal del mecanismo para colocado de sello, además, se tomó en cuenta la fuerza axial para el dimensionamiento de los eslabones, a continuación, se muestra el diagrama del mecanismo.



**Figura 2.36 Mecanismo biela manivela corredera. [Elaboración propia]**  
Transmisión de fuerza axial sobre componentes del mecanismo, desplazamiento hacia la derecha.  
Medidas en centímetros

### 2.6.3.6. Mecanismo para regular altura

Teniendo en cuenta que se deben trabajar con tuberías de varios diámetros, el sistema de colocación de tener un mecanismo de regulación

de altura para el cual se decidió utilizar un tornillo de potencia de rosca ACME, el cual debe permitir el movimiento accionado manualmente por el operador, por lo cual se utilizó la ecuación 2.9 para determinar el torque necesario.

$$T_{elev} = \frac{P * d_{p,t}}{2} \left( \frac{\mu \pi d_{p,t} + L_t \cos \alpha}{\pi d_{p,t} \cos \alpha - \mu L_t} \right) \quad (2.9)$$

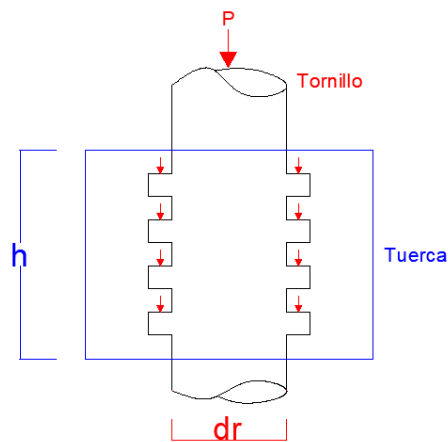
$T_{elev} \equiv$  Torque de elevación

$d_{p,t} \equiv$  Diámetro de paso del tornillo

$L_t \equiv$  Avance del tornillo  $\rightarrow$  paso \* #entradas

$\alpha \equiv$  Ángulo del diente de la rosca. Para ACME 14.5°

También se verificó que el tornillo sea capaz de soportar todo el peso del mecanismo, para lo cual se determinó el esfuerzo cortante que soportan los hilos del tornillo y la tuerca en base al diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 2.37.



**Figura 2.37 DCL del tornillo y tuerca del mecanismo regulador de altura. [Elaboración propia]**

#### 2.6.4. Diseño y selección de elementos mecánicos generales

En esta sección se presenta el análisis usado en aquellos elementos que poseen en común los sistemas, es importante mencionar que para diseñarlos o seleccionarlos se considera el tipo de carga, los valores máximos y las posiciones críticas en cada caso.



#### 2.6.4.1. Selección de motor y reductor.

Para este proceso se usaron las tablas de selección de motorreductores de la marca Bonfiglioli y serie VF-W, que corresponden a reductores de tornillo sinfín-corona. Los parámetros a considerar son: la potencia del motor, el par de cálculo, la velocidad de salida del reductor, y el factor de seguridad (Bonfiglioli, 2019).

La potencia del motor es la requerida por el usuario. Para obtener el par de cálculo se utilizó la ecuación 2.10

$$M_{c2} = M_{R2} * F_s \quad (2.10)$$

$M_{c2} \equiv$  Par o torque de cálculo

$M_{R2} \equiv$  Par o torque resistente requerido para mover la carga

$F_s \equiv$  Factor de servicio

La velocidad de salida del reductor es definida por el usuario según su aplicación, y el factor de seguridad debe ser tal que cumpla con la ecuación 2.11.

$$S \geq F_s \quad (2.11)$$

$S \equiv$  Factor de seguridad del motorreductor

#### 2.6.4.2. Selección de piñón y cadena.

En primer lugar, se debe determinar la potencia de diseño aplicando la ecuación 2.12.

$$Pot_D = Pot_m * F_a * F_n \quad (2.12)$$

$Pot_D \equiv$  Potencia de diseño

$Pot_m \equiv$  Potencia requerida o potencia entregada por el motor

$F_a \equiv$  Factor de servicio por aplicación

$F_n \equiv$  Factor de servicio por velocidad

El segundo paso es determinar la relación de velocidad y seleccionar los piñones que cumplan esta relación y tengan un número de dientes estándar.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (2.13)$$

$i$   $\equiv$  Relación de velocidad

$\omega_1$   $\equiv$  Velocidad de rotación del piñón más rápido

$\omega_2$   $\equiv$  Velocidad de rotación del piñón más lento

$Z_1$   $\equiv$  Número de dientes del piñón más rápido

$Z_2$   $\equiv$  Número de dientes del piñón más lento

El tercer paso consiste en seleccionar el tipo de cadena usando las tablas de potencia del catálogo, en donde con la potencia de diseño, el número de dientes, y la velocidad de rotación se realiza la selección.

En caso de requerir cadenas múltiples, se multiplica el valor de las tablas de potencia por el factor de corrección de acuerdo con el número de cadenas.

Finalmente, se debe calcular la longitud de la cadena.

$$L_{cad} = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C} \quad (2.14)$$

$L_{cad}$   $\equiv$  Longitud en pasos de cadena

$C$   $\equiv$  Distancia entre centros en pasos

$K$   $\equiv$  Constante que depende de la diferencia entre número de dientes, del catálogo

### 2.6.4.3. Selección del pistón neumático.

Se estableció utilizar cilindros neumáticos, considerando que la presión de la línea de aire comprimido de la empresa es de 80 psi (5.5 bar), la cual se encuentra dentro del rango de presiones en condiciones normales de servicio de 4 a 8 bar, según el catálogo de la marca FESTO (FESTO, 2019c).

Obtenida la fuerza para cada sistema, y la presión, se debe calcular el diámetro del émbolo, despejando de la ecuación 2.15.

$$F_p = \frac{P * \pi * d_{emb}^2}{4} - F_{r-p} \quad (2.15)$$

$F_p \equiv$  Fuerza del pistón

$P \equiv$  Presión de la línea de aire

$d_{emb} \equiv$  Diámetro del émbolo

$F_{r-p} \equiv$  Fricción del pistón. Aprox. 10% de la fuerza teórica (FESTO, 2019c)

Se seleccionó un diámetro de émbolo estándar, y se verificó que el pistón cumpla los criterios para que no ocurra pandeo.

Para calcular el consumo de aire se consideró el avance y el retroceso, siendo el caudal total la suma de ambos. Para calcular el consumo de aire en avance y retroceso se utilizaron las ecuaciones 2.16 y 2.17, respectivamente.

$$Q_{avance} = \frac{\pi}{4} * d_{emb}^2 * h * (P + 1) * 10^{-6} \quad (2.16)$$

$$Q_{retroceso} = \frac{\pi}{4} * (d_{emb}^2 - d_{vástago}^2) * h * (P + 1) * 10^{-6} \quad (2.17)$$

$Q_{avance} \equiv$  Consumo de aire en avance por cm de carrera [l]

$Q_{retroceso} \equiv$  Consumo de aire en retroceso por cm de carrera [l]

$d_{vástago} \equiv$  Diámetro del vástago [mm]

$h \equiv$  Carrera [mm]

$P \equiv$  Presión relativa de funcionamiento [bar]

#### 2.6.4.4. Diseño de ejes

Se realizó en primera instancia los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector en cada plano general (YX, ZX), de lo cual se obtuvo los valores pico de momento flector y por consiguiente el resultante entre planos, como se muestra en la ecuación 2.18.

$$M = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2} \quad (2.18)$$

Luego se decidió un valor de factor de seguridad de fatiga, y se determinaron los respectivos momentos y torques medios y alternantes con sus respectivos concentradores de esfuerzos, con esto se obtuvo el diámetro en cada sección según la ecuación 2.19.

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right\} \quad (2.19)$$

$\eta_f \equiv$  Factor de seguridad de fatiga

$K_f \equiv$  Momento flector en el plano YZ

$M_a \equiv$  Factor de seguridad de fatiga

$T_a \equiv$  Momento flector en el plano YZ

$K_{fs} \equiv$  Momento flector en el plano YZ

$M_m \equiv$  Factor de seguridad de fatiga

$T_m \equiv$  Momento flector en el plano YZ

$S_e \equiv$  Límite de resistencia a la fatiga corregido

$S_{ut} \equiv$  Límite de resistencia última a la tensión

#### 2.6.4.5. Diseño de pasadores.

Se consideró el modelo matemático de cortante puro doble, esquematizado en la figura 2.38, y utilizando la ecuación 2.20 para determinar el diámetro del elemento en cuestión.

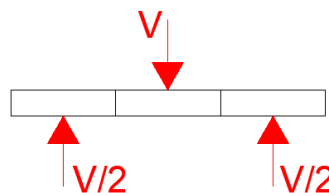


Figura 2.38 DCL del pasador en cortante doble. [Elaboración propia]

$$\tau = \frac{V}{2 \left( \frac{\pi * d_{pas}^2}{4} \right)} \quad (2.20)$$

$\tau \equiv$  Esfuerzo cortante

$V \equiv$  Fuerza cortante

$d_{pas} \equiv$  Diámetro del pasador

#### 2.6.4.6. Diseño de orejas.

En el diseño de la oreja se analizó el esfuerzo de aplastamiento, mediante la ecuación 2.21, para verificar que el espesor de la placa es el adecuado y además para el desgarramiento se consideró que la distancia mínima desde la superficie del agujero hasta las paredes externas de la oreja debe ser 1.5 veces el diámetro del pasador.

$$\sigma_{ap} = \frac{V}{e * d_{pas}} \quad (2.21)$$

$\sigma_{ap} \equiv$  Esfuerzo por aplastamiento

$e \equiv$  Espesor de la oreja

#### 2.6.4.7. Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos se utilizó el catálogo de la marca SKF (SKF, 2019a). Se debe determinar la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento con la ecuación 2.22

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (2.22)$$

$P \equiv$  Carga dinámica equivalente

$F_r \equiv$  Carga radial sobre el rodamiento

$F_a \equiv$  Carga axial sobre el rodamiento

$X \equiv$  Factor de carga radial del rodamiento

$Y \equiv$  Factor de carga axial del rodamiento

Luego, se debe calcular la capacidad de carga dinámica básica, de acuerdo con la ecuación 2.23.

$$C = \left( \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * P \quad (2.23)$$

$C \equiv$  Capacidad de carga dinámica básica

$L_{10h} \equiv$  Vida nominal en horas (Selección del catálogo)

$n \equiv$  Velocidad de giro en rpm

$p \equiv$  Factor que equivale a 3 para rod. de bolas, y 10/3 para rod. de rodillos

Con el diámetro del eje calculado y la capacidad de carga dinámica básica se seleccionó el rodamiento.

#### 2.6.4.8. Diseño de chavetas.

Se realizó un diseño estático con un factor de seguridad conservador. El modelo matemático para el diseño es el de cortante puro para determinar la longitud del elemento con la ecuación 2.24, considerando que la sección de la chaveta se la selecciona de acuerdo con el diámetro del eje.

$$L_{chav} = \frac{\eta_{cp} * F_{chav}}{0.5 * S_{y-chav} * b_{chav}} \quad (2.24)$$

$L_{chav} \equiv$  Longitud de la chaveta

$\eta_{cp} \equiv$  Factor de seguridad por cortante puro

$F_{chav} \equiv$  Fuerza sobre la chaveta debido al torque

$S_{y-chav} \equiv$  Resistencia a la fluencia del material de la chaveta

$b_{chav} \equiv$  Ancho de la chaveta

Se seleccionó una chaveta con una longitud mayor o igual a la calculada, y se verificó que no ocurra aplastamiento con la ecuación 2.25.

$$\eta_{ap} = \frac{S_{y-chav} * L_{chav} * h_{chav}}{2 * F_{chav}} \quad (2.25)$$

$\eta_{ap} \equiv$  Factor de seguridad por aplastamiento

$h_{chav} \equiv$  Altura de la chaveta

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Se realizó los cálculos en base a las posiciones críticas y fuerzas máximas que actúan sobre cada elemento para el proceso de diseño, siguiendo los procedimientos descritos en la metodología, y a su vez haciendo uso de catálogos se seleccionaron aquellos elementos que pueden ser proporcionados por un proveedor. Es importante mencionar que para esto se contactó a aquellas marcas o empresas externas con las cuales la empresa suele trabajar. Además, la selección de los elementos mecánicos estándar y el diseño de elementos con similitud fueron acorde con el elemento más crítico, con la finalidad de tener consistencia en el diseño, un inventario de repuestos de menor cantidad, y facilitar el mantenimiento de los sistemas.

Para validar los resultados obtenidos en cada sección se realizó una simulación de esfuerzos en Inventor, considerando los parámetros que restringen el movimiento de cada elemento analizado, las cargas a las que están sometidos y los materiales de los que serán construidos.

### 3.1. Sistema de transporte longitudinal

#### 3.1.1. Potencia para desplazar tubería y selección de motorreductor

El torque en la salida del reductor debido a la carga transportada según la ecuación 2.3 es:

$$T_s = \frac{2T_r}{\eta_c} = \frac{2(231)}{0.98} = 471.43 \text{ Nm}$$

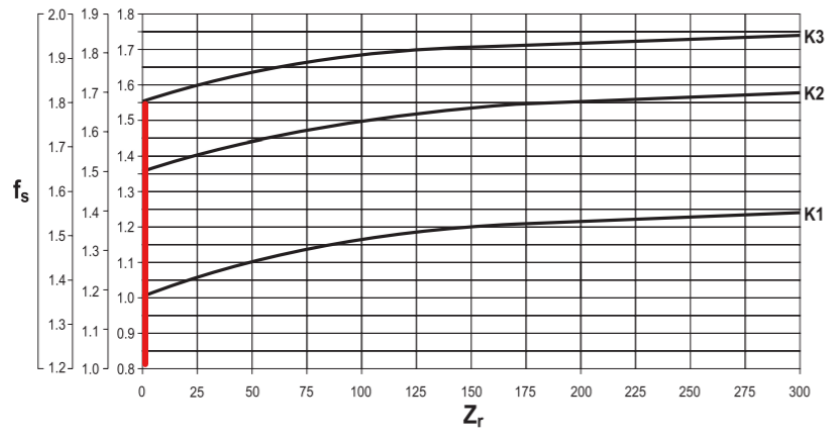
Se decidió trabajar con una velocidad de 5 rpm o aproximada, para evitar así golpes en la tubería, con lo cual la potencia necesaria en el motorreductor es:

- Eficiencia del motor = 80%
- Eficiencia del reductor = 70%

$$Pot_m = \frac{T_s * \omega_r}{\eta_m * \eta_R} = \frac{471.43 * \left(5 * \frac{2\pi}{60}\right)}{0.8 * 0.7} = 441 \text{ W} = 0.59 \text{ HP} \rightarrow 1 \text{ HP}$$

El factor de servicio se halló mediante la figura 3.1 considerando 8 horas diarias de trabajo (único turno en la estación) y la constante K más crítica.

h / d			Arranques / hora
24	16	8	



**Figura 3.1 Selección del factor de servicio para el sistema longitudinal [Bonfiglioli, 2019]**







Usando este valor en la ecuación 2.9 se obtuvo el par calculado para la selección ( $M_{R2} = T_s$ ).

$$M_{c2} = M_{R2} * F_s = 471.43 * 1.56 = 736 Nm$$

De acuerdo con el resultado de esta ecuación y usando la tabla 3.1 se seleccionó un reductor VFR 150 con una relación de 192 junto con un motor BE90S6 de 1000 rpm nominal, los datos técnicos se encuentran en apéndice.



**Tabla 3.1 Selección de motorreductor Bonfiglioli para sistema longitudinal [Bonfiglioli, 2019]**

0.75 kW												
n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>2</sub> Nm	S	i	R <sub>n2</sub> N								
					IE2	IE3		IE2	IE3			
4.2	1004	2.6	345	16000				W /VF 86/150_345	P80	BE80B4	BX80B4	149
4.8	797	1.1	300	13800				VFR 130_300	P80	BE80B4	BX80B4	140
4.8	723	1.4	300	8000				VFW 49/110_300	P80	BE80B4	BX80B4	137
4.8	873	3.0	300	16000				W /VF 86/150_300	P80	BE80B4	BX80B4	149
4.9	862	2.3	192	16000				VFR 150_192	P90	BE90S6		146
5.1	702	2.6	280	13800				W /VF 63/130_280	P80	BE80B4	BX80B4	143
5.6	767	1.0	168	8000				WR 110_168	P90	BE90S6		136
5.6	661	1.2	168	16000				VFR 150_168	P90	BE90S6		146
5.9	394	1.9	240	13800				VFR 130_240	P80	BE80B4	BX80B4	140
6.2	267	1.3	230	8000				VFW 49/110_230	P80	BE80B4	BX80B4	137
6.8	661	1.2	138	8000				WR 110_138	P90	BE90S6		136
6.8	672	2.3	138	13800				VFR 130_138	P90	BE90S6		140
7.4	577	1.1	192	8000				WR 110_192	P80	BE80B4	BX80B4	136
7.5	587	2.0	192	13800				VFR 130_192	P80	BE80B4	BX80B4	140
8.5	530	1.3	168	8000				WR 110_168	P80	BE80B4	BX80B4	136
8.5	539	2.2	168	13800				VFR 130_168	P80	BE80B4	BX80B4	140
9.4	434	1.1	100	8000	W110 100 S3	ME3SA6	134	W 110_100	P90	BE90S6		135
9.4	448	1.7	100	13200				VF 130_100	P90	BE90S6		138
10.4	436	0.9	138	7000				WR 86_138	P80	BE80B4	BX80B4	132
10.4	455	1.6	138	8000				WR 110_138	P80	BE80B4	BX80B4	136
10.3	464	3.0	138	13800				VFR 130_138	P80	BE80B4	BX80B4	140
11.8	372	1.4	80	8000	W110 80 S3	ME3SA6	134	W 110_80	P90	BE90S6		135
11.8	390	2.5	80	13200				VF 130_80	P90	BE90S6		138
12.0	397	1.0	120	7000				WR 86_120	P80	BE80B4	BX80B4	132
12.0	409	1.9	120	8000				WR 110_120	P80	BE80B4	BX80B4	136
12.0	403	3.5	120	13800				VFR 130_120	P80	BE80B4	BX80B4	140
13.6	394	1.9	69	8000				WR 110_69	P90	BE90S6		136

### 3.1.2. Selección de piñón y cadena

En la salida del reductor ya se cuenta con la velocidad deseada por lo tanto la relación de transmisión en este caso será de 1. Para realizar la selección se debe poder contar con la potencia de diseño (ecuación 2.12), no sin antes hallar los factores de corrección mediante las figuras 3.2 y 3.3.

**Tabla 3.2 Selección del factor de servicio por aplicación de cadenas de transmisión [SKF, 2019b]**

Application service factor (F <sub>s</sub> )		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine < 6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
<b>Uniform load (U)</b>	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
<b>Moderate shock (M)</b>	Centrifugal compressors, kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
<b>Heavy shock (H)</b>	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7 - 1.9

**Tabla 3.3 Selección del factor de servicio por velocidad de cadenas de transmisión [SKF, 2019b]**

Speed of chain	Speed factor	Speed of chain	Speed factor
m/s	$F_n$	m/s	$F_n$
Less than 0.17	1.0	>0.5 – < 0.67	1.3
>0.17 and <0.33	1.1	>0.67 – < 0.83	1.4
>0.33 and < 0.5	1.2	>0.83 – <1.17	1.6

$$Pot_D = Pot_M * F_a * F_n = (0.45 \text{ kW})(1.3)(1) = 0.60 \text{ kW}$$

Se decidió usar piñones con 19 dientes por recomendación del catálogo, como se observa en la tabla 3.4, el valor de 5 rpm no se encuentra tabulado por lo cual se procede a realizar extrapolación para obtener la potencia, siendo 0.45 kW el resultado, la cual es mayor que la mitad de la potencia de diseño (el eje del reductor transmite en simultaneo potencia a 2 pares de ruedas) validando así la selección.

**Tabla 3.4 Potencia de cadena 16B-1[SKF, 2019b]**

16B-1; (25.4mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket $z_1$															
		25	50	75	100	200	300	400	500	600	700	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800
Z	mm	25	50	75	100	200	300	400	500	600	700	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800
13	106,14	1,00	1,85	3,05	3,46	6,45	9,27	12,02	14,68	19,27	19,91	24,60	21,63	16,48	13,05	10,73	8,93
15	122,17	1,15	2,16	3,23	4,04	7,53	10,82	14,08	17,17	20,45	23,26	26,09	26,78	20,42	16,22	13,21	11,07
17	138,23	1,33	2,47	3,97	4,61	8,58	12,44	16,05	19,65	25,11	26,60	32,04	32,27	24,54	19,49	15,97	13,39
19	154,32	1,49	2,79	4,61	5,21	9,70	13,99	18,11	22,15	29,20	30,05	37,27	38,19	29,10	23,09	18,88	15,79
21	170,42	1,67	3,11	5,08	5,80	10,82	15,63	20,26	24,72	32,13	33,48	40,99	44,37	33,81	26,78	21,97	18,36
23	186,54	1,83	3,43	5,54	6,41	11,93	17,17	22,32	27,21	35,04	36,90	44,72	50,81	28,41	29,80	25,15	21,12
25	202,66	2,01	3,76	5,99	7,01	13,05	18,80	24,38	29,87	37,97	40,35	48,44	55,70	43,86	34,84	28,50	23,87
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

En cuanto al cálculo de longitud de cadena se debe tener en cuenta que la distancia entre centros es diferente en ambos casos, el primero tiene aproximadamente 50 pasos mientras que el segundo posee 54 pasos. Por lo tanto:

$$L_{cad1} = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C} = \frac{19 + 19}{2} + (2 * 50) = 119 \text{ pasos} = 3022.6 \text{ mm}$$

$$L_{cad2} = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C} = \frac{19 + 19}{2} + (2 * 54) = 127 \text{ pasos} = 3225.8 \text{ mm}$$

Finalmente, la selección fue de piñones PHS 16B-1A19, PHS 16B-1B19 (se especifica posiciones en planos, apéndice 7) y cadenas PHC 16B-1 de 3022.6 y 3225.8 mm de longitud.

### 3.1.3. Selección de pistón

De acuerdo con la fuerza máxima encontrada (5200 N) y la presión de trabajo en la línea de aire (5 bar), en la tabla 3.5 se selecciona un cilindro con un émbolo de 125 mm de diámetro. Para verificar que no existe pandeo, se hizo uso de la figura 3.2, validando de esta forma la selección.

**Tabla 3.5 Selección del émbolo en función de la presión para sistema longitudinal. [FESTO, 2019c]**

Fuerza del émbolo [N]						
∅	Presión de funcionamiento [bar]					
	1	2	3	4	5	6
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6	27,1
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5	109
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170
25	44,2	88,4	133	177	221	265
32	72,4	145	217	290	362	434
40	113	226	339	452	565	679
50	177	353	530	707	884	1060
63	281	561	842	1120	1400	1680
80	452	905	1360	1810	2260	2710
100	707	1410	2120	2830	3530	4240
125	1100	2210	3310	4420	5520	6630
160	1810	3620	5430	7240	9050	10900
200	2830	5650	8480	11300	14100	17000
250	4420	8840	13300	17700	22100	26500
320	7240	14500	21700	29000	36200	43400

Diámetro del vástago en función de la carrera l y de la fuerza F

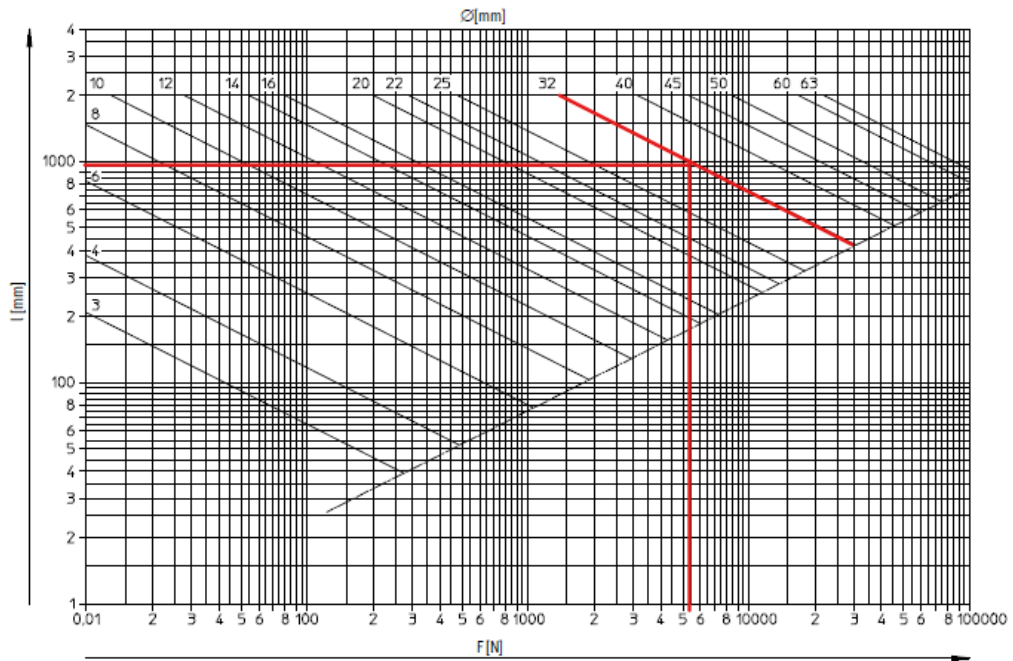


Figura 3.2 Diagrama de pandeo para el pistón del sistema longitudinal [FESTO, 2019c]

### 3.1.4. Diseño de orejas para soporte de cilindro

Se trabajó con plancha de acero ASTM A36 de 12 mm de espesor, usando la ecuación 2.21 se verificó el aplastamiento.

$$\sigma_{ap} = \frac{V}{e * d_{pas}} = \frac{5200}{0.012 * 0.01} = 44 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa} \therefore OK$$

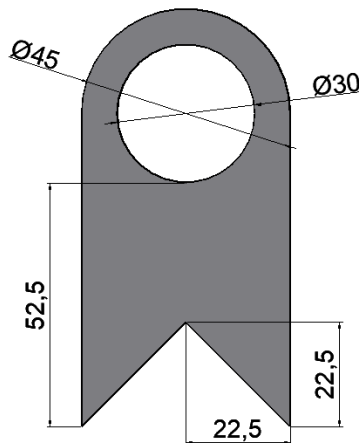
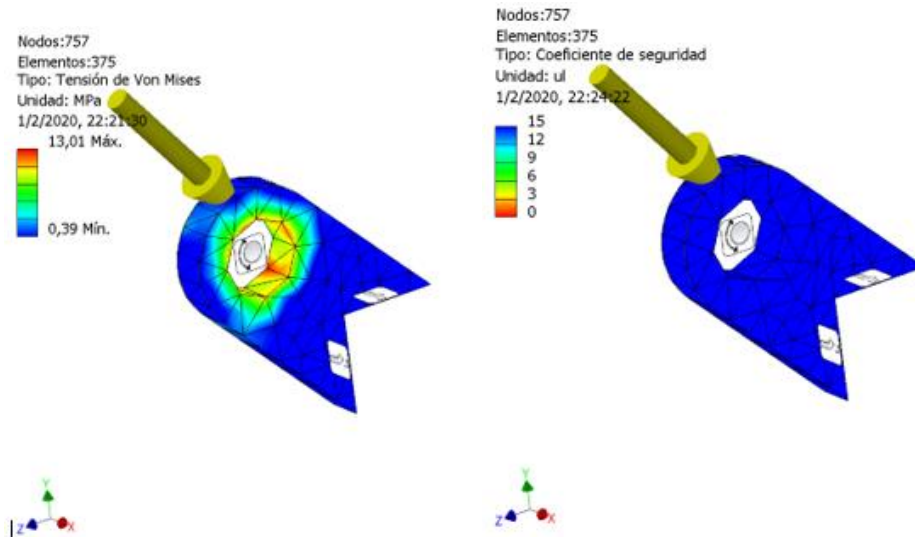


Figura 3.3 Dimensiones de oreja para soportar cilindro en elevación para arrastre. [Elaboración propia]

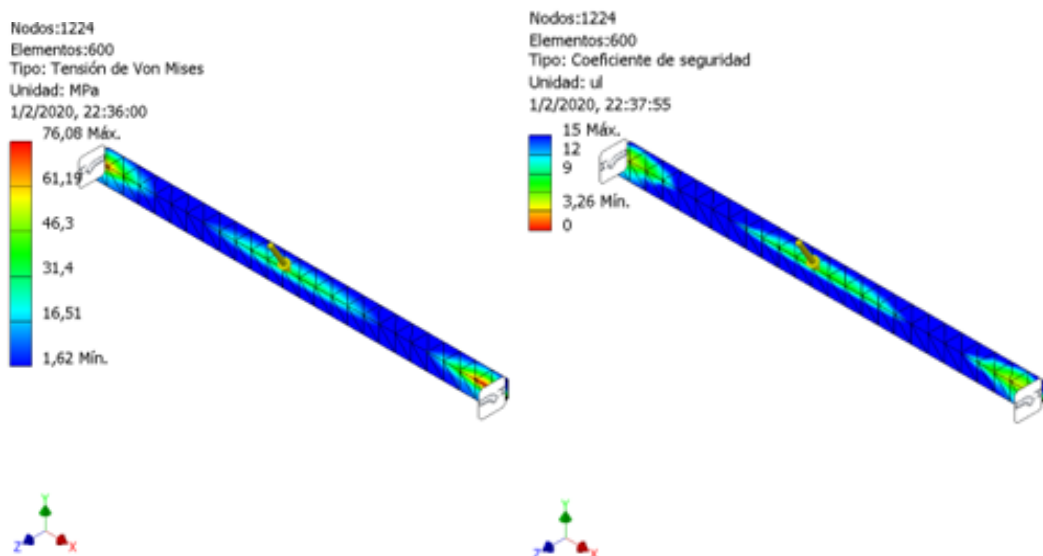
Se muestran las medidas en milímetros

Se presenta además los resultados de análisis de tensión en el elemento, así como en la barra de soporte de este, como se puede observar en la figura 3.4 (Arriba) el esfuerzo máximo es de 13.01 MPa, muy por debajo del límite del

acero escogido para el trabajo, obteniendo así un factor de seguridad confiable, igual o superior a 15 como se muestra (Abajo) en la misma figura. En la figura 3.5 se puede apreciar que la barra sufre un esfuerzo máximo considerable, dejándolo con un coeficiente de seguridad cercano a 2, lo cual es aceptable para la aplicación ya que el ciclo de carga se da cada 4 horas.



**Figura 3.4 Análisis de tensión en oreja (a). [Elaboración propia]**  
 (Izq.) Esfuerzo de Von Mises. (Der.) Coeficiente de seguridad.



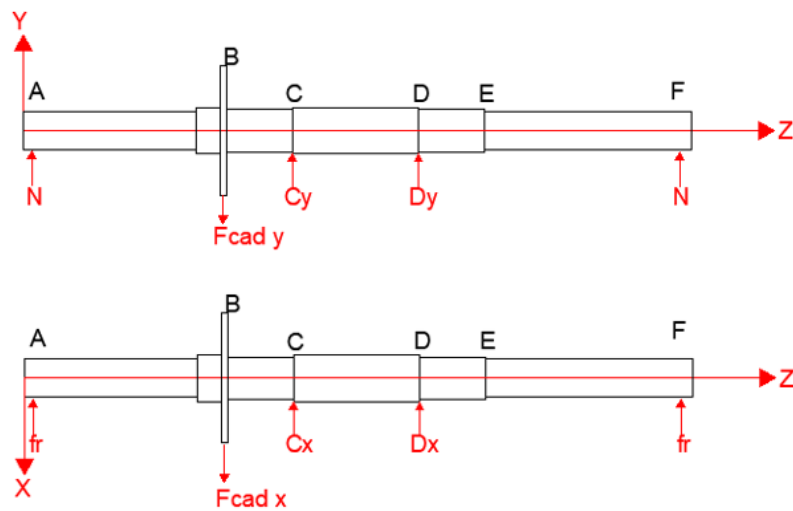
**Figura 3.5 Análisis de tensión en barra de soporte para oreja. [Elaboración propia]**  
 (Izq.) Esfuerzo de Von Mises. (Der.) Coeficiente de seguridad.

### 3.1.5. Diseño de ejes

El sistema de arrastre posee dos ejes por cada sección, uno trabaja a manera de articulación permitiendo al soporte (brazo en forma de L) rotar con respecto a ese punto, el otro hace posible la rotación de las ruedas gracias a que en él se encuentra la entrada de potencia por medio del piñón. A continuación, se muestra los resultados obtenidos para cada uno de los mencionados.

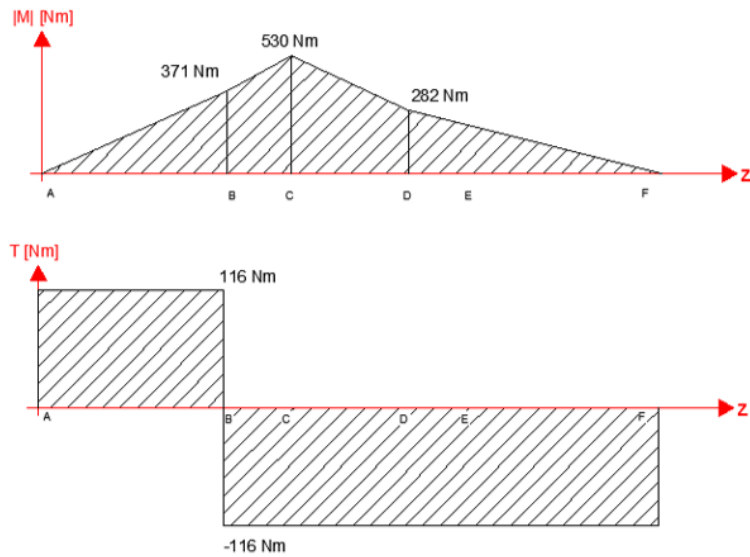
#### 3.1.5.1. Ejes de ruedas

Este eje, como ya se mencionó, posee la entrada de potencia al sistema por lo cual está sometido a la fuerza debido a la cadena cuando el motor se encuentra trabajando (caso crítico). A continuación, se presenta el DCL y la gráfica de momentos resultantes en cada sección debido a las fuerzas que actúan sobre el mismo, así como también el torque actuante en cada sección.



**Figura 3.6 DCL eje de ruedas. [Elaboración propia]**

Se muestra las diferentes secciones del elemento denotadas por letras negras mayúsculas



**Figura 3.7 Diagramas de momento flector resultante (arriba) y torque (abajo).  
[Elaboración propia]**

Se define el valor en cada sección las cuales están denominadas por letras.

Se trabajó con acero AISI 1045 cuyas propiedades son:  $S_{ut} = 637 \text{ MPa}$ , y  $S_y = 314 \text{ MPa}$ . Para calcular el diámetro mínimo en cada sección se consideró momentos y torques repetitivos, además se obtuvo el valor de resistencia a la fatiga corregida mediante los diferentes coeficientes. Se muestra a continuación los resultados obtenidos con la ecuación 2.19.

- $C_{carga} = 1$  (Von Mises)
- $C_{tam} = 1$  (Desconozco el diámetro – 1ra iteración)
- $C_{sup} = 0.76$  ( $S_{ut} = 637 \text{ MPa}$  y Maquinado)
- $C_{temp} = 1$  (Temperatura ambiente)
- $C_{conf} = 0.702$  (99.99% de confiabilidad)

$$S_e = C_{carga} * C_{tam} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.76 * 1 * 0.702 * (0.5 * 637 \text{ MPa}) = 169.9 \text{ MPa}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \eta_f}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

Sección C (Considero hombro):

$$d_c = \left\{ \frac{16 * 2.0}{\pi} \left[ \frac{1}{169.9 \times 10^6} \sqrt{4(2.8 * 265)^2} + \frac{1}{637 \times 10^6} \sqrt{4(2.8 * 265)^2 + 3(1.76 * 116)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_c = 0.048 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

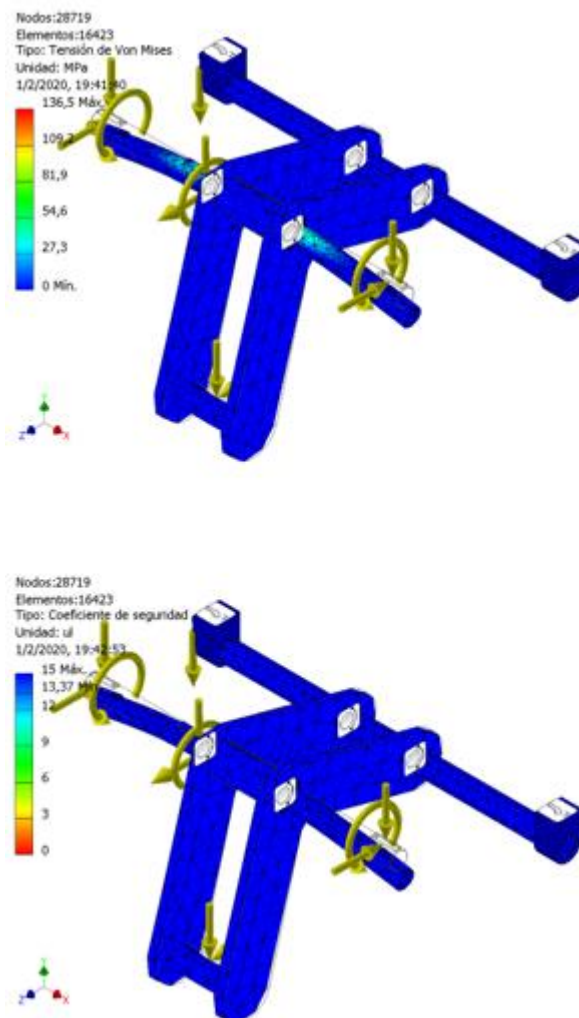
Sección A (Considero chavetero):  $d_A = 0 \text{ mm}$

Sección B (Considero chavetero):  $d_B = 45 \text{ mm}$

Sección D (Considero hombro):  $d_D = 50 \text{ mm}$

Sección F (Considero chavetero):  $d_F = 0 \text{ mm}$

Se realizó el modelado 3D del elemento en Inventor y se simuló las diferentes cargas que actúan sobre el mismo para un análisis de tensión, como se muestra en la figura 3.8 (Abajo), el factor de seguridad es de 13.4 considerando que el análisis es estático por ende se considera que el diseño es confiable.

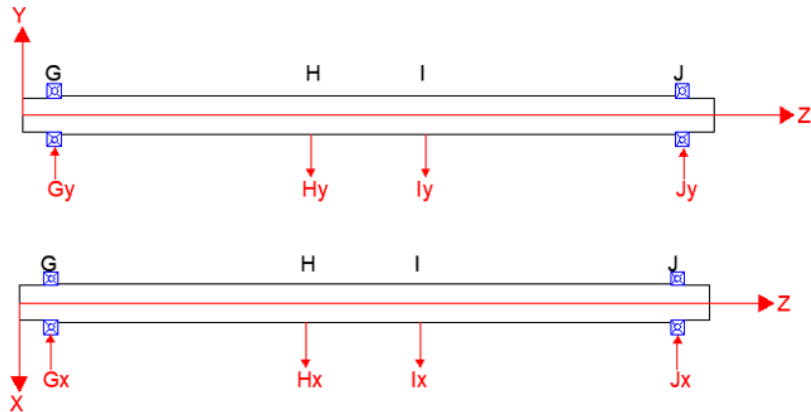


**Figura 3.8 Análisis de tensión de eje de ruedas. [Elaboración propia]**  
(Arriba) Esfuerzos de Von Mises. (Abajo) coeficientes de seguridad.



### 3.1.5.2. Ejes de articulación

A diferencia del eje de ruedas, este no posee entrada de torque, únicamente actúan fuerzas sobre el mismo como se muestra en la figura 3.9.



**Figura 3.9 DCL de eje de articulación. [Elaboración propia]**  
Diagrama del elemento en la posición crítica.

De forma similar a lo descrito en la sección 3.1.5.1, los diámetros mínimos obtenidos en cada sección se muestran a continuación.

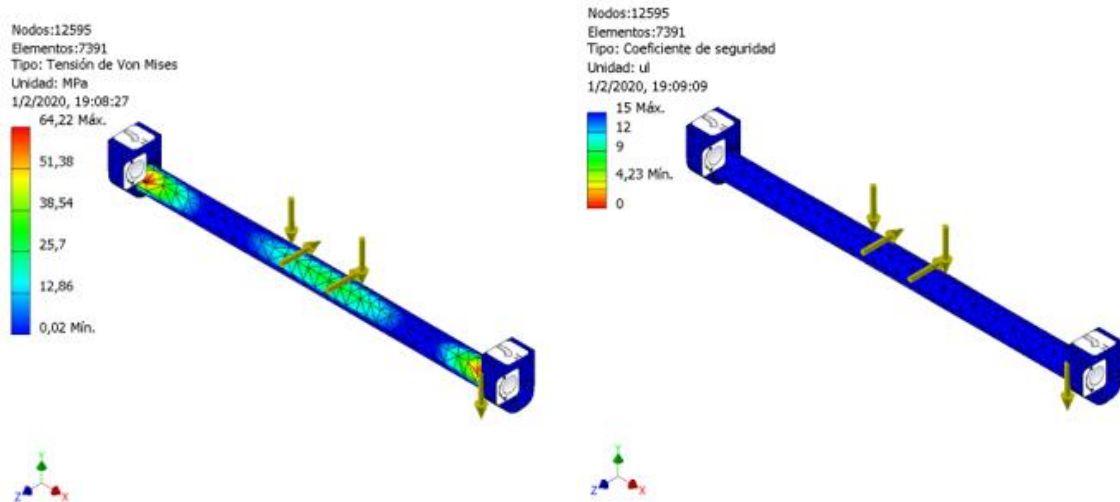
Sección G (Considero hombro):  $d_G = 0 \text{ mm}$

Sección H (Considero hombro):  $d_H = 50 \text{ mm}$

Sección I (Considero hombro):  $d_I = 50 \text{ mm}$

Sección J (Considero hombro):  $d_J = 0 \text{ mm}$

En la figura 3.10 se puede apreciar la validación a manera de análisis de tensión, las zonas en donde se concentran los esfuerzos mayores son cerca de los apoyos, en la zona de los hombros, sin embargo, esto no genera problemas ya que es apenas un quinto del esfuerzo permisible aproximadamente, presentando así un coeficiente de seguridad de 5.82. Cabe recalcar que en los ejes el factor de seguridad estático debe ser grande cuando se trabaja con fatiga para garantizar que cumple en este último.

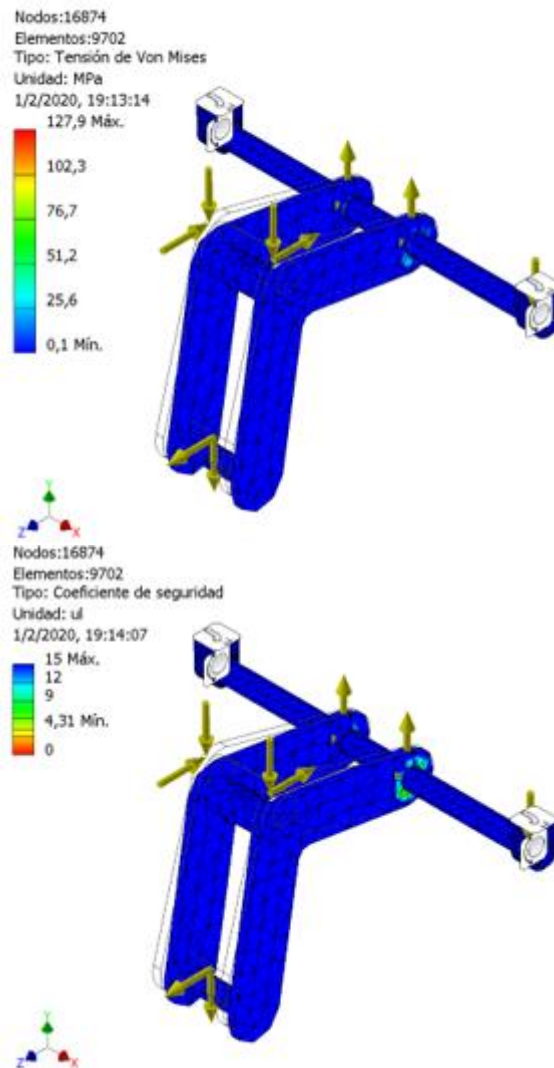


**Figura 3.10 Análisis de tensión en eje de articulación. [Elaboración propia]**  
 (Izq.) Se presenta las zonas de esfuerzos. (Der.) Coeficientes de seguridad en cada una de dichas zonas.

