

**Universidad Católica de Santa María**

**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**

**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica  
Eléctrica y Mecatrónica**



**“MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE  
MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30000  
TONELADAS/DÍA Y UNA DISTANCIA DE  
4 KILÓMETROS”**

Tesis presentada por los Bachilleres:  
**Bustinza Gamero, Pablo Ivanov  
Márquez Chávez, José Daniel**

Para optar el Título Profesional de:  
**Ingeniero Mecánico**

Asesor:  
**Ing. Donayre Cahua, Jesús**

**AREQUIPA - PERU  
2019**



*Universidad Católica de Santa María*

☎ (51 54) 382038 Fax:(51 54) 251213 ✉ ucsm@ucsm.edu.pe 🌐 http://www.ucsm.edu.pe Apartado:1350

AREQUIPA - PERU

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA  
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**

**INFORME DICTAMINATORIO**

**VISTO**

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“MEJORA TECNOLÓGICA PARA EL TRANSPORTE  
DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE  
30,000 TON/DÍA Y UNA DISTANCIA DE 4KM”**

Presentado por el Bachiller:

**BUSTINZA GAMERO PABLO**

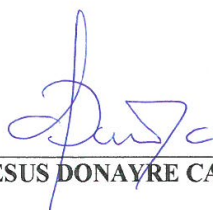
**MARQUEZ CHAVEZ JOSE DANIEL**

Nuestro **DICTAMEN** es:

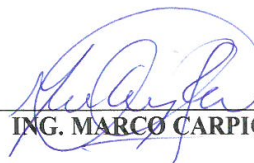
*Aprobado para sustentación*

OBSERVACIONES:

Arequipa, *20 Junio* 2019



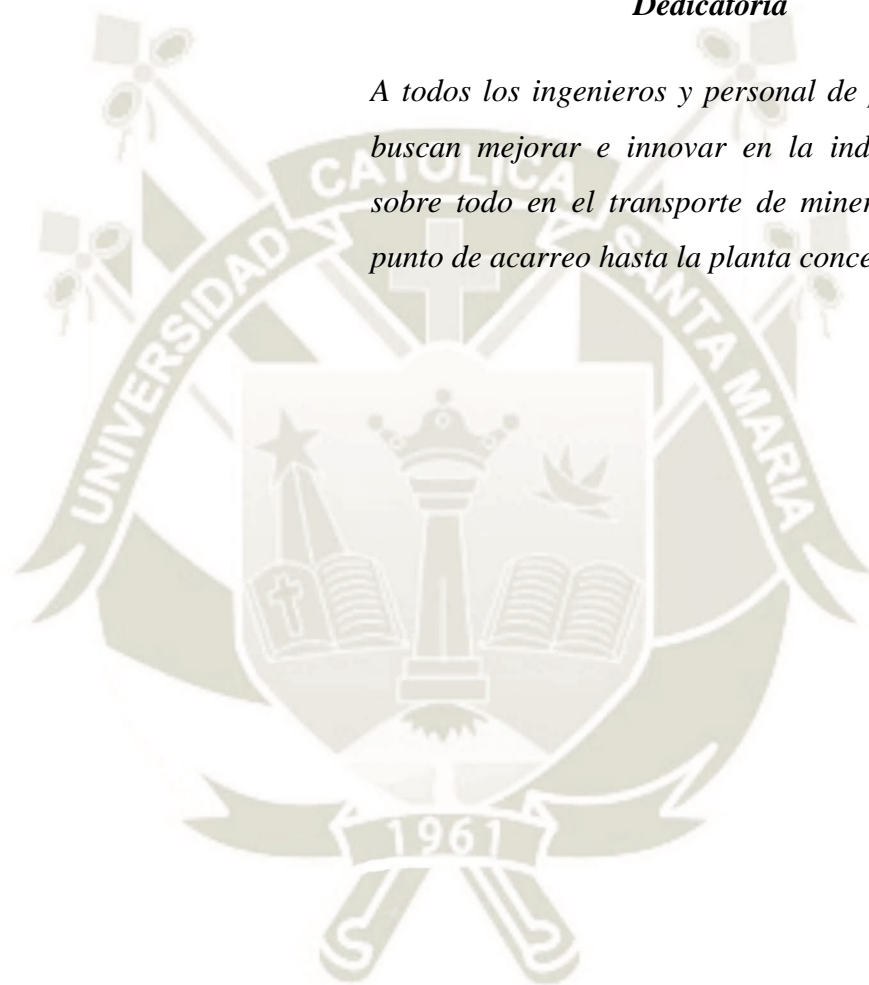
ING. JESUS DONAYRE CAHUA



ING. MARCO CARPIO RIVERA

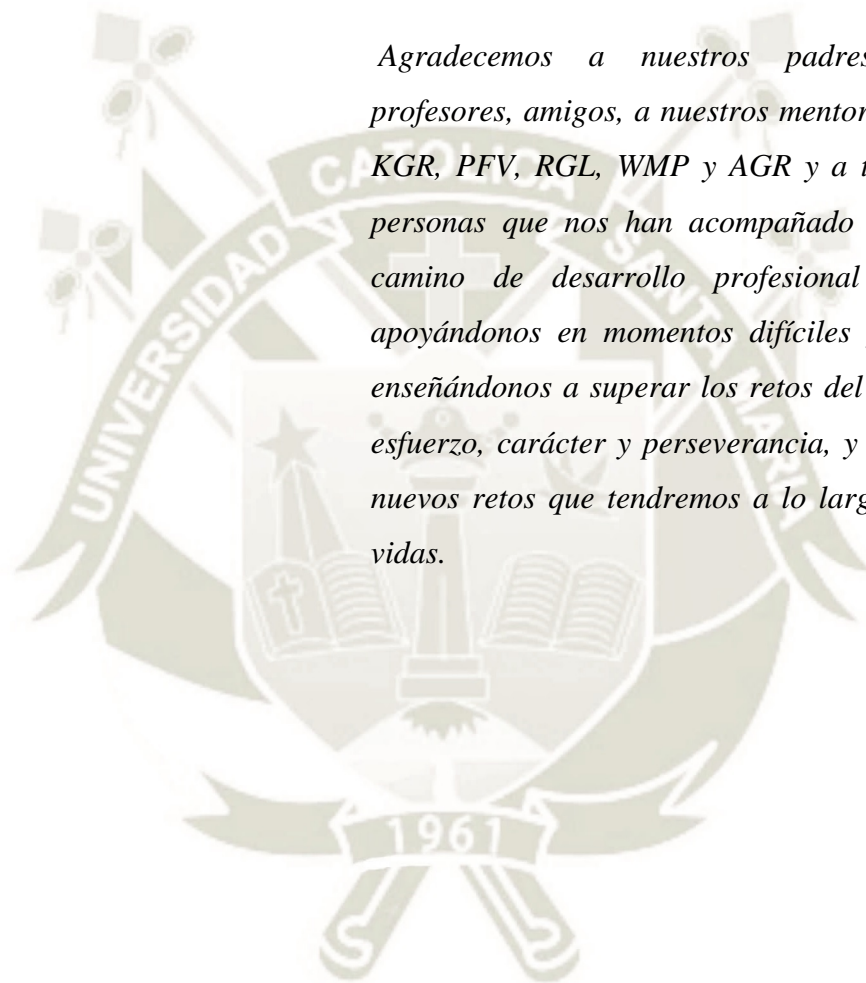
### *Dedicatoria*

*A todos los ingenieros y personal de proyectos que buscan mejorar e innovar en la industria minera sobre todo en el transporte de minerales desde el punto de acarreo hasta la planta concentradora.*



### *Agradecimiento*

*Agradecemos a nuestros padres, hermanos, profesores, amigos, a nuestros mentores RVC, CTR, KGR, PFV, RGL, WMP y AGR y a todas aquellas personas que nos han acompañado en este largo camino de desarrollo profesional y personal, apoyándonos en momentos difíciles y desafiantes; enseñándonos a superar los retos del día a día con esfuerzo, carácter y perseverancia, y así mismo los nuevos retos que tendremos a lo largo de nuestras vidas.*



## INTRODUCCION

El proyecto titulado “Mejora tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 TON/día y una distancia de 4 Km” está dividido en cinco capítulos:

En el Capítulo I titulado “Generalidades” se establece el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto y además una descripción de la ubicación.

En el Capítulo II titulado “Marco Teórico” se describe una serie de conceptos teóricos que nos permitirán comprender los componentes, funciones y partes de una faja transportadora.

En el Capítulo III titulado “Diseño del Sistema de transporte” se diseña mediante cálculos y simulaciones los componentes mecánicos que se encontrarán a lo largo de la faja transportadora, se usa el software SAP 2000, para las simulaciones.

En el Capítulo IV titulado “Cálculos Estructurales” se diseña mediante cálculos y simulaciones las estructuras de los componentes mecánicos que se encuentran a lo largo de la faja transportadora.

En el Capítulo V titulado “Procedimientos de Montaje” se describe el montaje de los distintos componentes en sus ubicaciones en campo, los materiales que se requieren, así como sus restricciones.

En el Capítulo VI titulado “Costos” se evalúa los costos del proyecto, desde el personal que implica los montajes, la supervisión, gastos generales, alquiler de equipos, entre otros costos.

En el Capítulo VII titulado “Planeamiento del Proyecto” se planifica el personal a utilizar así como la duración de las actividades y el costo de las Horas-Hombre implicadas a lo largo del proyecto de la faja transportadora.



## RESUMEN

La presente tesis surge de la necesidad de transportar el mineral desde el punto de acarreo y chancado primario hasta la planta concentradora, para esto, se puede utilizar transporte por trenes, volquetes, fajas y otros equipos. Todo con el fin de disminuir costos en transporte, así como elevar la producción anual de la mina.

La minería mundial sufrió una de sus crisis más grande debido a la caída del precio de los minerales hace aproximadamente 8 años, afectando su operación y llevando a las grandes empresas mineras a innovar en muchas de sus áreas tomando como principal pilar la reducción de costos en la operación.

Encontrándonos en el contexto actual, las empresas buscar incrementar su producción pero a una bajo costo, viendo la necesidad del diseño de una faja transportadora desde la salida de mineral de la chancadora primaria hasta la planta concentradora, siendo esta distancia 4 Km aproximadamente.

El tipo de desarrollo del proyecto es el básico, contando con un diseño y nivel descriptivo de ingeniería, así mismo contará con toda la planificación y programación de los trabajos de montaje y desarrollo, siendo este un proyecto desde cero. Se realizó la simulación y análisis de los componentes de la estructura de la faja transportadora en sus puntos críticos e importantes en todo su largo.

La faja transportadora trabajará con una capacidad de 30000 TMD, siendo su estructura y componentes analizados con esta carga, para eso se utiliza el Software Solidwork llevando los datos y resultados a los valores establecidos por las normas vigentes.

**Palabras clave:** Faja Transportadora, Mineral, Normas de diseño, Accesorios, Capacidad, Diseño, Planificación, diagrama de tiempos.

## ABSTRACT

This thesis arises from the need to transport the mineral from the point of hauling and primary crushing to the concentrator plant, for this, you can use transport by trains, dump trucks, conveyor belts and other equipment. All in order to reduce transport costs, as well as raise the annual production of the mine.

World mining suffered one of its biggest crises due to the downfall in the price of minerals about 8 years ago, affecting its operation and leading large mining companies to innovate in many of its areas taking as a main support the reduction of costs in the operation.

Finding ourselves in the current context, companies look for to increase their production but at a low cost, seeing the need for the design of a conveyor belt from the mineral output of the primary crusher to the concentrator plant, this distance being approximately 4 km.

The type of development of the project is the basic one, counting on a design and descriptive level of engineering, likewise it will have all the planning and programming of the assembly and development work, this being a project from the beginning. The simulation and analysis of the components of the structure of the conveyor belt at its critical and important points throughout its length were performed.

The conveyor belt will work with a capacity of 30000 TMD, its structure and components being analyzed with this load, for that Solidwork Software is used, taking the data and results to the values established by the standards.

**Keywords :** Belt Conveyor, Mineral, Design standards, Accessories, Capacity, Design, Planning, time diagram..

## INDICE GENERAL

INTRODUCCION .....	iv
RESUMEN.....	vi
ABSTRACT.....	vii
CAPÍTULO I: GENERALIDADES .....	1
1.1 TITULO .....	1
1.2 INTRODUCCION.....	1
1.3 IDENTIFICACION DEL PROBLEMA .....	2
1.4 OBJETIVOS.....	3
1.4.1 OBJETIVO GENERAL .....	3
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	3
1.5 ALCANCES.....	3
1.6 LIMITACIONES.....	3
1.7 LOCALIZACION DEL PROYECTO .....	4
1.8 DESCRIPCION DEL PROYECTO .....	5
CAPÍTULO II: MARCO TEORICO .....	7
2.1 CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA .....	7
2.1.1 CIRCUITO DEL MINERAL .....	7
2.1.2 FAJA TRANSPORTADORA Y COMPONENTES.....	9
2.1.2.1 ESTRUCTURA DE LA FAJA TRANSPORTADORA .....	10
2.1.1.1 POLEAS .....	11
2.1.2.3 UNIDAD DE ACCIONAMIENTO .....	14
2.1.2.4 BANDA O FAJA .....	16
2.1.2.5 POLINES DE CARGA .....	19
2.1.2.6 POLINES DE RETORNO .....	20
2.1.2.7 LIMPIADORES Y RASPADORES .....	21
2.1.2.8 TENSORES.....	23
2.1.2.9 COBERTURAS.....	25
2.2 PARAMETROS DE ALIMENTACION A CONCENTRADORA.....	26

CAPÍTULO III: DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE .....	27
3.1 ANALISIS DE PARÁMETROS DE ALIMENTACION A CONCENTRADORA .....	27
3.1.1 CAPACIDAD.....	28
3.1.2 DATOS DEL MATERIAL .....	28
3.1.3 CONFIRMAMOS ÁNGULO DE SOBRE CARGA .....	30
3.1.4 SELECCIÓN DEL ANCHO DE FAJA .....	30
3.1.4.1 CAPACIDAD.....	31
3.1.4.2 CAPACIDAD EQUIVALENTE.....	32
3.1.5 DEFINICIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA FAJA .....	32
3.1.6 SELECCIÓN DE POLINES .....	34
3.1.7 ESPACIAMIENTO DE POLINES .....	35
3.1.8 CÁLCULO EN LOS POLINES DE CARGA.....	36
3.1.8.1 Carga Actual (IL) .....	36
3.1.8.2 Carga Ajustada (AL) .....	37
3.1.8.2.1 Factor de tamaño (K1).....	37
3.1.8.2.2 Factor de mantenimiento (K2) .....	38
3.1.8.2.3 Factor de servicio (K3).....	38
3.1.8.2.4 Factor de corrección de velocidad (K4) .....	39
3.1.8.3 Verificación de la carga sobre los polines.....	40
3.1.9 CÁLCULO DE CARGA EN LOS POLINES DE RETORNO .....	41
3.1.9.1 Carga Actual (IL) .....	41
3.1.9.2 Carga Ajustada (AL) .....	41
3.1.9.2.1 Factor de tamaño (K1).....	41
3.1.9.2.2 Factor de mantenimiento (K2) .....	41
3.1.9.2.3 Factor de servicio (K3).....	42
3.1.9.2.4 Factor de corrección de velocidad (K4) .....	42
3.1.9.3 Verificación de la carga sobre los polines de retorno.....	43
3.1.10 VERIFICANDO ALGUNOS DE LOS PESOS DE LOS RODILLOS DE CARGA Y RETORNO.....	43
3.1.11 DISTANCIAS DE TRANSICIÓN RECOMENDADAS A LAS POLEAS .....	44
3.1.12 CALCULANDO LA TENSIÓN EFECTIVA DE LA FAJA.....	46
3.1.12.1 Verificación de la carga sobre los polines de retorno.....	46
3.1.12.2 Factor de fricción del polín (Kx).....	46

3.1.12.3	Factor de flexión de faja ( $K_y$ ) .....	47
3.1.12.4	Resistencia friccional ( $T_x$ ) .....	47
3.1.12.5	Resistencia a la flexión ( $T_{yb}$ ).....	48
3.1.12.5.1	Polines de avance ( $T_{yc}$ ) .....	48
3.1.12.5.2	Polines de retorno ( $T_{yr}$ ) .....	48
3.1.12.6	Resistencia del material a la flexión cuando la faja corre sobre los rodillos de avance ( $T_{ym}$ ).....	49
3.1.12.7	Fuerza necesaria para elevar el material ( $T_m$ ) .....	49
3.1.12.8	Fuerza necesaria para la carga de la faja ( $T_b$ ) .....	50
3.1.12.9	Fuerza de aceleración del material ( $T_{am}$ ) .....	50
3.1.12.10	Resistencia ganada por accesorios .....	51
3.1.12.10.1	Resistencia generada por raspadores ( $T_{bc}$ ) .....	51
3.1.12.10.2	Resistencia Producida por los laterales ( $T_{sb}$ ).....	51
3.1.12.10.3	Resistencia Producida por deflectores de carga ( $T_{pl}$ ) .....	52
3.1.12.10.4	Resistencia debido a la flexión de faja alrededor de la polea ( $T_b$ ).....	52
3.1.13	DETERMINACIÓN DE LA POLEA MOTRIZ Y DE COLA .....	54
3.1.14	TENSIÓN EN EL PUNTO DE MÍNIMA TENSIÓN ( $T_o$ ) .....	55
3.1.15	TENSIÓN EN EL LADO FLOJO ( $T_2$ ).....	55
3.1.16	TENSIÓN DEL LADO APRETADO ( $T_1$ ).....	57
3.1.17	TENSIÓN DE ARRANQUE ( $T_i$ ) .....	57
3.1.18	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ( $H_p$ ) .....	57
3.1.18.1	Potencia requerida de la faja .....	57
3.1.18.2	Potencia necesaria para vencer la fricción producida en la polea de accionamiento motriz .....	58
3.1.18.3	Potencia requerida .....	58
3.1.18.4	Potencia real .....	58
3.1.19	SELECCIÓN DE FAJA Y DIÁMETRO DE POLEA .....	59
3.1.19.1	Tensión de faja .....	59
3.1.19.2	Tipo de faja.....	60
3.1.19.3	Diámetro mínimo de la polea de accionamiento .....	61
3.1.20	DETERMINAMOS CARACTERÍSTICAS ADICIONALES.....	62
3.1.21	FACTOR DEL TAMAÑO DEL TROZO.....	62
3.2	CÁLCULO DE LAS CURVAS VERTICALES, CURVA ASCENDENTE.....	65

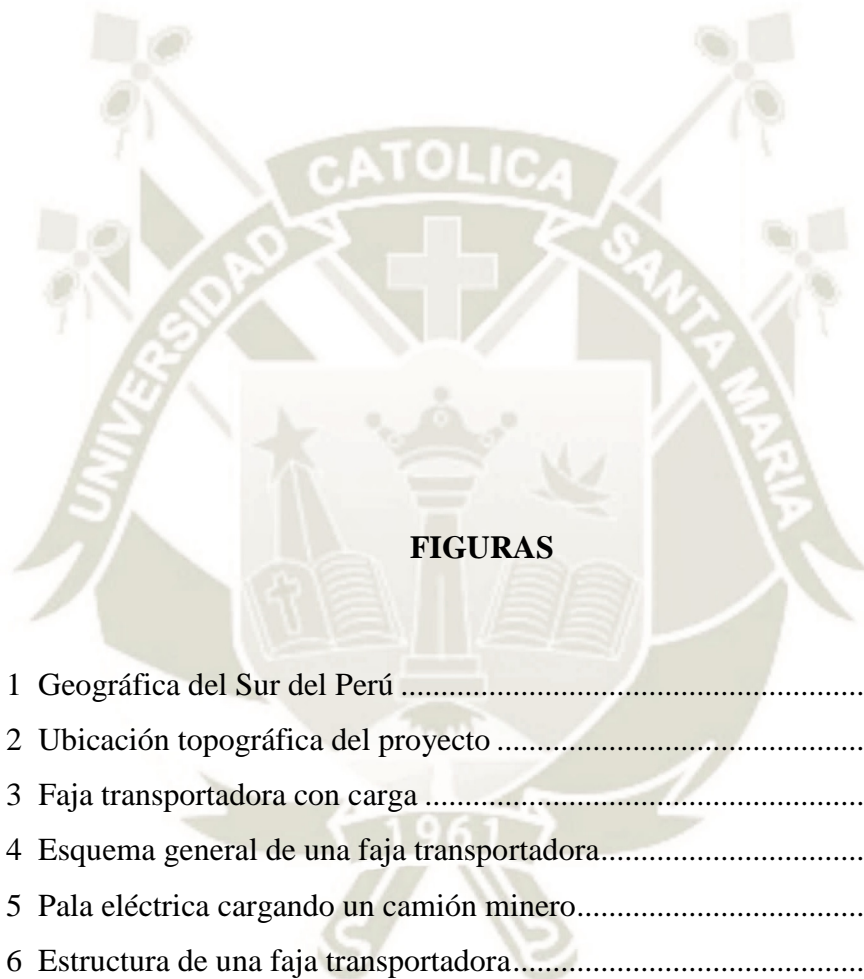
3.2.1	PARA IMPEDIR QUE LA FAJA SE LEVANTE POR ENCIMA DE LOS RODILLOS CON EL TRANSPORTADOR EN MOVIMIENTO.....	68
3.2.2	PARA ASEGURAR QUE LA TENSIÓN DE LA FAJA ES LO NECESARIAMENTE ALTA PARA EVITAR LA TENSIÓN EN LOS BORDES DE LA FAJA.....	68
3.2.3	PARA EVITAR EL SOBRE ESFUERZO DEL CENTRO DE LA FAJA MÁS ALLÁ DEL VALOR DE TENSIÓN PROVOCADO .....	70
3.2.4	NÚMEROS DE POLINES EN LA SECCIÓN DE CURVA.....	72
3.3	CÁLCULO DE LAS CURVAS VERTICALES, CURVA DESCENDENTE .....	72
3.3.1	PARA IMPEDIR QUE LA FAJA SE LEVANTE POR ENCIMA DE LOS RODILLOS CON EL TRANSPORTADOR EN MOVIMIENTO.....	75
3.3.2	PARA ASEGURAR QUE LA TENSIÓN DE LA FAJA ES LO NECESARIAMENTE ALTA PARA EVITAR LA TENSIÓN EN LOS BORDES DE LA FAJA .....	76
3.3.3	PARA EVITAR EL SOBRE ESFUERZO DEL CENTRO DE LA FAJA MÁS ALLÁ DEL VALOR DE TENSIÓN PROVOCADO .....	78
3.3.4	NÚMEROS DE POLINES EN LA SECCIÓN DE CURVA.....	79
CAPÍTULO IV: CALCULOS ESTRUCTURALES .....		80
4.1	DISEÑOS DE MESAS ESTRUCTURALES PARA SOPORTE DE LA FAJA TRANSPORTADORA .....	80
4.2	RESUMEN DE LAS DEMÁS CONFIGURACIONES .....	95
4.2.1	ANÁLISIS ESTRUCTURAL USANDO ELEMENTOS FINITOS.....	102
4.3	SELECCIÓN DE PERNOS PARA UNIÓN DEL BASTIDOR DE POLINES A LA MESA ESTRUCTURAL .....	115
4.3.1	CALCULAMOS EL ESFUERZO SOBRE LOS PERNOS.....	116
4.4	SELECCIÓN DE PERFILES PARA RIGIDIZAR LA ESTRUCTURA .....	118
4.5	SELECCIÓN DE RODILLOS DE CARGA Y RETORNO.....	119
4.5.1	SELECCIÓN DE RODILLO DE IMPACTO.....	120
4.5.2	SELECCIÓN DE LOS RODILLOS LIMPIADORES DE RETORNO .....	123
4.6	SELECCIÓN DEL RASPADOR PRIMARIO PARA LA FAJA TRANSPORTADORA .....	126
4.7	DISEÑO DE LAS POLEA MOTRIZ, TENSORA Y DE COLA.....	128
4.7.1	DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA.....	130
4.7.2	VERIFICAMOS LA DEFLEXIÓN DEL EJE.....	138
4.7.3	SELECCIÓN DE LOS BUJES PARA LAS POLEAS .....	139
4.7.4	SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL TAMBOR DE LA POLEA MOTRIZ....	144

4.7.4.1	Análisis de tensiones máximas en el tambor de acero.....	145
4.7.4.2	Análisis de desplazamientos máximos en el tambor de acero.....	145
4.7.4.3	Factor de seguridad mínimo en el tambor de acero.....	146
4.8	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LA POLEA MOTRIZ,TENSORA Y DE COLA .....	146
4.8.1	CARACTERÍSTICAS DE LAS CHUMACERAS .....	148
4.9	DISEÑO DE POLEAS DOBLADORAS.....	151
4.9.1	DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA 2.1.....	153
4.9.2	VERIFICACIÓN DE LA DEFLEXIÓN DEL EJE.....	160
4.9.3	RESUMEN DE LAS DEMÁS POLEAS DOBLADORAS.....	161
4.9.4	SELECCIÓN DE LOS BUJES PARA LAS POLEAS .....	163
4.9.5	SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL TAMBOR DE LAS POLEAS DOBLADORAS.....	167
4.9.5.1	Análisis de tensiones máximas en el tambor de acero.....	168
4.9.5.2	Análisis de desplazamientos máximos en el tambor de acero.....	168
4.9.5.3	Factor de seguridad mínimo en el tambor de acero.....	169
4.10	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LAS POLEAS DOBLADORAS.....	170
4.10.1	Características de las chumaceras .....	173
4.11	SELECCIÓN DEL FRENO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR.....	175
4.12	DISEÑO DE ESTRCUTURAS DE LAS POLEAS.....	180
4.12.1	DISEÑO DE ESTRUCTURA DE POLEA DE CABEZA Y COLA.....	180
4.12.2	ESTRUCTURA DE POLEAS DOBLADORAS .....	188
4.12.2.1	Estructura Poleas 2.1 y 2.2:.....	188
4.12.2.2	Estructura Poleas 2.3 y 2.4:.....	194
4.13	DISEÑO DE WINCHE DE TENSION.....	197
4.13.1	SELECCIÓN DE WINCHE DE TENSIÓN .....	197
4.13.2	SELECCIÓN DE POLEAS.....	200
4.13.3	SELECCIÓN DE CABLE DE ACERO.....	201
4.13.4	ESTRUCTURA DEL CARRO PORTA POLEA .....	202
4.13.5	SELECCIÓN DE RUEDAS DE LA ESTRUCTURA DE LA POLEA DE TENSION .....	204
4.13.6	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA POLEA DE TENSION.....	206
4.14	SELECCIÓN SISTEMA MOTRIZ.....	210
4.14.1	SELECCIÓN DEL MOTOR DE ACCIONAMIENTO.....	210

4.14.2 SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO DE MOTOR - EJE.....	211
CAPÍTULO V: PROCEDIMIENTOS DE MONTAJE .....	215
5.1 MONTAJE DE ESTRUCTURAS DE POLEAS .....	215
5.1.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES.....	215
5.1.2 PROCEDIMIENTO .....	216
5.1.2.1 Actividades previas .....	216
5.1.2.2 Montaje e Instalación .....	216
5.1.2.3 Restricciones .....	218
5.2 MONTAJE DE MESAS.....	218
5.2.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES.....	218
5.2.2 PROCEDIMIENTO .....	219
5.2.2.1 Actividades previas .....	219
5.2.2.2 Montaje e Instalación .....	220
5.2.2.3 Restricciones .....	221
5.3 MONTAJE DE WINCHE DE TENSION.....	221
5.3.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES.....	221
5.3.2 PROCEDIMIENTO .....	222
5.3.2.1 Actividades previas .....	222
5.3.2.2 Montaje e Instalación .....	223
5.3.2.3 Restricciones .....	225
5.4 MONTAJE DE MOTOR ELECTRICO.....	225
5.4.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES.....	225
5.4.2 PROCEDIMIENTO .....	226
5.4.2.1 Actividades previas .....	226
5.4.2.2 Montaje e Instalación .....	227
5.4.2.3 Restricciones .....	228
5.5 PLANES DE IZAJE.....	229
5.5.1 IZAJES DE ESTRUCTURAS Y POLEAS DOBLADORAS .....	230
5.5.2 IZAJE DE POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA .....	231
5.5.3 IZAJE DEL MOTOR .....	232
5.5.4 IZAJE DE WINCHE.....	233
5.6 TENDIDO DE BANDA.....	234

5.6.1	EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES .....	234
5.6.2	PROCEDIMIENTO .....	235
5.6.2.1	Actividades previas .....	235
5.6.2.2	Montaje e Instalación .....	236
5.6.2.3	Memoria de cálculo de ATRIL .....	261
5.6.2.3.1	Carga Muerta (D) .....	263
5.6.2.3.2	Carga sísmica (D).....	264
5.6.2.3.3	Carga viva (L) .....	264
5.6.2.3.4	Cálculo de cargas combinadas .....	265
5.6.2.3.5	Diagrama de cuerpo libre .....	266
5.6.2.3.6	Criterio de diseño .....	267
5.6.2.3.7	Esfuerzo admisible y factor de seguridad.....	267
5.6.2.3.8	Análisis de resultados en simulación.....	268
5.6.2.3.9	Especificaciones de soldadura.....	269
5.6.2.4	Restricciones .....	270
CAPÍTULO VI: COSTOS .....		271
6	.....	272
6.1	P.U. DE MATERIALES .....	272
6.2	P.U. DE EQUIPOS.....	273
6.3	P.U. DE SUBCONTRATOS.....	273
6.4	P.U. DE GASTOS GENERALES.....	274
6.5	P.U. DE COSTOS DE SUPERVISION .....	275
6.6	P.U. FINANCIAMIENTO .....	276
6.7	P.U. SEGURIDAD.....	276
6.8	DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTOS UNITARIOS DIRECTOS .....	277
6.9	DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTOS UNITARIOS INDIRECTOS .....	278
6.10	DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTO TOTAL .....	279
6.11	RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	280
CAPÍTULO VII: PLANEAMIENTO DEL PROYECTO .....		283
7.1	DESCRIPCION.....	283
7.2	DIAGRAMA GANT .....	284

CONCLUSIONES .....	285
OBSERVACIONES.....	286
RECOMENDACIONES .....	287
BIBLIOGRAFIA.....	288
ANEXOS.....	289
PLANOS .....	290



## FIGURAS

Figura 1 Geográfica del Sur del Perú .....	4
Figura 2 Ubicación topográfica del proyecto .....	5
Figura 3 Faja transportadora con carga .....	6
Figura 4 Esquema general de una faja transportadora.....	6
Figura 5 Pala eléctrica cargando un camión minero.....	8
Figura 6 Estructura de una faja transportadora.....	11
Figura 7 Polea Motriz.....	12
Figura 8 Polea de Cola .....	13
Figura 9 Faja transportadora con accionamiento de cabeza.....	15
Figura 10 Faja transportadora con accionamiento central.....	15
Figura 11 Faja transportadora de accionamiento de cola .....	16
Figura 12 Banda recién montada.....	18
Figura 13 Banda de lona y de alma de acero.....	19
Figura 27 Polines de carga.....	19

Figura 15 Rodillo guía.....	20
Figura 16 Polines de retorno.....	21
Figura 17 Rodillos limpiadores .....	22
Figura 18 Limpiador en polea de cabeza.....	22
Figura 19 Tensor en polea de cola.....	24
Figura 20 Winche de tensión en una faja transportadora .....	25
Figura 21 Cobertura en una faja transportadora .....	25
Figura 22 Arreglo general de la faja transportadora.....	27
Figura 23 Valores de $A_i$ .....	47
Figura 24 Alturas de subida y bajada de la faja.....	49
Figura 25 Configuración de transportadores .....	56
Figura 26 Configuración de transportadores .....	66
Figura 27 Perfil de curva cóncava .....	71
Figura 28 Configuración del transportador .....	74
Figura 29 Soporte estructural de la faja - Mesa de carga .....	84
Figura 30 DCL en la mesa de carga .....	84
Figura 67 Dimensiones del perfil C.....	89
Figura 32 Dimensiones reales del Perfil C .....	90
Figura 33 Conexión de pernos en la estructura .....	92
Figura 34 Distribución de fuerzas en los pernos .....	93
Figura 35 DCL en la mesa de impacto .....	98
Figura 36 Análisis de deformación de mesas en SAP 2000 .....	103
Figura 37 Análisis de deformación de mesas en SAP 2000.....	103
Figura 38 Análisis de perfiles horizontales en SAP 2000 .....	104
Figura 39 Análisis de perfiles verticales en SAP 2000 .....	104
Figura 40 Dimensiones Perfil C .....	105
Figura 41 Dimensiones reales del Perfil C .....	106
Figura 42 Conexión de pernos en la estructura .....	108
Figura 43 Distribución de fuerzas en los pernos .....	109
Figura 44 Unión entre mesas .....	111
Figura 45 Conexión de pernos en la estructura de las mesas .....	112
Figura 46 Distribución de fuerzas en los pernos .....	113

Figura 47 Carga sobre el bastidor de polines .....	115
Figura 48 Pernos de sujeción del bastidor .....	115
Figura 49 Cargas sobre un extremo del bastidor .....	116
Figura 50 Dimensiones de rodillos de carga y retorno .....	119
Figura 51 Dimensiones de rodillos de carga .....	120
Figura 52 Dimensiones de rodillos de impacto .....	121
Figura 53 Simulación en SAP 2000 del bastidor de carga .....	122
Figura 54 Simulación en SAP 2000 del bastidor de carga .....	122
Figura 55 Dimensiones de rodillos limpiadores .....	123
Figura 56 Simulación en SAP 2000 del bastidor de Retorno .....	125
Figura 57 Simulación en SAP 2000 del bastidor de retorno .....	125
Figura 58 Raspador.....	126
Figura 59 Sistema de poleas en la zona de cabeza .....	129
Figura 60 Revestimiento de polea .....	130
Figura 61 Norma de diseño de eje .....	131
Figura 62 Norma de diseño de eje .....	131
Figura 63 Dimensiones de la polea motriz .....	132
Figura 64 DCL de la polea .....	133
Figura 65 Fuerzas resultantes en el eje x-x, y-y .....	133
Figura 66 Deflexión para el eje .....	138
Figura 67 Bushing para poleas .....	140
Figura 68 Buje tipo QD para poleas .....	140
Figura 69 Dimensiones Buje tipo QD para poleas .....	141
Figura 70 Dimensiones Buje de cierre para poleas .....	142
Figura 71 Revestimiento de la polea con marcas tipo CHEVRON.....	143
Figura 72 Tipos de discos terminales .....	144
Figura 73 Análisis de tensiones de la polea en Solid Works.....	145
Figura 74 Análisis de desplazamientos de la polea en Solid Works .....	145
Figura 75 Factor de seguridad de la polea en Solid Works .....	146
Figura 76 Características chumaceras de la serie 3 .....	149
Figura 77 Características chumaceras de la serie 3 .....	150
Figura 78 Características del soporte de la serie 3 .....	150

Figura 79 Características del soporte de la serie 3 .....	151
Figura 165 Sistema de poleas en la zona de cabeza .....	152
Figura 81 Revestimiento de polea .....	153
Figura 82 Norma de diseño de eje .....	154
Figura 83 Norma diseño de eje.....	154
Figura 84 Dimensiones a considerar en el diseño de eje.....	155
Figura 85 DCL de la polea dobladora .....	155
Figura 86 Deflexión para el eje .....	160
Figura 87 Bushing para poleas .....	163
Figura 88 Buje tipo QDI para poleas .....	163
Figura 89 Dimensiones Buje tipo QD para poleas .....	164
Figura 90 Dimensiones Buje tipo QD para poleas .....	164
Figura 91 Especificaciones Buje tipo QD para poleas .....	165
Figura 92 Dimensiones Buje de cierre para poleas .....	165
Figura 93 Especificaciones Buje de cierre para poleas .....	166
Figura 193 Revestimiento de la polea con marcas tipo CHEVRON.....	166
Figura 95 Tipos de discos terminales .....	167
Figura 96 Análisis de tensiones de la polea en Solid Works.....	168
Figura 97 Análisis de desplazamientos de la polea en Solid Works .....	169
Figura 98 Factor de seguridad de la polea en Solid Works .....	169
Figura 99 Características para rodamientos de la serie 2 .....	173
Figura 100 Características para rodamientos de la serie 2 .....	174
Figura 101 Diámetro de disco .....	175
Figura 102 Diámetro de disco .....	176
Figura 103 Características técnicas del disco .....	176
Figura 104 Especificaciones técnicas .....	177
Figura 105 Dimensiones de los calipers de frenado .....	177
Figura 106 Dimensiones del disco.....	178
Figura 107 Especificaciones de dimensiones del disco.....	178
Figura 108 Dimensiones del disco.....	179
Figura 109 Especificaciones de dimensiones del disco.....	179
Figura 225 DCL de estructura de polea motriz .....	180

Figura 111 Simulación de estructura de Polea Motriz en SAP 2000 .....	182
Figura 112 Simulación de esfuerzos en estructura de polea motriz en SAP 2000 .....	183
Figura 113 Pernos Chumaceras – Ala de Perfil H12x53.....	183
Figura 114 Coeficiente columna base - concreto .....	185
Figura 115 Resistencia del concreto.....	185
Figura 116 Diagrama de plancha de la columna – dado de concreto .....	186
Figura 117 Diagrama de poleas en la zona de cabeza .....	188
Figura 118 DCL de polea dobladora 2.1 .....	188
Figura 119 Simulación de estructura 1 – Ubicación polea dobladora 2.1 con SAP 2000 .....	192
Figura 245 Simulación de estructura 1 – Ubicación polea dobladora 2.2 con SAP 2000 .....	192
Figura 121 Simulación de los esfuerzos en la estructura 1 con SAP 2000 .....	193
Figura 122 Simulación de estructura 2 – Ubicación polea dobladora 2.4 en SAP 2000 .....	194
Figura 123 Simulación de estructura 2 – Ubicación polea dobladora 2.3 en SAP 2000 .....	194
Figura 124 Simulación de estructura 2 – esfuerzo en la Polea 2.4 con SAP 2000.....	195
Figura 125 Simulación de estructura 2 – esfuerzo en la Polea 2.3 con SAP 2000.....	196
Figura 126 Diagrama de Poleas transmisoras de tensión .....	198
Figura 127 DCL cargas de tensión en estructura de polea de tensión.....	198
Figura 128 Sistema de tensión de la faja transportadora.....	200
Figura 129 Estructura móvil de la polea de tensión .....	202
Figura 130 DCL Ruedas y riel de estructura de polea de tensión .....	203
Figura 131 Selección de riel según módulo de sección.....	204
Figura 132 Dimensiones de plancha lateral de la estructura de la polea de tensión....	206
Figura 133 Simulación del carro de polea de tensión con SAP 2000 .....	208
Figura 134 Pernos Chumaceras – Plancha de ½”.....	209
Figura 135 Motor para faja transportadora.....	211
Figura 136 Selección del factor de servicio.....	212
Figura 137 Acoplamiento de Motor-Eje.....	214
Figura 138 Diagrama del winche de tensión .....	224

Figura 139 Izaje de poleas dobladoras y estructura de poleas dobladoras .....	230
Figura 140 Izaje de polea motriz, cola y tensora .....	231
Figura 141 Izaje del Motor .....	232
Figura 142 Izaje del winche .....	233
Figura 143 Bases de concreto de Atril.....	236
Figura 144 Posicionamiento de las estaciones de empalme .....	237
Figura 145 Cálculo para tendido de banda en excel.....	238
Figura 146 Factor Kx y Ky para tendido de banda en Excel.....	238
Figura 147 Cálculo de tensiones para tendido de banda en Excel.....	239
Figura 148 Cables de tiro para tendido de banda en Excel .....	244
Figura 149 Configuración de poleas y lastres en Excel .....	245
Figura 150 Configuración de poleas y lastres en Excel .....	246
Figura 151 Cálculo de lastres para tendido de banda en Excel .....	247
Figura 152 Configuración de lastres para las poleas para el tendido de banda en Excel .....	248
Figura 153 Cálculo de frenos para el tendido de banda en Excel.....	249
Figura 154 Resumen de lastres para el tendido de banda en Excel.....	250
Figura 155 Orejas de tiro para el tendido de banda en Excel .....	251
Figura 156 Simulación de Orejas de tiro para el tendido de banda en Excel .....	252
Figura 157 Sistemas de tiro para el tendido de banda en Excel .....	253
Figura 158 Frenos mecánicos para el tendido de banda en Excel .....	256
Figura 323 Frenos mecánicos de 60 Cm para el tendido de banda en Excel .....	257
Figura 160 Simulación de frenos mecánicos de 60 Cm para el tendido de banda en Excel .....	258
Figura 161 Check list para el atril .....	259
Figura 162 Check list para el freno neumático.....	260
Figura 163 Modelo 3D de Estructura de Soporte .....	261
Figura 164 Modelamiento de Atril .....	266
Figura 165 Diagrama de cargas .....	266

## TABLAS

Tabla 1	Características del material y peso por pie cubico .....	28
Tabla 2	Descripción de la clasificación de los materiales .....	29
Tabla 3	Ángulo de sobrecarga .....	30
Tabla 4	Velocidades de faja recomendadas.....	31
Tabla 5	Capacidades para faja abarquillada de 20° .....	32
Tabla 6	Resumen de características 1 .....	33
Tabla 7	Clasificación de rodillos .....	34
Tabla 8	Espaciamiento normal recomendado para rodillos.....	35
Tabla 9	Peso de faja estimado promedio con pliegues múltiples .....	36
Tabla 10	Factor de ajuste de trozo K1 .....	37
Tabla 11	Factores ambientales y de mantenimiento K2.....	38
Tabla 12	Factores de servicio K3 .....	38
Tabla 13	Factor de corrección de la velocidad de la faja K4 .....	39
Tabla 14	Interpolación de valores K4.....	39
Tabla 15	Valores de Carga para los rodillos CEMA C .....	40
Tabla 16	Interpolación de valores K4.....	42
Tabla 17	Peso promedio de los rodillos de carga .....	43
Tabla 18	Peso promedio de los rodillos de retorno .....	44
Tabla 19	Resumen de datos de los rodillos .....	44
Tabla 20	Distancias mínimas de transición recomendadas .....	45
Tabla 21	Resumen general 2 .....	45
Tabla 22	Tensión de la faja al rodamiento de las poleas .....	53
Tabla 23	Factor de arrollamiento, Cw .....	54
Tabla 24	Porcentajes de flecha para condiciones de carga.....	55

Tabla 25 Tensión de la faja al rodamiento de las poleas .....	58
Tabla 26 Selección de calidad de cubiertas .....	59
Tabla 27 Valores de tensión para fajas de pliegue multiple .....	60
Tabla 28 Diámetro de polea mínimo para fajas con alma de acero.....	61
Tabla 29 Ancho de superficie de polea y claros de faja recomendados .....	62
Tabla 30 Factor de tamaño de trozo .....	63
Tabla 31 Espesor mínimo recomendado para la cubierta superior.....	63
Tabla 32 Espesor mínimo recomendado para la cubierta inferior.....	64
Tabla 33 Resumen general 3 .....	64
Tabla 34 Factor A y B .....	69
Tabla 35 Modulo Bm.....	69
Tabla 36 Factor A y B .....	76
Tabla 37 Modulo Bm.....	77
Tabla 38 Resumen general 4 .....	79
Tabla 39 Perfil C .....	86
Tabla 40 Coeficiente de compresión K .....	88
Tabla 41 Designación de esfuerzos de compresión.....	88
Tabla 42 Especificaciones para pernos de acero .....	91
Tabla 43 Dimensión de roscas hexagonales .....	94
Tabla 44 Resumen del resto de configuraciones de mesas.....	95
Tabla 45 Características del Perfil C .....	100
Tabla 46 Designación de esfuerzo de compresión .....	102
Tabla 47 Especificaciones para pernos de acero .....	107
Tabla 48 Dimensiones de roscas hexagonales.....	110
Tabla 49 Especificaciones para pernos de acero .....	112
Tabla 50 Dimensión de roscas hexagonales .....	114
Tabla 51 Catetos mínimos de soldadura.....	118
Tabla 52 Dimensiones de rodillos de carga y retorno .....	119
Tabla 53 Rodamiento para rodillos de carga.....	120
Tabla 54 Peso de rodillos de impacto.....	121
Tabla 55 Rodamiento del rodillo y diámetros .....	123
Tabla 56 Dimensiones de rodillos limpiadores .....	124

Tabla 57	Peso de rodillos limpiadores.....	124
Tabla 58	Resumen general 5 .....	126
Tabla 59	Especificaciones del raspador.....	127
Tabla 60	Especificaciones de la hoja de raspado .....	127
Tabla 61	Pesos de polea soldadas de tambor de acero .....	129
Tabla 62	Variaciones permisibles del diámetro de la polea .....	130
Tabla 63	Ratios de carga para polea y eje .....	134
Tabla 64	Valor de diámetro de eje.....	135
Tabla 65	Factor Kb .....	137
Tabla 66	Dimensiones Buje tipo QD para poleas .....	141
Tabla 67	Especificaciones Buje tipo QD para poleas.....	142
Tabla 68	Especificaciones Buje de cierre para poleas.....	143
Tabla 69	Cargas Radiales para rodamientos de la serie 3 .....	148
Tabla 70	Características para rodamientos de la serie 3.....	149
Tabla 71	Diámetro de polea mínimo para fajas con alma de acero.....	151
Tabla 72	Pesos de polea soldadas de tambor de acero .....	152
Tabla 73	Variaciones permisibles del diámetro de la polea .....	153
Tabla 74	Ratio de carga para polea y eje.....	156
Tabla 75	Valor de A en función al diámetro del eje.....	157
Tabla 76	Factor Kb en función al diámetro del eje .....	158
Tabla 77	Resumen de configuraciones de las poleas dobladoras.....	161
Tabla 78	Cargas Radiales para rodamientos de la serie 2 .....	172
Tabla 79	Características para rodamientos de la serie 2.....	173
Tabla 80	Resumen general 6 .....	174
Tabla 81	Factor de efectividad longitudinal en columnas.....	190
Tabla 82	Designación de esfuerzo para compresión .....	191
Tabla 83	Propiedades del Electrodo E7018.....	196
Tabla 84	Propiedades Cargas constantes permisibles .....	197
Tabla 85	Selección de winche de tensión .....	199
Tabla 86	Polea de transmisión de tensión .....	200
Tabla 87	Selección de cable de acero .....	201
Tabla 88	Ruedas para rieles.....	205

Tabla 89 Tipo de acople del Motor-Eje.....	213
Tabla 90 Distribución de pegas en carga y retorno .....	237
Tabla 91 Cálculo de Tx para tendido de banda en Excel .....	239
Tabla 92 Cálculo de Tyb para tendido de banda en Excel .....	240
Tabla 93 Cálculo de Tm para tendido de banda en Excel .....	241
Tabla 94 Cálculo de Tp para tendido de banda en Excel .....	242
Tabla 178 Tensiones de tiro para tendido de banda en Excel .....	243
Tabla 96 Resumen del tendido de banda .....	254
Tabla 97 Resumen del sistema de frenado para el tendido de banda .....	255
Tabla 98 Propiedades A36.....	262
Tabla 185 Propiedades E7018 .....	262
Tabla 100 Esfuerzos A36 .....	268
Tabla 101 Esfuerzo del análisis .....	268
Tabla 102 Desplazamiento máximo .....	268
Tabla 103 Factor mínimo de seguridad .....	269
Tabla 104 Propiedades Electrodo 7018 .....	269
Tabla 105 Propiedades Cargas constantes permisibles .....	270
Tabla 106 P.U. de Materiales .....	272
Tabla 107 P.U. de Equipos y Maquinaria.....	273
Tabla 108 P.U. de Subcontratos .....	273
Tabla 109 Gastos Generales .....	274
Tabla 110 P.U. Supervisión de Obra.....	275
Tabla 111 Financiamiento .....	276
Tabla 112 P.U. Seguridad.....	276
Tabla 113 Detalle de presupuesto - Costos Unitarios Directos .....	277
Tabla 114 Detalle de presupuesto - Costos Unitarios Indirectos .....	278
Tabla 115 Detalle de presupuesto - Costo total.....	279
Tabla 116 Resumen del Presupuesto - Montaje estructural .....	280
Tabla 117 Resumen del Presupuesto - Montaje Mecánico.....	281
Tabla 118 Resumen del Presupuesto - Montaje estructural .....	282

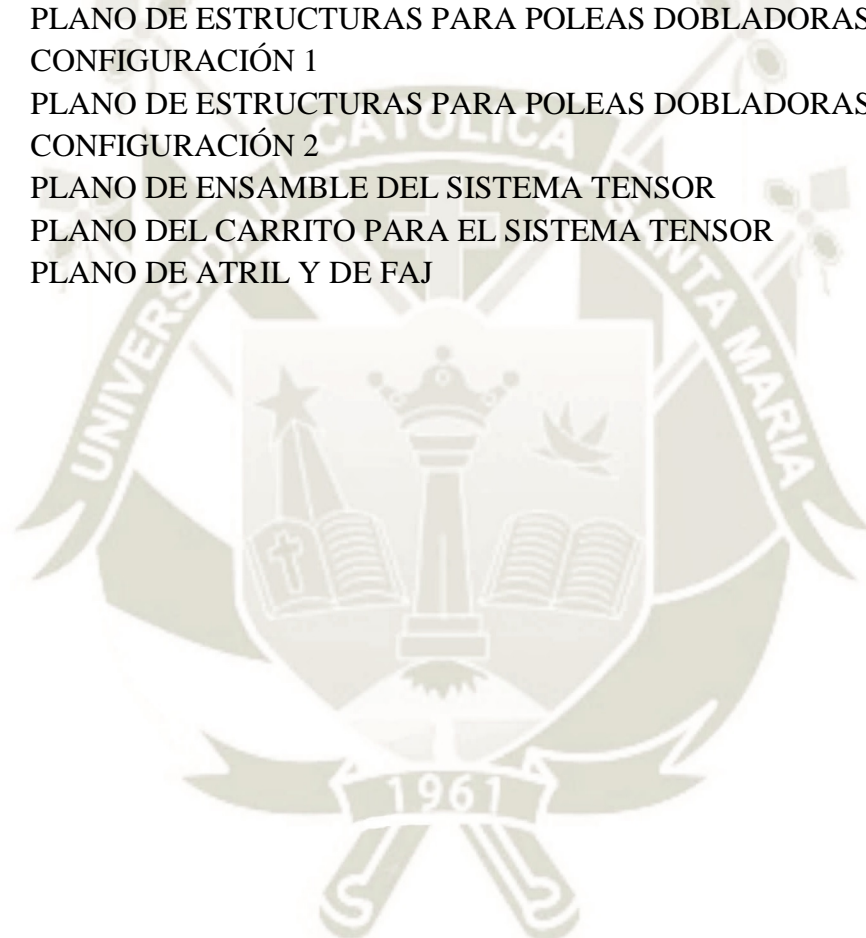
## GRAFICAS

Gráfica 1 Factor K1 .....	46
Gráfica 2 Velocidades respecto a la carga Tam .....	50

## INDICE DE PLANOS

1. PLANO DE CADENA DE CONFIGURACIONES
2. PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 1
3. PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 2
4. PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 3
5. PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 4
6. PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 5
7. PLANO CADENA DE CONFIGURACIONES DE IMPACTO
8. PLANO DE MESA DE IMPACTO EN CONFIGURACIÓN 1
9. PLANO DE MESA DE IMPACTO EN CONFIGURACIÓN 2
10. PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE CARGA
11. PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE IMPACTO
12. PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE RETORNO
13. PLANO DE POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA
14. PLANO DE TAMBOR DE ACERO SOLDADO PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y DE TENSADO
15. PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE QD PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA
16. PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE TUPER LOCK PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA
17. PLANO DE EJE PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA
18. PLANO POLEA DOBLADORA

19. PLANO DE TAMBOR DE ACERO SOLDADO PARA POLEA DOBLADORA
20. PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE QD PARA POLEA DOBLADORA
21. PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE TUPER LOCK PARA POLEA DOBLADORA
22. PLANO DE EJE PARA POLEA DOBLADORA
23. PLANO DE COPLE ENTRE POLEA MOTRIZ Y MOTOR
24. PLANO DE ESTRUCTURA PARA POLEA MOTRIZ Y DE COLA
25. PLANO DE ESTRUCTURAS PARA POLEAS DOBLADORAS CONFIGURACIÓN 1
26. PLANO DE ESTRUCTURAS PARA POLEAS DOBLADORAS CONFIGURACIÓN 2
27. PLANO DE ENSAMBLE DEL SISTEMA TENSOR
28. PLANO DEL CARRITO PARA EL SISTEMA TENSOR
29. PLANO DE ATRIL Y DE FAJ



## CAPÍTULO I: GENERALIDADES

### 1.1 TITULO

En proyecto se titula: “Mejora Tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 TON/día y una distancia de 4 Km”.

### 1.2 INTRODUCCION

Actualmente se presenta un gran desafío en el campo de la ingeniería mecánica, que es el maximizar la producción y la reducción de costos del proceso, en base a estos parámetros se toma decisiones al momento de hacer un proyecto. En la industria minera, el reto se encuentra en el transporte del mineral desde el punto de acarreo hacia la concentradora. La planta procesadora requiere una alimentación constante de material, y que esto no conlleve un costo elevado, ya sea por el equipo o por su mantenimiento; así uniendo todas las partes o componentes de un sistema de producción, poder asegurar el funcionamiento continuo de un proceso.

Por lo general las minas realizan el transporte mediante camiones o trenes de carga, pero estos métodos son muy costosos, y no son de alimentación continua; lo que ocasiona tiempos en lo que debido a problemas durante el transporte se deje de

alimentar el mineral, ocasionando tiempos muertos, los cuales son muy costosos y son pérdida para la empresa.

En el caso de un sistema de transporte de material a través de una faja transportadora es notorio la aplicación de metodología para el diseño, planificación y estructuración de esta. La aplicación práctica en este caso es una faja transportadora con tensor Mecánico. Su capacidad será de 30000 TON/día, operará ininterrumpidamente hasta las paradas programadas para mantenimiento, esta faja es la principal arteria de proceso, ya que es la alimentación del material hacia la concentradora, su disponibilidad tiene que ser de 95%, analizaremos el diseño apropiado de acuerdo al lugar donde será utilizado, será sobre los 3500 msnm en un terreno accidentado, utilizaremos el software SAP 2000 para el análisis estructural y planificaremos los tiempos y costos que impliquen la ejecución y montaje de cada una de las partes que conlleva esta faja transportadora desde el punto de acarreo hasta su descarga en la concentradora. Es por ello que proponemos una metodología de estudio basada en el diseño, planificación y costos para identificar oportunidades de mejoras en empresas mineras, que aseguren una continua y mayor producción.

### **1.3 IDENTIFICACION DEL PROBLEMA**

El transporte de mineral minado desde la zona de acarreo hacia la concentradora, esta parte del proceso es muy costosa para la mayoría de mineras, ya que utiliza equipos móviles como camiones o trenes de carga. Lo que ocasiona un consumo de combustibles por parte de ambos equipos.

También se tiene el problema que el abastecimiento no es continuo y se ligado a la capacidad de transporte de los equipos y a los tiempos que demoran en movilizarse desde el punto de acarreo hacia la concentradora.

Estos equipos tienen un mantenimiento elevado en términos de costos y tienen que ser intervenidos de acuerdo a sus horas de trabajo, por lo que en una parada de mina, solo se le realizan trabajos menores, salvo le corresponda algún mantenimiento en esas fechas.

## 1.4 OBJETIVOS

### 1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar la mejora tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 Ton/día y una distancia de 4 Km. que cumpla con con una alimentación constante de mineral y que tenga un bajo costo de operación y mantenimiento.

### 1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar las estructuras y componentes de la faja transportadora.
- Seleccionar los accesorios y equipos adecuados para el diseño de la faja transportadora.
- Planificar los tiempos de montaje en base a las estructuras diseñadas y su ubicación en campo.
- Evaluar los costos que conlleva realizar el proyecto.

## 1.5 ALCANCES

A base de una serie de cálculos y el uso del software SAP 2000 y Solid Works se diseñará un medio de transporte de mineral óptimo y de alimentación continua, también se realizará una propuesta de planificación y tiempos de ejecución. Así mismo se realizará un capítulo detallando los costos del proyecto.

## 1.6 LIMITACIONES

- No contempla ingeniería de detalle, ni piping.
- No contempla cálculos civiles ni eléctricos y ni de control.
- Los componentes mecánicos y estructuras metálicas deben ser entregados por la compañía minera, y sus costos no se contemplan dentro del proyecto.
- Todos los componentes mecánicos y estructuras metálicas, serán recogidos del almacén general de la compañía minera.

## 1.7 LOCALIZACION DEL PROYECTO

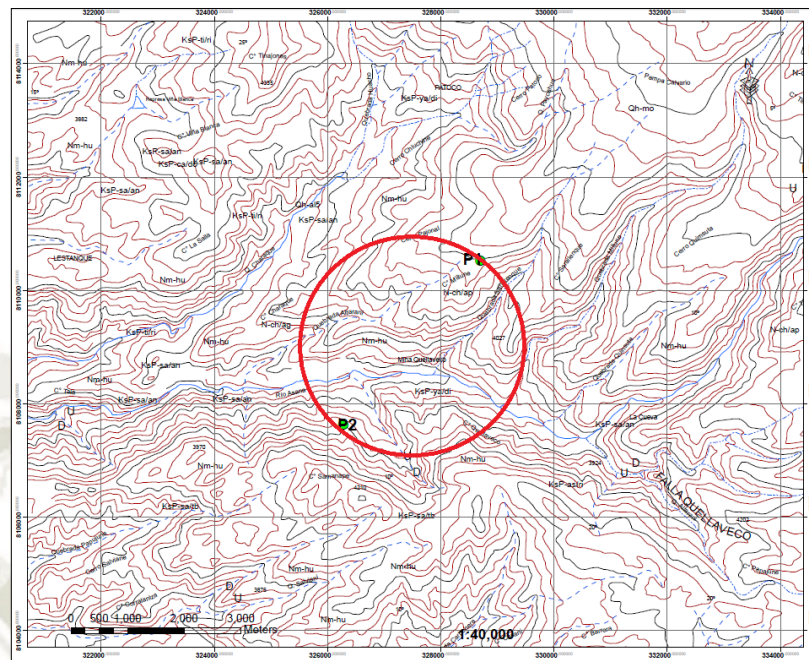
El presente proyecto se encuentra localizado en la región de Moquegua, al sur del Perú.

Se ubica en la sierra del Departamento de Moquegua, con una elevación entre los 3,500 a 4,000 m.s.n.m.



Figura 1 Geográfica del Sur del Perú

Fuente: <http://www.sudamerica.co/>



**Figura 2 Ubicación topográfica del proyecto**

**Fuente:** <http://googlemaps.com/>

En fechas de Enero, Febrero y parte de Marzo las lluvias son de gran intensidad, el resto del año se presenta un clima frío con sol permanente.

## 1.8 DESCRIPCION DEL PROYECTO

El proyecto consiste en diseñar un transporte de material minado desde el punto de acarreo hasta la concentradora, esta información nos definirá la longitud de la faja transportadora, que es de 4000 m o 4 Km para ello utilizaremos cálculos y la ayuda del software SAP 2000 a fin de determinar mediante simulaciones los componentes y partes adecuadas para la faja transportadora que usará un tensor mecánico.

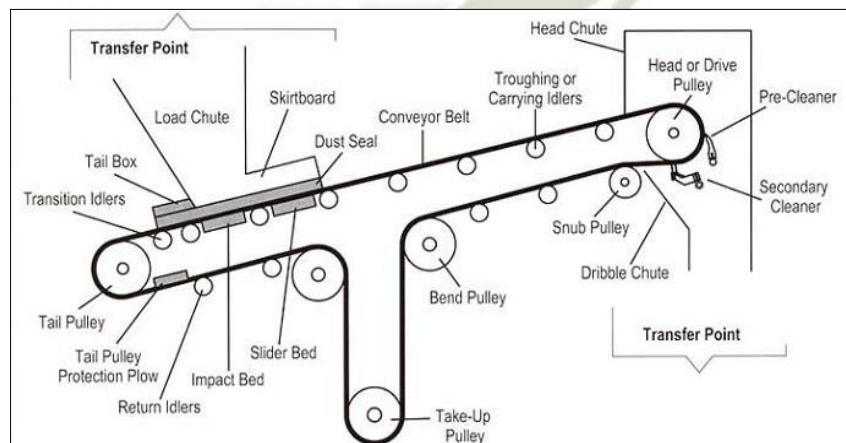
Dicha faja tiene 1000 m planos iniciando desde la cola, seguidos por 600m con una inclinación del 5% o 3°, seguida de 2000 m planos, continuando con 300 m con una inclinación de 4% o 2.3°, y acabando con una superficie plana de 100 m.

Esta faja transportadora contará un tensor mecánico, que brinda mayor eficiencia de tensado a la faja; así como la planificación de tiempos en el montaje de las partes y los costos que implica su ejecución, mano de obra en el montaje de equipos mecánicos y estructuras metalmeccánicas.



**Figura 3 Faja transportadora con carga**

Fuente: <http://www.directindustry.de/>



**Figura 4 Esquema general de una faja transportadora**

Fuente: <https://www.imagenesmi.com/>

## **CAPÍTULO II: MARCO TEORICO**

### **2.1 CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA**

#### **2.1.1 CIRCUITO DEL MINERAL**

El proceso para que el mineral llegue desde el punto de acarreo hacia la planta concentradora es complicado, debido a que debe llegar con una granulometría determinada por lo cual debe pasar por la chancadora primaria y secundaria; siendo la parte más importante el transporte.

Una vez realizada la voladura, los equipos pesados se encargan de recolectar y enviar el mineral hasta el punto donde se encuentra la chancadora primaria.

Los equipos encargados de recoger las rocas producto de una voladura son las palas eléctricas o hidráulicas, en el Perú las marcas más usadas son P&H y Hitachi, las cuales cargan mediante sus cucharones dichas rocas

(mineral) a los camiones mineros, los cuales se encargan de transportarlo hacia la chancadora primaria, las marcas de camiones más usadas en el Perú son Caterpillar y Komatsu, para que las rocas puedan ser reducidas de granulometría.



**Figura 5 Pala eléctrica cargando un camión minero**

**Fuente:** <http://www.mch.cl/>

Una vez que el mineral es echado al chute de la chancadora primaria este sale con una determinada granulometría y de acuerdo a la necesidad esta vuelve a ingresar a una secundaria para reducirse aún más.

El siguiente paso es transportar el mineral hacia la planta concentradora para lo cual se emplea distintos métodos como los mencionamos anteriormente como volquetes, trenes de carga, faja transportadora entre otros.

El reto se encuentra en el transporte de este mineral, en algunas minas como la Mina Cuajone - SPCC se usaba el transporte por trenes, pero su costo era elevado, la alimentación de mineral no era continua, el

mantenimiento de los trenes, vagones y locomotoras representaba un tiempo de equipo detenido así como un costo, por lo que se procedió a instalar una faja de transportadora en reemplazo del transporte por trenes.

Una faja transportadora tiene como finalidad transportar el mineral de un punto a otro, siendo el método más usado debido:

- Bajo costo de operación y mantenimiento.
- Fácil de automatizar.
- Gran capacidad de transporte.
- Abastecimiento continuo.
- La operación no es afectada por el clima.
- Su fuente de alimentación es la electricidad.
- Gran eficiencia en uso de energías.

### **2.1.2 FAJA TRANSPORTADORA Y COMPONENTES**

Una faja transportadora tiene componentes primarios y secundarios, así como su estructura o truss, polea motriz y polea de cola. Las longitudes y formas varían de acuerdo al terreno y la distancia del punto de alimentación y el punto de descarga.

“Las fajas transportadoras han logrado una posición dominante transportando los materiales a granel, debido a ventajas inherentes tales como su economía y seguridad de funcionamiento, fiabilidad, versatilidad, y el rango prácticamente ilimitado de capacidades. Además, son convenientes para realizar las numerosas funciones del proceso en relación con su propósito normal de proporcionar un flujo continuo de material mientras funciona.

Recientemente, su conformidad a los requisitos medioambientales ha mantenido un incentivo extenso para la selección de fajas transportadoras por encima de otros medios de transporte.

Los requisitos de trabajo y energía bajos son fundamentales con las fajas transportadoras en comparación con otros medios de transporte. El aumento dramático en los costos de operación luego de la crisis del petróleo de los años setenta ha colocado a los transportadores en una posición sumamente favorable para aplicaciones que no fueron consideradas previamente”.<sup>1</sup>

### 2.1.2.1 ESTRUCTURA DE LA FAJA TRANSPORTADORA

“La estructura de soporte debe ser rígida. No se debe deformar ni curvarse debido a las fuerzas a las que está sometida, por ejemplo, por la tensión de la cinta, el peso de la mercancía a transportar, los suelos irregulares, etcétera. Sin una estructura rígida, sería casi imposible guiar la cinta transportadora con métodos convencionales y evitar que se desplace durante condiciones de funcionamiento variables (sin carga/carga parcial/plena carga)”.<sup>2</sup>

Los diseños y la ingeniería de las estructuras varían de acuerdo al terreno, las distancias, las cuales pueden ser metros como kilómetros; las condiciones ambientales a las que operará como climas lluviosos, climas fríos, climas secos entre otros, y el material que va a transportar.

En cuanto al costo de mantenimiento en la estructura, es una inspección visual periódicamente y por lo general una inspección más crítica en los puntos que está sometida a mayor carga, para así poder asegurar su correcta funcionalidad.

---

<sup>1</sup> Manual CEMA (2006) Capítulo 1 - Aplicaciones y Costos de la faja transportadora en General

<sup>2</sup> Habasit (2014) Cintas transportadoras con estructura de tejido Guía de ingeniería

<http://www.habasit.com/es/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7836%26language%3D21>



**Figura 6 Estructura de una faja transportadora**

**Fuente:** <http://ingenieriapsi.cl/cinta/>

### 2.1.1.1 POLEAS

“Conveyor pulleys play an essential role in the performance and reliability of belt conveyor systems worldwide. It is because of this essential role that pulley selection becomes a critical process in keeping equipment up and running. If selection is conducted in haste, a conveyor pulley may be inadequately sized and selected, leading to premature pulley failure and costly downtime”.<sup>3</sup>

La traducción a lo mencionado por la marca PCI, empresa estadounidense, que diseña y fabrica poleas es: “Las poleas transportadoras desempeñan un papel esencial en el rendimiento y la fiabilidad de los sistemas de cinta transportadora en todo el mundo. Debido a este papel esencial, la selección de poleas se convierte en un proceso crítico para mantener el equipo en funcionamiento. Si la selección se realiza a toda prisa, una polea transportadora puede tener

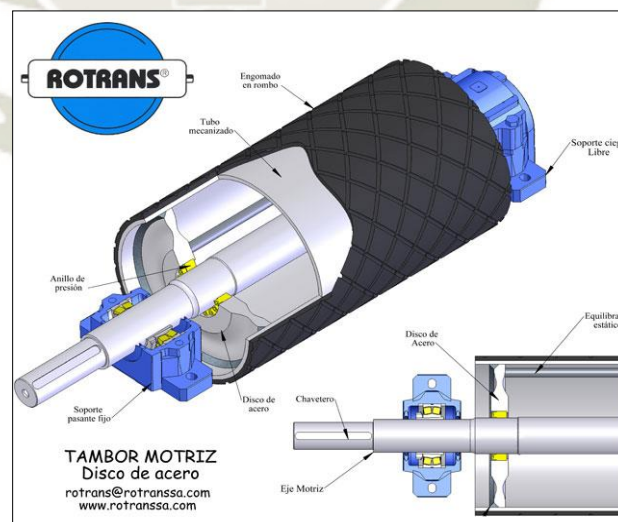
<sup>3</sup> PCI (2014) Conveyor pulley selection guide

[https://www.pcmfg.com/wp-content/uploads/2014/11/PCI\\_Pulley\\_Selection\\_Guide\\_2014.pdf](https://www.pcmfg.com/wp-content/uploads/2014/11/PCI_Pulley_Selection_Guide_2014.pdf)

un tamaño y una selección inadecuados, lo que lleva a una falla prematura de la polea y un tiempo de inactividad costoso”.

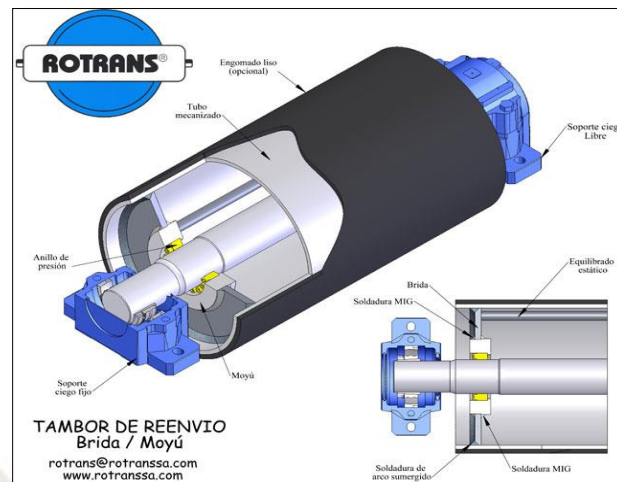
La función principal de las poleas en los extremos es la de controlar el movimiento de la faja, por ende las poleas son colocadas estratégicamente para girar la faja cargada en el punto de descarga y hacer que regrese, la faja vacía se gira y está lista para ser cargada en la zona de alimentación, para repetir el proceso de manera continua hasta el momento de una parada programada, una parada de emergencia o una parada por activación de un sensor.

La parte crítica en las poleas es el eje y las chumaceras que se encuentran en los extremos de este, para el mantenimiento se aplican métodos como el mantenimiento predictivo que implica el uso de equipos como termógrafos y medidor de vibraciones para ver el balanceo; así mismo también se aplica el mantenimiento preventivo el cual consiste en el engrase de las chumaceras en los periodos establecidos con la grasa adecuada y recomendada por los especialistas.



**Figura 7 Polea Motriz**

**Fuente:** Catálogo Rotrans



**Figura 8 Polea de Cola**

**Fuente:** Catálogo Rotrans

Las poleas tienen distinto diseño y componentes de acuerdo a la función que cumplen en la faja, por ejemplo la polea motriz de ser más robusta y revestida con un material especial, por lo general es caucho, para que pueda tener fricción con la faja transportadora y transmitir el movimiento generado por el motor, algunos revestimientos tienen formas autoalineantes como las que se aprecia en la Figura 7.

La polea de cola es más simple, también puede tener revestimiento su función es hacer que la faja gire en la zona de descarga y retorne al punto de alimentación vacía y por la parte inferior de la estructura mediante los polines de retorno.

Existen también poleas auxiliares como las poleas dobladoras o poleas para el punto donde se tensa la faja, las cuales son más simples ya que su función es secundaria a comparación de las poleas de cola y la motriz.

“El incremento del uso de fajas transportadoras ha dejado relegada a la industria de las poleas hechas a medida, debido al desarrollo de poleas de acero estándar con rangos de medida universalmente aceptados, con construcciones similares, y capacidades de carga de transporte substancialmente uniformes; para el uso con fajas que

tienen un armazón compuesta por pliegues o capas tejidas. Las poleas estándar de tambor y de aletas están disponibles para estas aplicaciones. La actual tendencia, sin embargo, es de usar sistemas transportadores con tonelaje más alto con fajas más anchas y más fuertes que incorporan un armazón tanto de cables de acero como de miembros con grandes esfuerzos de tensión. En aplicaciones dónde se encuentran altas tensiones, se sugiere el uso de poleas de acero soldadas "diseñadas"<sup>4</sup>.

### 2.1.2.3 UNIDAD DE ACCIONAMIENTO

“En el caso de un transportador con accionamiento de cabeza, se dice que se tira de la cinta por el lado portante. Se prefiere el accionamiento de cabeza al de cola debido a que la cinta se somete a un menor estrés y a que se transmiten fuerzas más pequeñas a los componentes del transportador como, por ejemplo, tambores y rodamientos. El transportador descendente, en el que la magnitud de la carga transportada, el ángulo de inclinación descendente y la fricción hacen posible que el producto a transportar accione, o empuje, a la cinta creando una fuerza tangencial “negativa”. En este caso, se recomienda el accionamiento de cola para alcanzar un rendimiento óptimo. En caso de funcionamiento reversible, se recomienda el accionamiento central”<sup>5</sup>.

Para poder mover una faja transportadora se emplea un motor eléctrico el cual por transmisión mecánica mueve el eje de la polea motriz, es importante definir que existen 3 tipos de poleas motrices o de accionamiento:

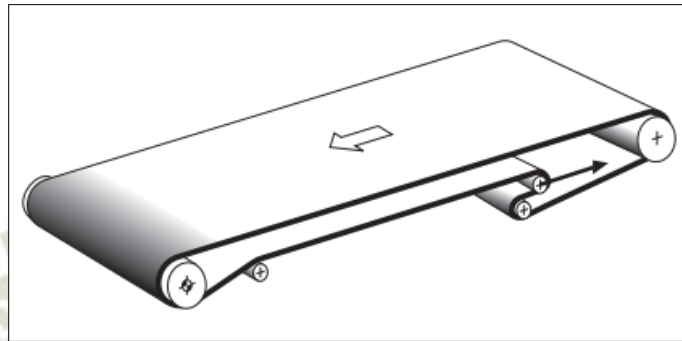
---

<sup>4</sup> Manual CEMA (2006) Capítulo 8 – Poleas y ejes

<sup>5</sup> Habasit (2014) Cintas transportadoras con estructura de tejido Guía de ingeniería

<http://www.habasit.com/es/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7836%26language%3D21>

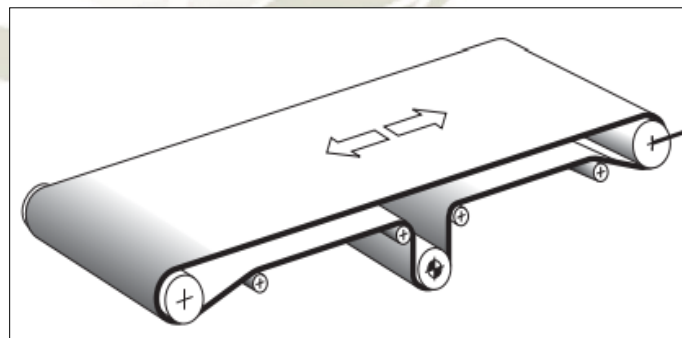
- Accionamiento de cabeza: El motor se encuentra en la zona de descarga del mineral, el motor tiene su propia estructura y transmite el movimiento mediante un acoplamiento al eje de la polea, el cuál acciona toda la faja para que entre en operación.



**Figura 9 Faja transportadora con accionamiento de cabeza**

**Fuente:** <http://www.habasit.com/>

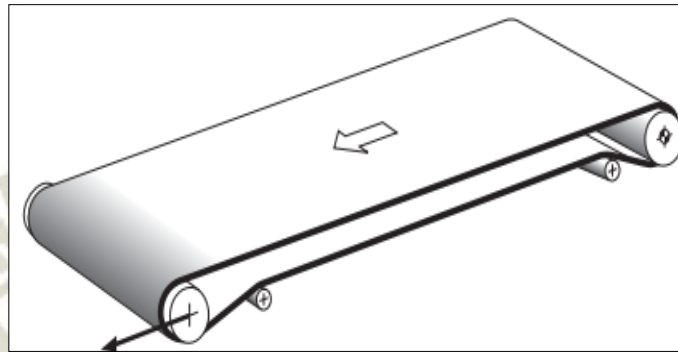
- Accionamiento central: El motor se encuentra en la zona media de la faja transportadora, se aplica para operaciones reversibles, es decir, que la faja opera en ambos sentidos.



**Figura 10 Faja transportadora con accionamiento central**

**Fuente:** <http://www.habasit.com/>

- Accionamiento de cola: El motor se encuentra en la zona de alimentación, pero en esa zona las cargas son elevadas y por ende el eje deberá ser diseñado para soportar dicha carga, por lo tanto la estructura debe ser diseñada robusta.



**Figura 11** Faja transportadora de accionamiento de cola

**Fuente:** <http://www.habasit.com/>

El motor se selecciona de acuerdo al torque requerido para mover la faja transportadora, por ende para hallar el torque más elevado y crítico se toma que la faja está cargada y tiene que arrancar, con eso seleccionamos el motor más adecuado para el sistema.

#### 2.1.2.4 BANDA O FAJA

Es el elemento principal, va a lo largo de la estructura desde la polea motriz hasta la polea de la cola, ida y vuelta, se encuentra unida mediante empalmes, los cuales son mediante el vulcanizado siendo este un proceso en que se corta los pliegues en ambos lados de tal manera que encajen al sobre ponerse; bañando con pegamento especial las caras que estarán en contacto al unirlos y aplicando una presión en la zona por un periodo determinado se consigue el empalme deseado. Otra forma es mediante el uso de grapas las cuales son montadas en

lados ambos extremos lo que une la banda, es un método mecánico también muy usado en el campo.

Su función es transportar el mineral sobre su cara que se encuentra amoldada a los polines de carga hasta el punto de descarga que puede ser un stock-pile o un chute de descarga, existen de 2 tipos de bandas: de lona y de lona con alma de acero.

“La selección de la faja transportadora es la consideración de diseño más importante, ya que la faja constituye una gran proporción en el costo inicial de una faja transportadora. También, sufre el mayor desgaste y contribuye substancialmente a los costos de operación del transportador”.<sup>6</sup>

“Debido a que el sistema de faja transportadora está compuesto de muchas partes importantes, ninguno es más económicamente importante que la propia faja, que, en la mayoría de los casos, representará una parte sustancial del costo inicial. Por consiguiente, la selección de la faja debe hacerse con gran cuidado”.<sup>7</sup>

Una faja o banda tiene 3 partes las cuales son:

- Cubierta Superior: La cual cumple la función de protección del alma, que es la parte central de la banda, frente a daños producidos por el ambiente en el que opera.
- Alma: Es la parte central de la banda, la cual cumple la función de absorber el impacto del material en la zona de alimentación, conduce las fuerzas de tensión a la que es sometida la banda durante la operación y en un arranque luego de una parada, adicional una función es mantener la alineación de la banda.

---

<sup>6</sup> Manual CEMA (2006) Capítulo 2 – Consideraciones de diseño

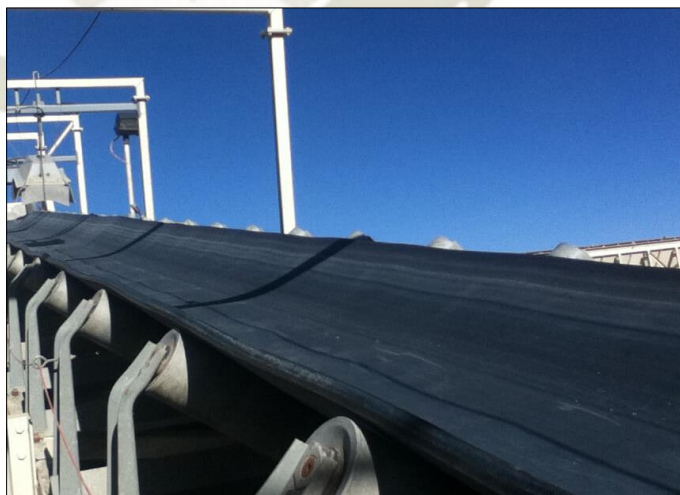
<sup>7</sup> Manual CEMA (2006) Capítulo 7 – Selección de la faja

Una banda puede tener alma de lonas que son pliegues uno sobre otro, como también bandas con alma de acero, los cuales se utilizan para mayores tensiones y cargas pesadas, así mismo tienen mayor duración y resistencia.

Para su unión, cuando son de lonas se realiza cortes paralelos y luego se vulcaniza quedando unida; pero cuando es una faja con alma de acero, se realiza los cortes en paralelo, se deshebra los alambres de acero, para luego tejer las hebras, uniéndolos y posteriormente vulcanizando las lonas.

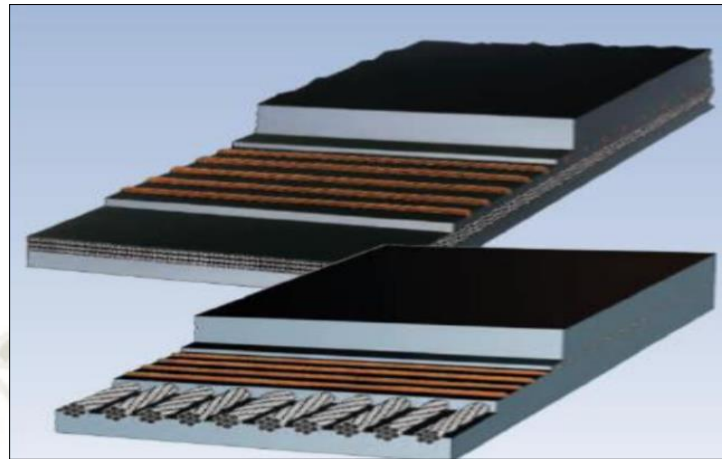
- Cubierta Inferior: Cumple la misma función que la cubierta superior con la diferencia que esta va de cara a los rodillos de carga y opuestos con los rodillos de retorno, debe amoldarse a la forma de estos para que la banda pueda transportar el material sin derrames.

Tiene las mismas características que la cubierta superior, en algunos casos los fabricantes juegan con las resistencias de la cubierta superior e inferior.



**Figura 12** Banda recién montada

**Fuente:** <https://www.industriarubberparts.com/>

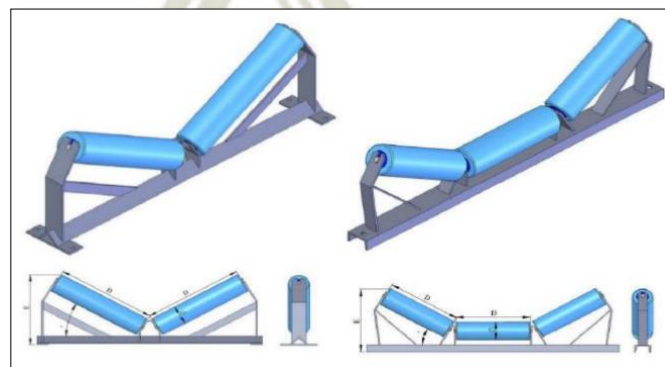


**Figura 13** Banda de lona y de alma de acero

**Fuente:** Pelayo López García (2016) “Design of a Belt Conveyor for iron ore” - Pag 19

#### 2.1.2.5 POLINES DE CARGA

Su función es soportar el peso de la faja con carga, estos se encuentran espaciados de tal forma que la faja no tenga una flecha muy grande. Los polines de carga son un conjunto de 2 o 3 unidades, los cuales conforman una unidad mediante una pequeña estructura. Esta pequeña estructura va posicionada sobre la estructura de la faja transportadora, por lo general unida por pernos, para facilitar el desmontaje y montaje en el mantenimiento.



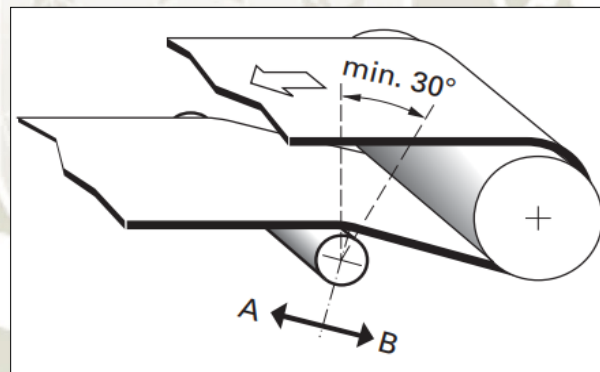
**Figura 14** Polines de carga

**Fuente:** Pelayo López García (2016) “Design of a Belt Conveyor for iron ore” - Pag 15

En los polines de carga también existen los polines de guiado, los cuales cumplen la función de guiar o alinear la faja para mantenerla centrada y evitar posibles descarrilamientos o derrames del material.

“Los rodillos guía, también llamados rodillos de control, son rodillos de presión ajustables. Los rodillos guía suelen ser cilíndricos. Respete el diámetro mínimo para las contraflexiones según las indicaciones de las fichas técnicas de los productos.

Para lograr un buen guiado, el arco de contacto en el rodillo guía debería ser, como mínimo, de  $30^\circ$ . Para las cintas con superficie no adhesiva, el efecto de guiado se puede mejorar con un recubrimiento de fricción, con un caucho resistente a la abrasión o con un material sintético (dureza recomendada 80 – 90 Shore A)”.<sup>8</sup>



**Figura 15 Rodillo guía**

Fuente: <http://www.habasit.com/>

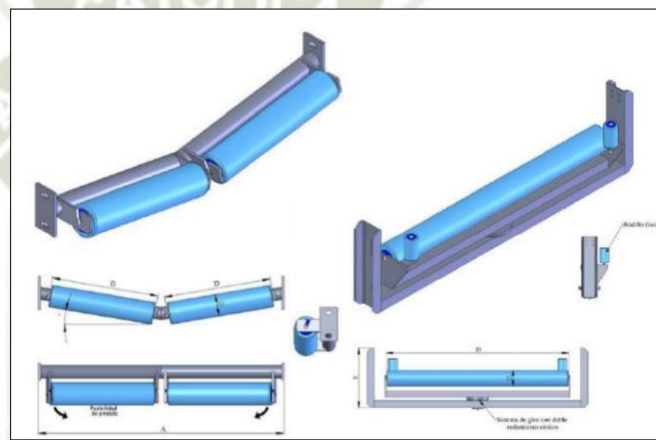
### 2.1.2.6 POLINES DE RETORNO

Son polines sobre los cuales la banda retorna desde el punto de descarga o la polea de cola hasta la polea de cabeza.

<sup>8</sup> Habasit (2014) Cintas transportadoras con estructura de tejido Guía de ingeniería  
<http://www.habasit.com/es/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7836%26language%3D21>

Estos polines se encuentran en la parte inferior de la estructura de la faja, la faja retorna sobre estos, pueden ser más distanciados a comparación de los polines de carga, ya que en esta parte la faja va vacía.

Por lo general solo es un rodillo simple y en algunos casos son 2, depende del ancho de la faja, se monta sobre una pequeña estructura la cual va unida a la estructura de la faja mediante pernos, para facilitar su desmontaje y montaje en los mantenimientos.



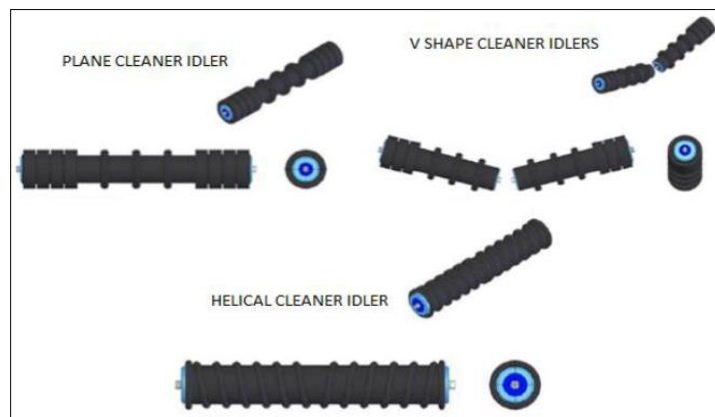
**Figura 16 Polines de retorno**

**Fuente:** Pelayo López García (2016) “Design of a Belt Conveyor for iron ore” - Pag 16

### 2.1.2.7 LIMPIADORES Y RASPADORES

- Rodillos limpiadores: Estos rodillos se encuentran en el retorno de la faja en la parte inferior de la estructura, su función como su nombre lo dice es la de limpiar el lado sucio de la faja con la finalidad de cuidar el desgaste de los rodillos de retorno debido a la abrasión que generaría el contacto de material sobrante con la superficie de dichos rodillos.

En las fajas hay una gran cantidad de rodillos limpiadores, incluso algunos de ellos tienen cepillos para mejorar la limpieza.



**Figura 17 Rodillos limpiadores**

**Fuente:** Pelayo López García (2016) “Design of a Belt Conveyor for iron ore” - Pag 17

- Raspadores: El raspador está formado por una placa que puede ser cerámica o metálica, el cual es posicionado en la parte inferior de la polea de cola, es decir al retorno de la faja. Su función como su nombre lo dice es raspar el material que queda pegado a la faja antes de que entre en contacto con los rodillos de retorno, rodillos guidores o poleas; de no haber un raspador el material que queda en la faja puede dañar la misma faja como los componentes de retorno, porque al entrar en contacto generan desgaste en ciertos puntos los cuales se debilitaran.



**Figura 18 Limpiador en polea de cabeza**

**Fuente:** <http://www.hsyaxin.com/>

### 2.1.2.8 TENSORES

“Los Transportadores que tienen secciones horizontales y de pendiente negativa, u horizontal y de pendiente positiva pueden tener las tensiones máximas en puntos distintos al de la polea terminal”.<sup>9</sup>

Los tensores como su nombre lo dice cumplen la función de tensar la faja, de acuerdo a la tensión que requiere con las tensiones estudiadas en su diseño, asumiendo siempre la más crítica, que es un arranque con la faja cargada de material en su totalidad.

Otra función que cumple es evitar que se desalinee debido a que la faja se encuentra suelta, lo que ocasionaría una parada en las operaciones debido a que la faja salió de los polines o hubo un derrame de material.

Existen distintos tipos de tensores en las fajas como son:

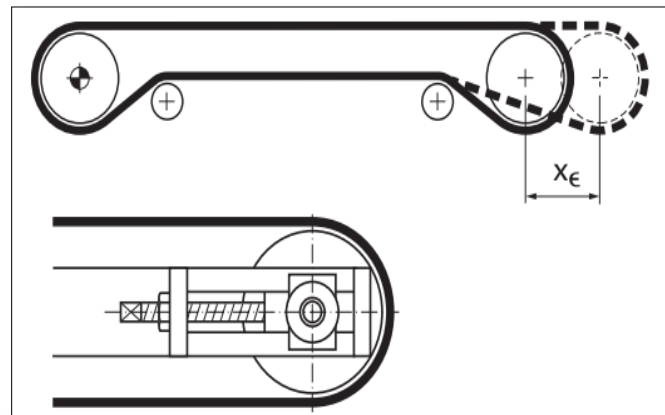
- Tensores Fijos: Los encontramos en fajas de distancias cortas, es decir que su longitud con es un factor crítico para la tensión del sistema de la faja transportadora. Los tensores pueden estar en las poleas de cola, o en el caso de las reversibles en las poleas centrales.

“En instalaciones largas con cargas pesadas, el dispositivo tensor se debería colocar directamente después del tambor motriz”.<sup>10</sup>

Lo mencionado en la cita 11, se aplica pero para eso la carga es toda sobre la polea motriz, por ende esta debe ser más robusta en cuanto a su eje y estructura, así como un motor de mayor torque, todos estos factores se miran al momento de realizar la ingeniería y los diseños para la fabricación.

<sup>9</sup> Manual CEMA (2006) Capítulo 6 – Tensión de faja, potencia, y sistema de transmisión.

<sup>10</sup> Habasit (2014) Cintas transportadoras con estructura de tejido Guía de ingeniería  
<http://www.habasit.com/es/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7836%26language%3D21>



**Figura 19** Tensor en polea de cola

**Fuente:** <http://www.habasit.com/>

- Tensores de fuerza constante: Este tipo de tensores se utiliza cuando la faja es de gran longitud y transporta gran carga de material.

Estas fajas largas, presenta cambios en su longitud debido a la cantidad variable de material que transportan durante la operación, estos cambios deben ser considerados en la ingeniería y la construcción.

Durante la operación estos cambios en la longitud de la faja deben ser compensados para que la faja siempre opere a su tensión inicial.

Existen distintos tipos de tensados como son los tensores de fuerza constante que vienen a ser los hidráulicos, resortes o de winche con cable acerado; o como también los tensores de gravedad que también proporcionan un tensado estable a la faja mediante un sólido suspendido.



**Figura 20** Winche de tensión en una faja transportadora

**Fuente:** <https://www.eilbeckwinches.com/>

#### 2.1.2.9 COBERTURAS

Con componentes que se usa en algunas fajas transportadoras debido a dos factores, uno viene a ser el ambiental, debido a lluvias o nevadas extremas, y la otra debido al propio material que se transporta, que es muy seco y se puede volar con el viento o puede ser contaminante.

Las coberturas pueden ser de distintos materiales el fin es proteger el material que es transportado.



**Figura 21** Cobertura en una faja transportadora

**Fuente:** <http://www.aridos.org/>

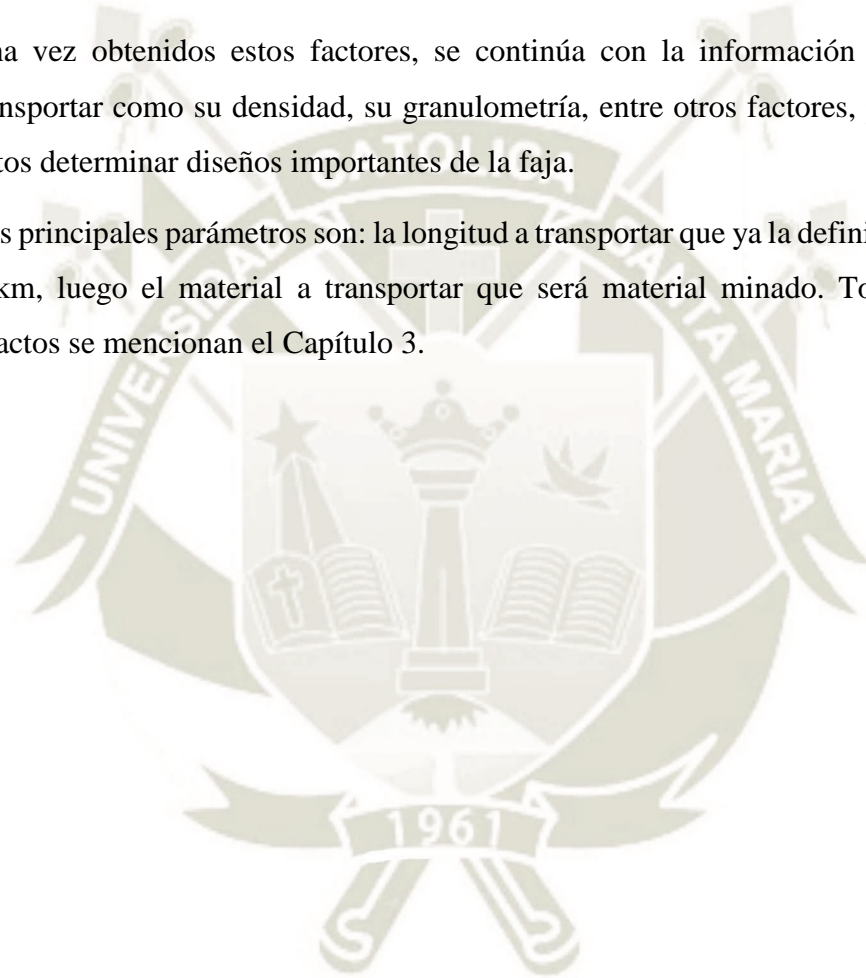
## 2.2 PARAMETROS DE ALIMENTACION A CONCENTRADORA

La faja transportadora lleva el mineral desde la chancadora primaria hacia la planta concentradora, reemplazando el uso de volquetes o trenes de carga.

Para realizar el correcto diseño de una faja se tiene que tener en cuenta la producción de la mina, la capacidad de la planta concentradora, la longitud que debe transportar el mineral, así como las condiciones del terreno.

Una vez obtenidos estos factores, se continúa con la información del mineral a transportar como su densidad, su granulometría, entre otros factores, para con estos datos determinar diseños importantes de la faja.

Los principales parámetros son: la longitud a transportar que ya la definimos que serán 4 km, luego el material a transportar que será material minado. Todos los datos exactos se mencionan el Capítulo 3.



## CAPÍTULO III: DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

### 3.1 ANALISIS DE PARÁMETROS DE ALIMENTACION A CONCENTRADORA

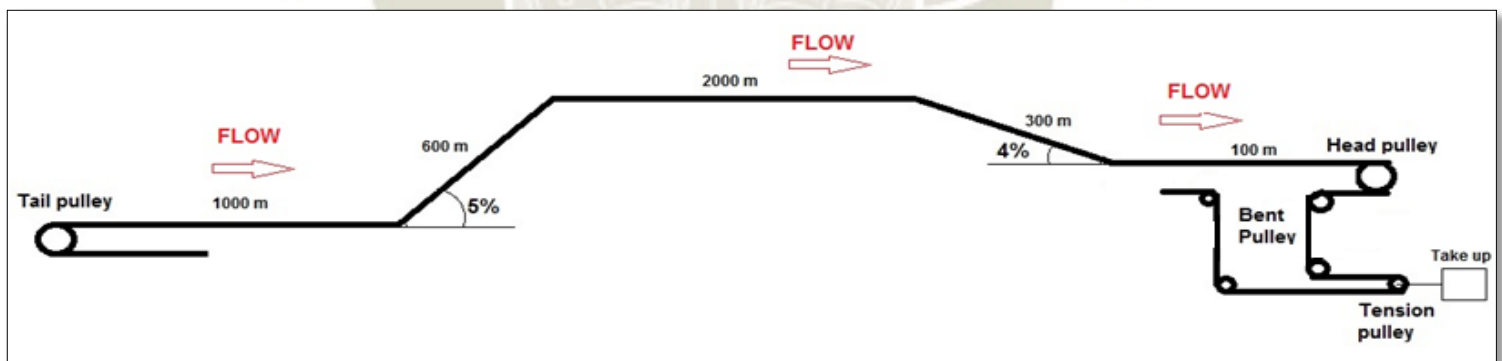


Figura 22 Arreglo general de la faja transportadora

Fuente: Elaboración Propia

#### DATOS GENERALES

$L = 13\ 114,8$  pies (4000 m)

$H+ = 98,4$  pies (30 m)

H- = 39.3 pies (12 m)

Pendiente de Subida = 5% (3°)

Pendiente de Bajada = 4% (2.3°)

Después del chancado primario, el tamaño promedio del trozo es de 6"-8" (152-200 mm)

### 3.1.1 CAPACIDAD

$$300\,000 \frac{\text{Ton}}{\text{dia}} \times \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ hrs}} = 1250 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}}$$

### 3.1.2 DATOS DEL MATERIAL

**Tabla 1 Características del material y peso por pie cubico**

Material	Peso promedio (lbs por pie <sup>2</sup> )	Angulo de reposo (grados)	Inclinación máxima recomendada	Código
Roca, chancada	125-145	20-29		D26

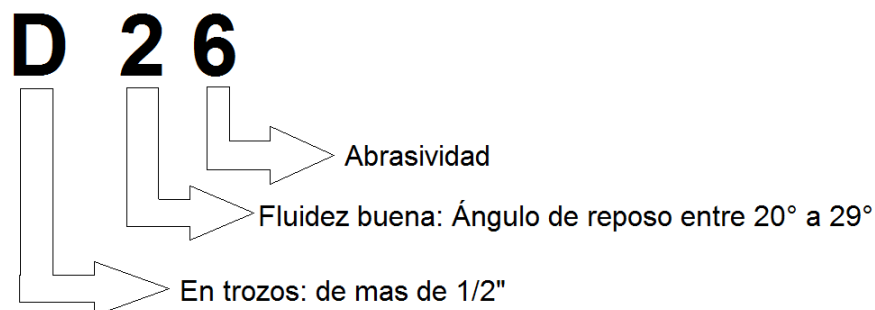
**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 40

Tomamos el código del Material **D26**.

Tabla 2 Descripción de la clasificación de los materiales


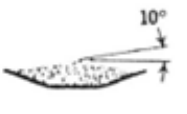



	Características del material	Código
Tamaño	Muy fino: hasta la malla 100	A
	Fino: hasta 1/8"	B
	Granular: hasta 1/2"	C
	En trozos: de más de 1/2"	D
	Irregular: fibrosos, que se pueden atorar, enredado	E
Fluidez, Angulo de Reposo	Fluidez muy buena – Angulo de reposo menor a 19°	1
	Fluidez buena: Angulo de reposo entre 20 a 29°	2
	Fluidez promedio - Angulo de reposo entre 30 a 39°	3
	- Angulo de reposo entre 40° a más.	4
Abrasividad:	No abrasivo	5
	Abrasivo	6
	Muy abrasivo	7
	Muy afilado: corta o deshace la cubierta de la faja	8
Características Variadas (a veces mas de una propiedad puede aplicarse)	Muy polvoriento	L
	Aireado o que desarrolla propiedades de fluido	M
	Contiene polvo explosivo	N
	Contaminable, afecta su uso o venta	P
	Degradable, afecta su uso o venta	Q
		R
	Altamente Corrosivo	S
	Medio Corrosivo	T
	Higroscópico	U
	Que se atora	V
	Presenta aceites o químicos que pueden afectar productos de caucho	W
	Empacado bajo presión	X
	Muy liviano y , puede dispersarse con el viento	Y
Temperatura elevada.	Z	
Por ejemplo: Un material muy fino, de buena fluidez, abrasivo, y que contiene polvo explosivo, tendrá una designación: Clase A26N		

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 34



### 3.1.3 CONFIRMAMOS ÁNGULO DE SOBRE CARGA

Tabla 3 Ángulo de sobrecarga

Fluidez muy libre 1*	Fluidez libre 2*	Fluidez promedio 3*		Pesada 4*
ángulo de sobrecarga de 5°	Ángulo de sobrecarga de 10°	Ángulo de sobrecarga de 20°	Ángulo de sobrecarga de 25°	Ángulo de sobrecarga de 30°
				
0° - 19° ángulo de reposo	20° - 29° ángulo de reposo	30° - 34° ángulo de reposo	35° - 39° ángulo de reposo	40° - a más ángulo de reposo
Características del material				
Tamaño uniforme, partículas redondeadas muy pequeñas, tanto si están húmedas o muy secas: piedra silice seca, cemento, concreto húmedo	Partículas pulidas, redondeadas, secas, de peso medio: granos sin pelar y frejoles	Materiales Irregulares, granulares o en trozos de peso medio, tales como antracita y carbón de piedra, semilla de algodón, arcilla, etc.	Materiales comunes típicos: carbón bituminoso, piedra, mayoría de minerales	Materiales irregulares, fibrosos, que se pueden atorar: astillas de madera, bagazo, arena de fundición templada.

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 32

Según el código del producto se debería escoger fluidez buena, pero según la tabla 3.1, más cercano a nuestro material es la FLUIDES PROMEDIO 3 con ángulo de reposo entre 30°- 34° y ángulo de sobrecarga de 20°.

### 3.1.4 SELECCIÓN DEL ANCHO DE FAJA

Usamos la tabla 4 del manual CEMA para seleccionar una velocidad de faja tentativa.

Tabla 4 Velocidades de faja recomendadas

Material que se transporta	Velocidad de la faja (ppm)	Ancho de la faja (pulgadas)
Granos u otros materiales no abrasivos de buena fluidez	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Hulla, arcilla húmeda, mineral suave, capas de desperdicio, piedra chancada fina.	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Mineral pesado, duro, de bordes afilados, piedra chancada de cuarzo.	350	18
	500	24-36
	600	mayor de 36
Arena de Fundición, preparada o húmeda; arena molida con pequeños núcleos, con o sin pequeñas piezas de fundición (no tan calientes como para dañar la faja)	350	Cualquier ancho

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 46

Escogemos una velocidad de 500 ppm y un ancho de 30". Convertimos unidades de la capacidad y hallamos la capacidad equivalente.

### 3.1.4.1 CAPACIDAD

$$CAP \left( \frac{pie^3}{hr} \right) = 1250 \times \frac{1}{125 \frac{lb}{pie^3}} \times 2205 \frac{lb}{1 \text{ ton}} = 22\ 500 \frac{Pie^3}{Hr}$$

Tomamos el valor de la densidad de 125 Lb/pie<sup>3</sup> ya que no se posee el volumen.

### 3.1.4.2 CAPACIDAD EQUIVALENTE

$$CAP EQ \left( \frac{pie^3}{hr} \right) = CAP \times \frac{100}{\text{Velocidad actual de faja}}$$

$$CAP EQ \left( \frac{pie^3}{hr} \right) = 22500 \frac{pie^3}{hr} \times \frac{100 \text{ pies/min}}{500 \text{ pies/min}}$$

$$CAP EQ \left( \frac{pie^3}{hr} \right) = 4500 \frac{pie^3}{hr}$$

### 3.1.5 DEFINICIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA FAJA

Seleccionamos la capacidad para una faja abarquillada de 20° y 20° de sobrecarga y un ancho de 30”.

**Tabla 5 Capacidades para faja abarquillada de 20°**

Ancho de la faja (pulg)	A <sub>t</sub> – Sección transversal de carga (pie <sup>2</sup> )							Capacidad en 100 PPM (pie <sup>3</sup> /Hr)						
	Angulo de sobrecarga							Angulo de sobrecarga						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	0.089	0.108	0.128	0.147	0.167	0.188	0.209	537	653	769	886	1005	1128	1254
24	0.173	0.209	0.246	0.283	0.320	0.359	0.399	1041	1258	1477	1698	1924	2155	2394
30	0.284	0.343	0.402	0.462	0.522	0.585	0.649	1708	2060	2414	2772	3137	3511	3897
36	0.423	0.509	0.596	0.684	0.774	0.866	0.960	2538	3057	3579	4107	4645	5196	5765
42	0.588	0.708	0.828	0.950	1.074	1.201	1.332	3533	4250	4972	5703	6447	7210	7997
48	0.781	0.940	1.099	1.260	1.424	1.592	1.765	4691	5640	6594	7560	8544	9552	10592
54	1.002	1.204	1.407	1.613	1.822	2.037	2.258	6013	7225	8444	9678	10935	12223	13552
60	1.249	1.501	1.753	2.009	2.270	2.537	2.812	7498	9006	40522	12057	13621	15223	16876
72	1.826	2.192	2.560	2.933	3.312	3.701	4.102	10961	13155	15364	17599	19876	22210	24617
84	2.513	3.014	3.519	4.030	4.551	5.085	5.635	15079	18089	21119	24186	27309	30511	33813
96	3.308	3.967	4.631	5.302	5.986	6.687	7.411	19850	23806	27787	31816	35921	40128	44466

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 50

De la tabla 5, con los datos mencionados tenemos una capacidad de 3137 pie<sup>3</sup>/hr.

$$VEL ACTUAL (ppm) = \frac{22500 \frac{pie^3}{hr} \times 100 ppm}{3137 \frac{pie^3}{hr}}$$

$$VEL ACTUAL (ppm) = 714.1 ppm$$

EN RESUMEN:

Ancho de Faja(pulg)	Ángulo de reposo	Ángulo de Sobrecarga	Cap. Equivalente pie <sup>3</sup> /hr
<b>30"</b>	<b>30° - 34°</b>	<b>20°</b>	<b>4500</b>

**Tabla 6 Resumen de características 1**

TABLA DE RESUMEN NRO. 1
L = 13 114,8 pies (4000 m)
H+ = 103 pies (31.4 m)
H- = 39.3 pies (12 m)
Pendiente de subida = 5% (3°)
Pendiente de Bajada = 4% (2.3°)
Capacidad = $300\,000 \frac{\text{Ton}}{\text{dia}} = 1250 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}}$
Material = Roca chancada
Densidad = $125 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$
Angulo de sobrecarga = 20°
Angulo de reposo = 30°-34°
Velocidad de la faja(ppm) = 714.1 ppm
Ancho de la faja = 30"
Capacidad equivalente = $4500 \frac{\text{pie}^3}{\text{hr}}$
peso del material = $W_m = 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$
peso de la faja = $W_b = 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$

**Fuente:** Elaboración Propia

### 3.1.6 SELECCIÓN DE POLINES

Considerando que:

$$\text{Servicio liviano} = 30 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3} - 74 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$$

$$\text{Servicio medio} = 75 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3} - 129 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$$

$$\text{Servicio pesado} = 130 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3} - 200 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$$

Como consideramos la densidad del material 125 Lb/pie<sup>3</sup>, usaremos SERVICIO MEDIO.

**Tabla 7 Clasificación de rodillos**

Clasificación	Número de serie de la matriz	Diámetro del rodillo (pulgadas)	Descripción
A4	I	4	Servicio liviano
A5	I	5	“ ”
B4	II	4	“ ”
B5	II	5	“ ”
C4	III	4	Servicio medio
C5	III	5	“ ”
C6	IV	6	“ ”
D5	NA	5	“ ”
D6	NA	6	“ ”
E6	V	6	Servicio pesado
E7	VI	7	“ ”

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 54

Por lo tanto seleccionamos: **Polín C6, Matriz IV, diámetro 6"**

### 3.1.7 ESPACIAMIENTO DE POLINES

**Tabla 8 Espaciamiento normal recomendado para rodillos**

Ancho de la faja (pulgadas)	Rodillos abarquillados						Rodillos de retorno
	Peso del material maniobrado, en lbs por pie cúbico						
	30	50	75	100	150	200	
18	5.5 ft	5.0 ft	5.0 ft	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	10.0 ft
24	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
30	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
36	5.0 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	10.0 ft
42	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
48	4.5 ft	5.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
54	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
60	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
72	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.5 ft	8.0 ft
84	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.5 ft	2.0 ft	8.0 ft
96	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.0 ft	2.0 ft	8.0 ft

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 60

Tenemos que para la densidad que manejamos y el ancho de faja de 30" el espaciamiento es:

- Rodillos de carga = 4 pies

Sin embargo por los rodillos de retorno usaremos 12 pies por facilidad en la instalación

- Rodillos de retorno = 10 pies

### 3.1.8 CÁLCULO EN LOS POLINES DE CARGA

#### 3.1.8.1 Carga Actual (IL)

$$I_l = (W_b + W_m) \times S_i$$

$$S_i = 4 \text{ pies}$$

$$W_m = \text{peso del materia} = \frac{\text{cap}}{\text{vel}} = \frac{1250 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{hr}}{60 \text{min}} \times \frac{2205 \text{Lb}}{1 \text{ton}}}{714.1 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}$$

$$W_m = 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

Hallamos:

$$W_b = \text{peso de la faja}$$

$$\gamma = \text{peso promedio} = 125 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3} - 145 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$$

Tabla 9 Peso de faja estimado promedio con pliegues múltiples

Ancho de la faja en pulgs. (b)	Material transportado, lbs/ft <sup>3</sup>		
	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4	4.5
24	4.5	5.5	6
30	6	7	8
36	9	10	12
42	11	12	14
48	14	15	17
54	16	17	19
60	18	20	22
72	21	24	26
84	25	30	33
96	30	35	38

- Fajas con alma de acero, incrementar el valor en 50%
- Los pesos reales de la faja varían con las diferentes construcciones, fabricaciones, calibres de cubierta, etc. Use estos valores para una estimación. Obtenga los valores reales de los fabricantes de faja, en lo posible.

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 73

$$W_b = \text{peso de la faja} = 8 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} + 50\% = 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$I_l = \left( 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} + 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right) \times 4 \text{ pie}$$

$$I_l = 305.32 \text{ Lb}$$

### 3.1.8.2 Carga Ajustada (AL)

$$A_l = I_l \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4$$

#### 3.1.8.2.1 Factor de tamaño (K1)

Con el tamaño de trozo entre 6” y 8”, y el peso del material 125 y 145 Lb/pie<sup>3</sup>.

Tabla 10 Factor de ajuste de trozo K1

Tamaño máximo del trozo (pulgadas)	Peso del material, lbs/cu. ft . K <sub>1</sub> = 1.1						
	50	75	100	125	150	175	200
4	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2
10	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.2
12	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 62

$$K_1 = 1.1$$

### 3.1.8.2.2 Factor de mantenimiento (K2)

Se asume que trabajará en condiciones severas, sucias y mantenimiento escaso.

**Tabla 11 Factores ambientales y de mantenimiento K2**

Condiciones Ambientales	Mantenimiento		
	Bueno	Promedio	Escaso
Limpio	1.00	1.08	1.11
Moderado	1.06	1.10	1.13
Sucio	1.09	1.12	1.15

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 63

$$K_2 = 1.15$$

### 3.1.8.2.3 Factor de servicio (K3)

Operación las 24 Hrs.

**Tabla 12 Factores de servicio K3**

Operación	Factor
Menos de 6 horas al día	0.8
Entre 6 y 9 horas al día	1.0
Entre 10 y 16 horas al día	1.1
Más de 16 horas al día	1.2

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 63

$$K_3 = 1.2$$

### 3.1.8.2.4 Factor de corrección de velocidad (K4)

Entramos con la velocidad de la faja y el diámetro del rodillo de 6”.

**Tabla 13** Factor de corrección de la velocidad de la faja K4

Velocidad de la faja (ppm)	Diámetro de los rodillos, en pulgadas			
	4	5	6	7
100	0.80	0.80	0.80	0.80
200	0.83	0.80	0.80	0.80
300	0.90	0.85	0.83	0.81
400	0.95	0.91	0.88	0.85
500	0.99	0.95	0.92	0.88
600	1.03	0.98	0.95	0.92
700	1.05	1.01	0.98	0.95
800	-	1.04	1.00	0.97
900	-	1.06	1.03	1.00
1000	-	-	1.05	1.02

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 63

Interpolando entre los valores, usando la velocidad exacta, tenemos:

**Tabla 14** Interpolación de valores K4

Velocidad de la faja (ppm)	Diámetro del rodillo (pulg)	K4
700	6”	0.98
<b>714.1</b>	<b>6”</b>	<b>0.983</b>
800	6”	1

**Fuente:** Elaboración Propia

$$K_4 = 0.983$$

RESOLVEMOS:

$$A_l = I_l \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4$$

$$A_l = 305.32 \text{ Lb} \times 1.1 \times 1.15 \times 1.2 \times 0.93$$

$$A_l = 455.6 \text{ Lb}$$

### 3.1.8.3 Verificación de la carga sobre los polines

Con el ancho de faja de 30" y 20° de abarquillamiento.

**Tabla 15 Valores de Carga para los rodillos CEMA C**

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retorno
	20°	35°	45°	
18	900	900	900	475
24	900	900	900	325
30	900	900	900	250
36	900	837	810	200
42	850	791	765	150
48	800	744	720	125
54	750	698	675	*
60	700	650	630	*

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 65

Tenemos:

- Para rodillos de carga = 900 Lb
- Para rodillos de retorno = 250 Lb

Por lo tanto:

$$\text{Carga de rodillos} = 455.6 \text{ Lb} < 900 \text{ Lb OK}$$

### 3.1.9 CÁLCULO DE CARGA EN LOS POLINES DE RETORNO

#### 3.1.9.1 Carga Actual (IL)

$$I_l = (W_b + W_m) \times S_i$$

$$S_i = \mathbf{10 \text{ pies}}$$

$$W_m = \text{para rodillos de retorno} = \mathbf{0}$$

$$W_b = \mathbf{12 \frac{Lb}{pie}}$$

$$I_l = \left( 12 \frac{Lb}{pie} + 0 \right) \times 10 \text{ pie}$$

$$\mathbf{I_l = 120 Lb}$$

#### 3.1.9.2 Carga Ajustada (AL)

$$A_l = I_l \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4$$

##### 3.1.9.2.1 Factor de tamaño (K1)

Con el tamaño de trozo entre 6" y 8", y el peso del material entre 125 – 145 Lb/pie<sup>3</sup>.

$$\mathbf{K_1 = 1}$$

##### 3.1.9.2.2 Factor de mantenimiento (K2)

Se asume que trabajará en condiciones severas, sucias y mantenimiento escaso.

$$\mathbf{K_2 = 1.15}$$

### 3.1.9.2.3 Factor de servicio (K3)

Operación las 24 Hrs.

$$K_3 = 1.2$$

### 3.1.9.2.4 Factor de corrección de velocidad (K4)

Entramos con la velocidad de la faja y el diámetro del rodillo de 6".

Tabla 16 Interpolación de valores K4

Velocidad de la faja (ppm)	Diámetro del rodillo (pulg)	K4
700	6"	0.98
<b>714.1</b>	<b>6"</b>	<b>0.983</b>
800	6"	1

Fuente: Elaboración Propia

$$K_4 = 0.983$$

RESOLVEMOS:

$$A_l = I_l \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4$$

$$A_l = 120 \text{ Lb} \times 1 \times 1.15 \times 1.2 \times 0.93$$

$$A_l = 155 \text{ Lb}$$

### 3.1.9.3 Verificación de la carga sobre los polines de retorno

Con el ancho de faja de 30" y 20° de abarquillamiento, tenemos:

- Para rodillos de carga = 900 Lb
- Para rodillos de retorno = 250 Lb

Por lo tanto:

*Carga de rodillos de retorno* = **155 Lb < 250 Lb OK**

### 3.1.10 VERIFICANDO ALGUNOS DE LOS PESOS DE LOS RODILLOS DE CARGA Y RETORNO

Para rodillos de carga:

**Tabla 17** Peso promedio de los rodillos de carga

Ancho de la faja (pulgadas)	Clasificación de rodillos CEMA										
	A4	A5	B4	B5	C4	C5	C6	D5	D6	E6	E7
18	12.7	16.2	15.0	19.2	14.5	19.1	26.7				
24	15.8	21.2	18.3	24.2	17.5	23.2	32.6	23.2	32.6		
30	18.9	25.0	21.8	28.3	20.5	26.8	38.0	26.8	38.0		
36	22.0	28.6	25.3	33.0	23.5	31.3	43.6	31.3	43.6	64.8	81.8
42			30.8	38.1	26.5	35.2	49.2	35.2	49.2	73.3	91.7
48			32.9	41.6	29.5	39.3	54.8	39.3	54.8	81.9	101.3
54						45.9	62.3	45.9	62.3	93.6	121.8
60						50.1	68.3	50.1	68.3	102.2	132.7
72								57.9	77.8	119.4	154.5
84										132.0	164.0
96										145.3	173.0

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 67

Para rodillos de retorno:

**Tabla 18** Peso promedio de los rodillos de retorno

Ancho de la faja (pulgadas)	Clasificación de rodillos CEMA										
	A4	A5	B4	B5	C4	C5	C6	D5	D6	E6	E7
18	11.9	15.5	13.1	16.3	12.2	16.6	21.6				
24	15.6	19.2	16.3	20.9	15.2	20.1	27.1	20.9	30.1		
30	18.5	23.2	19.5	24.5	18.2	24.0	32.3	25.8	35.4		
36	21.9	27.1	22.7	28.5	21.2	28.0	37.6	30.1	40.5	59.0	70.0
42			26.0	33.0	24.6	32.1	43.3	34.3	47.2	67.4	80.1
48			27.4	36.1	27.6	36.1	48.4	38.7	54.4	75.6	89.9
54								43.4	60.8	83.2	99.9
60								49.2	68.1	92.2	109.4
72								55.1	74.9	109.4	129.0
84										114.0	136.2
96										122.0	149.8

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 67

EN RESUMEN:

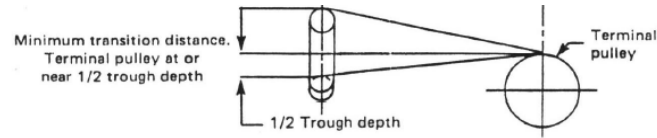
**Tabla 19** Resumen de datos de los rodillos

Ancho de faja (pulg)	Clasificación y peso (lbs)	Tipo de rodillo
30"	C6(38)	Carga
30"	C6(32.3)	Retorno

Fuente: Elaboración propia

### 3.1.11 DISTANCIAS DE TRANSICIÓN RECOMENDADAS A LAS POLEAS

**Tabla 20 Distancias mínimas de transición recomendadas**



Angulo del rodillo	% del valor de la tensión	Faja tejida	Fajas con alma de acero
20°	Mayor de 90	0.9b	2.0b
	60 a 90	0.8b	1.6b
	Menos de 60	0.6b	1.0b
35°	Mayor de 90	1.6b	3.4b
	60 a 90	1.3b	2.6b
	Menos de 60	1.0b	1.8b
45°	Mayor de 90	2.0b	4.0b
	60 a 90	1.6b	3.2b
	Menos de 60	1.3b	2.3b

b = ancho de la faja (la distancia de transición tendrá las mismas unidades que el ancho de la faja)

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 61

Para fajas con alma de acero tendríamos: 1.6 x 30”.

Tendríamos la distancia del último juego de polines a la polea de: 48”

**Tabla 21 Resumen general 2**

TABLA DE RESUMEN NRO. 2
Polín clase C6
Espacio entre polines de Carga = 4 pies
Espacio entre polines de Retorno = 10 pies
Carga máx. para rodillos de carga = 900 Lb
Carga máx. para rodillos de retorno = 250 Lb
Peso de los rodillos de carga = 38 Lb
Peso de los rodillos de retorno = 32.3 Lb

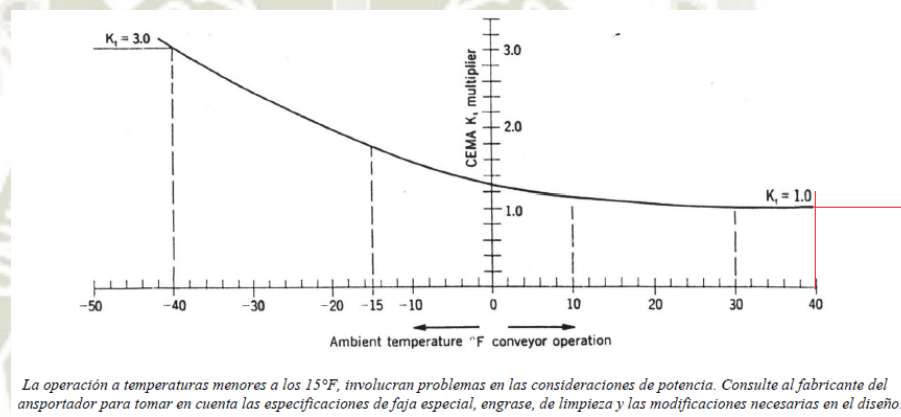
**Fuente:** Elaboración propia

### 3.1.12 CALCULANDO LA TENSION EFECTIVA DE LA FAJA

$$T_e = L \times K_t \times (K_x + K_y \times W_b + 0.015 \times W_b) + W_m \times (L \times (K_y \pm H)) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

#### 3.1.12.1 Verificación de la carga sobre los polines de retorno

Con una temperatura ambiente entre -10°C y 30°C (14°F y 86°F).



**Gráfica 1 Factor K1**

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 62

$$K_t = 1$$

#### 3.1.12.2 Factor de fricción del polín (Kx)

$$K_x = 0.00068 \times (W_b + W_m) + \frac{\Delta_i}{S_i}$$

$$W_b = 12 \frac{Lb}{pie}$$

$$W_m = 64.33 \frac{Lb}{pie}$$

$$S_i = 4 \text{ pies}$$

$\Delta_i$  = Fuerza requerida para superar la fuerza de fricción y rotación de los rodillos

$A_i = 1.5$  para rodillos de 6 pulgadas de diam., CEMA C6, D6,

$A_i = 1.8$  para rodillos de 5 pulgadas de diam., CEMA A5, B5, C5, D5,

$A_i = 2.3$  para rodillos de 4 pulgadas de diam., CEMA A4, B4, C4,

$A_i = 2.4$  para rodillos de 7 pulgadas de diam., CEMA E7,

$A_i = 2.8$  para rodillos de 6 pulgadas de diam., CEMA E6,

Para los transportadores inclinados regeneradores,  $A_i = 0$ .

**Figura 23 Valores de  $A_i$**

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 74

$$\Delta_i = 1.5$$

$$K_x = 0.00068 x (12 + 64.33) + \frac{1.5}{4}$$

$$K_x = 0.427 \frac{Lb}{pie}$$

### 3.1.12.3 Factor de flexión de faja ( $K_y$ )

Como asumimos que la tensión de la faja superar las 16 000 Lb el manual CEMA indica que usaremos un  $K_y$  de:

$$K_y = 0.016 \frac{Lb}{pie}$$

### 3.1.12.4 Resistencia friccional ( $T_x$ )

$$T_x = L x K_x x K_t$$

$$T_x = 4000m x \frac{1 pie}{0.305 m} x 0.427 x 1$$

$$T_x = 5600 \text{ Lb}$$

### 3.1.12.5 Resistencia a la flexión ( $T_{yb}$ )

$$T_{yb} = T_{yc} + T_{yr}$$

#### 3.1.12.5.1 Polines de avance ( $T_{yc}$ )

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

$$T_{yc} = 13\,114.8 \text{ pies} \times 0.016 \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times 1$$

$$T_{yc} = 2518.04 \text{ Lb}$$

#### 3.1.12.5.2 Polines de retorno ( $T_{yr}$ )

$$T_{yr} = L \times 0.015 \times W_b \times K_t$$

$$T_{yr} = 13\,114.8 \times 0.015 \times 12 \times 1$$

$$T_{yr} = 2360.7 \text{ lb}$$

Por lo tanto tenemos que:

$$T_{yb} = T_{yc} + T_{yr}$$

$$T_{yb} = 2518.04 \text{ Lb} + 2360.7 \text{ Lb}$$

$$T_{yb} = 4878.74 \text{ Lb}$$

### 3.1.12.6 Resistencia del material a la flexión cuando la faja corre sobre los rodillos de avance ( $T_{ym}$ )

$$T_{ym} = L \times K_y \times W_m$$

$$T_{ym} = 13\,114.8 \text{ pies} \times 0.016 \times 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_{ym} = 13\,498.8 \text{ Lb}$$

### 3.1.12.7 Fuerza necesaria para elevar el material ( $T_m$ )

$$T_m = \pm H \times W_m$$



Figura 24 Alturas de subida y bajada de la faja

Fuente: Elaboración propia

$$0.05 = \frac{H_1}{600}$$

$$H_1 = 30$$

$$0.04 = \frac{H_2}{300}$$

$$H_2 = 12$$

$$T_m = \pm H \times W_m$$

$$T_m = (+30 \text{ m} - 12 \text{ m}) \times 1 \frac{\text{pie}}{0.305 \text{ m}} \times 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_m = 3796.5 \text{ Lb}$$

### 3.1.12.8 Fuerza necesaria para la carga de la faja (T<sub>b</sub>)

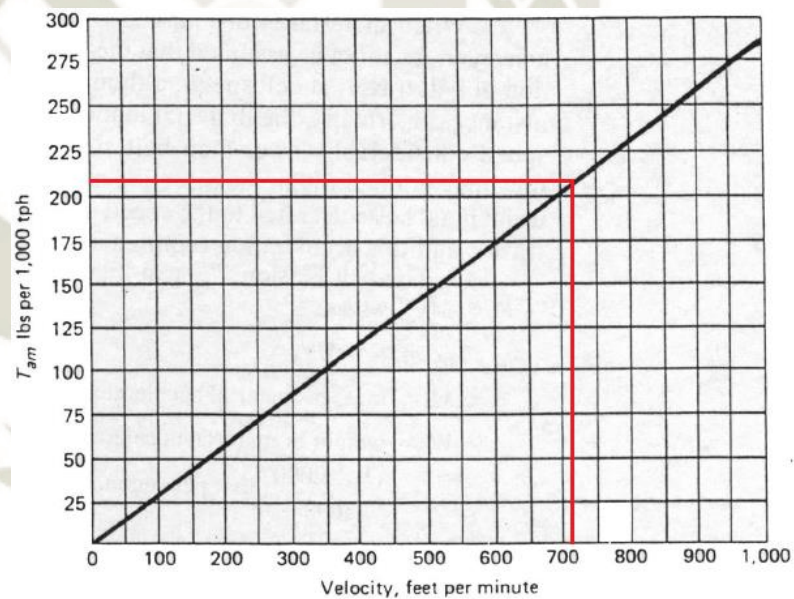
$$T_b = \pm H \times W_b$$

$$T_b = (+30 \text{ m} - 12 \text{ m}) \times 1 \frac{\text{pie}}{0.305\text{m}} \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_b = 708.2 \text{ Lb}$$

### 3.1.12.9 Fuerza de aceleración del material (T<sub>am</sub>)

Entramos con la velocidad de la faja de 714.1 ppm.



Gráfica 2 Velocidades respecto a la carga Tam

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 81

De la gráfica podemos sacar la siguiente relación:

$$T_{am} = 213 \frac{\text{Ton cortas}}{\text{hr}} \times \frac{1000}{1250} \times \frac{1.12 \text{ Ton corta}}{1.0 \text{ Ton larga}}$$

$$T_{am} = 298.2 \text{ Lbs}$$

### 3.1.12.10 Resistencia ganada por accesorios

#### 3.1.12.10.1 Resistencia generada por raspadores ( $T_{bc}$ )

Para el ancho de faja de 30", el manual CEMA recomienda usar 5 lb x pulg de ancho de faja.

$$T_{bc} = 30 \text{ pulg} \times 5 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \times 3 \text{ limpiadores}$$

$$T_{bc} = 450 \text{ Lb}$$

#### 3.1.12.10.2 Resistencia Producida por los laterales ( $T_{sb}$ )

Factor de fricción de los faldones.

$$C_s = \frac{2 \times d_m}{288} \times \frac{1 - \sin(\emptyset)}{1 + \sin(\emptyset)}$$

Dónde:

$$d_m = \text{densidad aparente del material} \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}$$

$\emptyset = \text{angulo de reposo del material}$

$$C_s = \frac{2 \times 125 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3}}{288} \times \frac{1 - \sin(34)}{1 + \sin(34)}$$

$$C_s = 0.245$$

$$T_{sb} = L_b \times (C_s \times h^2 + 6)$$

$L_b$  = Longitud de faldones 2 pies por cada 100 ppm

$h$  = profundidad del material de contacto ,se concidera 10% del ancho de la faja

$$L_b = \frac{714.1 \text{ ppm} \times 2 \text{ pies}}{100 \text{ ppm}}$$

$$L_b = \mathbf{14.3 \text{ pies}}$$

$$h = 0.1 \times 30 \text{ pulg}$$

$$h = \mathbf{3 \text{ pulg}}$$

$$T_{sb} = 14.3 \text{ pies} \times (0.245 \times 3^2 + 6)$$

$$T_{sb} = \mathbf{117.3 Lb}$$

### 3.1.12.10.3 Resistencia Producida por deflectores de carga (T<sub>pl</sub>)

Esta faja no tiene deflectores, por ende:

$$T_{pl} = \mathbf{0}$$

$$T_{ac} = T_{bc} + T_{sb} + T_{pl}$$

$$T_{ac} = 450 Lb + 117.3 Lb + 0$$

$$T_{ac} = \mathbf{567.3 Lb}$$

### 3.1.12.10.4 Resistencia debido a la flexión de faja alrededor de la polea (T<sub>b</sub>)

**Tabla 22 Tensión de la faja al rodamiento de las poleas**

Ubicación de la polea	Angulo de arrollamiento	Libras de tensión en la línea de la faja
Lado tenso	150° a 240°	200 lbs por polea
Lado flojo	150° a 240°	150 lbs por polea
Cualquier otra polea	Menor de 150°	100lbs por polea

Nota: Doble los valores encima considerados para ejes de polea que no operan en rodamientos anti-fricción.

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 79

$$T_{p1} = 200 \frac{Lb}{polea} \times Nro \text{ de poleas}$$

$$T_{p1} = 200 \frac{Lb}{polea} \times 1 \text{ polea de accionamiento (tenso)}$$

$$T_{p1} = \mathbf{200 Lb}$$

$$T_{p2} = 150 \frac{Lb}{polea} \times Nro \text{ de poleas}$$

$$T_{p2} = 150 \frac{Lb}{polea} \times 2 \text{ polea de cola y de tensión (flojo)}$$

$$T_{p2} = \mathbf{300 Lb}$$

$$T_{p3} = 100 \frac{Lb}{polea} \times Nro \text{ de poleas}$$

$$T_{p3} = 100 \frac{Lb}{polea} \times 4 \text{ poleas dobladoras}$$

$$T_{p3} = \mathbf{400 Lb}$$

$$T_p = T_{p1} + T_{p2} + T_{p3}$$

$$T_p = 200 Lb + 300 Lb + 400 Lb$$

$$T_p = \mathbf{900 Lb}$$

Entonces, de la formula inicial se tiene:

$$T_e = L \times K_t \times (K_x + K_y \times W_b + 0.015 \times W_b) + W_m \times (L \times (K_y \pm H)) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = 13\,114.8 \text{ pies} \times 1 \times \left( 0.427 + 0.016 \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} + 0.015 \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right) + 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times (13\,114.8 \text{ pies} \times (0.016 + 59.01 \text{ pies})) + 900 \text{ Lb} + 298.2 \text{ Lb} + 567 \text{ Lb}$$

$$T_e = 29\,239.1 \text{ Lbs} = 13.3 \text{ Ton}$$

### 3.1.13 DETERMINACIÓN DE LA POLEA MOTRIZ Y DE COLA

Tenemos, simple sin polea de reenvío, ángulo de arrollamiento de 180°, tensor automático y polea recubierta.

**Tabla 23 Factor de arrollamiento, Cw**

Tipo de Polea Motriz	Arrollamiento $\theta$	Tensor automático		Tensor manual	
		Polea desnuda	Polea recubierta	Polea desnuda	Polea recubierta
Simple sin polea de reenvío	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
Simple con polea de reenvío	200°	0.72	0.42	1.0	0.7
	210°	0.66	0.38	1.0	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.30	0.8	0.6
Dual	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	-	-

\* Los valores duales se basan en una distribución ideal entre la polea primaria y secundaria.

Nota: Para fajas húmedas y recubrimiento llano use el factor de polea desnuda  
Para fajas húmedas y recubrimiento de garganta use el factor de polea recubierta.  
Si el arrollamiento es desconocido, asuma lo siguiente:

Tipo de Accionamiento	Assumed wrap
Simple – sin polea de reenvío	180°
Simple – con polea de reenvío	210°
Dual	380°

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 86

$$C_w = 0.5$$

### 3.1.14 TENSION EN EL PUNTO DE MÍNIMA TENSION (T<sub>o</sub>)

Para abarquillado de 20°.

Tabla 24 Porcentajes de flecha para condiciones de carga

Angulo del rodillo abarquillado	Material		
	Todos los finos	One-half the maximum lump size*	Maximum lump size*
20°	3%	3%	3%
35°	3%	2%	2%
45°	3%	2%	1 ½ %

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 95

$$T_o = 4.2 \times S_i \times (W_b + W_m)$$

$$T_o = 4.2 \times 4 \text{ pies} \times \left( 12 \frac{Lb}{\text{pie}} + 64.33 \frac{Lb}{\text{pie}} \right)$$

$$T_o = 1282.3 Lb$$

### 3.1.15 TENSION EN EL LADO FLOJO (T<sub>2</sub>)

Como el tramo de la pendiente de subida es mayor que el tramo de pendiente de bajada, usaremos la siguiente relación:

$$* T_e = T_1 - T_2$$

$$T_2 = C_w * T_e \text{ o } T_2 = T_1 + T_b - T_{yr}$$

Use el valor más grande de  $T_2$

$$T_1 = T_0 \text{ o}$$

$$T_1 = T_2 - T_b + T_{yr}$$

Use el valor más grande de  $T_1$

$$T_1 = T_{\min} \quad T_1 = T_{\max}$$

$$T_{cx} = T_1 + T_{wcx} + T_{fxc}$$

$$T_{rx} = T_1 + T_{wrx} - T_{frc}$$

\*para transportadores en declive la tensión  $T_e$  requerida para uno vacío puede, a veces ser mayor que la tensión  $T_e$  para el transportador cargado.

