

**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica y**  
**Mecatrónica**



**Propuesta de diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico  
aplicado a molinos de bolas y semiautogenado para una mina productora  
de cobre del Perú**

Tesis presentada por el Bachiller:

**Anco Arapa, Darwin Lizardo**

**ORCID: 0009-0005-1195-1383**

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Asesor:

**Dr. Valencia Salas, Mario José**

**ORCID: 0009-0009-3797-0020**

**Arequipa - Perú**

**2026**

UCSM-ERP

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
**INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA**  
**TITULACIÓN CON TESIS**  
**DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR**

Arequipa, 13 de Noviembre del 2025

**Dictamen: 010513-C-EPIMMEM-2025**

Visto el borrador del expediente 010513, presentado por:

**2008200331 - ANCO ARAPA DARWIN LIZARDO**

Titulado:

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE MONTAJE ESTRUCTURAL E HIDRÁULICO  
APLICADO A MOLINOS DE BOLAS Y SEMIAUTOGENADO PARA UNA MINA PRODUCTORA DE  
COBRE DEL PERÚ**

Nuestro dictamen es:

**APROBADO**

Título Profesional/Título de Segunda Especialidad/Grado Académico a optar:

**INGENIERO MECÁNICO**

**29667313 - ALCÁZAR ROJAS HERMANN ENRIQUE  
DICTAMINADOR**



**21535915 - DONAYRE CAHUA JESUS MANUEL  
DICTAMINADOR**



**40223200 - HUACASI AÑAMURO LUDWIN DAVID  
DICTAMINADOR**



# Propuesta de diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico aplicado a molinos de bolas y semiautogenado para una mina productora de cobre del Perú

## INFORME DE ORIGINALIDAD

10%

INDICE DE SIMILITUD

8%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	<a href="https://repositorio.unac.edu.pe">repositorio.unac.edu.pe</a> Fuente de Internet	3%
2	Submitted to Universidad Tecnologica del Peru Trabajo del estudiante	2%
3	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	1%
4	<a href="https://es.slideshare.net">es.slideshare.net</a> Fuente de Internet	1%
5	<a href="https://edoc.pub">edoc.pub</a> Fuente de Internet	1%
6	<a href="https://pt.scribd.com">pt.scribd.com</a> Fuente de Internet	1%
7	<a href="https://hdl.handle.net">hdl.handle.net</a> Fuente de Internet	1%

[tesis.ucsm.edu.pe](https://tesis.ucsm.edu.pe)

## DEDICATORIA

*Dedico esta Tesis a Dios por guiarme en cada paso que he dado y sigo dando, agradezco a todos mis familiares que creyeron en mí, en especial a mis Padres y esposa por creer en mí, darme la fortaleza de superarme día a día sin importar los obstáculos que se me presentaron y formarme como un ser ético, moral e integro a carta cabal.*



## AGRADECIMIENTOS

El principal agradecimiento a Dios quien me ha guiado y me ha dado la fortaleza para seguir adelante.

A mi familia por su comprensión y estímulo constante, además su apoyo incondicional a lo largo de mis estudios

Y a todas las personas que de una y otra forma me apoyaron en la realización de este trabajo.



## RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo proponer el diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico aplicado a molinos de bolas y semiautógenos en una mina productora de cobre del Perú. La presente tesis se subdivide en tres capítulos. En el primer capítulo titulado Marco metodológico se planteó el problema que se desarrolla en la tesis así como el objetivo general y los objetivos específicos los cuales se refieren al diseño de un soporte estructural, unidad hidráulica y selección de winche para el giro del molino. Determinando las variables y exponiendo la justificación del problema resuelto; también se revisó los antecedentes afines al problema planteado para tener una visión más amplia de la solución del problema planteado. En el segundo capítulo referido al marco teórico, se estudió y detalló el proceso de diseño de ingeniería que se desarrolló, así también se explica algunos conceptos relacionados al análisis estructural, y se detalla lo que es un molino de bolas y semiautógeno así como sus partes más principales como el Shell, liners, trunnion, bearing, sistema motriz los cuales tienen que ser montados de manera cuidadosa para evitar pérdidas de tiempo durante la construcción de una planta concentradora. En el tercer capítulo llamado “Diseño conceptual”, se desarrolla el cálculo para el diseño del soporte estructural del molino, determinando el tipo de viga, columna que soportan el peso del molino, así también el cálculo de pernos, soldadura y orejas de izaje; el cálculo está sustentado en el manual de construcción del Instituto Americano de Construcción en Acero (AISC). También se determinó la carga inicial para el giro del molino y con este valor poder seleccionar el winche requerido para el giro del molino, el cual se tiene que realizar para el montaje de los componentes del molino; y por último se hizo el diseño de la unidad hidráulica auxiliar, basado en la norma API 650, donde se calculó el espesor y medidas del tanque de depósito de aceite y la selección del motor y bomba basados en el caudal y presión de trabajo requerido.

El resultado final es una guía práctica y técnica que aporta soluciones innovadoras a al proceso de montaje de molinos, con seguridad, eficiencia y rentabilidad de los proyectos mineros en el Perú. En la actualidad los molinos son una parte esencial de la producción de mineral, lo que nos lleva a realizar un montaje preciso para proteger sus componentes.

**Palabras clave:** Molino de bolas, semiautógenos, sistema hidráulico.

## ABSTRACT

The objective of this project is to propose the design of a structural and hydraulic assembly system applied to ball and semi-autogenous mills in a copper mine in Peru. This thesis is subdivided into three chapters. The first chapter, entitled "Methodological Framework," presents the problem addressed in the thesis, as well as the general and specific objectives, which relate to the design of a structural support, a hydraulic unit, and the selection of a winch for mill rotation. The variables are determined and the justification for the problem solved is presented; background information related to the problem posed is also reviewed to gain a broader view of the solution. In the second chapter, referring to the theoretical framework, the engineering design process that was developed was studied and detailed, as well as some concepts related to structural analysis are explained, and what a ball and semi-autogenous mill is, as well as its most important parts such as the shell, liners, trunnion, bearing, and drive system, which must be carefully assembled to avoid losing time during the construction of a concentrator plant. In the third chapter, called "Conceptual Design," the calculations for the design of the mill's structural support are developed, determining the type of beam and column that support the weight of the mill, as well as the calculation of bolts, welding, and lifting lugs; the calculation is supported by the American Institute of Steel Construction (AISC) construction manual. The initial load for the mill to rotate was also determined, and with this value, the winch required for the mill to rotate could be selected. This winch must be used to assemble the mill components. Finally, the auxiliary hydraulic unit was designed based on API 650. The thickness and dimensions of the oil reservoir tank were calculated, and the motor and pump were selected based on the required flow rate and operating pressure. The final result is a practical and technical guide that provides innovative solutions to the mill assembly process, ensuring safety, efficiency, and profitability for mining projects in Peru. Mills are currently an essential part of mineral production, which requires precise assembly to protect their components.

**Keywords:** Ball mill, semi-autogenous, hydraulic system.

## INDICE

DEDICATORIA	
AGRADECIMIENTOS	
RESUMEN	
ABSTRACT	
INTRODUCCION .....	1
CAPITULO I:.....	3
MARCO METODOLOGICO .....	3
1.1. Descripción del Problema .....	3
1.1.1. Formulación del problema .....	3
1.1.2. Interrogante Principal.....	4
1.1.3. Interrogante Especificas .....	4
1.2. Hipótesis .....	4
1.3. Objetivos .....	4
1.3.1. Objetivos Generales .....	4
1.3.2. Objetivos Específicos.....	5
1.4. Variables .....	5
1.4.1. Variable Independiente: .....	5
1.4.2. Variable Dependiente: .....	5
1.5. Área de conocimiento .....	6
1.6. Justificación de la Investigación .....	6
1.6.1. Justificación por conveniencia .....	6
1.6.2. Justificación Académica .....	6
1.6.3. Justificación Práctica .....	6
1.6.4. Justificación Ética .....	7
1.7. Alcances .....	7
1.8. Limitaciones.....	7
1.9. Antecedentes .....	8
CAPITULO II: .....	12
MARCO TEORICO .....	12
2.1. Diseño en Ingeniería .....	12
2.1.1. Diseño .....	12

2.1.2.	Diseño en Ingeniería Mecánica.....	12
2.1.3.	Proceso de Diseño.....	13
2.1.4.	Herramientas de Diseño en Ingeniería.....	15
2.1.5.	Métodos de diseño en Ingeniería.....	15
2.1.5.1.	Métodos Creativos.....	16
2.1.5.2.	Lluvia de idea.....	16
2.1.5.3.	Sinéctica.....	16
2.1.5.4.	Métodos Racionales.....	16
2.1.5.5.	Normas de Diseño.....	16
2.1.6.	Factor de diseño y factor de seguridad.....	16
2.2.	Análisis estructural.....	17
2.2.1.	Esfuerzo.....	17
2.2.2.	Deformación.....	18
2.3.	Cargas combinadas.....	18
2.3.1.	Carga Muerta (D).....	19
2.3.2.	Carga Viva (L).....	19
2.3.3.	Carga de Viento (W).....	20
2.3.4.	Propiedades mecánicas.....	21
2.3.5.	Vigas.....	22
2.3.6.	Columnas.....	23
2.3.7.	Uniones atornilladas.....	23
2.3.8.	Uniones soldadas.....	24
2.4.	Hidráulica.....	25
2.4.1.	Fluido Hidráulico.....	26
2.4.2.	Hidrostática.....	26
2.4.3.	Hidrodinámica.....	27
2.4.4.	Circuito Hidráulico.....	27
2.4.5.	Sistemas de alta y baja presión.....	28
2.5.	Molienda.....	28
2.5.1.	Tipos de Molienda.....	29
2.5.2.	Molienda Seca.....	29
2.5.3.	Molienda Húmeda.....	30
2.6.	Molinos.....	31
2.6.1.	Molinos Giratorios.....	31

2.6.1.1.	Molino de Bolas .....	31
2.6.1.2.	Molino Sag .....	32
2.6.2.	Construcción de molino .....	33
2.6.2.1.	Shell.....	33
2.6.2.2.	Liners.....	34
2.6.2.3.	Trunnion .....	35
2.6.2.4.	Bearing .....	35
2.6.2.5.	Sistema Motriz .....	36
2.6.2.6.	Montaje de molinos .....	37
CAPITULO III: .....		44
DISEÑO CONCEPTUAL.....		44
3.1.	Diseño de sistema estructural para molino sag .....	44
3.1.1.	Diseño de estructura superior de soporte estructural de molino sag.....	44
3.1.1.1.	Esquema de Instalación .....	44
3.1.1.2.	Análisis de resistencia materiales.....	45
3.1.1.3.	Datos de los materiales.....	45
3.1.1.4.	Cálculo de las reacciones .....	45
3.1.1.5.	Diagrama de Fuerzas Cortantes.....	47
3.1.1.6.	Análisis del soporte estructural .....	48
3.1.1.7.	Dimensionamiento del alma y ala de la cuna soporte .....	48
3.1.2.	Diseño de estructura inferior de soporte estructural de molino sag.....	66
3.1.2.1.	Datos de los materiales.....	66
3.1.2.2.	Análisis de soporte estructural .....	67
3.1.2.3.	Cálculo de selección del perfil – Arriostre.....	70
3.1.2.4.	Cálculo de placa base del soporte estructural.....	72
3.1.2.5.	Calculo dimensional de placa base según AISC Section J8.....	72
3.1.2.6.	Cálculo de espesor de la placa base según AISC Section 14 .....	73
3.1.2.7.	Análisis de los pernos de conexión .....	76
3.1.3.	Cálculo de soporte tipo puntales .....	77
3.1.3.1.	Análisis de resistencia de los puntales .....	78
3.1.3.2.	Cálculo de la placa base del soporte tipo puntal .....	81
3.1.3.3.	Análisis de los pernos de conexión .....	83
3.1.3.4.	Análisis de cartelas agujeradas.....	88
3.1.3.5.	Cálculo del cordón de soldadura .....	91

3.2.	Cálculo de giro de molino para molino SAG.....	95
3.2.1.	Análisis de cargas .....	96
3.2.2.	Cálculo de tensión inicial para el giro del molino .....	98
3.2.3.	Cálculo de tensión para retener.....	99
3.2.4.	Selección de winche a utilizar.....	101
3.2.4.1.	Calculo y selección del cable para el winche .....	101
3.3.	Diseño de sistema estructural para molino de bolas .....	102
3.3.1.	Diseño de estructura superior de soporte estructural .....	103
3.3.1.1.	Esquema de instalación .....	103
3.3.1.2.	Análisis de resistencia materiales.....	103
3.3.1.3.	Datos de los materiales.....	104
3.3.1.4.	Cálculo de las reacciones .....	104
3.3.1.5.	Diagrama de Fuerzas Cortantes.....	106
3.3.1.6.	Análisis del soporte estructural .....	107
3.3.1.7.	Dimensionamiento del alma y ala de la cuna soporte .....	107
3.3.2.	Diseño de estructura inferior de soporte estructural de molino bolas....	125
3.3.2.1.	Datos de los materiales.....	126
3.3.2.2.	Análisis de soporte estructural .....	126
3.3.2.3.	Cálculo de selección del perfil – Arriostre.....	129
3.3.2.4.	Cálculo de placa base del soporte estructural.....	131
3.3.2.5.	Calculo dimensional de placa base según AISC Section J8.....	131
3.3.2.6.	Análisis de los pernos de conexión .....	135
3.3.3.	Cálculo de soporte tipo puntales .....	136
3.3.3.1.	Análisis de resistencia de los puntales .....	137
3.3.3.2.	Cálculo de la placa base del soporte tipo puntal .....	140
3.3.3.3.	Análisis de los pernos de conexión .....	143
3.3.3.4.	Análisis de cartelas agujeradas.....	147
3.3.3.5.	Cálculo del cordón de soldadura .....	151
3.4.	Cálculo de giro de molino para molino de bolas .....	155
3.4.1.	Análisis de cargas .....	156
3.4.2.	Cálculo de tensión inicial para el giro del molino .....	158
3.4.3.	Cálculo de tensión para retener.....	159
3.4.4.	Selección de winche a utilizar.....	160
3.4.4.1.	Calculo y selección del cable para el winche .....	161

3.5.	Cálculo de sistema auxiliar de lubricación .....	162
3.5.1.	Cálculo del diámetro de tubería del sistema de lubricación. ....	162
3.5.1.1.	Diámetro inicial.....	162
3.5.2.	Calculamos las pérdidas del sistema.....	165
3.5.2.2.	Cálculo de pérdida en codo de 90°:.....	166
3.5.2.3.	Cálculo de pérdida en T: .....	166
3.5.2.4.	Cálculo de pérdida en válvula de bola: .....	166
3.5.2.5.	Cálculo de pérdida por entrada: .....	167
3.5.2.6.	Cálculo de pérdida en la descarga: .....	167
3.5.2.7.	Pérdida total.....	167
3.5.2.8.	Calculamos la presión de salida: .....	167
3.5.2.9.	Cálculo de pérdida por filtros:.....	168
3.5.3.	Comprobación de Schedule de manguera.....	170
3.5.4.	Calculo y selección de bomba.....	170
3.5.4.1.	Cálculo de NPSH para la bomba de alta presión.....	172
3.5.5.	Diseño de tanque de almacenamiento.....	175
3.5.5.1.	Cálculo de Fuerzas y momentos.....	175
3.5.5.2.	Cálculo de momentos .....	176
3.5.5.3.	Calculamos la sección mínima de la viga .....	176
3.5.5.4.	Diseño de columnas para tanque .....	177
3.5.5.5.	Cálculo de la base del tanque .....	178
3.5.5.6.	Selección del espesor de la placa base .....	178
3.5.5.7.	Cálculo de espesor de pared de tanque.....	179
	CONCLUSIONES .....	181
	RECOMENDACIONES .....	183
	REFERENCIAS .....	184
	ANEXO.....	187
	PLANOS .....	278

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b> Fases del proceso de diseño con retroalimentaciones e iteraciones.....	14
<b>Figura 2:</b> Soporte Estructural de molino.....	19
<b>Figura 3:</b> Montaje de componentes de Molino bolas.....	20
<b>Figura 4:</b> Sistema de vigas.....	22
<b>Figura 5:</b> Columna de nave industrial.....	23
<b>Figura 6:</b> Conexión atornillada de vigas.....	24
<b>Figura 7:</b> Componentes de un sistema hidráulico.....	25
<b>Figura 8:</b> Circuito de molienda.....	29
<b>Figura 9:</b> Ejemplo de molienda húmeda.....	30
<b>Figura 10:</b> Molino de bolas.....	32
<b>Figura 11:</b> Molino SAG.....	33
<b>Figura 12:</b> Montaje de Shell.....	34
<b>Figura 13:</b> Liners de molino de bolas.....	34
<b>Figura 14:</b> Trunnion de molino bolas.....	35
<b>Figura 15:</b> Bearing de molino de bolas.....	36
<b>Figura 16:</b> Modelo de accionamiento sin engranajes.....	37
<b>Figura 17:</b> Elevación de molino de bolas.....	38
<b>Figura 18:</b> Instalación de placas de nivelación en soleplate de frenos.....	39
<b>Figura 19:</b> Distribución de shells.....	39
<b>Figura 20:</b> Montaje de trunnion liner.....	40
<b>Figura 21:</b> Izaje de freno.....	41
<b>Figura 22:</b> Montaje de corazas internas en shell.....	42
<b>Figura 23:</b> Detalle Estructural de Cuna.....	45
<b>Figura 24:</b> Diagrama de fuerza cortantes.....	47
<b>Figura 25:</b> Reacciones de fuerzas cortantes.....	47
<b>Figura 26:</b> Representación de carga.....	48
<b>Figura 27:</b> Sección de viga calculada.....	51
<b>Figura 28:</b> Ubicación de atiesadores.....	56
<b>Figura 29:</b> Detalles de soldadura.....	58
<b>Figura 30:</b> Detalle de placas de unión.....	59
<b>Figura 31 :</b> Distribución de orejas en soporte estructural.....	61
<b>Figura 32:</b> Detalle de medidas para orejas de izaje.....	62

<b>Figura 33</b> Soporte estructural tipo cuna .....	66
<b>Figura 34:</b> Dimensión de cartelas .....	76
<b>Figura 35:</b> Ubicación de soporte tipo puntal.....	78
<b>Figura 36:</b> Placa base de soporte tipo puntal .....	82
<b>Figura 37:</b> Perno conectado a soporte tipo puntal.....	84
<b>Figura 38:</b> Pernos de conexión entre placa y shell.....	85
<b>Figura 39:</b> Detalle de medidas para orejas de izaje.....	88
<b>Figura 40:</b> Diagrama de reacciones en oreja de izaje .....	92
<b>Figura 41:</b> Dimensiones de cordón de soldadura de oreja .....	92
<b>Figura 42:</b> Detalle de unión de soldadura entre oreja y placa.....	93
<b>Figura 43:</b> Diagrama de cuerpo libre .....	96
<b>Figura 44:</b> Diagrama de cuerpo libre para el frenado del molino.....	99
<b>Figura 45:</b> Ficha Técnica de cable 35x7 .....	102
<b>Figura 46:</b> Representación de estructuras temporales para molino de bolas .....	103
<b>Figura 47:</b> Detalle Estructural de Cuna para molino de bolas .....	104
<b>Figura 48:</b> Diagrama de fuerza cortantes .....	106
<b>Figura 49:</b> Reacciones de fuerzas cortantes .....	106
<b>Figura 50:</b> Representación de carga.....	107
<b>Figura 51:</b> Sección de viga calculada.....	111
<b>Figura 52:</b> Ubicación de atiesadores .....	115
<b>Figura 53:</b> Detalles de soldadura.....	117
<b>Figura 54:</b> Detalle de placas de unión.....	118
<b>Figura 55 :</b> Distribución de orejas en soporte estructural .....	120
<b>Figura 56:</b> Detalle de medidas para orejas de izaje.....	121
<b>Figura 57</b> Soporte estructural tipo cuna .....	125
<b>Figura 58:</b> Dimensión de cartelas .....	135
<b>Figura 59:</b> Ubicación de soporte tipo puntal.....	137
<b>Figura 60:</b> Placa base de soporte tipo puntal .....	141
<b>Figura 61:</b> Perno conectado a soporte tipo puntal.....	143
<b>Figura 62:</b> Pernos de conexión entre placa y shell.....	145
<b>Figura 63:</b> Detalle de medidas para orejas de izaje.....	147
<b>Figura 64:</b> Diagrama de reacciones en oreja de izaje .....	151
<b>Figura 65:</b> Dimensiones de cordón de soldadura de oreja .....	151
<b>Figura 66:</b> Detalle de unión de soldadura entre oreja y placa.....	153