### 3.1.6. Análisis de Tensión en soporte para ruedas

Los brazos que actúan como soporte para las ruedas, no fueron diseñados, solamente se eligió por forma, por lo tanto, es necesario realizar el análisis de esfuerzos para garantizar el buen funcionamiento. Se usó 2 planchas de acero de 10 mm de espesor, ya que la carga es considerable.

En la figura 3.11 se puede apreciar que el valor máximo en los brazos se da en la zona de unión con el eje fijo, alcanzando un valor de 12 MPa, siendo así 2.68 el coeficiente de seguridad, lo cual garantiza que no habrá problemas con el elemento.



**Figura 3.11 Análisis de tensión en brazos de soporte para ruedas. [Elaboración propia]**  
 (Izq.) Se presenta las zonas de esfuerzos. (Der.) Coeficientes de seguridad en cada una de dichas zonas.

### 3.1.7. Selección de rodamientos / chumaceras

Se considera únicamente carga radial en este sistema por lo tanto el valor  $P = 2830 \text{ N}$ . Mediante la tabla 3.6 se obtuvo la vida útil expresada en horas, valor necesario para el cálculo de selección, este valor depende del tipo de máquina o sistema con el que se trabaja, se ha escogido el rango de 8000 a 12000 horas ya que el sistema se puede incluir en dicha clasificación, usando el valor intermedio 10000, la velocidad de 5 rpm y la ecuación 2.23 se obtuvo el valor de  $C$ .

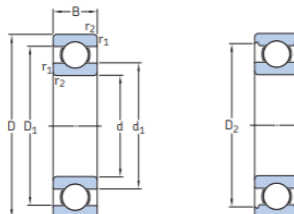
**Tabla 3.6 Selección de vida útil de rodamiento SKF según tipo de máquina para el sistema longitudinal [SKF, 2019a]**

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	<b>8 000 ... 12 000</b>
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

$$C = \left( \frac{10000 * 60 * 5}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * 2830 = 4082 N$$

Se seleccionó un elemento cuya capacidad de carga dinámica sea mayor a la hallada pero que al mismo tiempo cumpla con los requerimientos del diámetro en dichas secciones del eje, el cual es de 50 mm.

**Tabla 3.7 Selección de rodamiento para eje de ruedas y eje fijo. [SKF, 2019a]**



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
<b>40</b>	52	7	4,1	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
<b>45</b>	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409	
<b>50</b>	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010

### 3.1.8. Selección de chaveta

Se usó Acero 1045 ( $S_y = 314 \text{ MPa}$ ) esto debido a que se optó por hacer chaveta en el eje, de tal forma que se acople de forma directa a los elementos mecánicos. De acuerdo con el diámetro del eje, la chaveta debe tener 14x9 (transversal).

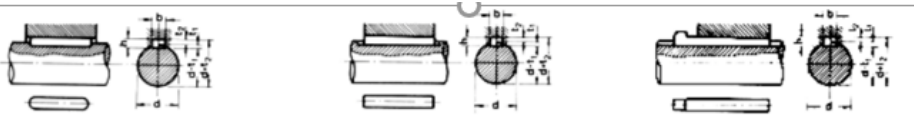
$$L_{chav} = \frac{\eta_{cp} * F_{chav}}{0.5 * S_{y-chav} * b_{chav}} = \frac{2 * 9200}{0.5 * 310 \times 10^6 * 0.014} = 0.008 \text{ m}$$

$$L_{chav} = 8 \text{ mm}$$

$$\eta_{ap} = \frac{S_{y-chav} * L_{chav} * h_{chav}}{2 * F_{chav}} = \frac{314 \times 10^6 * 0.008 * 0.009}{2 * 9200} = 1.22 \therefore OK$$

La longitud mínima obtenida es de 8 mm por lo tanto cualquier longitud por encima de este valor cumplirá con los requerimientos.

**Tabla 3.8 Dimensiones de chavetas y chaveteros. [JYM SOLDEVILLA, s. f.]**

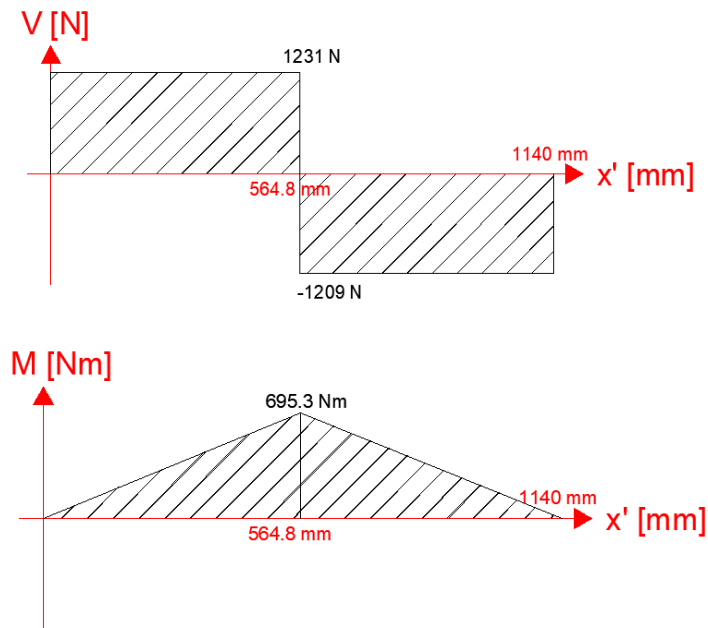


Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7	+0,3	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	+0,3	19,6	400-500	+0,063 0	

### 3.2. Sistema de transporte transversal

#### 3.2.1. Selección del perfil del brazo

En el apéndice 3 se muestra cómo se obtuvo la posición crítica del brazo, en esta posición se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se presentan a continuación.



**Figura 3.12 Arriba) Diagrama de fuerza cortante. Abajo) Diagrama de momento flector. [Elaboración propia]**

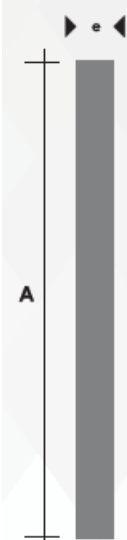
El eje  $x'$  está alineado con el brazo conforme este rota en su punto de apoyo.

Considerando el material de los brazos de acero A36 con  $S_{ut} = 400$  MPa y  $S_y = 250$  MPa, un factor de seguridad estático preliminar de 2, y despejando de la ecuación 2.5:

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{695.3}{\frac{250 \times 10^6}{2}} = 5.34 \times 10^{-6} m^3 = 5340 mm^3$$

Se seleccionó así que los brazos sean platinas de sección 150x20 mm, de acuerdo con catálogo de DIPAC (DIPAC, 2019)

Tabla 3.9 Platina seleccionada para los brazos. [DIPAC, 2019]



Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	A	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
<b>PLT 150X20</b>	<b>150</b>	<b>20</b>	<b>145.44</b>	<b>145.00</b>	<b>30.00</b>

\*Otras calidades, largos y acabados: previa consulta

Finalmente se verificó el factor de seguridad a la fatiga con las ecuaciones 2.6 y 2.7, considerando un esfuerzo repetitivo desde el valor máximo del esfuerzo a cero, y se obtuvo un valor teórico de 2, el cual asegura un correcto comportamiento mecánico de los brazos.

- $C_{carga} = 1$  (Flexión)
- $C_{tam} = 0.823$  (Considerando  $A_{95}$  de la platina)
- $C_{sup} = 0.74$  ( $S_{ut} = 400$  MPa y Rolado en caliente)
- $C_{temp} = 1$  (Temperatura ambiente)
- $C_{conf} = 0.702$  (99.99% de confiabilidad)

$$S_e = C_{carga} * C_{tam} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e$$

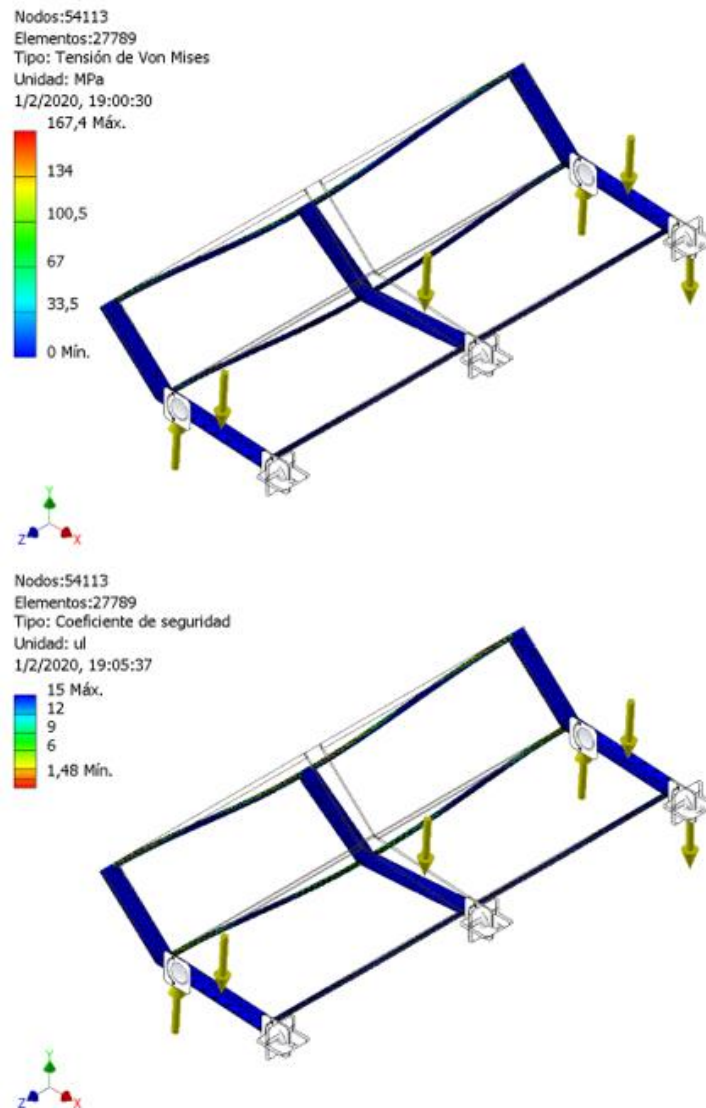
$$S_e = 1 * 0.823 * 0.74 * 1 * 0.702 * (0.5 * 400 \text{ MPa}) = 85.5 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a + \sigma'_m}{S_e + S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{34.77 + 34.77}{85.5 + 400}} = 2 \therefore \text{ok}$$

Para el análisis de tensión simulado en Inventor, se escogió la posición crítica en cada uno de los casos, la figura 3.13 corresponde a los brazos que llevan la tubería desde la estación de arrastre hasta la zona de rotación para colocado de sello, la posición crítica es al hacer contacto con la tubería, por otra parte en la figura 3.14, se presentan los brazos que sacan la tubería de la zona de rotación y la desplazan hasta la etapa final de impresión, la posición de análisis es en una inclinación de 5 grados con respecto a la horizontal, cabe mencionar que entre los parámetros de simulación se tuvo la fuerza ejercida por los cilindros y el peso de la tubería, ambos mostrados a manera de flechas en la figura, a continuación, se muestran los resultados obtenidos.

En el primer caso (a), los valores mayores de esfuerzo se encuentran localizados en los elementos que unen los brazos, estos no cumplen otra función y tampoco están sometidos directamente a una carga, por otra parte, las demás zonas se encuentran con esfuerzos bajos, se puede acotar entonces que pese a mostrar un valor de esfuerzo cercano al permisible el elemento no fallará ya que dicha zona no se somete directamente a cargas.





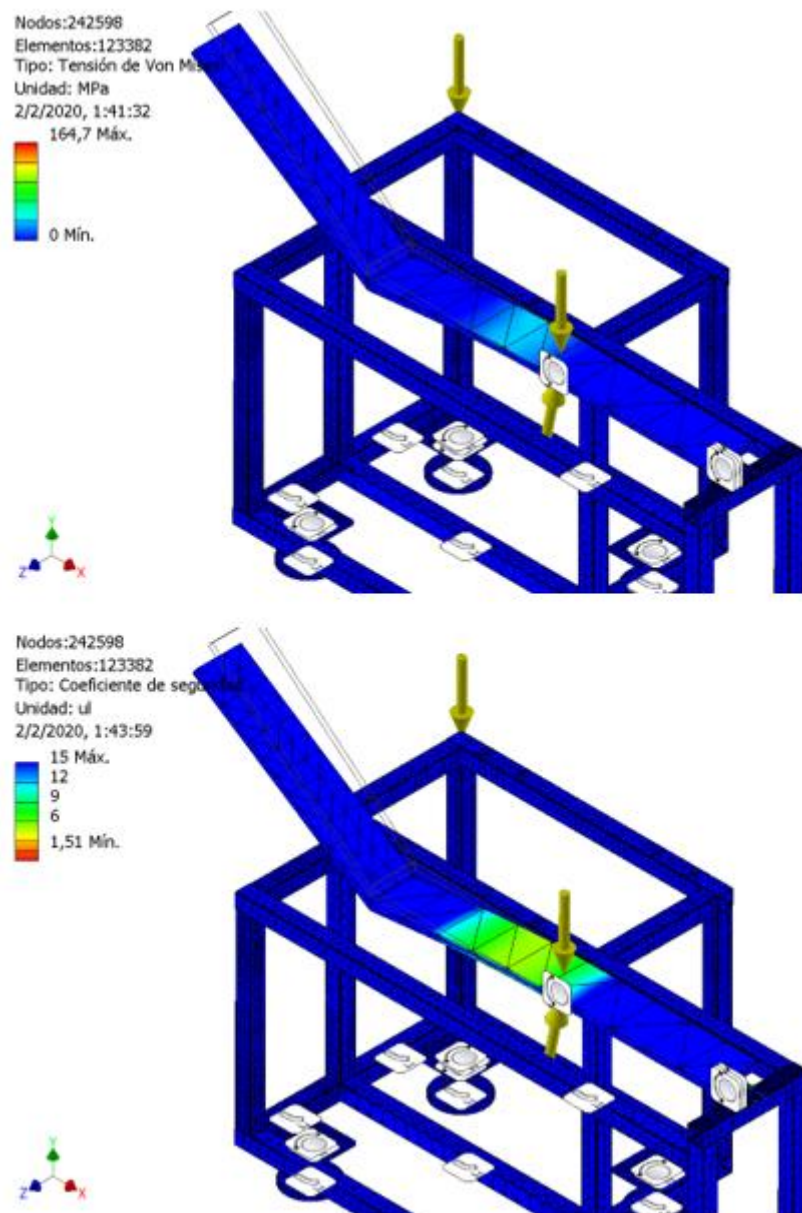
**Figura 3.13 Análisis de tensión en brazo de transporte transversal (a).  
[Elaboración propia]**

Ubicados en la mesa de arrastre, desplazan la tubería desde dicha zona hasta la de rotación y colocado de sello.

En segundo caso (b) se puede apreciar mediante la figura adjunta, que el elemento cumple satisfactoriamente la condición necesaria ya que el valor máximo de esfuerzo que se halló en la simulación fue de 78 MPa, dejando un coeficiente de seguridad por encima de 3.

Es importante recordar que las posiciones analizadas son las “críticas” y suceden en un instante de tiempo único en el rango de movimiento propio de cada elemento, por ende, el esfuerzo analizado actuará por un intervalo de

tiempo demasiado pequeño, esto garantiza que pese a estar trabajando bajo cargas de fatiga, los elementos no fallarán.



**Figura 3.14 Análisis de tensión en brazo de transporte transversal (b).**  
[Elaboración propia]

Ubicados en la mesa de impresión, desplazan la tubería desde la zona de rotación hasta la estación final.

### 3.2.2. Selección del pistón.

De la ecuación 2.15 se despeja el diámetro del émbolo, considerando que la fuerza que debe mover el pistón debido al peso de la tubería y el propio peso de los brazos es de aproximadamente 3500 N.

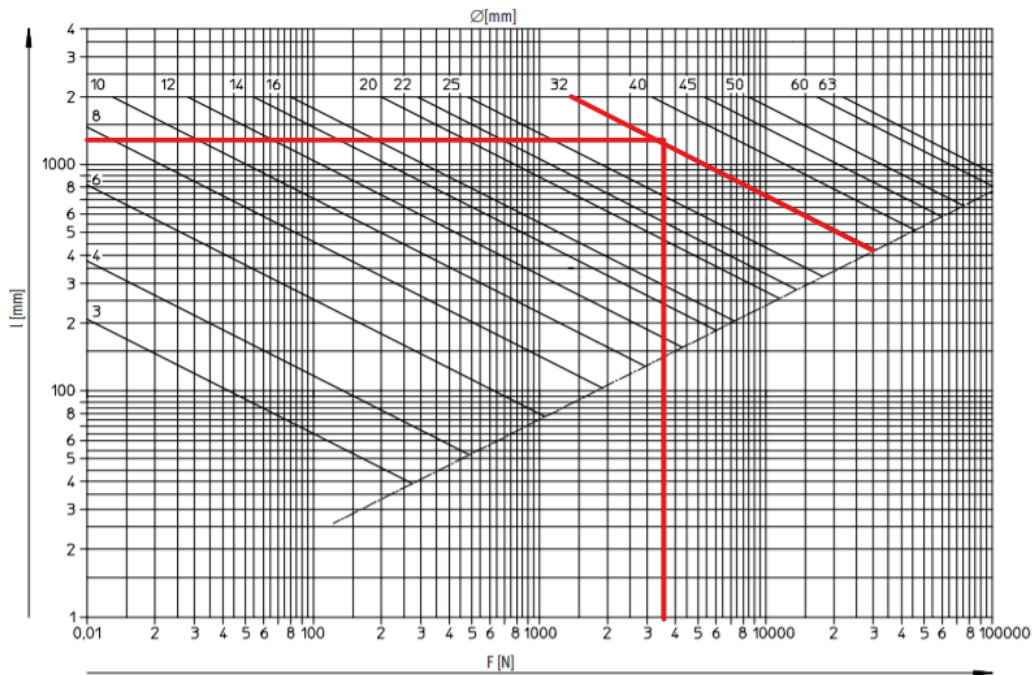
$$d_{emb} = \sqrt{\frac{4 * 1.1 F_p}{P * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1.1 * 3500}{(5 * 10^5) * \pi}} = 0.099 \text{ m} = 99 \text{ mm}$$

**Tabla 3.10 Selección del émbolo en función de la presión para el sistema transversal. [FESTO, 2019c]**

Fuerza del émbolo [N]					
∅	Presión de funcionamiento [bar]				
	1	2	3	4	5
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5
20	28,3	56,5	84,8	113	141
25	44,2	88,4	133	177	221
32	72,4	145	217	290	362
40	113	226	339	452	565
50	177	353	530	707	884
63	281	561	842	1120	1400
80	452	905	1360	1810	2260
100	707	1410	2120	2830	3530
125	1100	2210	3310	4420	5520
160	1810	3620	5430	7240	9050

Como se observa en la tabla 3.3, un émbolo de 100 mm sería suficiente (color amarillo), pero por cuestiones de seguridad se ha seleccionado un émbolo de 125 mm (color verde).

Diámetro del vástago en función de la carrera l y de la fuerza F



**Figura 3.15 Diagrama de pandeo para el cilindro de los brazos [FESTO, 2019c]**

El pistón de émbolo 125 mm tiene un vástago de 32 mm, el cual soporta una carrera aproximada de 1300 mm sin que ocurra pandeo para nuestra carga aplicada, como se muestra en la figura 3.15, y teniendo en cuenta que la carrera necesitada es 200 mm no existirá problema.

Por cuestiones de consistencia en el diseño, instalación, y mantenimiento se ha optado por usar el mismo tipo de pistón en ambas etapas de los brazos, siendo 5 pistones DSBC-125-200-PPVA-N3. Las especificaciones técnicas generales del pistón y los accesorios para el montaje seleccionados se encuentran en el apéndice 4.

Para el consumo de aire por ciclo se utilizaron las ecuaciones 2.16 y 2.17, obteniéndose los siguientes resultados.

$$Q_{avance} = 14.7 \text{ l}$$

$$Q_{retroceso} = 13.8 \text{ l}$$

$$Q_{total} = 28.5 \text{ l} * 5 \text{ pistones} = 142.5 \text{ l}$$

Se obtuvo 142.5 litros de aire por cada ciclo de funcionamiento de los brazos en ambas etapas.

### 3.2.3. Diseño del pasador

Para el diseño del pasador para la articulación pivote de los brazos se utilizó la ecuación 2.20, despejando el diámetro y considerando que este elemento puede ser un perno, por lo que se ha usado las propiedades mecánicas del material menos resistente para asegurar que cualquier perno con el diámetro encontrado sea el adecuado.

**Tabla 3.11 Datos para pernos de acero [Norton, 2011]**

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

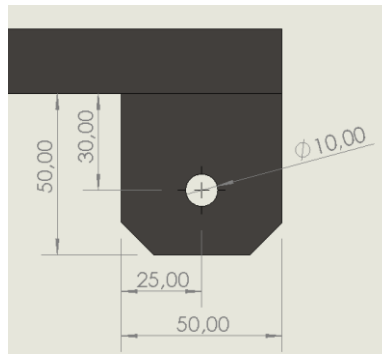
$$d_{pas} = \sqrt{\frac{2 * V}{\tau * \pi}} = \sqrt{\frac{2 * 3000}{\left(\frac{0.5 * 240 * 10^6}{5}\right) * \pi}} \cong 0.0089m = 8.9 \text{ mm}$$

Decidiendo un factor de seguridad estático de 5, se obtuvo que el perno para el pasador debe ser de 10 mm.

### 3.2.4. Diseño de las orejas

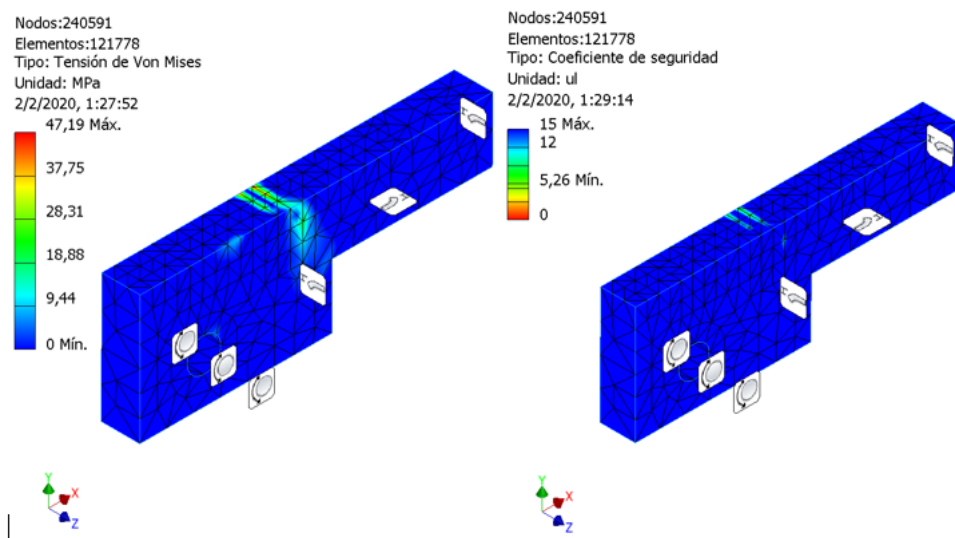
Se decidió usar plancha de acero A36 de 12 mm de espesor para las orejas, y utilizando la ecuación 2.21 se verificó que no ocurra aplastamiento. A continuación, se muestra un ejemplo de cálculo para la oreja pivote de los brazos.

$$\sigma_{ap} = \frac{V}{e * d_{pas}} = \frac{3000}{0.012 * 0.01} = 25 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa} \therefore OK$$



**Figura 3.16 Medidas generales de la oreja pivote de los brazos. [Elaboración propia]**

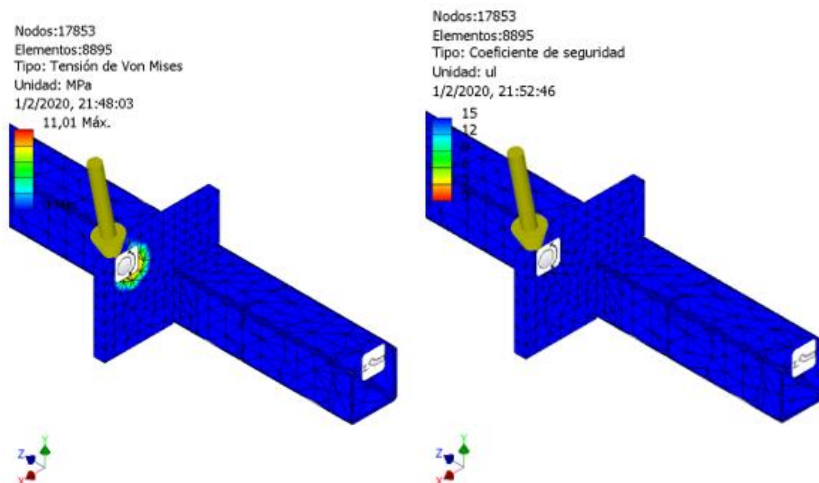
En cada brazo se usó dos orejas, una para soporte de la base del cilindro neumático y la otra para soporte de la horquilla, además en esta sección se analiza también el pivote que posee los brazos en la etapa de arrastre, ya que se encuentra ligado de cierta manera a esta sección de estudio.



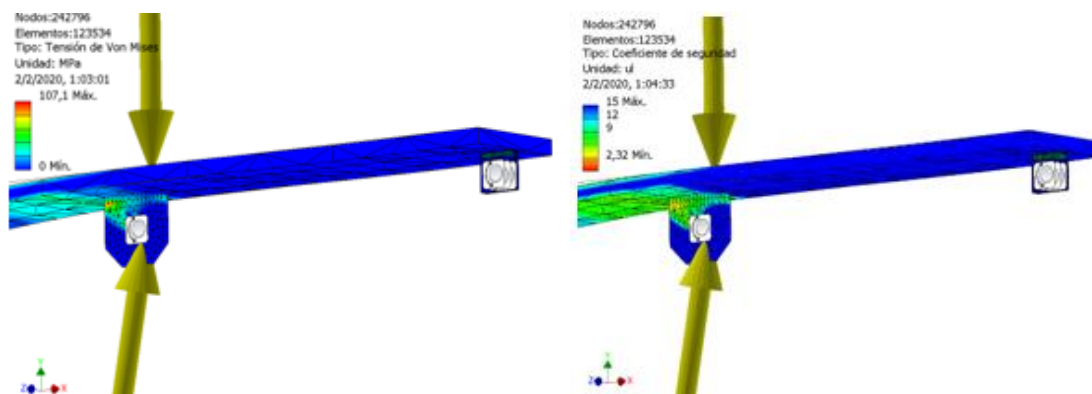
**Figura 3.17 Análisis de tensión en oreja (b). [Elaboración propia]**

Actúa como pivote para que los brazos ubicados en la zona de arrastre puedan realizar el movimiento deseado.

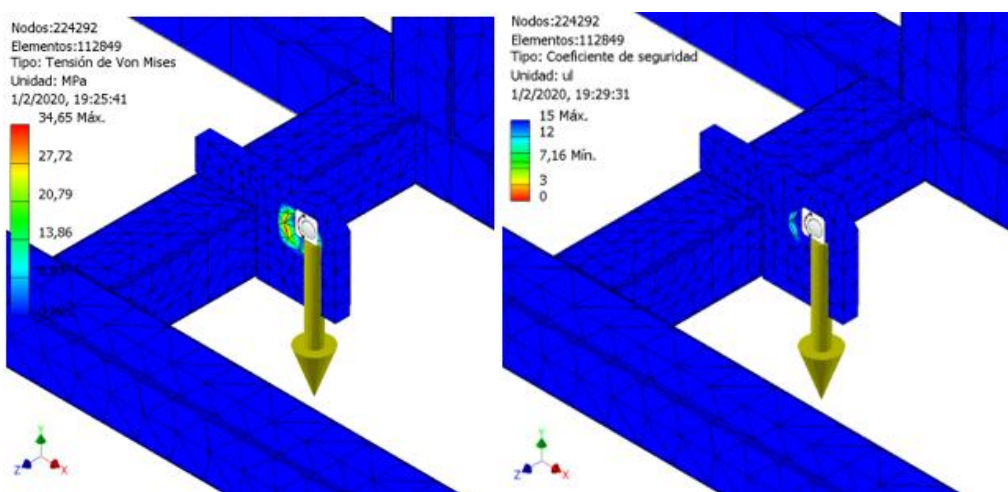




**Figura 3.18 Análisis de tensión en oreja (c). [Elaboración propia]**  
 Actúa como pivote para que los brazos ubicados en la zona de arrastre puedan realizar el movimiento deseado.



**Figura 3.19 Análisis de tensión en oreja (d). [Elaboración propia]**  
 Se encuentra ubicada en los brazos que están en la mesa de impresión, actúa como soporte del pasador de la horquilla del cilindro neumático.



**Figura 3.20 Análisis de tensión en oreja (e). [Elaboración propia]**  
 Perteneciente a la estructura base de los rodillos de rotación para colocado de sello, se encuentran en la parte baja de la misma y sirven como apoyo al pistón.

Se puede apreciar en las figuras adjuntas que todos los elementos poseen esfuerzos por debajo del permisible, y el elemento más crítico es el primero (b) con 153 MPa.

### 3.3. Sistema de colocación del sello elastomérico

#### 3.3.1. Potencia para rotar la tubería y selección de motorreductor

Se decidió que los rodillos tengan una velocidad de rotación de 16 RPM, y usando la ecuación 2.8 con las siguientes variables se encontró la potencia del motor:

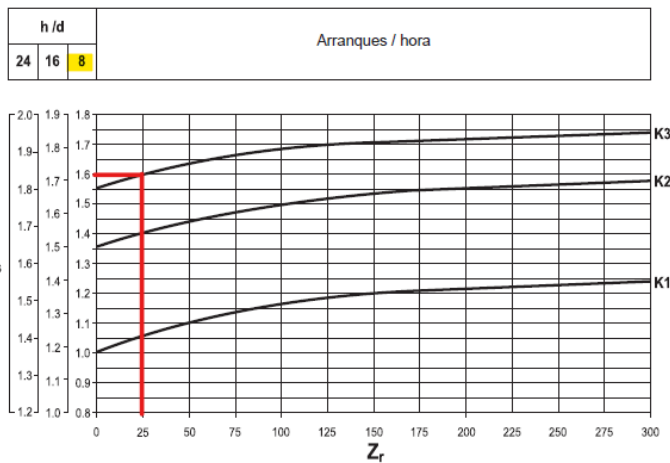
- Torque inercial = 15 Nm
- Torque estático = 122 Nm
- Eficiencia piñón-cadena = 98%
- Eficiencia del motor = 82.5%
- Eficiencia del reductor = 70%

$$Pot_m = \frac{T_r * \omega_r}{\eta_m * \eta_R * \eta_C} = \frac{137 * \left(16 * \frac{2\pi}{60}\right)}{0.825 * 0.7 * 0.98} = 406 W = 0.54 HP \rightarrow 1 HP$$

Se escogió un motor de 1 HP debido a que era el motor de potencia más cercana disponible de la marca Bonfiglioli.

Para la selección del reductor, se obtuvo el par de cálculo utilizando la ecuación 2.10, considerando que el torque requerido en la salida del reductor es de 140 Nm (torque en los rodillos = 137 Nm / eficiencia de piñón-cadena = 98%), y el factor de servicio mostrado en la figura 3.21





**Figura 3.21 Selección del factor de servicio para sistema de rotación [Bonfiglioli, 2019]**

$$M_{c2} = M_{R2} * F_s = 140 * 1.6 = 224 \text{ Nm}$$

Con este resultado y utilizando las tablas de selección de motorreductores del catálogo en 0.75 kW (1 HP) se obtuvo la siguiente combinación:

**Tabla 3.12 Selección de motorreductor Bonfiglioli para sistema de rotación [Bonfiglioli, 2019]**



0.75 kW														
n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	S	i	R <sub>n2</sub>										
min-1	Nm			N	IE2	IE3		IE2	IE3					
4.2	1004	2.6	345	16000				W /VF 86/150_345	P80	BE80B4	BX80B4	149		
4.8	797	1.1	300	13800				VFR 130_300	P80	BE80B4	BX80B4	140		
4.8	723	1.4	300	8000				VFW 49/110_300	P80	BE80B4	BX80B4	137		
4.8	873	3.0	300	16000				W /VF 86/150_300	P80	BE80B4	BX80B4	149		
4.9	862	2.3	192	16000				VFR 150_192	P90	BE90S6		146		
5.1	702	2.6	280	13800				W /VF 63/130_280	P80	BE80B4	BX80B4	143		
5.6	767	1.0	168	8000				WR 110_168	P90	BE90S6		136		
5.6	661	1.2	168	16000				VFR 150_168	P90	BE90S6		146		
5.9	394	1.9	240	13800				VFR 130_240	P80	BE80B4	BX80B4	140		
6.2	267	1.3	230	8000				VFW 49/110_230	P80	BE80B4	BX80B4	137		
6.8	661	1.2	138	8000				WR 110_138	P90	BE90S6		136		
6.8	672	2.3	138	13800				VFR 130_138	P90	BE90S6		140		
7.4	577	1.1	192	8000				WR 110_192	P80	BE80B4	BX80B4	136		
7.5	587	2.0	192	13800				VFR 130_192	P80	BE80B4	BX80B4	140		
8.5	530	1.3	168	8000				WR 110_168	P80	BE80B4	BX80B4	136		
8.5	539	2.2	168	13800				VFR 130_168	P80	BE80B4	BX80B4	140		
9.4	434	1.1	100	8000	W110_100	S3	ME3SA6	134	W 110_100	P90	BE90S6	135		
9.4	448	1.7	100	13200				VF 130_100	P90	BE90S6		138		
10.4	436	0.9	138	7000				WR 86_138	P80	BE80B4	BX80B4	132		
10.4	455	1.6	138	8000				WR 110_138	P80	BE80B4	BX80B4	136		
10.3	464	3.0	138	13800				VFR 130_138	P80	BE80B4	BX80B4	140		
11.8	372	1.4	80	8000	W110_80	S3	ME3SA6	134	W 110_80	P90	BE90S6	135		
11.8	390	2.5	80	13200				VF 130_80	P90	BE90S6		138		
12.0	397	1.0	120	7000				WR 86_120	P80	BE80B4	BX80B4	132		
12.0	409	1.9	120	8000				WR 110_120	P80	BE80B4	BX80B4	136		
12.0	403	3.5	120	13800				VFR 130_120	P80	BE80B4	BX80B4	140		
13.6	394	1.9	89	8000				WR 110_89	P90	BE90S6		136		
14.3	311	1.5	100	8000	W110_100	S2	ME2SB4	MX2SB4	134	W 110_100	P80	BE80B4	BX80B4	135
14.7	307	1.0	64	7000	W86_64	S3	ME3SA6		130	W 86_64	P90	BE90S6	131	
14.7	331	3.2	64	13200				VF 130_64	P90	BE90S6		138		
15.9	312	1.0	90	6200				WR 75_90	P80	BE80B4	BX80B4	128		
15.9	302	1.5	90	7000				WR 86_90	P80	BE80B4	BX80B4	132		
15.9	316	2.6	90	8000				WR 110_90	P80	BE80B4	BX80B4	136		
16.8	281	1.2	56	7000	W86_56	S3	ME3SA6		130	W 86_56	P90	BE90S6	131	
16.8	289	2.2	56	8000	W110_56	S3	ME3SA6		134	W 110_56	P90	BE90S6	135	
17.9	257	1.0	80	7000	W86_80	S2	ME2SB4	MX2SB4	130	W 86_80	P80	BE80B4	BX80B4	131
17.9	265	1.8	80	8000	W110_80	S2	ME2SB4	MX2SB4	134	W 110_80	P80	BE80B4	BX80B4	135

Reductor WR110\_90 con una relación de reducción de 90, y motor BX80B4 de 0.75kW y velocidad nominal de 1500 RPM. Los datos de ambos elementos se encuentran en el apéndice 5.

### 3.3.2. Selección de piñón y cadena

Primero se determinaron los factores de servicio de la misma forma que en el sistema longitudinal, y aplicando la ecuación 2.12 se encontró la potencia de diseño.

$$Pot_D = Pot_M * F_a * F_n = (0.75 \text{ kW})(1)(1) = 0.75 \text{ kW}$$

Se ha decidido que la cadena transmita la misma velocidad, por lo tanto,  $i=1$ , y se seleccionó un piñón con 19 dientes,  $Z=19$ . Buscando en las tablas de potencia se seleccionó una cadena doble 12B.

**Tabla 3.13 Potencia de cadena 12B-1[SKF, 2019b]**

12B-1; (19.05 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket $z_1$															
Z	mm	25	50	75	100	200	300	400	500	750	1000	1200	1440	1800	2000	2200	2400
13	79,60	0,39	0,64	1,09	1,18	2,21	3,57	4,59	5,04	8,12	10,27	10,48	8,31	5,73	4,86	4,21	3,70
15	91,62	0,42	0,74	1,15	1,37	2,59	3,79	4,87	5,88	8,61	10,90	12,96	10,30	7,08	6,03	5,22	4,58
17	103,67	0,52	0,84	1,42	1,58	2,97	4,66	5,98	6,74	10,58	13,38	14,94	12,54	8,58	7,27	6,30	5,53
19	115,74	0,60	0,96	1,65	1,78	3,34	5,42	6,95	7,62	12,20	15,56	16,74	14,76	10,12	8,58	7,49	6,53
21	127,82	0,66	1,07	1,81	1,98	3,73	5,96	7,65	8,45	13,52	17,12	18,72	17,08	11,76	9,96	8,67	7,62
23	139,90	0,72	1,17	1,98	2,18	4,10	6,50	8,34	9,35	14,76	18,67	20,60	19,65	13,47	11,51	9,87	8,76
25	151,99	0,77	1,29	2,14	2,39	4,49	7,05	9,04	10,22	15,99	20,23	22,58	22,23	15,27	12,96	11,25	9,87
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

Extrapolando la potencia para 16 RPM, y multiplicando por el factor de corrección correspondiente al usar cadena doble, que es 1.7, se obtiene un valor de 0.8 kW, el cual es mayor a la potencia de diseño.

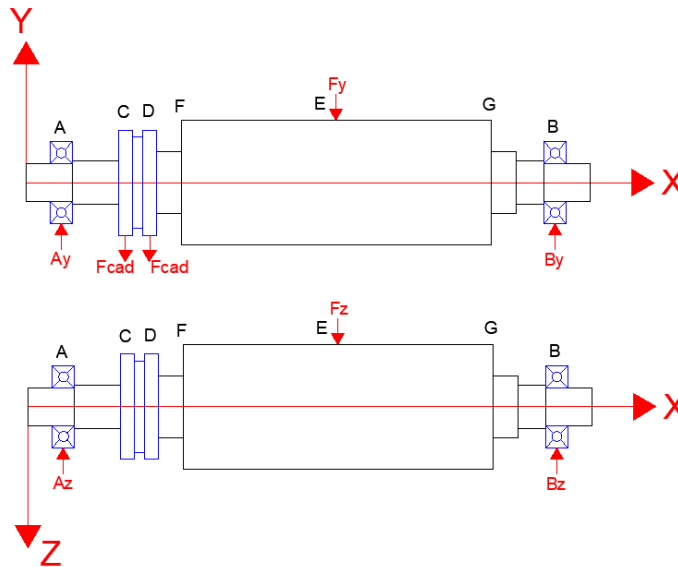
La longitud de la cadena se obtuvo de acuerdo con la ecuación 2.14, en donde la distancia entre centros entre los ejes es de 28 pasos aproximadamente.

$$L_{cad} = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C} = \frac{19 + 19}{2} + (2 * 28) = 75 \text{ pasos} = 1428.75 \text{ mm}$$

La designación de los elementos es: 2 piñones (sprockets) PHS 12B-2BH19, y 1428.75 mm (75 links) de cadena PHC 12B-2. Los datos técnicos se encuentran en el apéndice 6.

### 3.3.3. Diseño del eje de los rodillos

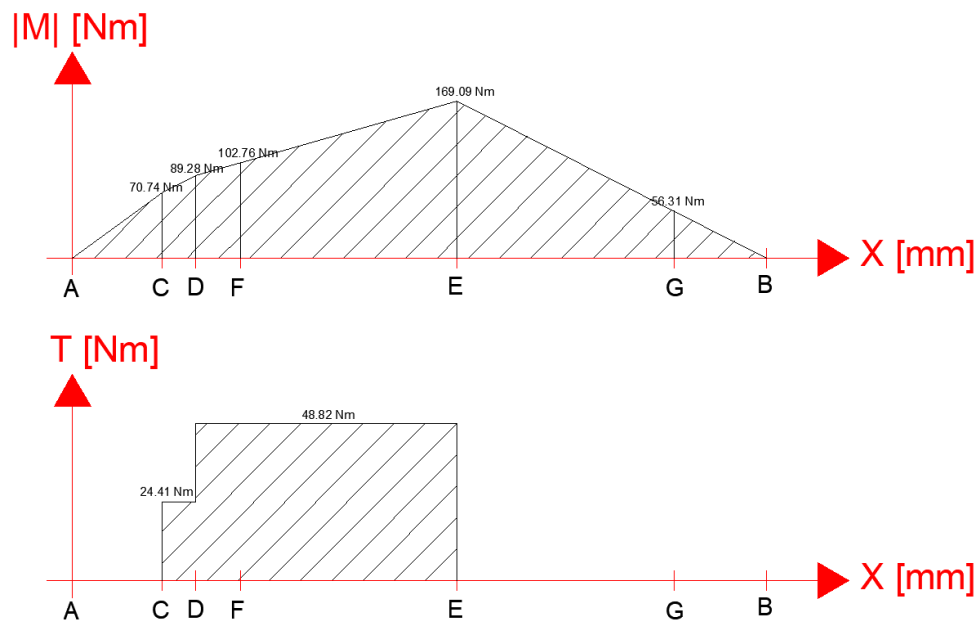
Por cuestiones de consistencia en la fabricación se optó por que todos los ejes tengan la misma geometría, de tal manera que se diseñó solamente el eje motriz por ser el elemento crítico. Su DCL se presenta en la figura 3.22.



**Figura 3.22 DCL del eje motriz de los rodillos. [Elaboración propia]**

Arriba) Plano XY; Abajo) Plano XZ

Las fuerzas “ $F_y$ ” y “ $F_z$ ” son las componentes de la fuerza normal y la fricción que se muestran en la figura 2.29, y sus valores son de 1472 N y 136.2 N, respectivamente. Los diagramas de momento flector y torque resultantes se muestran en la figura 3.23.



**Figura 3.23 Diagramas de Momento y Torque del eje motriz. [Elaboración propia]**

Como material se decidió utilizar acero AISI 1045. La hoja técnica del material se encuentra en el apéndice 7. La resistencia corregida a la fatiga se calculó utilizando la ecuación 2.7.