6.8A. Transportador Inclinado con Polea Motriz de Cabeza

Tensores en el tramo de retorno o en la polea de cola

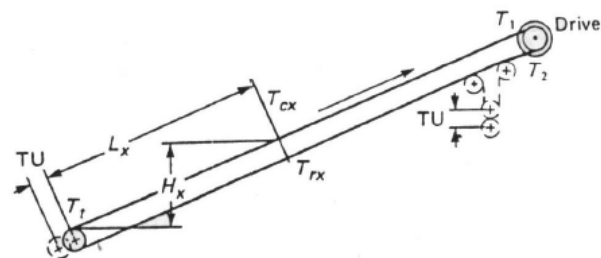


Figura 25 Configuración de transportadores

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 97

Tenemos que tomar el mayor valor de  $T_2$ .

$$T_2 = T_0 + T_b - T_{yr}$$

o

$$T_2 = C_w \times T_e$$

$$T_2 = T_0 + T_b - T_{yr}$$

$$T_2 = 1282.34 \text{ Lb} + 708.2 \text{ Lb} - 2360.7 \text{ Lb}$$

$$T_2 = -377.16 \text{ Lb}$$

$$T_2 = C_w \times T_e$$

$$T_2 = 0.5 \times 28989.14 \text{ Lb}$$

$$T_2 = 14\,494.6 \text{ Lb}$$

### 3.1.16 TENSION DEL LADO APRETADO (T1)

$$T_1 = T_e + T_2$$

$$T_1 = 29\,239.1 \text{ Lb} + 14\,494.6 \text{ Lb}$$

$$T_1 = 43\,733.7 \text{ Lb}$$

### 3.1.17 TENSION DE ARRANQUE (Ti)

$$T_{faja} = T_e - T_m$$

$$T_{faja} = 29\,239.1 \text{ Lb} - 3\,796.52 \text{ Lb}$$

$$T_{faja} = 25\,442.6 \text{ Lb}$$

$$T_i = 2 \times T_{faja} + T_m + T_2$$

$$T_i = 2 \times 25\,442.6 \text{ Lb} + 3\,796.52 \text{ Lb} + 14\,494.6 \text{ Lb}$$

$$T_i = 69\,176.3 \text{ Lb}$$

### 3.1.18 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR (Hp)

#### 3.1.18.1 Potencia requerida de la faja

$$P_1 = \frac{T_e \times V}{33\,000}$$

$$P_1 = \frac{29\,239.1 \text{ Lb} \times 714.1 \text{ ppm}}{33\,000}$$

$$P_1 = 632.7 \text{ Hp}$$

### 3.1.18.2 Potencia necesaria para vencer la fricción producida en la polea de accionamiento motriz

Tabla 25 Tensión de la faja al rodamiento de las poleas

Ubicación de la polea	Angulo de arrollamiento	Libras de tensión en la línea de la faja
Lado tenso	150° a 240°	200 lbs por polea
Lado flojo	150° a 240°	150 lbs por polea
Cualquier otra polea	Menor de 150°	100 lbs por polea

Nota: Doble los valores encima considerados para ejes de polea que no operan en rodamientos anti-fricción.

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 79

Para la polea de accionamiento tomaremos 200 Lb.

$$P_2 = \frac{200 \text{ Lb} \times 714.1 \text{ ppm}}{33\ 000}$$

$$P_2 = 4.32 \text{ Hp}$$

### 3.1.18.3 Potencia requerida

$$P = 632.7 \text{ Hp} + 4.32 \text{ Hp}$$

$$P = 637 \text{ Hp}$$

### 3.1.18.4 Potencia real

Asumiendo una eficiencia del 90% por transmisión y tomando 1.25 de F.S. para 24 horas de operación.

$$P_{real} = \frac{637 \text{ Hp} \times 1.25}{0.90}$$

$$P_{real} = 884.7 \text{ Hp}$$

$$P_{real} = 885 \text{ Hp}$$

Como el motor trabajara aproximadamente a una altura de 4000 m.sn.m le daremos un 30% más de la potencia real.

$$P_{real} = 885 \text{ Hp} \times 1.3$$

$$P_{real} = 1112 \text{ Hp}$$

### 3.1.19 SELECCIÓN DE FAJA Y DIÁMETRO DE POLEA

#### 3.1.19.1 Tensión de faja

$$T_f = PIW = \frac{T_{max}}{b}$$

$$T_f = \frac{43\,734 \text{ Lb}}{30''}$$

$$T_f = 1457.8 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}}$$

Datos importantes de la faja:

Tabla 26 Selección de calidad de cubiertas

Grado de la Cubierta	Ventajas principales			Aplicaciones generales
	Resistencia al corte y al impacto	Resistencia a la abrasión	Resistencia al aceite	
<b>Servicio general</b>				
Grado 1	Excelente	Excelente	No recomendado	Grandes Trozos de Mineral, Materiales de Bordes Cortantes. Servicio extremadamente fuerte.
Grado 2	Bueno	Excelente	No recomendado	Materiales clasificados con acción cortante limitada, principalmente abrasión. Para operaciones de servicio pesado.
<b>Servicio Químico y Graso</b>				
Resistencia al aceite de cloropreno (comúnmente llamado neopreno)	Bueno	Muy bueno	Muy buena para aceites de petróleo, suave para aceites vegetales y minerales.	Carbón rociado con aceite pesado (aceites de petróleo con más de 20% de aromáticos, Combustible Diesel 2)
Resistencia a aceites N	Bueno	Bueno	Muy buena para aceites de petróleo, vegetales y minerales.	Servicio para Granos o semillas Aceitosas(glicina, maíz molido). Manejo Alimenticio. Carbón grasoso rociado con aceite pesado (aceite de petróleo con más de 40% de aromáticos, Aceite de Cocina 2)
Resistencia Media al Aceite	Bueno	Bueno	Limitada para aceite de petróleo, vegetal y mineral)	Carbón Rociado suavemente, granos o semillas medianamente aceitadas, astillas de madera, fosfatos)

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 182

El grado de la cubierta sería de **GRADO 2**.

### 3.1.19.2 Tipo de faja

Usaremos la faja de pliegues múltiples.

**Tabla 27 Valores de tensión para fajas de pliegue múltiple**

Identificación de Tejido	Valor de Tensión, lb por pulg. por pliegue	
	Empalme de Fijamiento Mecánico Normal	Empalme Vulcanizado Normal
Pliegue Múltiple 35	27	35
Pliegue Múltiple 43	33	43
Pliegue Múltiple 50	40	50
Pliegue Múltiple 60	45	60
Pliegue Múltiple 70	55	70
Pliegue Múltiple 90	-	90
Pliegue Múltiple 120	-	120
Pliegue Múltiple 155	-	155
Pliegue Múltiple 195	-	195
Pliegue Múltiple 240	-	240

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 186

Para empalme vulcanizado normal y pliegue múltiple de 240 tenemos que:

$$\text{Nro Pliegues} = \frac{PIW}{\text{empalme}}$$

$$\text{Nro Pliegues} = \frac{1457.8 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}}}{240 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}}$$

$$\text{Nro Pliegues} = 5.9$$

$$\text{Nro Pliegues} = 6$$

### 3.1.19.3 Diámetro mínimo de la polea de accionamiento

Para un PIW de 1457.8 Lb/pulg. Tensión entre 80 – 100%.

**Tabla 28 Diámetro de polea mínimo para fajas con alma de acero**

Rated tension	80-100% Tension	60-80% Tension	40-60% Tension
To 1,000 PIW	30	30	24
To 1,800 PIW	42	36	30
To 2,400 PIW	48	36	30
To 2,800 PIW	54	42	36
To 3,500 PIW	54	48	36

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 189

Interpolando, tenemos:

1000 PIW	30"
1457.8 PIW	$D_{min}$ "
1800 PIW	42"

$$D_{min} = 35.8"$$

Seleccionamos un diámetro comercial:

$$D_{min} = D = 36"$$

### 3.1.20 DETERMINAMOS CARACTERÍSTICAS ADICIONALES

Ancho de la superficie de la polea.

Tabla 29 Ancho de superficie de polea y claros de faja recomendados

Ancho de Faja transportadora b (pulg)	Anchos de Superficie de Polea Pf (pulg)	Distancia entre Placas del Chute de Descarga (pulg)	Claro de la Faja de Retorno Mínimo a cada lado (pulg)*
42 y menor	b + 2	pf + 3	2 ½
Superior a 42	b + 3	pf + 4	3

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 189

$$Pf = b + 2$$

$$Pf = 30" + 2$$

$$Pf = 32"$$

$$\text{Distancia entre placas del chute} = Pf + 3$$

$$\text{Distancia entre placas del chute} = 32" + 3$$

$$\text{Distancia entre placas del chute} = 35"$$

$$\text{Claro de faja de retorno minimo x lado} = 2.5"$$

### 3.1.21 FACTOR DEL TAMAÑO DEL TROZO

Para un peso del material de 125 Lb/pie<sup>3</sup> y un tamaño máximo de trozos de 8".

**Tabla 30 Factor de tamaño de trozo**

Peso del Material(lb/pie <sup>3</sup> )	Factor de Tamaño de Trozo(peso del trozo, lb)												
	Medida del Trozo, pulg												
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18
50	0.4	1.3	3.0	5.8	10	14	21	30	40	70	100	148	211
75	0.6	1.9	4.5	8.6	15	21	31	44	61	105	149	222	316
100	0.7	2.6	5.9	12.0	20	28	41	59	81	140	199	296	421
125	0.9	3.2	7.4	14.0	25	35	52	74	101	175	248	371	527
150	1.1	3.8	9.0	17.0	30	42	62	89	121	210	298	444	632
175	1.3	4.5	10.4	20.2	35	49	73	104	142	245	348	518	737

Esta tabla es una aproximación cercana del peso del trozo, basada en características de fractura superficial y trozos cúbicos.

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 184

Tenemos que el factor de tamaño del trozo es de 52 Lb, con una cubierta de faja RMA para Grado 2.

**Tabla 31 Espesor mínimo recomendado para la cubierta superior**

Clase de Material	Ejemplos	Espesor*
Manejo de Paquetes	Cartón, productos alimenticios	Fric. a 1/32
Liviano o fino, no abrasivo	Astilla de Madera, pulpa, grano, carbón bituminoso, mineral potasio	1/16 a 1/8
Fino y Abrasivo	Arena filosa, clinker	1/8 a 3/16
Pesado, triturado a 3" (76 mm)	Grava, arena y piedra chancada	1/8 a 3/16
Pesado, triturado a 8" (203 mm)	Carbón, roca, mineral	3/16 a 1/4
Pesado, trozos grandes	Mineral Duro, escoria	1/4 a 5/16

\* Nota: El espesor de la cubierta son valores nominales sujetos a variaciones del fabricante.

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 194

Para un peso triturado de 8" tenemos que el espesor de la cubierta recomendado es de:

$$\frac{3}{16} \text{ pulg } a \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

Espesor mínimo no abrasivo para la cubierta inferior en condiciones normales.

**Tabla 32** Espesor mínimo recomendado para la cubierta inferior

Condiciones de Operación	Espesor (pulgadas)
Materiales No Abrasivos	1/32
Materiales Abrasivos	1/16
Carga de Impacto*	3/32

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 194

Para materiales no abrasivos tenemos que el espesor recomendada es de 1/32”.

**Tabla 33** Resumen general 3

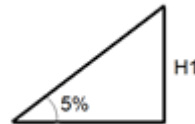
TABLA DE RESUMEN NRO. 3
Tensión en el punto de mínima tensión (To) = 1282.3 Lb
Tensión del lado apretado (T1) = 43733.7 Lb
Tensión en el lado flojo (T2) = 14494.6 Lb
Tensión de arranque (Ti) = 69176.3 Lb
Potencia real = 1112 H.P.
$Tensión\ de\ faja = T_f = PIW = 1457.8 \frac{Lb}{pulg}$
Cubierta grado 2
$Empalme = 240 \frac{Lb}{pulg \times pliegue}$
Nro Pliegues = 6

**Fuente:** Elaboración Propia

### 3.2 CÁLCULO DE LAS CURVAS VERTICALES, CURVA ASCENDENTE

Recopilación de datos necesarios:

- $Cap = 1250 \frac{Ton}{hr}$
- $\gamma = 125 - 145 \frac{Lb}{pie^3}$
- *ancho de faja (b) = 30"*
- *Velocidad de faja = 714.1 ppm*
- $Cap = 1250 \frac{Ton}{hr}$
- $H1 = 30 m = 98.4 pies$



- $\theta = 5\% = 3^\circ$
- *Rodillos CEMA C 6 – 6"*
- $W_b = 12 \frac{Lb}{pie}$
- $W_m = 64.33 \frac{Lb}{pie}$
- $T_e = 29\,239.1 Lb$
- $T_1 = 43\,733.7 Lb$
- $T_2 = 14\,494.6 Lb$

Utilizaremos la condición de inclinación dada por el manual CEMA:

$$* T_e = T_1 - T_2$$

$$T_2 = C_w * T_e \text{ o } T_2 = T_t + T_b - T_{yr}$$

Use el valor más grande de  $T_2$

$$T_t = T_0 \text{ o}$$

$$T_t = T_2 - T_b + T_{yr}$$

Use el valor más grande de  $T_t$

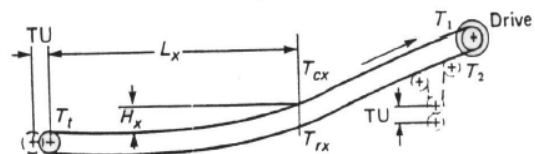
$$T_1 = T_{\min} \quad T_1 = T_{\max}$$

$$T_{cx} = T_t + T_{wcx} + T_{fcx}$$

$$T_{rx} = T_t + T_{wrx} - T_{frx}$$

\*para transportadores en declive la tensión  $T_e$  requerida para uno vacío puede, a veces ser mayor que la tensión  $T_e$  para el transportador cargado.

6.8B.Faja Transportadora Inclinada con una curva vertical cóncava, y Polea Motriz de Cabeza.



**Figura 26 Configuración de transportadores**

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 97

Esta figura es la más semejante de la pendiente de subida.

$$T_{wcx} = H_x \times (W_b + W_m)$$

$$T_{wcx} = 98.4 \text{ pies} \times \left( 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} + 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right)$$

$$T_{wcx} = 7507.9 \text{ Lb}$$

$$T_{fcx} = L_x \times (K_t \times K_x + K_y \times W_b) + L_x \times K_y \times W_m$$

$$T_{fcx} = 1000 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times \left( 0.427 \times 1 + 0.016 \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right)$$

$$+ 1000 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times 0.016 \times 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_{fcx} = 5404.2 \text{ Lb}$$

$$T_t = T_0 \quad \wedge \quad T_t = T_2 - T_b + T_{yr}$$

$$T_t = 1282 \text{ Lb} \quad \wedge \quad T_t = 14\,494.6 \text{ Lb} - 708.2 \text{ Lb} + 2360.7 \text{ Lb}$$

$$T_t = 1282 \text{ Lb} \quad \wedge \quad T_t = 16\,147.1 \text{ Lb}$$

Seleccionamos el mayor valor:

$$T_t = 16\,147.1 \text{ Lb}$$

$$T_{cx} = T_t + T_{wcx} + T_{fcx}$$

$$T_{cx} = 16147.1 \text{ Lb} + 7507.9 \text{ Lb} + 5404.2 \text{ Lb}$$

$$T_{cx} = 29\,059.2 \text{ Lb}$$

$$T_{wrx} = H_x + W_b$$

$$T_{wrx} = 98.4 \text{ pies} \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_{wrx} = 1180.3 \text{ Lb}$$

$$T_{frx} = 0.015 \times L_x \times W_b \times K_t$$

$$T_{frx} = 0.015 \times 1000 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times 1$$

$$T_{frx} = 590.2 \text{ Lb}$$

$$T_{rx} = T_t + T_{wrx} - T_{frx}$$

$$T_{rx} = 14\,494.6 \text{ Lb} + 1180.3 \text{ Lb} - 590.2 \text{ Lb}$$

$$T_{rx} = 15\,084.7 \text{ Lb}$$

Número de pliegues: 6.

### 3.2.1 PARA IMPEDIR QUE LA FAJA SE LEVANTE POR ENCIMA DE LOS RODILLOS CON EL TRANSPORTADOR EN MOVIMIENTO

$$r_1 = \frac{1.11 \times T_{c1}}{W_b}$$

Donde:

$T_{c1}$  = lado tenso, corresponde a  $tcx$

$$T_{c1} = 29\,059.2 \text{ Lb}$$

$$r_1 = \frac{1.11 \times 29\,059.2 \text{ Lb}}{12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}}$$

$$r_1 = 2663.8 \text{ pies}$$

### 3.2.2 PARA ASEGURAR QUE LA TENSIÓN DE LA FAJA ES LO NECESARIAMENTE ALTA PARA EVITAR LA TENSIÓN EN LOS BORDES DE LA FAJA

Para fajas de alma de acero:

$$r_1 = \frac{\text{Factor } A \times b^2 \times B_m \times p}{(T_c - 30 \times b) \times (2.5)}$$

Para Factor A tenemos:

**Tabla 34 Factor A y B**

Ángulo de Abarquillamiento	Factor A	Factor B
20°	0.0063	0.0032
35°	0.0106	0.0053
45°	0.0131	0.0065

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 217

$$Factor A = 0.0063$$

$$Factor B = 0.0032$$

Ancho de la faja (b) es de 30”.

Nro de pliegues (p) es de 6”.

$$T_c = 29\ 059.2\ Lb$$

Módulo de elasticidad de la faja (Bm)

**Tabla 35 Modulo Bm**

Espiras Longitudinales o Reforzadas	B <sub>m</sub> Módulos de Faja Aproximado
Algodón	50 veces el valor de prueba de la tensión
Nylon	70 “ “ “ “
Polyester	100 “ “ “ “
Rayón	100 “ “ “ “
Alma de Acero	400 “ “ “ “

El valor de prueba de la tensión es el valor en lb por pulg. de ancho por pliegue.

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 217

Para fajas con alma de acero tenemos:

$$B_m = 400 \times 240(PIW)$$

$$B_m = 96\ 000 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}$$

Resolviendo la formula tenemos:

$$r_1 = \frac{0.0063 \times (30 \text{ pulg})^2 \times 96\ 000 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}} \times 6 \text{ pliegues}}{(29\ 059.2 Lb - 30 \times 30 \text{ pulg}) \times (2.5)}$$

$$r_1 = \mathbf{46.4 \text{ pies}}$$

### 3.2.3 PARA EVITAR EL SOBRE ESFUERZO DEL CENTRO DE LA FAJA MÁS ALLÁ DEL VALOR DE TENSIÓN PROVOCADO

$$r_1 = \frac{\text{Factor } B \times b^2 \times B_m \times p}{T_r - T_{c1}}$$

Valor de la tensión probada en la faja ( $T_r$ ).

$$T_r = b \times p \times PIW$$

$$T_r = 30 \text{ pulg} \times 6 \text{ pliegues} \times 240 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}$$

$$T_r = \mathbf{43\ 200 Lb}$$

Resolviendo la fórmula tenemos:

$$r_1 = \frac{0.0032 \times (30 \text{ pulg})^2 \times 96\ 000 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}} \times 6 \text{ pliegues}}{43\ 200 Lb - 29\ 059.2 Lb}$$

$$r_1 = \mathbf{117.3 \text{ pies}}$$

Tomamos el de mayor radio y es:

$$r_1 = 2663.8 \text{ pies}$$

Nuestra curva sería:

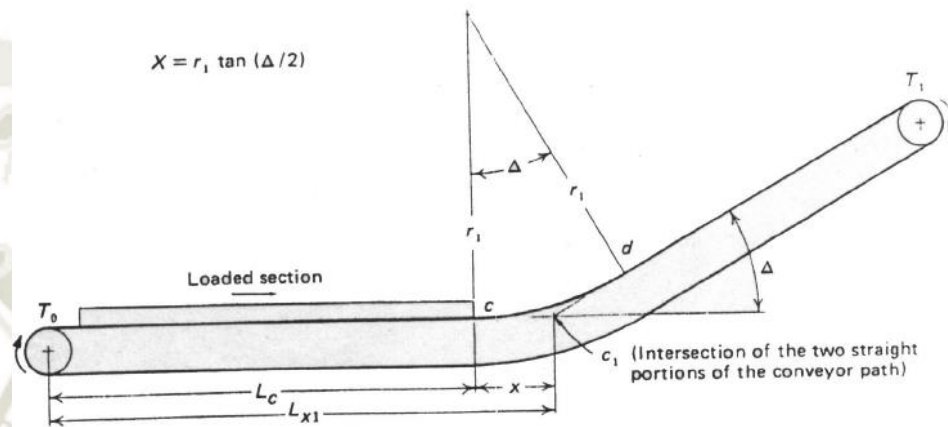


Figura 27 Perfil de curva cóncava

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 215

Hallamos el valor de x:

$$X = r_1 x \tan\left(\frac{\Delta}{2}\right)$$

Donde delta es el ángulo de pendiente de  $3^\circ$ .

$$X = 2663.8 \text{ pies} x \tan\left(\frac{3^\circ}{2}\right)$$

$$X = 69.8 \text{ pies}$$

Longitud de arco:

$$L_{\text{arco}} = 2 \times \pi \times r \times \frac{\Delta}{360}$$

$$L_{arco} = 2 \times \pi \times 2663.8 \text{ pies} \times \frac{3^\circ}{360}$$

$$L_{arco} = 139.5 \text{ pies}$$

### 3.2.4 NÚMEROS DE POLINES EN LA SECCIÓN DE CURVA

$$n = \frac{L_{arco}}{S_i}$$

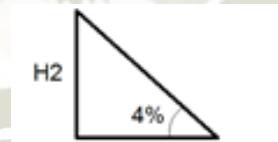
$$n = \frac{139.5 \text{ pies}}{4 \text{ pies}}$$

$$n = 35 \text{ polines}$$

### 3.3 CÁLCULO DE LAS CURVAS VERTICALES, CURVA DESCENDENTE

Usamos los datos recopilados anteriormente, pero con la variación que ahora trabajaremos con la pendiente de bajada.

$$H2 = 12 \text{ m} = 39.3 \text{ pies}$$



Hallando la tensión en la curva:

$$T_{wcx} = H_x \times (W_b + W_m)$$

$$T_{wcx} = 39.3 \text{ pies} \times \left( 12 \frac{Lb}{pie} + 64.3 \frac{Lb}{pie} \right)$$

$$T_{wcx} = 3003.15 \text{ Lb}$$

$$T_{fcx} = L_x \times (K_t \times K_x + K_y \times W_b) + L_x \times K_y \times W_m$$

$$T_{fcx} = 300 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times \left( 0.427 \times 1 + 0.016 \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right) \\ + 300 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times 0.016 \times 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_{fcx} = 1621.3 \text{ Lb}$$

$$T_{wrx} = H_x + W_b$$

$$T_{wrx} = 39.3 \text{ pies} \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$T_{wrx} = 78.7 \text{ Lb}$$

$$T_{frx} = 0.015 \times L_x \times W_b \times K_t$$

$$T_{frx} = 0.015 \times 300 \text{ m} \times 1 \frac{\text{pies}}{0.305 \text{ m}} \times 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times 1$$

$$T_{frx} = 177.1 \text{ Lb}$$

Usaremos la siguiente figura, que es la más semejante a la curva que generada por la pendiente negativa.

$$* T_e = T_1 - T_2$$

$$T_2 = C_w * T_e \text{ o } T_2 = T_0 - T_e \text{ o } T_2 = T_0 - T_b - T_{yr}$$

Use el valor más grande de  $T_2$

$$T_1 = T_e + T_2$$

$$T_1 = T_2 + T_b + T_{yr} \text{ o } T_1 = T_0 + T_b + T_{yr} - T_e \text{ o } T_1 = T_0$$

$$T_{max} = T_1 \text{ o } T_2$$

$$T_{min} = T_1 + T_2$$

$$T_{cx} = T_1 - T_{wcx} + T_{éxx}$$

$$T_{rx} = T_1 - T_{wrx} - T_{éxx}$$

\* para transportadores en declive la tensión  $T_e$  requerida para uno vacío puede, a veces ser mayor que la tensión  $T_e$  para el transportador cargado.

Tensores en el tramo de retorno o en la polea de cola

6.9C. Transportador con curva vertical cóncava, polea motriz de cabeza. sin carga regenerativa.

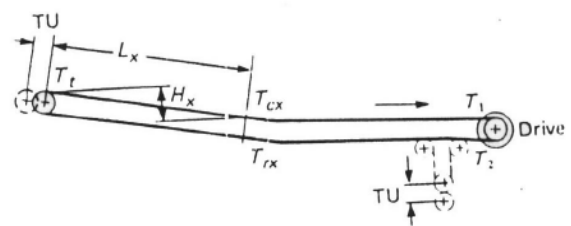


Figura 28 Configuración del transportador

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 98

Hallamos el mayor valor de  $T_t$ :

$$T_t = T_2 + T_b + T_{yr}$$

$$T_t = 14\,494.6 \text{ Lb} + 708.2 \text{ Lb} + 2360.7 \text{ Lb}$$

$$T_t = 17563.5 \text{ Lb}$$

$$T_t = T_0 + T_b + T_{yr} - T_e$$

$$T_t = 1282.3 \text{ Lb} + 708.2 \text{ Lb} + 2360.7 \text{ Lb} - 29239.1 \text{ Lb}$$

$$T_t = -24\,887.9 \text{ Lb}$$

$$T_t = T_0$$

$$T_t = 1282.3 Lb$$

$$T_{cx} = T_t - T_{wcx} + T_{fcx}$$

$$T_{cx} = -24\ 887.9 Lb - 3003.2 Lb + 1621.3 Lb$$

$$T_{cx} = -26\ 269.8 Lb$$

$$T_{rx} = T_t - T_{wrx} - T_{frx}$$

$$T_{cx} = -24\ 887.9 Lb - 78.7 Lb - 177.1 Lb$$

$$T_{cx} = -25\ 143.7 Lb$$

Número de pliegues: 6

### 3.3.1 PARA IMPEDIR QUE LA FAJA SE LEVANTE POR ENCIMA DE LOS RODILLOS CON EL TRANSPORTADOR EN MOVIMIENTO

$$r_1 = \frac{1.11 \times T_{c1}}{W_b}$$

Donde:

$T_{c1}$  = lado tenso , corresponde a  $tcx$

$$T_{c1} = 26\ 269.8 Lb$$

$$r_1 = \frac{1.11 \times 26\,269.8Lb}{12 \frac{Lb}{\pi e}}$$

$$r_1 = 2429.9 \text{ pies}$$

### 3.3.2 PARA ASEGURAR QUE LA TENSIÓN DE LA FAJA ES LO NECESARIAMENTE ALTA PARA EVITAR LA TENSIÓN EN LOS BORDES DE LA FAJA

Para fajas de alma de acero:

$$r_1 = \frac{\text{Factor } A \times b^2 \times B_m \times p}{(T_c - 30 \times b) \times (2.5)}$$

Para el factor A, tenemos:

Tabla 36 Factor A y B

Ángulo de Abarquillamiento	Factor A	Factor B
20°	0.0063	0.0032
35°	0.0106	0.0053
45°	0.0131	0.0065

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 217

$$\text{Factor } A = 0.0063$$

$$\text{Factor } B = 0.0032$$

Ancho de la faja (b) es 30”

Nro de pliegues es de 6

$$T_c = 26\,269.8 \text{ Lb}$$

Módulo de elasticidad de la faja ( $B_m$ ):

Tabla 37 Modulo  $B_m$

Espiras Longitudinales o Reforzadas	$B_m$ Módulos de Faja Aproximado
Algodón	50 veces el valor de prueba de la tensión
Nylon	70 “ “ “ “
Polyester	100 “ “ “ “
Rayón	100 “ “ “ “
Alma de Acero	400 “ “ “ “
El valor de prueba de la tensión es el valor en lb por pulg. de ancho por pliegue.	

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 217

Para fajas con alma de acero tenemos:

$$B_m = 400 \times 240(PIW)$$

$$B_m = 96\,000 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}$$

Resolviendo la formula tenemos que:

$$r_1 = \frac{0.0063 \times (30 \text{ pulg})^2 \times 96\,000 \frac{Lb}{\text{pulg} \times \text{pliegue}} \times 6 \text{ pliegues}}{(26\,269.8 \text{ Lb} - 30 \times 30 \text{ pulg}) \times (2.5)}$$

$$r_1 = 51.5 \text{ pies}$$

### 3.3.3 PARA EVITAR EL SOBRE ESFUERZO DEL CENTRO DE LA FAJA MÁS ALLÁ DEL VALOR DE TENSIÓN PROVOCADO

$$r_1 = \frac{\text{Factor } B \times b^2 \times B_m \times p}{T_r - T_{c1}}$$

Valor de la tensión probada de la faja ( $T_r$ ):

$$T_r = b \times p \times PIW$$

$$T_r = 30 \text{ pulg} \times 6 \text{ pliegues} \times 240 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}$$

$$T_r = 43\,200 \text{ Lb}$$

Resolviendo la formula tenemos:

$$r_1 = \frac{0.0032 \times (30 \text{ pulg})^2 \times 96\,000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg} \times \text{pliegue}} \times 6 \text{ pliegues}}{43\,200 \text{ Lb} - 26\,269.8 \text{ Lb}}$$

$$r_1 = 97.9 \text{ pies}$$

Tomamos el mayor radio, que es:

$$r_1 = 2429.9 \text{ pies}$$

Hallamos el valor de “x”:

$$X = r_1 \times \tan\left(\frac{\Delta}{2}\right)$$

Donde delta es el ángulo de pendiente de  $2.3^\circ$ .

$$X = 2429.9 \text{ pies} \times \tan\left(\frac{2.3^\circ}{2}\right)$$

$$X = 48.8 \text{ pies}$$

Longitud del arco:

$$L_{\text{arco}} = 2 \times \pi \times r \times \frac{\Delta}{360}$$

$$L_{\text{arco}} = 2 \times \pi \times 2429.9 \text{ pies} \times \frac{2.3^\circ}{360}$$

$$L_{\text{arco}} = 97.5 \text{ pies}$$

### 3.3.4 NÚMEROS DE POLINES EN LA SECCIÓN DE CURVA

$$n = \frac{L_{\text{arco}}}{S_i}$$

$$n = \frac{97.5 \text{ pies}}{4 \text{ pies}}$$

$$n = 25 \text{ polines}$$

Tabla 38 Resumen general 4

TABLA DE RESUMEN NRO. 4
<p><b>Curva ascendente</b></p> <p>Radio de la curva ascendente = 2663.8 pies</p> <p>Valor de “x” = 69.8 pies</p> <p>Longitud de arco = 139.5 pies</p> <p>Nro de polines en la curva = 35 polines</p> <p><b>Curva descendente</b></p> <p>Radio de la curva descendente = 2429.4 pies</p>

Valor de “x” = 48.8 pies

Longitud de arco = 97.5 pies

Nro de polines en la curva = 25 polines

**Fuente:** Elaboración Propia

## CAPÍTULO IV: CALCULOS ESTRUCTURALES

### 4.1 DISEÑOS DE MESAS ESTRUCTURALES PARA SOPORTE DE LA FAJA TRANSPORTADORA

Selección de datos:

- Carga viva:

$$W_m = \text{peso del material} = 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

$$W_b = \text{peso de la faja} = 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

- Carga Muerta:

- Peso de los polines de carga 38 Lb x 3 polines.

$$W_p = 38 \text{ Lb} \times 3 \text{ polines} = 114 \text{ Lb}$$

- Peso del porta polines de carga

$$W_e = 66.15 \text{ Lb}$$

Para los polines de retorno consideramos un grupo por cada mesa

- Peso de los polines de retorno 32.3 Lb x 2 polines.

$$W_{pr} = 32.3 \text{ Lb} \times 2 \text{ polines} = 64.6 \text{ Lb}$$

- Peso del porta polines de retorno.

$$W_{er} = 66.15 \text{ Lb}$$

- Distancia de entre rodillos:

- Rodillos de carga = 4 pies
- Rodillos de retorno = 10 pies

Sumamos las cargas vivas:

$$W_{viva} = 64.33 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} + 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} = 76.33 = 77 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

Como son 3 configuraciones usamos la distancia de 4 pies entre ellas

$$W_{viva} = 77 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times 8 \text{ pies} = 616 \text{ Lb}$$

En cada configuración tendríamos la carga puntual de

$$W_{viva} = \frac{616 \text{ Lb}}{3} = 206 \text{ Lb}$$

Por lo tanto la carga por el lado de la mesa es:

$$W_{viva} = \frac{206 \text{ Lb}}{2} = 103 \text{ Lb}$$

Sumamos las cargas muertas por cada configuración de polines de carga:

$$W_{muerta} = W_p + W_e$$

$$W_{muerta} = 114 \text{ Lb} + 66.15 \text{ Lb}$$

$$W_{muerta} = 181 \text{ Lb}$$

Por lo tanto la carga por lado de la mesa sería de:

$$W_{muerta} = \frac{181 \text{ Lb}}{2} = 91 \text{ Lb}$$

Por seguridad aumentamos 10% en la carga muerta

$$W_{muerta} = 91 \text{ Lb} \times 1.1 = 101 \text{ Lb}$$

Entonces, la carga total está dada por: (No se incluye el peso de la misma estructura)

$$P = 1,2D + 1,6L = 1,2(101 \text{ Lb}) + 1,6(103 \text{ Lb})$$

$$P = 286 \text{ Lb}$$

Sumamos las cargas vivas para los rodillos de retorno:

$$W_{viva} = 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}}$$

Como son 2 configuraciones usamos la distancia de 10 pies entre ellas:

$$W_{viva} = 12 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \times 10 \text{ pies} = 120 \text{ Lb}$$

En cada configuración tendríamos la carga puntual de:

$$W_{viva} = \frac{120 \text{ Lb}}{2} = 60 \text{ Lb}$$

Por lo tanto la carga por lado de mesa sería:

$$W_{viva} = \frac{60 \text{ Lb}}{2} = 30 \text{ Lb}$$

Sumamos las cargas muertas por cada configuración de polines de retorno:

$$W_{muerta} = W_{pr} + W_{er}$$

$$W_{muerta} = 64.6 \text{ Lb} + 66.15 \text{ Lb}$$

$$W_{muerta} = 131 \text{ Lb}$$

Por lo tanto la carga por lado de la mesa sería:

$$W_{muerta} = \frac{131 \text{ Lb}}{2} = 66 \text{ Lb}$$

Por seguridad aumentamos 10% en la carga muerta:

$$W_{muerta} = 66 \text{ Lb} \times 1.1 = 73 \text{ Lb}$$

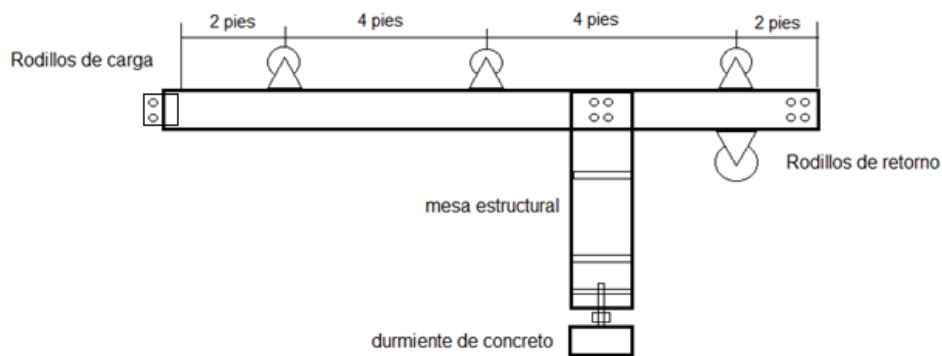
La carga total está dada por: (No se incluye el peso de la misma estructura)

$$P = 1,2D + 1,6L = 1,2(73 \text{ Lb}) + 1,6(30 \text{ Lb})$$

$$P = 136 \text{ Lb}$$

Como la separación entre polines de retorno es de 10 pies, tenemos 5 configuraciones distintas donde lo único q varía es la posición de los rodillos de retorno.

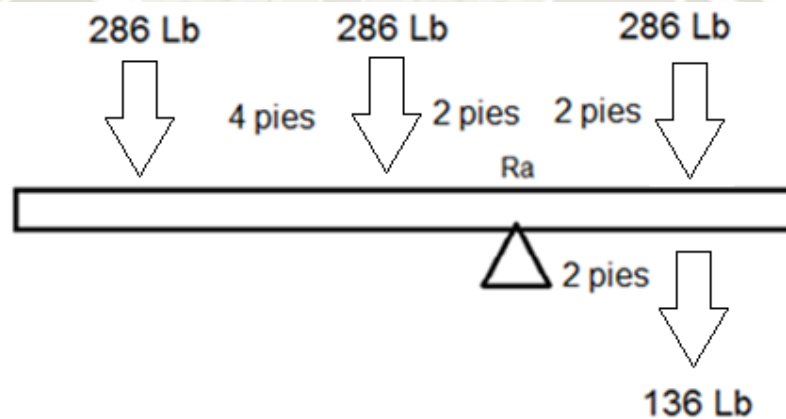
Configuración 1:



**Figura 29** Soporte estructural de la faja - Mesa de carga

Fuente: Elaboración Propia

Hacemos un Diagrama de Cuerpo Libre (DCL):



**Figura 30** DCL en la mesa de carga

Fuente: Elaboración Propia

Hallamos las reacciones en el punto A.

$$\sum F_a = 286 \text{ Lb} \times 3 + 136 \text{ Lb}$$

$$F_a = 994 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} - 2 \text{ pies} \times 422 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 1444 \text{ Lb} \times \text{pie}$$

Como usaremos acero A36 para los largueros, podemos hallar el esfuerzo flexionante permisible:

$$\sigma_{flexion,perm} = 0,6 \times \sigma_y = 0,6 \times 36\,000 \text{ psi} = 21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Con dicho valor hallamos “S” de la sección:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{fl,perm}} = \frac{1444 \text{ Lb} \cdot \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 0,80 \text{ pulg}^3$$

Escogemos un perfil C4X5.4 con un  $S = 1,93 \text{ pulg}^3$  y con un momento de inercia de  $I = 3,85 \text{ pulg}^4$ .

Tenemos un peso de 5,4 lbf/pie, esto es:

$$W_{viga} = 5,4 \frac{lb}{pie} \times 12 \text{ pies} = \mathbf{64.8 Lb}$$

Tabla 39 Perfil C

Designation	Area <i>A</i> in. <sup>2</sup>	Depth <i>d</i> in.	Web		Flange		Distance		Grip in.	Max. Flge. Fastener in.			
			Thickness <i>t<sub>w</sub></i> in.	$\frac{t_w}{2}$ in.	Width <i>b<sub>f</sub></i> in.	Thickness <i>t<sub>f</sub></i> in.	<i>T</i> in.	<i>k</i> in.					
C4x7.25	2.13	4.00	0.321	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{16}$	1.721	$1\frac{3}{4}$	0.296	$\frac{5}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$
x5.4	1.59	4.00	0.184	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{16}$	1.584	$1\frac{9}{8}$	0.296	$\frac{5}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	—	—
Nominal Wt. per ft	$\bar{x}$ in.	Shear Center Location <i>e<sub>o</sub></i> in.	PNA Location <i>x<sub>p</sub></i> in.	Axis X-X				Axis Y-Y					
				<i>I</i> in. <sup>4</sup>	<i>Z</i> in. <sup>3</sup>	<i>S</i> in. <sup>3</sup>	<i>r</i> in.	<i>I</i> in. <sup>4</sup>	<i>Z</i> in. <sup>3</sup>	<i>S</i> in. <sup>3</sup>	<i>r</i> in.		
7.25	0.459	0.386	0.264	4.59	2.81	2.29	1.47	0.433	0.697	0.343	0.450		
5.4	0.457	0.502	0.241	3.85	2.26	1.93	1.56	0.319	0.569	0.283	0.449		

Fuente: Manual LRFD (1994)

Aumentamos el peso de la viga a la carga muerta y recalculamos

$$P = 1,2D = 1,2(64.8 Lb) = \mathbf{77.8 Lb}$$

Ubicado al centro de la viga tendríamos

$$\sum F_a = 286 Lb \times 3 + 136 Lb + 77.8$$

$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} - 2 \text{ pies} \times 422 \text{ Lb} \\ + 2 \text{ pies} \times 77.8 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 1600 \text{ Lb} \times \text{pie}$$

Recalculamos la sección:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{fl,perm}} = \frac{1600 \text{ Lb} \cdot \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 0.9 \text{ pulg}^3 < 1.93 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

Ahora falta comprobar la resistencia al corte, para el acero A36 tomamos un esfuerzo cortante permisible de 14 500 lbf/pulg<sup>2</sup>, entonces de la misma tabla anterior tenemos que:

$$\text{Reacción en el apoyo} = V = 1072 \text{ Lb}$$

Podemos hallar el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{V}{A(4 \text{ pernos})} = \frac{1072 \text{ Lb}}{1.8 \text{ pulg}^2} = 596 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

Ahora, tenemos que hallar el perfil para el soporte vertical, tenemos la fuerza resultante sobre el perfil:





$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

La longitud del perfil es de:

$$L = 0.9 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254 \text{ m}} = 35 \text{ pulg}$$

De tabla siguiente, al tener un extremo empotrado y el otro articulado:  $k = 1$ .

**Tabla 40 Coeficiente de compresión K**

Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	 Rotation fixed and translation fixed  Rotation free and translation fixed  Rotation fixed and translation free  Rotation free and translation free					

Fuente: Manual LRFD (1994)

$$kL = 1 \times 35 = 35 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 3 \text{ pies}$$

Usaremos el mismo perfil que el seleccionado anteriormente C4x5.4

$$\frac{kL}{r} = \frac{35 \text{ pulg}}{0.449 \text{ pulg}} = 78$$

$A_g = \text{área de la sección del perfil}$

Hallamos la fuerza de compresión:

**Tabla 41 Designación de esfuerzos de compresión**

$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)
36	38.66	76	27.86	116	15.86	156	8.77	196	5.55
37	38.45	77	27.55	117	15.59	157	8.66	197	5.50
38	38.24	78	27.24	118	15.32	158	8.55	198	5.44
39	38.03	79	26.93	119	15.07	159	8.44	199	5.39
40	37.81	80	26.62	120	14.82	160	8.33	200	5.33

Fuente: Manual LRFD (1994)

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) A_g = 27.24 \text{ Ksi} \times 1.59 \text{ pulg}^2 = \mathbf{43 \text{ Kips} > 1.1 \text{ Kips}}$$

Con esto demostramos que el perfil aguantaría la carga en forma vertical

Diseño de la base de la estructura:

Fuerza axial soportada por el perfil es de  $P_u = 1072 \text{ Lb}$ . El perfil C 4x5.4 escogido tiene una  $F_y = 36 \text{ ksi}$ , el concreto tiene una  $f_c' = 3 \text{ ksi}$  y el plato de base será de acero A36 por lo que  $F_y = 36 \text{ ksi}$ .

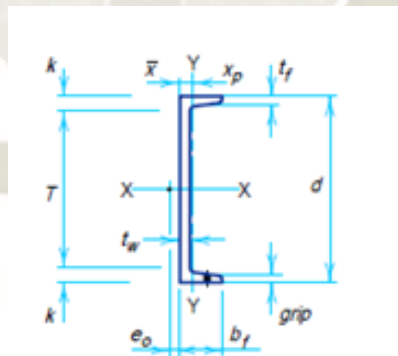


Figura 31 Dimensiones del perfil C

Fuente: Manual LRFD (1994)

$$d = 4.00 \text{ pulg}$$

$$t_w = 0.18 \text{ pulg}$$

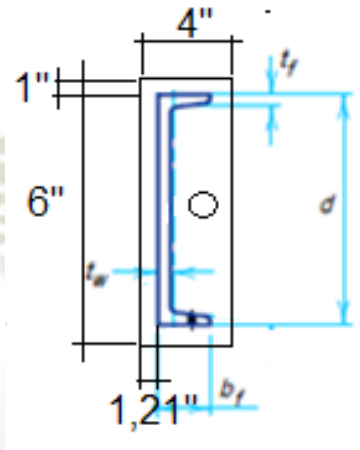
$$b_f = 1.58 \text{ pulg}$$

$$t_f = 0.30 \text{ pulg}$$

Hallamos primero el área requerida del plato de base:

$$A_{req} = \frac{P_u}{\phi_c(0,85f_c')} = \frac{1.072 \text{ kip}}{0,6(0,85 \times 3)} = 0.7 \text{ pulg}^2$$

Es un área insignificante en comparación de las medidas del perfil, por lo que no la tomaremos en cuenta.



**Figura 32 Dimensiones reales del Perfil C**

**Fuente:** Elaboración Propia

La placa base tendría las medidas de 6" x 4"

Para hallar el espesor de la placa requerido, procedemos de la siguiente manera:

$$\phi_c P_p = 0,6(0,85f_c' A) = 0,6(0,85 \times 3 \text{ ksi} \times 6 \text{ pulg} \times 4 \text{ pulg}) = 37 \text{ kips}$$

$$\chi = \left( \frac{4db_f}{(d+b_f)^2} \right) \left( \frac{P_u}{\phi_c P_p} \right) = \left( \frac{4(4 \text{ pulg})(1.58 \text{ pulg})}{(4 \text{ pulg} + 1.58 \text{ pulg})^2} \right) \left( \frac{1.072 \text{ Kip}}{37 \text{ Kip}} \right) = 0.024$$

$$\lambda = \frac{2\sqrt{\chi}}{1 + \sqrt{1 - \chi}} \leq 1 \rightarrow \frac{2\sqrt{0.024}}{1 + \sqrt{1 - 0.024}} = 0,156 \leq 1$$

$$\lambda n' = \frac{\lambda \sqrt{db_f}}{4} = \frac{0,156 \sqrt{(4 \text{ pulg})(1.58 \text{ pulg})}}{4} = 0.098$$

De acá:  $l(\text{distancia al borde}) = \max(1; 1.21; 0.098) = 1.21 \text{ pulg}$

Entonces el espesor requerido es:

$$t_{req} = l \sqrt{\frac{2P_u}{0.9F_yBN}} = 1.21 \sqrt{\frac{2(1.072 \text{ Kip})}{0.9(36 \text{ ksi})(6 \text{ pulg})(4 \text{ pulg})}} = 0.064 \text{ pulg}$$

Usaremos un espesor  $\frac{1}{4}$  “comercial por lo tanto la placa base será **PL 6” x 4” x  $\frac{1}{4}$ ”.**

Selección de pernos para unión de la estructura horizontal y vertical para que conformen la mesa estructural.

Las reacciones que tenemos sobre los pernos serian:





$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 1600 \text{ Lb x pie}$$

Buscamos las especificaciones para pernos estructurales:

**Tabla 42 Especificaciones para pernos de acero**

l Especificaciones ASTM para pernos de acero

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	

**Fuente:** Shigley 8va Edición (2008)

Escogemos los pernos estructurales A-325 tipo 1.

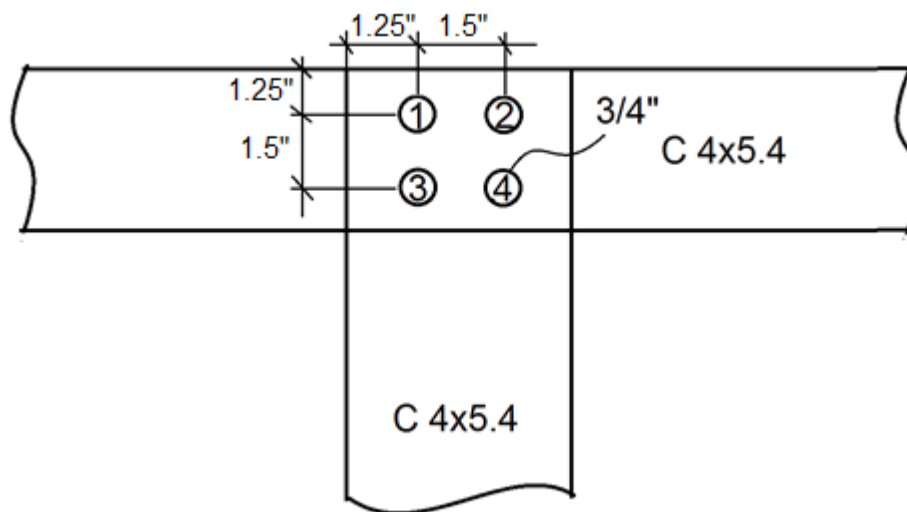


Figura 33 Conexión de pernos en la estructura

Fuente: Elaboración Propia

La carga cortante por perno sería:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{1072 \text{ Lb}}{4} = 268 \text{ Lb}$$

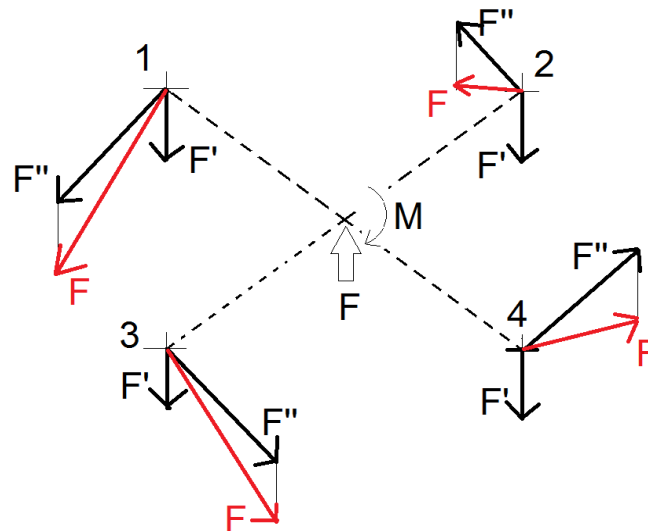
Las fuerzas cortantes secundarias serían:

$$r = \sqrt{0.75^2 + 0.75^2}$$

$$r = \sqrt{1.125} = 1.06''$$

$$F'' = \frac{M}{4xr} = \frac{1600 \text{ Lb} \times \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{4 \times 1.06 \text{ pulg}} = 4528 \text{ Lb}$$

Tendríamos la siguiente distribución de fuerzas en los pernos:



**Figura 34 Distribución de fuerzas en los pernos**

**Fuente:** Elaboración Propia

Resolviendo mediante el método del paralelogramo tenemos que:

$$R = \sqrt{F'^2 + F''^2 + 2 \times F' \times F'' \times \cos \alpha}$$

Para 1 y 3 tenemos un Angulo de  $45^\circ$  y para 2 y 4 tenemos un Angulo de  $135^\circ$ , por lo tanto tenemos:

$$F_1 = F_3 = 4722 \text{ Lb}$$

$$F_2 = F_4 = 4343 \text{ Lb}$$

Con esto observamos que la mayor fuerza esta en los pernos 1 y 3, hallamos la altura del perno para esto necesitamos hallar la altura de la tuerca y usamos la siguiente tabla:

**Tabla 43 Dimensión de roscas hexagonales**

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$

**Fuente:** Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Tenemos que para pernos de 3/4 pulg para una tuerca hexagonal regular una altura de 16.3 mm y una altura de contratuerca de 10.7 mm.

Por lo tanto considerando 2 mm para la arandela y el espesor del canal tenemos una altura hasta ahora de 36 mm.

Hallando la resistencia del perno:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{4722 \text{ Lb}}{\frac{\pi 0.75^2}{4}}$$

$$\sigma = 10.7 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi} \quad \text{OK}$$

Por lo tanto seleccionamos pernos de:

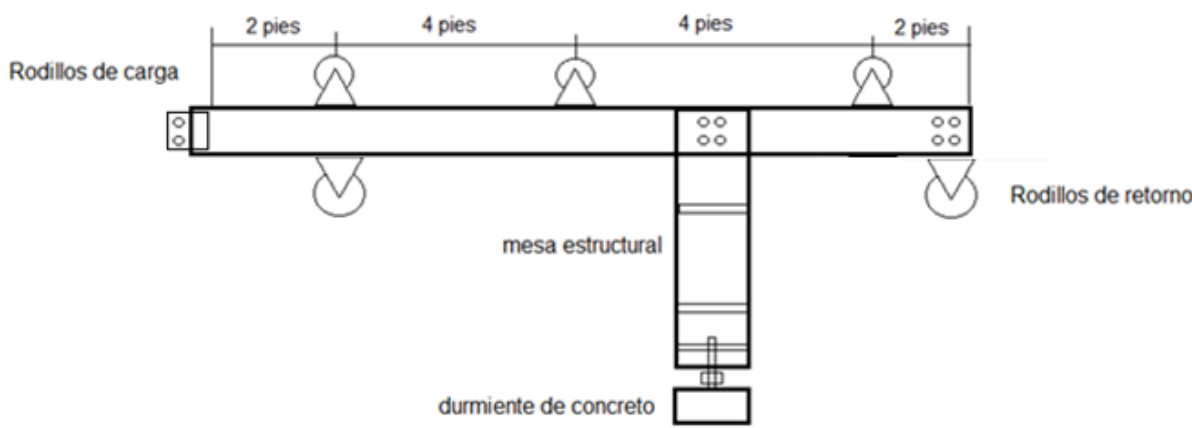
**4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

Estos pernos deben llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca.

## 4.2 RESUMEN DE LAS DEMÁS CONFIGURACIONES

Tabla 44 Resumen del resto de configuraciones de mesas

**CONFIGURACION 2**



Para el mismo perfil seleccionado en la configuración 1: C4 X 5.4

$$F_a = 1208 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 2144 \text{ Lb x pie}$$

$$S = 1.2 \text{ pulg}^3 < 1.93 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante} = 672 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) Ag = \text{resistencia de la columna a compresión} = 43 \text{ Kips} > 1.2 \text{ Kips}$$

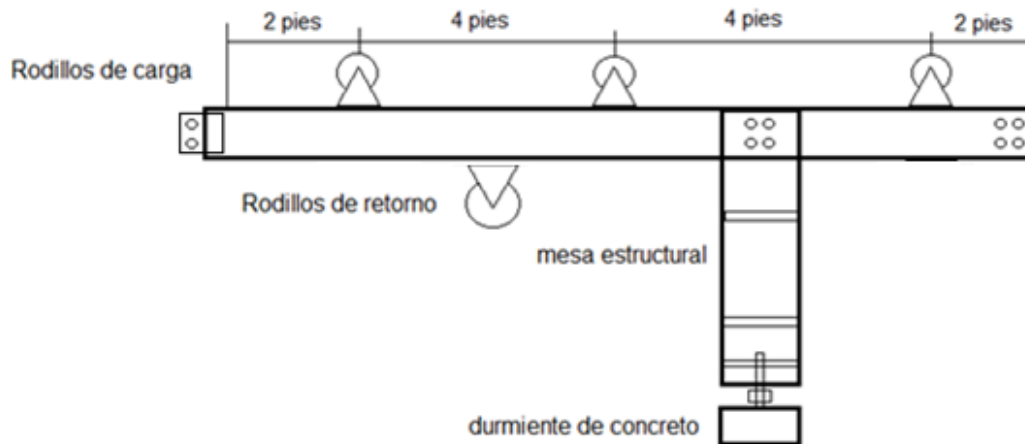
**Plancha base PL 6" x 4" x 1/4"**

$$\sigma = \text{Resistencia del perno} = 14.2 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi OK}$$

**Pernos seleccionados: 4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

**Pernos deben de llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca**

### CONFIGURACION 3



Para el mismo perfil seleccionado en la configuración1: C4 X 5.4

$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 2416 \text{ Lb x pie}$$

$$S = 1.34 \text{ pulg}^3 < 1.93 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante} = 596 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) A_g = \text{resistencia de la columna a compresión} = 43 \text{ Kips} > 1.2 \text{ Kips}$$

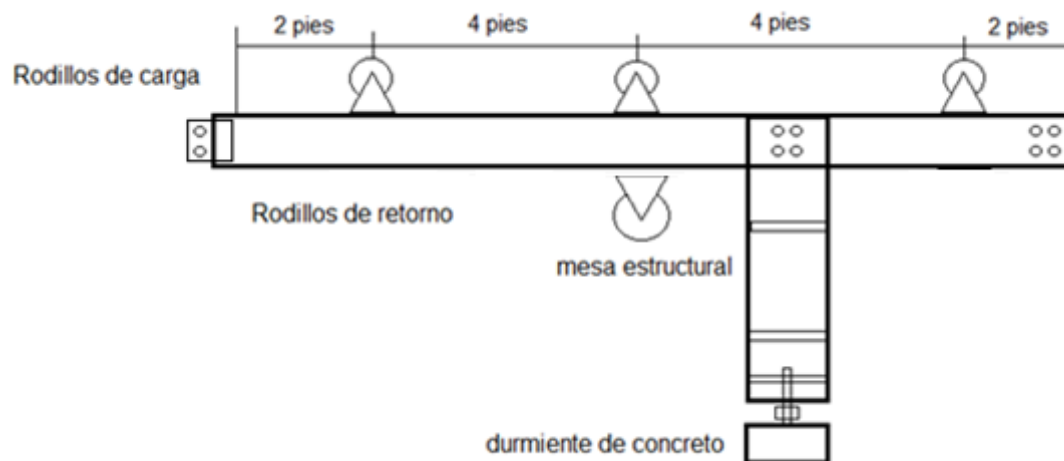
Plancha base PL 6" x 4" x 1/4"

$$\sigma = \text{Resistencia del perno} = 15.9 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi OK}$$

**Pernos seleccionados: 4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

**Pernos deben de llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca**

### CONFIGURACION 4



Para el mismo perfil seleccionado en la configuración 1: C4 X 5.4

$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 2144 \text{ Lb x pie}$$

$$S = 1.2 \text{ pulg}^3 < 1.93 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante} = 596 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) A_g = \text{resistencia de la columna a compresión} = 43 \text{ Kips} > 1.2 \text{ Kips}$$

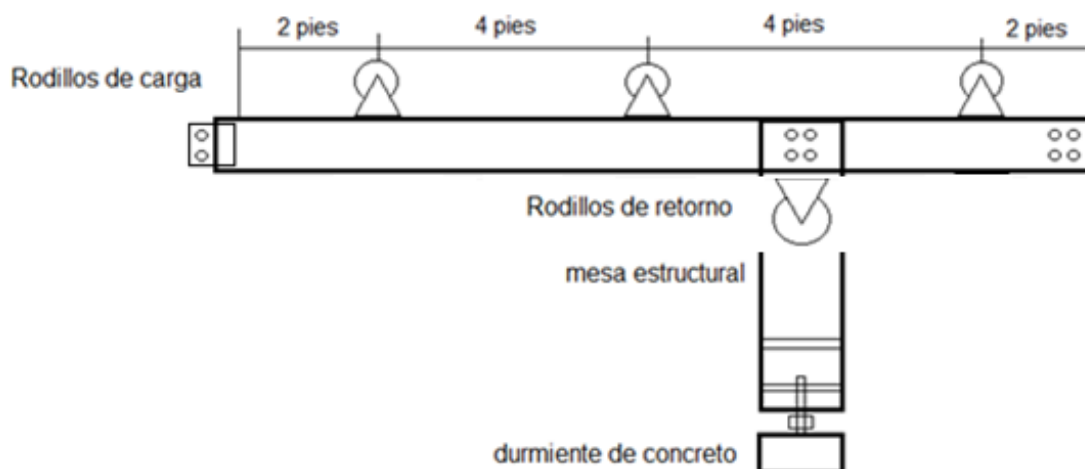
Plancha base PL 6" x 4" x 1/4"

$$\sigma = \text{Resistencia del perno} = 14.2 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi OK}$$

**Pernos seleccionados: 4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

**Pernos deben de llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca**

### CONFIGURACION 5



Para el mismo perfil seleccionado en la configuración1: C4 X 5.4

$$F_a = 1072 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 1872 \text{ Lb x pie}$$

$$S = 1.04 \text{ pulg}^3 < 1.93 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante} = 596 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) Ag = \text{resistencia de la columna a compresión} = 43 \text{ Kips} > 1.2 \text{ Kips}$$

**Plancha base PL 6" x 4" x 1/4"**

$$\sigma = \text{Resistencia del perno} = 12.4 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi OK}$$

**Pernos seleccionados: 4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

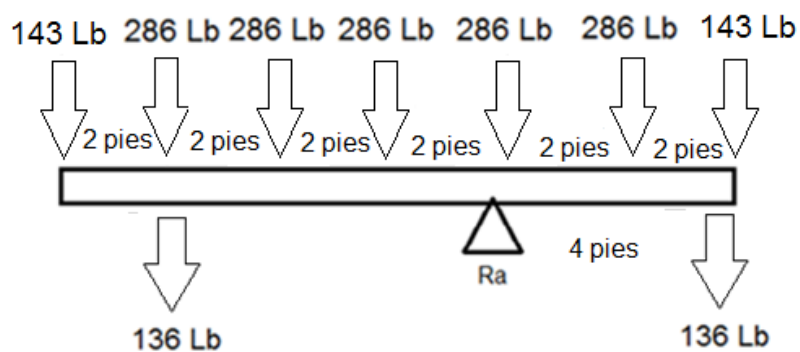
**Pernos deben de llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca**

**Fuente:** Elaboración Propia

Hacemos el mismo cálculo pero para las mesas de impacto.

Las cargas son las mismas con la variante de que ahora las cargas están cada 2 pies sería 5 cargas idénticas y la sexta carga se parte en dos porque comparte dos mesas, como la zona de impacto solo abarcará dos mesas, analizaremos la más crítica que sería con la configuración 2 de polines de retorno.

Hacemos un diagrama de cargas:



**Figura 35 DCL en la mesa de impacto**

**Fuente:** Elaboración Propia

Hallamos las reacciones en el punto a:

$$\sum F_a = 286 \text{ Lb} \times 6 + 136 \text{ Lb} \times 2$$

$$F_a = \mathbf{1988 \text{ Lb}}$$

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 4 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} \\ &+ 8 \text{ pies} \times 143 \text{ Lb} - 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} - 4 \text{ pies} \times 143 \text{ Lb} \\ &- 4 \text{ pies} \times 136 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 136 \text{ Lb} \end{aligned}$$

$$\sum M_a = \mathbf{3704 \text{ Lb} \times \text{pie}}$$

Como usaremos acero A36 para los largueros, podemos hallar el esfuerzo flexionante permisible:

$$\sigma_{flexion,perm} = 0,6 \times \sigma_y = 0,6 \times 36\,000 \text{ psi} = 21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Con este valor hallamos el S de la sección:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{fl,perm}} = \frac{3704 \text{ Lb} \cdot \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 2.05 \text{ pulg}^3$$

Escogemos un perfil C4X7.25 con un S = 2.29 pulg<sup>3</sup> y con un momento de inercia de I = 4.59 pulg<sup>4</sup>.

Tenemos un peso de 7.25 lbf/pie, esto es:

$$W_{viga} = 7.25 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \times 12 \text{ pies} = \mathbf{87 \text{ Lb}}$$

Tabla 45 Características del Perfil C

Designation	Area A in. <sup>2</sup>	Depth d in.	Web		Flange		Distance		Grip in.	Max. Flge. Faste-ner in.			
			Thickness t <sub>w</sub> in.	$\frac{t_w}{2}$ in.	Width b <sub>f</sub> in.	Thickness t <sub>f</sub> in.	T in.	k in.					
							Axis X-X				Axis Y-Y		
Nom-inal Wt. per ft lb	$\bar{x}$ in.	Shear Center Location e <sub>0</sub> in.	PNA Location x <sub>p</sub> in.	I in. <sup>4</sup>	Z in. <sup>3</sup>	S in. <sup>3</sup>	r in.	I in. <sup>4</sup>	Z in. <sup>3</sup>	S in. <sup>3</sup>	r in.		
C4x7.25	2.13	4.00	0.321	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{16}$	1.721	$1\frac{1}{4}$	0.296	$\frac{5}{16}$	2 $\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$
x5.4	1.59	4.00	0.184	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{16}$	1.584	$1\frac{1}{8}$	0.296	$\frac{3}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	—	—
7.25	0.459	0.386	0.264	4.59	2.81	2.29	1.47	0.433	0.697	0.343	0.450		
5.4	0.457	0.502	0.241	3.85	2.26	1.53	1.56	0.319	0.569	0.263	0.449		

Fuente: Manual LRFD (1994)

Aumentamos el peso de la viga a la carga muerta y recalculamos.

$$P = 1,2D = 1,2(87 \text{ Lb}) = \mathbf{105 \text{ Lb}}$$

Ubicado al centro de la viga tendríamos.

$$\sum F_a = 286 \text{ Lb} \times 6 + 136 \text{ Lb} \times 2 + 105 \text{ Lb}$$

$$F_a = \mathbf{2093 \text{ Lb}}$$

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 4 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} \\ &+ 8 \text{ pies} \times 143 \text{ Lb} - 2 \text{ pies} \times 286 \text{ Lb} - 4 \text{ pies} \times 143 \text{ Lb} \\ &- 4 \text{ pies} \times 136 \text{ Lb} + 6 \text{ pies} \times 136 \text{ Lb} + 2 \text{ pies} \times 105 \text{ Lb} \end{aligned}$$

$$\sum M_a = 3914 \text{ Lb} \times \text{pie}$$

Recalculamos la sección:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{fl,perm}} = \frac{3914 \text{ Lb} \cdot \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{21\,600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} = 2.1 \text{ pulg}^3 < 2.29 \text{ pulg}^3 \text{ (OK)}$$

Ahora falta comprobar la resistencia al corte, para el acero A36 tomamos un esfuerzo cortante permisible de 14 500 lbf/pulg<sup>2</sup>, entonces de la misma tabla anterior tenemos que:

$$\text{Reaccion en el apoyo} = V = 2093 \text{ Lb}$$

Podemos hallar el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{V}{A(\text{pernos})} = \frac{2093 \text{ Lb}}{1.8 \text{ pulg}^2} = 1163 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} < 14\,500 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \text{ (OK)}$$

Selección de perfil para soporte vertical Tenemos una fuerza resultante sobre el perfil de:

$$F_a = 2093 \text{ Lb}$$

La longitud del perfil es de:

$$L = 0.9 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254 \text{ m}} = 35 \text{ pulg}$$

$$kL = 1 \times 35 = 35 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 3 \text{ pies}$$

Usaremos el mismo perfil que el seleccionado anteriormente C4x5.4

$$\frac{kL}{r} = \frac{35 \text{ pulg}}{0.449 \text{ pulg}} = 78$$

Tabla 46 Designación de esfuerzo de compresión

$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_{cr}$ (ksi)
36	38.66	76	27.86	116	15.86	156	8.77	196	5.55
37	38.45	77	27.55	117	15.59	157	8.66	197	5.50
38	38.24	78	27.24	118	15.32	158	8.55	198	5.44
39	38.03	79	26.93	119	15.07	159	8.44	199	5.39
40	37.81	80	26.62	120	14.82	160	8.33	200	5.33

Fuente: Manual LRFD (1994)

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) Ag = 27.24 \text{ Ksi} \times 2.13 \text{ pulg}^2 = \mathbf{58 \text{ Kips} > 2.1 \text{ Kips}}$$

#### 4.2.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL USANDO ELEMENTOS FINITOS

Como las mesas son iguales en toda la trayectoria analizaremos las más críticas, estas son las que están en la zona de impacto.

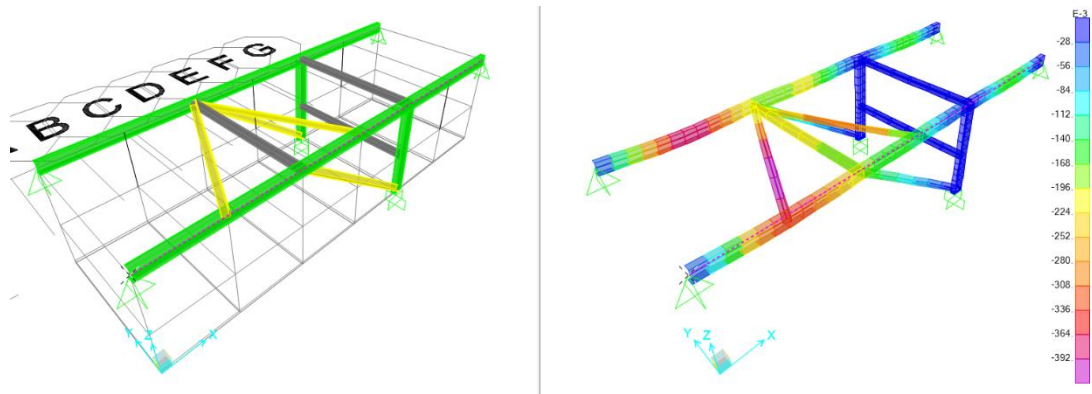


Figura 36 Análisis de deformación de mesas en SAP 2000

Fuente: Elaboración Propia

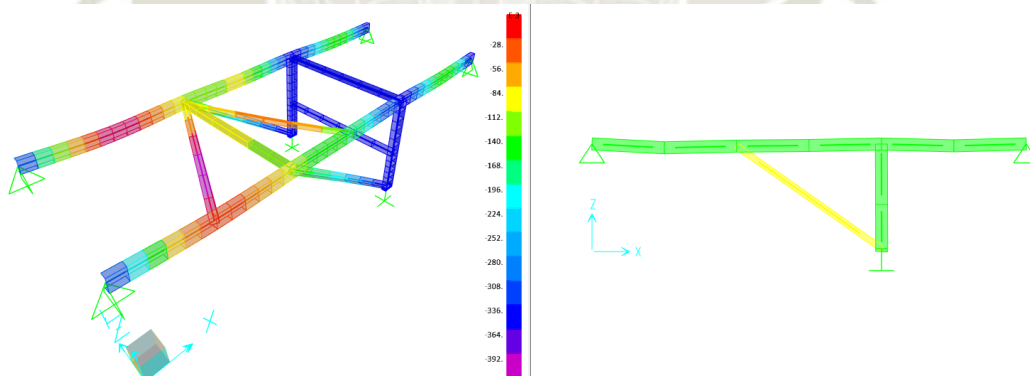
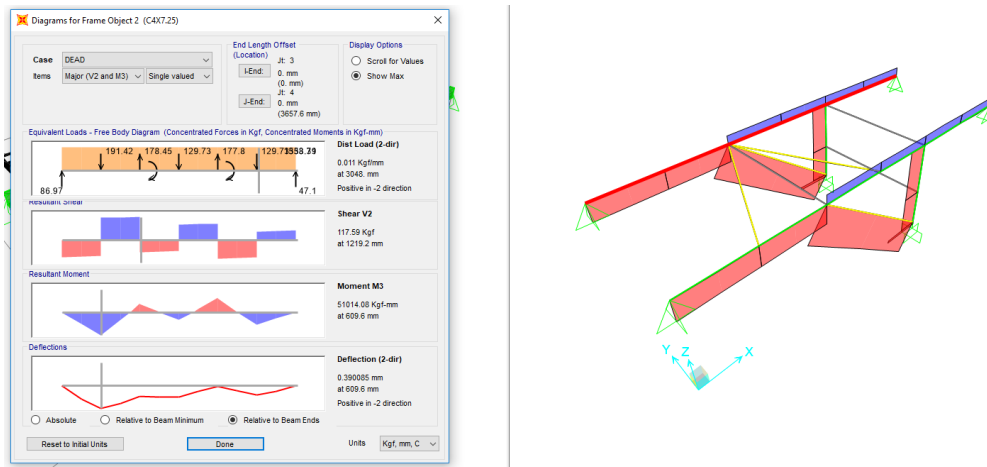


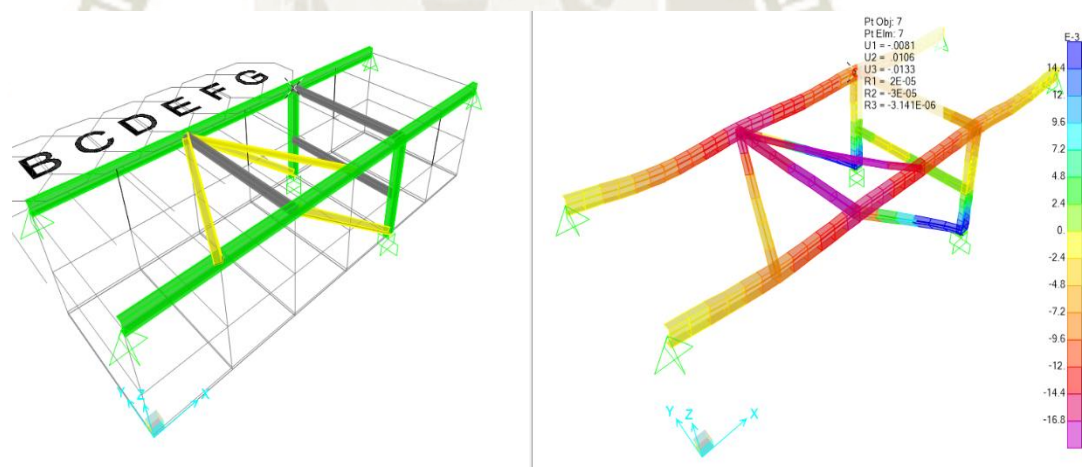
Figura 37 Análisis de deformación de mesas en SAP 2000

Fuente: Elaboración Propia



**Figura 38** Análisis de perfiles horizontales en SAP 2000

**Fuente:** Elaboración Propia



**Figura 39** Análisis de perfiles verticales en SAP 2000

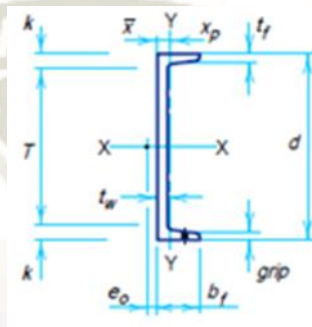
**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar en el análisis la deflexión máxima en los perfiles Verticales es de 0.13 mm.

Con esto demostramos que el perfil aguantaría la carga en forma vertical y horizontal

Diseño de la base de la estructura

Fuerza axial soportada por el perfil es de  $P_u = 1930$  Lb. El perfil C 4x5.4 escogido tiene una  $F_y = 36$  ksi, el concreto tiene una  $f_c' = 3$  ksi y el plato de base será de acero A36 por lo que  $F_y = 36$  ksi.



**Figura 40 Dimensiones Perfil C**

**Fuente:** Manual LRDF (1994)

$$\begin{aligned} d &= 4.00 \text{ pulg} \\ t_w &= 0.18 \text{ pulg} \\ b_f &= 1.58 \text{ pulg} \\ t_f &= 0.30 \text{ pulg} \end{aligned}$$

Hallamos primero el área requerida del plato de base:

$$A_{req} = \frac{P_u}{\phi_c(0,85f_c')} = \frac{2.093 \text{ kip}}{0,6(0,85 \times 3)} = 1.4 \text{ pulg}^2$$

Es un área insignificante en comparación de las medidas del perfil, por lo que no la tomaremos en cuenta.

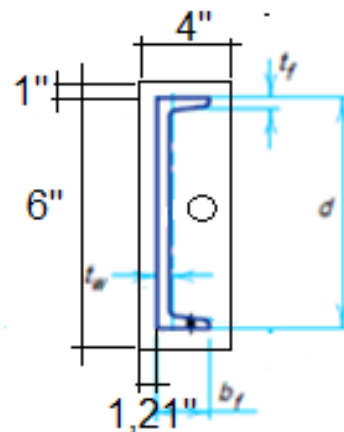


Figura 41 Dimensiones reales del Perfil C

Fuente: Elaboración Propia

La placa base tendría las medidas de 6" x 4".

Para hallar el espesor de la placa requerido, procedemos de la siguiente manera:

$$\phi_c P_p = 0,6(0,85 f_c' A) = 0,6(0,85 \times 3 \text{ksi} \times 6 \text{ pulg} \times 4 \text{ pulg}) = 37 \text{ kips}$$

$$\chi = \left( \frac{4db_f}{(d+b_f)^2} \right) \left( \frac{P_u}{\phi_c P_p} \right) = \left( \frac{4(4 \text{ pulg})(1,58 \text{ pulg})}{(4 \text{ pulg} + 1,58 \text{ pulg})^2} \right) \left( \frac{2,093 \text{ Kip}}{37 \text{ Kip}} \right) = 0,042$$

$$\lambda = \frac{2\sqrt{\chi}}{1 + \sqrt{1 - \chi}} \leq 1 \rightarrow \frac{2\sqrt{0,042}}{1 + \sqrt{1 - 0,042}} = 0,207 \leq 1$$

$$\lambda n' = \frac{\lambda \sqrt{db_f}}{4} = \frac{0,207 \sqrt{(4 \text{ pulg})(1,58 \text{ pulg})}}{4} = 0,130$$

De acá:

$$l(\text{distancia al borde}) = \max(1; 1,21; 0,130) = 1,21 \text{ pulg}$$

Entonces el espesor requerido es:

$$t_{req} = l \sqrt{\frac{2P_u}{0,9F_yBN}} = 1.21 \sqrt{\frac{2(1.93 \text{ Kip})}{0,9(36 \text{ ksi})(6 \text{ pulg})(4 \text{ pulg})}} = 0,0852 \text{ pulg}$$

Usaremos un espesor ¼“ comercial por lo tanto la placa base será PL 6” x 4” x ¼”.

Selección de pernos para unión de la estructura horizontal y vertical para que conformen la mesa estructural.





Las reacciones que tenemos sobre los pernos serian:

$$F_a = 2093 \text{ Lb}$$

$$\sum M_a = 3914 \text{ Lb x pie}$$

Buscamos las especificaciones para pernos estructurales:

**Tabla 47 Especificaciones para pernos de acero**

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	¼ a 1½	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325 tipo 2	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325 tipo 3	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	

**Fuente:** Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Escogemos los pernos estructurales A-325 tipo 1.

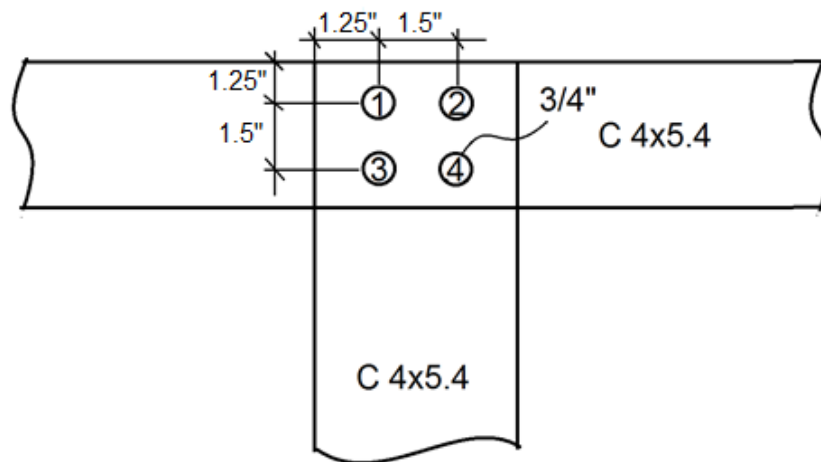


Figura 42 Conexión de pernos en la estructura

Fuente: Elaboración Propia

La carga cortante por perno sería:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{2093 \text{ Lb}}{4} = 524 \text{ Lb}$$

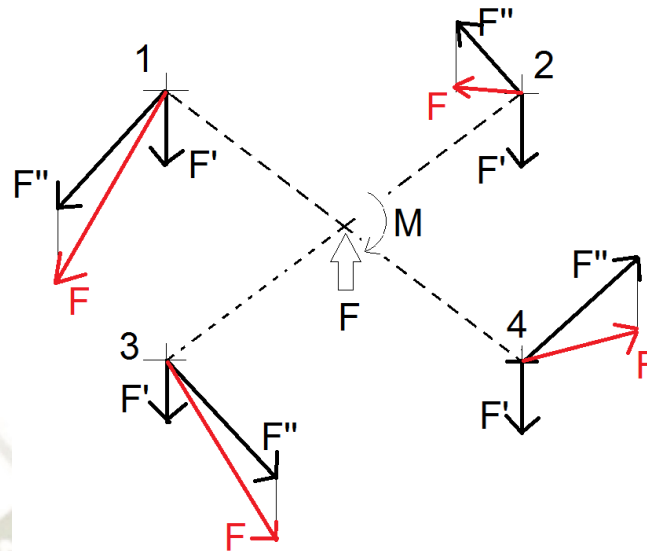
Las fuerzas cortantes secundarias serían:

$$r = \sqrt{0.75^2 + 0.75^2}$$

$$r = \sqrt{1.125} = 1.06''$$

$$F'' = \frac{M}{4xr} = \frac{3914 \text{ Lb} \times \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{4 \times 1.06 \text{ pulg}} = 11\,078 \text{ Lb}$$

Tendríamos la siguiente distribución de fuerzas en los pernos.



**Figura 43 Distribución de fuerzas en los pernos**

**Fuente:** Elaboración Propia

Resolviendo mediante el método del paralelogramo tenemos que:

$$R = \sqrt{F'^2 + F''^2 + 2 \times F' \times F'' \times \cos \alpha}$$

Para 1 y 3 tenemos un Angulo de  $45^\circ$  y para 2 y 4 tenemos un Angulo de  $135^\circ$ , por lo tanto tenemos:

$$F_1 = F_3 = 11\ 455\ \text{Lb}$$

$$F_2 = F_4 = 10\ 714\ \text{Lb}$$

Con esto observamos que la mayor fuerza esta en los pernos 1 y 3, hallamos la altura del perno para esto necesitamos hallar la altura de la tuerca y usamos la siguiente tabla:

**Tabla 48 Dimensiones de roscas hexagonales**

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$

**Fuente:** Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Tenemos que para pernos de 3/4 pulg para una tuerca hexagonal regular una altura de 16.3 mm y una altura de contratuerca de 10.7 mm

Por lo tanto considerando 2 mm para la arandela y el espesor del canal tenemos una altura hasta ahora de 36 mm.

Hallando la resistencia del perno:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{11\,455 \text{ Lb}}{\frac{\pi 0.75^2}{4}}$$

$$\sigma = 26 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi} \quad \text{OK}$$

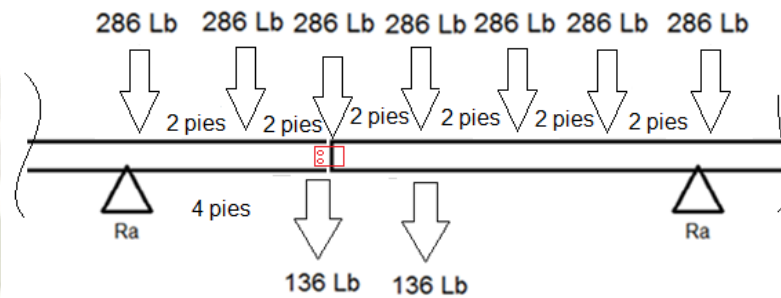
Por lo tanto seleccionamos pernos de:

**4 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

Estos pernos deben llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca.

Selección de pernos para unión entre mesas

Tomamos la unión más crítica entre mesas la cual es en la unión de la segunda y primera mesa de impacto.



**Figura 44 Unión entre mesas**

**Fuente:** Elaboración Propia

Las reacciones que tenemos sobre los pernos serian:

$$F_a = 2274 \text{ Lb}$$

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 286 \text{ Lb} \times 4 \text{ pies} + 286 \text{ Lb} \times 2 \text{ pies} - 136 \text{ Lb} \times 2 \text{ pies} \\ &\quad - 286 \text{ Lb} \times 2 \text{ pies} - 286 \text{ Lb} \times 4 \text{ pies} - 286 \text{ Lb} \times 6 \text{ pies} \\ &\quad - 286 \text{ Lb} \times 8 \text{ pies} \end{aligned}$$

$$\sum M_a = -4276 \text{ Lb} \times \text{pie}$$

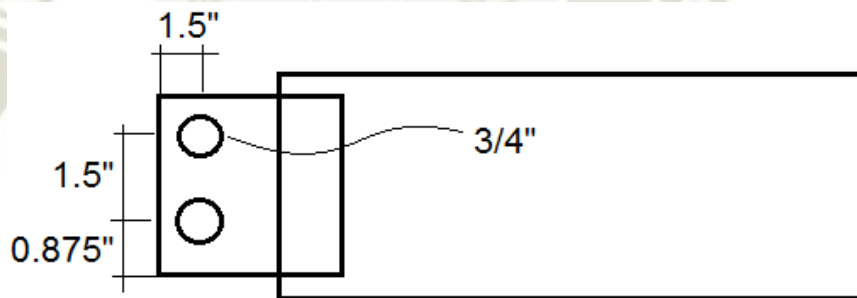
Buscamos las especificaciones para pernos estructurales:

**Tabla 49 Especificaciones para pernos de acero**

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	

**Fuente:** Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Escogemos los pernos estructurales A-325 tipo 1.



**Figura 45 Conexión de pernos en la estructura de las mesas**

**Fuente:** Elaboración Propia

La carga cortante por perno sería:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{2274 \text{ Lb}}{2} = \mathbf{1137 \text{ Lb}}$$

Las fuerzas cortantes secundarias serían:

$$r = 0.75''$$

$$F'' = \frac{M}{4xr} = \frac{4276 \text{ Lb} \times \text{pie} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}}{2 \times 0.75 \text{ pulg}} = 34\,208 \text{ Lb}$$

Tendríamos la siguiente distribución de fuerzas en los pernos.

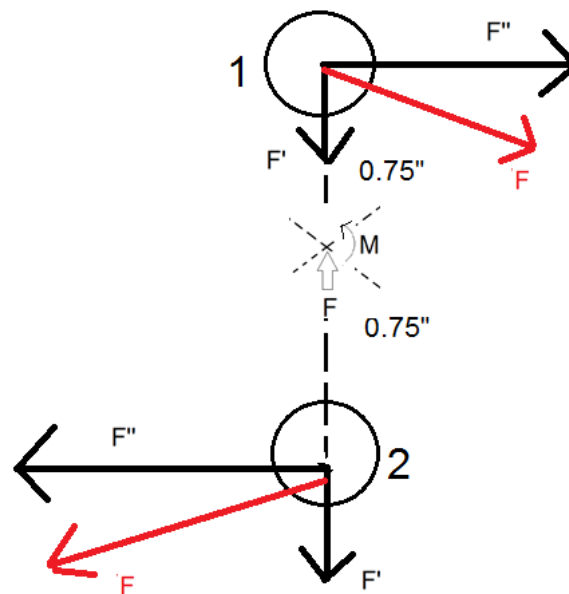


Figura 46 Distribución de fuerzas en los pernos

Fuente: Elaboración Propia

Resolviendo mediante Pitágoras:

$$R = \sqrt{F'^2 + F''^2}$$

$$F_1 = F_2 = 34\,227 \text{ Lb}$$

Hallamos la altura del perno para esto necesitamos hallar la altura de la tuerca y usamos la siguiente tabla:

**Tabla 50 Dimensión de roscas hexagonales**

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	1 $\frac{1}{2}$	$\frac{55}{16}$	1	$\frac{35}{16}$

**Fuente:** Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Tenemos que para pernos de 3/4 pulg para una tuerca hexagonal regular una altura de 16.3 mm y una altura de contratuerca de 10.7 mm.

Por lo tanto considerando 2 mm para la arandela y el espesor del canal tenemos una altura hasta ahora de 36 mm.

Hallando la resistencia del perno:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{34\,227 \text{ Lb}}{\frac{\pi 0.75^2}{4}}$$

$$\sigma = 77 \text{ Ksi} < 85 \text{ ksi} \quad \text{OK}$$

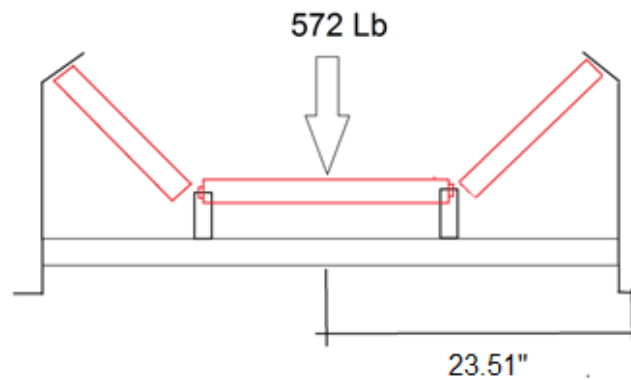
Por lo tanto seleccionamos pernos de:

**2 pernos A – 325 de 3/4" x 2"**

Estos pernos deben llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca

#### 4.3 SELECCIÓN DE PERNOS PARA UNIÓN DEL BASTIDOR DE POLINES A LA MESA ESTRUCTURAL

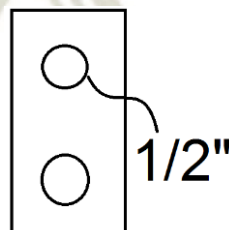
Usamos las cargas halladas anteriormente pero ahora sobre todo el bastidor.



**Figura 47** Carga sobre el bastidor de polines

Fuente: Elaboración Propia

A cada lado del bastidor se sujeta a la estructura con dos pernos estructurales A-325 de 1/2".



**Figura 48** Pernos de sujeción del bastidor

Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto tenemos que la fuerza por lado es de 286 Lb y un momento hacia los pernos de:

$$M = 13\,448 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

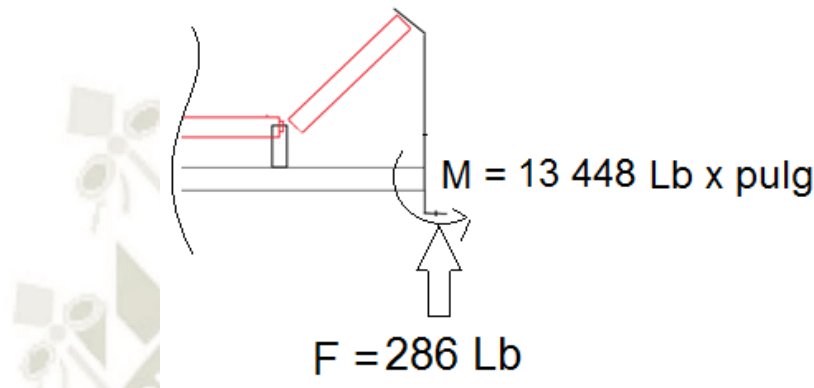


Figura 49 Cargas sobre un extremo del bastidor

#### 4.3.1 CALCULAMOS EL ESFUERZO SOBRE LOS PERNOS

Tracción pura: (con tracción nos referimos tanto a esta como compresión).

$$F_{ti} = \frac{R \times A_i}{\sum A_i} = \frac{286 \text{ Lb} \times \frac{\pi}{4} d^2}{2 \times \frac{\pi}{4} d^2} = 143 \text{ Lb}$$

Tracción producida por momento flector: (con tracción nos referimos tanto a esta como compresión).

$$F_c = \frac{M \times (A_i c_i)}{\sum (A_i c_i^2)} = \frac{13\,448 \text{ Lb} \times \text{pulg} \times \frac{\pi}{4} d^2 \times 3}{2 \times \frac{\pi}{4} d^2 \times 3^2} = 2242 \text{ Lb}$$

Luego, el esfuerzo a compresión será:

$$\sigma = \frac{F_{cr}}{A_i} = \frac{2242 \text{ Lb} + 143 \text{ Lb}}{A_i} = \frac{2385 \text{ Lb}}{A_i}$$

Nota: Lo dejamos en función del área, para comparar con el área que proviene del diámetro del perno de ½” que escogimos.

Usaremos el criterio de energía de distorsión máxima, para calcular el diámetro, ya que es el criterio menos conservador, además le pondremos un factor de seguridad de 2.

$$\frac{Sp}{FS} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Escogemos pernos A325 con  $S_p = 85 \text{ ksi}$

$$\frac{85\,000}{1,2} = \sqrt{\left(\frac{235}{A_i}\right)^2 + 3(0)^2}$$

De acá, despejamos el área, la cual nos sale:

$$A_i = 0,0031 \text{ pulg}^2$$

Entonces, pernos de cabeza hexagonal de ½ pulg, los cuales tienen un área de esfuerzo de tensión de  $0,196 \text{ pulg}^2 > 0,0031 \text{ pulg}^2$  (OK).

Por lo tanto tendríamos dos pernos por lado de la siguiente especificación:

$$2 \text{ pernos } A - 325 \text{ de } \frac{1}{2} " \times 1.1"$$

Estos pernos deben llevar tuerca hexagonal regular y contratuerca.

#### 4.4 SELECCIÓN DE PERFILES PARA RIGIDIZAR LA ESTRUCTURA

Una vez seleccionados los perfiles estructurales principales se procede a escoger elementos que permitan que la mesa estructural sea rígida, estos elementos no soportan carga solo sirven para rigidizar la estructura.

Para los costados usaremos perfiles L 2x1/4" e irán empernados con dos pernos por lado A-325 3/4 "x 1.5"

- Para unir los lados de las mesas usaremos dos tubos cuadrados de 2" x 2" x 1/4".
- Para unir las mesas usaremos pernos 2 pernos por lado A-325 3/4" x 1.5".
- Para el medio de las mesas usaremos un tubo de 2" x 2" x 1/4 "y dos perfiles L 2x1/4" en forma triangular.

Para los catetos según la AISC-LRFD ha establecido lo siguiente tabla:

**Tabla 51 Catetos mínimos de soldadura**

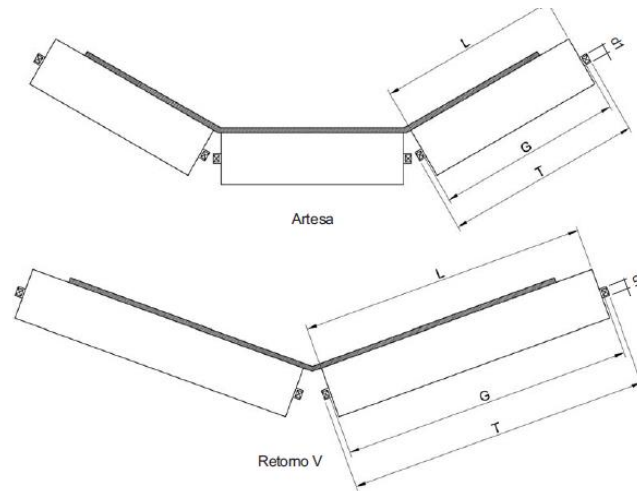
Espesor de la pieza más gruesa unida T (pulgadas)	Tamaño mínimo soldadura de filete		Tamaño mínimo garganta sold. Penetración parcial	
	pulg.	mm	pulg.	mm
$1/8 < T \leq 3/16$	1/8	3	1/16	1.5
$3/16 < T \leq 1/4$	1/8	3	1/8	3
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16	5	3/16	5
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4	6	1/4	6
$3/4 < T \leq 1.1/2$	5/16	8	5/16	8
$1.1/2 < T \leq 2.1/4$	5/16	8	3/8	9.5
$1.1/4 < T \leq 6$	5/16	8	1/2	12
$6 < T$	5/16	8	5/8	16

**Fuente:** Manual LRFD (1994)

Para nuestro caso el tamaño mino de filete será de 5 mm.

#### 4.5 SELECCIÓN DE RODILLOS DE CARGA Y RETORNO

Según el manual de rodillos ULMA, el material de los rodillos es de acero soldado ASTM A 570 grado 36.



**Figura 50 Dimensiones de rodillos de carga y retorno**

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

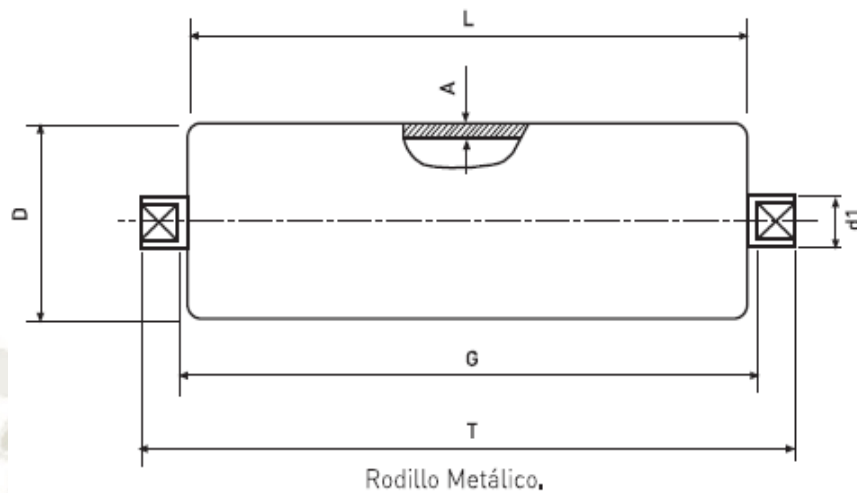
**Tabla 52 Dimensiones de rodillos de carga y retorno**

#### Dimensiones según DIN 15207

Ancho de banda	3 Rollers				2 Rollers			
	L	G	d1 <math>\leq \varnothing 20</math> T	d1 > <math>\varnothing 20</math> T	L	G	d1 <math>\leq \varnothing 20</math> T	d1 > <math>\varnothing 20</math> T
400	160	168	186	192	250	258	276	282
500	200	208	226	232	315	323	341	347
650	250	258	276	282	380	388	406	412
762	315	323	341	347	465	473	491	497
1000	380	388	406	412	600	608	626	632
1200	465	473	491	497	700	708	726	732
1400	530	538	556	562	800	808	826	832
1600	600	608	626	632	900	908	926	932
1800	670	678	696	702	1000	1000	1020	1030
2000	750	758	776	782	1100	1100	1120	1130
2200	800	808	826	832	1100	1108	1126	1132

(mm)

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA



**Figura 51 Dimensiones de rodillos de carga**

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

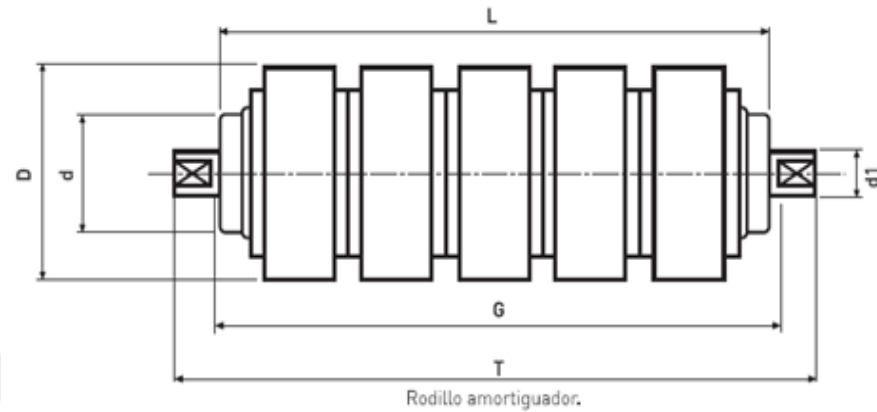
**Tabla 53 Rodamiento para rodillos de carga**

	(D) Diámetro de tubo (mm)														(A) Espesores tubo (mm)	
	D/A	63.5/3	70/3	76/3	89/3	102/3.5	108/3.5	114/3.6	127/4	133/4	152/4	159/4.5	165/4.5	178/5	193/6.3	219/8
Rodamiento	6204															
	6205															
	6305															
	6306															
	6307															
	6308															
	6310															
	6312															

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

#### 4.5.1 SELECCIÓN DE RODILLO DE IMPACTO

Para los rodillos de impacto se usara una separación de 2 pies en una longitud de 24 pies lo cual indica que irán 12 bastidores al inicio, estos están hechos de hule elástico y/o uretano, el eje central es de acero A-36.



**Figura 52 Dimensiones de rodillos de impacto**

**Fuente:** Catalogo de rodillos ULMA

Análisis de los bastidores para rodillos de carga y de retorno usando Elementos Finitos

Se debe de considerar que el bastidor para los polines de carga como para los de retorno es el mismo y que el polín del medio aguanta 2/3 de la carga, usando los datos obtenidos anteriormente la carga que se utiliza sobre el bastidor es de:

**Tabla 54 Peso de rodillos de impacto**

**Pesos rodillos**

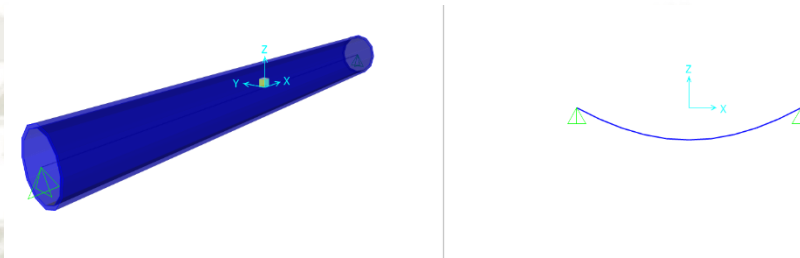
d/D	d1(mm)	Longitud del rodillo L (mm)										
		200	250	315	380	465	530	600	670	750	950	1150
63/89	20	2,2/1,5	2,7/1,9	3,9/2,8	4,6/3,3	5,7/4,2	6,4/4,7	7,2/5,3	8/6	8,9/6,6	11,3/8,5	13,5/10,2
63,5/108	20	3,2/2,4	3,8/3	4,7/3,6	5,6/4,3	6,9/5,4	7,8/6,1	8,7/6,8	9,8/7,8	10,9/8,6	13,8/11	16/12,8
89/133	20	3,9/3,1	4,7/3,9	5,8/4,7	7,1/5,8	8,5/7,1	9,6/7,9	11,0/9,1	12,0/10,0	13,5/11,2	16,8/14	20,6/17,3
	25	5,1/3,7	6/4,4	7,1/5,3	8,5/6,4	9,6/7,3	11,2/8,5	12,3/9,3	13,8/10,5	15,4/11,8	19/14,6	23/17,5
89/159	20	4,6/4,1	5,7/5	6,8/6	8,2/7,2	9,7/8,5	12,1/10,7	13,6/12	15,3/13,5	17/15	24/21	28,6/25,7
	25	6,6/5,2	7,7/6,1	9,4/7,6	11,1/9	13,5/11,1	15,1/12,4	16,9/13,9	19,2/15,9	21,1/17,5	26,7/22,3	31,8/26,3
108/159	20	5,2/4,6	6,8/6,1	8,3/7,4	9,7/8,7	12,1/10,9	13,6/12,2	15,3/14	17/15,3	18,7/16,8	24/21,6	28,6/25,8
	25	6,2/5,8	7,3/5,7	8,8/7	10,3/8,2	12,5/10,1	13,9/11,2	15,6/12,6	17,4/14,1	19,1/15,5	24,1/19,7	28,7/23,2
	30			9,7/7,2	11,4/8,5	13,6/10,2	15,3/11,6	17,1/13	19,1/14,6	20,9/15,9	26,2/20	31,2/23,9
	40					17,5/12,6	19,5/14,1	22/15,8	24,3/17,4	26,7/19	33/23,4	39/27,7
108/180	20	6,7/6,2	8/7,4	9,8/8,9	11,5/10,5	14,3/13	16/14,7	18/16,7	20/18,4	22/20,2	28,4/26	33,9/31
	25	7,2/5,8	8,6/7	10,9/9,1	13,1/11	15,8/13,4	17,3/14,6	19,7/16,7	22/18,7	24,5/20,9	30,7/26,3	37/31,5
	30			11,8/9,3	14,2/11,3	17/13,6	18,7/15	21,2/17,1	23,6/19,1	26,3/20,1	31,4/25,5	39,5/32,2
	40					21,1/16,2	23,7/18,2	26,5/20,3	29,3/22,4	32,3/24,6	40/30,2	47,5/35,9

**Fuente:** Catalogo de rodillos ULMA

$$Carga_{bastidor} = 572 \text{ Lb}$$

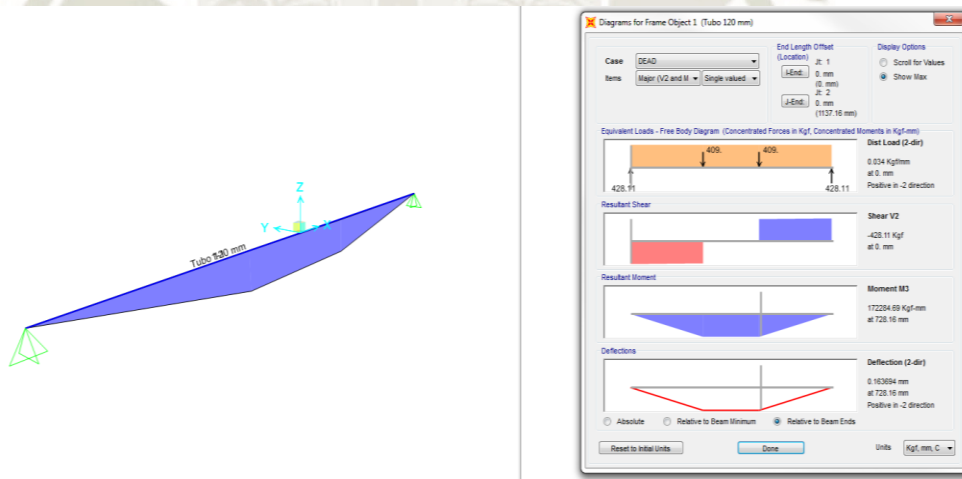
Emplearemos un factor de seguridad de 2 por lo tanto la carga será de:

$$Carga_{bastidor} = 687 \text{ Lb}$$



**Figura 53 Simulación en SAP 2000 del bastidor de carga**

**Fuente:** Elaboración Propia



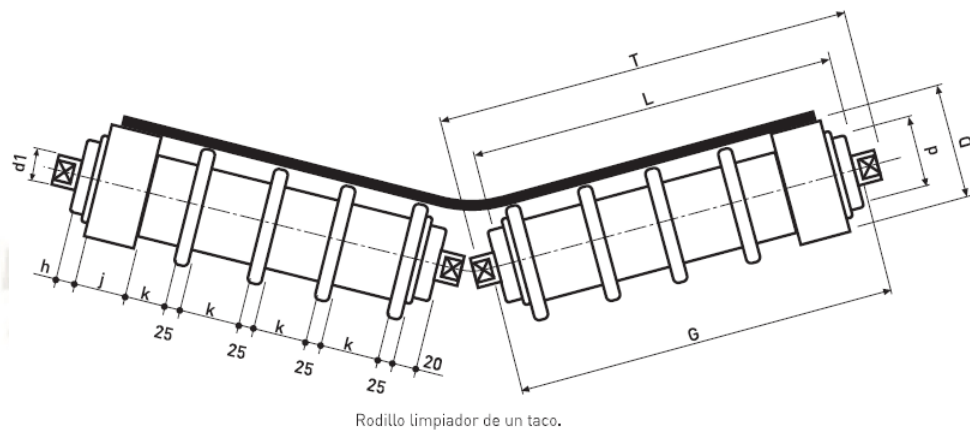
**Figura 54 Simulación en SAP 2000 del bastidor de carga**

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar según el análisis computacional, la mayor deflexión es de 0.17 mm.

#### 4.5.2 SELECCIÓN DE LOS RODILLOS LIMPIADORES DE RETORNO

Para los rodillos limpiadores se usaran en la zona de retorno en la zona de la cabeza y de la cola, estos están hechos de hule elástico y/o uretano, el eje central es de acero A-36.



**Figura 55 Dimensiones de rodillos limpiadores**

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

**Tabla 55 Rodamiento del rodillo y diámetros**

#### Gama de Producto

6204	D(mm)	108	108	133	127	133	152			
	d(mm)	63	70	70	89	89	89			
6205	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6305	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6306	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6308	D(mm)	159	180	193	193					
	d(mm)	108	108	108	133					

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

**Tabla 56 Dimensiones de rodillos limpiadores**

Ancho de banda	400	500	650	762	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
h				30	65	30	40	35	30	25	20
j				100	200	200	240	240	240	240	240
k				60	60	70	80	80	80	80	80
Nº				3	4	4	4	5	6	7	8

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA

Análisis de los bastidores para rodillos de carga y de retorno usando Elementos Finitos. Usando los datos obtenidos anteriormente la carga que se utiliza sobre el bastidor es de:

$$Carga_{bastidor} = 272 \text{ Lb}$$

Emplearemos un factor de seguridad de 2 por lo tanto la carga será de:

$$Carga_{bastidor} = 327 \text{ Lb}$$

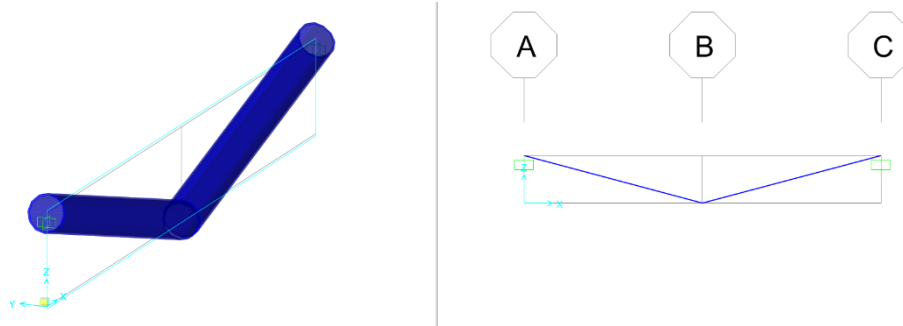
**Tabla 57 Peso de rodillos limpiadores**

**Pesos rodillos**

d/D	d1(mm)	Longitud del rodillo L (mm)							
		465	600	700	800	900	1000	1100	1200
89/133	20	6.9/5.5	8.5/6.8	9.8/7.8	12.3/10	13.6/11.1	14.8/12	16.1/13	16.9/13.9
	25	8.3/6.4	10.1/7.6	11.5/8.7	14.1/10.9	15.5/11.9	16.9/12.9	18.3/13.9	19.1/14.4
	30	9.5/6.75	11.45/7.95	12.94/8.9	15.65/11	17.2/12	18.7/13	20.23/14	21.75/14.9
89/159	20	8.1/6.7	9.9/8.2	11.3/9.3	14.8/12.5	16.3/13.8	17.6/14.8	19.1/16	20.1/17.0
	25	9.5/7.6	11.5/9	13/10.2	16.6/13.4	18.2/14.6	19.7/15.7	21.3/16.4	22.1/17.4
	30	11/8.2	13.2/9.7	15/11.0	18.1/13.5	19.9/14.7	21.7/16	23.4/17.1	25.2/18.3
108/193	20	10.7/9.3	13/11.3	14.8/12.8	19.8/17.5	21.6/19.1	23.5/20.7	25.4/22.3	26.8/23.7
	25	12.2/10.3	14.7/12.2	16.6/13.8	21.7/18.5	23.6/20	25.7/21.7	27.7/23.3	29/24.2
	30	14.4/11.6	17.4/13.9	19.6/15.6	23.8/19.8	26.1/21	28.43/22.7	30.7/24.4	33/26.1
	40	19.29/14.4	22.59/16.4	25.16/18.0	30.94/22.73	33.54/24.4	36.15/26.0	38.76/27.6	41.36/29.2

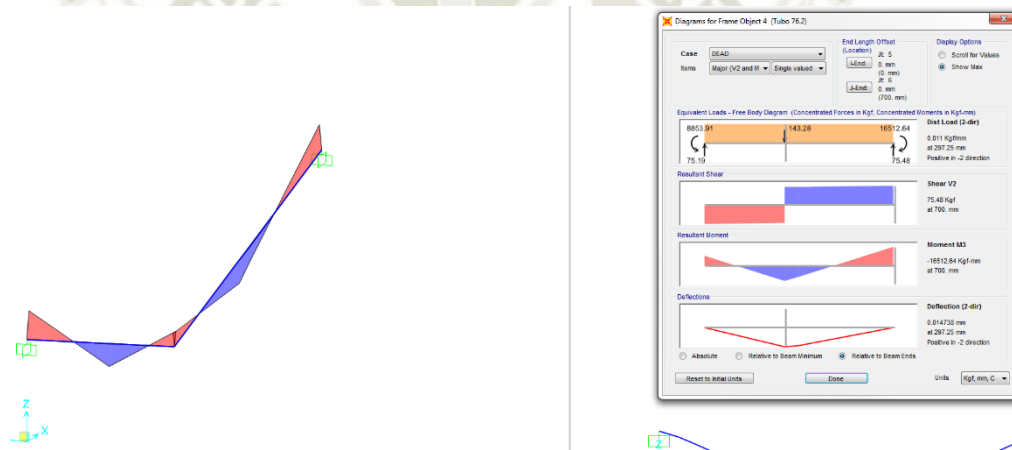
Peso rodillo Ka/peso partes rodantes del rodillo (Ka).

Fuente: Catalogo de rodillos ULMA



**Figura 56 Simulación en SAP 2000 del bastidor de Retorno**

**Fuente:** Elaboración Propia



**Figura 57 Simulación en SAP 2000 del bastidor de retorno**

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar según el análisis computacional, la mayor deflexión es de 0.015 mm.

Tabla 58 Resumen general 5

TABLA DE RESUMEN NRO. 5
<p><b>Mesas de trabajo continuo</b></p> <p>Perfil de la parte horizontal = C4 x 5.4</p> <p>Perfil de la parte Vertical = C4 x 5.4</p> <p>Placa base PL 6" x 4" x 1/4"</p> <p>Pernos para unir la parte vertical con la horizontal por lado = 4 x pernos A-325 3/4" x 2"</p> <p>Pernos para unir los bastidores a la mesa por lado = 2 x pernos A-325 1/2" x 1.1"</p> <p><b>Mesas para la zona de carga</b></p> <p>Perfil de la parte horizontal = C4 x 7.25</p> <p>Perfil de la parte Vertical = C4 x 7.25</p> <p>Placa base PL 6" x 4" x 1/4"</p> <p>Pernos para unir la parte vertical con la horizontal por lado = 4 x pernos A-325 3/4" x 2"</p> <p>Pernos para unir los bastidores a la mesa por lado = 2 x pernos A-325 1/2" x 1.1"</p>

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.6 SELECCIÓN DEL RASPADOR PRIMARIO PARA LA FAJA TRANSPORTADORA

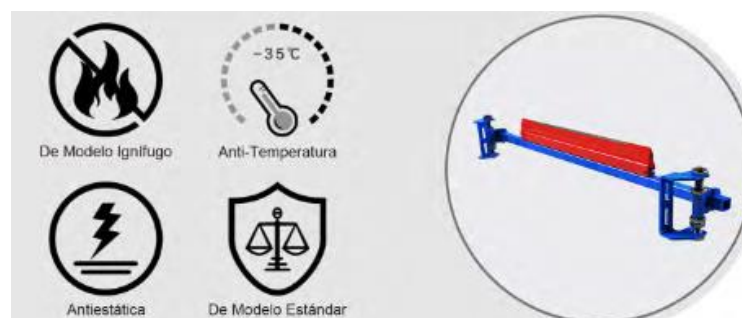


Figura 58 Raspador

Fuente: Catalogo DCCD

**Tabla 59** Especificaciones del raspador

Modelo	Anchura de la Correa	Anchura del Raspador	G
DCCD500S-2	500	450	1200
DCCD650S-2	650	600	1300
DCCD800S-2	762	750	1500
DCCD1000S-2	1000	900	1700
DCCD1200S-2	1200	1200	1900
DCCD1400S-2	1400	1350	2100
DCCD1600S-2	1600	1500	2300
DCCD1800S-2	1800	1800	2500
DCCD2000S-2	2000	1950	2700
DCCD2200S-2	2200	2100	2900

Fuente: Catalogo DCCD

Ventajas:

- El raspador no genera burbujas, lo cual disminuye el desgaste.
- Trabaja en un intervalo de temperaturas entre  $-45^{\circ}\text{C}$  y  $60^{\circ}\text{C}$ .
- El raspador integral es fácilmente reemplazable, y de rápida instalación y mantenimiento.
- La hoja posee una aleación de poliuretano y de cerámica.
- Se usaran 3 raspadores en la faja.

**Tabla 60** Especificaciones de la hoja de raspado

Código	Artículo	Unidad	Estándar	Antidesgaste	Modelo Experimental
1	Durómetro	A	90±2	90±2	GB/T 531-1999
2	Resistencia a la tracción	Mpa	40	45	GB/T528-1992
3	Porcentaje de Elongación	%	500	650	GB/T528-1992
4	Resistencia a la ruptura	KN/m	105	120	GB/T529-1999
5	Endurecido por compresión(10%) 70°C*22h	%	40	23	BG/T7759-1996
6	Elasticidad de impacto	%	30	45	GB/T1681-91
7	Densidad	mg/m <sup>3</sup>	1.25	1.27	GB/T533-1991
8	Abrasión	mm <sup>3</sup>	50	30	GB/T689-1998

Fuente: Catalogo DCCD

#### 4.7 DISEÑO DE LAS POLEA MOTRIZ, TENSORA Y DE COLA

En el siguiente diseño usaremos la misma polea tanto para sistema motriz, la polea de tensión y la de cola, sin embargo para los cálculos utilizaremos como base la más crítica que en este caso sería la polea motriz.

Para esto separaremos en dos partes, el cascaron de la polea y el eje de transmisión y de igual forma serán sometidos a simulación.

Para aproximar el peso de la polea para el cálculo:

Utilizaremos la tabla 8-1 del manual cema con los siguientes parámetros:

- Diámetro de polea 36”
- Ancho de faja de 30”
- Ancho de la superficie de la polea de 32”(+2” para anchos de faja de hasta 42”)

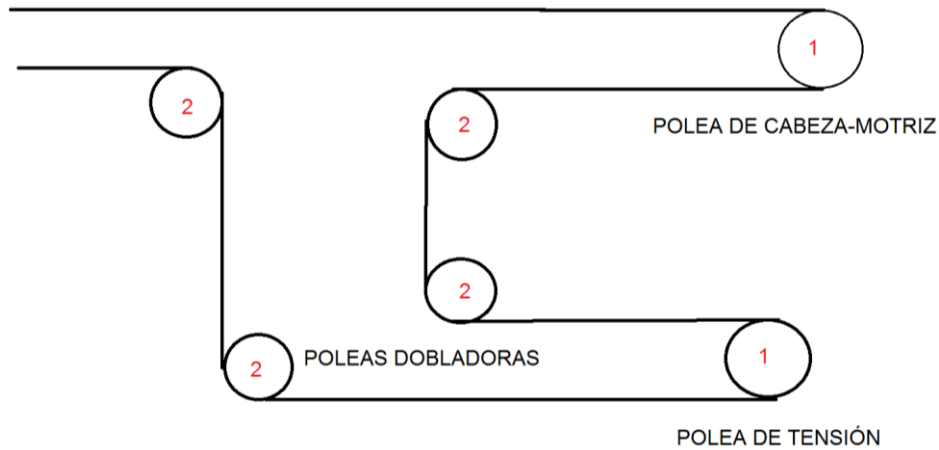


Figura 59 Sistema de poleas en la zona de cabeza

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 61 Pesos de polea soldadas de tambor de acero

Polea		Ancho de la faja (pulgadas)																					
Diámetro (pulgadas)	Agujero máximo (pulgadas)	18		24		30		36		42		48		54		60		72		84		96	
		Ancho de la superficie de la polea (pulgadas)																					
		20	22	24	26	30	32	36	38	44	46	51	54	57	60	63	66	78	90	102			
30	3	315	330	350	380	400	430	450	485	525	550	670	700	750	800	850	900						
	3 ½	325	340	360	390	410	440	475	500	550	600	660	700	750	800	850	900	925	1000	1100	1200	1300	1400
	4	350	375	400	425	450	475	500	525	575	635	700	750	800	825	860	900	1100	1200	1300	1400	1500	1700
	4 ½	370	385	400	435	460	490	520	550	600	650	700	780	815	860	900	950	1100	1200	1300	1400	1500	1700
	5	400	420	440	470	500	525	550	580	630	690	750	840	870	900	950	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1700
	6	525	550	575	600	625	650	680	740	775	825	875	900	925	950	1000	1050	1500	1600	1700	1800	1900	2000
	7	550	560	575	600	650	675	725	750	800	850	900	950	975	1000	1050	1100	1500	1700	1800	1900	2000	2100
36	3 ½	450	475	500	550	590	625	650	675	800	840	880	925	950	1000	1075	1150	1400	1500	1700	1800	1900	2100
	4	475	500	540	575	600	650	675	700	800	850	900	950	975	1000	1100	1200	1400	1500	1700	1800	1900	2100
	4 ½	490	500	550	600	625	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1500	1600	1800	1900	2000	2100
	5	530	550	575	630	675	700	735	775	850	925	960	1000	1050	1100	1200	1300	1700	1900	2000	2100	2200	2300
	6	635	660	690	735	765	800	835	875	1000	1030	1100	1200	1250	1300	1400	1475	2000	2100	2200	2300	2400	2500
	7	725	750	800	850	900	950	1000	1050	1150	1175	1250	1350	1375	1400	1475	1550	2100	2300	2400	2500	2600	2700
	8	-	-	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1250	1300	1400	1450	1500	1550	1600	2100	2300	2400	2500	2600	2700
10																	2700	2900	3200				

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 203

Por el momento tendremos ese rango de valores hasta determinar el diámetro del eje, sin embargo para cálculos futuros tomaremos el peso más crítico el cual es de 1000 Lb.

Variaciones permisibles para el diámetro de la polea:

**Tabla 62 Variaciones permisibles del diámetro de la polea**

Superficie de Polea (pulg)	Variación			
	Sobre el Nominal		Debajo del Nominal	
	De Tambor	De Aleta	De Tambor	De Aleta
6-26	1/4	1/8	1/8	3/8
Sobre 26-66	5/8	1/8	1/8	3/4

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 207

Hay que considerar que para el revestimiento moldeado:

**Revestimiento Moldeado:** Las poleas motrices que operan en condiciones húmedas o mojadas son normalmente moldeadas. Estos ranuras generalmente toman la forma acanalada o modelos en forma "chevron", cortados en el revestimiento. Generalmente, las dimensiones de los moldes son de 1/4 pulgada de ancho por 1/4 pulgada de profundidad, con 1/8 pulgada de espesor mínimo del material bajo el fondo de caucho. Normalmente las ranuras tiene espaciamientos de 1- 1/4 a 1-3/4 pulgada entre centros. En el modelo "chevron", las ranuras se encuentran en la parte central de la superficie de la polea, mientras que en el modelo acanalado, las ranuras están desplazadas a una mitad del espaciamiento entre ranuras. La Figura 8.5 ilustra el modelo acanalado. En ambos modelos, el vértice apunta en la dirección de viaje de la faja. Hay también configuraciones moldeadas y tamaños de revestimientos de caucho que se pueden acondicionar para reforzar el asentamiento de la faja o reducir la acumulación del material en la superficie de la polea.

**Figura 60 Revestimiento de polea**

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006)

#### 4.7.1 DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA

Como material del eje usaremos AISI C1045

Según la norma ANSI B105.1 y el manual CEMA usaremos la sgte fórmula para el eje de la polea.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S.}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

For pulley and shaft applications within the scope of Standard B105.1, the recommended values are:

D = Shaft Diameter, inches  
 F.S. = Factor of Safety = 1.5  
 $S_f$  = Corrected shaft fatigue limit =  $k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g \cdot S_f^*$

Where:

$k_a$  = surface factor = 0.8 for machined shaft  
 $k_b$  = size factor =  $(D)^{-0.19}$  see Table 6  
 $k_c$  = reliability factor = 0.897  
 $k_d$  = temperature factor = 1.0 for -70° F to + 400° F  
 $k_e$  = duty cycle factor = 1.0 provided cyclic stresses do not exceed  $S_f^*$   
 $k_f$  = fatigue stress concentration factor:

Figura 61 Norma de diseño de eje

Fuente: Norma ANSI - B105.1, Pág 4

Steel	Profiled Keyway	Sled Runner Keyway
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

$k_g$  = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service  
 $S_f^*$  = 29,000 psi for SAE 1018  
 = 41,000 psi for SAE 1045  
 = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

( $S_f^*$  = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

$S_y$  = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018  
 45,000 psi for SAE 1045  
 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)  
 M = Bending moment (inch-pounds) =  $\frac{R \times A}{2}$   
 T = Torsional moment (pound-inches) =  $T_a \times r$ , where r = pulley radius

Figura 62 Norma de diseño de eje

Fuente: Norma ANSI - B105.1, Pág 5

Para esto consideramos que la distancia entre chumaceras es de 46”

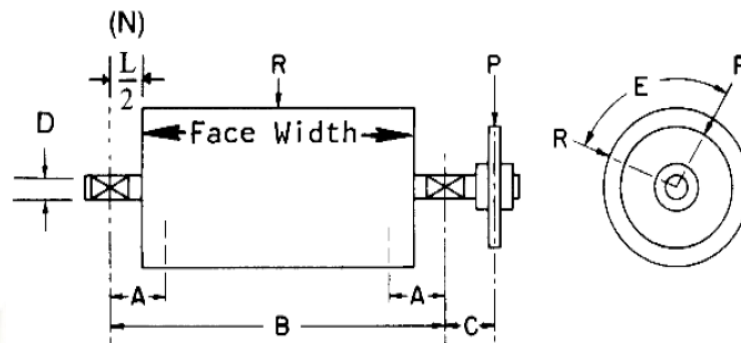


Fig. 2 Pulley Dimensions and Nomenclature

- A = Moment arm for pulley (inches). See Table 4.
- B = Bearing centers (inches).
- C = Moment arm for overhung load (inches).
- D = Shaft diameter (inches).
- E = Angle between P and R (degrees)
- L = B minus face width (inches)
- N =  $L/2$
- P = Resultant overhung load (pounds).
- R = Resultant pulley load (pounds).

### Figura 63 Dimensiones de la polea motriz

Fuente: Norma ANSI - B105.1, Pág 3

Hallamos las fuerzas resultantes sobre la polea:

$$T1 = 43\,734 \text{ Lb}$$

$$T2 = 14\,495 \text{ Lb}$$

$$\text{Angulo de contacto} = 180^\circ$$

Utilizando los ángulos que tenemos y recordando que la fuerza es perpendicular al radio, tenemos que:

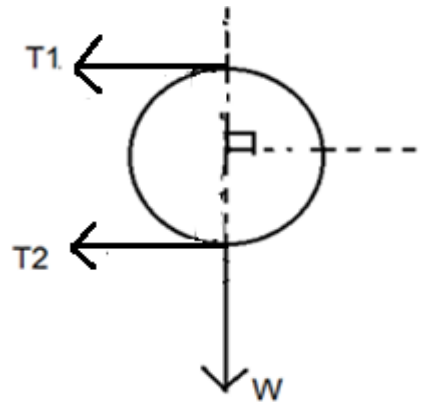


Figura 64 DCL de la polea

Fuente: Elaboración Propia

Usando los ángulos tenemos una resultante:

$$F_y = W$$

$$F_y = 1000 \text{ Lb}$$

$$F_x = T1 + T2$$

$$F_x = 43\,734 \text{ Lb} + 14\,495 \text{ Lb}$$

$$F_x = 58\,229 \text{ Lb}$$

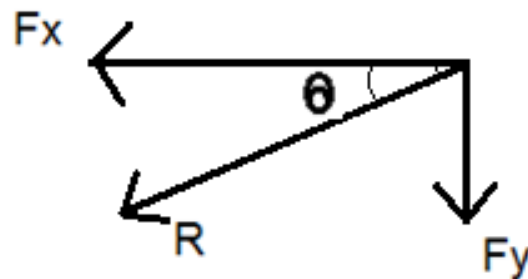


Figura 65 Fuerzas resultantes en el eje x-x, y-y

Fuente: Elaboración Propia

$$\tan \theta = \frac{F_y}{F_x}$$

$$\tan \theta = \frac{1000 \text{ Lb}}{58\,229 \text{ Lb}}$$

$$\theta = 0.98^\circ$$

$$\sin 0.98^\circ = \frac{1000 \text{ Lb}}{R}$$

$$R = 58\,468 \text{ Lb}$$

Según las tablas que da la norma podemos saber que diámetros son los recomendados:

Tabla 63 Ratios de carga para polea y eje

**TABLE 2** **LOAD RATINGS (POUNDS) FOR PULLEY AND SHAFT COMBINATIONS**

(D) SHAFT DIAMETER (inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)														
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66	
4 7/16	8	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600	19,600
	12	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	5,300	15,300	14,800	12,500	11,100	9,900	9,400	
	16	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,100	10,300	9,100	8,100	7,700	
4 15/16	8	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800
	12	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	23,600	20,800	18,500	17,600
	16	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	15,400	13,500	12,100	11,500
5 7/16	10	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000
	14	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	25,100	22,300	21,100
	18	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	20,700	18,400	17,500
6	10	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700
	14	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300
	24	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	35,700	33,100	31,300
6 1/2	10	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500	29,500
	14	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100	25,100
	24	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600	20,600
7	10	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200	39,200
	14	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200	33,200
	20	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800	28,800
7 1/2	10	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000
	14	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000	49,000
	20	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400	44,400
8	10	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900	35,900
	14	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900	29,900
	20	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100	54,100
8	14	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500	46,500
	18	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800	40,800
	22	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400	34,400
8	14	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700	65,700
	18	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400	56,400
	22	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500	49,500
8	14	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800
	18	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800
	28	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800	41,800

Fuente: Norma ANSI - B105.1, Tabla N°2

Tenemos que según la norma el diámetro sugerido es de 8", con un L de 14" y una carga de 65 700 Lb.

Hallamos el valor de A:

**Tabla 64 Valor de diametro de eje**

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width.  
See Figure 2.

**Fuente:** Norma ANSI - B105.1, Tabla N°4

Tenemos:

$$B = 46''$$

$$L = 14''$$

$$N = 7''$$

Por lo tanto tenemos que A:

$$A = 7'' + 5 - 1/4''$$

$$A = 12.25''$$

Hallamos el momento y torque requeridos:

$$M = \frac{R \times A}{2}$$

$$M = \frac{58\,468 \text{ Lb} \times 12.25''}{2}$$

$$M = 358\,117 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

$$T = (T1 - T2) \times r$$

$$T = (43\,734 \text{ Lb} - 14\,495 \text{ Lb}) \times 18''$$

$$T = 526\,302 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

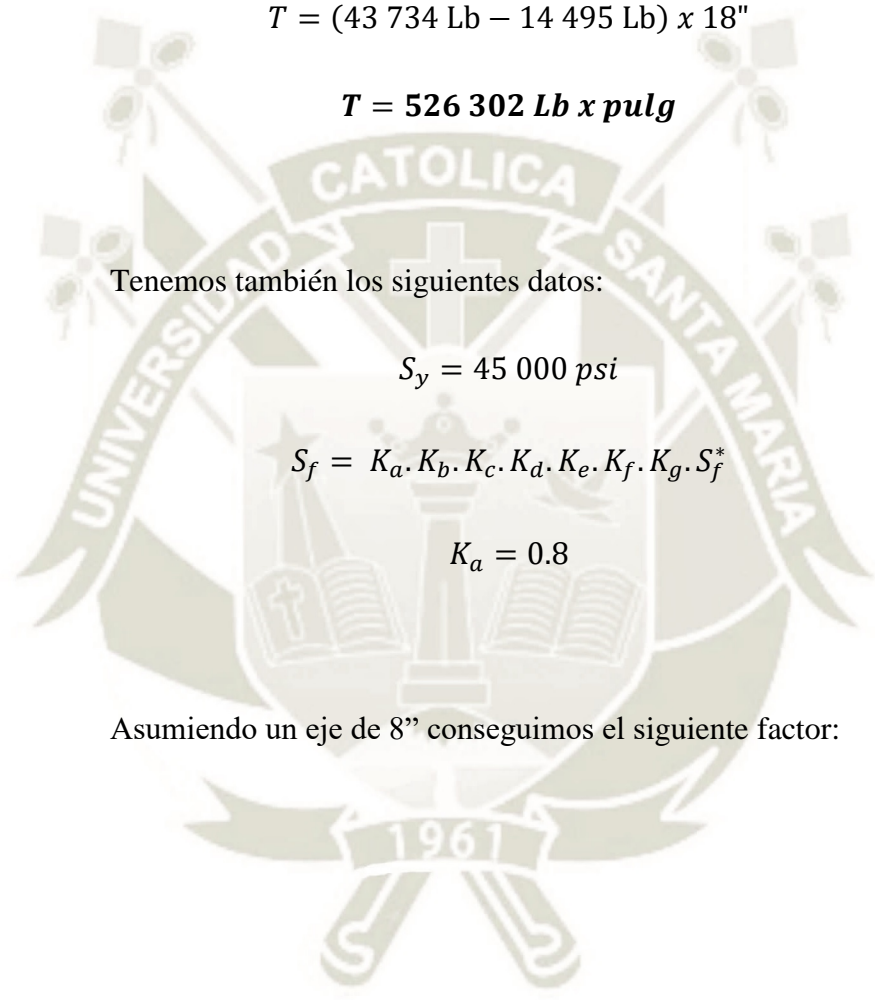
Tenemos también los siguientes datos:

$$S_y = 45\,000 \text{ psi}$$

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f^*$$

$$K_a = 0.8$$

Asumiendo un eje de 8" conseguimos el siguiente factor:



**Tabla 65 Factor Kb**

**TABLE 6  $k_b$ , Size Factor = (D)<sup>-0.19</sup>**

(D) Shaft Diameter (inches)	Kb Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534
4-15/16	0.7383
5-7/16	0.7249
6	0.7115
6-1/2	0.7007
7	0.6909
7-1/2	0.6819
8	0.6736
8-1/2	0.6659

**Fuente:** Norma ANSI - B105.1, Pág 6

$$K_b = 0.6736$$

$$K_c = 0.897$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Para una dureza menos a 200 BHN y para un canal chavetero perfilado

$$K_f = 0.63$$

$$K_g = 1$$

$$S_f^* = 0.5 \times 82\,000 \text{ psi}$$

$$S_f^* = 41\,000 \text{ psi}$$

Resolviendo tenemos que:

$$S_f = 0.8 \times 0.6736 \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41\,000 \text{ psi}$$

$$S_f = 12\,486 \text{ Psi}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{358\,117 \text{ Lb} \times \text{pulg}}{12\,486 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{526\,302 \text{ Lb} \times \text{pulg}}{45\,000 \text{ psi}}\right)^2}}$$

$$D = 7.74 \text{ pulg}$$

Tomaremos un diámetro sugerido

$$D = 8 \text{ pulg}$$

#### 4.7.2 VERIFICAMOS LA DEFLEXIÓN DEL EJE

$$\tan \alpha = \frac{RA(B-2A)}{4E_y I}$$

Where: A = Moment arm for pulley (inches)  
 B = Bearing centers (inches)  
 R = Resultant pulley load (pounds)  
 $E_y$  = Youngs modulus in psi  
 ( $29 \times 10^6$  for steel)  
 I = Area moment of inertia of shaft  
 in inches<sup>4</sup> ( $0.049087 D^4$ )  
 D = Diameter of shaft (inches)  
 $\tan \alpha$  = Tangent of the angle made by the  
 deflected shaft and its neutral axis  
 before bending, at the pulley hub.

Allowable Slope:

$\tan \alpha = 0.0023$  inches per inch or tan of 8  
 minutes. If the slope is greater than  
 0.0023, it will be necessary to go to a  
 larger shaft diameter or consult your  
 manufacturer.