<b>Figura 67:</b> Diagrama de cuerpo libre .....	156
<b>Figura 68:</b> Diagrama de cuerpo libre para el frenado del molino. ....	159
<b>Figura 69:</b> Ficha Técnica de cable 35x7 .....	161
<b>Figura 70:</b> Curva de carcasa.....	168
<b>Figura 71:</b> Diagrama de fuerzas .....	175
<b>Figura 72:</b> Diagrama de momentos de barra soporte .....	176

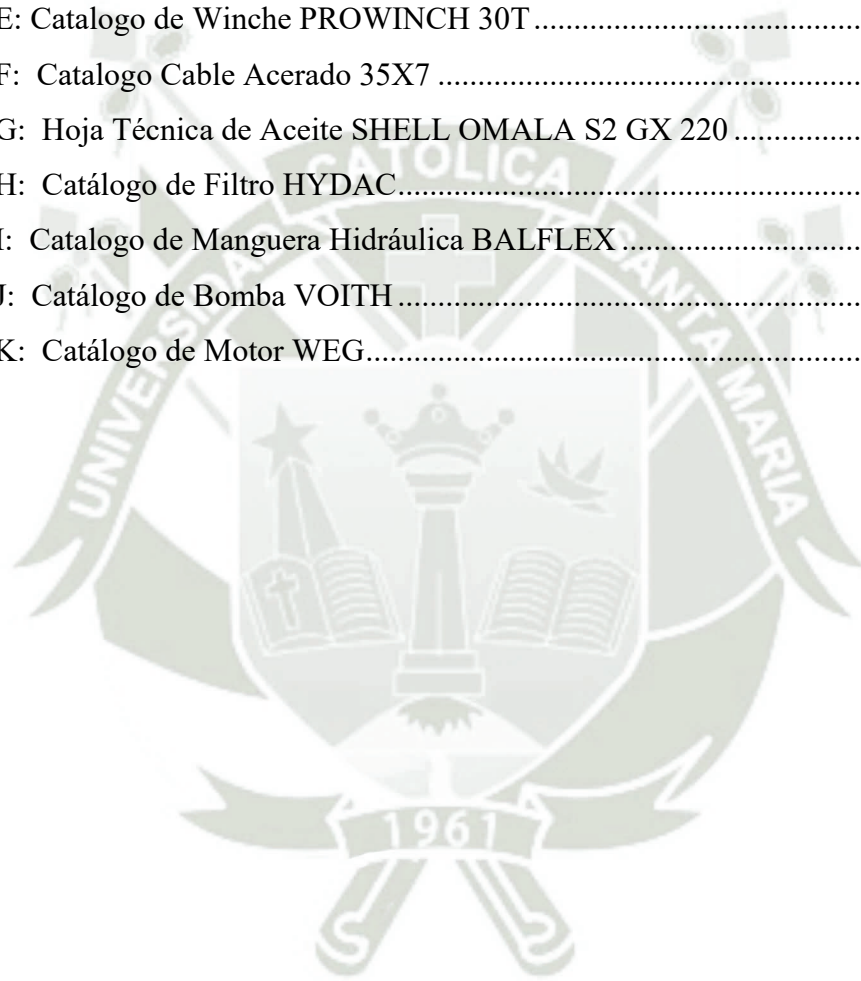


## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Factores de forma (C).....	21
<b>Tabla 2</b> Propiedades mecánicas de acero A36 (Anexo B) .....	45
<b>Tabla 3</b> Pesos de componentes de molino.....	46
<b>Tabla 4:</b> Propiedades de mecánicas de acero A992 (ver anexo D).....	67
<b>Tabla 5:</b> Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC) .....	75
<b>Tabla 6:</b> Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC) .....	95
<b>Tabla 7</b> Propiedades mecánicas de acero A36 (Anexo B) .....	104
<b>Tabla 8</b> Pesos de componentes de molino.....	105
<b>Tabla 9:</b> Propiedades de mecánicas de acero A992 (ver anexo D).....	126
<b>Tabla 10:</b> Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC) ..	134
<b>Tabla 11:</b> Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC) ..	155
<b>Tabla 12:</b> Coeficiente de gradiente (SK) para filtros HYDAC .....	169
<b>Tabla 13:</b> Características de bomba VOITH.....	171
<b>Tabla 14:</b> Características de motor WEG.....	171

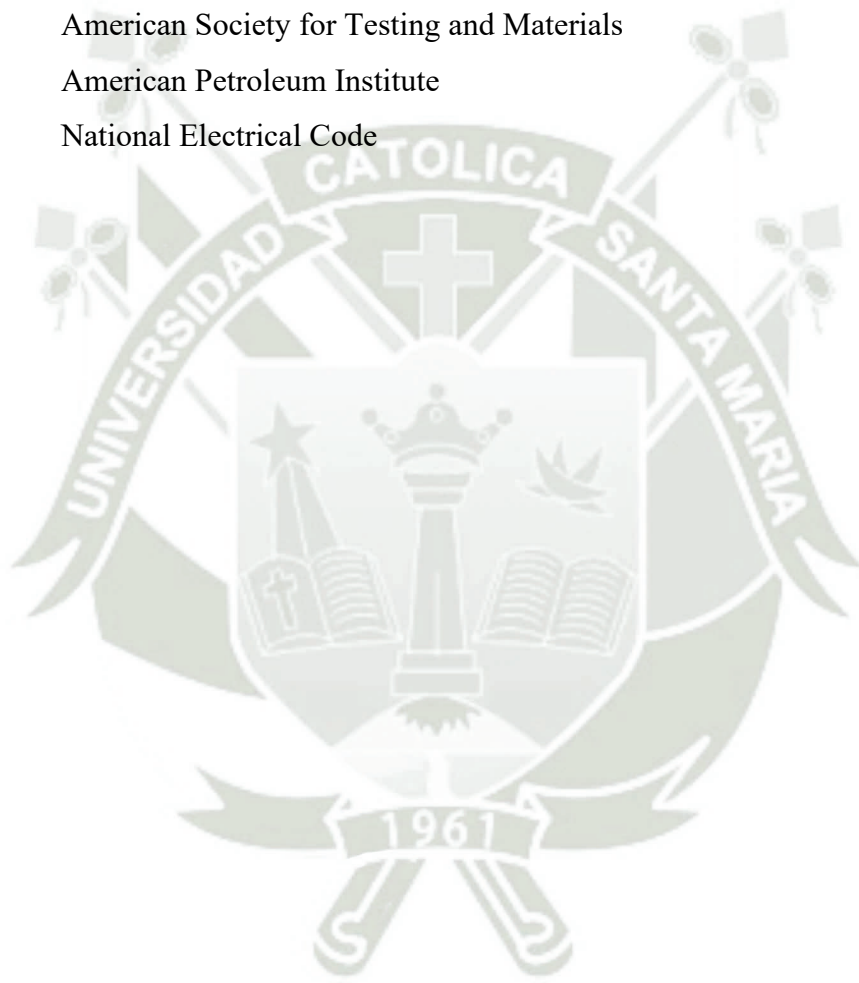
## INDICE DE ANEXOS

ANEXO .....	187
ANEXO A Mapa Eólico del Perú .....	188
ANEXO B: Propiedades Técnicas ASTM A-36 .....	190
ANEXO C: Tabla B4 Norma AISC .....	192
ANEXO D: Propiedades Mecánica de A-992 .....	194
ANEXO E: Catalogo de Winche PROWINCH 30T .....	196
ANEXO F: Catalogo Cable Acerado 35X7 .....	199
ANEXO G: Hoja Técnica de Aceite SHELL OMALA S2 GX 220 .....	201
ANEXO H: Catálogo de Filtro HYDAC .....	225
ANEXO I: Catalogo de Manguera Hidráulica BALFLEX .....	230
ANEXO J: Catálogo de Bomba VOITH .....	240
ANEXO K: Catálogo de Motor WEG .....	261



## LISTA DE ABREVIATURAS

<b>SAG</b>	Semiautogenado
<b>MB</b>	Molino de bolas
<b>ANSYS</b>	Analysis System Software
<b>ASME</b>	American Society of Mechanical Engineers
<b>ASTM</b>	American Society for Testing and Materials
<b>API</b>	American Petroleum Institute
<b>NEC</b>	National Electrical Code



## INTRODUCCION

Actualmente los molinos son una parte esencial dentro del procesamiento del mineral; debido a que son equipos de gran tamaño, montado horizontalmente sobre unos cojinetes de tamaño proporcional a lo requerido por el cilindro, y que gira a unas determinadas revoluciones por minuto. Internamente, lleva bolas de acero de alta dureza, los que producen la trituración de este material mientras gira el molino.

Según Wills & Finch (2016) los molinos giratorios representan un 19% del consumo energético de toda la planta por lo que se considera a los molinos equipos de alta criticidad dentro del proceso de molienda. Siempre se evalúa los tiempos de producción que se tiene durante la conminución del mineral lo que se traduce en mayor rentabilidad para la minera esto debido a que el costo de producción de 100 000 ton/día los molinos representa 47% del total (Wills & Finch, 2016), pero otro aspecto que se debe evaluar es la optimización de las etapas de montaje de los molinos durante la etapa de construcción, evaluando los parámetros suministrados por el fabricante del molino tales como el peso del cilindro, bearing, estator, velocidad de giro de molino, etc. los que nos servirán para realizar un cálculo previo al montaje y poder diseñar los sistemas neumáticos, hidráulicos y estructuras temporales hasta que se instalen los sistemas definitivos del equipo; tratando de evitar dañar los componentes del molino, el cual es uno de los equipos con mayor inversión de la planta minera.

Para llevar a cabo este análisis de sistemas, se realizará el cálculo de estructuras metálicas para el soporte del molino durante su montaje, los diseños hidráulicos y neumáticos que nos permitirán controlar las elevaciones y giro del molino para el montaje de los elementos restantes a través del análisis de los puntos críticos del equipo, tanto en el plano estructural como dinámico, es decir, serán definidas las combinaciones de variables mecánicas, como deformaciones, esfuerzos, rigideces, velocidades de rotación del molino, que en conjunto presentan potenciales anomalías para el montaje de los componentes del molino y puede ocasionar que durante la etapa de pruebas el equipo falle.

La importancia de la realización de un análisis de estas características, se indica en la reducida oportunidad que este tipo de estudios posee en la industria minera nacional, en donde un número considerable de molino de bolas y semiautogenados se han instalados, y que pueden optimizar los tiempos de construcción y montaje mediante el uso de software de simulación, como el Autodesk Inventor.

Se espera que los resultados de este trabajo de diseño servirán como una guía para el montaje de molino de bolas y semiautogenado, y se pueda aplicar los conocimientos básicos que aquí se dan en forma clara, ordenada y concisa para la ayuda de futuras generaciones.



## CAPITULO I: MARCO METODOLOGICO

### 1.1. Descripción del Problema

La problemática relacionada con la presente investigación se sintetiza en los siguientes aspectos:

Existe una necesidad a nivel de formación académica, práctica y profesional en materia del diseño estructural e hidráulico para el montaje de los molinos SAG y molino de bolas, ello con la finalidad de establecer líneas de investigación capaces de generar nuevos conceptos, perspectivas, proyectos y productos. Por otra parte a nivel de campo, la industria minera actual ha reforzado sus estándares de calidad en función de los procesos y productos, sin embargo la mayoría de máquinas y/o equipos no reúnen dichas condiciones operativas en las que cada acción o proceso que es llevado a cabo requiere un nivel de exactitud alto y de manera permanente (Wills & Finch, 2016); esta necesidad permite analizar diversas alternativas de solución como es el caso de los entornos de diseño estructural flexible así como los entornos hidráulicos útiles para el montaje y armado de las máquinas en este caso los molinos, los cuales garantizan un tiempo de operación continua, mayor eficiencia en el cumplimiento de las actividades asignadas y mayor confiabilidad de los equipos con los que interactúan.

Por lo expuesto anteriormente y considerando al respecto lo propuesto por Bermúdez & Rodríguez (2012) quienes sostienen que todo problema para facilitar su análisis y solución debe ser:

- **Medible:** Que permita evaluar sus modificaciones
- **Solucionable:** Que ofrezca posibilidades de poder intervenir para eliminar las causas de su origen
- **Flexible:** Que no se encuentre definido por la ausencia de una solución
- **Plausible:** Que facilite la viabilidad de las intervenciones para su solución

#### 1.1.1. Formulación del problema

En virtud de lo anterior descrito, el presente trabajo de investigación se orienta a generar una propuesta a nivel práctico y de generación de conocimientos sobre el diseño de un sistema de montaje de molino SAG y molino de bolas, por lo tanto, la investigación busca responder la siguiente pregunta:

### 1.1.2. Interrogante Principal

- ¿Será posible realizar la propuesta de diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico aplicado para el montaje de molinos SAG y MB en una mina productora de cobre del Perú?

### 1.1.3. Interrogante Especificas

- ¿Cuál será el resultado de efectuar el diseño de un soporte estructural para el montaje de molino SAG y molino de bolas?
- ¿Cuál será el resultado de efectuar el diseño del sistema hidráulico auxiliar para la operación de cojinetes durante el montaje del molino?
- ¿Cuál será el resultado de efectuar la selección del equipo hidráulico de arrastre (winche) para realizar el giro del molino durante su etapa de montaje?
- ¿Cuál será el resultado de analizar los sistemas auxiliares (soporte estructural) usando el software de simulación Autodesk Inventor?
- ¿Cuál será el resultado de efectuar la elaboración de planos de fabricación, ensamble y montaje del sistema estructural de los molinos, así como planos de unidades hidráulicas temporales para las actividades de montaje de los molinos SAG y molinos de bolas?

## 1.2. Hipótesis

**Dado:** Que el proceso de molienda es cada vez más utilizado en las diferentes unidades mineras por su alta eficiencia en consumo energético y producción, y en cuyo alcance se encuentran los equipos que integran tal proceso como los molinos SAG y molino de bolas.

**Si:** Evaluamos los parámetros como peso de los componentes del molino, cargas, presión de operación en sistema hidráulico y la secuencia de montaje de los molinos.

**Es probable:** El diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico para un molino SAG de 40 pies de diámetro por 24 pies de largo y un molino de bolas de 28 pies de diámetro por 44.5 pies de largo.

## 1.3. Objetivos

### 1.3.1. Objetivos Generales

Proponer el diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico aplicado a molinos de bolas y semiautogenado para una mina productora de cobre del Perú.

### 1.3.2. Objetivos Específicos

- Diseñar un soporte estructural temporal para el montaje de molino SAG de 40 pies por 24 pies y un molino de bolas de 28 pies por 44.5 pies, considerando parámetros tales como: el peso de los componentes del molino, los tipos de cargas que se aplicará durante el montaje y el análisis de esfuerzos aplicado a los elementos estructurales y pernos de empalme.
- Seleccionar el sistema hidráulico auxiliar para la manipulación de cojinetes durante el montaje del molino, considerando parámetros tales como: la presión de operación del molino, selección de motores, bombas, mangueras, contenedor de aceite.
- Seleccionar el equipo hidráulico de arrastre (winche) para realizar el giro del molino; realizando el cálculo de la tensión inicial y el ángulo de frenado, durante dos situaciones críticas en el montaje los cuales serían el montaje de polos del estator y el montaje de las corazas lo que al final se determinará la capacidad del winche.
- Validar el diseño del soporte estructural temporal mediante cálculos analíticos de resistencia de materiales, empleando el modelado paramétrico en Autodesk Inventor para la determinación de fuerzas cortantes y momento máximo..
- Elaborar de planos de fabricación, ensamble y montaje del sistema estructural temporal del molino SAG y molino de bolas, así como planos ensamble de unidades hidráulicas temporales para las actividades de montaje del molino, los cuales serán realizados según los resultados obtenidos en el diseño conceptual según norma AISC 15th: Steel Construction Manual; AWS D1.1/D1.1M: 2015 Structural Welding Code Steel.

## 1.4. Variables

### 1.4.1. Variable Independiente:

Evaluación y estudio de los parámetros de montaje y operación, como son el peso de los componentes, presión de operación de sistema hidráulico

### 1.4.2. Variable Dependiente:

Diseño de un sistema de montaje estructural e hidráulico para un molino SAG de 40 pies por 24 pies y un molino de bolas de 28 pies por 44.5 pies en una mina productora de cobre.

### 1.5. Área de conocimiento

En función a lo contemplado por la OECD (2006), el presente estudio es clasificado en función de las áreas y subáreas del conocimiento, teniendo la siguiente estructura:

- **Área:** Ingeniería y tecnología
- **Sub Área:** Ingeniería mecánica
- **Línea:** Mecánica aplicada

### 1.6. Justificación de la Investigación

El presente estudio considera a lo propuesto por Bermúdez & Rodríguez (2012), los que precisan que la justificación del problema enuncia el por qué y para qué de la investigación, así como la relevancia que conlleva la solución del problema enmarcando el impacto, los efectos, y resultados que traerá para una determinada área del conocimiento. En tal sentido, la justificación puede a través de cuatro criterios:

#### 1.6.1. Justificación por conveniencia

El entorno actual de la minería da a conocer que es uno de los sectores que mayor aporte económico genera al país, según lo mencionado por García (2022) representa un 10% del PBI total del Perú, de acuerdo a los hechos fundamentados anteriormente, se considera a la molienda uno de los procesos altamente críticos e indispensables dentro del procesamiento del mineral de cobre y por consecuente a los equipos que conforman el referido proceso como es el caso de los molinos de bolas, SAG y otros equipos.

#### 1.6.2. Justificación Académica

La presente investigación aporta al conocimiento de la ingeniería mecánica en el ámbito del diseño, como consecuencia contribuye a generar una propuesta de diseño de un sistema de estructural e hidráulico para el montaje molinos SAG y un molino de bolas, el cual contempla el estudio de las teorías de los procesos de molienda, funcionamiento de molino SAG y de bolas, diseño estructural, diseño hidráulico auxiliar de molino. En consecuencia, la presente investigación posee relevancia académica porque permite afianzar las bases en la línea de investigación y el conocimiento en el ámbito del diseño, la hidráulica y los procesos mineros, y de esta forma asegurar la excelencia en la formación académica y profesional generando ventaja competitiva.