- $C_{carga} = 1$  (Von Mises)
- $C_{tam} = 1$  (Desconozco el diámetro – 1ra iteración)
- $C_{sup} = 0.76$  ( $S_{ut} = 637$  MPa y Maquinado)
- $C_{temp} = 1$  (Temperatura ambiente)
- $C_{conf} = 0.702$  (99.99% de confiabilidad)

$$S_e = C_{carga} * C_{tam} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.76 * 1 * 0.702 * (0.5 * 637 \text{ MPa}) = 169.9 \text{ MPa}$$

Para calcular el diámetro mínimo se utilizó la ecuación 2.19, considerando que tanto el esfuerzo de flexión como torsión son repetitivos, es decir, van desde un valor máximo a cero. Para los concentradores de esfuerzos se consideró hombros o chaveteros, dependiendo de la sección analizada.

$$d = \left\{ \frac{16 \eta_f}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

Sección C (Considero chavetero):

$$d_c = \left\{ \frac{16 * 2.5}{\pi} \left[ \frac{1}{169.9 \times 10^6} \sqrt{4(2.8 * 35.37)^2 + 3(3 * 12.21)^2} + \frac{1}{637 \times 10^6} \sqrt{4(2.8 * 35.37)^2 + 3(3 * 12.21)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_C = 0.027 \text{ m} = 27 \text{ mm}$$

Sección A (Considero hombro):  $d_A = 0 \text{ mm}$

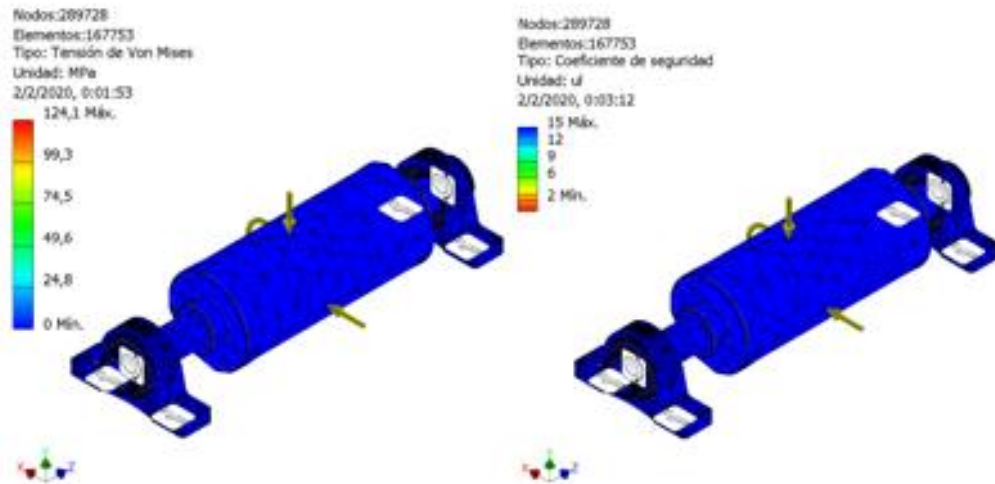
Sección B (Considero hombro):  $d_B = 0 \text{ mm}$

Sección D (Considero chavetero):  $d_D = 30 \text{ mm}$

Sección E (Sin concentrador):  $d_E = 25.5 \text{ mm}$

Sección F (Considero hombro):  $d_F = 29.4 \text{ mm}$

Sección G (Considero hombro):  $d_G = 24.7 \text{ mm}$



**Figura 3.24 Análisis de tensión en oreja (c). [Elaboración propia]**

Actúa como pivote para que los brazos ubicados en la zona de arrastre puedan realizar el movimiento deseado.

### 3.3.4. Selección de rodamientos / chumacera

El rodamiento crítico es en la sección A del eje, y la carga es netamente radial, por lo tanto,  $P = 1371 \text{ N}$ . Para la selección se usó la ecuación 2.23 con la vida útil señalada en la tabla 3.7, quedando como parámetros  $C \geq 2.91 \text{ kN}$  y  $d \geq 30 \text{ mm}$ .

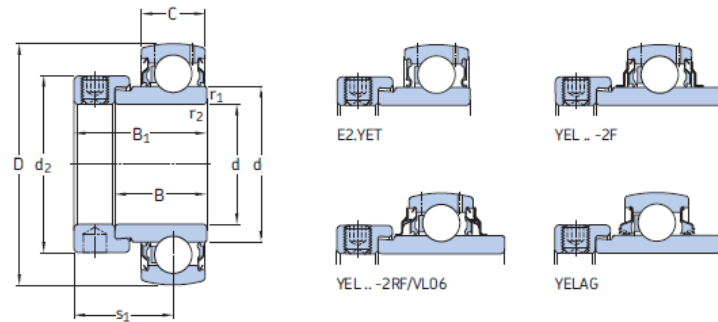
**Tabla 3.14 Selección de vida útil de rodamiento SKF según tipo de máquina para el sistema de rotación [SKF, 2019a]**

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	<b>8 000 ... 12 000</b>
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

$$C = \left( \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * P$$

$$C = \left( \frac{10000 * 60 * 16}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * 1371 = 2914 \text{ N} = 2.91 \text{ kN}$$

**Tabla 3.15 Selección de rodamientos Y con anillos de fijación excéntrico para el sistema de rotación [SKF, 2019a]**



Dimensiones										Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga básica estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidad límite con tolerancia del eje h <sub>6</sub>	Masa	Designación
d	D	B	B <sub>1</sub>	C	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	s <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> mín.							
mm										kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-
15	40	19,1	28,6	12	24,2	27,2	22,6	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,12	<b>YET 203/15</b>	
17	40	19,1	28,6	12	24,2	27,2	22,6	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,1	<b>YET 203</b>	
20	47	21,5	31	14	28,2	32,4	24	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,16	<b>E2.YET 204</b>	
	47	21,5	31	14	28,2	32,4	24	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,18	<b>YET 204</b>	
	47	21,5	31	14	28,2	32,4	24	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,18	<b>YET 204/VL065</b>	
	47	34,2	43,7	14	28,2	32,4	26,6	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,19	<b>YEL 204-2F</b>	
	47	34,2	43,7	14	28,2	32,4	26,6	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,19	<b>YEL 204-2RF/VL065</b>	
	47	34,2	43,7	14	28,2	32,4	26,6	0,6	12,7	6,55	0,28	1 800	0,19	<b>YELAG 204</b>	
25	52	21,5	31	15	33,7	37,4	23,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	<b>E2.YET 205</b>	
	52	21,5	31	15	33,7	37,4	23,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,18	<b>YET 205</b>	
	52	21,5	31	15	33,7	37,4	23,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,18	<b>YET 205/VL065</b>	
	52	34,9	44,4	15	33,7	37,4	26,9	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,24	<b>YEL 205-2F</b>	
	52	34,9	44,4	15	33,7	37,4	26,9	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,24	<b>YEL 205-2RF/VL065</b>	
	52	34,9	44,4	15	33,7	37,4	26,9	0,6	14	7,8	0,335	1 500	0,23	<b>YELAG 205</b>	
30	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	<b>E2.YET 206</b>	
	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	<b>YET 206</b>	
	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	<b>YET 206/VL065</b>	
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,36	<b>YEL 206-2F</b>	
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6	19,5	11,2	0,475	3 900	0,36	<b>YEL 206-2RF/VL065</b>	
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6	19,5	11,2	0,475	1 200	0,36	<b>YELAG 206</b>	

### 3.3.5. Selección de chaveta

Para la chaveta se consideró el material estándar Acero C45 con resistencias mínimas de  $S_{ut} = 565$  MPa y  $S_y = 310$  MPa. La fuerza esta chaveta es de 13943 N, y utilizando la ecuación 2.24 y 2.25, se obtuvo lo siguiente:

$$L_{chav} = \frac{\eta_{cp} * F_{chav}}{0,5 * S_{y-chav} * b_{chav}} = \frac{2 * 13943}{0,5 * 310 \times 10^6 * 0,010} = 0,027 \text{ m}$$

$$L_{chav} = 27 \text{ mm} \rightarrow 32 \text{ mm (medida estándar)}$$

$$\eta_{ap} = \frac{S_{y-chav} * L_{chav} * h_{chav}}{2 * F_{chav}} = \frac{310 \times 10^6 * 0,032 * 0,008}{2 * 13943} = 2,8 \therefore OK$$

Quedando la selección la chaveta paralela DIN 6885 10x8x32 mm.

### 3.3.6. Mecanismo regulador de altura

Se decidió usar un tornillo de potencia de  $\frac{3}{4}$  de pulgada de rosca ACME cuyas dimensiones se muestran en la tabla 3.9 a continuación.

**Tabla 3.16** Tabla de dimensiones generales de rosca ACME [Norton, 2011]

Diámetro mayor (in)	Cuerdas por pulgada	Paso de la cuerda (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo por tensión (in <sup>2</sup> )
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

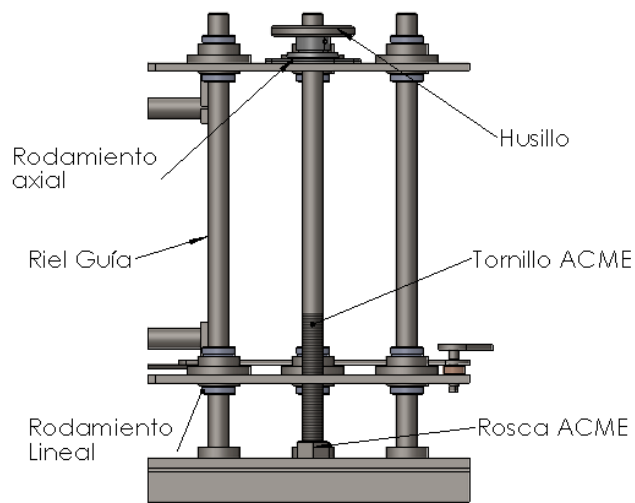
Con ayuda de un software CAD se determinó que el peso del sistema colocador es de 196 N que debe soportar el tornillo. También el coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca es de 0.15. Con estos datos se utilizó la ecuación 2.9 para encontrar el torque necesario para la elevación y se obtuvo un valor bajo que asegura que el operador pueda realizar el movimiento sin problema.

$$T_{elev} = \frac{P * d_{pt}}{2} \left( \frac{\mu \pi d_{pt} + L_t \cos \alpha}{\pi d_{pt} \cos \alpha - \mu L_t} \right)$$

$$T_{elev} = \frac{196 * 0.017}{2} \left( \frac{0.15 * \pi * 0.017 + 0.0085 \cos 14.5^\circ}{\pi * 0.017 * \cos 14.5^\circ - 0.15 * 0.0085} \right)$$

$$T_{elev} = 0.54 Nm$$



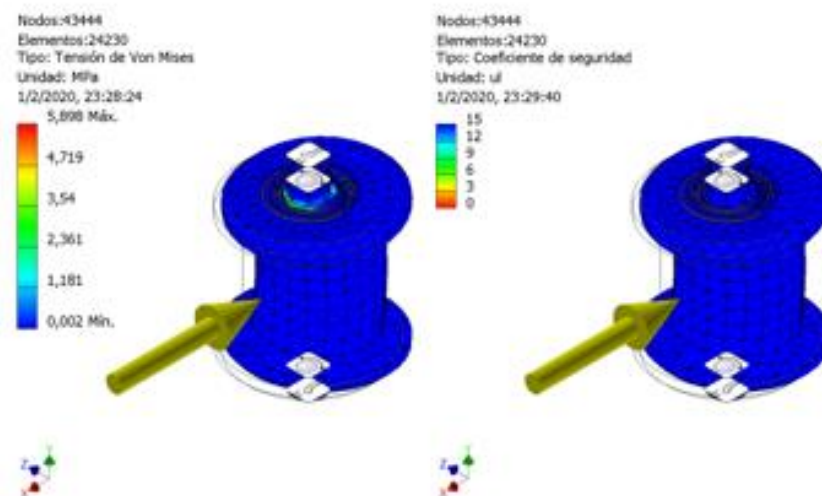


**Figura 3.25 Elementos del sistema de regulación de altura. [Elaboración propia]**

Cabe mencionar que el tornillo es de doble entrada, por lo tanto, para cada revolución del husillo el mecanismo elevará o disminuirá 8.5 mm su altura. La variación de altura que debe cubrir el mecanismo por la variación de diámetros de tubería es de 36 mm, los cuales se pueden cubrir fácilmente con 4 revoluciones del husillo, resultando en un mecanismo fácilmente regulable.

### 3.3.7. Dado

La validación de este elemento se realizó con un análisis de tensión, aplicando la fuerza crítica calculada. En la figura 3.26 (Izquierda) se puede apreciar que el esfuerzo máximo en el elemento es de 12.5 MPa, validando así al elemento, como se esperaba.



**Figura 3.26 Análisis de tensión del dado. [Elaboración propia]**

### 3.3.8. Diseño de eje para dado

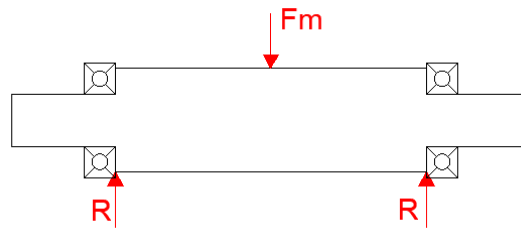


Figura 3.27 DCL del eje para dado. [Elaboración propia]

Se realizó el análisis de este elemento bajo la fuerza crítica (figura 3.27) y junto con la ecuación 2.19 realizando el procedimiento descrito en otras secciones, se halló el diámetro mínimo en cada zona del eje, siendo los resultados:

Sección A (Sin concentrador):  $d_A = 0 \text{ mm}$

Sección B (Considero hombro):  $d_B = 20 \text{ mm}$

Sección C (Considero hombro):  $d_C = 20 \text{ mm}$

Sección D (Sin concentrador):  $d_D = 0 \text{ mm}$

Posterior a lo calculado se procedió a realizar el análisis de tensión, de lo cual se obtuvo esfuerzos muy pequeños con coeficiente de seguridad muy elevado.

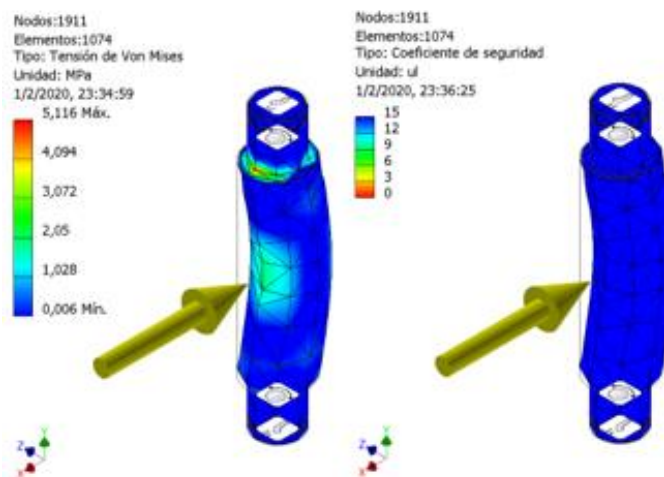


Figura 3.28 Análisis de tensión del eje para dado. [Elaboración propia]

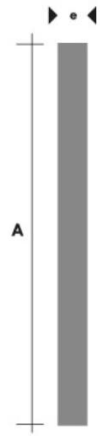
### 3.3.9. Mecanismo biela manivela corredera

Con las fuerzas que actúan en cada eslabón se procedió junto con la ecuación 2.5 a calcular el valor de  $S$  obteniendo así:

$$S = \frac{b * h^2}{6} = 8 * 10^{-7}$$

Para la aplicación se elige una platina de 30 mm de base, con lo cual se obtiene un espesor mínimo de 0.4 mm, es decir cualquier espesor cumple con lo requerido.

**Tabla 3.17 Platina seleccionada para los eslabones. [DIPAC, 2019]**



Denominación	Dimensiones mm		Peso		Área
	A	e	kg/m	kg/6m	cm2
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00

Se decidió usar una platina de 30 mm de ancho y 4 mm de espesor, para biela tanto como para manivela.

### 3.3.10. Sujetador de sello elastomérico

En este elemento se optó por asumir un diámetro ya que dicho parámetro debía cumplir con restricciones de dimensiones, de la misma forma la longitud, por lo tanto, se procedió a comprobar mediante la ecuación 2.19, obteniendo el factor de seguridad de fatiga.

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{16}{\pi(0.01)^3} \left\{ \frac{1}{169.9 * 10^6} \sqrt{4((2.8)(1.22))^2} + \frac{1}{637 * 10^6} \sqrt{4((2.8)(1.22))^2} \right\}$$

$$\eta_f = 4 \therefore OK$$

### 3.3.11. Etapas detalladas del colocador

En las figuras a continuación se muestran y describe brevemente las 3 etapas de colocación del sello en el sistema.

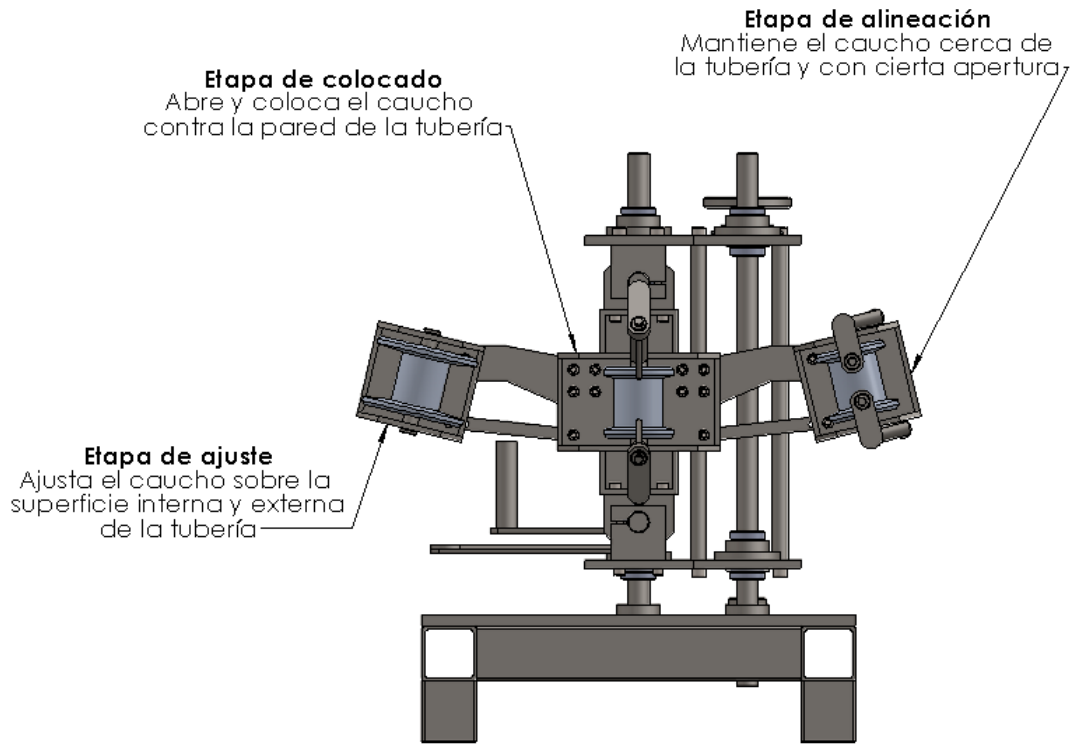


Figura 3.29 Diseño conceptual del colocador del sello. [Elaboración propia]

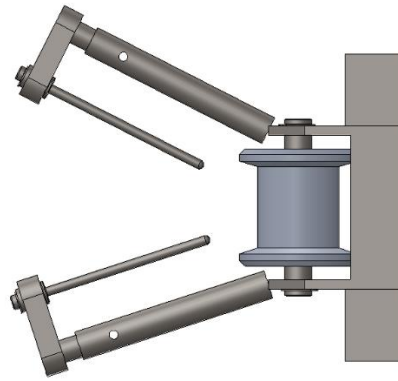


Figura 3.30 Vista lateral etapa de colocación. [Elaboración propia]

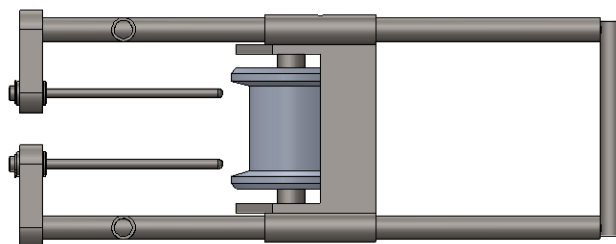
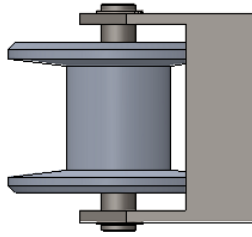


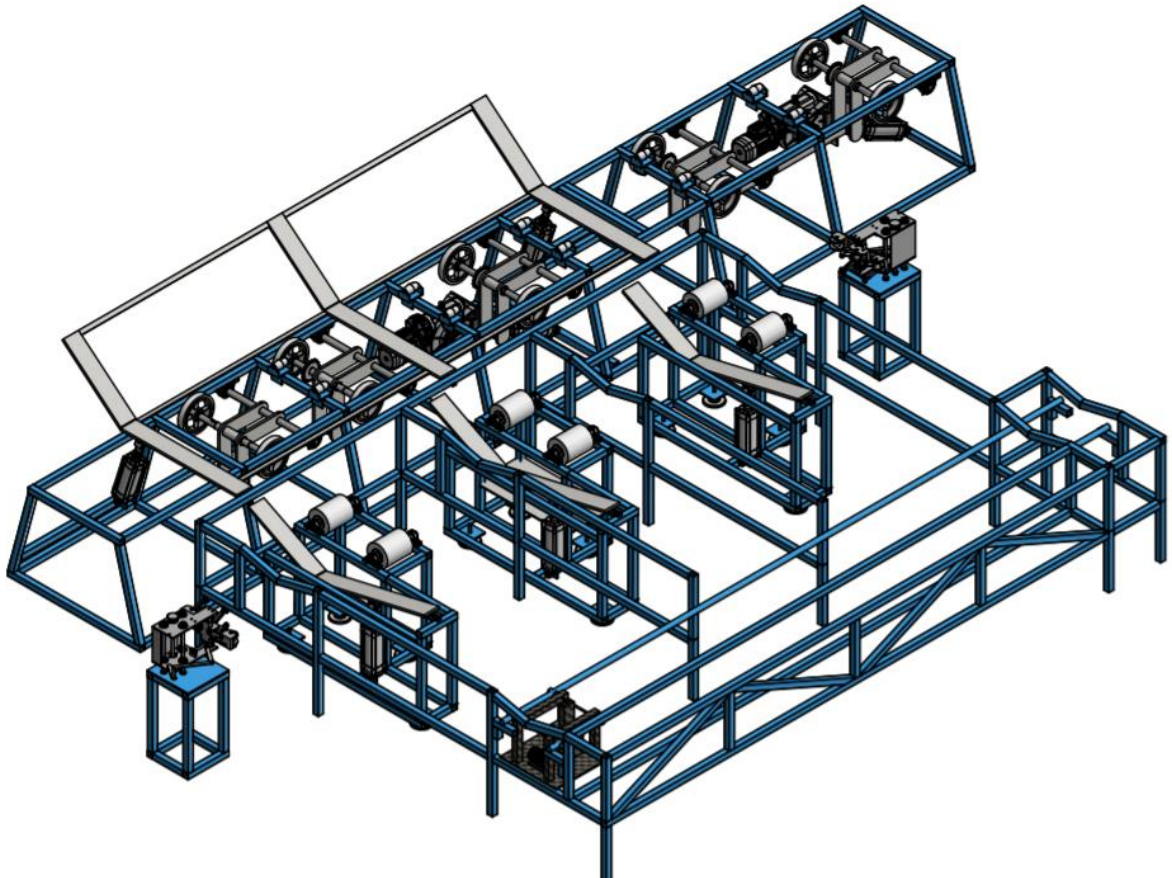
Figura 3.31 Vista lateral etapa de alineación. [Elaboración propia]



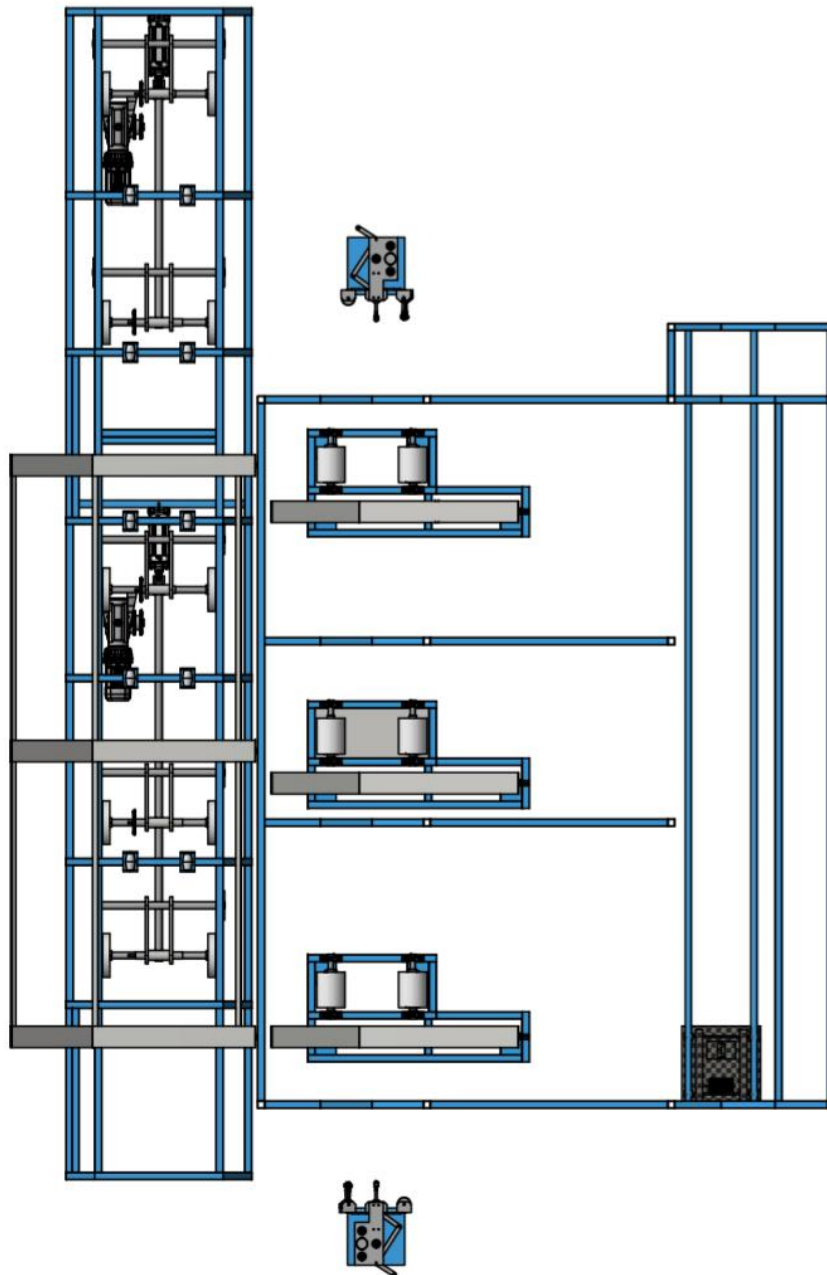
**Figura 3.32 Vista lateral etapa de ajuste. [Elaboración propia]**

### **3.4. Diseño final y planos mecánicos**

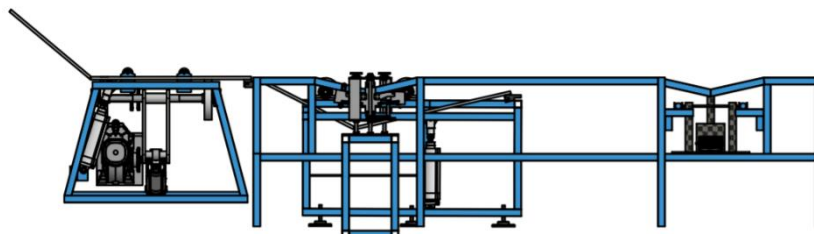
En las figuras 3.29, 3.30, y 3.31 presentadas a continuación se muestran algunas vistas del proyecto completo integrado al espacio actual de trabajo.



**Figura 3.33 Visto Isométrica del Diseño Final. [Elaboración propia]**



**Figura 3.34 Vista Superior del Diseño Final. [Elaboración propia]**



**Figura 3.35 Vista Frontal del Diseño Final. [Elaboración propia]**

Los planos mecánicos de construcción y ensamble de los sistemas de transporte y colocado de sello se encuentran en el apéndice 8.

### 3.5. Análisis de costos

#### 3.5.1. Inversión y gastos adicionales

Se consideraron dos partes como elementos de inversión, la primera está relacionada a los elementos motrices (cilindros mecánicos y motorreductores), y elementos estándar (chumaceras, piñones y cadena) que la empresa adquiere directamente de los proveedores; y la segunda parte corresponde a la construcción y montaje de los sistemas por parte de un constructor externo. En la tabla 3.11 se muestran los valores de los elementos cotizados.

**Tabla 3.18 Costos generales del proyecto. [Elaboración propia]**

N°	Descripción	Cantidad	Valor total
1	Cilindro doble efecto DSBC D125mm C200mm	7	\$4,627.28
2	Brida basculante SNCB P/Culata trasera cilindro DSBC-125	7	\$1,117.34
3	Horquilla P/Vástago de cilindro M27x2	7	\$934.08
4	Motorreductor VFR150-192 BE90S6 1HP	2	\$2,200.00
5	Motorreductor WR110-90 BX80B4 1HP	1	\$670.00
6	Chumacera de pie SY 30 FM	12	\$276.00
7	Chumacera de pie	10	\$350.00
8	Piñón doble PHS 12B-2BH19	2	\$231.38
9	Piñón doble PHS 16B-1BH19	8	\$348.56
10	Cadena PHC 12B-2	1	\$176.00
11	Cadena PHC 16B-1	1	\$235.00
12	Modificación de las etapas y construcción de puerta de acceso a mesa de impresión	1	\$850.00
13	Construcción y montaje de sistema de arrastre	1	\$7,815.00
14	Construcción y montaje de sistema de brazos	1	\$2,500.00
15	Construcción y montaje de sistema de rotación y colocación de sello	1	\$8,300.00
<b>Subtotal</b>			\$30,630.64
<b>IVA 12%</b>			\$3,675.68
<b>Total</b>			\$34,306.32

En lo que respecta a gastos adicionales se realizó un análisis anual considerando el consumo energético y gastos asociados al mantenimiento (lubricación, limpieza, cambio de recubrimientos de ruedas y rodillos, entre otros) obteniéndose valores aproximados de \$1,200.00 de consumo energético y \$400.00 de mantenimiento.

### **3.5.2. Ahorro debido a la implementación del proyecto**

Para justificar la inversión del proyecto se consideró las pérdidas asociadas a tuberías defectuosas por los golpes ocasionados en la manipulación de los operadores. Debido al proceso de manufactura, cualquier siniestro en el producto que incumpla los criterios de calidad provoca que el elemento sea desechado resultando en una pérdida material, energética y, aún más importante, de tiempo, lo cual representa una disminución en la productividad.

En el año 2019 se produjeron 466 tuberías NOVALOC entre todos los diámetros con un precio promedio de venta por tubería de \$3,750.00, registrando también una pérdida material de 2000 kg que se traduce en aproximadamente \$8,000.00, y en términos energéticos de \$1,000.00, es decir, \$9,000.00 perdidos anualmente por la falta de un sistema mecánico capaz de trasladar controladamente las tuberías en las etapas finales de producción, lo cual se busca eliminar con la implementación de este proyecto.

### **3.5.3. Rentabilidad del proyecto y recuperación de la inversión.**

Se decidió realizar un flujo de caja considerando tres indicadores de rentabilidad: el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa de Retorno Interno (TIR), y el indicador Costo-Beneficio (B/C), en un horizonte de evaluación de 5 años, tomando en cuenta que la tasa de depreciación de los sistemas mecánicos según Ley Orgánica de Régimen Tributario Interno es del 10%, correspondiente a maquinaria y equipos industriales (SRI, 2018). Por otro lado, para la tasa de interés de la inversión se tomó los valores referenciales presentados por el Banco del Ecuador en enero del 2020, corresponde al 9.14% para el segmento Productivo Corporativo (BanEcuador, 2020).



**Tabla 3.19 Flujo de caja del proyecto. [Elaboración propia]**

Años	0	1	2	3	4	5
Ahorro	-	\$9,000.00	\$9,000.00	\$9,000.00	\$9,000.00	\$9,000.00
Gastos energéticos	-	-\$1,200.00	-\$1,200.00	-\$1,200.00	-\$1,200.00	-\$1,200.00
Gastos por mantenimiento	-	-\$400.00	-\$400.00	-\$400.00	-\$400.00	-\$400.00
Depreciación de sistemas mecánicos	-	-\$3,430.63	-\$3,430.63	-\$3,430.63	-\$3,430.63	-\$3,430.63
Utilidad antes de Impuesto	-	\$3,969.37	\$3,969.37	\$3,969.37	\$3,969.37	\$3,969.37
Impuesto (12%)	-	-\$476.32	-\$476.32	-\$476.32	-\$476.32	-\$476.32
Utilidad neta	-	\$3,493.05	\$3,493.05	\$3,493.05	\$3,493.05	\$3,493.05
Depreciación de sistemas mecánicos	-	\$3,430.63	\$3,430.63	\$3,430.63	\$3,430.63	\$3,430.63
Valor en libros de sistemas mecánicos	-	-	-	-	-	\$17,153.16
Inversión	-\$34,306.32	-	-	-	-	-
Capital de trabajo	-\$800.00	-	-	-	-	\$800.00
Flujo de caja	-\$35,106.32	\$6,923.68	\$6,923.68	\$6,923.68	\$6,923.68	\$24,876.84
VAN (9.14%)	\$3,320.50		TIR	12%		
			B/C	1.09		

Además, se realizó un análisis del periodo de recuperación de la inversión, tomando en cuenta los flujos de caja de cada año, este resultado se muestra en la tabla 3.13.

**Tabla 3.20 Periodo de recuperación de la inversión. [Elaboración propia]**

Años	0	1	2	3	4	5
Flujo Neto	-\$35,106.32	\$6,923.68	\$6,923.68	\$6,923.68	\$6,923.68	\$24,876.84
Flujo Neto Descontado	-\$35,106.32	\$6,343.85	\$5,812.58	\$5,325.80	\$4,879.79	\$16,064.80
Flujo Neto Acumulado	-\$35,106.32	-\$28,762.47	-\$22,949.89	-\$17,624.09	-\$12,744.31	\$3,320.50
Periodo de recuperación	4.85	4 años 10 meses				

Es importante mencionar que en el análisis de costos mostrado se cuantificó el ahorro solamente por el scrap, pero la implementación del proyecto también reducirá los riesgos laborales a los que se exponen los operadores en la línea de producción, lo cual es un tema delicado de cuantificar debido a que se trata de la vida de una persona. De cierta forma, para analizar esta situación, se realizó un caso hipotético en el cual un operador, con un salario de \$600.00, sufre un accidente laboral que le produjo incapacidad temporal por 6 meses, y, de acuerdo con el código del trabajo de nuestro país, el seguro social cubre el

80% del salario durante este periodo (IESS, 2017), por lo cual la empresa debe cubrir el porcentaje restante. Además, la ausencia del operador obliga a contratar a una nueva persona que supla la labor del accidentado, lo cual supone más gastos para el empleador. En la tabla 3.21 se resume esta situación, mostrando el ahorro adicional que tendría la empresa al cuantificar este caso hipotético.

**Tabla 3.21 Caso hipotético de accidente laboral. [Elaboración propia]**

<b>Sueldo del operador accidentado y de reemplazo</b>	\$600.00
<b>Tiempo de baja</b>	6 meses
<b>Gastos que debe cubrir la empresa</b>	\$4,320.00
<b>VAN</b>	\$18.052.84
<b>TIR</b>	25%
<b>B/C</b>	1.51
<b>PRI</b>	4 años

Se observa un incremento notable en la rentabilidad del proyecto, y esto analizando un caso leve de accidente laboral, lo cual da aún más valor a la implementación de este proyecto.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

En este cuarto capítulo se mencionan las conclusiones realizadas a partir de los objetivos planteados en el capítulo 1 y los resultados obtenidos en el capítulo 3. También se detallan las recomendaciones que surgieron durante todo el proceso del proyecto integrador, así como las posibles mejoras en el futuro.

### 4.1. Conclusiones

- Se realizó una propuesta de tres sistemas mecánicos para mejorar el proceso con los cuales se demostró que se pueden integrar en 58 m<sup>2</sup> de la línea de producción de tuberías PVC para alcantarillado sin interferir con el espacio necesario para el paso del personal, permitiendo reducir los riesgos laborales y del producto sin comprometer la velocidad de producción, cumpliendo con los requerimientos del cliente.
- Se diseñaron dos sistemas que se encargan de desplazar la tubería con movimientos controlados, el primero en sentido longitudinal a una distancia de 4.20 m con una velocidad de 80 mm/s, y el segundo lo hace en sentido transversal en dos etapas de 1.50 m y 2.45 m, hacia la colocación del sello e impresión respectivamente, concluyendo que estos sistemas son completamente capaces de manipular tuberías de hasta 750 kg y cumplen con los criterios de seguridad estipulados en la norma ASME B20.1.
- Se diseñó un sistema de rotación y colocado del sello elastomérico capaz de trabajar con cualquier diámetro de tubería de esta línea de producción, realizando su función en tres etapas mientras la tubería rota a una velocidad máxima de 3 RPM, concluyendo que este sistema permite colocar adecuadamente el sello sin afectar la producción, y sin poner en riesgo al operador a realizar un trabajo en altura como sucede en la situación actual.
- Los elementos mecánicos fueron diseñados teóricamente considerando modelos matemáticos estáticos para un dimensionamiento preliminar, y posteriormente analizar su comportamiento a la fatiga de acuerdo con la teoría de Goodman. Estos análisis fueron verificados a través de una simulación de esfuerzos

utilizando una herramienta CAE de elementos finitos considerando sus cargas críticas, obteniendo factores de seguridad mínimos de 1.5, con lo cual se valida los resultados y se puede concluir que los elementos estructurales diseñados de los sistemas son robustos y tienen vida infinita.

- Se concluye que la implementación de estos sistemas eliminará los golpes producidos por la manipulación errónea de las tuberías por parte de los operadores, permitiendo ahorrarse los 2000 kg de desechos post-industriales generado en la situación actual, lo cual se traduce en una reducción de pérdidas de \$9,000.00. Además, se realizó un análisis de costos a través de cotizaciones con proveedores locales y un taller metalmecánico, y en un horizonte de evaluación de 5 años se obtuvo un VAN de \$3,320.50, un TIR de 12%, y una relación costo beneficio B/C de 1.09, que, a pesar de no ser valores tan elevados, indican que el proyecto sí es rentable y se recuperaría la inversión en 5 años aproximadamente. Por otro lado, la implementación del proyecto también reducirá los riesgos laborales, generando mayores ahorros para la empresa en términos de indemnizaciones en caso de accidentes laborales. De acuerdo con el caso hipotético, la rentabilidad del proyecto es aún mayor si se cuantifica estas situaciones, obteniendo un VAN de \$18.052.84, un TIR de 25% y un B/C de 1.51, disminuyendo el periodo de recuperación a 4 años.

#### **4.2. Recomendaciones**

- Realizar reuniones con los proveedores para averiguar los dispositivos que tienen en stock, ya que la selección de uno de estos elementos, en caso de que sea viable, puede resultar mucho más económico que importar un nuevo dispositivo. Incluso se debe revisar la selección con ellos, pues estas personas tienen mucho más conocimiento técnico sobre sus productos.
- Al realizar el proyecto con una empresa, se recomienda revisar en conjunto los elementos cotizados, pues los precios de los elementos estándares seleccionados pueden no ser atractivos para el cliente y se solicite utilizar elementos de otras marcas, los cuales pueden diferir en dimensiones que produzcan pequeños cambios en los sistemas diseñados.

- Se recomienda apegarse a los procedimientos de mantenimiento indicados en cada uno de los documentos técnicos de los motorreductores y cilindros neumáticos seleccionados para optimizar su vida útil.
- Se recomienda también que cuando se trate de un sistema como el colocador del sello, del cual no se encontró ningún antecedente o mecanismo similar publicado, se realicen construcciones de prototipos que permitan optimizar el diseño a prueba y error, debido a que no es muy acertado asegurar el funcionamiento de un mecanismo que no ha sido probado.
- Queda la posibilidad de mejorar el sistema de colocación del sello, pues se considera que se puede realizar un diseño mucho más sencillo que permita eliminar completamente la participación del operador o incluso se podría modificar la forma del caucho para facilitar el proceso, por lo cual se recomienda profundizar mucho más en esta etapa para un trabajo futuro.

## BIBLIOGRAFÍA

- ASME. (2006). *ASME B20.1 Safety Standard for Conveyors and Related Equipment*.
- ASTM. (2008). *ASTM F 477—08 Standard Specification for Elastomeric Seals (Gaskets) for Joining Plastic Pipe*. ASTM.
- BanEcuador. (2020). Tasas de Interés. *BanEcuador*.  
<https://www.banecuador.fin.ec/tasas-de-interes/>
- BLKMA. (2019). *Spiral Pipe Equipment*. [www.blkma.com](http://www.blkma.com)
- Bonfiglioli. (2019). *Catálogo Bonfiglioli Riduttori Serie VF-W*.
- Byard. (2019). *Spiral Pipe Technology*. <https://www.byard-spm.com/>
- Diamond Plastics Corporation. (2019). *Manufacturing Videos*.  
<http://www.dpcpipe.com/manufacturing-videos.php>
- Dieter, G., & Schmidt, L. (2009). *Engineering Design* (4th ed.). McGraw-Hill.
- DIPAC. (2019). *Catálogo Platinas ASTM A36*.
- FESTO. (2019a). *Catálogo de acoplamientos para vástagos*.
- FESTO. (2019b). *Catálogo de cilindros normalizados DSBC*.
- FESTO. (2019c). *Condiciones de utilización, almacenamiento y transporte para los productos Festo*. FESTO.  
[https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/techinfo/Techinfo\\_es.pdf](https://www.festo.com/cat/es_es/data/techinfo/Techinfo_es.pdf)
- Folkman, S., Rice, J., Sorenson, A., & Braithwaite, N. (2012). Survey of Water Main Failures in the United States and Canada. *AWWA Journal*, 104, 70–79.  
<https://doi.org/10.5942/jawwa.2012.104.0135>
- IESS. (2017). *REGLAMENTO DEL SEGURO GENERAL DE RIESGOS DEL TRABAJO*.  
<https://sut.trabajo.gob.ec/publico/Normativa%20Legal/Resoluciones/Resoluci%C3%B3n%20del%20IESS%20513.pdf>

INEN. (2015). *NTE INEN 2059 TUBOS PERFILADOS DE PVC RÍGIDO DE PARED ESTRUCTURADA E INTERIOR LISA Y ACCESORIOS PARA ALCANTARILLADO*. INEN.

Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social. (2019). *Estadísticas del Seguro de Riesgos de Trabajo* [Público]. Seguro General de Riesgos de Trabajo.

[http://sart.iess.gob.ec/SRGP/barras\\_at.php?ZGQyNmIkPWVzdGF0](http://sart.iess.gob.ec/SRGP/barras_at.php?ZGQyNmIkPWVzdGF0)

JYM SOLDEVILLA. (s. f.). *DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS*.

[https://www.jymsoldevilla.net/archivos/upload/170810202921\\_chavet.pdf](https://www.jymsoldevilla.net/archivos/upload/170810202921_chavet.pdf)

KRAH. (2019). *Welding Machines / Hand Extruders*. <https://www.krah.net/en/krah-machines/equipment>

LJ Welding Automation. (2019). *WELDING ROLLERS FOR VESSEL, TANK & PIPE*.

<https://www.ljwelding.com/products/type/tank-turning-rolls-pipe-double-jointing-systems-rolls-tank-rollers-turning-rolls-alignment-rolls-system>

Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas* (4ta ed.). Pearson Educación.

PAVCO. (2014). *Manual Técnico Tubosistemas para Alcantarillado NOVAFORT NOVALOC*. PAVCO.

Saaty, R. W. (1987). The analytic hierarchy process—What it is and how it is used.

*Mathematical Modelling*, 9(3), 161–176. [https://doi.org/10.1016/0270-0255\(87\)90473-8](https://doi.org/10.1016/0270-0255(87)90473-8)

Secretaría del Agua. (2019). *Gobierno Nacional entregará más de USD 30 millones para financiar proyecto de alcantarillado para Guayaquil*. – Secretaría del Agua.

<https://www.agua.gob.ec/gobierno-nacional-entregara-mas-de-usd-18-millones-para-financiar-un-proyecto-de-alcantarillado-para-guayaquil/>

SIAPA. (2014). *Alcantarillado Sanitario*.

[http://www.siapa.gob.mx/sites/default/files/capitulo\\_3.\\_alcantarillado\\_sanitario.pdf](http://www.siapa.gob.mx/sites/default/files/capitulo_3._alcantarillado_sanitario.pdf)

SKF. (2019a). *Catálogo de Rodamientos*.