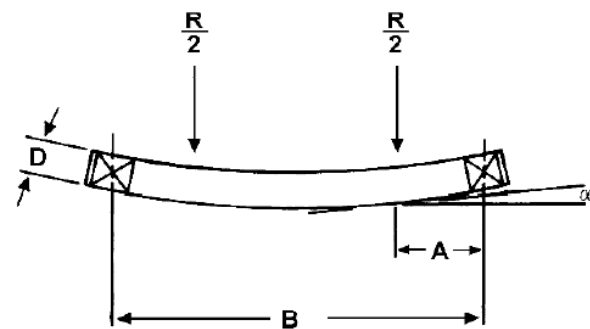


Figura 66 Deflexión para el eje

Fuente: Norma ANSI - B105.1

Tenemos:

$$R = 58\,468 \text{ Lb}$$

$$B = 46''$$

$$E_y = 29 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$I = 0.049087 \times 8''^4$$

$$I = 201 \text{ in}^4$$

$$A = 7+5-1/4$$

$$A = 12.25''$$

Resolviendo:

$$\tan \alpha = \frac{R \cdot A \cdot (B - 2A)}{4 \cdot E_y \cdot I}$$

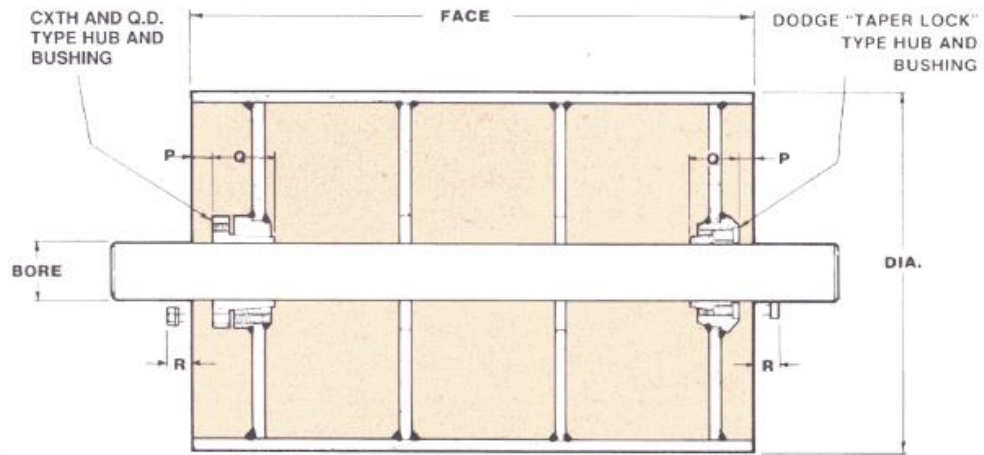
$$\tan \alpha = \frac{58\,468 \text{ Lb} \times 12.25 \text{ pulg} \times (46 \text{ pulg} - 2 \times 12.25 \text{ pulg})}{4 \times 29 \times 10^6 \text{ psi} \times 201 \text{ in}^4}$$

$$\tan \alpha = 0.000660$$

Según la norma dice que como la tangente del ángulo es menor al número dado el diámetro es correcto.

$$\tan \alpha = 0.000660 < 0.0023 \text{ OK}$$

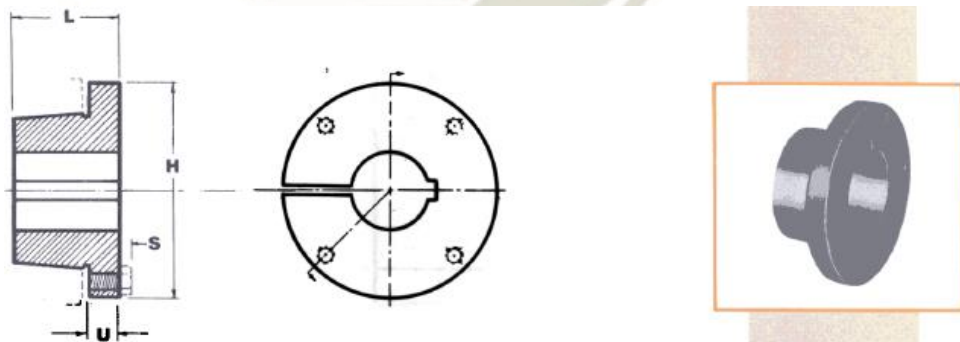
#### 4.7.3 SELECCIÓN DE LOS BUJES PARA LAS POLEAS



**Figura 67** Bushing para poleas

**Fuente:** Catalogo Continental

Utilizaremos los bujes de tipo QD hechos de hierro fundido, ya que poseen un mejor poder de retención. Según el catalogo continental, son fáciles de poner y rápidos para un recambio o mantenimiento, el par solo se transmite a través de los tornillos.



**Figura 68** Buje tipo QD para poleas

**Fuente:** Catalogo Continental

Tabla 66 Dimensiones Buje tipo QD para poleas

**CONTINENTAL Q. D. HUBS**

HUB NO.	BUSHING NO.	BORE RANGE	P	Q	R
CH-K	SK	1/2" to 2-1/2" dia.	7/8"	1-7/8"	1-1/2"
CH-E	E	7/8" to 3-7/16" dia.	1"	2-5/8"	2-3/16"
CH-F	F	1" to 3-15/16" dia.	1-1/16"	3-5/8"	3-1/8"
CH-J	J	1-7/16" to 4-1/2" dia.	1-1/8"	4-1/2"	3-15/16"
CH-M	M	2" to 5-1/2" dia.	1-1/4"	6-3/4"	1-31/32"
CH-N	N	2-1/2" to 6" dia.	1-5/16"	8-1/8"	2-1/4"
CH-P	P	2-15/16" to 7" dia.	1-3/8"	9-3/8"	2-3/4"
CH-W	W	4-7/16" to 8-1/2" dia.	1-9/16"	11-3/8"	3-7/8"
CH-S	S	6" to 10" dia.	1-5/8"	15-3/4"	5-11/16"

Fuente: Catalogo Continental

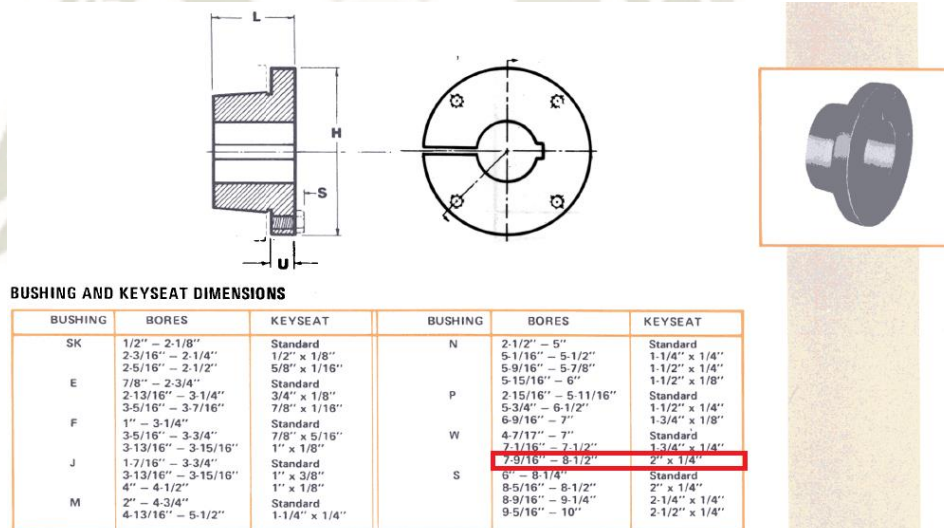


Figura 69 Dimensiones Buje tipo QD para poleas

Fuente: Catalogo Continental

Tabla 67 Especificaciones Buje tipo QD para poleas

**BUSHING SPECIFICATIONS**

BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
SK	1-7/8	1/2	3-7/8	7/32	3	5/16 x 1-1/4	3
E	2-5/8	3/4	6	5/16	3	1/2 x 2	4
F	3-5/8	13/16	6-5/8	3/8	3	9/16 x 2-1/4	12
J	4-1/2	1	7-1/4	13/32	3	5/8 x 2-1/2	17
M	5-1/2	1-1/4	9	15/32	4	3/4 x 2-3/4	20
N	5-7/8	1-1/2	10	9/16	4	7/8 x 3	50
P	7	1-3/4	11-3/4	5/8	4	1 x 3-1/2	70
W	8-1/2	2	15	11/16	4	1-1/8 x 4-3/4	110
S	10	3-1/4	17-3/4	13/16	5	1-1/4 x 6-1/2	200

Fuente: Catalogo Continental

El buje del otro lado es uno de bloqueo el cual será seleccionado a continuación:

Hecho de igual manera con hierro fundido, provee una capacidad torsional mayor a los bujes convencionales, tiene una mayor capacidad de carga.

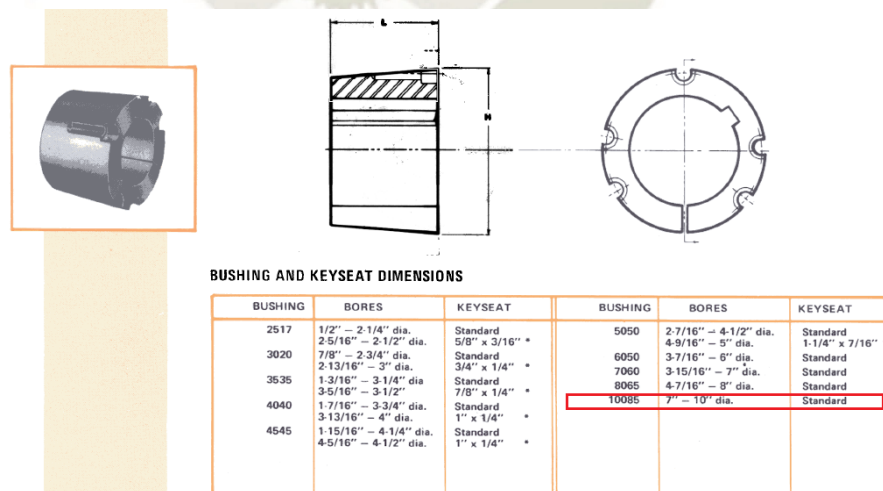


Figura 70 Dimensiones Buje de cierre para poleas

Fuente: Catalogo Continental

**Tabla 68 Especificaciones Buje de cierre para poleas**

BUSHING SPECIFICATIONS							
BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
2517	1-3/4	.....	3-3/8	.....	2	1/2 x 1	3.5
3020	2	.....	4-1/4	.....	2	5/8 x 1-1/4	6.5
3535	3-1/2	.....	5	.....	3	1/2 x 1-1/2	14
4040	4	.....	5-3/4	.....	3	5/8 x 1-3/4	22
4545	4-1/2	.....	6-3/8	.....	3	3/4 x 2	30
5050	5	.....	7	.....	3	7/8 x 2-1/4	38
6050	5	.....	9-1/4	.....	3	1-1/4 x 3-1/2	65
7060	6	.....	10-1/4	.....	4	1-1/4 x 3-1/2	95
8065	6-1/2	.....	11-1/4	.....	4	1-1/4 x 3-1/2	135
10085	8-1/2	.....	14-3/4	.....	4	1-1/2 x 4-1/4	260

HUB AND CORRESPONDING BUSHING				HUB BOLT TORQUE			
HUB	BUSHING	HUB	BUSHING	HUB	ft. lbs.	HUB	ft. lbs.
CK 25	2517	CK 50	5050	CK 25	36	CK 50	258
CK 30	3020	CK 60	6050	CK 30	67	CK 60	652
CK 35	3535	CK 70	7060	CK 35	84	CK 70	652
CK 40	4040	CK 80	8065	CK 40	142	CK 80	652
CK 45	4545	CK 100	10085	CK 45	205	CK 100	1142

Fuente: Catalogo Continental

En el revestimiento de las poleas usaremos uno tipo CHEVRON, de poliuretano.



**Figura 71 Revestimiento de la polea con marcas tipo CHEVRON**

Fuente: Catalogo Continental

Para el disco terminal de la polea usaremos.



LA EDÍA DE ENTORNOCLÁS

Figura 72 Tipos de discos terminales

Fuente: Catalogo Continental

Disco clase dos con forma de T, disco terminal mecanizado en una sola pieza. Elimina la soldadura del buje al disco terminal.

#### 4.7.4 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL TAMBOR DE LA POLEA MOTRIZ

Usaremos el análisis de elementos finitos del software SOLID WORKS, para eso consideraremos las siguientes cargas:

$$R (\text{produce el momento}) = 58\ 468\ \text{Lb}$$

$$T = 526\ 302\ \text{Lb} \times \text{pulg}$$

$$W_{\text{bujes}} = 235\ \text{Lb}$$

$$W_{\text{eje}} = 885\ \text{Lb}$$

Usaremos un factor de seguridad de 1.2 por lo tanto tenemos:

$$R (\text{produce el momento}) = 70\ 162\ \text{Lb}$$

$$T = 631\ 563\ \text{Lb} \times \text{pulg}$$

$$W_{\text{bujes}} = 282\ \text{Lb}$$

$$Weje = 1062 \text{ Lb}$$

#### 4.7.4.1 Análisis de tensiones máximas en el tambor de acero

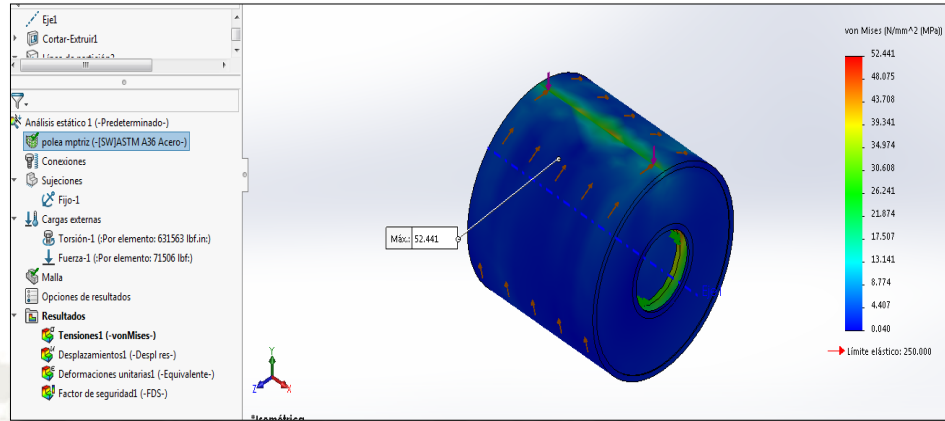


Figura 73 Análisis de tensiones de la polea en Solid Works

Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que la tensión máxima del tambor de acero es de **52.4 Mpa**.

#### 4.7.4.2 Análisis de desplazamientos máximos en el tambor de acero

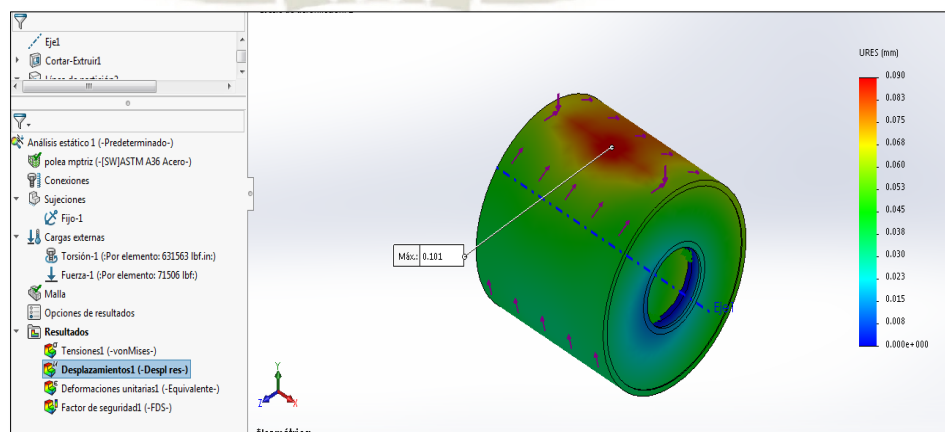
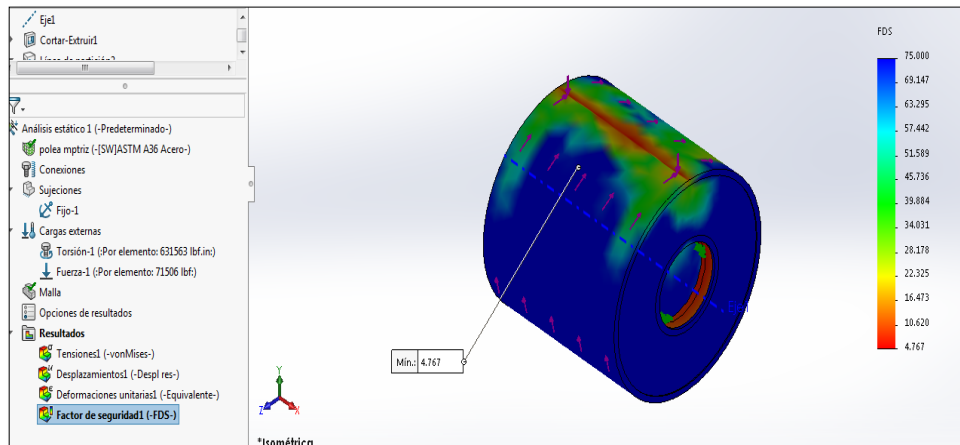


Figura 74 Análisis de desplazamientos de la polea en Solid Works

Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que el desplazamiento máximo del tambor de acero es de **0.101 mm**.

#### 4.7.4.3 Factor de seguridad mínimo en el tambor de acero



**Figura 75** Factor de seguridad de la polea en Solid Works

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que el factor de seguridad más pequeño del tambor de acero es de 4.7.

## 4.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LA POLEA MOTRIZ, TENSORA Y DE COLA

Asumimos un ciclo de vida de 30 000 hrs (Aprox 3.4 años) tendríamos que:

$$L_n = 30\ 000\ hrs = 3.4\ años$$

Hallamos la siguiente constante:

$$L_1 = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L_1 = \frac{60 \times 300 \times 30\,000}{10^6}$$

$$L_1 = 540$$

Hallamos la carga que deberá soportar el rodamiento, como la carga resultante es del total tenemos que hallar por lado:

$$Fr = 58\,468 \text{ Lb}$$

$$Fr = \frac{58\,468 \text{ Lb}}{2} = 29\,234 \text{ Lb}$$

Le damos un factor de seguridad del 20%:

$$Fr = 29\,234 \text{ Lb} \times 1.2$$

$$Fr = 35\,081 \text{ Lb}$$

Resolviendo para las cargas de rodamientos tenemos:

$$\frac{C}{P} = L_1^{1/3}$$

$$\frac{C}{35\,081 \text{ Lb} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.205 \text{ Lb}} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}}} = 540^{1/3}$$

$$C = 1271 \text{ KN}$$

Entramos al manual de CHUMACERAS COOPER y seleccionamos,

Usaremos según su catálogo las chumaceras de la serie 2 que son para trabajos PESADOS.

**Tabla 69 Cargas Radiales para rodamientos de la serie 3**

**Serie 03**

Rango diá. eje pulg.	eje mm	Cap. de carga lb/kN			Máx rpm
		Dinámica C <sub>r</sub>	Estática C <sub>0r</sub>	Axial C <sub>a</sub>	
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> y 4	100	139000 618	153900 684	7020 31.2	1820
4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 120	140500 625	157100 698	8820 39.2	1640
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	130	170500 758	191700 852	11030 4.9	1500
5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	204600 910	240500 1069	13230 58.8	1340
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150	230000 1023	272900 1213	15620 69.4	1220
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	267900 1191	351900 1564	17820 79.2	1110
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	288800 1284	383400 1704	20030 89	1030
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	339200 1508	455000 2022	22410 99.6	880
9	220	371900 1653	486700 2163	24620 109.4	760

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Como observamos para las cargas radiales y el eje de 8" tenemos una carga radial máxima de 1580 KN y según nuestros cálculos nosotros solo requerimos 1271 KN.

#### 4.8.1 CARACTERÍSTICAS DE LAS CHUMACERAS

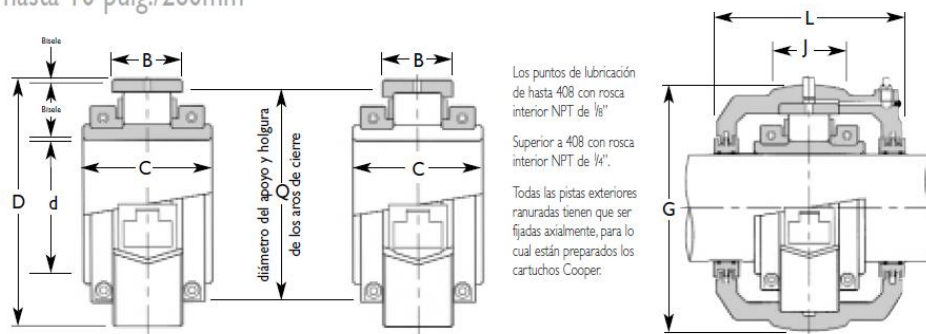
**Tabla 70 Características para rodamientos de la serie 3**

Serie 03					
pulg.	mm	Dim. grupo 03	DCP	Cant. rodillos	Diám. rodillo
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	300	5.252	10	1.125
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	308	6.250	10	1.375
3 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	400	7.000	10	1.625
4 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	408	7.500	10	1.625
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	500	8.000	12	1.625
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	508	8.750	12	1.875
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	600	9.500	12	2.000
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	608	10.250	14	1.875
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	700	10.875	14	1.938
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	800	12.250	14	2.125
9	220	900	13.750	12	2.375

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Rodamientos y cartuchos de la Serie 03, 3<sup>15</sup>/<sub>16</sub> pulg./100mm hasta 10 pulg./260mm

**COOPER**



**Figura 76 Características chumaceras de la serie 3**

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Rodamiento de rodillos

Diám. eje (d) pulg.	(d) mm	Referencia		D	C	B B <sub>1</sub>	Q	Peso (lb.) (kg)
		Sólo rodam. pulg.	mm					
3 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 4	100	03 B 315	03 B 100	10.000	5.354	3.313	8.622	66
		03 B 400		254	136	84.2	219	30
4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110	03 B 403	03 B 110	10.500	5.787	3.438	9.134	79
		03 B 407	03 B 120	266.70	147	87.3	232	36
4 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> 5	130	03 B 415	03 B 130	11.000	5.500	2.875	9.646	80
		03 B 500		279.40	140	3.313	245	36
5 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	03 B 507	03 B 140	12.000	5.787	3.125	10.630	97
		03 B 508		304.80	147	3.563	270	44
6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 7	180	03 B 615	03 B 180	14.750	7.008	3.625	12.835	175
		03 B 700		374.65	178	4.280	326	79
7 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 8	200	03 B 715	03 B 190	16.500	7.520	3.844	14.409	232
		03 B 800	03 B 200	419.10	191	4.656	366	105
						118.3		

Unidad de cartucho

Cartucho, rodamiento y sello pulg.	Rodamiento mm	Solo alojam. cartucho	G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
03 BC 315	03 BC 100	03 C 54	12 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 308.00	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 95	8 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 206	1 <sup>5</sup> / <sub>32</sub> 29.4	156 71
03 BC 407	03 BC 110	03 C 55	12 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 323.85	4 102	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 222	1 <sup>5</sup> / <sub>32</sub> 29.4	181 82
03 BC 415	03 BC 130	03 C 56	12 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 323.85	4 102	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 222	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 19.1	185 84
03 BC 507	03 BC 140	03 C 57	14 355.60	4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 108	9 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 230	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 19.1	211 96
03 BC 615	03 BC 180	03 C 60	17 431.80	5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 132	11 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 284	2 <sup>1</sup> / <sub>32</sub> 16.7	365 166
03 BC 715	03 BC 190	03 C 61	19 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 489.00	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 146	11 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 300	2 <sup>1</sup> / <sub>32</sub> 16.7	472 214

Figura 77 Características chumaceras de la serie 3

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

**COOPER**

Soportes de pie de la Serie 03, 3<sup>15</sup>/<sub>16</sub> pulg./100mm hasta 10 pulg./260mm

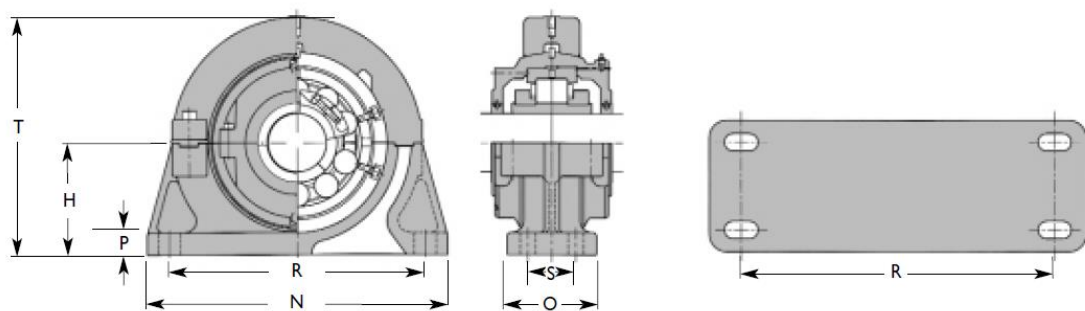


Figura 78 Características del soporte de la serie 3

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Soportes de pie - 4 tornillos														
Diám. eje (d) pulg.	(d) mm	Referencia		Solo pieza fundida del soporte	H	N	O	P	Tornillos	R		S	T	Peso (lb.) (kg)
		Soporte de pie completo pulg.	mm							Min.	Máx.			
3 1/4	100	03 BCP 315	03 BCP 100	P54	17 1/2	20 1/4	6	1 1/2	4-7/8	16 1/4	17 1/4	3 1/4	16	320
		03 BCP 400			19 1/2	5 1/4	15 1/2	3/8	M24	4 1/2	45 1/2	82	405	145
4 1/4	110	03 BCP 403	03 BCP 110	P55	7 1/4	21	6 1/2	1 1/2	4-1	17 1/2	18 1/2	3 1/2	16 1/4	370
		03 BCP 407	03 BCP 120		19 1/2	5 3/4	16 1/2	3/8	M24	4 1/2	48 1/2	88	425	168
4 1/4	130	03 BCP 415	03 BCP 130	P56	8	21 1/2	6 1/2	1 1/4	4-1	18	19	3 1/4	17 1/4	400
		03 BCP 500			20 1/2	5 1/2	16 1/2	4/8	M24	4 1/2	45 1/2	96	435	182
5 1/4	140	03 BCP 507	03 BCP 140	P57	9	24 1/2	7	2 1/4	4-1 1/4	19 1/2	21	4	19	490
		03 BCP 508			22 1/2	6 1/2	17 1/2	5/4	M30	4 1/2	49 1/2	102	485	222
5 1/4	150	03 BCP 515	03 BCP 150	P58	10	26 1/4	8	2 1/4	4-1 1/4	21 1/4	22 1/4	4 1/4	21	665
		03 BCP 600			25 1/4	6 1/2	20 1/4	5/7	M30	4 1/2	54 1/2	120	535	302
6 1/4	160	03 BCP 607	03 BCP 160	P59	10 1/2	29	9	2 1/4	4-1 1/4	24	25 1/2	5 1/4	22 1/2	750
		03 BCP 608	03 BCP 170		26 1/2	7 3/4	22 1/2	60	M30	4 1/2	61 1/2	140	570	340
6 1/4	180	03 BCP 615	03 BCP 180	P60	11	30	10	2 1/2	4-1 1/4	24 1/4	25 1/4	6	22 1/2	848
		03 BCP 700			27 1/2	7 1/2	25 1/4	64	M30	4 1/2	65 1/4	152	580	385
7 1/4	190	03 BCP 715	03 BCP 190	P61	12 1/4	33	10 1/2	2 1/2	4-1 1/2	24 1/4	25 1/4	6 1/4	25 1/4	1132
		03 BCP 800	03 BCP 200		31 1/2	8 3/8	26 1/2	67	M36	4 1/2	65 1/4	172	655	515

Figura 79 Características del soporte de la serie 3

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

#### 4.9 DISEÑO DE POLEAS DOBLADORAS

Usaremos los métodos anteriores, pero como no soportan torsión solo estarán sometidas a flexión. Ver figura adjunta poleas nro. 2.

El ancho se mantendrá en 32” pero el diámetro cambiara a 30”. Ya que en la data sheet de la faja el radio mino es para 28” y según el manual cema el rango debe ser:

Tabla 71 Diámetro de polea mínimo para fajas con alma de acero

Rated tension	80-100% Tension	60-80% Tension	40-60% Tension
To 1,000 PIW	30	30	24
To 1,800 PIW	42	36	30
To 2,400 PIW	48	36	30
To 2,800 PIW	54	42	36
To 3,500 PIW	54	48	36

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 189

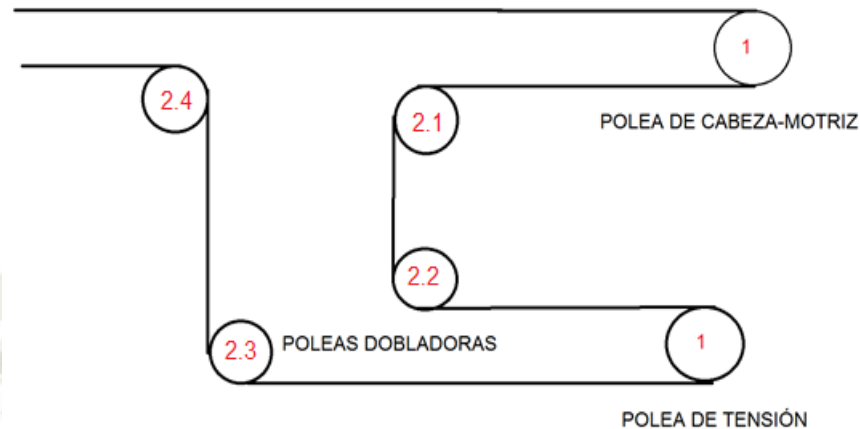


Figura 80 Sistema de poleas en la zona de cabeza

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 72 Pesos de polea soldadas de tambor de acero

Polea		Ancho de la faja (pulgadas)																					
Diámetro (pulgadas)	Agujero máximo (pulgadas)	18		24		30		36		42		48		54		60		72		84		96	
		Ancho de la superficie de la polea (pulgadas)																					
		20	22	24	26	30	32	36	38	44	46	51	54	57	60	63	66	78	90	102			
30	3	315	330	350	380	400	430	450	485	525	550	670	700	750	800	850	900						
	3 ½	325	340	360	390	410	440	475	500	550	600	660	700	750	800	850	900	925	1000	1100			
	4	350	375	400	425	450	475	500	525	575	635	700	750	800	825	860	900	1100	1200	1300			
	4 ½	370	385	400	435	460	490	520	550	600	650	700	780	815	860	900	950	1100	1200	1400			
	5	400	420	440	470	500	525	550	580	630	690	750	840	870	900	950	1000	1200	1300	1400			
	6	525	550	575	600	625	650	680	740	775	825	875	900	925	950	1000	1050	1500	1600	1700			
	7	550	560	575	600	650	675	725	750	800	850	900	950	975	1000	1050	1100	1500	1700	1800			
8																		1600	1800	1900			
10																		2200	2300	2500			
36	3 ½	450	475	500	550	590	625	650	675	800	840	880	925	950	1000	1075	1150	1400	1500	1700			
	4	475	500	540	575	600	650	675	700	800	850	900	950	975	1000	1100	1200	1400	1500	1700			
	4 ½	490	500	550	600	625	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1500	1600	1800			
	5	530	550	575	630	675	700	735	775	850	925	960	1000	1050	1100	1200	1300	1700	1900	2100			
	6	635	660	690	735	765	800	835	875	1000	1030	1100	1200	1250	1275	1300	1400	1900	2000	2200			
	7	725	750	800	850	900	950	1000	1050	1150	1175	1250	1350	1375	1400	1475	1550	2000	2100	2300			
	8	-	-	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1250	1300	1400	1450	1500	1550	1600	2100	2300	2500			
10																	2700	2900	3200				
42	4	625	650	700	750	800	850	900	950	1000	1075	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1900	2100	2300			
	4 ½	640	675	700	775	850	875	900	950	1050	1100	1175	1225	1275	1300	1350	1500	2000	2200	2400			
	5	675	700	740	800	850	900	950	1000	1075	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1500	2100	2200	2400			
	6	800	825	875	925	960	1000	1050	1125	1200	1250	1325	1400	1475	1525	1600	1700	2200	2400	2600			
	7	975	1000	1050	1100	1150	1200	1260	1325	1425	1500	1550	1600	1700	1750	1800	1900	2800	3100	3400			
	8	1025	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1375	1450	1525	1600	1650	1700	1750	1825	1900	3000	3300	3600			
	10																	3500	3700	4000			

Fuente: Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 203

Por el momento tendremos ese rango de valores hasta determinar el diámetro del eje, sin embargo para cálculos futuros tomaremos el peso más crítico el cual es de 675 Lb.

Variaciones permisibles para el diámetro de la polea:

**Tabla 73 Variaciones permisibles del diámetro de la polea**

Superficie de Polea (pulg)	Variación			
	Sobre el Nominal		Debajo del Nominal	
	De Tambor	De Aleta	De Tambor	De Aleta
6-26	1/4	1/8	1/8	3/8
Sobre 26-66	5/8	1/8	1/8	3/4

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006), Pág 207

Hay que considerar que para el revestimiento moldeado:

*Revestimiento Moldeado:* Las poleas motrices que operan en condiciones húmedas o mojadas son normalmente moldeadas. Estos ranuras generalmente toman la forma acanalada o modelos en forma "chevron", cortados en el revestimiento. **Generalmente, las dimensiones de los moldes son de 1/4 pulgada de ancho por 1/4 pulgada de profundidad, con 1/8 pulgada de espesor mínimo del material bajo el fondo de caucho. Normalmente las ranuras tiene espaciamientos de 1- 1/4 a 1-3/4 pulgada entre centros.** En el modelo "chevron", las ranuras se encuentran en la parte central de la superficie de la polea, mientras que en el modelo acanalado, las ranuras están desplazadas a una mitad del espaciamiento entre ranuras. La Figura 8.5 ilustra el modelo acanalado. En ambos modelos, el vértice apunta en la dirección de viaje de la faja. Hay también configuraciones moldeadas y tamaños de revestimientos de caucho que se pueden acondicionar para reforzar el asentamiento de la faja o reducir la acumulación del material en la superficie de la polea.

**Figura 81 Revestimiento de polea**

**Fuente:** Manual CEMA para diseño de transportadores (2006)

#### 4.9.1 DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA 2.1

Como material del eje usaremos AISI C1045.

Según la norma ANSI B105.1 y el manual CEMA usaremos la siguiente fórmula para el eje de la polea

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 F.S.}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

For pulley and shaft applications within the scope of Standard B105.1, the recommended values are:

D = Shaft Diameter, inches  
 F.S. = Factor of Safety = 1.5  
 $S_f$  = Corrected shaft fatigue limit =  $k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g \cdot S_r^*$

Where:

$k_a$  = surface factor = 0.8 for machined shaft  
 $k_b$  = size factor =  $(D)^{-0.19}$  see Table 6  
 $k_c$  = reliability factor = 0.897  
 $k_d$  = temperature factor = 1.0 for -70° F to + 400° F  
 $k_e$  = duty cycle factor = 1.0 provided cyclic stresses do not exceed  $S_f^*$   
 $k_f$  = fatigue stress concentration factor:

Figura 82 Norma de diseño de eje

Fuente: Norma ANSI – B105.1, Pág 4

Para esto consideramos que la distancia entre chumaceras es de 46”

Steel	Profiled Keyway	Sled Runner Keyway
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

$k_g$  = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service  
 $S_r^*$  = 29,000 psi for SAE 1018  
 = 41,000 psi for SAE 1045  
 = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

( $S_r^*$  = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

$S_y$  = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018  
 45,000 psi for SAE 1045  
 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)  
 M = Bending moment (inch-pounds) =  $\frac{R \times A}{2}$   
 T = Torsional moment (pound-inches) =  $T_e \times r$ , where r = pulley radius

Figura 83 Norma diseño de eje

Fuente: Norma ANSI – B105.1, Pág 5

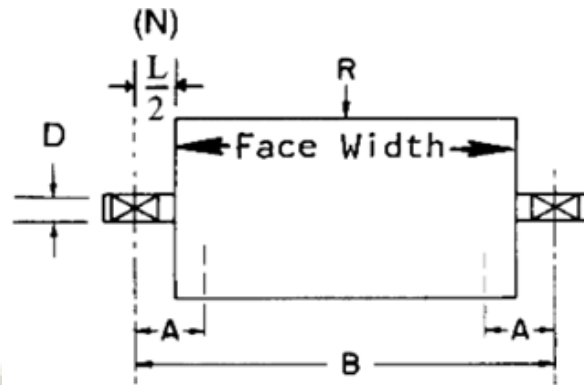


Fig. 2 Pulley Dimensions and Nomenclature

- A = Moment arm for pulley (inches). See Table 4.
- B = Bearing centers (inches).
- C = Moment arm for overhung load (inches).
- D = Shaft diameter (inches).
- E = Angle between P and R (degrees)
- L = B minus face width (inches)
- N = L/2
- P = Resultant overhung load (pounds).
- R = Resultant pulley load (pounds).

Figura 84 Dimensiones a considerar en el diseño de eje

Fuente: Norma ANSI – B105.1, Pág 3

Hallamos las fuerzas resultantes sobre la polea:

$$T_2 = 14\,495 \text{ Lb}$$

$$W = 675 \text{ Lb}$$

Tenemos que:

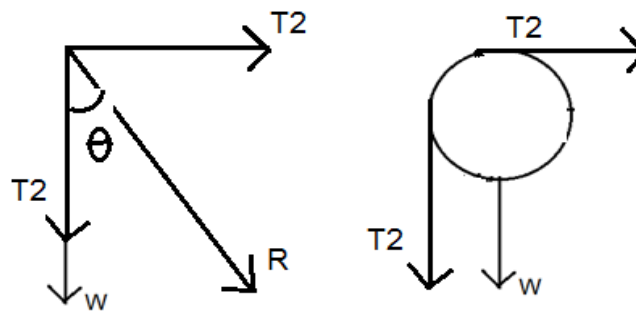


Figura 85 DCL de la polea dobladora

Fuente: Elaboración Propia

Usando los ángulos tenemos una resultante

$$\tan \theta = \frac{T_2}{T_2 + W}$$

$$\tan \theta = \frac{14\,495\text{ Lb}}{14\,495\text{ Lb} + 675\text{ Lb}}$$

$$\theta = 43.7^\circ$$

$$\sin 43.7^\circ = \frac{14\,495\text{ Lb}}{R}$$

$$R = \frac{14\,495\text{ Lb}}{\sin 43.7^\circ}$$

$$R = 20\,981\text{ Lb}$$

Según las tablas que da la norma podemos saber que diámetros son los recomendados.

Tabla 74 Ratio de carga para polea y eje

TABLE 2 LOAD RATINGS (POUNDS) FOR PULLEY AND SHAFT COMBINATIONS

(D) SHAFT DIAMETER (Inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1 3/16	2	1,000	920	790	670	560	440	350	290	240	210	180	170	160	150
	6	570	520	440	380	340	300	250	200	160	140	120	100	94	90
	10	400	370	310	270	230	210	170	140	110	96	82	73	66	63
	14	300	280	240	200	180	150	130	110	87	74	63	56	51	48
1 7/16	3	1,500	1,500	1,400	1,200	1,100	950	790	650	510	440	370	330	300	290
	6	1,000	1,000	950	820	720	640	550	420	330	300	250	220	200	190
	10	700	700	650	570	500	450	370	290	240	210	160	140	140	130
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	100
1 1 1/16	3	2,400	2,400	2,400	2,300	2,100	1,800	1,500	1,200	980	830	710	630	570	540
	6	1,600	1,600	1,600	1,600	1,400	1,200	1,000	800	660	560	460	430	380	370
	10	1,100	1,100	1,100	1,100	960	850	700	560	460	390	340	300	270	260
	16	780	780	780	790	660	590	490	380	320	270	230	210	180	180
1 15/16	3	3,700	3,700	3,700	3,700	3,500	3,100	2,600	2,100	1,700	1,400	1,200	1,100	990	940
	6	2,500	2,500	2,500	2,500	2,400	2,100	1,800	1,400	1,100	980	840	740	670	640
	10	1,700	1,700	1,700	1,700	1,700	1,500	1,200	970	800	680	560	520	470	440
	16	1,200	1,200	1,200	1,200	1,100	1,000	840	670	550	470	400	360	320	310
2 3/16	3	5,300	5,300	5,300	5,300	5,300	5,100	4,200	3,300	2,800	2,400	2,000	1,800	1,500	1,500
	6	2,900	2,900	2,900	2,900	2,900	2,800	2,300	1,900	1,500	1,300	1,100	990	890	850
	12	2,200	2,200	2,200	2,200	2,200	2,100	1,700	1,400	1,100	970	820	730	660	630
	16	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,200	980	810	690	560	470	450	
2 7/16	4	6,300	6,300	6,300	6,300	6,300	6,300	5,600	4,400	3,700	3,100	2,700	2,400	2,100	2,000
	8	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	3,600	2,900	2,400	2,000	1,700	1,500	1,400	1,300
	12	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,700	2,100	1,700	1,500	1,300	1,100	1,000	970
	16	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	1,900	1,500	1,300	1,100	910	810	730	690
4 7/16	8	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,800	19,100	16,100	14,200	12,700	12,100
	12	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	15,300	14,800	12,500	11,100	9,900	9,400
	16	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,500	12,100	10,300	9,100	8,100	7,700
	22	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,800	9,500	8,100	7,100	6,400	6,000
4 15/16	8	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	25,200	23,600	20,800	18,500	17,600
	12	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	19,900	18,600	16,400	14,600	13,900
	16	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	16,400	15,400	13,500	12,100	11,500
	22	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	13,000	12,200	10,700	9,600	9,100
5 7/16	16	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	26,600	25,100	22,200	21,100
	14	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000	20,700	18,400	17,500
	18	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	18,700	17,700	15,700	14,900
	24	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	15,500	14,500	12,600	12,200

Fuente: Norma ANSI – B105.1, Tabla N°2

Tenemos que según la norma el diámetro sugerido es de 5-7/16”

Hallamos el valor de A:

**Tabla 75** Valor de A en función al diámetro del eje

**TABLE 4** A-Values

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width.  
See Figure 2.

**Fuente:** Norma ANSI – B105.1, Tabla N°4

Tenemos:

$$B = 46''$$

$$L = 14''$$

$$N = 7''$$

Por lo tanto tenemos que A:

$$A = 7'' + 4 - 1/2''$$

$$A = 11.5''$$

Hallamos el momento y torque requeridos:

$$M = \frac{R \times A}{2}$$

$$M = \frac{20\,981 \text{ Lb} \times 11.5''}{2}$$

$$M = 120\,641 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

$$T = 0$$

Tenemos también los siguientes datos:

$$S_y = 45\,000 \text{ psi}$$

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f^*$$

$$K_a = 0.8$$

Asumiendo un eje de 5-7/16" conseguimos el siguiente factor.

**Tabla 76 Factor Kb en función al diámetro del eje**

TABLE 6  $k_b$ , Size Factor = (D)<sup>-0.19</sup>

(D) Shaft Diameter (inches)	Kb Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534
4-15/16	0.7383
5-7/16	0.7249
6	0.7115
6-1/2	0.7007
7	0.6909

**Fuente:** Norma ANSI – B105.1, Tabla N°6

$$K_b = 0.7249$$

$$K_c = 0.897$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

Para una dureza menos a 200 BHN y para un canal Chavetero perfilado.

$$K_f = 0.63$$

$$K_g = 1$$

$$S_f^* = 0.5 \times 82\,000 \text{ psi}$$

$$S_f^* = 41\,000 \text{ psi}$$

Resolviendo tenemos que:

$$S_f = 0.8 \times 0.7249 \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41\,000 \text{ psi}$$

$$S_f = 13\,437 \text{ Psi}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{120\,641 \text{ Lb} \times \text{pulg}}{13\,437 \text{ psi}}\right)^2} + \frac{3}{4} \times \left(\frac{0}{41\,000 \text{ psi}}\right)^2}$$

$$D = 5.16 \text{ pulg}$$

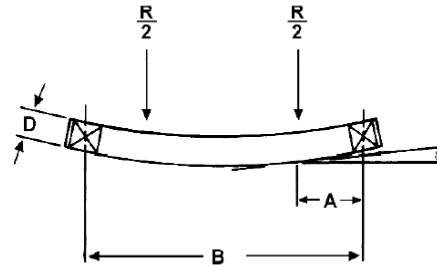
Tomaremos el diámetro sugerido:

$$D = 5 - 7/16''$$

#### 4.9.2 VERIFICACIÓN DE LA DEFLEXIÓN DEL EJE

$$\tan \alpha = \frac{RA(B-2A)}{4E_y I}$$

Where: A = Moment arm for pulley (inches)  
 B = Bearing centers (inches)  
 R = Resultant pulley load (pounds)  
 $E_y$  = Youngs modulus in psi  
 (29 X 10<sup>6</sup> for steel)  
 I = Area moment of inertia of shaft  
 in inches<sup>4</sup> (0.049087 D<sup>4</sup>)  
 D = Diameter of shaft (inches)  
 $\tan \alpha$  = Tangent of the angle made by the  
 deflected shaft and its neutral axis  
 before bending, at the pulley hub.



Allowable Slope:  
 $\tan \alpha = 0.0023$  inches per inch or tan of 8  
 minutes. If the slope is greater than  
 0.0023, it will be necessary to go to a  
 larger shaft diameter or consult your  
 manufacturer.

Figura 86 Deflexión para el eje

Fuente: Norma ANSI – B105.1

Tenemos:

$$R = 20\,981 \text{ Lb}$$

$$B = 46''$$

$$E_y = 29 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$I = 0.049087 \times 5 - 7/16''^4$$

$$I = 43 \text{ in}^4$$

$$A = 7 + 4 - 1/2 = 11.5''$$

Resolviendo:

$$\tan \alpha = \frac{R \cdot A \cdot (B - 2A)}{4 \cdot E_y \cdot I}$$

$$\tan \alpha = \frac{20\,981 \text{ Lb} \times 11.5'' \text{ pulg} \times (46 \text{ pulg} - 2 \times 11.5'' \text{ pulg})}{4 \times 29 \times 10^6 \text{ psi} \times 43 \text{ in}^4}$$

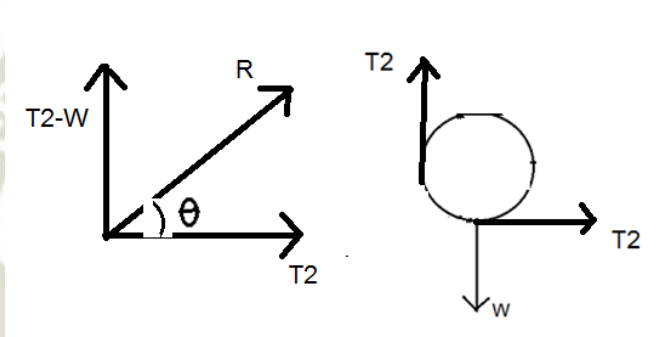
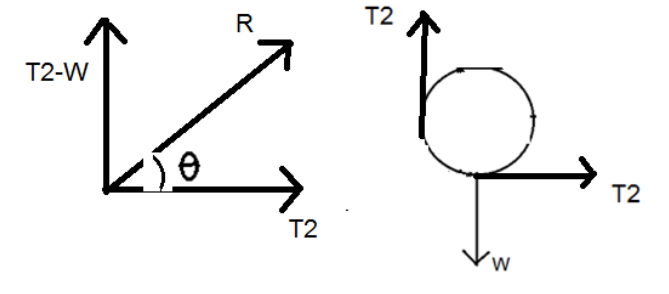
$$\tan \alpha = 0.000111$$

Según la norma dice que como la tangente del ángulo es menor al número dado el diámetro es correcto.

$$\tan \alpha = 0.00111 < 0.0023 \text{ OK}$$

### 4.9.3 RESUMEN DE LAS DEMÁS POLEAS DOBLADORAS

Tabla 77 Resumen de configuraciones de las poleas dobladoras

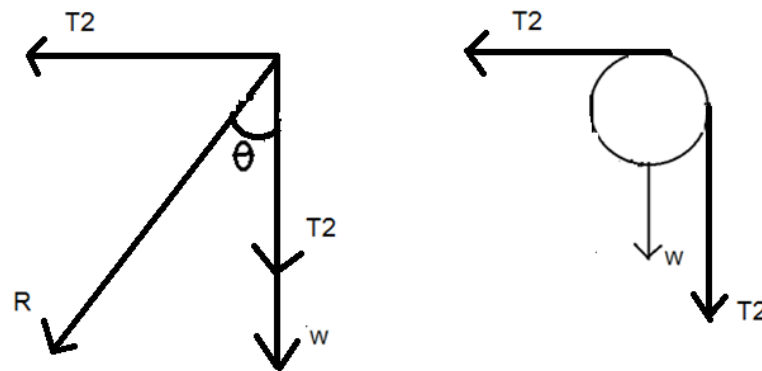
<p><b>DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA 2.2</b></p> <div style="text-align: center;">  </div> <p><math>R = 20\ 040\ \text{Lb}</math></p> <p><math>M = 115\ 230\ \text{Lb} \times \text{pulg}</math></p> <p><math>D = 5 - 7/16\ \text{pulg}</math></p> <p>Deflexión del eje: <math>\tan \alpha = 0.00106 &lt; 0.0023 \text{ OK}</math></p>
<p><b>DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA 2.3</b></p> <div style="text-align: center;">  </div> <p><math>R = 20\ 040\ \text{Lb}</math></p>

$$M = 115\,230 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

$$D = 5 - 7/16 \text{ pulg}$$

$$\text{Deflexión del eje: } \tan \alpha = 0.00106 < 0.0023 \text{ OK}$$

#### DISEÑO DEL EJE DE LA POLEA 2.4



$$R = 20\,016 \text{ Lb}$$

$$M = 115\,092 \text{ Lb} \times \text{pulg}$$

$$D = 5 - 7/16 \text{ pulg}$$

$$\text{Deflexión del eje: } \tan \alpha = 0.00106 < 0.0023 \text{ OK}$$

**Fuente:** Elaboración Propia

Para los cuatro casos podemos comprobar que la selección del eje de 5 – 7/16” es la adecuada, para las cargas en los rodamientos tomaremos la mayor de los 4 casos que es 20 981 Lb.

#### 4.9.4 SELECCIÓN DE LOS BUJES PARA LAS POLEAS

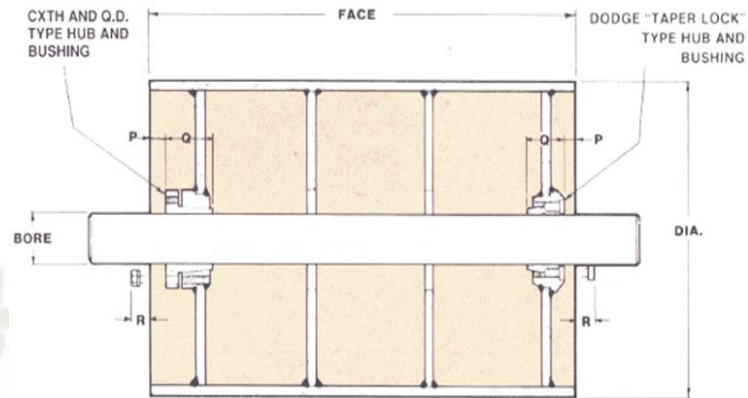


Figura 87 Bushing para poleas

Fuente: Catalogo Continental

Utilizaremos los bujes de tipo QD hechos de hierro fundido, ya que poseen un mejor poder de retención. Según el catalogo continental, son fáciles de poner y rápidos para un recambio o mantenimiento, el par solo se transmite a través de los tornillos.

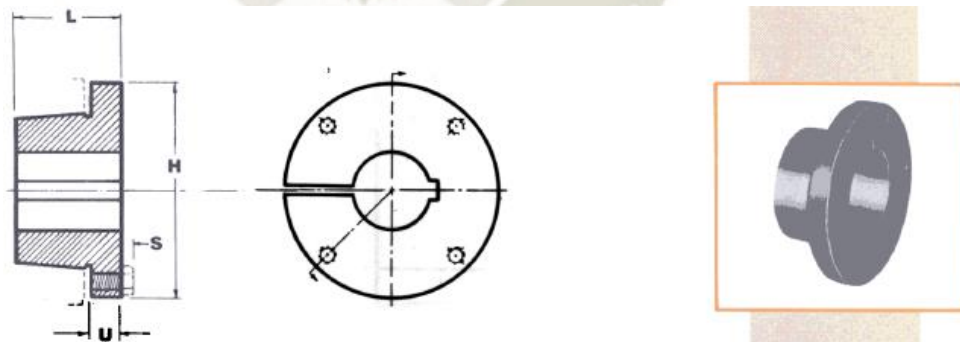


Figura 88 Buje tipo QDI para poleas

Fuente: Catalogo Continental

**CONTINENTAL Q.D. HUBS**

HUB NO.	BUSHING NO.	BORE RANGE	P	Q	R
CH-K	SK	1/2" to 2-1/2" dia.	7/8"	1-7/8"	1-1/2"
CH-E	E	7/8" to 3-7/16" dia.	1"	2-5/8"	2-3/16"
CH-F	F	1" to 3-15/16" dia.	1-1/16"	3-5/8"	3-1/8"
CH-J	J	1-7/16" to 4-1/2" dia.	1-1/8"	4-1/2"	3-15/16"
CH-M	M	2" to 5-1/2" dia.	1-1/4"	6-3/4"	1-31/32"
CH-N	N	2-1/2" to 6" dia.	1-5/16"	8-1/8"	2-1/4"
CH-P	P	2-15/16" to 7" dia.	1-3/8"	9-3/8"	2-3/4"
CH-W	W	4-7/16" to 8-1/2" dia.	1-9/16"	11-3/8"	3-7/8"
CH-S	S	6" to 10" dia.	1-5/8"	15-3/4"	5-11/16"

**Figura 89 Dimensiones Buje tipo QD para poleas**

Fuente: Catalogo Continental

El buje del otro lado es uno de bloqueo el cual será seleccionado a continuación:

Hecho de igual manera con hierro fundido, provee una capacidad torsional mayor a los bujes convencionales, tiene una mayor capacidad de carga.

**BUSHING AND KEYSEAT DIMENSIONS**

BUSHING	BORES	KEYSEAT	BUSHING	BORES	KEYSEAT
SK	1/2" - 2-1/8"	Standard	N	2-1/2" - 5"	Standard
	2-3/16" - 2-1/4"	1/2" x 1/8"		5-1/16" - 5-1/2"	1-1/4" x 1/4"
	2-5/16" - 2-1/2"	5/8" x 1/16"		5-9/16" - 5-7/8"	1-1/2" x 1/4"
E	7/8" - 2-3/4"	Standard	P	2-15/16" - 5-11/16"	Standard
	2-13/16" - 3-1/4"	3/4" x 1/8"		5-3/4" - 6-1/2"	1-1/2" x 1/4"
	3-5/16" - 3-7/16"	7/8" x 1/16"		6-9/16" - 7"	1-3/4" x 1/8"
F	1" - 3-1/4"	Standard	W	4-7/17" - 7"	Standard
	3-5/16" - 3-3/4"	7/8" x 5/16"		7-1/16" - 7-1/2"	1-3/4" x 1/4"
	3-13/16" - 3-15/16"	1" x 1/8"		7-9/16" - 8-1/2"	2" x 1/4"
J	1-7/16" - 3-3/4"	Standard	S	6" - 8-1/4"	Standard
	3-13/16" - 3-15/16"	1" x 3/8"		8-5/16" - 8-1/2"	2" x 1/4"
	4" - 4-1/2"	1" x 1/8"		8-9/16" - 9-1/4"	2-1/4" x 1/4"
M	2" - 4-3/4"	Standard		9-5/16" - 10"	2-1/2" x 1/4"
	4-13/16" - 5-1/2"	1-1/4" x 1/4"			

**Figura 90 Dimensiones Buje tipo QD para poleas**

Fuente: Catalogo Continental

**BUSHING SPECIFICATIONS**

BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
SK	1-7/8	1/2	3-7/8	7/32	3	5/16 x 1-1/4	3
E	2-5/8	3/4	6	5/16	3	1/2 x 2	4
F	3-5/8	13/16	6-5/8	3/8	3	9/16 x 2-1/4	12
J	4-1/2	1	7-1/4	13/32	3	5/8 x 2-1/2	17
M	5-1/2	1-1/4	9	15/32	4	3/4 x 2-3/4	20
N	5-7/8	1-1/2	10	9/16	4	7/8 x 3	50
<b>P</b>	<b>7</b>	<b>1-3/4</b>	<b>11-3/4</b>	<b>5/8</b>	<b>4</b>	<b>1 x 3-1/2</b>	<b>70</b>
W	8-1/2	2	15	11/16	4	1-1/8 x 4-3/4	110
S	10	3-1/4	17-3/4	13/16	5	1-1/4 x 6-1/2	200

**HUB AND CORRESPONDING BUSHING**

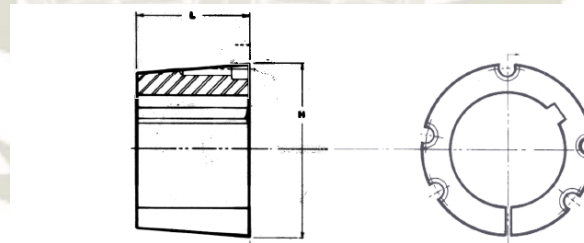
HUB	BUSHING	HUB	BUSHING
CHK	SK	CHN	N
CHE	E	<b>CHP</b>	<b>P</b>
CHF	F	CHW	W
CHJ	J	CHS	S
CHM	M		

**HUB BOLT TORQUE**

HUB	in. lbs.	HUB	in. lbs.
CHK	15	CHN	300
CHE	60	<b>CHP</b>	<b>450</b>
CHF	75	CHW	600
CHJ	135	CHS	750
CHM	225		

**Figura 91** Especificaciones Buje tipo QD para poleas

Fuente: Catalogo Continental



**BUSHING AND KEYSEAT DIMENSIONS**

BUSHING	BORES	KEYSEAT	BUSHING	BORES	KEYSEAT
2517	1/2" - 2-1/4" dia. 2-5/16" - 2-1/2" dia.	Standard 5/8" x 3/16" *	5050	2-7/16" - 4-1/2" dia. 4-9/16" - 5" dia.	Standard 1-1/4" x 7/16" *
3020	7/8" - 2-3/4" dia. 2-13/16" - 3" dia.	Standard 3/4" x 1/4" *	6050	3-7/16" - 6" dia. <b>7060</b> 3-15/16" - 7" dia.	Standard <b>Standard</b>
3535	1-3/16" - 3-1/4" dia. 3-5/16" - 3-1/2" dia.	Standard 7/8" x 1/4" *	8055	4-7/16" - 8" dia.	Standard
4040	1-7/16" - 3-3/4" dia. 3-13/16" - 4" dia.	Standard 1" x 1/4" *	10085	7" - 10" dia.	Standard
4545	1-15/16" - 4-1/4" dia. 4-5/16" - 4-1/2" dia.	Standard 1" x 1/4" *			

**Figura 92** Dimensiones Buje de cierre para poleas

Fuente: Catalogo Continental

**BUSHING SPECIFICATIONS**

BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
2517	1-3/4	.....	3-3/8	.....	2	1/2 x 1	3.5
3020	2	.....	4-1/4	.....	2	5/8 x 1-1/4	6.5
3535	3-1/2	.....	5	.....	3	1/2 x 1-1/2	14
4040	4	.....	5-3/4	.....	3	5/8 x 1-3/4	22
4545	4-1/2	.....	6-3/8	.....	3	3/4 x 2	30
5050	5	.....	7	.....	3	7/8 x 2-1/4	38
6050	5	.....	9-1/4	.....	3	1-1/4 x 3-1/2	65
<b>7060</b>	<b>6</b>	.....	<b>10-1/4</b>	.....	<b>4</b>	<b>1-1/4 x 3-1/2</b>	<b>95</b>
8065	6-1/2	.....	11-1/4	.....	4	1-1/4 x 3-1/2	135
10085	8-1/2	.....	14-3/4	.....	4	1-1/2 x 4-1/4	260

**HUB AND CORRESPONDING BUSHING**

HUB	BUSHING	HUB	BUSHING
CK 25	2517	CK 50	5050
CK 30	3020	CK 60	6050
CK 35	3535	<b>CK 70</b>	<b>7060</b>
CK 40	4040	CK 80	8065
CK 45	4545	CK 100	10085

**HUB BOLT TORQUE**

HUB	ft. lbs.	HUB	ft. lbs.
CK 25	36	CK 50	258
CK 30	67	CK 60	652
CK 35	84	<b>CK 70</b>	<b>652</b>
CK 40	142	CK 80	652
CK 45	205	CK 100	1142

**Figura 93** Especificaciones Buje de cierre para poleas

**Fuente:** Catalogo Continental

En el revestimiento de las poleas usaremos uno tipo CHEVRON, de poliuretano.



**Figura 94** Revestimiento de la polea con marcas tipo CHEVRON

**Fuente:** Catalogo Continental

Para el disco terminal de la polea usaremos



REPOSITORIO DE TESIS UCSM

Figura 95 Tipos de discos terminales

Fuente: Catalogo Continental

Disco clase dos con forma de T, disco terminal mecanizado en una sola pieza. Elimina la soldadura del buje al disco terminal.

#### 4.9.5 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL TAMBOR DE LAS POLEAS DOBLADORAS

Usaremos el análisis de elementos finitos del software SOLID WORKS, para eso consideraremos las siguientes cargas:

$$R \text{ (produce el momento)} = 20\ 016 \text{ Lb}$$

$$W_{bujes} = 165 \text{ Lb}$$

$$W_{eje} = 393 \text{ Lb}$$

Usaremos un factor de seguridad de 1.2 por lo tanto

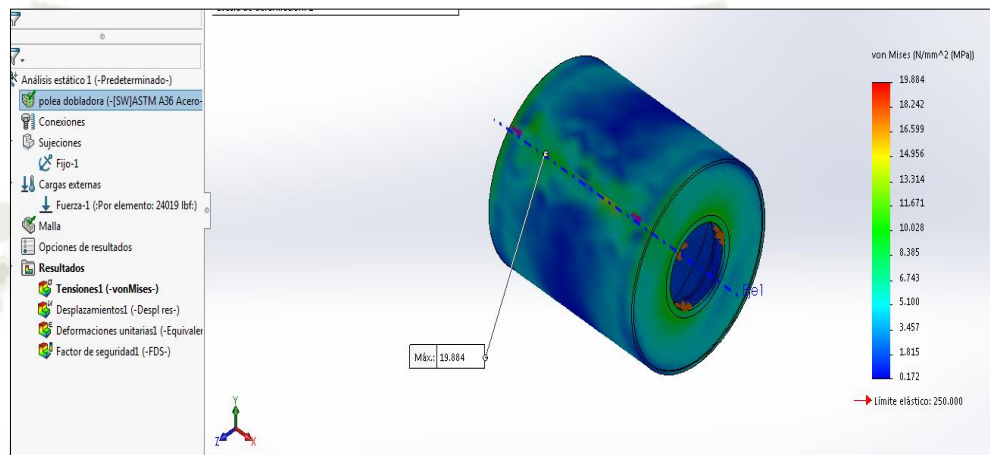
Tenemos:

$R$  (produce el momento) = 24 019 Lb

$W_{bujes}$  = 198 Lb

$W_{eje}$  = 472 Lb

#### 4.9.5.1 Análisis de tensiones máximas en el tambor de acero

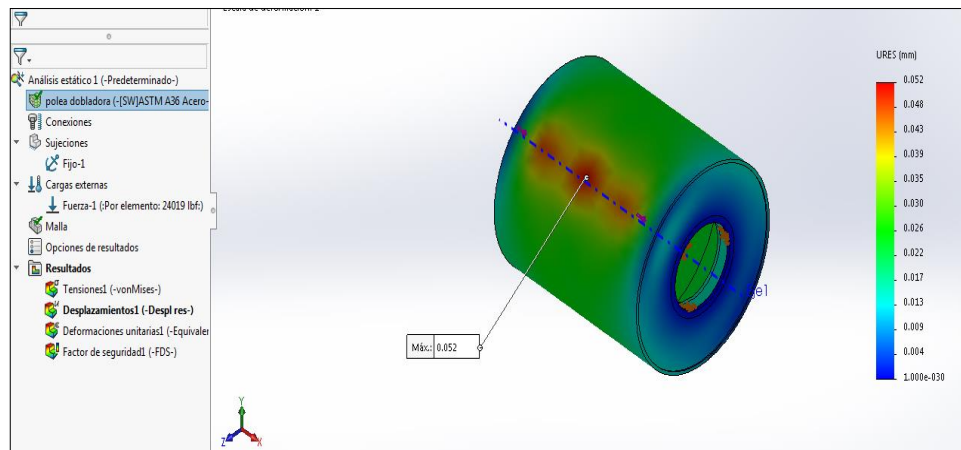


**Figura 96** Análisis de tensiones de la polea en Solid Works

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que la tensión máxima del tambor de acero es de 19.8 Mpa.

#### 4.9.5.2 Análisis de desplazamientos máximos en el tambor de acero

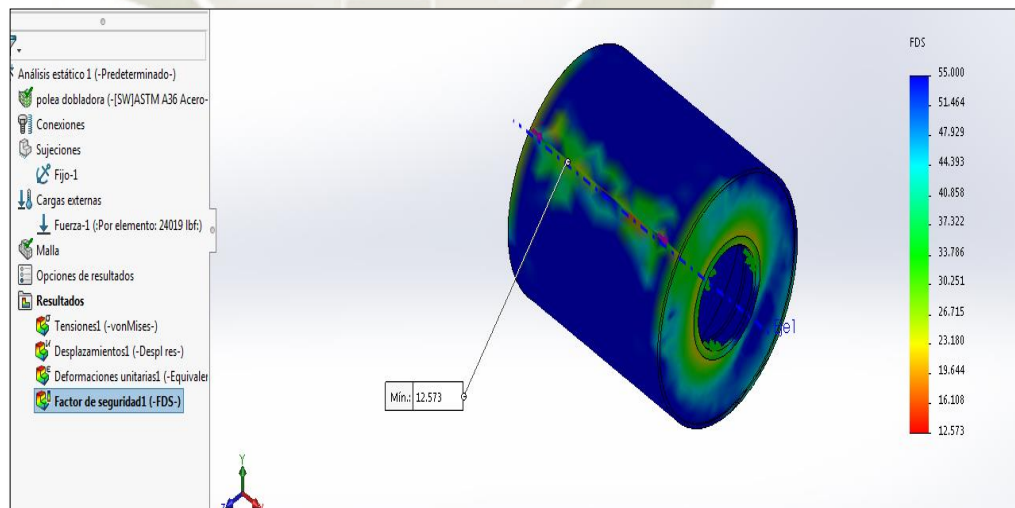


**Figura 97** Análisis de desplazamientos de la polea en Solid Works

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que el desplazamiento máximo del tambor de acero es de **0.052 mm**.

#### 4.9.5.3 Factor de seguridad mínimo en el tambor de acero



**Figura 98** Factor de seguridad de la polea en Solid Works

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se puede observar en la imagen tenemos que el factor de seguridad más pequeño del tambor de acero es de **12**.

#### 4.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE LAS POLEAS DOBLADORAS

Asumimos un ciclo de vida de 30 000 (aprox 3.2 años) hrs tendríamos que:

$$L_n = 30\ 000\ h = 3.2\ años$$

Además tenemos que:

Diámetro del eje: 5-7/16 pulg = 138.11 mm pero asumiremos 138 o su más próximo para las tablas.

$$Fr = 20\ 981\ Lb$$

Hallamos la siguiente constante:

$$L_1 = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6}$$

$$L_1 = \frac{60 \times 300 \times 30\ 000}{10^6}$$

$$L_1 = 540$$

Hallamos la carga que deberá soportar el rodamiento. Como la carga resultante es del total tenemos que hallar por lado.

$$Fr = 15\ 786\ Lb$$

$$Fr = \frac{20\ 981\ Lb}{2} = 10\ 491Lb$$

Le damos un factor de seguridad del 20%.

$$Fr = 10\,491\text{ Lb} \times 1.2$$

$$Fr = 12\,589\text{ Lb}$$

Resolviendo para las cargas de rodamientos tenemos:

$$\frac{C}{P} = L_1^{1/3}$$

$$\frac{C}{12\,589\text{ Lb} \times \frac{1\text{ Kg}}{2.205\text{ Lb}} \times \frac{9.81\text{ N}}{1\text{ Kg}}} = 540^{1/3}$$

$$C = 457\text{ KN}$$

Entramos al manual de CHUMACERAS COOPER y seleccionamos.

Usaremos según su catálogo las chumaceras de la serie 2 que son para trabajos PESADOS.

Tabla 78 Cargas Radiales para rodamientos de la serie 2

		Serie 02			
Rango diá. eje pulg.	mm	Cap. de carga lb/kN			Máx rpm
		Dinámica Cr	Estática Cor	Axial Ca	
-	-	-	-	-	-
1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 2	50	26200 117	27900 124	1400 6.2	4350
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	37100 165	41900 186	1980 8.8	3680
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	49200 219	59000 262	2390 10.6	3080
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	62600 278	77600 345	4010 17.8	2520
3 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	80900 360	102600 456	5630 25	2130
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	100500 447	129800 577	7020 31.2	1820
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	123300 548	160700 714	8600 38.2	1600
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	137500 612	182000 809	10220 45.4	1450
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150	164200 730	226600 1007	11790 52.4	1320
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	172900 769	232400 1033	13820 61.4	1200
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	190900 849	268000 1191	16020 71.2	1120

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Como observamos para las cargas radiales y el eje de 5-7/16” tenemos una carga radial máxima de 612 KN y según nuestros cálculos nosotros solo requerimos 457 KN.

### 4.10.1 Características de las chumaceras

Tabla 79 Características para rodamientos de la serie 2

Serie 02					
pulg.	mm	Dim. grupo 02	DCP	Cant. rodillos	Diám. rodillo
-	-	-	-	-	-
1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 2	45 50	200	3.187	10	0.625
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	208	3.875	12	0.687
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	300	4.563	12	0.813
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	308	5.250	14	0.875
3 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	400	6.000	14	1.000
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	408	6.750	14	1.125
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	500	7.500	14	1.250
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	508	8.125	14	1.313
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	600	8.750	16	1.375
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	608	9.500	14	1.500
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	700	10.000	16	1.500

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Rodamientos y cartuchos de la Serie 02,  
hasta 6 pulg. /155 mm de diám. de eje

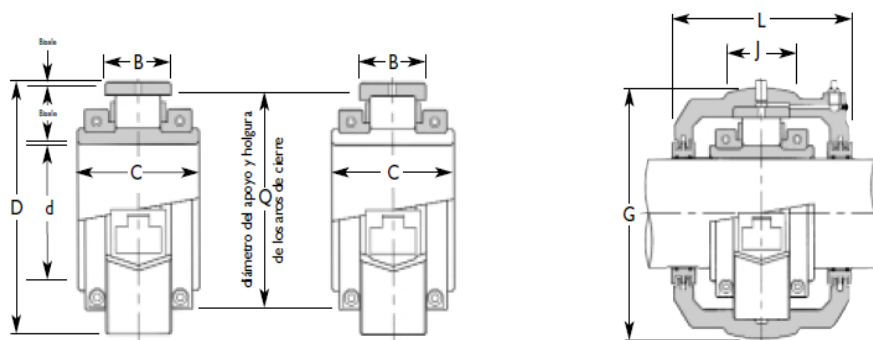


Figura 99 Características para rodamientos de la serie 2

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Rodamiento de rodillos							Unidad de cartucho									
Referencia		Referencia		Referencia		Referencia		Referencia		Referencia		Referencia				
Diám. eje (d) pulg.	mm	Solo rodamiento pulg.	mm	D	C	B	Q	Peso (lb.) (kg)	Cartucho, rodamiento y sello pulg.	mm	Solo alojamiento cartucho	G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
1 15/16 2	50	02 B 115 02 B 200	02 B 50	4.250 107.95	2.656 67.5	1.375 35.0	3.859 98.0	4.5 2	02 BC 115 02 BC 200	02 BC 50	02 C 03	5 1/16 134.94	1 1/4 32	4 7/16 114	7/16 11.1	13 6
2 1/16 2 1/4 2 7/16 2 1/2	60 65	02 B 203 02 B 204 02 B 207 02 B 208	02 B 60 02 B 65	5.000 127.00	2.844 72.3	1.531 38.9	4.567 116	7 3	02 BC 203 02 BC 204 02 BC 207 02 BC 208	02 BC 60 02 BC 65	02 C 04	6 1/16 157.16	1 1/2 38	4 5/16 126	1 5/16 11.9	22 10
2 11/16 2 3/4 2 5/8 3	70 75	02 B 211 02 B 212 02 B 215 02 B 300	02 B 70 02 B 75	5.875 149.22	3.250 82.6	1.813 46.1	5.433 138	11 5	02 BC 211 02 BC 212 02 BC 215 02 BC 300	02 BC 70 02 BC 75	02 C 05	7 177.80	2 50	5 1/2 140	1 7/16 13.5	30.9 14
4 15/16 5	120 125 130	02 B 415 02 B 500	02 B 120 02 B 125 02 B 130	10.000 254.00	4.500 114.3	2.500 63.5	8.819 224	44.1 20	02 BC 415 02 BC 500	02 BC 120 02 BC 125 02 BC 130	02 C 10	11 1/8 295.28	3 1/4 82	7 1/4 184	5/8 15.9	101.4 46
5 1/16 5 1/8 5 1/2	140 145	02 B 503 02 B 507 02 B 508	02 B 140 02 B 145	10.750 273.05	4.625 117.5	2.625 66.7	9.449 240	53 24	02 BC 503 02 BC 507 02 BC 508	02 BC 135 02 BC 140	02 C 30	12 1/4 323.85	3 1/2 90	7 7/8 188	5/8 15.9	125.7 57
5 15/16 6	150 155	02 B 515 02 B 600	02 B 150 02 B 155	11.500 292.10	4.875 123.8	2.688 68.3	10.156 258	64 29	02 BC 515 02 BC 600	02 B 150 02 B 155	02 C 31	13 1/4 336.55	13 3/4 95	8 204	5/8 15.9	150 68

Figura 100 Características para rodamientos de la serie 2

Fuente: Catalogo Cooper Bearing

Tabla 80 Resumen general 6

TABLA DE RESUMEN NRO. 6
<b>Polea Motriz y Tensora</b>
Diámetro de la polea = 36"
Ancho de faja = 30"
Ancho de la polea = 32"
Peso = 1000 Lb
Distancia entre chumaceras = 46"
Diámetro del eje = 8"
<b>Poleas dobladoras</b>
Diámetro de la polea = 30"
Ancho de faja = 30"
Ancho de la polea = 32"
Peso = 675 Lb
Distancia entre chumaceras = 46"

Diámetro del eje = 5-7/16"

Fuente: Elaboración Propia

#### 4.11 SELECCIÓN DEL FRENO DEL SISTEMA TRANSPORTADOR

Usaremos la tensión de arranque ( $T_i$ ) = 69176.3 Lb, con un diámetro de polea de 36".

Tenemos un torque de frenado:

$$T_f = 69\ 176.3\ \text{Lb} \times 18\ \text{pulg}$$

$$T_f = 1\ 245\ 173.4\ \text{Lb} \times \text{pulg}$$

$$T_f = 140\ 710\ \text{N} \times \text{m}$$

Usaremos el Manual de frenos de disco hidráulicos vulcan drive tech, pag 84.

DÍAMETRO DE DISCO VS. TORQUE DE FRENADO DIÁMETRO DO DISCO VS. TORQUE DE FRENAGEM

Freno / Disco Freio / Disco	Velocidad máxima del disco / Diámetro Velocidade Máxima do Disco / Diâmetro													
	1.200 rpm	1.100 rpm	900 rpm	800 rpm	700 rpm	600 rpm	550 rpm	480 rpm	450 rpm	410 rpm	380 rpm	350 rpm	320 rpm	
	800 mm	900 mm	1.000 mm	1.100 mm	1.200 mm	1.300 mm	1.400 mm	1.500 mm	1.600 mm	1.700 mm	1.800 mm	1.900 mm	2.000 mm	
	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	
Frenos a Prueba de Falhas de Doble Resorte Freios a Prova de Falhas de Pinça Dupla	SH12-3	12400	14400	16400	18400	20400	22400	24400	26400	28400	30400	32400	34400	36400
	SH12-2	18600	21600	24600	27600	30600	33600	36600	39600	42600	45600	48600	51600	54600
	SH12-1	32550	37800	43050	48300	53550	58800	64050	69300	74550	79800	85050	90300	95550
	SH12-E	44950	52200	59450	66700	73950	81200	88450	95700	102950	110200	117450	124700	131950
	SH14-3	55100	64600	74100	83600	93100	102600	112100	121600	131100	140600	150100	159600	169100
	SH14-2	69600	81600	93600	105600	117600	129600	141600	153600	165600	177600	189600	201600	213600
	SH14-1	79750	93500	107250	121000	134750	148500	162250	176000	189750	203500	217250	231000	244750
	SH15-1	100000	120000	140000	160000	180000	200000	220000	240000	260000	280000	300000	320000	340000
	SH15-2	90000	108000	126000	144000	162000	180000	198000	216000	234000	252000	270000	288000	306000
	SH15-3	80000	96000	112000	128000	144000	160000	176000	192000	208000	224000	240000	256000	272000
	SH15-4	70000	84000	98000	112000	126000	140000	154000	168000	182000	196000	210000	224000	238000
	SH15-5	60000	72000	84000	96000	108000	120000	132000	144000	156000	168000	180000	192000	204000

Figura 101 Diámetro de disco

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 84

Conforme a las tablas de selección de disco para la velocidad y torque que tenemos seleccionamos el freno SH 15-1.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Freno/Modelo	Tipo de Activación	Tiempo de Activación	Tipo de Liberación	Presión Min-Max	Ajuste de Torque	Comp. de Desgaste	Espesor de Disco	Peso
Freno/Modelo	Tipo de Atuação	Tempo de Atuação	Tipo de Liberação	Pressão Min-Max	Ajuste de Torque	Sistema de Compensação de Desgaste	Espessura do Disco	Peso
		[s]		[bar]			[mm]	[kg]
4HM	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	55 - 70	-30 % a +20 %	Auto.	30	80
4HE	Hidráulico	0,2	Muelle Mola	3 - 50	-100 % a +0 %	Man.	30	65
3HM	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	55 - 70	-30 % a +20 %	Auto.	30	140
3HE	Hidráulico	0,2	Muelle Mola	3 - 70	-100 % a +0 %	Man.	30	125
1HM	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	45 - 70	-30 % a +20 %	Man.	42	200
1HMS	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	55 - 80	-30 % a +20 %	Man.	42	250
FHGE-77	Hidráulico	0,2	Muelle Mola	3 - 80	-100 % a +0 %	Man.	Dep. de aplicación	42
SH-11M	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	35 - 230	Ninguno Nenhum	Man.	20 - 50	182
SH-12	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	25 - 120	Ninguno Nenhum	Man.	Dep. de aplicación	176
SH-14	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	80 - 150	Ninguno Nenhum	Man.	Dep. de aplicación	400
SH-15	Muelle Mola	0,2	Hidráulico	108 - 185	Ninguno Nenhum	Man.	Dep. de aplicación	827

Figura 102 Diámetro de disco

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 85

SH-15 LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Disco	Valores Permitidos									
	SH-15-1		SH-15-2		SH-15-3		SH-15-4		SH-15-5	
Ø	[Nm]	[N]	[Nm]	[N]	[Nm]	[N]	[Nm]	[N]	[Nm]	[N]
[mm]	Torque de Frenado	Fuerza de Frenado	Torque de Frenado	Fuerza de Frenado	Torque de Frenado	Fuerza de Frenado	Torque de Frenado	Fuerza de Frenado	Torque de Frenado	Fuerza de Frenado
	Torque de Frenagem	Força de Frenagem	Torque de Frenagem	Força de Frenagem	Torque de Frenagem	Força de Frenagem	Torque de Frenagem	Força de Frenagem	Torque de Frenagem	Força de Frenagem
800	100.000	400.000	90.000	360.000	80.000	320.000	70.000	280.000	60.000	240.000
900	120.000	400.000	108.000	360.000	96.000	320.000	84.000	280.000	72.000	240.000
1.000	140.000	400.000	126.000	360.000	112.000	320.000	98.000	280.000	84.000	240.000
1.100	160.000	400.000	144.000	360.000	128.000	320.000	112.000	280.000	96.000	240.000
1.200	180.000	400.000	162.000	360.000	144.000	320.000	126.000	280.000	108.000	240.000
1.300	200.000	400.000	180.000	360.000	160.000	320.000	140.000	280.000	120.000	240.000
1.400	220.000	400.000	198.000	360.000	176.000	320.000	154.000	280.000	132.000	240.000
1.500	240.000	400.000	216.000	360.000	192.000	320.000	168.000	280.000	144.000	240.000
1.600	260.000	400.000	234.000	360.000	208.000	320.000	182.000	280.000	156.000	240.000
1.700	280.000	400.000	252.000	360.000	224.000	320.000	196.000	280.000	168.000	240.000
1.800	300.000	400.000	270.000	360.000	240.000	320.000	210.000	280.000	180.000	240.000
1.900	320.000	400.000	288.000	360.000	256.000	320.000	224.000	280.000	192.000	240.000
2.000	340.000	400.000	306.000	360.000	272.000	320.000	238.000	280.000	204.000	240.000

Figura 103 Características técnicas del disco

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 100

CARACTERÍSTICAS CARACTERÍSTICAS

Tipo de Activación Tipo de Atuação	Muelle Mola
Tiempo de Activación Tempo de Atuação	0.2 s
Tipo de Liberación Tipo de Liberação	Hidráulica
Presión Máxima de Trabajo SH-15-5 Pressão Máxima de Trabalho	185 bar
Presión Máxima de Trabajo SH-15-4 Pressão Máxima de Trabalho	169 bar
Presión Máxima de Trabajo SH-15-3 Pressão Máxima de Trabalho	140 bar
Presión Máxima de Trabajo SH-15-2 Pressão Máxima de Trabalho	124 bar
Presión Máxima de Trabajo SH-15-1 Pressão Máxima de Trabalho	108 bar
Ajuste del Rango de Torque Nominal Ajuste de Faixa de Torque Nominal	Sin ajuste Sem ajuste
Sistema de Compensación de Desgaste Sistema de Compensação de Desgaste	Manual
Ancho de Zapata Largura da Pastilha	300 mm
Área de Zapata Área da Pastilha	109,5 mm²
Peso	827 kg

CARACTERÍSTICAS OPCIONALES CARACTERÍSTICAS OPCIONAIS

Sensor de estado abierto-cerrado estándar Sensor padrão de freio aberto-fechado  
 Sensor de estado abierto-cerrado especial Sensor especial de freio aberto-fechado  
 Control y detección de desgaste de zapatas estándar Controle e detecção de desgaste de pastilhas padrão  
 Control e detección de desgaste de pastilhas especiais Controle e detecção de desgaste de pastilhas especiais  
 Pintura especial Pintura especial  
 Zapata de freno orgánica con cables flexibles para monitoreo de desgaste Pastilhas de freios orgânicas com cabos flexíveis para monitoramento do desgaste  
 Zapata de freno sinterizado\* Pastilha de freio sinterizada\*  
 Zapata sinterizada con cables flexibles para el monitoreo de desgaste\* Pastilha sinterizada com cabos flexíveis para monitoramento de desgaste\*  
 Zapata de freno especial Pastilha de freio especial  
 Zapata de freno no metálicas Pastilha de freio não metálica

Figura 104 Especificaciones técnicas

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 101

# FRENO DE DISCO SH-15 HIDRÁULICO

## FREIO HIDRÁULICO A DISCO

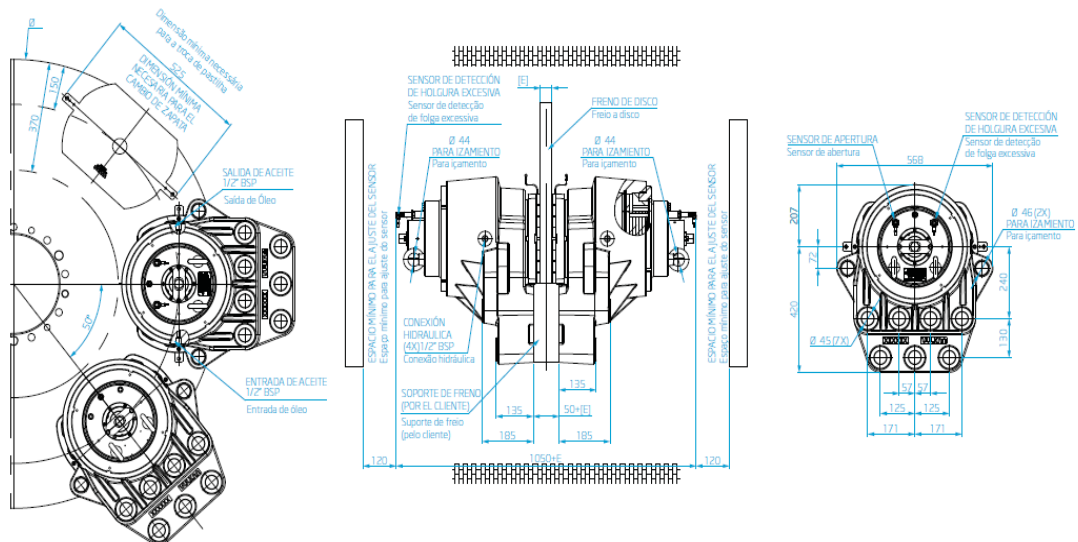


Figura 105 Dimensiones de los calipers de frenado

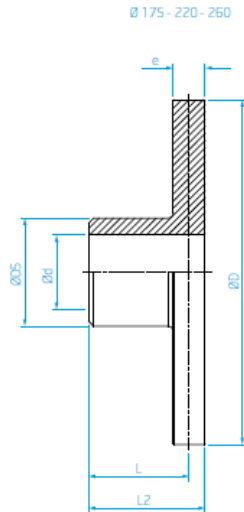
Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 99

## DIMENSIONES DEL DISCO DE FRENADO

### DISCO SÓLIDO

ESPESOR ESPESURA  
**30 MM**

DISCO SÓLIDO



**Figura 106 Dimensiones del disco**

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 106

#### LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Velocidad Máx. Rotação Máxima	Torque de Apriete Torque de Aperto	Dimensiones Dimensões										
	$\beta$	$\varnothing D$	e	$\varnothing D2$	$\varnothing D3$	$\varnothing D4$	$\varnothing D5$	L	L1	L2	L3	L4
[rpm]	[Nm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
5.000	-	175	30	-	-	-	60	55	-	70	-	-
4.300	-	220	30	-	-	-	60	65	-	80	-	-
3.600	-	260	30	-	-	-	80	85	-	100	-	-
3.000	50	315	30	125	105	85	80	102	107	127	87	28
2.700	90	355	30	145	125	105	95	102	107	129	87	28
2.400	140	395	30	165	140	115	105	102	107	131	87	30
2.100	210	445	30	175	146	120	110	135	140	166	120	30
1.900	290	495	30	220	190	160	150	135	140	168	120	38
1.800	290	550	30	220	190	160	150	135	140	168	120	38
1.500	410	625	30	235	205	170	150	135	140	170	120	38
1.300	550	705	30	265	230	195	180	135	140	172	120	40
1.200	710	795	30	300	260	220	210	135	140	174	120	40

**Figura 107 Especificaciones de dimensiones del disco**

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 106

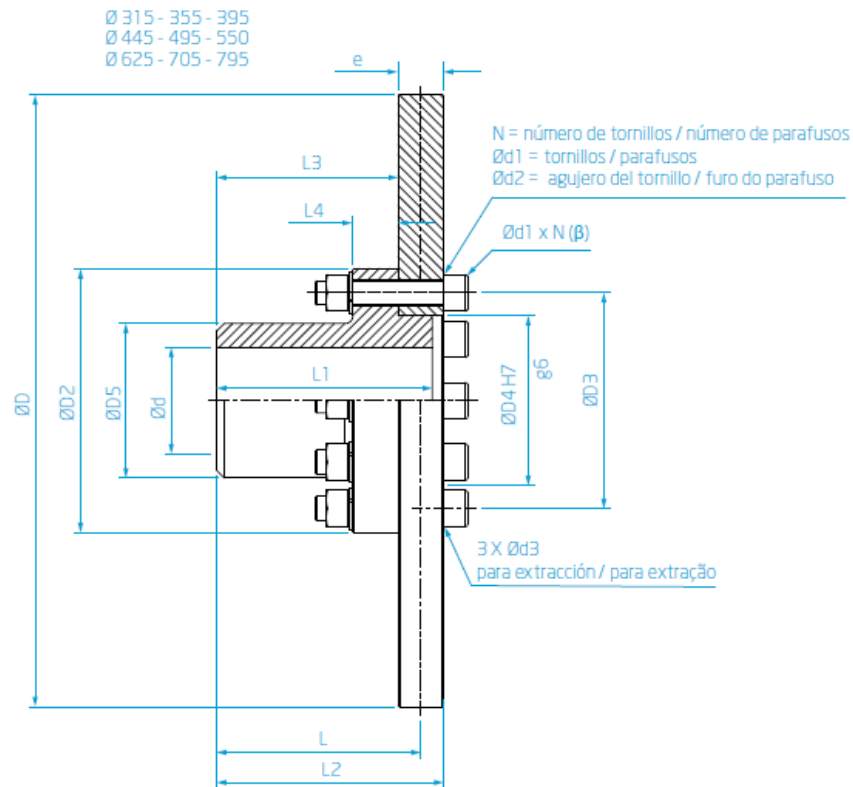


Figura 108 Dimensiones del disco

Fuente: Catalogo Vulcan, Pág 106

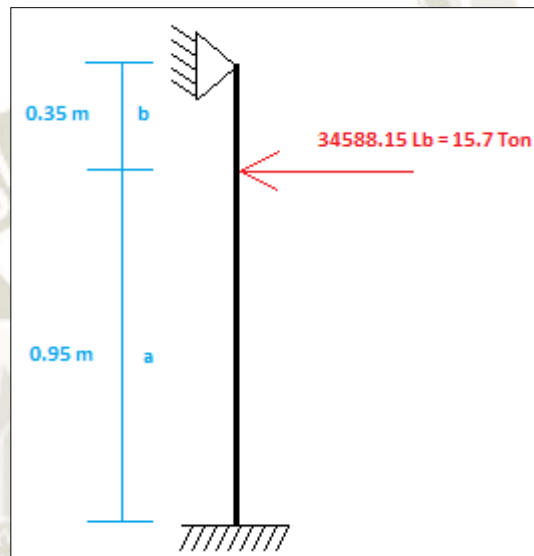
N	Ød	Ød1	Ød2	Ød3	Inercia		Peso					
					Con Cubo	Com Cubo	Sin Cubo	Sem Cubo	Con Cubo	Com Cubo	Sin Cubo	Sem Cubo
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]		[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]
-	0 - 40	-	-	-	-	0,03	-	-	7	-	-	-
-	0 - 40	-	-	-	-	0,06	-	-	12	-	-	-
-	0 - 50	-	-	-	-	0,13	-	-	19	-	-	-
9	0 - 50	10	11	M10	0,27	0,26	0,26	27	21	21	21	21
9	0 - 60	12	13	M12	0,42	0,40	0,40	32	24	24	24	24
9	0 - 70	14	15	M14	0,64	0,61	0,61	37	27	27	27	27
12	0 - 70	16	17	M16	1,00	0,96	0,96	47	33	33	33	33
12	0 - 100	18	19	M18	1,59	1,48	1,48	65	40	40	40	40
12	0 - 100	18	19	M18	2,38	2,27	2,27	75	50	50	50	50
12	0 - 100	20	21	M20	3,95	3,81	3,81	93	66	66	66	66
12	0 - 120	22	23	M22	6,41	6,17	6,17	120	84	84	84	84
12	0 - 130	24	25	M24	10,25	9,83	9,83	155	106	106	106	106

Figura 109 Especificaciones de dimensiones del disco

## 4.12 DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE LAS POLEAS

### 4.12.1 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE POLEA DE CABEZA Y COLA

Para el diseño utilizaremos la mayor tensión, que es la tensión de arranque, que es 69176.3 Lb, entonces la carga que tendrá que soportar cada lado de la estructura será la mitad: 34588.15 Lb.



**Figura 110** DCL de estructura de polea motriz

**Fuente:** Elaboración Propia

Realizamos el cálculo para determinar la viga a seleccionar:

$$M_1 = \frac{F * b}{2l^2} (l^2 - b^2)$$

Donde:

$M_1$ : Momento del sistema (Kg-m)

$F$ : Carga (Kg)

$b$ : Distancia más corta (m)

$l$ : Longitud total (m)

$$M_1 = \frac{15700 * 0.35}{2 * 1.3^2} (1.3^2 - 0.35^2)$$

$$M_1 = 2548.35 \text{ Kg} - m$$

$$M_{AB} = \frac{F * b}{2l^3} (b^2 * l - l^3 + a(3 * l^2 - b^2))$$

Donde:

$M_{AB}$ : Momento del sistema (Kg-m)

$F$ : Carga (Kg)

$a$ : Distancia más larga (m)

$b$ : Distancia más corta (m)

$l$ : Longitud total (m)

$$M_{AB} = \frac{15700 * 0.35}{2 * 1.3^3} (0.35^2 * 1.3 - 1.3^3 + 0.95(3 * 1.3^2 - 0.35^2))$$

$$M_{AB} = 3329.48 \text{ Kg} - m$$

Entonces elegimos el momento mayor para determinar la viga la viga a seleccionar.

$$S = \frac{M_{AB}}{\sigma}$$

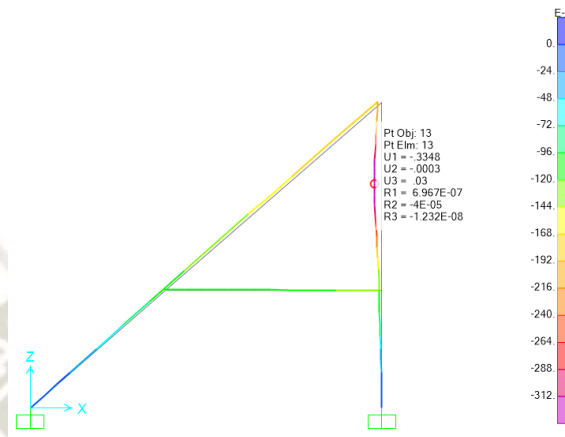
$$S = \frac{3329.48 \text{ Kg} - m}{24000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}} * \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ Kg}} * \frac{12 \text{ pulg}}{0.3048 \text{ m}}$$

$$S = 12.02 \text{ pulg}^3$$

Pero tenemos que considerar el tamaño de la chumacera, para el cual se requiere una viga de ala de 10", por ende seleccionamos la siguiente: H12x53.

$$S_{H12x53} = 54.6 \text{ pulg}^3 > 12.02 \text{ pulg}^3$$

Entonces la viga cumple con la carga. Adicionalmente se simulará empleando el software SAP 2000.



**Figura 111 Simulación de estructura de Polea Motriz en SAP 2000**

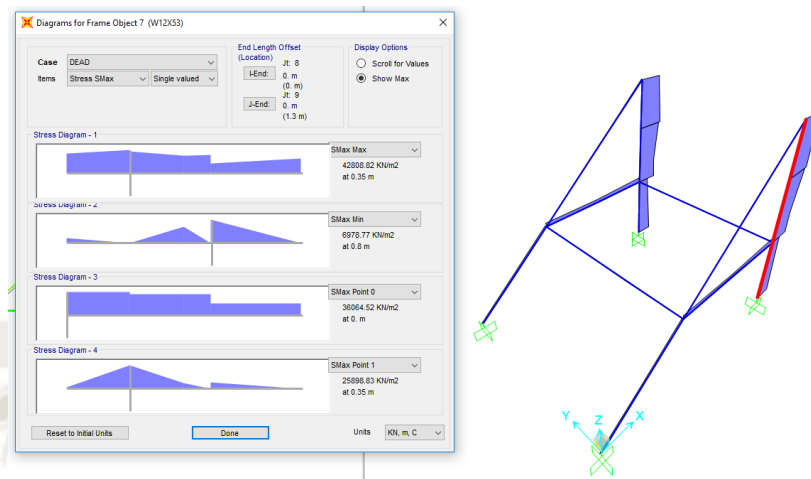
**Fuente:** Elaboración Propia

Se simula la estructura de la polea motriz en el software SAP 2000, donde la tensión de la faja más crítica es de 31.4 TON, siendo la deformación de la estructura en el punto donde se ubica la polea motriz de:

- $x = -0.33 \text{ mm}$
- $y = 0.03 \text{ mm}$

Con dicha carga se somete en la zona de la carga a una deformación de: 0.145 mm es menor a 3.61 mm que es la permisible.

$$\frac{L}{360} = \frac{1300 \text{ mm}}{360} = 3.61 \text{ mm} < 0.33 \text{ mm}$$

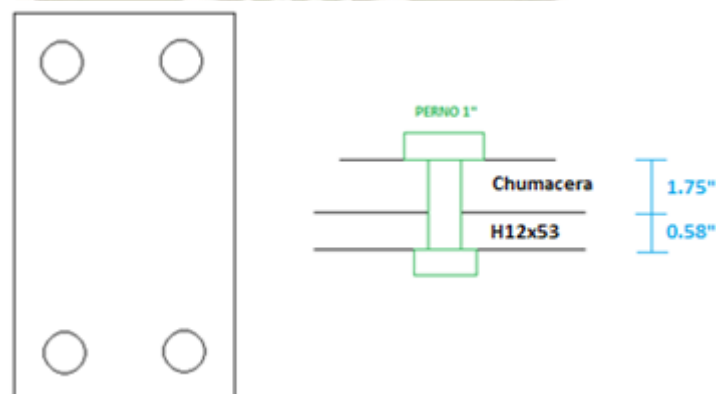


**Figura 112 Simulación de esfuerzos en estructura de polea motriz en SAP 2000**

**Fuente:** Elaboración Propia

El esfuerzo al que está sometida la viga que soporta la polea es de 42.8 MPa, estando por debajo de la tensión de acero A36 que es de 250 MPa.

En dicha estructura los pernos de las chumaceras soportaran el peso de la misma chumacera, el rodamiento el eje y la polea, por ende también se determinará si el ancho del ala es el indicado.



**Figura 113 Pernos Chumaceras – Ala de Perfil H12x53**

**Fuente:** Elaboración Propia

Sumamos todas las cargas (pesos) a los que estarán sometidos los pernos:

$$F = \frac{polea}{2} + chumacera + \frac{eje}{2} + rodamiento$$

$$F = 500 \text{ Lb} + 540 \text{ Lb} + 240 \text{ Lb} + 244 \text{ Lb}$$

$$F = 1524 \text{ Lb} = 1.52 \text{ Kip}$$

Analizaremos el factor de seguridad a cortante que es lo más crítico:

$$F = \frac{4at * 0.577\sigma}{n_d}$$

Donde:

$F$ : Fuerza ejercida (Kip)

$a$ : Distancia del perno al borde (pulg)

$t$ : Espesor de la plancha (pulg)

$\sigma$ : Esfuerzo de flexión del A36 (36 Ksi)

$n_d$ : Factor de seguridad

$$n_d = \frac{4 * 1 * 0.58 * 0.577 * 36}{1.52}$$

$$n_d = 31.7$$

Los pernos y el ancho del ala del perfil H12x53 cumplen con la cortante.

A continuación calcularemos las dimensiones de la plancha de soporte de la columna en el dado de concreto:

$$F = 1524 \text{ Lb} + 1.3m * 72.92 \frac{\text{Kg}}{m} * 2.2 \frac{\text{Lb}}{\text{Kg}}$$

$$F = 1732.6 \text{ Lb}$$

El área requerida para la el perfil es:

$$A_{req} = \frac{F}{\phi_c(0.85 * f_c')}$$

Donde:

$A_{req}$ : Área requerida (pulg<sup>2</sup>)

$F$ : Fuerza (Lb)

$\phi_c$ : Coeficiente de compresión (Ksi)

$f_c'$ : Coeficiente de concreto (Ksi)

#### J9. COLUMN BASES AND BEARING ON CONCRETE

Proper provision shall be made to transfer the column loads and moments to the footings and foundations.

In the absence of code regulations, design bearing loads on concrete may be taken as  $\phi_c P_p$ :

(a) On the full area of a concrete support

$$P_p = 0.85f_c' A_1 \quad (J9-1)$$

(b) On less than the full area of a concrete support

$$P_p = 0.85f_c' A_1 \sqrt{A_2 / A_1} \quad (J9-2)$$

where

$$\phi_c = 0.60$$

$A_1$  = area of steel concentrically bearing on a concrete support, in.

$A_2$  = maximum area of the portion of the supporting surface that is geometrically similar to and concentric with the loaded area, in.<sup>2</sup>

$$\sqrt{A_2 / A_1} \leq 2$$

**Figura 114 Coeficiente columna base - concreto**

**Fuente:** Manual LRFD (1994)

#### Minimum Edge Distance and Embedment Length

The recommendations of [Shipp and Haninger \(1983\)](#) for minimum anchor-rod (concrete) edge distance and embedment length for tensile forces, adopted from ACI 349, are summarized in [Table 8-26](#). The edge distance requirement is intended to prevent blow-out of the side of the concrete foundation and is based on concrete with  $f_c' = 3,000$  psi. For edge distance requirements for shear, refer to [Shipp and Haninger \(1983\)](#).

In addition to providing the recommended minimum embedment length, anchor rods must extend a distance above the foundation that is sufficient to permit full thread engagement of the nut; from [RCSC Specification Section 2\(b\)](#), "...the end of the [anchor rod] will be flush with or outside the face of the nut when properly installed."

**Figura 115 Resistencia del concreto**

**Fuente:** Manual LRFD (1994)

$$A_{req} = \frac{1.73}{0.6 * (0.85 * 3)}$$

$$A_{req} = 1.13 \text{ pulg}^2$$

El área es insignificante, hallaremos las dimensiones de la plancha: largo, ancho y espesor.

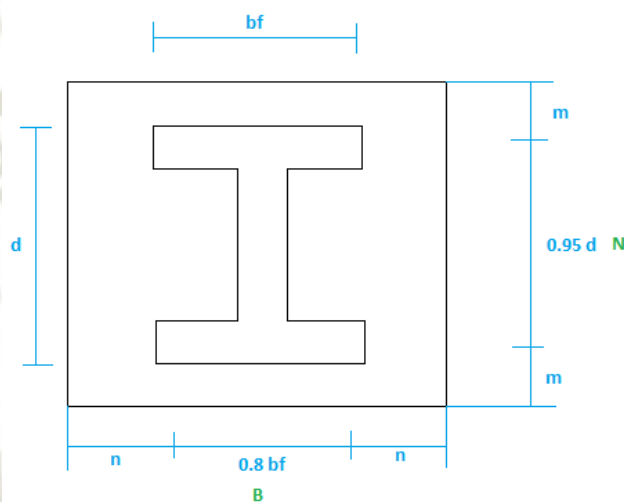


Figura 116 Diagrama de plancha de la columna – dado de concreto

Fuente: Elaboración Propia

$$m = \frac{N - 0.95d}{2}$$

$$m = \frac{20 - 0.95 * 9.98}{2}$$

$$m = 5.3''$$

$$n = \frac{B - 0.8bf}{2}$$

$$n = \frac{20 - 0.8 * 10}{2}$$

$$n = 6''$$

Entonces tenemos las dimensiones de la plancha 20"x20", para determinar el espesor usaremos el valor más alto:  $l = 6$ .

$$t_{req} = l \sqrt{\frac{2 * F}{0.9 F_y B N}}$$

Donde:

$t_{req}$ : Espesor requerido (pulg)

$l$ : Longitud más larga al borde (pulg)

$F$ : Carga que soporta la columna (Kip)

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia de A36 (36 Ksi)

$B$ : Ancho de la plancha (pulg)

$N$ : Largo de la plancha (pulg)

$$t_{req} = 6 \sqrt{\frac{2 * 1.74}{0.9 * 36 * 20 * 20}}$$

$$t_{req} = 0.1''$$

Para la plancha columna – dado de concreto requerimos una de **PL 20"x20"x1/4"**.

El diseño de la polea de cabeza será el mismo que la polea de cola.

#### 4.12.2 ESTRUCTURA DE POLEAS DOBLADORAS

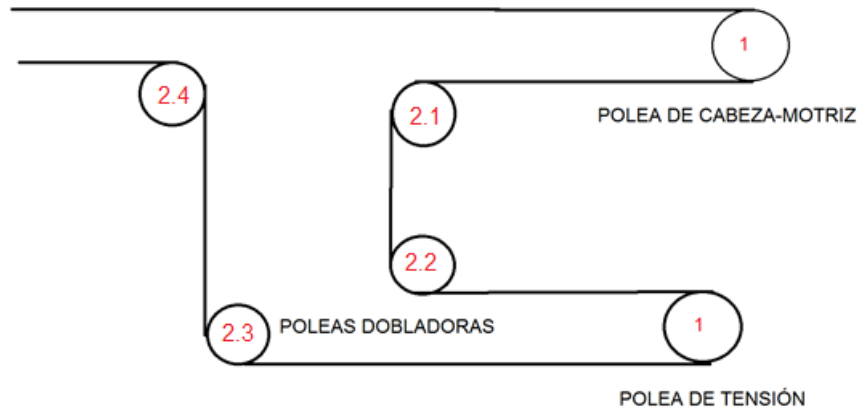


Figura 117 Diagrama de poleas en la zona de cabeza

Fuente: Elaboración Propia

##### 4.12.2.1 Estructura Poleas 2.1 y 2.2:

Para las poleas dobladoras, se tiene 2 estructura de similares características, salvo por la altura de una de ellas que es ligeramente mayor por 0.5 m.

Para seleccionar el perfil adecuado se tiene que asumir la tensión de las poleas dobladoras T2, pero adicionalmente se tiene que sumar los pesos de la chumacera, rodamientos, polea y eje. Siendo esta carga de 8357.33 Lb por lado.

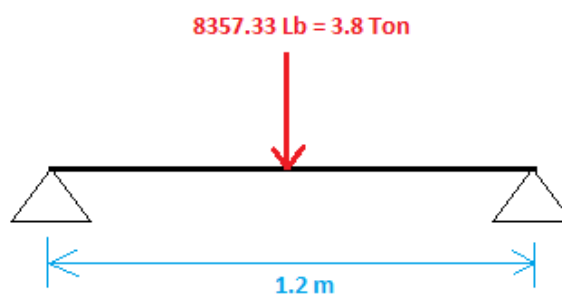


Figura 118 DCL de polea dobladora 2.1

Fuente: Elaboración Propia

$$M_{max} = \frac{F * a}{2}$$

$$M_{max} = \frac{3800 * 0.6}{2}$$

$$M_{max} = 1140 \text{ Kg} - m$$

Entonces con el momento máximo se determina la viga a seleccionar.

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma}$$

$$S = \frac{1140 \text{ Kg} - m}{24000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}} * \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ Kg}} * \frac{12 \text{ pulg}}{0.3048 \text{ m}}$$

$$S = 4.11 \text{ pulg}^3$$





Pero tenemos que considerar el tamaño de la chumacera, para el cual se requiere una viga de ala de 8", por ende seleccionamos la siguiente: H8x31.

$$S_{H8x31} = 27.5 \text{ pulg}^3 > 4.11 \text{ pulg}^3$$

Dicha estructura se encuentra a compresión, aunque debido al tamaño de la viga se sobre entiende que cumple, se determinará por procedimiento la carga que soporta.

Entonces, para determinar se requiere el largo  $L = 4.9 \text{ m}$  y de catálogo LRFD se tiene el factor  $K = 1$ .

**Tabla 81 Factor de efectividad longitudinal en columnas**

Table C-2. Effective Length Factors ( <i>K</i> ) for Columns						
Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical <i>K</i> value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	 Rotation fixed and translation fixed  Rotation free and translation fixed  Rotation fixed and translation free  Rotation free and translation free					

Fuente: Manual LRFD (1994)

$$\lambda = \frac{kL}{r} \leq 200$$

$$\frac{1 * 193}{r} = 200$$

$$r = 0.965 \text{ pulg}$$

- Para el perfil W 8x31 su  $r = 2.02$  pulg

$$\lambda = \frac{kl}{r}$$

$$\lambda = \frac{1 * 16.08 * 12}{2.02}$$

$$\lambda = 95.52$$

**Tabla 82 Designación de esfuerzo para compresión**

Design Stress for Compression Members of  
36 ksi Specified Yield Stress Steel,  $\phi_c = 0.85^{[a]}$

$Kl/r$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$Kl/r$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$Kl/r$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$Kl/r$	$\phi_c F_{cr}$ ksi	$Kl/r$	$\phi_c F_{cr}$ ksi
1	30.60	41	28.01	81	21.66	121	14.16	161	8.23
2	30.59	42	27.89	82	21.48	122	13.98	162	8.13
3	30.59	43	27.76	83	21.29	123	13.80	163	8.03
4	30.57	44	27.64	84	21.11	124	13.62	164	7.93
5	30.56	45	27.51	85	20.92	125	13.44	165	7.84
6	30.54	46	27.37	86	20.73	126	13.27	166	7.74
7	30.52	47	27.24	87	20.54	127	13.09	167	7.65
8	30.50	48	27.11	88	20.36	128	12.92	168	7.56
9	30.47	49	26.97	89	20.17	129	12.74	169	7.47
10	30.44	50	26.83	90	19.98	130	12.57	170	7.38
11	30.41	51	26.68	91	19.79	131	12.40	171	7.30
12	30.37	52	26.54	92	19.60	132	12.23	172	7.21
13	30.33	53	26.39	93	19.41	133	12.06	173	7.13
14	30.29	54	26.25	94	19.22	134	11.88	174	7.05
15	30.24	55	26.10	95	19.03	135	11.71	175	6.97
16	30.19	56	25.94	96	18.84	136	11.54	176	6.89
17	30.14	57	25.79	97	18.65	137	11.37	177	6.81
18	30.08	58	25.63	98	18.46	138	11.20	178	6.73
19	30.02	59	25.48	99	18.27	139	11.04	179	6.66
20	29.96	60	25.32	100	18.08	140	10.89	180	6.59

**Fuente:** Manual LRFD (1994)

Se tiene que  $\phi_c F_{cr} = 18.84 \text{ Ksi}$

Entonces para determinar la carga que soporta:

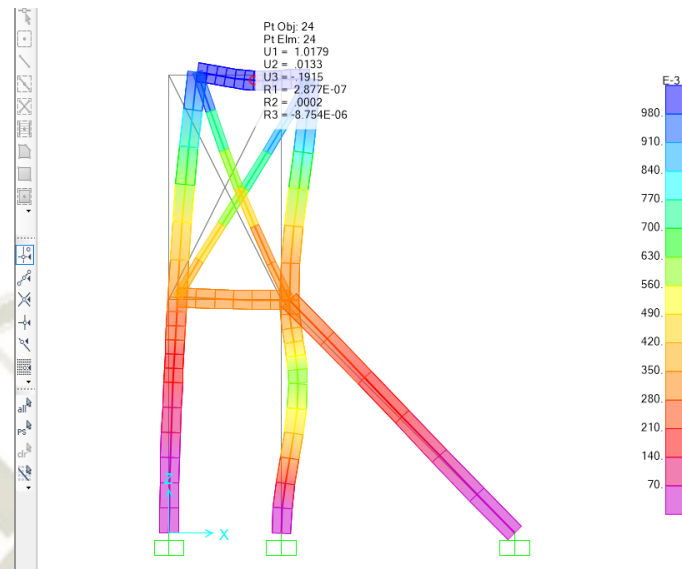
$$F_c = \phi_c F_{cr} * A_g$$

$$F_c = 18840 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} * 9.1 \text{ pulg}^2$$

$$F_c = 171444 \text{ Lb}$$

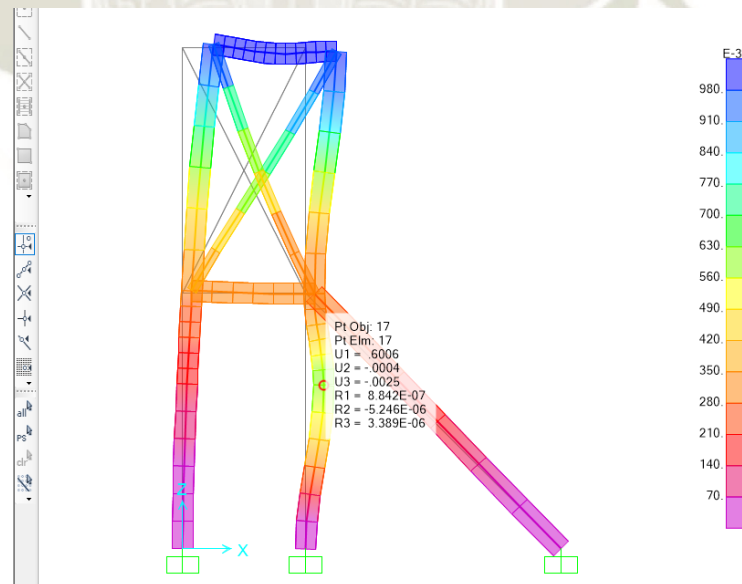
Cumple con la carga de compresión por mucho  $F_c = 171444 \text{ Lb} > 8357.33 \text{ Lb}$

Entonces la viga cumple con la carga. Adicionalmente se simulará empleando el software SAP 2000.



**Figura 119 Simulación de estructura 1 – Ubicación polea dobladora 2.1 con SAP 2000**

**Fuente:** Elaboración Propia

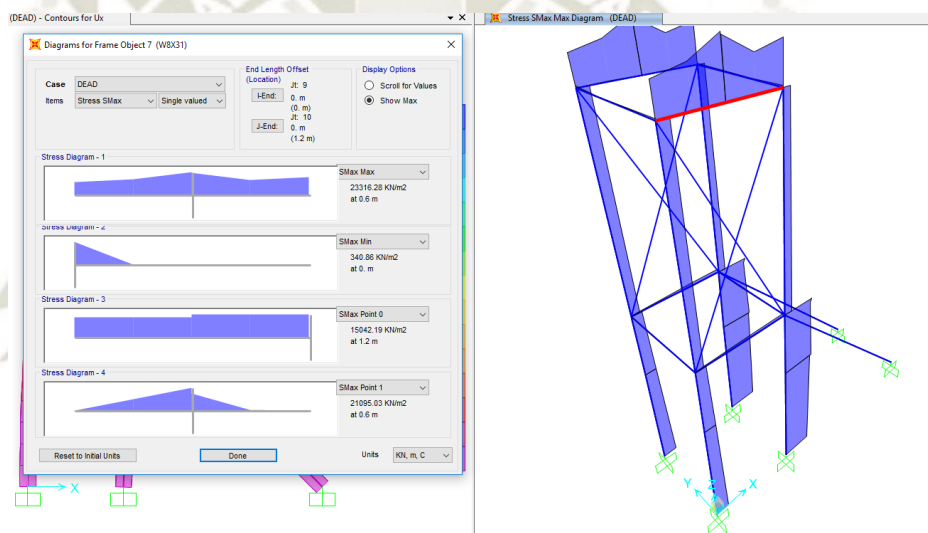


**Figura 120 Simulación de estructura 1 – Ubicación polea dobladora 2.2 con SAP 2000**

**Fuente:** Elaboración Propia

Como se observa en las simulaciones los desplazamientos en la estructura con las fuerzas ejercidas en las poleas dobladoras, se tiene que el desplazamiento es:

- En la superior (Polea Dobladora 1)
  - $x = 1.02 \text{ mm}$
  - $y = -0.19 \text{ mm}$
- En la inferior (Polea Dobladora 2)
  - $x = 0.6 \text{ mm}$
  - $y = -0.002 \text{ mm}$



**Figura 121** Simulación de los esfuerzos en la estructura 1 con SAP 2000

**Fuente:** Elaboración Propia

Se tiene en la simulación que el esfuerzo más crítico al que está sometido la estructura es de 23.3 MPa, muy por debajo del esfuerzo de fluencia del acero A36.

#### 4.12.2.2 Estructura Poleas 2.3 y 2.4:

Se aplica el mismo criterio que la estructura 1, por ende seleccionamos el perfil H8x31, y simulamos la estructura en software SAP 2000.

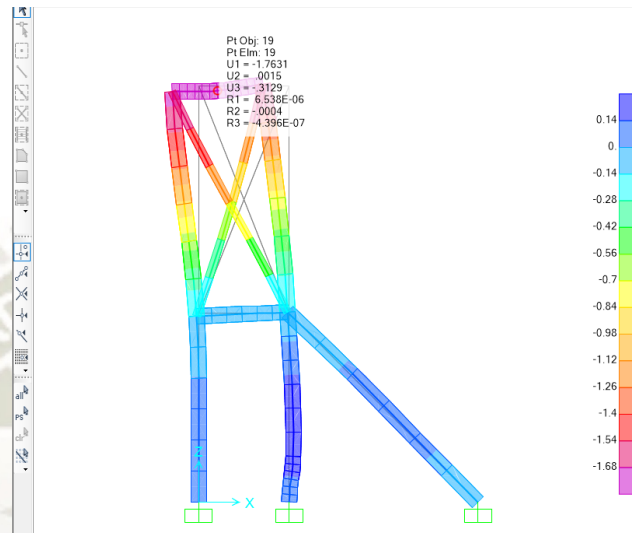


Figura 122 Simulación de estructura 2 – Ubicación polea dobladora 2.4 en SAP 2000

Fuente: Elaboración Propia

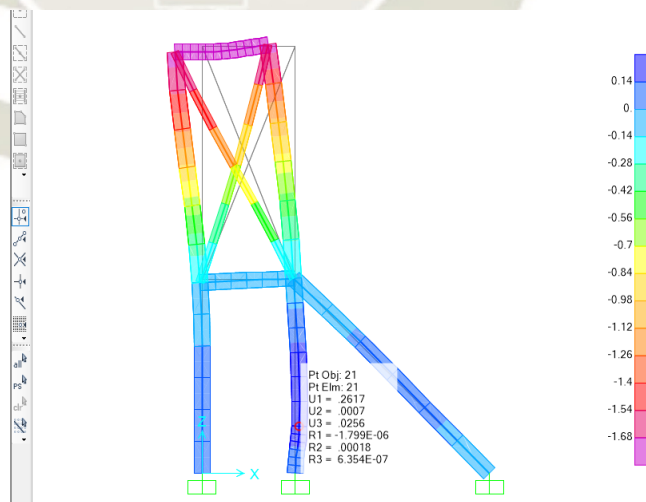
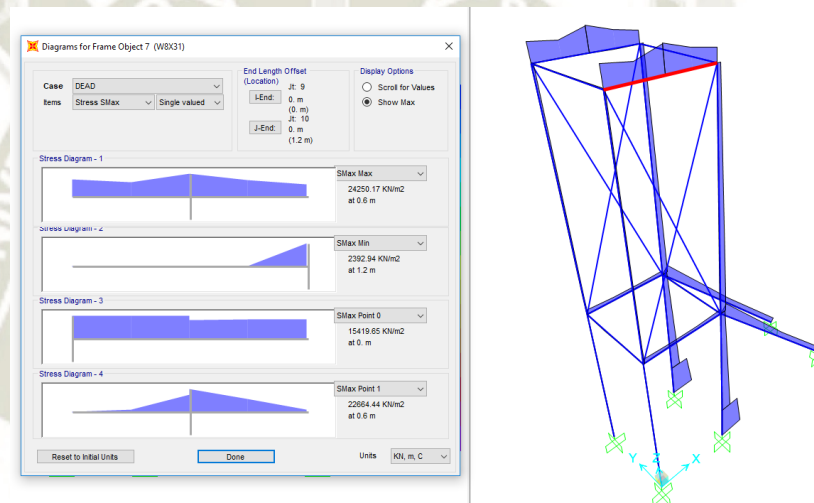


Figura 123 Simulación de estructura 2 – Ubicación polea dobladora 2.3 en SAP 2000

Fuente: Elaboración Propia

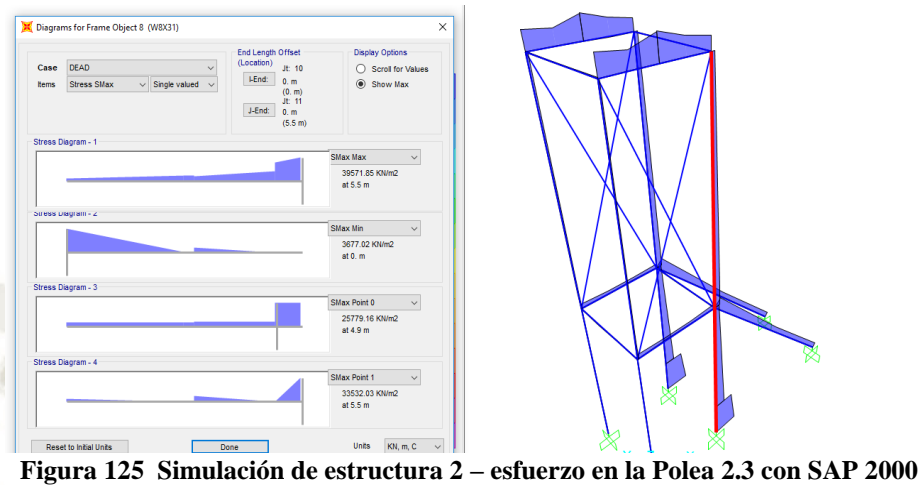
Como se observa en las simulaciones los desplazamientos en la estructura 2 con las fuerzas ejercidas en las poleas dobladoras, se tiene que el desplazamiento es:

- En la superior (Polea Dobladora 4)
  - $x = -1.76 \text{ mm}$
  - $y = -0.31 \text{ mm}$
  
- En la inferior (Polea Dobladora 3)
  - $x = 0.26 \text{ mm}$
  - $y = 0.02 \text{ mm}$



**Figura 124 Simulación de estructura 2 – esfuerzo en la Polea 2.4 con SAP 2000**

**Fuente:** Elaboración Propia



Fuente: Elaboración Propia

Se tiene en la simulación que el esfuerzo más crítico al que está sometido la estructura es de la polea dobladora 3 (inferior) que es de 39.57 MPa, muy por debajo del esfuerzo de fluencia del acero A36.

Para la soldadura se utilizará el electrodo 7018 para todas las uniones de las estructuras.

**Tabla 83 Propiedades del Electrodo E7018**

Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

\* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia mínima o la tensión. El último incluye variables en la técnica de soldado, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de soldado, como por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Tabla 84 Propiedades Cargas constantes permisibles

**Tabla 9-7**  
Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h		
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)									
	60*	70*	80	90*	100	110*	120		
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, $k_1$ (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial									
$\tau_c$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0		
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal									
$f_w$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h		
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal								
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45		
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27		
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09		
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91		
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73		
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14		
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54		
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59		

\* Las soldaduras de filete en realidad se especifican por el AWS/ANSI Task Committee.  
†  $f_w = 0.707 \tau_c$

Fuente: American Institute of Steel Construction, Inc., Steel Manual, 10th Edition, Chicago, IL, 1989, p. 2.

Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive	1/8
Mayor que 1/4	A 3/16
Mayor que 1/2	A 1/4
Mayor que 3/4	A 5/16
Mayor que 1 1/2	A 3/8
Mayor que 2 1/4	A 1/2
Mayor que 6	5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.  
 † Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.  
 \* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

### 4.13 DISEÑO DE WINCHE DE TENSION

#### 4.13.1 SELECCIÓN DE WINCHE DE TENSION

La faja como todas se encuentra tensada, en algunos diseños se emplea un contrapeso que viene a ser un bloque de fierro el cual queda suspendido, en este diseño de faja se usa un winche de tensión el cual tensará la banda.

Para dicha selección tenemos que considerar las tensiones a las que está sometida la banda según los cálculos y estos son:

$$T_{lado\ flojo} = 14494.6\ Lb = 6.6\ TON$$

$$T_{lado\ apretado} = 43733.7\ Lb = 19.9\ TON$$

$$T_{arranque} = 69176.3\ Lb = 31.4\ TON$$

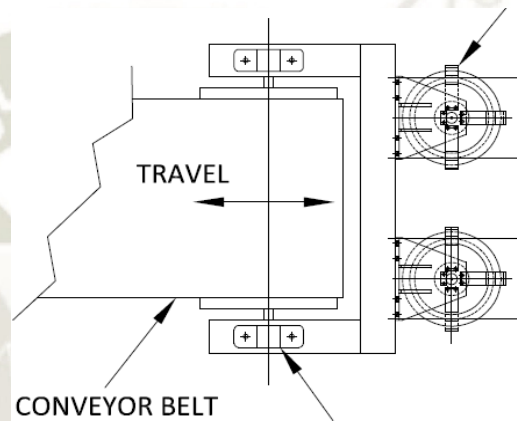
Donde:

$T_{lado\ flojo}$ : Tensión de efectiva

$T_{lado\ apretado}$ : Tensión lado apretado

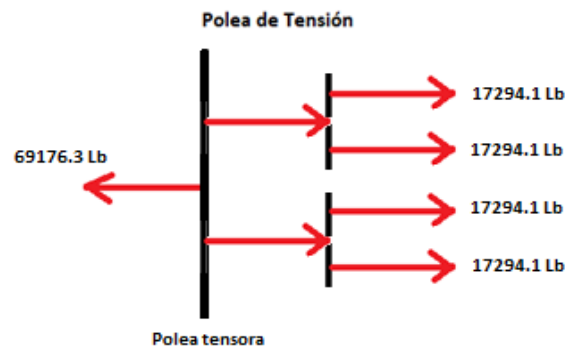
$T_{arranque}$ : Tensión de arranque

Para el la selección del winche se toma la reacción en la plataforma de tensión asumiendo la tensión más grande que viene a ser la Tensión de arranque.



**Figura 126** Diagrama de Poleas transmisoras de tensión

Fuente: Catalogo Dymont



**Figura 127** DCL cargas de tensión en estructura de polea de tensión

Fuente: Catalogo Dymont

Usando la fórmula del Manual CEMA (ANEXO 8) capítulo 11 pag 5 para calcular la fuerza requerida por el tensor automático:

$$W_g = \frac{2T + W_f - W_p}{R_1}$$

Donde:

$W_g$ : Fuerza requerida por el tensor (Lb)

$T$ : Tensión de la faja (Lb)

$W_f$ : Fuerza para superar la fricción del carrito (Lb)

$W_p$ : Componente de fuerza del carro que actúan en dirección de la carga, si es horizontal es 0 (Lb)

$R_1$ : Valor de la ventaja mecánica

$$W_g = \frac{2(69176.3 \text{ Lb}) + (1955.32 * 0.35 * 2.2) \text{ Lb} - 0}{4}$$

$$W_g = 34964.5 \text{ Lb} = 15892.95 \text{ Kg} = \mathbf{15.89 \text{ TON}}$$

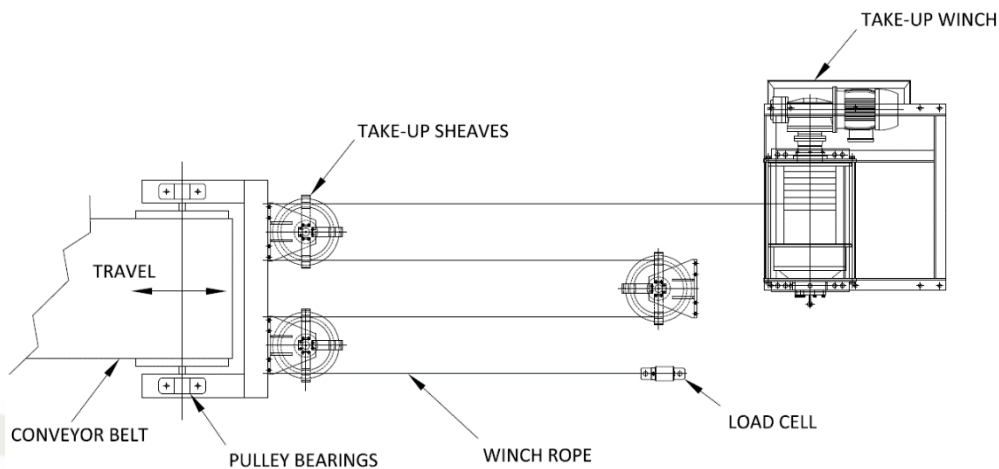
**Tabla 85 Selección de winche de tensión**

TYPE / MODEL	ITEM NR	MOTOR	TEST LOAD LAYER 1	SWL TOP LAYER	ROPE SPEED LAYER 1	ROPE Ø	DRUM CAPACITY	WORKING LENGTH	MASS
1	4635	3kW - 4P	1.8 Ton	1.4 Ton	7.2 m/min	13 mm	160 m	112 m	476 kg
2	4500	4kW - 4P	2.5 Ton	2.2 Ton	5.8 m/min	13 mm	130 m	91 m	593 kg
3	4502	5,5kW - 4P	3.5 Ton	3.0 Ton	6.4 m/min	16 mm	90 m	63 m	721 kg
4	4462	7,5kW - 4P	5.5 Ton	4.5 Ton	5.4 m/min	20 mm	120 m	84 m	780 kg
5	4519	11kW - 4P	6.5 Ton	5.5 Ton	7.2 m/min	22 mm	190 m	133 m	1280 kg
6	4520	15kW - 4P	8.5 Ton	8.0 Ton	6.0 m/min	26 mm	130 m	91 m	1337 kg
7	4629	18.5kW - 4P	11.5 Ton	10.7 Ton	6.5 m/min	28 mm	180 m	126 m	1703kg
8	4387	22kW - 6P	16.0 Ton	12.8 Ton	6.0 m/min	32 mm	110 m	110 m	2535 kg

**Fuente:** Catalogo Dymont

Seleccionamos el modelo N°8 el cual tiene una capacidad de 16 TON, siendo superior a lo requerido en el sistema. Como se lo indica la tabla dicho modelo opera con un cable de acero de 32 mm o 1¼”.

El sistema en el cual se realizará el sistema de tensión está en la figura.



**Figura 128 Sistema de tensión de la faja transportadora**

Fuente: Catalogo Dymont

### 4.13.2 SELECCIÓN DE POLEAS

Seleccionamos la polea del Manual de Dymot, que viene con el winche.

**Tabla 86 Polea de transmisión de tensión**

VERTICAL SHEAVE AND BRACKET

ROPE Ø	ROOT Ø	A	B	C PITCH	D PITCH	E	F PITCH	G Ø	NR MTG HOLES	H Ø	J	K	L	M Ø	N	MASS KG
6	105	100	120	96	.	139	38	12	4	20	51	72	145	123	4	5
8	140	130	145	115	.	178	50	14	4	30	61	94	173	162	6	9
10	175	165	180	150	.	219	66.5	18	4	40	77	117	227	205	8	14
13	228	220	220	180	.	289	90	22	4	45	86	152	297	267	10	27
16	280	290	264	212	.	359	113	26	4	50	100	188	368	328	12	59
20	350	350	290	222	.	439	148	26	6	55	110	235	451	410	16	88
26	438	450	300	244	110	563	193	26	8	60	124	294	575	513	16	114
28	490	490	350	276	126	624	212	32	8	65	143	329	641	574	20	156
32	560	570	410	330	155	702	245	32	10	75	163	365	716	656	20	245
36	630	630	450	350	165	784	265	32	10	85	184	406	798	738	20	330
42	735	700	502	382	200	914	300	32	12	100	200	476	933	861	25	443

Fuente: Catalogo Dymont

### 4.13.3 SELECCIÓN DE CABLE DE ACERO

El winche seleccionado DYMOT modelo N°8 requiere un cable de 32 mm o 1¼". Por ende en el catálogo de CAMESA (ANEXO 2), teniendo en consideración las tensiones antes mencionadas, la tensión que se debe tomar debe ser la cuarta parte de la tensión de arranque es decir: 17294.1 Lb o 7.9 TON:

$$T_{arranque} = 17294.1 \text{ Lb} = 7.9 \text{ TON}$$

El cable seleccionado debe ser capaz de soportar y tener un factor de seguridad para la tensión mencionada anteriormente.

Tabla 87 Selección de cable de acero

Diámetro		Peso Aproximado		Resistencia a la Ruptura					
Diameter		Approximate Weight		Minimum Breaking Force					
Pulgadas Inch	Milímetros mm	lb / ft	kg / m	Arado Mejorado / IPS lb Ton*		Arado Extra Mejorado / EIP lb Ton*		Arado Extra Extra Mejorado / EEIP lb Ton*	
1/4	6.35	0.12	0.18	5,890	2.7	6,790	3.1	-	-
5/16	7.94	0.18	0.27	9,150	4.1	10,540	4.8	-	-
3/8	9.53	0.26	0.39	13,120	6.0	15,100	6.9	16,590	7.5
7/16	11.1	0.35	0.52	17,780	8.1	20,380	9.2	22,380	10.2
1/2	13	0.46	0.68	23,000	10.4	26,600	12.1	29,200	13.2
9/16	14.5	0.59	0.88	29,000	13.2	33,600	15.2	37,000	16.8
5/8	16	0.72	1.07	35,800	16.2	41,200	18.7	45,400	20.6
3/4	19	1.04	1.55	51,200	23.2	58,800	26.7	64,800	29.4
7/8	22	1.42	2.11	69,200	31.4	79,600	36.1	87,600	39.7
1	26	1.85	2.75	89,800	40.7	103,400	46.9	113,800	51.6
1-1/8	29	2.34	3.48	113,000	51.3	130,000	59.0	143,000	64.9
1-1/4	32	2.89	4.30	138,800	63.0	159,800	72.5	175,800	79.8
1-3/8	35	3.50	5.21	167,000	75.7	192,000	87.1	212,000	96.2
1-1/2	38	4.16	6.19	197,800	89.7	228,000	103.0	250,000	113.0
1-5/8	42	4.88	7.26	230,000	104.0	264,000	120.0	292,000	132.0
1-3/4	45	5.67	8.44	266,000	121.0	306,000	139.0	338,000	153.0
1-7/8	48	6.50	9.67	304,000	138.0	348,000	158.0	384,000	174.0
2	52	7.39	11.0	344,000	156.0	396,000	180.0	434,000	197.0
2-1/8	54	8.35	12.40	384,000	174.0	442,000	200.0	488,000	221.0
2-1/4	58	9.36	13.90	430,000	195.0	494,000	224.0	544,000	247.0
2-3/8	60	10.40	15.50	478,000	217.0	548,000	249.0	604,000	274.0
2-1/2	64	11.60	17.30	524,000	238.0	604,000	274.0	664,000	301.0
2-5/8	67	12.80	19.00	576,000	261.0	658,000	299.0	728,000	330.0
2-3/4	71	14.00	20.80	628,000	285.0	736,000	333.0	794,000	360.0
2-7/8	74	15.30	22.80	682,000	309.0	796,000	361.0	864,000	392.0
3	77	16.60	24.70	740,000	336.0	856,000	389.0	936,000	425.0
3-1/8	80	18.00	26.80	798,000	362.0	920,000	417.0	1,010,000	458.0
3-1/4	83	19.50	29.00	858,000	389.0	984,000	447.0	1,086,000	493.0
3-3/8	87	21.00	31.30	918,000	416.0	1,074,000	487.0	1,164,000	528.0
3-1/2	90	22.70	33.80	982,000	445.0	1,144,000	519.0	1,242,000	563.0
3-3/4	96	26.00	38.70	1,114,000	505.0	1,290,000	585.0	1,410,000	640.0
4	103	29.60	44.00	1,254,000	589.0	1,466,000	665.0	-	-

Fuente: Catalogo Camesa Steel Rope

Se selecciona un cable de 6x36 de 1¼” de diámetro Arado Mejorado la cual soporta 138800 Lbs o 63.0 TON, cumpliendo con la carga necesaria por el sistema con un FS 8.5.

#### 4.13.4 ESTRUCTURA DEL CARRO PORTA POLEA

La polea de tensión estará sobre un carro móvil sobre el cual se desplazará en unos rieles.

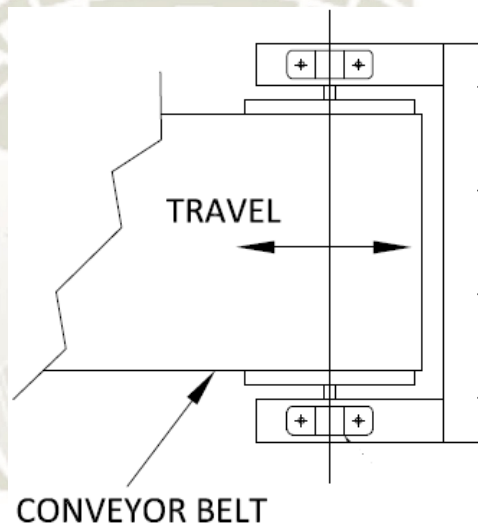
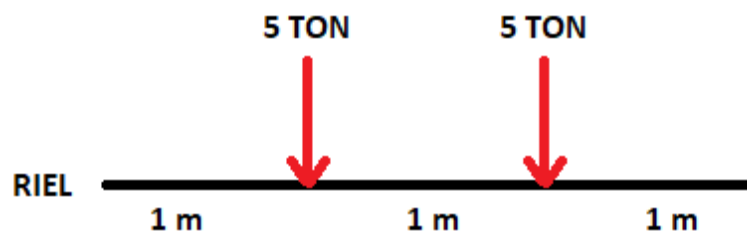


Figura 129 Estructura móvil de la polea de tensión

Fuente: Catalogo Dymont

Dicha estructura tiene 4 ruedas de rieles, 2 por lado. La estructura total tiene un peso de 20 TON por ende cada rueda debe soportar 5 TON.