#### 1.6.3. Justificación Práctica

Se realizará el diseño de un sistema estructural e hidráulico temporal para el montaje de molino SAG y molino de bolas, los cuales serán implementados durante el montaje de los shells, tapa de molinos, bearing (cojinetes), trunnion de alimentación y descarga; cuyas

características este sea flexible, preciso y elevada confiabilidad, de tal forma que se logre la optimización de recursos y de los tiempos que implican la construcción e instalación. Por consecuencia el presente estudio tiene relevancia contemporánea, por tratarse de un hecho de la actualidad.

#### **1.6.4. Justificación Ética**

La investigación en la percepción filosófica recoge y analiza un cuerpo de conocimientos que implica en un proceso de encaminado a ampliar el conocimiento tradicional sobre diseño en ingeniería (estructural e hidráulica) aplicados a los molinos SAG y de bolas, considerando los conocimientos tradicionales con responsabilidad, contribuyendo con una respuesta de evaluación del entorno dinámico que contribuye a la búsqueda de la verdad en forma transparente, y que es de beneficio múltiple para la industria minera y los grupos de interés.

#### **1.7. Alcances**

El alcance de esta tesis comprende el análisis de sistema estructural y la implementación de un sistema hidráulico temporal para el montaje de un molino SAG de 42pies de diámetro por 24 pies de largo y molino de bolas de 28 pie de diámetro por 44.5 pies de largo; utilizando normas ASME, AISC, AWS, y criterios de ingeniería aplicables a estructuras metálicas. Se realizará cálculos de análisis de resistencia de materiales, cálculo de reacciones, análisis de placas base, pernos de conexión, cálculo de cordón de soldadura y cartelas para el sistema estructural temporal propuesto para los dos tipos de molinos; así también el cálculo de pérdidas hidráulicas, determinación del diámetro de tubería y el schedule y selección de bomba y motor para el sistema hidráulico temporal de los dos tipos de molinos. Se desarrolla un análisis de cargas y reacción sobre la estructura con software Inventor considerando el peso del molino, peso estimado de la estructura y condiciones ambientales como el viento. Con los resultados obtenidos se puede seleccionar los materiales y equipos necesarios para la fabricación de la estructura, winche para el giro del molino y sistema de lubricación.

Además, los estudios realizados en este proyecto de tesis pretenden servir como referencia técnica para futuros proyectos similares a los descritos en este trabajo.

#### **1.8. Limitaciones**

Este trabajo se limita al cálculo y análisis de sistema estructural y sistema hidráulico temporal, sin llegar a la fabricación de estos ni pruebas experimentales, tampoco se considera

un análisis de costos detallado debido a que el presupuesto en un proyecto de construcción de molino se contempla el costo de fabricación y diseño de estos sistemas por lo que no se tiene en cuenta una optimización de recursos económicos. También los equipos seleccionados son referenciales debido a que en el mercado existen variedad de marcas y modelos que pueden cumplir con las características requeridas y pueden variar según las condiciones presentadas.

### 1.9. Antecedentes

Para esta investigación, se llevó a cabo una revisión exhaustiva y análisis de diversos trabajos de investigación relevantes y actualizados sobre molinos de bolas y semiautógenos en la industria minera.

Los molinos de bolas y semiautógenos son ampliamente utilizados en la industria minera, por lo que se realiza estudios para tener datos exactos de las variables que afectan en su funcionamiento; tal como hizo Salazar y otros (2008) quien desarrollo un modelo que es capaz de predecir la evolución temporal de variables operativas clave, como el caudal de producto, el nivel de carga, el consumo de energía y la posición de la carga, en función de otras variables importantes, como la velocidad de rotación del molino y las características de alimentación fresca.

Además, se encontraron otras investigaciones interesantes. Por ejemplo, Qiao y otros (2018) quienes revisaron y compararon métodos de medición suave centrado en el uso de señales de vibración mecánica y acústica para determinar la medición precisa de la carga que ingresa en un molino, llegando a la conclusión que el método tiene potencial de determinar con precisión la carga entrante, pero necesita más investigación para mejorar la fiabilidad de los resultados.

De manera similar, Derik le Roux y otros (2020) desarrollaron un modelo matemático para simular el proceso de molienda utilizando curvas de molienda, los cuales fueron obtenidos realizando una simulación en estado estacionario, teniendo una curva en condiciones ideales, a partir de estas curvas se evaluó el rendimiento del molino en diferentes escenarios; teniendo como resultado un modelo que puede simular con precisión el rendimiento del molino en diferentes condiciones. Identificando que los factores más influyentes en la eficiencia de un molino son la velocidad de alimentación y la velocidad de rotación del molino.

En la investigación de Behera y otros (2007), se enfocan en el estudio de las variables que afectan al molino, como la dinámica de carga de un molino y poder identificarlo en

tiempo real, examinando la posibilidad de correlacionar la firma de vibración de los molinos giratorios para caracterizar el movimiento de la carga y el estado de molienda.

Además de estos estudios se realiza un análisis experimental como el de Tang y otros (2020) que analiza el parámetro de carga de molienda húmeda (MLP) basado en señales mecánicas de múltiples canales. Se lleva a cabo una serie de experimentos para investigar las características del espectro de frecuencia mecánica en términos de diferentes condiciones de molienda, como el cambio de carga de solo bola, mineral o agua.

Asimismo, Singh y otros (2021) llevaron a cabo experimentos para evaluar el rendimiento del mini molino de bolas utilizando diferentes parámetros como la velocidad de rotación, el tiempo de molienda, el tamaño de las bolas y la relación bolas/polvo. Mediante técnicas como el análisis granulométrico por tamizado, el análisis por difracción de rayos X y la microscopía electrónica de barrido, midieron la eficiencia de molienda, el tamaño de partícula y la morfología de los polvos molidos. Los resultados indican que el mini molino de bolas demuestra un buen rendimiento para la molienda de polvos metálicos y cerámicos. Además, se observó que la eficiencia de molienda aumenta con la velocidad de rotación y el tiempo de molienda, pero disminuye con el tamaño de las bolas y la relación bolas/polvo. También se notó una reducción en el tamaño de partícula con el aumento del tiempo de molienda y la disminución del tamaño de las bolas.

Wang y otros (2021) también realiza un monitoreo de la carga del molino; el cual es vital para la optimización y el control del proceso de molienda. Este estudio propuso el uso de un medio de molienda instrumentado para evaluar la carga sólida dentro de un molino de bolas, con un tamaño y una densidad de la bola instrumentada comparables a los de los medios de molienda ordinarios. La señal de aceleración fue capturada por un acelerómetro triaxial incorporado. La señal se eliminó primero mediante una descomposición de modo empírico de conjunto completo y luego se reconstruyó utilizando un método de coeficiente de correlación. La relación de llenado, la relación partícula a bola, las características del dominio del tiempo y la entropía de la muestra son características extraídas de la señal, que proporcionan información a un modelo de aprendizaje de máquina de vectores de soporte.

En la investigación de Salazar y otros (2008) se desarrolló un simulador dinámico, capaz de predecir la evolución temporal de variables operativas clave, como el caudal de producto, el nivel de carga, consumo de energía y la posición de carga en función de otras variables importantes como la velocidad de rotación y características de alimentación. Demostrando y validado en un molino de mineral de cobre de 1800 t/h, mostrando la efectividad del sistema.

Las investigaciones mencionadas hasta el momento nos muestran el constante estudio de los molinos de bolas y semiautógenos buscando mejorar su rendimiento en el proceso de molienda.

Según lo mencionado anteriormente las investigaciones, mayormente, están orientadas a la mejora del molino en su funcionamiento, en esta tesis realizará un estudio sobre la etapa de montaje de un molino y según lo mencionado por Moya Arcana (2018) se tiene que realizar una recopilación de información correspondiente al proceso de molienda, características de dimensionamiento de molinos, características de funcionamiento de molinos. Los mismos que nos permitirán tener un mejor entendimiento y el porqué de la determinación de las características optadas.

Para la parte de diseño se revisaron trabajos similares donde el diseño gira en torno a los molinos y equipos similares.

Destacando lo mencionado por Arias Espin (2007) que sostiene que para el diseño y dimensionamiento de cada elemento que conforma el equipo se debe tener en cuenta parámetros como peso, materiales, facilidad de adquisición en el mercado, facilidad de mantenimiento y optimización en la construcción.

En el desarrollo del diseño de los sistemas propuesto debe tener en consideración lo mencionado por Huayta Ticona (2019), quien indica que “se requiere herramientas adecuadas que faciliten el trabajo y que sea ergonómica, por lo cual es indispensable contar con equipos y elementos que ayuden el tiempo de ejecución en el taller, por lo que es necesario la construcción de propios equipos, ya que el personal de taller es capacitado para realizar la fabricación”.

Para el diseño de un sistema de lubricación en molinos MB y SAG, Nuñez Lazarte (2012) menciona desarrollo de cálculos de ingeniería para el sistema de tuberías, cálculo y selección de bombas, selección de motores, selección de filtros, selección de intercambiadores de calor y otros equipos auxiliares haciendo uso de normas internacionales tales como ASME, ASTM, API, entre otras; como también la selección y diseño de soportes entre otros elementos para el correcto funcionamiento del sistema basándose en parámetros de operación previamente establecidos en la filosofía de control del equipo, además se debe considerar las posibles fallas que puede existir en este tipo de sistemas mencionados por Manobanda y Paredes (2012), se tiene que controlar la fuga de la costura de soldadura y sellos hidráulicos están basados en el volumen que se tiene al momento de realizar pruebas hidráulicas, por esta razón antes de realizar las pruebas se debe realizar un cálculo previo del volumen del cilindro y de esta manera comparar con la capacidad que se tiene.

Los resultados obtenidos de los estudios realizados en el sistema estructural y sistema hidráulico deben ser verificados y contrastados con apoyo de software de simulación. Tejada Estay (2010) evaluó, mediante simulación, la respuesta dinámica de un molino tipo SAG con motor de anillo, en distintas situaciones operacionales. La tarea fue desarrollada bajo condiciones lineales de rigidez y el método de elementos finitos, utilizando la plataforma computacional ANSYS. En particular, se buscó la caracterización de los puntos críticos del equipo, tanto en el plano estructural como dinámico. Esto implica definir las combinaciones de variables mecánicas, como deformaciones, esfuerzos, rigideces, velocidades de rotación del molino, frecuencias naturales y modos normales. En conjunto, estas variables denotan potenciales anomalías operacionales o fallas, con un enfoque especial en la variación del espacio de aire presente entre el estator y el rotor del equipo. Este tipo de análisis ayuda a corroborar los resultados obtenidos de los estudios realizados en el sistema estructural y sistema hidráulico.

En la investigación propuesta por Rojas Rupay (2019) indica que realizó el estudio de la capacidad del software JKSimMet y su modelo para la molienda SAG de representar el comportamiento de la Función Selección, Función Fractura y transporte de material de un molino a escala industrial. Para ello, se desarrolló un muestreo de una planta de conminución de manera de obtener la cantidad de información suficiente para desarrollar un balance de masas del circuito de molienda, permitir además la obtención de muestras de mineral para llevar a cabo los diferentes ensayos de caracterización de dureza, y, en paralelo, obtener los parámetros operacionales de los equipos principales del circuito de molienda, por lo que el apoyo de software de simulación es importante para la obtención de datos más precisos para el diseño de este tipo de equipos; el cual se aplicara en la presente investigación.

## CAPITULO II: MARCO TEORICO

### 2.1. Diseño en Ingeniería

#### 2.1.1. Diseño

El diseño es un proceso iterativo y altamente interactivo que implica formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse. También se dice que es un proceso innovador y es un proceso de toma de decisiones. Algunas veces las decisiones deben tomarse con muy poca información, en otras con apenas la cantidad adecuada y en ocasiones con un exceso de información parcialmente contradictoria. Las decisiones se pueden tomar de manera tentativa, por lo cual es conveniente reservarse el derecho de hacer ajustes a medida que se obtiene más información.

Los diseñadores deben considerar el uso de códigos y normas, además tener presente la economía, seguridad y consideraciones de responsabilidad legal del producto. La duración de un componente mecánico está frecuentemente relacionada con el esfuerzo y la resistencia. Los aspectos de incertidumbre siempre han estado presentes en el diseño en la ingeniería y se abordan de manera típica mediante el factor de diseño y el factor de seguridad, ya sea en la forma determinista (absoluta) o en un sentido estadístico. El enfoque estadístico busca garantizar la confiabilidad del diseño mediante el empleo de datos estadísticos sólidos (Budynas & Nisbett, 2008).

#### 2.1.2. Diseño en Ingeniería Mecánica

El diseño en la ingeniería mecánica es un campo amplio que involucra todas las áreas de esta disciplina. Los ingenieros mecánicos están relacionados con la producción y el procesamiento de energía, el suministro de medios de producción, herramientas de transporte y técnicas de automatización. Sus conocimientos y habilidades se basan en disciplinas como la mecánica de sólidos y fluidos, transferencia de masa y momento, procesos de manufactura y teoría eléctrica. Los problemas reales en el diseño en ingeniería mecánica son complejos e involucran múltiples áreas, como flujo de fluidos, transferencia de calor, fricción, transporte de energía, selección de materiales y tratamientos termo mecánicos. Además, el diseño debe tener en cuenta el impacto ambiental. Hay áreas especializadas dentro del diseño en ingeniería mecánica, como el diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado, diseño de motores

de combustión interna y turbo-máquinas. Sin embargo, todas estas áreas se basan en las mismas fuentes de conocimiento y requieren habilidades similares, según lo expuesto por Budynas & Nisbett (2008).

### 2.1.3. Proceso de Diseño

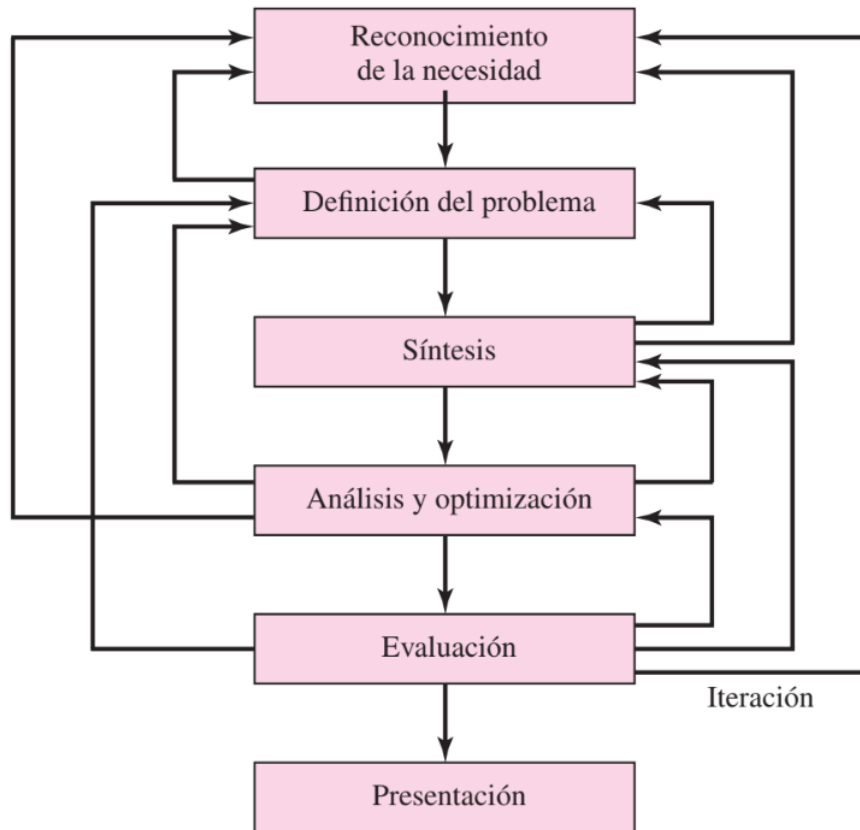
Según Budynas & Nisbett (2008), el proceso de diseño generalmente comienza con la identificación de una necesidad, seguido de la definición del problema, la invención de conceptos, la síntesis, el análisis, la optimización, la evaluación y la presentación de los resultados. Este proceso es iterativo como se muestra en la Figura 1, lo que significa que se retrocede y se ajusta en diferentes etapas para lograr un diseño final satisfactorio. A continuación, se detallan las etapas de un proceso de diseño.

- **Reconocimiento de la necesidad:** Esta etapa implica reconocer y expresar claramente una inquietud o una oportunidad de mejora. Es un proceso creativo que requiere comprender las deficiencias o problemas existentes, recopilar información relevante y establecer requisitos específicos para el diseño. Este paso es crucial para orientar todo el proceso de diseño y garantizar que la solución propuesta aborde de manera efectiva la necesidad identificada.
- **Definición del problema:** Una vez identificada la necesidad, se procede a definir el problema de manera más específica. Esto implica establecer todas las especificaciones y requerimientos del objeto que se va a diseñar, incluyendo las cantidades de entrada y salida, dimensiones, limitaciones y cualquier otra característica relevante.
- **Invención del concepto:** En esta etapa, se generan varios esquemas o propuestas de diseño que conectan los elementos posibles del sistema. Estos esquemas se investigan y cuantifican en términos de medidas establecidas. Se realizan análisis para evaluar el desempeño de cada esquema y se descartan aquellos que no cumplen con los criterios establecidos.
- **Síntesis:** Es el proceso se busca la generación de varios esquemas o propuestas de diseño que conectan los elementos posibles del sistema. Estos esquemas se investigan y

cuantifican en términos de medidas establecidas. Se busca encontrar opciones viables y prometedoras para abordar la necesidad identificada.

**Figura 1:**

*Fases del proceso de diseño con retroalimentaciones e iteraciones.*



*Nota:* Diagrama que muestra el proceso para realizar el diseño de un equipo. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, por G. Budynas & Keith Nisbett, 2008.

- Análisis y optimización:** Una vez que se han generado los esquemas de diseño, se realiza un análisis exhaustivo de cada uno de ellos. Se evalúa el desempeño de los sistemas propuestos y se comparan entre sí para determinar cuál es el más adecuado. A través de la optimización, se refinan los diseños para lograr el mejor rendimiento posible en términos de las especificaciones y los criterios establecidos. Este proceso iterativo permite mejorar y ajustar los diseños hasta llegar a una solución final satisfactoria. Además, mencionar que el análisis y optimización están estrechamente relacionados y se llevan a cabo de manera iterativa tal como se muestra en la Figura 1. La síntesis proporciona las propuestas iniciales de diseño, mientras que el análisis y la optimización permiten evaluar y mejorar esos diseños para seleccionar la mejor solución posible

- **Evaluación:** La evaluación es una fase importante del proceso de diseño. Implica realizar pruebas y pruebas de prototipos en el laboratorio para verificar si el diseño cumple con las necesidades y especificaciones establecidas. Se evalúa la confiabilidad, la competitividad, el costo de fabricación y uso, la facilidad de mantenimiento, entre otros aspectos relevantes.
- **Presentación:** Es la presentación de los resultados, esto implica comunicar los resultados a otras personas, como personal administrativo, gerencial o de supervisión. Se busca convencer y vender la solución propuesta como la mejor opción. Una presentación exitosa es importante para obtener apoyo y asegurar la implementación del diseño.

#### 2.1.4. Herramientas de Diseño en Ingeniería

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las computadoras y los softwares proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ciencias/ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la computadora puede jugar un papel importante en la recolección de información (Budynas & Nisbett, 2008).