SKF. (2019b). *Catalogue of Transmission Chains SKF*.

SKF. (2019c). *Catalogue SKF Power Transmission products*.

SRI. (2018). *LEY ORGANICA DE REGIMEN TRIBUTARIO INTERNO, LORTI*.

<https://www.sri.gob.ec/BibliotecaPortlet/descargar/70575a5b-9c26-4ef4-9cd6-97e2de3285ce/160429+LORTI.pdf>



# APÉNDICES

## APÉNDICE 1

### AHP para selección de la mejor alternativa de solución.

Una vez establecidos los criterios se usó el proceso de jerarquía analítica (AHP, por sus siglas en inglés) para obtener los pesos relativos (Saaty, 1987) utilizando la escala que se muestra en la tabla A.1.

**Tabla A. 1 Escala de calificación para el AHP. [Saaty, 1987]**

Calificación	Definición	Explicación
1	Igual importancia	Dos actividades contribuyen de igual manera al objetivo
3	Moderada importancia de una sobre otra	Experiencia y juicio favorecen una actividad sobre otra
5	Importancia fuerte	Experiencia y juicio favorecen fuertemente una actividad sobre otra
7	Importancia muy fuerte	Una actividad está fuertemente favorecida y demostrada en la práctica
9	Extrema importancia	La clara ventaja de una actividad sobre otra es el mayor orden posible de afirmación
2,4,6,8	Valores intermedios entre los anteriores	-
Recíprocos	Si la actividad "i" es comparada con la actividad "j" y obtiene un valor de "k", cuando se compara "j" con "i" se obtiene el valor "1/k"	-

El proceso parte por la obtención de los pesos relativos de las categorías, y luego de los elementos de cada categoría. En la tabla A.2 se muestra la calificación de las 4 categorías, mientras que en las tablas A.3, A.4, A.5, y A.6 se muestran las calificaciones para los criterios de desempeño, costo, seguridad, y geometría, respectivamente.

**Tabla A. 2 Pesos ponderados de las 4 categorías de criterios de selección. [Elaboración propia]**

Determinación de la importancia entre las 4 categorías, obteniendo que Seguridad es la más importante

	Desempeño	Costo	Seguridad	Geometría	Total	Peso
<b>Desempeño</b>	1.00	1.00	0.20	8.00	10.20	0.26
<b>Costo</b>	1.00	1.00	0.20	6.00	8.20	0.21
<b>Seguridad</b>	5.00	5.00	1.00	9.00	20.00	0.50
<b>Geometría</b>	0.13	0.17	0.11	1.00	1.40	0.04
				<b>Total General</b>	39.80	1.00

**Tabla A. 3 Pesos ponderados de los criterios de la categoría Desempeño. [Elaboración propia]**

Determinación del criterio con mayor importancia dentro de la categoría Desempeño.

	Facilidad de mantenimiento	Adaptable para diferentes diámetros	Control de movimiento	Total	Peso Relativo	Peso Absoluto
<b>Facilidad de mantenimiento</b>	1.00	0.20	0.50	1.70	0.11	0.03
<b>Adaptable para diferentes diámetros</b>	5.00	1.00	5.00	11.00	0.69	0.18
<b>Control de movimiento</b>	2.00	0.20	1.00	3.20	0.20	0.05
				<b>Total General</b>	15.90	1.00

**Tabla A. 4 Pesos ponderados de los criterios de la categoría Costos. [Elaboración propia]**

Determinación del criterio con mayor importancia dentro de la categoría Costos

	Bajo costo de fabricación	Bajo costo de mantenimiento	Total	Peso Relativo	Peso Absoluto
<b>Bajo costo de fabricación</b>	1.00	0.33	1.33	0.25	0.05
<b>Bajo costo de mantenimiento</b>	3.00	1.00	4.00	0.75	0.15
			<b>Total General</b>	5.33	1.00

**Tabla A. 5 Pesos ponderados de los criterios de la categoría Seguridad. [Elaboración propia]**

Determinación del criterio con mayor importancia dentro de la categoría Seguridad

	<b>Seguridad del producto</b>	<b>Baja interacción operador/producto</b>	<b>Total</b>	<b>Peso Relativo</b>	<b>Peso Absoluto</b>
<b>Seguridad del producto</b>	1.00	0.17	1.17	0.16	0.08
<b>Baja interacción operador/producto</b>	5.00	1.00	6.00	0.84	0.42
		<b>Total General</b>	7.17	1.00	0.50

**Tabla A. 6 Pesos ponderados de los criterios de la categoría Geometría. [Elaboración propia]**

Determinación del criterio con mayor importancia dentro de la categoría Geometría

	<b>Geometría del mecanismo</b>	<b>Adaptabilidad a la estructura base</b>	<b>Total</b>	<b>Peso Relativo</b>	<b>Peso Absoluto</b>
<b>Geometría del mecanismo</b>	1.00	0.25	1.25	0.20	0.01
<b>Adaptabilidad a la estructura base</b>	4.00	1.00	5.00	0.80	0.03
		<b>Total Generado</b>	6.25	1.00	0.04

Culminado el proceso de calificación de los criterios, los pesos de cada criterio se presentan en la tabla A.7 a continuación.

**Tabla A. 7 Breve descripción de los criterios de selección. [Elaboración propia]**

<b>Criterio</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso</b>
1.1. Facilidad de mantenimiento	Permitir el acceso a las acciones correctivas y/o preventivas	0.03
1.2. Adaptable para diferentes diámetros	El sistema debe ser funcional para todo el rango de diámetros del producto	0.18
1.3. Control de movimiento	El movimiento debe ser controlado en lo que respecta a la velocidad de movimiento	0.05
2.1. Bajo costo de fabricación	La cantidad de materiales debe ser la adecuada para el diseño	0.05
2.2. Bajo costo de mantenimiento	Los repuestos deben ser accesibles en el mercado local	0.16
3.1. Seguridad del producto	El mecanismo debe evitar movimientos que puedan provocar golpes en el producto	0.08
3.2. Baja interacción operador/producto	El requerimiento principal de diseño es disminuir la manipulación del producto por parte del operador	0.42
4.1. Geometría del mecanismo	Entran en consideración la forma y el tamaño del sistema	0.01
4.2. Adaptabilidad a la estructura base	Debe acoplarse a la estructura existente o en lo posible que los cambios para su adaptación sean mínimos para disminuir costos	0.03

Finalmente, para la selección de la mejor alternativa con la matriz de decisión ponderada se utilizó la siguiente escala de 5 puntos mostrada en la tabla A.8.

**Tabla A. 8 Escala de 5 puntos para Matriz de Decisión. [Elaboración propia]**

<b>Calificación</b>	<b>Descripción</b>
0	Inadecuado
1	Débil
2	Satisfactorio
3	Bueno
4	Excelente

## APÉNDICE 2

### Metodología de diseño paramétrico para los distintos sistemas.

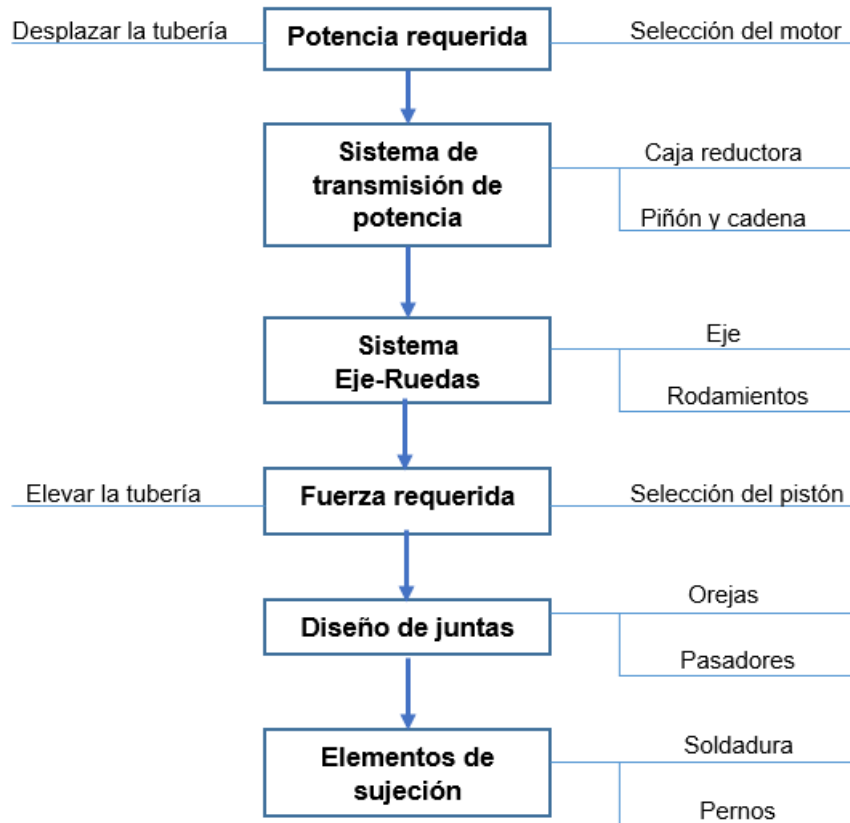
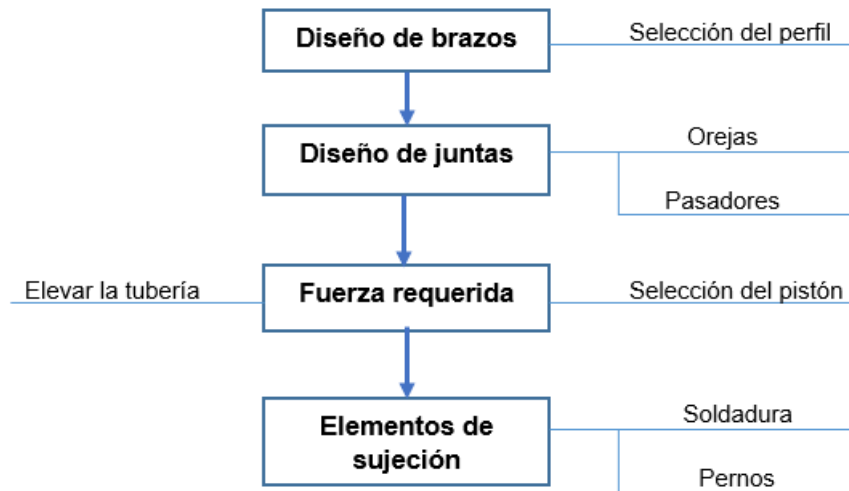
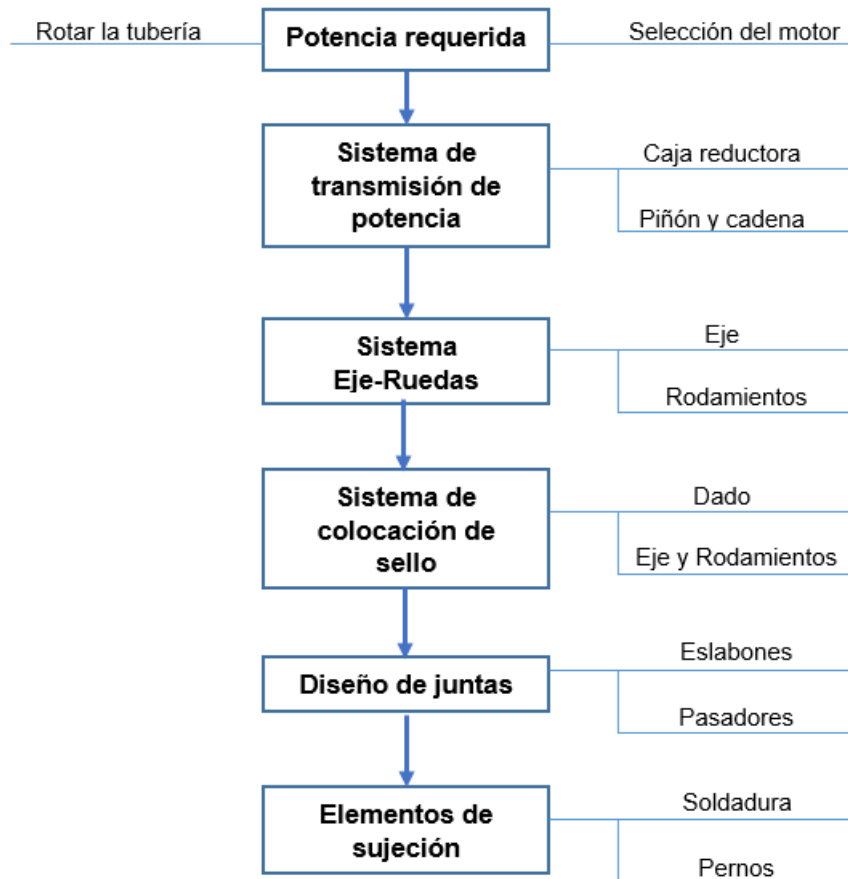


Figura A. 1 Diseño paramétrico para sistema de transporte longitudinal. [Elaboración propia]



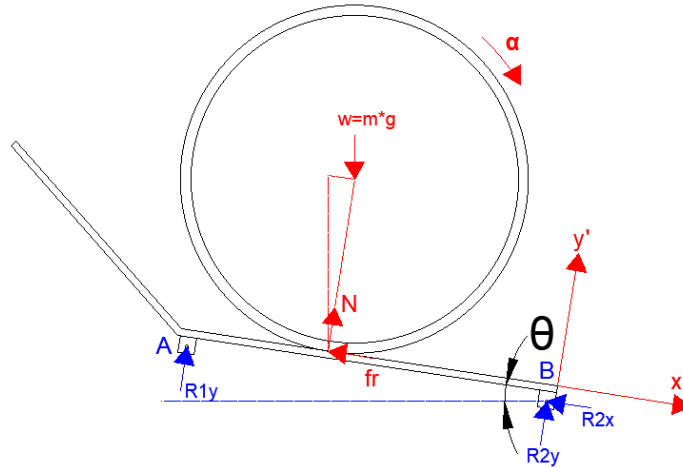
**Figura A. 2** Diseño paramétrico para sistema de transporte transversal. [Elaboración propia]



**Figura A. 3** Diseño paramétrico para sistema de colocación de sello. [Elaboración propia]

### APÉNDICE 3

#### Determinación de la posición crítica del brazo en el movimiento de la tubería transversalmente.



Copia Figura 2.19. DCL de tubería sobre brazo. [Elaboración propia]

Del DCL de la figura se aplica la segunda ley de Newton para encontrar la aceleración que obtiene la tubería.

$$\sum F_{y'} = 0$$

$$N - m * g * \cos(\theta) = 0$$

$$\sum F_{x'} = m * a$$

$$m * g * \sin(\theta) - f_r = m * a$$

$$\sum M_o = I * \alpha \text{ (alrededor del centro de la tubería)}$$

$$f_r * R_2 = \frac{1}{2} m * (R_1^2 + R_2^2) * \alpha$$

Despejando la aceleración lineal, se obtiene:

$$a = \frac{g * \sin(\theta)}{1 + K}$$

Donde K es una constante que depende de la geometría de la tubería:

$$K = \frac{R_1^2 + R_2^2}{2 * R_2^2}$$

Para determinar las variables cinemáticas de la tubería conforme el brazo se eleva se utilizan las ecuaciones del Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado

$$x_f = x_o + v_o * t + \frac{1}{2} a * t^2$$

$$v_f = v_o + a * t$$

Se realizó un cálculo iterativo en instantes de tiempo de 0.001 segundos, suponiendo que el brazo parte horizontal y su velocidad de elevación es de 0.1 m/s en el extremo, alcanzando su altura máxima en 20 segundos, obteniéndose una velocidad de rotación  $\omega = 0.088 \text{ rad/s}$ , entonces:

$$\theta = \omega * t$$

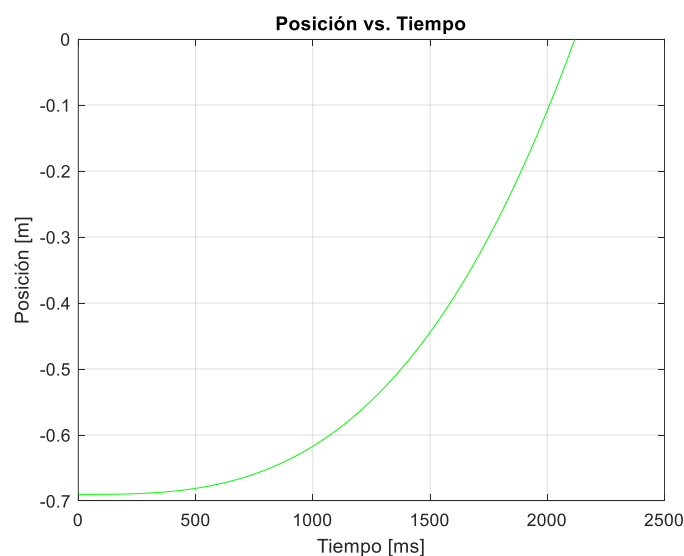
Permitiendo obtener el ángulo para el cálculo de la aceleración.

Para el cálculo se utilizó MATLAB, y en las iteraciones se considera lo siguiente:

$$x_{f_i} = x_{o_{i+1}}$$

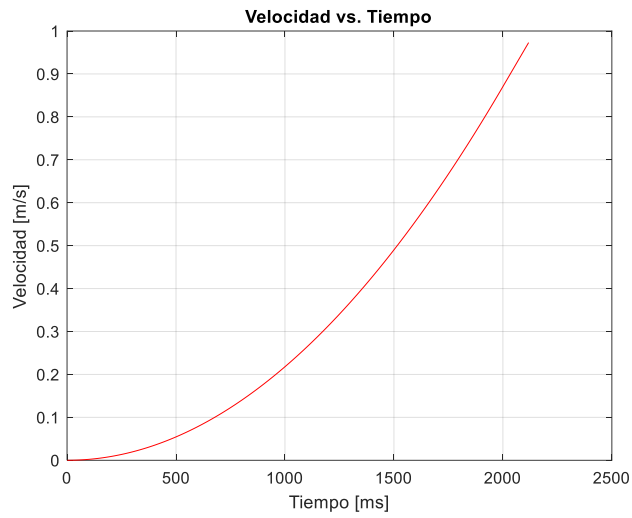
$$v_{f_i} = v_{o_{i+1}}$$

Obteniéndose las siguientes gráficas:

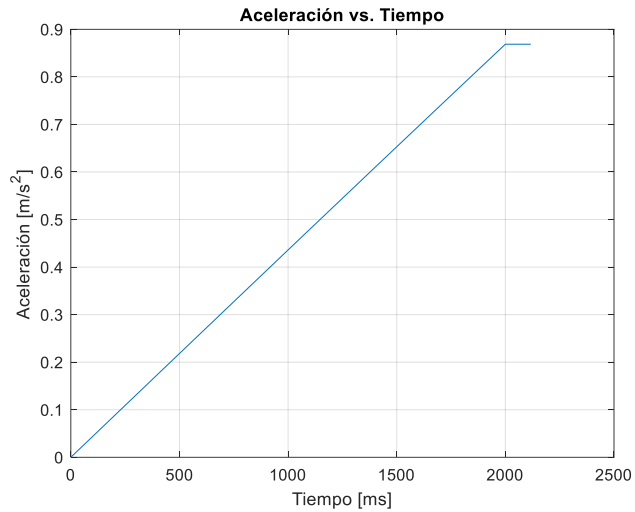


**Figura A. 4 Posición vs. Tiempo de la tubería sobre el brazo. [Elaboración propia]**



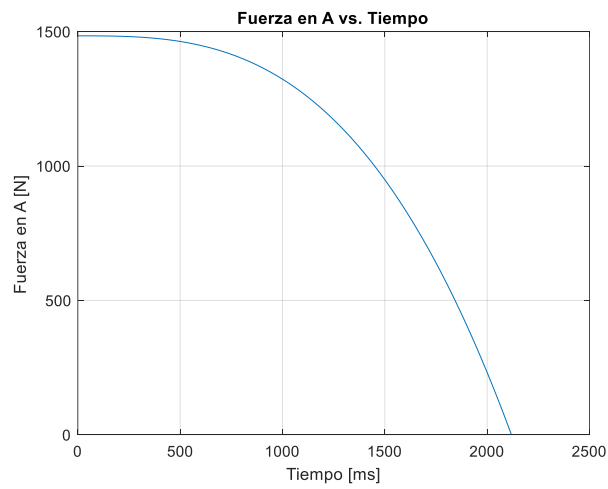


**Figura A. 5 Velocidad vs. Tiempo de la tubería sobre el brazo. [Elaboración propia]**

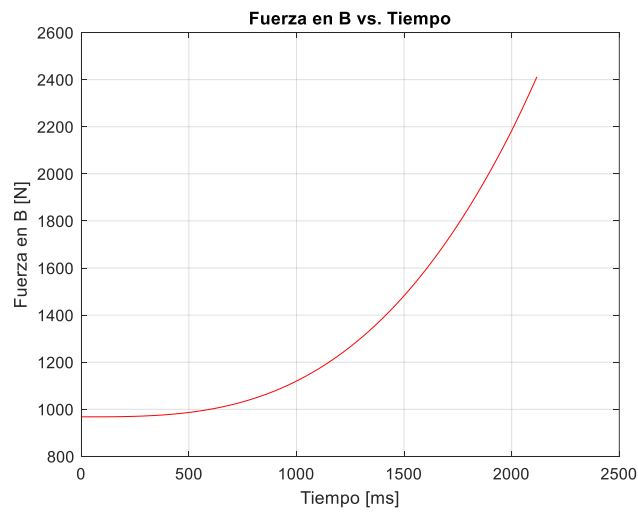


**Figura A. 6 Aceleración vs. Tiempo de la tubería sobre el brazo. [Elaboración propia]**

Luego, se calculan las reacciones en la dirección  $y'$  para cada posición de la tubería, considerando que la única fuerza en esa dirección es la normal, obteniéndose:

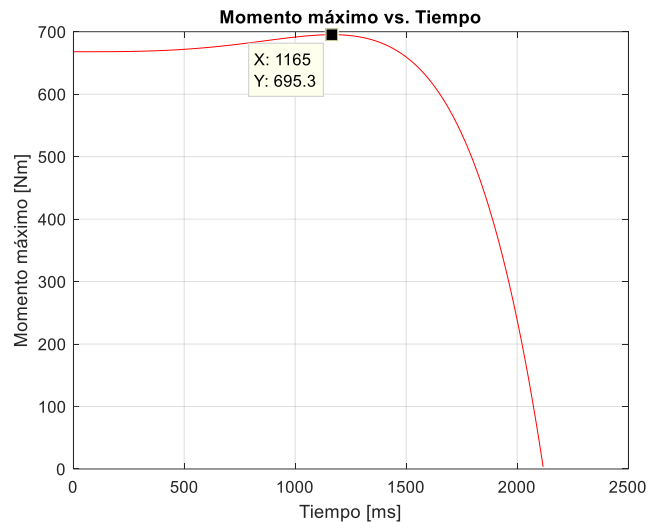


**Figura A. 7 Reacción en A del brazo. [Elaboración propia]**



**Figura A. 8 Reacción en B del brazo. [Elaboración propia]**

Finalmente, graficando la magnitud máxima del momento flector de cada posición de la tubería, se obtiene:



**Figura A. 9 Momentos máximos en el brazo vs. Tiempo. [Elaboración propia]**

Con lo cual el momento máximo es de **695.3 Nm** y se da en 1165 milisegundos, es decir, cuando el brazo se encuentra a aproximadamente  $5.9^\circ$ .

- Código utilizado:

```
%Cálculo del momento máximo que siente el brazo por la acción de la tubería
n=2117;%Tiempo en milsegundos: 2000 ms de elevación del brazo más 117 ms que
toma en salir del brazo la tubería
w=0.1/1.14; %rad/s considerando elevación de 0.1 m/s
r1=1.0677; %radio interior perfil 10004
r2=1.1; %radio exterior
xf=zeros(1,n); %posición final
xo=zeros(1,n); %posición inicial
vf=zeros(1,n); %velocidad final
vo=zeros(1,n); %velocidad inicial
a=zeros(1,n); %aceleración
thet=zeros(1,n); %angulo de rotación del brazo

k=((r1^2)+(r2^2))/(2*r2^2);
xo(1)=-0.69; %posición inicial t0
vo(1)=0; %velocidad inicial t0

%Cálculo de valores iniciales
a(1)=(9.81*sin(w*0.001))/(1+k);
xf(1)=xo(1)+vo(1)*0.001+ 0.5*a(1)*(0.001)^2;
xo(2)=xf(1);
vf(1)=vo(1)+a(1)*0.001;
vo(2)=vf(1);
thet(1)=w*0.001;

%Iteración durante elevación del brazo
for i=2:2000 %La elevación del brazo se da en 20 seg o 2000 milisegundos
    a(i)=(9.81*sin(w*i*0.001))/(1+k);
    xf(i)=xo(i) + vo(i)*0.001 + 0.5*a(i)*(0.001)^2;
    xo(i+1)=xf(i);
    vf(i)=vo(i) + a(i)*0.001;
    vo(i+1)=vf(i);
    thet(i)=w*i*0.001;
end
```

```

%Elevación completa, culminación del movimiento del tubo con la última
%aceleración adquirida
for i=2001:n %El brazo ha alcanzado su elevación máxima
    a(i)=a(2000);
    xf(i)=xo(i) + vo(i)*0.001 + 0.5*a(i)*(0.001)^2;
    xo(i+1)=xf(i);
    vf(i)=vo(i) + a(i)*0.001;
    vo(i+1)=vf(i);
    thet(i)=thet(2000);
end

figure(1), plot(a),hold on, grid on, xlabel('Tiempo [ms]'),
ylabel('Aceleración [m/s^2]'), title('Aceleración vs. Tiempo')
figure(2), plot(vo,'r'), hold on, grid on, xlabel('Tiempo [ms]'),
ylabel('Velocidad [m/s]'), title('Velocidad vs. Tiempo')
figure(3), plot(xf,'g'), hold on, grid on, xlabel('Tiempo [ms]'),
ylabel('Posición [m]'), title('Posición vs. Tiempo')

%Diagrama fuerza cortante y momento flector
R1=zeros(1,n);
R2=zeros(1,n);
xv=1.140*ones(1,n);
xfc=xv-abs(xo(1:n));

for i=1:n
    R1(i)=250*9.81*cos(thet(i))*abs(xo(i))/1.14; %Reacción vertical en A
    R2(i)=(250*9.81*cos(thet(i)))-R1(i); %Reacción vertical en B
end

figure(4), plot(R1),grid on, xlabel('Tiempo [ms]'), ylabel('Fuerza en A
[N]'), title('Fuerza en A vs. Tiempo')
figure(5), plot(R2,'r'), grid on, xlabel('Tiempo [ms]'), ylabel('Fuerza en B
[N]'), title('Fuerza en B vs. Tiempo')

M=zeros(1,n);
for i=1:n
    M(i)=R1(i)*xfc(i); %Magnitud del momento sobre el brazo
end
figure(6), plot(M,'r'),grid on, xlabel('Tiempo [ms]'), ylabel('Momento máximo
[Nm]'), title('Momento máximo vs. Tiempo')

```

## APÉNDICE 4.

### Especificaciones de pistones y accesorios de montaje.

- Sistema de transporte longitudinal y transversal

Tabla A. 9 Hoja de datos cilindros normalizados DSBC [FESTO, 2019b]

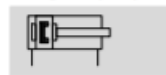
#### Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Función

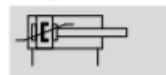
Amortiguación por topes elásticos



Amortiguación PPV



Amortiguación PPS



DIN



• Ø Diámetro  
32 ... 125 mm

• | Carrera  
1 ... 2800 mm

• T [www.festo.com](http://www.festo.com)



Especificaciones técnicas generales								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Forma constructiva	Émbolo/vástago/tubo perfilado							
Conexión neumática	Doble efecto							
Toma de pilotaje								
DSBC-...	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2	
DSBC-...C	M5	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2	
Carrera								
DSBC-...	[mm]	1 ... 2800						
DSBC-...Q	[mm]	1 ... 1500						
DSBC-...L1	[mm]	10 ... 1000						
DSBC-...C	[mm]	10 ... 2000						
DSBC-...E1/-E2/-E3	[mm]	10 ... 2000						
DSBC-...P2	[mm]	10 ... 500						
DSBC-...E	[mm]	1 ... 2000						
DSBC-...L	[mm]	1 ... 2000						
Amortiguación								
DSBC-...P	Amortiguación por topes elásticos/placa a ambos lados							
DSBC-...PPV	Amortiguación neumática regulable en ambos lados							
DSBC-...PPS	Amortiguación neumática autorregulable en ambos lados							
Carrera de amortiguación								
DSBC-...PPV	[mm]	17	19	22	22	31	31	45
DSBC-...E1/-E2/-E3	[mm]	17	19	15	15	15	15	-
Detección de la posición	Para sensores de proximidad							
Tipo de fijación	Con rosca interior/accesorios							
Posición de montaje	Indistinto							

## Tabla A. 10 Dimensiones Horquillas [FESTO, 2019a]

### Horquillas SG

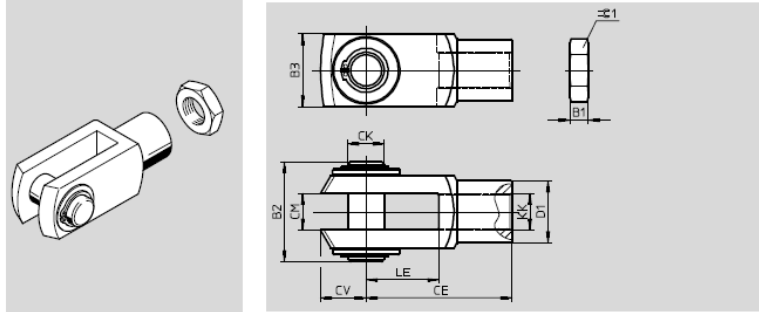
Hoja de datos

FESTO

#### Horquilla SG

Dotación del suministro:  
1 horquilla, 1 perno, 1 Anillo de seguridad, 1 tuerca hexagonal (DIN 439)

Material:  
Acero cincado  
No contiene cobre ni PTFE  
Conformidad con RoHS



#### Dimensiones y datos para efectuar los pedidos

KK	B1	B2	B3	CE	CK ∅	CM	CV	D1 ∅
M20x1,5	10	55	40	80±0,4	20e8	20+0,7/+0,15	25	34
M27x2	13,5	73	55	110±0,4	30e8	30+0,7/+0,15	38	48
M36x2	18	93	70	144±0,4	35e8	35+0,7/+0,15	44	60
M42x2	21	111	85	168±0,4	40e8	40+0,7/+0,15	64	70
M48x2	24	121,5	90	192±0,4	50e8	50+0,7/+0,15	73	80

KK	LE ±0,5	≈G1	ISO 8140	KBK <sup>1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo
M20x1,5	40	30	■	1	785	★ 6147	SG-M20x1,5
M27x2	54	41	■	1	2145	14987	SG-M27x2-B
M36x2	72	55	■	1	4220	9581	SG-M36x2
M42x2	84	65	■	1	7520	9582	SG-M42x2
M48x2	96	75	■	1	10030	9583	SG-M48x2

1) Clase de resistencia a la corrosión CRC 1 según norma de Festo FN 940070  
Componentes con poco riesgo de corrosión. Aplicación en interiores secos, como la protección para el almacenamiento o el transporte. Relativo también a piezas cubiertas con una tapa en zonas interiores que no son visibles u otras piezas aisladas en la aplicación (p. ej., ejes de accionamiento).

**Tabla A. 11 Dimensiones Brida Basculante SNCB [FESTO, 2019b]**

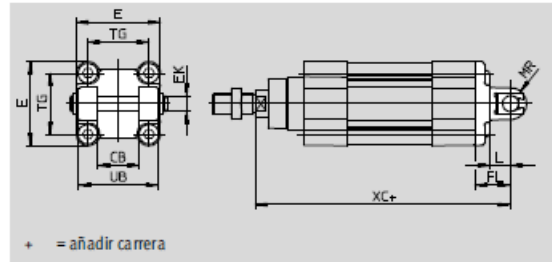
**Brida basculante SNCB/SNCB...-R3**

Material:

SNCB: Fundición inyectada de aluminio

SNCB...-R3: Fundición inyectada de aluminio con recubrimiento protector Sin cobre ni PTFE

Conformidad con RoHS



Dimensiones y referencias										
Para $\varnothing$	CB	E	EK	FL	L	MR	TG	UB	XC	
[mm]	H14		$\varnothing$	$\pm 0,2$		-0,5		h14	DSBC...	DSBC...-C
32	26	45 <sup>+0,2/-0,5</sup>	10	22	13	8,5	32,5	45	141,1	186,1
40	28	54 <sup>-0,5</sup>	12	25	16	12	38	52	158,9	211,9
50	32	64 <sup>-0,6</sup>	12	27	16	12	46,5	60	168,8	235,8
63	40	75 <sup>-0,6</sup>	16	32	21	16	56,5	70	189,1	265,1
80	50	93 <sup>-0,8</sup>	16	36	22	16	72	90	209,6	304,6
100	60	110 <sup>+0,3/-0,8</sup>	20	41	27	20	89	110	228,5	326,7
125	70	131 <sup>-0,8</sup>	25	50	30	25	110	130	275	399,3

Para $\varnothing$	Tipo básico				R3 – Alto nivel de protección contra la corrosión			
	CRC <sup>(1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo	CRC <sup>(1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo
[mm]								
32	1	103	★ 174390	SNCB-32	3	100	176944	SNCB-32-R3
40	1	155	★ 174391	SNCB-40	3	151	176945	SNCB-40-R3
50	1	232	★ 174392	SNCB-50	3	228	176946	SNCB-50-R3
63	1	375	★ 174393	SNCB-63	3	371	176947	SNCB-63-R3
80	1	636	★ 174394	SNCB-80	3	632	176948	SNCB-80-R3
100	1	1035	174395	SNCB-100	3	986	176949	SNCB-100-R3
125	1	1860	174396	SNCB-125	3	1776	176950	SNCB-125-R3

## APÉNDICE 5

### Datos técnicos de motorreductores Bonfiglioli seleccionados.

- Sistema de transporte longitudinal

Datos del motor:

**Tabla A. 12 Datos técnicos motores BE 6 polos [Bonfiglioli, 2019]**

6 P		1000 min <sup>-1</sup> - S1										50 Hz - IE2		
P <sub>n</sub> kW		n min <sup>-1</sup>	M <sub>n</sub> Nm	I <sub>n</sub> 400V A	η <sub>1</sub> %			cos φ	I <sub>s</sub> I <sub>n</sub>	M <sub>s</sub> M <sub>n</sub>	M <sub>a</sub> M <sub>n</sub>	J <sub>m</sub> x 10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>	IM B5 	
					100%	75%	50%							
0.75	<b>BE 90S</b>	<b>6</b>	935	7.7	2.06	75.9	75.9	73.0	0.69	5.1	3.1	2.9	33	15
1.1	BE 100M	6 (*)	945	11.1	2.75	78.1	76.2	73.0	0.74	4.9	2.2	1.9	82	22
1.5	BE 100LA	6	945	15.2	3.9	79.8	77.5	74.0	0.72	5.6	2.5	2.3	95	24
2.2	BE 112M	6	950	22	5.2	81.8	81.8	79.3	0.74	5.2	2.6	2.3	168	32
3	BE 132S	6	955	30	6.6	83.3	83.3	82.4	0.79	6.1	2.1	1.9	295	44
4	BE 132MA	6	965	40	8.7	84.6	85.0	83.1	0.79	6.9	2.2	2.0	383	56
5.5	BE 160MA	6 (*)	965	54	11.6	87.0	87.0	86.4	0.79	6.6	2.5	2.3	740	83
7.5	BE 160MB	6 (*)	965	74	15.0	88.0	88.0	87.2	0.82	6.6	2.3	2.1	970	103

Datos del reductor:

**Tabla A. 13 Datos técnicos reductores sinfín corona VFR 150 [Bonfiglioli, 2019]**

	i	η <sub>s</sub> %	n <sub>1</sub> = 2800 min <sup>-1</sup>							n <sub>1</sub> = 1400 min <sup>-1</sup>									
			n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>n2</sub> Nm	P <sub>n1</sub> kW	R <sub>n1</sub> N	R <sub>n2</sub> N	η <sub>d</sub> %	n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>n2</sub> Nm	P <sub>n1</sub> kW	R <sub>n1</sub> N	R <sub>n2</sub> N	η <sub>d</sub> %					
			n <sub>1</sub> = 900 min <sup>-1</sup>							n <sub>1</sub> = 500 min <sup>-1</sup>									
<b>VFR 150</b>	VFR 150_45	45	63	62	1350	10.6	1500	11600	84	31	1700	6.8	1500	14600	82	169			
	VFR 150_60	60	58	47	1500	9.0	1500	13100	82	23.3	1900	5.9	1500	16000	79				
	VFR 150_69	69	56	41	1500	7.9	1500	14100	81	20.3	1850	5.1	1500	16000	77				
	VFR 150_90	90	47	31	1600	6.9	1500	15500	76	15.6	1950	4.4	1500	16000	72				
	VFR 150_120	120	43	23.3	1750	5.9	1500	15500	73	11.7	2000	3.6	1500	16000	68				
	VFR 150_138	138	44	20.3	1750	5.1	1500	15500	73	10.1	2000	3.1	1500	16000	68				
	VFR 150_168	168	41	16.7	1500	3.8	1500	15500	70	8.3	1750	2.4	1500	16000	65				
	VFR 150_192	192	38	14.6	1450	3.3	1500	15500	68	7.3	1700	2.1	1500	16000	62				
	VFR 150_240	240	34	11.7	1350	2.6	1500	15500	64	5.8	1550	1.6	1500	16000	58				
	VFR 150_300	300	30	9.3	1150	1.9	1500	15500	60	4.7	1300	1.2	1500	16000	54				
				n <sub>1</sub> = 900 min <sup>-1</sup>							n <sub>1</sub> = 500 min <sup>-1</sup>								
	VFR 150_45	45	63	20.0	1950	5.2	1500	16000	79	11.1	2100	3.2	1500	16000	78	169			
	VFR 150_60	60	58	15.0	2100	4.4	1500	16000	76	8.3	2300	2.7	1500	16000	74				
	VFR 150_69	69	56	13.0	2050	3.8	1500	16000	74	7.2	2200	2.3	1500	16000	72				
	VFR 150_90	90	47	10.0	2200	3.4	1500	16000	69	5.6	2400	2.1	1500	16000	66				
	VFR 150_120	120	43	7.5	2300	2.8	1500	16000	64	4.2	2600	1.8	1500	16000	62				
VFR 150_138	138	44	6.5	2200	2.4	1500	16000	64	3.6	2400	1.5	1500	16000	62					
VFR 150_168	168	41	5.4	1950	1.8	1500	16000	61	3.0	2100	1.1	1500	16000	59					
VFR 150_192	192	38	4.7	1900	1.6	1500	16000	59	2.6	2000	1.0	1500	16000	56					
VFR 150_240	240	34	3.8	1700	1.2	1500	16000	54	2.1	1800	0.76	1500	16000	52					
VFR 150_300	300	30	3.0	1350	0.85	1500	16000	50	1.7	1450	0.54	1500	16000	47					



Designación completa del conjunto:



## Mosaico Configuration Data

*Date:* 08.01.20

*Designation:* VF R 150 V 192 P90 B5 B3 BE 90S 6 230/400-50 IP55 CLF B5

### GEARBOX VF

*PRODUCT SERIES:* VF

*HELICAL PRE-STAGE:* R

*SIZE:* 150

*VERSION:* V

*GEAR RATIO:* 192

*INPUT CONFIGURATION:* P90

*MOTOR MOUNTING:* B5

*MOUNTING POSITION:* B3

### MOTOR BE

*PRODUCT SERIES:* BE

*FRAME SIZE:* 90S

*POLE NUMBER:* 6

*VOLTAGE-FREQUENCY:* 230/400-50

*DEGREE OF PROTECTION:* IP55


*INSULATION CLASS:* CLF

*MOUNTING:* B5

- Sistema de colocación de sello elastomérico



Datos del motor:

**Tabla A. 14 Datos técnicos motores BX 4 polos [Bonfiglioli, 2019]**

4 P		1500 min <sup>-1</sup> - S1												50 Hz - IE3									
P <sub>n</sub> kW		n min <sup>-1</sup>	M <sub>n</sub> Nm	I <sub>n</sub> 400V A	η%			cos φ	I <sub>s</sub> I <sub>n</sub>	M <sub>s</sub> M <sub>n</sub>	M <sub>2</sub> M <sub>n</sub>	KVA code	J <sub>m</sub> x 10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>	IM B5 Kg	freno c.c.				freno c.a.				
					FD										FA								
					Mod	M <sub>e</sub> Nm	J <sub>m</sub> x 10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>								IM B5 Kg	Mod	M <sub>e</sub> Nm	J <sub>m</sub> x 10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>	IM B5 Kg				
0.75	BX 80B	4	1425	5.0	1.61	82.5	83.9	83.2	0.81	6.5	2.0	1.8	J	35	16	FD 04	15	37	19.9	FA 04	15	37	19.8
1.1	BX 90S	4	1425	7.4	2.44	84.1	84.1	82.0	0.77	6.9	3.4	2.2	J	27	16	FD 14	15	29	20.2	FA 14	15	29	20.1
1.5	BX 90LA	4	1420	10.1	3.3	85.3	86.2	84.9	0.78	6.3	3.1	1.9	J	31	17	FD 05	26	35	23	FA 05	26	35	23.7
2.2	BX 100LA	4	1445	14.5	5.1	86.7	86.2	84.0	0.72	7.2	3.6	2.4	K	58	24	FD 15	40	62	31	FA 15	40	62	31
3	BX 100LB	4	1445	19.8	6.7	87.7	87.7	86.0	0.74	7.6	3.9	2.6	K	73	29	FD 15	40	77	36	FA 15	40	77	36
4	BX 112M	4	1445	26	8.1	88.6	88.9	87.6	0.8	8.1	3.8	2.5	J	130	38	FD 06S	60	139	48	FA 06S	60	139	50
5.5	BX 132SB	4	1460	36	10.6	89.6	89.2	88.8	0.83	8.2	3.6	2.3	J	310	57	FD 56	75	320	70	FA 06	75	320	71
7.5	BX 132MA	4	1460	49	15.0	90.4	90.9	90.2	0.80	8.4	3.8	2.5	K	360	67	FD 06	100	370	80	FA 07	100	370	85
9.2	BX 160MA	4	1465	60	17.8	91.0	92.1	91.7	0.82	7.9	3.6	2.1	J	650	95	FD 08	170	725	125	FA 08	170	725	124
11	BX 160MB	4	1465	72	20.5	91.4	92.9	92.5	0.84	7.8	3.4	1.9	J	780	110	FD 08	170	855	140	FA 08	170	855	139
15	BX 160L	4	1465	98	28.1	92.1	93.2	92.6	0.82	9.0	4.1	2.3	K	890	121	FD 08	200	965	151	FA 08	200	965	150
18.5	BX 180M	4	1480	119	32.9	92.6	94.1	93.1	0.85	11.3	2.6	2.3	M	1560	155	FD 09	300	1760	195				
22	BX 180L	4	1475	142	38.2	93.0	93.6	92.8	0.88	10.2	2.5	2.0	L	1660	163	FD 09	300	1860	203				

Datos del reductor:

**Tabla A. 15 Datos técnicos reductores sinfín corona WR110 [Bonfiglioli, 2019]**

	i	η <sub>s</sub> %	n <sub>1</sub> = 2800 min <sup>-1</sup>						n <sub>1</sub> = 1400 min <sup>-1</sup>								
			n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>n2</sub> Nm	P <sub>n1</sub> kW	R <sub>n1</sub> N	R <sub>n2</sub> N	η <sub>d</sub> %	n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	M <sub>n2</sub> Nm	P <sub>n1</sub> kW	R <sub>n1</sub> N	R <sub>n2</sub> N	η <sub>d</sub> %			
			n <sub>1</sub> = 900 min <sup>-1</sup>						n <sub>1</sub> = 500 min <sup>-1</sup>								
WR 110	WR 110 21	21	70	133	540	8.6	700	5930	88	67	595	4.8	700	7950	86	169	
	WR 110 30	30	66	93	590	6.7	700	7280	86	47	655	3.8	700	8000	84		
	WR 110 45	45	59	62	645	5.1	700	8000	83	31	710	2.9	700	8000	80		
	WR 110 60	60	60	47	615	3.7	700	8000	82	23.3	675	2.1	700	8000	79		
	WR 110 69	69	58	41	580	3.0	700	8000	81	20.3	640	1.8	700	8000	77		
	WR 110 90	90	44	31	755	3.3	700	8000	74	15.6	830	1.9	700	8000	70		
	WR 110 120	120	45	23.3	720	2.4	700	8000	73	11.7	795	1.4	700	8000	68		
	WR 110 138	138	43	20.3	645	1.9	700	8000	71	10.1	710	1.1	700	8000	66		
	WR 110 168	168	40	16.7	645	1.7	700	8000	68	8.3	710	0.98	700	8000	63		
	WR 110 192	192	37	14.6	570	1.3	700	8000	65	7.3	630	0.80	700	8000	60		
	WR 110 240	240	33	11.7	505	1.0	700	8000	61	5.8	560	0.61	700	8000	56		
	WR 110 300	300	29	9.3	495	0.85	700	8000	57	4.7	545	0.52	700	8000	51		
				n <sub>1</sub> = 900 min <sup>-1</sup>						n <sub>1</sub> = 500 min <sup>-1</sup>							
	WR 110 21	21	70	43	645	3.4	700	8000	84	23.8	715	2.2	700	8000	82		169
	WR 110 30	30	66	30	710	2.8	700	8000	81	16.7	785	1.7	700	8000	79		
	WR 110 45	45	59	20.0	870	2.4	700	8000	77	11.1	950	1.5	700	8000	75		
WR 110 60	60	60	15.0	800	1.6	700	8000	77	8.3	850	1.0	700	8000	74			
WR 110 69	69	58	13.0	750	1.4	700	8000	75	7.2	820	0.86	700	8000	72			
WR 110 90	90	44	10.0	900	1.4	700	8000	66	5.6	1000	0.94	700	8000	62			
WR 110 120	120	45	7.5	870	1.1	700	8000	65	4.2	950	0.68	700	8000	61			
WR 110 138	138	43	6.5	800	0.87	700	8000	63	3.6	900	0.58	700	8000	59			
WR 110 168	168	40	5.4	775	0.72	700	8000	60	3.0	800	0.45	700	8000	55			
WR 110 192	192	37	4.7	685	0.59	700	8000	57	2.6	720	0.37	700	8000	53			
WR 110 240	240	33	3.8	590	0.44	700	8000	53	2.1	620	0.28	700	8000	48			
WR 110 300	300	29	3.0	570	0.37	700	8000	48	1.7	600	0.24	700	8000	44			

## Designación completa del conjunto:



### **Mosaico Configuration Data**

Date: 23.12.19

Designation: W R 110 U 90 P80 B5 B3 BX 80B 4 230/400-50 IP55 CLF B5

#### **GEARBOX W**

PRODUCT SERIES: **W**

HELICAL PRE-STAGE: **R**

FRAME SIZE: **110**

VERSION: **U**

GEAR RATIO: **90**

INPUT CONFIGURATION: **P80**

MOTOR MOUNTING: **B5**

MOUNTING POSITION: **B3**

#### **MOTOR BX**

PRODUCT SERIES: **BX**

FRAME SIZE: **80B**

POLE NUMBER: **4**

VOLTAGE-FREQUENCY: **230/400-50**

DEGREE OF PROTECTION: **IP55**

INSULATION CLASS: **CLF**

MOUNTING: **B5**

#### **TECH.DATA**

n Speed [min-1]: **1425**

Mn Nominal Torque [Nm]: **5.0**

---

Tn Nominal Torque [lb-in]: **44.3**

$\eta_{100}$  Efficiency 100% [%]: **82.5**

$\eta_{75}$  Efficiency 75% [%]: **83.9**

$\eta_{50}$  Efficiency 50% [%]: **83.2**

In 400V Nomin.Curre.@ 400V [A]: **1.61**

In 460V Nomin.Curren.@ 460V[A]: **N/A**

Cosp: **0.81**

Pn Nominal Power [kW]: **0.75**

Pn Nominal Power [Hp]: **1**

## APÉNDICE 6

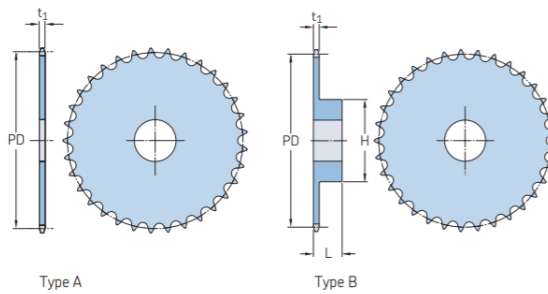
### Datos técnicos de piñones y cadenas SKF.