**Figura 130 DCL Ruedas y riel de estructura de polea de tensión**

**Fuente:** Elaboración Propia

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ : Momento Máximo (MPa)

$P$ : Carga (TON)

$b$ : Distancia al extremo (m)

$$M_{m\acute{a}x} = 5 \text{ TON} * 1 \text{ m}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 500 \text{ TON} * \text{cm}$$

Para hallar el riel adecuado debemos hallar el módulo de sección mediante la siguiente formula.

$$S = \frac{\sigma}{M_{m\acute{a}x}}$$

Donde:

$S$ : Módulo de sección ( $\text{cm}^3$ )


$\sigma$ : Esfuerzo del material (MPa) ( $250 \text{ MPa} * 0.6 = 150 \text{ MPa}$ )

$M_{m\acute{a}x}$ : Momento máximo (TON\*cm)

$$S = \frac{500 \text{ TON} * \text{cm}}{150000000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{1 \text{ Kg}}{9.81 \text{ N}} * \frac{1 \text{ TON}}{1000 \text{ Kg}} * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^2}$$

$$S = 327 \text{ cm}^3$$

Entonces buscamos en el catálogo ARCELORMITTAL (ANEXO 5) el riel cuyo módulo de sección sea el más adecuado.

 <p>132RE</p>	Mass / Masa		65.58 kg/m	Scale / Escala 1:1.2	
	Area / Área		83,55 cm <sup>2</sup>		
	Moment of inertia / Momento de inercia	X-X		3670,0 cm <sup>4</sup>	
		Y-Y		599,3 cm <sup>4</sup>	
	Section modulus / Módulo de sección	X-X Head / Cabeza		368,7 cm <sup>3</sup>	
		X-X Base / Pie		448,9 cm <sup>3</sup>	
		Y-Y Axis / Eje		78,0 cm <sup>3</sup>	

**Figura 131 Selección de riel según módulo de sección**

**Fuente:** Catalogo Arcelormittal

Seleccionamos el riel modelo 132RE del catálogo de ARCELORMITTAL cuyo módulo de sección es el adecuado para soportar el peso del sistema de la polea de tensión.

#### 4.13.5 SELECCIÓN DE RUEDAS DE LA ESTRUCTURA DE LA POLEA DE TENSION

Para la escoger las ruedas adecuadas, seleccionaremos del de trenes pero que estén de acuerdo con el riel seleccionado.

Para la selección usaremos el catálogo MIGUL ABAD donde evaluaremos las cargas y seleccionaremos las ruedas adecuadas.

$$D_n = \frac{Rm}{Plim * bC_1 * C_2}$$

Donde:

$D_n$ : Diámetro de la rueda en banda de rodadura. (mm)

$Rm$ : Reacción media sobre la rueda. (N)

$Plim$ : Presión límite del material utilizando. (N/mm<sup>2</sup>)

$b$ : Ancho efectivo del riel. (mm)

$C_1$ : Coeficiente que dependiendo de la clase de mecanismo.

$C_2$ : Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

$$D_n = \frac{49050 N}{5.6 \frac{N}{mm^2} * (76.2 - 2 * 9.5)mm * 0.8 * 1.06}$$

$$D_n = 180.5 mm$$

**Tabla 88 Ruedas para rieles**

Materiales:

RUEDA 42CrMo4V / 50 CrMo4V  
EJE: 42CrMo4V  
CAJERA: ASTM A27 60/30

UNIDAD CONDUCTORA

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

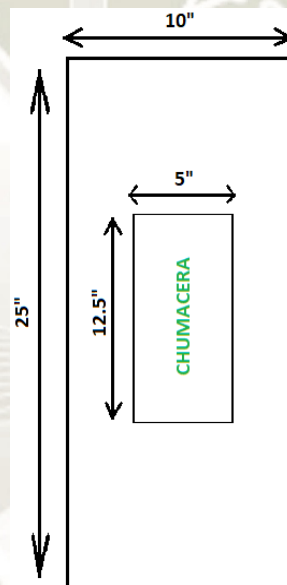
**Fuente:** Catalogo Miguel Abad

Seleccionamos el modelo MA1 250 como ruedas para la estructura de la polea de tensión del catálogo de MIGUEL ABAD.

#### 4.13.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA POLEA DE TENSION

La estructura sobre la que se encuentra el tambor de tensión está conformada de planchas. Para eso determinaremos el espesor necesario de las planchas para soportar su peso, mediante la siguiente fórmula del manual del LFRD, para seleccionar las planchas de las columnas, la aplicaremos a este sistema.

Consideramos una carga total aproximada de 10 TON, asumiendo todo los componentes del conjunto, por ende cada lado debe soportar una carga de 5 TON o 11 Kip.



**Figura 132 Dimensiones de plancha lateral de la estructura de la polea de tensión**

**Fuente:** Elaboración Propia

Debemos hallar los valores de  $m$ ,  $n$  de los cuales determinaremos el mayor valor, el cual será el valor de “ $l$ ” para la ecuación del espesor de la plancha.

$$m = \frac{N - 0.95d}{2}$$

Donde:

$m$ : Distancia al extremo de la plancha (pulg)

$N$ : Distancia total de largo de la plancha (pulg)

$d$ : Distancia en largo sobre la que se ejerce la carga (pulg)

$$m = \frac{25 \text{ pulg} - 0.95(12.5 \text{ pulg})}{2}$$

$$m = 6.56 \text{ pulg}$$

$$n = \frac{B - 0.8b_f}{2}$$

Donde:

$n$ : Distancia al extremo de la plancha (pulg)

$B$ : Distancia total del ancho de la plancha (pulg)

$b_f$ : Distancia en ancho sobre la que se ejerce la carga (pulg)

$$n = \frac{10 \text{ pulg} - 0.8(5 \text{ pulg})}{2}$$

$$n = 3 \text{ pulg}$$

De acá:  $l = \max(m; n) = \max(6.56 \text{ pulg}, 3 \text{ pulg}) = 6.56 \text{ pulg}$

Luego de determinar el valor “ $l$ ”, se procede a determinar el espesor de la plancha sobre la que se asienta la chumacera:

$$t_{req} = l \sqrt{\frac{2P_u}{0.9F_yBN}}$$

Donde:

$t_{req}$ : Espesor requerido de la plancha (pulg).

$l$ : Distancia máxima hacia los extremos de la plancha (pulg).

$P_u$ : Carga a la que está sometida la plancha (Kip).

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia (36 Ksi) - Usaremos un FS 1.5 siendo 24 Ksi.

$B$ : Distancia total del ancho de la plancha (pulg)

$N$ : Distancia total de largo de la plancha (pulg)

$$t_{req} = 6.56 \sqrt{\frac{2 * 11}{0,9 * 24 * 10 * 25}}$$

$$t_{req} = 0.42 \text{ pulg} = 0.5 \text{ pulg}$$

Para la fabricación de la plataforma de la polea de tensión usaremos una plancha de ½”, la cual será usada en toda la estructura.

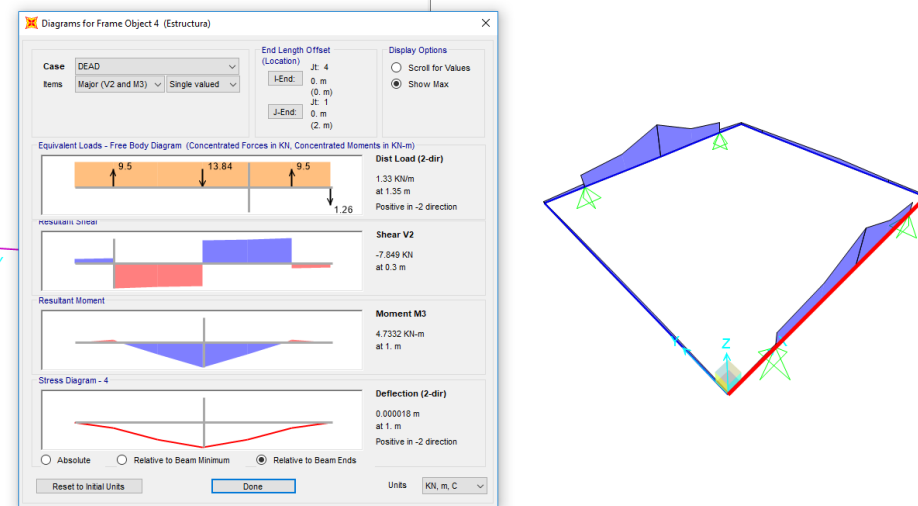
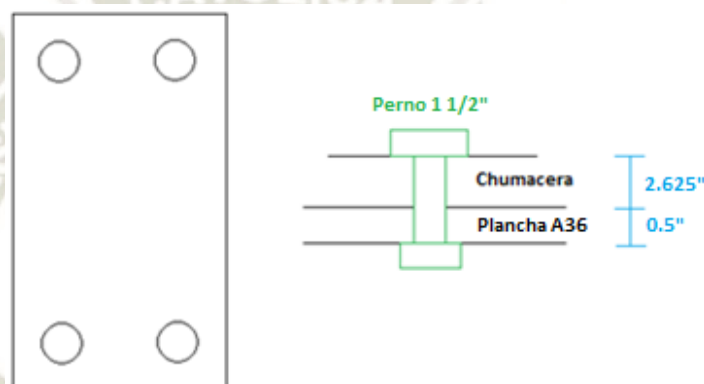


Figura 133 Simulación del carro de polea de tensión con SAP 2000

Fuente: Elaboración Propia

La simulación indica una deformación de 0.018 mm donde va asentada la polea tensora, y un esfuerzo de 2.3 MPa, escual está muy por debajo del esfuerzo de fluencia del A36 (250 MPa).

La polea tensora está montada al carro tensor, siendo 4 pernos de 1½”, los que unen la chumacera a la estructura. En dicha estructura los pernos de las chumaceras están diseñados para soportar la máxima tensión que es la tensión de arranque, la cual es de 69176.3 Lb. La tensión por lado es la mitad de dicha carga: 34588.15 Lb.



**Figura 134 Pernos Chumaceras – Plancha de ½”**

**Fuente:** Elaboración Propia

Sumamos todas las cargas (pesos) a los que estarán sometidos los pernos:

$$F = \frac{34588.15 \text{ Lb}}{4}$$

$$F = 8647.04 \text{ Lb} = 8.65 \text{ Kip}$$

Analizaremos el factor de seguridad a cortante que es lo más crítico:

$$F = \frac{4at * 0.577\sigma}{n_d}$$

Donde:

$F$ : Fuerza ejercida (Kip)

$a$ : Distancia del perno al borde (pulg)

$t$ : Espesor de la plancha (pulg)

$\sigma$ : Esfuerzo de flexión del A36 (36 Ksi)

$n_d$ : Factor de seguridad

$$n_d = \frac{4 * 4.375 * 0.5 * 0.577 * 36}{8.65}$$

$$n_d = 21.01$$

Los pernos y el ancho de la plancha, soportan la cortante, por ende el diseño cumple.

#### 4.14 SELECCIÓN SISTEMA MOTRIZ

##### 4.14.1 SELECCIÓN DEL MOTOR DE ACCIONAMIENTO

Para seleccionar el motor de la faja transportadora, se requiere saber el torque que requiere la polea motriz para de acuerdo a eso realizar la selección.

Considerando que la polea motriz tiene un diámetro de 36", y la tensión de mayor carga, la tensión de arranque, podemos determinar el torque necesario.

$$\tau = F * r$$

Donde:

$\tau$ : Torque en la polea motriz (N.m)

$F$ : Fuerza ejercida – Tensión de arranque (N)

$r$ : Radio de la polea (m)

$$\tau = \left( 69176.3 \text{ Lb} * \frac{9.81 \text{ N}}{2.2 \text{ Lb}} \right) * \left( 18 \text{ pulg} * \frac{0.3048 \text{ m}}{12 \text{ pulg}} \right)$$

$$\tau = 141029.5 \text{ N.m}$$

Seleccionamos el motor adecuado del catálogo de Siemens (ANEXO 6) de motores Simotics HV, donde tomamos como principal factor para la selección el torque necesario de la polea motriz.

Motors for converter operation											
Converter with non-sinusoidal output											
Water-cooled motors · SIMOTICS HV M 1RN6, 1RN7											
Selection and ordering data											
The following data also apply to explosion-protected motors 1SL7 (Ex ec) and 1SQ7 (Ex pxb).											
Rated power		High voltage motor SIMOTICS HV M	Operating data at rated output for utilization 130 (B)								
IEC			Rated speed	Efficiency	Power factor	Rated current at 6 kV	Rated torque	Break-down torque	Moment of inertia	Mechanical speed limit	
$P_{rated}$ 155 (F)	$P_{rated}$ 130 (B)		$n_{rated}$	$\eta$	$\cos \phi$	$I_{rated}$	$T_{rated}$	$T_B/T_{rated}$	J	$n_{max}$	
kW	kW	Article No.	rpm	%	[-]	A	Nm	[-]	kgm <sup>2</sup>	rpm	
Up to 6.6 kV, 60 Hz											
4-pole											
18400 <sup>2)</sup>	16500	1RN7800-4-0-0C0	1793	97.7	0.91	1780	87883	2.20	520	1500	
20100 <sup>2)</sup>	18000	1RN7802-4-0-0C0	1793	97.7	0.91	1940	95873	2.20	570	1500	
22400 <sup>2)</sup>	20000	1RN7804-4-0-0C0	1793	97.8	0.91	2150	106525	2.20	625	1500	
23700 <sup>2)</sup>	21200	1RN7806-4-0-0C0	1794	97.8	0.91	2300	112854	2.30	685	1500	
8-pole											
10100	9000	1RN7800-8-0-0C0	896	97.4	0.86	1040	95926	2.30	860	1125	
11200	10100	1RN7802-8-0-0C0	896	97.5	0.86	1160	107651	2.40	955	1125	
12300	11200	1RN7804-8-0-0C0	896	97.5	0.87	1280	119375	2.40	1060	1125	
13500	12300	1RN7806-8-0-0C0	896	97.5	0.86	1420	141099	2.50	1165	1125	

Figura 135 Motor para faja transportadora

Fuente: Catalogo Siemens

#### 4.14.2 SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO DE MOTOR - EJE

Seleccionamos el Motor 1RN7806-8PU-0C0 el cual tiene un torque de 141099 N.m, siendo superior al torque requerido por el sistema.

Para poder acoplar el motor al eje de la polea motriz se requiere un acoplamiento reductor debido a que el eje del motor es de 280 mm o 11” mientras que el eje de la polea es de 8” o 203.2 mm, del catálogo de RENOLD realizamos la selección más apropiada.

Por ende se selecciona el torque al que está sometido el acople y la fluctuación de carga que tendrá, usando la tabla del manual RENOLD se selecciona el tipo de acoplamiento:

Torque que entrega el motor es 141099 N.m o 1245787.28 Lb.pulg

$$\text{Torque de diseño} = \text{Torque (Lb)} * \text{Factor de Servicio}$$

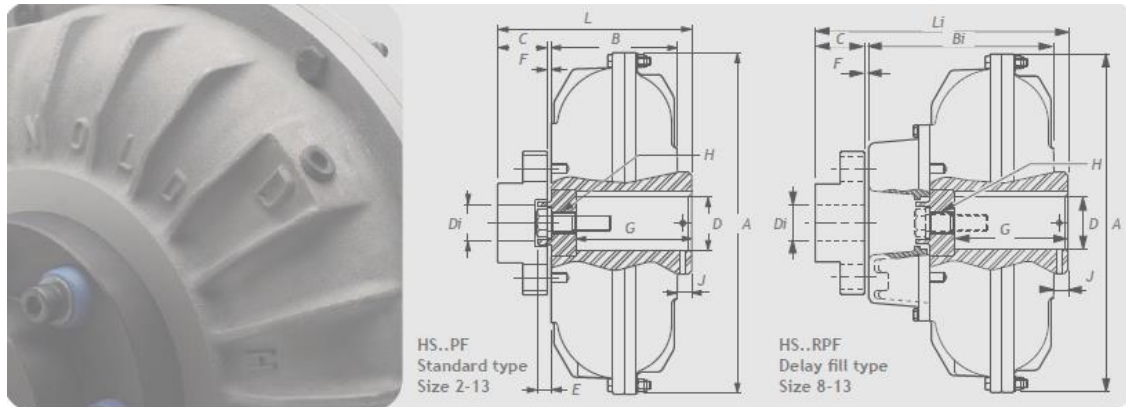
Can filling machines	S	Extruders (plastic)	Machine tools	Single acting, 1 for 2 cylinders	*
Cane knives (1)	M	Film	Bending roll	double acting: single cylinder	*
Car dumpers	H	Sheet	Pinch press - gear driven	Rotary - gear type	S
Car pullers	M	Coating	Pinching press - belt drive	Rotary - lobe, vane	S
Clarifiers	S	Rods	Plate planners	Rubber and plastics industries	
Classifiers	M	Tubing	Tapping machine	Crackers (1)	H
Clay working machinery	H	Blow moulders	Other machine tools	Laboratory equipment	M
Brick press	H	Pre-plasticiers	Main drives	Mixed mills (1)	H
Briquette machine	H	Centrifugal	Auxiliary drives	Refiners (1)	M
Clay working machinery	M	Cooling towers	Metal mills	Rubber calenders (1)	M
Plug mill	M	Induced draft	Drawn bench carriage and main drive	Rubber mill, 2 on line (1)	M
Compressors	S	Forced draft	Pinch, dryer and scrubber rolls, reversing	Rubber mill, 3 on line (1)	S
Centrifugal	S	Induced draft	Sitters	Sheeter (1)	M
Lobe	M	Large, mine etc.	Table conveyors nonreversing	Tyre building machines	*
Reciprocating - multi-cylinder	M	Large, industrial	group drives	Tyre and tube press openers	*
Reciprocating - single cylinder	H	Light, small diameter	Individual drives	Tubers and strainers (1)	M
Conveyors - uniformly loaded or fed		Feeders	Reversing	Warming mills (1)	M
Apron	S	Apron	Wire drawing and flattening machine	Sand muller	M
Assembly	S	Belt	Wire winding machine	Screens	*
Belt	S	Disc	Mills: rotary type	Air washing	S
Bucket	S	Reciprocating	Ball (1)	Rotary, stone or gravel	M
Chain	S	Screw	Cement kilns (1)	Travelling water intake	S
Flight	S	Food industry	Dryers and coolers (1)	Sewage disposal equipment	
Oven	S	Beef slicer	Kilns other than cement	Bar screens	S
Screw	S	Cereal cooker	Robble (1)	Chemical feeders	S
Conveyors - heavy duty		Dough mixer	Rod, plain & wedge bar (1)	Collectors	S
not uniformly fed		Meat grinder	Tumbling barrels	Dewatering screws	M
Apron	M	Generators - not welding	Mixers	Scum breakers	M
Hammer mills	H	Hammer mills	Concrete mixers continuous	Slow or rapid mixers	M
Bucket	M	Hoists	Concrete mixers intermittent	Thickeners	M
Chain	M	Heavy duty	Constant density	Vacuum filters	M
Flight	M	Medium duty	Variable density	Slab pushers	M
Live roll	*	Skip hoist	Oil industry	Steering gear	*
Oven	M	Laundry	Chillers	Stokers	S
Reciprocating	H	Washers - reversing	Oil well pumping	Sugar industry	
Screw	M	Tumblers	Paraffin filter press	Cane knives (1)	M
Shaker	H	Line shafts	Rotary kilns	Crushers (1)	M
Crane Drives - not dry dock		Driving processing equipment	Paper mills	Mills (1)	M
Main hoists	S	Light	Agitators (mixers)	Textile industry	
Bridge travel	*	Other line shafts	Barker - auxiliaries hydraulic	Batchers	M
Trolley travel	*	Lumber industry	Barker - mechanical	Calenders	M
Crushers		Barkers, hydraulic, mechanical	Barking drum	Cards	M
Ore	H	Burner conveyor	Beater and pulper	Dry cans	M
Stone	H	Chain saw and drag saw	Bleacher	Driers	M
Sugar (1)	M	Chain transfer	Calenders	Dyeing machinery	M
Dradges		Craneway transfer	Calenders - super	Looms	M
Cable reels	M	De-barking drum	Converting machine except cutters, platers	Hangles	M
Conveyors	M	Edger feed	Conveyors	Nappers	M
Cutter head drives	H	Green chain	Couch	Pads	M
Jig drives	H	Live rolls	Cutters, platers	Range drives	*
Manoeuvring winches	M	Log deck	Cylinders	Slashers	M
Pumps	M	Log haul - incline	Dryers	Soapers	M
Screen drive	H	Log haul - well type	Felt stretcher	Spinners	M
Stackers	M	Log turning device	Felt whipper	Tenter frames	M
Utility winches	M	Main log conveyor	Jordans	Washers	M
		Off bearing rolls	Log haul	Winders	M
				Windlass	*

Figura 136 Selección del factor de servicio

Fuente: Catalogo RENOLD

Seleccionamos M: Que es de Medium Impulsive, pero usaremos H: High Impulsive. Para tener un mayor factor de seguridad.

**Tabla 89 Tipo de acople del Motor-Eje**

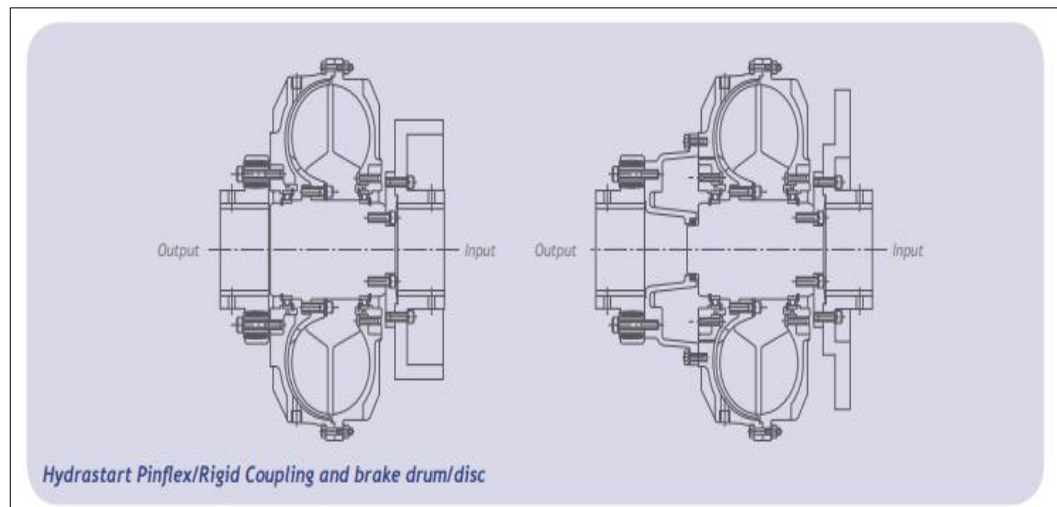


Size	A	B	Bi	C	D Max	Di Max	E	F	G*	H	J	L	Li	Pinflex Cplg Size	Weight kgs	WR <sup>2</sup> kgm <sup>2</sup>
HS2	229	90	-	44	29	50	13	4	80	0.625" 11 UNC	8	146	-	1	6.7	0.02
HS4	286	107	-	44	42	50	13	4	95	0.625" 11 UNC	7	162	-	1	10.9	0.06
HS6	345	130	-	50	52	55	16	5	114	0.75" 10 UNC	10	195	-	2	20.8	0.16
HS8	422	161	238	75	75	80	20	6	137	1.00" 8 UNC	19	261	338	4	41.2 43.9	0.46 0.49
HS10	511	191	268	89	85	110	20	6	178	1.00" 8 UNC	25	311	388	5	65.2 69.7	1.05 1.11
HS11	580	205	296	110	102	130	20	7	195	1.00" 8 UNC	25	347	438	6	107.4 113.6	2.17 2.26
HS12	669	231	339	110	115	130	23	7	211	1.25" 7 UNC	25	374	482	6	131.7 138.9	3.67 3.78
HS13	751	292	402	130	200	280	23	7	267	1.25" 7 UNC	25	454	564	7	199 207	6.80 7.07

**Fuente:** Catalogo Renold

Se selecciona un cople de tamaño HS13, Hydrastart Pinflex Coupling.

El cual está diseñado para aplicaciones de alto torque y baja velocidad. Es un acople hidráulico el cual se usa para transmisiones en el sistema motriz de las fajas transportadoras.



**Figura 137 Acoplamiento Hidráulico Motor-Eje**

**Fuente:** Catalogo Renold



## **CAPÍTULO V: PROCEDIMIENTOS DE MONTAJE**

### **5.1 MONTAJE DE ESTRUCTURAS DE POLEAS**

#### **5.1.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES**

- Camión cama baja.
- Camión grúa de 30 TON
- Estrobos, eslingas, grilletes y cáncamos
- Cadenas
- Escaleras telescópicas y de tijera
- Máquinas de soldar
- Tecles de 2 y 5 TON y tirfor
- Sogas de nylon
- Esmeriles angulares
- Teodolito

## 5.1.2 PROCEDIMIENTO

### 5.1.2.1 Actividades previas

1. Verificación dimensional de los elementos principales versus los planos de fabricación, para detectar errores y modificarlos previamente.
2. Verificar el cumplimiento de alineamiento y nivelación del terreno por parte del topógrafo para que estén de acuerdo a tolerancias del proyecto.
3. Inspeccionar la estructura, que se encuentra en la cama baja y mediante la grúa de 30 TON posicionarla en el suelo para planificar la maniobra.
4. Se realiza el plan de izaje de la estructura, así como de la polea, viendo la posición de cabeza y cola.
5. Una vez que se cuente con el plan de izaje y con la estructura sujeta al gancho de la grúa y con sus vientos instalados, el supervisor da la orden de inicio del montaje.

### 5.1.2.2 Montaje e Instalación

1. Se realiza el montaje de la estructura, el rigger dirige al operador de la grúa de 30 TON para posicionar la estructura.
2. Con ayuda de los vientos los operadores mecánicos direccionan la estructura hacia su posición, la cual debe estar dentro de los parámetros.
3. El topógrafo debe dirigir a los operadores hacia la posición correcta que esté dentro de los parámetros permitidos en los planos.

4. La estructura se asentará sobre las bases de concreto hechas por la parte civil, las bases de la estructura quedaran empotradas mediante pernos o soldadas.
5. Una vez la estructura se encuentre montada y anclada a sus zapatas, y todo dentro de los parámetros del diseño, se procede con el montaje de la polea de cabeza con la orden del supervisor mecánico.
6. Las poleas de que son traídas al punto de montaje en cajas de transporte, luego de ser desempaquetadas y con sus respectivos accesorios.
7. Se comprueba el plan de izaje de la polea de cola y respectivamente el de la polea de cabeza, y sus componentes.
8. Se monta las chumaceras de la polea de cabeza, en las posiciones indicadas, con ayuda del topógrafo se determina que la polea este recta o mejor dicho perpendicular a la estructura.
9. Se realiza el izaje de la polea (la polea ya viene con el eje), se posiciona sobre la parte inferior de las chumaceras, recalando que los rodamientos se encuentra ya montados en el eje.
10. Una vez montado se termina de armar las chumaceras, dándoles el torque necesario a los pernos, con ayuda del topógrafo se alinea a la posición adecuada para poder asegurarlo.
11. Una vez montado todo el conjunto de la polea de cabeza y con el visto bueno del supervisor mecánico se procede a la polea de cola.
12. Se realiza el montaje de la estructura y de la polea de cola repitiendo los pasos desde el punto 4.2.4.
13. Una vez montada el Supervisor Mecánico da por terminado el montaje.

### 5.1.2.3 Restricciones

1. Ante cualquier situación que genere un riesgo inminente se paralizarán los trabajos, hasta aplicar medidas de control que minimicen el nivel de riesgo, tomando en consideración el IPERC.
2. En caso de clima adverso (tormentas eléctricas, neblina, etc.), se paralizarán las actividades hasta que las condiciones sean nuevamente favorables para el correcto desarrollo de la tarea.
3. El uso del EPP específico es obligatorio y no se permitirá la ejecución de ningún trabajo si es que los colaboradores no cuentan con la protección adecuada.
4. No se realizará trabajos bajo los efectos de alcohol, drogas o medicamentos que pueda afectar la habilidad de las personas que intervengan en la tarea.
5. No se realizará los trabajos de tendido de faja si no se evidencia el Check List de elementos para tendido de faja con la firma del supervisor responsable.

## 5.2 MONTAJE DE MESAS

### 5.2.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES

- Camión cama baja.
- Camión grúa de 30 TON
- Estrobos, eslingas, grilletes y cáncamos
- Cadenas
- Escaleras telescópicas y de tijera
- Máquinas de soldar
- Tecles de 2 y 5 TON y tirfor
- Sogas de nylon

- Esmeriles angulares
- Teodolito
- Torquímetro
- Equipo de alineamiento

## 5.2.2 PROCEDIMIENTO

### 5.2.2.1 Actividades previas

1. Verificación dimensional de los elementos principales versus los planos de fabricación, para detectar errores y modificarlos previamente.
2. Verificar que las bases coincidan con las bases para asentar de las mesas, según planos.
3. Verificar que la base de las mesas se encuentren en correcto estado.
4. Inspeccionar la estructura de la mesa la cual debe tener 3 conjuntos de rodillos de carga en la parte superior y 1 rodillo de retorno en la parte inferior de la estructura.
5. La camabaja que transporta las mesas debe llegar hasta el punto de montaje y mediante una grúa de 30 TON proceder con la maniobra.
6. Posicionar la grúa de 30 TON en el lugar adecuado para la maniobra de izaje.
7. Se realiza el plan de izaje de las mesas.
8. Una vez que se cuente con el plan de izaje y con la mesa sujeto al gancho de la grúa y con sus vientos instalados, el Supervisor Mecánico da la orden de inicio del montaje.

### 5.2.2.2 Montaje e Instalación

- 1 Se realiza el montaje de la mesa, el rigger dirige al operador de la grúa de 30 TON para posicionar la mesa en el lugar designado.
- 2 Con ayuda de los vientos los operadores mecánicos direccionan la estructura hacia su posición, la cual debe estar dentro de los parámetros.
- 3 El topógrafo debe coordinar con los operadores para dirigir la mesa a la posición correcta, la cual debe estar dentro de los parámetros permitidos en los planos.
- 4 La mesa se asentará sobre las bases de concreto hechas por la parte civil, la base de las mesas deben encajar en los pernos de anclaje de la base de concreto.
- 5 Una vez la mesa montada en la posición adecuada y con el visto bueno del Supervisor Mecánico, se procede a colocar las tuercas a los pernos de anclaje que sujetan la base de la estructura de la mesa por parte de los operadores mecánicos.
- 6 Una vez realizado ese paso, se procede a bañar los pernos y tuercas con LOCTITE 243, que es un producto industrial muy usado para fijar pernos, previene el auto aflojamiento de piezas y componentes que están sometido a vibración, adicionalmente soporta contaminaciones externas como polvo y aceites.
- 7 Cuando todas las tuercas estén vertidas con LOCTITE 243, el Supervisor Mecánico da el visto bueno que la estructura de la mesa este bien posicionado y se procede con el montaje de la siguiente mesa.
- 8 Para las próximas maniobras se repiten los pasos desde el punto 4.2.1.

### 5.2.2.3 Restricciones

- 1 Ante cualquier situación que genere un riesgo inminente se paralizarán los trabajos, hasta aplicar medidas de control que minimicen el nivel de riesgo, tomando en consideración el IPERC.
- 2 En caso de clima adverso (tormentas eléctricas, neblina, etc.), se paralizarán las actividades hasta que las condiciones sean nuevamente favorables para el correcto desarrollo de la tarea.
- 3 El uso del EPP específico es obligatorio y no se permitirá la ejecución de ningún trabajo si es que los colaboradores no cuentan con la protección adecuada.
- 4 No se realizará trabajos bajo los efectos de alcohol, drogas o medicamentos que pueda afectar la habilidad de las personas que intervengan en la tarea.
- 5 No se realizará los trabajos de tendido de faja si no se evidencia el Check List de elementos para tendido de faja con la firma del supervisor responsable.

## 5.3 MONTAJE DE WINCHE DE TENSION

### 5.3.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES

- Camión cama baja.
- Camión grúa de 30 TON
- Estrobos, eslingas, grilletes y cáncamos
- Cadenas
- Escaleras telescópicas y de tijera
- Máquinas de soldar
- Tecles de 2 y 5 TON y tirfor
- Sogas de nylon

- Esmeriles angulares

### 5.3.2 PROCEDIMIENTO

#### 5.3.2.1 Actividades previas

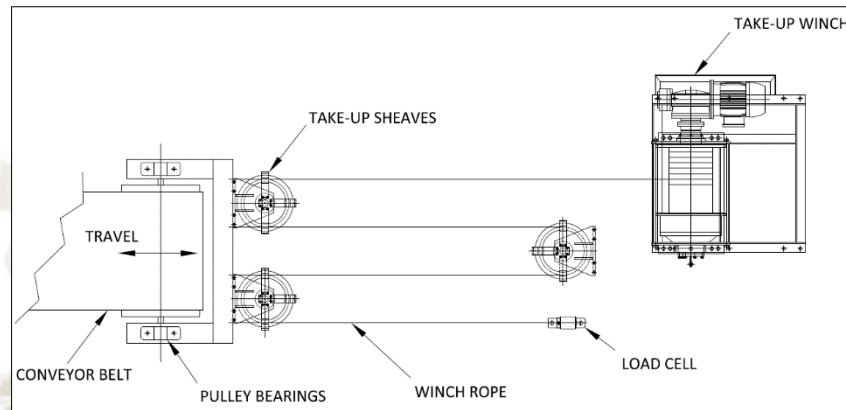
1. Verificación dimensional de los elementos principales versus los planos de fabricación, para detectar errores y modificarlos previamente.
2. Verificar que la base de concreto coincida con las bases para asentar del winche de tensión, según planos.
3. Verificar que la base del winche de tensión se encuentre en correcto estado.
4. Inspeccionar el estado de la estructura así como del cable de 1 ¼” que se encuentra enrollado en el tambor.
5. Inspeccionar que las poleas de la estructura donde correrá el cable y por los cuales aplicará la tensión hacia la faja transpotadora estén correctamente montados.
6. Inspeccionar la polea empotrada así como el punto de fijación del extremo del cable se encuentren empotrados de según los planos.
7. Consultar este punto con la parte civil, sobre las inspecciones que se realizaron, debido a que estos son punto críticos, los cuales estarán sometidos a gran tensión.
8. La cama baja que transporta el winche de tensión debe llegar hasta el punto de montaje y mediante una grúa de 30 TON proceder con la maniobra.
9. Posicionar la grúa de 30 TON en el lugar adecuado para la maniobra de izaje, el rigger dirige el izaje y el operador de la grúa opera.
10. Se realiza el plan de izaje de las mesas.

11. Una vez que se cuente con el plan de izaje y con la mesa sujeto al gancho de la grúa y con sus vientos instalados, el Supervisor Mecánico da la orden de inicio del montaje.

### 5.3.2.2 Montaje e Instalación

1. Se realiza el montaje del winche de tensión, mediante la Grúa de 30 TON, la cual recoge el winche de la cama baja.
2. El rigger dirige la maniobra de izaje y operador de la grúa de 30 TON posiciona el winche de tensión en el lugar designado.
3. Con ayuda de los vientos los operadores mecánicos direccionan la estructura hacia su posición, la cual debe estar dentro de los parámetros.
4. El supervisor Mecánico debe coordinar con los operadores para dirigir el winche de tensión a la posición correcta, la cual debe estar dentro de los parámetros permitidos en los planos.
5. El winche de tensión se asentará sobre las bases de concreto hechas por la parte civil.
6. Una vez el winche de tensión este montado en la posición adecuada y con el visto bueno del Supervisor Mecánico, se procede a colocar las tuercas a los pernos de anclaje que sujetan la base del winche por parte de los operadores mecánicos.
7. Una vez realizado ese paso, se procede a bañar los pernos y tuercas con LOCTITE 243, que es un producto industrial muy usado para fijar pernos, previene el auto aflojamiento de piezas y componentes que están sometido a vibración, adicionalmente soporta contaminaciones externas como polvo y aceites.
8. Cuando todas las tuercas estén vertidas con LOCTITE 243, el Supervisor Mecánico da el visto bueno y se procede a correr el cable de acero de 1 ¼” a través de las poleas de la estructura, así como la

poela empotrada en un extremo hasta el punto de fijación del extremo del cable.



**Figura 138 Diagrama del winche de tensión**

**Fuente:** Catalogo Dymont

9. A la par los operadores electricistas, conectan los terminales del winche de tensión a la red eléctrica, considerando sus sensores.
10. Una vez que se tenga conectado el winche con la red eléctrica y con el visto bueno del Supervisor Eléctrico y el Supervisor Mecánico se realiza las pruebas en vacío necesarias para afinar los sensores y controlar que el winche de tensión se encuentre dentro de los parámetros de operación, estas pruebas se hacen sin la faja montada.
11. Dichas pruebas se realizaran nuevamente cuando la faja este montada, y se verificará que los parámetros de operación sean los correctos.
12. Una vez las pruebas determinan que el winche opera dentro de los parámetros permitidos, el Supervisor Mecánico da por concluido el montaje.

### 5.3.2.3 Restricciones

1. Ante cualquier situación que genere un riesgo inminente se paralizarán los trabajos, hasta aplicar medidas de control que minimicen el nivel de riesgo, tomando en consideración el IPERC.
2. En caso de clima adverso (tormentas eléctricas, neblina, etc.), se paralizarán las actividades hasta que las condiciones sean nuevamente favorables para el correcto desarrollo de la tarea.
3. El uso del EPP específico es obligatorio y no se permitirá la ejecución de ningún trabajo si es que los colaboradores no cuentan con la protección adecuada.
4. No se realizará trabajos bajo los efectos de alcohol, drogas o medicamentos que pueda afectar la habilidad de las personas que intervengan en la tarea.
5. No se realizará los trabajos de tendido de faja si no se evidencia el Check List de elementos para tendido de faja con la firma del supervisor responsable.

## 5.4 MONTAJE DE MOTOR ELECTRICO

### 5.4.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES

- Camión cama baja.
- Camión grúa de 30 TON
- Estrobos, eslingas, grilletes y cáncamos
- Escaleras telescópicas y de tijera
- Máquinas de soldar
- Tecles de 2 y 5 TON y tirfor
- Sogas de nylon
- Esmeriles angulares

- Teodolito
- Torquímetro
- Medidor de fases y voltaje
- Equipo de alineamiento

## 5.4.2 PROCEDIMIENTO

### 5.4.2.1 Actividades previas

1. Verificación dimensional de los elementos principales versus los planos de fabricación, para detectar errores y modificarlos previamente.
2. Verificar que los pernos de anclaje coincidan con los orificios de la base del motor.
3. Verificar que la base del motor se encuentre nivelado, siendo el topógrafo el que dé el visto bueno.
4. Inspeccionar el motor que se va a montar, verificar fisuras o fracturas en su carcasa, y verificar que sea el mismo que se solicitó por parte del Supervisor Mecánico y el Supervisor Eléctrico.
5. Posicionar la grúa de 30 TON en lugar adecuado para la maniobra de izaje.
6. Se realiza el plan de izaje del motor.
7. Una vez que se cuente con el plan de izaje y con el motor sujeto al gancho de la grúa y con sus vientos instalados, el supervisor da la orden de inicio del montaje.

#### 5.4.2.2 Montaje e Instalación

1. Se realiza el montaje del motor, el rigger dirige al operador de la grúa de 30 TON para posicionar el motor en el lugar designado.
2. Con ayuda de los vientos los operadores mecánicos direccionan la estructura hacia su posición, la cual debe estar dentro de los parámetros.
3. El topógrafo debe coordinar con los operadores dirigir el motor a la posición correcta, la cual debe estar dentro de los parámetros permitidos en los planos.
4. El motor se asentará sobre las bases de concreto hechas por la parte civil, la base del motor quedará encajada en los pernos de anclaje de la base.
5. Una vez el motor montado en la posición adecuada y con el visto bueno del Supervisor Mecánico, se procede a colocar las tuercas a los pernos de anclaje que sujetan la base del motor por parte de los operadores mecánicos.
6. Una vez realizado ese paso, se procede a colocar el acople que unirá la polea de accionamiento al motor por parte de los operadores mecánicos.
7. A la par del montaje del acople, los operadores electricistas van inspeccionando el motor in situ, ya conectando sus terminales a las líneas de corriente que alimentaran al motor, pero sin energizarlo en ningún momento.
8. Una vez montado el acople entre la polea motriz y el motor eléctrico se procede al alineamiento del motor con la polea motriz por parte del operador especialista.
9. Se utilizan lanas de distintos espesores la cuales bvan en la parte inferior del motor, permitiendo que este posicionado de una manera que el conjunto motor eléctrico – polea motriz estén alineados.

10. Una vez que se encuentre el sistema alineado y totalmente montado, el Supervisor Mecánico da pase al Supervisor Eléctrico para que realice las pruebas en vacío.
11. Estas pruebas permiten medir el amperaje sin carga, el sistema de enfriamiento del motor, la vibración que presenta entre otros factores.
12. Una vez realizadas todas las pruebas y que el sistema motor eléctrico – polea motriz se encuentren con todos los parámetros dentro de lo permitido se procede a retirar al personal
13. Una vez todo en su sitio, el Supervisor Mecánico y el Supervisor Eléctrico dan por terminado el montaje.

#### **5.4.2.3 Restricciones**

1. Ante cualquier situación que genere un riesgo inminente se paralizarán los trabajos, hasta aplicar medidas de control que minimicen el nivel de riesgo, tomando en consideración el IPERC.
2. En caso de clima adverso (tormentas eléctricas, neblina, etc.), se paralizarán las actividades hasta que las condiciones sean nuevamente favorables para el correcto desarrollo de la tarea.
3. El uso del EPP específico es obligatorio y no se permitirá la ejecución de ningún trabajo si es que los colaboradores no cuentan con la protección adecuada.
4. No se realizará trabajos bajo los efectos de alcohol, drogas o medicamentos que pueda afectar la habilidad de las personas que intervengan en la tarea.
5. No se realizará los trabajos de tendido de faja si no se evidencia el Check List de elementos para tendido de faja con la firma del supervisor responsable.

## 5.5 PLANES DE IZAJE

Los planes de izaje son fundamentales para poder montar las estructuras y equipos en sus posiciones en campo.

Estos planes cuentan con toda la información del montaje de cada equipo:

- Datos de la carga.
- Datos de los aparejos.
- Datos de la grúa a utilizar.
- Resumen de la maniobra.





### 5.5.2 IZAJE DE POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA

<b>HOJA DE DATOS DE IZAJE</b>	
<b>1. DATOS DEL PROYECTO:</b>	
Proyecto:	Mejora Tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 TON/día y una distancia de 4 KM
Fecha:	03-jun
Originado por:	PBG/JMC
Área:	ZONA MOTRIZ
Rev:	0
N° Rigging Plan:	MTTMM4K-ZM-RIG-002
<b>2. DATOS DE LA CARGA:</b>	
Unidades de medida:	Metrico (kg-m)      Longitud: m      Peso: kg
Nombre de la carga (tag):	POLEA MOTRIZ
Descripción del izaje:	MONTAJE DE POLEA MOTRIZ
<b>PESOS DE LA CARGA UTIL:</b>	
Peso de la polea motriz:	Cantidad: 1      Peso/Unit.: 1691 <b>Peso Total: 1691 kg</b>
Otros:	0 kg
<b>Peso actual de la carga : 1,691 kg</b>	
<b>3. DATOS DE LOS APAREJOS:</b>	
Descripción del elemento de izaje	Capacidad (Ton)      Cantidad      Peso/Unit. <b>Peso total</b>
Eslingas de 2"x 4capas x 2.5 m (Conexión en shoker)	4.5      2      3.0      6.0 kg
Grilletes ø1" G209 a 0°	6.0      2      4.3      8.6 kg
<b>Peso total de aparejos: 14.6 kg</b>	
<b>4. DATOS DE LA GRUA A UTILIZAR:</b>	
Configuración de la Grúa:	Fabricante: <b>MANITOWOC</b> Model No. <b>GROVE RT 90</b>
Tipo de apoyos:	Neumaticos      Distancia entre gatas/orugas: m      7,52x 7,31      Configuration:      N/A
Tipo de pluma:	Telescopica      Cap. del Bloque: t      85.00      Pluma Luffing:      N/A
Longitud de pluma: m	19.30      Ø de líneas: mm      19.0      Longitud de Luffing:      N/A
Contrapeso (principal): Ton	9.979      Nro de líneas:      5.00      Ángulo de Luffing:      N/A
Contrapeso (Auxiliar): Ton	N/A      Cap. de la línea: kg      7,620.0      % cap. de la línea:      8%
Contrapeso (Superlift): Ton	N/A      Elevacion Punta de Pluma m      15      Peso unitario del Cable:      2.10 Kg/m
<b>Peso de componentes de la grúa:</b>	
Bloque de izaje principal	590 kg
Cables	360 kg
Gancho bola ( Cap.9.1 ton)	258 kg
Jib	kg
Otro (especificar)	kg
<b>Peso total de componentes: 1,208 kg</b>	
<b>5. RESUMEN DE LA MANIOBRA:</b>	
Capacidad neta de la grúa:	Radio 1 (Inicio)      Radio 2 (montaje)
Radio de tabla:	9.00 m      9.00 m      m
Radio usado:	9.00 m      9.00 m      m
Capacidad de la tabla:	25350.0 kg      25350.0 kg      kg
Peso de la carga:	1691.0 kg      1691.0 kg      kg
Aparejos:	14.6 kg      14.6 kg      kg
Componentes:	1208.2 kg      1208.2 kg      kg
Carga total a izar:	2913.8 kg      2913.8 kg      kg
<b>Máx % de carga usado:</b>	<b>11.5%</b> <b>% de carga 11.5%</b> <b>11.5%</b>

Figura 140 Izaje de polea motriz, cola y tensora

Fuente: Elaboración Propia

### 5.5.3 IZAJE DEL MOTOR

		<b>HOJA DE DATOS DE IZAJE</b>					
<b>1. DATOS DEL PROYECTO:</b>							
Proyecto:	Mejora Tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 TON/día y una distancia de 4 KM			Fecha:	03-jun		
Área:	ZONA MOTRIZ			Originado por:	PBG/JMC		
N° Rigging Plan:	MTTMM4K-ZM-RIG-003			Rev:	0		
<b>2. DATOS DE LA CARGA:</b>							
Unidades de medida:	Métrico (kg-m)	Longitud:	m	Peso:	kg		
Nombre de la carga (tag):	MOTOR						
Descripción del izaje:	MONTAJE DEL MOTOR						
PESOS DE LA CARGA UTIL:				Cantidad	Peso/Unit.	Peso Total	
				Peso del motor:	1	26300	26300 kg
				Otros		0	0 kg
				<b>Peso actual de la carga :</b>		<b>26,300 kg</b>	
<b>3. DATOS DE LOS APAREJOS:</b>							
Descripción del elemento de izaje		Capacidad (Ton)	Cantidad	Peso/Unit.	Peso total		
Eslingas de 6"x 4capas x 3 m (Conexión en axial)		16.8	4	6.0	24.0 kg		
Grilletes ø1-1/2" G209		7.8	6	8.0	48.0 kg		
Grilletes ø2" G209		35.0	20	8.0	160.0 kg		
				<b>Peso total de aparejos:</b>		<b>232.0 kg</b>	
<b>4. DATOS DE LA GRUA A UTILIZAR:</b>							
Configuración de la Grúa:		Fabricante:	MANITOWOC	Model No.	GROVE RT 90		
Tipo de apoyos:	Neumáticos	Distancia entre gatas/orugas:	m 7,52x 7,31	Configuration:	N/A		
Tipo de pluma:	Telescopica	Cap. del Bloque:	t 85.00	Pluma Luffing:	N/A		
Longitud de pluma:	m 15.40	Ø de líneas:	mm 19.0	Longitud de Luffing:	N/A		
Contrapeso (principal):	Ton 9.979	Nro de líneas:	5.00	Ángulo de Luffing:	N/A		
Contrapeso (Auxiliar):	Ton N/A	Cap. de la línea:	kg 7,620.0	% cap. de la línea:	73%		
Contrapeso (Superlift):	Ton N/A	Elevacion Punta de Pluma	m 15	Peso unitario del Cable:	2.10 Kg/m		
Peso de componentes de la grúa:							
Bloque de izaje principal						590 kg	
Cables						319 kg	
Gancho bola ( Cap.9.1 ton)						258 kg	
Jib						kg	
Otro (especificar)						kg	
				<b>Peso total de componentes:</b>		<b>1,167 kg</b>	
<b>5. RESUMEN DE LA MANIOBRA:</b>							
Capacidad neta de la grúa:		Radio 1 (Inicio)		Radio 2 (montaje)			
Radio de tabla:		6.00	m	6.00	m		
Radio usado:		6.00	m	6.00	m		
Capacidad de la tabla:		45000.0	kg	45000.0	kg		
Peso de la carga:		26300.0	kg	26300.0	kg		
Aparejos:		232.0	kg	232.0	kg		
Componentes:		1167.2	kg	1167.2	kg		
Carga total a izar:		27699.2	kg	27699.2	kg		
<b>Máx % de carga usado:</b>	<b>61.6%</b>	<b>% de carga</b>	<b>61.6%</b>	<b>61.6%</b>			

Figura 141 Izaje del Motor

Fuente: Elaboración Propia

### 5.5.4 IZAJE DE WINCHE

		<b>HOJA DE DATOS DE IZAJE</b>					
<b>1. DATOS DEL PROYECTO:</b>							
Proyecto:	Mejora Tecnológica para transporte de material minado con capacidad de 30000 TON/día y una distancia de 4 KM			Fecha:	03-jun		
Area:	ZONA MOTRIZ			Originado por:	PBG/JMC		
N° Rigging Plan:	MTTMM4K-ZM-RIG-004			Rev:	0		
<b>2. DATOS DE LA CARGA:</b>							
Unidades de medida:	Metrico (kg-m)	Longitud:	m	Peso:	kg		
Nombre de la carga (tag):	WINCHE						
Descripción del izaje:	MONTAJE DEL WINCHE						
<b>PESOS DE LA CARGA UTIL:</b>				Cantidad	Peso/Unit.	Peso Total	
				Peso del winche:	1	2535	2535 kg
				Otros:			0 kg
<b>Peso actual de la carga :</b>							<b>2,535 kg</b>
<b>3. DATOS DE LOS APAREJOS:</b>							
Descripción del elemento de izaje		Capacidad (Ton)	Cantidad	Peso/Unit.	Peso total		
Eslingas de 2"x 4capas x 2 m (Conexión en axial)		5.6	4	3.0	12.0 kg		
Grilletes ø1" G209		8.5	6	4.3	25.8 kg		
Grilletes ø1-1/2" G209		17.0	1	7.8	7.8 kg		
<b>Peso total de aparejos:</b>							<b>45.6 kg</b>
<b>4. DATOS DE LA GRUA A UTILIZAR:</b>							
Configuración de la Grúa:		Fabricante:	MANITOWOC	Model No.	GROVE RT 90		
Tipo de apoyos:	Neumaticos	Distancia entre gatas/orugas:	m	7,52x 7,31	Configuration:	N/A	
Tipo de pluma:	Telescopica	Cap. del Bloque:	t	85.00	Pluma Luffing:	N/A	
Longitud de pluma:	m	19.30	Ø de líneas:	mm	19.0	Longitud de Luffing:	N/A
Contrapeso (principal):	Ton	9.979	Nro de líneas:	5.00	Ángulo de Luffing:	N/A	
Contrapeso (Auxiliar):	Ton	N/A	Cap. de la línea:	kg	7,620.0	% cap. de la línea:	10%
Contrapeso (Superlift):	Ton	N/A	Elevacion Punta de Pluma	m	15	Peso unitario del Cable:	2.10 Kg/m
<b>Peso de componentes de la grúa:</b>							
Bloque de izaje principal						590 kg	
Cables						360 kg	
Gancho bola ( Cap.9.1 ton)						258 kg	
Jib						kg	
Otro (especificar)						kg	
<b>Peso total de componentes:</b>							<b>1,208 kg</b>
<b>5. RESUMEN DE LA MANIOBRA:</b>							
Capacidad neta de la grúa:		Radio 1 (Inicio)	Radio 2 (montaje)				
	Radio de tabla:	9.00 m	9.00 m				
	Radio usado:	9.00 m	9.00 m				
	Capacidad de la tabla:	25350.0 kg	25350.0 kg				
	Peso de la carga:	2535.0 kg	2535.0 kg				
	Aparejos:	45.6 kg	45.6 kg				
	Componentes:	1208.2 kg	1208.2 kg				
	Carga total a izar:	3788.8 kg	3788.8 kg				
<b>Máx % de carga usado:</b>	<b>14.9%</b>	<b>% de carga</b>	<b>14.9%</b>	<b>14.9%</b>			

Figura 142 Izaje del winche

Fuente: Elaboración Propia

## 5.6 TENDIDO DE BANDA

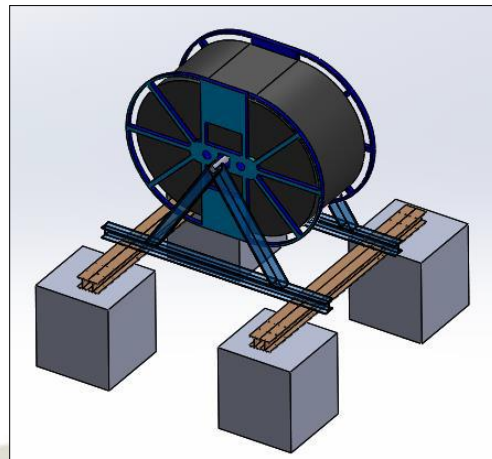
### 5.6.1 EQUIPOS, HERRAMIENTAS Y MATERIALES

- Grúa hidráulica telescópica de 130 TON
- Camión cama baja, camión grúa
- Estrobos, eslingas, grilletes y cáncamos
- Motor reductor eléctrico (para atril)
- Grupo electrógeno
- Cables de acero ( $\text{Ø}3/4''$  &  $\text{Ø}1\ 1/4''$  para el tiro y amarre de lastres)
- Orejas de tiro diseñadas en la memoria de cálculo
- Eje metálico y bujes (para atril)
- Cadenas (para atril)
- Escaleras telescópicas y de tijera
- Máquinas de soldar
- Tecles de 2 y 5 TON y tirfor
- Sogas de nylon
- Cuchillas
- Cuchillas corta lonas
- Frenos mecánicos (30 cm, 60 cm, 90 cm de ancho)
- Frenos neumáticos (proporcionados por otros)
- Poleas deflectoras de cables de acero
- Grapas Crosby para cable de acero
- Esmeriles angulares
- Mesa de empalme
- Carpa para empalme
- Winche (capacidad de 30 TON)
- Bulldozer D8T

## 5.6.2 PROCEDIMIENTO

### 5.6.2.1 Actividades previas

6. Verificación dimensional de los elementos principales versus los planos de fabricación, para detectar errores y modificarlos previamente.
7. Verificar el cumplimiento de alineamiento y nivelación de polines de acuerdo a tolerancias del proyecto.
8. Las estructuras de la correa en el sector donde se ejecutará la maniobra de tendido de la cinta serán chequeadas por el departamento de ingeniería y control de calidad verificando que las estructuras cuenten con todos sus pernos, soportes y polines.
9. Se revisarán todos los equipos que involucran la actividad de tendido de faja; en donde se evaluará la operatividad de los equipos colocándoles tarjetas de Inoperatividad de ser necesario.
10. Además, se verificará cada equipo que se usa en la actividad de tendido de Faja mediante check list, los cuales serán evaluados por personal competente.
11. Se realizará una reunión con el personal involucrado en la tarea, con el objetivo de difundir el presente procedimiento y de esta manera garantizar el correcto tendido de las cintas. Estas reuniones serán antes de inicio de las actividades.
12. El atril que servirá de estación para el tendido de la faja, es el fabricado por el contratista responsable del vulcanizado de la faja.
13. El atril será posicionado sobre 02 plataformas de vigas, las cuales a su vez estarán apoyadas sobre los dados de anclaje (1.8m x 1.8m x 2.0m) que estarán instalados enterrados en una profundidad de 500mm (realizado por obras civiles)



**Figura 143 Bases de concreto de Atril**

**Fuente:** Elaboración Propia

14. Los dados o lastres de concreto a utilizar en todo el tendido de faja se listan a continuación junto a la función que cumplirán:

- Tipo 1: medidas 1.5m x 2.5m x 1.2m: para frenado de faja con freno de 90cm.
- Tipo 2: medidas 1.5m x 1.5m x 1.2m: para sistema de tiro de deflexión de cable del eje de faja.
- Tipo 3: medidas 1.8m x 1.8m x 1.2m: para frenado de faja con freno de 60cm.

### 5.6.2.2 Montaje e Instalación

Para el tendido de la banda se tiene que realizar un cálculo especial, el cual es:

Consideramos que cada rollo de faja trae 302 metros y al ser 4 Km de ida y de vuelta tendríamos 8 Km por lo tanto, se suministrarán 28 rollos de faja. Ya que se requiere un poco más de faja en los finales para realizar el empalme.

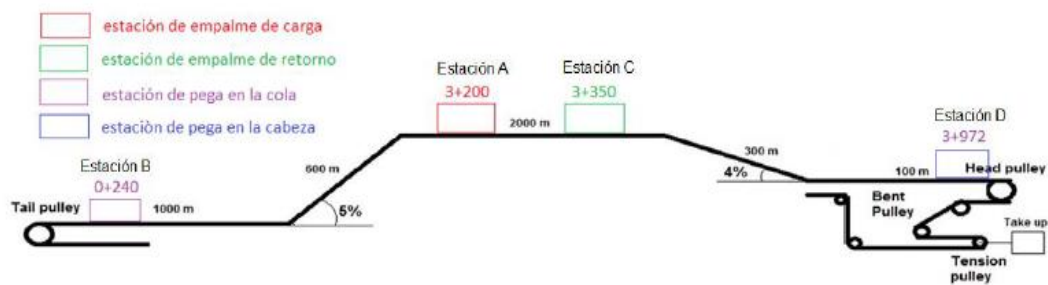
**Tabla 90 Distribución de pegas en carga y retorno**

**ALCANCE DE ROLLOS TENDIDOS POR PROGRESIVAS Y ELEVACIONES**

*Se emplearán un total de 28 rollos de 296 m cada uno (considerando que se pierde 6m por punta para empalme)*

PRIMER TIRADO POR CARGA Y RETORNO	PROGR. INICIAL	Cota inicial	PROGR. FINAL	Cota final	longitud	comentarios	
<b>zona de pagado A</b>	<b>INICIO CARGA</b>	3200.000	4096.400	3200.000	4096.400	0.0	la estación para el pegado de carga esta en la prog. 3+200
1ra	E 1	3200.000	4096.400	2904.000	4096.400	296.0	
2da	E 2	2904.000	4096.400	2608.000	4096.400	296.0	
3ra	E 3	2608.000	4096.400	2312.000	4096.400	296.0	
4ta	E 4	2312.000	4096.400	2016.000	4096.400	296.0	
5ta	E 5	2016.000	4096.400	1720.000	4096.400	296.0	
6ta	E 6	1720.000	4096.400	1424.000	4072.810	296.0	
7ma	E 7	1424.000	4072.810	1128.000	4067.110	296.0	
8va	E 8	1128.000	4067.110	832.000	4066.400	296.0	
9na	E 9	832.000	4066.400	536.000	4066.400	296.0	
10na	E 10	536.000	4066.400	240.000	4066.400	296.0	
11va	E 11	240.000	4066.400	202.000	4066.400	38.0	solo usaremos 38m para empalmar con el retorno
<b>zona de pagado B</b>	<b>PEGA DE COLA</b>						la estación para el pegado de cierre en la cola es en la prog. 0+202
12va	C 1	202.000	4065.000	202.000	4065.000	0.0	
<b>zona de pagado C</b>	<b>INICIO RETORNO</b>	3350.000	4096.400	3350.000	4096.400	0.0	la estación para el pegado de retorno esta en la prog. 3+350
13va	R 1	3350.000	4096.400	3054.000	4096.400	296.0	
14va	R 2	3054.000	4096.400	2758.000	4096.400	296.0	
15va	R 3	2758.000	4096.400	2462.000	4096.400	296.0	
16va	R 4	2462.000	4096.400	2166.000	4096.400	296.0	
17va	R 5	2166.000	4096.400	1870.000	4096.400	296.0	
18va	R 6	1870.000	4096.400	1574.000	4084.96	296.0	
19va	R 7	1574.000	4084.960	1278.000	4069.110	296.0	
20va	R 8	1278.000	4069.110	982.000	4066.400	296.0	
21va	R 9	982.000	4066.400	686.000	4066.400	296.0	
22va	R 10	686.000	4066.400	390.000	4066.400	296.0	
23va	R 11	390.000	4066.400	94.000	4066.400	296.0	
24va	R 12	94.000	4066.400	202.000	4066.400	296.0	la faja cubrira los 94m restantes y cubrira 202 metros restantes de carga
<b>zona de pagado A</b>	<b>INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>						
25va	E 12	3200.000	4096.400	3496.000	4096.400	296.0	
26va	E 13	3496.000	4096.400	3792.000	4089.400	296.0	
27va	E 14	3792.000	4089.400	3972.000	4084.400	180.0	
<b>zona de pagado C</b>	<b>INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>						
28va	R 13	3350.000	4096.400	3646.000	4093.400	296.0	
29va	R 14	3646.000	4093.400	3942.000	4084.400	296.0	
30va	R 15	3942.000	4084.400	4048.000	4084.400	106.0	la faja cubrira los 58m restantes y cubrira 28 metros restantes de carga
<b>zona de pagado D</b>	<b>PEGA DE CABEZA</b>						le damos 20 metros de faja debido a los juegos con las poleas
31va	C 2	3972.000	4084.400	3972.000	4084.400	0.0	la estación para el pegado de cierre en la cabeza es en la prog. 3+972

Fuente: Elaboración Propia



**Figura 144 Posicionamiento de las estaciones de empalme**

Fuente: Elaboración Propia

**A) CALCULO DE LA TENSION EN CORREA (segun CEMA), Ancho 30" (762 mm)**

$$T = L \cdot K_t \cdot (K_x + K_y \cdot W_b + 0,015 \cdot W_b) + W_m \cdot (L \cdot K_y + H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

(Ref. CEMA, Capitulo 6)

**RESUMEN**

Sea:	L	=	296	: Longitud de la Correa por tramo [m]
	K <sub>t</sub>	=	1	: Factor de Corrección por Temperatura
	K <sub>x</sub>	=	var	: Factor de resistencia friccional de los polines y al deslizamiento entre la cinta y polines.
	K <sub>y</sub>	=	0.016	: Factor que combina la resistencia de la cinta y la resistencia por sobre los polines.
	W <sub>b</sub>	=	12.00	: Peso de la cinta en [lb/ft]
	W <sub>m</sub>	=	0	: Peso del material en libras [lb/ft]
	H	=	var	: Distancia vertical cuando el material es elevado o bajado.
	T <sub>p</sub>	=	var	: Tensión resultante de la resistencia de la cinta a flexión alrededor de las poleas, y la resistencia de la polea a la rotación.
	T <sub>am</sub>	=	n/a	: Tensión resultante de la fuerza para acelerar el material continuamente para alimentación.
	T <sub>ac</sub>	=	n/a	: Total de tensiones de los accesorios de la Correa: T <sub>ac</sub> = T <sub>sb</sub> + T <sub>pl</sub> + T <sub>tr</sub> + T <sub>bc</sub>

Como es un tendido de correa

$$W_m = 0$$

$$T_p = 100, 150 \text{ ó } 200 \text{ lbs por polea según ángulo de contacto}$$

$$T_{am} = 0$$

$$T_{ac} = 0$$

Con lo que nuestra fórmula quedaría de la siguiente forma:

$$T = L \cdot K_t \cdot (K_x + K_y \cdot W_b + 0,015 \cdot W_b) + W_b \cdot (+H) + T_p \quad \text{Tension de tiro en Lbs}$$

**1. K<sub>t</sub> (Para todos los tramos):**

Ajuste por temperatura

1 kg                      2.20462 lb  
1 m                      3.280839895 ft

Se considera una temperatura de -1°C.  
Por CEMA, tabla 5.1, se tiene que

K <sub>t</sub>	=	1	@ 30° F
----------------	---	---	---------

**Figura 145 Cálculo para tendido de banda en excel**

**Fuente:** Elaboración Propia

**2. K<sub>x</sub> : Ajuste por fricción en polines (carga y retorno)**

$$K_x = 0,00068 \cdot (W_b + W_m) + A_i/S_i$$

(lb/ft por longitud de cinta)

W <sub>b</sub>	=	17.84	(Kg/m)	
W <sub>m</sub>	=	12.00	(lb/ft)	
W <sub>m</sub>	=	0	(lb/ft)	* Correa sin carga
A <sub>i</sub>	=	1.5	(lb)	* Se usara polin de 6" de diametro, CEMA C6
S <sub>ipc</sub>	=	4.00	(ft)	* Se considera separacion entre polines de carga + 1.2 mts
S <sub>ipr</sub>	=	10.00	(ft)	* Se considera separacion entre polines de retorno de 3.05 m

K <sub>x</sub>	=	0.38	(lb/ft)	* Para polines de carga
K <sub>x</sub>	=	0.16	(lb/ft)	* Para polines de retorno

**3. K<sub>y</sub> : Trabajo para levantar la cinta entre polines**

Si la tensión de la correa NO excede las 16000 lb (7272 Kg), se recurre a la fórmula:  $K_y = (W_m + W_b) \cdot A + 0.0001 + B \cdot 0.01$

Si la tensión de la correa excede las 16000 lb, considerar  $K_y = 0,016$

Tomemos:

K <sub>y</sub>	=	0.016	* Para lado carga de carga
K <sub>y</sub>	=	0.015	* Para lado de retorno

**Figura 146 Factor K<sub>x</sub> y K<sub>y</sub> para tendido de banda en Excel**

**Fuente:** Elaboración Propia

4. Tensiones  
Diagrama correa

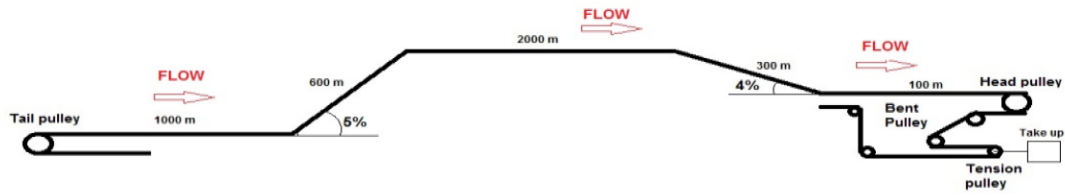


Figura 147 Cálculo de tensiones para tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 91 Cálculo de Tx para tendido de banda en Excel

4.1 Tx

\* Fricción del Polin

$T_x = L \cdot K \cdot K_x \cdot K_r$

\* Aplica para polines de carga y de retorno. (lb)

					FUERZA PARA ROTAR LOS POLINES	
Tramo	L(m)	L(ft)	K <sub>x</sub>	K <sub>r</sub>	T <sub>x</sub> (lb)	
INICIO CARGA	0.0	0.00	0.38	1	0	(lb)
E 1	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 2	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 3	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 4	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 5	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 6	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 7	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 8	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 9	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 10	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 11	38.0	124.67	0.38	1	48	(lb)
PEGA DE COLA	0.0	0.00	0.38	1	0	(lb)
C 1	0.0	0.00	0.38	1	0	(lb)
INICIO RETORNO	0.0	0.00	0.16	1	0	(lb)
R 1	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 2	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 3	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 4	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 5	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 6	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 7	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 8	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 9	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 10	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 11	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 12	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	0.0	0.00	0.00	1	0	(lb)
E 12	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 13	296.0	971.13	0.38	1	372	(lb)
E 14	180.0	590.55	0.38	1	226	(lb)
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	0.0	0.00	0.00	1	0	(lb)
R 13	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 14	296.0	971.13	0.16	1	154	(lb)
R 15	106.0	347.77	0.16	1	55	(lb)
PEGA DE CABEZA	0.0	0.00	0.00	1	0	(lb)
C 1	0.0	0.00	0.00	1	0	(lb)
FUERZA A-B	2968.0	9835.96	0.38	1	3,769	(lb)
FUERZA C-B	3512.0	11635.54	0.16	1	1,843	(lb)
FUERZA A-D	772.0	2532.81	0.38	1	970	(lb)
FUERZA C-D	698.0	2290.03	0.16	1	362	(lb)
TENSADO	8020.0	26312.34	0.38	1	10,082	(lb)

\*para este tramo se considera la suma de las fuerzas necesarias en cada rollo  
\*para este tramo se considera la suma de las fuerzas necesarias en cada rollo  
\*para este tramo se considera la suma de las fuerzas necesarias en cada rollo  
\*para este tramo se considera la suma de las fuerzas necesarias en cada rollo

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 92 Cálculo de Tyb para tendido de banda en Excel

4.2 Tyb

\* Total de tensiones resultantes de la cinta a la flexión cuando se monta sobre los polines de carga y retorno.

Tyb = Tyc + Tyr

Tyc = L \* Ky \* Wb \* Kt

Tyr = L \* 0,015 \* Wb \* Kt

\* Para polines de carga

\* Para polines de retorno

FUERZA PARA SUBIR CORREA ENTRE POLIN Y POLIN

Tramo	Tipo polin	L (m)	L (ft)	Ky	Wb	Kt	Tyc - Tyr
INICIO CARGA	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
E 1	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 2	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 3	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 4	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 5	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 6	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 7	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 8	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 9	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 10	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 11	C6	38	124.67	0.0160	12.00	1	24 (lb)
PEGADE COLA	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
C 1	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
INICIO RETORNO	C6	0	0.00	0.0150	12.00	1	0 (lb)
R 1	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 2	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 3	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 4	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 5	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 6	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 7	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 8	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 9	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 10	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 11	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 12	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
E 12	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 13	C6	296	971.13	0.0160	12.00	1	186 (lb)
E 14	C6	180	590.55	0.0160	12.00	1	113 (lb)
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	C6	0	0.00	0.0150	12.00	1	0 (lb)
R 13	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 14	C6	296	971.13	0.0150	12.00	1	175 (lb)
R 15	C6	106	347.77	0.0150	12.00	1	63 (lb)
PEGADE CABEZA	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
C1	C6	0	0.00	0.0160	12.00	1	0 (lb)
FUERZA A-B	C6	2,998	9835.96	0.0160	12.00	1	1,889 (lb)
FUERZA C-B	C6	3,552	11653.54	0.0150	12.00	1	2,098 (lb)
FUERZA A-D	C6	772	2532.81	0.0160	12.00	1	486 (lb)
FUERZA C-D	C6	698	2290.03	0.0150	12.00	1	412 (lb)
TENSADO	0	8,020	26312.34	0.0160	12.00	1	5,052 (lb)

\*para este tramo se considera la  
\*para este tramo se considera la  
\*para este tramo se considera la  
\*para este tramo se considera la

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 93 Cálculo de Tm para tendido de banda en Excel

4.3 Tm

\* Fuerza necesaria para levantar o bajar la correa, lb

$$T_m = +H + W_b$$

Tramo	L	Cota inicial	Cota final	H (m)	H (ft)	Wb	FUERZA PARA LEVANTAR CORREA (dif. de altura)	
							Tm	(lb)
INICIO CARGA	0	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 1	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 2	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 3	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 4	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 5	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 6	296	4,096.40	4,072.81	-23.5900	-77.40	12.00	-929	(lb)
E 7	296	4,072.81	4,067.11	-5.7000	-18.70	12.00	-224	(lb)
E 8	296	4,067.11	4,066.40	-0.7100	-2.33	12.00	-28	(lb)
E 9	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 10	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 11	38	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
PEGADE COLA	0	0.00	0.00	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
C 1	0	4,065.00	4,065.00	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
INICIO RETORNO	0	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 1	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 2	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 3	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 4	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 5	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 6	296	4,096.40	4,084.96	-11.4400	-37.53	12.00	-450	(lb)
R 7	296	4,084.96	4,069.11	-15.8500	-52.00	12.00	-624	(lb)
R 8	296	4,069.11	4,066.40	-2.7100	-8.89	12.00	-107	(lb)
R 9	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 10	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 11	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 12	296	4,066.40	4,066.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0.00	0.00	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 12	296	4,096.40	4,096.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
E 13	296	4,096.40	4,089.40	-7.0000	-22.97	12.00	-276	(lb)
E 14	180	4,089.40	4,084.40	-5.0000	-16.40	12.00	-197	(lb)
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0.00	0.00	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
R 13	296	4,096.40	4,083.40	-3.0000	-9.84	12.00	-118	(lb)
R 14	296	4,083.40	4,084.40	-9.0000	-29.53	12.00	-354	(lb)
R 15	106	4,084.40	4,084.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
PEGA DE CABEZA	0	0.00	0.00	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
C 2	0	4,084.40	4,084.40	0.0000	0.00	12.00	0	(lb)
FUERZA A-B	2,998	4,096.400	4,066.40	-30.0000	-98.43	12.00	-1,181	(lb)
FUERZA C-B	3,512	4,096.400	4,066.40	-30.0000	-98.43	12.00	-1,181	(lb)
FUERZA A-D	772	4,096.400	4,084.400	-12.0000	-39.37	12.00	-472	(lb)
FUERZA C-D	698	4,096.400	4,084.400	-12.0000	-39.37	12.00	-472	(lb)
TENSADO	8,020	4,096.400	4,066.40	-30.0000	-98.43	12.00	-1,181	(lb)

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 94 Cálculo de Tp para tendido de banda en Excel

4.4 Tp

\* Total de tensiones de cinta requeridas para rotar cada una de las poleas (pulley).

\* Se considera tabla 6-5

		Ip		FUERZA PARA ROTAR PULLEY			
Tenso		200	Ibo pulley				
Tenso		150	Ibo pulley				
Tenso		100	Ibo pulley				
Tramo	L	Cota inicial	Cota final	200	150	100	Ip
INICIO CARGA	0	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 1	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 2	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 3	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 4	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 5	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 6	296	4,096	4072.81				0 (Ib)
E 7	296	4,073	4067.11				0 (Ib)
E 8	296	4,067	4066.40				0 (Ib)
E 9	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
E 10	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
E 11	38	4,066	4066.40				0 (Ib)
PEGA DE COLA	0	0	0.00				0 (Ib)
C 1	0	4,065	4065.00				0 (Ib)
INICIO RETORNO	0	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 1	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 2	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 3	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 4	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 5	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
R 6	296	4,096	4084.96				0 (Ib)
R 7	296	4,085	4069.11				0 (Ib)
R 8	296	4,069	4066.40				0 (Ib)
R 9	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
R 10	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
R 11	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
R 12	296	4,066	4066.40				0 (Ib)
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0	0.00				0 (Ib)
E 12	296	4,096	4096.40				0 (Ib)
E 13	296	4,096	4089.40				0 (Ib)
E 14	180	4,089	4084.40				0 (Ib)
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0	0.00				0 (Ib)
R 13	296	4,096	4093.40				0 (Ib)
R 14	296	4,093	4084.40				0 (Ib)
R 15	106	4,084	4084.40				0 (Ib)
PEGA DE CABEZA	0	0	0.00				0 (Ib)
C2	0	4,084	4084.40				0 (Ib)
FUERZA A-B	2,998	4,096	4066.40				0 (Ib)
FUERZA C-B	3,552	4,096	4066.40		1		150 (Ib)
FUERZA A-D	772	4,096	4084.40				0 (Ib)
FUERZA C-D	698	4,096	4084.40	1	1	4	750 (Ib)
TENSADO	8,020	4,096	4066.40	1	2	4	900 (Ib)

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 95 Tensiones de tiro para tendido de banda en Excel

5. T : Tension de tiro en Lbs

Tramo	Tx	Tyc - Tyr	Tu	Tp	T	
					(lb)	(kg)
INICIO CARGA	0	0	0	0	0	0
E 1	372	186	0	0	559	253
E 2	372	186	0	0	559	253
E 3	372	186	0	0	559	253
E 4	372	186	0	0	559	253
E 5	372	186	0	0	559	253
E 6	372	186	-929	0	-370	-168
E 7	372	186	-224	0	334	152
E 8	372	186	-28	0	531	241
E 9	372	186	0	0	559	253
E 10	372	186	0	0	559	253
E 11	48	24	0	0	72	33
PEGA DE COLA	0	0	0	0	0	0
C 1	0	0	0	0	0	0
INICIO RETORNO	0	0	0	0	0	0
R 1	154	175	0	0	328	149
R 2	154	175	0	0	328	149
R 3	154	175	0	0	328	149
R 4	154	175	0	0	328	149
R 5	154	175	0	0	328	149
R 6	154	175	-450	0	-122	-55
R 7	154	175	-624	0	-296	-134
R 8	154	175	-107	0	222	101
R 9	154	175	0	0	328	149
R 10	154	175	0	0	328	149
R 11	154	175	0	0	328	149
R 12	154	175	0	0	328	149
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0	0	0	0	0
E 12	372	186	0	0	559	253
E 13	372	186	-276	0	283	128
E 14	226	113	-197	0	143	65
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	0	0	0	0	0	0
R 13	154	175	-118	0	210	95
R 14	154	175	-354	0	-26	-12
R 15	55	63	0	0	118	53
PEGA DE CABEZA	0	0	0	0	0	0
C 2	0	0	0	0	0	0
FUERZA A-B	3,769	1,889	-1,181	0	4,476	2,030
FUERZA C-B	1,843	2,098	-1,181	150	2,910	1,320
FUERZA A-D	970	486	-472	0	984	446
FUERZA C-D	362	412	-472	750	1,052	477
TENSADO	10,082	5,052	-1,181	900	14,853	6,737

Fza maxima requerida para mover correa:

Fuerza de Tiro Ciota
0 Kg
253 Kg
507 Kg
760 Kg
1,013 Kg
1,267 Kg
1,599 Kg
1,250 Kg
1,491 Kg
1,744 Kg
1,998 Kg
2,030 Kg
2,030 Kg
2,030 Kg
0 Kg
149 Kg
298 Kg
447 Kg
596 Kg
745 Kg
689 Kg
555 Kg
656 Kg
805 Kg
954 Kg
1,103 Kg
1,252 Kg
1,252 Kg
0 Kg
128 Kg
193 Kg
0 Kg
95 Kg
84 Kg
137 Kg
137 Kg
137 Kg
2,030 Kg
1,320 Kg
446 Kg
477 Kg
6,737 Kg

6,737 kg

7,000 kg

Fuerza de freno (Factor 2.0)	
0 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
336 Kg	Con Freno
-303 Kg	No Requiere Freno
-481 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-65 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
111 Kg	Con Freno
268 Kg	Con Freno
-201 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
-298 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
-507 Kg	No Requiere Freno
-257 Kg	No Requiere Freno
-130 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
-191 Kg	No Requiere Freno
24 Kg	Con Freno
-107 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
0 Kg	No Requiere Freno
-4,061 Kg	No Requiere Freno
-2,640 Kg	No Requiere Freno
-893 Kg	No Requiere Freno
-954 Kg	No Requiere Freno
-13,474 Kg	No Requiere Freno

336 kg

336

Maximo

Fuente: Elaboración Propia

**6 Cable de Tiro**

Tramo	Fuerza de Tiro Cinta	FACTOR DE SERVICIO			Para Tiro de Cinta usar Cable de:
		Resistencia de Cable:			
		26.7 ton 3/4"	49 ton 1"	72.5 ton 1-1/4"	
INICIO CARGA	0 Kg	-	-	-	3/4"
E 1	253 Kg	21.08	38.68	57.23	3/4"
E 2	507 Kg	10.54	19.34	28.62	3/4"
E 3	760 Kg	7.03	12.89	19.08	3/4"
E 4	1,013 Kg	5.27	9.67	14.31	3/4"
E 5	1,267 Kg	4.22	7.74	11.45	3/4"
E 6	1,099 Kg	4.86	8.92	13.20	3/4"
E 7	1,250 Kg	4.27	7.84	11.60	3/4"
E 8	1,491 Kg	3.58	6.57	9.72	3/4"
E 9	1,744 Kg	3.06	5.62	8.31	3/4"
E 10	1,998 Kg	2.67	4.91	7.26	3/4"
E 11	2,030 Kg	2.63	4.83	7.14	3/4"
PEGADE COLA	2,030 Kg	2.63	4.83	7.14	3/4"
C 1	2,030 Kg	2.63	4.83	7.14	3/4"
INICIO RETORNO	0 Kg	-	-	-	3/4"
R 1	149 Kg	35.85	65.79	97.34	3/4"
R 2	298 Kg	17.92	32.90	48.67	3/4"
R 3	447 Kg	11.95	21.93	32.45	3/4"
R 4	596 Kg	8.96	16.45	24.34	3/4"
R 5	745 Kg	7.17	13.16	19.47	3/4"
R 6	689 Kg	7.75	14.21	21.03	3/4"
R 7	555 Kg	9.62	17.65	26.11	3/4"
R 8	656 Kg	8.14	14.94	22.11	3/4"
R 9	805 Kg	6.63	12.18	18.01	3/4"
R 10	954 Kg	5.60	10.27	15.20	3/4"
R 11	1,103 Kg	4.84	8.89	13.15	3/4"
R 12	1,252 Kg	4.27	7.83	11.58	3/4"
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	1,252 Kg	4.27	7.83	11.58	3/4"
E 12	0 Kg	-	-	-	3/4"
E 13	128 Kg	41.60	76.35	112.97	3/4"
E 14	193 Kg	27.65	50.74	75.08	3/4"
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	0 Kg	-	-	-	3/4"
R 13	95 Kg	55.98	102.74	152.02	3/4"
R 14	84 Kg	63.86	117.20	173.40	3/4"
R 15	137 Kg	38.99	71.55	105.87	3/4"
PEGADE CABEZA	137 Kg	38.99	71.55	105.87	3/4"
C 2	137 Kg	38.99	71.55	105.87	3/4"
FUERZA A-B	2,030 Kg	2.63	4.83	7.14	3/4"
FUERZA C-B	1,320 Kg	4.05	7.43	10.99	3/4"
FUERZA A-D	446 Kg	11.96	21.95	32.48	3/4"
FUERZA C-D	477 Kg	11.19	20.54	30.39	3/4"
TENSADO	6,737 Kg	0.79	1.45	2.15	1"

**Figura 148 Cables de tiro para tendido de banda en Excel**

Fuente: Elaboración Propia

7 Deflexion del cable para cambio de eje de Tiro (Configuración, poleas, lastres, cable amarre lastre)

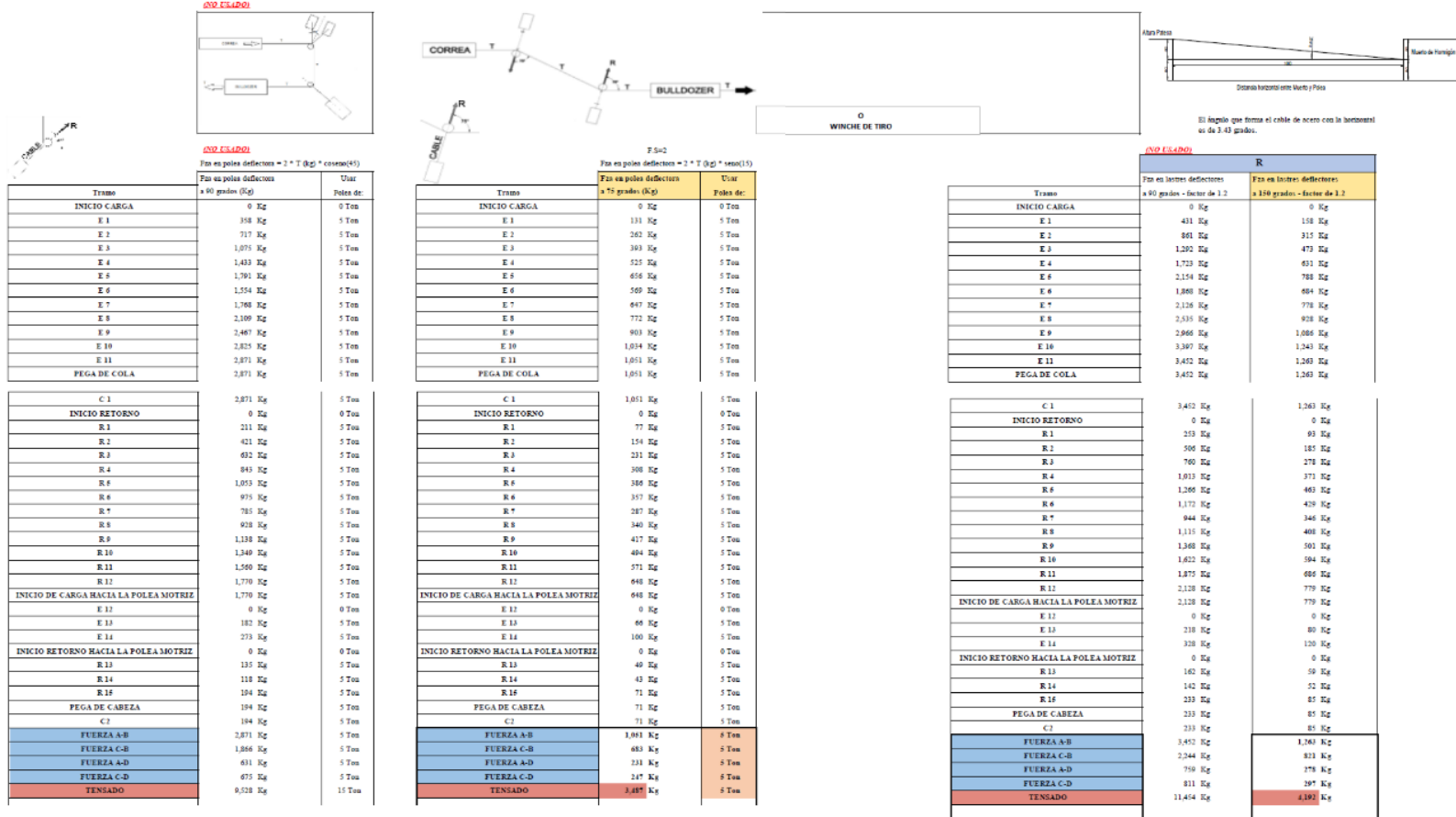


Figura 149 Configuración de poleas y lastres en Excel

Fuente: Elaboración Propia

**Cable para amarrar lastre (para 90°)**

Tramo	Fza en lastres deflectores x 1.2	Resistencia de Cable:		
		FACTOR DE SERVICIO		
		26.7 ton	49 ton	72.5 ton
	para ángulo de 90°	3/4"	1"	1-1/4"
<b>INICIO CARGA</b>	- Kg	-	-	-
E 1	431 Kg	12.40	22.75	33.66
E 2	861 Kg	6.20	11.38	16.83
E 3	1,292 Kg	4.13	7.58	11.22
E 4	1,723 Kg	3.10	5.69	8.42
E 5	2,154 Kg	2.48	4.55	6.73
E 6	1,868 Kg	2.86	5.25	7.76
E 7	2,126 Kg	2.51	4.61	6.82
E 8	2,535 Kg	2.11	3.87	5.72
E 9	2,966 Kg	1.80	3.30	4.89
E 10	3,397 Kg	1.57	2.89	4.27
E 11	3,452 Kg	1.55	2.84	4.20
<b>PEGA DE COLA</b>	3,452 Kg	1.55	2.84	4.20
C 1	3,452 Kg	1.55	2.84	4.20
<b>INICIO RETORNO</b>	- Kg	-	-	-
R 1	253 Kg	21.09	38.70	57.26
R 2	506 Kg	10.54	19.35	28.63
R 3	760 Kg	7.03	12.90	19.09
R 4	1,013 Kg	5.27	9.67	14.31
R 5	1,266 Kg	4.22	7.74	11.45
R 6	1,172 Kg	4.56	8.36	12.37
R 7	944 Kg	5.66	10.38	15.36
R 8	1,115 Kg	4.79	8.79	13.00
R 9	1,368 Kg	3.90	7.16	10.60
R 10	1,622 Kg	3.29	6.04	8.94
R 11	1,875 Kg	2.85	5.23	7.73
R 12	2,128 Kg	2.51	4.60	6.81
<b>INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>	2,128 Kg	2.51	4.60	6.81
E 12	-	-	-	-
E 13	218 Kg	24.47	44.91	66.45
E 14	328 Kg	16.26	29.85	44.16
<b>INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>	-	-	-	-
R 13	162 Kg	32.93	60.43	89.42
R 14	142 Kg	37.56	68.93	101.99
R 15	233 Kg	22.93	42.09	62.27
<b>PEGA DE CABEZA</b>	233 Kg	22.93	42.09	62.27
C 2	233 Kg	22.93	42.09	62.27
<b>FUERZA A-B</b>	3,452 Kg	1.55	2.84	4.20
<b>FUERZA C-B</b>	2,244 Kg	2.38	4.37	6.46
<b>FUERZA A-D</b>	759 Kg	7.03	12.91	19.10
<b>FUERZA C-D</b>	811 Kg	6.58	12.08	17.87
<b>TENSADO</b>	11,454 Kg	0.47	0.86	1.27

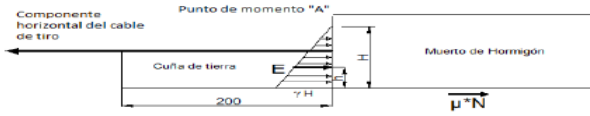
**Cable para amarrar lastre (para 150°)**

Tramo	Fza en lastres deflectores x 1.2	Resistencia de Cable:		
		FACTOR DE SERVICIO		
		26.7 ton	49 ton	72.5 ton
	para ángulo de 150°	3/4"	1"	1-1/4"
<b>INICIO CARGA</b>	- Kg	-	-	-
E 1	158 Kg	62.16	91.97	33.87
E 2	315 Kg	31.08	45.99	16.94
E 3	473 Kg	20.72	30.66	11.29
E 4	631 Kg	15.54	22.99	8.47
E 5	788 Kg	12.43	18.39	6.77
E 6	684 Kg	14.33	21.20	7.81
E 7	778 Kg	12.59	18.63	6.86
E 8	928 Kg	10.56	15.63	5.75
E 9	1,086 Kg	9.03	13.36	4.92
E 10	1,243 Kg	7.88	11.66	4.30
E 11	1,263 Kg	7.76	11.48	4.23
<b>PEGA DE COLA</b>	1,263 Kg	7.76	11.48	4.23
C 1	1,263 Kg	7.76	11.48	4.23
<b>INICIO RETORNO</b>	- Kg	-	-	-
R 1	93 Kg	105.72	156.43	57.61
R 2	185 Kg	52.86	78.21	28.80
R 3	278 Kg	35.24	52.14	19.20
R 4	371 Kg	26.43	39.11	14.40
R 5	463 Kg	21.14	31.29	11.52
R 6	429 Kg	22.84	33.80	12.45
R 7	346 Kg	28.36	41.96	15.45
R 8	408 Kg	24.01	35.52	13.08
R 9	501 Kg	19.57	28.95	10.66
R 10	594 Kg	16.51	24.43	9.00
R 11	686 Kg	14.28	21.13	7.78
R 12	779 Kg	12.58	18.61	6.86
<b>INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>	779 Kg	12.58	18.61	6.86
E 12	- Kg	-	-	-
E 13	80 Kg	122.70	181.55	66.86
E 14	120 Kg	81.54	120.65	44.43
<b>INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ</b>	- Kg	-	-	-
R 13	59 Kg	165.11	244.29	89.97
R 14	52 Kg	188.33	278.65	102.62
R 15	85 Kg	114.98	170.13	62.65
<b>PEGA DE CABEZA</b>	85 Kg	114.98	170.13	62.65
C 2	85 Kg	114.98	170.13	62.65
<b>FUERZA A-B</b>	1,263 Kg	4.23	7.76	11.48
<b>FUERZA C-B</b>	821 Kg	6.50	11.93	17.66
<b>FUERZA A-D</b>	278 Kg	19.22	35.27	52.19
<b>FUERZA C-D</b>	297 Kg	17.98	33.00	48.83
<b>TENSADO</b>	4,192 Kg	1.27	2.34	3.46

Figura 150 Configuración de poleas y lastres en Excel

Fuente: Elaboración Propia

**Cálculo Lastre**



El muerto de hormigón se considera a nivel de terreno con diseño de la cuña

Considerando las siguientes características de la cuña: (material suelo)	TIPO 1 para peso de 90ton Lastre 1,5 x 2,5 x 1,2	TIPO 2 para el sistema de tiro Lastre 1,5 x 1,5 x 1,2	TIPO 3 para peso de 60ton Lastre 1,8 x 1,8 x 1,2	TIPO 4 Lastre 1,8 x 2,0 x 1,8
(densidad de suelo según ASCE 7-05)	g = 0.0019 Kgr/cm <sup>3</sup>	0.0019 Kgr/cm <sup>3</sup>	0.0019 Kgr/cm <sup>3</sup>	0.0019 Kgr/cm <sup>3</sup>
(según de fricción interna de suelo)	φ = 30 grados	30 grados	30 grados	30 grados
(altura de cuña)	H = 100 cm	100 cm	100 cm	140 cm
(cuanto de empuje pasivo del suelo)	h = 33 cm	33 cm	33 cm	47 cm
(ancho de lastre)	ancho = 250 cm	150 cm	180 cm	200 cm
<b>Fuerza ejercida sólo por peso de lastre:</b> (Peso por coeficiente de fricción: 0.363)	3757,4 Kg	2254,2 Kg	3246,1 Kg	5408,2 Kg
Coefficiente de empuje pasivo	Kp = 3 Kp = 3	3 Kp(45 + φ/2)	3 Kp(45 + φ/2)	3 Kp(45 + φ/2)
<b>Empuje, el empuje pasivo por la cuña sobre el bloque muerto:</b>	E = 7125 Kg	4275 Kg	5130 Kg	11172 Kg

En HZ en lastres deflectores x 1,2  
para ángulo de 15º

Forma	Peso
INICIO CARGA	- Kg
E 1	158 Kg
E 2	315 Kg
E 3	473 Kg
E 4	631 Kg
E 5	788 Kg
E 6	684 Kg
E 7	778 Kg
E 8	928 Kg
E 9	1.086 Kg
E 10	1.243 Kg
E 11	1.263 Kg
PEGA DE COLA	1.263 Kg
C 1	1.263 Kg
INICIO RETORNO	- Kg
R 1	93 Kg
R 2	185 Kg
R 3	278 Kg
R 4	371 Kg
R 5	463 Kg
R 6	459 Kg
R 7	346 Kg
R 8	408 Kg
R 9	501 Kg
R 10	594 Kg
R 11	686 Kg
R 12	779 Kg
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	779 Kg
E 12	- Kg
E 13	80 Kg
E 14	120 Kg
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg
R 13	59 Kg
R 14	52 Kg
R 15	85 Kg
PEGA DE CAREZA	85 Kg
C 2	85 Kg
FUERZA A-B	1.263 Kg
FUERZA C-B	821 Kg
FUERZA A-D	278 Kg
FUERZA C-D	297 Kg
TENSADO	4.192 Kg

En de fricción lastre de 1,5 x 1,5 x 1,2

Forma	Peso	Fricción
INICIO CARGA	- Kg	0
E 1	158 Kg	4.275
E 2	315 Kg	4.275
E 3	473 Kg	4.275
E 4	631 Kg	4.275
E 5	788 Kg	4.275
E 6	684 Kg	4.275
E 7	778 Kg	4.275
E 8	928 Kg	4.275
E 9	1.086 Kg	4.275
E 10	1.243 Kg	4.275
E 11	1.263 Kg	4.275
PEGA DE COLA	1.263 Kg	4.275
C 1	1.263 Kg	4.275
INICIO RETORNO	- Kg	0
R 1	93 Kg	4.275
R 2	185 Kg	4.275
R 3	278 Kg	4.275
R 4	371 Kg	4.275
R 5	463 Kg	4.275
R 6	459 Kg	4.275
R 7	346 Kg	4.275
R 8	408 Kg	4.275
R 9	501 Kg	4.275
R 10	594 Kg	4.275
R 11	686 Kg	4.275
R 12	779 Kg	4.275
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	779 Kg	4.275
E 12	- Kg	0
E 13	80 Kg	4.275
E 14	120 Kg	4.275
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg	0
R 13	59 Kg	4.275
R 14	52 Kg	4.275
R 15	85 Kg	4.275
PEGA DE CAREZA	85 Kg	4.275
C 2	85 Kg	4.275
FUERZA A-B	1.263 Kg	4.275
FUERZA C-B	821 Kg	4.275
FUERZA A-D	278 Kg	4.275
FUERZA C-D	297 Kg	4.275
TENSADO	4.192 Kg	4.275

Se debe cumplir de la fuerza de fricción = Fuerza deflectores x 1,2

Forma	Peso	Fricción	Estado
INICIO CARGA	- Kg	0	OK
E 1	158 Kg	1	OK
E 2	315 Kg	1	OK
E 3	473 Kg	1	OK
E 4	631 Kg	1	OK
E 5	788 Kg	1	OK
E 6	684 Kg	1	OK
E 7	778 Kg	1	OK
E 8	928 Kg	1	OK
E 9	1.086 Kg	1	OK
E 10	1.243 Kg	1	OK
E 11	1.263 Kg	1	OK
PEGA DE COLA	1.263 Kg	1	OK
C 1	1.263 Kg	1	OK
INICIO RETORNO	- Kg	0	OK
R 1	93 Kg	1	OK
R 2	185 Kg	1	OK
R 3	278 Kg	1	OK
R 4	371 Kg	1	OK
R 5	463 Kg	1	OK
R 6	459 Kg	1	OK
R 7	346 Kg	1	OK
R 8	408 Kg	1	OK
R 9	501 Kg	1	OK
R 10	594 Kg	1	OK
R 11	686 Kg	1	OK
R 12	779 Kg	1	OK
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	779 Kg	1	OK
E 12	- Kg	0	OK
E 13	80 Kg	1	OK
E 14	120 Kg	1	OK
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg	0	OK
R 13	59 Kg	1	OK
R 14	52 Kg	1	OK
R 15	85 Kg	1	OK
PEGA DE CAREZA	85 Kg	1	OK
C 2	85 Kg	1	OK
FUERZA A-B	1.263 Kg	1	OK
FUERZA C-B	821 Kg	1	OK
FUERZA A-D	278 Kg	1	OK
FUERZA C-D	297 Kg	1	OK
TENSADO	4.192 Kg	1	OK

Figura 151 Cálculo de lastres para tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia

CONFIGURACION A USAR EN SISTEMA DE TIRO, POLEAS DEFLECTORAS:

Se deba cumplir de la fuerza de fricción > Fuerza deflectoras x 1.5

Tramo	Fxa en lastres deflectores x 1.5		Fxa de fricción lastre de		Fxa de fricción lastre de		Fxa de fricción lastre de		Lastre		Caña		Lastre		Caña		Fricción/Fxa	Status
	para ángulo de 15º	2.25 Tin	1.5 x 1.5 x 1.2	Caña	1.5 x 2.5 x 1.2	Caña	1.8 x 2.0 x 1.8	Caña	1.5 x 1.5 x 1.2	Caña	1.5 x 2.5 x 1.2	Caña	1.8 x 2.0 x 1.8	Caña				
INICIO CARGA	- Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172										-	OK
E 1	158 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.09	OK
E 2	315 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.93	OK
E 3	473 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.78	OK
E 4	631 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.62	OK
E 5	788 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.46	OK
E 6	684 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.57	OK
E 7	778 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.47	OK
E 8	928 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.32	OK
E 9	1,086 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1							1		5.44	OK
E 10	1,243 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									5.28	OK
E 11	1,263 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									5.26	OK
PEGA DE COLA	1,263 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									5.26	OK
C 1	1,263 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1								1	5.26	OK
INICIO RETORNO	- Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.25	OK
R 1	93 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.16	OK
R 2	185 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.06	OK
R 3	278 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.97	OK
R 4	371 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.88	OK
R 5	463 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.79	OK
R 6	429 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.82	OK
R 7	346 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.90	OK
R 8	408 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.84	OK
R 9	501 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.75	OK
R 10	594 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.66	OK
R 11	686 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.56	OK
R 12	779 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.47	OK
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	779 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.47	OK
E 12	- Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.25	OK
E 13	80 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.17	OK
E 14	120 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.13	OK
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.25	OK
R 13	59 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.19	OK
R 14	52 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.20	OK
R 15	85 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.16	OK
PEGA DE CABEZA	85 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.16	OK
C 2	85 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.16	OK
FUERZA A-B	1,263 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1								1	5.26	OK
FUERZA C-B	821 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.43	OK
FUERZA A-D	278 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.97	OK
FUERZA C-D	297 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									1.98	OK
TENSADO	4,192 Kg	2.25	4.275	3.75	7.125	5.40	11.172	1									2.33	OK

Figura 152 Configuración de lastres para las poleas para el tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia



Resumen de lastres para frenos

Tramo	Fuera de freno por línea		Fin de fricción lastre de		Fin de fricción lastre de		Lastres por línea					Cable amarre lastres	
	Fin freno = $F / (2^{\circ} \cos(20^{\circ}) \cos(3.43))$	1,8 x 1,8 x 1,2 8.94 Ton	Cuña	1,5 x 2,5 x 1,2 3.75 Ton	Cuña	Lastre 1,8 x 1,8 x 1,2	Cuña	Lastre 1,5 x 2,5 x 1,2	Cuña	Fricción-Fin freno	Status	Tipo	
INICIO CARGA													
E 1	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 2	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 3	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 4	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 5	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 6	179 Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.57	OK	3/4 "	
E 7	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 8	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 9	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 10	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 11	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
PEGA DE COLA	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
C 1													
INICIO RETORNO	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 1	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 2	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 3	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 4	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 5	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 6	59 Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.69	OK	3/4 "	
R 7	149 Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.61	OK	3/4 "	
R 8	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 9	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 10	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 11	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 12	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
INICIO DE CARGA HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 12	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 13	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
E 14	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
INICIO RETORNO HACIA LA POLEA MOTRIZ	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 13	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
R 14	13 Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.74	OK	3/4 "	
R 15	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
PEGA DE CABEZA	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
C1	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
FUERZA A-B	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.85	OK	3/4 "	
FUERZA C-B	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
FUERZA A-D	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.84	OK	3/4 "	
FUERZA C-D	- Kg	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	
TENSADO	- Kg**	3.25	5.13	3.75	7.125			1		3.75	OK	3/4 "	

Figura 154 Resumen de lastres para el tendido de banda en Excel

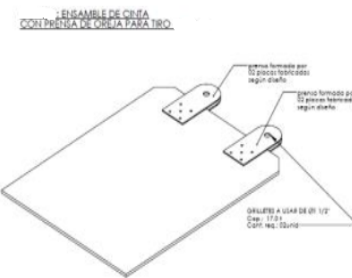
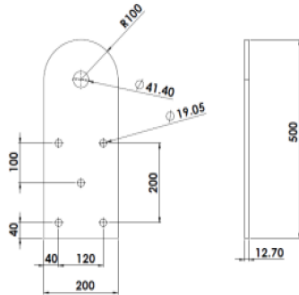
Fuente: Elaboración Propia

9 Oreja de Tiro para ser usada en el tiro a través de los polines de carga y retorno - TIPO A

A) Chequeo oreja de tiro en contacto con cinta de Jebe

Geometría y fuerza oreja de tiro.

Dadas las tensiones de tiro negativas obtenidas, consideramos una fuerza mínima para vencer la inercia  $F = 2005\text{Kg}$ . Se utilizarán 02 orejas para el tiro por retorno y por carga, sujetando la cinta de forma simétrica desde su eje central, de forma que permitan que se doble y adapte la forma de los polines (en V). Cada oreja de tiro estará compuesta por 02 tirantes, que permitan sujeción a la cinta por ambos lados (se llamaremos mordaza de tiro, en total serán 02).



Si consideramos una mordaza de tiro con las siguientes dimensiones:

a =	35 cm	* Largo propuesto
b =	20 cm	* Ancho propuesto
Área =	700 cm <sup>2</sup>	* Área de contacto

(se deja 10cm desde el último agujero hasta el borde de la faja, a fin de evitar rasguños en la cinta)

Presión sobre la cinta =	2.3 kg/cm <sup>2</sup>
Longo la fuerza normal N =	1.610 kg
y la fuerza resistente R =	1.932 kg
Coefficiente de fricción entre el acero y la goma	$\mu = 0.6$

Si comparamos la fuerza de tiro, con la fuerza resistente por cada mordaza de tiro:

Fuerza de tiro =	1.203 Kg	(con factor de seguridad de 1.2) / 2 orejas	$F = 2005 \times 1.2 / 2 \text{ kg}$
Fuerza resistente =	1.932 Kg	* Por lo tanto resiste con un FS=	1.61

Pernos:

Considerando esta Tensión de contacto de 3 Kg/cm<sup>2</sup> como la tensión que es requerida por los pernos en la superficie, tenemos:

$2.3 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = N / A, N = 2.3 \times A$

Por lo tanto la fuerza aplicada en toda la superficie de la placa es N =

1610 Kg
332 Kg

5 PERNOS

Si consideramos 5 pernos en esta placa, la fuerza por cada uno es N/5 = W =

El tipo de perno, grado 5, posee una resistencia a la fluencia de 60000 psi (4218 Kg/cm<sup>2</sup>)  
 Por lo que el perno cumple axialmente a la fluencia, con una utilización de:

8% OK

Determinación del Torque sobre los pernos.

Para la verificación, se considera tornillo de rosca sencilla, que posee las siguientes características:

$\theta_n = 30$	* Ángulo de inclinación de cada diente del perno (en grados)
$f = 0.15$	* Coeficiente de rozamiento entre las rosas del tornillo y la tuerca.
$f_c = 0$	* Coeficiente de rozamiento en el collar.
Paso = 0.25	* Estos valores son iguales al utilizar un perno de rosca sencilla. Con

Escogeremos utilizar pernos con 03/4", los cuales tienen las siguientes características:

avance = 0.25	* Avance del tipo de perno utilizado. (en cm.)
$r_n = 1.83$	* Radio medio de la rosca. (en cm.)
$r_c = 0$	* Radio efectivo de la superficie de rozamiento (en cm.)
$\alpha = 1.25$	* Ángulo de la hélice ( $\alpha = \arctan(\text{avance} / (\pi * r_n))$ )
$h = 0.22$	* Profundidad de la rosca, $h = 0.86603 * \text{paso}$ para pernos estándar (en cm.)

Para el cálculo del momento aplicado para girar el perno, se utilizan la siguiente expresión:

$$T = W * \left[ r_n * \left( \frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f * \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c * r_c \right]$$

T = 115 (Kg\*cm)

Torque mínimo a aplicar

Por lo que el momento aplicado al perno corresponde a:

El torque que resisten los pernos grado 5 es de 8.3 D<sup>3</sup>H (115 kg\*cm), por lo tanto resiste con una utilización de: **Usar 5 pernos de 3/4" grado 5 y torquizar a 8.3 D<sup>3</sup>H**

3%

Figura 155 Orejas de tiro para el tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia

### B) Chequeo oreja de tiro (Por Elementos finitos)

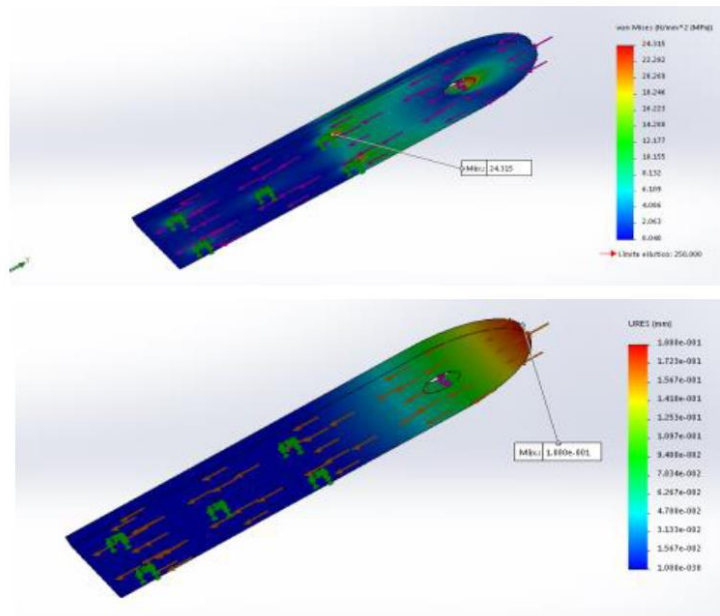
El análisis de la oreja de tiro se ha efectuado por medio de un software de simulación por elementos finitos.

Se han establecido condiciones de sujeción en los agujeros y los valores de las fuerzas del tiro en la oreja y la fuerza de fricción debida a la presión ejercida por diseño, esto es:

- Fuerza de tiro por mordaza o prensa: 2005Kg / 2 (FS=1.2), entonces por cada parte de mordaza: 1203 Kg = 11801.43N
- Fuerza de fricción en área de una parte de mordaza (presión: 2.3Kg/cm<sup>2</sup>) --> Fricción: 1932 =18952.92 N

Con estos parámetros la simulación arroja los siguientes valores:

- El valor del máximo esfuerzo que presenta el elemento es de: **25.0 Mpa** (no falla, Límite de fluencia A36=250Mpa)
- El factor de seguridad del elemento en el punto más crítico (esfuerzo máximo) viene a ser igual a: **10.00**



Condiciones de frontera y cargas al que el elemento ha sido sometido para el análisis:

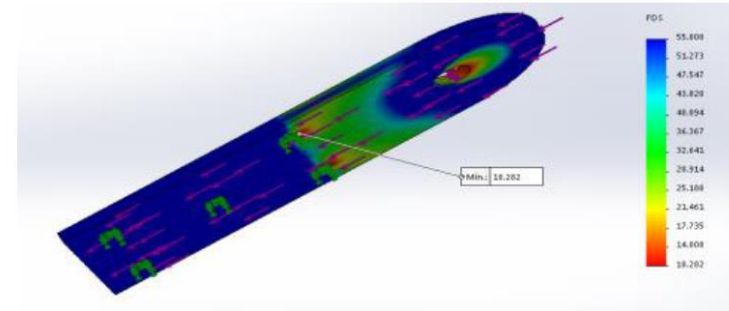
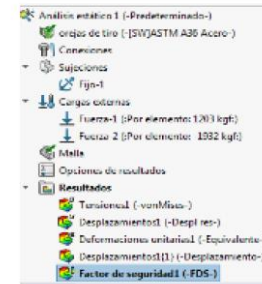


Figura 156 Simulación de Orejas de tiro para el tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia

**10 Equipo para el Tirado de Cinta**

A) Winche de tiro Capacidad 15t

**2. Características de Pruebas realizadas al winche.**

TIRO 1º CAPA	15.1 TM
VELOCIDAD NOMINAL 1º CAPA	0 m/min (TIRO ESTÁTICO)
FLUJO HIDRAULICO DE ALIMENTACION	0 GPM (TIRO ESTÁTICO)
PRESION HIDRAULICA MAX.	2220 PSI
PRESION MAX. DE LIBERACION DE FRENO	400 PSI
CAPACIDAD DE FRENO DINAMICO	13 TM

**3. Parámetros de operación del cable embobinado.**

CAPACIDAD DE CABLE EN 1º CAPA	26.33 m	9 TM
CAPACIDAD DE CABLE EN 2º CAPA	28.22 m	9 TM
CAPACIDAD DE CABLE EN 3º CAPA	31.31 m	9 TM
CAPACIDAD DE CABLE EN 4º CAPA	33.80 m	8.1 TM

A) Bulldozer D8T

**D8T** (FZA DE TIRO A 2km/h = 75000 lbs = 34.1t)

> Fza de tiro max. Requerida = 5t

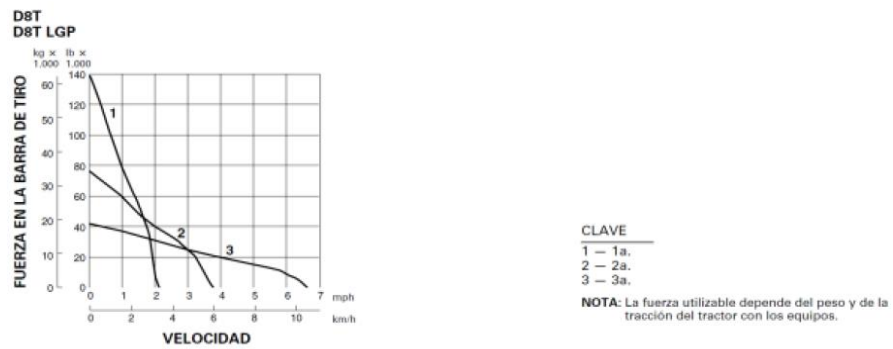


Figura 157 Sistemas de tiro para el tendido de banda en Excel

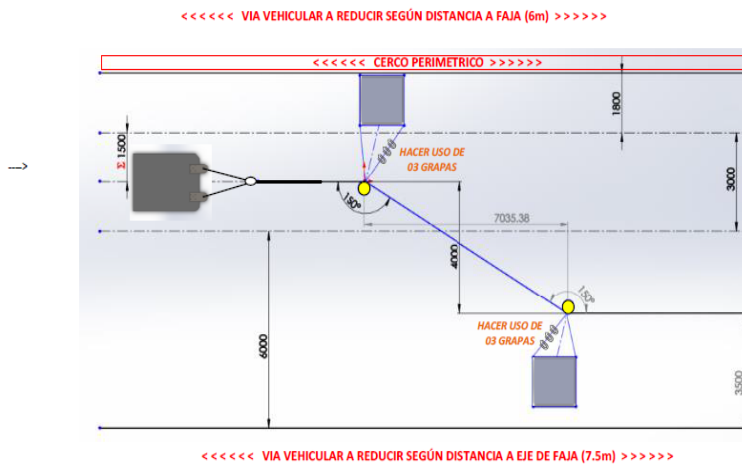
Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 96 Resumen del tendido de banda**

SISTEMA DE TIRO DE CINTA (DEFLEXIÓN DE CABLE A EJE DE TIRO)

	UBICACIÓN	CONFIGURACION	POLEAS	CABLE DE AMARRE	PRENSA DE TIRO	TIPO DE LASTRES	DETALLE	OBSERVACION
TIRADO POR CARGA	TC1 (E1-E11)	150 degrees	(x 2) 5 Ton	Ø3/4"	OREJA DE TIRO	TIPO 2	02 Lastres de 1.5 x 1.5 x 1.2m	CUÑA DE TIERRA
	TC2 (E12-E14)	150 degrees	(x 2) 5 Ton	Ø3/4"	OREJA DE TIRO	TIPO 2	02 Lastres de 1.5 x 1.5 x 1.2m	CUÑA DE TIERRA
TIRADO POR RETORNO	TR1 (R1-R12)	150 degrees	(x 2) 5 Ton	Ø3/4"	OREJA DE TIRO	TIPO 2	02 Lastres de 1.5 x 1.5 x 1.2m	CUÑA DE TIERRA
	TR2 (R13-R15)	150 degrees	(x 2) 5 Ton	Ø3/4"	OREJA DE TIRO	TIPO 2	02 Lastres de 1.5 x 1.5 x 1.2m	CUÑA DE TIERRA

EJEMPLO DE SISTEMA DE TIRO CON OREJAS Y 02 LASTRES DE 1.5x1.5x1.2m



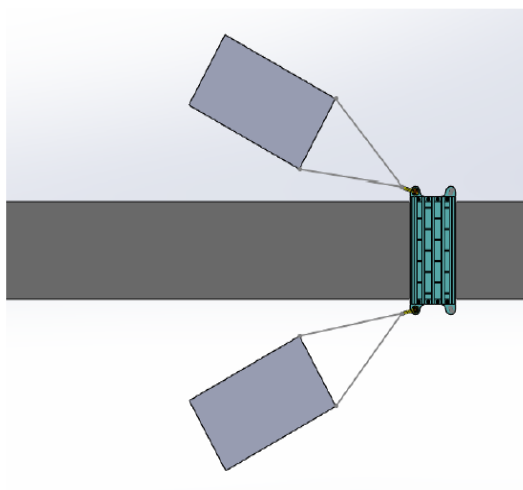
Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 97 Resumen del sistema de frenado para el tendido de banda**

**RETENCION O FRENADO DE CINTA**

	UBICACIÓN	PROGRESIVA	CABLE DE AMARRE	PRENSA DE FRENO	DETALLE	TIPO DE LASTRES	DETALLE	OBSERVACION
TIRADO POR CARGA	TC1 (E1-E11)	1+870	Ø3/4"	60 cm	con canales C de 4" reforzado, 2 orejas (2 líneas o lastres)	TIPO 3	04 Lastres de 1.8 x 1.8 x 1.2m	con cuña de tierra
	TC2 (E12-E14)	0+745	Ø3/4"	60 cm	con canales C de 4" reforzado, 4 orejas (2 líneas o lastres)	TIPO 1	02 Lastres de 1.5 x 2.5 x 1.2m	con cuña de tierra
TIRADO POR RETORNO	TR1 (R1-R12)	4+410	Ø3/4"	60 cm	con canales C de 4" reforzado, 2 orejas (2 líneas o lastres)	TIPO 3	04 Lastres de 1.8 x 1.8 x 1.2m	con cuña de tierra
	TR2 (R13-R15)	0+800	Ø3/4"	60 cm	con canales C de 4" reforzado, 4 orejas (2 líneas o lastres)	TIPO 1	02 Lastres de 1.5 x 2.5 x 1.2m	con cuña de tierra

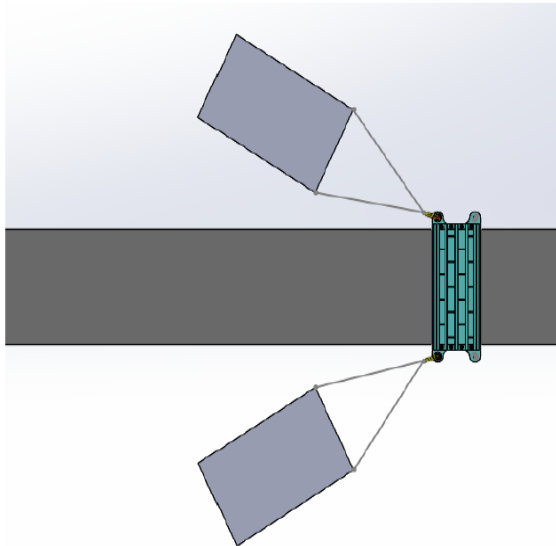
*Ejemlo de sistema de frenado con freno de 60cm y 02 lastres de 1.5 x 2.5 x 1.2m*



**Fuente:** Elaboración Propia



De la memoria de cálculo del tirado de faja, se procede a analizar los tipos de frenos diseñados y las fuerzas que actúan en las orejas de anclaje (o fuerza por línea) en cada punto de frenado a lo largo de la faja:



**EJEMPLO:**

configuración del freno de 60cm TIPO B diseñado para frenar

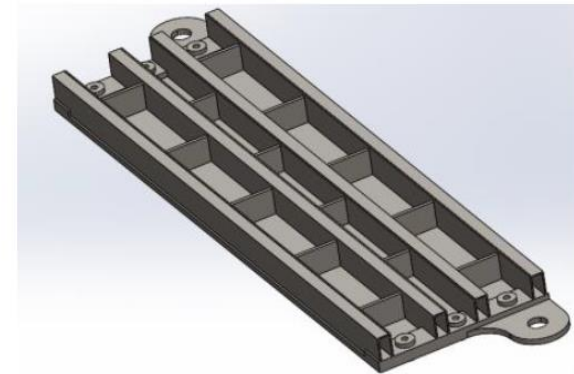
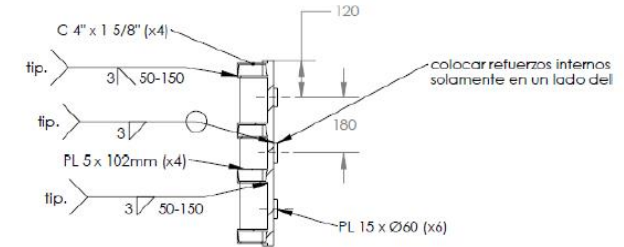
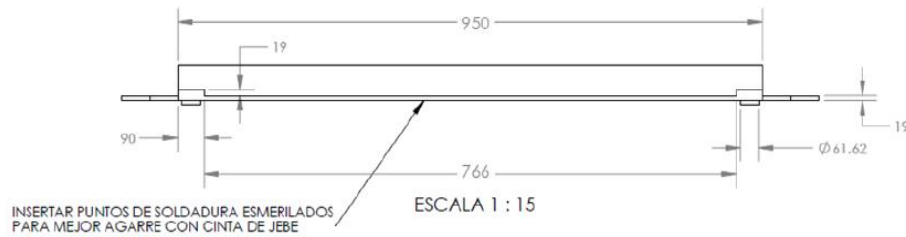
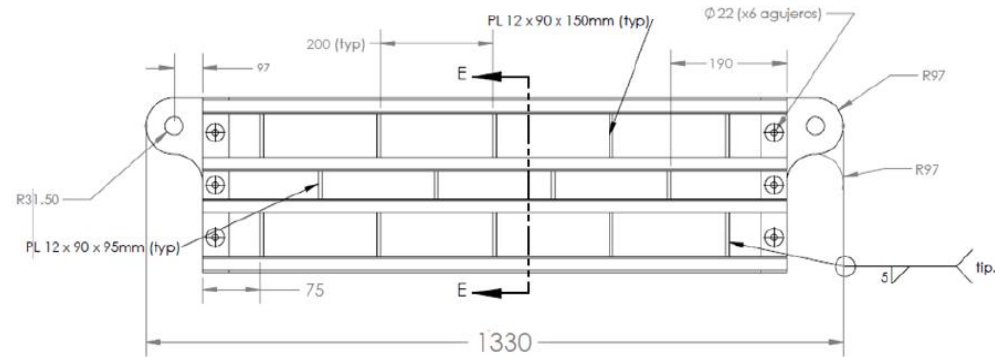
La presión necesaria por diseño en todos los frenos es de 1.5Kg/cm<sup>2</sup>, la cual genera una determinada fuerza de rozamiento en cada tipo de freno según sea su longitud, esto es:

		Ancho Freno h (cm)			
		30	60	90	
(Fuerza fricción F = $\mu \cdot N$ )	F =	4,115	8,230	12,344	Kg
		40,366	80,732	121,099	N

**Figura 158 Frenos mecánicos para el tendido de banda en Excel**

**Fuente:** Elaboración Propia

## FRENO DE 60 cm



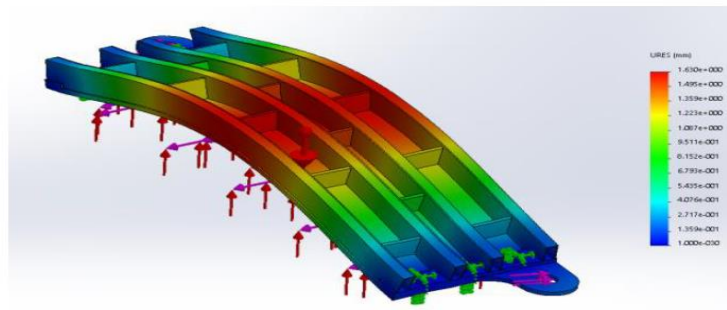
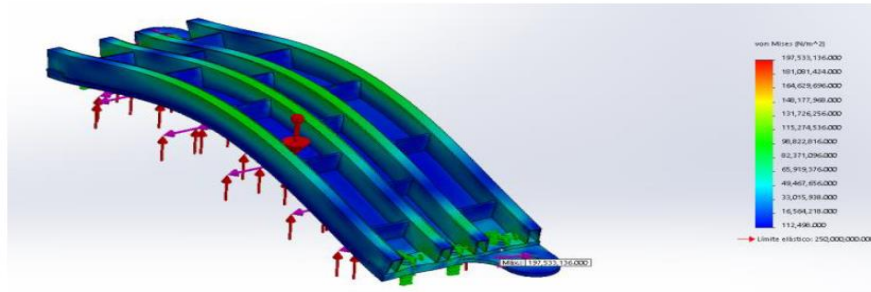
Para la simulación se configuran las condiciones de frontera: sujeción en los pernos y fuerzas en las orejas según el valor de la tabla anterior. También se establece la presión obtenida por el ajuste de los pernos en su condición más crítica, además de la fuerza de rozamiento debida a esta presión.

**Figura 159 Frenos mecánicos de 60 Cm para el tendido de banda en Excel**

**Fuente:** Elaboración Propia

Cabe resaltar que estas fuerzas son obtenidas para una fuerza de frenado necesaria del doble, por lo que el FS resultante real será el doble del obtenido de la simulación:  
Se obtienen los siguientes resultados:

- Esfuerzo Von Mises Máximo: 197.533 MPa (esfuerzo dado en agujero de perno)
- Deformación o desplazamiento máximo: 1.63 mm
- FDS mínimo: 1.28 1.27 (el cual con el FS considerado en la fuerza de frenado de 2 daría un FS total de 2.6)



Condiciones de frontera y cargas al que el elemento ha sido sometido para el análisis

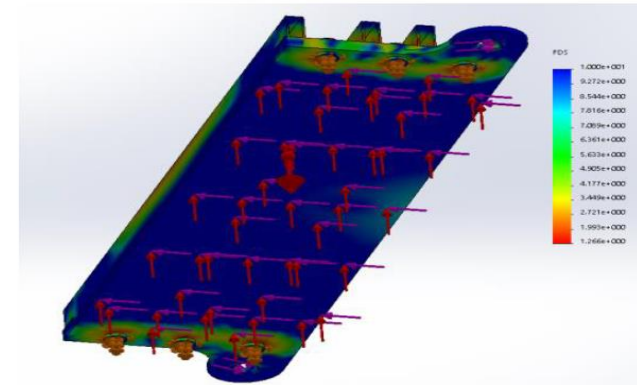
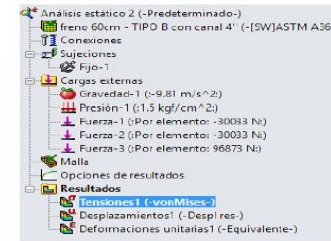




Figura 160 Simulación de frenos mecánicos de 60 Cm para el tendido de banda en Excel

Fuente: Elaboración Propia

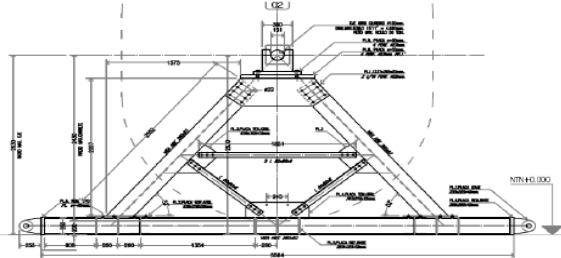



**PROYECTO DE MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30000 TON/DÍA Y UNA DISTANCIA DE 4 KM**  
**CHECK LIST DE EQUIPO DE ATRIL CON FRENO ANTIROTACION**

Equipo N°	
Nombre del Inspector:	
Fecha :	
Proyecto:	
Área:	
Ubicación:	

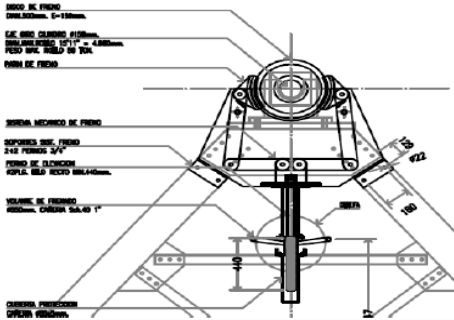
**A. CHECK LIST ESTRUCTURA**

ITEM	DESCRIPCION	BUENO	MALO	MEDIDA DE CONTROL
1	Vigas inferiores			
2	Vigas diagonales			
3	Soporte de Eje			
4	Anclaje			
5	Angulo			
6	Cartelas			



**B. CHECK LIST : MECANISMO DE FRENO**

1	EJE DE GIRO			
2	DISCO DE FRENO			
3	PATIN DE FRENO			
4	ZAPATAS DE FRENO			
5	SUJECION DE ZAPATAS A PATIN			(Pernos o remaches)
6	SISTEMA MECANICO DE FRENO			
7	PERNO DE ELEVACION ( SIN FIN)			
8	VOLANTE DE FRENADO			



**C. COMENTARIOS**



\_\_\_\_\_  
Firma  
Sup Responsable:

\_\_\_\_\_  
Firma  
Capataz responsable:

\_\_\_\_\_  
Firma  
Ing. de Campo:

Figura 161 Check list para el atril

Fuente: Elaboración Propia

**PROYECTO DE MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO  
CON CAPACIDAD DE 30000 TON/DÍA Y UNA DISTANCIA DE 4 KM  
CHECK LIST DE EQUIPO DE FRENO NEUMÁTICO**

Equipo N°	
Nombre del Inspector:	
Fecha :	
Proyecto:	
Area:	

**A. CHECK LIST FRENO NEUMÁTICO**

ITEM	DESCRIPCION	BUENO	MALO	MEDIDA DE CONTROL
1	Bolsa de presión (vejiga)			
2	Platinas			
3	Placa de Tiro			
4	Vigas			
5	Pernos			
6	Grilletes			
7	Estrobos			
8	Manguera de Presión			
9	Caja de control			
10	Manómetros			
11	Llaves de paso			

**B. CHECK LIST DE COMPRESORES**

1	Manómetros			PSI
2	Llaves de Paso			
3	Jaula			

**C. COMENTARIOS**

\_\_\_\_\_  
Firma  
Sup Responsable:

\_\_\_\_\_  
Firma  
Capataz responsable:

\_\_\_\_\_  
Firma  
Ing. de Campo:

**Figura 162 Check list para el freno neumático**

**Fuente:** Elaboración Propia

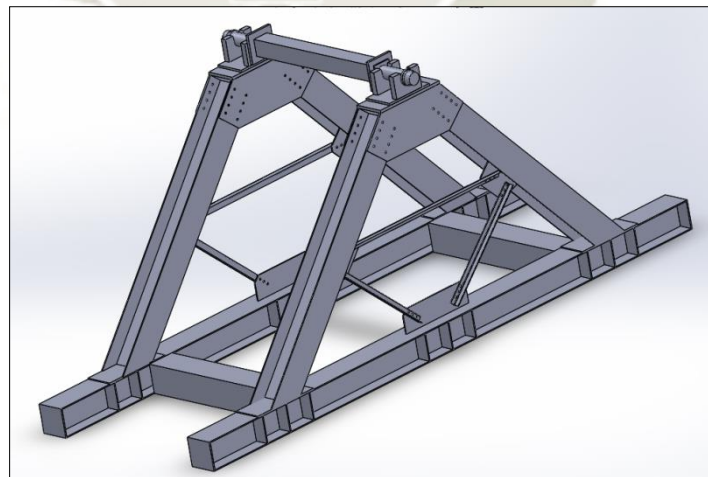
### 5.6.2.3 Memoria de cálculo de ATRIL

Se diseña la estructura del sistema “Atril soporte de correas transportadoras”. El mismo sistema va ser estudiado según su funcionalidad directa en terreno, la cual posee un diseño para una carga directa de 10 toneladas por el peso propio de la faja a enrollar, a estos debemos sumarles las condiciones de trabajos y cargas mayoradas según requiera normativa vigente.

En esta memoria, se entregan los resultados de cálculos y verificaciones estructurales de la estructura atril soporte de faja transportadora, de tal manera de garantizar su funcionalidad y operacional del sistema, es decir su funcionamiento en el tiempo.

El presente documento, hace referencia a las Normas Nacionales e internacionales aplicables a la Especialidad “Diseño Estructural”.

La estructura utilizada para la verificación, corresponde al modelo solido 3D, en solidwork2016, graficada en la figura.



**Figura 163** Modelo 3D de Estructura de Soporte

**Fuente:** Elaboración Propia

**Componentes: Planchas y Perfiles Estructurales**

Calidad: A36

**Tabla 98 Propiedades A36**

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Límite elástico	250	Mpa
Límite de tracción	400	Mpa
Densidad	7850	Kgf/m <sup>3</sup>
Esfuerzo normal admisible	150	Mpa
Esfuerzo de corte admisible	62,5	Mpa
Módulo Elasticidad de Young	200	GPa
Módulo de rigidez de Young	79,3	GPa
Número de Poisson	0,3	

**Fuente:** Elaboración Propia

**Componentes: Cordón de soldadura**

Soldadura: E7018 (AWS)

Método de aplicación: Se recomienda sistema automático (GMAW) o arco manual, Según especificaciones AWS D1.1

**Tabla 99 Propiedades E7018**

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Límite elástico	250	Mpa
Límite de tracción	400	Mpa

**Fuente:** Elaboración Propia

Para definir las fuerzas actuantes, se considera la combinación de cargas según el método LRFD (Método de diseño por factores de carga y resistencia) aplicado para estructuras de acero. De esta manera se obtiene una carga donde actúan el peso propio de la estructura y sus componentes, la fuerza del viento según el área involucrada y la fuerza de corte basal (sísmica).

- a)  $1.4D$
- b)  $1.2D + 1.6L + 0.5(Lr \text{ or } S \text{ or } R)$
- c)  $1.2D + 1.6(Lr \text{ or } S \text{ or } R) + (0.5L \text{ or } 0.8W)$
- d)  $1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(Lr \text{ or } S \text{ or } R)$
- e)  $1.2D \pm 1.0E + 0.5L + 0.2S$
- f)  $0.9D \pm (1.3W \text{ or } 1.0E)$

Dónde:

D : Carga muerta

E : Carga sísmica

L : Carga viva

Lr : Carga viva sobre el techo

R : Carga de lluvia

W : Carga del viento

S : Carga de nieve

#### 5.6.2.3.1 Carga Muerta (D)

El peso propio de la estructura en su conjunto, se compone de las siguientes partidas:

- Peso del atril:

$$D = 4Ton (4000.0 Kg)$$

### 5.6.2.3.2 Carga sísmica (D)

Las cargas sísmicas se definen como las fuerzas horizontal y vertical equivalentes a las cargas dinámicas, inducidas por el movimiento del suelo durante un terremoto. Para el análisis se considera un 10% de la carga permanente.

$$4000.0 Kg * 0.1$$

$$E = 0.4 Ton (400.0 Kg)$$

### 5.6.2.3.3 Carga viva (L)

Las cargas de uso para la estructura, deberán ser diseñadas para resistir la masa.