#### 2.1.5. Métodos de diseño en Ingeniería

De acuerdo con Cross (2002), los métodos de diseño, tratan de sacar los pensamientos y procesos mentales de la cabeza para ponerlos en gráficas y diagramas, que son una característica común de los métodos de diseño. Esta exteriorización es un auxiliar significativo cuando se manejan problemas complejos, pero también es una parte necesaria del trabajo en equipo, es decir, proporcionar medios a través de los cuales todos los miembros puedan ver lo que está pasando y puedan contribuir en el proceso de diseño y es más probable que conduzcan a soluciones novedosas de diseño que los procedimientos informales, internos y de pensamiento incoherente del proceso de diseño convencional. Algunos métodos de diseño son, en realidad, técnicas específicas para auxiliar al pensamiento creativo. De hecho, el cuerpo general de los métodos de diseño puede clasificarse en dos grandes grupos: métodos creativos y métodos racionales.

### **2.1.5.1. Métodos Creativos**

En general, tratan de incrementar el flujo de ideas, eliminando los bloqueos mentales que inhiben la creatividad, o ampliando el área en la cual se buscan las soluciones.

### **2.1.5.2. Lluvia de idea**

Es un método para generar un gran número de ideas, la mayoría de las cuales se descartarán posteriormente, pero en donde tal vez se identifiquen unas cuantas ideas novedosas a las cuales vale la pena darles seguimiento.

### **2.1.5.3. Sinéctica**

Es una actividad en grupo en la que se elimina la crítica, y los miembros del grupo tratan de construir, combinar y desarrollar ideas para una solución creativa del problema propuesto. La sinéctica es diferente de la lluvia de ideas en que el grupo trata de encontrar conjuntamente una solución particular, en vez de generar un gran número de ideas.

### **2.1.5.4. Métodos Racionales**

Este tipo de método tiene objetivos similares a los de los métodos creativos, como ampliar el espacio de búsqueda de soluciones potenciales o facilitar el trabajo en equipo y la toma de decisiones en grupo. Pero esta basados en una lista de verificación que exterioriza lo que se tiene que hacer, de manera que no sea necesario recordar todo mentalmente y para que no se pase por alto alguna cosa, haciendo un registro de puntos, los cuales pueden tacharse a medida que se recopilan o se logran, hasta que todo esté completo.

### **2.1.5.5. Normas de Diseño**

Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y cantidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite al número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades (Budynas & Nisbett, 2008).

### **2.1.6. Factor de diseño y factor de seguridad**

El factor de diseño, representado como  $n_d$  en la ecuación (1), se utiliza para determinar la carga permisible contra la carga de pérdida de función en un diseño. Se calcula considerando todos los modos posibles de pérdida de función y se elige el modo que resulte

en el factor de diseño más pequeño. Es decir, se utiliza para establecer un margen de seguridad en el diseño, garantizando que la carga aplicada al componente o sistema esté por debajo de la carga permisible.

Mientras que, el factor de seguridad se utiliza para ajustar el factor de diseño original y tener en cuenta cambios o incertidumbres en el proceso de diseño y fabricación. Ambos factores son importantes para garantizar la integridad y confiabilidad del diseño (Budynas & Nisbett, 2008).

$$n_d = \frac{\text{resistencia de pérdida de la función}}{\text{esfuerzo permisible}} = \frac{S}{\sigma(o \tau)} \quad (1)$$

Donde:

S: Resistencia de pérdida de la función

$\sigma$ : esfuerzo permisible

## 2.2. Análisis estructural

Cuando se diseña una estructura para que desempeñe una función específica para el uso público, se debe considerar su seguridad, estética y facilidad de mantenimiento, y a la vez tener presentes las limitantes económicas y ambientales. A menudo esto requiere varios estudios independientes sobre las diferentes soluciones posibles antes de tomar una determinación final sobre cuál es la forma estructural más adecuada. Este proceso de diseño es tanto creativo como técnico y requiere un conocimiento fundamental de las propiedades de los materiales y de las leyes de la mecánica que rigen la respuesta de los materiales. Una vez propuesto el diseño preliminar de una estructura, ésta debe analizarse para asegurar que tiene la rigidez y la fuerza necesarias (Hibbeler, 2012).

### 2.2.1. Esfuerzo

El esfuerzo se refiere a la resistencia interna ofrecida por una unidad de área del material del cual está hecho un miembro a una carga externamente aplicada. El esfuerzo se expresa matemáticamente como:

$$\text{esfuerzo} = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Donde:

F: Fuerza

A: Área

Hay diferentes tipos de cargas que pueden producir esfuerzos en un miembro, como cargas axiales directas, fuerzas cortantes directas y cargas de apoyo o sustentación. En algunos casos, la fuerza aplicada se comparte uniformemente por toda la sección transversal del miembro, y en esos casos, el esfuerzo se calcula dividiendo simplemente la fuerza total entre el área de la pieza que la resiste. En otros casos, el esfuerzo variará en diferentes posiciones dentro de la sección transversal. Consecuentemente, es esencial considerar el nivel de esfuerzo en un punto y determinar en qué punto ocurre el esfuerzo máximo y cuál es su magnitud (Mott, 2009)

### 2.2.2. Deformación

La deformación se refiere al cambio en la forma o tamaño de un miembro que soporta carga debido a la influencia de la carga aplicada. La deformación total de un miembro que soporta carga puede medirse y también puede calcularse. La deformación unitaria, también llamada simplemente deformación, se encuentra dividiendo la deformación total entre la longitud original del miembro y se denota con la letra griega minúscula épsilon ( $\epsilon$ ). Aunque se podría decir que la deformación unitaria no tiene dimensiones, es mejor reportar las unidades como in/in o mm/mm para mantener la definición de deformación por unidad de longitud del miembro (Mott, 2009).

### 2.3. Cargas combinadas

Las cargas son las fuerzas externas que actúan sobre una estructura y que deben ser consideradas en su diseño. Es necesario determinar las cargas que debe soportar una estructura para elegir el tipo básico de estructura y proceder con el diseño real de sus elementos. Los códigos generales de construcción y los códigos de diseño proporcionan normas y requisitos para las cargas mínimas de diseño en las estructuras (Hibbeler, 2012).

Para el diseño de la estructura solo se considerará la carga viva, carga muerta y carga muerta, debido a las condiciones de sitio. Según Steel Construction Manual (AISC, 2019), para calcular la carga combinada sería la ecuación (3).

$$P_u = 1.2D + 1.6L + 0.5W \quad (3)$$

Donde:

$D$ : Carga Muerta

$L$ : Carga Viva

$W$ : Carga de viento

### 2.3.1. Carga Muerta (D)

Son los pesos de los elementos estructurales y los objetos permanentemente unidos a la estructura, ver Figura 2. Incluyen el peso de columnas, vigas, losas de piso, techo, paredes, ventanas, instalaciones eléctricas, fontanería y otros accesorios. Estas cargas se pueden estimar utilizando fórmulas simples basadas en los pesos y tamaños de estructuras similares, así como a través de tablas que muestran las densidades de los materiales utilizados en la construcción. Es importante tener en cuenta que las estimaciones de las cargas muertas pueden tener cierto grado de error debido a posibles variaciones en los pesos unitarios de los elementos o cambios en el uso del edificio (Hibbeler, 2012).

**Figura 2:**

*Soporte Estructural de molino*



*Nota:* Soporte estructural de molino suministrado por el fabricante del equipo para el armado montaje de las piezas.

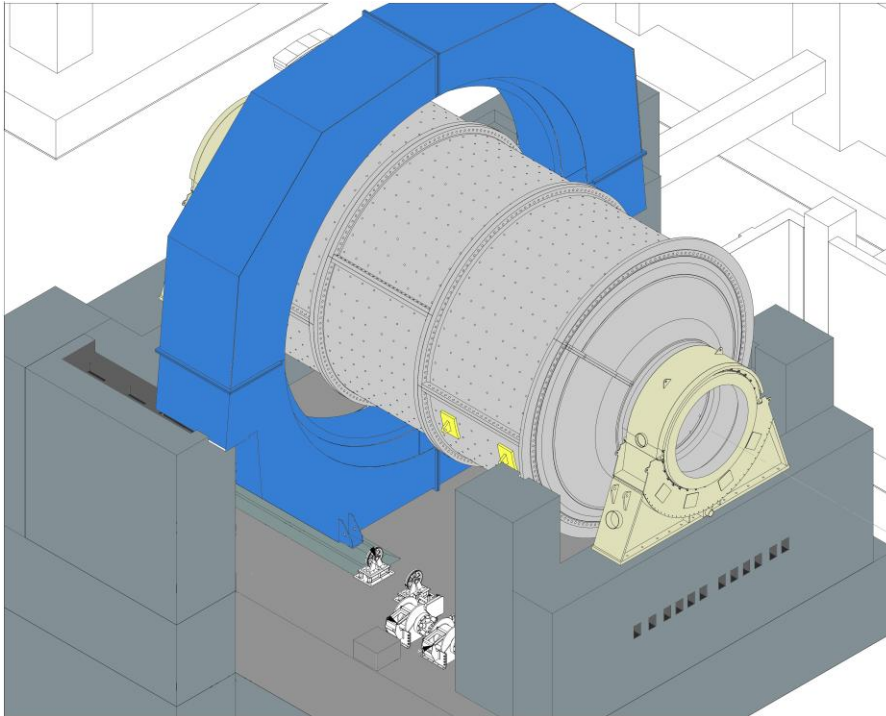
### 2.3.2. Carga Viva (L)

Son cargas variables en magnitud y ubicación. Pueden ser causadas por objetos temporales colocados en la estructura, el tráfico vehicular o fuerzas naturales. En el caso de los edificios, se supone que los pisos están sometidos a cargas vivas uniformes, las cuales dependen del propósito para el cual se diseñó el edificio. Estas cargas están tabuladas en los códigos de construcción y generalmente incluyen protección adicional contra deformaciones excesivas o sobrecargas repentinas. Además de las cargas uniformes, algunos códigos especifican cargas vivas concentradas mínimas causadas por carros manuales, automóviles, entre otros (Hibbeler, 2012).

Para el diseño de soporte estructural se considerará como carga viva a la suma de los pesos de todos los componentes del molino incluyendo los pernos, ver Figura 3.

**Figura 3:**

*Montaje de componentes de Molino bolas*



*Nota:* Representación de un molino de bolas en vista isométrica, donde se observa sus componentes.

### 2.3.3. Carga de Viento (W)

La carga de viento es la fuerza que ejerce el viento sobre una estructura. Esta fuerza se determina para asegurar que la edificación sea capaz de resistir los efectos del viento y evitar que la estructura se deforme o se derrumbe.

La carga de viento se calcula en base a la velocidad del viento, la altura de la estructura y la forma de la estructura. La velocidad del viento se puede obtener de registros históricos o de modelos de pronóstico meteorológico, como se muestra en el anexo A. La altura de la estructura se puede medir desde el nivel del suelo hasta la parte más alta de la estructura. La forma de la estructura se puede determinar a partir de su plano arquitectónico (Hibbeler, 2012).

Para el cálculo de la presión ejercida del viento sobre la estructura se calculará según lo mencionado en la Norma Técnica Peruana E020 (2019).

$$P_h = 0.005 * C * V_h^2 \quad (4)$$

Donde:

$P_h$ : presión o succión del viento a una altura  $h$  en  $\text{kgf/m}^2$

$C$ : factor de forma adimensional indicado en la Tabla 1

$V_h$ : velocidad de diseño a la altura  $h$ , en  $\text{km/h}$ .

**Tabla 1**

*Factores de forma (C)*

CONSTRUCCION	BARLOVENTO	SOTAVENTO
Superficies verticales de edificios	+0.8	-0.6
Anuncios, muros aislados, elementos con una dimensión corta en la dirección del viento	+1.5	
Tanques de agua, chimeneas y otros de sección circular o elíptica	+0.7	
Tanques de agua, chimeneas y otros de sección cuadrada o rectangular	+2.0	
Arcos y cubiertas cilíndricas con un ángulo de inclinación que no exceda $45^\circ$	$\pm 0.8$	-0.5
Superficies inclinadas entre $15^\circ$ o menos	+0.3-0.7	-0.6
Superficies inclinadas entre $15^\circ$ y $60^\circ$	+0.7-0.3	-0.6
Superficies inclinadas entre $60^\circ$ y la vertical	+0.8	-0.6
Superficies verticales o inclinadas (planas o curvas) paralelas a la dirección del viento	-0.7	-0.7

\* El signo positivo indica presión y el negativo succión

Nota: Tabla obtenida de Norma Técnica Peruana E.020 (2019). Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento.

Para calcular la carga de viento seria:

$$W = A * P_h \quad (5)$$

Donde:

A: Área de la superficie expuesta.

Ph: presión o succión del viento

#### 2.3.4. Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas se refieren a las características y comportamientos de los materiales en respuesta a cargas o fuerzas aplicadas sobre ellos. Estas propiedades son

evaluadas a través de pruebas que pueden ser destructivas o no destructivas. Las propiedades mecánicas incluyen aspectos como la resistencia, la rigidez, la tenacidad, la ductilidad, la fragilidad, la elasticidad y la capacidad de soportar tensiones y deformaciones. Estas propiedades son fundamentales para entender cómo un material se comportará bajo diferentes condiciones de carga y para diseñar productos y estructuras que sean seguros y eficientes (Norton, 2011).

### 2.3.5. Vigas

Las vigas, ver Figura 4, son elementos rectos horizontales que se usan principalmente para soportar cargas verticales. Estas se clasifican según la forma en que están apoyadas y según su sección transversal.

Las vigas se diseñan en principio para resistir momentos de flexión, pero si una viga es corta y soporta grandes cargas, la fuerza cortante interna puede llegar a ser bastante grande y regir el diseño de la viga; pueden ser de diferentes materiales, como metal, concreto o madera, y pueden tener diferentes formas de construcción, como vigas formadas como una sola unidad en una laminadora, vigas armadas con placas soldadas o fijadas con pernos, vigas de concreto con varillas de acero de refuerzo o vigas de madera sólida o laminada (Hibbeler, 2012).

#### Figura 4:

*Sistema de vigas*



*Nota:* Ensamble de vigas para plataforma de trabajo.

### 2.3.6. Columnas

Las columnas, ver Figura 5, son elementos generalmente verticales que resisten cargas de compresión axial. Las columnas pueden ser de diferentes materiales, como metal o concreto, y pueden tener diferentes secciones transversales, como tubulares y de ala ancha para columnas de metal y circulares y cuadradas con varillas de refuerzo para columnas de concreto. En ocasiones, las columnas están sujetas simultáneamente a una carga axial y a un momento de flexión, y estos elementos se denominan columnas de viga (Hibbeler, 2012).

#### Figura 5:

*Columna de nave industrial*



*Nota:* Montaje de columna para la ampliación de una nave industrial.

### 2.3.7. Uniones atornilladas

Es un método de conexión utilizados para unir los miembros de una estructura de acero mediante tornillos. En contraste con los remaches, los tornillos y la soldadura se han convertido en los métodos preferidos para estas conexiones. El uso de tornillos ofrece ventajas económicas, ya que el montaje de estructuras de acero mediante tornillos es más

rápido y requiere menos mano de obra especializada. Aunque los tornillos de alta resistencia tienen un mayor costo de adquisición en comparación con los remaches, el costo total de la construcción atornillada es menor debido a los menores costos de mano de obra, equipo y la necesidad de un menor número de tornillos para resistir las mismas cargas. Las especificaciones y pautas para las uniones atornilladas se detallan en el Manual del AISC, proporcionando información sobre tipos de tornillos, tamaños, aceros, preparación, apretado, inspección, entre otros aspectos relevantes (McCormac & Csernak, 2013).

**Figura 6:**

*Conexión atornillada de vigas*



*Nota:* Empalme de vigas utilizando pernos y placas durante el montaje de estructura metálicas. Tomado de Estructuras atornilladas [Fotografía], por Alfonso Carabias, 2011, <https://estonocumple.wordpress.com/>.

**2.3.8. Uniones soldadas**

Las uniones soldadas es un proceso en el que se unen partes metálicas mediante el calentamiento de sus superficies a un estado plástico o fluido, permitiendo que las partes fluyan y se unan. La soldadura moderna ha adquirido gran importancia en las últimas décadas en la ingeniería estructural para la construcción de edificios y puentes. Aunque en el pasado había preocupaciones sobre la resistencia a la fatiga y la calidad de las uniones soldadas, en la actualidad se acepta que las juntas soldadas tienen una resistencia considerable a la fatiga y

que las reglas que gobiernan la capacitación de los soldadores, la técnica mejorada utilizada y los requerimientos para la mano de obra hacen de la inspección de la soldadura un problema menos difícil. Como consecuencia, la soldadura se permite ahora en casi todos los trabajos estructurales (McCormac & Csernak, 2013).

## 2.4.Hidráulica

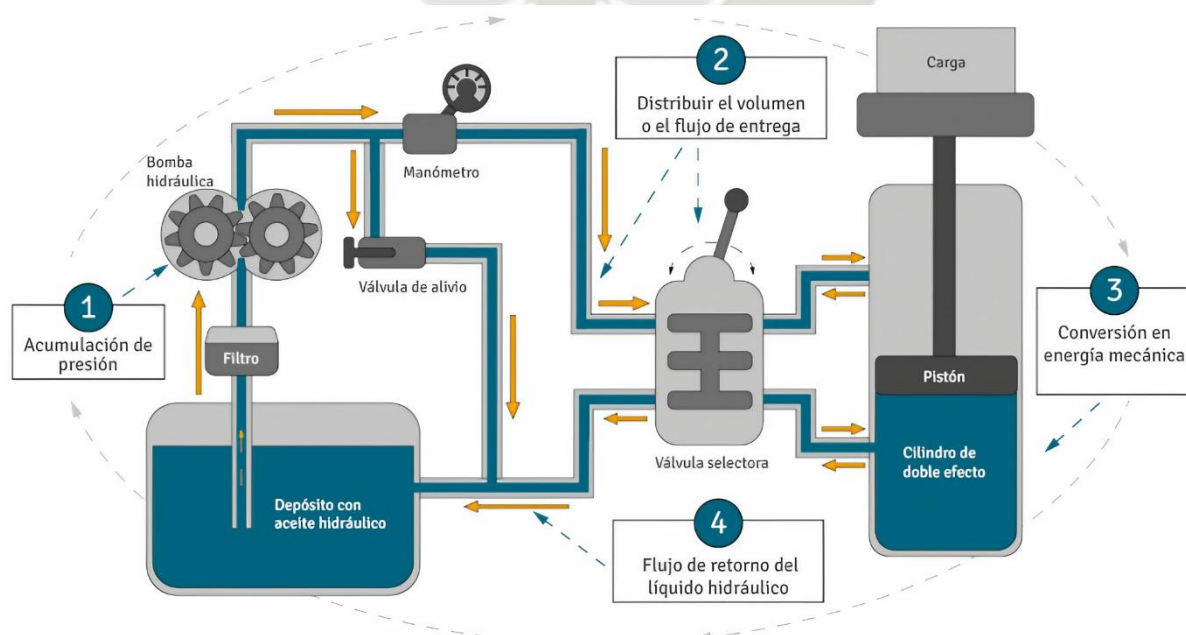
La hidráulica es una rama de la física y la ingeniería que se encarga del estudio y uso de los fluidos hidráulicos para transmitir potencia y generar movimiento. Los sistemas hidráulicos utilizan fluidos a presión para mover pistones en cilindros y generar movimiento en dispositivos móviles y fijos.

La hidráulica ofrece varias ventajas, como la capacidad de transmitir gran potencia con componentes relativamente pequeños, un posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga debido a la incompresibilidad de los líquidos, buen control y regulación, y una disipación efectiva del calor.

Sin embargo, también presenta algunas desventajas, como el riesgo de contaminación y posibles accidentes debido a fugas de aceite, sensibilidad a la suciedad, peligro asociado con las altas presiones y la dependencia de la temperatura debido a los cambios en la viscosidad del fluido.