- Sistema de transporte longitudinal

#### Datos del piñón:

**Tabla A. 16 Datos técnicos piñones SKF simples, métricos [SKF, 2019c]**

Metric sprockets, simplex, pilot bore  
 ISO 16B-1 · 25,40 mm pitch | ISO 20B-1 · 31,75 mm pitch

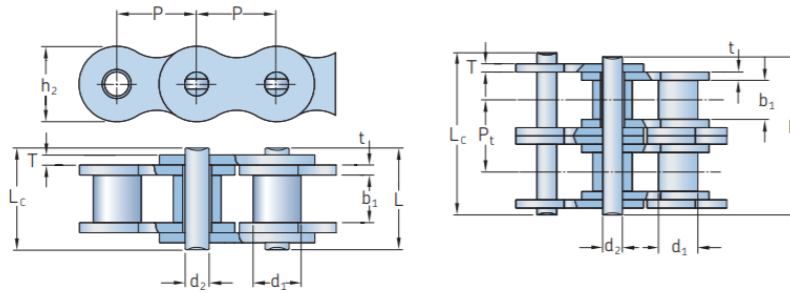


Pitch	Number of teeth	Pitch diameter	Type	Dimensions		Hub		Plate thickness	Mass	Designation
				Bore stock	Bore	H	L			
mm	-	mm	-	mm	Min.	Max.	t <sub>1</sub>	kg	-	
19,05	70	424,60	A	30	-	-	-	-	12,10	PHS 12B-1A70
			B	-	20	70	11	56	11,10	12,74
72	436,74	-	A	30	-	-	-	-	12,75	PHS 12B-1A72
			B	-	20	80	11	56	11,10	13,22
76	460,99	-	A	30	-	-	-	-	14,06	PHS 12B-1A76
			B	-	20	60	11	56	11,10	12,50
80	485,22	-	A	30	-	-	-	-	15,73	PHS 12B-1A80
			B	-	20	80	11	56	11,10	15,14
84	509,48	-	A	30	-	-	-	-	17,40	PHS 12B-1A84
			B	-	20	80	11	56	11,10	16,10
90	545,85	-	A	30	-	-	-	-	19,91	PHS 12B-1A90
			B	-	20	80	11	56	11,10	17,23
92	557,98	-	A	30	-	-	-	-	20,75	PHS 12B-1A92
			B	-	20	80	11	56	11,10	18,19
95	576,17	-	A	30	-	-	-	-	22,00	PHS 12B-1A95
			B	-	20	92	11	56	11,10	18,74
96	582,23	-	A	30	-	-	-	-	22,42	PHS 12B-1A96
			B	-	20	92	11	56	11,10	18,98
114	691,36	-	A	30	-	-	-	-	29,94	PHS 12B-1A114
			B	-	20	92	11	56	11,10	23,30
25,40	8	66,37	A	12	-	-	-	-	0,34	PHS 16B-1A8
			B	-	16	22	42	35	16,18	0,50
9	74,27	-	A	12	-	-	-	-	0,44	PHS 16B-1A9
			B	-	16	28	50	35	16,18	0,68
10	82,19	-	A	12	-	-	-	-	0,96	PHS 16B-1A10
			B	-	16	34	55	35	16,18	0,87
11	90,14	-	A	16	-	-	-	-	0,68	PHS 16B-1A11
			B	-	16	38	61	40	16,18	1,18
12	98,14	-	A	16	-	-	-	-	0,81	PHS 16B-1A12
			B	-	16	44	69	40	16,18	1,48
13	106,12	-	A	16	-	-	-	-	1,00	PHS 16B-1A13
			B	-	16	48	78	40	16,18	1,82
14	114,15	-	A	16	-	-	-	-	1,13	PHS 16B-1A14
			B	-	16	53	84	40	16,18	2,14
15	122,17	-	A	16	-	-	-	-	1,30	PHS 16B-1A15
			B	-	16	58	92	40	16,18	2,52
16	130,20	-	A	20	-	-	-	-	1,49	PHS 16B-1A16
			B	-	20	64	10	45	16,18	3,19
17	138,22	-	A	20	-	-	-	-	1,68	PHS 16B-1A17
			B	-	20	70	10	45	16,18	3,41
18	146,28	-	A	20	-	-	-	-	1,91	PHS 16B-1A18
			B	-	20	70	10	45	16,18	3,62
19	154,33	-	A	20	-	-	-	-	2,12	PHS 16B-1A19
			B	-	20	70	10	45	16,18	3,86
20	162,38	-	A	20	-	-	-	-	2,39	PHS 16B-1A20
			B	-	20	70	10	45	16,18	4,10
21	170,43	-	A	20	-	-	-	-	2,64	PHS 16B-1A21
			B	-	20	70	11	50	16,18	5,09

Datos de la cadena:

**Tabla A. 17 Datos técnicos de cadena SKF estándar BS/ISO [SKF, 2019c]**

Roller chains  
BS/ISO



BS/ISO Chain number	Dimensions			Pin diameter $d_2$ Max.	Pin length $L$ Max.	$L_c$ Max.	Pin length cotted $L_c$ Max.	Inner plate height $h_2$ Max.	Plate thickness $T$ Max.	Transverse pitch $P_t$	Ultimate tensile strength $Q$ Min.	Average tensile strength $Q_0$	Mass per meter	Designation
	Pitch $P$	Roller diameter $d_1$ Max.	Width between inner plates $b_1$ Min.											
-	mm										kN		kg/m	-
04B-1	6,00	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
05B-1	8,00	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	-	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...
06B-1*	9,53	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,70	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	-	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...
10B-1	15,88	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	-	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...
12B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	22,50	24,2	16,00	1,85	1,85	-	29,0	32,2	1,15	PHC 12B-1...
16B-1	25,40	15,88	17,02	8,28	36,10	37,4	21,00	4,15	3,10	-	60,0	72,8	2,71	PHC 16B-1...
20B-1	31,75	19,05	19,56	10,19	41,30	45,0	26,40	4,50	3,50	-	95,0	106,7	3,70	PHC 20B-1...
24B-1	38,10	25,40	25,40	14,63	53,40	57,8	33,20	6,00	4,80	-	160,0	178,0	7,10	PHC 24B-1...
28B-1	44,45	27,94	30,99	15,90	65,10	69,5	36,70	7,50	6,00	-	200,0	222,0	8,50	PHC 28B-1...

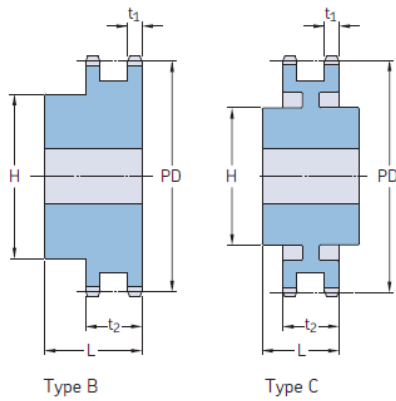
- Sistema de colocación de sello elastomérico

Datos del piñón:

**Tabla A. 18 Datos técnicos piñones SKF dobles, métricos [SKF, 2019c]**

Metric sprockets, duplex, standard

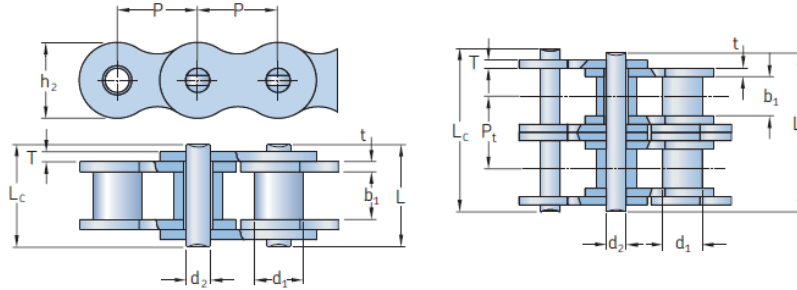
ISO 12B-2 · 19,05 mm pitch | ISO 16B-2 · 25,40 mm pitch



Pitch	Number of teeth	Pitch diameter PD	Type	Dimensions Bore		Hub		Plate thickness		Mass kg	Designation
				Min.	Max.	H	L	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>		
mm	-	mm	-	mm							-
19,05	10	61,65	B	12	32	42	45	10,87	30,33	0,57	PHS 12B-2BH10
	11	67,61	B	16	32	47	50	10,87	30,33	0,80	PHS 12B-2BH11
	12	73,61	B	16	32	53	50	10,87	30,33	1,03	PHS 12B-2BH12
	13	79,59	B	16	36	59	50	10,87	30,33	1,26	PHS 12B-2BH13
	14	85,61	B	16	42	65	50	10,87	30,33	1,52	PHS 12B-2BH14
	15	91,63	B	16	44	71	50	10,87	30,33	1,78	PHS 12B-2BH15
	16	97,65	B	20	51	77	50	10,87	30,33	2,08	PHS 12B-2BH16
	17	103,67	B	20	55	83	50	10,87	30,33	2,37	PHS 12B-2BH17
	18	109,71	B	20	60	89	50	10,87	30,33	2,72	PHS 12B-2BH18
	19	115,75	B	20	55	95	50	10,87	30,33	3,07	PHS 12B-2BH19
	20	121,78	B	20	64	100	50	10,87	30,33	3,39	PHS 12B-2BH20
	21	127,82	B	20	60	100	50	10,87	30,33	3,70	PHS 12B-2BH21
	22	133,86	B	20	64	100	50	10,87	30,33	4,11	PHS 12B-2BH22
	23	139,90	B	20	60	110	50	10,87	30,33	4,52	PHS 12B-2BH23
24	145,94	B	20	73	110	50	10,87	30,33	4,96	PHS 12B-2BH24	

Datos de la cadena:

**Tabla A. 19 Datos técnicos de cadena SKF estándar BS/ISO [SKF, 2019c]**



BS/ISO Chain number	Dimensions			Pin diameter d <sub>2</sub> Max.	Pin length L Max.	L <sub>2</sub> Max.	Inner plate height h <sub>2</sub> Max.	Plate thickness t Max.	T Max.	Transverse pitch P <sub>t</sub>	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Mass per meter	Designation
	Pitch P	Roller diameter d <sub>1</sub> Max.	Width between inner plates b <sub>1</sub> Min.								Q Min.	Q <sub>0</sub>		
-											mm	kg/m	kg/m	-
04B-1	6,00	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
05B-1	8,00	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	-	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...
06B-1 <sup>1)</sup>	9,53	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,70	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	-	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...
10B-1	15,88	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	-	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...
12B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	22,50	24,2	16,00	1,85	1,85	-	29,0	32,2	1,15	PHC 12B-1...
16B-1	25,40	15,88	17,02	8,28	36,10	37,4	21,00	4,15	3,10	-	60,0	72,8	2,71	PHC 16B-1...
20B-1	31,75	19,05	19,56	10,19	41,30	45,0	26,40	4,50	3,50	-	95,0	106,7	3,70	PHC 20B-1...
24B-1	38,10	25,40	25,40	14,63	53,40	57,8	33,20	6,00	4,80	-	160,0	178,0	7,10	PHC 24B-1...
28B-1	44,45	27,94	30,99	15,90	65,10	69,5	36,70	7,50	6,00	-	200,0	222,0	8,50	PHC 28B-1...
32B-1	50,80	29,21	30,99	17,81	66,00	71,0	42,00	7,00	6,00	-	250,0	277,5	10,25	PHC 32B-1...
40B-1	63,50	39,37	38,10	22,89	82,20	89,2	52,96	8,50	8,00	-	355,0	394,0	16,35	PHC 40B-1...
48B-1	76,20	48,26	45,72	29,24	99,10	107,0	63,80	12,00	10,00	-	560,0	621,6	25,00	PHC 48B-1...
56B-1	88,90	53,98	53,34	34,32	114,60	123,0	77,80	13,50	12,00	-	850,0	940,0	35,78	PHC 56B-1...
64B-1	101,60	63,50	60,96	39,40	130,00	138,5	90,17	15,00	13,00	-	1 120,0	1 240,0	46,00	PHC 64B-1...
72B-1	114,30	72,39	68,58	44,48	147,40	156,4	103,60	17,00	15,00	-	1 400,0	1 550,0	60,80	PHC 72B-1...
05B-2	8,00	5,00	3,00	2,31	13,90	14,5	7,10	0,80	0,80	5,64	7,8	10,2	0,33	PHC 05B-2...
06B-2 <sup>1)</sup>	9,53	6,35	5,72	3,28	23,40	24,4	8,20	1,30	1,30	10,24	16,9	18,7	0,77	PHC 06B-2...
08B-2	12,70	8,51	7,75	4,45	31,20	32,2	11,80	1,60	1,60	13,92	32,0	38,7	1,34	PHC 08B-2...
10B-2	15,88	10,16	9,65	5,08	36,10	37,5	14,70	1,70	1,70	16,59	44,5	56,2	1,84	PHC 10B-2...
12B-2	19,05	12,07	11,68	5,72	42,00	43,6	16,00	1,85	1,85	19,46	57,8	66,1	2,31	PHC 12B-2...
16B-2	25,40	15,88	17,02	8,28	68,00	69,3	21,00	4,15	3,10	31,88	106,0	133,0	5,42	PHC 16B-2...
20B-2	31,75	19,05	19,56	10,19	77,80	81,5	26,40	4,50	3,50	36,45	170,0	211,2	7,20	PHC 20B-2...
24B-2	38,10	25,40	25,40	14,63	101,70	106,2	33,20	6,00	4,80	48,36	280,0	319,2	13,40	PHC 24B-2...
28B-2	44,45	27,94	30,99	15,90	124,60	129,1	36,70	7,50	6,00	59,56	360,0	406,8	16,60	PHC 28B-2...

## APÉNDICE 6

### Datos técnicos del acero AISI 1045

Tabla A. 20 Hoja de datos AISI 1045 [IVAN BOHMAN, 2019]

► Cód. IBCA: 760 ≅ C45 ≅ AISI 1045



Información general							
Acero al carbono sin alear de esmerada manufactura, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB.							
Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
C45	0.42 - 0.50	≤ 0.40	0.50 - 0.80	0.045	0.045	≤ 0.40	≤ 0.10
AISI 1045	0.43 - 0.50	0.15 - 0.35	0.60 - 0.90	0.030	0.050		
Normas equivalentes	AISI (1045), SAE (C1045), W.Nr (1.1820), DIN (CK45)						
Código de color	Rojo / Plomo						
Propiedades mecánicas				Tratamiento térmico			
<b>Resistencia a la tracción</b>	<b>65 kg/mm<sup>2</sup></b>			<b>TIPO</b>	<b>°C</b>		
<b>Esfuerzo de cedencia</b>	<b>32 kg/mm<sup>2</sup></b>			Forjado	800 - 1050		
<b>Elongación, A5</b>	min 10%			Normalizado	830 - 850		
<b>Reducción de área</b>	40 %			Temple (agua)	770 - 810		
<b>Dureza</b>	220 - 235			Temple (aceite)	790 - 830		
				Revenido (herramientas de corte)	100 - 300		
				Revenido de bonificación	550 - 650		
Aplicaciones							
Componentes sencillos, como por ejemplo:							
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pernos</li> <li>• Chavetas</li> <li>• Piezas de mediana resistencia para aplicación automotriz</li> <li>• Ejes</li> </ul>							



## APÉNDICE 7

### Verificación de estructuras base

Tipo: Coeficiente de seguridad

Unidad: ul

8/2/2020, 19:30:44

15 Máx.

14,6

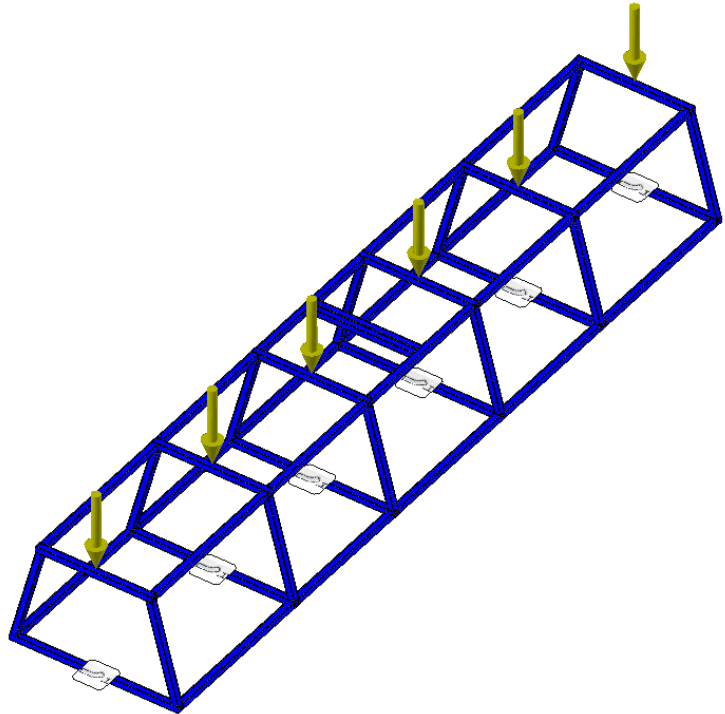
14,2

13,8

13,4

13,18 Mín.

13

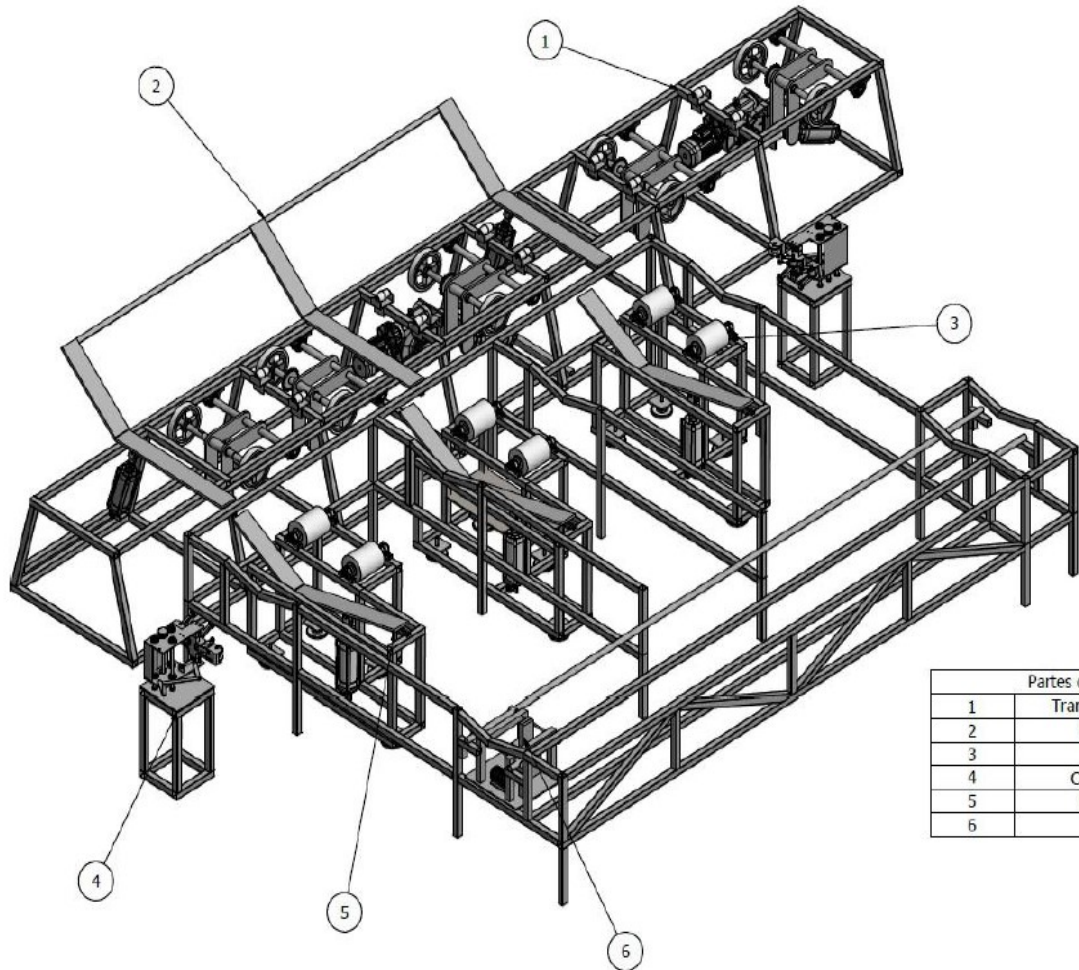


**Figura A. 10 Coeficiente de seguridad de la mesa longitudinal. [Elaboración propia]**

Se verificó que la mesa tiene un factor de seguridad mínimo de 13.2

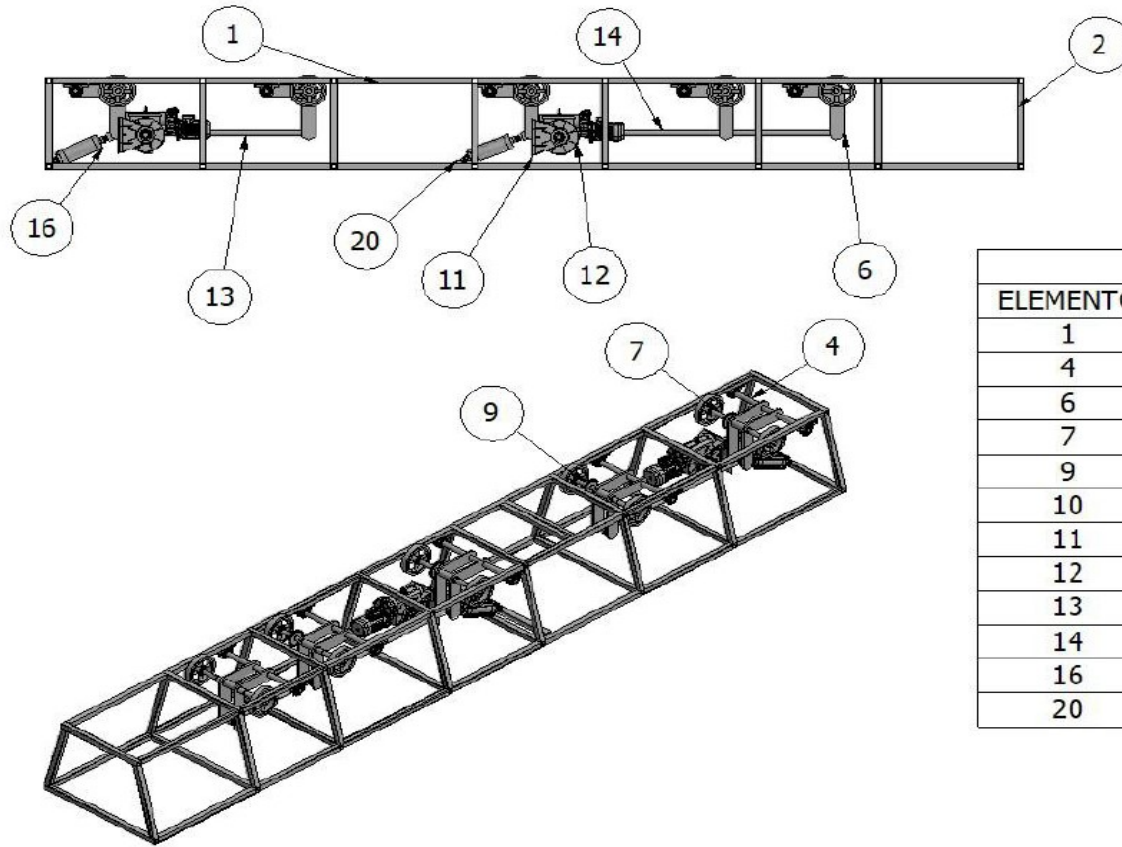
## **APÉNDICE 8**

### **Planos mecánicos**



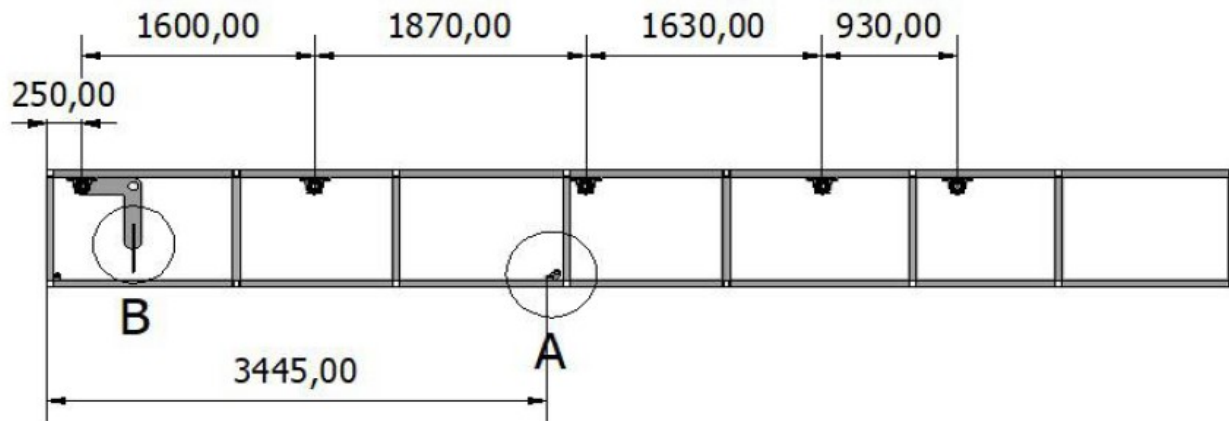
Partes del Sistema	
1	Transporte Longitudinal
2	Brazos etapa 1
3	Rotación
4	Colocador de sello
5	Brazos etapa 2
6	Impresión

		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>																
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>LUIS RODRÍGUEZ</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>JAIME CHAN</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>L. CASTRO</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>F. LOAYZA</td> <td>2/1/2020</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FECHA	DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
	NOMBRE	FECHA																
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020																
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020																
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020																
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020																
OBSERVACIONES:  Vista General		TÍTULO:  <b>Ensamble Completo</b>																
		ESCALA:	Nº PLANO: 01															

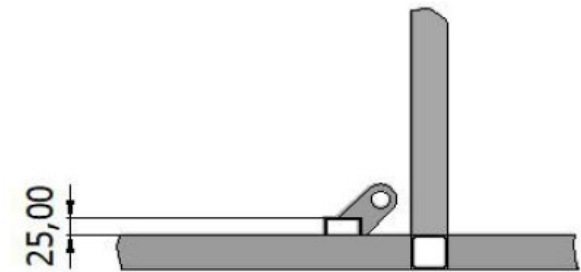


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Mesa Longitudinal
4	5	Eje Fijo
6	5	Base
7	2	Eje de Ruedas A
9	3	Eje de Ruedas B
10	10	Rueda
11	2	Base Motor
12	2	Motorreductor
13	1	Conector A
14	1	Conector B
16	2	Cilindro Neumático
20	1	Base Cilindro

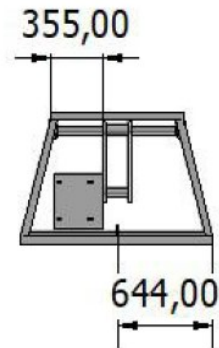
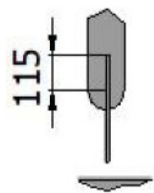
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Ensamble		TITULO:  Sistema de arrastre	
		ESCALA:	Nº PLANO: 02



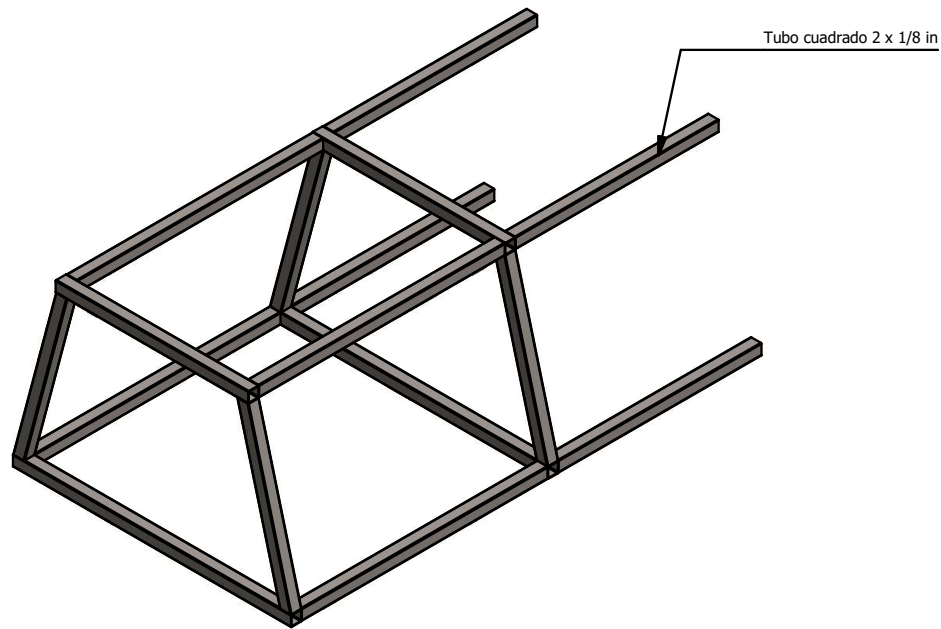
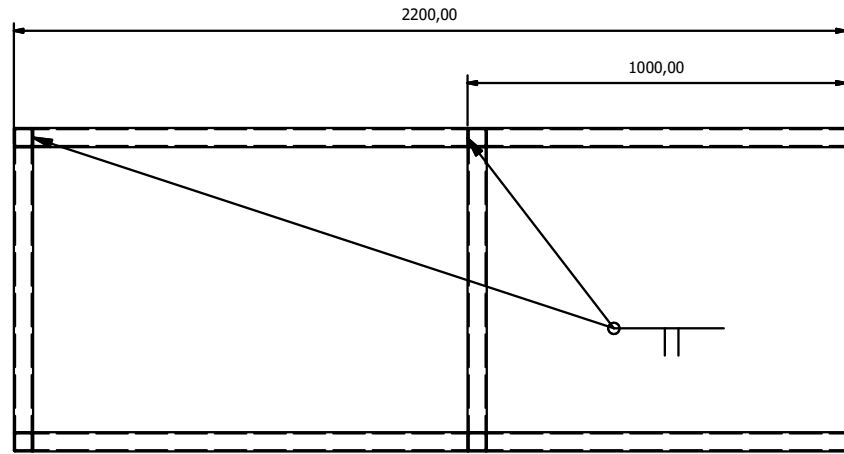
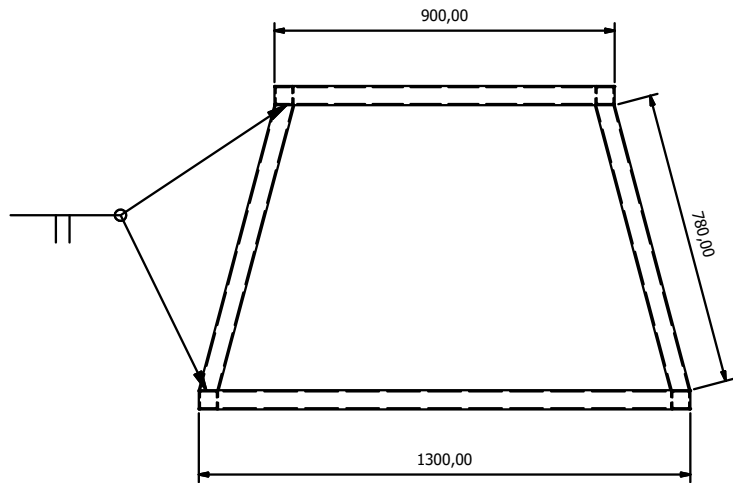
A ( 1:10 )



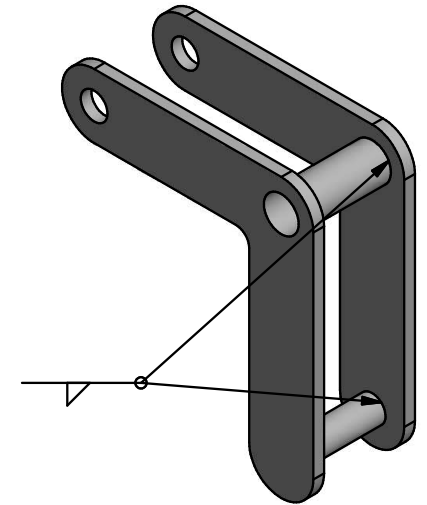
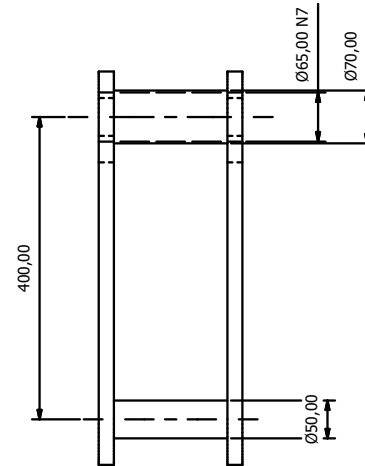
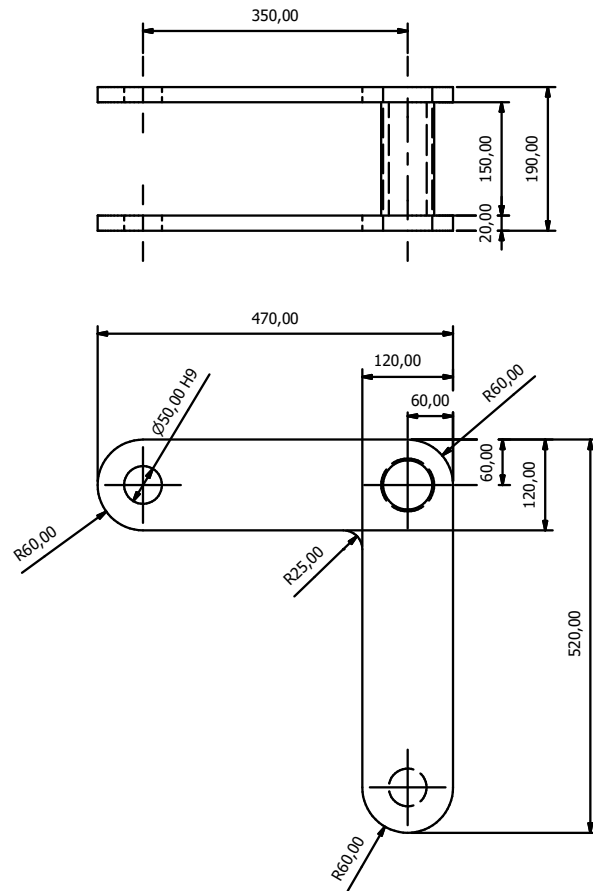
B ( 1 : 25 )



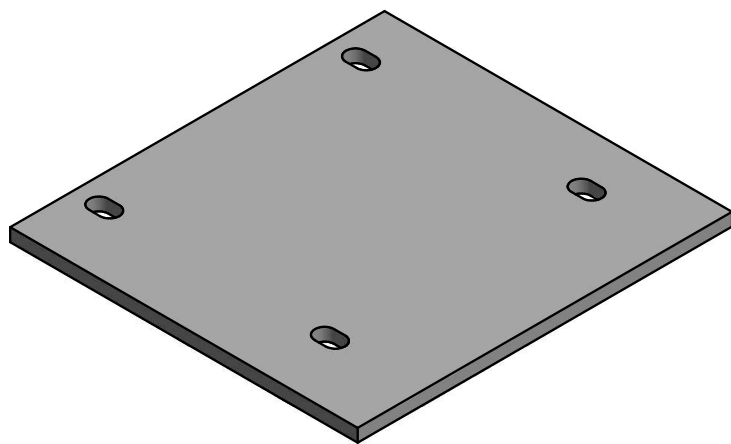
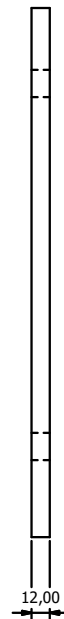
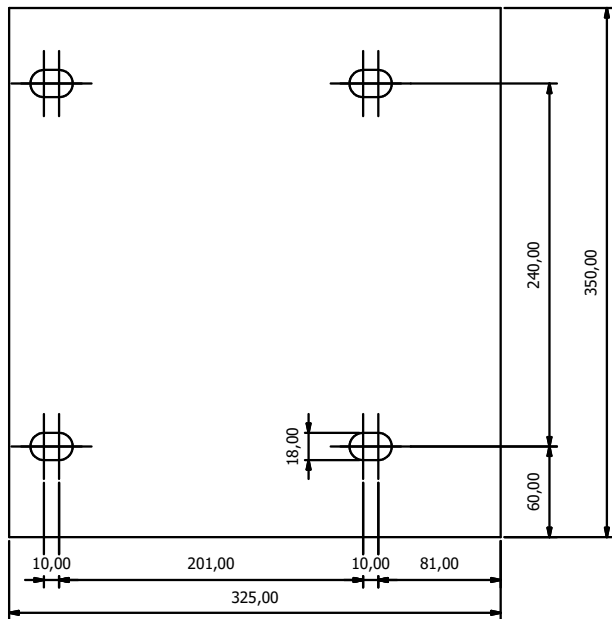
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Ubicación		TÍTULO:  Sistema de arrastre	
ESCALA:		Nº PLANO: 03	



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		Alargamiento mesa longitudinal	
		ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO: 04

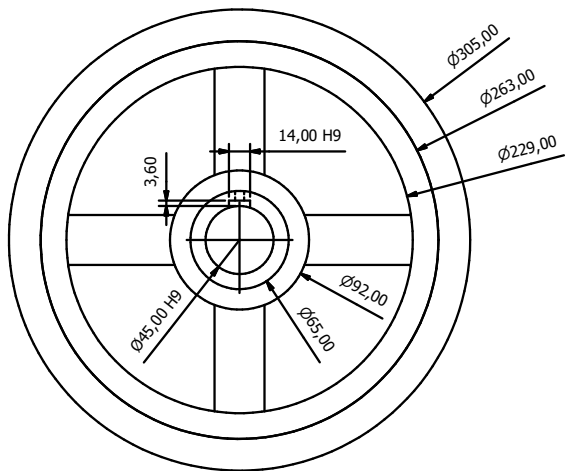
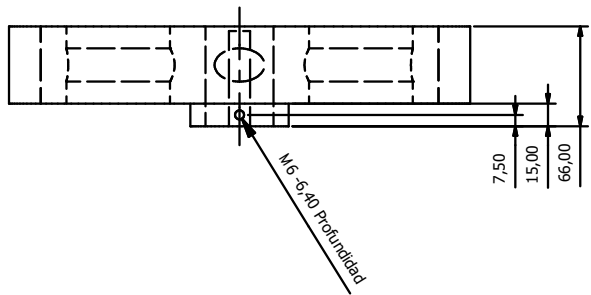


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO:  <b>Base del sistema de arrastre</b>	
ESCALA: 1 : 10		Nº PLANO: 05	

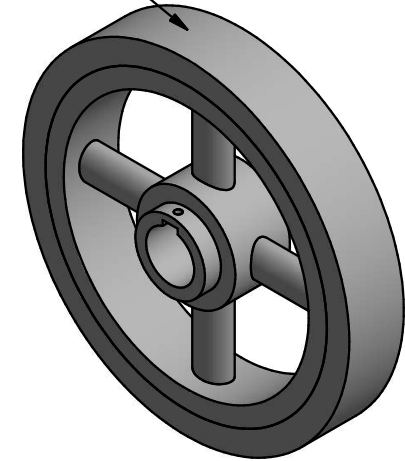


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Plancha Acero A36		Base Motor Arrastre	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 06