- Peso del carrete con la faja transportadora:

Faja (200 m) en el carrete + carrete:

$$12 \frac{lb}{pie} * 200m * \frac{1 pie}{0.3048 m} * \frac{1 Kg}{2.2 lb} * \frac{1 Ton}{1000 Kg} + 1 Ton (Carrete)$$

$$D = 4.58 Ton (4579.1 Kg)$$

#### 5.6.2.3.4 Cálculo de cargas combinadas

Entonces:

$$D = 4000.0 \text{ Kg (4.0 Ton)}$$

$$E = 400.0 \text{ Kg (0.40 Ton)}$$

$$L = 4579.1 \text{ Kg (4.58 Ton)}$$

$$Lr = 0 \text{ Kg}$$

$$R = 0 \text{ Kg}$$

$$W = 0 \text{ Kg}$$

$$S = 0 \text{ Kg}$$

Solución de ecuaciones:

$$\text{a) } 1.4D = 5600.00 \text{ Kg}$$

$$\text{b) } 1.2D + 1.6L + 0.5(Lr \text{ or } S \text{ or } R) = 12126.5 \text{ Kg}$$

$$\text{c) } 1.2D + 1.6(Lr \text{ or } S \text{ or } R) + (0.5L \text{ or } 0.8W) = 7089.6 \text{ Kg}$$

$$\text{d) } 1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(Lr \text{ or } S \text{ or } R) = 7089.6 \text{ Kg}$$

$$\text{e) } 1.2D \pm 1.0E + 0.5L + 0.2S = 7489.5 \text{ Kg}$$

$$\text{f) } 0.9D \pm (1.3W \text{ or } 1.0E) = 4000.0 \text{ Kg}$$

La mayor carga de la estructura atril de soporte de faja transportadora en su conjunto es 12126.5 Kg, esta carga será distribuida homogéneamente de forma vertical y horizontal con el fin de efectuar los esfuerzos reales que estará sometida el sistema completo de “Atril soporte de faja transportadora”.

### 5.6.2.3.5 Diagrama de cuerpo libre

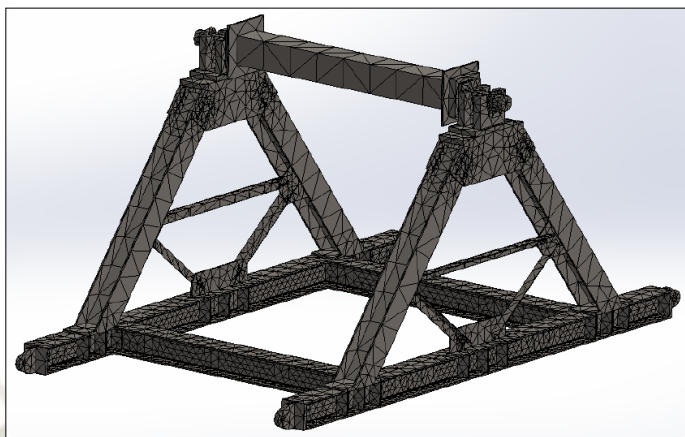


Figura 164 Modelamiento de Atril

Fuente: Elaboración Propia

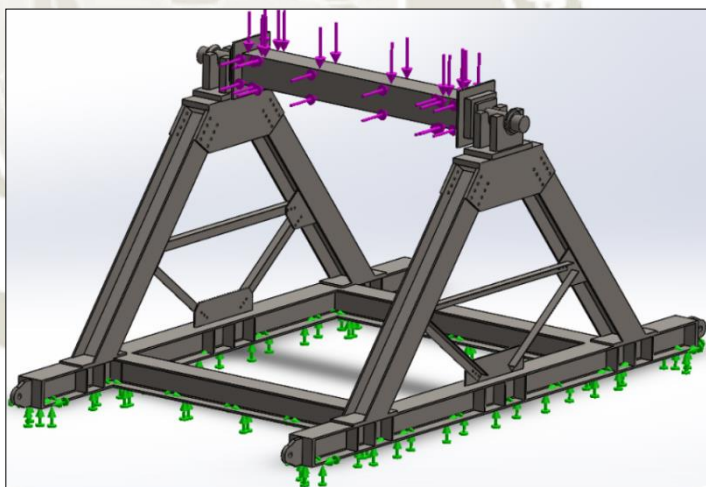


Figura 165 Diagrama de cargas

Fuente: Elaboración Propia

#### 5.6.2.3.6 Criterio de diseño

En el presente documento, se verifica la estructura atril soporte de faja transportadora, con la carga designada:

- Verificación por resistencia a la tensión máxima.
- Verificación por factor de seguridad mínimo (respecto al límite de fluencia)

El método de diseño y cálculo estructural aplicado a la Estructura atril soporte de faja transportadora es el Método de diseño por Factores de Carga y Resistencia LRFD (Load and Resistance Factors Design).

- Cargas combinadas  $\leq$  Resistencia del material
- La Resistencia es la capacidad final del elemento en la falla.
- Las Cargas combinadas son las que designan la carga a la que está sometido la estructura del Atril.
- Diseño basado en estado de falla o estado último (Estados Límites).

#### 5.6.2.3.7 Esfuerzo admisible y factor de seguridad

Se utiliza un criterio donde el esfuerzo admisible es igual al 66,6% del esfuerzo de fluencia (Esto quiere decir, factor de seguridad mínimo igual a 1,5 para estructuras).

A continuación, se resumen los siguientes parámetros de diseño, para el material ASTM A36.

**Tabla 100 Esfuerzos**

$\sigma_{flu}$	$\sigma_{Adm}$
<b>250 MPa</b>	<b>166,6 MPa</b>

Fuente: Elaboración Propia

### 5.6.2.3.8 Análisis de resultados en simulación

#### - ESFUERZOS

**Tabla 101 Esfuerzo del análisis**

<b>Gráfico</b>	<b>Esfuerzo Máximo</b>
Esfuerzo Máximo Axial y de Flexión	<b>126 MPa</b>

Fuente: Elaboración Propia

#### - DESPLAZAMIENTOS NODALES

**Tabla 102 Desplazamiento máximo**

<b>Gráfico</b>	<b>Desplazamiento Máximo</b>
Desplazamiento máximo	<b>2.2 mm</b>

Fuente: Elaboración Propia

#### - FACTOR DE SEGURIDAD

Tabla 103 Factor mínimo de seguridad

Gráfico	F.S. Máximo
Distribución de F.S.	1.99

Fuente: Elaboración Propia

### 5.6.2.3.9 Especificaciones de soldadura

Tabla 104 Propiedades Electrodo 7018

Tabla 9-4 Propiedades mínimas del metal de aporte	Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
	E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22	
E80xx	80 (551)	67 (462)	19	
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17	
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16	
E120xx	120 (827)	107 (737)	14	

\* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia mínima a la tensión. El último incluye variables en la técnica de soldado, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de soldado, como por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

Tabla 105 Propiedades Cargas constantes permisibles

**Tabla 9-7**  
Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete								Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h	
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)									
	60*	70*	80	90*	100	110*	120		
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial									
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0	Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal									
$f_u =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h	Tamaño de la soldadura, pulg	
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal								
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45	*Hasta 1/4 inclusive	
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27	Mayor que 1/4 A 1/2	
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09	Mayor que 1/2 A 3/4	
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91	Mayor que 3/4 A 1 1/2	
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73	Mayor que 1 1/2 A 2 1/4	
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14	Mayor que 2 1/4 A 6	
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54	Mayor que 6	
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59		

\* Las soldaduras de filete en realidad se ensayan por el AWS-ONS Test Committee.  
†  $f_u = 0.707 \tau_{perm}$

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.  
‡ Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.  
\* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

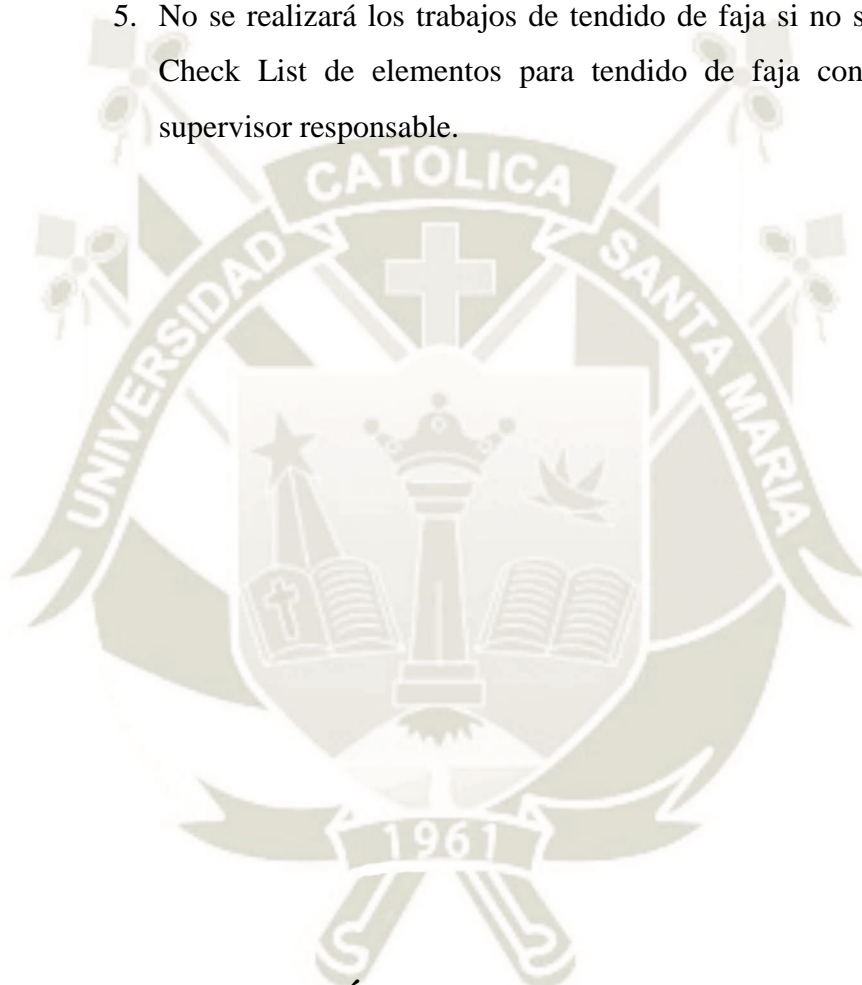
Fuente: Manual de Steel W. Duggitt (ed.), Steel Structures: Analysis and Design, 1941, The James E. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, Ohio, 1991, p. 2.

Fuente: Shigley 8va Edición (2008)

### 5.6.2.4 Restricciones

1. Ante cualquier situación que genere un riesgo inminente se paralizarán los trabajos, hasta aplicar medidas de control que minimicen el nivel de riesgo, tomando en consideración el IPERC.
2. En caso de clima adverso (tormentas eléctricas, neblina, etc.), se paralizarán las actividades hasta que las condiciones sean nuevamente favorables para el correcto desarrollo de la tarea.

3. El uso del EPP específico es obligatorio y no se permitirá la ejecución de ningún trabajo si es que los colaboradores no cuentan con la protección adecuada.
4. No se realizará trabajos bajo los efectos de alcohol, drogas o medicamentos que pueda afectar la habilidad de las personas que intervengan en la tarea.
5. No se realizará los trabajos de tendido de faja si no se evidencia el Check List de elementos para tendido de faja con la firma del supervisor responsable.



## **CAPÍTULO VI: COSTOS**

## 6.1 P.U. DE MATERIALES

Tabla 106 P.U. de Materiales



### MATERIALES

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO  
FECHA

Código	Recurso	Unidad	Cantidad	Precio Unitario U\$\$	Parcial US\$
<b>MATERIAL</b>					
<b>1 MECANICA</b>					
1.01	Grout Masterflow 928	galb	1.00	36,918.33	36,918.33
1.02	Soportes temporales (H 6 x 12) - 99 mts de viga	Ton	1.77	1,139.39	2,016.72
1.03	Cables acerado de 3/4" de construcción 6x19 - Carrete por 100 mts	Und	15.00	487.88	7,318.18
1.04	Grapas de fierro p/zuncho metálico de 3/4"	Und	48.00	0.17	8.16
1.05	Grilletes Crosby 3/8"	Und	15.00	5.21	78.15
1.06	Grilletes Crosby 1/2"	Und	25.00	7.08	177.00
1.07	Grilletes Crosby 1"	Und	10.00	28.1	281.00
1.08	Grilletes Crosby 2"	Und	5.00	253.5	1267.50
1.09	Eslingas 2" x 4 capas x 4 mts	Und	20.00	8.41	168.2
1.10	Eslingas 4" x 4 capas x 4 mts	Und	10.00	16.68	166.8
1.11	Eslingas 10" x 4 capas x 4 mts	Und	5.00	51.49	257.45
1.12	Balancines o yugos de 1.0 - 2.0 Capacidad 10 Ton	Und	1.00	200.00	200.00
1.13	Tacos para soportes para preensambles 20 x 20 x 3 Mts	Und	60.00	3.86	231.60
1.14	Electrodo 7018 de 1/8"	Kg	50.00	2.98	149.00
1.15	Esmeril de 4"	Und	4.00	217.19	868.76
1.16	Esmeril de 7"	Und	4.00	125.73	502.92
1.17	Disco de Corte de 7"	Und	100.00	1.58	158.00
1.18	Disco de Corte de 4"	Und	100.00	1.04	104.00
1.19	Marcador de metal tipo liquid paper	Und	50.00	3.40	170.00
1.20	Cinta de señalización ROJA 5 x 5	Rollo	25.00	8.18	204.50
1.21	Cinta de señalización AMARILLA 5 x 5	Rollo	25.00	8.18	204.50
1.22	Malla de seguridad elástica reflectiva color naranja de 40" x 50 Yd (1x45mts)	Und	10.00	8.94	89.40
1.23	Barra de tráfico retratactil para uso en conos de seguridad	Und	50.00	6.22	311.00
1.24	Cono de seguridad de 36" con cintas reflectivas	Und	70.00	15.43	1,080.10
1.25	Lija para fierro #40	Pieigo	200.00	0.51	102.00
1.26	Lija para fierro #80	Pieigo	200.00	0.40	80.00
1.27	Cinta Métrica de 20 m con carcasa plastica	Und	12.00	7.59	91.08
1.28	Balde de plastico de 5 Gl	Und	10.00	8.03	80.30
1.29	Alambre de fierro #16	Kg	100.00	1.08	108.00
1.30	Angulo de fierro negro 1/4 x 2 x 2 de 6 mts	Und	30.00	20.14	604.20
1.31	Trapo industrial	Kg	200.00	1.17	234.00
1.32	Carretilla con refuerzo soldado / llanta camara y rodaje	Und	8.00	67.58	540.64
1.33	Silbato Tipo Policia	Und	15.00	7.05	105.75
1.34	Torquimetro 0 - 250 Lb x encastre de 1/2"	Und	6.00	154.01	924.06
1.35	Luminaria industrial IP65 halogenuros metálicos 400W	Und	20.00	81.87	1,637.40
1.36	Juego de llaves mixtas de 1/4" a 2" (16 Pzs)	Juego	11.00	87.43	961.73
1.37	Extintor PQS 9 Kg	Und	4.00	75.76	303.04
<b>TON TOTAL</b>			<b>390.21</b>		
<b>MATERIAL USD/TON</b>			<b>150.44</b>		
<b>TOTAL MATERIALES US\$</b>					<b>58,703.48</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.2 P.U. DE EQUIPOS

Tabla 107 P.U. de Equipos y Maquinaria



### EQUIPO Y MAQUINARIAS

OBRA

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

Código	Recurso	Unidad	Cantidad	US\$/MES	US\$ TOTAL / MES	TOTAL US\$ en el proyecto
<b>EQUIPO Y MAQUINARIA</b>						
<b>1.00</b>	<b>MECANICA</b>					
<b>1.10</b>	<b>Equipos Mayores</b>					
1.101	Tracto + Cama baja 50 ton	Und	3.00	14,354.00	43,062.00	344,496.00
1.102	Camión Hiab 18 ton	Und	6.00	19,050.00	114,300.00	914,400.00
1.103	Grua 90 ton - Telescópica RT	Und	2.00	23,753.33	47,506.66	380,053.28
1.104	Grupos electrógenos 80 Kw - KAISER	Und	1.00	4,872.30	4,872.30	38,978.40
1.105	Grupos electrógenos 100 Kw - KAISER	Und	2.00	5,387.20	10,774.40	86,195.20
1.106	Maquina de Soldar TIG 400 A	Und	1.00	302.75	302.75	2,422.00
1.107	Maquina de Soldar Electrica 400 A	Und	2.00	309.40	618.80	4,950.40
1.108	Balancines o yugos de 1.0 - 2.0 Capacidad 10 Ton	Und	1.00	200.00	200.00	1,600.00
1.109	Andamios (Cuerpos)	Und	19.00	45.46	863.74	863.74
1.110	Tractor D8	Und	1.00	29,679.00	29,679.00	237,432.00
1.111	Winche 10 TON - MARCO	Und	2.00	2,100.00	4,200.00	21,000.00
<b>TOTAL EQUIPO Y MAQUINARIA US\$</b>						<b>2,032,391.02</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.3 P.U. DE SUBCONTRATOS

Tabla 108 P.U. de Subcontratos



### SUBCONTRATOS

OBRA

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

Código	Actividad Principal	Nombre subcontratista	RUC	Precio US\$	Parcial US\$
<b>SUBCONTRATOS</b>					
<b>1.00</b>	<b>MOVILIZACIÓN / DESMOVILIZACIÓN</b>			90,074.69	90,074.69
<b>2.00</b>	<b>INSTALACIÓN, MANTENIMIENTO Y RETIRO DE LAS FACILIDADES DE OBRA</b>			65,014.98	65,014.98
<b>3.00</b>	<b>OBRAS MECÁNICOS</b>				
3.01	Empalme Faja			399,184.22	399,184.22
3.02	Concreto para leñado faja			43,236.44	43,236.44
<b>TOTAL SUBCONTRATOS US\$</b>					<b>597,510.34</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.4 P.U. DE GASTOS GENERALES

Tabla 109 Gastos Generales



### GASTOS GENERALES

OBRA

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	P.U. US\$ / MES	TIEMPO	TOTAL
<b>1</b>	<b>ADMINISTRACIÓN</b>	-	-	-	-	-
1.01	Administrador Obra	CU	1.00	3,807.00	9.00	34,263.00
1.02	Asistente Administrativo	CU	1.00	2,030.40	9.00	18,273.60
<b>2</b>	<b>SERVICIOS GENERALES</b>	-	-	-	-	-
2.01	Jefe de Almacén	CU	1.00	2,538.00	9.00	22,842.00
2.02	Chofer	CU	6.00	662.09	9.00	35,752.70
2.03	Asistente Social	CU	1.00	1,776.60	9.00	15,989.40
2.04	Guardián	CU	2.00	662.09	9.00	11,917.57
2.05	Almacenero	CU	1.00	1,324.17	9.00	11,917.57
2.06	Supervisor de Mantenimiento	CU	1.00	1,776.60	9.00	15,989.40
2.07	Ayudantes de Almacén	CU	1.00	1,258.10	9.00	11,322.90
2.08	Repartidores de Almuerzo	CU	12.00	1,258.10	9.00	135,874.80
<b>3</b>	<b>SISTEMAS Y COMUNICACIONES</b>	-	-	-	-	-
3.01	Equipos informáticos	Gl	1.00	2,981.15	9.00	26,830.37
3.02	Software	Gl	1.00	1,026.00	9.00	9,234.00
3.03	Equipos para comunicación	Gl	1.00	1,414.64	9.00	12,731.73
<b>4</b>	<b>GASTOS OFICINA PRINCIPAL</b>	-	-	-	-	-
4.01	Visitas Gerenciales	Gl	1.00	500.00	6.00	3,000.00
4.02	Procesamiento de planillas	Gl	1.00	123.82	9.00	1,114.36
<b>5</b>	<b>EQUIPOS Y VEHÍCULOS DE APOYO</b>	-	-	-	-	-
5.01	Camioneta c.doble 4x4	unid	6.00	1,652.17	9.00	89,217.39
5.02	Ambulancia	unid	1.00	5,300.00	9.00	47,700.00
5.03	Camion Sistema Agua 3000 gal	unid	1.00	6,972.00	9.00	62,748.00
5.04	Camion grúa 12 ton	unid	1.00	16,498.40	9.00	148,485.60
5.05	Custer 28 pasajeros	unid	2.00	2,260.87	9.00	40,695.65
5.06	Camion Sistema Combustible 3000 gal	unid	1.00	4,500.00	9.00	40,500.00
5.07	Tableros Eléctricos	unid	2.00	150.00	9.00	2,700.00
5.08	Grupo Electrogenero 100 KW	unid	2.00	5,838.56	9.00	105,094.08
5.09	Grupo electrógeno 80 kW	unid	1.00	2,643.60	9.00	23,792.43
<b>6</b>	<b>ALOJAMIENTO Y ALIMENTACIÓN</b>	-	-	-	-	-
6.01	Alimentación	Gl	1.00	5,927.53	9.00	53,347.75
6.02	Hospedaje	Gl	1.00	9,668.83	9.00	87,019.50
6.03	Lavandería	Gl	1.00	823.33	9.00	7,410.00
<b>7</b>	<b>GASTOS DEL PERSONAL EMPLEADO</b>	-	-	-	-	-
7.01	Exámenes médicos	Gl	1.00	853.75	9.00	7,683.79
7.02	Capacitaciones	Gl	1.00	1,363.64	9.00	12,272.73
<b>8</b>	<b>GASTOS DE OPERACIÓN</b>	-	-	-	-	-
8.01	Útiles, copias, videos	Gl	1.00	1,466.67	9.00	13,200.00
8.02	Gastos de representación	Gl	1.00	100.00	9.00	900.00
8.03	Consumo de internet	Gl	1.00	860.17	9.00	7,741.50
8.04	Transporte personal empleado	Gl	1.00	1,183.91	9.00	10,655.21
8.05	Material de utillaje y protección de equipos	Gl	1.00	1,515.15	9.00	13,636.36
<b>9</b>	<b>CONTROL DE CALIDAD</b>	-	-	-	-	-
<b>9.1</b>	<b>TOPOGRAFÍA</b>	-	-	-	-	-
9.1.1	Equipos para topografía	Gl	1.00	2,970.91	9.00	26,738.18
<b>9.2</b>	<b>RESPONSABILIDAD SOCIAL</b>	-	-	-	-	-
9.2.1	Plan de responsabilidad social	Gl	1.00	1,363.64	9.00	12,272.73
<b>9.3</b>	<b>SEGUROS</b>	-	-	-	-	-
9.3.1	Fianza por Fondo de Garantía	Gl	1.00	1,304.55	9.00	11,740.91
9.3.2	Fianza por Retención de Fondo	Gl	1.00	1,304.55	9.00	11,740.91
9.3.3	Sencico	Gl	1.00	2,236.36	9.00	20,127.27
9.3.4	Seguros de trabajadores	Gl	1.00	369.00	9.00	3,321.00
9.3.5	ITF (0.005%)	Gl	1.00	49.81	11.00	547.89
9.3.6	Poliza CAR	Gl	1.00	273,980.00	1.00	273,980.00
<b>TOTAL GASTOS GENERALES</b>					<b>US\$</b>	<b>1,228,342.27</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.5 P.U. DE COSTOS DE SUPERVISION

Tabla 110 P.U. Supervisión de Obra



### SUPERVISION DE OBRA

OBRA

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	P.U. / mes	TIEMPO	TOTAL
<b>1 DIRECCIÓN</b>						
1.1	Gerente de Proyecto	CU	1.00	6,091.20	9	54,820.80
1.3	Superintendente General	CU	1.00	5,076.00	9	45,684.00
1.5	Ingeniero Electromecánico de Pre Comisiona	CU	1.00	5,076.00	9	45,684.00
<b>2 OFICINA TECNICA</b>						
2.1	Jefe de Oficina Técnica	CU	1.00	5,076.00	9	45,684.00
2.2	Coordinador de oficina técnica (controlador d	CU	1.00	2,284.20	9	20,557.80
2.3	Topógrafos	CU	4.00	2,284.20	9	82,231.20
2.4	Proyectista	CU	1.00	2,538.00	9	22,842.00
<b>3 PLANEAMIENTO Y CONTROL</b>						
3.1	Ingeniero Control de Costos	CU	1.00	4,060.80	9	36,547.20
3.2	Ingeniero de planeamiento Electromecánico	CU	1.00	4,060.80	9	36,547.20
<b>4 CALIDAD</b>						
4.1	Ingeniero de QA-QC Mecánico	CU	2.00	4,060.80	9	73,094.40
<b>TOTAL SUPERVISION</b>					<b>US \$</b>	<b>463,692.60</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.6 P.U. FINANCIAMIENTO

Tabla 111 Financiamiento



### FINANCIAMIENTO

OBRA MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	P.U.	TIEMPO	TOTAL
1	Costos de Financiamiento	GI	1	4,018.28	9	36,164.50
						0.00
						0.00
						0.00
						0.00
						0.00

<b>TOTAL FINANCIAMIENTO</b>					<b>US \$</b>	<b>36,164.50</b>
-----------------------------	--	--	--	--	--------------	------------------

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.7 P.U. SEGURIDAD

Tabla 112 P.U. Seguridad



### SEGURIDAD

OBRA

MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECANICO DE FAJA 100-FT-200

UBICACIÓN MINA QUELLAVECO

FECHA

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	P.U.	TIEMPO	TOTAL
1	Jefe de Prevención de Riesgos (Jefes de area)	CU	1.00	5,076.00	9	45,684.00
2	Ing. de HSE	CU	6.00	4,060.80	9	219,283.20
3	Paramedico	CU	1.00	2,030.40	9	18,273.60
4	Implementos de seguridad tales como carteles, líneas de vida, tarjetas para bloqueo	GI	1.00	474.73	9	4,272.54
5	Extintidores	GI	1.00	145.45	9	1,309.09
6	Pararrayo	CU	2.00	160.00	9	2,880.00

<b>TOTAL SUPERVISION</b>					<b>US \$</b>	<b>291,702.43</b>
--------------------------	--	--	--	--	--------------	-------------------

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.8 DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTOS UNITARIOS DIRECTOS

Tabla 113 Detalle de presupuesto - Costos Unitarios Directos



**EXPEDIENTE PRESUPUESTAL**  
**MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200**  
**DETALLE FORMATO DE PRESUPUESTO**

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	CANTIDAD	HH-Unit.	COSTO UNITARIO DIRECTO				
						LABOR	MATERIAL	EQ. COST.	SUB CONT	P.U.D. \$
				A		B	C	D	E	F=B+C+D+E
1	GE01	Movilización/Desmovilización	Gl	1					90,074.69	90,074.69
2	GE02	Instalación, mantenimiento y retiro de las facilidades de obra	Gl	1					65,014.98	65,014.98
3	GE03	Poliza CAR	Gl	1						-
<b>Faja 100-FT-200</b>										
<b>Montaje estructural (ME)</b>										
4	ME01	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica Liviana (menor a 25.00 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0.208	1,350.00	64,846.15	8,429.02	291,823.55	-	365,098.72
5	ME02	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso medio (25.10 kg/m - 124.9 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	195	19,734.00	786.10	131.43	4,550.20	-	5,467.73
6	ME03	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso pesado (mayor a 125 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0	-	-	-	-	-	-
8	ME04	Suministro, componentes metálicos según planos y especificaciones de proyecto. Incluye: materiales, soldadura, pintura, etc.	Ton	195	1,392.00	10.02	9.27	320.96	-	340.25
<b>Montaje Mecánico (MM)</b>										
9	MM01	Trabajos de montaje e instalación de polea de cabeza Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	500.00	4,753.00	649.35	22,481.22	-	27,883.57
10	MM02	Trabajos de montaje e instalación de polea dobladora "HT" Ø508x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	555.00	8,148.00	720.77	24,954.16	-	33,822.93
11	MM03	Trabajos de montaje e instalación de polea "take up" Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	800.00	4,074.00	1,038.95	35,969.95	-	41,082.91
12	MM04	Trabajos de montaje e instalación de polea de cola Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	500.00	4,753.00	649.35	22,481.22	-	27,883.57
13	MM05	Trabajos de montaje e instalación de winche "take up" activo, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	555.00	4,074.00	720.77	24,954.16	-	29,748.93
14	MM06	Trabajos de montaje e instalación de disco de freno dinámico 914.4mm, calipers y HPU reducidos, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	2	720.00	8,148.00	467.53	16,186.48	-	24,802.01
15	MM07	Trabajos de montaje e instalación de rodillos de carga y retorno por mesa, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	12459	3,078.00	2.38	0.32	11.11	-	13.81
16	MM08	Trabajo de montaje e instalación de rodillos de impacto abarquillado de 20" de Ø6", en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Gl	1	249.97	866.40	324.63	11,239.07	-	12,430.10
18	MM09	Trabajos de montaje e instalación de limpiadores de faja, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	3	180.00	2,037.00	77.92	2,697.75	-	4,812.67
19	MM10	Trabajos de montaje e instalación de Motor, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	2,630.00	28,060.40	3,415.56	118,251.23	-	149,727.19
20	MM11	Trabajos de montaje e instalación de sistema de enfriamiento, en base a trayectorias definidas y especificaciones de proyecto.	Gl	1	220.00	2,037.00	285.71	9,891.74	-	12,214.45
21	MM12	Trabajos de montaje e instalación de faja 4,000 mts, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Gl	1	14,340.00	98,535.20	18,623.26	644,761.44	442,420.67	1,204,340.56

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.9 DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTOS UNITARIOS INDIRECTOS

Tabla 114 Detalle de presupuesto - Costos Unitarios Indirectos



**EXPEDIENTE PRESUPUESTAL**  
**MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200**  
**DETALLE FORMATO DE PRESUPUESTO**

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	CANTIDAD A	HH-Unit.	COSTO UNITARIO INDIRECTO				
						Superv.	G.G.	Seguridad	Financ.	P.U.I. \$
						G	H	I	J	K=G+H+I+J
1	GE01	Movilización/Desmovilización	Gl	1						
2	GE02	Instalación, mantenimiento y retiro de las facilidades de obra	Gl	1						
3	GE03	Poliza CAR	Gl	1			273,980.00			273,980.00
<b>Faja 100-FT-200</b>										
<b>Montaje estructural (ME)</b>										
4	ME01	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica liviana (menor a 25.00 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0.208	1,350.00	66,579.91	176,373.15	41,884.48	5,192.73	290,030.27
5	ME02	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso medio (25.10 kg/m - 124.9 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	195	19,734.00	1,038.13	2,750.06	653.08	80.97	4,522.24
6	ME03	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso pesado (mayor a 125 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0	-	-	-	-	-	-
8	ME04	Suministro, componentes metálicos según planos y especificaciones de proyecto. Incluye: materiales, mano de obra, transporte, etc.	Ton	195	1,392.00	73.23	193.98	46.07	5.71	318.99
<b>Montaje Mecánico (MM)</b>										
9	MM01	Trabajos de montaje e instalación de polea de cabeza Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	500.00	5,129.12	13,587.26	3,226.66	400.03	22,343.07
10	MM02	Trabajos de montaje e instalación de polea dobladora "HT" Ø508x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	555.00	5,693.32	15,081.86	3,581.59	444.04	24,800.81
11	MM03	Trabajos de montaje e instalación de polea "take up" Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	800.00	8,206.59	21,739.62	5,162.65	640.05	35,748.92
12	MM04	Trabajos de montaje e instalación de polea de cola Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo HT, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	500.00	5,129.12	13,587.26	3,226.66	400.03	22,343.07
13	MM05	Trabajos de montaje e instalación de winche "take up" activo, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	555.00	5,693.32	15,081.86	3,581.59	444.04	24,800.81
14	MM06	Trabajos de montaje e instalación de disco de freno dinámico 914.4mm, callipers y HPU redundante, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	2	720.00	3,692.97	9,782.83	2,323.19	288.02	16,087.01
15	MM07	Trabajos de montaje e instalación de rodillos de carga y retorno por mesa, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	12459	3,078.00	2.53	6.71	1.59	0.20	11.04
16	MM08	Trabajo de montaje e instalación de rodillos de impacto abarquillado de 20" de Ø6", en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Gl	1	249.97	2,564.21	6,792.70	1,613.11	199.99	11,170.00
18	MM09	Trabajos de montaje e instalación de limpiadores de faja, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	3	180.00	615.49	1,630.47	387.20	48.00	2,681.17
19	MM10	Trabajos de montaje e instalación de Motor, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	2,630.00	26,979.17	71,469.01	16,972.21	2,104.17	117,524.56
20	MM11	Trabajos de montaje e instalación de sistema de enfriamiento, en base a trayectorias definidas en planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Gl	1	220.00	2,256.81	5,978.40	1,419.73	176.01	9,830.95
21	MM12	Trabajos de montaje e instalación de faja 4,000 mts, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Gl	1	14,340.00	147,103.14	389,682.75	92,540.50	11,472.93	640,799.32

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

6.10 DETALLE DE PRESUPUESTO – COSTO TOTAL

Tabla 115 Detalle de presupuesto - Costo total



**EXPEDIENTE PRESUPUESTAL**  
**MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200**  
**DETALLE FORMATO DE PRESUPUESTO**

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	CANTIDAD	HH-Unit.	P.U.	P.U CON	PRECIO TOTAL
				A		M=F+K	UTILIDAD 12%	N=AxM
							N=M*1.12	
1	GE01	Movilización/Desmovilización	GI	1		90,074.69	100,883.65	100,883.65
2	GE02	Instalación, mantenimiento y retiro de las facilidades de obra	GI	1		65,014.98	72,816.78	72,816.78
3	GE03	Poliza CAR	GI	1		273,980.00	306,857.60	306,857.60
<b>Faja 100-FT-200</b>								
<b>Montaje estructural (ME)</b>								
4	ME01	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica Liviana (menor a 25.00 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0.208	1,350.00	655,128.99	733,744.47	152,618.85
5	ME02	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso medio (25.10 kg/m - 124.9 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	195	19,734.00	9,989.97	11,188.77	2,181,809.45
6	ME03	Trabajos de montaje e instalación de estructura metálica peso pesado (mayor a 125 kg/m), en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Ton	0	-	-	-	-
8	ME04	Suministro, componentes metálicos según planos y especificaciones de proyecto. Incluye: materiales, pintura, etc.	Ton	195	1,392.00	659.24	738.35	143,978.02
<b>Montaje Mecánico (MM)</b>								
9	MM01	Trabajos de montaje e instalación de patea de cabeza Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo chapa.	Un	1	500.00	50,226.64	56,253.84	56,253.84
10	MM02	Trabajos de montaje e instalación de patea dobladora "HT" Ø508x812.8 cara con revestimiento tipo chapa.	Un	1	555.00	58,623.74	65,658.59	65,658.59
11	MM03	Trabajos de montaje e instalación de patea "take up" Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo chapa.	Un	1	800.00	76,831.83	86,051.65	86,051.65
12	MM04	Trabajos de montaje e instalación de patea de cola Ø914.4x812.8 cara con revestimiento tipo chapa.	Un	1	500.00	50,226.64	56,253.84	56,253.84
13	MM05	Trabajos de montaje e instalación de winche "take up" activo, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	555.00	54,549.74	61,095.71	61,095.71
14	MM06	Trabajos de montaje e instalación de disco de freno dinámico 914.4mm, calipers y HPU redundante.	Un	2	720.00	40,889.02	45,795.70	91,591.40
15	MM07	Trabajos de montaje e instalación de rodillos de carga y retorno por mesa, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	12459	3,078.00	24.85	27.83	346,759.34
16	MM08	Trabajo de montaje e instalación de rodillos de impacto abarquillado de 20° de Ø6", en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	GI	1	249.97	23,600.10	26,432.11	26,432.11
18	MM09	Trabajos de montaje e instalación de limpiadores de faja, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	3	180.00	7,493.84	8,393.10	25,179.30
19	MM10	Trabajos de montaje e instalación de Motor, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	Un	1	2,630.00	267,251.75	299,321.96	299,321.96
20	MM11	Trabajos de montaje e instalación de sistema de enfriamiento, en base a trayectorias definidas y especificaciones de proyecto.	GI	1	220.00	22,045.40	24,690.85	24,690.85
21	MM12	Trabajos de montaje e instalación de faja 4,000 mts, en base a planos de ingeniería y especificaciones de proyecto.	GI	1	14,340.00	1,845,139.88	2,066,556.67	2,066,556.67
<b>Monto Total (USD):</b>								<b>\$ 6,164,809.60</b>

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## 6.11 RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Tabla 116 Resumen del Presupuesto - Montaje estructural



EXPEDIENTE PRESUPUESTAL  
RESUMEN FORMATO DE PRESUPUESTO  
MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	HH	PRESUPUESTO		
					METRADO	PU	TOTAL
					A	B	C=A+B
1	GE01	Movilización/Desmovilización	Gl		1	100,883.65	100,883.65
2	GE02	Instalación, mantenimiento y retiro de las facilidades de obra	Gl		1	72,816.78	72,816.78
3	GE03	Poliza CAR	Gl		1	306,857.60	306,857.60
		<b>Faja 100-FT-200</b>					-
		<b>Montaje estructural (ME)</b>					-
4	ME01	Trabajos de montaje e instalación de <b>estructura metálica liviana (menor a 25.00 kg/m)</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación y etiquetado, trabajos de retorque, alineación de elementos estructurales (X,Y,Z), suministro y realización de trabajos de retorque de pintura en estructura, suministro e instalación de grout epoxico, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Ton	1,350.00	0.21	733,744.47	152,618.85
5	ME02	Trabajos de montaje e instalación de <b>estructura metálica peso medio (25.10 kg/m - 124.9 kg/m)</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación y etiquetado, trabajos de retorque, alineación de elementos estructurales (X,Y,Z), suministro y realización de trabajos de retorque de pintura en estructura, suministro e instalación de grout epoxico, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Ton	19,734.00	195.00	11,188.77	2,181,809.45
6	ME03	Trabajos de montaje e instalación de <b>estructura metálica peso pesado (mayor a 125 kg/m)</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación y etiquetado, trabajos de retorque, alineación de elementos estructurales (X,Y,Z), suministro y realización de trabajos de retorque de pintura en estructura, suministro e instalación de grout epoxico, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Ton	-	-	-	-
8	ME04	Suministro, <b>componentes metálicos</b> según planos y especificaciones de proyecto. Incluye: mano de obra calificada, maniobras, material (acero A-36, placa, viga, tubo de acero, solera, etcétera), traslado de materiales a sitio, mano de obra, accesorios de fijación, suministro de anclas epóxicas, suministro de epoxico, placa de apoyo, suministro y aplicación de pintura, consumibles mayores y menores, herramientas, pruebas en soldaduras, zincho metálico de sujeción, espigas, banda de neopreno, equipo, limpieza y acarreo de material sobrante a donde se indique y todo lo necesario para su correcta instalación y funcionamiento.	Ton	195.00	195.00	738.35	143,978.02

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

Tabla 117 Resumen del Presupuesto - Montaje Mecánico



EXPEDIENTE PRESUPUESTAL  
RESUMEN FORMATO DE PRESUPUESTO  
MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	HH	PRESUPUESTO		
					METRADO	PU	TOTAL
					A	B	C=A+B
		<b>Montaje Mecánico (MM)</b>					
9	MM01	Trabajos de montaje e instalación de <b>polea de cabeza Ø914.4x812.8</b> cara con revestimiento tipo chevron de 6.35mm con 2 bloques de cojinete, en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico, alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	500.00	1.00	56,253.84	56,253.84
10	MM02	Trabajos de montaje e instalación de <b>polea dobladora "HT" Ø508x812.8</b> cara con revestimiento tipo chevron de 6.35mm con 2 bloques de cojinete, en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico (donde aplique), alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	555.00	1.00	65,658.59	65,658.59
11	MM03	Trabajos de montaje e instalación de <b>polea "take up" Ø914.4x812.8</b> cara con revestimiento chevron de 6.35mm con 2 bloques de cojinete, en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico (donde aplique), alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	800.00	1.00	86,051.65	86,051.65
12	MM04	Trabajos de montaje e instalación de <b>polea de cola Ø914.4x812.8</b> cara con revestimiento tipo chevron de 6.35mm con 2 bloques de cojinete, en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico, alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	500.00	1.00	56,253.84	56,253.84
13	MM05	Trabajos de montaje e instalación de <b>winche "take up" activo</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico (donde aplique), alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	555.00	1.00	61,095.71	61,095.71
14	MM06	Trabajos de montaje e instalación de disco de freno dinámico 914.4mm, calipers y HPU redundante, en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, pruebas de calidad (todas las que apliquen), identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout cementicio y/o epoxico (donde aplique), alineación y nivelación de estructura y equipos, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	Un	720.00	2.00	45,795.70	91,591.40

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

Tabla 118 Resumen del Presupuesto - Montaje estructural



EXPEDIENTE PRESUPUESTAL  
RESUMEN FORMATO DE PRESUPUESTO  
MONTAJE ESTRUCTURAL Y MECÁNICO DE FAJA 100-FT-200

CONS	PARTIDA	PARTIDAS	UND	HH	PRESUPUESTO			
					METRADO	PU	TOTAL	
					A	B	C=A+B	
		<b>Montaje Mecánico (MM)</b>						
15	MM07	Trabajos de montaje e instalación de <b>rodillos de carga y retorno por mesa</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, trabajos de torque (donde aplique), trabajos de lubricación y colocación de grasa (donde aplique), alineación y nivelación, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos. -20' (grupo de 3 rodillos Ø6")	Un	3,078.00	12,459.02	27.83	346,759.34	
16	MM08	Trabajo de montaje e instalación de <b>rodillos de impacto</b> abarquillado de 20" de Ø6", en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, trabajos de torque (donde aplique), trabajos de lubricación y colocación de grasa (donde aplique), alineación y nivelación, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	GI	249.97	1.00	26,432.11	26,432.11	
18	MM09	Trabajos de montaje e instalación de <b>limpiadores de faja</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, trabajos de torque (donde aplique), trabajos de lubricación y colocación de grasa (donde aplique), alineación y nivelación, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura, trabajos de barrenación y soldadura, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos. Incluye: - 03 Limpiadores de faja	GL	180.00	3.00	8,393.10	25,179.30	
19	MM10	Trabajos de montaje e instalación de <b>Motor</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico (donde aplique), alineación y nivelación de estructura y equipos, trabajos de soldadura y barrenación, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y equipos, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos. Incluye: - Motor 13500kw "High voltage motor SIMOTICS HV M - SIEMENS" 100-FT-200-M1	Un	2,630.00	1.00	299,321.96	299,321.96	
20	MM11	Trabajos de montaje e instalación de <b>sistema de enfriamiento</b> , en base a trayectorias definidas según ingeniería y especificaciones. Incluye: mano de obra, herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, etiquetado y dirección flujo de tubería, trabajos de torque (donde aplique), alineación y nivelación, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en tubería, trabajos de soldadura y barrenación, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos. Incluye: -Enfriadores -Piping	GI	220.00	1.00	24,690.85	24,690.85	
21	MM12	Trabajos de montaje e instalación de <b>faja 4,000 mts</b> , en base a planos de ingeniería y especificaciones. Incluye: Incluye: mano de obra, trabajos de empuje y fusión de fajas (incluye trabajos de unión de faja), herramienta, equipo (cantidades y capacidades suficientes), materiales (los que apliquen), traslados, carga, descarga y acarreo, consumibles mayores y menores, identificación, etiquetado, trabajos de soldadura y barrenación, trabajos de torque (donde aplique), suministro de grout epoxico (donde aplique), instalación de estructura o mesas de fajas en durmientes de concreto (incluye trabajos de ajuste y torque), alineación y nivelación de estructuras (X,Y,Z), instalación de mesas y durmientes, suministro y realización de trabajos de retoque de pintura en estructura y tubería, suministro e instalación de toda la soportería necesaria, así como todo lo necesario para la correcta ejecución de los trabajos.	GI	14,340.00	1.00	2,066,556.67	2,066,556.67	
						Monto Total (USD):	\$	6,164,809.60

Fuente: Elaboración Propia (06/19)

## CAPÍTULO VII: PLANEAMIENTO DEL PROYECTO

### 7.1 DESCRIPCION

El proyecto del montaje de la faja transportadora 100-FT-200, inicia el 01 de Agosto del 2019, con 10 hrs de trabajo diario.

El proyecto inicia con la movilización e instalación de las oficinas y zonas de trabajo. Al mismo tiempo con la supervisión de calidad en la construcción de las estructuras.

Todo se recogerá de almacén de la empresa minera, su traslado hasta ese punto es por parte de la misma.

El proyecto tiene una duración total de 283 días, desde las movilizaciones hasta las pruebas sin carga, con media carga y a toda carga.

Así mismo el costo total como se explicó el capítulo anterior es de \$ 6'164'809.60.

Para realizar el proyecto se requiere las siguientes cuadrillas:

- 04 Cuadrillas Estructurales, cada una conformada por:
  - 01 Capataz Estructural
  - 01 Soldador Estructural 3G
  - 02 Operador Amador
  - 02 Oficial
  - 01 Ayudante
  - 01 Supervisor de Campo
  
- 02 Cuadrillas Mecánicas, cada una conformada por:
  - 01 Capataz Electromecánico
  - 01 Soldador Estructural 3G
  - 02 Mecánico de alineamiento
  - 02 Mecánico Armador
  - 01 Ayudante

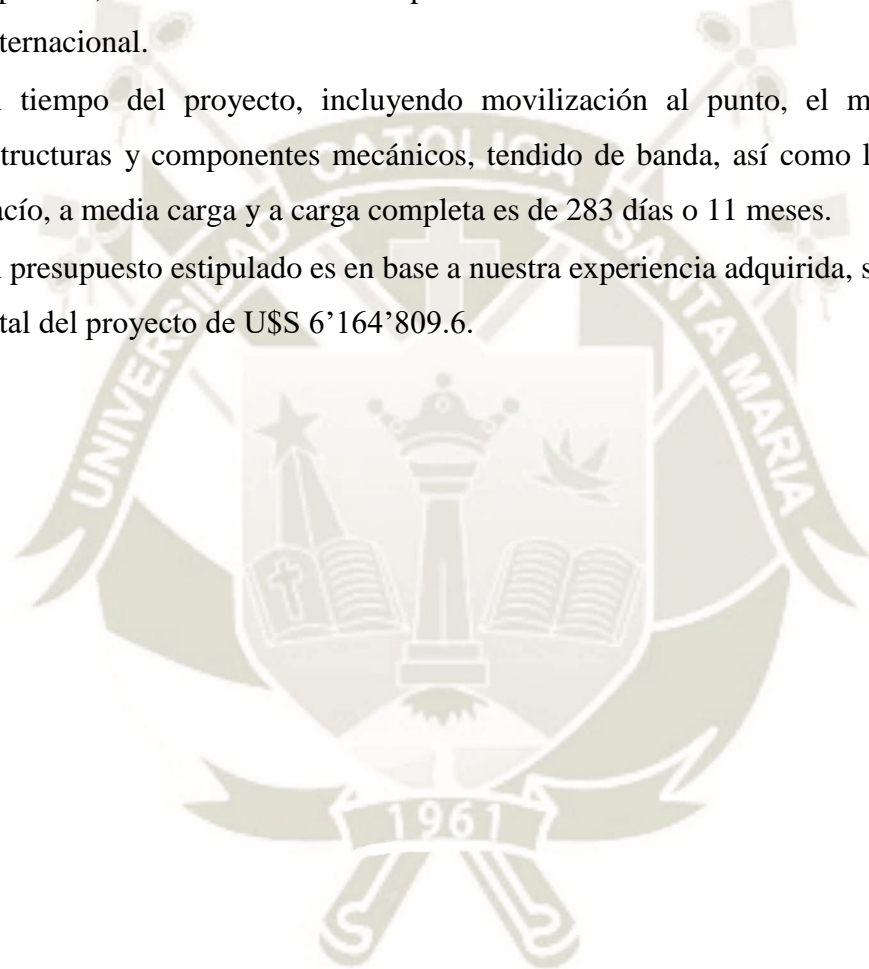
- 01 Supervisor de Campo
- 02 Cuadrillas Mecánicas, cada una conformada por:
  - 01 Capataz Electromecánico
  - 01 Soldador Estructural 3G
  - 02 Mecánico de alineamiento
  - 02 Mecánico Armador
  - 01 Ayudante
  - 01 Supervisor de Campo
- 05 Cuadrillas de Topógrafos, cada una conformada por:
  - 01 Ayudante
  - 01 Oficial
  - 01 Topógrafo
- 05 Cuadrillas de Topógrafos, cada una conformada por:
  - 01 Ayudante
  - 01 Oficial
  - 01 Topógrafo
- 04 Cuadrillas de Montaje, cada una conformada por:
  - 01 Capataz Rigger
  - 01 Maniobrista de montaje
  - 01 Mecánico de Montaje
- 02 Ingenieros de QA-QC, los cuales certificarán los montajes que se van realizando a lo largo del proyecto.

## 7.2 DIAGRAMA GANT

El diagrama se adjunta en el ANEXO

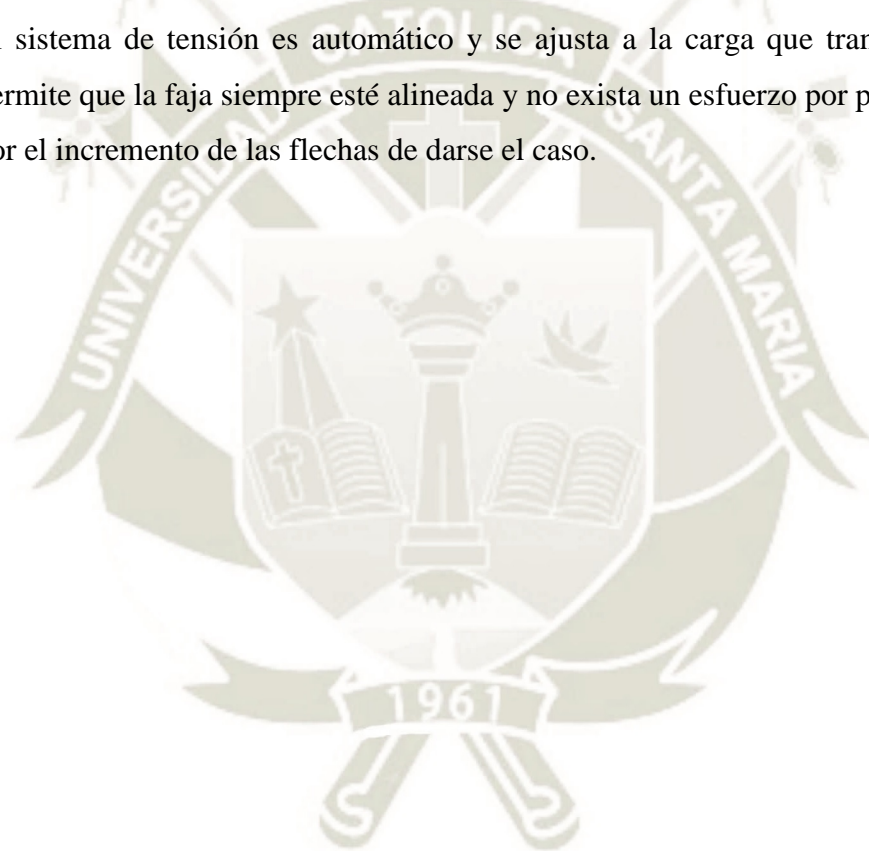
## CONCLUSIONES

- Con el diseño de la faja transportadora, se tiene la mejora tecnológica para el transporte de mineral de manera ininterrumpida por 4 km. desde el chancado primario hacia el stockpile al ingreso de la concentradora.
- Este proyecto se pensó en las facilidades para el mantenimiento y el ahorro en repuestos, donde todos los componentes se encuentran en el mercado local o internacional.
- El tiempo del proyecto, incluyendo movilización al punto, el montaje de las estructuras y componentes mecánicos, tendido de banda, así como las pruebas en vacío, a media carga y a carga completa es de 283 días o 11 meses.
- El presupuesto estipulado es en base a nuestra experiencia adquirida, siendo el costo total del proyecto de U\$S 6'164'809.6.



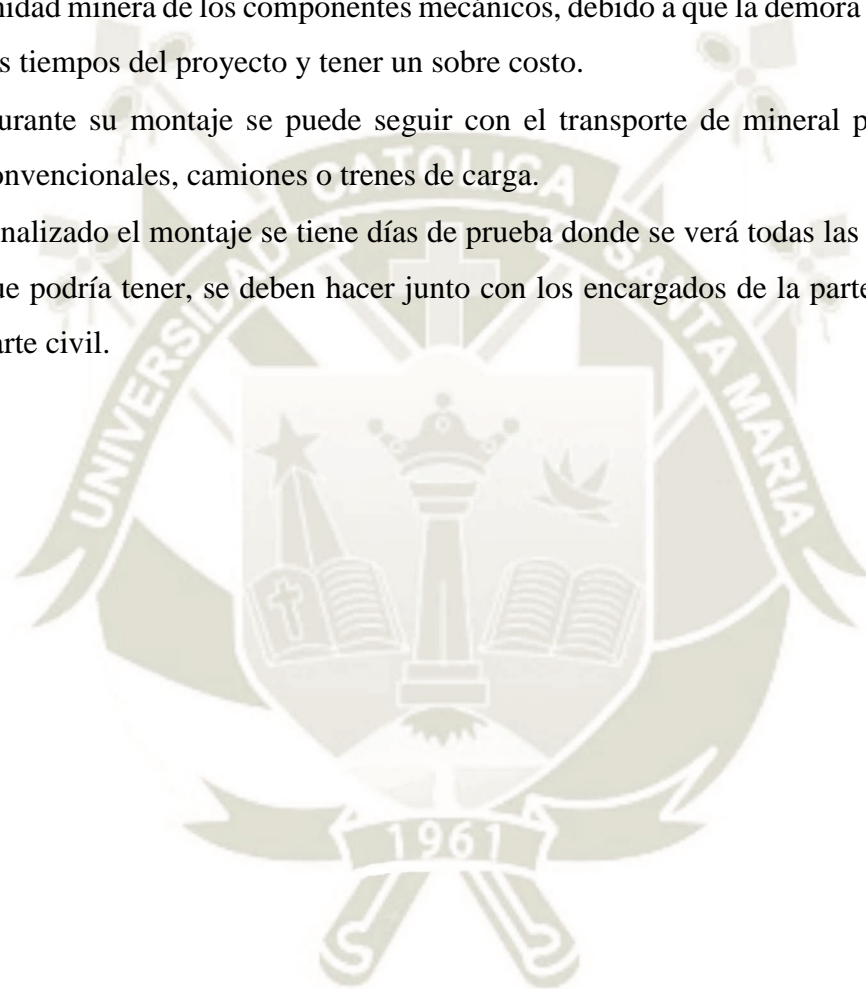
## OBSERVACIONES

- Los componentes mecánicos, han sido diseñados y seleccionados de manera que no se tenga componentes de más en almacén, como las poleas motriz y de cola, son la misma, así que se debe tener 01 en stock por si ocurre un imprevisto.
- El presente proyecto puede ser mejorado y queda abierto a ingeniería de detalle, o puede ser completado con los cálculos por parte de un Ingeniero Civil.
- Este proyecto complementando con los cálculos civiles y eléctricos podría ser llevado a campo y ser realizado después de un análisis costo – beneficio.
- El sistema de tensión es automático y se ajusta a la carga que transporta lo que permite que la faja siempre esté alineada y no exista un esfuerzo por parte del motor por el incremento de las flechas de darse el caso.



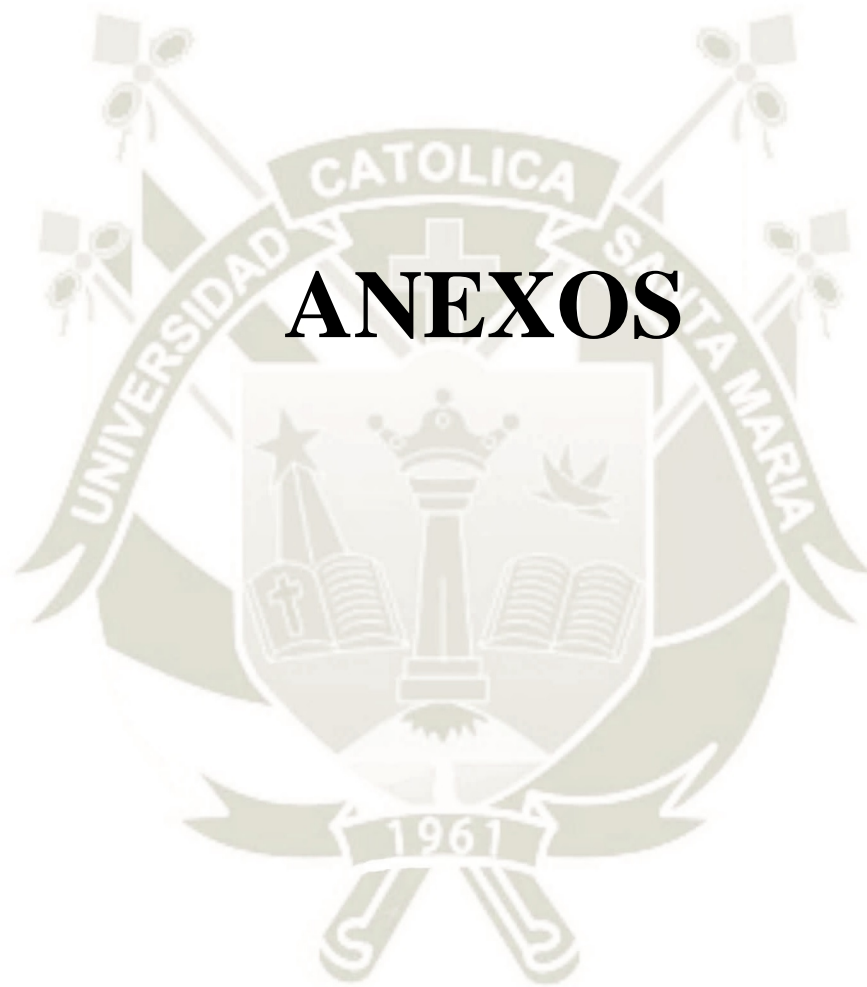
## RECOMENDACIONES

- Las estructuras deberán fabricarse bajos los planos dados, y tiene que haber un control durante su fabricación por parte de la empresa encargada del proyecto hacia la empresa especializada que las fabricará.
- Proveer los tiempos de fabricación de las estructuras y los tiempos de llegada a la unidad minera de los componentes mecánicos, debido a que la demora podría retrasar los tiempos del proyecto y tener un sobre costo.
- Durante su montaje se puede seguir con el transporte de mineral por los medios convencionales, camiones o trenes de carga.
- Finalizado el montaje se tiene días de prueba donde se verá todas las posibles fallas que podría tener, se deben hacer junto con los encargados de la parte eléctrica y la parte civil.



## BIBLIOGRAFIA

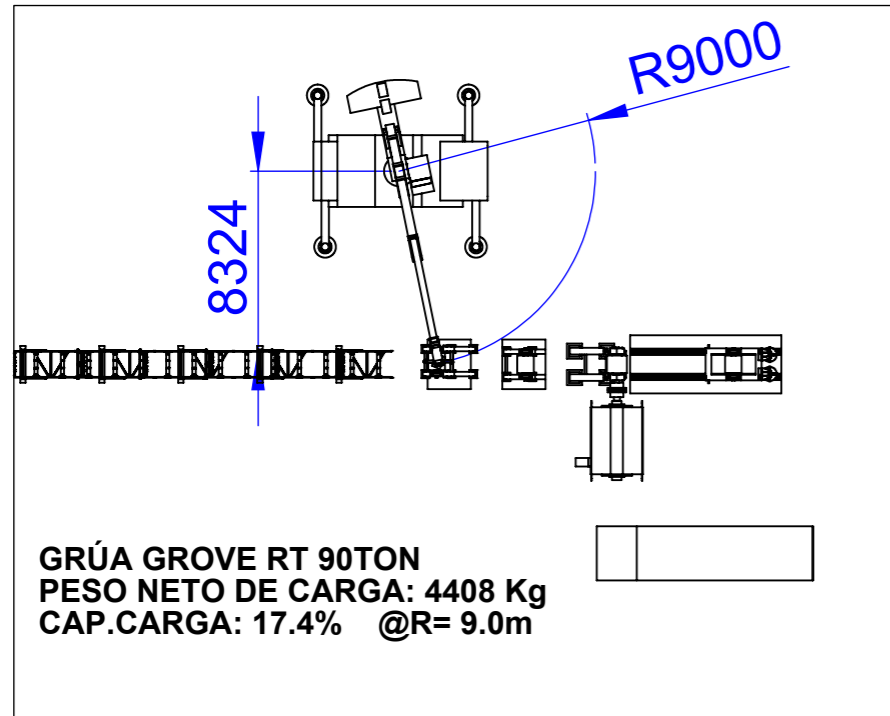
- Habasit (2014) Cintas transportadoras con estructura de tejido Guía de ingeniería <http://www.habasit.com/es/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7836%26language%3D21>.
- Norma ANSI B105.1
- Manual CEMA (2006)
- Manual LRFD (1994)
- Shigley 8va Edición (2008)
- Catalogo Dymot
- Catalogo Falk
- Catalogo Miguel Abad
- Catalogo Siemens
- Catalogo DCCD
- Catalogo Continental
- Catalogo Grove RT890E



# ANEXOS

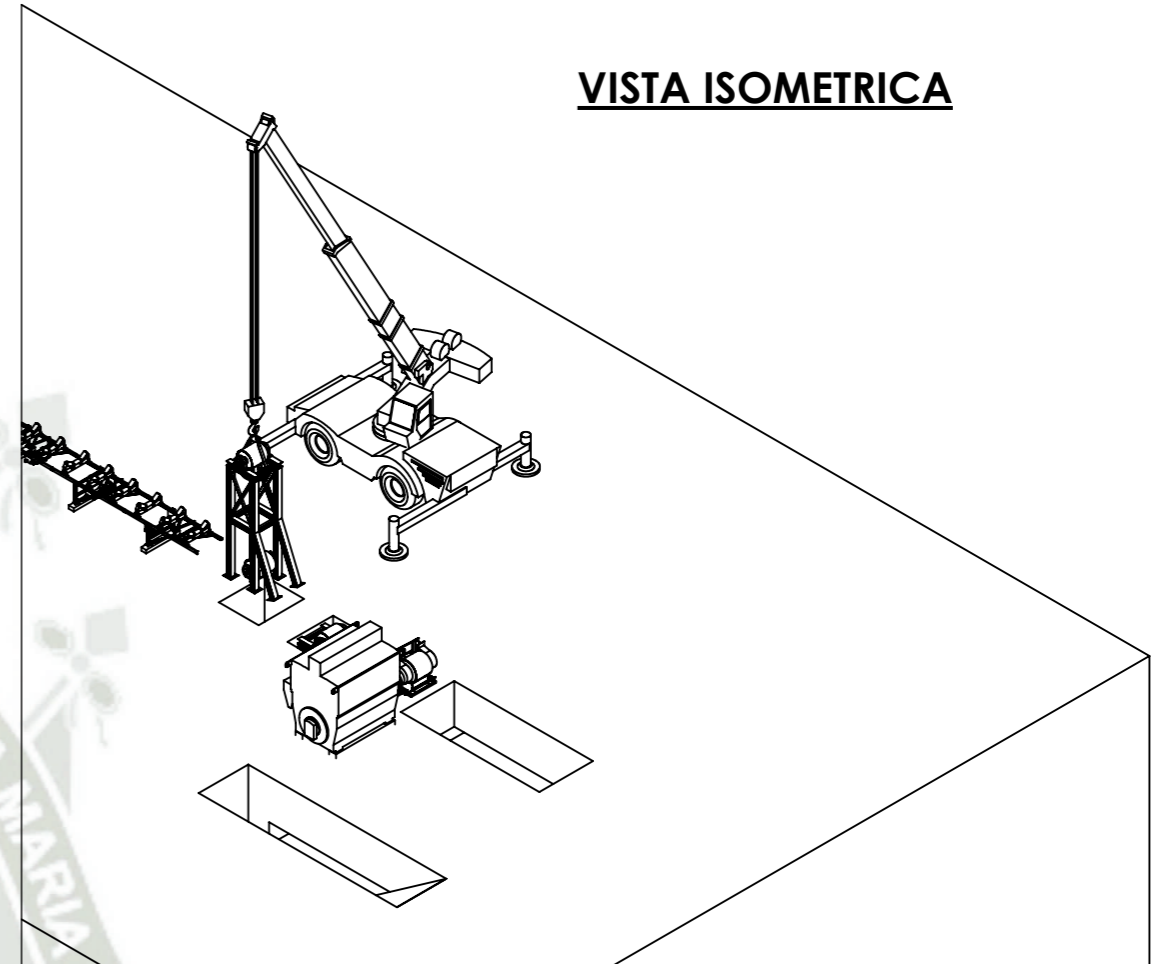


**VISTA DE PLANTA**

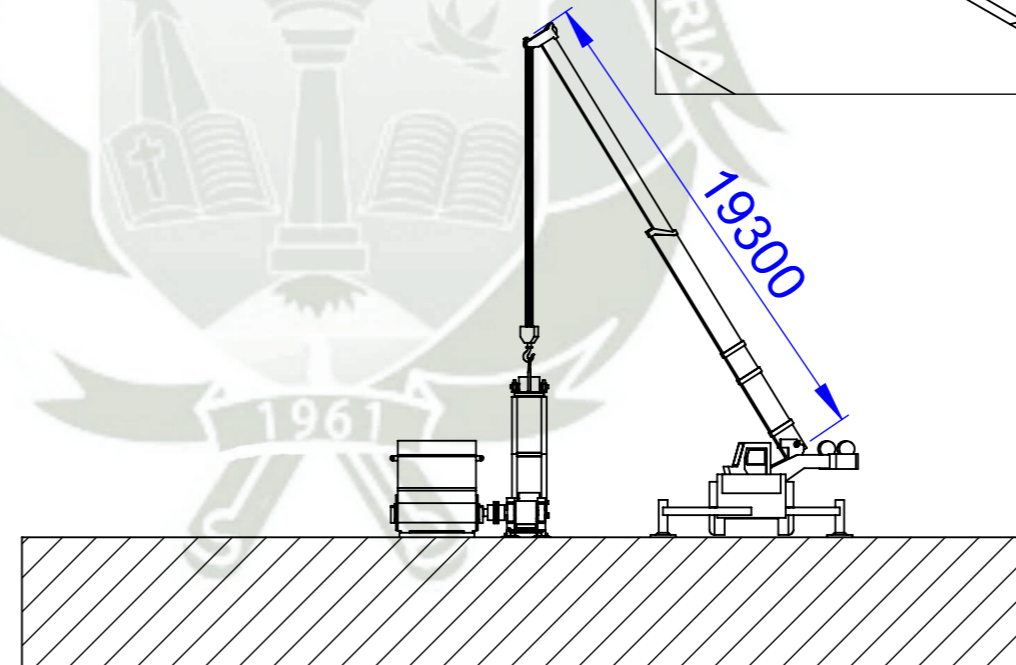
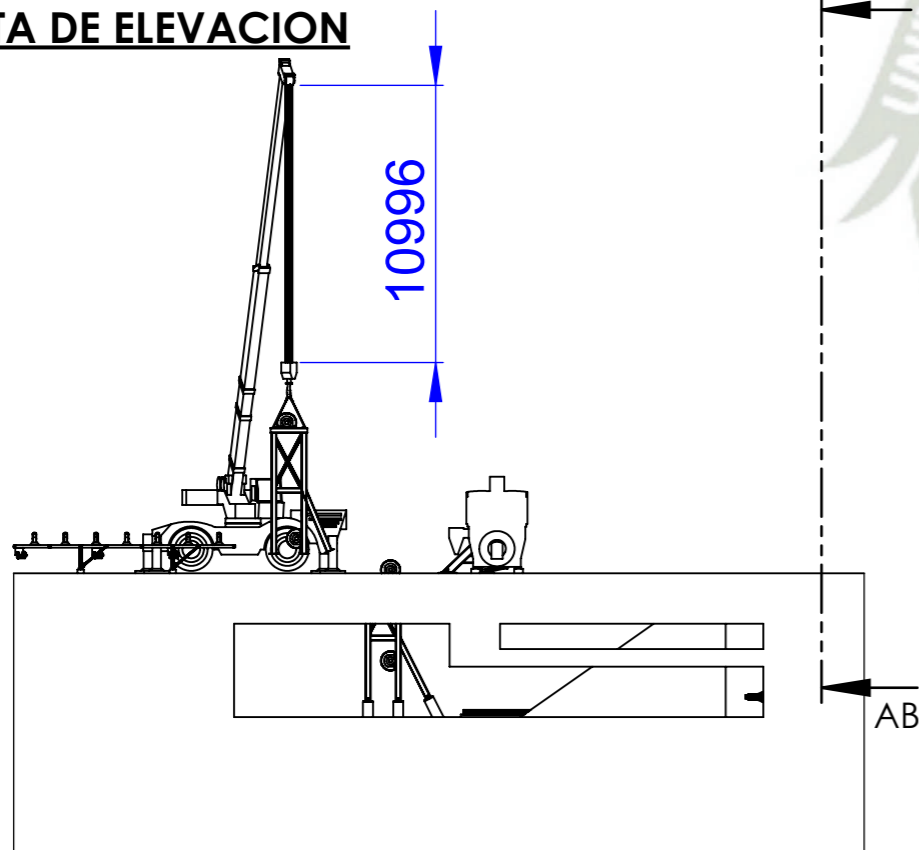


escala 1:300

**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACION**



LA GRÚA TRABJA CON RADIOS DENTRO DE RANGO DE ALCANCE MAXIMO ESTABLECIDO POR ESTE PLAN DE MONTAJE

UNIDADES EN MM

PROTEGER ESLINGAS EN LOS PTS DE CONTACTO

**NOTAS**

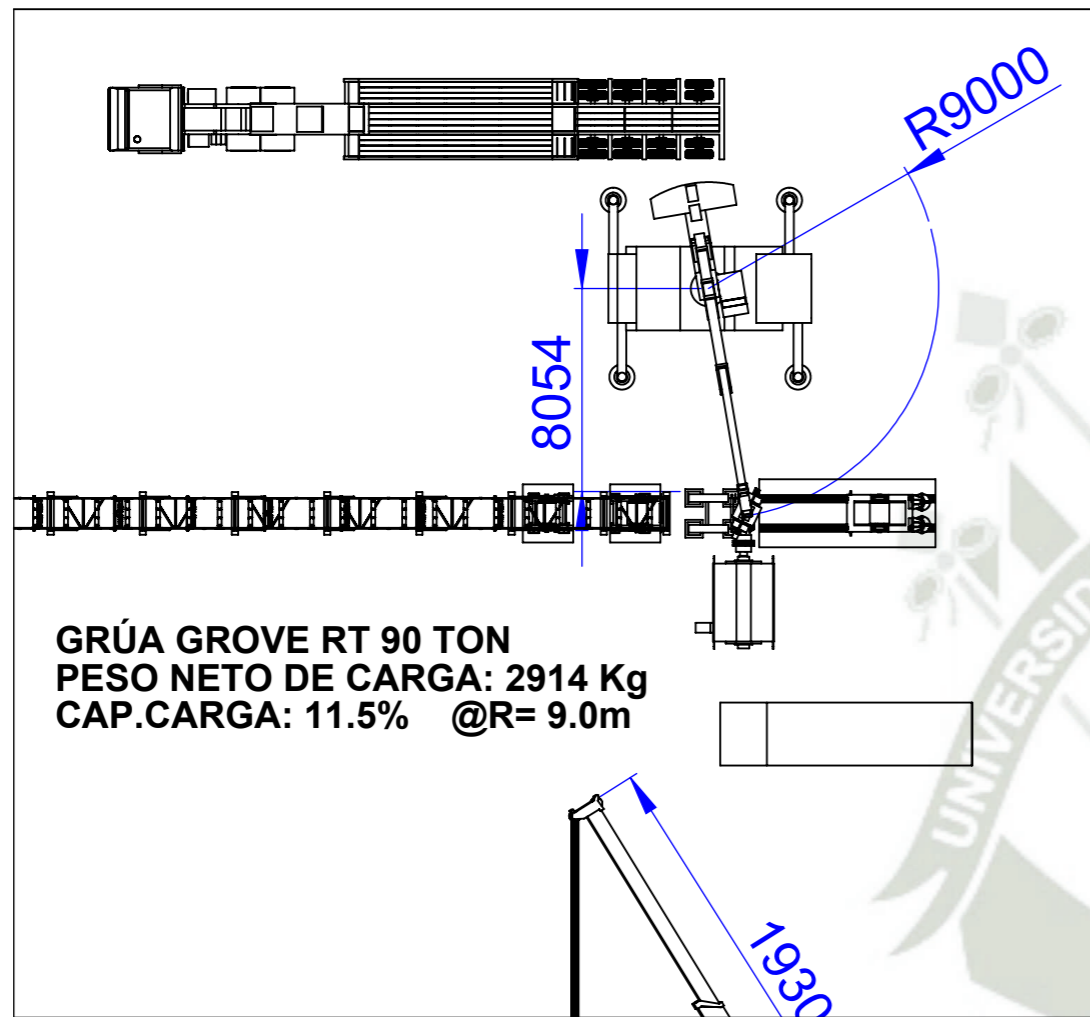
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	Plan de izaje montaje de estructura + polea dobladora		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		



**UNIVERSIDAD CATÓLICA  
 SANTA MÀRIA**

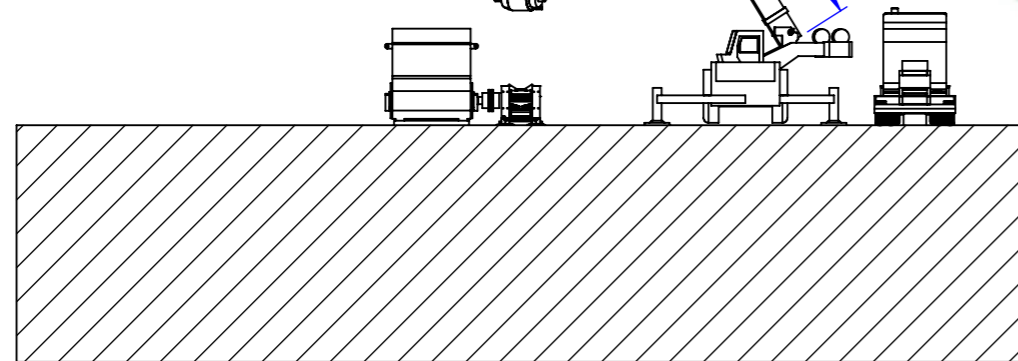
NRO. DE PLANO

**VISTA DE PLANTA**

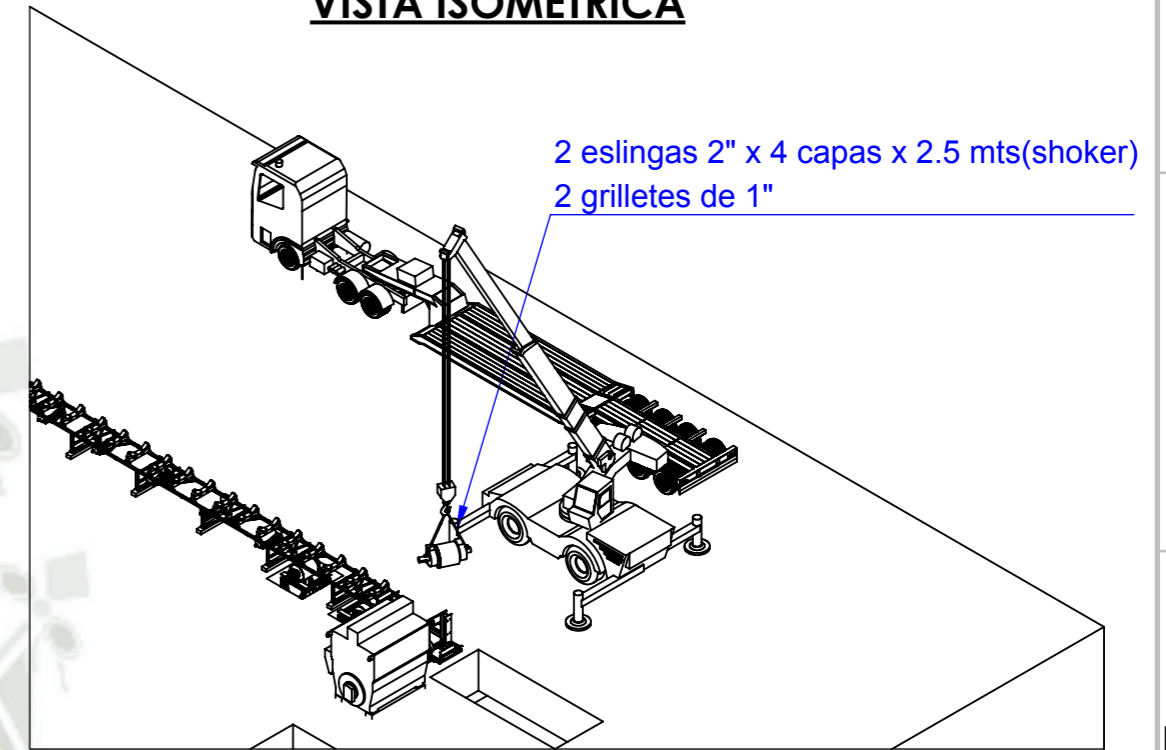


**GRÚA GROVE RT 90 TON**  
**PESO NETO DE CARGA: 2914 Kg**  
**CAP.CARGA: 11.5% @R= 9.0m**

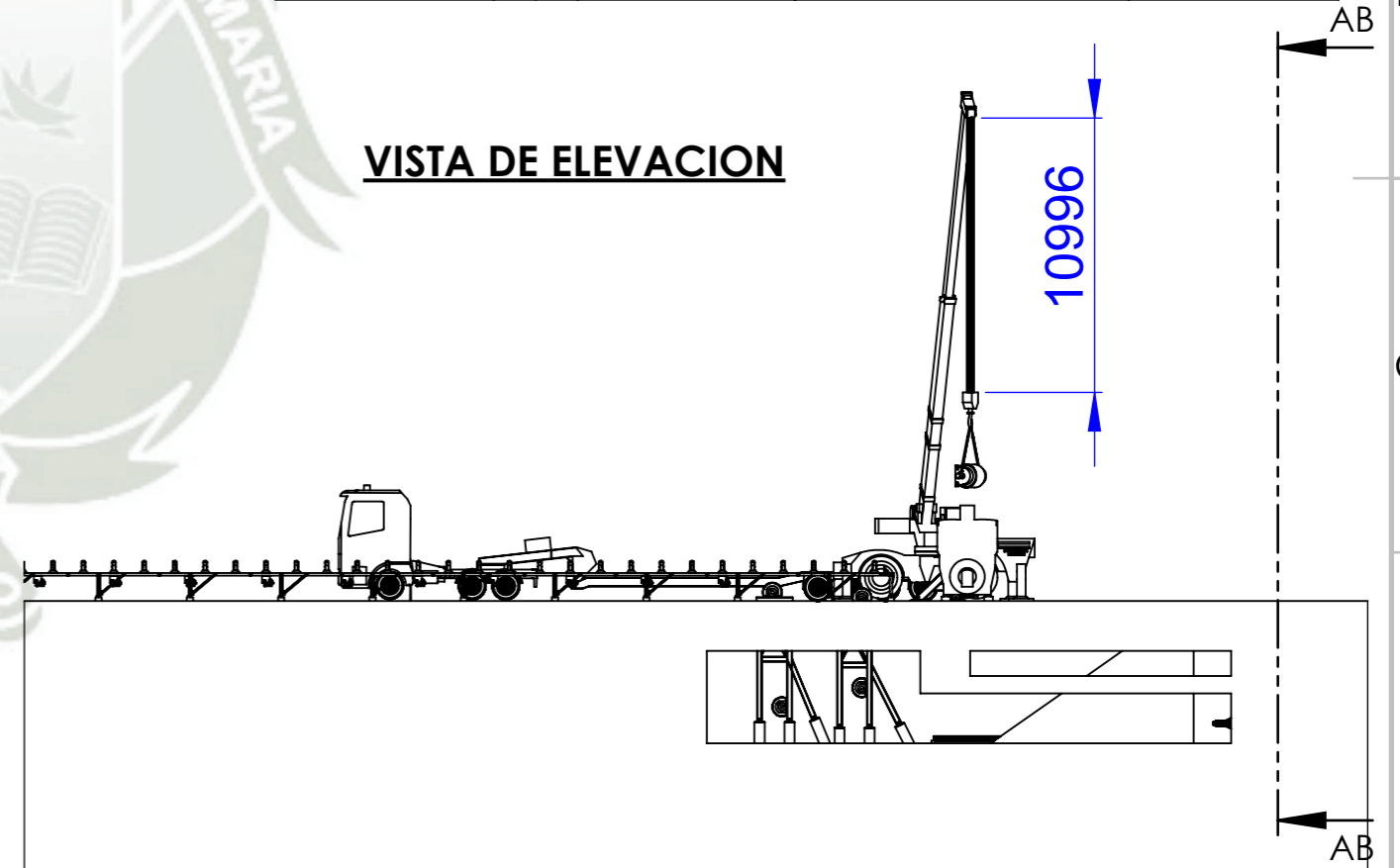
SECCIÓN AB-AB  
 ESCALA 1 : 300



**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACION**



escala 1:300

LA GRÚA TRABJA CON RADIOS DENTRO DE RANGO DE ALCANCE MAXIMO ESTABLECIDO POR ESTE PLAN DE MONTAJE

UNIDADES EN MM

PROTEGER ESLINGAS EN LOS PTS DE CONTACTO

**NOTAS**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	Plan de izaje montaje de polea motriz, cola y tensora		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		

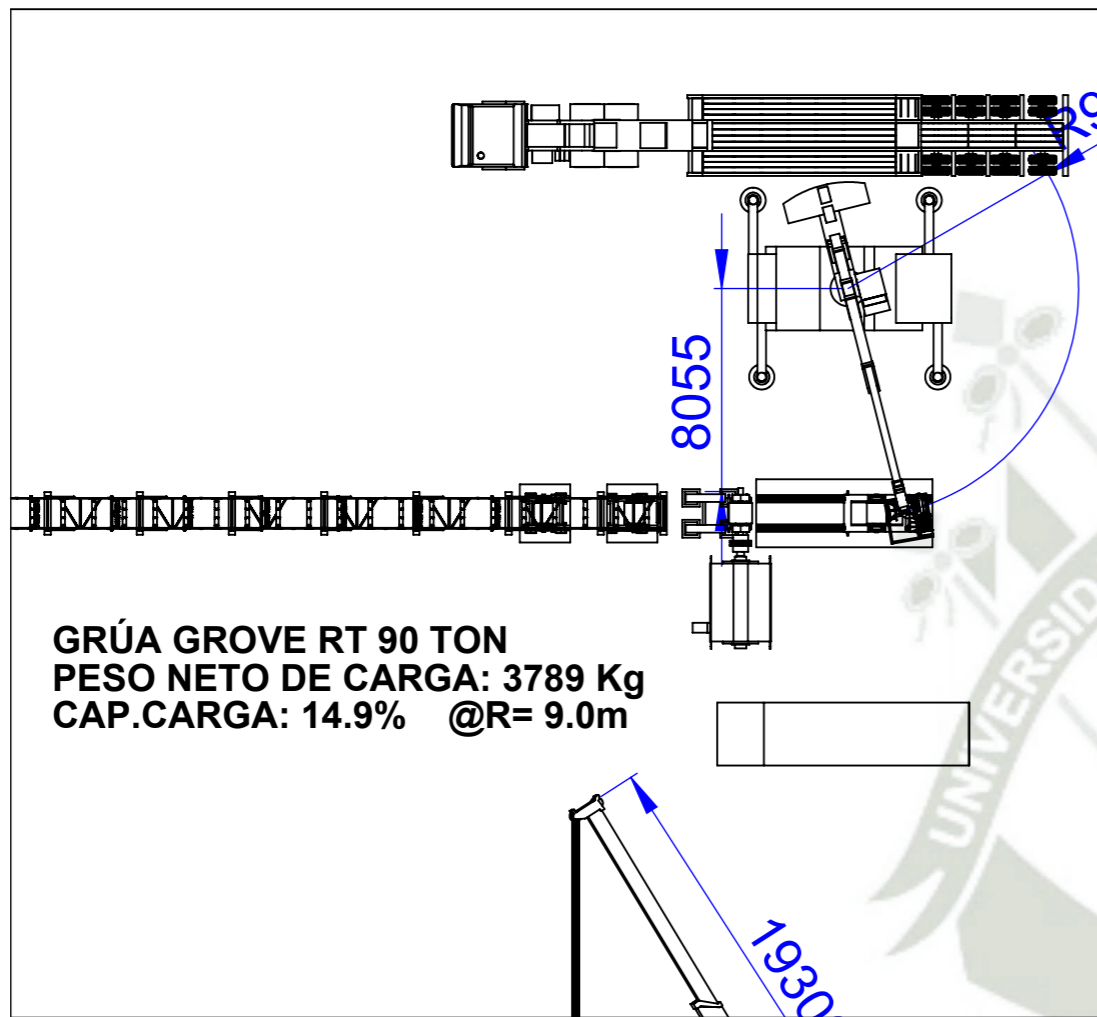


**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA**

NRO. DE PLANO

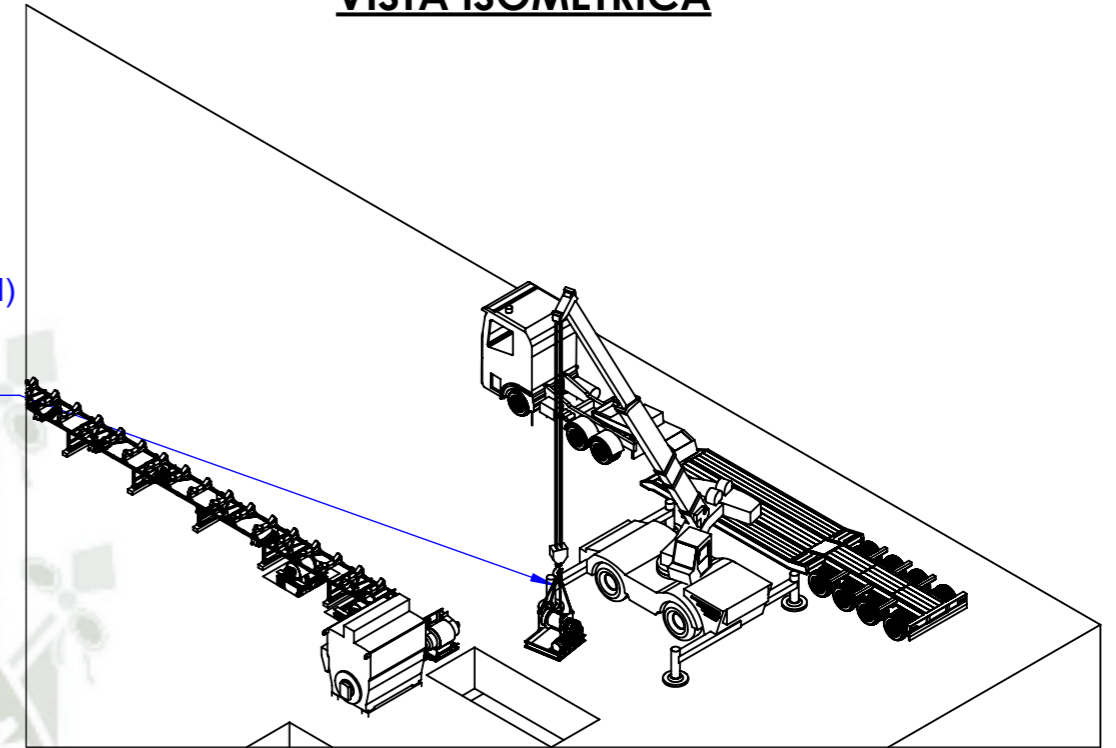
**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**



4 eslingas 2" x 4 capas x 2 mts(axial)  
6 grilletes de 1"  
1 grillete de 1.5"

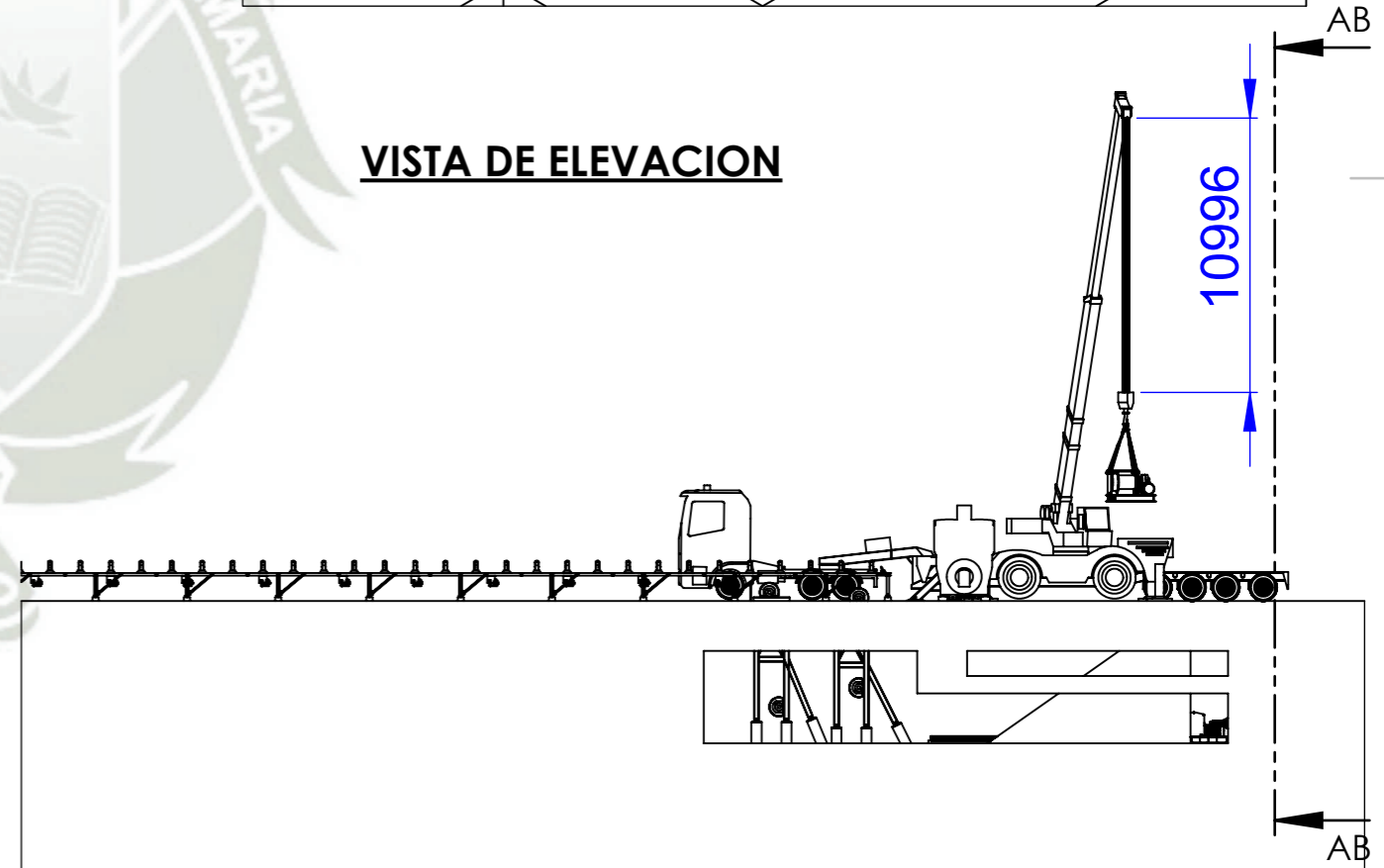
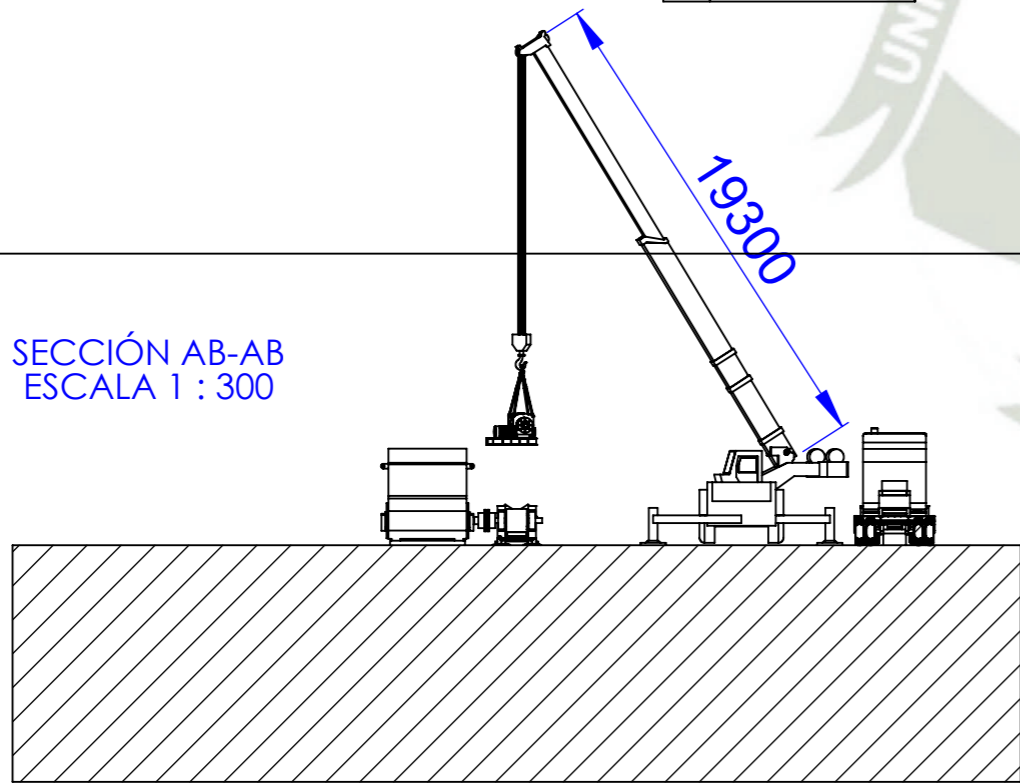
escala 1:300



**GRÚA GROVE RT 90 TON**  
**PESO NETO DE CARGA: 3789 Kg**  
**CAP.CARGA: 14.9% @R= 9.0m**

**VISTA DE ELEVACION**

SECCIÓN AB-AB  
ESCALA 1 : 300



LA GRÚA TRABJA CON RADIOS DENTRO DE RANGO DE ALCANCE MAXIMO ESTABLECIDO POR ESTE PLAN DE MONTAJE

UNIDADES EN MM

PROTEGER ESLINGAS EN LOS PTS DE CONTACTO

**NOTAS**

ALUMNOS: JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ  
PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO

FECHA:  
01/06/19



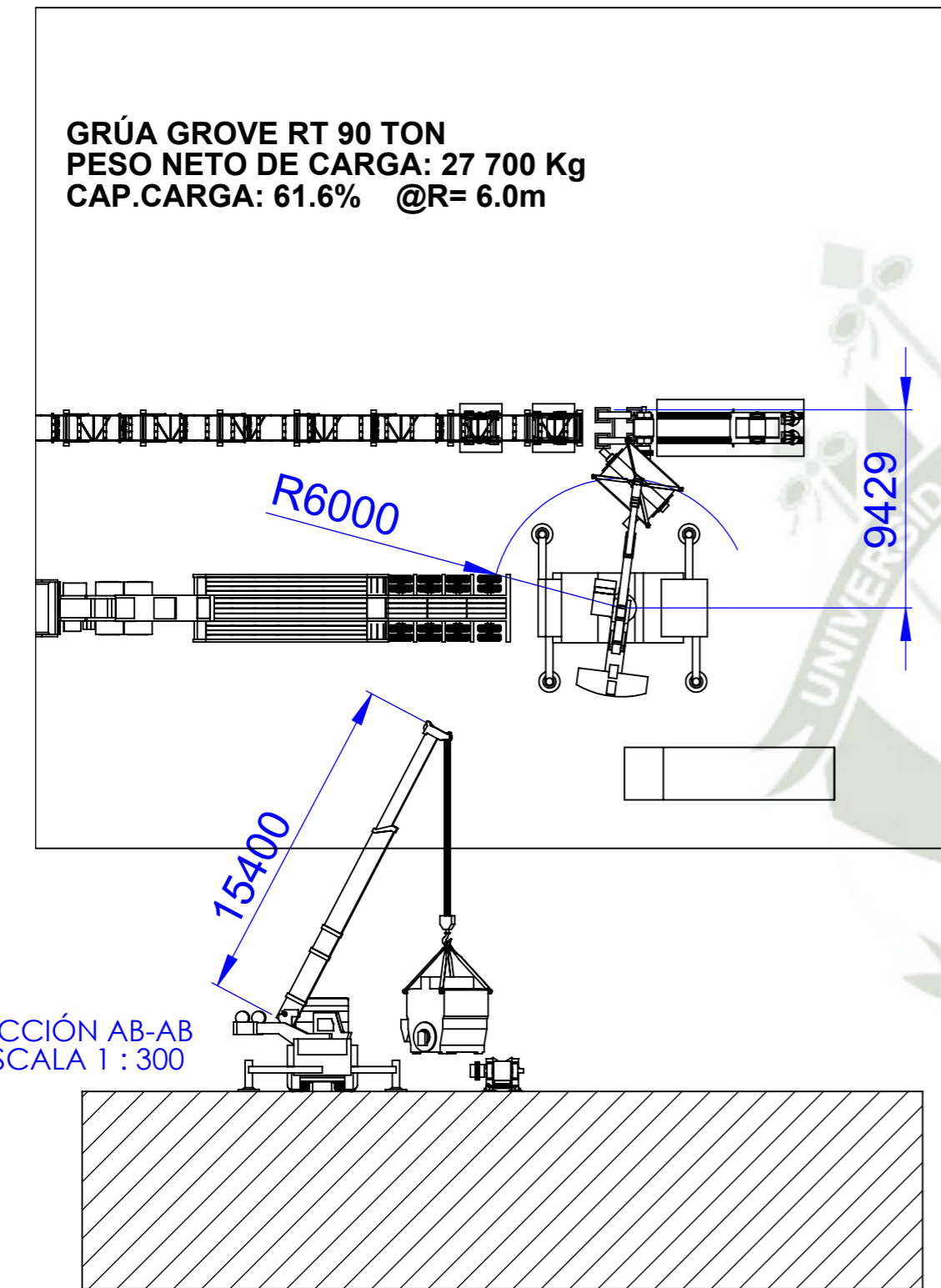
**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA**

REVISADO:  
ESCALA: Plan de izaje montaje de winche

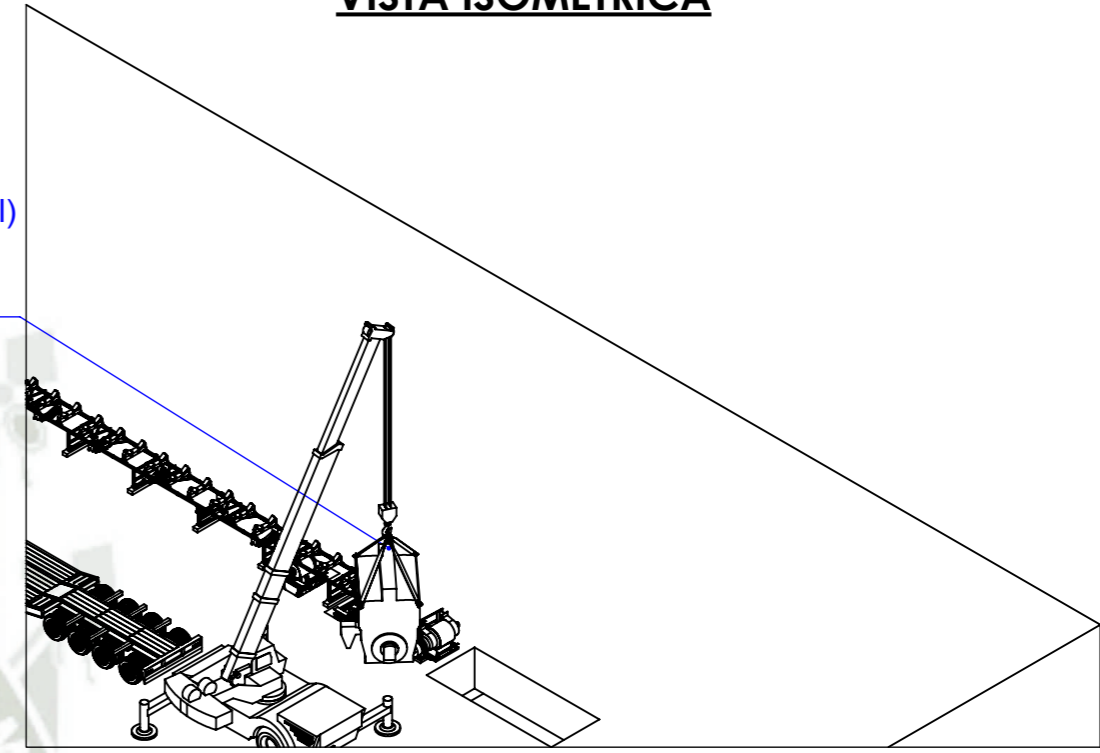
NRO. DE PLANO

Indicada MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km

**VISTA DE PLANTA**

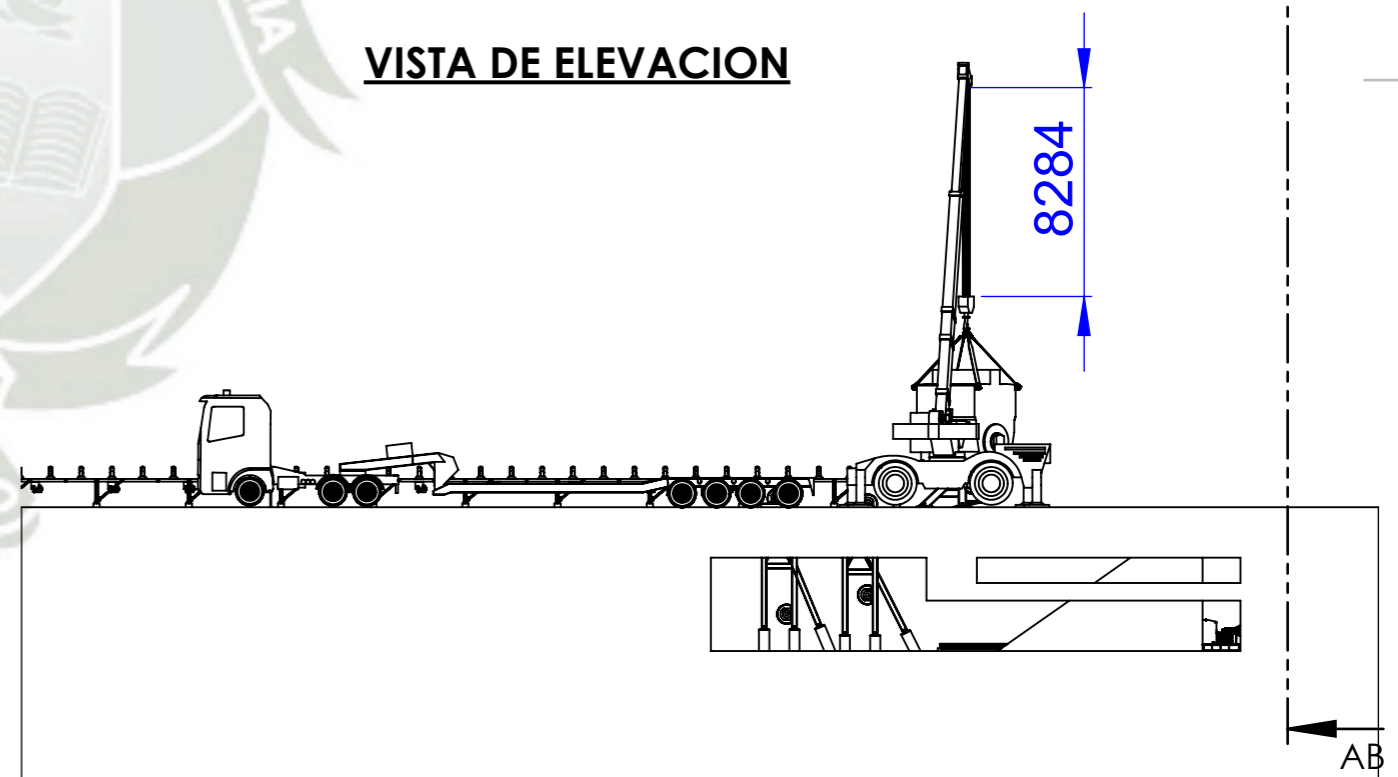


**VISTA ISOMETRICA**



escala 1:300

**VISTA DE ELEVACION**



LA GRÚA TRABJA CON RADIOS DENTRO DE RANGO DE ALCANCE MAXIMO ESTABLECIDO POR ESTE PLAN DE MONTAJE

UNIDADES EN MM

PROTEGER ESLINGAS EN LOS PTS DE CONTACTO

**NOTAS**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	Plan de izaje montaje del motor		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		



**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA**

NRO. DE PLANO

## DCCD® RASPADOR PRIMARIO DE LA CORREA PARA CARGA PESADA

DCCD® raspador primario de la correa para carga pesada aplica en el sistema transportadora por toda condición .

Actualizamos la estructura del raspador primario de la correa para carga pesada y así que mejora su capacidad de carga. El marco de acero no va a cambiar su figura cuando aplicando en el limpio para las materias pesadas. Por lo tanto que prolonga su vida útil en una condición transportada exigente.

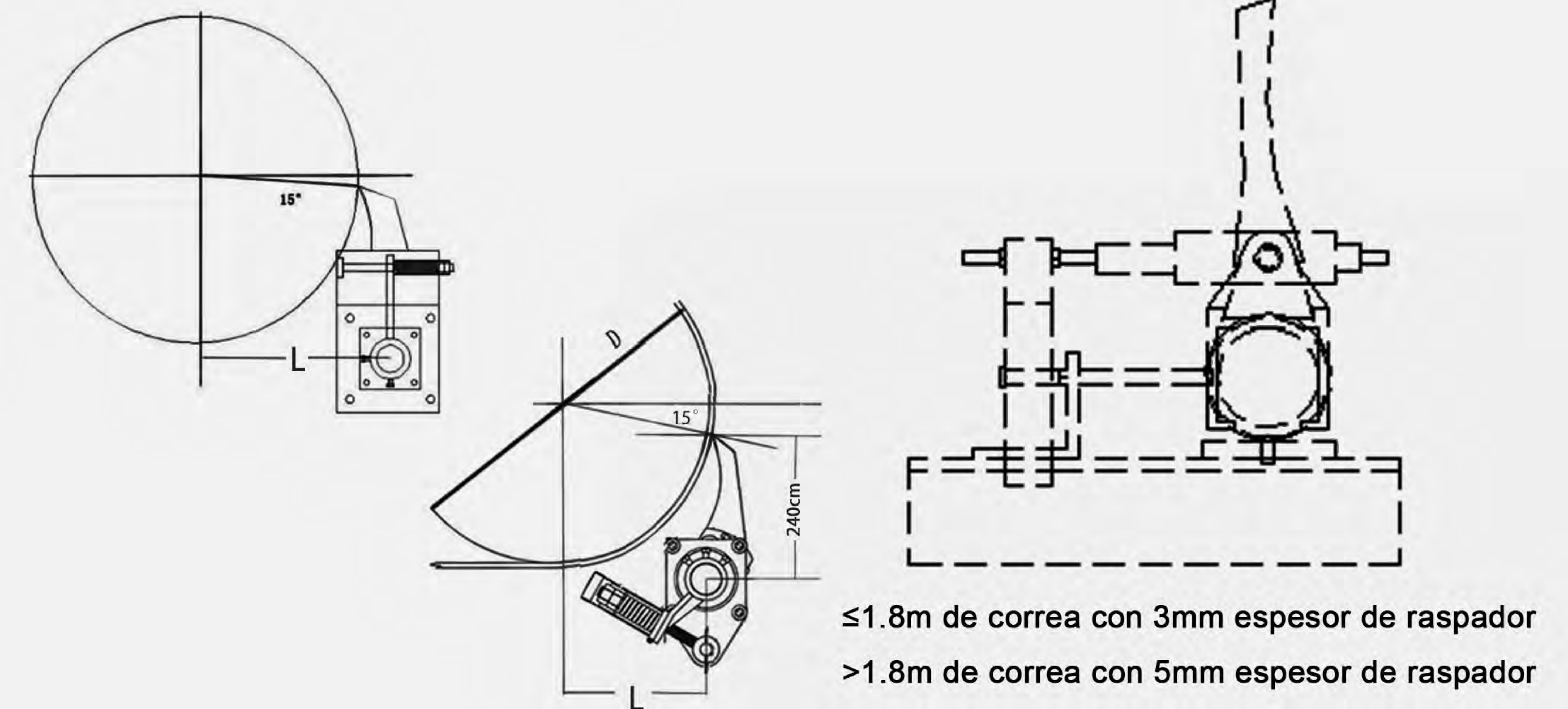
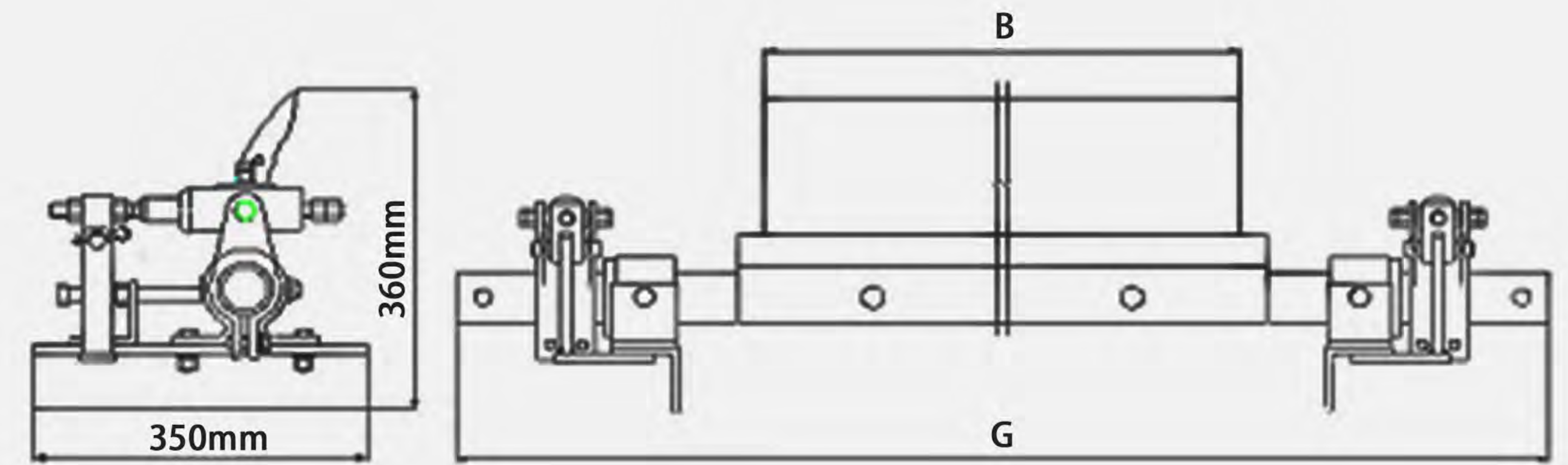
DCCD® raspador primario de la correa aplica en la correa de 500 ~1600 mm de anchura.

DCCD® raspador primario de la correa fabrica por poliuretano, el poliuretano(PU) tiene un rendimiento magnífico de la resistencia a la abrasión, de la resistencia a la corrosión, de anti-hidrólisis, afinidad óptima a la correa, sin materia adhesiva y larga vida útil.



## Las Especificaciones

Modelo	Anchura de la Correa	Anchura del Raspador	Logitud del Eje	Diámetro de la Polea	L 1	L 2
DCCD500H-1	500	400	1200	Φ500	326	195
DCCD650H-1	650	600	1300	Φ630	338	258
				Φ800	356	342
				Φ1000	376	441
DCCD1000H-1	1000	1000	1700	Φ1250	400	563
				Φ1400	416	636
DCCD1200H-1	1200	1200	1900	Φ1600	436	735
DCCD1400H-1	1400	1400	2100	Φ500	336	189
DCCD1600H-1	1600	1600	2300	Φ630	348	252
				Φ800	366	336
DCCD1800H-1	1800	1800	2500	Φ1000	386	335
DCCD2000H-1	2000	2000	2700	Φ1250	410	557
				Φ1400	426	630
DCCD2200H-1	2200	2200	2900	Φ1600	446	729



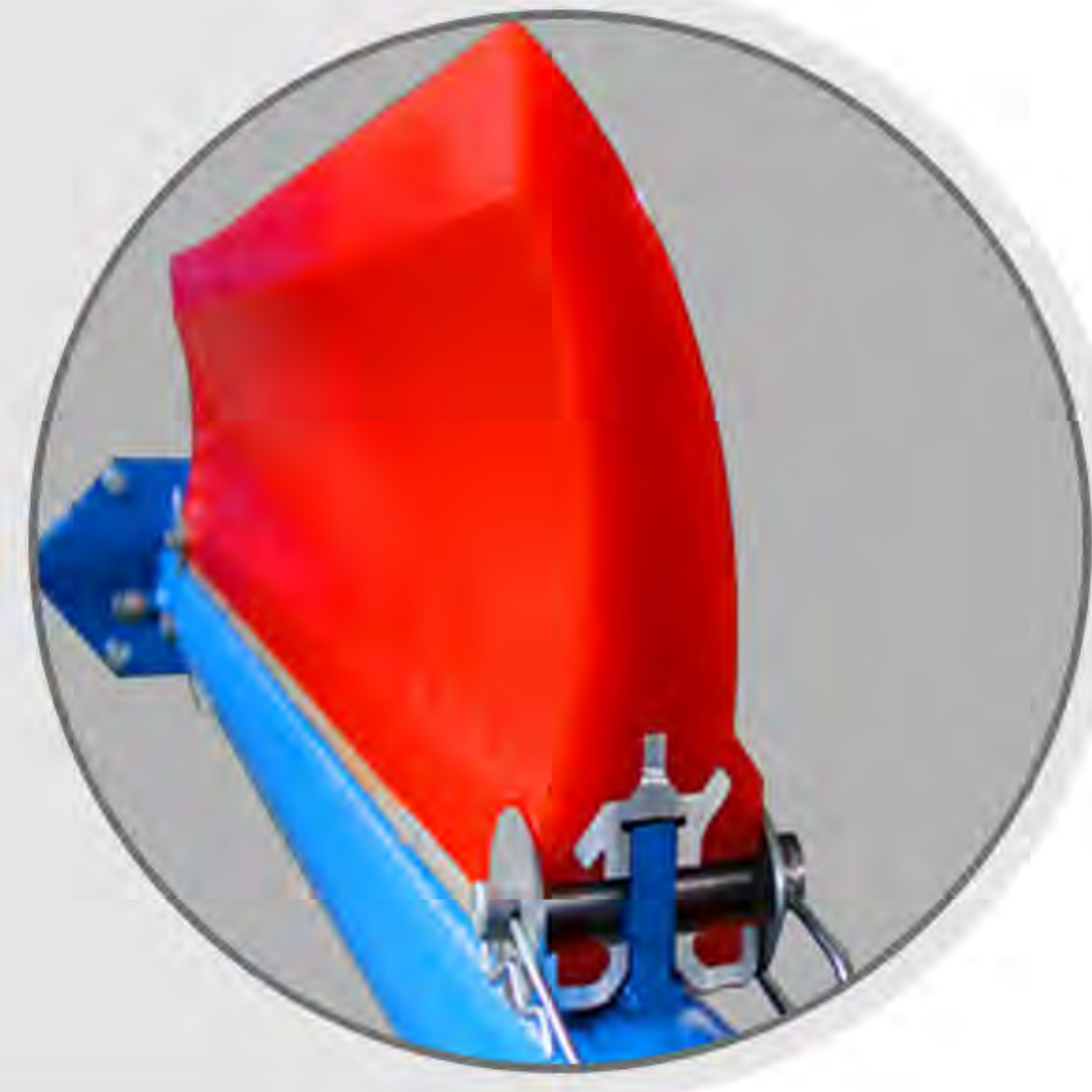
## Las Ventajas

1. Los puntos de soldadura es liso sin agujero de arena y con mayor capacidad de carga.
2. El raspador no hay burbujas, aumenta mucho resistencia al desgaste
3. El intervalo de la temperatura recometable : -45°C ~ 60°C
4. El marco de aluminio y la ranura están disponibles
5. El marco fabrica por 35 # acero carbono
6. El grosor del acero cuadrado se puede personalizar la preferencia del cliente.
7. Sellado pleno para el sistema de tensión, prolonga la vida útil.
8. El raspador integral está reemplazable, rápida instalación y mantenimiento.

# DCCD® SERIE DE HOJA RASPADORA

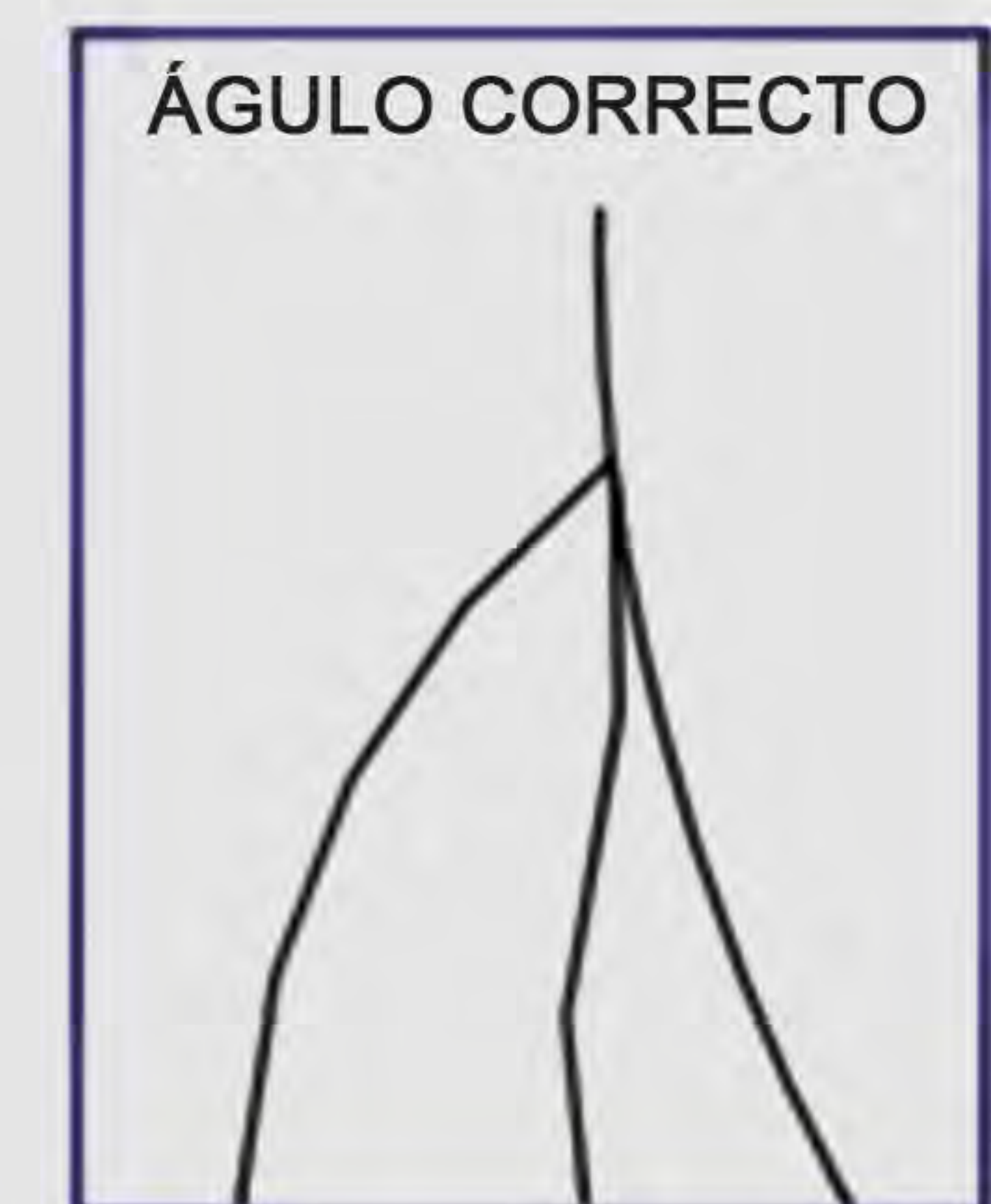
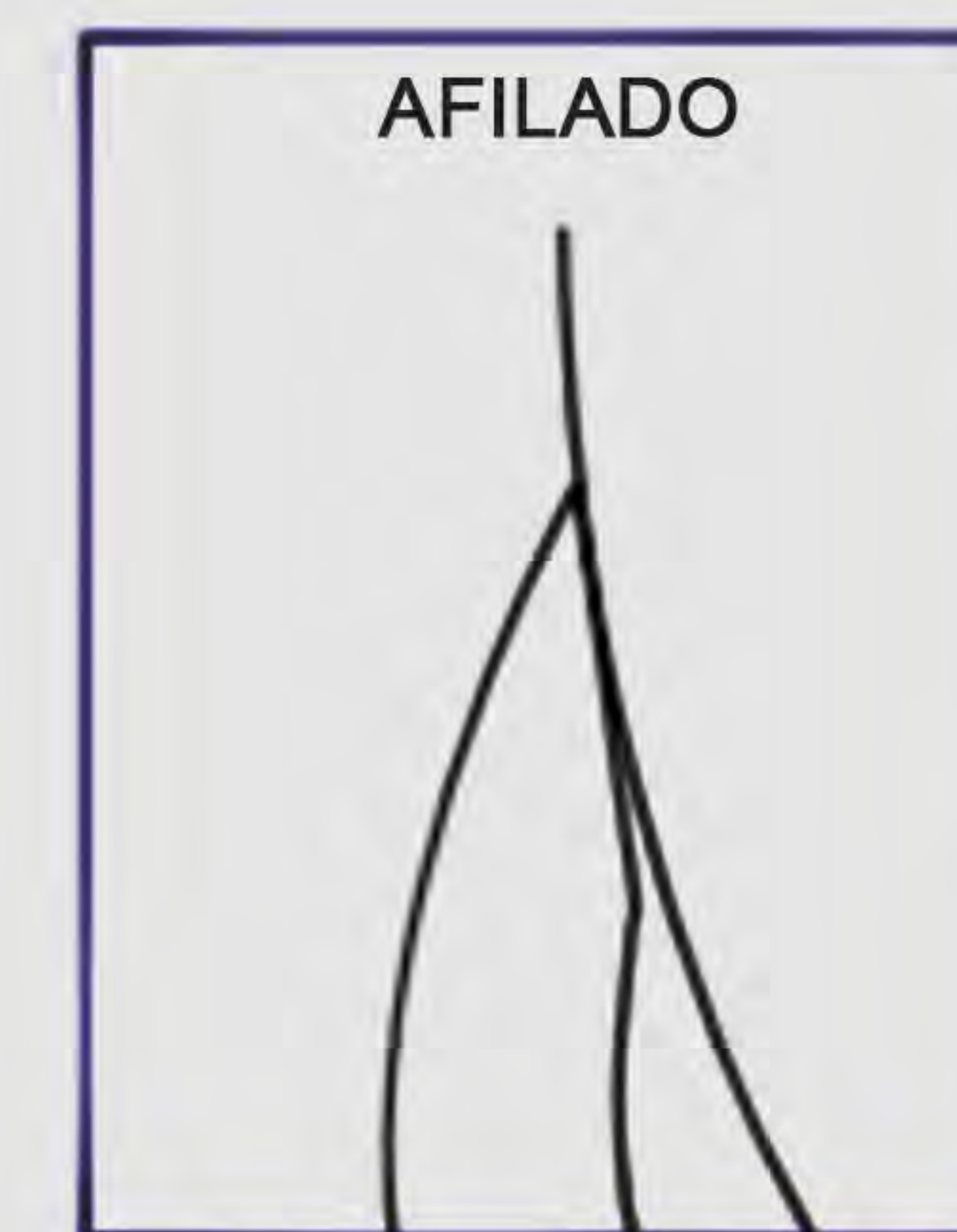
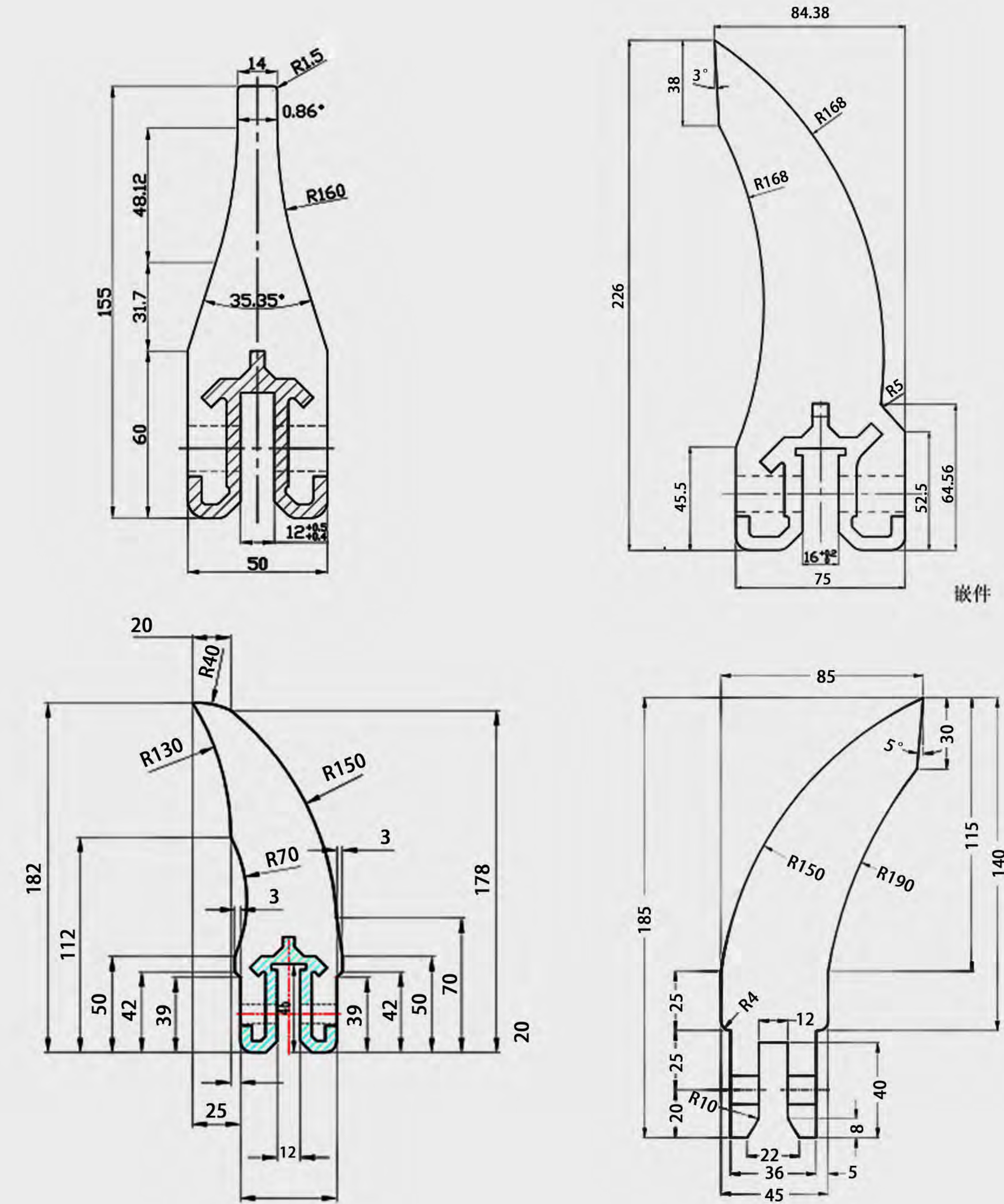
DCCD® serie de Hoja Raspadora aplica a la correa de sistema transportadora, nuestro objetivo es alargar la vida útil y proporcionar un servicio óptimo.

DCCD® investigamos las series de Hojas Raspadoras son de PU estándar, PU antidesgaste, PU con Aleación y Cerámica con Aleación, para aplica en condición distinta por cada cliente.



## Las Especificaciones

Código	Artículo	Unidad	Estándar	Antidesgaste	Modelo Experimental
1	Durómetro	A	90±2	90±2	GB/T 531-1999
2	Resistencia a la tracción	Mpa	40	45	GB/T528-1992
3	Porcentaje de Elongación	%	500	650	GB/T528-1992
4	Resistencia a la ruptura	KN/m	105	120	GB/T529-1999
5	Endurecido por compresión(10%) 70°C*22h	%	40	23	BG/T7759-1996
6	Elasticidad de impacto	%	30	45	GB/T1681-91
7	Densidad	mg/m³	1.25	1.27	GB/T533-1991
8	Abrasión	mm³	50	30	GB/T689-1998





**ANSI/CEMA B105.1-2003  
(Approved November 14, 2003)**

**CEMA Standard B105.1**

**Specifications for**

**Welded Steel**

**Conveyor Pulleys**

**With Compression Type Hubs**



***Conveyor Equipment  
Manufacturers Association***

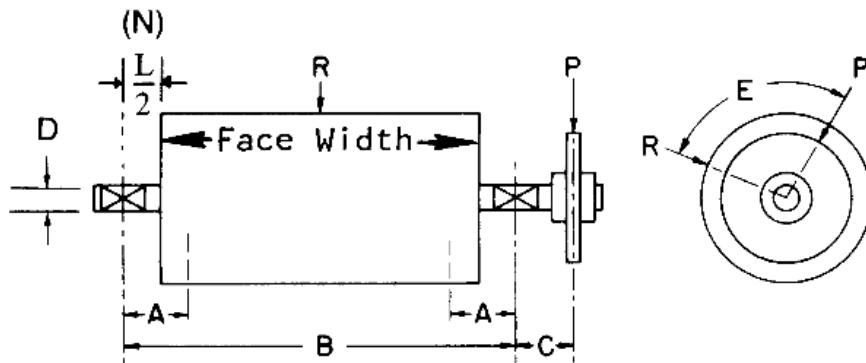


Fig. 2 Pulley Dimensions and Nomenclature

- A = Moment arm for pulley (inches). See Table 4.
- B = Bearing centers (inches).
- C = Moment arm for overhung load (inches).
- D = Shaft diameter (inches).
- E = Angle between P and R (degrees)
- L = B minus face width (inches)
- N = L/2
- P = Resultant overhung load (pounds).
- R = Resultant pulley load (pounds).

**Example:**

**4.2 Non-Drive Pulley (no torque or overhung load):** The following selection procedure is used (see Fig. 2).

**Step 1.** Determine the pounds per inch width (PIW) by dividing belt tension ( $T_3$ ) by belt width. Compare this PIW to the values listed in Table 1 using applicable pulley diameter and arc of contact. If calculated PIW is higher than the pulley rating, select a pulley diameter having the required rating.

**Step 2.** After referring to the general instructions in Section 3, determine R, the resultant pulley load from Section 4.1, using the pulley diameter determined in Step 1 and an estimated shaft diameter.

**Step 3.** Select a shaft diameter from Table 2 under Ratings For Pulley And Shaft Combinations using R, the appropriate pulley face width, and dimension L. The pulley and shaft rating should be equal to or greater than R.

**Step 4.** Refer to Table 3 to make sure pulley diameter, face width, and shaft diameter selected are available. If the combination is not available it will be necessary to go to a larger pulley or shaft.

24" x 44" bend pulley, 42" belt, 4000 pounds tension, 108° arc of contact, L = 14".

**Step 1.** A tension of 4000 pounds divided by a 42" belt width = 95 PIW. In Table 1 for 24" diameter and 110° arc of contact, an allowable PIW of 175 pounds is shown. Therefore, a 24" pulley diameter is acceptable.

**Step 2.** Pulley and shaft weight W is estimated from a manufacturer's catalog to be 800 pounds. Resultant load R = 7130 pounds. See Fig. 1(c) for this example.

**Step 3.** In Table 2 under 44" face width, note that a 3-15/16" diameter shaft with a rating of 8400 pounds is required for an R value of 7130 pounds and L of 14".

**Step 4.** In Table 3 for a 24" diameter by 44" face pulley, a 3-15/16" shaft diameter is available.

**4.3 Drive Pulley (no overhung load):** The following selection procedure is used (see Fig. 2).

**Step 1.** Determine the PIW by dividing belt tension ( $T_1$ ) by belt width. Compare this PIW to the values listed in Table 1 using applicable pulley diameter and arc of contact. If the calculated PIW is higher than the pulley rating, select a pulley diameter having the required rating.

**Step 2.** After referring to the general instructions in Section 3, determine R, the resultant pulley load from Section 4. 1, using the pulley diameter determined in Step 1 and an estimated shaft diameter.

**Step 3.** Select a shaft diameter from Table 2 Ratings For Pulley and Shaft Combinations using R, the appropriate pulley face width and dimension L. The pulley and shaft rating should be equal to or greater than R.

**Step 4.** Determine shaft diameter considering combined bending and torsional stresses. To estimate the moment arm, use A from Table 4.

The formula given in ANSI B 106.1M-1985 is:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \text{ F.S.}}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

For pulley and shaft applications within the scope of Standard B105.1, the recommended values are:

- D = Shaft Diameter, inches
- F.S. = Factor of Safety = 1.5
- $S_f$  = Corrected shaft fatigue limit =  $k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g \cdot S_f^*$

Where:

- $k_a$  = surface factor = 0.8 for machined shaft
- $k_b$  = size factor =  $(D)^{-0.19}$  see Table 6
- $k_c$  = reliability factor = 0.897
- $k_d$  = temperature factor = 1.0 for  $-70^\circ\text{F}$  to  $+400^\circ\text{F}$
- $k_e$  = duty cycle factor = 1.0 provided cyclic stresses do not exceed  $S_f^*$
- $k_f$  = fatigue stress concentration factor:

<u>Steel</u>	<u>Profiled Keyway</u>	<u>Sled Runner Keyway</u>
Annealed (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

- $k_g$  = miscellaneous factor = 1.0 for normal conveyor service
- $S_f^*$  = 29,000 psi for SAE 1018
- = 41,000 psi for SAE 1045
- = 47,500 psi for SAE 4140 (annealed)

( $S_f^*$  = 0.5 tabulated ultimate tensile strength)

- $S_y$  = Yield Strength = 32,000 psi for SAE 1018
- = 45,000 psi for SAE 1045
- = 60,500 psi for SAE 4140 (annealed)
- M = Bending moment (inch-pounds) =  $\frac{R \times A}{2}$
- T = Torsional moment (pound-inches) =  $T_e \times r$ , where r = pulley radius

If the shaft diameter found in Step 4 is larger than the diameter in Step 3, use it; if it is smaller, use the shaft diameter found in Step 3

**Step 5.** Refer to Table 3 to make sure pulley diameter, face width, and shaft diameter selected are available. If the combination is not available it will be necessary to go to a larger pulley or shaft.