**Figura 7:**

*Componentes de un sistema hidráulico.*



*Nota:* Ejemplo de sistema hidráulico de pistón con cilindro, Tomada de Guía-Profi, por Jungheinrich, 2022, [www.jungheinrich-profishop.es](http://www.jungheinrich-profishop.es).

Los sistemas hidráulicos, como el ejemplo mostrado en la Figura 7, son ampliamente utilizados en una variedad de aplicaciones, tanto en dispositivos móviles como en dispositivos fijos. Algunos ejemplos de aplicaciones móviles son maquinaria de construcción, excavadoras, plataformas elevadoras, aparatos de elevación y transporte, maquinaria agrícola y simuladores de vuelo. En cuanto a las aplicaciones en dispositivos fijos, se utilizan en la fabricación y montaje de máquinas, líneas de transferencia, prensas, máquinas de inyección y moldeo, máquinas de laminación, ascensores y montacargas, entre otros (Creus Solé, 2007).

#### **2.4.1. Fluido Hidráulico**

Un fluido hidráulico es un tipo de fluido utilizado en sistemas hidráulicos para transmitir energía y realizar trabajo. Es un medio de presión que se utiliza para transferir fuerza y controlar el movimiento en equipos y maquinaria hidráulica.

El fluido hidráulico más comúnmente utilizado es el aceite hidráulico, aunque también pueden utilizarse otros fluidos como agua y fluidos sintéticos especiales. El aceite hidráulico es preferido debido a sus propiedades lubricantes, su capacidad para resistir altas presiones y temperaturas, y su baja compresibilidad.

Los fluidos hidráulicos deben tener ciertas características para garantizar un rendimiento óptimo en los sistemas hidráulicos. Estas características incluyen una buena estabilidad térmica y química, baja viscosidad para facilitar el flujo y reducir la resistencia, resistencia a la oxidación y a la formación de espuma, así como propiedades lubricantes adecuadas (Creus Solé, 2007).

#### **2.4.2. Hidrostática**

La hidrostática es una rama de la hidráulica que se ocupa del estudio del equilibrio de los líquidos, es decir, de los fluidos en reposo. Se centra en el análisis de la presión ejercida por un líquido en un recipiente y cómo se transmite esta presión en todas las direcciones de manera uniforme.

El principio de Pascal es fundamental en la hidrostática. Según este principio, la presión ejercida en un punto de un líquido incompresible se transmite con la misma intensidad en todas las direcciones y actúa siempre perpendicularmente a las paredes del contenedor que lo contiene. Esto significa que, en un líquido en reposo, la presión es constante en un mismo nivel y se distribuye de manera uniforme.

En la práctica, en transmisiones oleo hidráulicas, se utilizan altas presiones, lo que permite despreciar el peso del fluido y los rozamientos internos. Esto implica que la ecuación

(6)(35), se puede aplicar directamente, ya que el peso del fluido y los rozamientos son despreciables en comparación con el efecto de generar un trabajo debido a estas altas presiones (Serrano Nicolás, 2002).

$$P = \frac{F}{S} = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \quad (6)$$

Donde:

$P$  = Presión en bar (o  $\text{kp}/\text{cm}^2$ ).

$F$  = Fuerza en daN (o kp).

$S$  = Superficie del pistón en  $\text{cm}^2$ .

$d$  = Diámetro del pistón en cm.

### 2.4.3. Hidrodinámica

La hidrodinámica es una rama de la física que se ocupa del estudio del movimiento de los fluidos, incluyendo líquidos y gases. A diferencia de la hidrostática, que se enfoca en los fluidos en reposo, la hidrodinámica se centra en el comportamiento de los fluidos en movimiento y las causas que generan dicho movimiento.

En el contexto de la transmisión de energía en sistemas oleo hidráulicos, la hidrodinámica se aplica para analizar el flujo del aceite u otro fluido a través de tuberías, conductos y componentes hidráulicos. Se considera que el fluido utilizado en estos sistemas se comporta como un fluido ideal, lo cual implica que no hay rozamiento interno entre las partículas del fluido.

La hidrodinámica se basa en el principio de conservación de energía, que permite relacionar diferentes formas de energía presentes en el fluido, como la energía de presión, la energía cinética y la energía potencial (Serrano Nicolás, 2002).

### 2.4.4. Circuito Hidráulico

Según Nicolas Serrano (2012), los Circuitos hidráulicos se refiere a la configuración y disposición de los componentes y elementos que forman parte de un sistema oleohidráulico. Estos circuitos están diseñados para permitir el control y la transmisión de energía hidráulica de manera eficiente y segura. Un circuito hidráulico consta de diferentes elementos, como cilindros, motores hidráulicos, actuadores de giro y distribuidores. Estos elementos son gobernados por distribuidores que dirigen el flujo del fluido hacia las diferentes cámaras activas de los dispositivos. En algunos casos pueden ser necesarios elementos adicionales para

cumplir funciones específicas, como limitar la velocidad de flujo mediante reguladores de flujo, permitir el flujo en un solo sentido con válvulas unidireccionales y garantizar la seguridad mediante dispositivos de alivio de presión. También se instalan captadores de información o detectores de posición estratégicamente ubicados para facilitar el control y la secuencia de operaciones en el ciclo automático del sistema.

Entonces para diseñar un circuito hidráulico, se deben tener en cuenta varios aspectos, como estimar las velocidades máximas de traslación de los cilindros o las velocidades de giro de los ejes, así como las presiones de trabajo. Esto ayuda a elegir el tipo de bomba y motor adecuados, así como el tamaño del depósito de aceite.

En el esquema de un circuito hidráulico, se utilizan símbolos normalizados que representan los diferentes componentes y funciones según las normas hidráulicas establecidas.

#### **2.4.5. Sistemas de alta y baja presión**

Los sistemas de alta y baja presión se refieren a dos categorías diferentes de sistemas hidráulicos que utilizan un fluido para transmitir energía mecánica.

Un sistema de alta presión es un sistema hidráulico que utiliza una presión elevada para transmitir energía mecánica. Por lo general, se utiliza en aplicaciones que requieren una fuerza de salida pequeña pero alta velocidad, como en la industria aeroespacial y militar.

Por otro lado, un sistema de baja presión es un sistema hidráulico que utiliza una presión más baja para transmitir energía mecánica. Por lo general, se utiliza en aplicaciones que requieren una fuerza de salida mayor pero una velocidad más baja, como en la agricultura, la construcción y la industria (Parr, 2011).

En resumen, la elección entre un sistema de alta o baja presión depende de las necesidades específicas de la aplicación y de los requisitos de la fuerza y velocidad deseados.

### **2.5.Molienda**

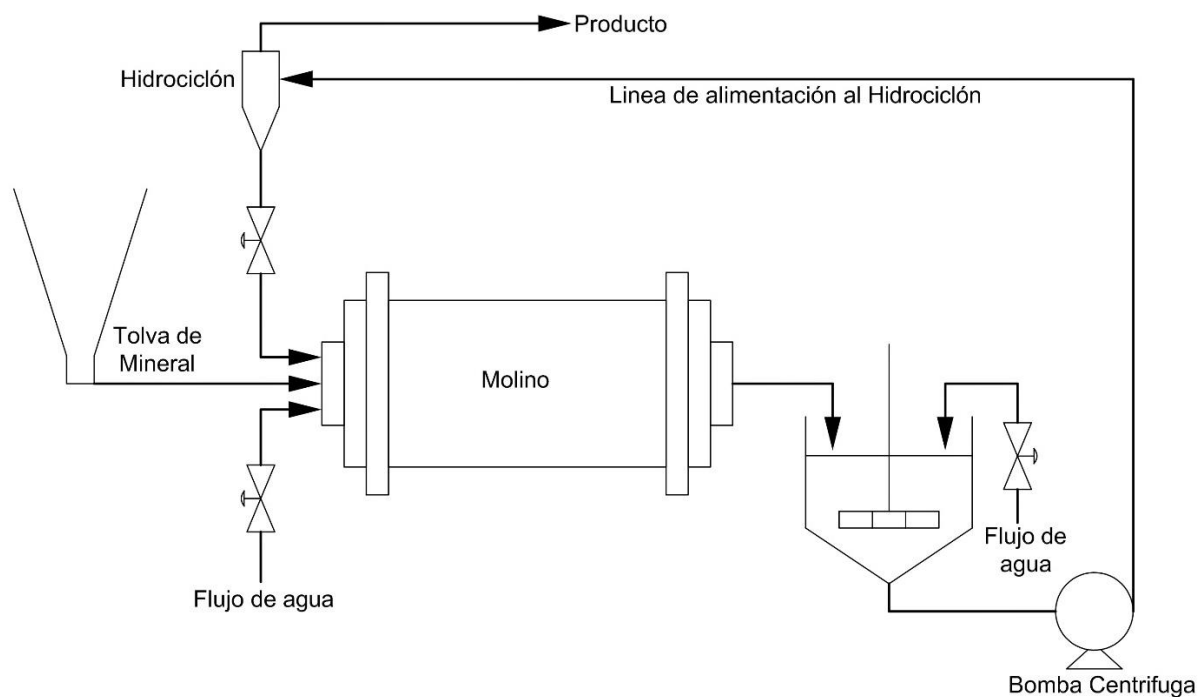
El procesamiento de minerales es un paso importante en la industria minera que consiste en separar los minerales valiosos de los componentes no deseados, conocidos como ganga. Este proceso es conocido también como "vestido de minerales" o "molienda" y sigue a la extracción de minerales y prepara el mineral para la extracción del metal valioso en el caso de los minerales metálicos o para producir un producto comercial en el caso de minerales como el potasio o el carbón. El procesamiento de minerales consta de dos etapas principales: la reducción de tamaño para liberar los granos de mineral valioso de la ganga y la separación

física de los minerales valiosos de la ganga para producir una porción enriquecida con la mayor parte de los minerales valiosos y un descarte con predominantemente la ganga.

El procesamiento de minerales se convirtió en una profesión importante en sí misma y sin ella la concentración de muchos minerales, especialmente los metálicos, sería económicamente inviable (Wills & Finch, 2016).

**Figura 8:**

*Circuito de molienda*



*Nota:* Representación de sistema molienda

### 2.5.1. Tipos de Molienda

La molienda se refiere a la reducción del tamaño de partícula de un material mediante la aplicación de fuerzas mecánicas. La molienda se puede realizar en seco o en húmedo, y se diferencia en función del estado del líquido utilizado durante el proceso (Wills & Finch, 2016).

### 2.5.2. Molienda Seca

La molienda seca es un proceso de reducción de tamaño de partículas en el cual se realiza la pulverización de materiales sólidos sin la adición de líquidos. En este proceso, los materiales se muelen en un estado seco, sin ninguna forma de humedad o líquido añadido. La

molienda seca se utiliza en una variedad de industrias, incluyendo la minería, la industria del cemento y la industria de los minerales no metálicos.

En la molienda seca, los materiales sólidos se introducen en un molino o equipo de molienda, como un molino de bolas, un molino de martillos o un molino de rodillos, donde son sometidos a fuerzas mecánicas para reducir su tamaño. Estas fuerzas pueden incluir impacto, compresión y corte. Los materiales se muelen hasta alcanzar un tamaño de partícula deseado, que puede variar según las especificaciones del proceso o la aplicación final.

Es importante destacar que, aunque la molienda seca no implica la adición de líquidos durante el proceso, el material de alimentación puede contener cierto grado de humedad natural. Sin embargo, la molienda seca se refiere a la ausencia de líquidos añadidos específicamente para facilitar la pulverización de los materiales, (Wills & Finch, 2016).

### 2.5.3. Molienda Húmeda

La molienda húmeda implica la adición de un líquido al material a moler antes o durante el proceso de molienda. El líquido actúa como un medio de transporte y facilita la fractura de las partículas, lo que permite una reducción más eficiente del tamaño de partícula. La molienda húmeda también puede ayudar a evitar la formación de polvo y a mejorar la eficiencia del proceso en términos de energía (Wills & Finch, 2016).

#### Figura 9:

*Ejemplo de molienda húmeda*



*Nota:* Molino SAG utilizado para el procesamiento de mineral de cobre en la Minera Tintaya-Antapaccay, Tomada de Wills' Mineral Processing Technology (p. 159), por A. Wills & A. Finch, 2016, Elsevier.

Ambos métodos de molienda se utilizan ampliamente en la industria de procesamiento de minerales y pueden ser aplicados a una amplia variedad de materiales, incluyendo minerales, productos químicos, productos alimenticios y farmacéuticos.

## 2.6. Molinos

Los molinos son una máquina utilizada para reducir el tamaño de los materiales mediante la combinación de impacto y abrasión. Estos pueden ser molinos giratorios, molinos agitadores, molinos de vibración, molinos centrífugos, molinos de rodillos, molinos de mesa y rodillo, molinos pendulares de rodillos. Estos molinos se utilizan principalmente en la industria minera para la molienda primaria, es decir, la etapa inmediatamente después del triturado, donde los materiales entre 5 y 250 mm se reducen a tamaños entre 25 y 300  $\mu\text{m}$  (Wills & Finch, 2016).

### 2.6.1. Molinos Giratorios

Los molinos giratorios se caracterizan por una cámara de molienda cilíndrica horizontal que contiene una carga de cuerpos de trituración sueltos, que son los medios de molienda. La parte cámara cilíndrica gira sobre su eje apoyados en cojinetes huecos ubicados en los extremos. El tamaño del molino determina el impacto ejercido sobre el mineral, es decir, cuanto mayor sea el tamaño de la partícula de mineral que ingresa, mayor será el diámetro de la cámara cilíndrica. Estos molinos se pueden clasificar en 3 tipos: molinos de barras, molinos de bolas y molinos autógenos/semiautógenos (Wills & Finch, 2016).

La presente tesis solo está enfocada en proponer un diseño de soporte estructural y sistema hidráulico auxiliar para los molinos de bolas y molinos semiautógenos, los cuales son detallados a continuación.

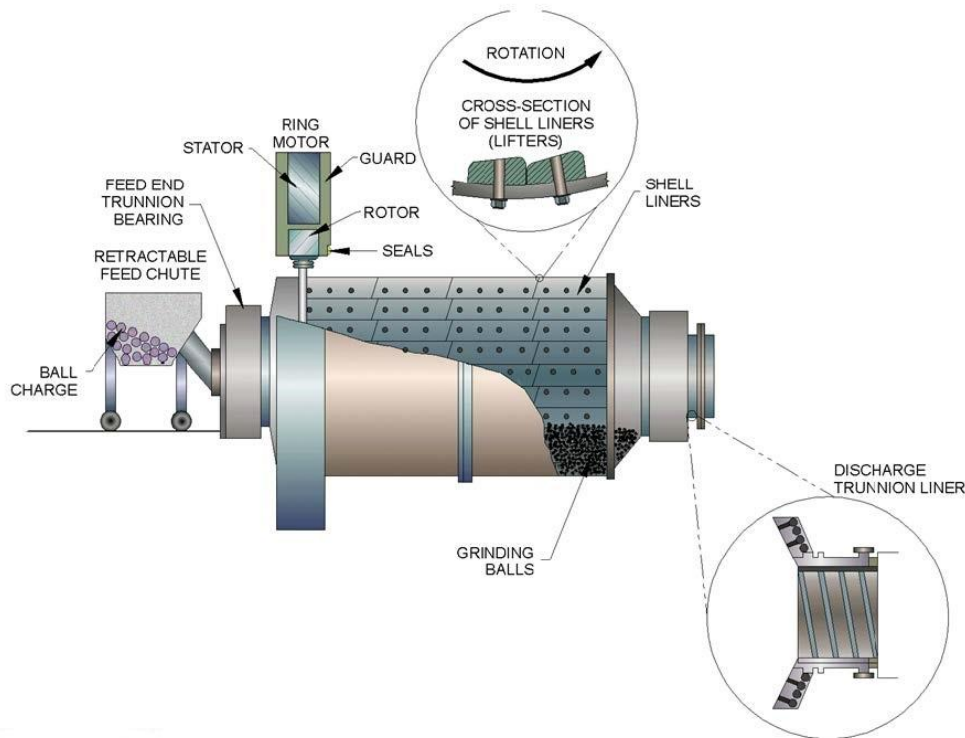
#### 2.6.1.1. Molino de Bolas

El molino de bolas es una máquina de trituración que reduce el tamaño de las partículas de mineral como preparación para los circuitos de extracción de mineral corriente abajo. La trituración se logra en un medio de una mezcla de partículas de mineral y agua con algunos reactivos.

El molino de bolas consta de un cilindro rotativo de acero, los cuales tiene revestimientos metálicos en el interior del casco, con extremos cónicos. El cilindro es soportado en cada extremo por muñones que giran sobre cojinetes (FLSMIDTH, Manual de instalación, operación y mantenimiento para dos molinos de bolas, 2012).

**Figura 10:**

*Molino de bolas*



*Nota:* Esquema simple de un molino de bolas, Adaptada de Manual de instalación, operación y mantenimiento para dos molinos de bolas, por FLSMIDTH, 2012

### 2.6.1.2. Molino Sag

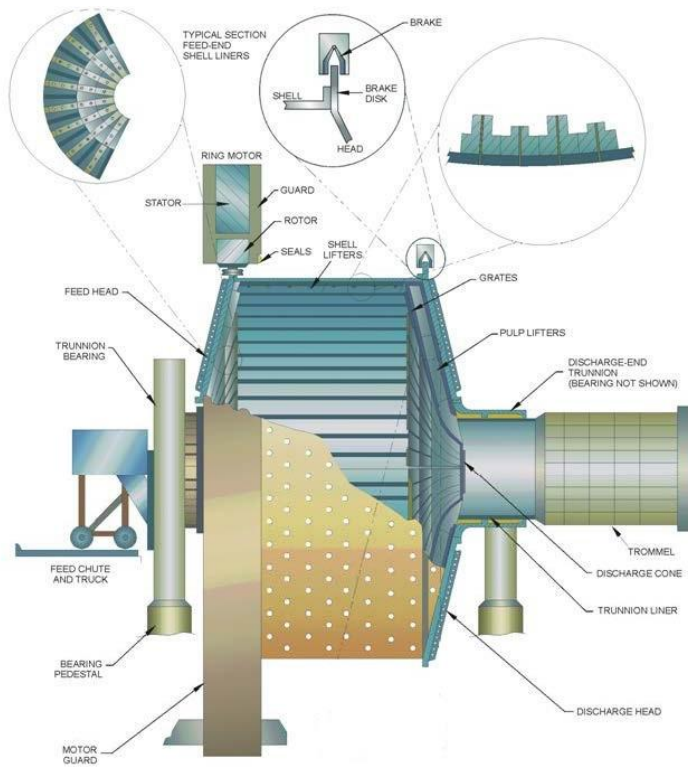
Un molino SAG es un molino semiautógeno en el que el mineral a moler actúa como medio de molienda, es decir, requiere bolas de acero u otro tipo de cuerpo moledor en menor proporción al mineral ingresado. Utilizando la propia fricción y el impacto de las rocas y minerales dentro del molino para lograr la reducción de tamaño.

El molino SAG consta de un tambor cilíndrico grande (comúnmente llamado “shell”) que se va rotando lentamente. En su interior, se introduce el mineral a moler, junto con una pequeña cantidad de agua y, en algunos casos, bolas de acero que ayudan en la molienda. El mineral y los cuerpos moledores son levantados por la rotación del molino y caen por gravedad, generando un impacto y fricción entre ellos.