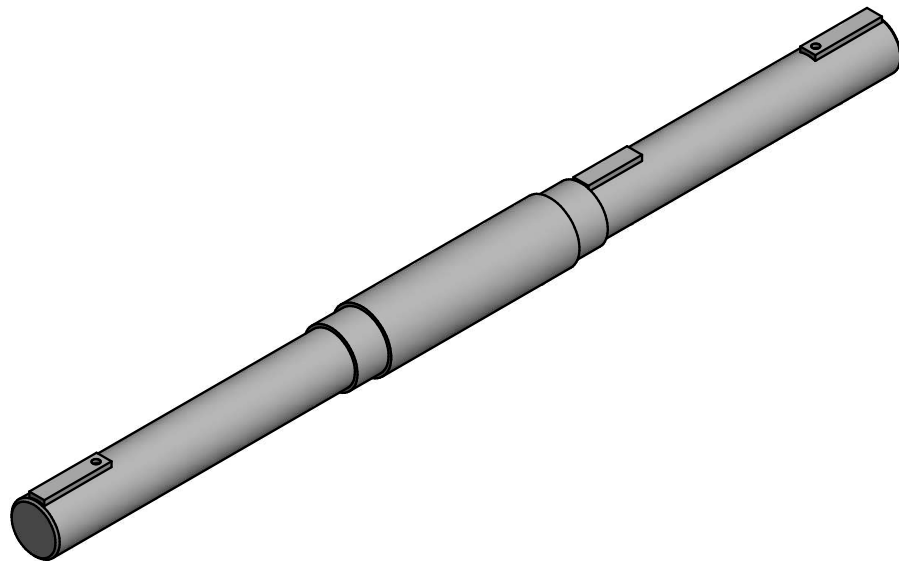
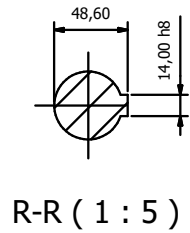
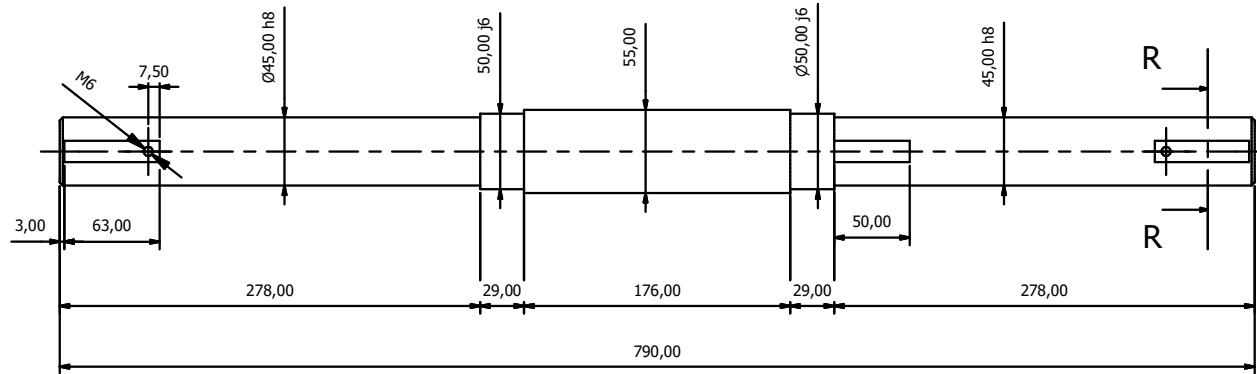




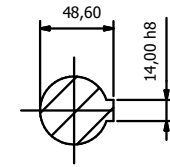
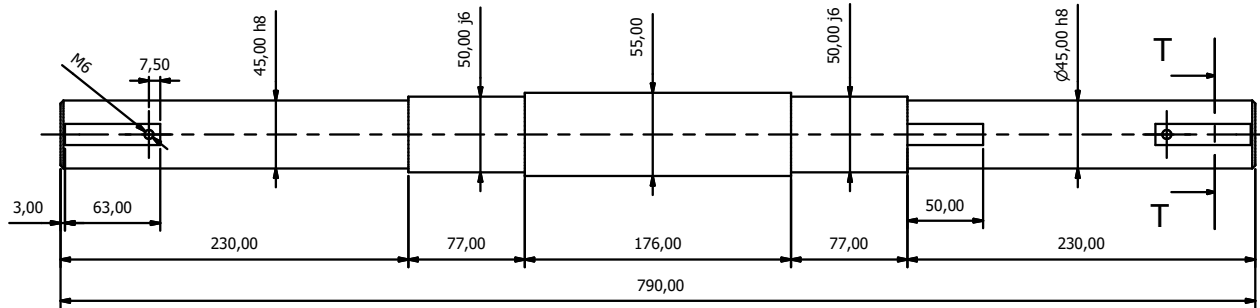
Recubrimiento Caucho Sin Pigmento SBR NR



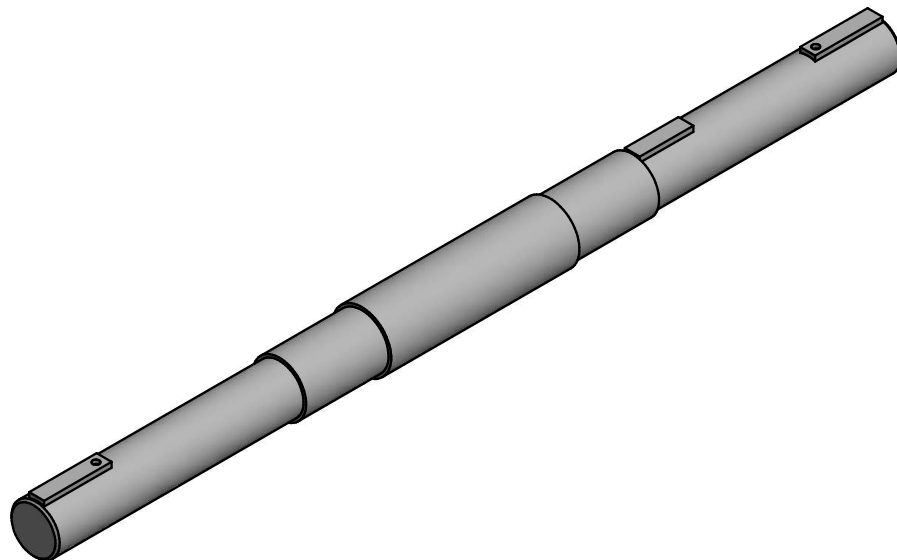
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES: Material: Rueda - Acero A36; Recubrimiento - SBR NR		TITULO: <b>Rueda</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 07



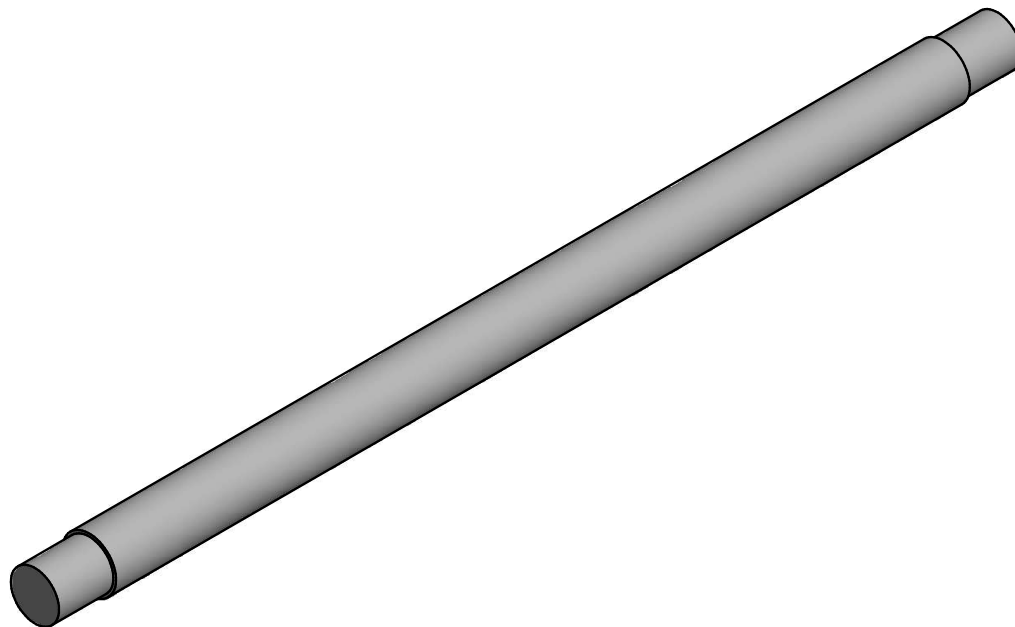
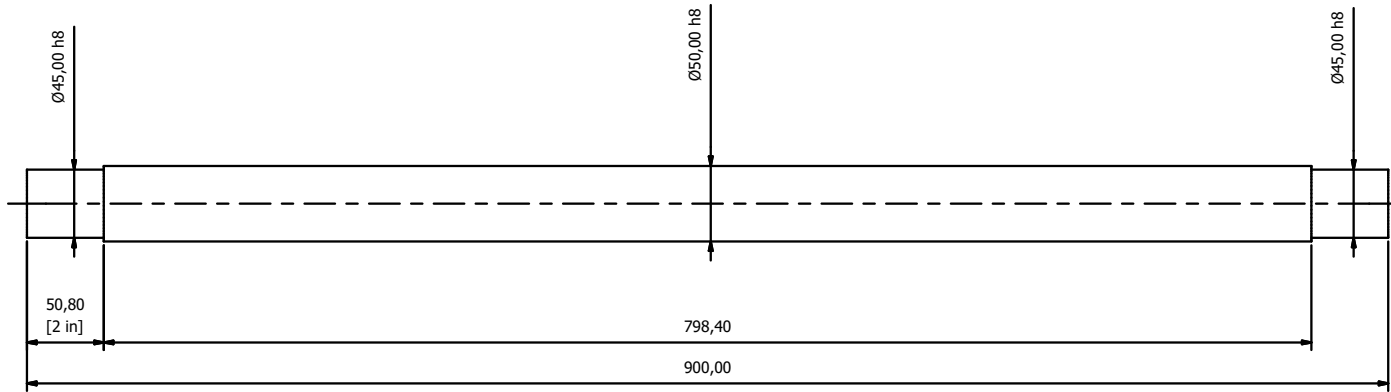
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: AISI 1045		TITULO: <b>Eje de ruedas A</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 08



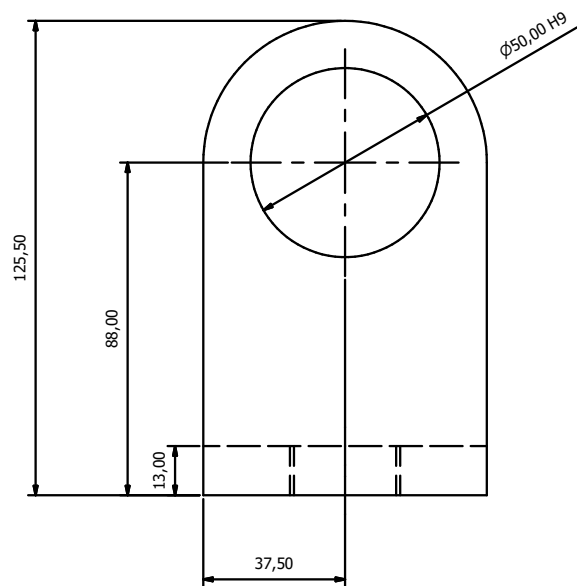
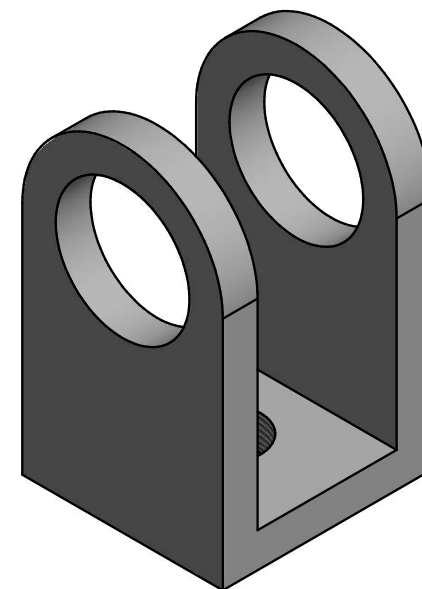
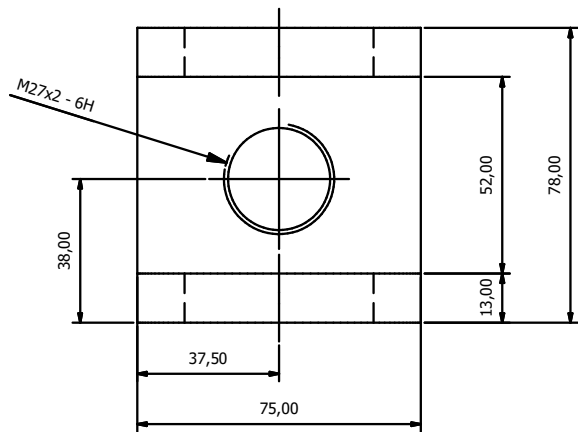
T-T ( 1 : 5 )



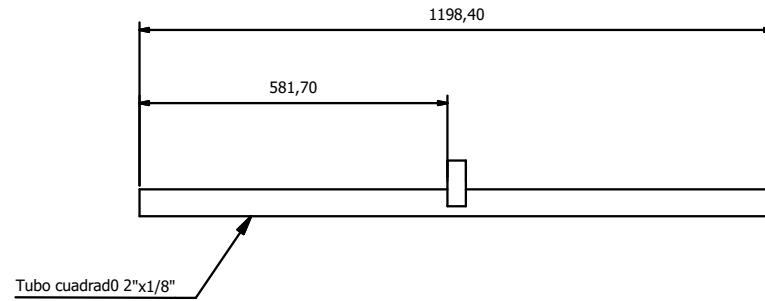
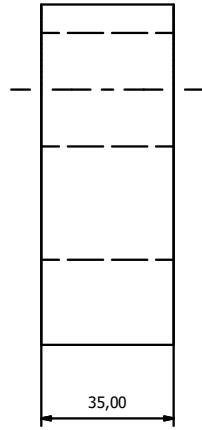
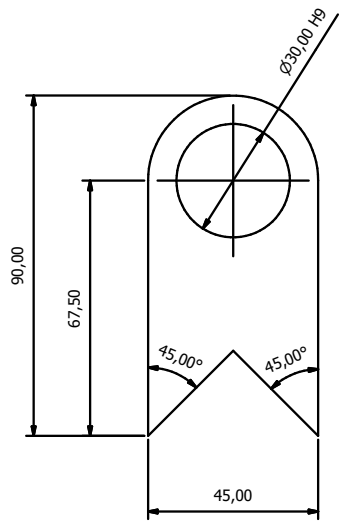
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: AISI 1045		TÍTULO:  <b>Eje de ruedas B</b>	
ESCALA: 1 : 5		Nº PLANO: 09	



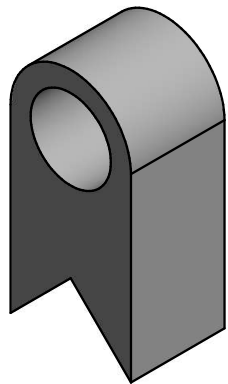
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: AISI 1045		TITULO: <b>Eje fijo - Arrastre</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 10



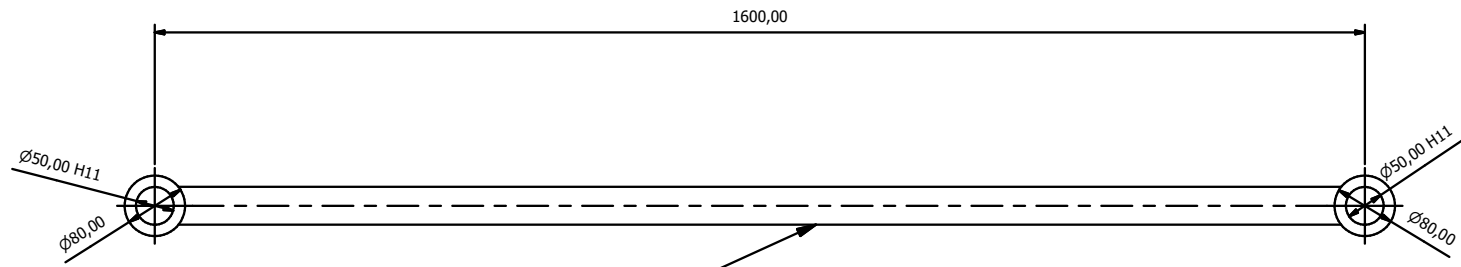
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		Horquilla arrastre	
		ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 11



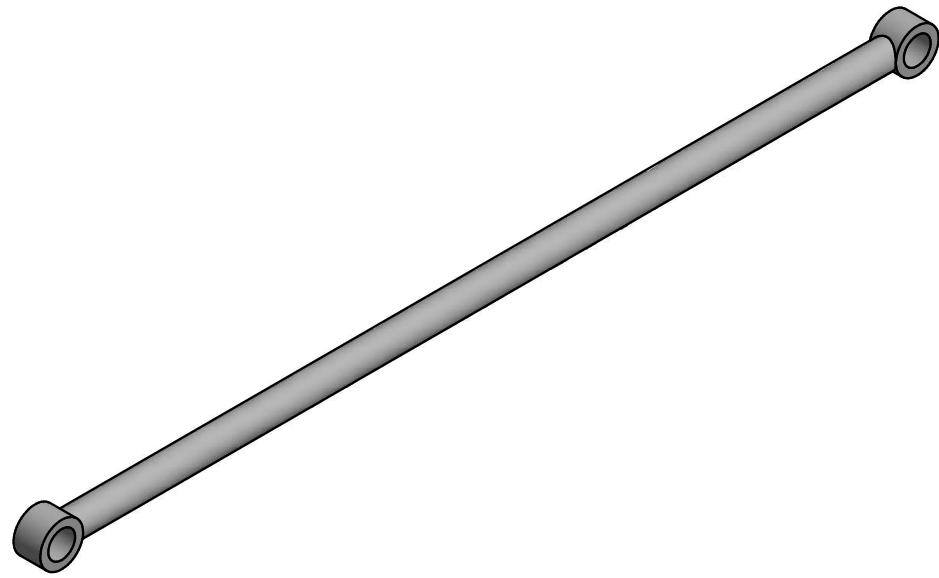
Ubicación de la oreja para pistón B



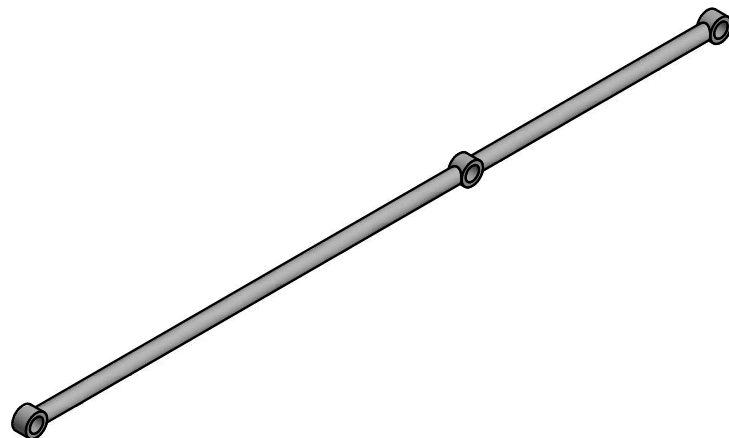
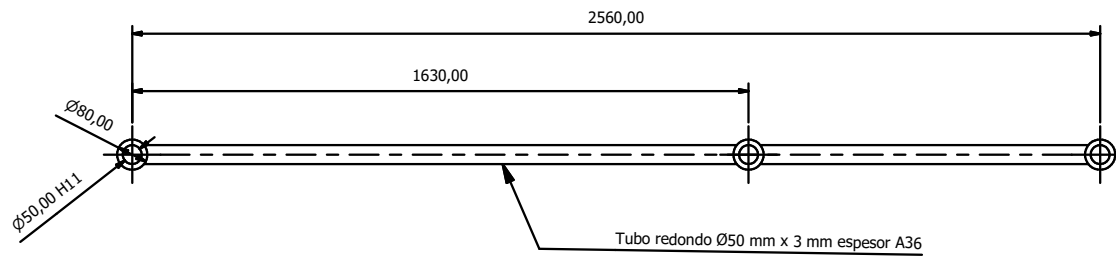
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>																
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>LUIS RODRÍGUEZ</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>JAIME CHAN</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>L. CASTRO</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>F. LOAYZA</td> <td>2/1/2020</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FECHA	DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
	NOMBRE	FECHA																
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020																
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020																
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020																
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020																
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO:  <b>Oreja Pistón Arrastre</b>																
		ESCALA: 1 : 2	N° PLANO: 12															



Tubo redondo  $\varnothing 50$  mm x 3mm espesor A36

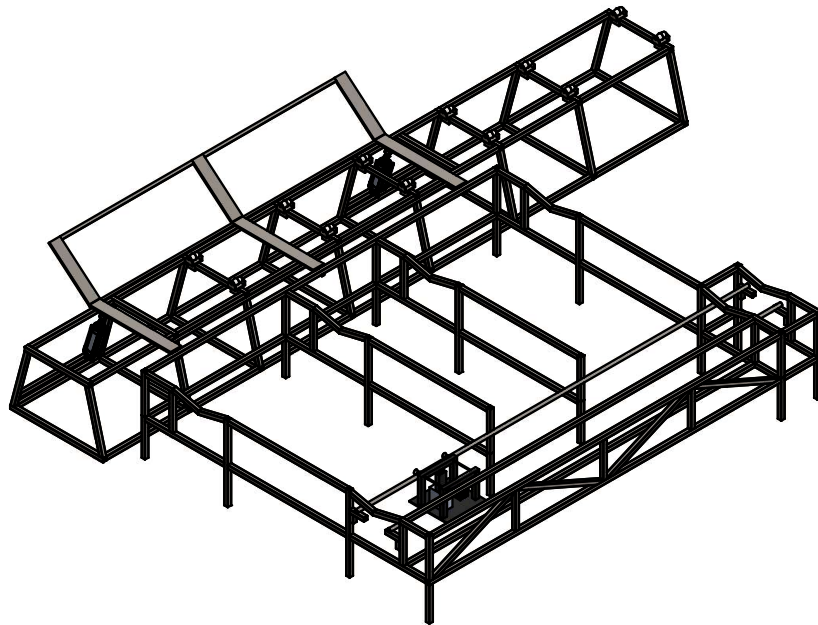
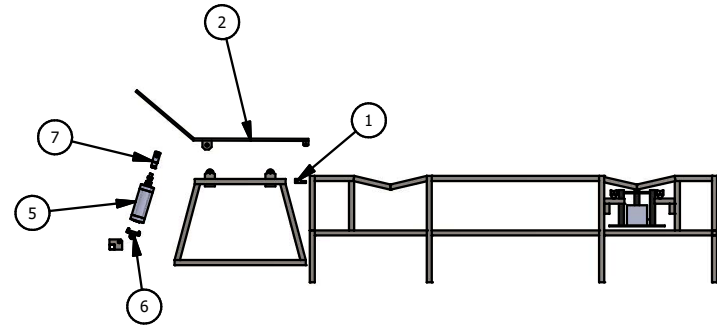
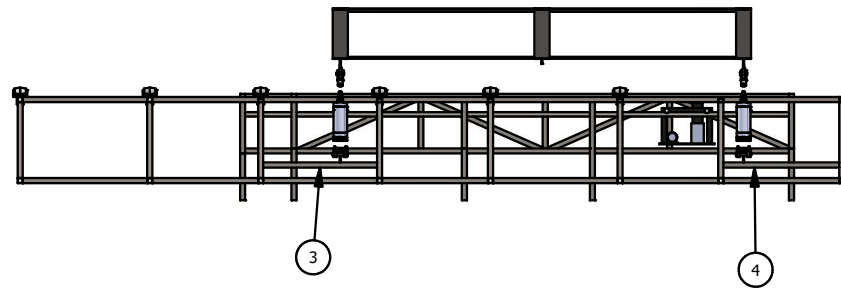


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		Conector A	
		ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 13



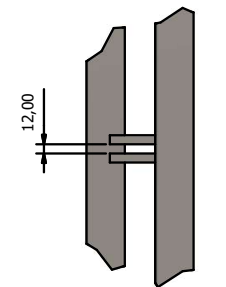
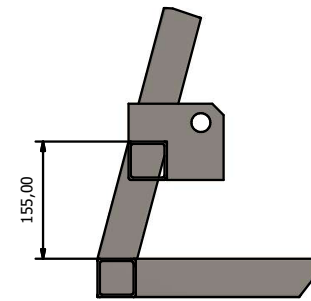
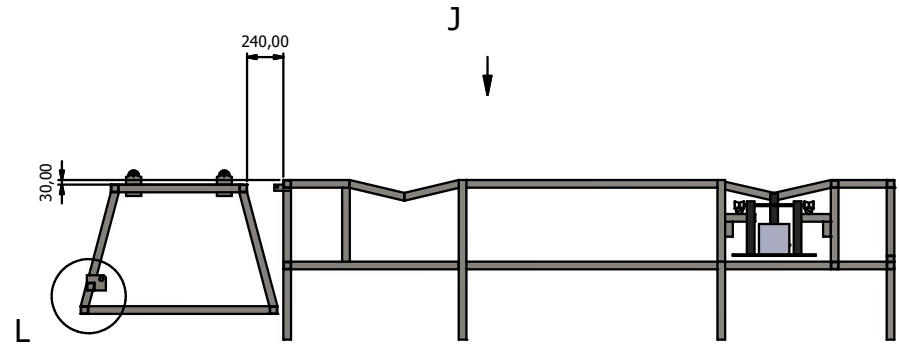
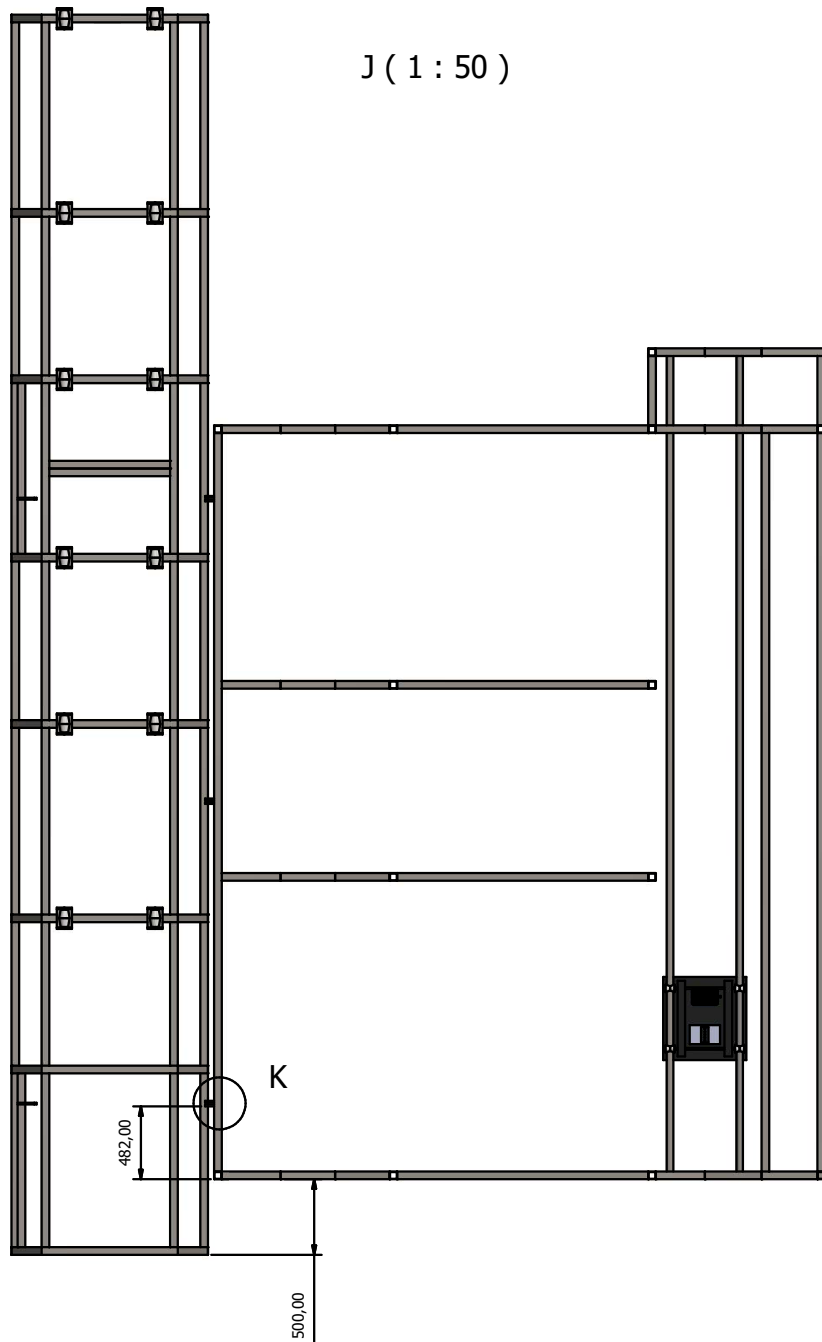
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FECHA	<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	
OBSERVACIONES:		TITULO:	
Material: Acero A36		<b>Conector B</b>	
		ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO: 14



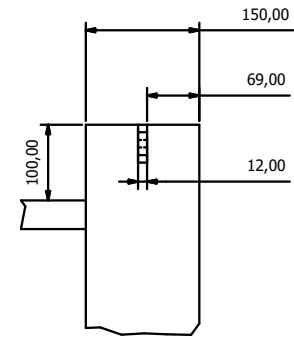
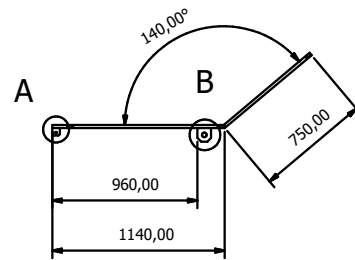
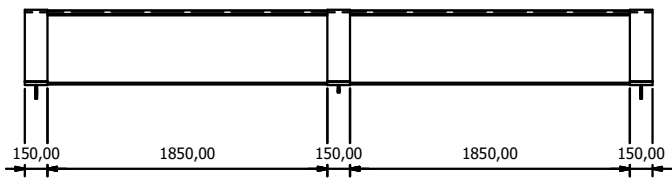


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	6	Oreja Estructura
2	1	Brazos Etapa1
3	1	Base Pistón2
4	1	Base Pistón1
5	2	DSBC-125-200-PPVA-N3
6	2	Brida Basculante SNCB 125
7	2	Horquilla SG M27

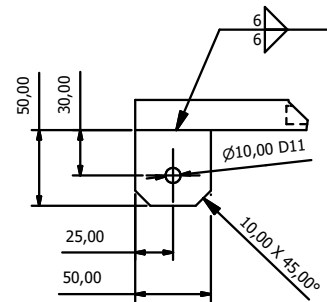
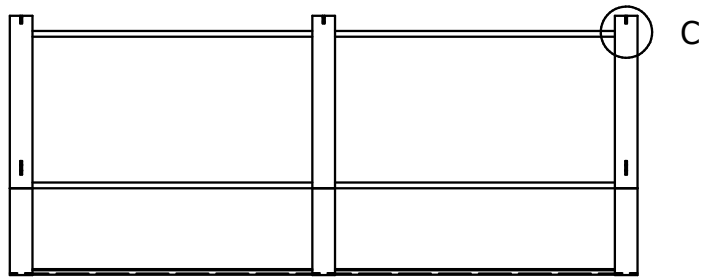
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE: LUIS RODRÍGUEZ FECHA: 2/1/2020		CONJUNTO:	
DIBUJ.: JAIME CHAN FECHA: 2/1/2020		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
VERIF.: L. CASTRO FECHA: 2/1/2020		TÍTULO:	
APROB.: F. LOAYZA FECHA: 2/1/2020		<b>Sistema de movimiento transversal</b>	
OBSERVACIONES:  Vista General		ESCALA: 1 : 75	
		Nº PLANO: 15	



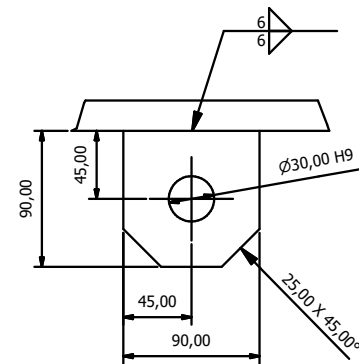
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Ubicación		TÍTULO: <b>Sistema de transporte longitudinal</b>	
		ESCALA: 1 : 50	Nº PLANO: 16



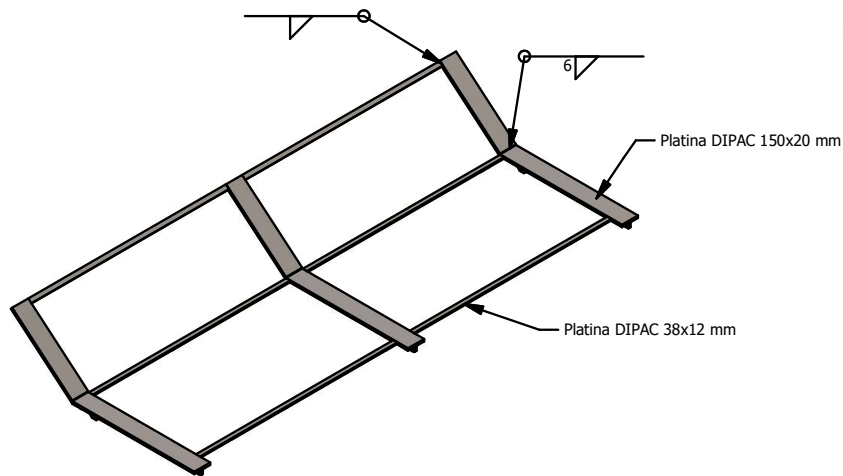
C ( 1 : 10 )



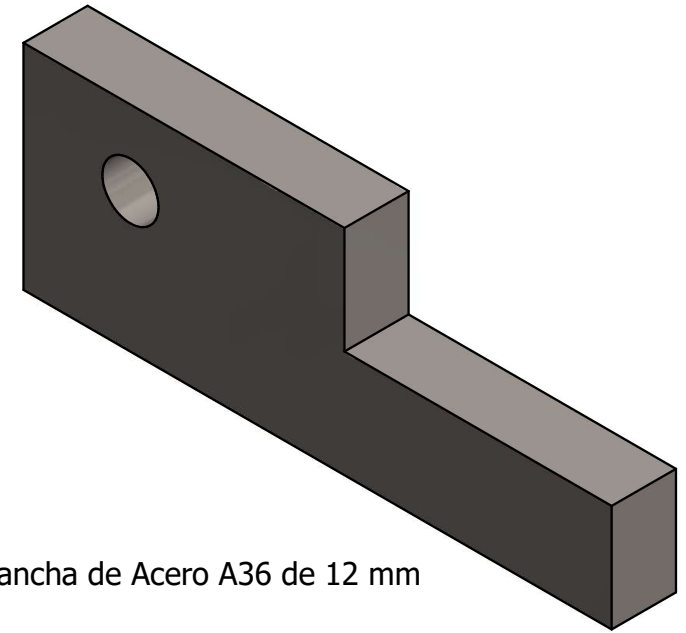
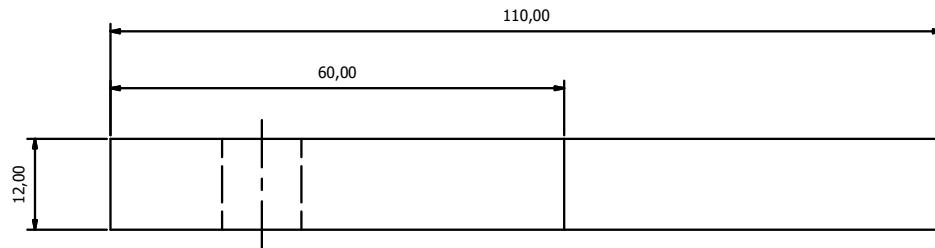
A ( 1 : 5 )  
Oreja para pivote en estructura



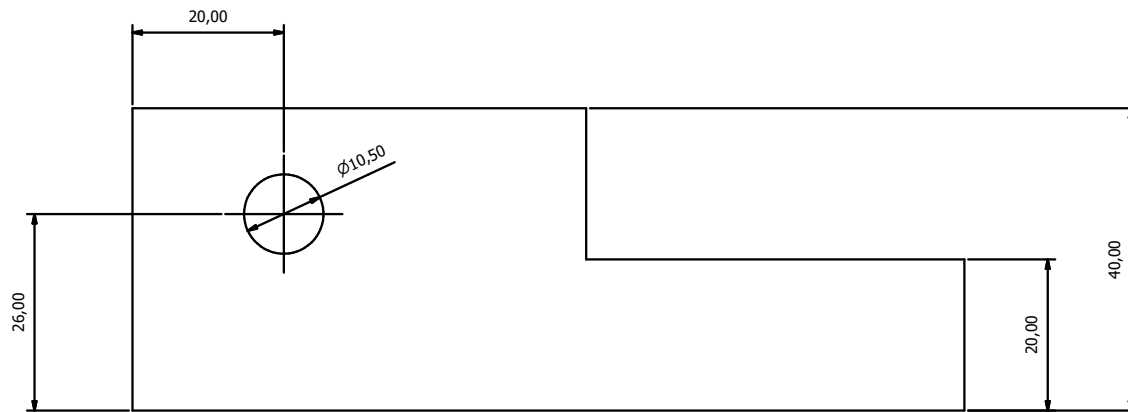
B ( 1 : 5 )  
Oreja para pistón



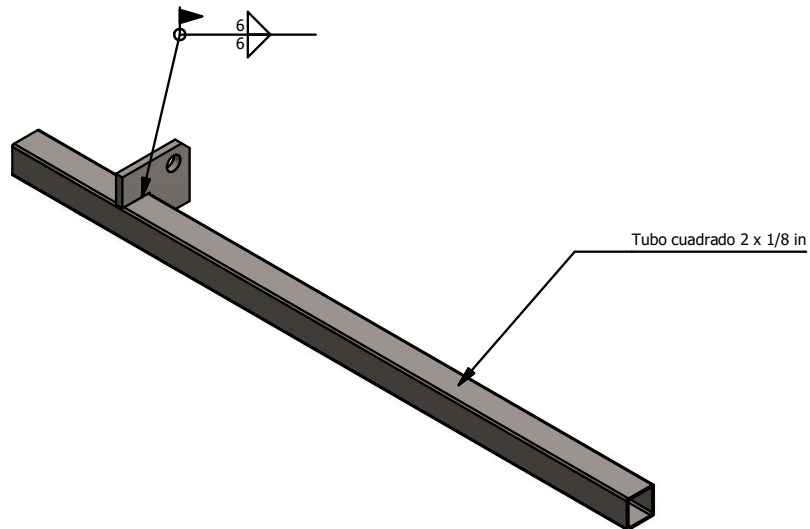
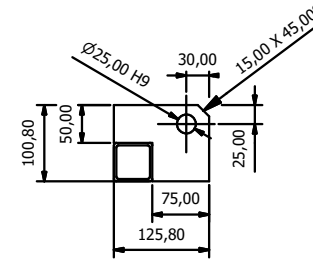
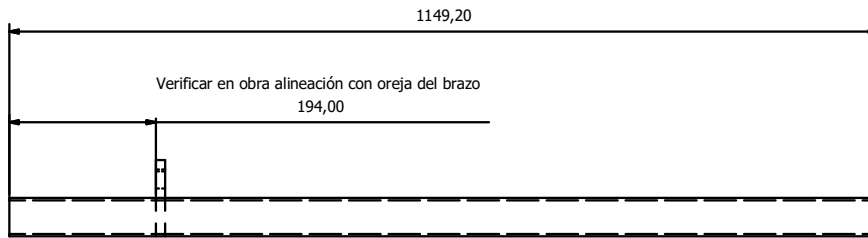
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:			TÍTULO:
Material: Acero A36			<b>Brazos 1ra etapa</b>
ESCALA: 1 : 50			Nº PLANO: 17



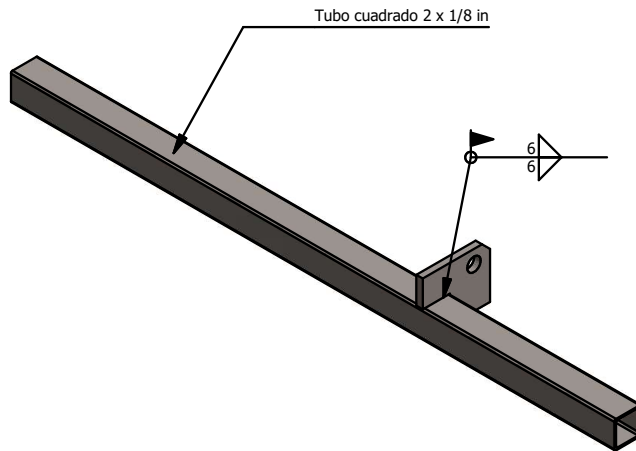
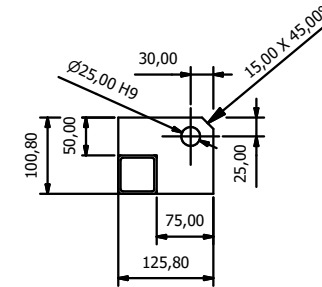
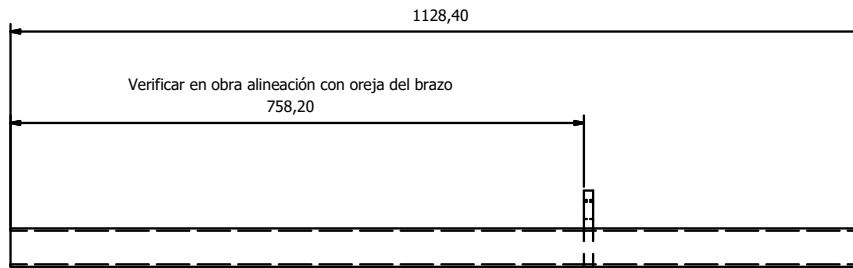
Plancha de Acero A36 de 12 mm



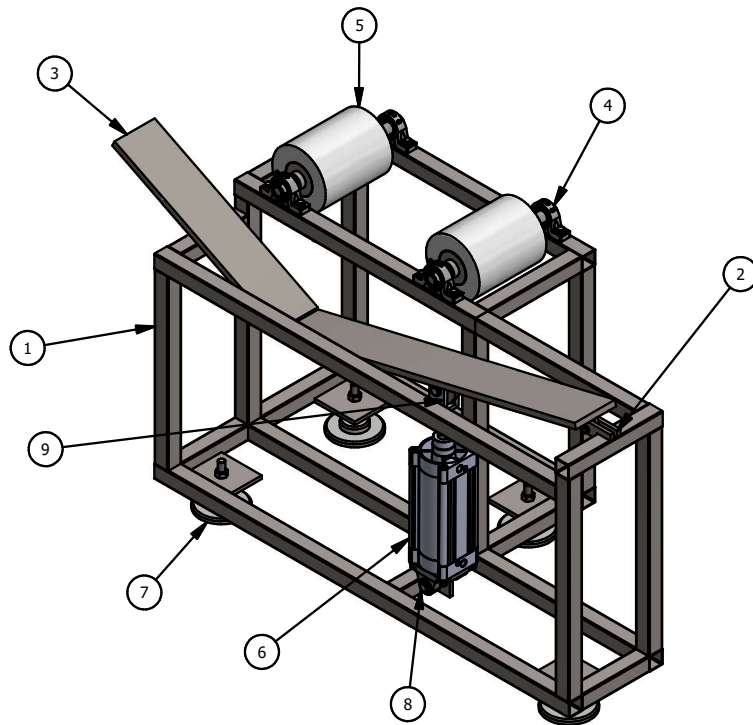
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TITULO:	
Material: Acero A36		Oreja de estructura	
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 18



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
	LUIS RODRÍGUEZ			2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020		
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TÍTULO:		
Material: A36		<b>Base pistón 1</b>		
		ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 19	