**TABLE 1 MAXIMUM BELT TENSION (Pounds Per Inch of Belt Width)**

ARC OF CONTACT (degrees)	PULLEY DIAMETER (inches)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
10	65	80	95	120	145	175	205	260	345	430	520	605	690	775
20	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
30	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
40	35	45	55	70	85	100	120	150	200	245	295	345	395	445
50	30	40	45	60	70	85	100	130	170	215	255	300	340	385
60	30	40	45	60	70	85	100	125	165	205	250	290	330	375
70	30	40	50	60	75	85	105	130	175	220	260	305	350	395
80	35	45	50	65	80	95	115	140	190	235	285	330	375	425
90	35	45	55	70	85	100	120	150	200	255	305	355	405	455
100	40	50	60	75	90	110	130	160	215	270	325	380	430	485
110	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
120	45	55	65	85	105	120	145	185	245	305	365	425	490	550
130	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
140	55	70	80	105	125	150	180	225	300	375	450	525	600	675
150	60	75	90	115	140	170	200	250	335	420	505	590	670	755
160	70	85	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	345	460	575	690	805	920	1035
190	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
200	70	85	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840
210	60	75	90	115	140	170	200	250	335	420	505	590	670	755
220	55	70	80	105	125	150	180	225	300	375	450	525	600	675
230	50	60	75	95	115	130	160	200	265	335	400	465	535	600
240	45	55	65	85	105	120	145	185	245	305	365	425	490	550

**TABLE 2 LOAD RATINGS (POUNDS) FOR PULLEY AND SHAFT COMBINATIONS**

(D) SHAFT DIAMETER (inches)	(L) BEARING CENTERS MINUS FACE	PULLEY FACE WIDTH (inches)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1 3/16	2	1,000	920	780	670	590	530	440	350	290	240	210	180	170	160
	6	570	520	440	380	340	300	250	200	160	140	120	100	94	90
	10	400	370	310	270	230	210	170	140	110	96	82	73	66	63
	14	300	280	240	200	180	160	130	110	87	74	63	56	51	48
1 7/16	3	1,500	1,500	1,400	1,200	1,100	950	790	620	510	440	370	330	300	290
	6	1,000	1,000	950	820	720	640	530	420	350	300	250	220	200	190
	10	700	700	660	570	500	450	370	290	240	210	180	160	140	130
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	100
1 11/16	3	2,400	2,400	2,400	2,300	2,000	1,800	1,500	1,200	980	830	710	630	570	540
	6	1,600	1,600	1,600	1,600	1,400	1,200	1,000	800	660	560	480	430	380	370
	10	1,100	1,100	1,100	1,100	960	850	700	560	460	390	340	300	270	260
	16	780	780	780	750	660	590	490	380	320	270	230	210	180	180
1 15/16	3	3,700	3,700	3,700	3,700	3,500	3,100	2,600	2,100	1,700	1,400	1,200	1,100	990	940
	6	2,500	2,500	2,500	2,500	2,400	2,100	1,800	1,400	1,100	980	840	740	670	640
	10	1,700	1,700	1,700	1,700	1,700	1,500	1,200	970	800	680	580	520	470	440
	16	1,200	1,200	1,200	1,200	1,100	1,000	840	670	550	470	400	360	320	310
2 3/16	3	5,300	5,300	5,300	5,300	5,300	5,100	4,200	3,300	2,800	2,400	2,000	1,800	1,600	1,500
	8	2,900	2,900	2,900	2,900	2,900	2,800	2,300	1,900	1,500	1,300	1,100	990	890	850
	12	2,200	2,200	2,200	2,200	2,200	2,100	1,700	1,400	1,100	970	820	730	660	630
	18	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,200	980	810	690	590	530	470	450
2 7/16	4	6,300	6,300	6,300	6,300	6,300	6,300	5,600	4,400	3,700	3,100	2,700	2,400	2,100	2,000
	8	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	3,600	2,900	2,400	2,000	1,700	1,500	1,400	1,300
	12	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,700	2,100	1,700	1,500	1,300	1,100	1,000	970
	18	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	2,100	1,900	1,500	1,300	1,100	910	810	730	690
2 11/16	4	8,100	8,100	8,100	8,100	8,100	8,100	8,100	6,400	5,300	4,500	3,800	3,400	3,100	2,900
	8	5,300	5,300	5,300	5,300	5,300	5,300	5,300	4,200	3,400	2,900	2,500	2,200	2,000	1,900
	12	3,900	3,900	3,900	3,900	3,900	3,900	3,900	3,100	2,600	2,200	1,900	1,600	1,500	1,400
	18	2,800	2,800	2,800	2,800	2,800	2,800	2,800	2,200	1,800	1,600	1,300	1,200	1,100	1,000
2 15/16	4	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600	9,100	7,500	6,400	5,500	4,900	4,400	4,200
	8	6,900	6,900	6,900	6,900	6,900	6,900	6,900	6,000	4,900	4,200	3,600	3,200	2,900	2,700
	14	4,600	4,600	4,600	4,600	4,600	4,600	4,600	3,900	3,200	2,800	2,300	2,100	1,900	1,800
	20	3,400	3,400	3,400	3,400	3,400	3,400	3,400	2,900	2,400	2,000	1,700	1,600	1,400	1,300
3 7/16	6	11,600	11,600	11,600	11,600	11,600	11,600	11,600	11,600	10,100	8,500	7,200	6,400	5,700	5,500
	10	8,500	8,500	8,500	8,500	8,500	8,500	8,500	8,500	7,400	6,300	5,300	4,700	4,200	4,000
	14	6,700	6,700	6,700	6,700	6,700	6,700	6,700	6,700	5,800	4,900	4,200	3,700	3,300	3,200
	20	5,100	5,100	5,100	5,100	5,100	5,100	5,100	5,100	4,400	3,800	3,200	2,800	2,500	2,400





**TABLE 4 A-Values**

Shaft Diameter (inches)	A
1-3/16 to 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 to 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4
5-7/16 to 6	N + 4-1/2
6-1/2 to 7	N + 5
7-1/2 to 8	N + 5-1/4
8-1/2 to 10	N + 6-1/4

N = 1/2 the difference between bearing centers and pulley face width.  
See Figure 2.

**TABLE 5 Factor K**

J	(E) ANGLE (degrees)						
	0	30	60	90	120	150	180
0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
0.05	1.00	1.00	1.00	1.01	1.05	1.09	1.10
0.10	1.00	1.00	1.00	1.02	1.11	1.18	1.20
0.15	1.00	1.00	1.00	1.04	1.18	1.27	1.30
0.20	1.00	1.00	1.00	1.08	1.25	1.36	1.40
0.25	1.00	1.00	1.00	1.12	1.32	1.45	1.50
0.30	1.00	1.00	1.00	1.17	1.40	1.55	1.60
0.35	1.00	1.00	1.00	1.22	1.48	1.64	1.70
0.40	1.00	1.00	1.00	1.28	1.56	1.74	1.80
0.45	1.00	1.00	1.00	1.35	1.65	1.84	1.90
0.50	1.00	1.00	1.00	1.41	1.73	1.93	2.00
0.55	1.00	1.00	1.05	1.49	1.82	2.03	2.10

**TABLE 6  $k_b$ , Size Factor = (D)<sup>-0.19</sup>**

(D) Shaft Diameter (inches)	$k_b$ Size Factor
1-3/16	0.9679
1-7/16	0.9334
1-15/16	0.8819
2-3/16	0.8618
2-7/16	0.8443
2-11/16	0.8288
2-15/16	0.8149
3-7/16	0.7909
3-15/16	0.7707
4-7/16	0.7534
4-15/16	0.7383
5-7/16	0.7249
6	0.7115
6-1/2	0.7007
7	0.6909
7-1/2	0.6819
8	0.6736
8-1/2	0.6659
9	0.6587
9-1/2	0.6520
10	0.6457

## APPENDIX I: CONVERSION FACTORS TO SI UNITS

This appendix is not part of the standard, but is included for the information of those who wish to become acquainted with the international standard units called SI units. The following SI conversion factors are used for the units shown in this standard:

To Convert From	To	Multiply By
inches	millimeters (mm)	25.40
pounds-mass	kilograms (kg)	0.45359
pounds-force	newtons (N)	4.4482
inch-pounds	newton-meters (N m)	0.11298
pounds per square inch (psi)	kilo pascals (kPa)	6.894757
feet/minute	meters/second (m/s)	0.00508
pounds/inch width	newtons/millimeter (N/mm)	0.175

## APPENDIX II: SHAFT DEFLECTION FORMULA

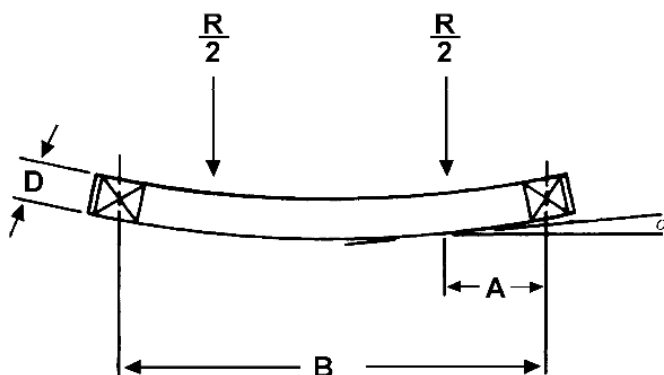
Determine the shaft deflection slope at the pulley end disc using the following equation:

$$\tan \alpha = \frac{RA(B-2A)}{4E_y I}$$

Where: A = Moment arm for pulley (inches)  
 B = Bearing centers (inches)  
 R = Resultant pulley load (pounds)  
 $E_y$  = Youngs modulus in psi  
 (29 X 10<sup>6</sup> for steel)  
 I = Area moment of inertia of shaft  
 in inches<sup>4</sup> (0.049087 D<sup>4</sup>)  
 D = Diameter of shaft (inches)  
 tan  $\alpha$  = Tangent of the angle made by the  
 deflected shaft and its neutral axis  
 before bending, at the pulley hub.

Allowable Slope:

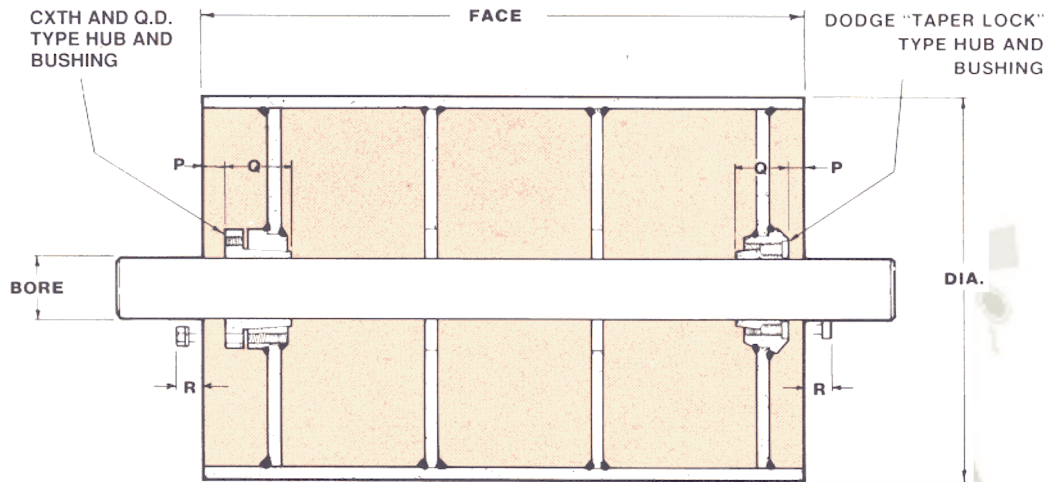
tan  $\alpha$  = 0.0023 inches per inch or tan of 8  
 minutes. If the slope is greater than  
 0.0023, it will be necessary to go to a  
 larger shaft diameter or consult your  
 manufacturer.



**NOTE:** THE RESULTANT DEFLECTION CALCULATED USING THESE FORMULAS WILL EXCEED THE ACTUAL DEFLECTION WHICH WILL DEPEND ON THE END DISC CONSTRAINT.

**Continental welded steel conveyor pulleys are available with CXTB, DODGE "taper lock" or Q.D. hubs.**

DETAILS BELOW SHOW DIFFERENCES IN CONSTRUCTION DEPENDING ON HUB SYSTEM.

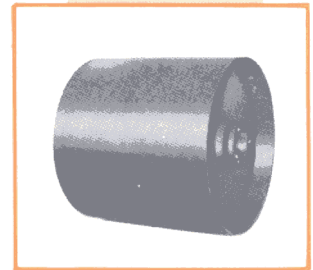


**CONTINENTAL Q.D. HUBS**

HUB NO.	BUSHING NO.	BORE RANGE	P	Q	R
CH-K	SK	1/2" to 2-1/2" dia.	7/8"	1-7/8"	1-1/2"
CH-E	E	7/8" to 3-7/16" dia.	1"	2-5/8"	2-3/16"
CH-F	F	1" to 3-15/16" dia.	1-1/16"	3-5/8"	3-1/8"
CH-J	J	1-7/16" to 4-1/2" dia.	1-1/8"	4-1/2"	3-15/16"
CH-M	M	2" to 5-1/2" dia.	1-1/4"	6-3/4"	1-31/32"
CH-N	N	2-1/2" to 6" dia.	1-5/16"	8-1/8"	2-1/4"
CH-P	P	2-15/16" to 7" dia.	1-3/8"	9-3/8"	2-3/4"
CH-W	W	4-7/16" to 8-1/2" dia.	1-9/16"	11-3/8"	3-7/8"
CH-S	S	6" to 10" dia.	1-5/8"	15-3/4"	5-11/16"

**Q. D. BUSHING**

Split cast iron type with 3/4" taper per foot. Shaft keyed to bushing, bushing not keyed to pulley hub, torque transmitted through self locking taper.

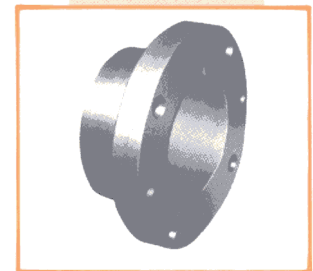
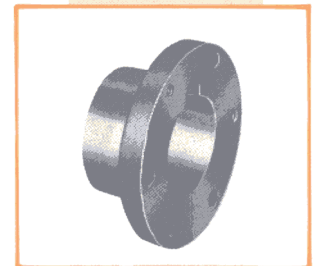


**CONTINENTAL CXTH HUBS**

HUB NO.	BUSHING NO.	BORE RANGE	P	Q	R
CXTH25	CXTB25	1" to 2-7/16"	5/8"	1-7/8"	1-1/4"
CXTH30	CXTB30	1-7/16" to 2-15/16"	5/8"	2-1/16"	1-9/16"
CXTH35	CXTB35	1-15/16" to 3-7/16"	5/8"	2-15/32"	1-9/16"
CXTH40	CXTB40	2-7/16" to 3-15/16"	15/16"	2-13/16"	1-5/8"
CXTH45	CXTB45	3-7/16" to 4-7/16"	15/16"	3-5/16"	2-1/8"
CXTH50	CXTB50	3-15/16" to 4-15/16"	15/16"	3-3/4"	2-3/16"
CXTH60	CXTB60	5-7/16" to 6"	15/16"	4-1/8"	2-1/4"
CXTH70	CXTB70	6-7/16" to 7"	1-1/8"	4-11/16"	2-5/8"
CXTH80	CXTB80	7-1/2" to 8"	1-1/8"	5-1/8"	3-1/4"
CXTH100	CXTB100	8-1/2" to 10"	1-1/8"	6-3/16"	3-1/4"

**CXTB BUSHING**

Split taper of either malleable or cast iron type, 2" taper per foot. Shaft keyed to bushing, bushing not keyed to pulley hub. Torque transmitted through bolts.

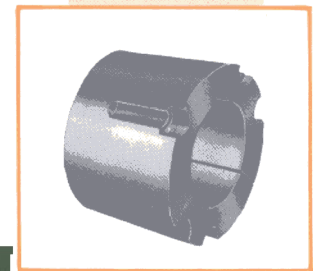


**CONTINENTAL DODGE HUBS**

HUB NO.	BUSHING NO.	BORE RANGE	P	Q	R*
CK-25	2517	1/2" to 2-1/2" dia.	1"	1-3/4"	1/8"
CK-30	3020	7/8" to 3" dia.	1"	2"	3/8"
CK-35	3535	1-3/16" to 3-1/2" dia.	1"	3-1/2"	1-1/8"
CK-40	4040	1-7/16" to 4" dia.	1"	4"	1-1/2"
CK-45	4545	1-15/16" to 4-1/2" dia.	1"	4-1/2"	1-7/8"
CK-50	5050	2-7/16" to 5" dia.	1"	5"	2-1/4"
CK-60	6050	3-7/16" to 6" dia.	2-1/4"	5"	2-5/8"
CK-70	7060	3-15/16" to 7" dia.	2-1/4"	6"	2-5/8"
CK-80	8065	4-7/16" to 8" dia.	2-1/4"	6-1/2"	2-5/8"
CK-100	10085	7" to 10" dia.	2-1/4"	8-1/2"	3-5/8"

**DODGE "TAPER LOCK"**

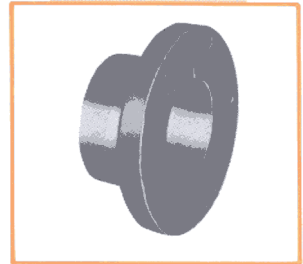
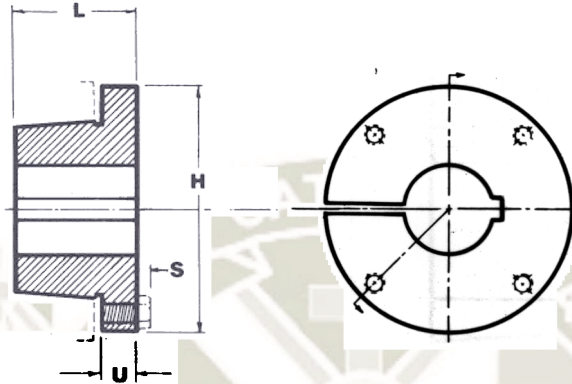
Split taper cast iron bushing 8° taper per foot. Shaft keyed to bushing, bushing not keyed to pulley hub. Torque transmitted through bolts.



\* Minimum space required from pulley rim to loosen bushing using screws as jack screws - no puller required.

## Continental welded steel conveyor pulleys with Q.D. hubs and bushings.

The 3/4" per foot taper of the Q.D. provides a 32 to 1 locking ratio on the shaft. The advantages of the Q.D. system are its superior holding power in both lateral and torsional directions, its ease of assembly and disassembly and its self locking taper. The large cap screws provide enough force to lock the taper so that no external keys are required between mating sections.



### BUSHING AND KEYSEAT DIMENSIONS

BUSHING	BORES	KEYSEAT	BUSHING	BORES	KEYSEAT
SK	1/2" - 2-1/8"	Standard	N	2-1/2" - 5"	Standard
	2-3/16" - 2-1/4"	1/2" x 1/8"		5-1/16" - 5-1/2"	1-1/4" x 1/4"
	2-5/16" - 2-1/2"	5/8" x 1/16"		5-9/16" - 5-7/8"	1-1/2" x 1/4"
E	7/8" - 2-3/4"	Standard	P	5-15/16" - 6"	1-1/2" x 1/8"
	2-13/16" - 3-1/4"	3/4" x 1/8"		2-15/16" - 5-11/16"	Standard
	3-5/16" - 3-7/16"	7/8" x 1/16"		5-3/4" - 6-1/2"	1-1/2" x 1/4"
F	1" - 3-1/4"	Standard	W	6-9/16" - 7"	1-3/4" x 1/8"
	3-5/16" - 3-3/4"	7/8" x 5/16"		4-7/17" - 7"	Standard
	3-13/16" - 3-15/16"	1" x 1/8"		7-1/16" - 7-1/2"	1-3/4" x 1/4"
J	1-7/16" - 3-3/4"	Standard	S	7-9/16" - 8-1/2"	2" x 1/4"
	3-13/16" - 3-15/16"	1" x 3/8"		6" - 8-1/4"	Standard
	4" - 4-1/2"	1" x 1/8"		8-5/16" - 8-1/2"	2" x 1/4"
M	2" - 4-3/4"	Standard		8-9/16" - 9-1/4"	2-1/4" x 1/4"
	4-13/16" - 5-1/2"	1-1/4" x 1/4"		9-5/16" - 10"	2-1/2" x 1/4"

### BUSHING SPECIFICATIONS

BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
SK	1-7/8	1/2	3-7/8	7/32	3	5/16 x 1-1/4	3
E	2-5/8	3/4	6	5/16	3	1/2 x 2	4
F	3-5/8	13/16	6-5/8	3/8	3	9/16 x 2-1/4	12
J	4-1/2	1	7-1/4	13/32	3	5/8 x 2-1/2	17
M	5-1/2	1-1/4	9	15/32	4	3/4 x 2-3/4	20
N	5-7/8	1-1/2	10	9/16	4	7/8 x 3	50
P	7	1-3/4	11-3/4	5/8	4	1 x 3-1/2	70
W	8-1/2	2	15	11/16	4	1-1/8 x 4-3/4	110
S	10	3-1/4	17-3/4	13/16	5	1-1/4 x 6-1/2	200

### HUB AND CORRESPONDING BUSHING

HUB	BUSHING	HUB	BUSHING
CHK	SK	CHN	N
CHE	E	CHP	P
CHF	F	CHW	W
CHJ	J	CHS	S
CHM	M		

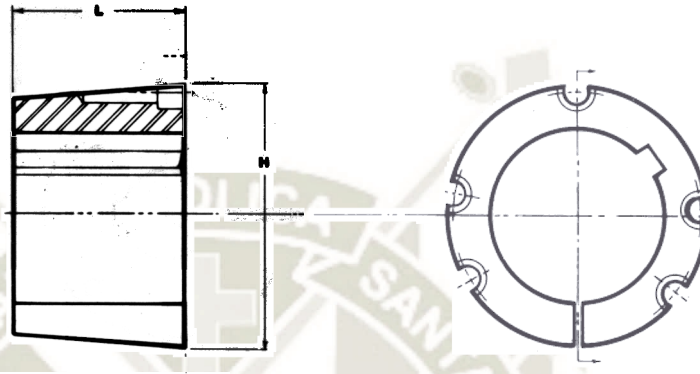
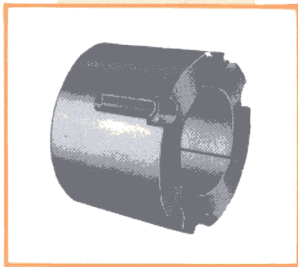
### HUB BOLT TORQUE

HUB	in. lbs.	HUB	in. lbs.
CHK	15	CHN	300
CHE	60	CHP	450
CHF	75	CHW	600
CHJ	135	CHS	750
CHM	225		



## Continental welded steel conveyor pulleys with DODGE| "taper lock" hubs and bushings.

The 1-1/2" per foot taper of the "taper lock" provides a 16 to 1 locking ratio on the shaft. The advantages of the Dodge system are its availability, its superior torsional holding power when using a key and its greater load rating due to the small inset that is required.



### BUSHING AND KEYSEAT DIMENSIONS

BUSHING	BORES	KEYSEAT	BUSHING	BORES	KEYSEAT
2517	1/2" – 2-1/4" dia. 2-5/16" – 2-1/2" dia.	Standard 5/8" x 3/16" *	5050	2-7/16" – 4-1/2" dia. 4-9/16" – 5" dia.	Standard 1-1/4" x 7/16" *
3020	7/8" – 2-3/4" dia. 2-13/16" – 3" dia.	Standard 3/4" x 1/4" *	6050	3-7/16" – 6" dia.	Standard
3535	1-3/16" – 3-1/4" dia. 3-5/16" – 3-1/2" dia.	Standard 7/8" x 1/4" *	7060	3-15/16" – 7" dia.	Standard
4040	1-7/16" – 3-3/4" dia. 3-13/16" – 4" dia.	Standard 1" x 1/4" *	8065	4-7/16" – 8" dia.	Standard
4545	1-15/16" – 4-1/4" dia. 4-5/16" – 4-1/2" dia.	Standard 1" x 1/4" *	10085	7" – 10" dia.	Standard

\* Key furnished for these sizes only.

### BUSHING SPECIFICATIONS

BUSHING	L	U	H	S	QTY	SIZE	WEIGHT
2517	1-3/4	.....	3-3/8	.....	2	1/2 x 1	3.5
3020	2	.....	4-1/4	.....	2	5/8 x 1-1/4	6.5
3535	3-1/2	.....	5	.....	3	1/2 x 1-1/2	14
4040	4	.....	5-3/4	.....	3	5/8 x 1-3/4	22
4545	4-1/2	.....	6-3/8	.....	3	3/4 x 2	30
5050	5	.....	7	.....	3	7/8 x 2-1/4	38
6050	5	.....	9-1/4	.....	3	1-1/4 x 3-1/2	65
7060	6	.....	10-1/4	.....	4	1-1/4 x 3-1/2	95
8065	6-1/2	.....	11-1/4	.....	4	1-1/4 x 3-1/2	135
10085	8-1/2	.....	14-3/4	.....	4	1-1/2 x 4-1/4	260



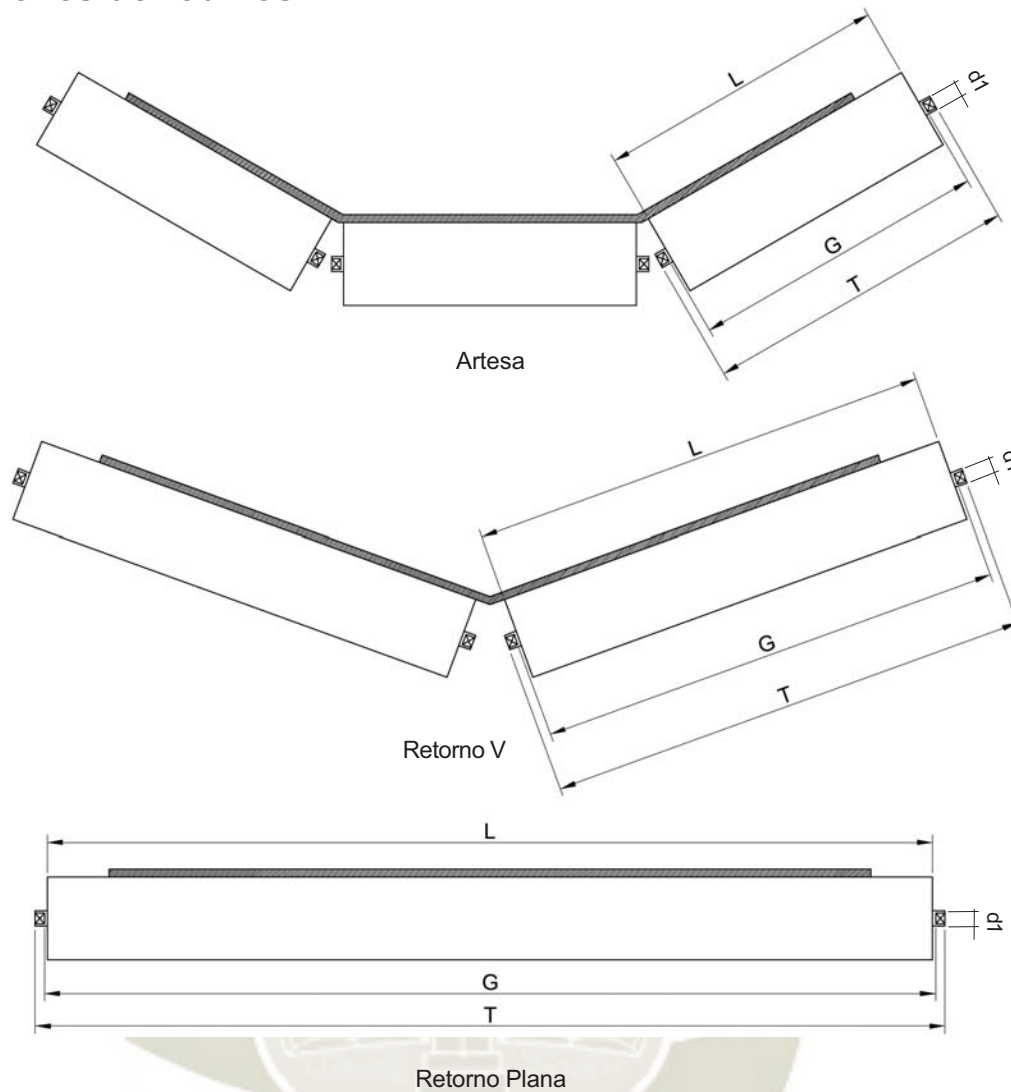
### HUB AND CORRESPONDING BUSHING

HUB	BUSHING	HUB	BUSHING
CK 25	2517	CK 50	5050
CK 30	3020	CK 60	6050
CK 35	3535	CK 70	7060
CK 40	4040	CK 80	8065
CK 45	4545	CK 100	10085

### HUB BOLT TORQUE

HUB	ft. lbs.	HUB	ft. lbs.
CK 25	36	CK 50	258
CK 30	67	CK 60	652
CK 35	84	CK 70	652
CK 40	142	CK 80	652
CK 45	205	CK 100	1142

## Disposiciones de rodillos



## Dimensiones según DIN 15207

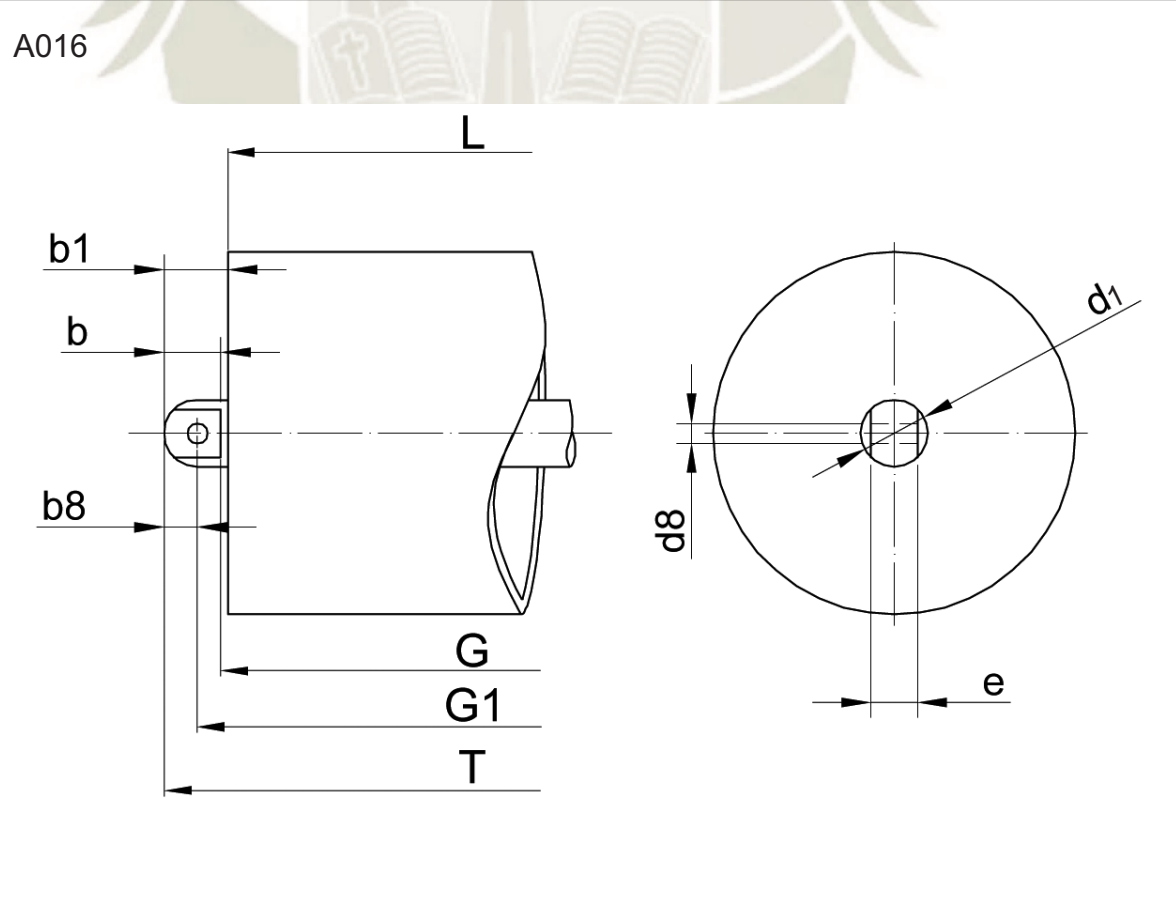
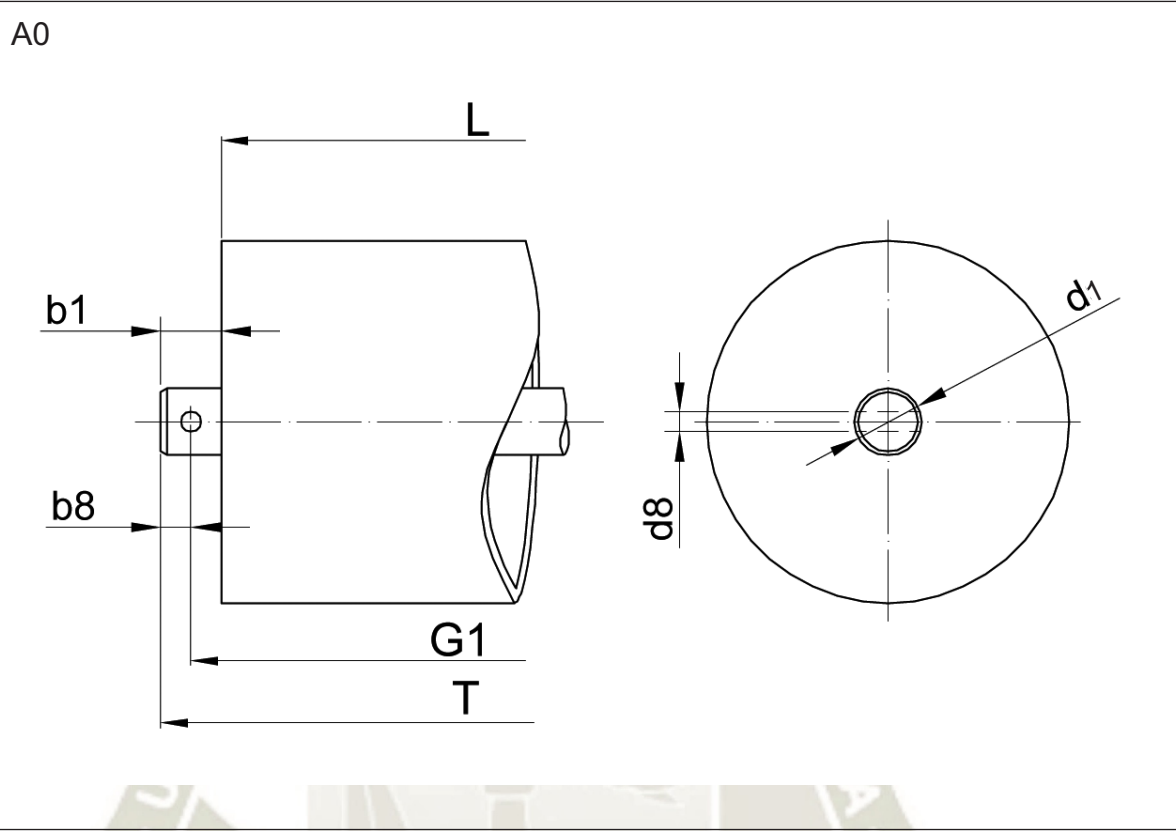
Ancho de banda	3 Rollers				2 Rollers				1 Roller			
	L	G	d1 $\varnothing$ 20 T	d1 $>$ $\varnothing$ 20 T	L	G	d1 $\varnothing$ 20 T	d1 $>$ $\varnothing$ 20 T	L	G	d1 $\varnothing$ 20 T	d1 $>$ $\varnothing$ 20 T
400	160	168	186	192	250	258	276	282	500	508	526	532
500	200	208	226	232	315	323	341	347	600	608	626	632
650	250	258	276	282	380	388	406	412	750	758	776	782
762	315	323	341	347	465	473	491	497	950	958	976	982
100	380	388	406	412	600	608	626	632	1150	1158	1176	1182
0	465	473	491	497	700	708	726	732	140	140	142	143
120	530	538	556	562	800	808	826	832	0	8	6	2
0	600	608	626	632	900	908	926	932	160	160	162	163
140	670	678	696	702	100	100	102	103	0	8	6	2
0	750	758	776	782	0	8	6	2	180	180	182	183
160	800	808	826	832	1100	1108	1126	1132	0	8	6	2

(mm)

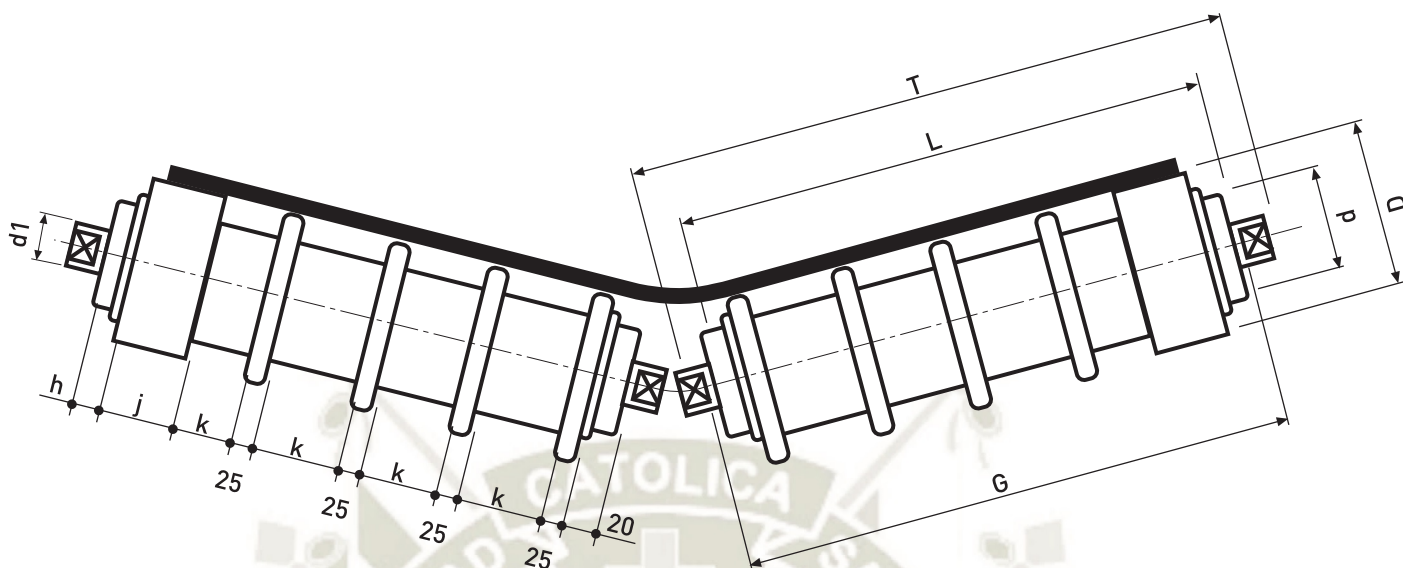
(mm)

(mm)









Rodillo limpiador de un taco.

**Gama de Producto**

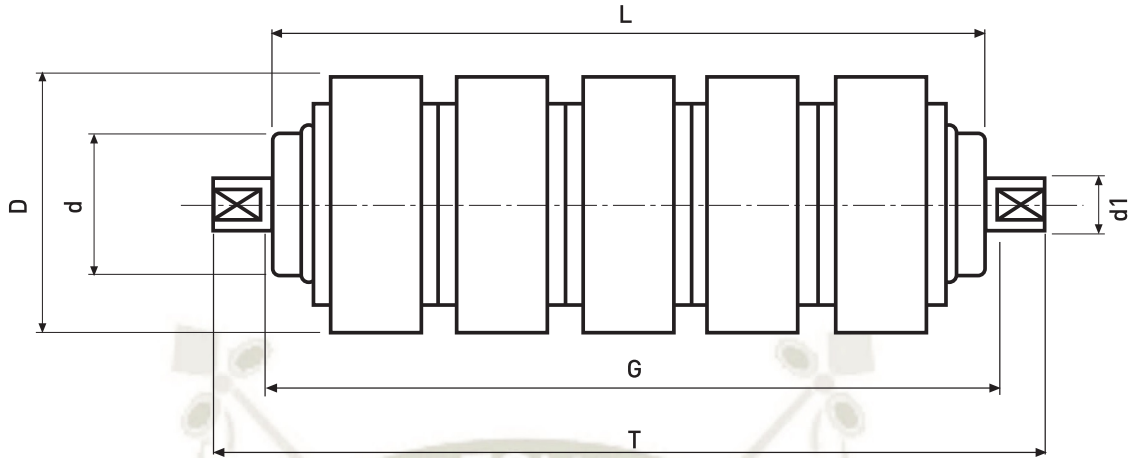
6204	D(mm)	108	108	133	127	133	152			
	d(mm)	63	70	70	89	89	89			
6205	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6305	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6306	D(mm)	127	133	152	159	159	180	193	180	193
	d(mm)	89	89	89	89	108	108	108	114,3	133
6308	D(mm)	159	180	193	193					
	d(mm)	108	108	108	133					

<b>Ancho de banda</b>	400	500	650	<b>762</b>	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
<b>h</b>				30	65	30	40	35	30	25	20
<b>j</b>				100	200	200	240	240	240	240	240
<b>k</b>				60	60	70	80	80	80	80	80
<b>Nº</b>				3	4	4	4	5	6	7	8

**Pesos rodillos**

d/D	d1(mm)	Longitud del rodillo L (mm)							
		465	600	700	800	900	1000	1100	1200
89/133	20	6.9/5.5	8.5/6.8	9.8/7.8	12.3/10	13.6/11.1	14.8/12	16.1/13	16.9/13.9
	25	8.3/6.4	10.1/7.6	11.5/8.7	14.1/10.9	15.5/11.9	16.9/12.9	18.3/13.9	19.1/14.4
	30	9.5/6.75	11.45/7.95	12.94/8.9	15.65/11	17.2/12	18.7/13	20.23/14	21.75/14.9
89/159	20	8.1/6.7	9.9/8.2	11.3/9.3	14.8/12.5	16.3/13.8	17.6/14.8	19.1/16	20.1/17.0
	25	9.5/7.6	11.5/9	13/10.2	16.6/13.4	18.2/14.6	19.7/15.7	21.3/16.4	22.1/17.4
	30	11/8.2	13.2/9.7	15/11.0	18.1/13.5	19.9/14.7	21.7/16	23.4/17.1	25.2/18.3
108/193	20	10.7/9.3	13/11.3	14.8/12.8	19.8/17.5	21.6/19.1	23.5/20.7	25.4/22.3	26.8/23.7
	25	12.2/10.3	14.7/12.2	16.6/13.8	21.7/18.5	23.6/20	25.7/21.7	27.7/23.3	29/24.2
	30	14.4/11.6	17.4/13.9	19.6/15.6	23.8/19.8	26.1/21	28.43/22.7	30.7/24.4	33/26.1
	40	19.29/14.4	22.59/16.4	25.16/18.0	30.94/22.73	33.54/24.4	36.15/26.0	38.76/27.6	41.36/29.2

Peso rodillo Kg/peso partes rodantes del rodillo (Kg).



Rodillo amortiguador.

Gama de Producto

RA																
6204	D(mm)	89	108	133	159	127	133	139,7	152	159	152	159				
	d(mm)	63,5	63,5	70	70	89	89	89	89	89	108	108				
6205	D(mm)	127	133	139,7	152	159	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252
	d(mm)	89	89	89	89	89	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159
6305	D(mm)	127	133	139,7	152	159	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252
	d(mm)	89	89	89	89	89	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159
6306	D(mm)	127	133	139,7	152	159	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252
	d(mm)	89	89	89	89	89	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159
6307	D(mm)	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252					
	d(mm)	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159					
6308	D(mm)	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252					
	d(mm)	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159					
6310	D(mm)	180	215	215	252											
	d(mm)	133	133	159	159											
6312	D(mm)	215	252													
	d(mm)	159	159													

Pesos rodillos

d/D	d1(mm)	Longitud del rodillo L (mm)																
		200	250	315	380	465	530	600	670	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200	
63/89	20	2,2/1,5	2,7/1,9	3,9/2,8	4,6/3,3	5,7/4,2	6,4/4,7	7,2/5,3	8/6	8,9/6,6	11,3/8,5	13,5/10,2	16,4/12,4	18,7/14,2	20,9/15,9	23,3/17,7	25,5/19,4	
63,5/108	20	3,2/2,4	3,8/3	4,7/3,6	5,6/4,3	6,9/5,4	7,8/6,1	8,7/6,8	9,8/7,8	10,9/8,6	13,8/11	16/12,8	20,1/16,1	23,1/18,6	25,8/20,8	28,8/23,2	31,5/25,4	
89/133	20	3,9/3,1	4,7/3,9	5,8/4,7	7,1/5,8	8,5/7,1	9,6/7,9	11,0/9,1	12,0/10,0	13,5/11,2	16,8/14	20,6/17,3	24,7/20,7	28,5/24	31,8/26,8	35,6/30	38,4/32,8	
	25	5,1/3,7	6/4,4	7,1/5,3	8,5/7,4	9,6/7,3	11,2/8,5	12,3/9,3	13,8/10,5	15,4/11,8	19/14,6	23/17,5	27,5/21,3	31,5/24,6	35,1/27,4	39,1/30,6	42,7/33,4	
89/159	20	4,6/4,1	5,7/5	6,8/6	8,2/7,2	9,7/8,5	12,1/10,7	13,6/12	15,3/13,5	17/15	24/21	28,6/25,7	34,8/31,3	39,7/35,7	44,4/39,9	49,5/44,5	54,6/49,3	
	25	6,6/5,2	7,7/6,1	9,4/7,6	11,1/9	13,5/11,1	15,1/12,4	16,9/13,9	19,2/15,9	21,1/17,5	26,7/22,3	31,8/26,3	38,5/32,3	44,2/37,3	49,3/41,6	55/46,5	60,1/50,8	
108/159	20	5,2/4,6	6,8/6,1	8,3/7,4	9,7/8,7	12,1/10,9	13,6/12,2	15,3/14	17/15,3	18,7/16,8	24/21,6	28,6/25,8	34,8/31,3	39,7/35,7	44/39	49,5/44,5	54,6/49,1	
	25	6,2/5,8	7,3/5,7	8,8/7	10,3/8,2	12,5/10,1	13,9/11,2	15,6/12,6	17,4/14,1	19,1/15,5	24,1/19,7	28,7/23,2	34,6/28,4	39,5/32,6	44,2/36,5	49,1/40,6	53,7/44,4	
	30			9,7/7,2	11,4/8,5	13,6/10,2	15,3/11,4	17,1/13	19,1/14,6	20,9/15,9	26,2/20	31,2/23,9	37,5/28,7	42,9/33	47,9/36,8	53,2/40,9	58,2/44,8	
	40					17,5/12,6	19,5/14,1	22/15,8	24,3/17,4	33/23,4	39/27,7	47/33	53,4/42,9	59,6/41,6	66/46	72,2/50,2		
108/180	20	6,7/6,2	8/7,4	9,8/8,9	11,5/10,5	14,3/13	16/14,7	18/16,7	20/18,4	22/20,2	28,4/26	33,9/31	41/37,6	46,9/42,9	52,4/47,9	58,5/53,5	64,5/59	
	25	7,2/5,8	8,6/7	10,9/9,1	13,1/11	15,8/13,4	17,3/14,6	19,7/16,7	22/18,7	24,5/20,9	30,7/26,3	37/31,5	44,6/38,4	50,8/43,9	57,1/49,4	63,2/54,7	69,5/60,2	
	30					17/13,6	18,7/15	21,2/17,1	23,6/19,1	26,3/20,1	31,4/25,5	39,5/32,2	47,5/38,7	54,2/44,3	60,8/49,7	67,3/55	74/60,6	
	40					21,1/16,2	23,7/18,2	26,5/20,3	29,3/22,4	32,3/24,6	40/30,2	47,5/35,9	56,8/42,7	64,4/48,4	72/54	79,6/59,6	87,1/65,2	
108/193	20	7,6/7	8,9/8,2	10,9/10	12,9/11,8	15,9/14,7	17,9/16,5	20,2/18,9	22,4/20,6	24,6/22,7	31,6/29,3	37,8/34,9	45,9/42,4	53,36/48,3	58,5/54	65,3/60,3	71,6/66,4	
	25	7,7/6,3	9,3/7,7	11,9/10,1	14,4/12,3	17,4/15	19/16,3	21,7/18,7	24,4/21,1	27,1/23,5	34,1/29,7	41,1/35,6	49,6/43,4	56,5/49,6	63,5/55,8	70,4/61,9	77,4/68,1	
	30			12,8/10,3	15,5/12,6	18,6/15,2	20,4/16,7	23,2/19,1	26/21,5	28,9/23,9	36,2/30	42/34,9	52,5/43,7	59,9/50	67,2/56,1	74,5/62,2	81,9/6,5	
	40					22,8/17,9	25,6/20	28,6/22,4	31,6/24,7	34,9/27,1	43/33,6	51,3/39,6	61,3/47,2	69,5/53,4	77,6/59,5	85,9/65,9	94/72	
133/215	20	9,6/9	11,4/10,7	14/13	16,4/15,4	20,3/19,1	22,8/21,5	25,7/24,4	31,4/29,5	40,3/37,9	48,2/45,2	58,6/55	66,7/62,7	74,6/70,1	83,1/78,1	91,7/86		
	25	9,4/8	11,8/10,2	15,1/13,3	18,3/16,2	21,9/19,5	24,1/21,4	27,4/24,4	30,8/27,5	34,2/30,6	43,1/38,7	51,8/46,3	62,5/56,3	71,3/64,4	80,1/72,4	88,9/80,4	97/88,3	
	30			16,1/13,6	19,4/16,5	23,1/19,7	25,4/21,7	28,9/24,8	32,4/27,9	36/31	45,3/39,1	54,4/47,1	65,5/56,7	74,6/64,7	83,9/72,8	93/80,7	102/88,6	
	35					24,2/19,7	26,7/21,7	30,3/24,7	33,9/27,8	37,7/31	47,3/39	56,8/47	68,4/56,7	77,9/64,6	87,5/72,7	97/80,6	106,3/88,6	
159/215	25			17,3/16	20,8/19,3	23,7/21,8	27,4/25,2	30,1/27,7	33,8/31,1	37,5/34,7	46,5/43,5	53,4/52,45	67,3/62	77,1/71,6	86,9/80,6	95,7/88,7	105/97	
	30			16,4/14	19,4/16,5	23,5/20,1	25,9/22,2	29,3/25,2	32,7/28,2	36,4/31,4	45,4/39,2	54,5/47,2	65,7/56,9	74,8/64,9	83,8/72,7	93/80,7	102/88,6	
	35					24,4/19,9	26,9/21,9	30,4/24,8	34/27,9	37,8/31,1	47,3/39	56,7/46,9	68,4/56,7	77,8/64,5	87,3/72,5	96,8/80,4	106,3/88,4	
	40					27,8/23	31,2/25,7	34,9/27,6	38,6/30,5	42,5/33,6	52,5/41,6	62,5/49,5	74,8/59,3	84,8/67,2	94,7/75,1	104,8/85,1	114,7/107	
	50					34,2/26,5	37,56/28,9	42,2/32,4	46,8/36	51,8/39,7	64,2/49	76,5/58,3	91,8/69,7	104,2/79	116,6/88,4	129/97	141,4/107	
					40,4/29,3	44,4/34,3	54,4/38,7	59,9/42,5	73,6/51,8	87,4/61,2	104/72,5	118/82,9	131,8/91,2	145,6/100,5	159,4/109,8			

# ESPECIFICACIONES DE POLEAS

## POLEAS DEL TRANSPORTADOR

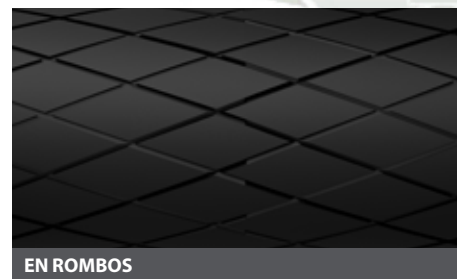
Típos de poleas	Diámetro de polea In (mm)	Diámetro del buje integral In (mm)	Ancho de superficie In (mm)	Grosor de la barra de contacto In (mm)
Polea de tambor de servicio según CEMA	4" - 60" (101 - 1524)	hasta 12" (304)	12" - 78" (304 - 1981)	-
Polea de aletas de servicio según CEMA	6" - 60" (152 - 1524)	-	12" - 78" (304 - 1981)	1/4"x1-1/2" mín., 3/8"x1-1/2", 5/8"x1-1/2" *
Polea de tambor Mine Duty 1.5	8" - 60" (203 - 1524)	hasta 12" (304)	12" - 78" (304 - 1981)	-
Polea de tambor Mine Duty 2.0	8" - 60" (203 - 1524)	hasta 12" (304)	12" - 102" (304 - 2590)	-
Polea de aletas Mine Duty 2.0	8" - 60" (203 - 1524)	-	12" - 78" (304 - 1981)	5/8"x1-1/2" mín. (15x38)
Polea de tambor Super Duty	10" - 60" (254 - 1524)	hasta 12" (304)	12" - 102" (304 - 2590)	-
Polea de aletas Super Duty	10" - 60" (254 - 1524)	-	12" - 78" (304 - 1981)	3/4"x2" mín. (19x50)
Polea Chevron® de servicio según CEMA	8" - 36" (203 - 914)	Todo CEMA	12" - 75" (304 - 1905)	Barra de media caña de 1"x1/2" (38)
Polea Chevron® Mine Duty	12" - 42" (304 - 1066)	Varía	12" - 75" (304 - 1905)	Barra redonda de 1" (25)
Polea Chevron® Super Duty	12" - 42" (304 - 1066)	Varía	20" - 75" (508 - 1905)	Barra redonda de 1-1/2" (38)

\* (6x38 mín., 9x38, 15x38)

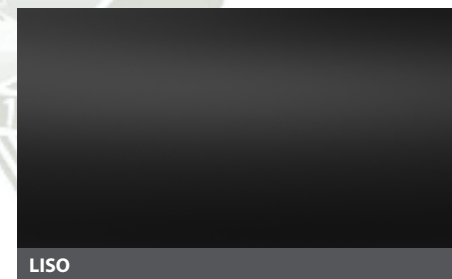
## OPCIONES DE REVESTIMIENTO



ESPIÑA DE PESCADO



EN ROMBOS



LISO



CHEVRON



SLIDE LAG®



CERÁMICA RICHWOOD



CERÁMICA TIPO PUNTA DE FLECHA ASGCO



URETANO

# OPCIONES DE DISCO TERMINAL



## CLASE UNO

**BUJE SOLDADO:** De gran utilidad en aplicaciones donde la alta tensión no constituye la principal preocupación.

## CLASE DOS

**BUJE INTEGRADO:** Disco terminal integrado, mecanizado de una pieza. Elimina dos soldaduras del buje al disco terminal, un frecuente punto de fatiga. Optimizado para casquillos XT; otras opciones están disponibles a pedido.

## CLASE TRES

**DISCO PERFILADO:** Disco terminal perfilado macizo. El mecanizado en un lado reduce el esfuerzo y elimina las soldaduras del buje al disco terminal. Diseñado para dispositivos de bloqueo sin chaveta. Montaje sin esfuerzo que no daña las ranuras de la chaveta.

## CLASE CUATRO

**DISCO TERMINAL DE TURBINA:** Disco terminal macizo de una pieza. El mecanizado en ambos lados lo asemeja a una turbina o un reloj de arena. Reduce el esfuerzo. Cumple con las cargas y tensiones específicas del cliente. Funciona con diferentes dispositivos de bloqueo sin chaveta.

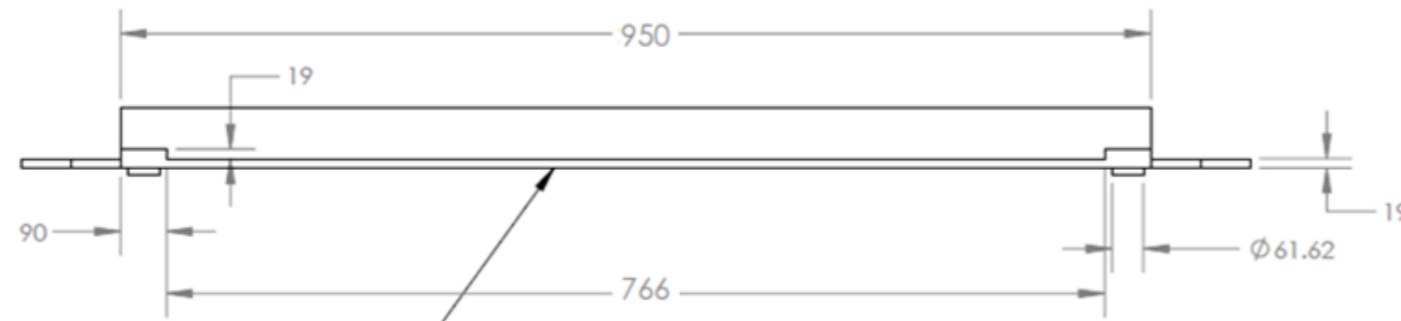
## CLASE CINCO

**PERFIL EN T:** Discos terminales macizos. Mecanizado para eliminar soldaduras en el disco terminal. Se une con las soldaduras a tope y el borde para formar el perfil transversal en "T". Cumple con las cargas y tensiones específicas del cliente. Bandas de tejido y cable de acero superior a 2500 PIW. Diseñado para su uso con la serie más pesada de dispositivos de bloqueo sin chaveta.

## GALERÍA DE FOTOGRAFÍAS



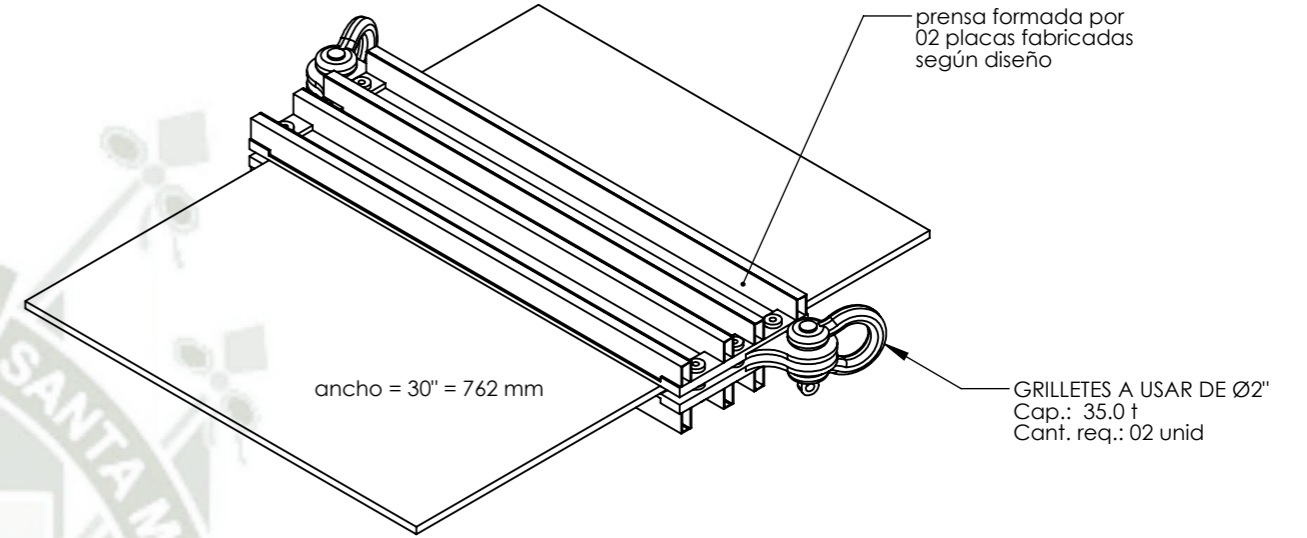
PLACA PARA PRENSA DE 60cm DE LARGO - con canales de 4"



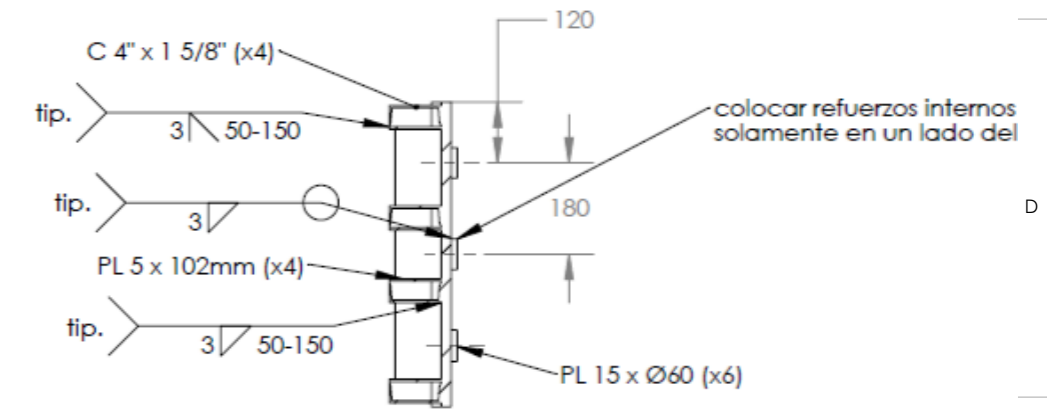
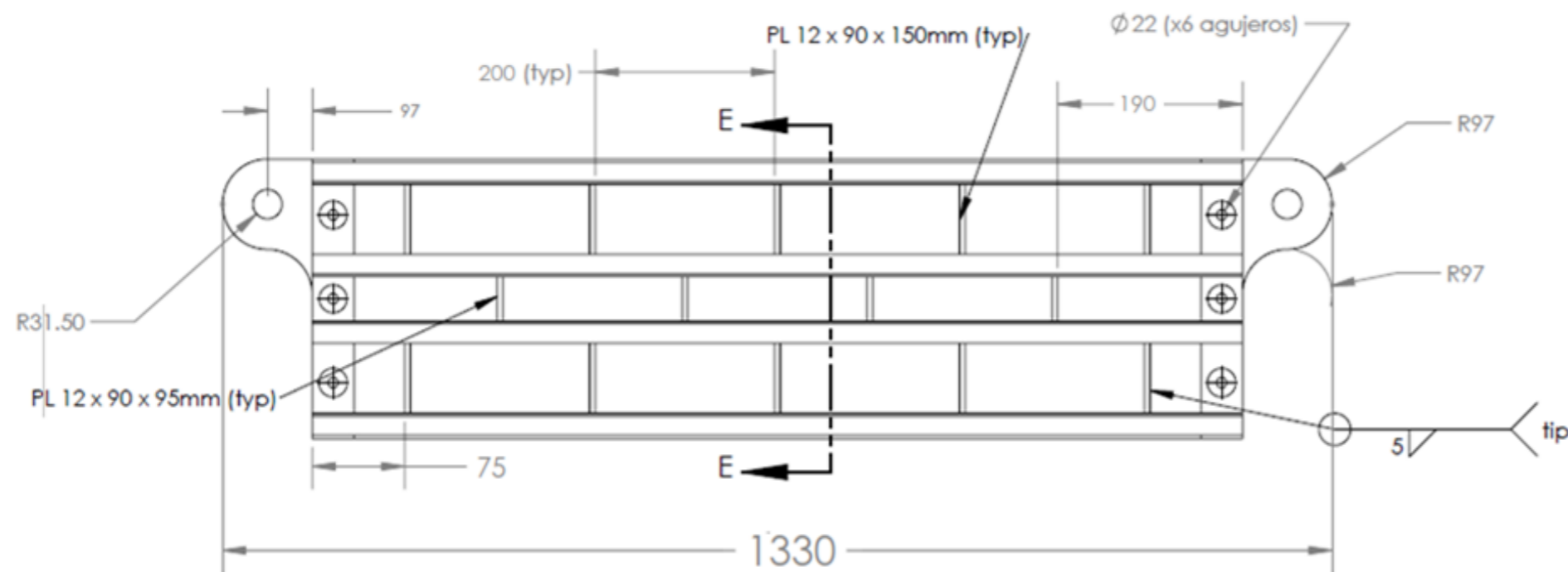
INSERTAR PUNTOS DE SOLDADURA ESMERILADOS PARA MEJOR AGARRE CON CINTA DE JEBE

ESCALA 1 : 15

ENSAMBLE DE CINTA CON PRENSA PARA RETENCIÓN DE 60cm



DETALLE DE FABRICACION



Detalle E-E

**FABRICAR 04 PRENSAS DE ESTE TIPO:  
02 PLACAS DE ESTE DISEÑO**

UNIDADES EN mm	REVISIÓN 0
AUTOR: PBG / JMC	
TÍTULO: FABRICACION DE PRENSA DE RETENCIÓN de 60cm	
	- TIRADO DE CINTA -
PESO:	ESCALA:1:20
	HOJA 1 DE 1

# Grilletes Perno Roscado Crosby®

## Load Rated® Fatigue Rated®

### GRILLETES TIPO ANCLA CON PERNO ROSCADO



G-209 / S-209

G-209 Los grilletes tipo ancla con perno roscado cumplen con la Especificación Federal RR-C-271F Tipo IVA, Grado A, Clase 2, excepto por las estipulaciones exigidas del contratista. Para mayores informaciones vea la página 426.

- Capacidad de 1/3 a 55 toneladas métricas.
- Forjados, templados y revenidos, con perno de aleación.
- Carga límite de trabajo indicado en cada grillete.
- Galvanizado por inmersión en caliente o de color natural.
- Con factor de diseño para fatiga.
- Grilletes de 25t y mayores son **EQUIPADOS CON RFID**.
- Los grilletes se pueden suministrar con certificados de prueba de carga, es decir, ABS, DNV, Lloyd's u otra certificación. El costo de prueba de carga y la certificación están disponibles al momento de hacer su pedido.
- Los grilletes son templados y revenidos y pueden cumplir con los requerimientos de impacto de DNV de 42 joules (31 pies-lb) a -20 grados C (-4 grados F).
- El cuerpo y el perno roscado de 2t hasta 25t están certificados para cumplir con pruebas de impacto Charpy de 42 Joule (31 pies-lb) mín. en promedio a -20 grados C (-4grados F).
- Cumple o excede todos los requerimientos de ASME B30.26.
- Aprobación Tipo y certificación en cumplimiento con ABS 2006 Reglas de embarcaciones de acero Regla 1-1-17.7, y la Guía ABS para la Certificación de Grúas.
- Los grilletes de ancla Crosby G209 de 2t hasta 25t son homologados según las Notas Certificación DNV 2.7-1 para contenedores Costa Afuera. Estos grilletes Crosby se les hacen pruebas de carga y de impacto estadióticamente. Estas pruebas son realizadas por Crosby, y puede solicitarse una certificación de Prueba 3.1.
- Busque el perno Rojo Red Pin®... la marca de calidad Crosby®.



## GRILLETES PARA CADENA DE PERNO ROSCADO

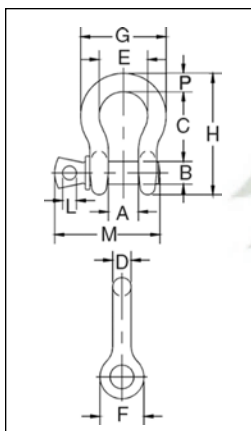


G-210 / S-210

G-210 Los grilletes de perno roscado para cadena cumplen la Especificación Federal RR-C-271F, Tipo IVB, Grado A, Clase 2, excepto por las estipulaciones exigidas del contratista. Para mayores informaciones vea la página 426.

Grilletes

### G-209 / S-209

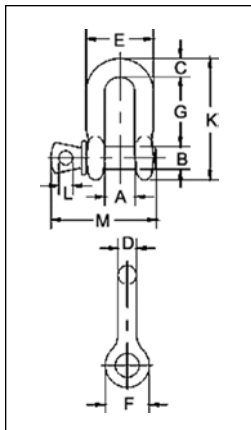


### G-209 / S-209 Grilletes Perno Roscado

Tamaño Nominal (plg)	Carga Límite de Trabajo (t)*	No. de Parte		Peso c/u (lbs.)	Dimensiones (plg.)													Tolerancia +/-	
		G-209	S-209		A	B	C	D	E	F	G	H	L	M	P	C	A		
3/16	1/3	1018357	-	.06	.38	.25	.88	.19	.60	.56	.98	1.47	.16	1.14	.19	.06	.06		
1/4	1/2	1018375	1018384	.10	.47	.31	1.13	.25	.78	.61	1.28	1.84	.19	1.43	.25	.06	.06		
5/16	3/4	1018393	1018400	.19	.53	.38	1.22	.31	.84	.75	1.47	2.09	.22	1.71	.31	.06	.06		
3/8	1	1018419	1018428	.31	.66	.44	1.44	.38	1.03	.91	1.78	2.49	.25	2.02	.38	.13	.06		
7/16	1-1/2	1018437	1018446	.38	.75	.50	1.69	.44	1.16	1.06	2.03	2.91	.31	2.37	.44	.13	.06		
1/2	2	1018455	1018464	.72	.81	.63	1.88	.50	1.31	1.19	2.31	3.28	.38	2.69	.50	.13	.06		
5/8	3-1/4	1018473	1018482	1.37	1.06	.75	2.38	.63	1.69	1.50	2.94	4.19	.44	3.34	.69	.13	.06		
3/4	4-3/4	1018491	1018507	2.35	1.25	.88	2.81	.75	2.00	1.81	3.50	4.97	.50	3.97	.81	.25	.06		
7/8	6-1/2	1018516	1018525	3.62	1.44	1.00	3.31	.88	2.28	2.09	4.03	5.83	.50	4.50	.97	.25	.06		
1	8-1/2	1018534	1018543	5.03	1.69	1.13	3.75	1.00	2.69	2.38	4.69	6.56	.56	5.13	1.06	.25	.06		
1-1/8	9-1/2	1018552	1018561	7.41	1.81	1.25	4.25	1.16	2.91	2.69	5.16	7.47	.63	5.71	1.25	.25	.06		
1-1/4	12	1018570	1018589	9.50	2.03	1.38	4.69	1.29	3.25	3.00	5.75	8.25	.69	6.25	1.38	.25	.06		
1-3/8	13-1/2	1018598	1018605	13.53	2.25	1.50	5.25	1.42	3.63	3.31	6.38	9.16	.75	6.83	1.50	.25	.13		
1-1/2	17	1018614	1018623	17.20	2.38	1.63	5.75	1.54	3.88	3.63	6.88	10.00	.81	7.33	1.62	.25	.13		
1-3/4	25	1018632	1018641	27.78	2.88	2.00	7.00	1.84	5.00	4.19	8.86	12.34	1.00	9.06	2.25	.25	.13		
2	35	1018650	1018669	45.00	3.25	2.25	7.75	2.08	5.75	4.81	9.97	13.68	1.22	10.35	2.40	.25	.13		
2-1/2	55	1018678	1018687	85.75	4.13	2.75	10.50	2.71	7.25	5.69	12.87	17.84	1.38	13.00	3.13	.25	.25		

\*NOTA: La máxima Carga de Prueba es de 2.0 veces la Carga Límite de Trabajo. La carga de ruptura es 6 veces la Carga Límite de Trabajo. En referencia a la reducción de la Carga Límite de Trabajo debido a aplicaciones laterales de cargas, ver página 80.

### G-210 / S-210



### G-210 / S-210 Grilletes Perno Cadena

Tamaño Nominal (plg)	Carga Límite de Trabajo (t)*	No. de Parte		Peso c/u (lbs.)	Dimensiones (plg.)													Tolerancia +/-	
		G-210	S-210		A	B	C	D	E	F	G	K	L	M	G	A			
1/4	1/2	1019150	1019169	.11	.47	.31	.25	.25	.97	.61	.88	1.59	.19	1.38	.06	.06			
5/16	3/4	1019178	1019187	.17	.53	.38	.31	.31	1.16	.75	1.03	1.91	.22	1.66	.06	.06			
3/8	1	1019196	1019203	.28	.66	.44	.38	.38	1.41	.91	1.25	2.30	.25	2.03	.13	.06			
7/16	1-1/2	1019212	1019221	.43	.75	.50	.44	.44	1.63	1.06	1.44	2.66	.31	2.38	.13	.06			
1/2	2	1019230	1019249	.59	.81	.63	.50	.50	1.81	1.19	1.63	3.03	.38	2.69	.13	.06			
5/8	3-1/4	1019258	1019267	1.25	1.06	.75	.62	.63	2.31	1.50	2.00	3.75	.44	3.34	.13	.06			
3/4	4-3/4	1019276	1019285	2.63	1.25	.88	.81	.75	2.75	1.81	2.38	4.53	.50	3.97	.25	.06			
7/8	6-1/2	1019294	1019301	3.16	1.44	1.00	.97	.88	3.19	2.09	2.81	5.33	.50	4.50	.25	.06			
1	8-1/2	1019310	1019329	4.75	1.69	1.13	1.00	1.00	3.69	2.38	3.19	5.94	.56	5.07	.25	.06			
1-1/8	9-1/2	1019338	1019347	6.75	1.81	1.25	1.25	1.13	4.06	2.69	3.58	6.78	.63	5.59	.25	.06			
1-1/4	12	1019356	1019365	9.06	2.03	1.38	1.38	1.25	4.53	3.00	3.94	7.50	.69	6.16	.25	.13			
1-3/8	13-1/2	1019374	1019383	11.63	2.25	1.50	1.50	1.38	5.01	3.31	4.38	8.28	.75	6.84	.25	.13			
1-1/2	17	1019392	1019409	15.95	2.38	1.63	1.62	1.50	5.38	3.62	4.81	9.06	.81	7.35	.25	.13			
1-3/4	25	1019418	1019427	26.75	2.88	2.00	2.12	1.75	6.38	4.19	5.75	10.97	1.00	9.08	.25	.13			
2	35	1019436	1019445	42.31	3.25	2.25	2.00	2.00	7.25	4.81	6.75	12.28	1.22	10.34	.25	.13			
2-1/2	55	1019454	1019463	71.75	4.13	2.75	2.62	2.62	9.38	5.69	8.00	14.84	1.38	13.00	.25	.25			

\*NOTA: La máxima Carga de Prueba es de 2.0 veces la Carga Límite de Trabajo. La carga de ruptura es 6 veces la Carga Límite de Trabajo. En referencia a la reducción de la Carga Límite de Trabajo debido a aplicaciones laterales de cargas, ver página 80.

## ESTÁNDARES DE CUÑAS Y CUÑEROS (CHAVETAS Y CHAVETEROS)

Los cuñeros y cuñas de más uso en nuestro medio son los estándar en pulgadas, sección cuadrada. Hasta la actualidad los proveedores de aceros sólo suministran material "Cold Rolled" en sección cuadrada para cuñas, dimensionado en pulgadas. También aparece aquí la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en milímetros ya que no se puede pasar por alto esta información, así como tampoco se puede ignorar la tabla de los cuñeros y cuñas estándar en pulgadas

pero de sección rectangular aunque su uso no es muy frecuente. No importa a qué estándar pertenezcan ni en qué sitio del eje vayan, los cuñeros deben ser mecanizados del tipo de caja con los extremos en semicírculo para que no se corran axialmente. Cuando el eje pasa de las 6-1/2" (155 mm) de diámetro, los cuñeros y cuñas de sección rectangular resultan aconsejables. Las cuñas cónicas o sea de plano inclinado no se usan en nuestro medio, por eso se omite su estándar.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS  
ESTANDAR EN PULGADAS DE  
SECCIÓN CUADRADA

SECCIÓN  
CUADRADA 

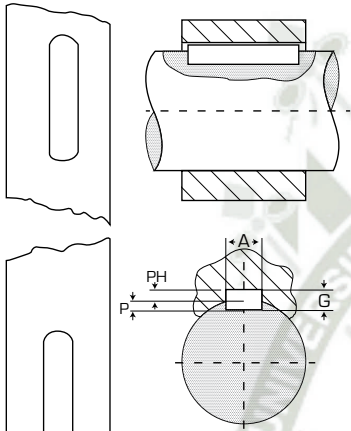
Diámetro del eje (pulg)	Anchura y profundidad del cuñero (pulg)	Cuña de sección cuadrada (pulg)	Diámetro del prisionero (pulg)
1/2 a 5/8	1/8 x 1/16	1/8 x 1/8	3/16
5/8+ a 7/8	3/16 x 3/32	3/16 x 3/16	3/16
7/8+ a 1-1/4	1/4 x 1/8	1/4 x 1/4	1/4
1-1/4+ a 1-3/8	5/16 x 5/32	5/16 x 5/16	5/16
1-3/8+ a 1-3/4	3/8 x 3/16	3/8 x 3/8	3/8
1-3/4+ a 2-1/4	1/2 x 1/4	1/2 x 1/2	1/2
2-1/4+ a 2-3/4	5/8 x 5/16	5/8 x 5/8	5/8
2-3/4+ a 3-1/4	3/4 x 3/8	3/4 x 3/4	5/8
3-1/4+ a 3-3/4	7/8 x 7/16	7/8 x 7/8	3/4
3-3/4+ a 4-1/2	1 x 1/2	1 x 1	3/4
4-1/2+ a 5-1/2	1-1/4 x 5/8	1-1/4 x 1-1/4	7/8
5-1/2+ a 6-1/2	1-1/2 x 3/4	1-1/2 x 1-1/2	1
6-1/2+ a 7-1/2	1-3/4 x 7/8	1-3/4 x 1-3/4	1-1/4
7-1/2+ a 9	2 x 1	2 x 2	1-1/4
9+ a 11	2-1/2 x 1-1/4	2-1/2 x 2-1/2	1-1/4

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS  
ESTÁNDAR EN PULGADAS DE  
SECCIÓN RECTANGULAR

SECCIÓN  
RECTANGULAR 

Diámetro del eje (pulg)	Anchura y profundidad del cuñero (pulg)	Cuña de sección rectangular (pulg)	Diámetro del prisionero (pulg)
7/8	3/16 x 1/16	3/16 x 1/8	1/4
7/8+ a 1-1/4	1/4 x 3/32	1/4 x 3/16	3/8
1-1/4+ a 1-3/8	5/16 x 1/8	5/16 x 1/4	3/8
1-3/8+ a 1-3/4	3/8 x 1/8	3/8 x 1/4	3/8
1-3/4+ a 2-1/4	1/2 x 3/16	1/2 x 3/8	1/2
2-1/4+ a 2-3/4	5/8 x 7/32	5/8 x 7/16	5/8
2-3/4+ a 3-1/4	3/4 x 1/4	3/4 x 1/2	5/8
3-1/4+ a 3-3/4	7/8 x 5/16	7/8 x 5/8	3/4
3-3/4+ a 4-1/2	1 x 3/8	1 x 3/8	3/4
4-1/2+ a 5-1/2	1-1/4 x 7/16	1-1/4 x 7/8	7/8
5-1/2+ a 6-1/2	1-1/2 x 1/2	1-1/2 x 1	1
6-1/2+ a 7-1/2	1-3/4 x 3/4	1-3/4 x 1-1/2	1-1/4
7-1/2+ a 9	2 x 3/4	2 x 1-1/2	1-1/4
9+ a 11	2-1/2 x 7/8	2-1/2 x 1-3/4	1-1/4

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1,6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2,2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2,7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3,2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3,7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4,7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4,7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5,2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5,7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6,6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7,1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8,6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8,6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8,6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10,6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11,6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12,6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14,6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16,6	50 x 28	30

**Serie 01**

Rango diám. eje pulg.	diám. eje mm	Cap. de carga lb/kN			Máx rpm
		Dinámica Cr	Estática Cor	Axial Ca	
1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	35 40	14600 65	15100 67	720 3.2	5400
1 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 2	45 50	21375 95	23400 104	855 3.8	4630
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	30150 134	35100 156	1620 7.2	3940
2 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	37125 165	44100 196	2430 10.8	3310
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	51300 228	65025 289	3060 13.6	2790
3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	70875 315	92700 412	4410 19.6	2340
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	67000 298	91600 407	4190 18.6	1970
4 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	78200 348	108900 484	5000 22.2	1740
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	86800 386	122000 542	5810 25.8	1570
5 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	94500 420	138600 616	6620 29.4	1450
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160	106800 475	159300 708	7430 33	1320
6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 7	170 180	114700 510	178400 793	8190 36.4	1220
7 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	119900 533	198700 883	9230 41	1070
9	220	129800 577	220500 980	11030 49	930
10	240	144000 640	263300 1170	13010 57.8	820
11	260 280	163000 725	299900 1333	15030 66.8	730
12	300	171400 762	327600 1456	17600 78.2	650
13	320	190700 848	369500 1642	20030 89	590
14	340	195900 871	400100 1778	22410 99.6	540
15	360 380	211000 938	434000 1929	24840 110.4	500
16	400	218100 970	467100 2076	26010 115.6	460
17	420	223100 992	500200 2223	27230 121	430
18	440 460	231300 1028	533300 2370	28620 127.2	410
19	480	238900 1062	547400 2433	29840 132.6	380
20	500	247900 1102	583400 2593	31010 137.8	360
21	530	256200 1139	619900 2755	31640 140.6	340
22	560	264500 1176	656100 2916	32040 142.4	330
23	-	283800 1262	703800 3128	32400 144	310
24	600	292400 1300	745000 3311	33030 146.8	300

**Serie 02**

Rango diá. eje pulg.	diá. eje mm	Cap. de carga lb/kN			Máx rpm
		Dinámica Cr	Estática Cor	Axial Ca	
-	-	-	-	-	-
1 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 2	50	26200 117	27900 124	1400 6.2	4350
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	37100 165	41900 186	1980 8.8	3680
2 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	49200 219	59000 262	2390 10.6	3080
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	62600 278	77600 345	4010 17.8	2520
3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	80900 360	102600 456	5630 25	2130
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	100500 447	129800 577	7020 31.2	1820
4 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	123300 548	160700 714	8600 38.2	1600
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	137500 612	182000 809	10220 45.4	1450
5 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 6	150	164200 730	226600 1007	11790 52.4	1320
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	172900 769	232400 1033	13820 61.4	1200
6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	190900 900	268000 1191	16020 71.2	1120
7 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	222600 990	327800 1457	18000 80	960
9	220	240000 1067	373700 1661	20210 89.8	850
10	240 260	272800 1213	395100 1756	22230 98.8	750
11	280	306800 1364	482600 2145	25610 113.8	670
12	300	328800 1462	542000 2409	29030 129	610
13	320	350800 1560	590000 2622	32450 144.2	550
14	340 360	388900 1729	661500 2940	35820 159.2	500
15	380	409900 1822	732200 3254	39240 174.4	460
16	400	429200 1908	773600 3438	42390 188.4	430
17	420	452800 2013	833000 3702	45450 202	400
18	440 460	480900 2138	912800 4057	48600 216	380
19	480	506300 2250	994300 4419	51750 230	360
20	500	527800 2346	1074600 4776	54900 244	340
21	530	577100 2565	1155800 5137	58050 258	330
22	560	601800 2675	1250100 5556	61200 272	310
23	-	616500 2740	1315800 5848	64350 286	300
24	600	622900 2769	1348200 5992	67500 300	290

**Serie 03**

Rango diá. eje pulg.	diá. eje mm	Cap. de carga lb/kN			Máx rpm
		Dinámica Cr	Estática Cor	Axial Ca	
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> y 4	100	139000 618	153900 684	7020 31.2	1820
4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 120	140500 625	157100 698	8820 39.2	1640
4 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 5	130	170500 758	191700 852	11030 4.9	1500
5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	204600 910	240500 1069	13230 58.8	1340
5 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 6	150	230000 1023	272900 1213	15620 69.4	1220
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	267900 1191	351900 1564	17820 79.2	1110
6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	288800 1284	383400 1704	20030 89	1030
7 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	339200 1508	455000 2022	22410 99.6	880
9	220	371900 1653	486700 2163	24620 109.4	760
10	240 260	414400 1842	574000 2551	29430 130.8	700
11E	280E	480100 2134	727400 3233	34430 153	620
12	300	492700 2190	745200 3312	39240 174.4	560
13	320	587400 2611	853900 3795	44730 198.8	500
14E	340E 360E	624800 2777	988200 4392	48060 213.6	460
15	380 400	691400 3073	1080000 4800	56430 250.8	420
-	-	-	-	-	-
17E	420E 440E	786100 3494	1351400 6006	62060 275.8	360
18	460	834500 3709	1385100 6156	68040 302.4	340
-	-	-	-	-	-
20	500 530	936400 4162	1584200 7041	78080 347	310
-	-	-	-	-	-
22E	560E	1053500 4682	1915000 8511	86090 382.6	280
23E	600E	1096600 4874	2054300 9130	90000 400	270
-	-	-	-	-	-

La capacidad de carga axial (Ca) que se aplica sólo a los rodamientos GR se reducirá en un 50% a menos que se use una lubricación EP (Extrema presión) de grasa o aceite. \*Vel. rotación máxima (rpm) para lubricación con grasa. Para aplicaciones de mayor vel. de rotación o lubricación con aceite, consulte con nuestro departamento técnico. Si Pa es mayor que 1/2 Ca, consulte la Página 23.

Denota un rodamiento de la Serie E.

## Serie 01

pulg.	mm	Dim. grupo 01	DCP	Cant. rodillos	Diám. rodillo
1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	35 40	108	2.469	10	0.469
1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 2	45 50	200E	3.012	12	0.512
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	208E	3.563	14	0.591
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	300E	4.193	14	0.669
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	308E	4.882	16	0.748
3 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	400E	5.576	16	0.866
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	408	6.252	16	0.875
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	500	6.874	16	0.938
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	508	7.500	16	1.000
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	600	8.000	18	1.000
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160	608	8.625	18	1.063
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	170 180	700	9.125	20	1.063
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	800	10.125	22	1.063
9	220	900	11.250	22	1.125
10	240	1000	12.375	26	1.125
11	260	1100	13.500	24	1.250
12	300	1200	14.625	26	1.250
13	320	1300	15.620	26	1.3125
14	340	1400	16.619	26	1.3125
15	360	1500	17.744	28	1.375
16	400	1600	18.744	30	1.375
17	420	1700	19.744	32	1.375
18	440	1800	20.744	34	1.375
19	480	1900	21.868	32	1.4375
20	500	2000	22.868	34	1.4375
21	530	2100	24.117	36	1.4375
22	560	2200	25.117	38	1.4375
23	-	2300	26.242	40	1.500
24	600	2400	27.242	40	1.500

Angulo de contacto = 0

Estas tablas presentan el Diámetro del Círculo Primitivo (DCP) en pulgadas, la cantidad de rodillos y el diámetro de los rodillos en pulgadas de todos los rodamientos Cooper de las Series 01, 02 y 03, en los tamaños desde 1<sup>3</sup>/<sub>16</sub>" (Grupo 108) hasta 24" (Grupo 2400).

## Serie 02

pulg.	mm	Dim. grupo 02	DCP	Cant. rodillos	Diám. rodillo
-	-	-	-	-	-
1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 2	45 50	200	3.187	10	0.625
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	208	3.875	12	0.687
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	300	4.563	12	0.813
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	308	5.250	14	0.875
3 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	400	6.000	14	1.000
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	408	6.750	14	1.125
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	500	7.500	14	1.250
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	508	8.125	14	1.313
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	600	8.750	16	1.375
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	608	9.500	14	1.500
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	700	10.000	16	1.500
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	800	11.250	16	1.625
9	220	900	12.250	18	1.625
10	240 260	1000	13.500	18	1.750
11	280	1100	14.625	18	1.875
12	300	1200	15.750	20	1.875
13	320	1300	16.870	20	1.9375
14	340 360	1400	18.119	20	2.063
15	380	1500	18.994	22	2.063
16	400	1600	20.119	22	2.125
17	420	1700	21.244	22	2.1875
18	440	1800	22.119	24	2.1875
19	480	1900	23.244	26	2.1875
20	500	2000	24.119	28	2.1875
21	530	2100	25.492	26	2.375
22	560	2200	26.617	26	2.375
23	-	2300	27.742	26	2.375
24	600	2400	28.493	30	2.375

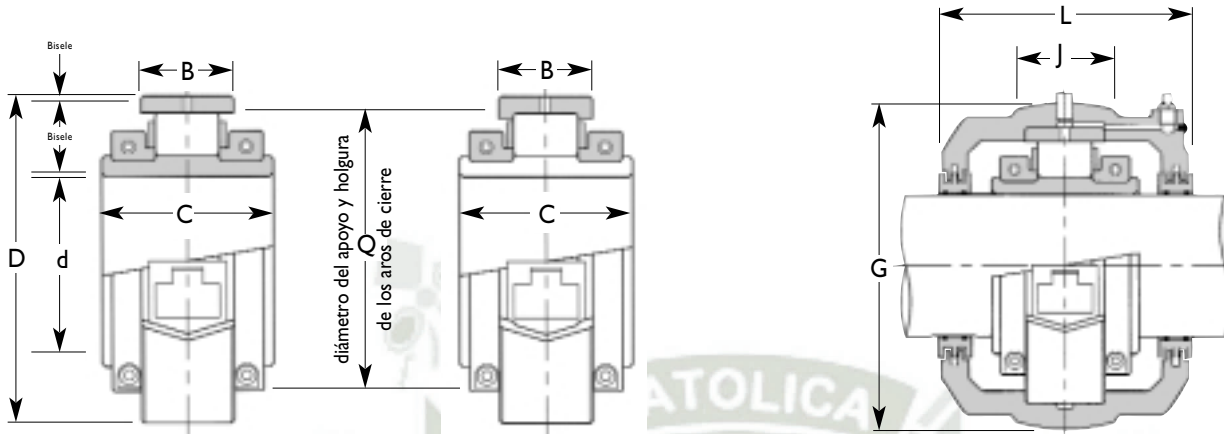
Angulo de contacto = 0

## Serie 03

pulg.	mm	Dim. grupo 03	DCP	Cant. rodillos	Diám. rodillo
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub> a 3	70 75	300	5.252	10	1.125
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80-85 90	308	6.250	10	1.375
3 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> a 4	100 105	400	7.000	10	1.625
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> a 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	408	7.500	10	1.625
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 5	120-125 130	500	8.000	12	1.625
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> y 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	135 140	508	8.750	12	1.875
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 6	150 155	600	9.500	12	2.000
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> y 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160 170	608	10.250	14	1.875
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 7	180	700	10.875	14	1.938
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> y 8	190 200	800	12.250	14	2.125
9	220	900	13.750	12	2.375
10	240 260	1000	14.500	14	2.375
11	280	1100	E - 15.375 X - 15.750	16	2.375
12	300	1200	17.000	16	2.500
13	320	1300	18.745	14	2.875
14	340 360	1400	19.119	16	2.750
15	380 400	1500	20.994	16	3.000
16	-	-	-	-	-
17	420 440	1700	22.277	20	2.913
18	460	1800	23.617	18	3.150
19	-	-	-	-	-
20	500 530	2000	26.756	18	3.375
21	-	-	-	-	-
22	560	2200	28.117	20	3.375
23	600	2300	29.125	22	3.386
24	-	-	-	-	-

Angulo de contacto = 0

# Rodamientos y cartuchos de la Serie 02, hasta 6 pulg. /155 mm de diám. de eje



## Rodamiento de rodillos

Diám. eje (d)		Referencia		D	C	B	Q	Peso (lb.) (kg)
pulg.	mm	Sólo rodamiento pulg.	mm					
1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	50	02 B 115	02 B 50	4.250	2.656	1.375	3.859	4.5
2		02 B 200		107.95	67.5	35.0	98.0	2
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>		02 B 203						
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	60	02 B 204	02 B 60	5.000	2.844	1.531	4.567	7
2 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	65	02 B 207	02 B 65	127.00	72.3	38.9	116	3
2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>		02 B 208						
2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>		02 B 211						
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	70	02 B 212	02 B 70	5.875	3.250	1.813	5.433	11
2 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	75	02 B 215	02 B 75	149.22	82.6	46.1	138	5
3		02 B 300						
3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>		02 B 303	02 B 80					
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	80	02 B 304	02 B 85	6.688	3.528	1.906	6.141	16
3 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	85	02 B 307	02 B 90	169.86	89.7	48.4	156	7
3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	90	02 B 308						
3 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>		02 B 311						
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	100	02 B 312	02 B 100	7.625	3.622	2.031	7.008	19.8
3 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	105	02 B 315	02 B 105	193.68	92.11	51.6	178	9
4		02 B 400						
4 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>		02 B 403	02 B 110					
4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	110	02 B 407	02 B 115	9.000	3.938	2.250	7.953	35.3
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	115	02 B 408		228.60	100.0	57.2	202	16
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	120	02 B 415	02 B 120	10.000	4.500	2.500	8.819	44.1
5	125	02 B 500	02 B 125	254.00	114.3	63.5	224	20
	130		02 B 130					
5 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>		02 B 503	02 B 140					
5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	140	02 B 507	02 B 145	10.750	4.625	2.625	9.449	53
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	145	02 B 508		273.05	117.5	66.7	240	24
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	150	02 B 515	02 B 150	11.500	4.875	2.688	10.156	64
6	155	02 B 600	02 B 155	292.10	123.8	68.3	258	29

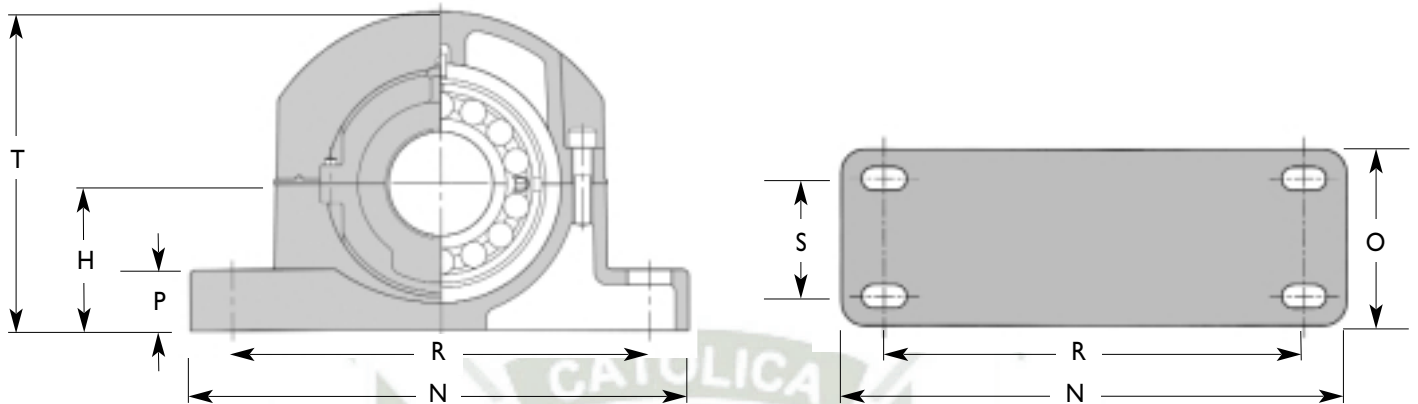
## Unidad de cartucho

Referencia		Sólo alojamiento cartucho	G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
Cartucho, rodamiento y sello pulg.	mm						
02 BC 115	02 BC 50	02 C 03	5 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	7 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	13
02 BC 200			134.94	32	114	11.1	6
02 BC 203							
02 BC 204	02 BC 60	02 C 04	6 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>32</sub>	22
02 BC 207	02 BC 65		157.16	38	126	11.9	10
02 BC 208							
02 BC 211							
02 BC 212	02 BC 70	02 C 05	7	2	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>32</sub>	30.9
02 BC 215	02 BC 75		177.80	50	140	13.5	14
02 BC 300							
02 BC 303	02 BC 80						
02 BC 304	02 BC 85	02 C 06	8	2	6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	9 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	37.5
02 BC 307	02 BC 90		203.20	50	154	14.3	17
02 BC 308							
02 BC 311							
02 BC 312	02 BC 100	02 C 07	9 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>17</sup> / <sub>32</sub>	43.3
02 BC 315	02 BC 105		231.78	64	146	13.5	21
02 BC 400							
02 BC 403	02 BC 110	02 C 08	10 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	6 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>17</sup> / <sub>32</sub>	77.2
02 BC 407	02 BC 115		266.70	76	162	13.5	35
02 BC 408							
02 BC 415	02 BC 120						
02 BC 500	02 BC 125	02 C 10	11 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	101.4
	02 BC 130		295.28	82	184	15.9	46
02 BC 503							
02 BC 507	02 BC 135	02 C 30	12 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	125.7
02 BC 508	02 BC 140		323.85	90	188	15.9	57
02 BC 515	02 B 150						
02 BC 600	02 B 155	02 C 31	13 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	13 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	8	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	150
			336.55	95	204	15.9	68

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.  
Ejemplo: 02 B 100mm EX.

Biseles  
Pista inter: Hasta 3<sup>1</sup>/<sub>2</sub>/90mm: 1<sup>1</sup>/<sub>16</sub>/1.5mm, más de 3<sup>1</sup>/<sub>2</sub>/90mm: 3<sup>3</sup>/<sub>32</sub>/2.5mm  
Pista exter: Hasta 4<sup>1</sup>/<sub>105</sub>mm: 1<sup>1</sup>/<sub>32</sub>/1.0mm, más de 4<sup>1</sup>/<sub>105</sub>mm: 1<sup>1</sup>/<sub>16</sub>/1.5mm

- (1) El desplazamiento de la línea de centro para absorber el movimiento axial no debe ser superior a la mitad de este valor.
- (2) El diámetro Q deja holgura a los aros de cierre.


**Soportes de pie**

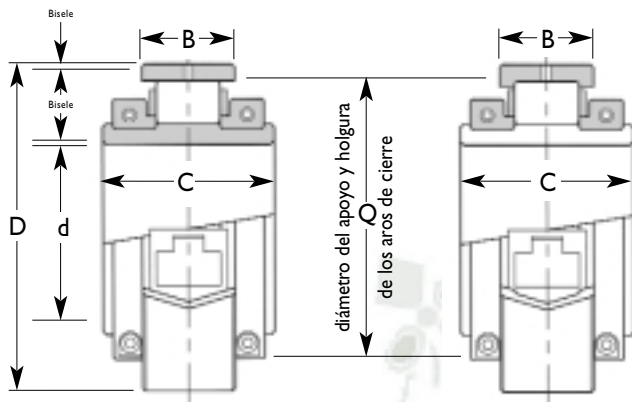
Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		Sólo pedestal fundido	H	N	*O	P	Tornillos	R		S	T	Peso (lb.) (kg)	
	Soporte de pie completo pulg. mm								Mín.	Máx.				
1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> 2	50	02 BCP 115 02 BCP 200	02 BCP 50	P03	3 <sup>5</sup> / <sub>32</sub> 80	11 280	*2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 70	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 32	dos (3) 5/8 pulg. M16	8 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> 226	9 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 242	-	7 180	26.4 12
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> 2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 2 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	60 65	02 BCP 203 02 BCP 204 02 BCP 207 02 BCP 208	02 BCP 60 02 BCP 65	P04	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 95	13 330	*3 76	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 38	dos (3) 3/4 pulg. M20	10 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 260	11 280	-	8 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 208	39.6 18
2 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 2 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> 3	70 75	02 BCP 211 02 BCP 212 02 BCP 215 02 BCP 300	02 BCP 70 02 BCP 75	P05	4 <sup>13</sup> / <sub>32</sub> 112	15 380	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 140	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 44	cuatro (3) 3/4 pulg. M20	12 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 316	13 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> 340	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 88	10 252	67.8 30.8
3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 3 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	80 85 90	02 BCP 303 02 BCP 304 02 BCP 307 02 BCP 308	02 BCP 80 02 BCP 85 02 BCP 90	P06	4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 125	16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 426	6 152	2 52	cuatro (3) 3/4 pulg. M20	14 356	15 380	4 102	10 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 272	86.2 39.2
3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 3 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> 4	100 105	02 BCP 311 02 BCP 312 02 BCP 315 02 BCP 400	02 BCP 100 02 BCP 105	P07	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> 143	18 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 476	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 172	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> 60	cuatro (3) 3/4 pulg. M20	15 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 400	16 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> 424.0	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 114.0	12 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> 314.0	104.8 47.6
4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> 4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110 115	02 BCP 403 02 BCP 407 02 BCP 408	02 BCP 110 02 BCP 115	P08	6 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> 162	20 508	7 178	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 38	cuatro (3) 7/8 pulg. M24	17 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 438	18 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> 462	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 120	14 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 372	176 80
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 5	120 125 130	02 BCP 415 02 BCP 500	02 BCP 120 02 BCP 125 02 BCP 130	P10	7 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 181	22 558	7 178.0	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> 40	cuatro 7/8 pulg. M24	19 484	20 508	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 120.0	16 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 415	223 101.5
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> 5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140 145	02 BCP 503 02 BCP 507 02 BCP 508	02 BCP 140 02 BCP 145	P30	8 203	24 610	7 178.0	2 50	cuatro 1 pulg. M24	21 533	22 559	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 120.0	18 460	291 132.3
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 6	150 155	02 BCP 515 02 BCP 600	02 BCP 150 02 BCP 155	P31	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 210	25 636	8 204	2 50	cuatro 1 pulg. M24	21 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 546	22 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 572	5 127	18 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 470	340 154.5

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.  
Ejemplo: 02 BCP 100mm GR.

(3) Estos pedestales se suministran en los modelos de dos y de cuatro tornillos.

\* Las dimensiones de la tabla son sólo para bases de dos tornillos.

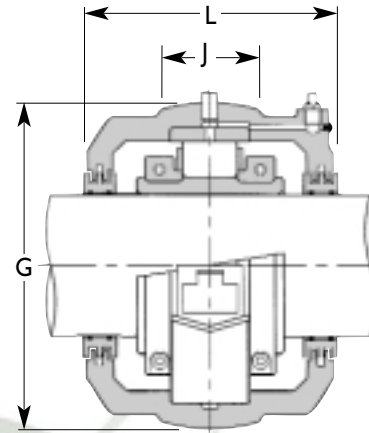
# Rodamientos y cartuchos de la Serie 03, 3<sup>15</sup>/<sub>16</sub> pulg./100mm hasta 10 pulg./260mm



Los puntos de lubricación de hasta 408 con rosca interior NPT de 1/8"

Superior a 408 con rosca interior NPT de 1/4".

Todas las pistas exteriores ranuradas tienen que ser fijadas axialmente, para lo cual están preparados los cartuchos Cooper.



## Rodamiento de rodillos

Diám. eje (d)		Referencia		D	C	B	Q	Peso (lb.) (kg)
pulg.	mm	Sólo rodam. pulg.	mm					
3 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 4	100	03 B 315	03 B 100	10.000	5.354	3.313	8.622	66
		03 B 400	03 B 100	254	136	84.2	219	30
4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	110	03 B 403	03 B 110	10.500	5.787	3.438	9.134	79
	120	03 B 407	03 B 120	266.70	147	87.3	232	36
		03 B 408	03 B 120					
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 5	130	03 B 415	03 B 130	11.000	5.500	2.875	9.646	80
		03 B 500	03 B 130	279.40	140	73.1	245	36
						3.313	84.2	
5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	03 B 507	03 B 140	12.000	5.787	3.125	10.630	97
		03 B 508	03 B 140	304.80	147	79.4	270	44
						3.563	90.5	
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 6	150	03 B 515	03 B 150	13.000	6.299	3.188	11.496	125
		03 B 600	03 B 150	330.20	160	81.0	292	57
						3.813	96.9	
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	160	03 B 607	03 B 160	14.000	6.720	4.063	12.125	158
		03 B 608	03 B 170	355.60	171	103.2	308	72
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 7	180	03 B 615	03 B 180	14.750	7.008	3.625	12.835	175
		03 B 700	03 B 180	374.65	178	92.1	326	79
						4.280	108.8	
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 8	190	03 B 715	03 B 190	16.500	7.520	3.844	14.409	232
	200	03 B 800	03 B 200	419.10	191	97.7	366	105
						4.656	118.3	
9	220	03 B 900	03 B 220	18.500	8.346	4.311	16.141	320
				469.90	212	109.6	410	145
						5.185	131.8	
10	240	03 B 1000	03 B 240	19.000	8.307	4.156	16.929	330
	260	03 B 1000	03 B 260	482.60	211	105.6	430	150
						4.906	124.6	

## Unidad de cartucho

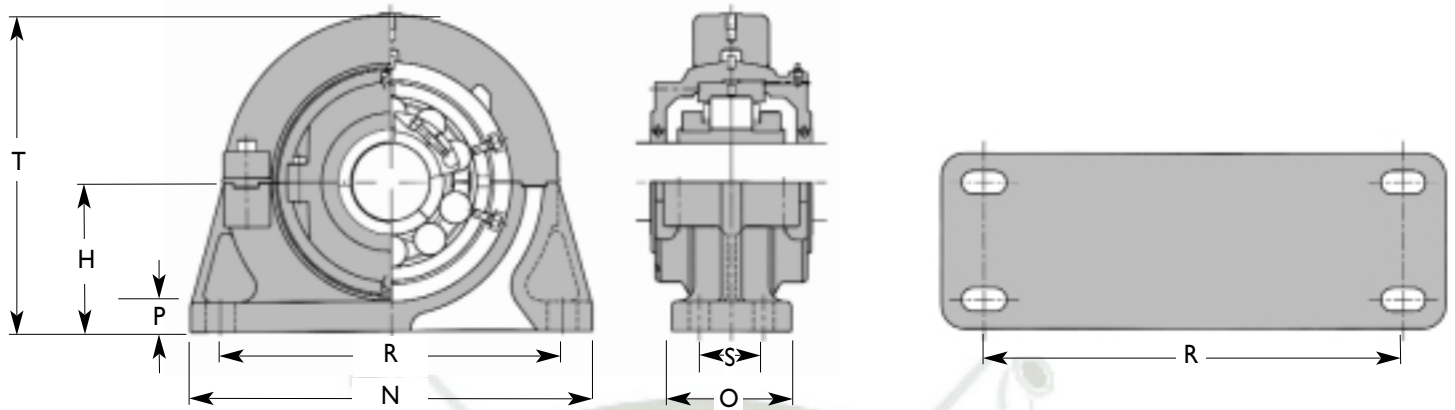
Referencia		Sólo alojam. cartucho	G	J	L	Movimiento axial disponible Nota (1)	Peso (lb.) (kg)
Cartucho, rodamiento y sello pulg.	mm						
03 BC 315	03 BC 100	03 C 54	12 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	8 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	<sup>15</sup> / <sub>32</sub>	156
03 BC 400	03 BC 100	03 C 54	308.00	95	206	29.4	71
03 BC 407	03 BC 110	03 C 55	12 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	<sup>15</sup> / <sub>32</sub>	181
03 BC 408	03 BC 120	03 C 55	323.85	102	222	29.4	82
03 BC 415	03 BC 130	03 C 56	12 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	<sup>3</sup> / <sub>4</sub>	185
03 BC 500	03 BC 130	03 C 56	323.85	102	222	19.1	84
03 BC 507	03 BC 140	03 C 57	14	4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	<sup>3</sup> / <sub>4</sub>	211
03 BC 508	03 BC 140	03 C 57	355.60	108	230	19.1	96
03 BC 515	03 BC 150	03 C 58	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	10	<sup>2</sup> / <sub>32</sub>	280
03 BC 600	03 BC 150	03 C 58	393.70	114	254	16.7	127
03 BC 607	03 BC 160	03 C 59	16 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	10 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>	<sup>1</sup> / <sub>4</sub>	338
03 BC 608	03 BC 170	03 C 59	422.30	120	268	31.8	153
03 BC 615	03 BC 180	03 C 60	17	5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	11 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	<sup>2</sup> / <sub>32</sub>	365
03 BC 700	03 BC 180	03 C 60	431.80	132	284	16.7	166
03 BC 715	03 BC 190	03 C 61	19 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	5 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	11 <sup>13</sup> / <sub>16</sub>	<sup>2</sup> / <sub>32</sub>	472
03 BC 800	03 BC 200	03 C 61	489.00	146	300	16.7	214
03 BC 900	03 BC 220	03 C 62	21 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13 <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	<sup>3</sup> / <sub>4</sub>	660
		03 C 62	546.10	165	334	19.1	300
03 BC 1000	03 BC 240	03 C 63	22	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	13 <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	<sup>1</sup> / <sub>32</sub>	685
	03 BC 260	03 C 63	558.80	165	334	15.1	311

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.  
Ejemplo: 03 B 150mm EX.

Biseles  
Pista inter: Hasta 6 / 150mm: <sup>3</sup>/<sub>32</sub> / 2.5mm, más de 6 / 150mm: <sup>1</sup>/<sub>8</sub> / 3mm  
Pista exter: <sup>1</sup>/<sub>8</sub> / 3mm

(1) El desplazamiento de la línea de centro para absorber el movimiento axial no debe ser superior a la mitad de este valor.

(2) El diámetro Q deja holgura a los aros de cierre.


**Soportes de pie - 4 tornillos**

Diám. eje (d) pulg. mm	Referencia		Sólo pieza fundida del soporte	H	N	O	P	Tornillos	R		S	T	Peso (lb.) (kg)
	Soporte de pie completo pulg. mm								Mín.	Máx.			
3 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 4	03 BCP 315 03 BCP 400	03 BCP 100	P54	17 <sup>17</sup> / <sub>32</sub> 191	20 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 514	6 152	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 38	4-7 <sup>8</sup> / <sub>16</sub> M24	16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 425	17 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 451	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 82	16 405	320 145
4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	03 BCP 403 03 BCP 407 03 BCP 408	03 BCP 110 03 BCP 120	P55	7 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 197	21 534	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 166	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 38	4-1 M24	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 445	18 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 470	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 88	16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 425	370 168
4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 5	03 BCP 415 03 BCP 500	03 BCP 130	P56	8 203	21 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 546	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 166	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> 48	4-1 M24	18 457	19 482	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 96	17 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 435	400 182
5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	03 BCP 507 03 BCP 508	03 BCP 140	P57	9 229	24 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 622	7 178	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 54	4-1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> M30	19 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 495	21 533	4 102	19 485	490 222
5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 6	03 BCP 515 03 BCP 600	03 BCP 150	P58	10 254	26 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 666	8 204	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 57	4-1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> M30	21 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 540	22 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 578	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 120	21 535	665 302
6 <sup>7</sup> / <sub>16</sub> 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	03 BCP 607 03 BCP 608	03 BCP 160 03 BCP 170	P59	10 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 267	29 736	9 228	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> 60	4-1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> M30	24 610	25 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 648	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 140	22 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 570	750 340
6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 7	03 BCP 615 03 BCP 700	03 BCP 180	P60	11 279	30 762	10 254	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 64	4-1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> M30	24 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 616	25 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 654	6 152	22 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> 580	848 385
7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub> 8	03 BCP 715 03 BCP 800	03 BCP 190 03 BCP 200	P61	12 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 311	33 838	10 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 266	2 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> 67	4-1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> M36	24 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 616	25 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 654	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 172	25 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 655	1132 515
9	03 BCP 900	03 BCP 220	P62	13 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 349	17 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 952	11 280	3 76	4-1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> M42	28 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 718	29 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 756	7 178	28 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 730	1580 715
10	03 BCP 1000	03 BCP 240 03 BCP 260	P63	15 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 394	36 914	16 406	3 76	4-1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> M42	25 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> 651	27 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> 689	12 304	31 790	1800 815

Agregue a la referencia mm para los milímetros y EX para el tipo de expansión, o GR para el tipo fijo.  
Ejemplo: 03 BCP 200mm EX.

**CAPACIDADES ESPECIFICAS DE LEVANTAMIENTO (EN KILOGRAMOS) - MODE A  
CON CONTRAPESO, PLUMA DE 11,4 m – 43,2 m**

**SOBRE LOS ANCLAJES COMPLETAMENTE EXTENDIDOS - 360°**

Radio en Metros	#0001							
	Largo en Metros de la Pluma Principal							
	11,4	15,4	19,3	23,3	27,3	31,2	35,2	43,2
3	+80.000 (69)	60.775 (75)	*36.650 (78)					
3,5	73.650 (66)	60.775 (73)	36.650 (77)					
4	66.225 (63)	59.950 (71)	36.650 (75,5)	*17.550 (78)				
4,5	59.425 (60)	58.775 (69)	36.650 (74)	17.550 (77)				
5	54.550 (57)	54.725 (67)	35.375 (72)	17.550 (76)	*17.450 (78)			
6	45.475 (50)	45.600 (62,5)	32.450 (69)	17.550 (73,5)	17.450 (76,5)	*17.400 (78)		
7	38.975 (42)	39.100 (58)	29.850 (65,5)	17.550 (70,5)	17.450 (74,5)	17.400 (77)		
8	32.650 (32,5)	34.200 (53)	27.450 (62,5)	17.550 (68)	17.450 (72)	17.300 (75)	*11.050 (78)	
9	24.550 (17)	28.300 (48)	25.350 (58,5)	17.550 (65)	17.450 (70)	17.025 (73,5)	11.050 (76)	
10		23.125 (42,5)	23.100 (55)	17.550 (62,5)	17.000 (67,5)	15.900 (71,5)	11.050 (74,5)	*11.050 (78)
12		16.475 (27,5)	16.225 (47)	17.075 (56,5)	15.075 (62,5)	13.600 (67)	11.050 (71)	11.000 (75,5)
14			12.025 (37,5)	12.825 (50)	13.075 (57,5)	11.800 (63)	10.850 (67,5)	9.755 (72,5)
16			9.175 (24)	9.905 (42,5)	10.600 (52)	10.325 (58,5)	9.525 (63,5)	8.550 (69,5)
18				7.785 (34)	8.425 (46,5)	8.855 (54)	8.425 (60)	7.475 (66,5)
20				6.160 (21,5)	6.770 (39,5)	7.200 (49)	7.495 (55,5)	6.565 (63,5)
22	Ver la Nota 16				5.475 (31,5)	5.900 (43,5)	6.325 (51,5)	5.455 (60,5)
24					4.415 (20)	4.860 (37)	5.280 (46,5)	4.430 (57)
26						4.000 (29,5)	4.425 (41,5)	3.585 (54)
28						3.270 (19)	3.705 (35,5)	2.885 (50)
30							3.095 (28,5)	2.285 (46,5)
32							2.560 (18,5)	1.775 (42)
34								1.330 (37,5)
36								940 (32,5)
38								585 (26)
Ángulo (grados) mínimo de la pluma para el largo indicado (sin carga)								24
Largo (metros) máximo de la pluma con ángulo de pluma de 0 grados (sin carga)								35,2

Nota: ( ) Los ángulos de la pluma son en grados.

#Código de manejo LMI. Ver el manual LMI para las instrucciones.

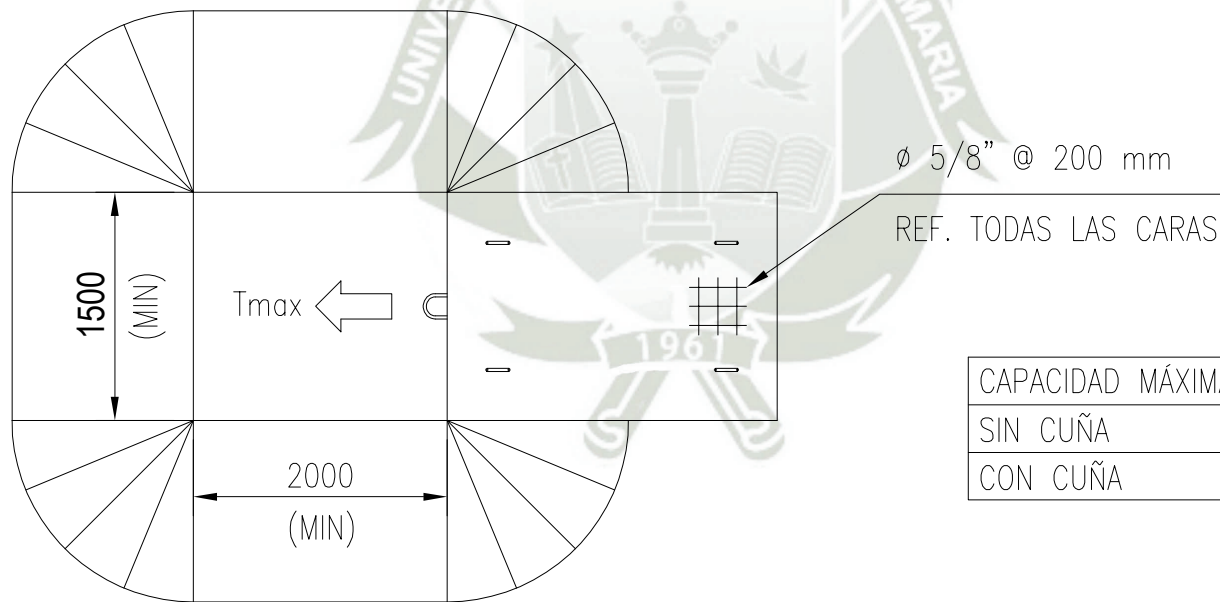
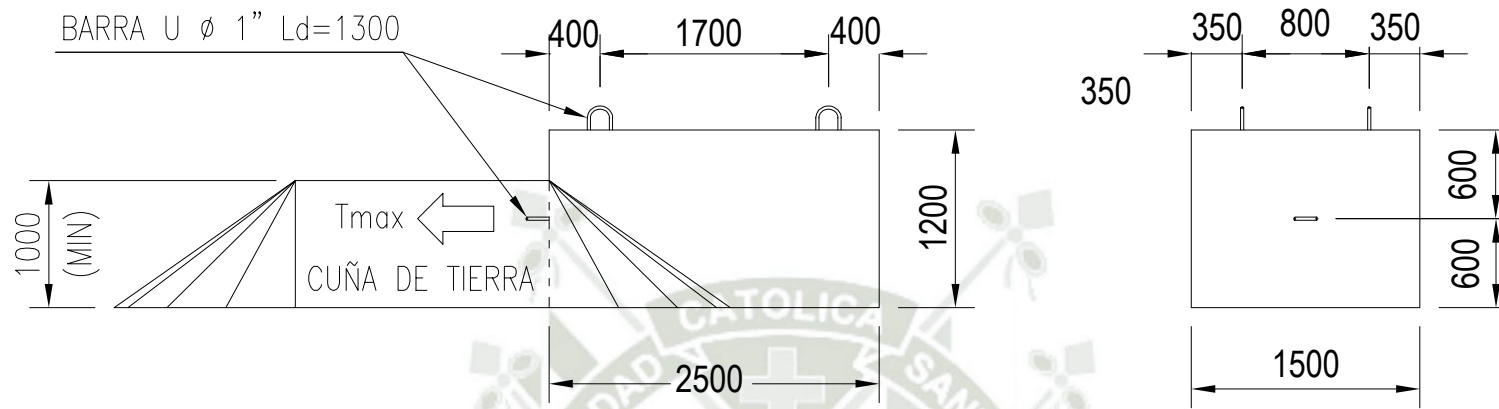
\*Esta capacidad está basada en el ángulo máximo de la pluma.

+Se requiere una línea de 11 partes para levantar esta capacidad (utilizando la boca de la pluma auxiliar). El diagrama de guarnimiento se presenta en el Manual del Operador y de Seguridad.

Capacidades de levantamiento a un ángulo de cero grado de la pluma								
Ángulo de la pluma	Largo en Metros de la Pluma Principal							
	11,4	15,4	19,3	23,3	27,3	31,2	35,2	
0°	12.475 (9,2)	7.845 (13,2)	5.030 (17,1)	3.890 (21,1)	3.040 (25)	2.440 (29)	1.940 (33)	

Nota: ( ) radios de referencia en metros.

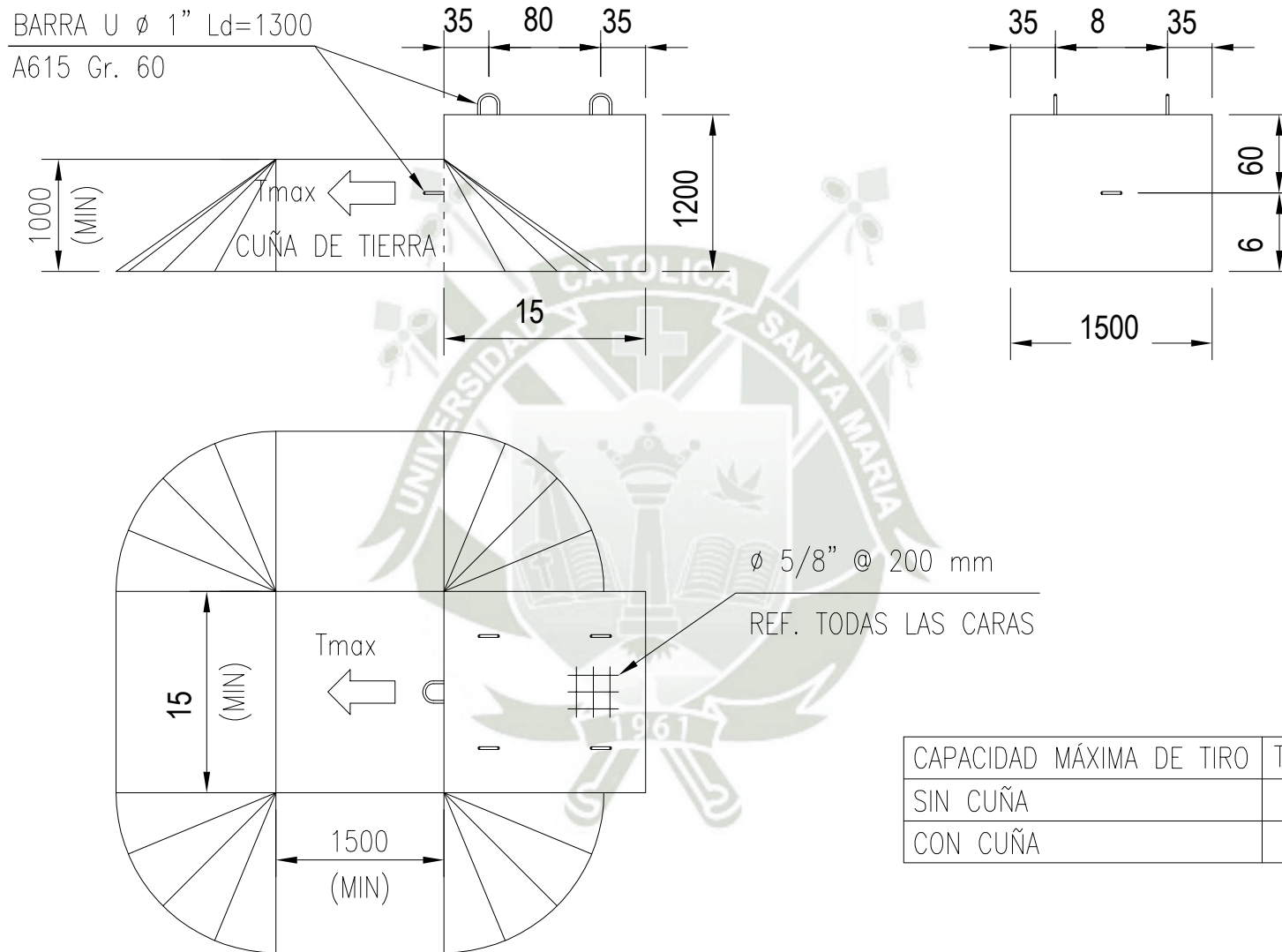
A6-829-103458A



CAPACIDAD MÁXIMA DE TIRO	T <sub>max</sub> (ton)
SIN CUÑA	<b>3.76</b>
CON CUÑA	<b>7.13</b>

Dimensiones en mm.  
 Concreto  $f_c' = 25 \text{ MPa}$   
 Refuerzo A615 Gr. 60

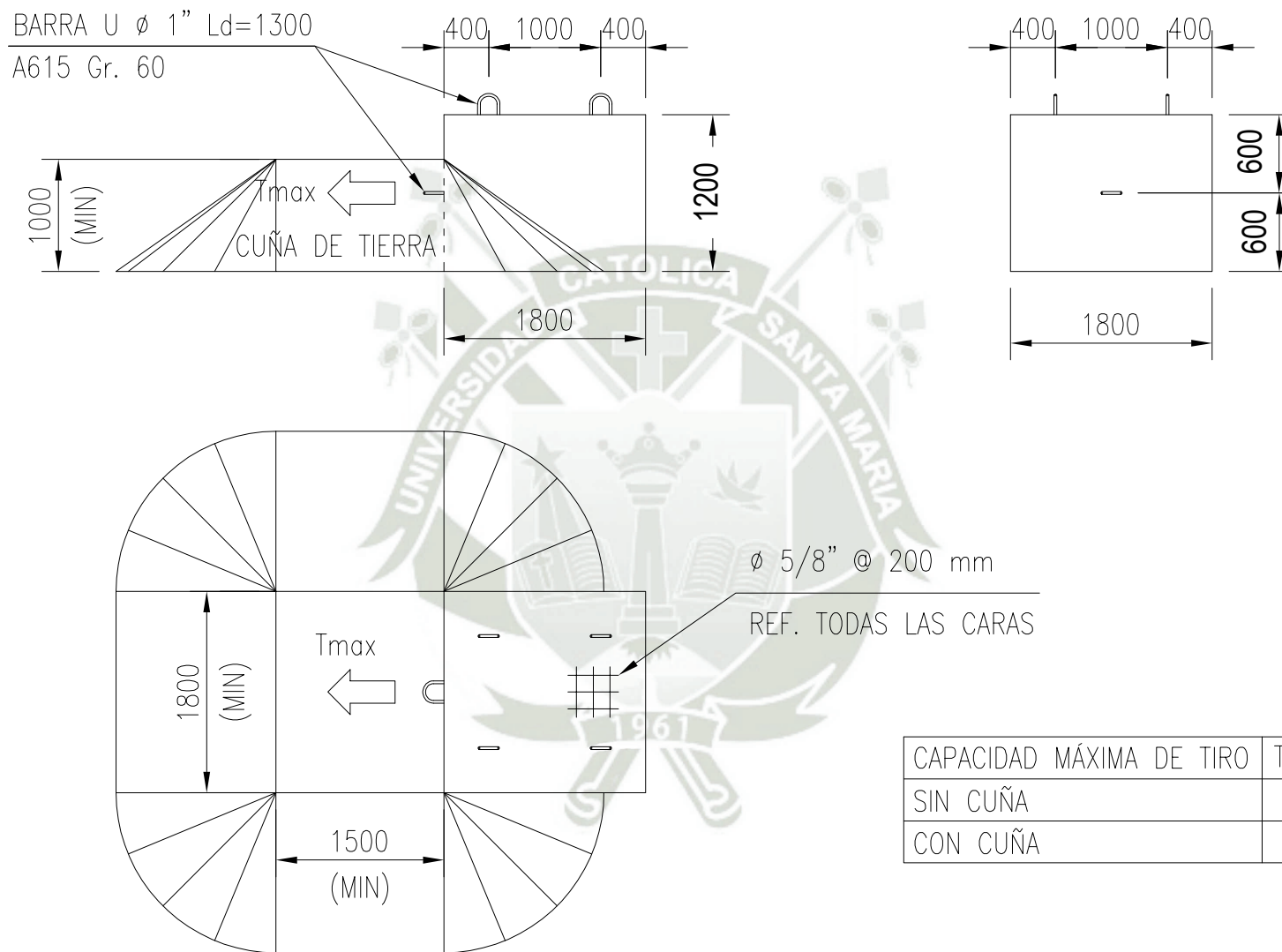
LASTRE TIPO 1  
 TENDIDO FAJA



CAPACIDAD MÁXIMA DE TIRO	$T_{max}$ (ton)
SIN CUÑA	<b>2.25</b>
CON CUÑA	<b>4.28</b>

LASTRE TIPO 2  
TENDIDO FAJA

Dimensiones en mm.  
Concreto  $f_c'=25\text{MPa}$   
Refuerzo A615 Gr. 60



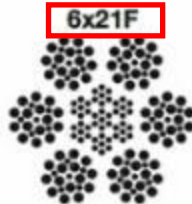
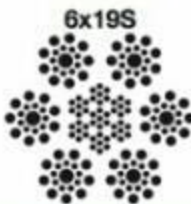
### LASTRE TIPO 3

TENDIDO FAJA

Dimensiones en mm.  
 Concreto  $f_c'=25\text{MPa}$   
 Refuerzo A615 Gr. 60

**BOA<sup>®</sup>**  
negro  
bright

**BARRACUDA<sup>®</sup>**  
galvanizado  
galvanized



Diámetro		Peso Aproximado		Resistencia a la Ruptura					
Diameter		Approximate Weight		Minimum Breaking Force					
Pulgadas Inch	Milímetros mm	lb / ft	kg / m	Arado Mejorado / IPS lb Ton*		Arado Extra Mejorado / EIP lb Ton*		Arado Extra Extra Mejorado / EEIP lb Ton*	
1/4	6.35	0.12	0.18	5,890	2.7	6,790	3.1	-	-
5/16	7.94	0.18	0.27	9,150	4.1	10,540	4.8	-	-
3/8	9.53	0.26	0.39	13,120	6.0	15,100	6.9	16,590	7.5
7/16	11.1	0.35	0.50	17,780	8.1	20,380	9.2	22,380	10.2
1/2	13	0.46	0.68	23,000	10.4	26,600	12.1	29,200	13.2
9/16	14.5	0.59	0.88	29,000	13.2	33,600	15.2	37,000	16.8
5/8	16	0.72	1.07	35,800	16.2	41,200	18.7	45,400	20.6
3/4	19	1.04	1.55	51,200	23.2	58,800	26.7	64,800	29.4
7/8	22	1.42	2.11	69,200	31.4	79,600	36.1	87,600	39.7
1	26	1.85	2.75	89,800	40.7	103,400	46.9	113,800	51.6
1-1/8	29	2.34	3.48	113,000	51.3	130,000	59.0	143,000	64.9
1-1/4	32	2.89	4.30	138,800	63.0	159,800	72.5	175,800	79.8
1-3/8	35	3.50	5.21	167,000	75.7	192,000	87.1	-	-
1-1/2	38	4.16	6.19	197,800	89.7	228,000	103.0	-	-
1-5/8	42	4.88	7.26	230,000	104.0	264,000	120.0	-	-
1-3/4	45	5.67	8.44	266,000	121.0	306,000	139.0	-	-
1-7/8	48	6.50	9.67	304,000	138.0	348,000	158.0	-	-
2	52	7.39	11.0	344,000	156.0	396,000	180.0	-	-









**STRONGLOOP**  
**ESLINGAS**

**procables**  
*más que cables*

**ESLINGAS DE CINTA PLANA ( OJO - OJO )**

CARGAS SEGURAS DE TRABAJO (S.W.L.) CON FACTOR DE SEGURIDAD 5:1

Carga Limite Trabajo TM

CARGA LIMITE TRABAJO TM		nº de capas						
			AXIAL	LAZO	en "U"	60°	45°	30°
1"	25	1	0,7	0,6	1,4	1,2	1,0	0,7
		2	1,4	1,1	2,8	2,4	2,0	1,4
		3	2,1	1,7	4,2	3,6	2,9	2,1
		4	2,8	2,2	5,6	4,8	3,9	2,8
2"	50	1	1,4	1,1	2,8	2,4	2,0	1,4
		2	2,8	2,2	5,6	4,8	3,9	2,8
		3	4,2	3,4	8,4	7,2	5,9	4,2
		4	5,6	4,5	11,2	9,6	7,8	5,6
3"	75	1	2,1	1,7	4,2	3,6	2,9	2,1
		2	4,2	3,4	8,4	7,2	5,9	4,2
		3	6,3	5,0	12,6	10,8	8,8	6,3
		4	8,4	6,7	16,8	14,4	11,8	8,4
4"	100	1	2,8	2,2	5,6	4,8	3,9	2,8
		2	5,6	4,5	11,2	9,6	7,8	5,6
		3	8,4	6,7	16,8	14,4	11,8	8,4
		4	11,2	9,0	22,4	19,3	15,7	11,6
5"	125	1	3,5	2,8	7,0	6,0	4,9	3,5
		2	7,0	5,6	14,0	12,0	9,8	7,0
		3	10,5	8,4	21,0	18,1	14,7	10,5
		4	14,0	11,2	28,0	24,1	19,6	14,0
6"	150	1	4,2	3,4	8,4	7,2	5,9	4,2
		2	8,4	6,7	16,8	14,4	11,8	8,4
		3	12,6	10,1	25,2	21,7	17,6	12,6
		4	16,8	13,4	33,6	28,9	23,5	16,8
8"	200	1	5,6	4,5	11,2	9,6	7,8	5,6
		2	11,2	9,0	22,4	19,3	15,7	11,2
		3	16,8	13,4	33,6	28,9	23,5	16,8
		4	22,4	17,9	44,8	38,5	31,4	22,4
10"	250	1	7,0	5,6	14,0	12,0	9,8	7,0
		2	14,0	11,2	28,0	24,1	19,6	14,0
		3	21,0	16,8	42,0	36,1	29,4	21,0
		4	28,0	22,4	56,0	48,2	39,2	28,0
12"	300	1	8,4	6,7	16,8	14,4	11,8	8,4
		2	16,8	13,4	33,6	28,9	23,5	16,8
		3	25,2	20,2	50,4	43,3	35,3	25,2
		4	33,6	26,9	67,2	57,8	47,0	33,6

[Regresar](#)

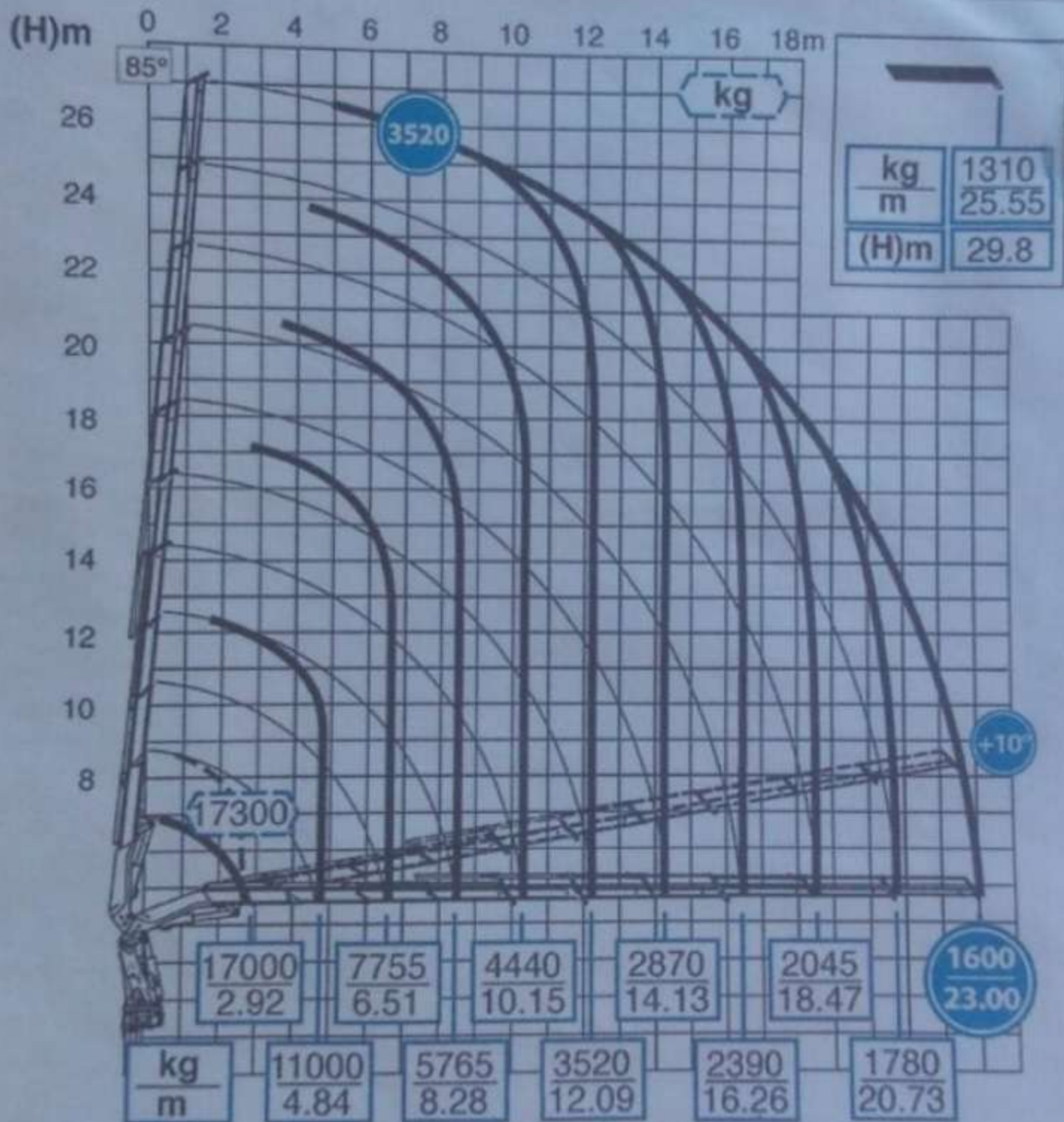


The Yokohama Rubber Co.,Ltd

BELT DESCRIPTION				SWR-70 EP800/3 762X6PX1/4"X1/8"
DESCRIPTION	Unit	Applicable Standard for Testing		
<b>I. BELT DIMENSION</b>				
1.1	Belt Width & tolerance	mm	JIS K 6322	762 ±9
1.2	Belt length & tolerance	%	JIS K 6322	+2.5%, -0
1.3	Total belt thickness & tolerance	mm	YRC STD	20.3 ±1.4
1.4	Thickness top cover & tolerance	mm	JIS K 6322	5.2 +Free, -0.32
1.5	Thickness bottom cover & tolerance	mm	JIS K 6322	2.2 +Free, -0.2
1.6	Number of ply	Nos	-	6
1.7	Belt edge rubber width	mm	YRC STD	12.9 ±10
<b>II. CARCASS FABRIC PROPERTIES</b>				
2.1	Fabric material	-	-	Polyester-Nylon / Steel Cord
2.2	Tensile strength of belt carcass, minimum	kN/m	JIS K 6322	800
2.3	Elongation at 10% of tensile strength, maximum	%	JIS K 6322	2.5
<b>III. COVER RUBBER PROPERTIES</b>				
3.1	Cover rubber grade	-	-	SWR-70
3.2	Tensile strength, minimum	MPa	JIS K 6322	17.0
3.3	Elongation at break, minimum	%	JIS K 6322	400
3.4	Change rate of tensile strength after ageing	%	JIS K 6322	Not change by more than ±25% from original value
3.5	Change rate of elongation at break after ageing	%	JIS K 6322	Not change by more than ±30% from original value
3.6	Hardness	-	JIS K 6253	55 ~ 70
3.7	Maximum abrasion loss	mm <sup>3</sup> mm	JIS K 6322	70
<b>IV. ADHESION</b>				
<b>AVERAGE</b>				
4.1	Top cover to Ply	kN/m	JIS K 6322	260
4.2	Ply to Ply	kN/m	JIS K 6322	355
4.3	Ply to Bottom cover	kN/m	JIS K 6322	260
<b>Minimun</b>				
4.4	Top cover to Ply	kN/m	JIS K 6322	240
4.5	Ply to Ply	kN/m	JIS K 6322	300
4.6	Ply to Bottom cover	kN/m	JIS K 6322	240
<b>V. MINIMUM PULLEY DIAMETER (For belt operating at over 80 % to 100% of maximum allowable working tension)</b>				
5.1	head pulley	mm	-	720
5.2	Tail pulley	mm	-	720
5.3	Take-up pulley	mm	-	720
5.4	Bend pulley	mm	-	720
<b>VI. Belt Weith</b>				
6.1	belt weith	kg/m	-	15

# FICHA TECNICA

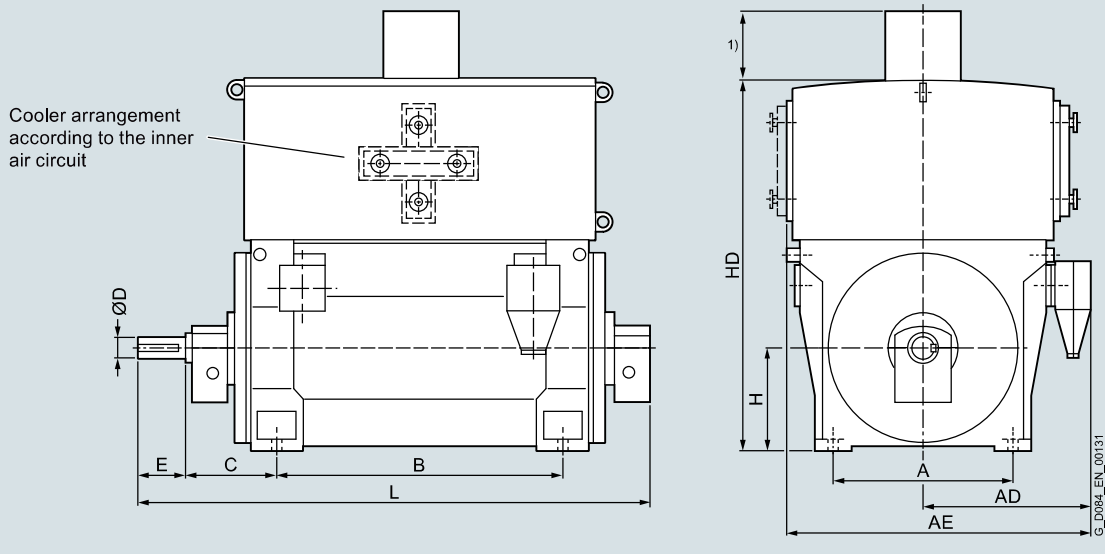
## TABLA DE CARGA



**Motors for converter operation**  
 Converter with non-sinusoidal output

Water-cooled motors · SIMOTICS HV M 1RN6, 1RN7

**Dimension drawings (continued)**



Motor type	Weight kg	Dimensions									
		A mm	AD <sup>2)</sup> mm	AE <sup>2)</sup> mm	B mm	C mm	D mm	E mm	H mm	HD mm	L mm
<b>Up to 6.6 kV, IM B3 type of construction, sleeve bearings – 1RN7<sup>3)</sup> series – IC86W</b>											
8-pole											
1RN7630-8P..0-0CJ0	11500	1320	1340	2340	1600	630	200	280	630	2610	3090
1RN7632-8P..0-0CJ0	12100	1320	1340	2340	1600	630	200	280	630	2610	3090
1RN7634-8P..0-0CJ0	12900	1320	1340	2340	1800	630	200	280	630	2610	3290
1RN7636-8P..0-0CJ0	13400	1320	1340	2340	1800	630	200	280	630	2610	3290
1RN7710-8P..0-0CJ0	15200	1500	1800	2900	2000	670	220	350	710	2800	3570
1RN7712-8P..0-0CJ0	16200	1500	1800	2900	2000	670	220	350	710	2800	3570
1RN7714-8P..0-0CJ0	17600	1500	1800	2900	2240	670	220	350	710	2800	3810
1RN7716-8P..0-0CJ0	18600	1500	1800	2900	2240	670	220	350	710	2800	3810
1RN7800-8P..0-0CJ0	23400	1700	1900	3110	2240	600	280	470	800	3080	3800
1RN7802-8P..0-0CJ0	24600	1700	1900	3110	2240	600	280	470	800	3080	3800
1RN7804-8P..0-0CJ0	26300	1700	1900	3110	2500	600	280	470	800	3080	4060
1RN7806-8P..0-0CJ0	27600	1700	1900	3110	2500	600	280	470	800	3080	4060

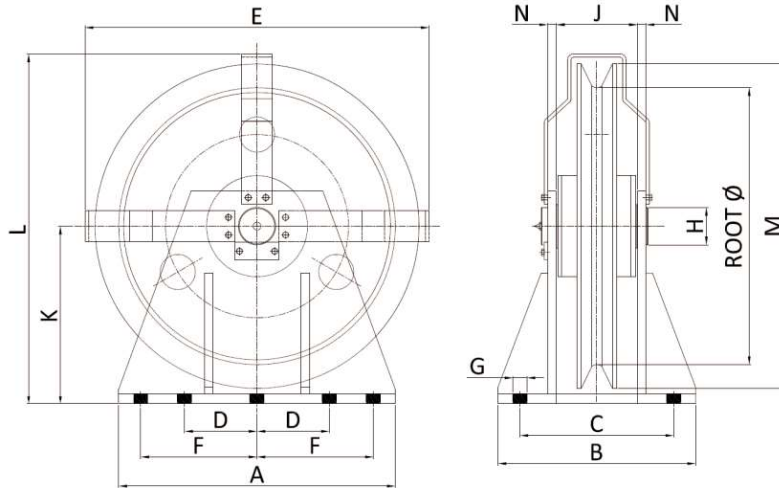
1)

Shaft height	Frequency	Number of poles	Fan dimension
630	50 Hz	2, 4, 8, 10, 12	570 mm
		6	500 mm
	60 Hz	2, 4	620 mm
		6, 8, 10, 12	570 mm
710	50 Hz	2, 4, 6	570 mm
		8, 10	500 mm
	60 Hz	2, 4, 6	620 mm
		8, 10	570 mm
800	50 Hz	4	570 mm
		6, 8	500 mm
	60 Hz	4	620 mm
		6, 8	570 mm

- 2) The values apply to 6 kV. When a lower voltage is selected, the rated current increases. For rated voltages from 2.0 kV to 6.6 kV and rated currents > 400 A, the dimension increases by 140 mm.
- 3) The dimensions are also valid for the 1SL7 series. For the 1SQ7 series, the dimensions might change as follows due to the required purging system: HD + 400 mm. Detailed drawings are available on request.