Los molinos SAG son comúnmente utilizados en la industria minera para la molienda de minerales como el cobre, oro, hierro y otros minerales de alto valor económico. Son especialmente utilizados en etapas de molienda primaria y secundaria, previas a la etapa de

flotación o lixiviación, donde se busca liberar y recuperar los minerales valiosos (Wills & Finch, 2016).

**Figura 11:**  
*Molino SAG*



*Nota:* El freno del molino SAG se muestra en la parte superior por temas de ilustración, la ubicación real de los frenos es a los laterales del molino. Adaptada de Manual de instalación, operación y mantenimiento para dos molinos SAG, por FLSmidth, 2012

## 2.6.2. Construcción de molino

### 2.6.2.1. Shell

Es la estructura cilíndrica externa del molino. Es una parte fundamental del diseño y funcionamiento de este tipo de molino. Están fabricado típicamente con acero resistente y está diseñado para soportar cargas pesadas y condiciones de funcionamiento exigentes. Proporciona soporte estructural y contención para los componentes internos del molino, así como para el material a moler.

En el shell se encuentran las aberturas de alimentación y descarga, a través de las cuales se introduce el mineral a moler y se extraen los productos de molienda. También puede estar equipado con revestimientos (liners) en su interior, como se mencionó anteriormente.

Estos revestimientos protegen el casco del desgaste abrasivo y los impactos generados durante la molienda, prolongando así su vida útil (Wills & Finch, 2016).

**Figura 12:**

*Montaje de Shell*



*Nota:* Montaje de segmento de primer segmento de Shell en la minera las Bambas.

**2.6.2.2. Liners**

Los liners, también conocidos como revestimiento, son componentes fundamentales en un molino. Estos revestimientos son placas de acero resistentes al desgaste que se instalan en el interior del casco o carcasa del molino. Su función principal es proteger el casco del molino del desgaste abrasivo y los impactos generados durante la molienda.

**Figura 13:**

*Liners de molino de bolas*



*Nota:* Liners de metal, para revestimiento interno de molino de bolas. Adaptado de Mill liners [Fotografía], por Estanda, 2023, [www.estandacom.com](http://www.estandacom.com).

Los revestimientos se diseñan cuidadosamente para optimizar la eficiencia de molienda y prolongar la vida útil del molino. Están expuestos a un entorno extremadamente exigente y, por lo tanto, deben tener propiedades de resistencia al desgaste, a la abrasión y a los impactos.

### 2.6.2.3. Trunnion

Los trunnions son piezas fabricadas de hierro fundido o acero y se encajan y atornillan a las placas del shell. Estas piezas se pulen para reducir la fricción de los rodamientos. La mayoría de los rodamientos de trunnion son fundiciones de hierro de alta calidad con un revestimiento de metal blanco en el área de los rodamientos, rodeado por una carcasa de acero al carbono fabricada, que se atornilla a los cimientos de concreto (Wills & Finch, 2016).

#### Figura 14:

*Trunnion de molino bolas*



*Nota:* Trunnion lado alimentación previo a su instalación en un molino de bolas en la minera Las Bambas.

### 2.6.2.4. Bearing

Los Bearing también conocido como rodamientos, o cojinetes, son dispositivos que facilitan el movimiento de rotación entre dos superficies, reduciendo la fricción y permitiendo un funcionamiento suave y confiable. Son utilizados para soportar y permitir el giro del casco o carcasa del molino, así como otros componentes giratorios, como los piñones y engranajes.

Los cojinetes en un molino deben ser robustos y capaces de soportar cargas pesadas y condiciones de funcionamiento exigentes. Estos cojinetes generalmente están diseñados para

soportar tanto cargas radiales como cargas axiales, ya que el movimiento giratorio del molino puede generar diferentes tipos de fuerzas.

El adecuado mantenimiento y lubricación de los cojinetes es esencial para asegurar un funcionamiento confiable y prolongar su vida útil, por lo deben tener una lubricación constante durante la etapa de operación. Esto incluye la monitorización de la temperatura, la lubricación regular y el reemplazo cuando sea necesario (Wills & Finch, 2016).

**Figura 15:**

*Bearing de molino de bolas*



*Nota:* Bearing de un molino de bolas con accionamiento piñón-cremallera. Adaptado de Piezas y componentes para molinos, por Metso, 2023, [www.metso.com](http://www.metso.com).

#### **2.6.2.5. Sistema Motriz**

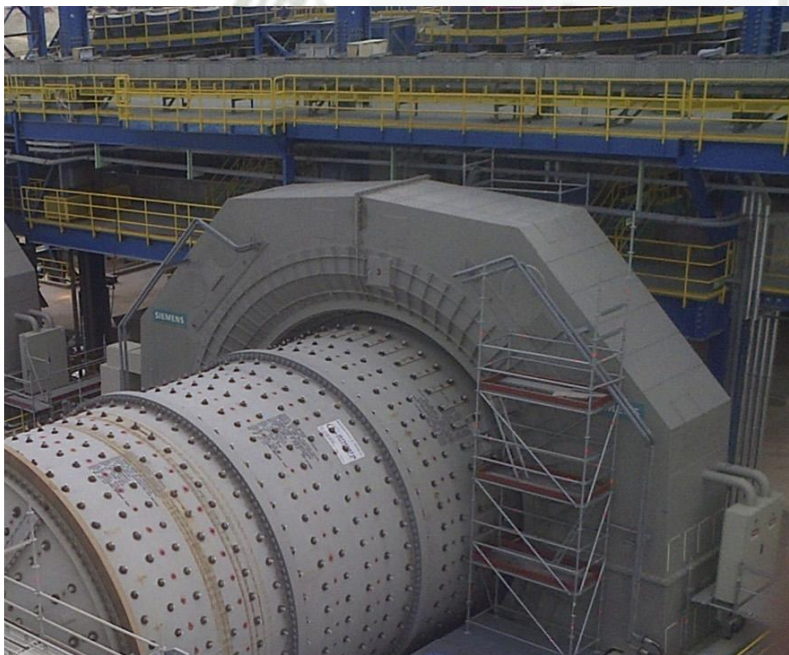
Los molinos rotatorios suelen girar mediante un piñón engranado con una corona atornillada a un extremo de la máquina. El eje del piñón se acopla directamente o mediante un embrague al eje de salida de un motor síncrono de baja velocidad, o al eje de salida de un reductor de engranajes helicoidales o helicoidales dobles accionado por motor. En algunos

molinos se utilizan tiristores eléctricos o motores de corriente continua para regular la velocidad. Los molinos muy grandes accionados por corona dentada requieren dos motores, cada uno de los cuales acciona piñones separados, con un complejo sistema de reparto de carga que equilibra el par generado por los dos motores.

El diseño de accionamiento sin engranajes incluye elementos de rotor de motor fijados a la carcasa del molino, un conjunto de estator estacionario que rodea los elementos de rotor y un sistema electrónico que convierte la corriente entrante de 50/60 Hz a aproximadamente 1 Hz. En realidad, la carcasa del molino se convierte en el elemento giratorio de un gran motor síncrono de baja velocidad. La velocidad del molino varía modificando la frecuencia de la corriente que llega al motor, lo que permite ajustar el consumo de energía del molino en función de los cambios en la tritabilidad del mineral (Wills & Finch, 2016).

### Figura 16:

*Modelo de accionamiento sin engranajes*



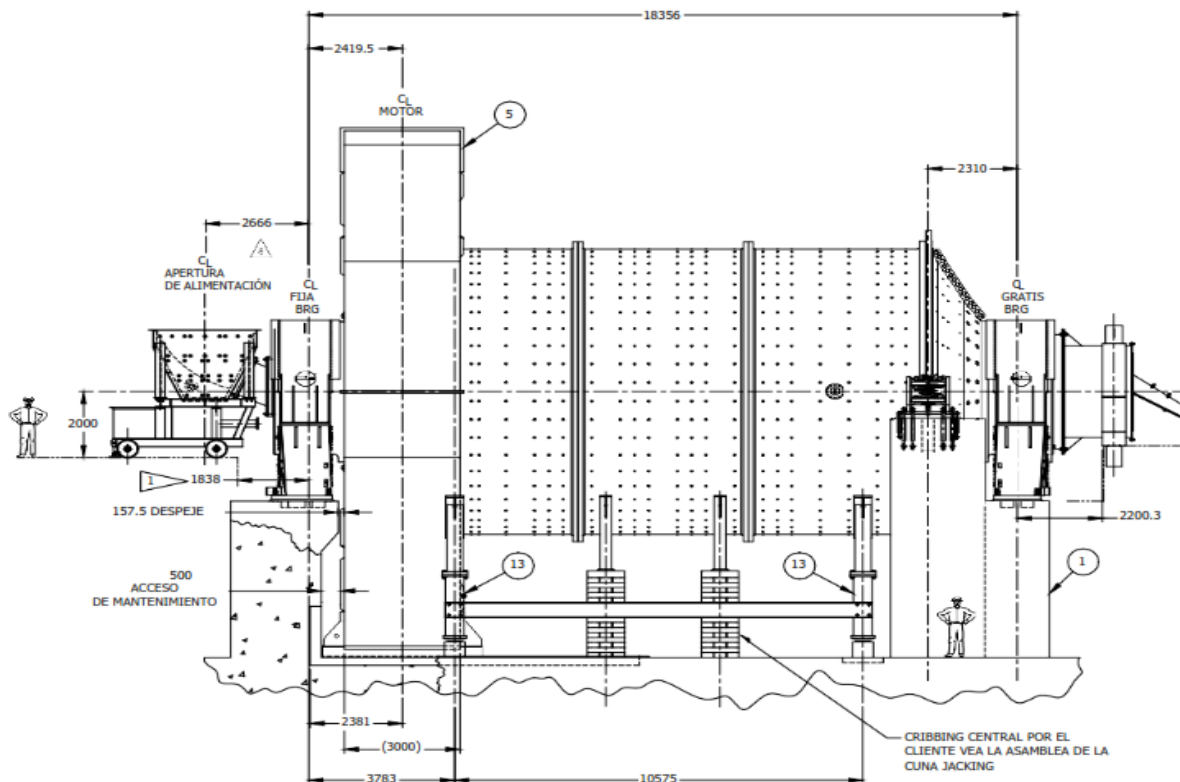
*Nota:* Accionamiento de molino de bolas mediante motor de inducción magnética, Tomada de Wills' Mineral Processing Technology (p. 157), por A. Wills & A. Finch, 2016, Elsevier.

#### 2.6.2.6. Montaje de molinos

Los molinos de SAG y molinos de bolas tienen componentes similares, varían en tamaño y peso, y considerando los pies principales del molino como (shells, bearing, trunnion) como se muestra en la Figura 17. Debido a esto se establece una secuencia de montaje de molinos el cual consiste en lo siguiente.

**Figura 17:**

*Elevación de molino de bolas*



*Nota:* Vista general de molino

#### 2.6.2.6.1. Preparación de fundación

Antes del inicio del montaje se realiza una inspección topográfica de la fundación, verificando cotas, nivelación y ubicación de pernos de anclaje según las recomendaciones del fabricante.

Se procede a limpiar la superficie para mejorar la adherencia del grout y posteriormente se instala el sistema de lanas de nivelación con espárragos para una nivelación más exacta.

Posterior a la nivelación se aplicará un grout epoxico que asegure un contacto total entre los soleplate (placa base) y la base del concreto, una vez alcanzado la resistencia de diseño del grout se coloca el soleplate de acero, sobre los cuales se apoyaran los bearing del molino. Finalmente se verifican las tolerancias de nivelación y alineamiento con instrumentos de precisión.

**Figura 18:**

*Instalación de placas de nivelación en soleplate de frenos*



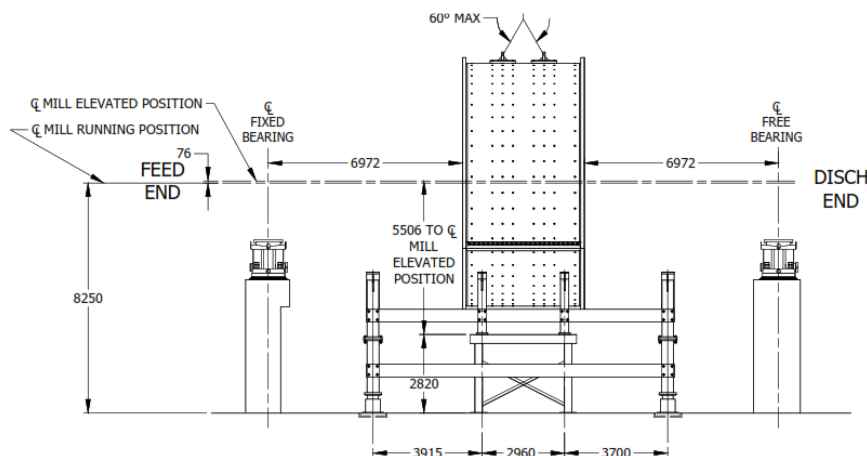
### 2.6.2.6.2. Montaje de componentes principales

El montaje se inicia con la recepción e inspección visual de los componentes (shells, trunnions, bearing, tapas), asegurando que estén libre de daños y cuenten con sus certificados de calidad y calibración vigentes. El ensamble del tambor de molino (shells) se realiza por secciones de  $120^\circ$  empleando grúas telescópicas o pórticos hidráulicos (puente grúa), previamente cada shells debe ser limpiado, para eliminar todo tipo de grasa o imperfecciones en las superficies maquinadas.

Durante el ensamble, se colocan pasadores cónicos y pernos de tipo SPC-4, los cuales permiten aplicar tensión controlada según los valores de elongación indicados por el fabricante. El montaje se ejecuta sobre las estructuras temporales (cunas metálicas) con ajuste hidráulico para garantizar la correcta elevación (aprox. 76 mm por encima de su cota final) evitando interferencia durante el acople con los trunnions. Para asegurar la posición de los shells se instalarán soportes tipo puntales.

**Figura 19:**

*Distribución de shells*



### 2.6.2.6.3. Montaje de trunnions y cojinetes principales

Una vez completado el cuerpo del molino, se procede al montaje de los trunnions de alimentación y descarga, asegurando el perfecto alineamiento con las tapas mediante el uso de gatas hidráulicas y medición de gap en punto de control.

Los bearing (cojinetes son previamente limpiado y verificados dimensionalmente, se instalan sobre los soleplate nivelados con grout epoxico; cada bearing incorpora un sistema de pads hidrostáticos, los cuales se conectan mediante mangueras flexibles a la unidad de lubricación temporales.

Se verifica que la presión de aceite en los pads sea uniforme ( $\pm 10\%$ ) y que el eje del molino mantenga su elevación dentro de las tolerancias especificadas ( $\pm 1$  mm), y las distancia diagonales y paralelas entre pedestales debe coincidir dentro del  $\pm 1/32''$  ( $\approx 1$  mm). Una vez aprobada el alineamiento, se fijan los anclajes con torque controlado y se libera el montaje para la etapa siguiente.

#### Figura 20:

*Montaje de trunnion liner*



*Nota:* Trunnion liners lado de alimentación de molino de bolas

### 2.6.2.6.4. Instalación del sistema de frenos

El sistema de freno se instala en el lado de descarga, sobre los soleplates independientes nivelados y fijados con grout cementicio y epoxico: dichos frenos están

diseñados para genera un torque de retención sobre la superficie del trunnión o disco de freno, evitando giros no controlados durante operaciones de mantenimiento o montaje de liners.

El montaje se realiza con precisión, verificando la concentricidad con respecto al eje del molino y la presión de los actuadores hidráulicos

Se dispone de una unida de freno temporal operativa durante cualquier maniobra que implique desbalance del molino. Los elementos se fijan mediante pernos calibrados y se registran los valores de toque aplicados.

### **Figura 21:**

*Izaje de freno*



#### **2.6.2.6.5. Bajada controlada del molino**

Una vez ensamblado el molino (shells, trunnión y tapas), se realiza su descenso desde las cunas hasta los cojinetes principales, donde se emplean cuatro gatas hidráulicas de 1000 toneladas para el descenso gradual, retirando progresivamente las lanas de soporte. Durante toda la maniobra se mantiene el sistema de lubricación temporal, que recircula el aceite filtrado por aproximadamente una hora antes del contacto con los pads, asegurando limpieza del sistema.

El descenso se controla con relojes comparadores para verificar que no haya asentamientos diferenciales en los soleplates ni fisuras en el grout.

Una vez asentado el molino, se retiran las cunas y estructura de soporte, dejando el conjunto sobre los apoyos definitivos.

#### 2.6.2.6.6. Instalación de accesorios y componentes finales

Posterior al montaje de los componentes principales del molino, se instalan los chutes de alimentación y descarga, los sistemas de freno, jacking cradle, línea de lubricación y permanentes y sellos periféricos. Se retiran los arriostres internos del casco y se realiza el montaje de las corazas internas (liners) siguiendo la secuencia indicada por el fabricante, utilizando andamios y equipos menores.

Se instalan además los retaining ring, trunnion liners y sellos epoxicos los cuales aseguran la estanqueidad del molino.

#### Figura 22:

*Montaje de corazas internas en shell*



#### 2.6.2.6.7. Pruebas finales y puesta en marcha

La prueba final incluye la prueba de estanqueidad, el cual consiste en llenar el molino con agua hasta un nivel de 1 metro por debajo del trunnion liner, y se realiza un giro controlado (0.5-0.75 RPM) mediante winches o puente grúa.

Se monitorea posibles fugas en las juntas, pernos o liners, aplicando correcciones si es necesario. Luego se efectúa la prueba de rotación libre y lubricación, comprobando la presión de aceite, temperatura en pads y el correcto drenaje del sistema

Terminadas las pruebas, se procede a la preservación temporal del molino, aplicando rotaciones periódicas para evitar asentamiento o corrosión interna hasta su puesta en marcha definitiva



## CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL

### 3.1. Diseño de sistema estructural para molino sag

Durante el montaje de los componentes del molino Sag es necesario diseñar y fabricar estructuras metálicas temporales para el soporte de los componentes mientras se instalan.

Para llevar a cabo este análisis de sistemas, se realizará el cálculo de estructuras metálicas para el soporte del molino durante su montaje, además de los diseños hidráulicos que nos permitirán controlar las elevaciones y giro del molino para el montaje de los elementos restantes a través del análisis de los puntos críticos del equipo, tanto en el plano estructural como dinámico, es decir, serán definidas las combinaciones de variables mecánicas, como deformaciones, esfuerzos, rigideces, velocidades de rotación del molino, que en conjunto presentan potenciales anomalías para el montaje de los componentes del molino y puede ocasionar que durante la etapa de pruebas el equipo falle.

#### 3.1.1. Diseño de estructura superior de soporte estructural de molino sag

Para el ensamblaje de la sección central del Shell, se dispondrá de un soporte estructural conformado por cuatro columnas que se apoyarán axialmente en la cimentación actual de los molinos. Estas columnas permitirán sostener los shells durante la fase de armado sin interferir en el proceso de gateo.

Además, para el montaje de los shells de los molinos, será necesario instalar soportes tipo puntal que se apoyarán axialmente en la cimentación existente de los molinos. Estos soportes tipo puntal permitirán posicionar de manera precisa los shells en su etapa de armado final.

##### 3.1.1.1. Esquema de Instalación

Se usará 4 columnas estructurales con perfil W10x54 para la compresión; 02 columnas estarán unidas con tubería cuadrada de HSS 6"x6"x1/4" soldadas a las columnas y canales de C10x15.3 para mantener la estabilidad de las columnas (Soporte estructural, para más detalle ver Figura 23). Sobre esta estructura estará el molino sag.