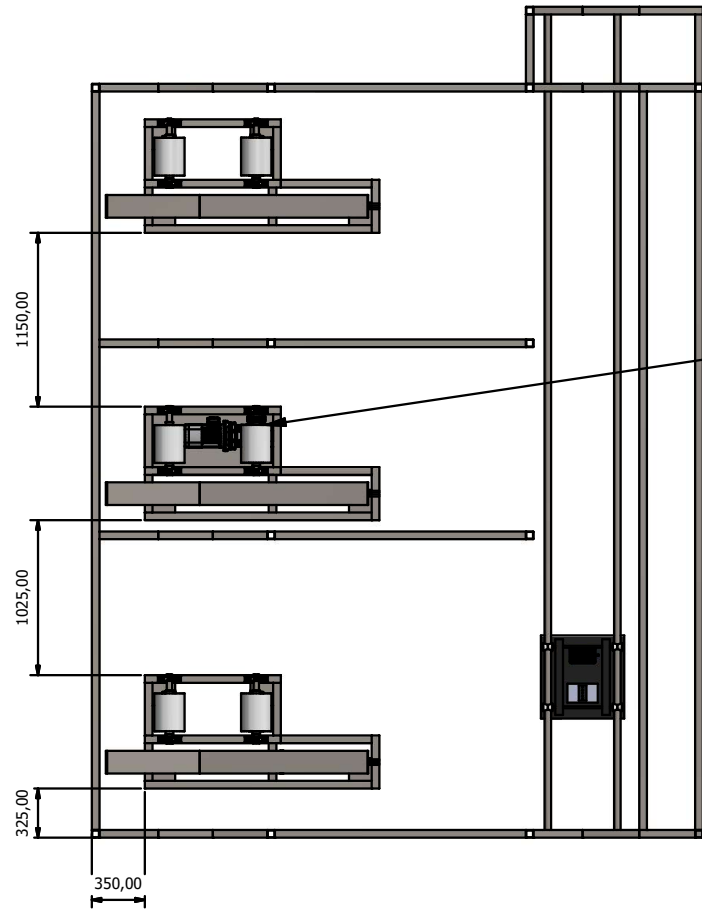


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		<b>Base pistón 2</b>	
		ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 20



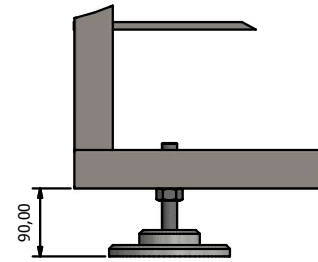
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	3	Estrucutra Base de Rotación
2	6	Oreja Estructura
3	3	Brazos 2da etapa
4	12	Chumacera de pie SKF SY_30_FM
5	5	Rodillos Recubiertos
6	3	DSBC-125-200-PPVA-N3_2
7	12	Pata Mesa Rotación
8	3	Brida Basculante SNCB 125
9	3	Horquilla SG M27
10	1	Rodillo motriz
11	1	Motorreductor WR110-90U BX80 B4 0.75 kW
12	2	Piñón PHS 12B-2 Z19

		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
		TÍTULO:	
Vista general		<b>Sistema de rotación</b>	
		ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO:21

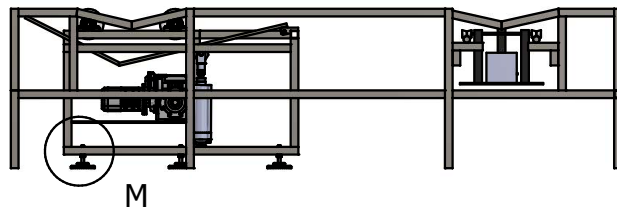


Rodillo motriz  
 Motorreductor Bonfiglioli  
 Red: WR110-90U; Mot: BX80 B4 1HP

Transmisión por cadena 1:1  
 Rodillo: Piñon 12B-2 Tipo B Z19  
 Reductor: Piñon 12B-2 Tipo B Z19

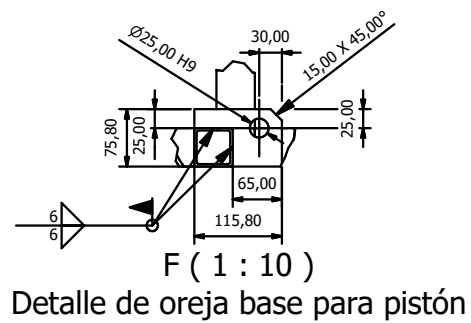
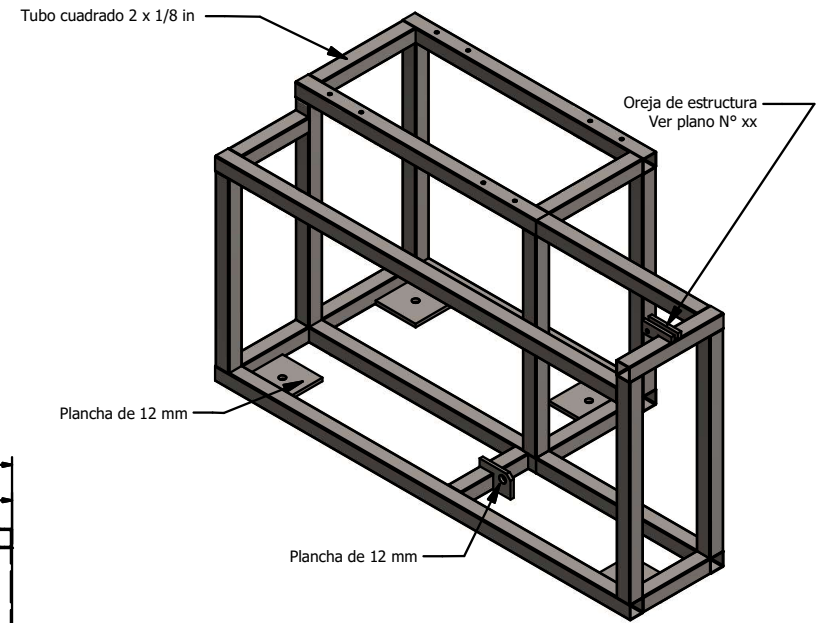
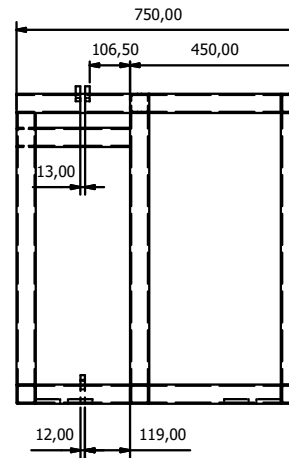
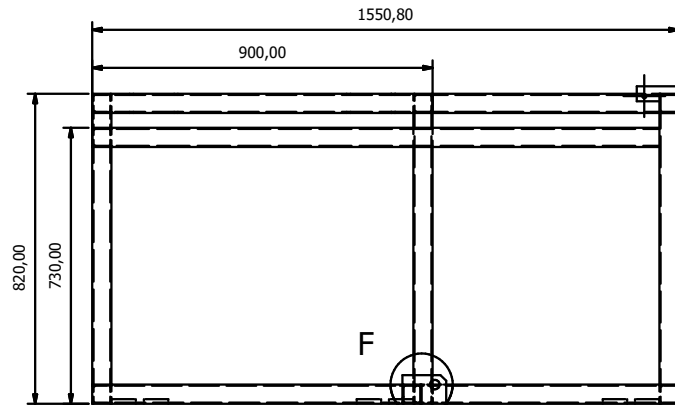
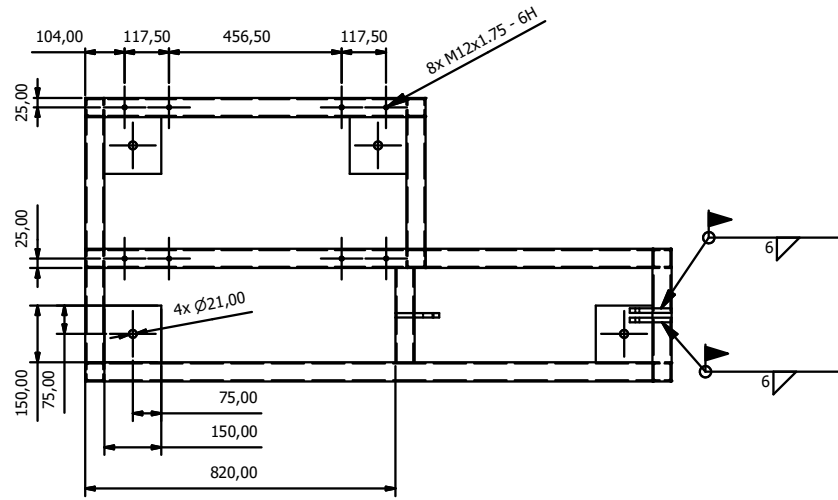


M ( 1 : 10 )

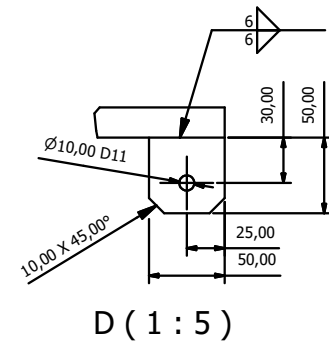
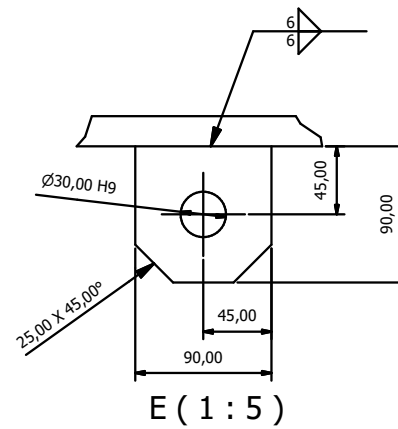
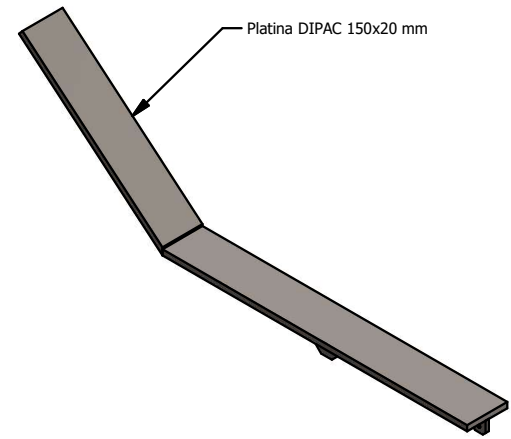
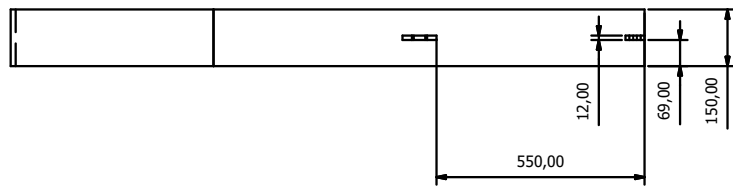
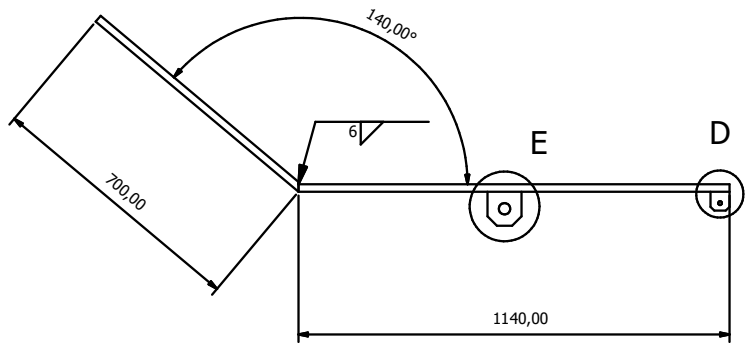


		<b>ESCUELA SUPERIOR          POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FECHA	<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	<b>Sistema de rotación</b>
OBSERVACIONES: Ubicación			
			ESCALA: 1 : 50
			N° PLANO: 22

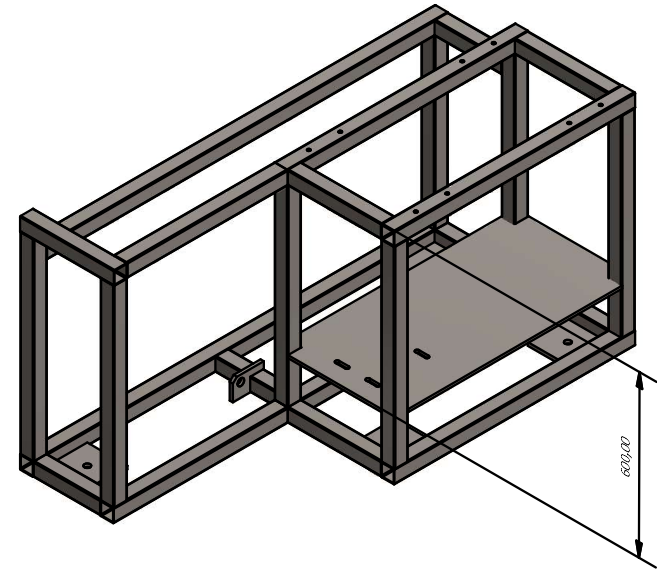
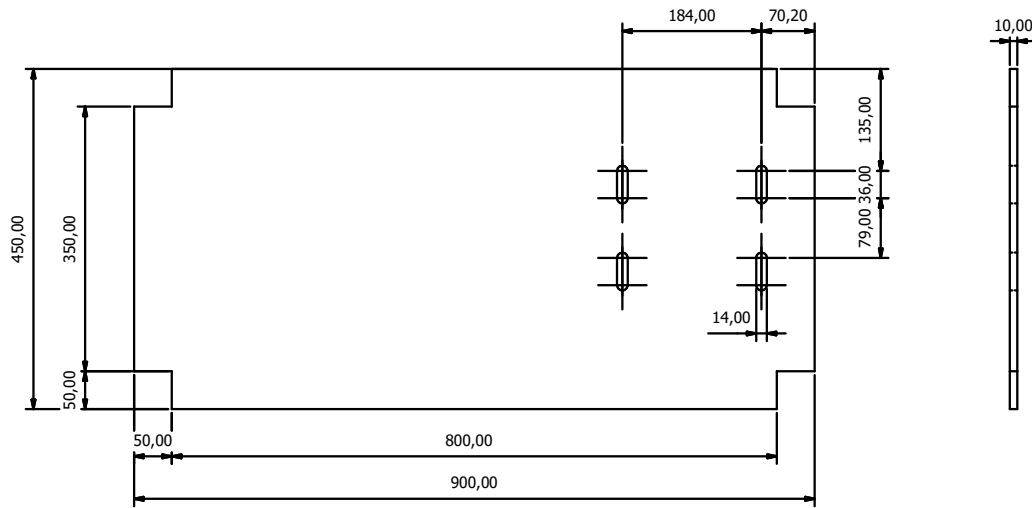




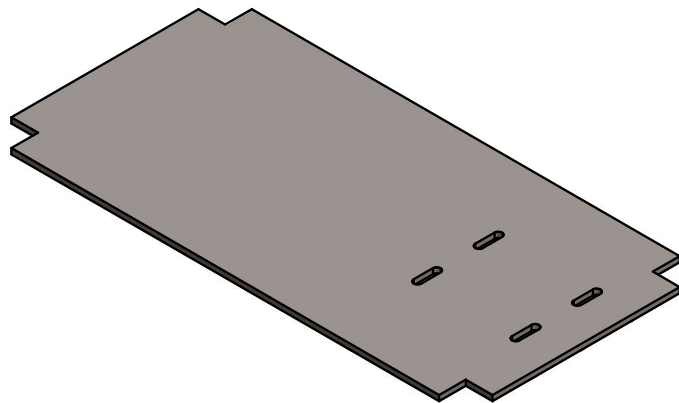
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO:  <b>Estructura base de rotación</b>	
		ESCALA: 1 : 20	N° PLANO: 23



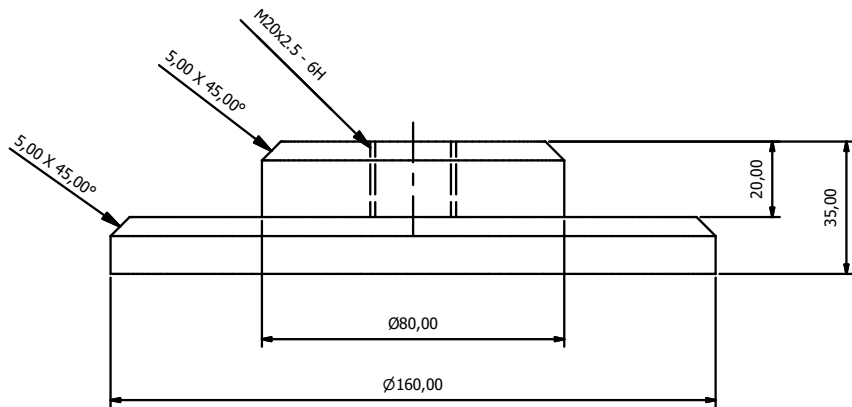
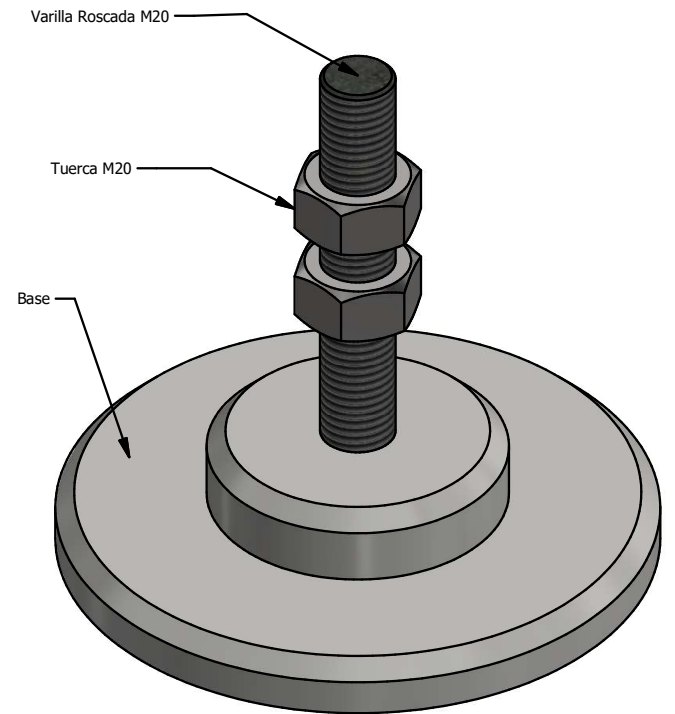
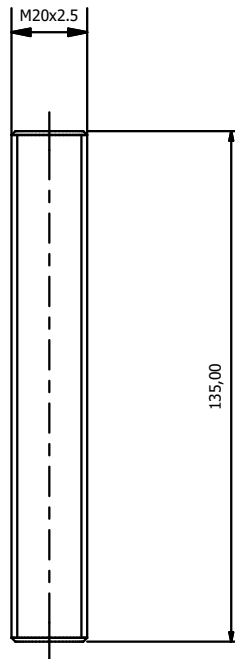
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ			2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020		
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TÍTULO:		
Material: Acero A36		<b>Brazos 2da etapa</b>		
		ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO: 24	



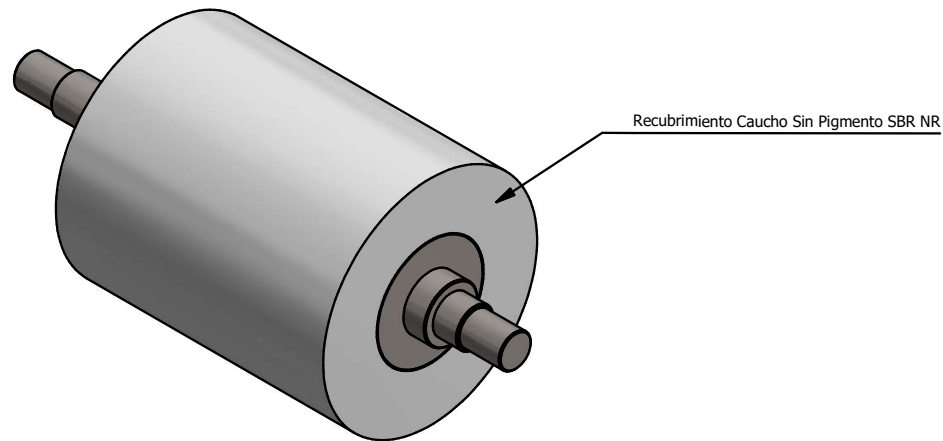
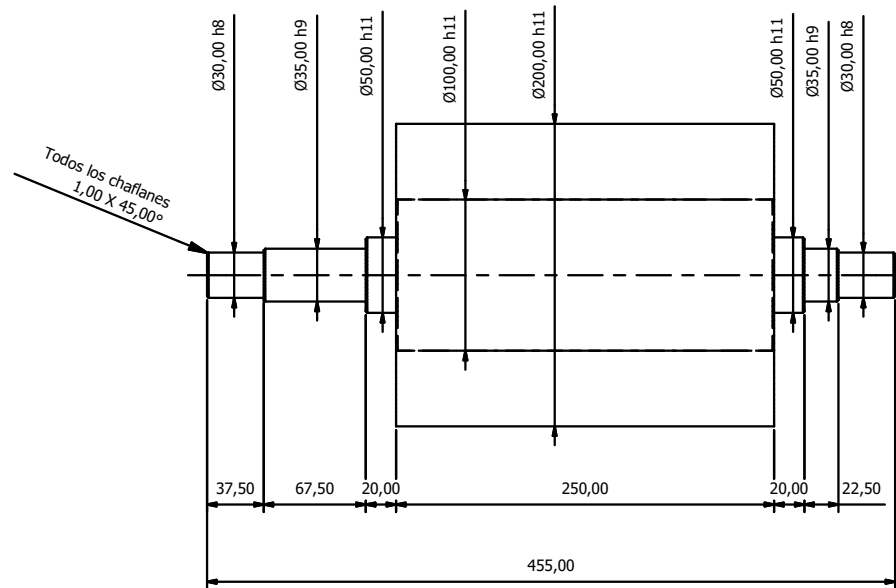
Posición en Estructura Base de Rotación  
(1:10)

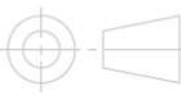



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Plancha de acero A36 10 mm		Base Motorreductor para sistema de rotación	
		ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 25

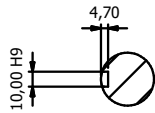


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		Pata Mesa Rotación	
		ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 26

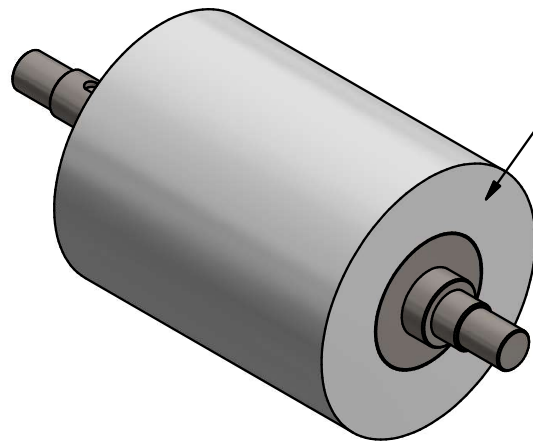
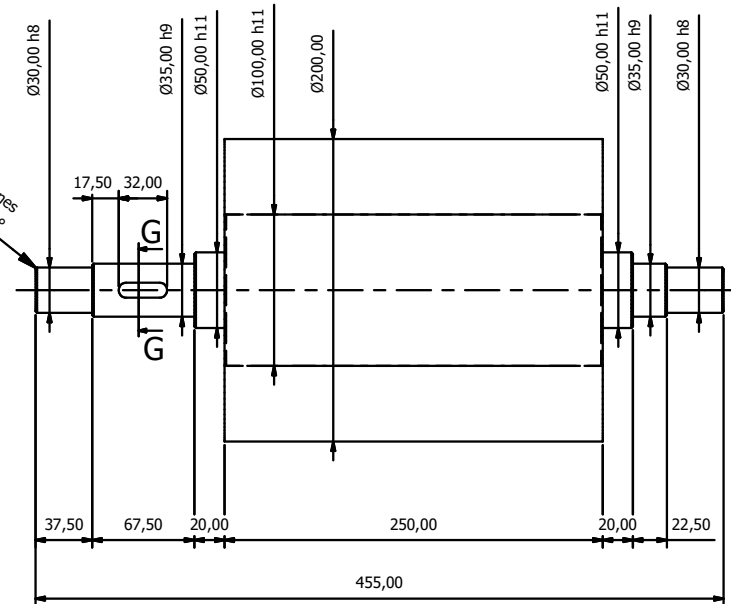


			<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
			CONJUNTO:	
			<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
			TÍTULO:	
			<b>Rodillos conducidos</b>	
OBSERVACIONES: Material: Eje - AISI 1045; Recubrimiento - SBR NR			ESCALA: 1 : 5	
			Nº PLANO: 27	

G-G (1 : 5)

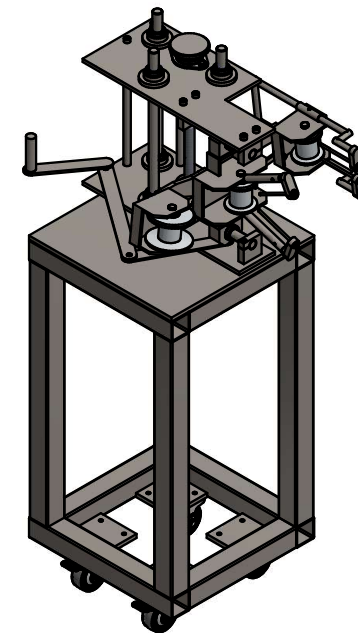
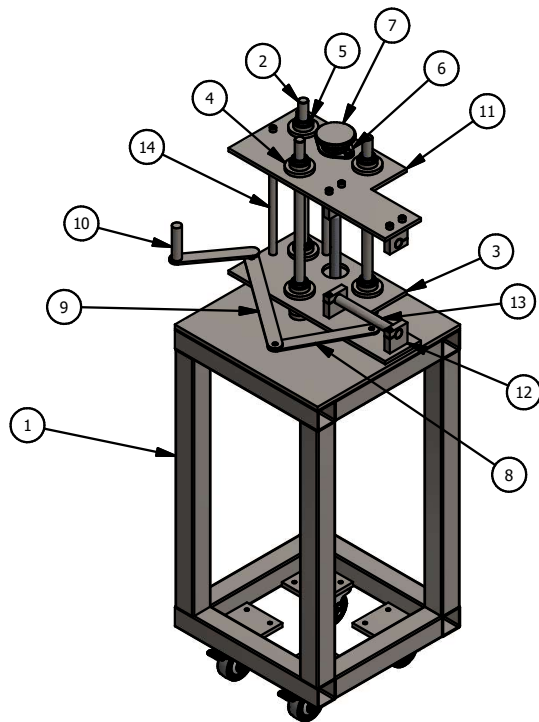


Todos los chaflanes  
1,00 X 45,00°



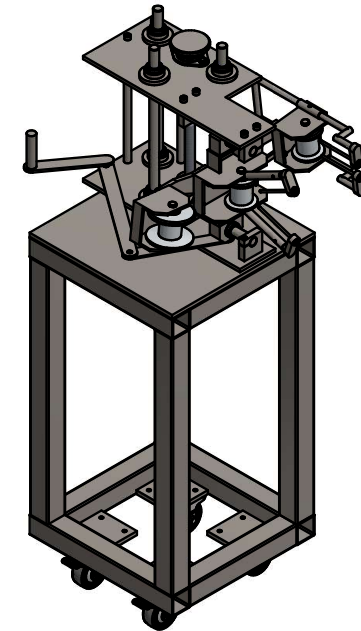
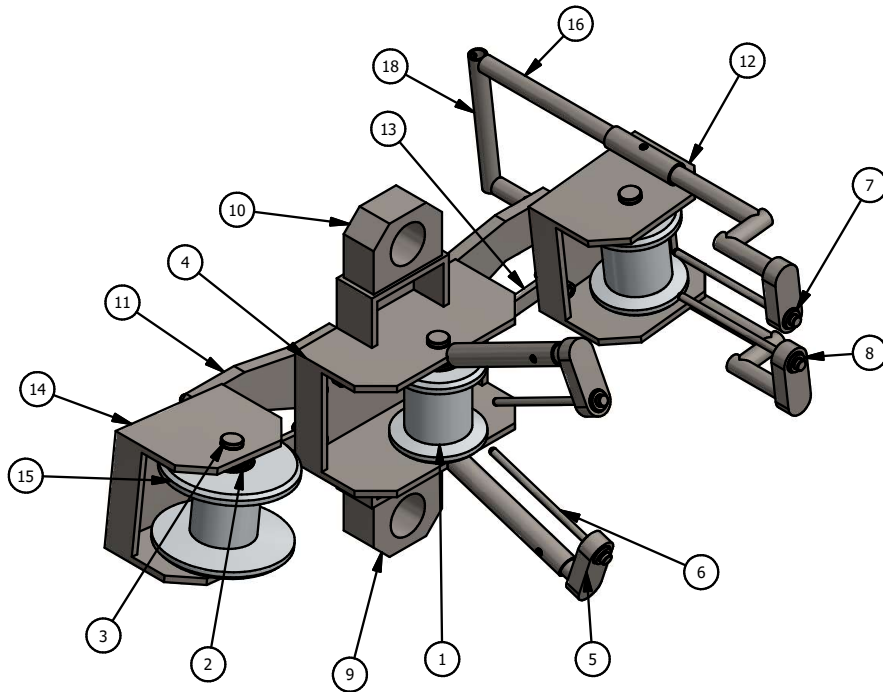
Recubrimiento Caucho Natural Sin Pigmento SBR NR

		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES: Material: Eje - AISI 1045; Recubrimiento - SBR NR		TITULO: <b>Rodillo Motriz</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 28



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Estructura base del colocador
2	3	Eje Guía Elevación
3	1	Base Colocador Inferior
4	6	Cajera Rodamiento Lineal
5	6	Rodamiento lineal SKF LBCR 20A
6	1	Chumacera de pared PFT_20_FM
7	1	Husillo de elevación
8	1	Biela
9	1	Manivela
10	1	PerillaManivela
11	1	Base Colocador Superior
12	4	Soporte riel corredera
13	2	Riel corredera
14	3	Rigizador

		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
DIBUJ.	NOMBRE	FECHA	<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	TÍTULO: <b>Sistema colocador de sello</b>
OBSERVACIONES: Vista General Parte 1			
ESCALA: 1 : 15		Nº PLANO: 29	

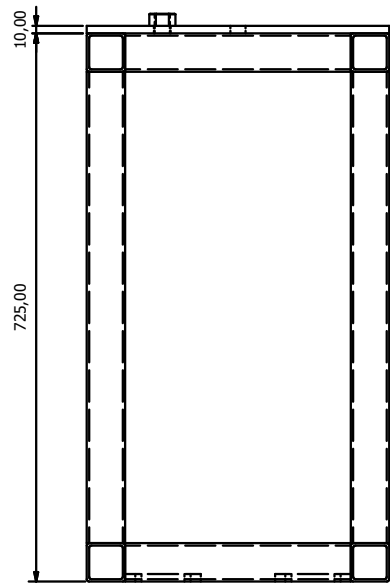
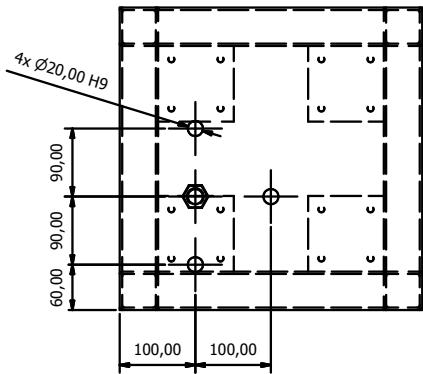


LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	2	Dado
2	6	radial ball bearing_68_skf_SKF - 61804 - 18,DE,NC,18_68
3	3	Eje Dado
4	1	Caja colocado
5	2	Pinza Regulable
6	4	Punta de apertura
7	4	Rodamiento de agujas sin aro interior NK 8 12 TN
8	4	Arandela sujeción punta de apertura
9	1	Cajera Corredera_Inferior
10	1	Cajera Corredera Superior
11	2	Pivote Apertura
12	1	Caja Alineación
13	2	Seguro de apertura
14	1	Caja Apriete
15	1	Dado apriete
16	1	Pinza Regulable Alineación_Superior
17	1	Pinza Regulable Alineación_Inferior
18	1	Unión Pinzas Regulables

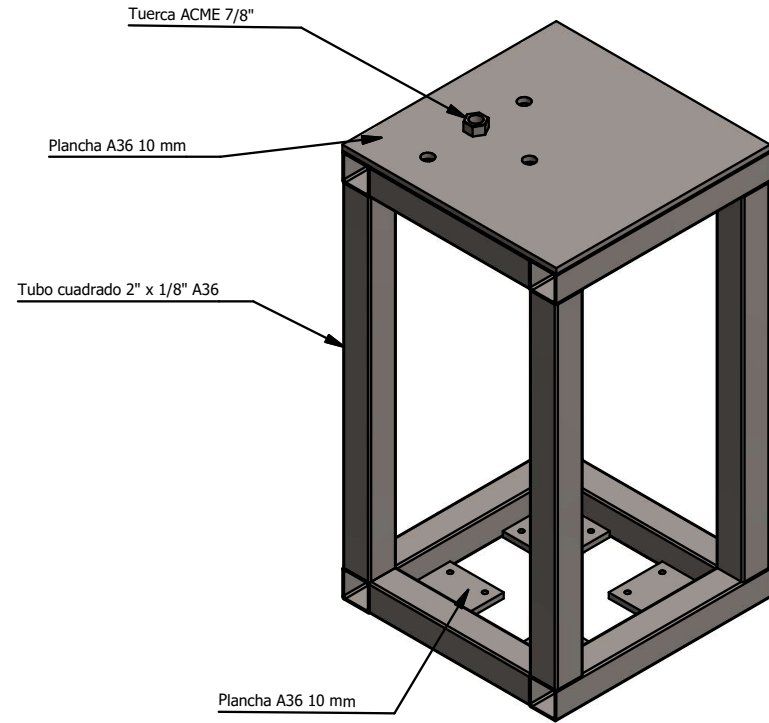
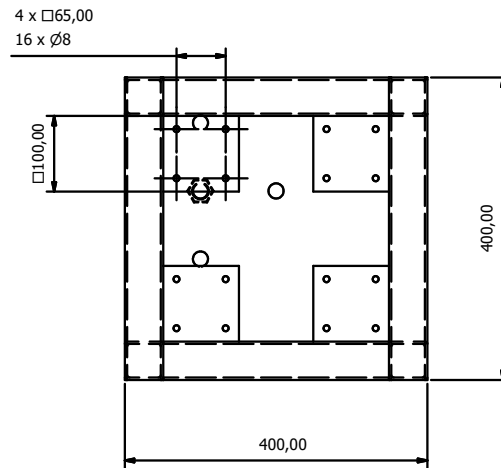
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE: LUIS RODRÍGUEZ FECHA: 2/1/2020		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>  <b>Sistema colocador de sello</b>	
DIBUJ.: JAIME CHAN FECHA: 2/1/2020			
VERIF.: L. CASTRO FECHA: 2/1/2020			
APROB.: F. LOAYZA FECHA: 2/1/2020			
OBSERVACIONES:  Viste General Parte 2		TITULO:  <b>Sistema colocador de sello</b>	
		ESCALA: 1 : 15	Nº PLANO: 30





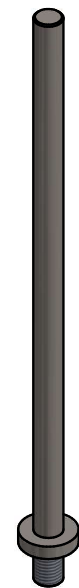
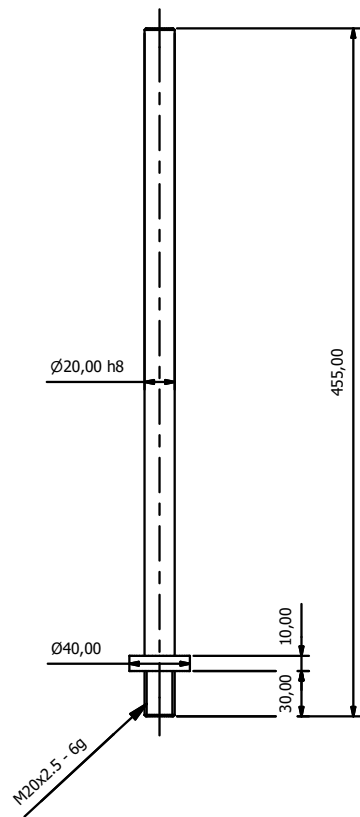


U ↑

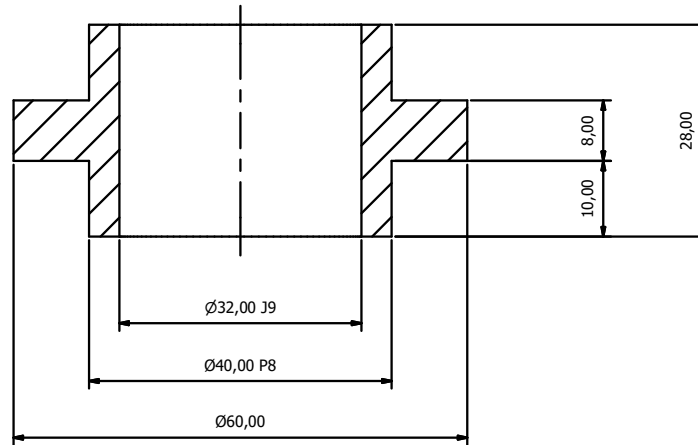
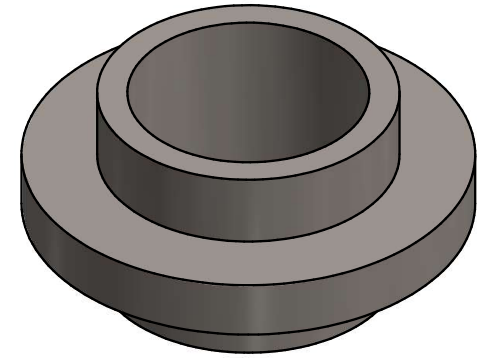
U ( 1 : 10 )



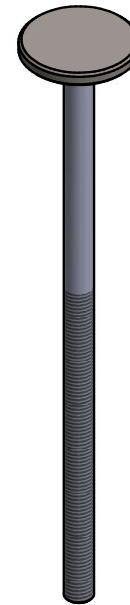
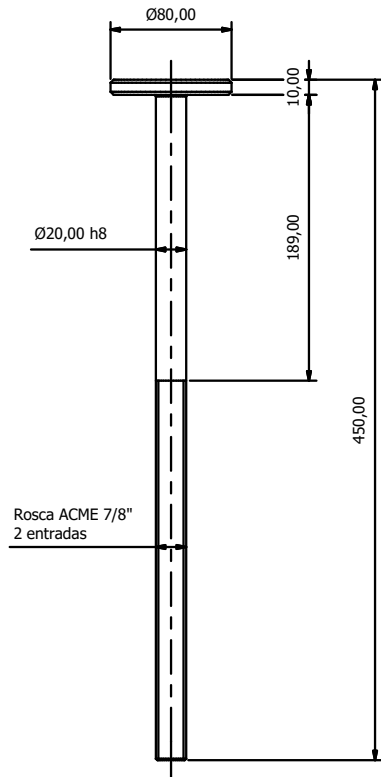
				<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
				CONJUNTO:	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020			
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020			
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020			
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36				TÍTULO:  <b>Estructura base del colocador</b>	
				ESCALA: 1 : 10	
				N° PLANO:31	



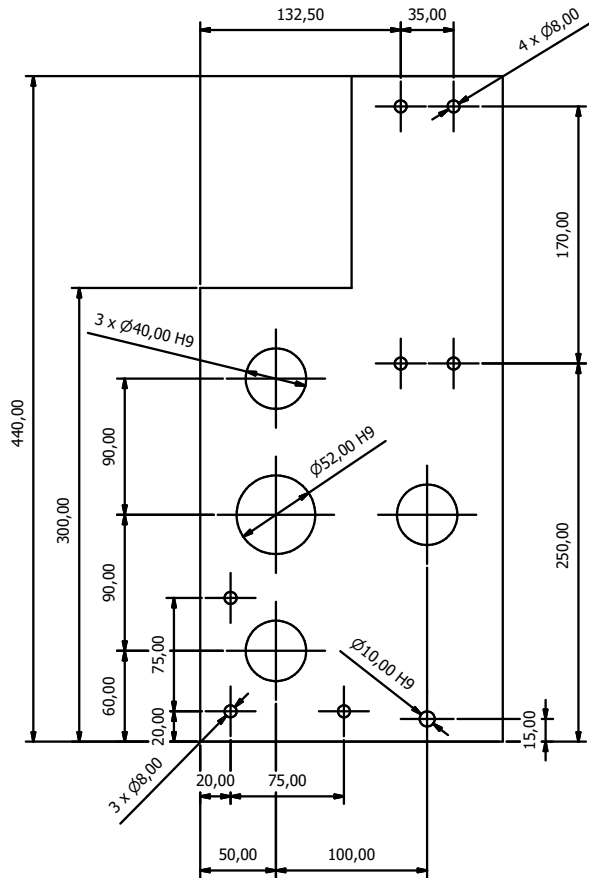
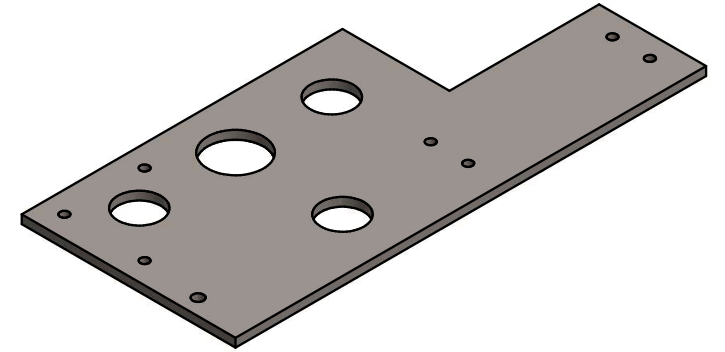
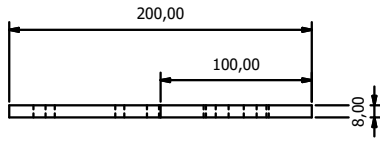
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>																
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>LUIS RODRÍGUEZ</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>JAIME CHAN</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>L. CASTRO</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>F. LOAYZA</td> <td>2/1/2020</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FECHA	DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	<b>CONJUNTO:</b>  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
	NOMBRE	FECHA																
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020																
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020																
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020																
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020																
<b>OBSERVACIONES:</b>  Material: Acero A36		<b>TÍTULO:</b>  <b>Eje guía elevación</b>																
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 32															



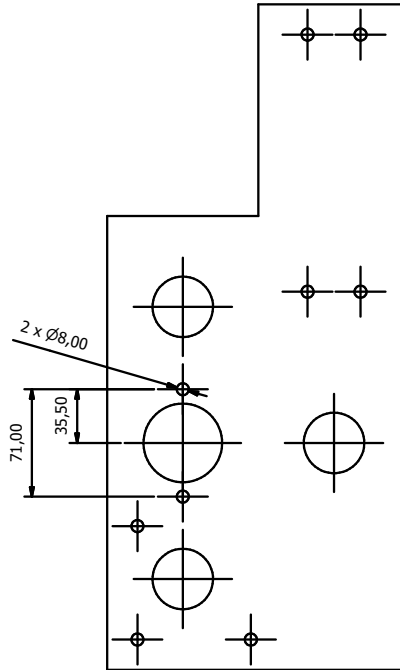
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ			2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020		
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TÍTULO:		
Material: Acero A36		Cajera Rodamiento Lineal Elevación		
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO:33	



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36			TÍTULO:  <b>Husillo de elevación</b>
			ESCALA: 1 : 5
			N° PLANO: 34