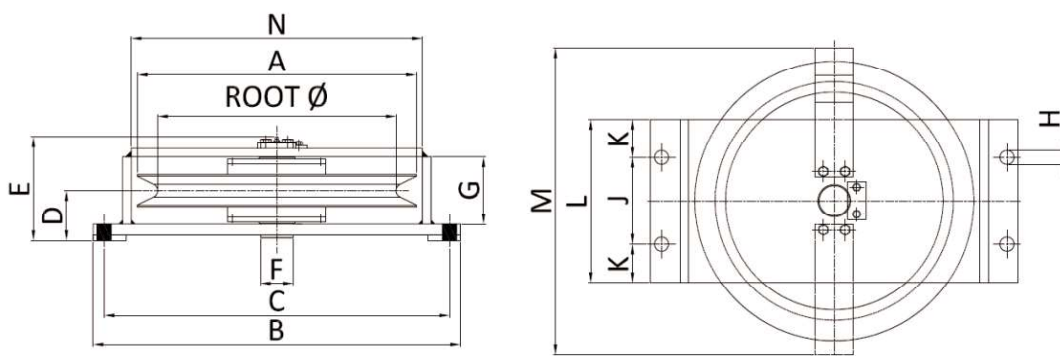
# SHEAVES

## VERTICAL SHEAVE AND BRACKET



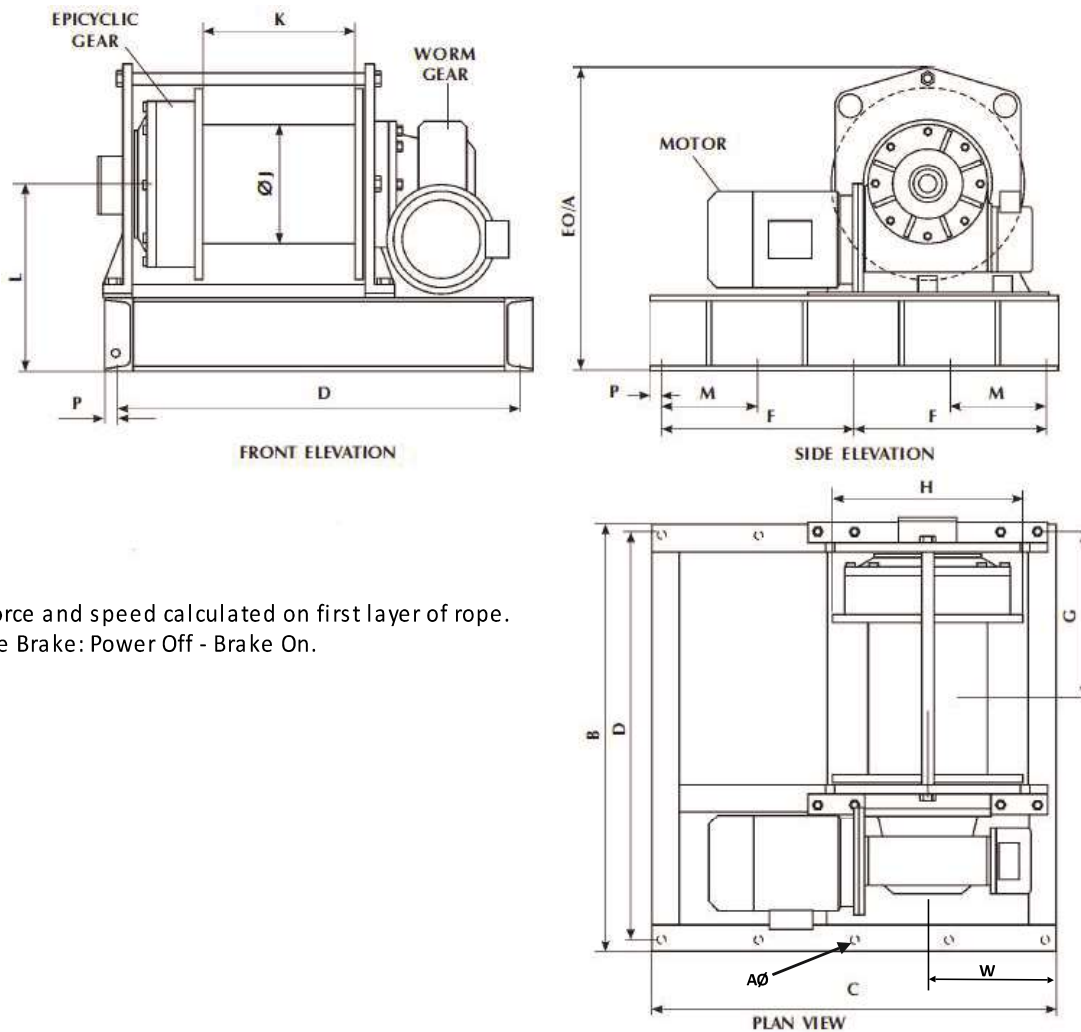
ROPE Ø	ROOT Ø	A	B	C PITCH	D PITCH	E	F PITCH	G Ø	NR MTG HOLES	H Ø	J	K	L	M Ø	N	MASS KG
6	105	100	120	96	.	139	38	12	4	20	51	72	145	123	4	5
8	140	130	145	115	.	178	50	14	4	30	61	94	173	162	6	9
10	175	165	180	150	.	219	66.5	18	4	40	77	117	227	205	8	14
13	228	220	220	180	.	289	90	22	4	45	86	152	297	267	10	27
16	280	290	264	212	.	359	113	26	4	50	100	188	368	328	12	59
20	350	350	290	222	.	439	148	26	6	55	110	235	451	410	16	88
26	438	450	300	244	110	563	193	26	8	60	124	294	575	513	16	114
28	490	490	350	276	126	624	212	32	8	65	143	329	641	574	20	156
32	560	570	410	330	155	702	245	32	10	75	163	365	716	656	20	245
36	630	630	450	350	165	784	265	32	10	85	184	406	798	738	20	330
42	735	700	502	382	200	914	300	32	12	100	200	476	933	861	25	443

## HORIZONTAL SHEAVE AND BRACKET



ROPE Ø	ROOT Ø	A	B	C PITCH	D	E	F Ø	G	NR MTG HOLES	H Ø	J	K	L	M	N	MASS KG
6	105	123	210	180	37.5	67	20	51	4	12	50	15	80	139	130	4
8	140	162	256	226	44.5	81	30	61	4	14	70	15	100	178	172	9
10	175	205	305	275	54.5	101	40	77	4	18	90	20	130	219	215	15
13	228	267	395	355	63	116	45	86	4	22	100	25	150	289	280	25
16	280	328	472	432	74	136	50	100	4	26	150	25	200	359	340	44
20	350	410	560	520	85	156	55	110	6	26	100	30	250	439	430	80
26	438	513	675	635	92	170	60	124	8	26	80	55	300	563	535	130
28	490	574	764	700	112.5	204	65	143	8	32	80	55	350	624	594	198
32	560	656	860	796	122.5	224	75	163	10	32	85	55	450	702	690	267
36	630	738	958	888	133	245	85	184	10	32	100	50	500	784	763	396
42	735	861	1122	1033	150	275	100	200	12	32	92	45	550	914	892	538

# TAKE-UP WINCHES MK2



**NOTE:**

1. Rope force and speed calculated on first layer of rope.
2. Failsafe Brake: Power Off - Brake On.

TYPE / MODEL	ITEM NR	MOTOR	TEST LOAD LAYER 1	SWL TOP LAYER	ROPE SPEED LAYER 1	ROPE Ø	DRUM CAPACITY	WORKING LENGTH	MASS
1	4635	3kW - 4P	1.8 Ton	1.4 Ton	7.2 m/min	13 mm	160 m	112 m	476 kg
2	4500	4kW - 4P	2.5 Ton	2.2 Ton	5.8 m/min	13 mm	130 m	91 m	593 kg
3	4502	5,5kW - 4P	3.5 Ton	3.0 Ton	6.4 m/min	16 mm	90 m	63 m	721 kg
4	4462	7,5kW - 4P	5.5 Ton	4.5 Ton	5.4 m/min	20 mm	120 m	84 m	780 kg
5	4519	11kW - 4P	6.5 Ton	5.5 Ton	7.2 m/min	22 mm	190 m	133 m	1280 kg
6	4520	15kW - 4P	8.5 Ton	8.0 Ton	6.0 m/min	26 mm	130 m	91 m	1337 kg
7	4629	18.5kW - 4P	11.5 Ton	10.7 Ton	6.5 m/min	28 mm	180 m	126 m	1703kg
8	4387	22kW - 6P	15.0 Ton	12.8 Ton	6.0 m/min	32 mm	110 m	110 m	2535 kg

TYPE / MODEL	A Ø	B	C	D	E O/A	F	G	H	J Ø	K	L	M	P	W
1	22	973	850	923	580	400	408	460	260	400	360	.	25	250
2	22	940	800	880	740	315	395	460	260	300	510	.	30	250
3	22	1000	1000	940	752	470	395	460	290	305	522	.	30	250
4	22	1160	1100	1100	769	520	445	530	318	400	504	260	30	325
5	26	1440	1400	1370	993	650	621	640	400	600	634	150	35	350
6	26	1440	1400	1370	993	650	621	640	400	600	634	150	35	350
7	26	1661	1685	1591	1250	780	664	840	550	700	775	.	35	443
8	33	1695	1740	1625	1195	835	685	840	550	700	777	300	35	441

## Technische Daten / Technical Data

**RFCS-G7-040000-W-L-R24-4-IW**  
**Kompressor-Kühlsystem, luftgekühlt /**  
**Compressor cooling system, air cooled condenser**  
**Art. Nr. / Part No.: 4100577**

Kühlleistung / Cooling capacity	40,0kW bei +20°C Kühlmediumtemperatur und +35°C Umgebungstemperatur / 40,0kW based on +20°C coolant temperature at +35°C ambient temperature
Arbeitstemperatur / Operating temperature	von +15°C bis +28°C / from +15°C to +28°C
Zulässige Umgebungstemperatur / Acceptable ambient temperature	von +10°C bis +42°C / from +10°C to +42°C
Kondensator / Condenser	luftgekühlt / air cooled
Luftstrom / Airflow	Luftansaugung hinten, ausblasen oben / air inlet back side, air outlet on top
Betriebssspannung / Operating voltage	400V +-5% 3PH 50Hz
Stromaufnahme / Current consumption	Max. A
Elektrische Anschlussleistung / Connection power	Max. kW
Kühlmedium / Coolant	Wasser-Glykol (min. 20% - max. 40%) / Water-glycol (min. 20% - max. 40%)
Kältemittel Typ / Refrigerant	R407c
Pumpenleistung im Betriebspunkt 50Hz / Pump performance at duty point 50Hz	75l/min bei 3bar / 75l/min at 3bar
Anschluss Kühlkreislauf / Connection cooling circuit	2 x 1-1/2" Innengewinde / Inside thread
Regelgenauigkeit / Control accuracy	+/-3K
Einspeisung / Elektrischer Anschluss / Power feed / Electrical connection	Kabel 5m mit offenen Adernenden Cable 5m with open leads
Schnittstelle (Sammelstörmeldungen) / Interface (collective malfunction messages)	Kabel 5m mit offenen Adernenden Cable 5m with open leads
Lackierung / Paint	RAL 7035
Tankinhalt / Tank capacity	ca. 400l
Abmessung (L x T x H) / Dimensions (w x d x h)	ca. 1858 x 1000 x 2134mm
Gewicht / Weight	ca. 1000kg

Änderungsstand/ change status A/KA Datum / date 2016-02-09

Ausstattung /  
Configuration

Niveauschalter / *Level switch*

Trockenlaufschutz / *Protection against dry running*

Optische Füllstandüberwachung /  
*Visual level monitoring*

Potentialfreie Sammelstörmeldung /  
*Potential free collective malfunction messages*

Elektronischer Regler mit detaillierten  
Zustandsinformationen / *Electronic control with  
detailed condition information*

Fernstart (potentialfrei, aktivierbar über Parameter) /  
*remote start (potential free, activatable via parameter)*

Eintauchpumpe / *Immersion pump*

Interner 24V Steuerstromtransformator /  
*internal 24V control current transformer*

Schaltkasten IP54 / *Switch box IP54*

Metall-Luftfiltergitter / *Metal air filter grid*

Hochdruckschalter / *High pressure switch*

Niederdruckschalter / *Low pressure switch*

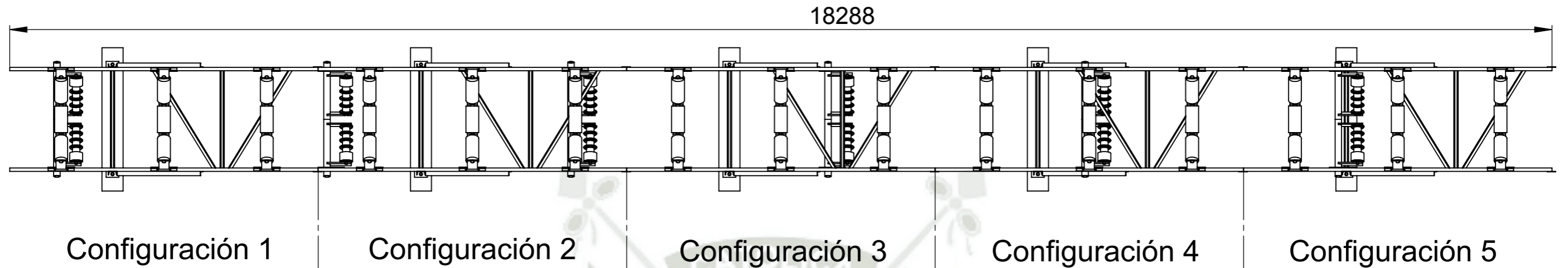
Betrieb gegen geschlossenes System /  
*Operation against closed system*

Technische Änderungen sind vorbehalten /  
*Change of application are reserved*

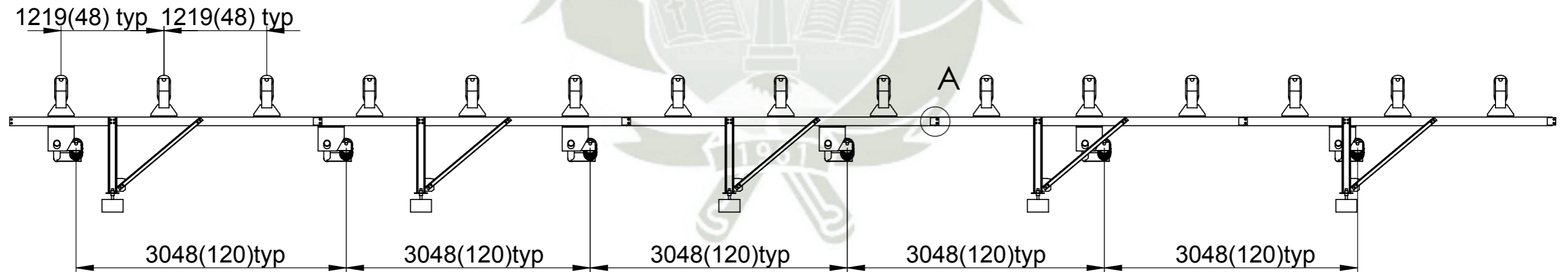


# PLANOS

# VISTA DE PLANTA



# VISTA DE ELEVACIÓN



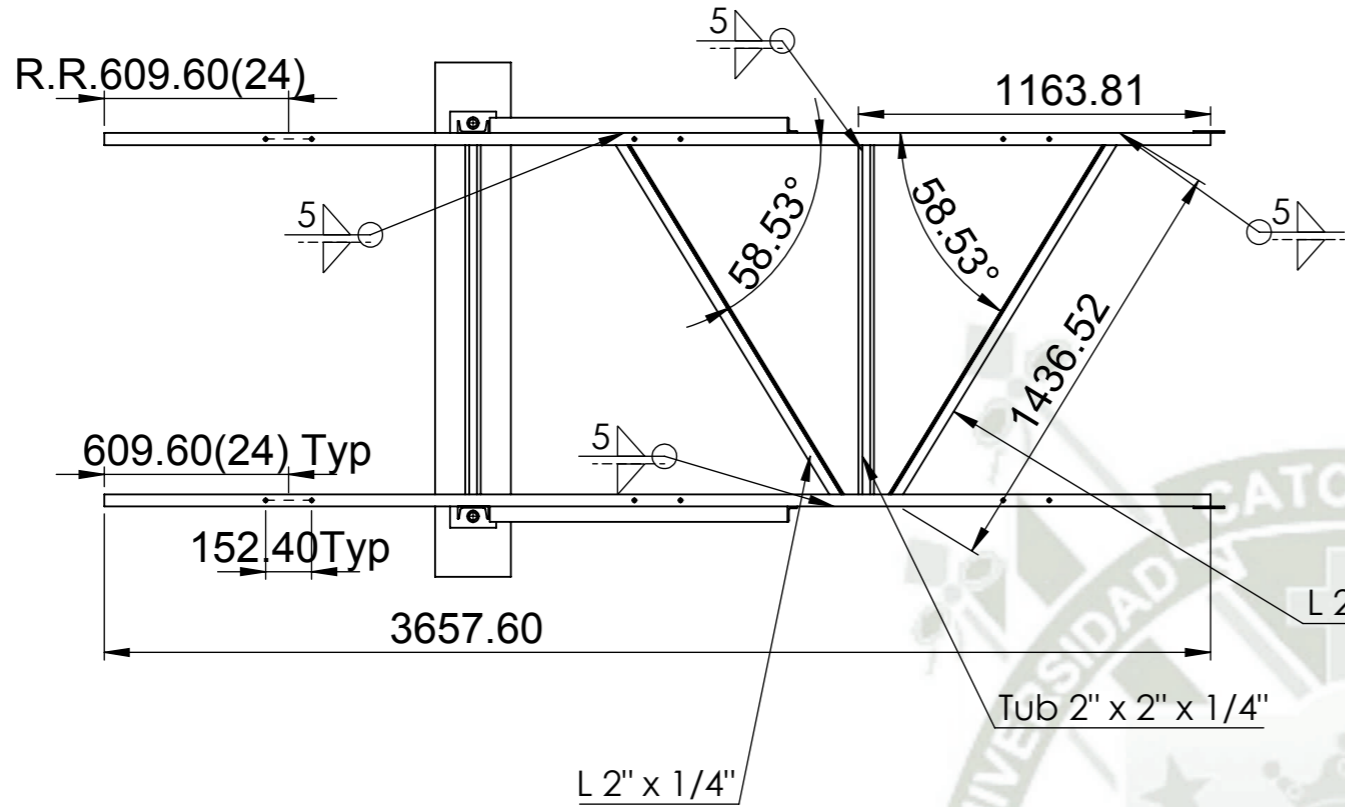
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

## NOTAS

## SISTEMA ISO-A

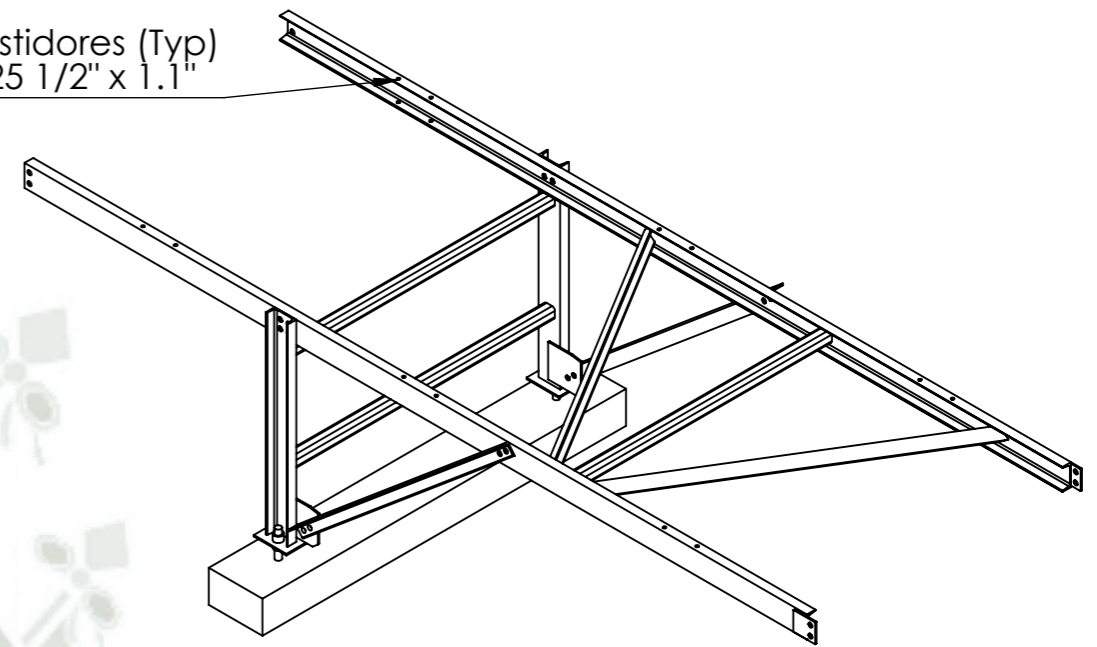
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	FECHA:	01/06/19	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
REVISADO:				
ESCALA:	Indicada			PLANO CADENA DE CONFIGURACIONES
	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km			NRO. DE PLANO 1/29

**VISTA DE PLANTA**

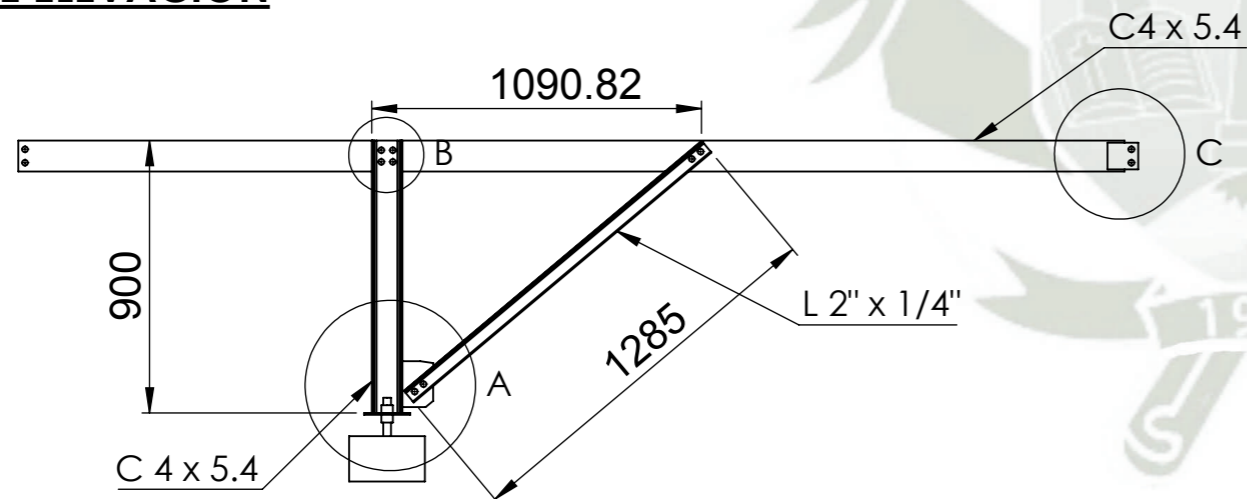


**VISTA ISOMETRICA**

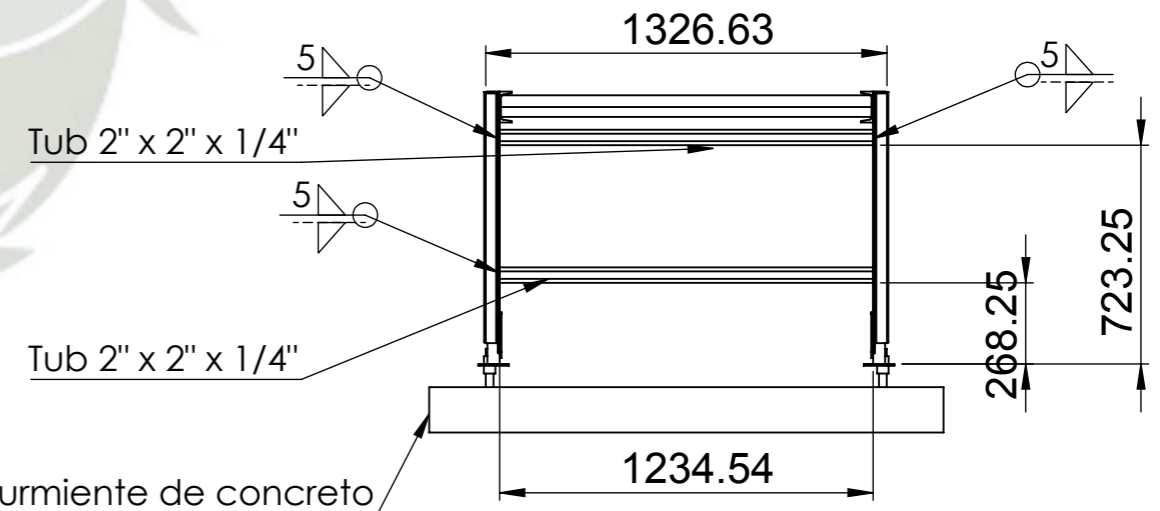
Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



**VISTA DE ELEVACIÓN**

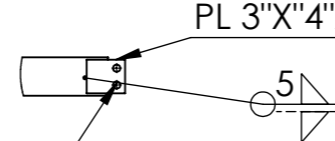
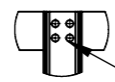


**VISTA LATERAL**

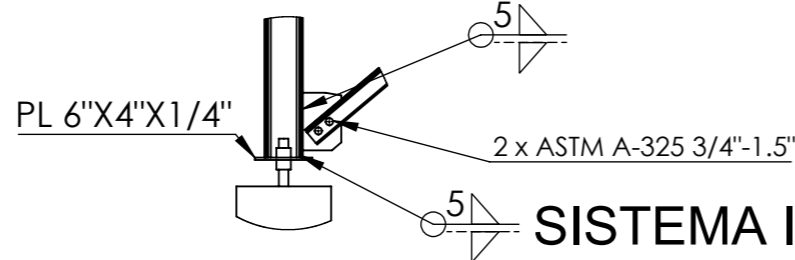


DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20



DETALLE A  
ESCALA 1 : 20



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

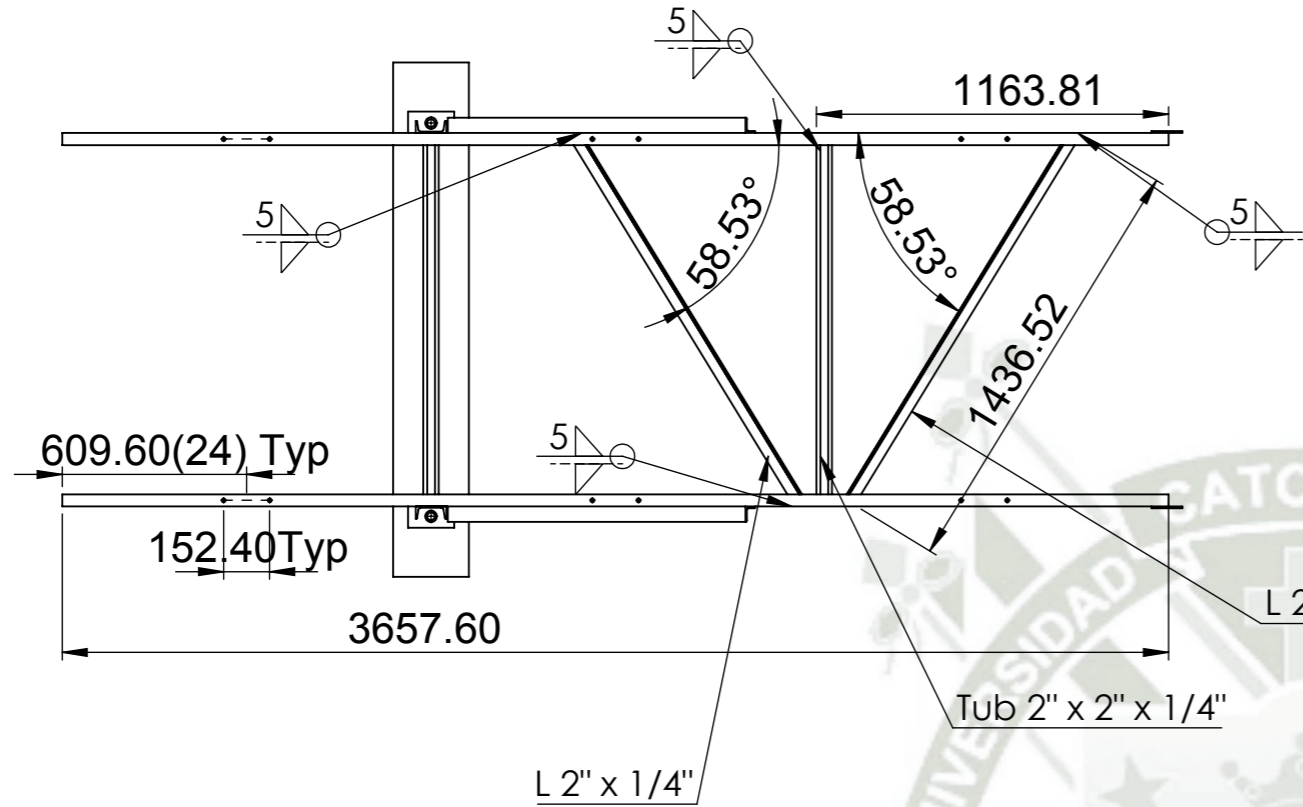
**NOTAS**

**PESO: 132.5 kG**

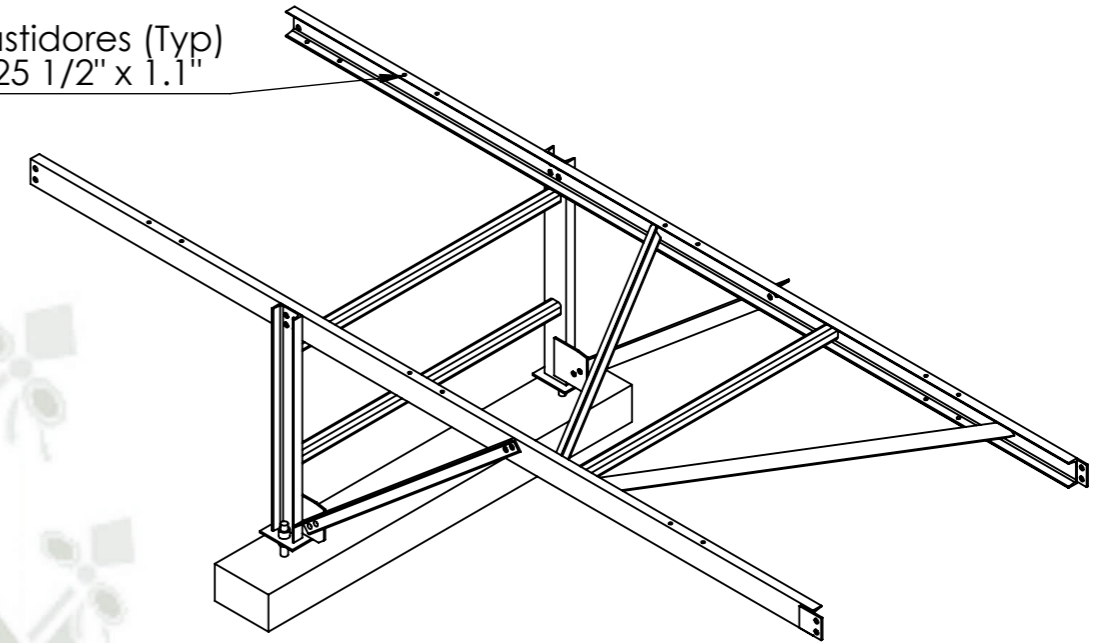
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 1		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		
			NRO. DE PLANO 2/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**

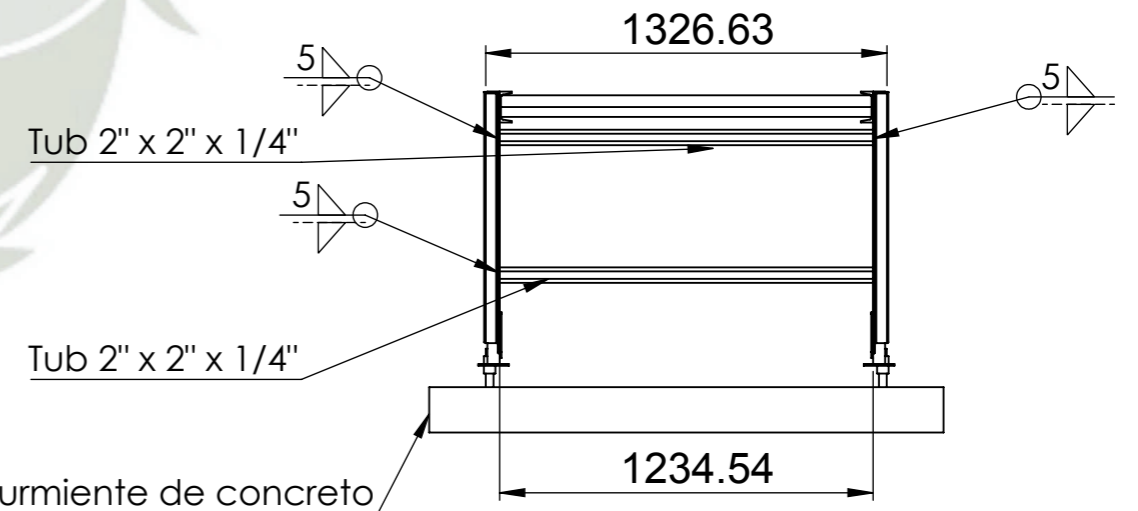
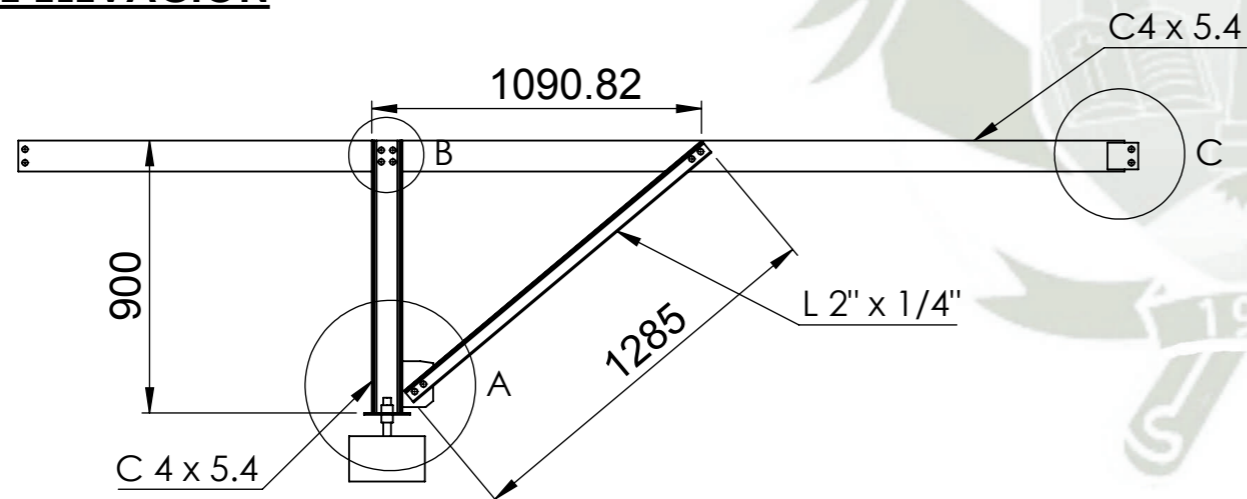


Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**



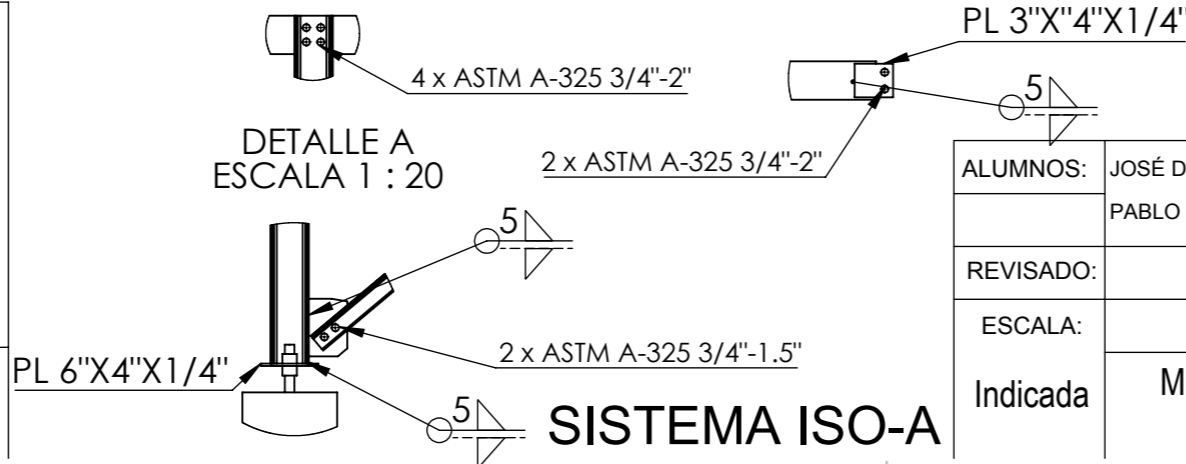
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20

DETALLE A  
ESCALA 1 : 20

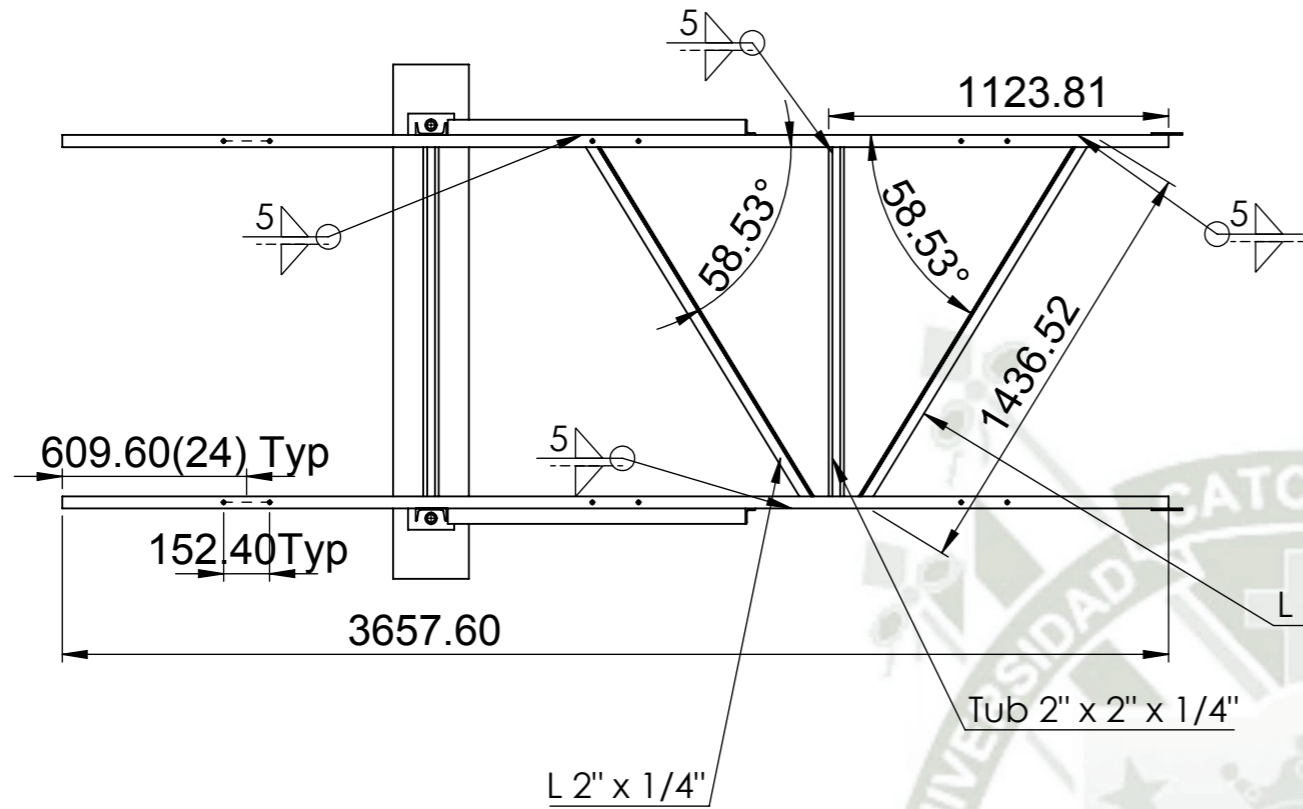


**PESO: 132.5 kg**

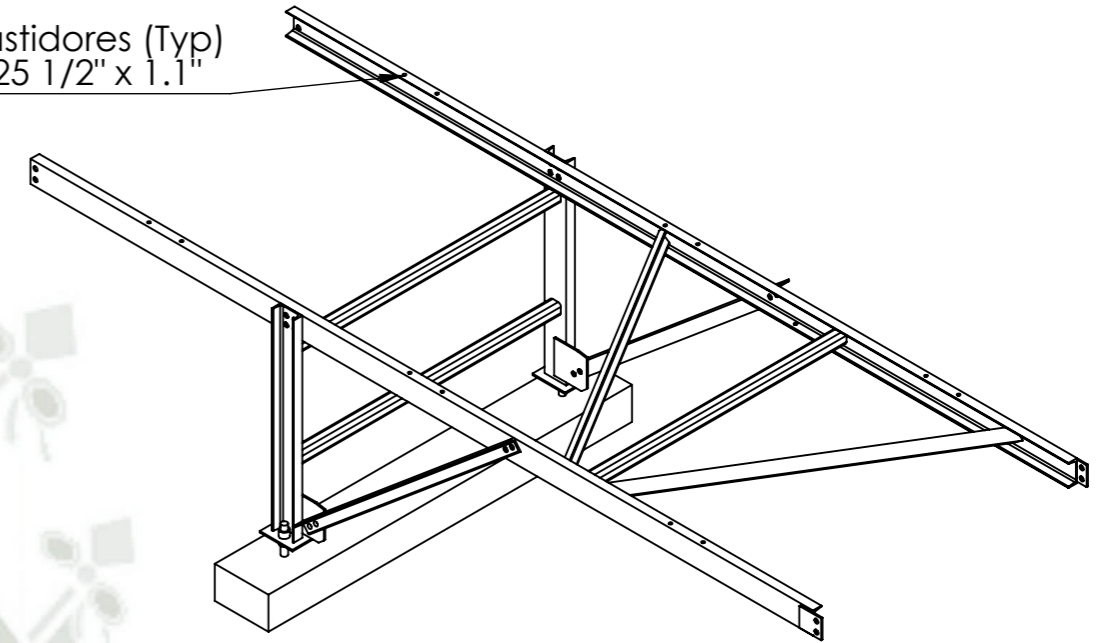
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO		
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 2		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		3/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**

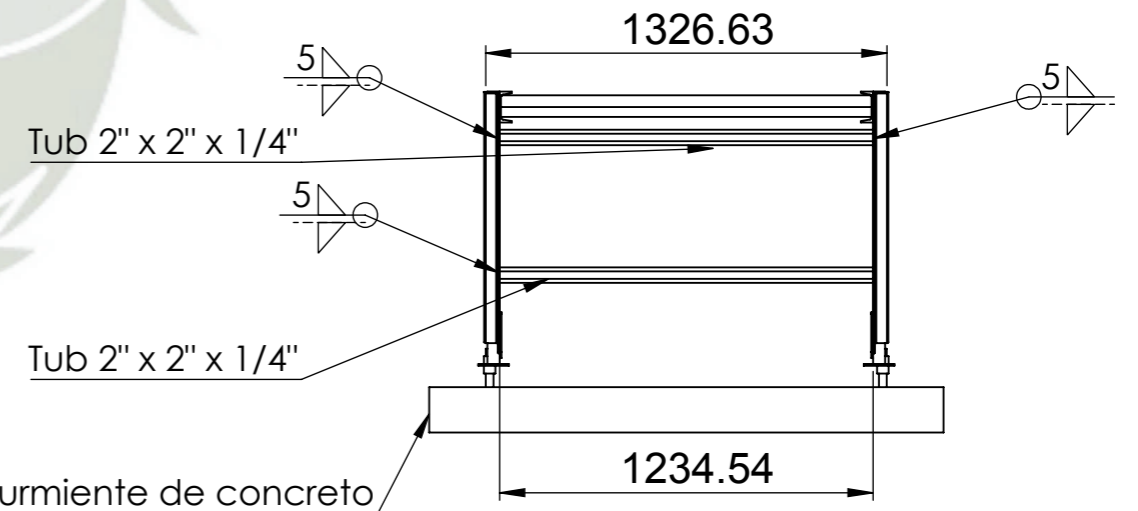
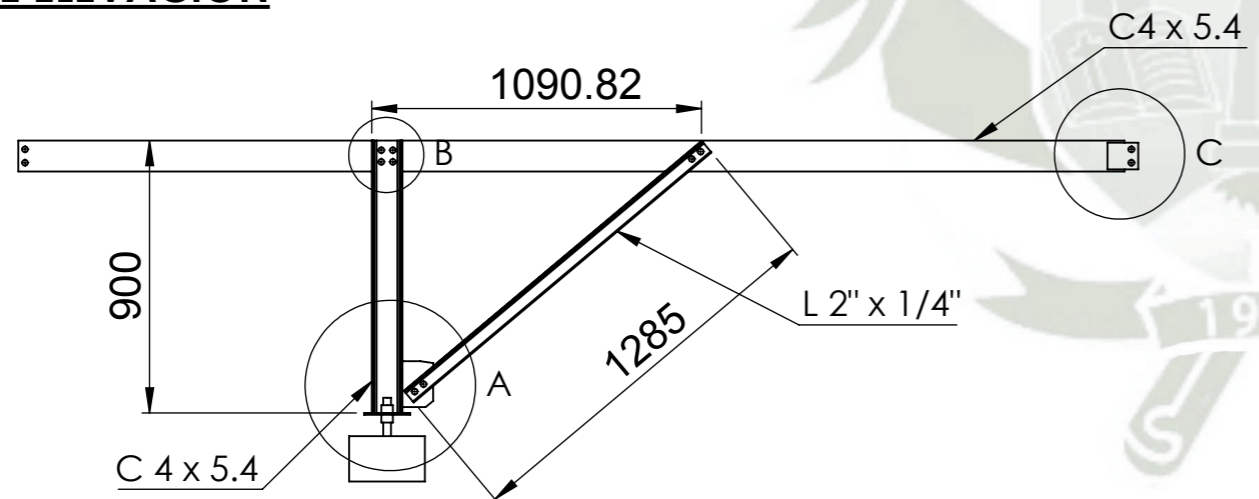


Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



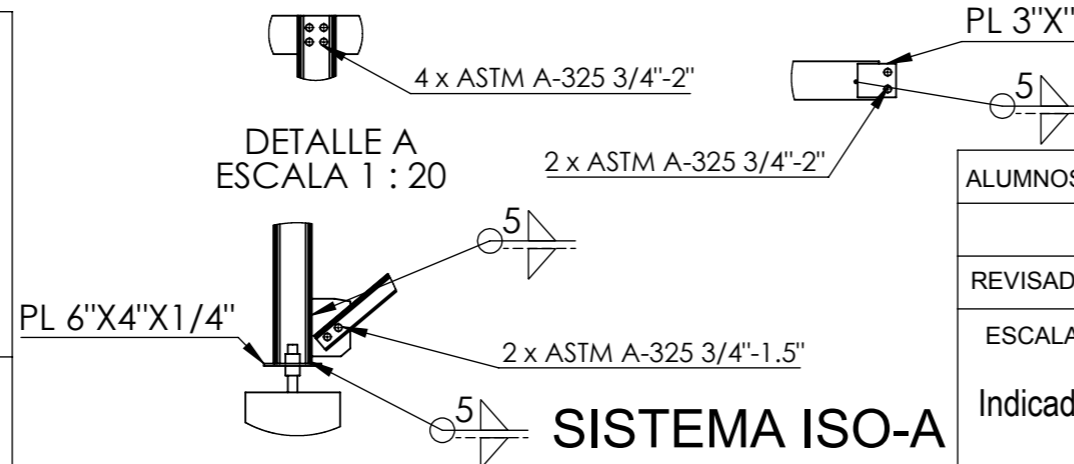
**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**



DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

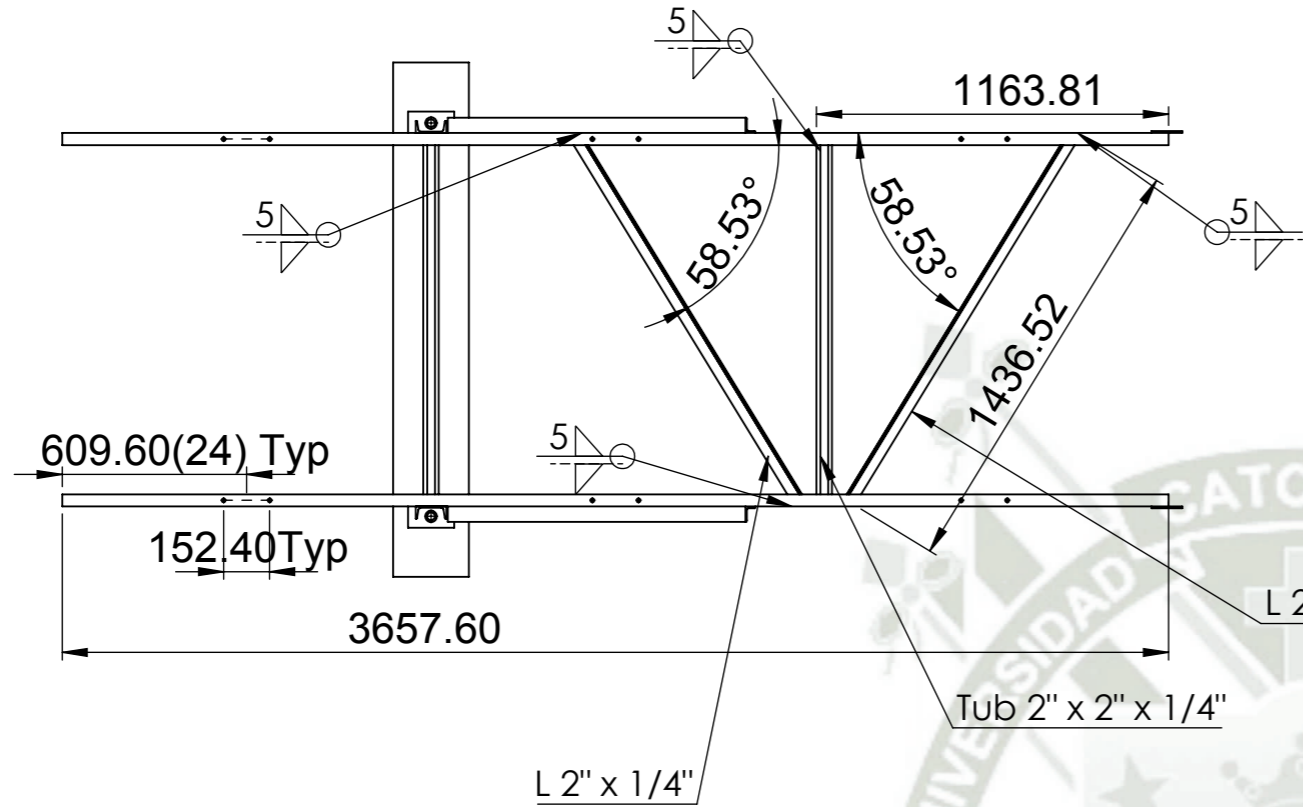
**NOTAS**

**PESO: 132.5 kg**

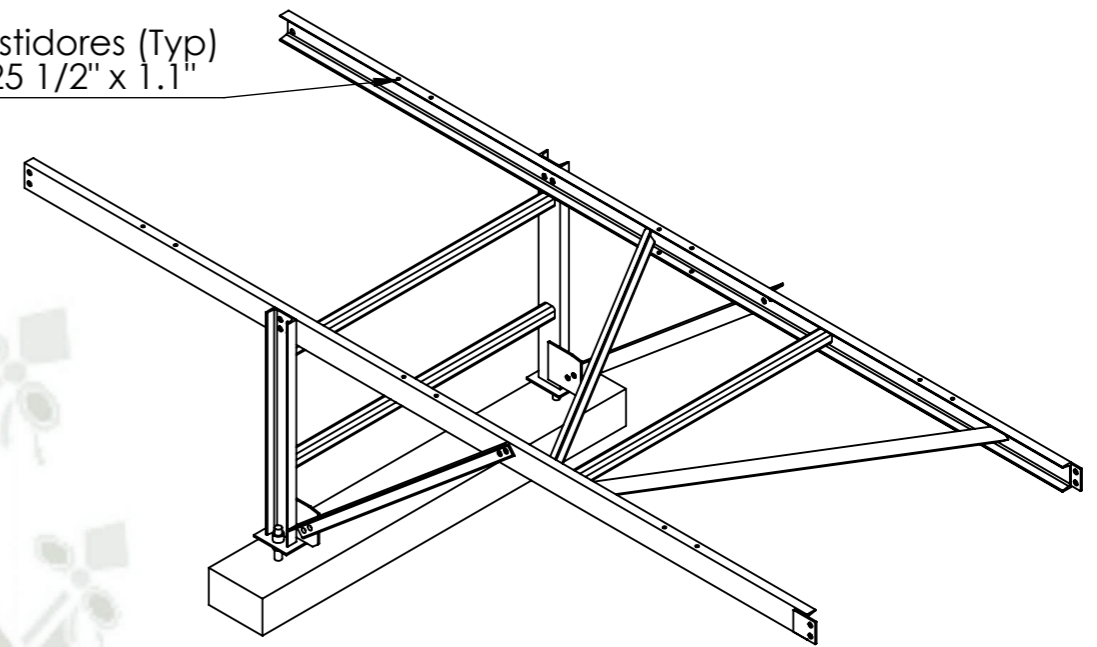
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:		<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19		
REVISADO:			PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 3	
ESCALA:	Indicada			MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km
				NRO. DE PLANO 4/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**

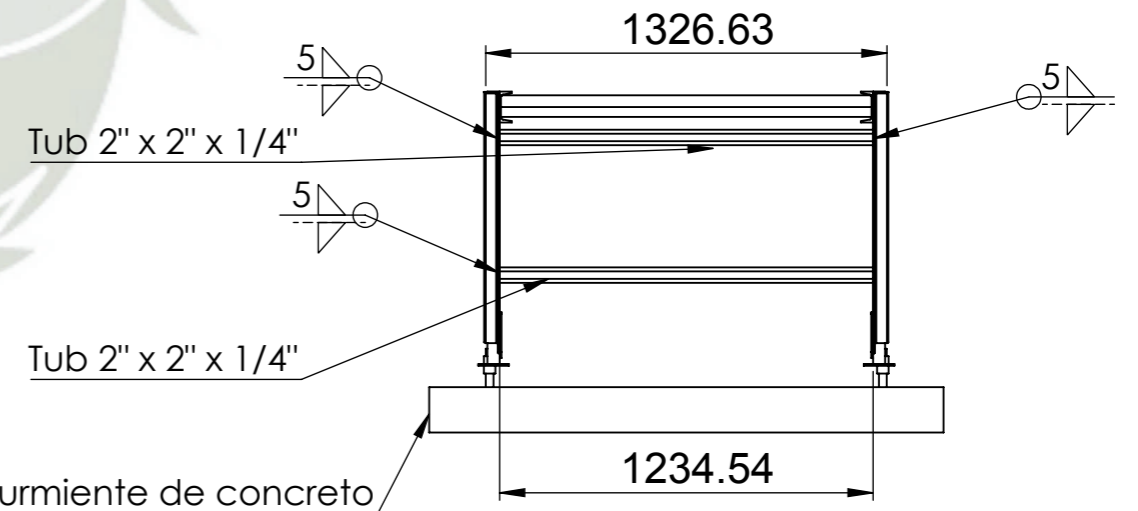
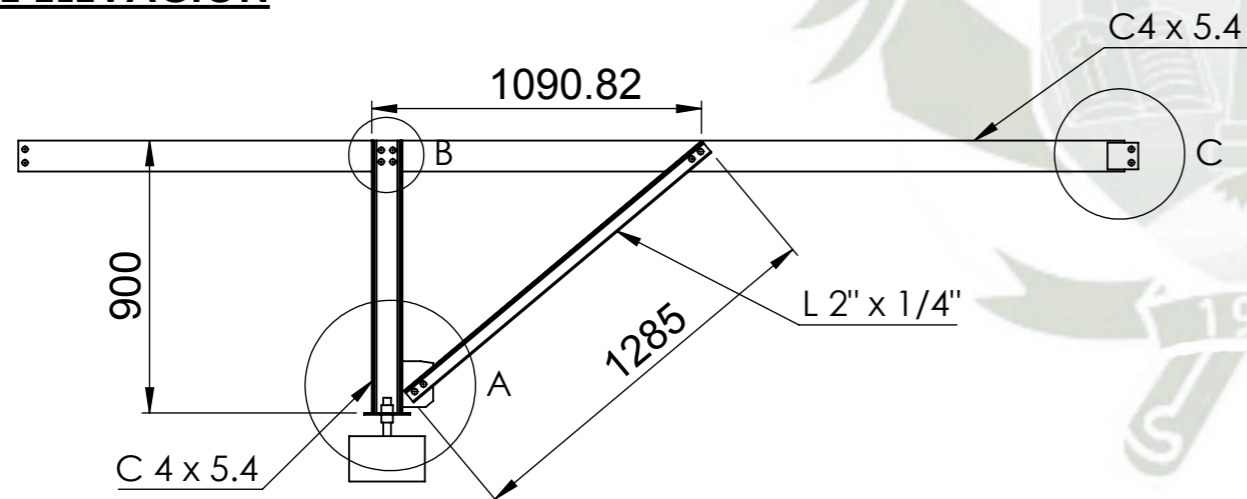


Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



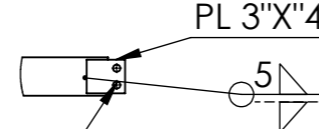
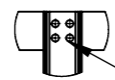
**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**

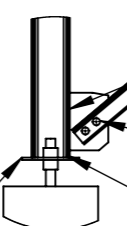


DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20



DETALLE A  
ESCALA 1 : 20



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

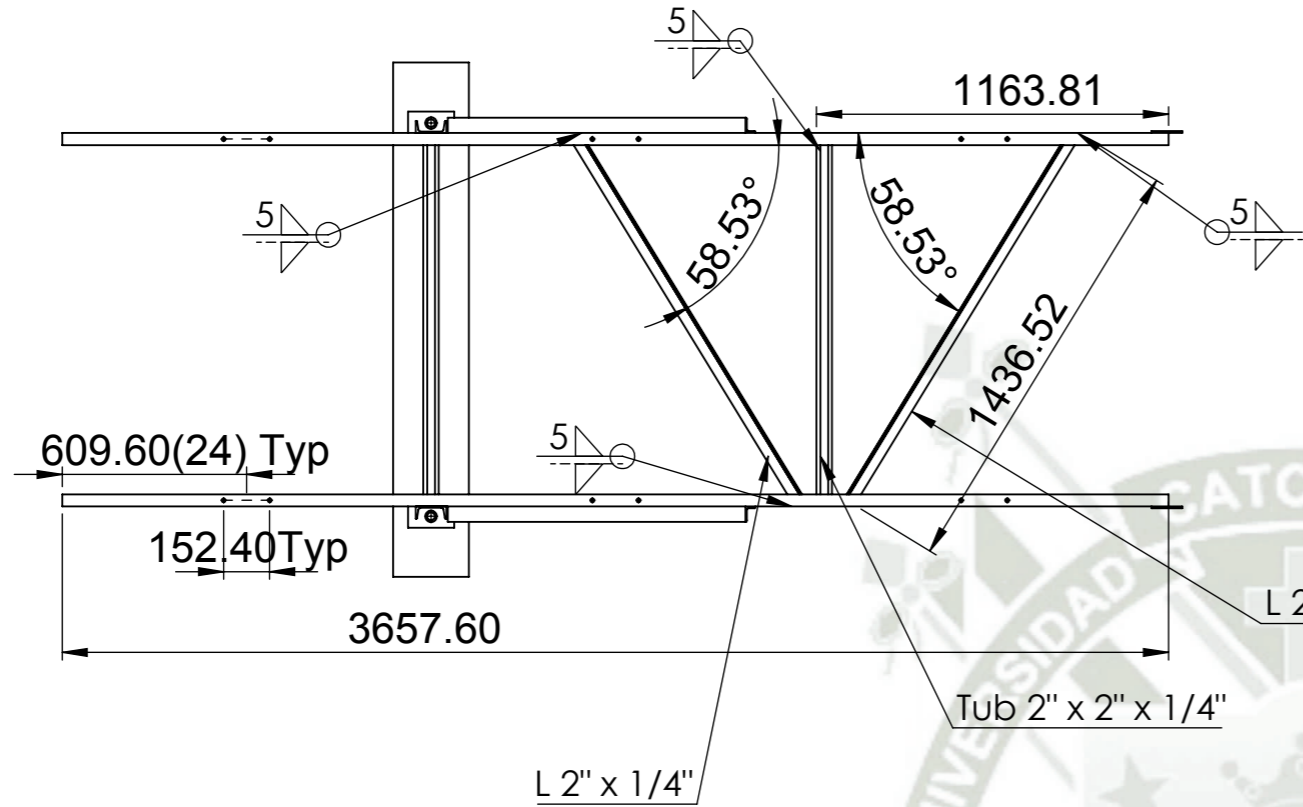
**SISTEMA ISO-A**

**PESO: 132.5 kG**

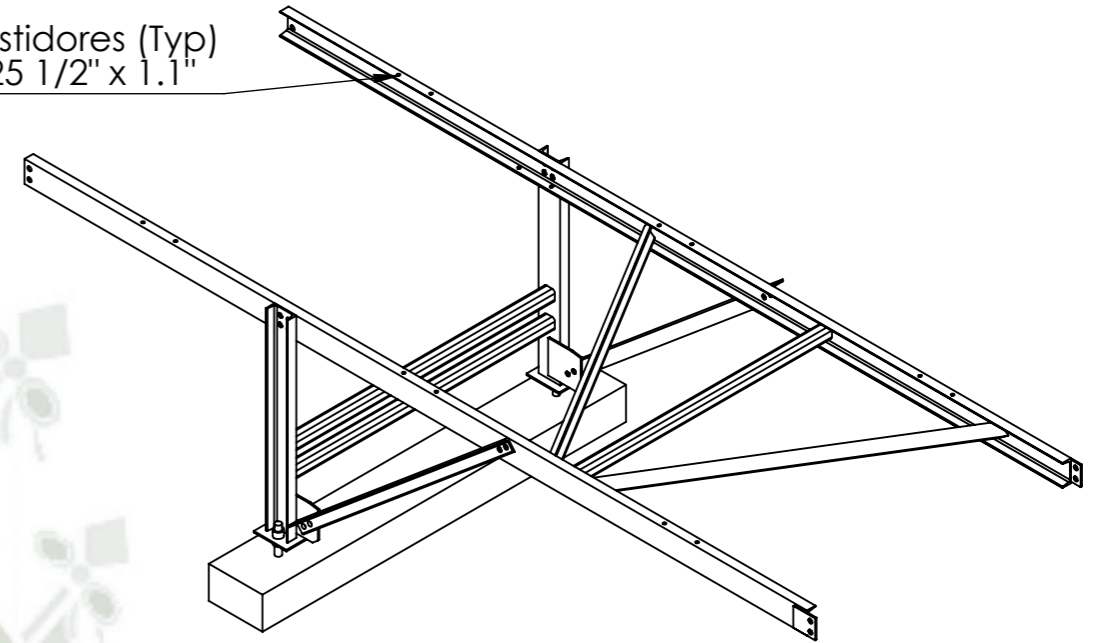
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 4		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		
			NRO. DE PLANO 5/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**

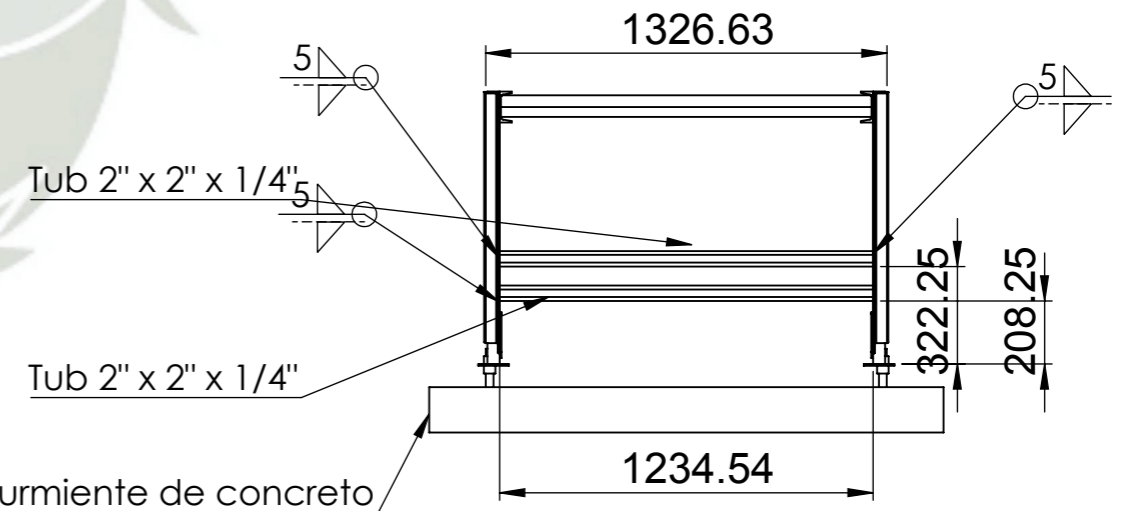
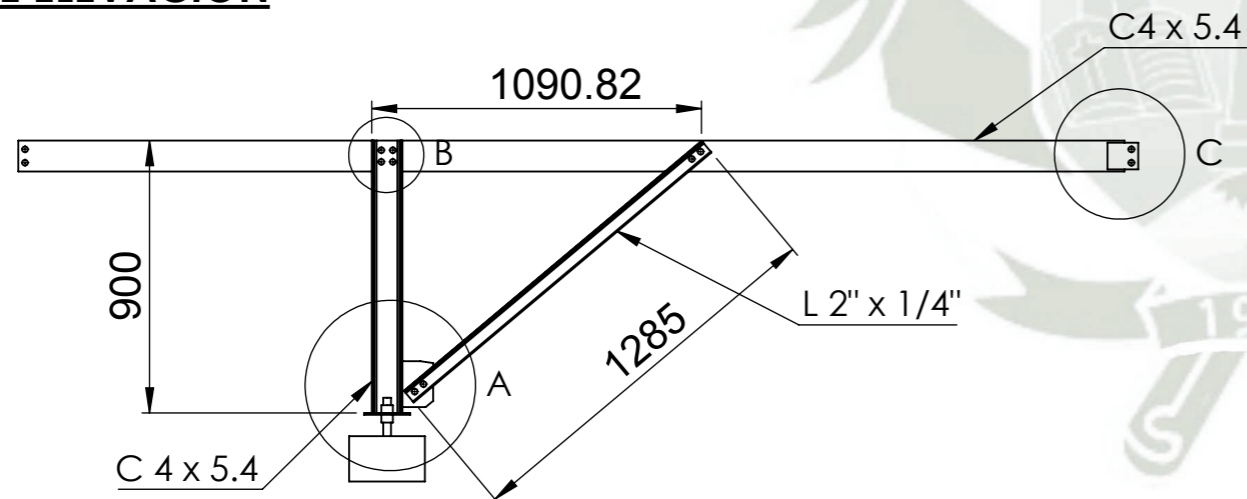


Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



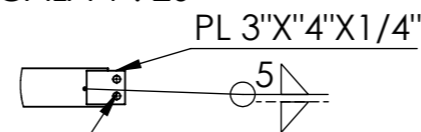
**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**

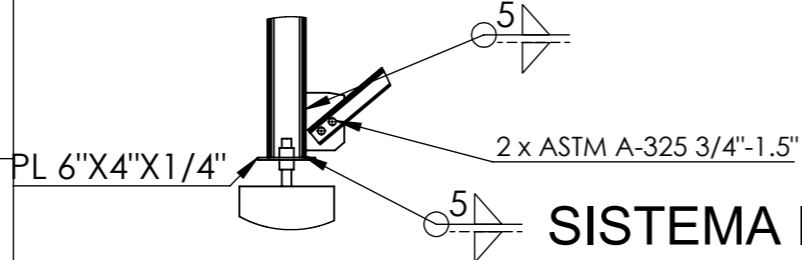


DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20



DETALLE A  
ESCALA 1 : 20



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

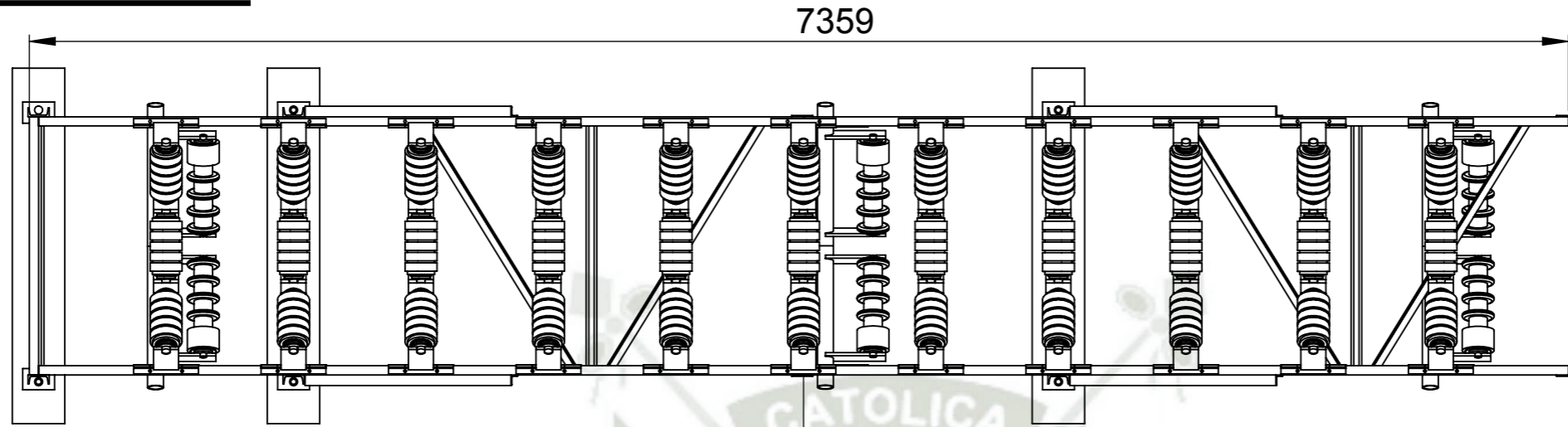
**NOTAS**

**SISTEMA ISO-A**

**PESO: 132.5 KG**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	FECHA:	01/06/19	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>	NRO. DE PLANO
REVISADO:					
ESCALA:	PLANO DE MESA EN CONFIGURACIÓN 5				
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km				6/29

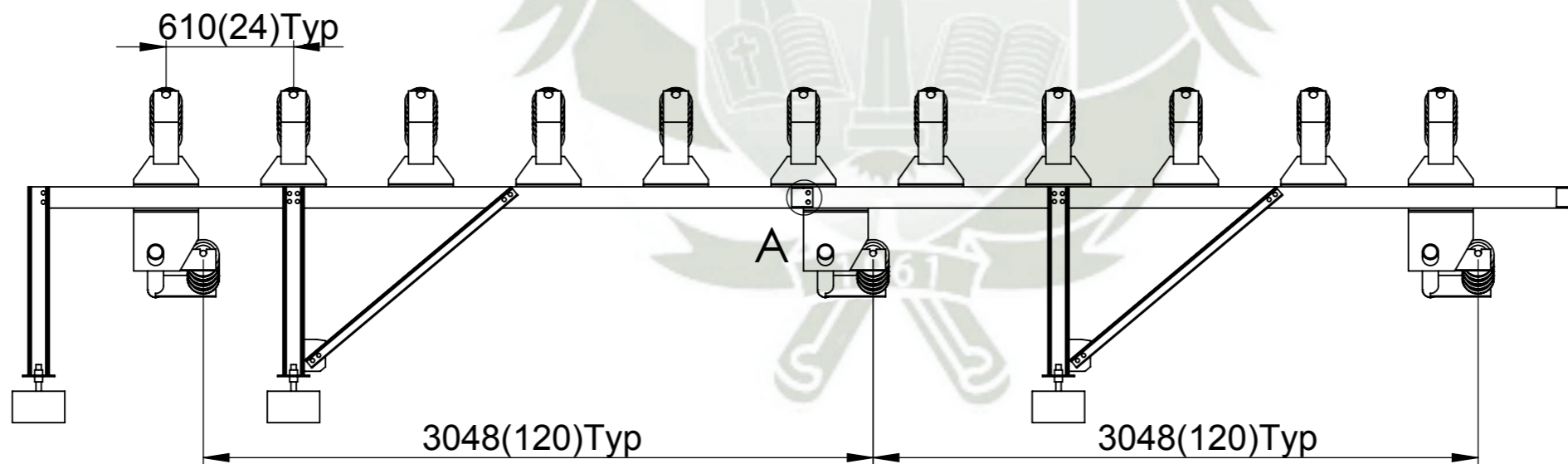
# VISTA DE PLANTA



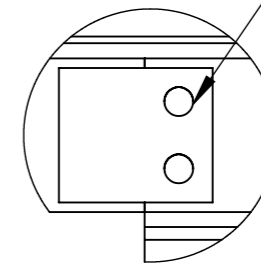
Configuración 1

Configuración 2

# VISTA DE ELEVACIÓN



2 x ASTM A-325 - 3/4" x 2"



DETALLE A(conex.)  
ESCALA 1 : 5

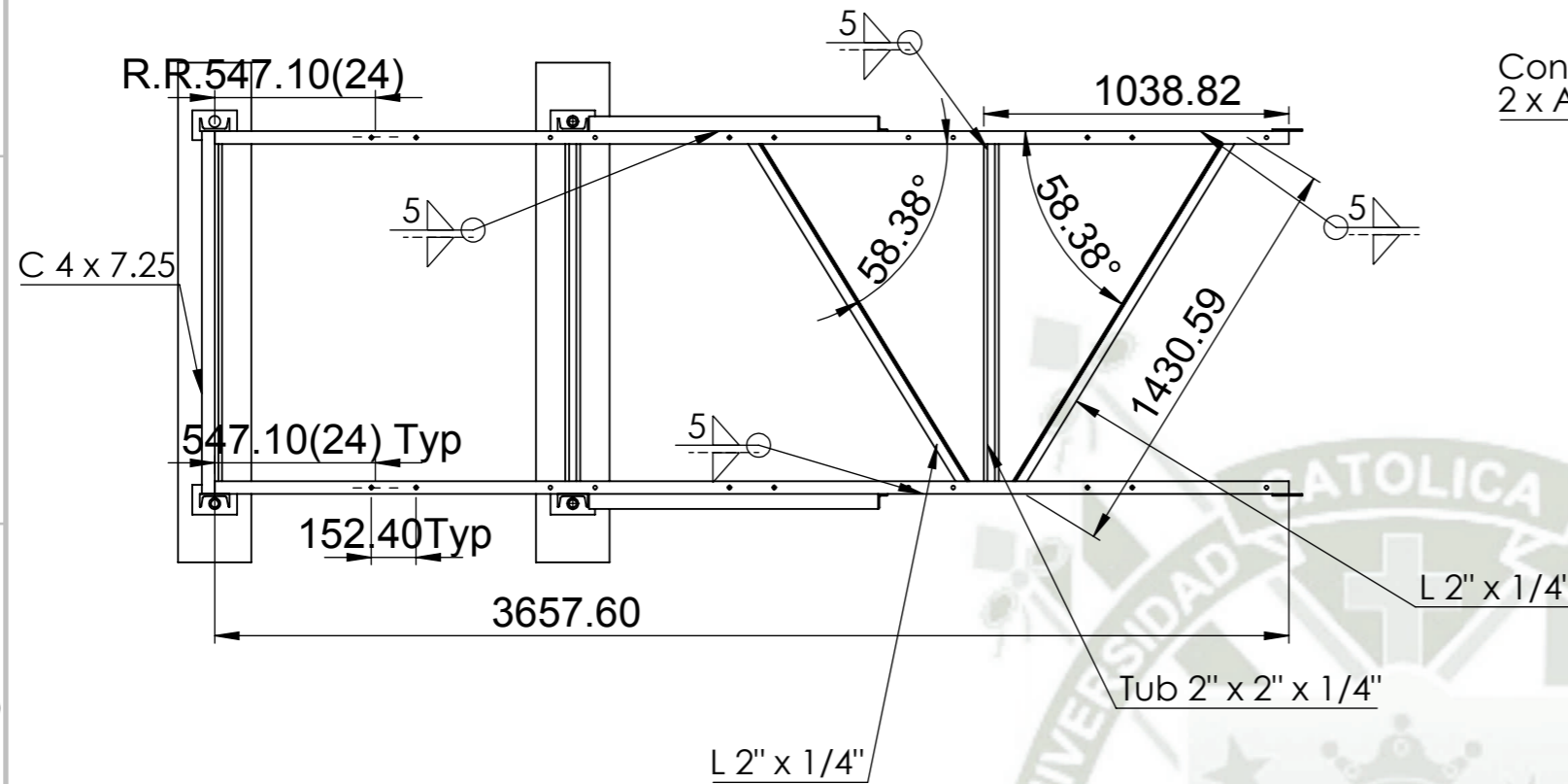
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

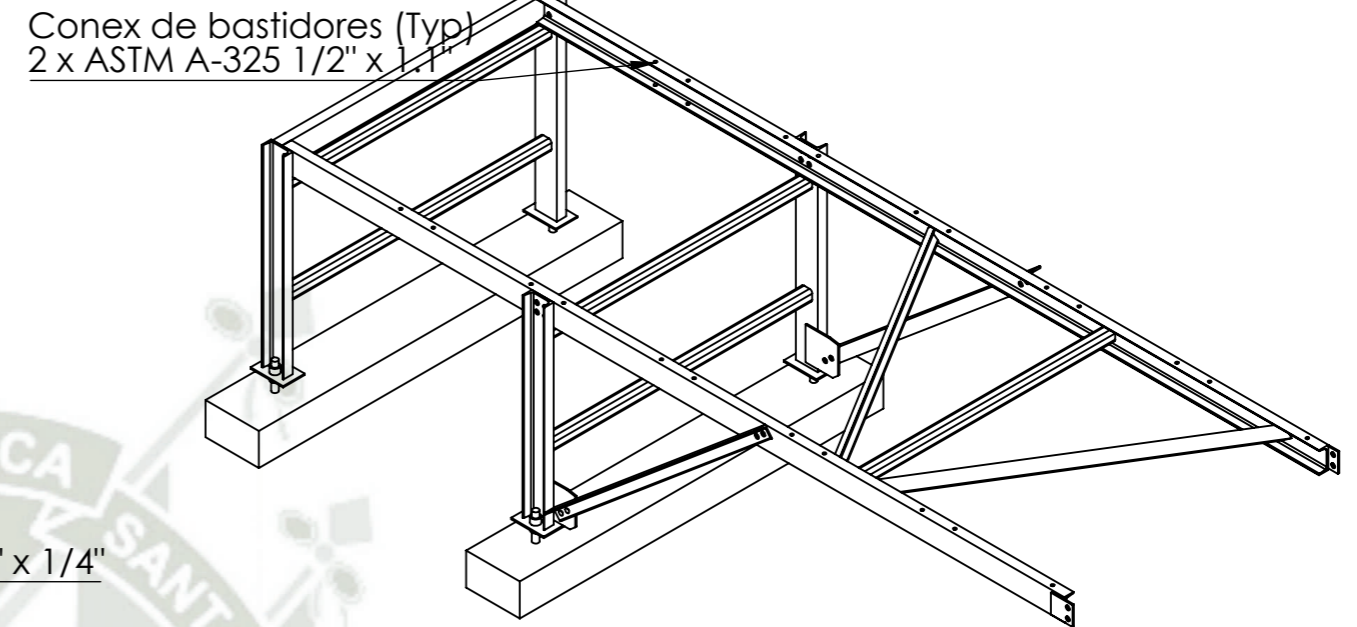
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	FECHA:	01/06/19	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
REVISADO:				
ESCALA:	Indicada			PLANO CADENA DE CONFIGURACIONES DE IMPACTO
	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km			NRO. DE PLANO 7/29

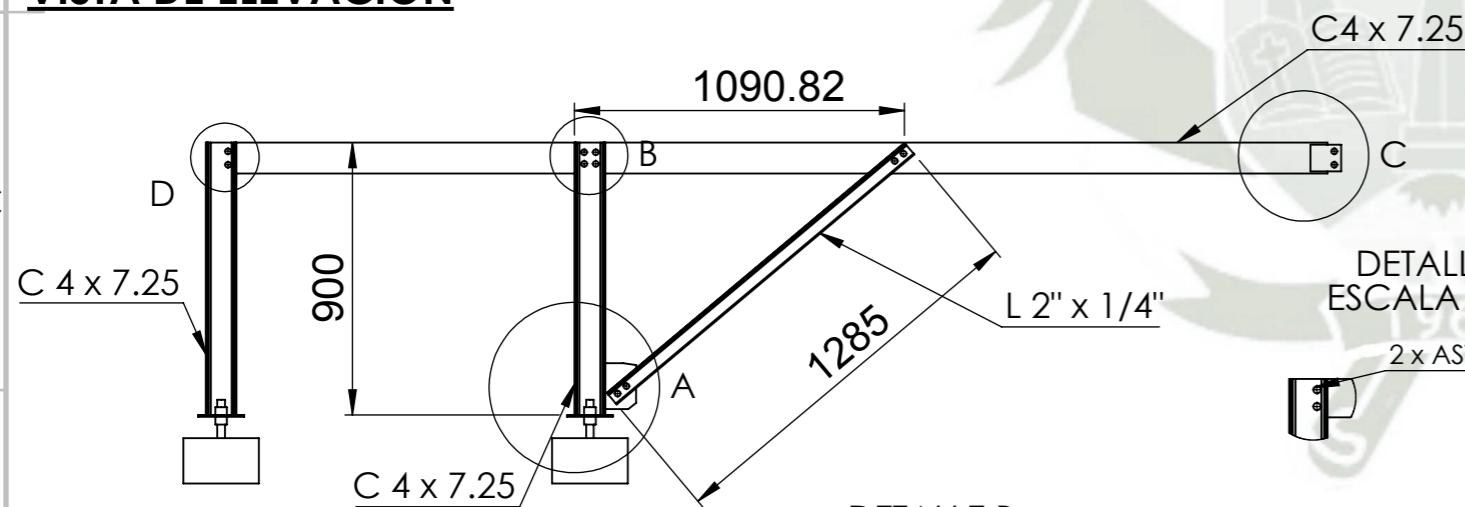
**VISTA DE PLANTA**



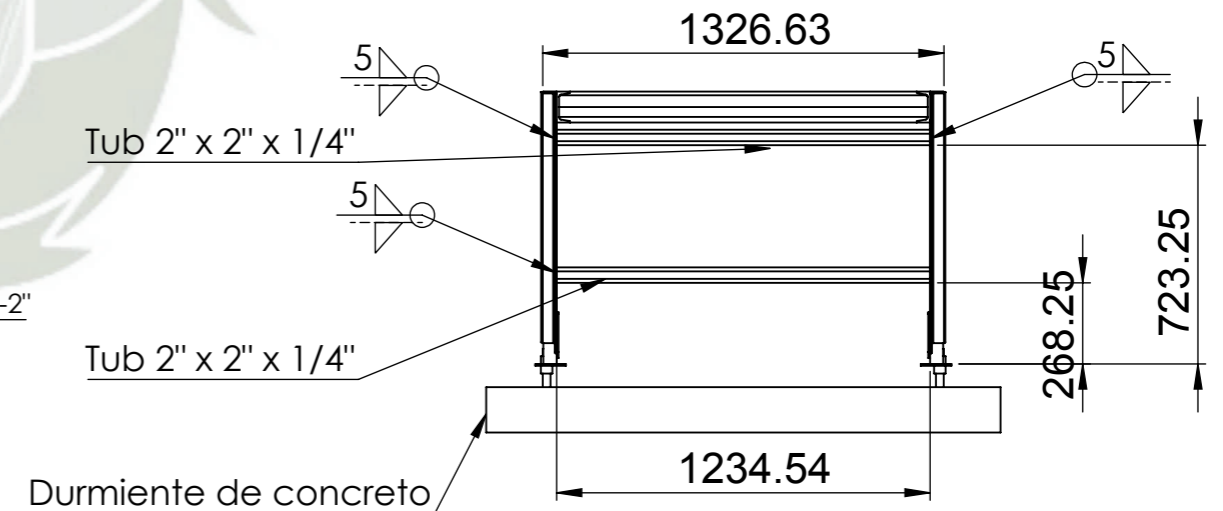
**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**

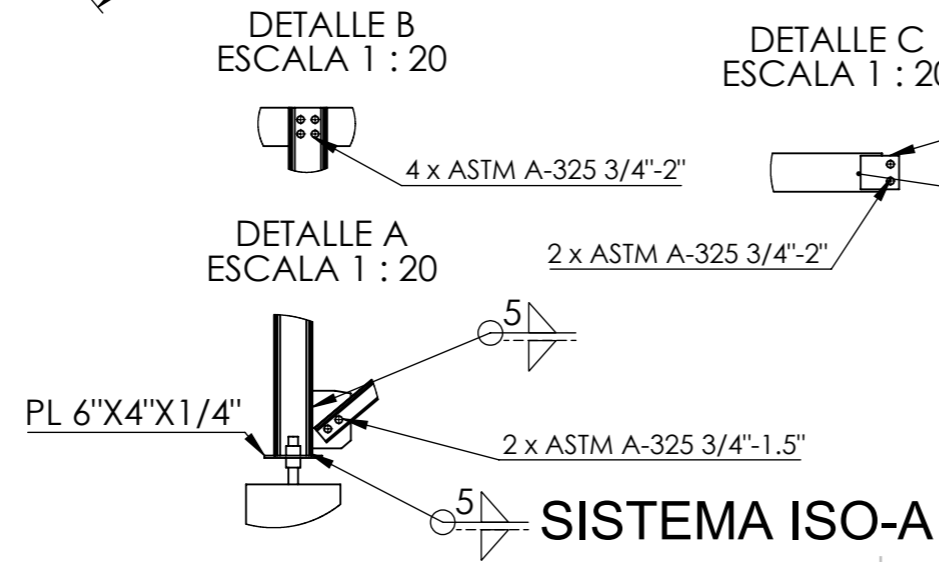


**VISTA LATERAL**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

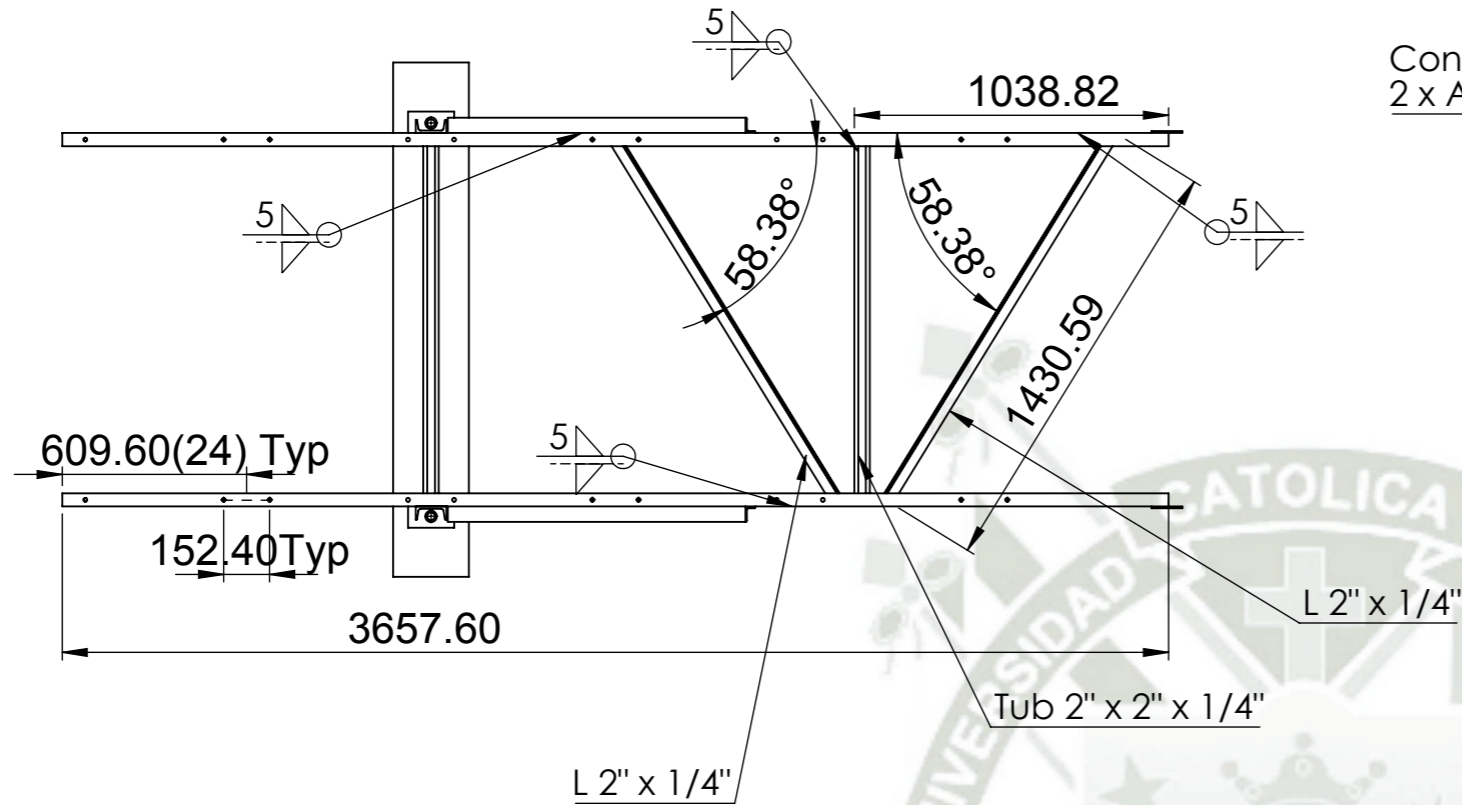


**PESO: 211.6 kG**

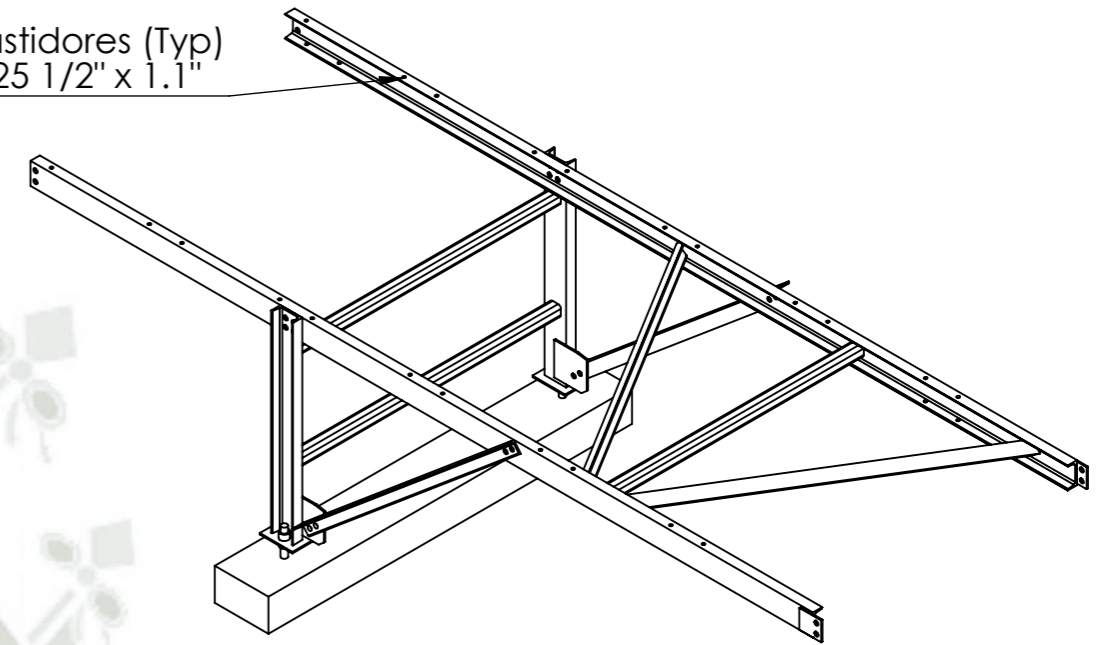
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO		
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MESA DE IMPACTO EN CONFIGURACIÓN 1		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		8/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**

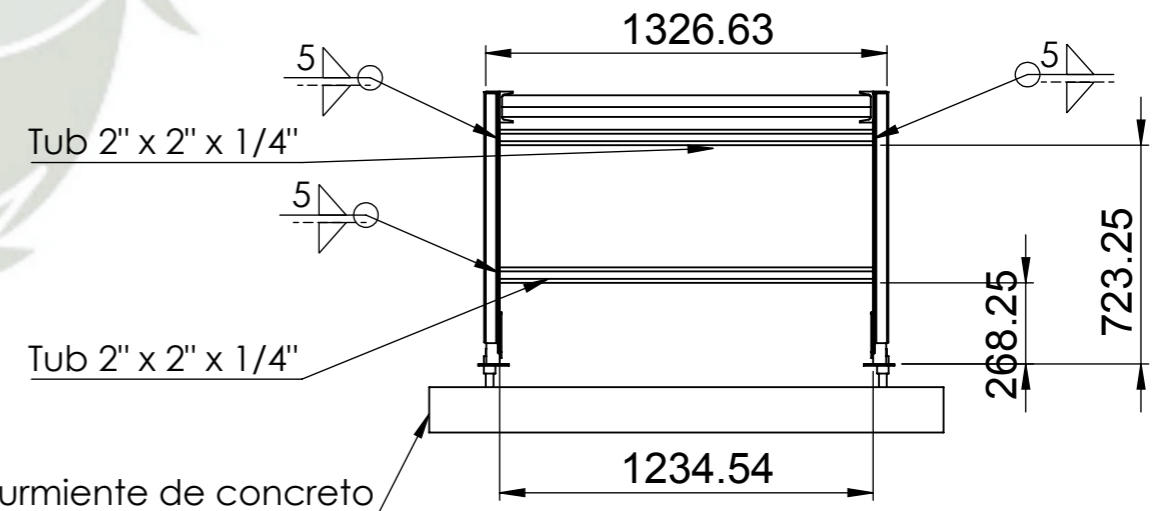
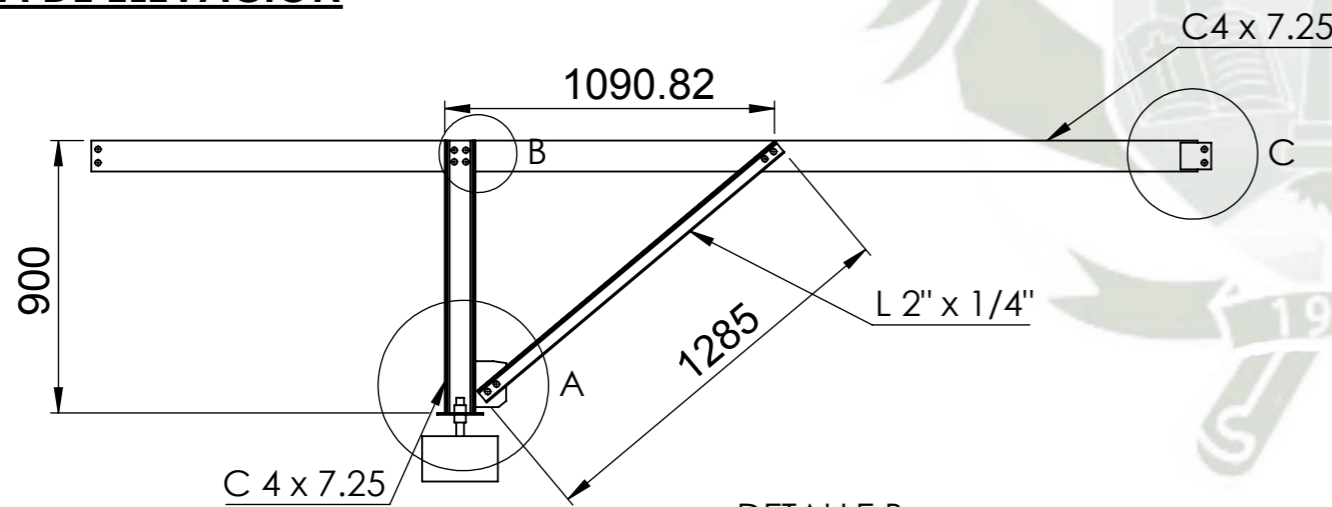


Conex de bastidores (Typ)  
2 x ASTM A-325 1/2" x 1.1"



**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**



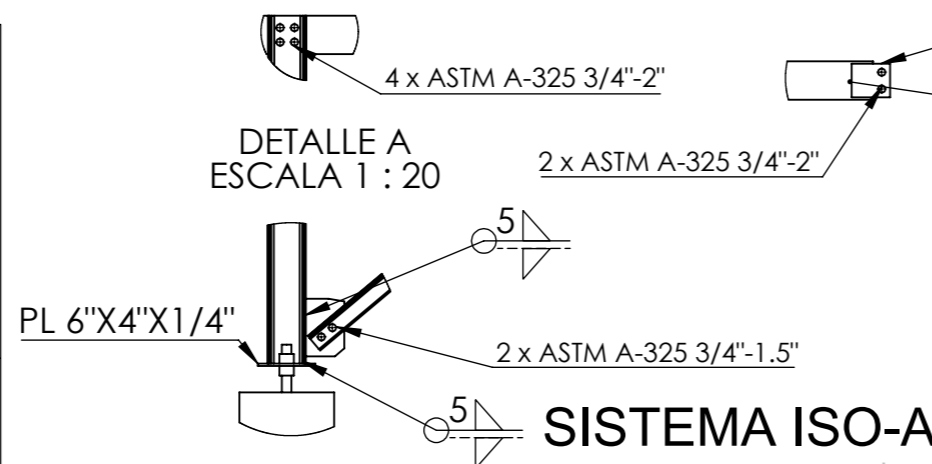
DETALLE B  
ESCALA 1 : 20

DETALLE C  
ESCALA 1 : 20

Durmiente de concreto

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**



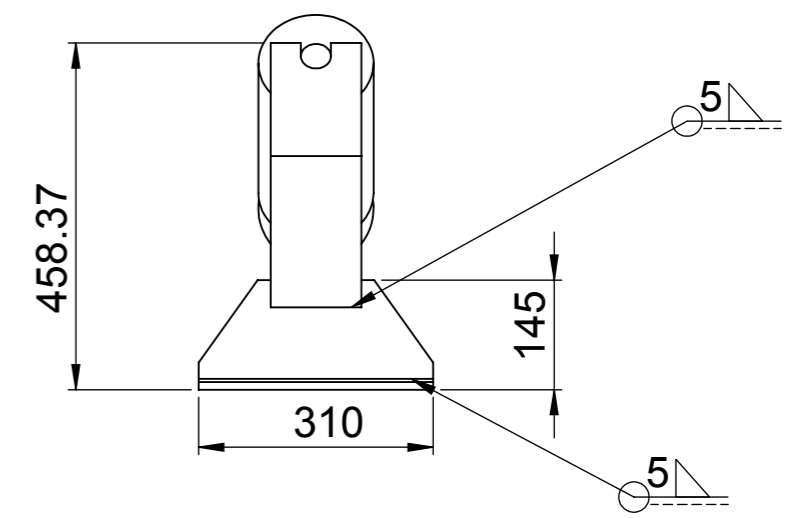
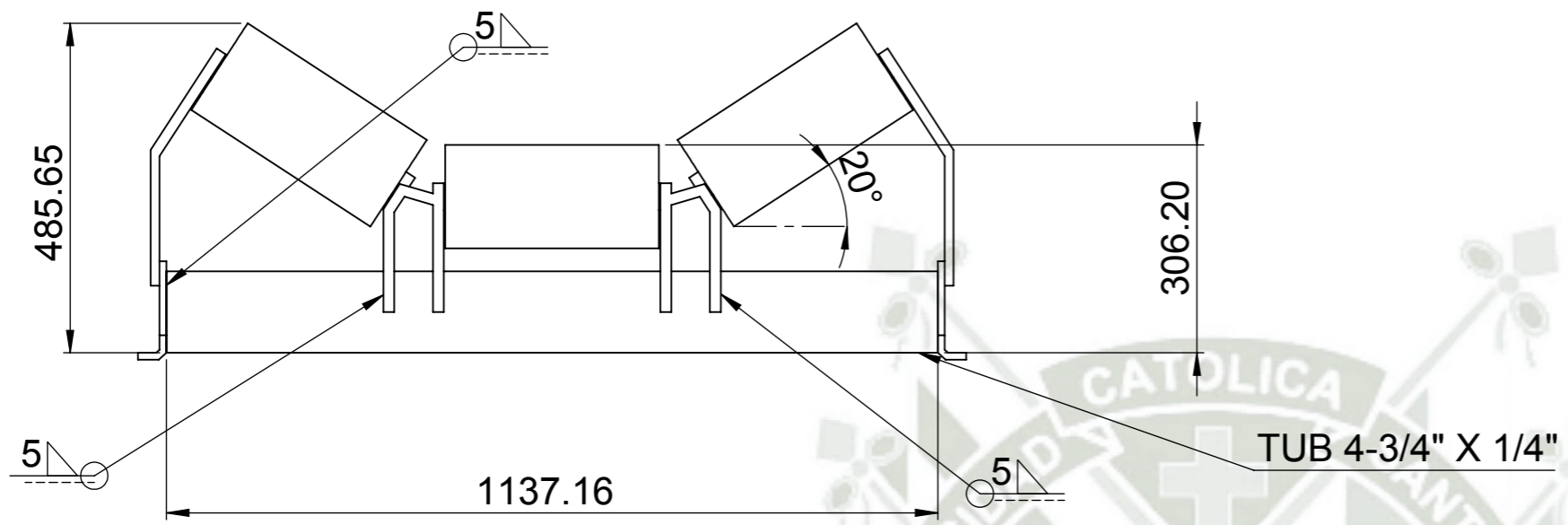
**SISTEMA ISO-A**

**PESO: 211.6 kG**

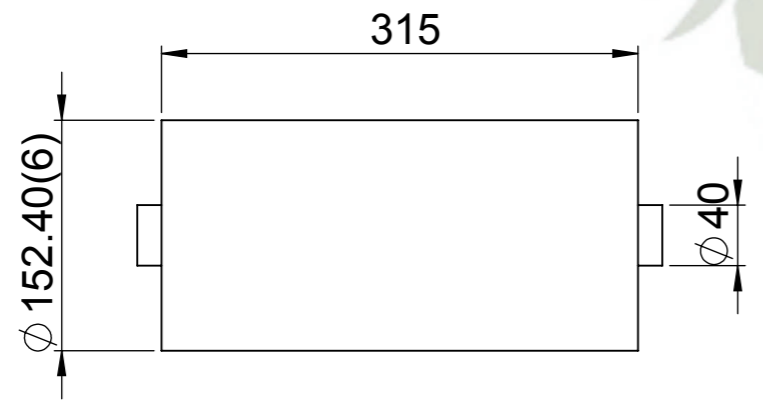
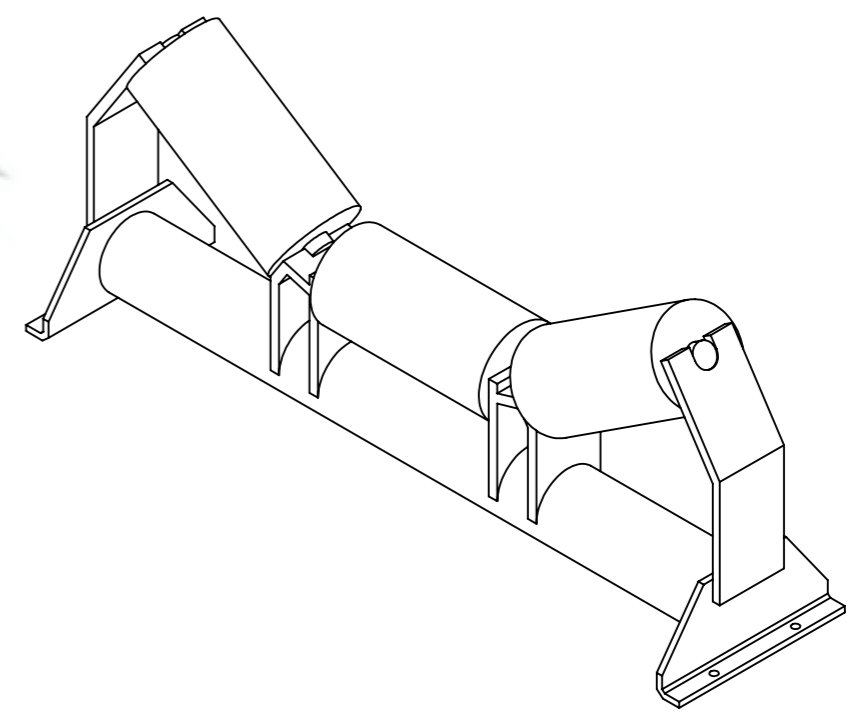
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO		
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MESA DE IMPACTO EN CONFIGURACIÓN 2		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		9/29

**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**POLIN DE CARGA 3UND**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

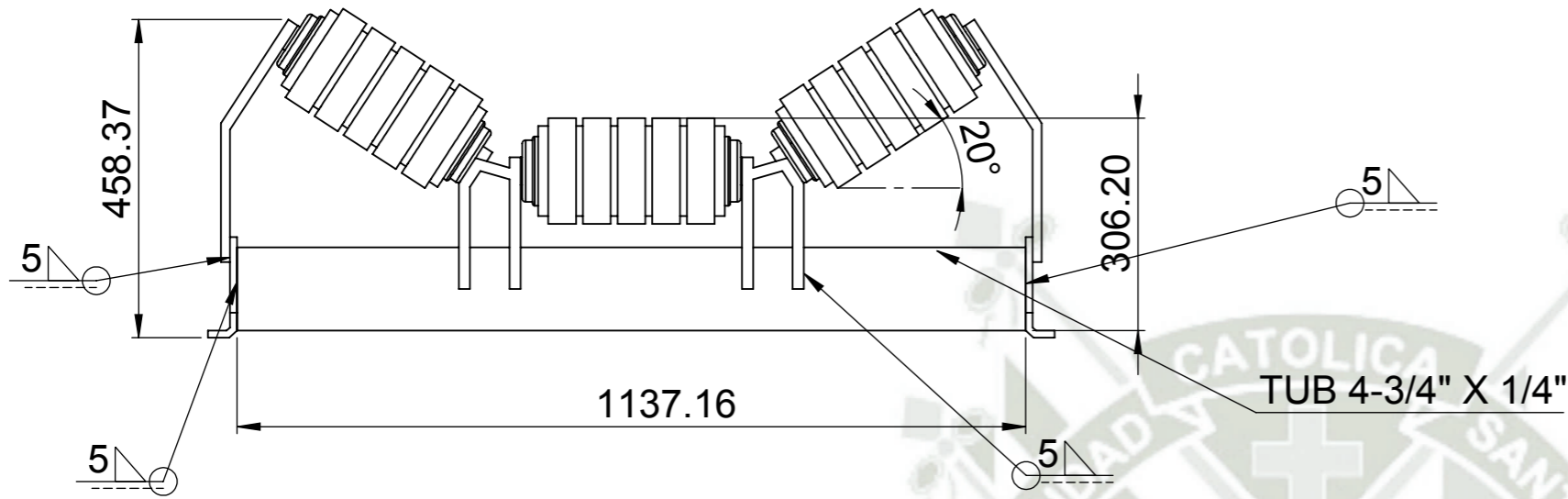
**NOTAS**

**PESO PORTA POLINES : 30 kG**  
**PESO DEL POLIN: 17.2 kG**

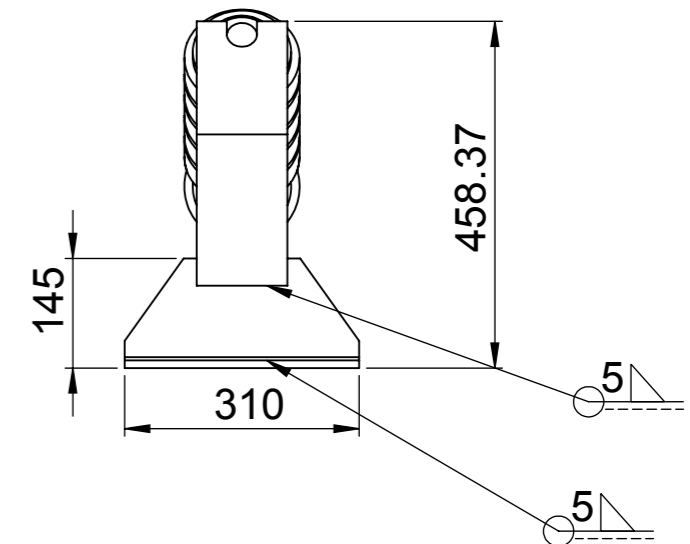
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE CARGA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		10/29

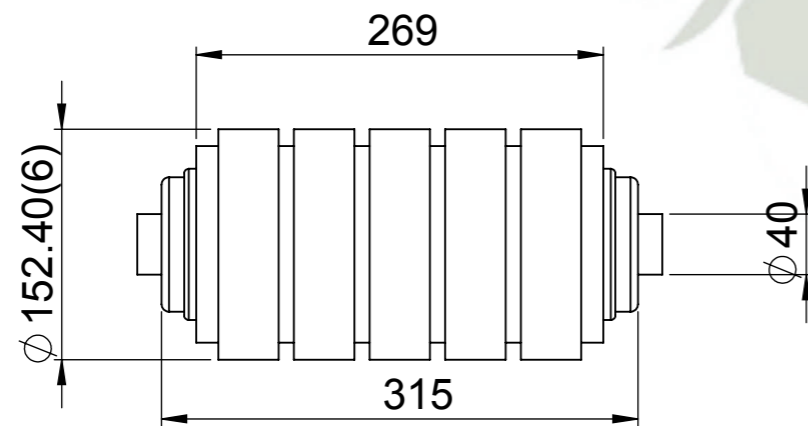
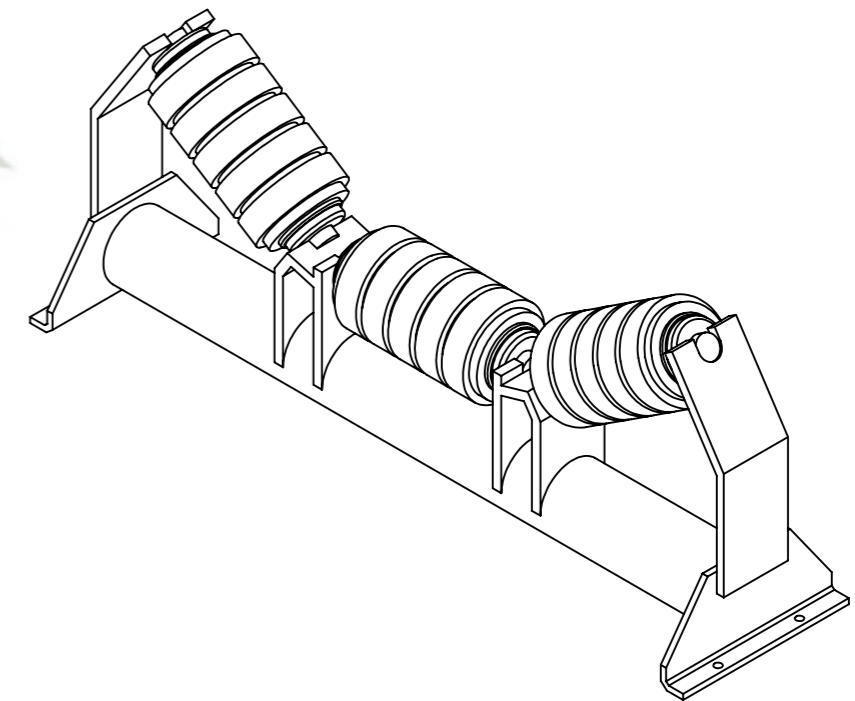
**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**POLIN DE IMPACTO 3UND**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

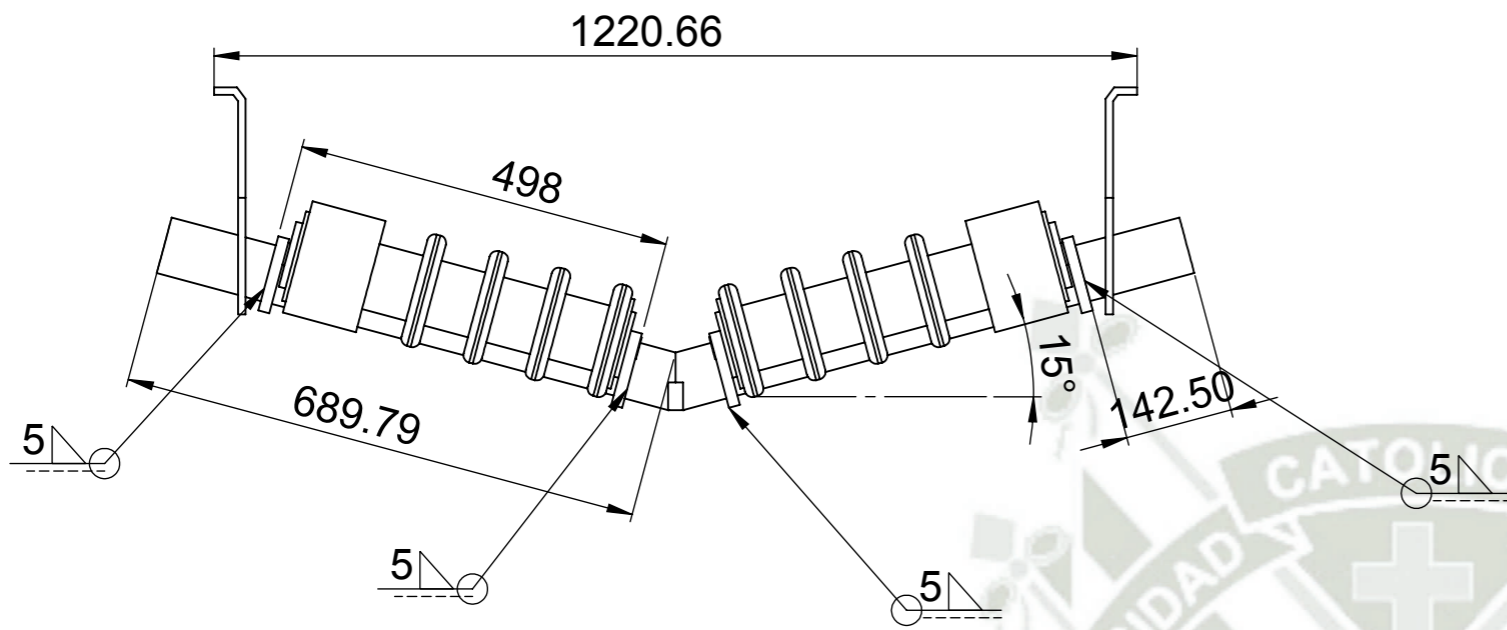
**NOTAS**

**PESO PORTA POLINES : 30 kG**  
**PESO DEL POLIN: 17.2 kG**

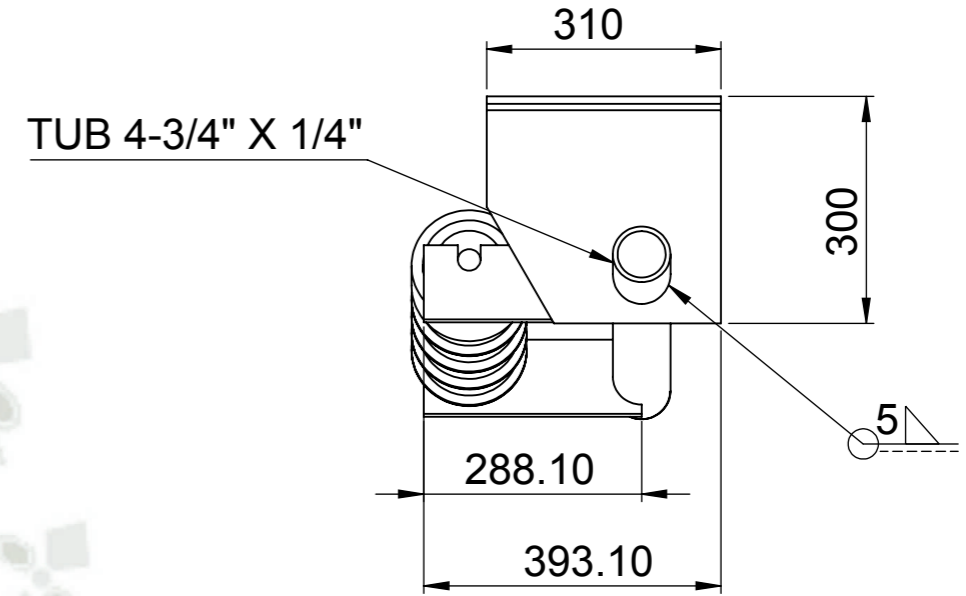
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE IMPACTO		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		11/29

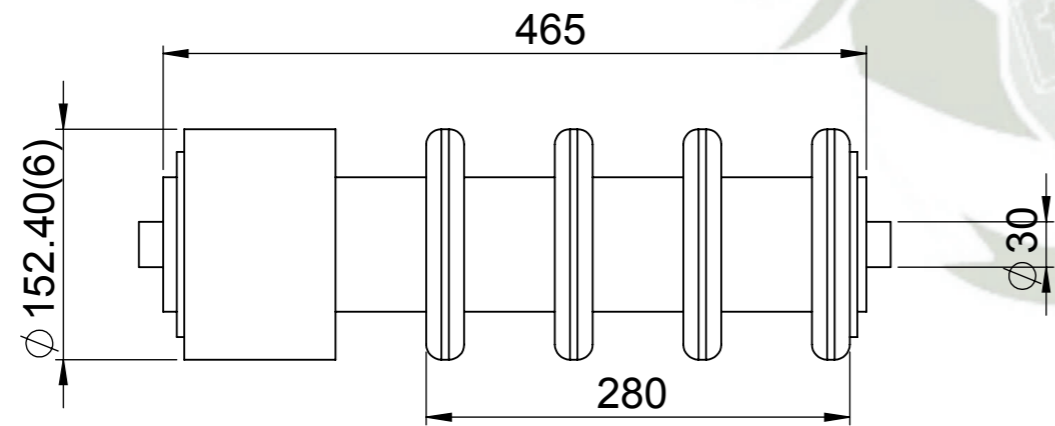
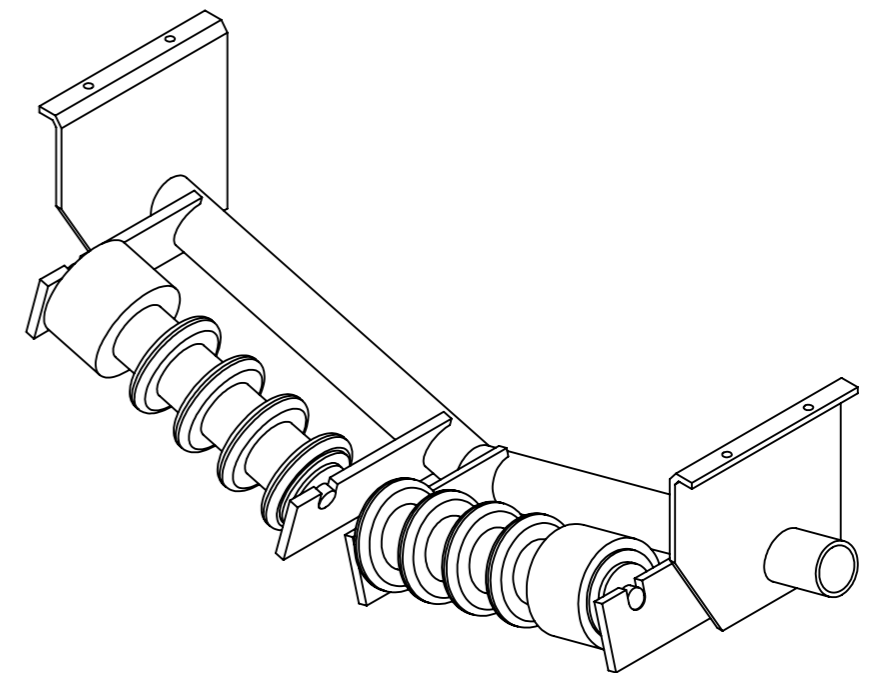
**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**POLIN DE RETORNO 2UND**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

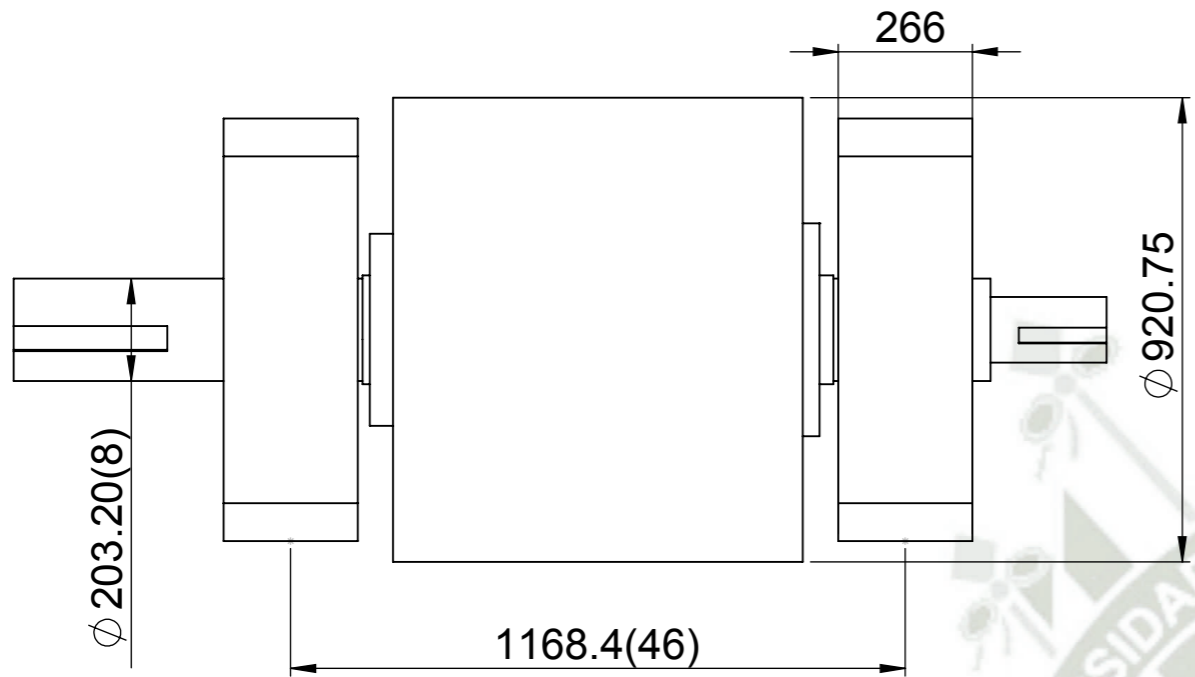
**PESO PORTA POLINES : 30 kG**  
**PESO DEL POLINDE RETORNO: 14.6 kG**

**SISTEMA ISO-A**

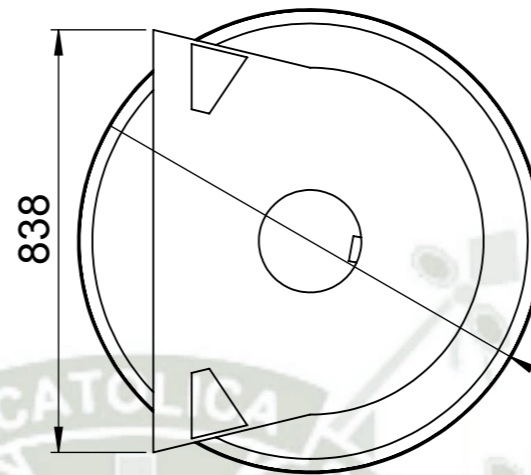
**NOTAS**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DEL BASTIDOR Y POLIN DE RETORNO		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		12/29