### 3.1.1.2. Análisis de resistencia materiales

**Figura 23:**

*Detalle Estructural de Cuna*



Nota: Estructura superior de soporte estructural tipo cuna para molino Sag

### 3.1.1.3. Datos de los materiales

El material para la cuna soporte y sus atiesadores será de acero al carbono A-36, por su comercialidad y propiedades mecánicas como se muestra en la Tabla 2.

**Tabla 2**

*Propiedades mecánicas de acero A36 (Anexo B)*

Laminas, Perfiles y Barras	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	58-80 [400-500]
Límite de fluencia, min, ksi [MPa]	36 [250]

Nota: Cuadro obtenido de American Society for Testing and Materials (ASTM International)

### 3.1.1.4. Cálculo de las reacciones

Para determinar las reacciones en el molino es necesario determinar la carga viva que sería el peso del molino, los cuales están detallados en la **Tabla 3**, además de la carga viva se tienen que calcular la carga generada por el peso de la estructura y la carga de viento.

### 3.1.1.4.1. Carga Viva (P)

Para el cálculo de la carga viva se tomará en cuenta el peso del segmento de shell y los segmentos de tapas, obteniendo un valor de:  $P = 788125 \text{ kg}$ .

**Tabla 3**

*Pesos de componentes de molino*

Componente	Peso Unitario (kg)	Cantidad	Peso Total (kg)
Segmento Shell	68000	4	272000
Segmento Tapa	48500	8	388000
Trunnion de alimentación	57250	1	57250
Trunnion de descarga	58875	1	58875
Pernos	10000	1	10000
Otros (accesorios)	2000	1	2000
Total			788125

Nota: Datos obtenidos del Manual de Operaciones de Metso

### 3.1.1.4.2. Carga Muerta (D)

Para la carga muerta se tendrá en cuenta el peso de la estructura, diseñada:  $D = 8606 \text{ kg}$ .

### 3.1.1.4.3. Carga de Viento (W)

Para calcular la carga de viento primero se tiene que calcular presión del viento, este valor será hallado con la ecuación (4), donde el valor de C será determinado según la Tabla 1, y para este caso será de +0.7 por la forma del molino, la velocidad del viento será de 80 km/h según el mapa eólico del Perú mostrado en el anexo A, por lo que la presión de viento será:

$$P_h = 0.005 * C * V_h^2$$

$$P_h = 0.005 * 0.7 * (80)^2$$

$$P_h = 22.4 \text{ kg/m}^2$$

Según la ecuación (5), el valor de la carga de viento sería:

$$W = 1094.2 \text{ m}^2 * 22.4 \text{ kg/m}^2$$

$$W = 24510 \text{ kg}$$

Aplicando la fórmula de la ecuación (3), hallamos la carga factorizada

$$P_u = 1.2(8606) + 1.6(788125) + 0.5(24510)$$

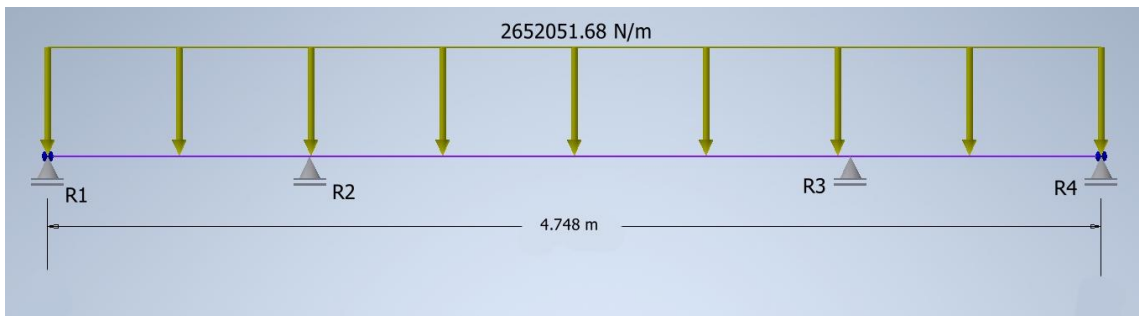
$$P_u = 1283582.2 \text{ kgf}$$

### 3.1.1.5. Diagrama de Fuerzas Cortantes

Las fuerzas cortantes serán halladas en 4 puntos según el diseño del soporte estructural propuesto por el fabricante del molino.

**Figura 24:**

*Diagrama de fuerza cortantes*

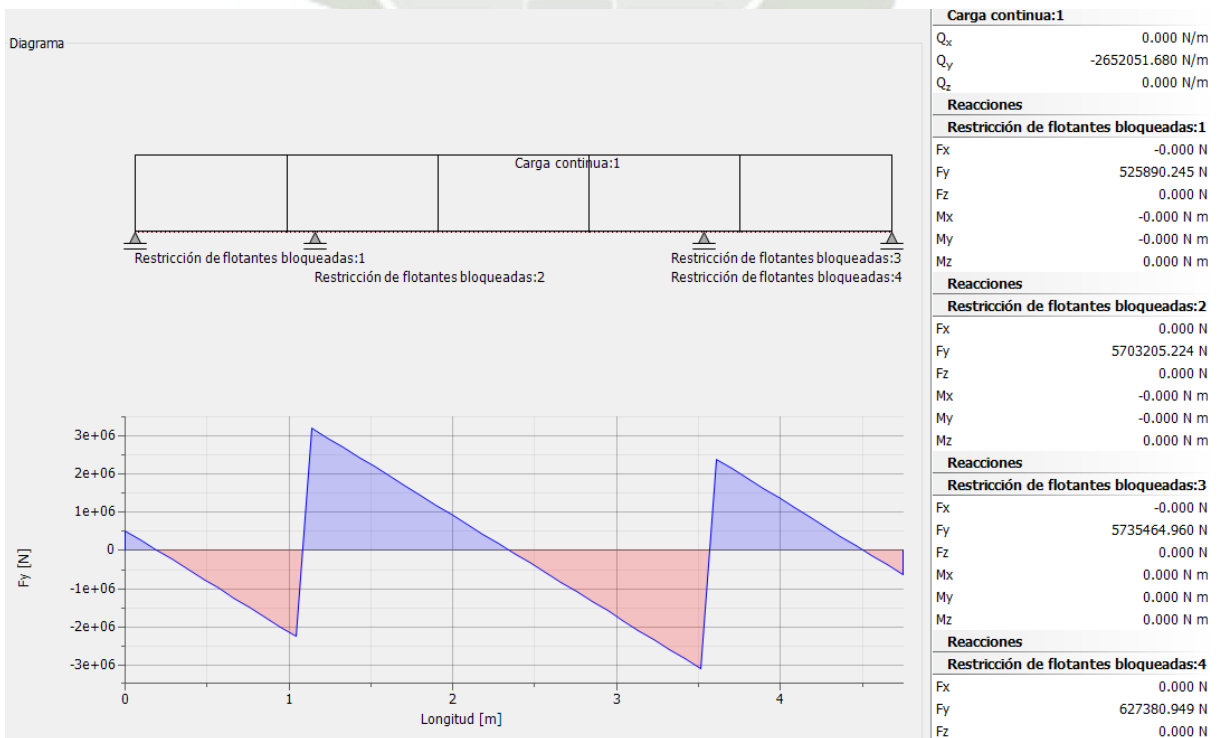


*Nota:* Estructura diseñada esta resaltada de color morado.

Según el modelo propuesto se tendrá 4 puntos de carga, tal como se muestra en la Figura 24, dichas reacciones serán hallada mediante el análisis del diagrama de carga utilizando el software Inventor, teniendo los siguientes resultados:

**Figura 25:**

*Reacciones de fuerzas cortantes*



*Nota:* Reacciones de fuerzas cortantes

La estructura diseñada está en el centro del soporte estructural del molino, por lo que se tomará la mayor reacción en los puntos R2 y R3 cuyo valor será de:

$$R_3 = 5735464.96 \text{ N} \approx 584654.94 \text{ kgf}$$

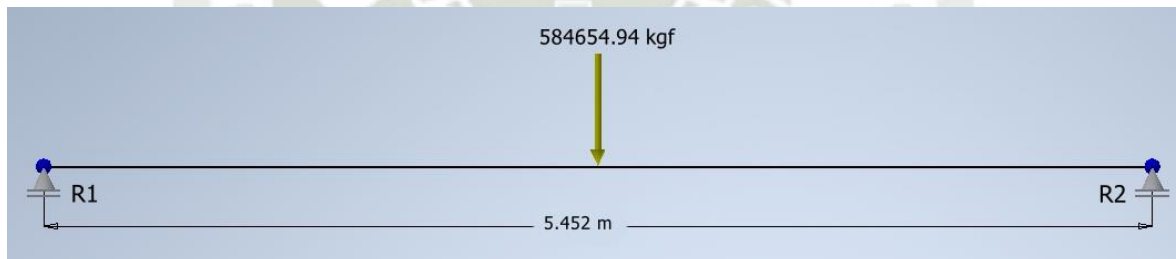
Este valor nos servirá para el dimensionamiento del soporte estructural central.

### 3.1.1.6. Análisis del soporte estructural

Debido a que el soporte estructural es simétrico y la carga estará distribuida de manera puntual como se muestra en la Figura 26, se hará el análisis en un solo soporte de la estructura central.

**Figura 26:**

*Representación de carga*



*Nota:* Análisis realizado en el software Inventor 2020.

Los valores necesarios para el diseño del soporte son las fuerzas cortantes y el momento máximo y según el análisis de viga se tiene los siguientes valores

$$V_D = 292327.47 \text{ kgf}$$

$$M_{max} = 796884.68 \text{ kgf} \cdot \text{m} \approx 5763.88 \text{ kips} \cdot \text{pie}$$

### 3.1.1.7. Dimensionamiento del alma y ala de la cuna soporte

#### 3.1.1.7.1. Diseño preliminar del alma

Para cumplir con los requisitos de diseño del alma se tiene que cumplir que:

$$\phi_b * V_n > V_{D1} \quad (7)$$

Donde:

$\phi$ : factor de resistencia

$V_n$ : resistencia nominal al corte

$V_{D1}$ : carga de diseño

Seleccionamos un alma de dimensiones:

$$h = \text{peralte de alma} = 1813 \text{ mm} \approx 71.38 \text{ pulg}$$

$$t_w = \text{espesor de alma} = 25.4 \text{ mm} \approx 1.00 \text{ pulg}$$

Coeficiente del acero:

$$\text{Modulo de elasticidad } E(\text{ksi}) = 29000$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia } F_y(\text{ksi}) = 36$$

### 3.1.1.7.2. Cálculo de la fuerza:

De acuerdo a lo indicado en el capítulo G de la norma ANSI/AISC 360-10, la **resistencia al corte de diseño** se determinará:

$$\phi_b * V_n \quad (8)$$

Donde:

$V_n$ : Resistencia nominal al corte

$\phi_b$ : factor de resistencia

### 3.1.1.7.3. Hallamos el valor de resistencia nominal al corte ( $V_n$ )

$$V_n = 0.6 * F_y * A_w * C_v \quad (9)$$

Donde:

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia

$A_w$ : Área de alma traccionada

$C_v$ : Coeficiente de corte de alma

### 3.1.1.7.4. Calculamos el coeficiente de corte de alma ( $C_v$ )

$$C_v = \frac{1.1 * \sqrt{k_v * E / F_y}}{h / t_w} \quad (10)$$

Donde:

$k_v$ : Coeficiente de pandeo de placa de alma

E: Modulo de elasticidad

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia

$h$ : Altura libre del alma del perfil

$t_w$ : Espesor de alma del perfil

$$C_v = \frac{1.1 * \sqrt{5 * 29000 / 36}}{71.38 / 1}$$

$$C_v = 0.978$$

Reemplazando el valor hallado en la ecuación (9)

$$V_n = 0.6 * 36 * 71.38 * 0.978$$

$$V_n = 1507.92 \text{ kips}$$

Calculo de la resistencia de corte de diseño según la ecuación (8), por LRFD:  $\phi_b=0.9$

$$\phi_b * V_n$$

$$0.9 * 1507.92$$

$$1357.13$$

Por lo tanto, para cumplir con el requisito de diseño del alma según la ecuación (7)

$$1357.13 > 644.47$$

Se cumple con la condición

### 3.1.1.7.5. Diseño Preliminar del ala

Esfuerzo admisible

$$F_b(\text{ksi}) = 0.6 * F_y$$

Donde:

$F_y$ : resistencia a la fluencia

$$F_b = 0.6 * 36$$

$$F_b = 21.6 \text{ ksi}$$

Factor de resistencia  $\phi_b=0.9$

Factor del máximo espesor del ala, según la tabla B4.1 del manual de AISC se tiene la siguiente ecuación

$$\beta = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (11)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$\beta = 0.38 \sqrt{\frac{29000}{0.6 * 36}} = 13.92$$

Área mínima necesaria a usar:

$$A_n = \frac{M_m}{\phi_b * F_y(h + t_p)} - \frac{t_w * h^2}{4(h + t_p)} \quad (12)$$

Donde:

$M_m$ : Momento máximo

$h$ : altura del alma

$t_w$ : espesor de alma

$t_p$ : espesor de ala

$$A_n = \frac{5763.88 \text{ kips.pie} * \left(\frac{12\text{pulg}}{1\text{pie}}\right)}{0.9 * 36 \text{ kips}(71.38 + 2)\text{pulg}} - \frac{1\text{pulg} * (71.38 \text{ pulg})^2}{4(71.38 + 2)\text{pulg}}$$

$$A_n = 11.72 \text{ pulg}^2$$

Con el área necesaria podemos usar un ala de 2"x12", es decir:

$$\text{Ancho de ala } b = 12\text{pulg} = 300\text{mm}$$

$$\text{Espesor de ala } t_p = 2\text{pulg} = 50\text{mm}$$

$$A_{uti} = b * t_p = 12 * 2 = 24\text{pulg}^2$$

Ahora, con el espesor de ala, se debe cumplir la siguiente condición para que la viga sea compacta:

$$\frac{b}{2 * t_p} < \beta$$

$$\frac{12}{2 * 2} < 13.92$$

$$3 < 13.92$$

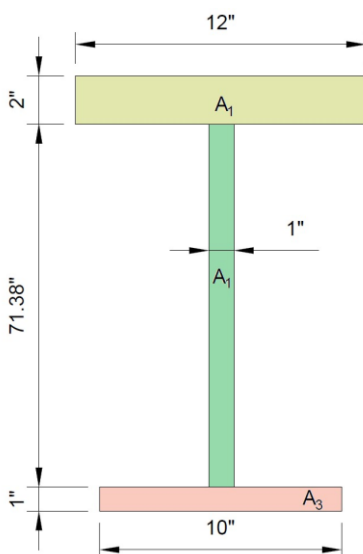
Si cumple con la condición.

### 3.1.1.7.6. Determinación de las propiedades físicas de la sección

Con el cálculo anterior se tiene la siguiente sección (ver Figura 27):

**Figura 27:**

*Sección de viga calculada*



$$\text{Area Total } A_t = A_1 + A_2 + A_3$$

$$\text{Area Total } A_t = 12 * 2 + 71.38 * 1 + 1 * 10 = 105.38 \text{ pulg}^2$$

Momentos de Inercia

$$\bar{y} = \frac{24 * 73.38 + 71.38 * 36.69 + 12 * 0.5}{105.38} = 41.62 \text{ pulg}$$

$$I_x = \left( \frac{12 * 2^3}{12} + 24 * 73.38^2 \right) + \left( \frac{1 * 71.38^3}{12} + 71.38 * 36.69^2 \right) + \left( \frac{12 * 1^3}{12} + 10 * 0.5^2 \right)$$

$$I_x = 255638.32 \text{ pulg}^4$$

Modulo se sección elástica

$$S_x = \frac{I_x}{\bar{y}} = \frac{255638.32}{41.62} = 6142.20 \text{ pulg}^3$$

Momento de Inercia eje Y

$$I_y = \frac{1 * 10^3}{12} + \frac{71.38 * 1^3}{12} + \frac{2 * 12^3}{12}$$

$$I_y = 377.28 \text{ pulg}^4$$

Constante Torsional

$$J = \frac{1}{3} * (12 * 2^3 + 71.38 * 1^3 + 10 * 1^3)$$

$$J = 59.13 \text{ pulg}^4$$

Constante de Alabeo

$$C_w = \frac{I_y * h_o^2}{4}$$

(13)

Donde:

$I_y$ : momento de inercia respecto al eje y

$H_o$ : altura efectiva del alma

$$C_w = \frac{377.28 * (1 + 71.38 + 0.5)^2}{4} = 500980.15 \text{ pulg}^6$$

### 3.1.1.7.7. Verificación del diseño preliminar bajo análisis por flexión

En este caso se debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{max} < F_b$$

$$\frac{M_D * 12}{S_x} < 0.6 * F_y$$

$$\frac{5763.88 * 12}{6142.20} < 0.6 * 36$$

$$11.26 < 21.6$$

Se cumple con la condición

### 3.1.1.7.8. Verificación de diseño preliminar bajo análisis por Flexo-compresión

Para el siguiente análisis primero hallamos el valor del momento plástico según la ecuación F2-1 de la norma AISC 360-16.

$$M_p = F_y * Z_x \quad (14)$$

$$M_p = F_y * \frac{M_{max}}{\phi_b * F_y}$$

$$M_p = \frac{M_{max}}{\phi_b}$$

$$M_p = \frac{5763.88 \text{ kips. pie} \left( \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} \right)}{0.9} = 76851.73 \text{ kips. pulg}$$

Evaluamos la longitud no arriostrada lateralmente ( $L_b$ ) respecto a longitud no arriostrada para el estado límite de fluencia ( $L_r$ ), para poder comprobar teniendo que cumplirse la siguiente condición especificada en la Norma AISC 360-16 capítulo F:

$$L_b > L_r$$

Para el valor de  $L_b$  será la longitud del soporte estructural y para el valor  $L_r$  será calculado con la ecuación F2-6 de la norma AISC 360-16

$$L_r = 1.95 r_{ts} \frac{E}{0.7 F_y} \sqrt{\frac{Jc}{S_x h_o} + \sqrt{\left(\frac{Jc}{S_x h_o}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7 F_y}{E}\right)^2}} \quad (15)$$

Donde:

$J$ : constante torsional

$h_o$ : distancia entre los centroides de patín

$c$ : 1.0 para perfiles I

$E$ : módulo de elasticidad del acero

$S_x$ : módulo de sección elástico en torno al eje x

$r_{ts}$ : radio de giro efectivo, ecuación (35) (ecuación F2-7 de la norma AISC 360-16

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{I_y C_w}}{S_x} \quad (16)$$

Donde:

$I_y$ : momento de inercia en torno al eje y

$C_w$ : constante de alabeo

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{377.28 * 500980.15}}{6142.20}$$

$$r_{ts} = 1.50 \text{ pulg}$$

Calculamos el valor  $L_r$  con la ecuación (15)

$$L_r = 1.95 * 1.50 * \frac{29000}{0.7 * 36} \sqrt{\frac{59.13 * 1}{6142.20 * 72.88} + \sqrt{\left(\frac{59.13 * 1}{6142.20 * 72.88}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7 * 36}{29000}\right)^2}}$$

$$L_r = 164.74 \text{ pulg}$$

Verificamos si se cumple la condición

$$L_b > L_r$$

$$242.44 \text{ pulg} > 164.74 \text{ pulg}$$

Se cumple la condición por lo que el valor de la resistencia nominal de flexión ( $M_n$ ) se calcula según la ecuación (17)(35), dada por la norma AISC 360-16.