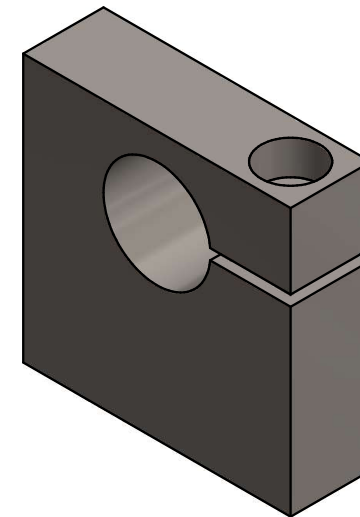
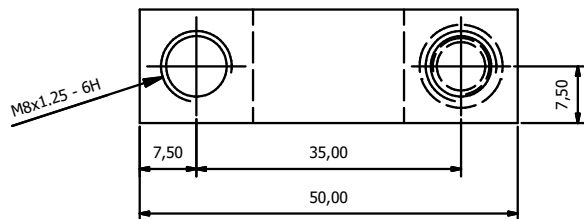
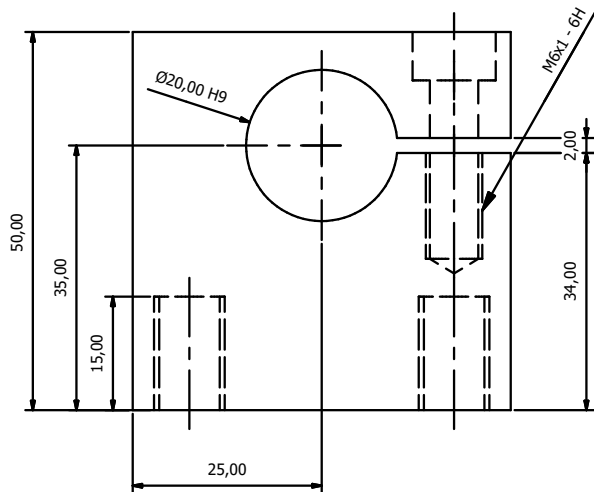
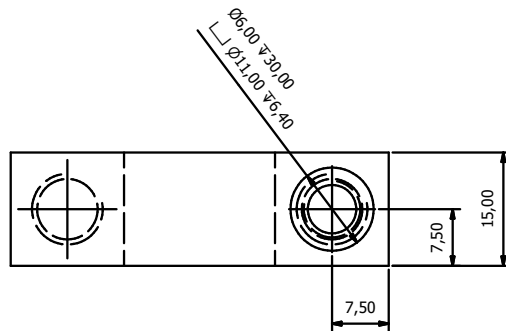


Base Inferior

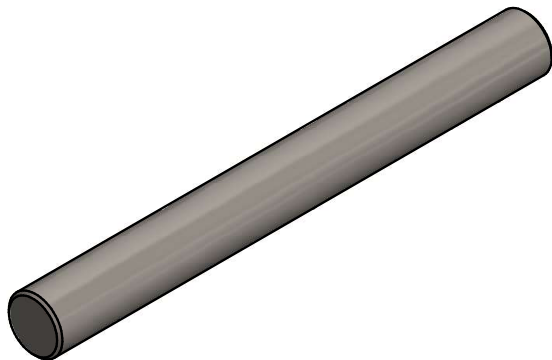
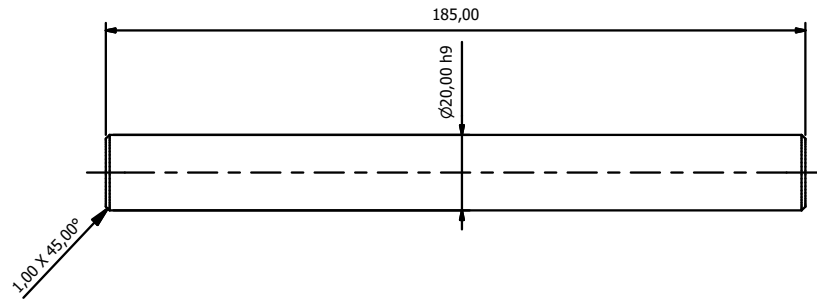


Base Superior

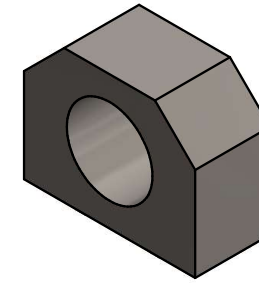
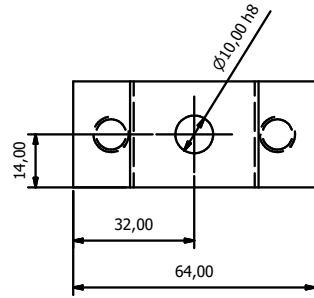
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE		FECHA	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
DIBUJ. LUIS RODRÍGUEZ		2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	TÍTULO: <b>Bases Colocador</b>
OBSERVACIONES:		Material: Acero A36	
ESCALA: 1 : 5		Nº PLANO: 35	



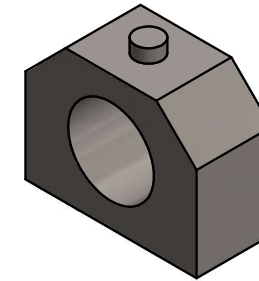
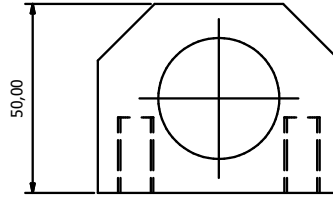
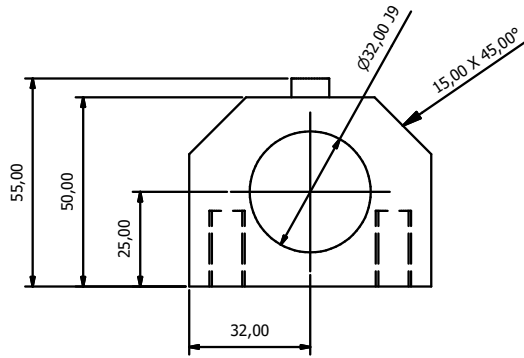
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
		TÍTULO:  <b>Soporte Riel Corredera</b>	
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 36



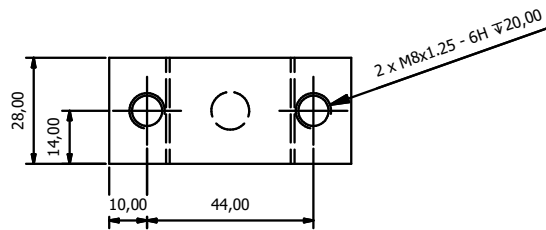
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>																
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>LUIS RODRÍGUEZ</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>JAIME CHAN</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>L. CASTRO</td> <td>2/1/2020</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>F. LOAYZA</td> <td>2/1/2020</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FECHA	DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
	NOMBRE	FECHA																
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020																
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020																
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020																
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020																
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TITULO:  <b>Riel Corredera</b>																
		ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 37															

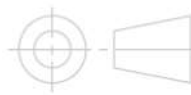



Cajera Corredera Superior

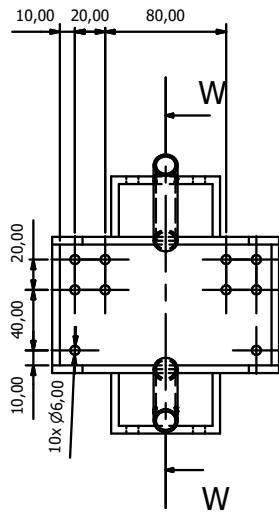
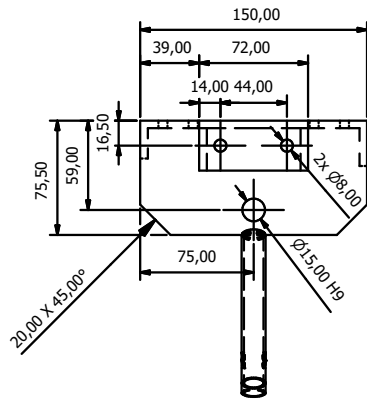


Cajera Corredera Inferior

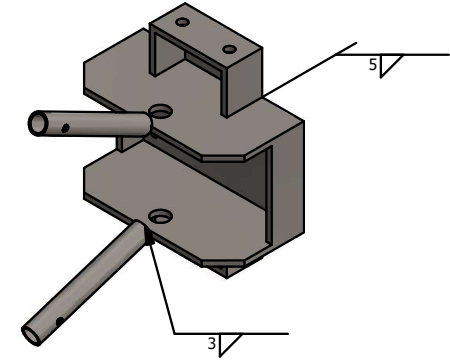
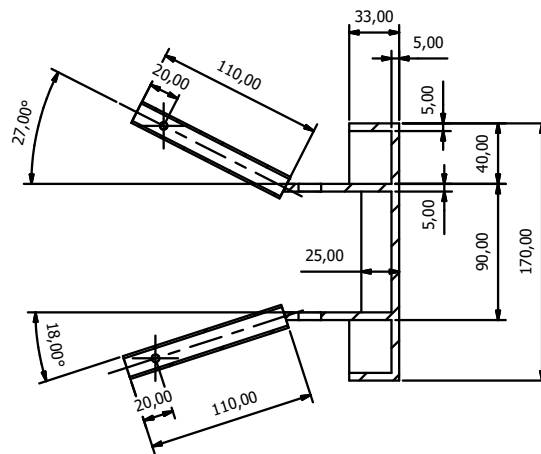


				<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		<b>NOMBRE</b>		<b>FECHA</b>	
<b>DIBUJ.</b>		LUIS RODRÍGUEZ		2/1/2020	
<b>DIBUJ.</b>		JAIME CHAN		2/1/2020	
<b>VERIF.</b>		L. CASTRO		2/1/2020	
<b>APROB.</b>		F. LOAYZA		2/1/2020	
<b>OBSERVACIONES:</b>				<b>TÍTULO:</b>	
Material: Acero A36				<b>Cajera Corredera</b>	
				ESCALA: 1 : 2	
				Nº PLANO: 38	

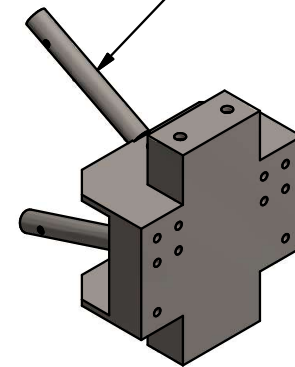




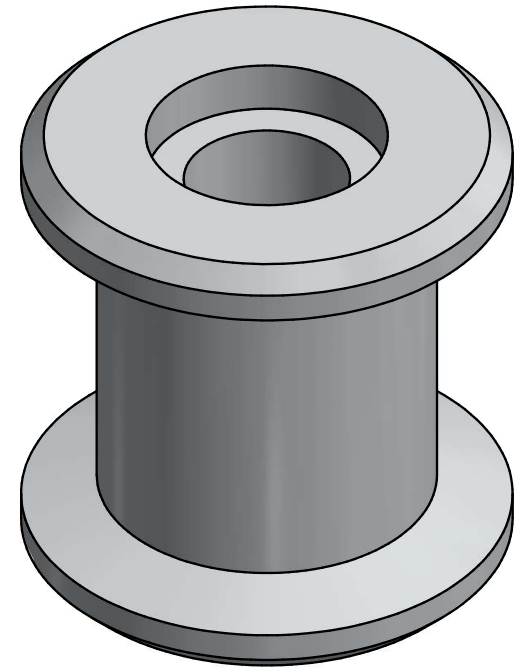
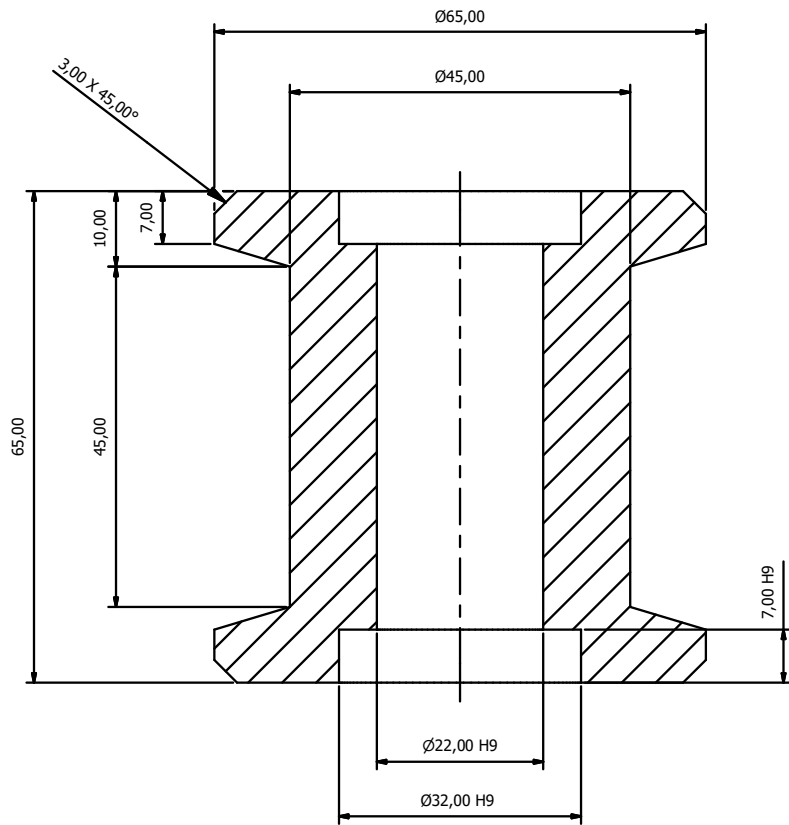
W-W ( 1 : 5 )



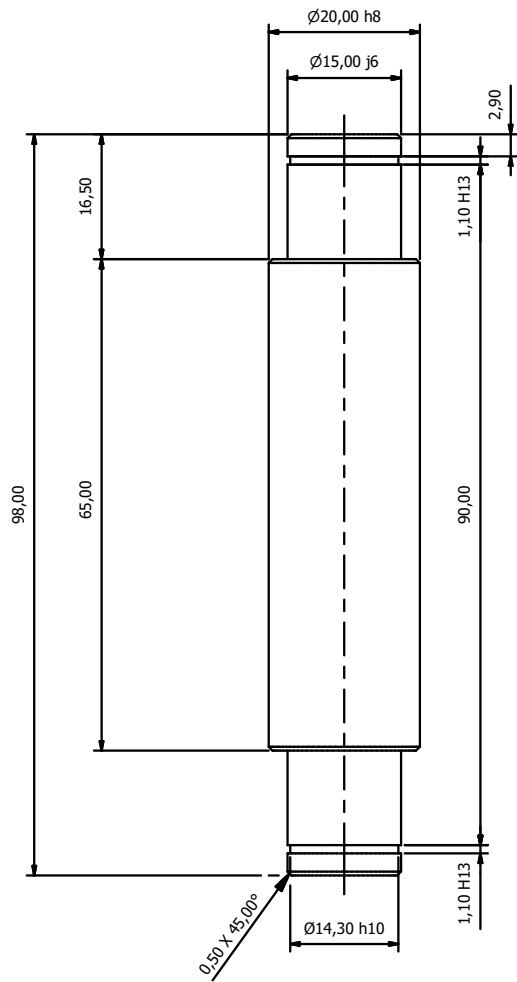
Tubo redondo Ø5/8" x 1.5 mm de espesor



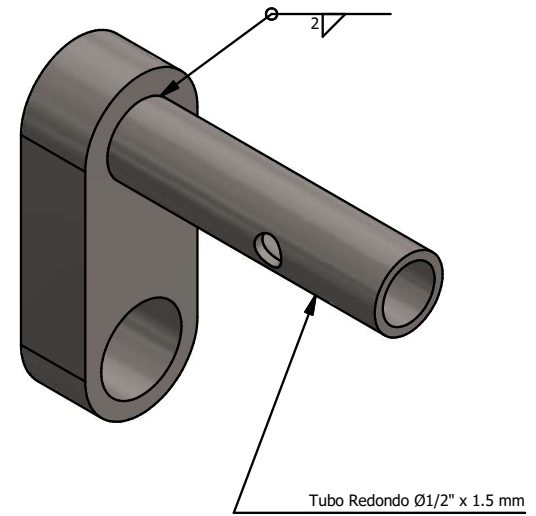
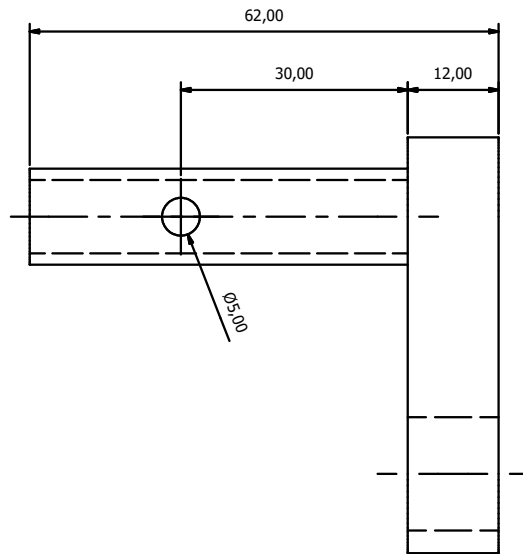
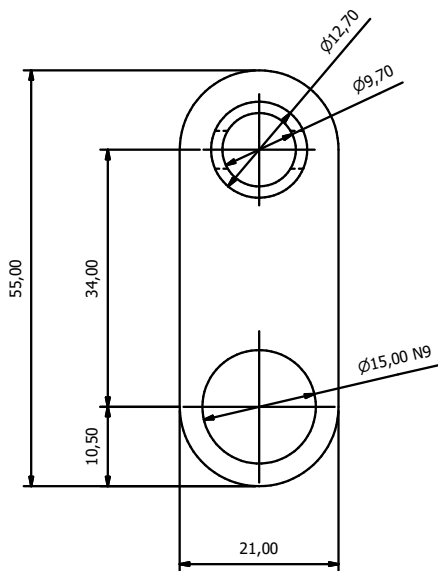
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO:  <b>Caja Colocado</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 39



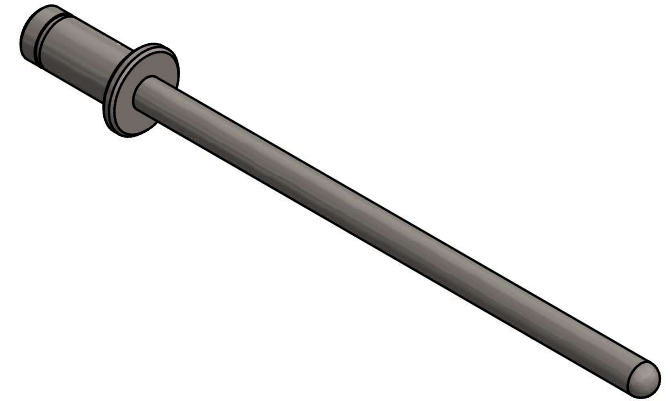
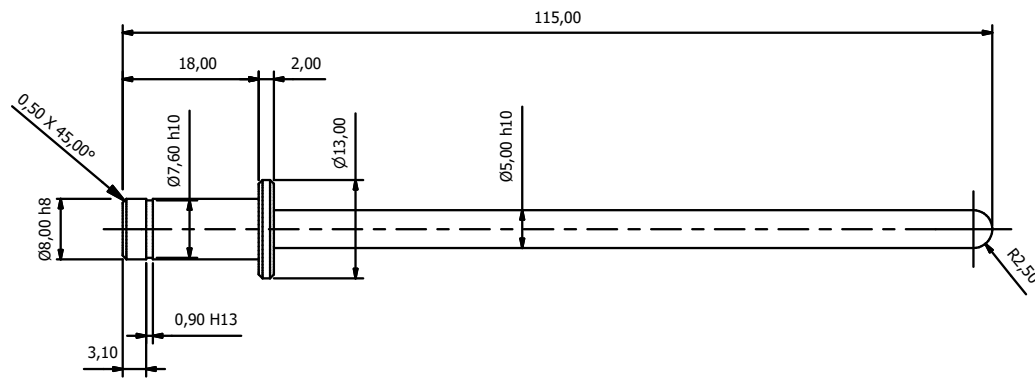
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36			TÍTULO:  <b>Dado Colocación Alineación</b>
ESCALA: 1 : 1			Nº PLANO: 40



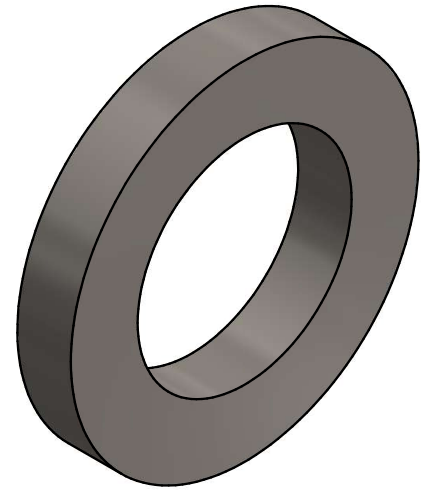
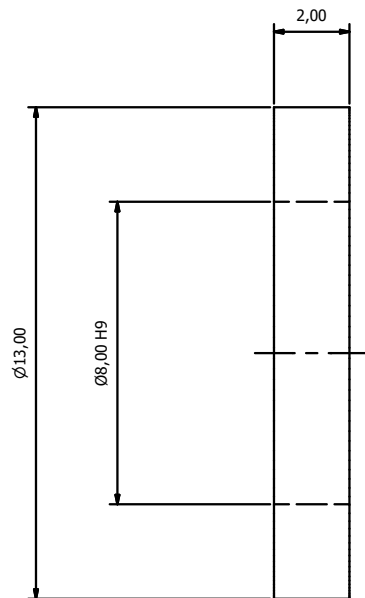
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO:  Eje Dado	
ESCALA: 1 : 1		Nº PLANO: 41	



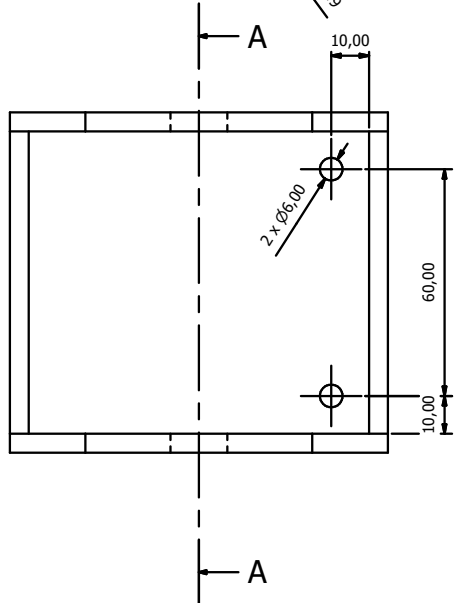
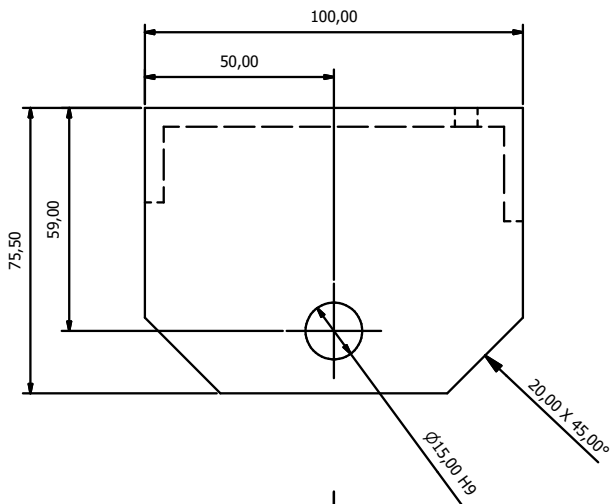
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
	LUIS RODRÍGUEZ			2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020		
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TÍTULO:		
Material: Acero A36		<b>Pinza Regulable Colocación</b>		
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 42	



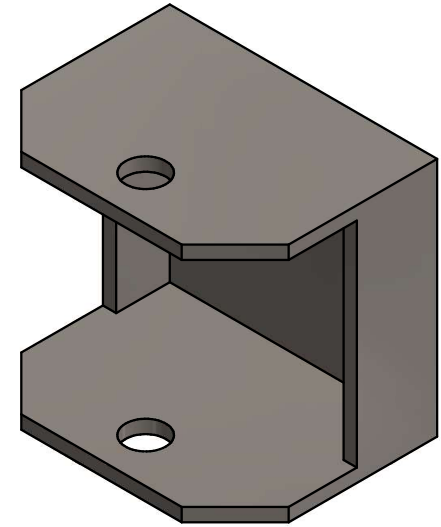
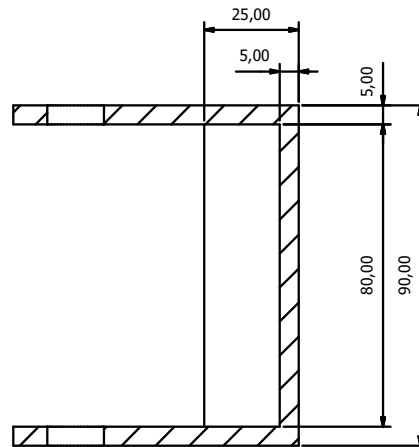
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
	LUIS RODRÍGUEZ			2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020		
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TÍTULO:		
Material: Acero AISI 1045		<b>Punta de apertura</b>		
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 43	



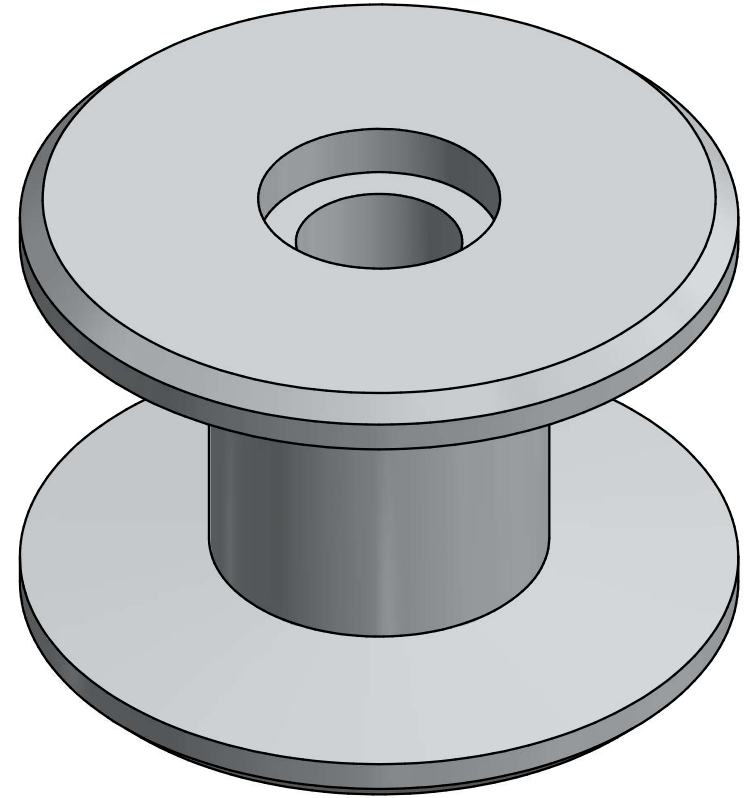
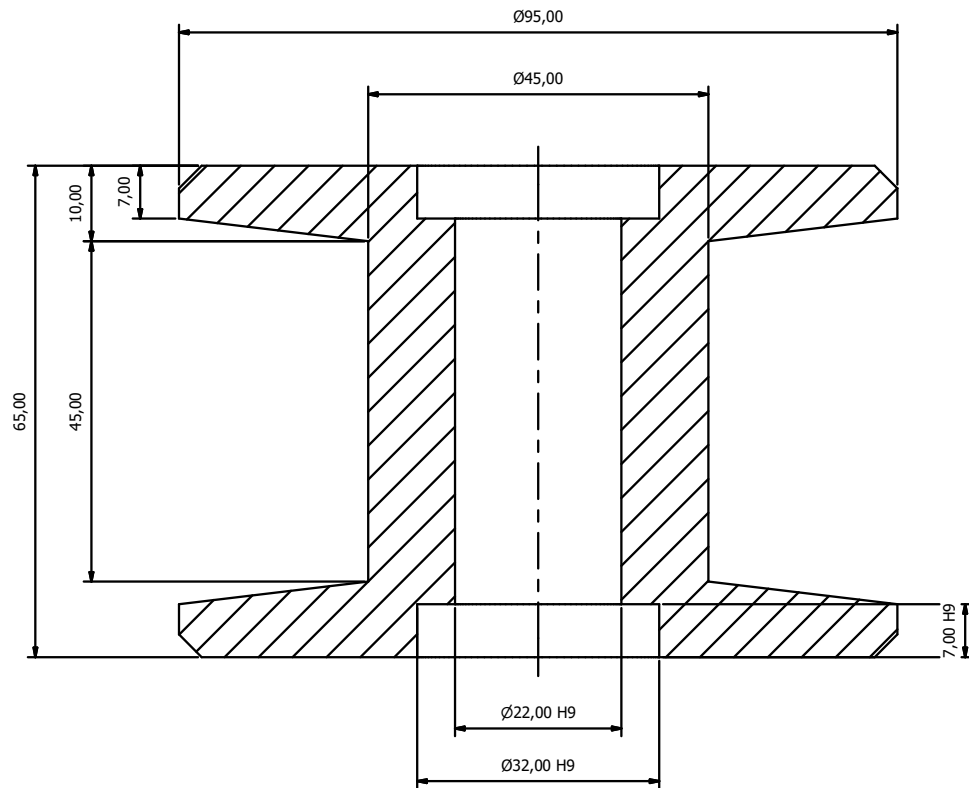
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		<b>CONJUNTO:</b>	
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>	
		<b>TÍTULO:</b>	
<b>OBSERVACIONES:</b>  Bronze fosfórico		<b>Arandela de sujeción de punta de apertura</b>	
		ESCALA: 5 : 1	Nº PLANO: 44



A-A ( 1 : 2 )

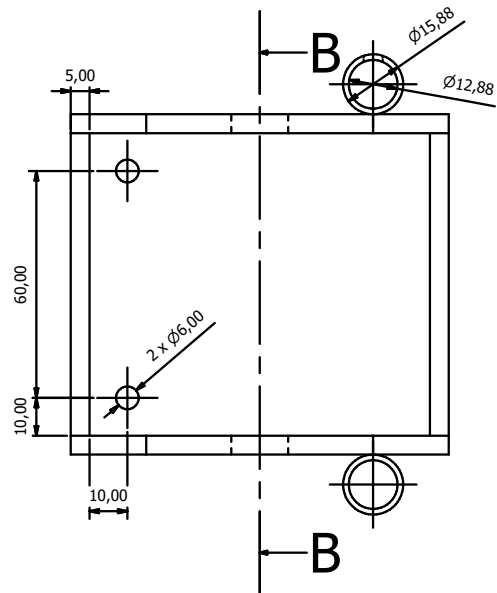
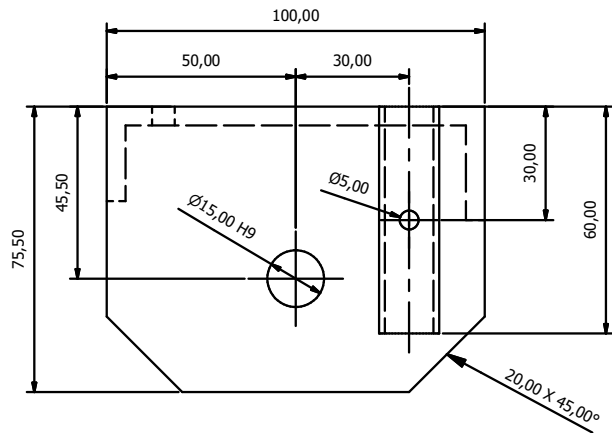


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	LUIS RODRÍGUEZ	FECHA	2/1/2020
DIBUJ.	JAIME CHAN	FECHA	2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO	FECHA	2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	FECHA	2/1/2020
OBSERVACIONES:			TÍTULO:
Material: Acero A36			<b>Caja Apriete</b>
ESCALA: 1 : 2			Nº PLANO: 45

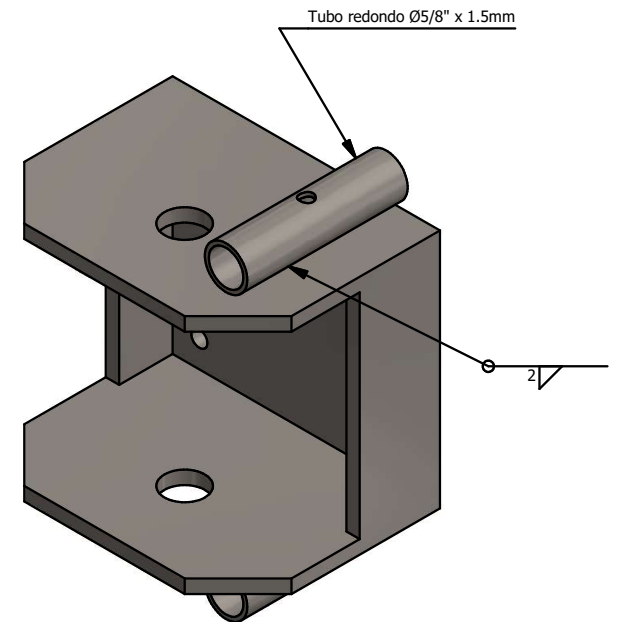
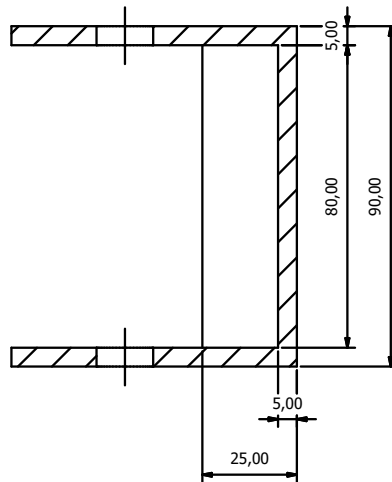


		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TITULO: <b>Dado Apriete</b>	
		ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 46

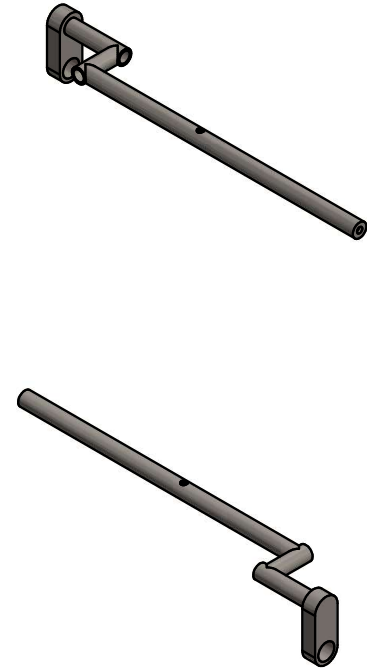
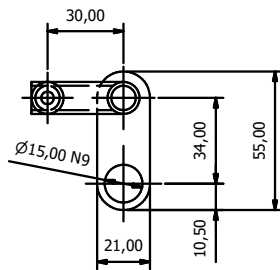
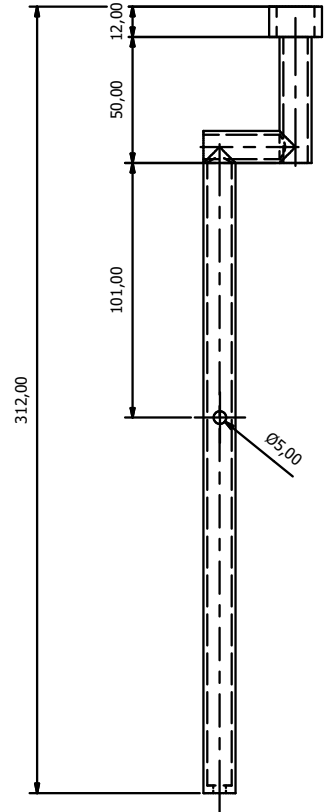




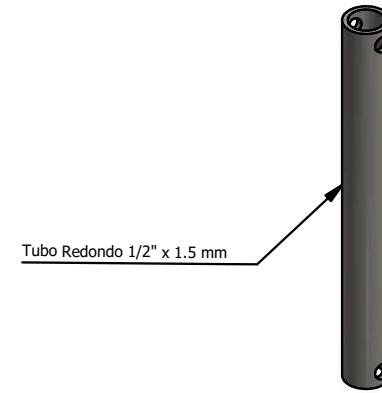
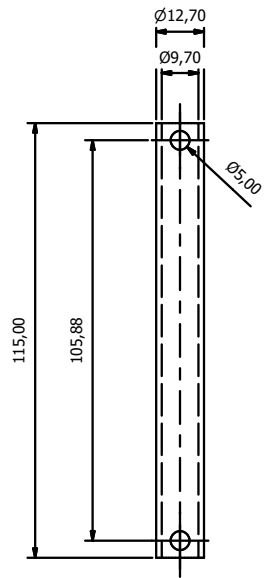
B-B ( 1 : 2 )



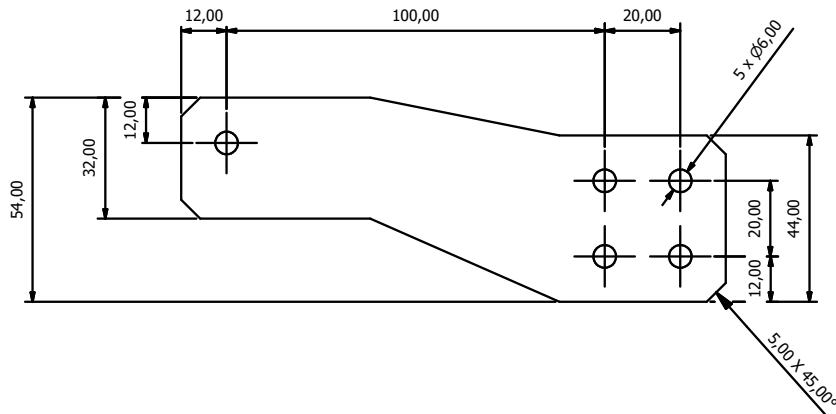
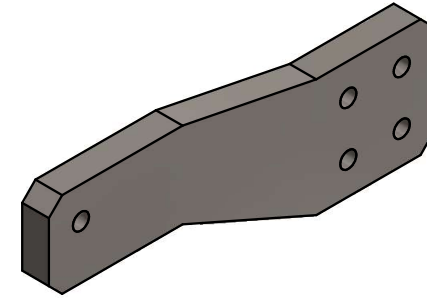
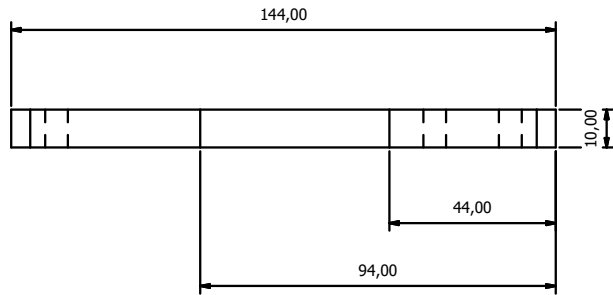
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE		FECHA	
DIBUJ. LUIS RODRÍGUEZ		2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:		TÍTULO:	
Material: Acero A36		Caja Alineación	
ESCALA: 1 : 2		Nº PLANO: 47	



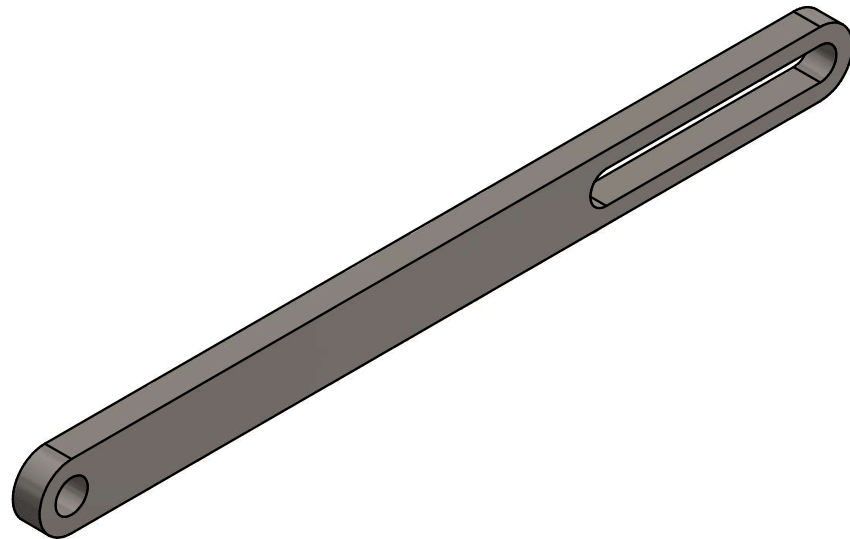
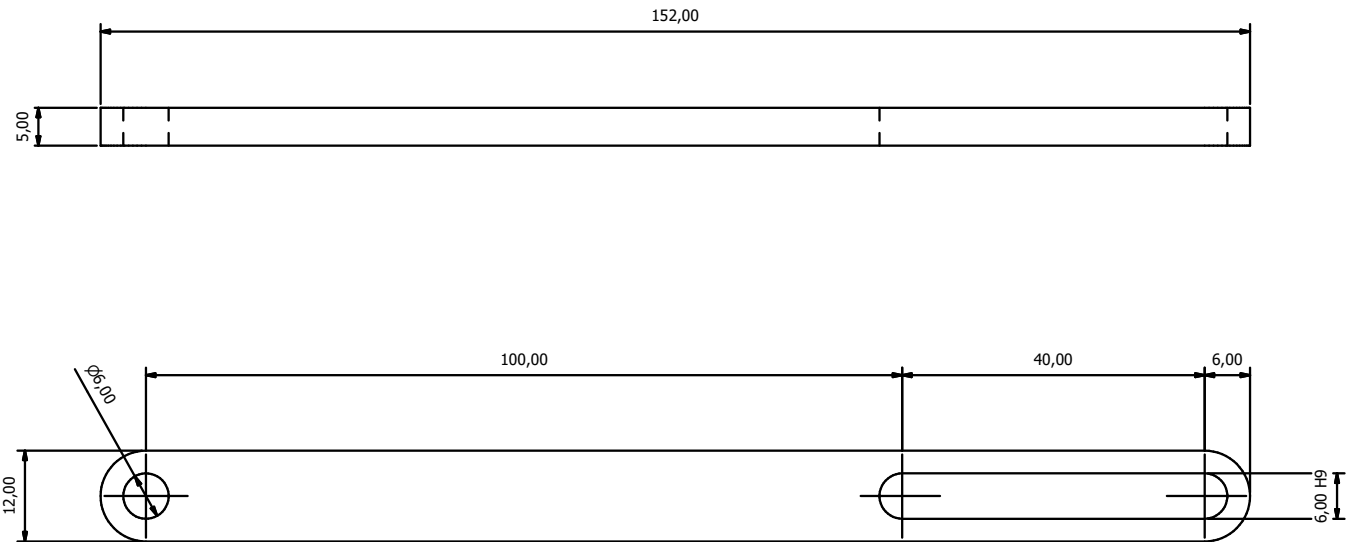
		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36		TÍTULO: <b>Pinza Regulable Alineación</b>	
		ESCALA: 1 : 5	Nº PLANO: 48



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>		
		CONJUNTO:		
		<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>		
DIBUJ.	NOMBRE			FECHA
DIBUJ.	JAIME CHAN			2/1/2020
VERIF.	L. CASTRO			2/1/2020
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020		
OBSERVACIONES:		TITULO:		
Material: Acero A36		<b>Unión Pinzas Regulables</b>		
		ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 49	



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
NOMBRE LUIS RODRÍGUEZ		FECHA 2/1/2020	CONJUNTO:  <b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
DIBUJ. JAIME CHAN		2/1/2020	
VERIF. L. CASTRO		2/1/2020	
APROB. F. LOAYZA		2/1/2020	
OBSERVACIONES:  Material: Acero A36			TÍTULO:  <b>Pivote Apertura</b>
			ESCALA: 1 : 2
			Nº PLANO: 50



		<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL</b>	
		CONJUNTO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FECHA	<b>PROYECTO INTEGRADOR</b>
	LUIS RODRÍGUEZ	2/1/2020	
DIBUJ.	JAIME CHAN	2/1/2020	
VERIF.	L. CASTRO	2/1/2020	
APROB.	F. LOAYZA	2/1/2020	
OBSERVACIONES:			TÍTULO:
Material: Acero A36			<b>Seguro de apertura</b>
			ESCALA: 1 : 1
			Nº PLANO: 51