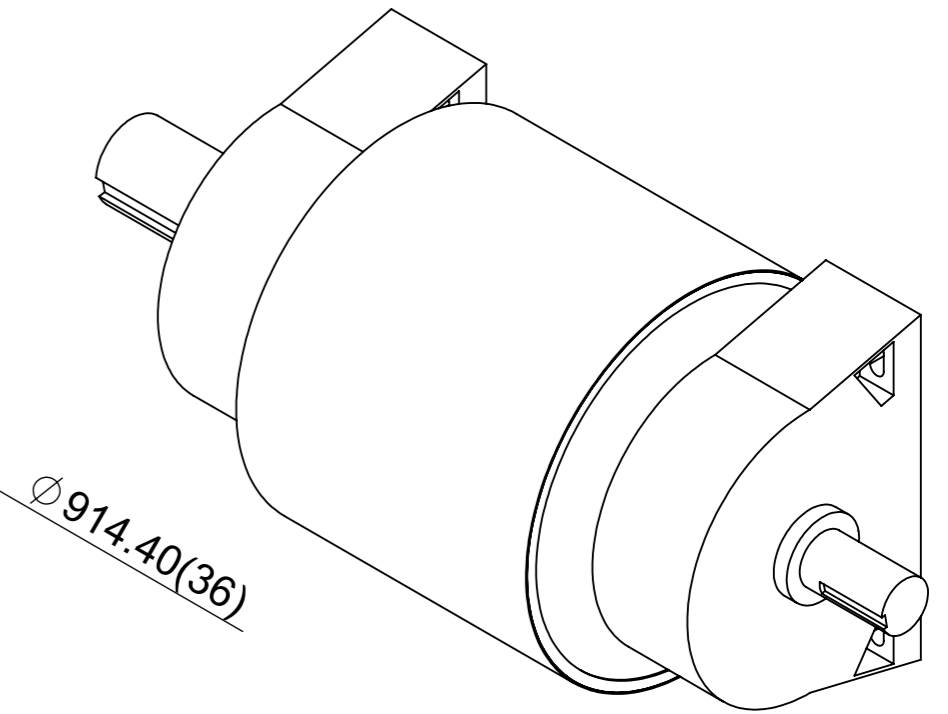
**VISTA DE ELEVACIÓN**



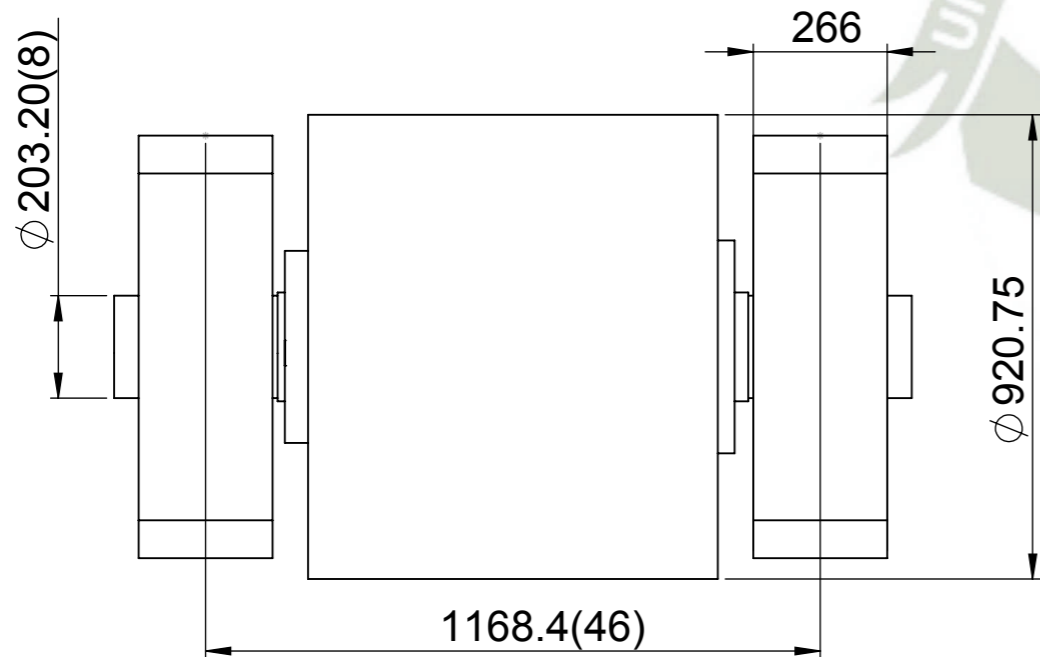
**VISTA LATERAL**



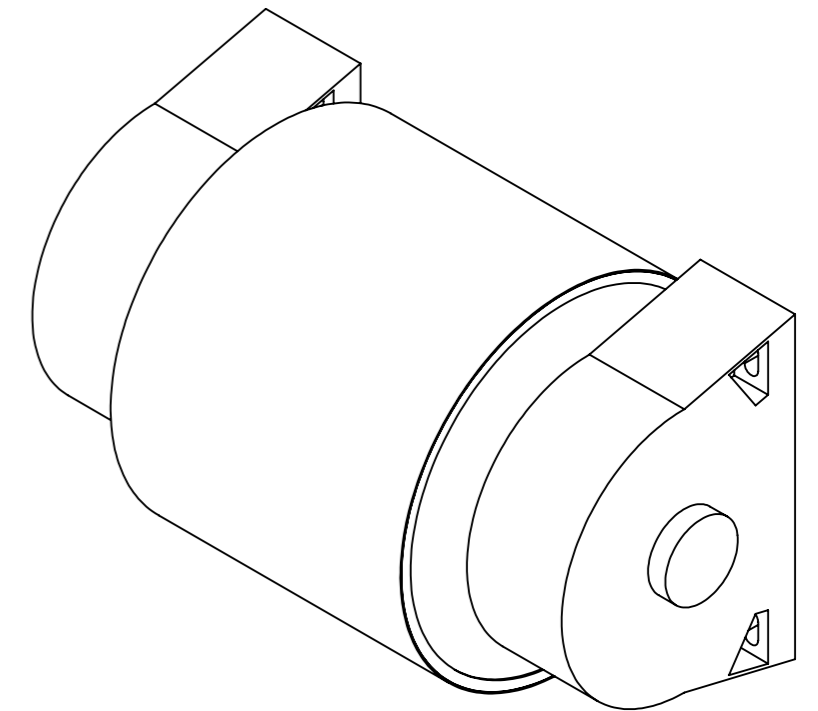
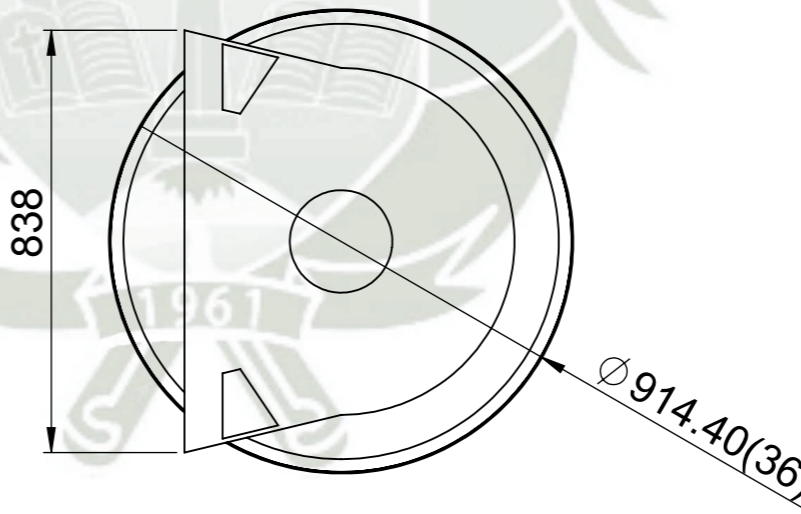
**VISTA ISOMETRICA**



**POLEA MOTRIZ**



**POLEA DE COLA Y TENSORA**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

**PESOS DE LA POLEA MOTRIZ**

EJE: 395 KG  
 BUJES: 109 KG  
 POLEA: 453 KG  
 CHUMACERAS: 834 KG  
 TOTAL: 1691 KG

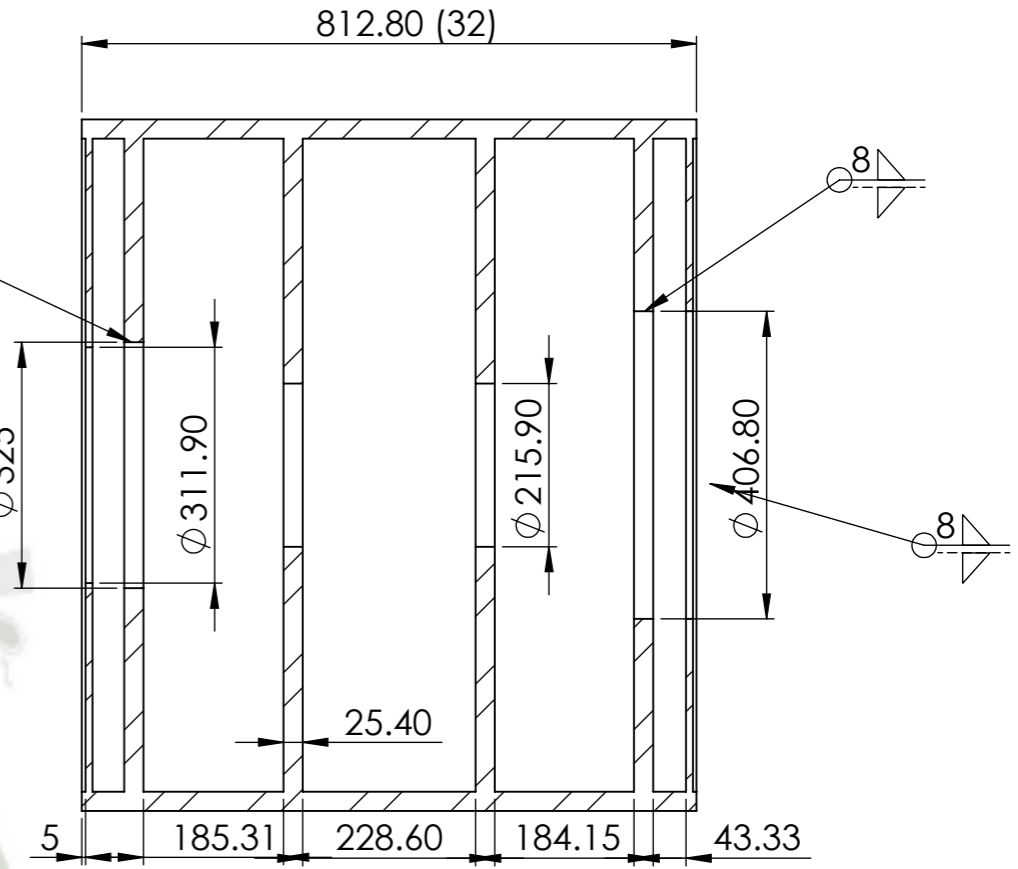
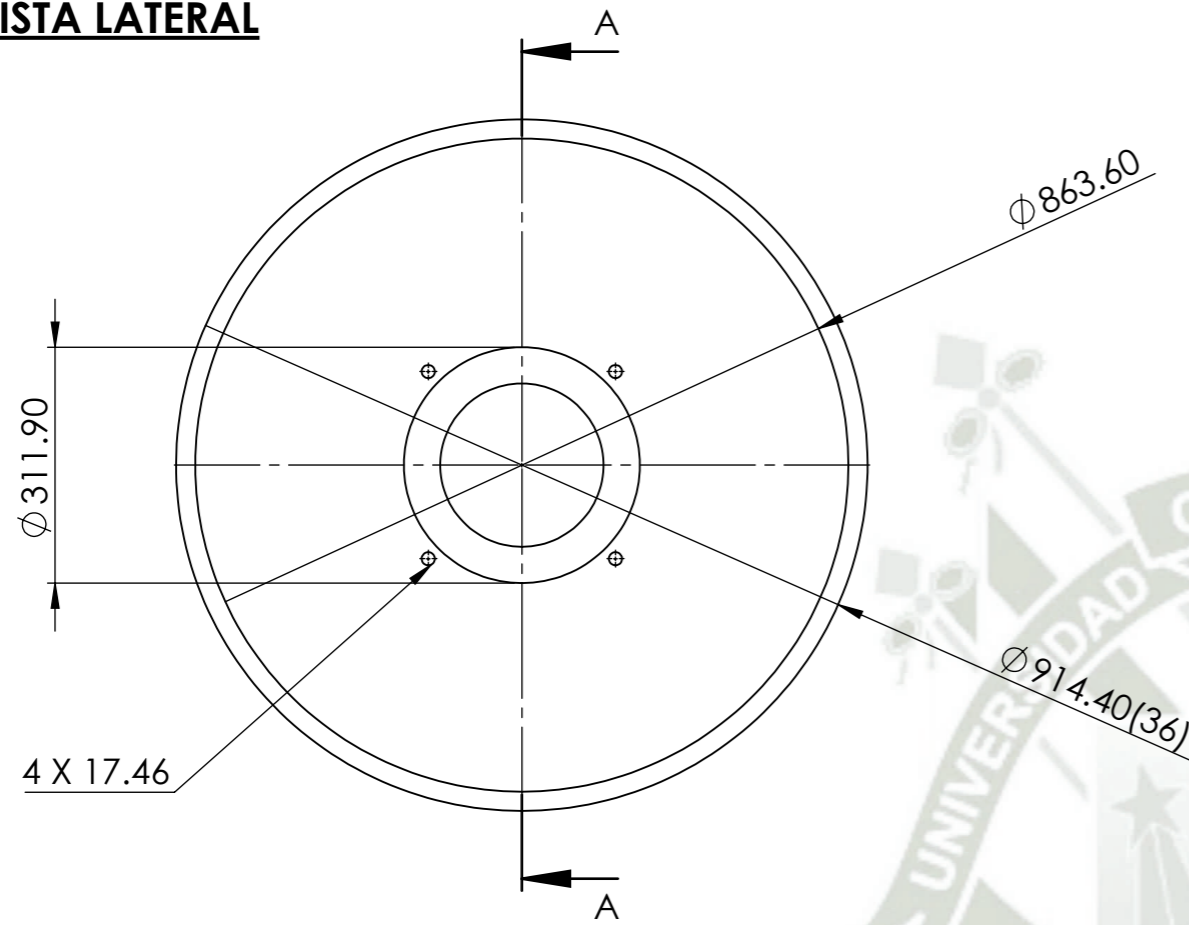
**PESOS DE LAS POLEAS DE COLA Y TENSORA**

EJE: 201 KG  
 BUJES: 109 KG  
 POLEA: 453 KG  
 CHUMACERAS: 834 KG  
 TOTAL: 1597 KG

**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		13/29

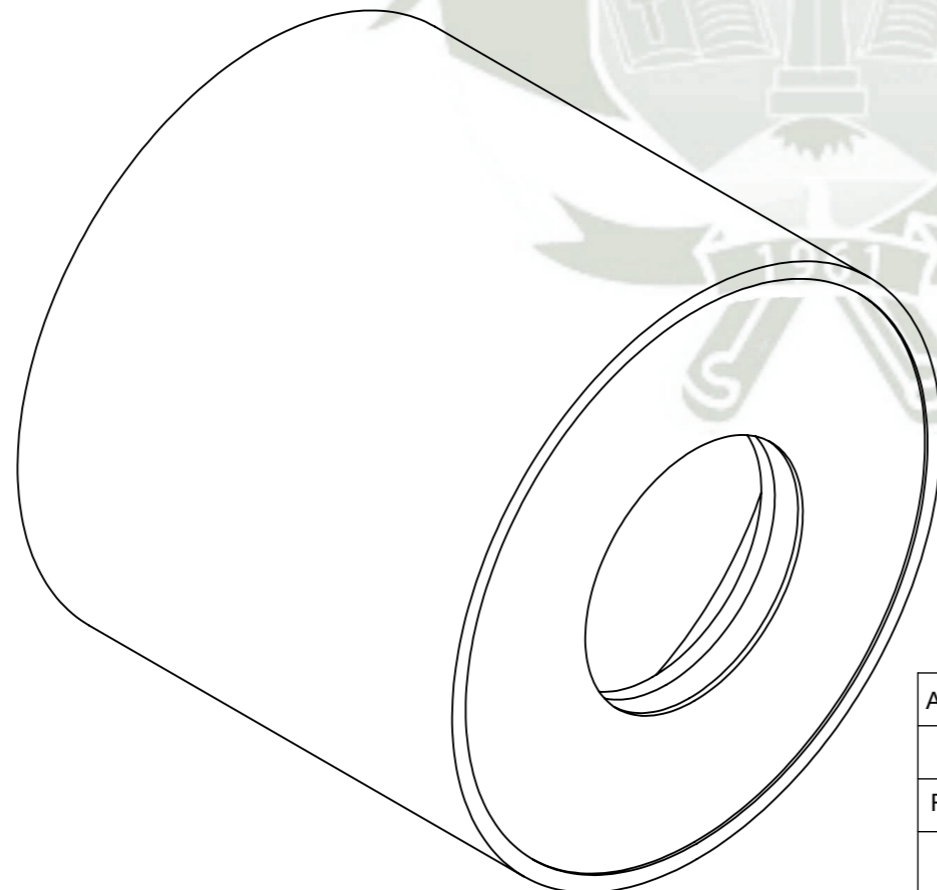
**VISTA LATERAL**



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

**VISTA ISOMETRICA**



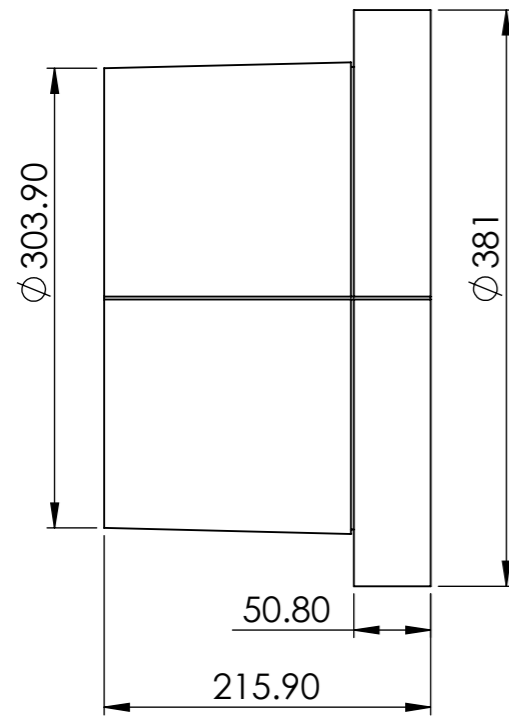
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

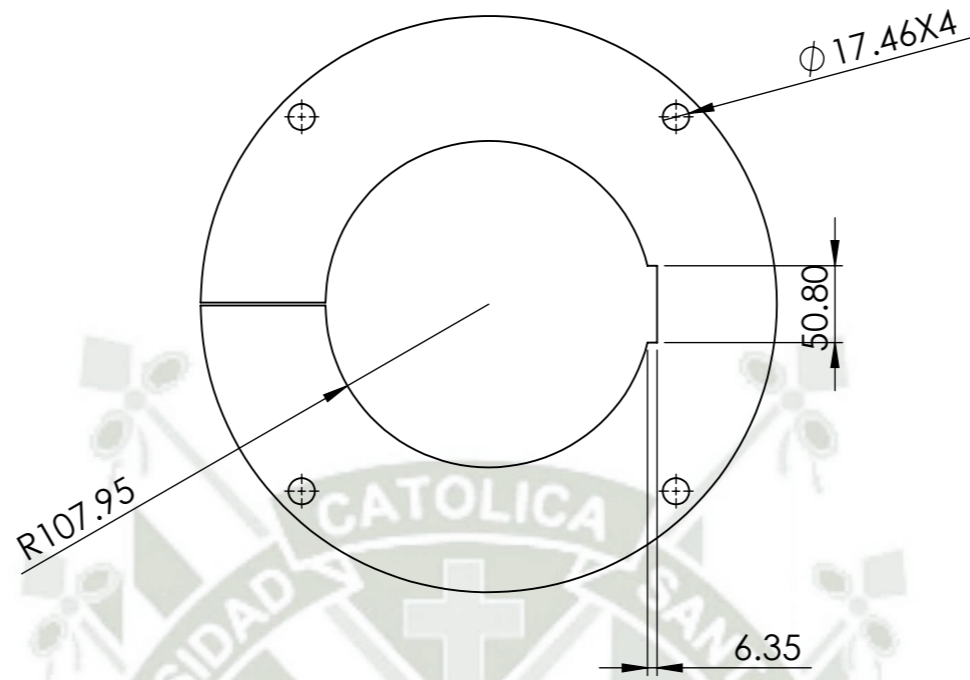
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE TAMBOR DE ACERO SOLDADO PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y DE TENSADO		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		14/29

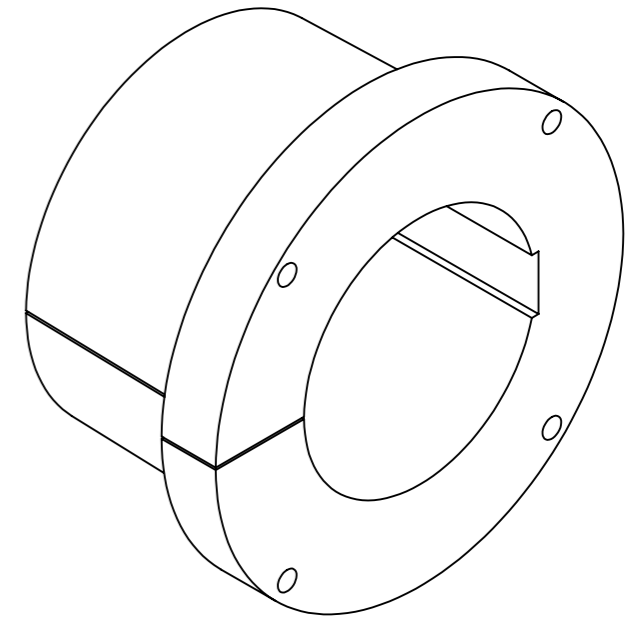
**VISTA DE ELEVACIÓN**



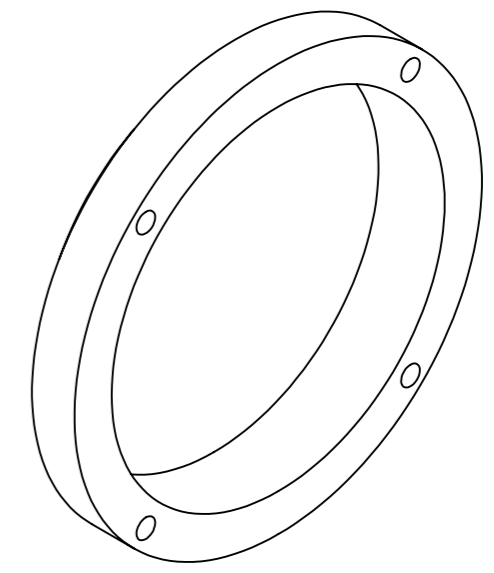
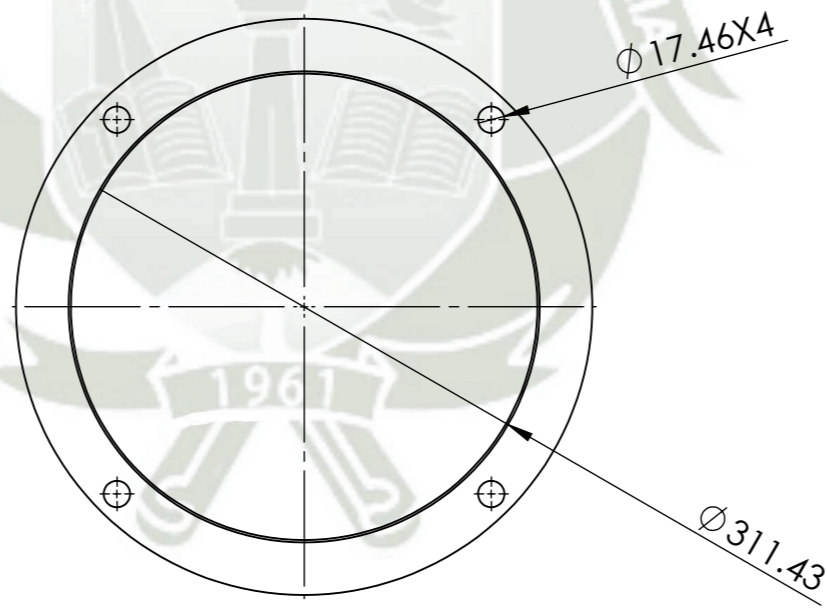
**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**BUJE QD POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**



**MASA PARA SOLDAR BUJE QD PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agujeros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

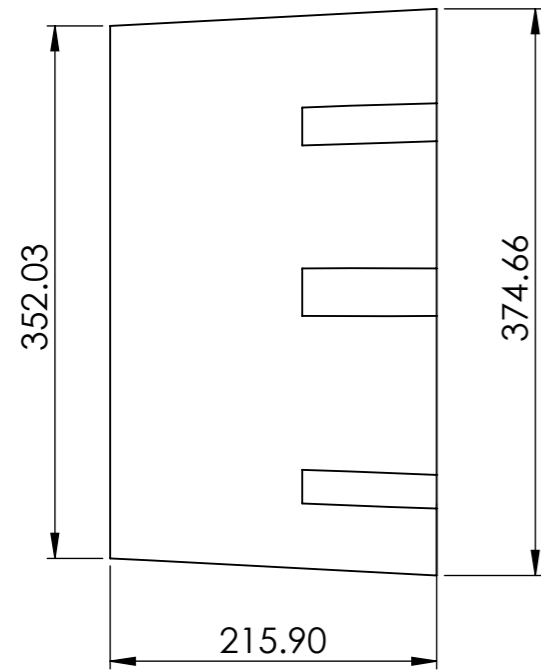
La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

**NOTAS**

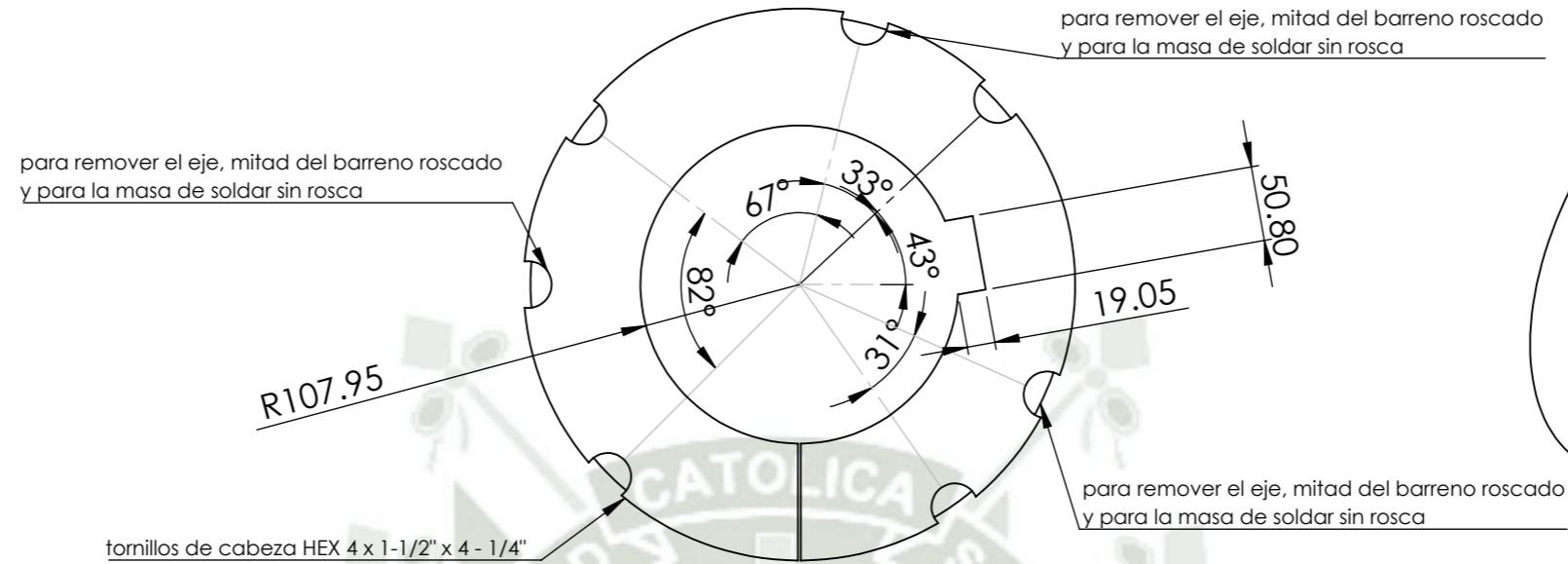
SISTEMA ISO-A

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE QD PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		15/29

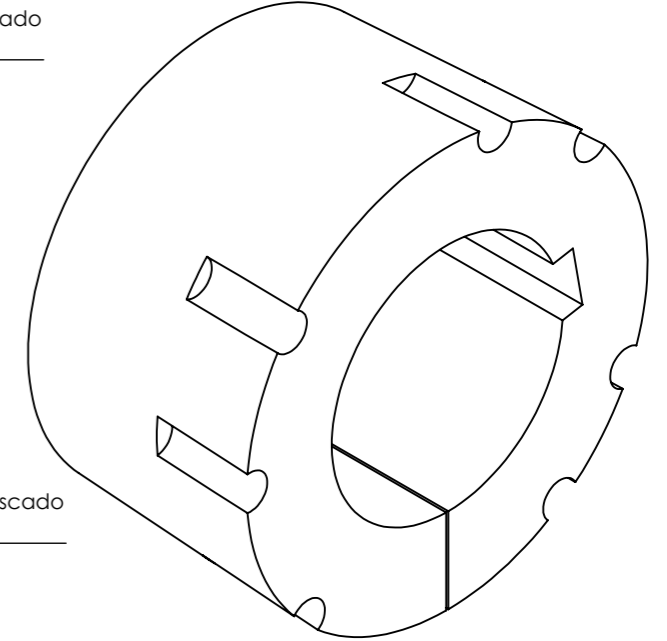
**VISTA DE ELEVACIÓN**



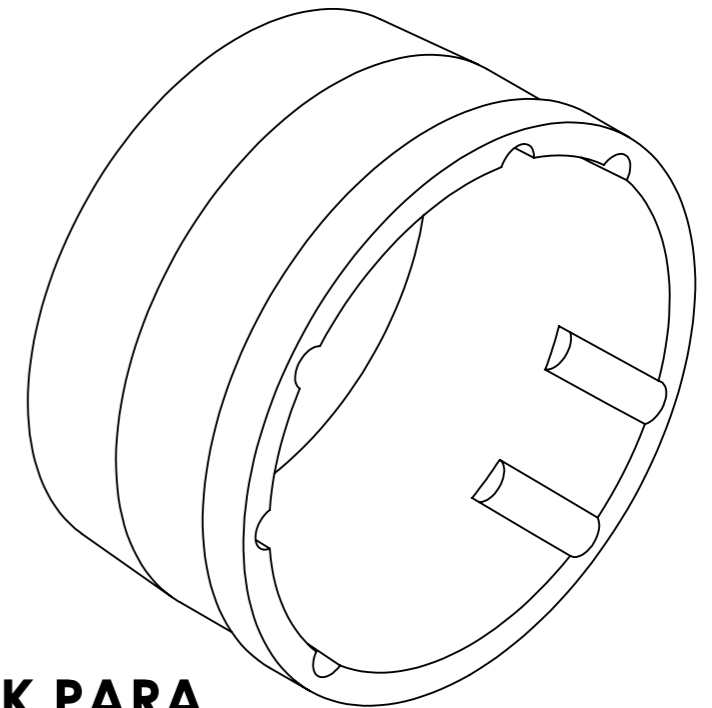
**VISTA LATERAL**



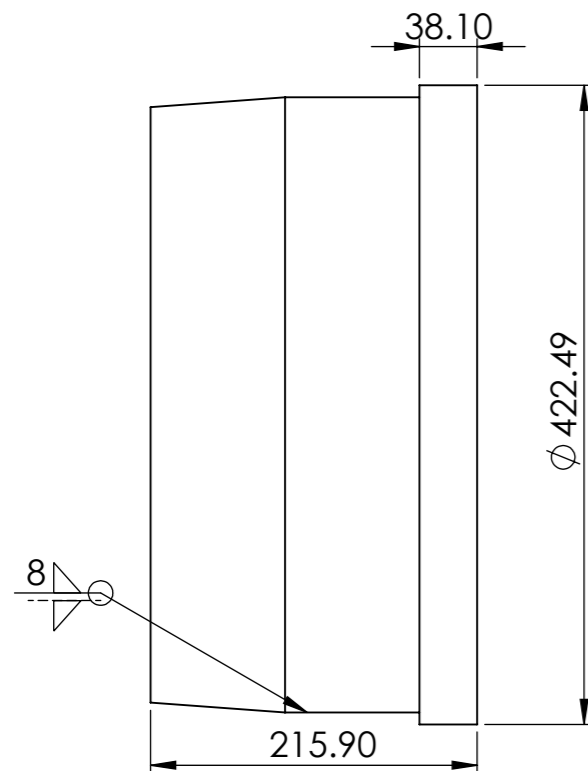
**VISTA ISOMETRICA**



**BUJE TUPER LOCK POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**



**MASA PARA SOLDAR BUJE TUPER LOCK PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

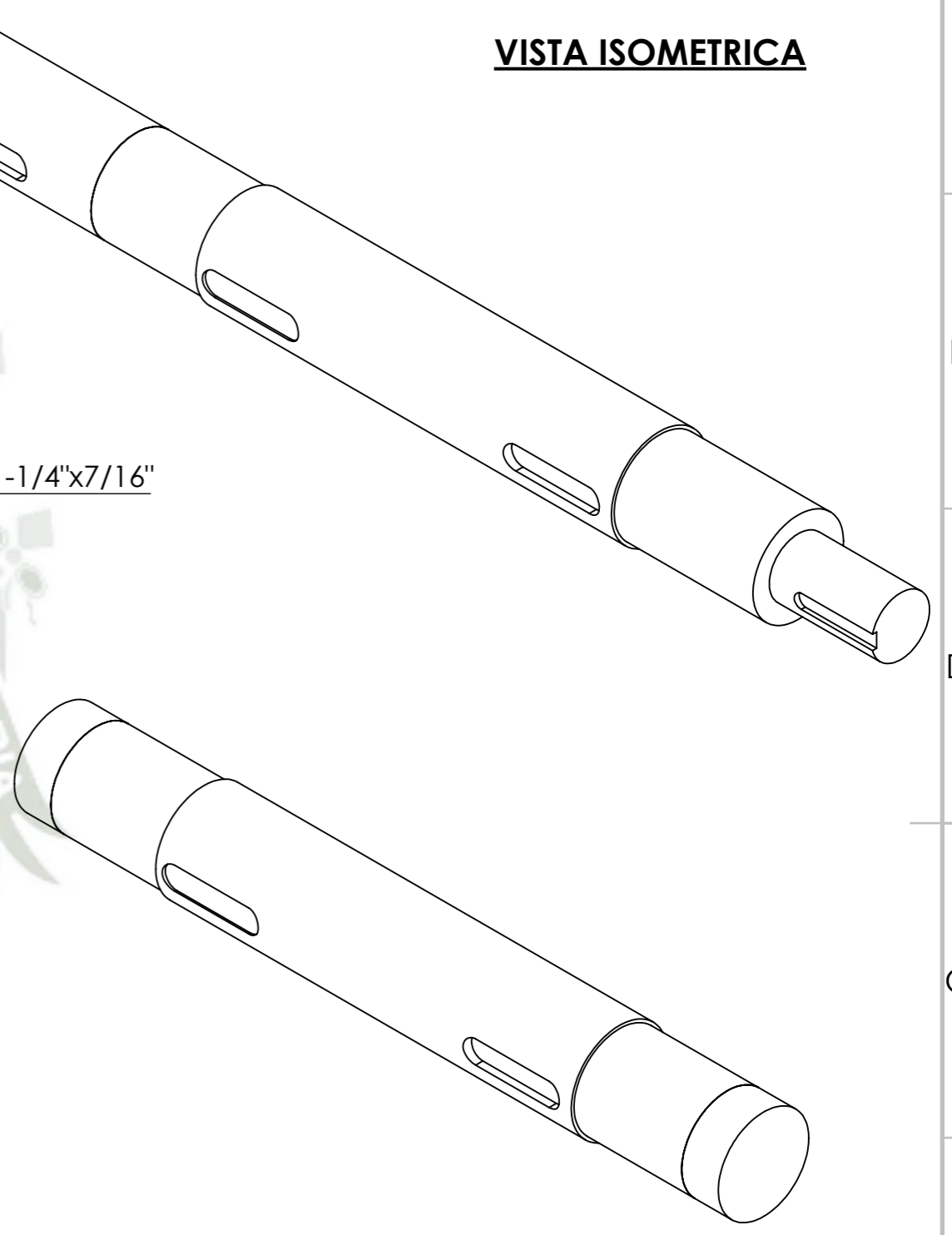
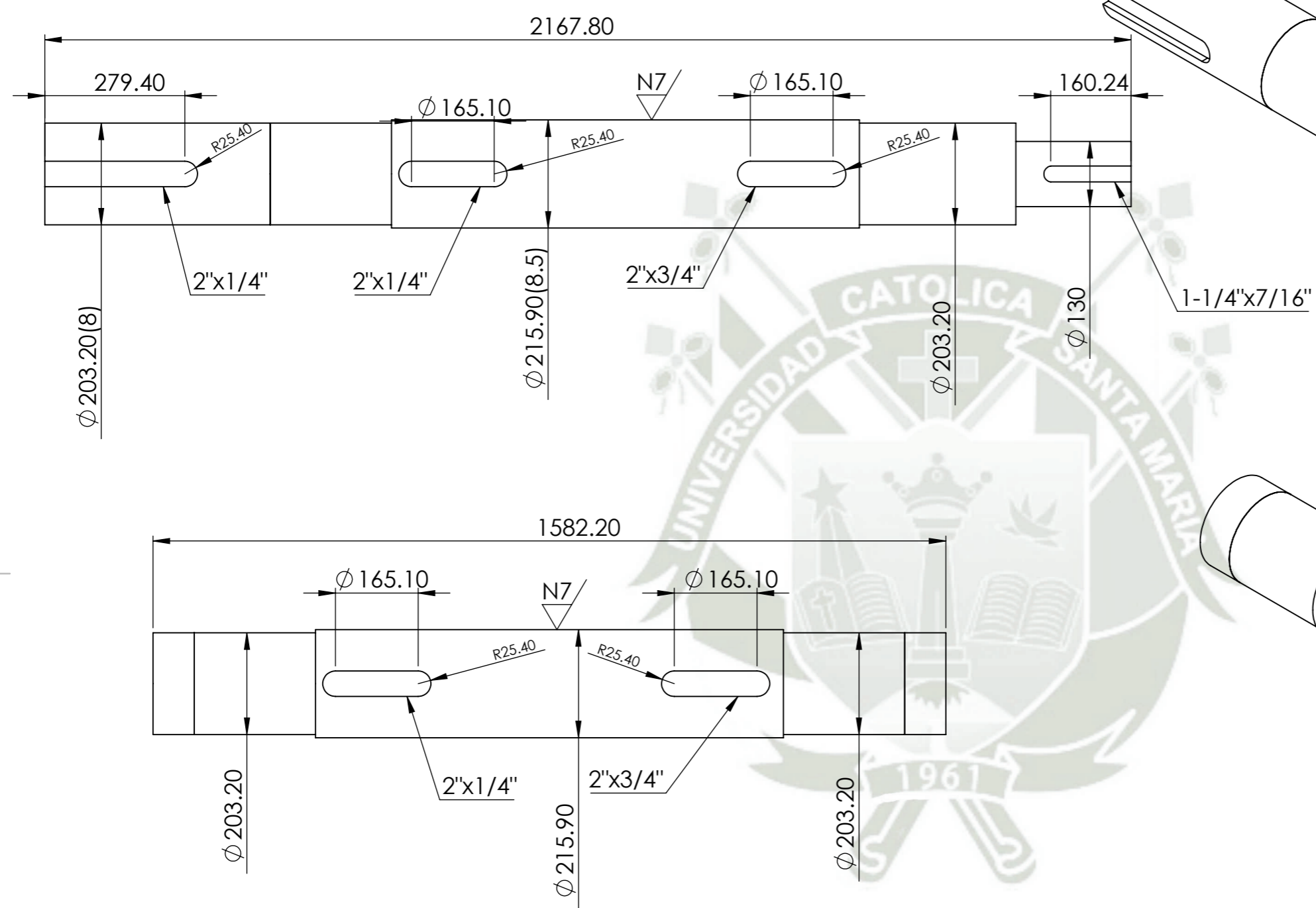
**NOTAS**

SISTEMA ISO-A

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE TUPER LOCK PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		16/29

**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA ISOMETRICA**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

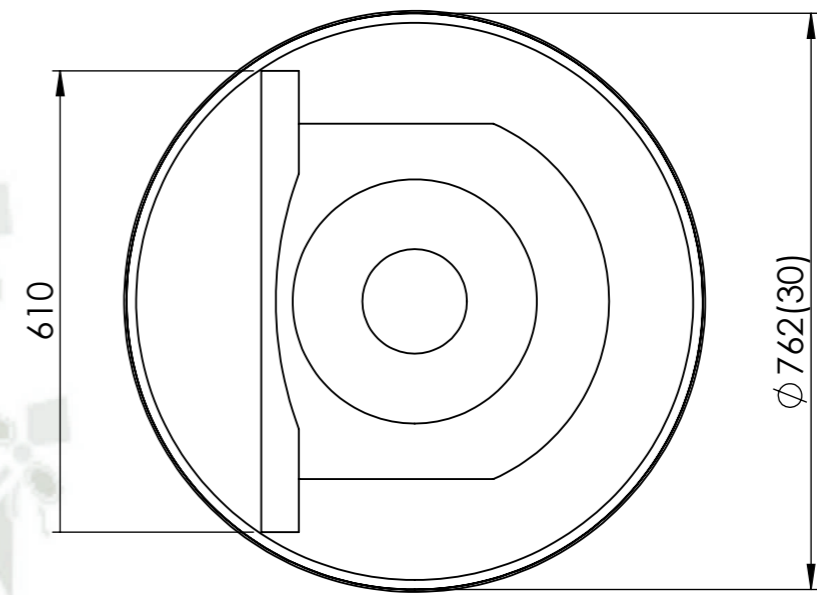
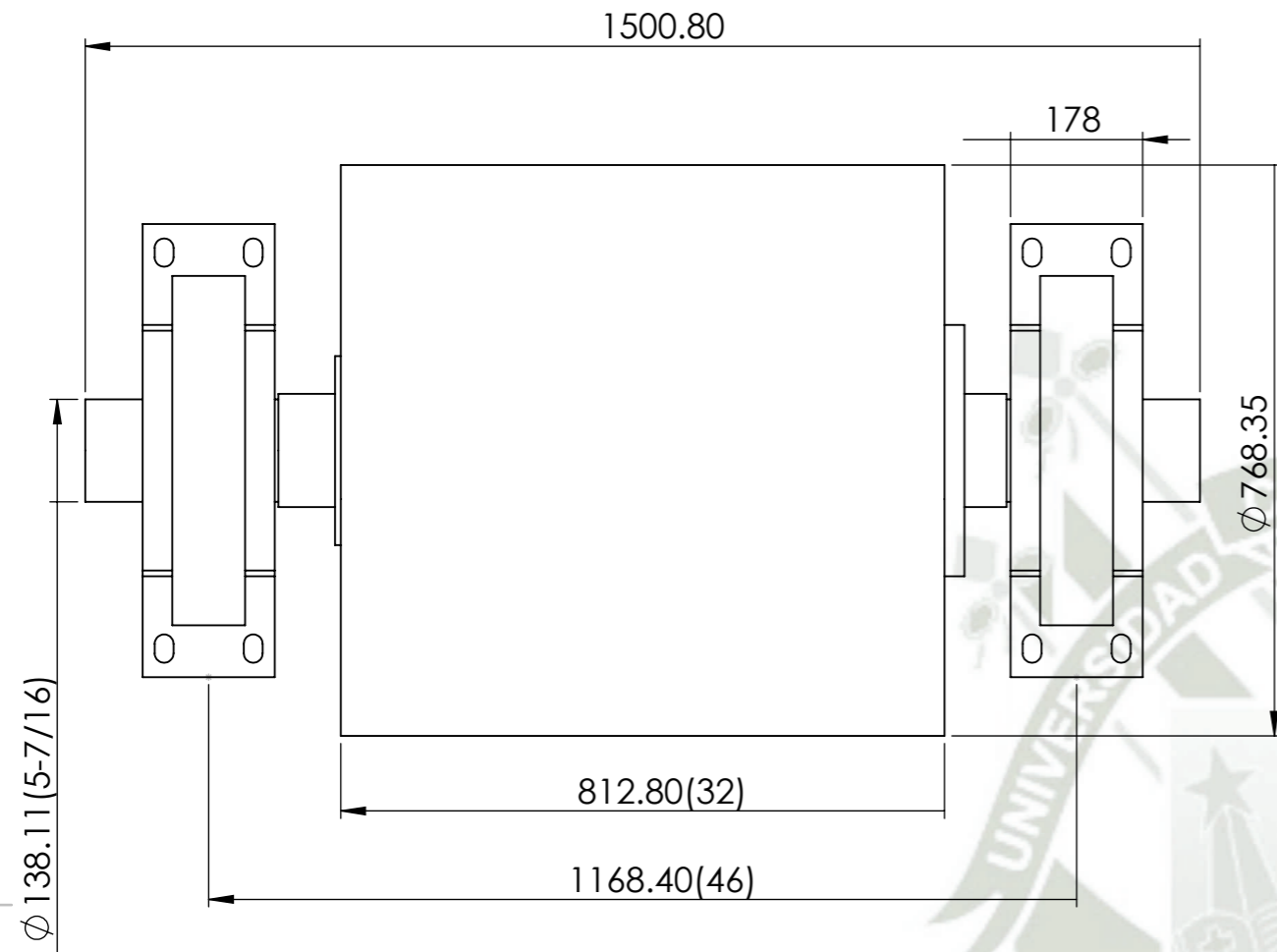
**MATERIAL SAE 1045**

**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE EJE PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		17/29

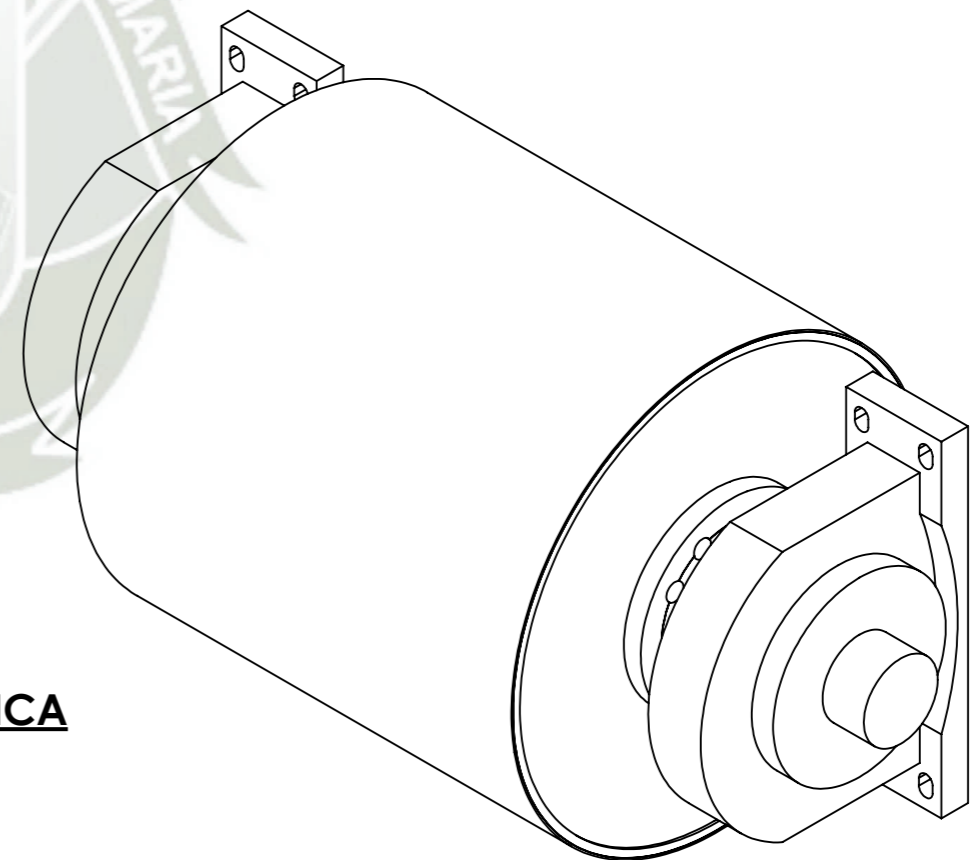
**VISTA DE ELEVACIÓN**

**VISTA LATERAL**



**POLEA DOBLADORA**

**VISTA ISOMETRICA**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

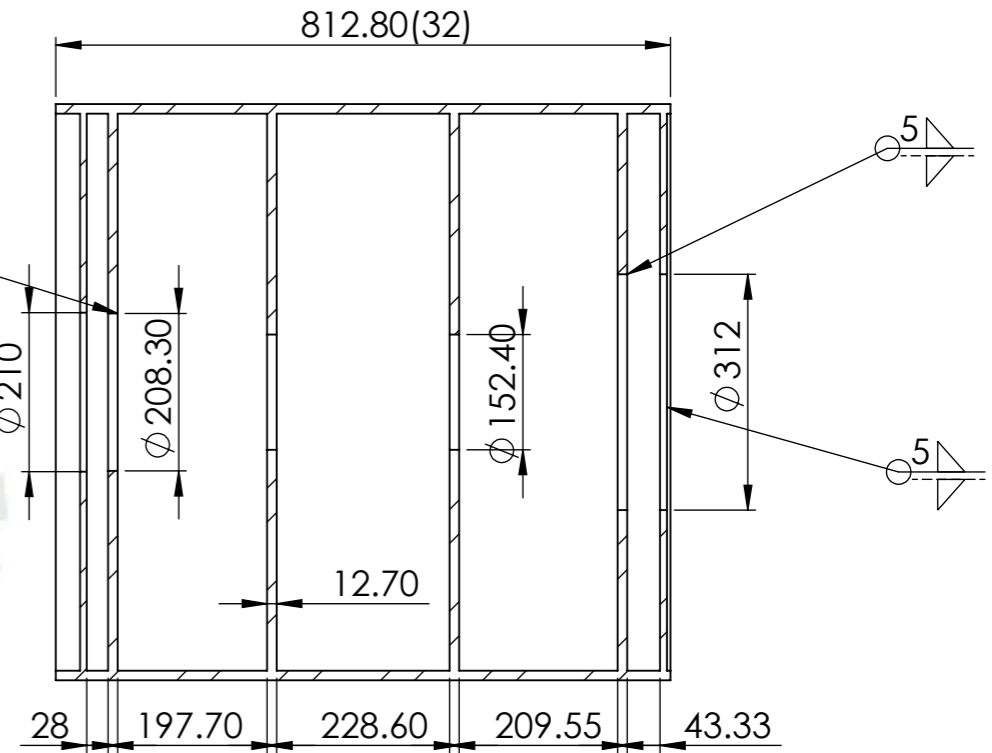
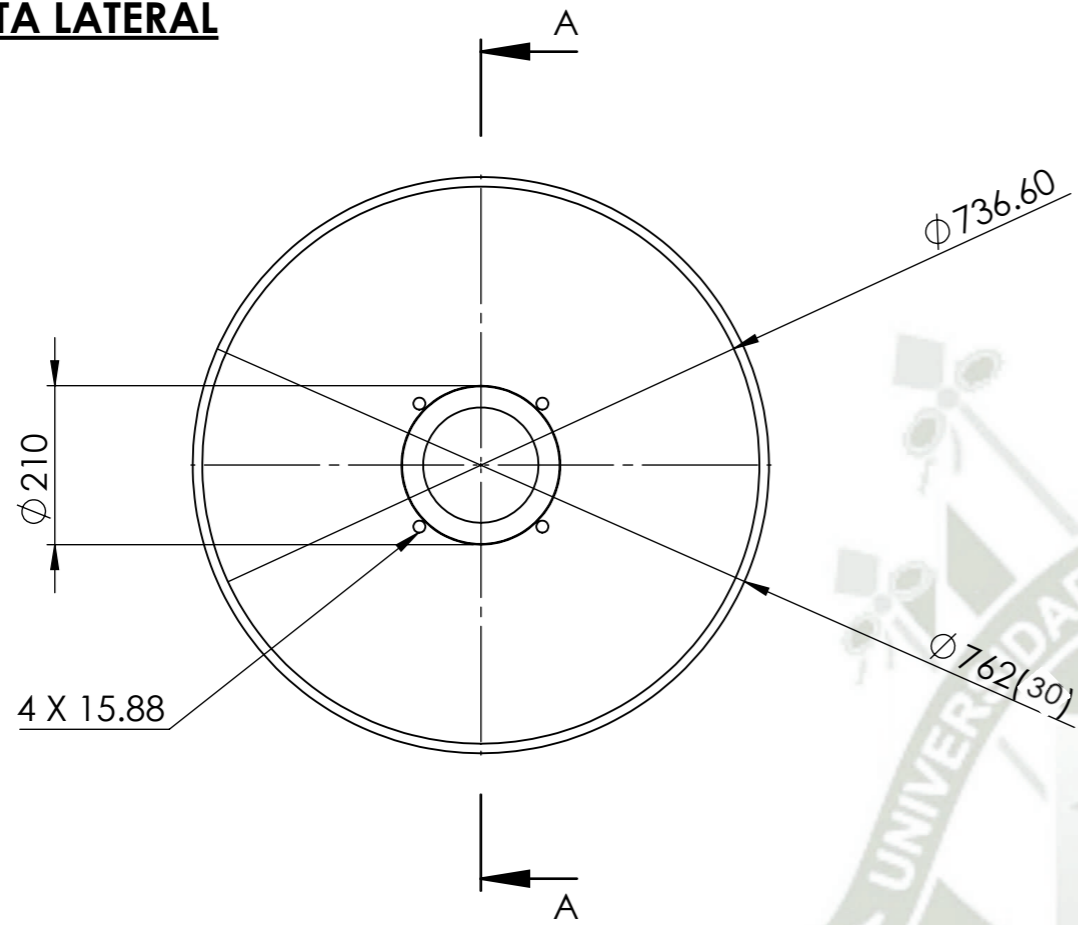
**PESOS DE LA POLEA MOTRIZ**

**EJE:** 155 KG  
**BUJES:** 75 KG  
**POLEA:** 306 KG  
**CHUMACERAS:** 213 KG  
**TOTAL:** 749 KG

**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO POLEA DOBLADORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		18/29

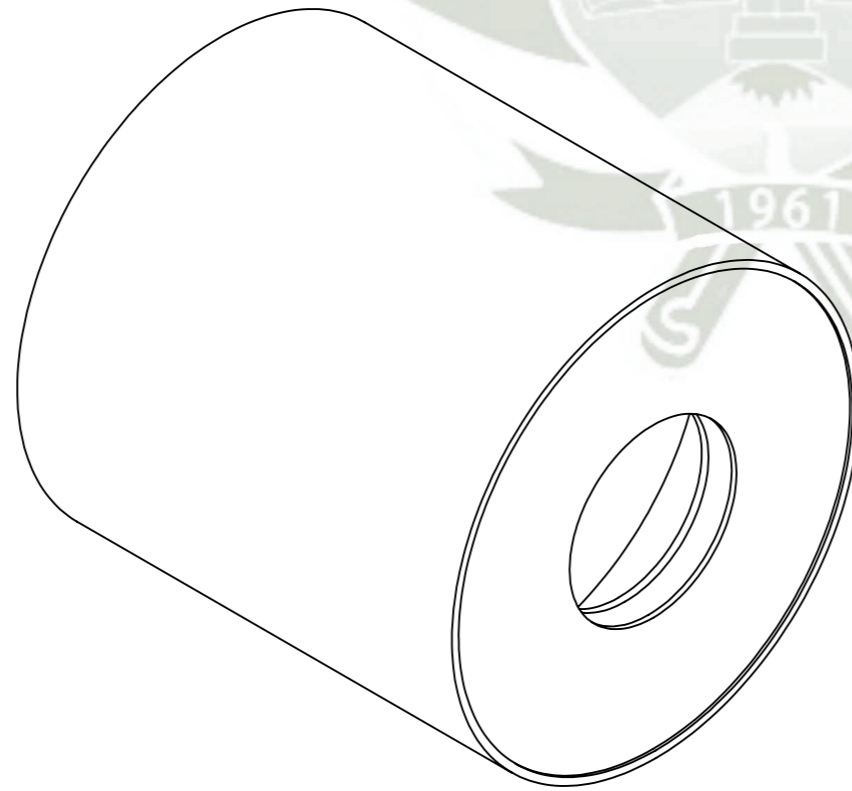
**VISTA LATERAL**



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

**VISTA ISOMETRICA**



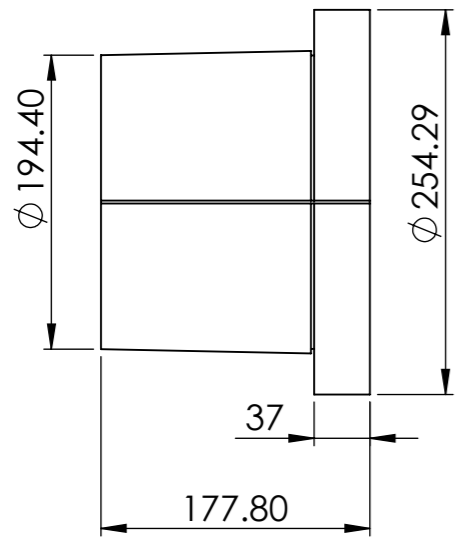
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

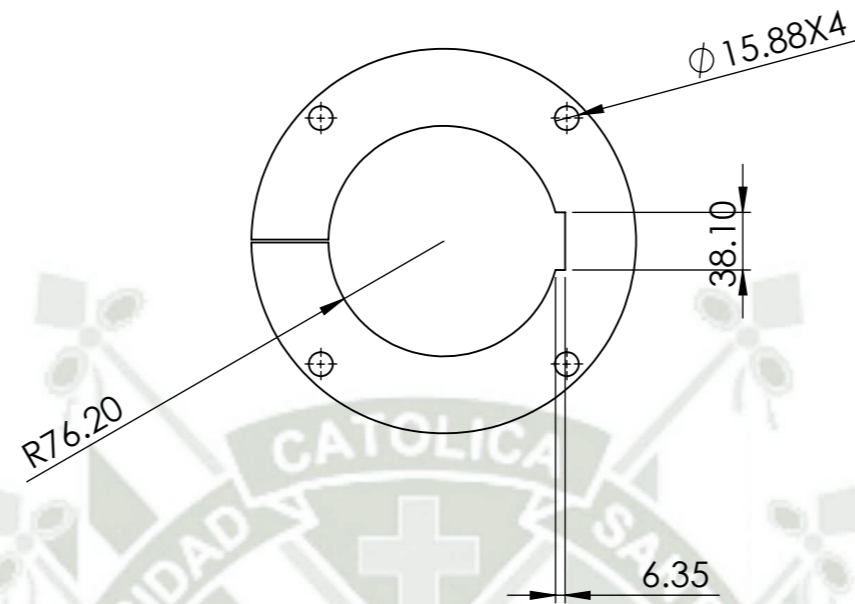
SISTEMA ISO-A

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE TAMBOR DE ACERO SOLDADO PARA POLEA DOBLADORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		19/29

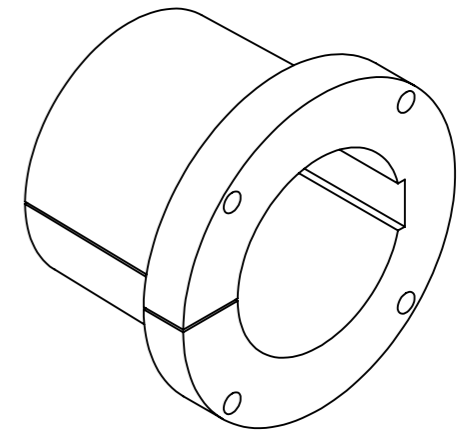
**VISTA DE ELEVACIÓN**



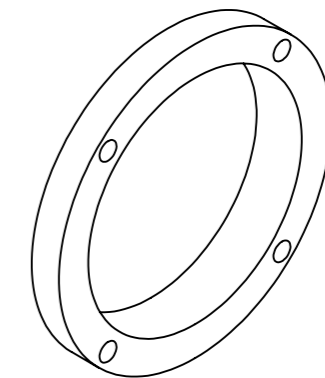
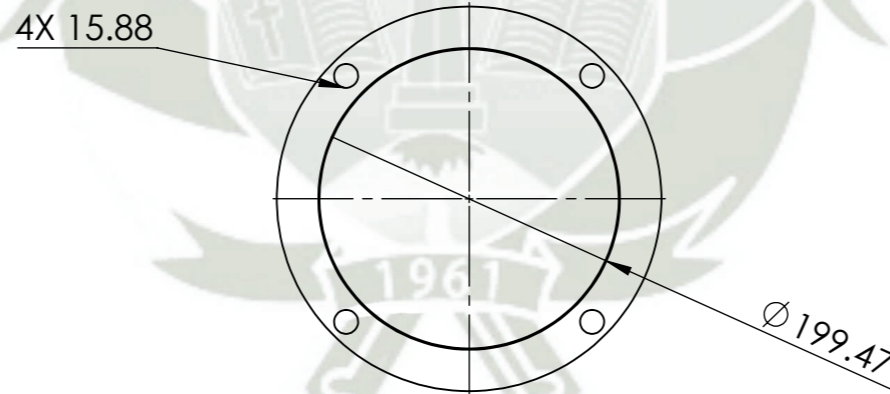
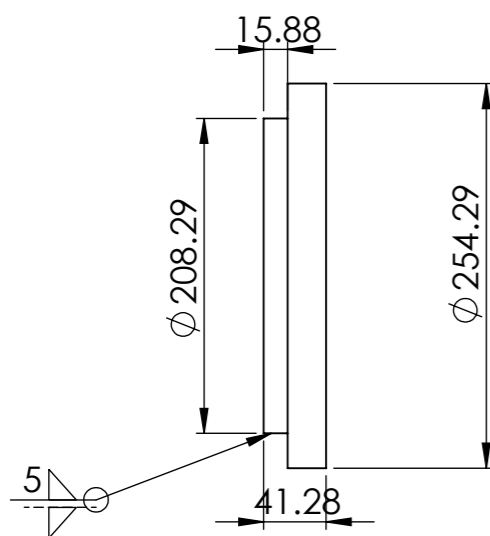
**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**BUJE QD POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**



**MASA PARA SOLDAR BUJE QD PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

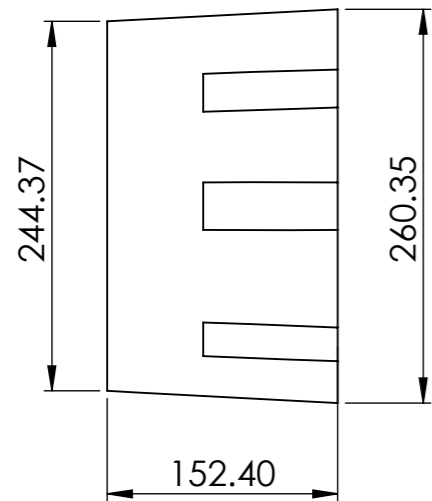
La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

**NOTAS**

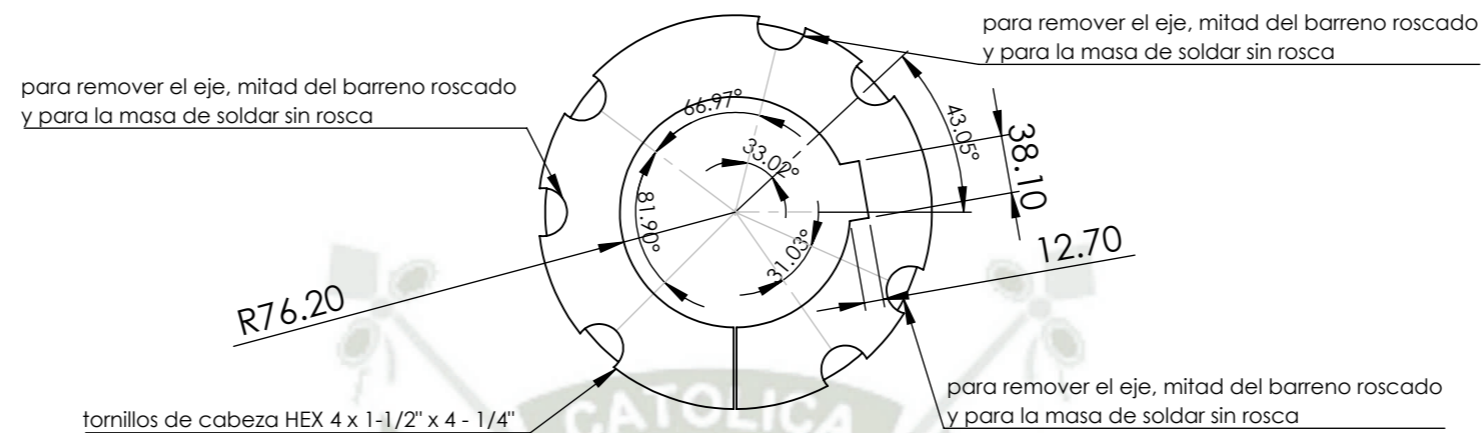
SISTEMA ISO-A

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE QD PARA POLEA DOBLADORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		20/29

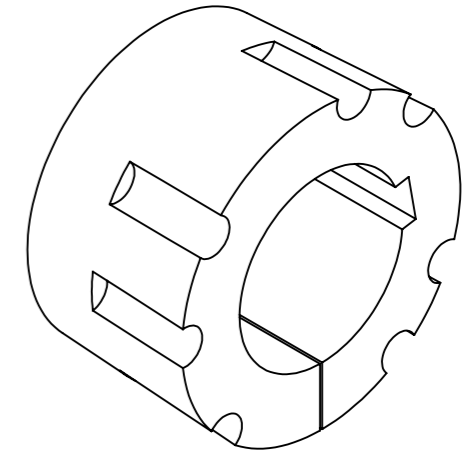
**VISTA DE ELEVACIÓN**



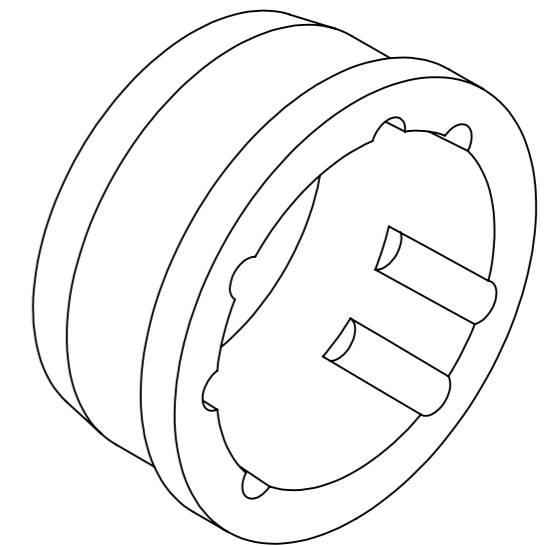
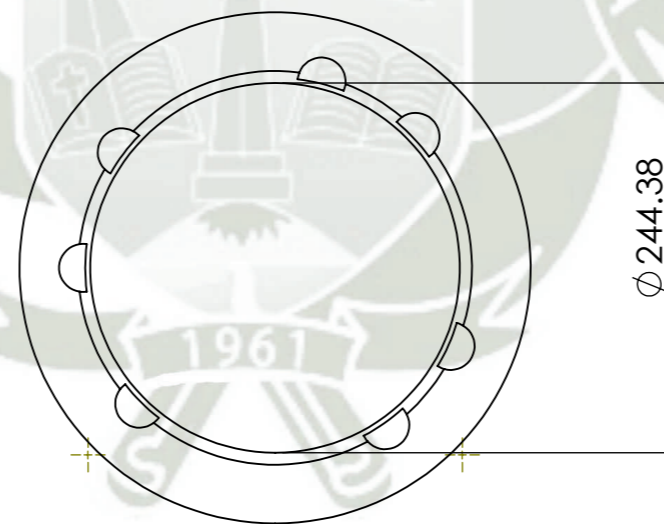
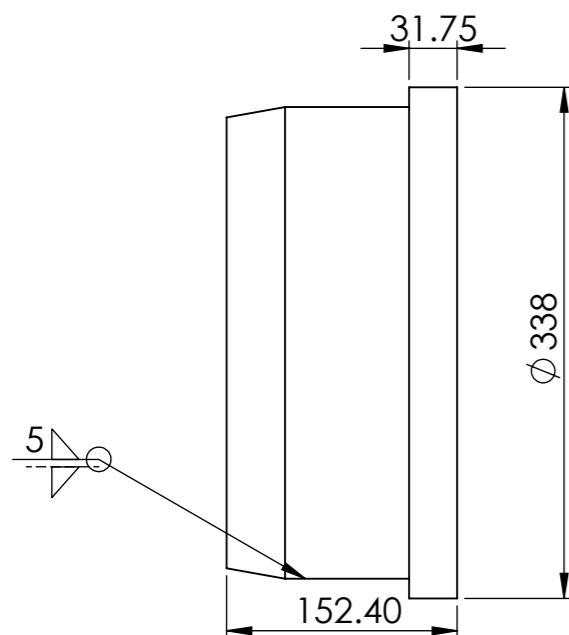
**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



**BUJE TUPER LOCK POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**



**MASA PARA SOLDAR BUJE TUPER LOCK PARA POLEA MOTRIZ, DE COLA Y TENSORA**

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones empernadas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

La parte señalada con cota de soldar sera la parte que se soldara a la polea

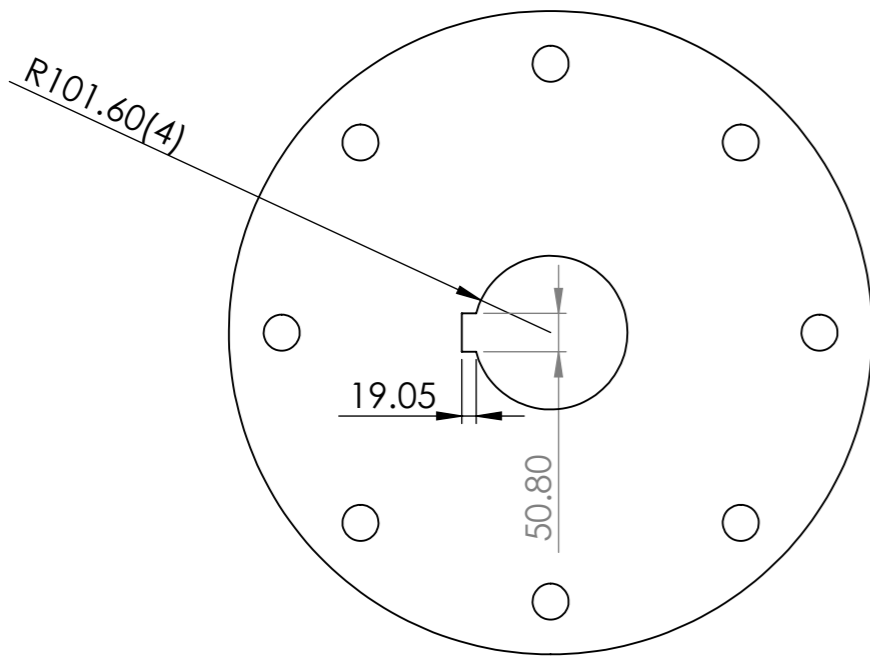
**NOTAS**

SISTEMA ISO-A

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE MASA DE SOLDAR Y BUJE TUPER LOCK PARA POLEA DOBLADORA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		21/29

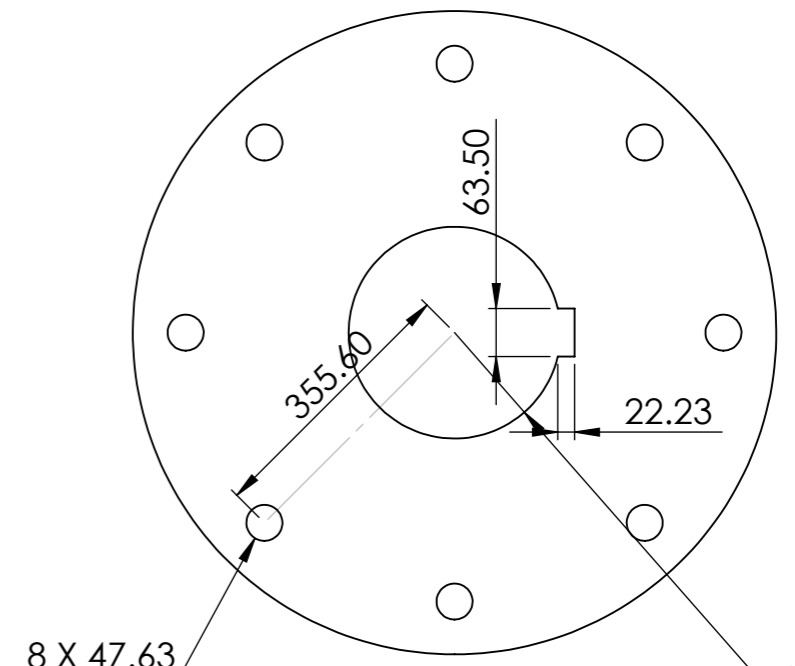
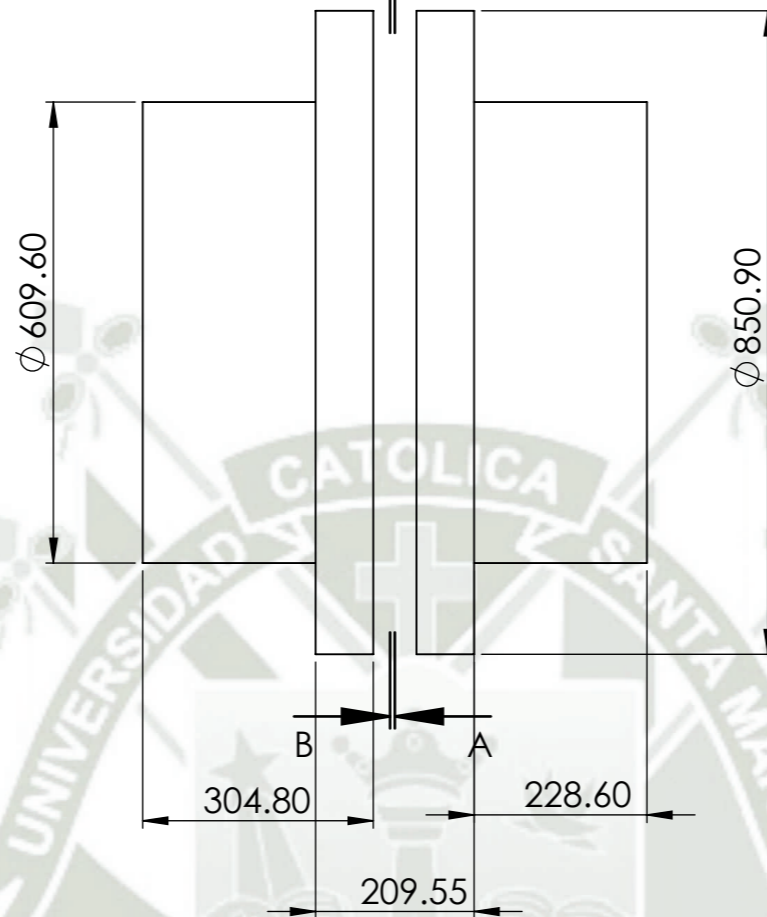


**VISTA DE ELEVACIÓN**



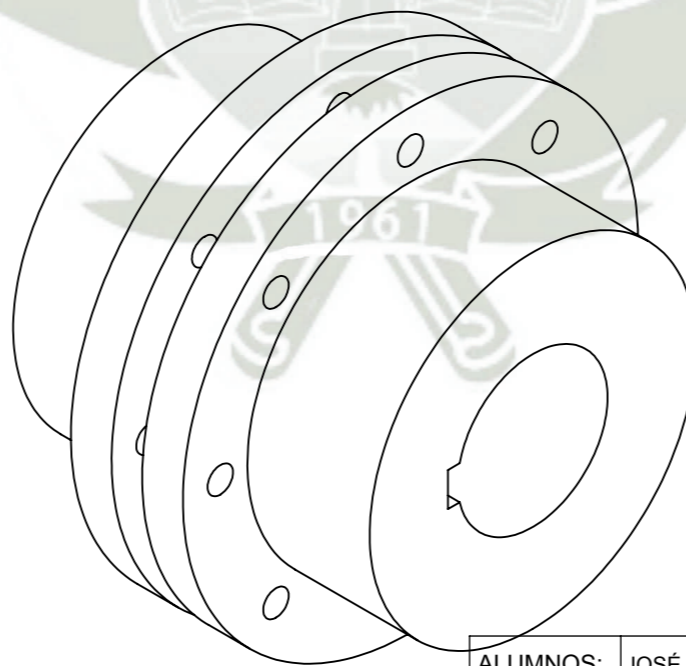
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

B A



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 10

**VISTA ISOMETRICA**



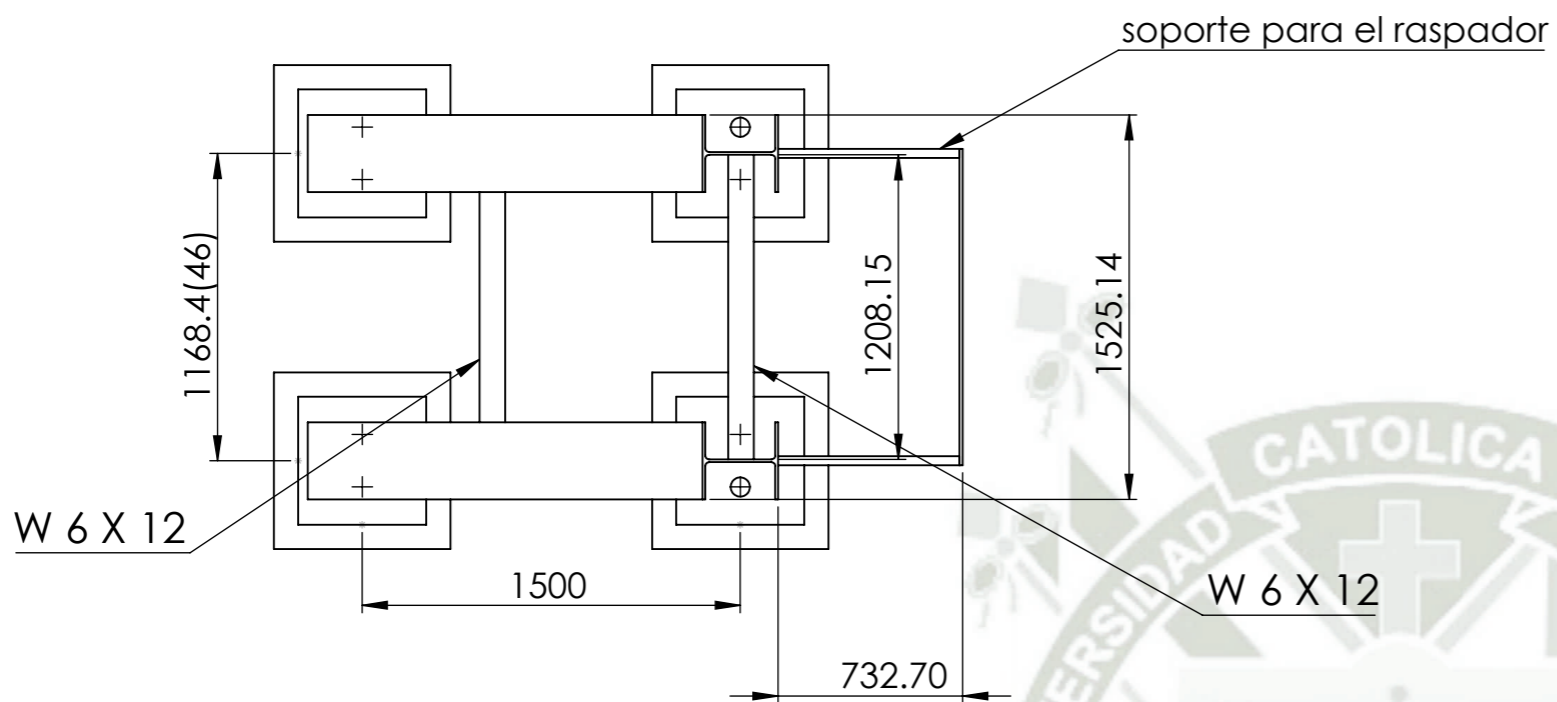
SISTEMA ISO-A

1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

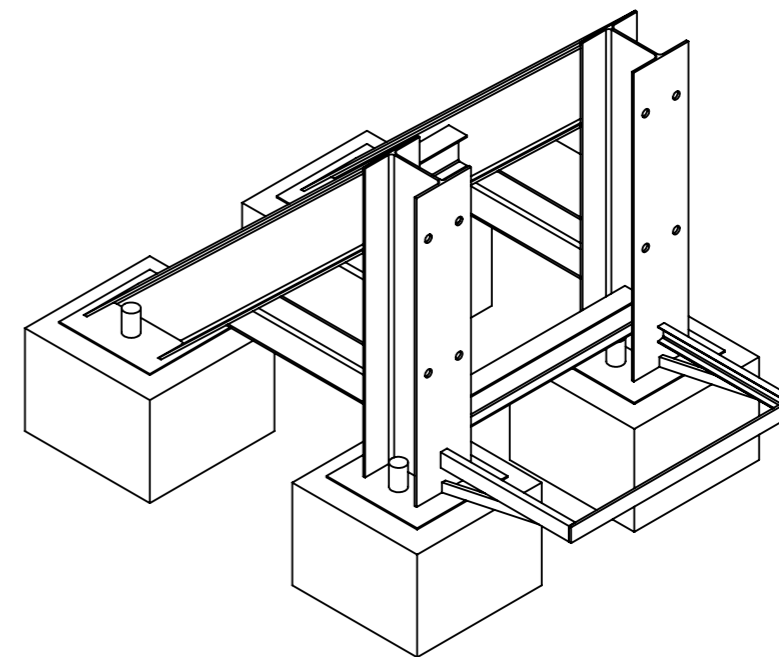
**NOTAS**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE COPLE ENTRE POELA MOTRIZ Y MOTOR		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		23/29

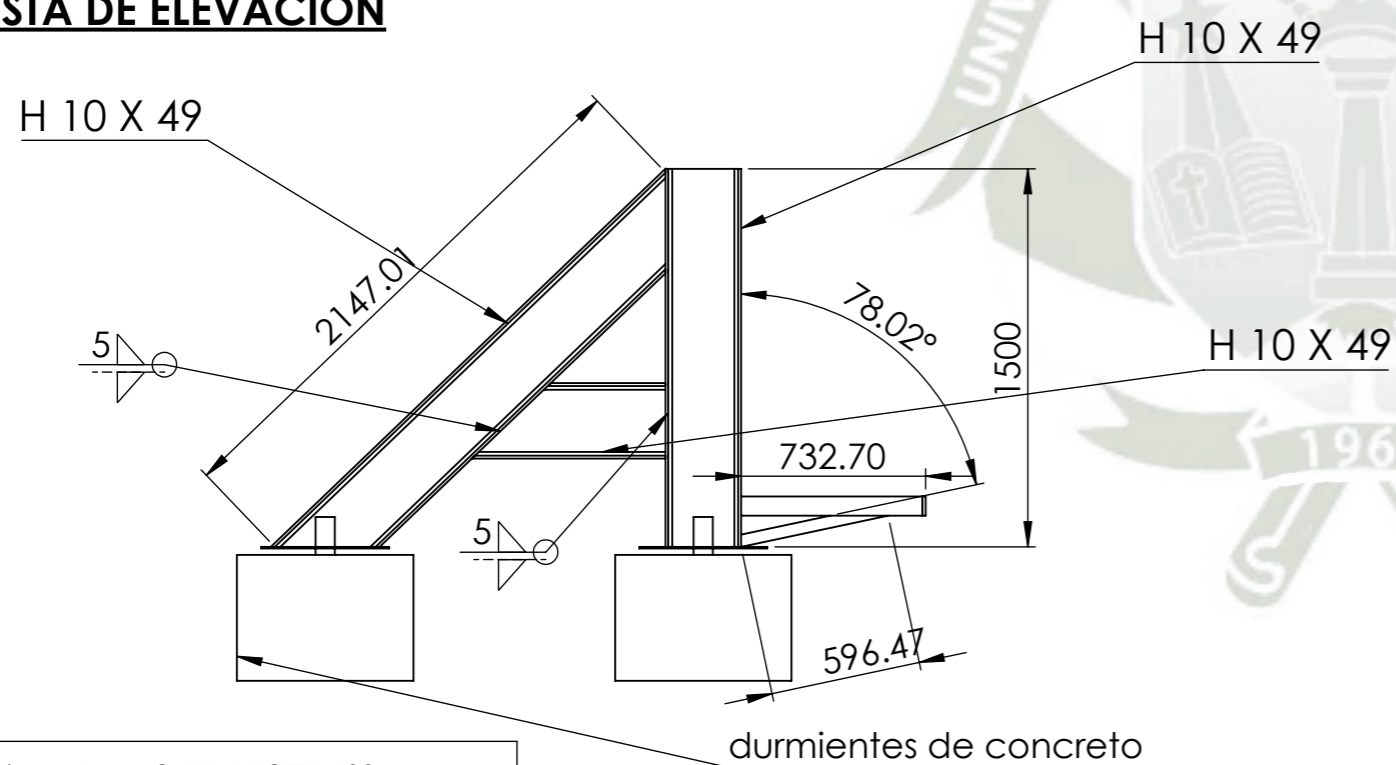
**VISTA DE PLANTA**



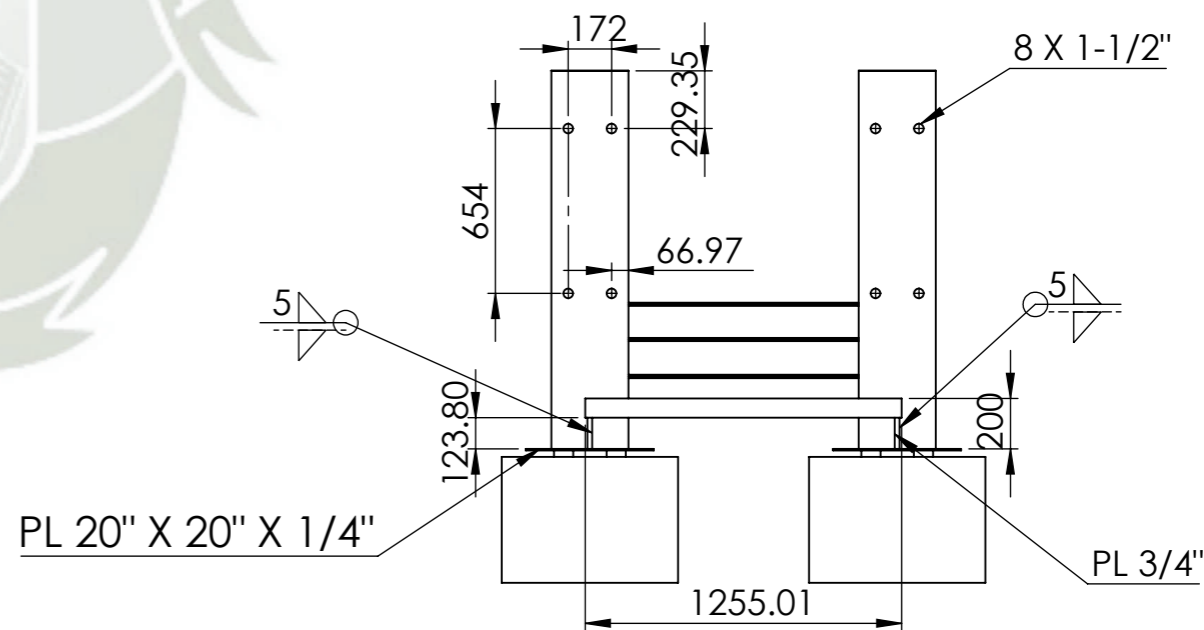
**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**



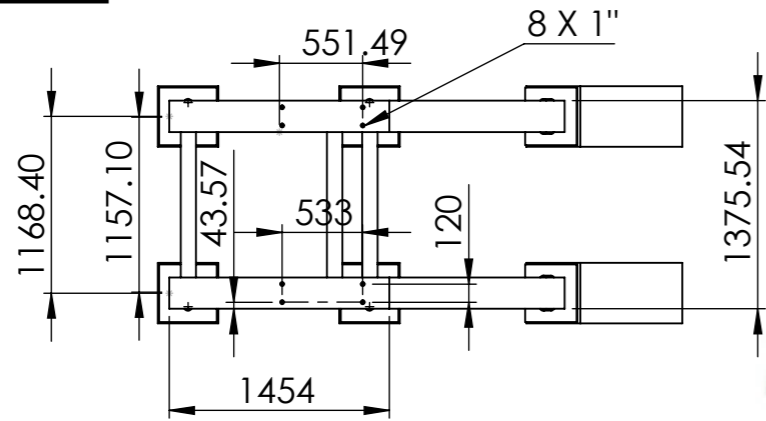
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

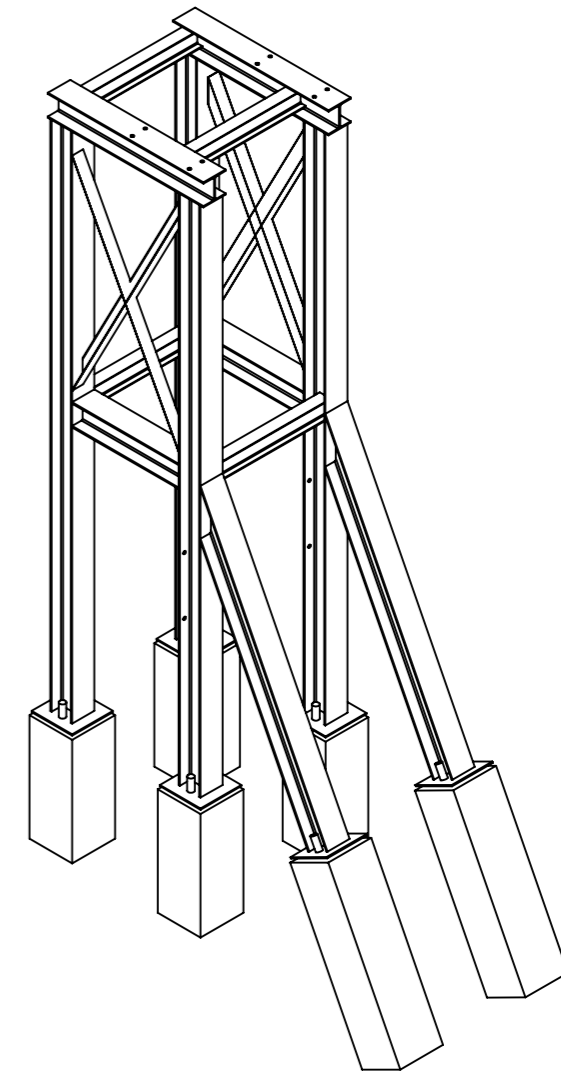
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MARIÁ</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE ESTRUCTURA PARA POLEA MOTRIZ Y DE COLA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		24/29

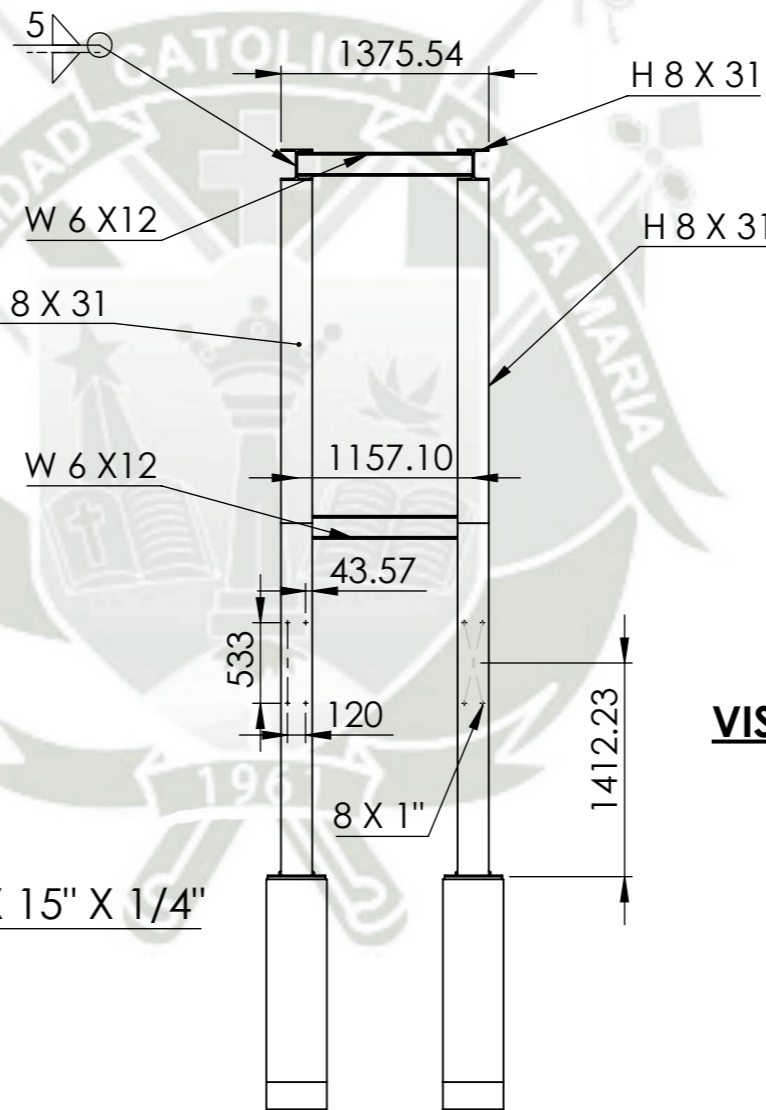
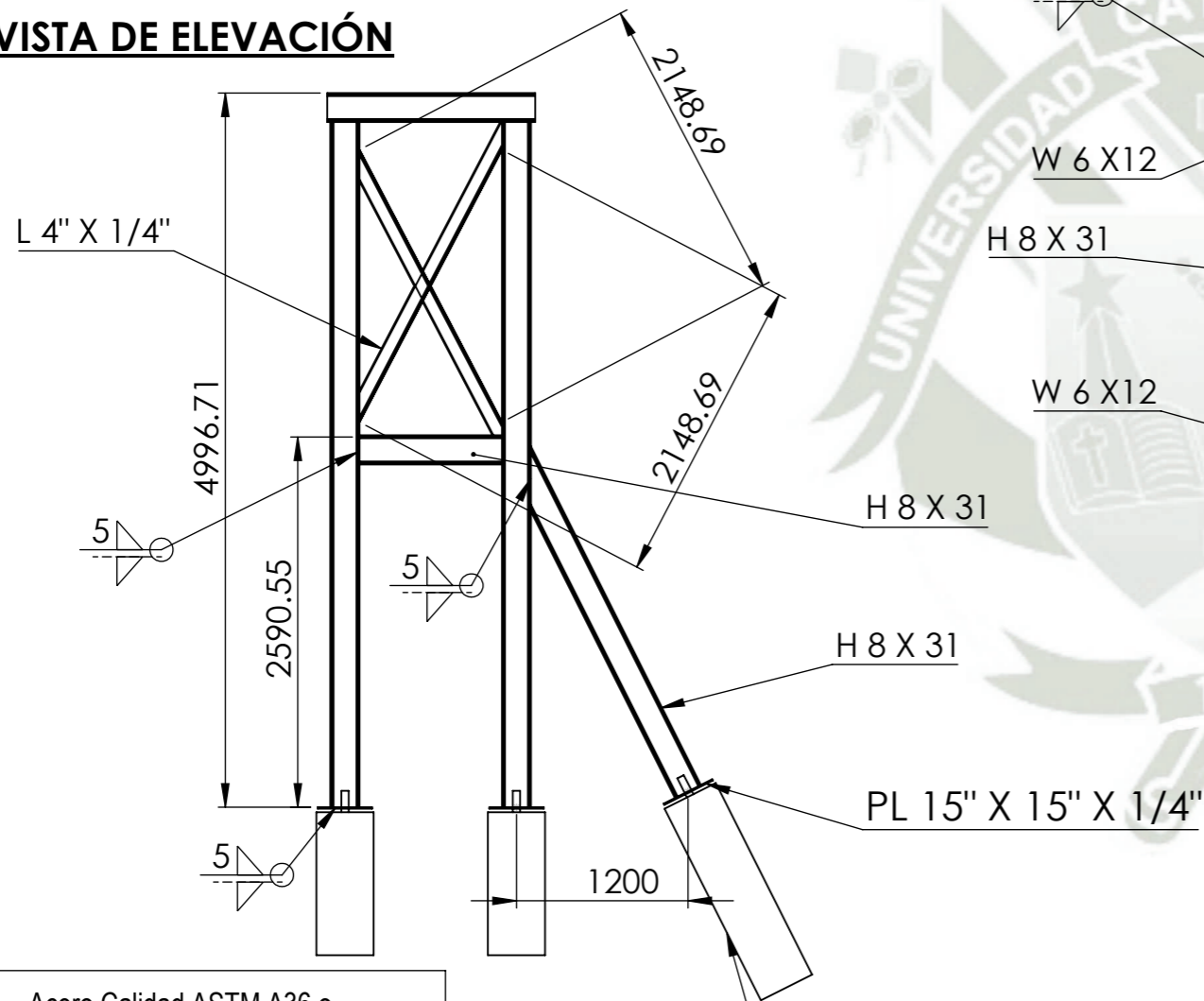
**VISTA DE PLANTA**



**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**

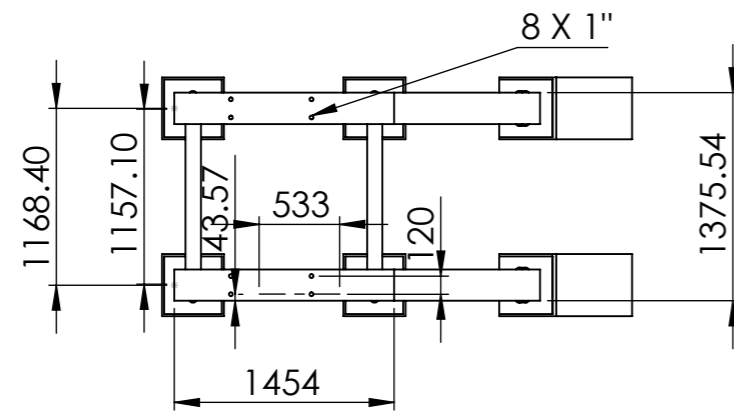
1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**NOTAS**

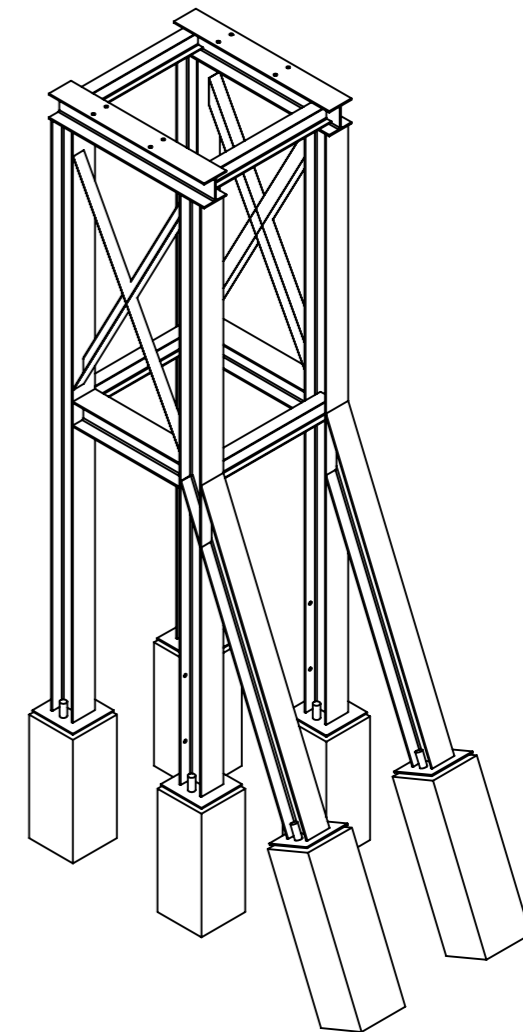
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	FECHA:	01/06/19	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
REVISADO:				
ESCALA:	PLANO DE ESTRUCTURA PARA POLEAS DOBLADORAS CONFIG 1			NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km			25/29

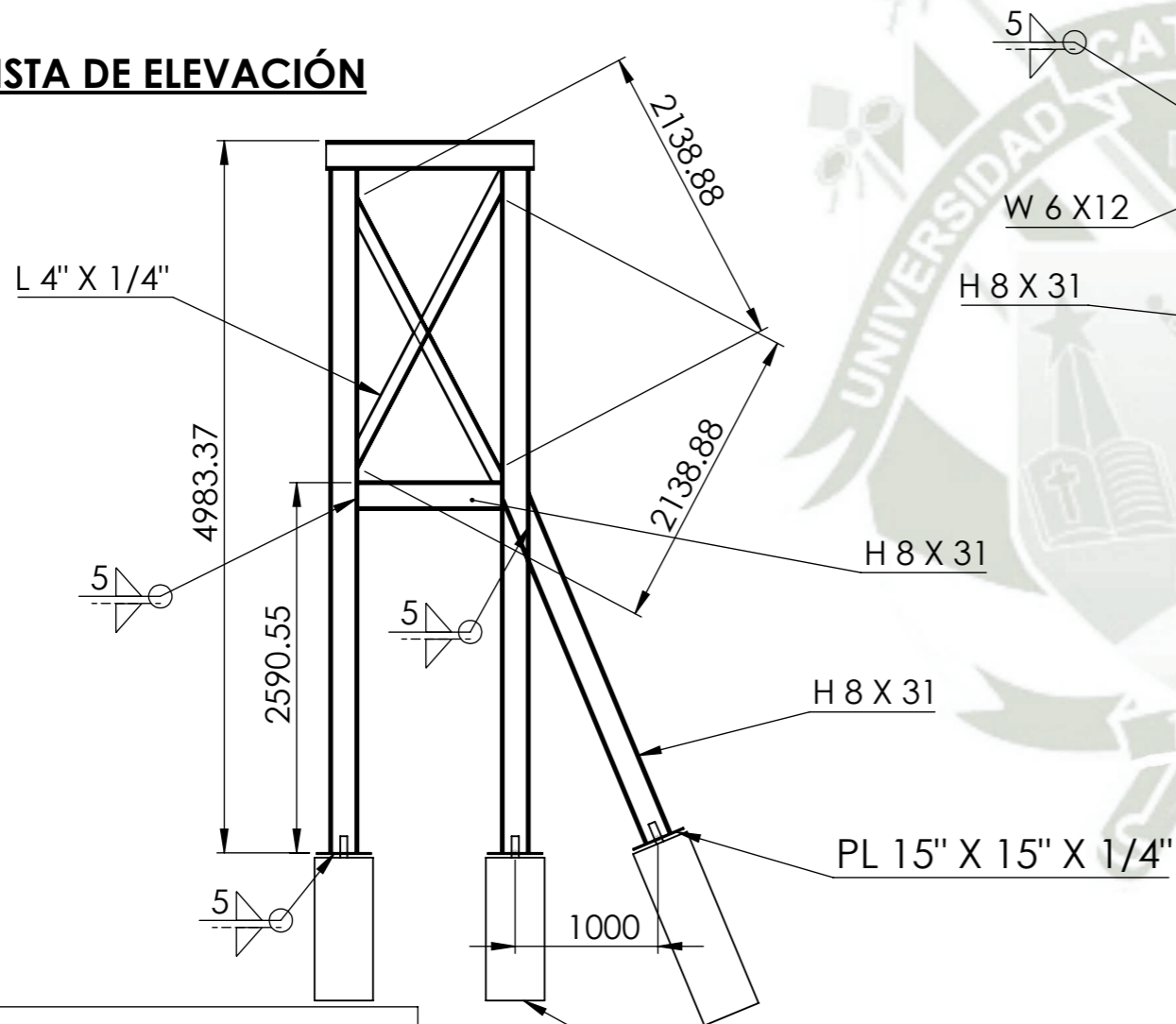
**VISTA DE PLANTA**



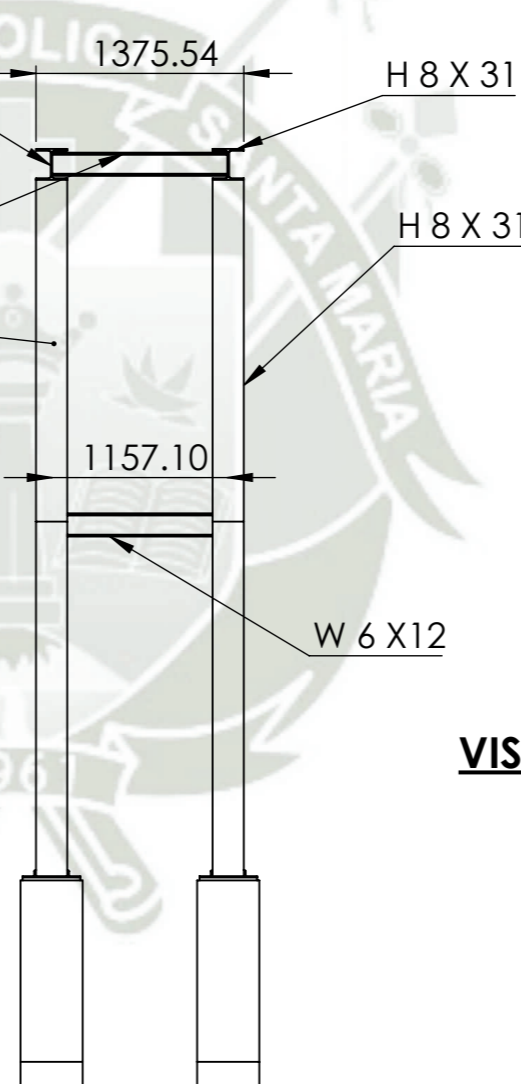
**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

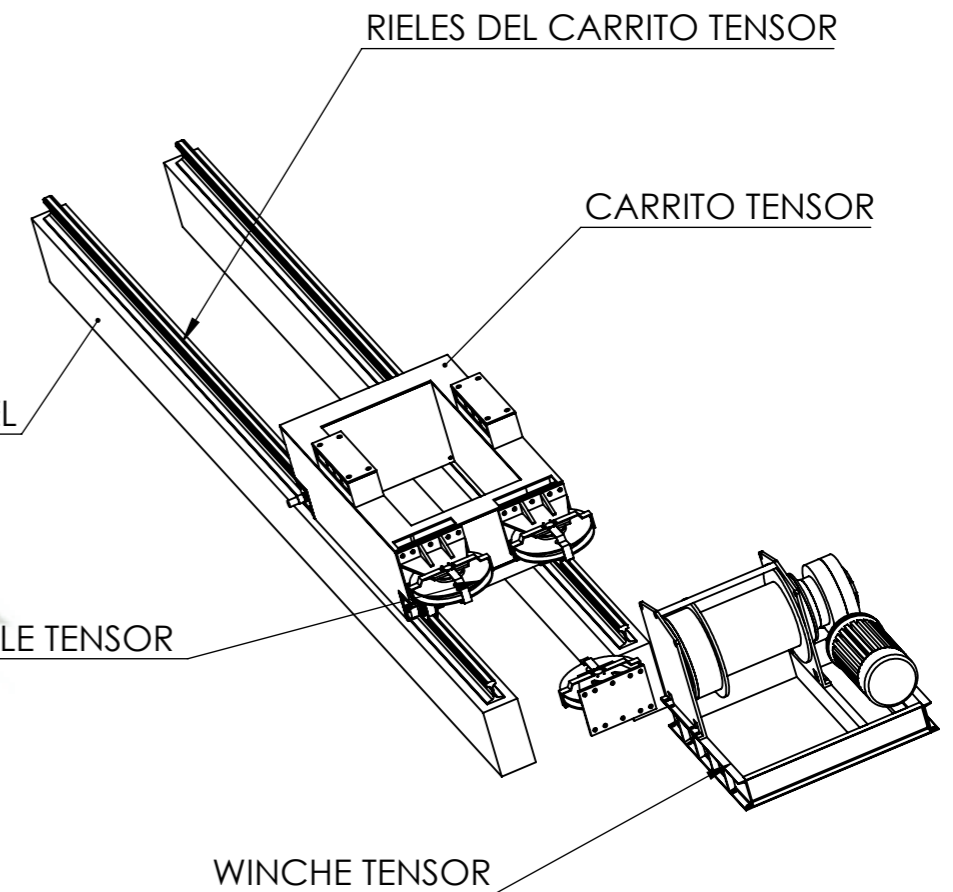
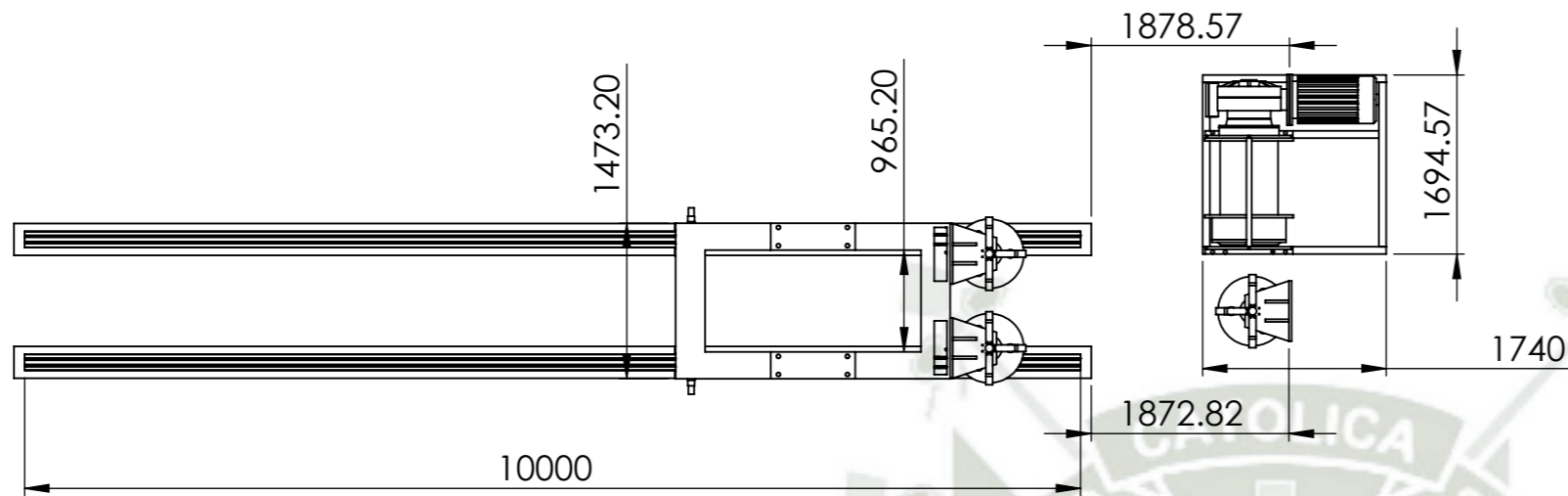
**NOTAS**

**SISTEMA ISO-A**

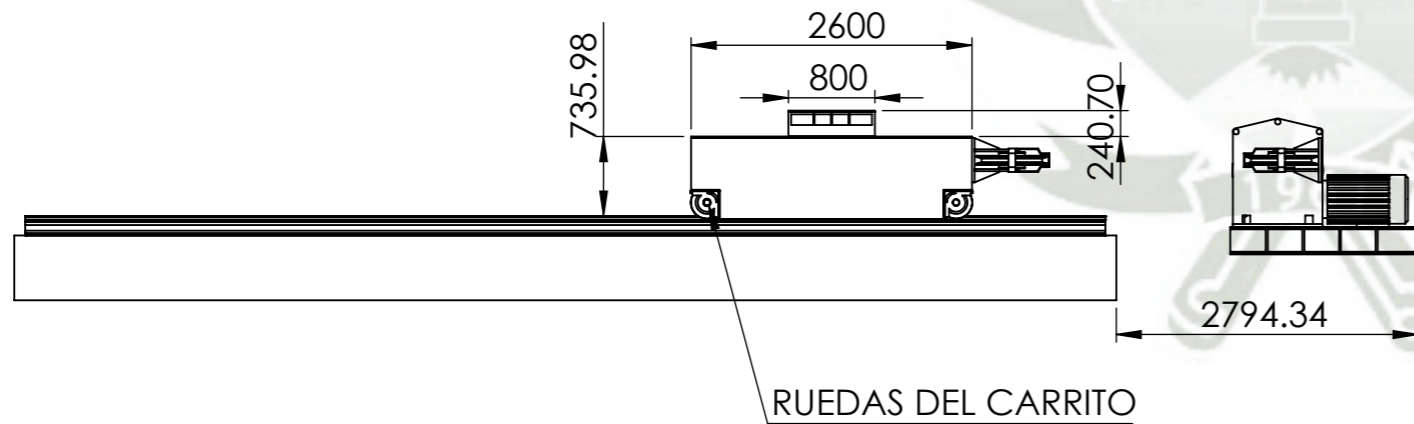
ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	FECHA:	01/06/19	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
REVISADO:				
ESCALA:	PLANO DE ESTRUCTURA PARA POLEAS DOBLADORAS CONFIG 2			NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km			26/29

**VISTA DE PLANTA**

**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

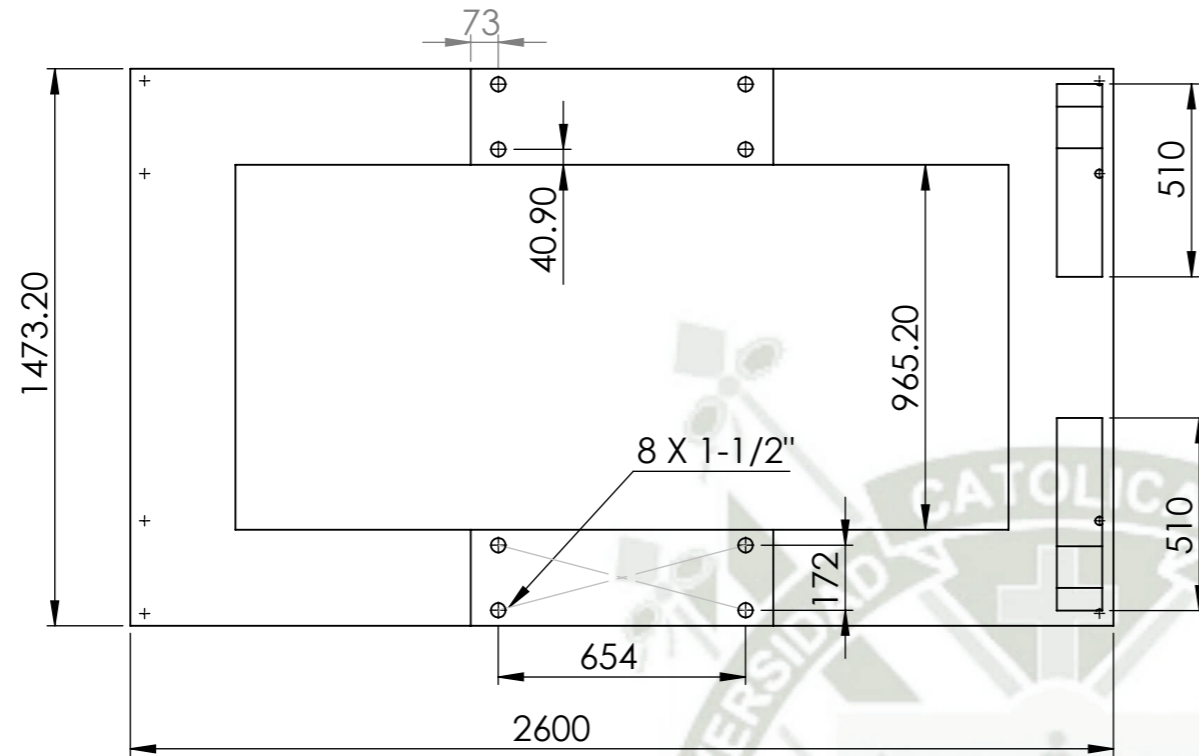
**PARA MAYOR INFORMACIÓN ACERCA DEL WINCHE, POLEAS, RIELES Y RUEDAS DEL CARRITO VER MEMORIA DE CÁLCULO EN LA TESIS Y ANEXOS**

**NOTAS**

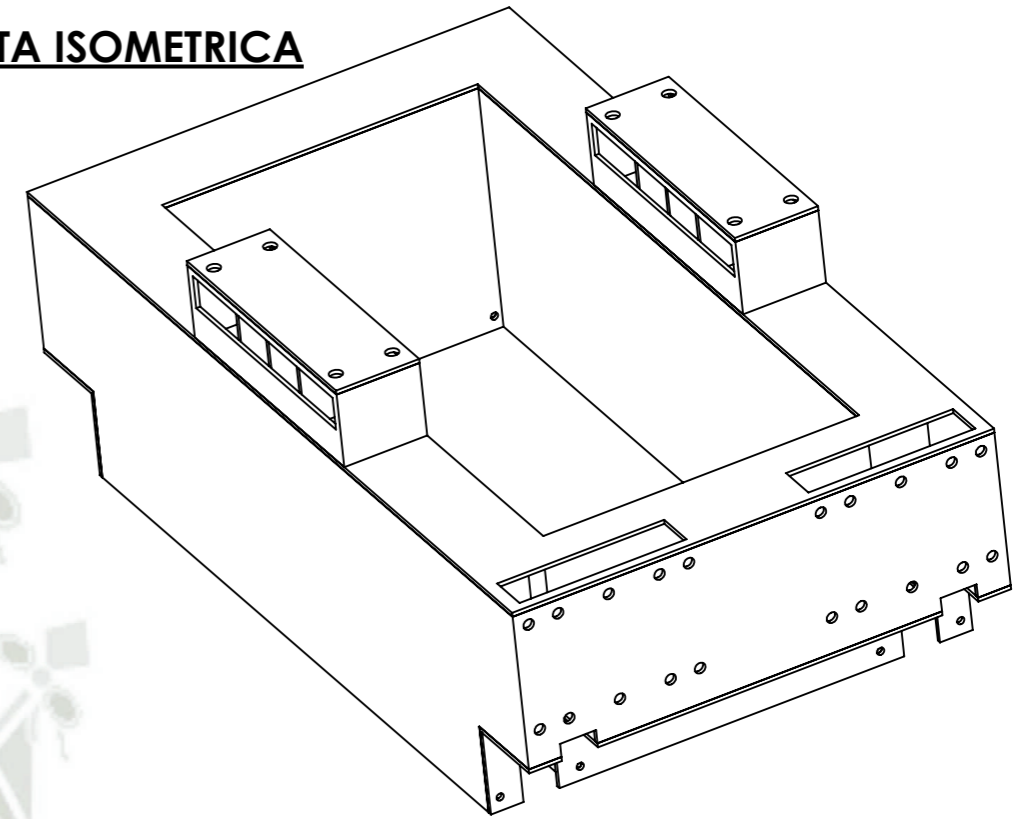
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE ENSAMBLE DEL SISTEMA TENSOR		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		
		NRO. DE PLANO	27/29

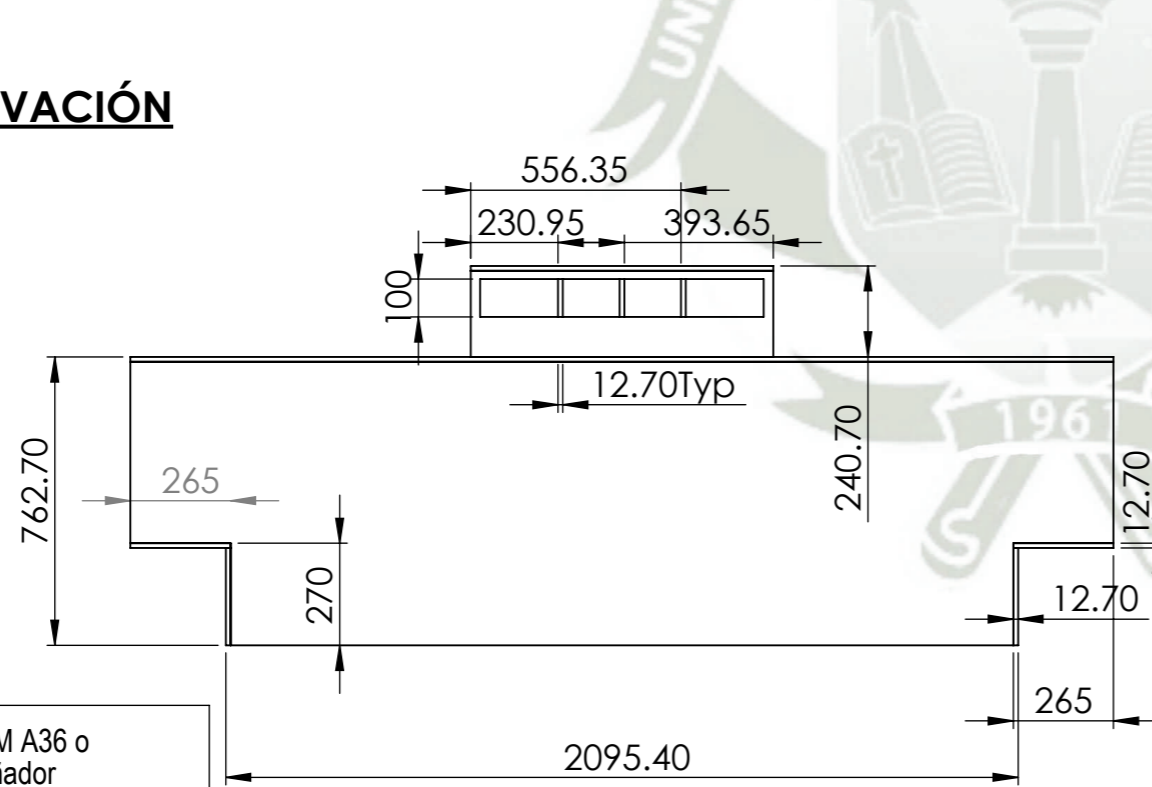
**VISTA DE PLANTA**



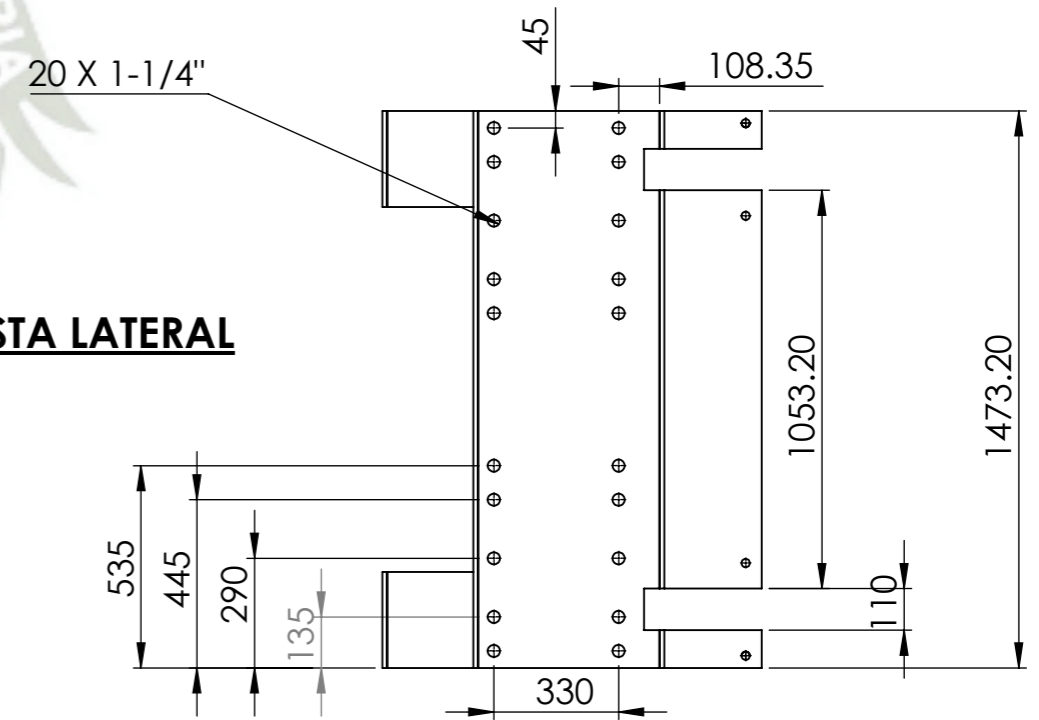
**VISTA ISOMETRICA**



**VISTA DE ELEVACIÓN**



**VISTA LATERAL**



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

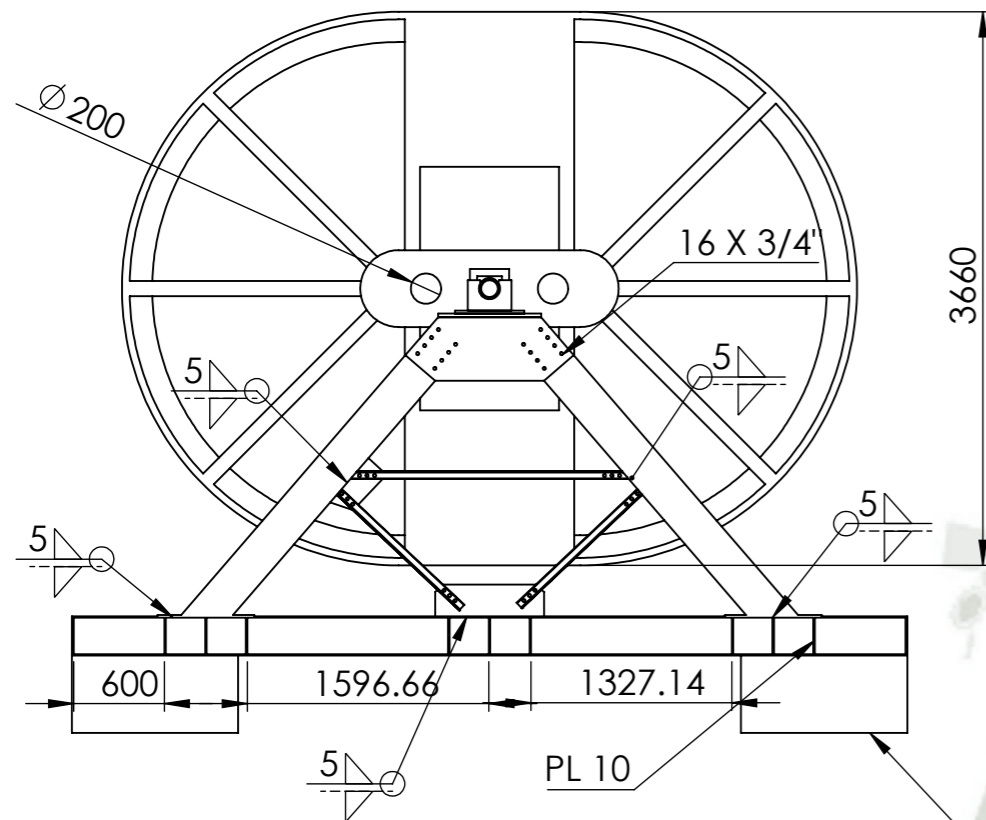
**NOTAS**

**EL CARRITO ESTA CONSTRUIDO CON PLANCHAS DE 1/2"**

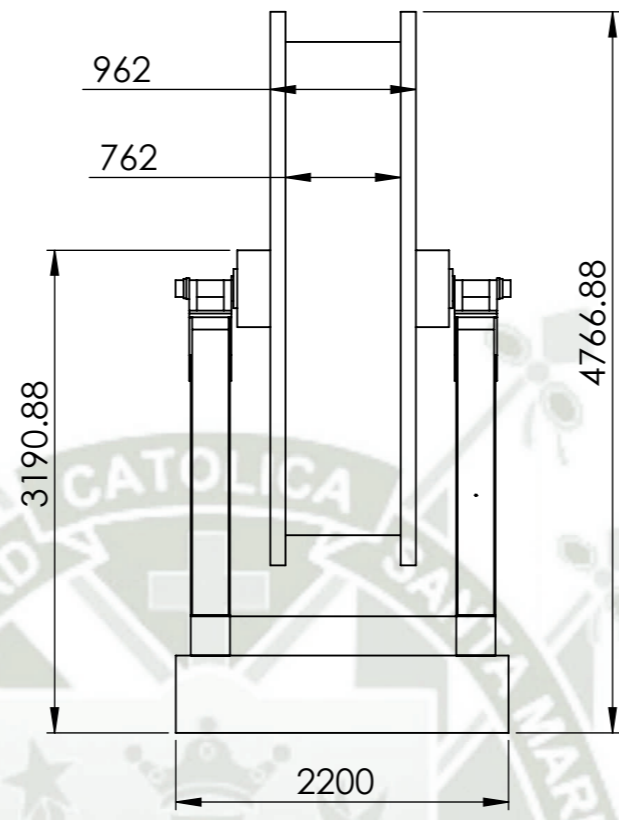
**SISTEMA ISO-A**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DEL CARRITO PARA EL SISTEMA TENSOR		
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		
			NRO. DE PLANO
			<b>28/29</b>

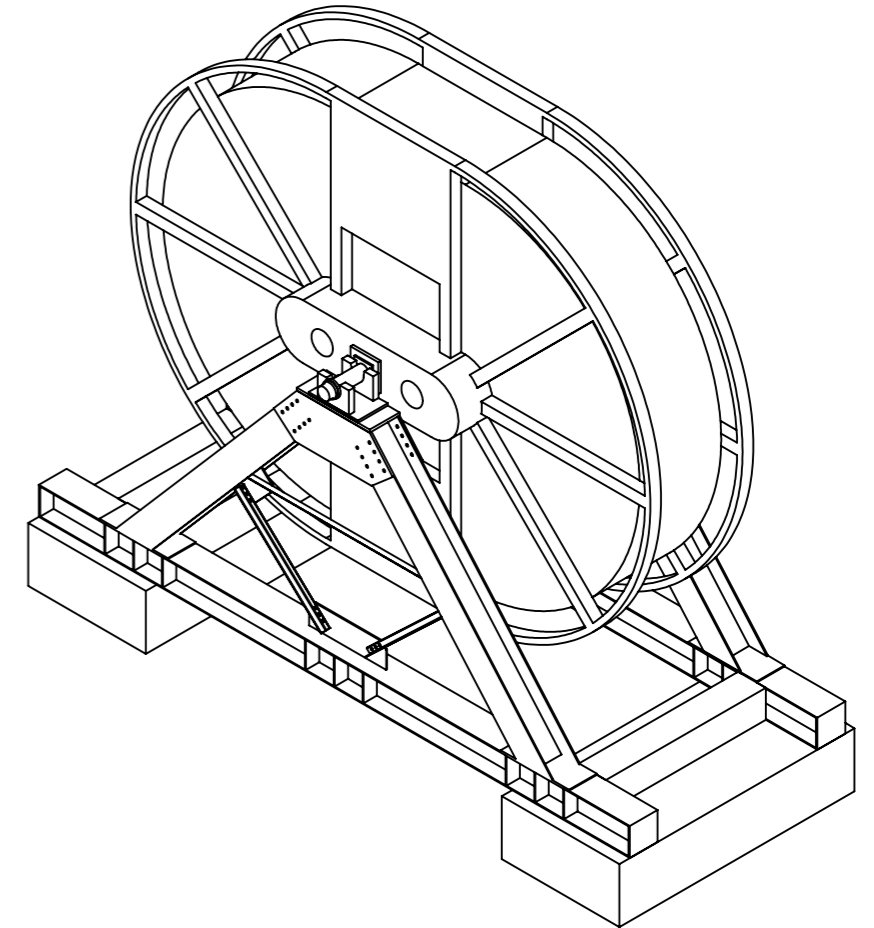
**VISTA DE ELEVACIÓN**



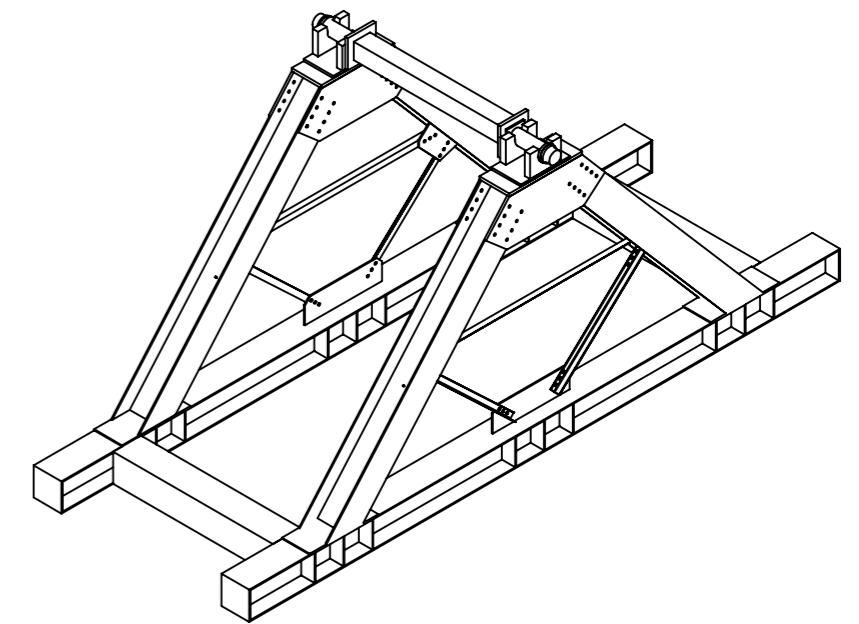
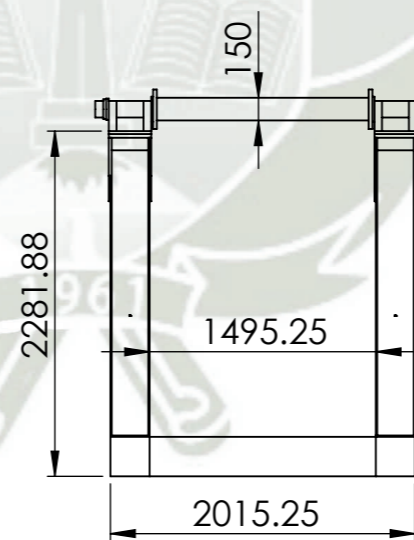
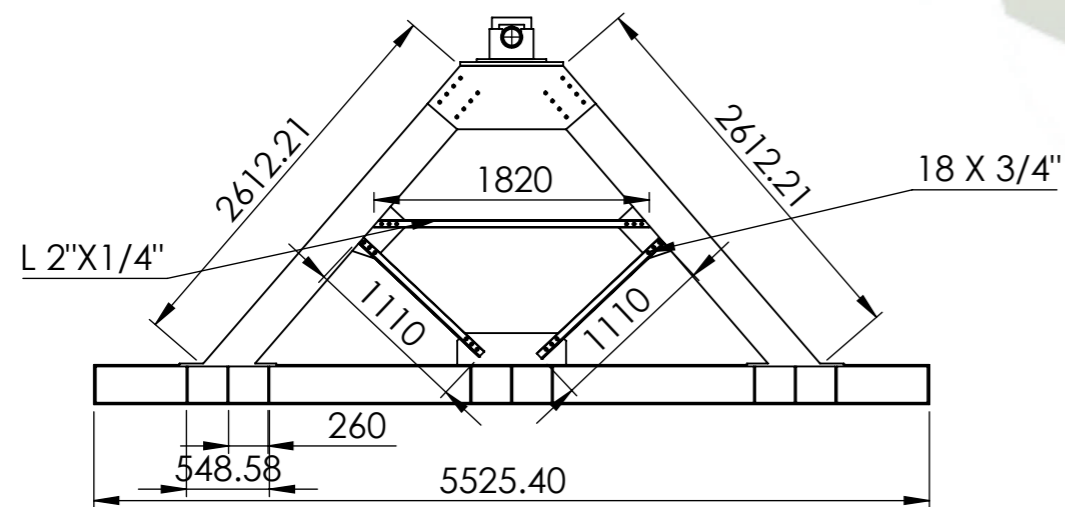
**VISTA LATERAL**



**VISTA ISOMETRICA**



DURMIENTES DE CONCRETO



1. Acero Calidad ASTM A36 o definido por el diseñador
2. Soldadura filete minimo 5mm
3. Electrodo E70XX segun AWS
4. Agueros segun indican los planos
5. Unidades en mm(pulg)
6. Todas las uniones emperradas deben llevar arandela+tuerca hex regular + contratuerca

**EL ATRIL ES CONSTRUIDO EN SU MAYORIA CON PLANCHAS DE 1/2"**

**SISTEMA ISO-A**

**NOTAS**

ALUMNOS:	JOSÉ DANIEL MARQUEZ CHAVEZ	FECHA:	 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MÍA</b>
	PABLO IVANOV BUSTINZA GAMERO	01/06/19	
REVISADO:			
ESCALA:	PLANO DE ATRIL Y FAJA		NRO. DE PLANO
Indicada	MEJORA TECNOLÓGICA PARA TRANSPORTE DE MATERIAL MINADO CON CAPACIDAD DE 30 000 Ton/Día Y UNA DISTANCIA DE 4 Km		29/29