$$M_n = F_{cr} S_x \leq M_p \quad (17)$$

Donde:

$S_x$ : módulo de sección elástico en torno al eje x

$F_{cr}$ : determinado según la ecuación (35), dad por la norma AISC 360-16

$$F_{cr} = \frac{C_b \pi^2 E}{\left(\frac{L_b}{r_{ts}}\right)^2} \sqrt{1 + 0.078 \frac{Jc}{S_x h_o} \left(\frac{L_b}{r_{ts}}\right)^2} \quad (18)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad del acero

$J$ : constante torsional

$S_x$ : módulo de sección elástico en torno al eje x

$h_o$ : distancia entre centroides de patín

$c$ : 1.0 para perfiles I

$L_b$ : longitud entre puntos que están arriostrados contra desplazamiento lateral

$r_{ts}$ : radio de giro efectivo

Procedemos a calcular la ecuación (18)(35)

$$F_{cr} = \frac{1 * \pi^2 * 29000}{\left(\frac{242.44}{1.5}\right)^2} \sqrt{1 + 0.078 \frac{59.13 * 1}{6142.20 * 72.88} \left(\frac{242.44}{1.5}\right)^2}$$

$$F_{cr} = 12.34 \text{ ksi}$$

Calculamos la resistencia nominal de flexión, según la ecuación (17)

$$M_n = 12.34 * 6142.20$$

$$M_n = 75794.75 \text{ klb.pulg}$$

Observando la condición propuesta por la norma AISC 360-16, se tiene que:

$$M_n \leq M_p$$

$$75794.75 \leq 76851.73$$

Se cumple la condición

### 3.1.1.7.9. Dimensionamiento de los atiesadores

Según el diagrama de cargas del soporte estructural, ver Figura 26, la reacción máxima se concentra en los apoyos:

$$V_D = 292327.47 \text{ kgf}$$

Para colocar atiesadores se debe cumplir la siguiente condición:

$$\phi R_n < V_D$$

Donde:

$\phi$ : factor de resistencia, 1.0 (LRFD)

$R_n$ : resistencia nominal calculado según la ecuación (19) según la norma AISC 360-16

$$R_n = F_y t_w (2.5k + l_b) \quad (19)$$

Donde:

$F_y$ : esfuerzo mínimo de fluencia

$t_w$ : espesor del alma

$k$ : distancia entre el borde exterior del patín y la base del cordón de soldadura

$l_b$ : longitud de apoyo

Suponemos que la reacción en el extremo tiene un apoyo puntual, es decir que  $l_b=0$ ; y que el filete de soldadura entre el patín y el alma es de 0.5 pulg.

$$R_n = 36 \text{ ksi} * 1 \text{ pulg} (2.5 * (2 + 0.5) + 0)$$

$$R_n = 225 \text{ kips}$$

Revisamos si se cumple la condición

$$1 * 225 \text{ kips} < 292327.47 \text{ kgf}$$

$$225 \text{ kips} < 644.47 \text{ kips}$$

Por lo tanto, se requiere atiesadores

### 3.1.1.7.10. Diseño de atiesadores

Se ensaya con 02 placas atiesadoras de 1 pulg x 4.5 pulg y se revisa la relación ancho espesor según la tabla B4.1a de la norma AISC (ver anexo C) mostrada en la ecuación (20).

$$\frac{b}{t} < 0.64 \sqrt{\frac{k_c E}{F_y}} \quad (20)$$

Donde:

$b$ : ancho del elemento plano

$t$ : espesor del elemento plano

$K_c$ : Coeficiente que depende del tipo de condición de borde del elemento y del tipo de carga (pandeo por compresión local)

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$$\frac{4.5}{1} < 0.64 \sqrt{\frac{\left( \frac{4}{\sqrt{71.38/1}} \right) * 29000}{36}}$$

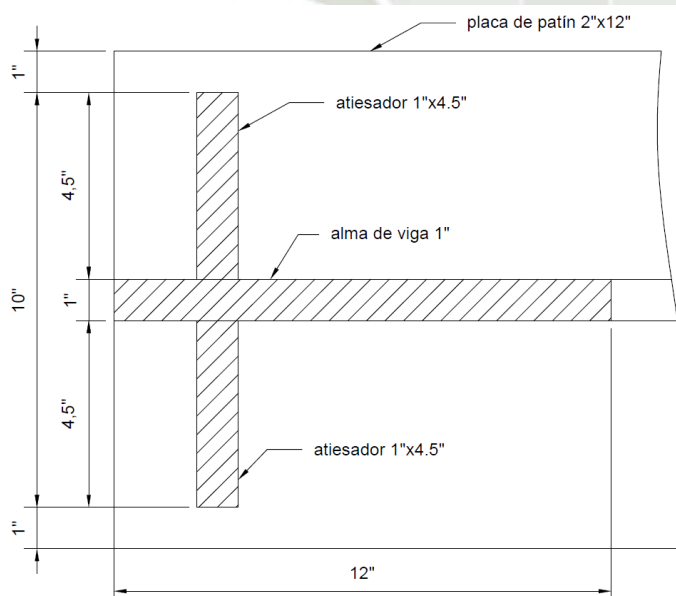
$$4.5 < 12.5$$

Los valores asumidos se encuentran dentro del parámetro.

Se procede a calcular la resistencia de un atiesador trabajando como columna, cuya sección transversal se muestra sombreada en la Figura 28.

**Figura 28:**

*Ubicación de atiesadores*



*Nota:* Vista de planta de atiesadores sobre soporte

Momento de inercia del atiesador

$$I_s = \frac{t_s h^3}{12} \quad (21)$$

Donde:

$t_s$ : espesor del elemento

$h$ : altura del elemento

$$I_s = \frac{1 * 10^3}{12}$$

$$I_s = 83.33 \text{ pulg}^4$$

Cálculo del área de columna

$$A_c = (2 * 1 * 4.5 + 1 * 12)$$

$$A_c = 21 \text{ pulg}^2$$

Cálculo de relación de esbeltez

$$r = \sqrt{\frac{I_s}{A_c}} \quad (22)$$

Donde:

$I_s$ : momento de inercia

$A_c$ : área de sección transversal

$$r = \sqrt{\frac{83.33}{21}}$$

$$r = 1.99 \text{ pulg}$$

$$\frac{0.7 * 71.38}{1.99} = 25.26$$

De la tabla 4-22 de la norma AISC obtenemos el valor de:

$$\phi_c F_{cr} = 31.3$$

Se calcula la resistencia de diseño

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) * A_g \quad (23)$$

Donde:

$\phi_c$ : factor de resistencia a compresión

$F_{cr}$ : Esfuerzo crítico de pandeo

$A_g$ : área bruta de la sección transversal de columna

$$31.2 * 21 = 655.20$$

$$644.47 < 655.20$$

### 3.1.1.7.11. Soldadura de atiesadores

Resistencia de diseño de soldadura en atiesadores sometidos a compresión, será calculado según la norma AISC, utilizando la ecuación (24).

$$\phi R_n = F_{nw} A_{we} \quad (24)$$

Donde:

$\phi$ : para compresión el valor según la norma AISC es de 0.8

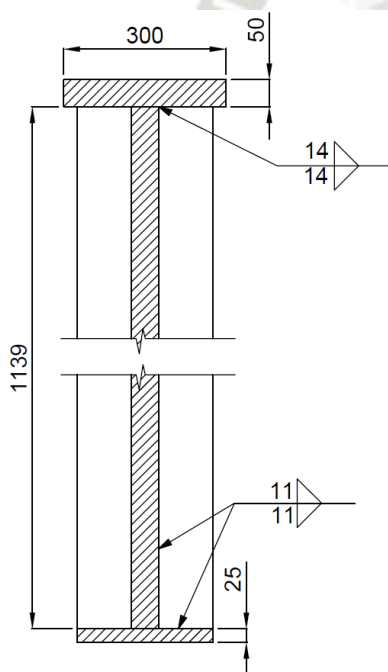
$F_{nw}$ : tensión nominal del metal de soldadura

$A_{we}$ : área efectiva de la soldadura

Para el cálculo del área efectiva de soldadura se asumirán los valores mostrados en la Figura 29.

**Figura 29:**

*Detalles de soldadura*



*Nota:* Vista lateral de ubicación de atiesadores con especificación de soldadura, todas las medidas están en mm.

$$A_{we} = \text{garganta} * 0.707 * \text{Longitud}$$

$$A_{we} = 3((11 * 0.07 * 5456\text{mm}) + (14 * 0.707 * 900))$$

$$A_{we} = 154018.54 \text{ mm}^2 = 238.73 \text{ pulg}^2$$

Entonces, resolviendo la ecuación (24)

$$\phi R_n = 0.6 F_{EXX} * 238.73$$

Se utilizará electrodos E70 que tienen un valor de  $F_{EXX}=70$  klb/pulg<sup>2</sup>

$$\phi R_n = 0.6 * 70 * 238.73$$

$$\phi R_n = 10026.66 \text{ klb}$$

Comparando el valor de resistencia de diseño de soldadura con la carga requerido, verificamos que la soldadura soporta la carga

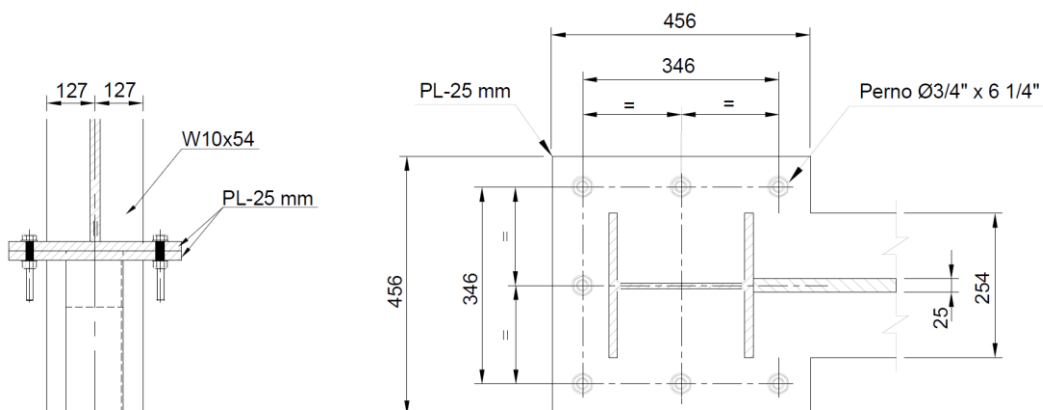
$$644.47 \text{ kips} < 10026.66 \text{ kips}$$

### 3.1.1.7.12. Diseño Placas de unión

Según el diseño preliminar se utilizará una columna W10x54 tal como se muestra en la Figura 30. Se tienen los siguientes datos.

**Figura 30:**

*Detalle de placas de unión*



*Nota:* Vista lateral y frontal respectivamente de placas de unión

### 3.1.1.7.13. Datos de columna

Área nominal ( $A_g$ )= 101.9 cm<sup>2</sup>

Peralte ( $d$ )= 25.7 cm

Ancho del ala ( $b_f$ )= 25.4 cm

Datos de placa de unión

Ancho de placa base ( $b$ )= 45.6 cm

Largo de placa base ( $L_d$ )= 45.6 cm

Espesor de placa de unión, 2 placas de 25mm, ( $e$ )= 5cm

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa en base al perfil ( $L_n$ ), con la ecuación (25).

$$L_n = \frac{(b - 0.8b_f)}{2} \quad (25)$$

Donde:

$b$ : ancho total del elemento

$b_f$ : ancho del ala

$$L_n = \frac{(45.6 - 0.8 * 25.4)}{2}$$

$$L_n = 12.64 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ), con la ecuación (26)

$$f_{pu} = \frac{P_u}{b \cdot L_d} \quad (26)$$

Donde:

$P_u$ : carga axial de diseño

$b$ : ancho efectivo de la superficie

$L_d$ : Longitud efectiva

$$f_{pu} = \frac{146163.74}{45.6 * 45.6}$$

$$f_{pu} = 70.29 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_{min}$ ), usando la ecuación (27)

$$t_{min} = L_n \sqrt{\frac{2f_{pu}}{0.9F_y}} \quad (27)$$

Donde:

$L_n$ : Longitud efectiva neta

$F_{pu}$ : Esfuerzo ultimo aplicado

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$t_{min} = 12.64 \sqrt{\frac{2 * 70.29}{0.9 * 2531.05}}$$

$$t_{min} = 3.14 \text{ cm}$$

El espesor elegido cumple con el requerimiento mínimo obtenido

$$e > t_{min}$$

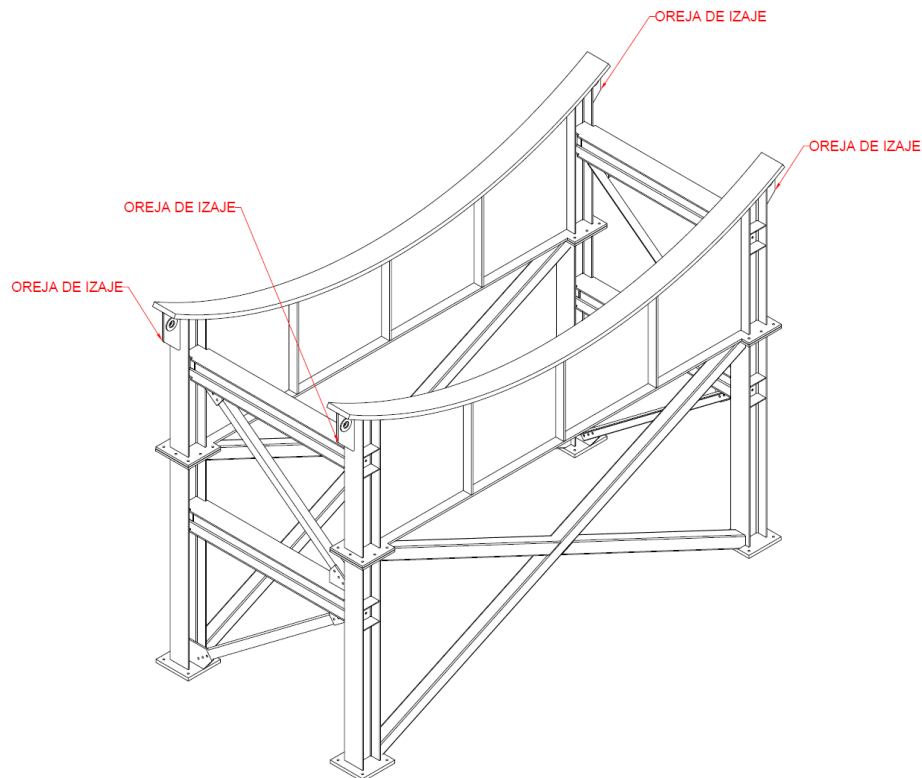
$$5.0 > 3.14$$

### 3.1.1.7.14. Cálculo de orejas de izaje

Se va utilizar 3 orejas de izaje los cuales estarán distribuidos en los vértices de la estructura de la cuna, tal como se muestra en la **Figura 31**.

**Figura 31**

*:Distribución de orejas en soporte estructural*



Aplicando método LRFD hallamos la carga factorizada (según AISC 15th).

$$P_u = 1.2D + 1.6P$$

$$P_u = 1.2(10000)$$

$$P_u = 12000$$

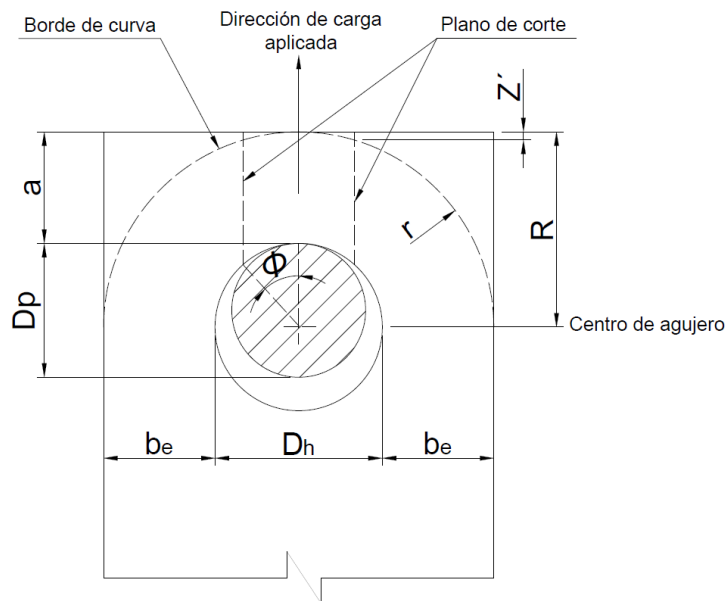
La carga a resistir por cada oreja izaje

$$P_u = 3000 \text{ kg}$$

De acuerdo a la Figura 32, se tiene los siguientes datos

**Figura 32:**

*Detalle de medidas para orejas de izaje*



*Nota:* Imagen adaptada de norma ASME BTH-1 2017 (p. 74), por American Society of Mechanical Engineers, 2017.

Datos:

Diámetro del pin del grillete seleccionado ( $D_p$ )=63.5mm

Diámetro de agujero ( $D_h$ )=75 mm

Espesor de la oreja ( $t$ )=44mm

Factor de diseño según norma ASME BTH-1 2017 ( $N_d$ )=3

Esfuerzo de fluencia de la plancha A36 ( $F_y$ )=2530 kg/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo de ruptura de la plancha A36 ( $F_u$ )= 4080 kg/mm<sup>2</sup>

Ancho de la oreja con respecto al agujero ( $a$ )=73mm

Ancho de la oreja con respecto al agujero ( $b_e$ )= 73mm

### 3.1.1.7.15. Carga admisible por tracción

Calculamos el factor de reducción de pasadores, según la ecuación (28)

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{D_p}{D_h}\right)^2} \quad (28)$$

Donde:

$D_p$ : diámetro del orificio

$D_h$ : diámetro donde se aplica la carga

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{63.5}{75}\right)^2}$$

$$C_r = 0.85$$

Según la primera condición para el ancho de la oreja se tendría que cumplir lo siguiente, mostrado en la ecuación (29)

$$b_{eff} = 0.6b_e \frac{F_u}{F_y} \sqrt{\frac{D_h}{b_e}} \leq b_e \quad (29)$$

Donde:

$b_e$ : ancho total disponible de la placa

$F_u$ : resistencia última del acero

$F_y$ : límite de fluencia del acero

$D_h$ : diámetro del orificio o perforación

$$b_{eff} = 0.6 * 73 * \frac{4080}{2530} \sqrt{\frac{75}{73}} \leq 73$$

$$b_{eff} = 71.60 \leq 73$$

Calculamos la resistencia a la tracción por efecto del pasador, según la ecuación (30)

$$P_t = 2C_r \frac{F_u}{1.20N_d} (tb_{eff}) \quad (30)$$

Donde:

$C_r$ : Coeficiente de reducción por orificio

$F_u$ : Esfuerzo último del acero

$t$ : espesor de placa

$b_{eff}$ : Ancho efectivo disponible para transmitir fuerza

$N_d$ : Numero de planos de corte

$$P_t = 2 * 0.85 * \frac{4080}{1.2 * 3} (44 * 71.6)$$

$$P_t = 6069770.67kg$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_t$$

$$3000 < 6069770.67$$

### 3.1.1.7.16. Carga admisible por cizallamiento en un plano

Calculamos la dimensión R de la figura 05, según la ecuación (31)

$$R = \frac{D_h}{2} + a \quad (31)$$

Donde:

$D_h$ : diámetro del orificio

$a$ : distancia libre desde borde del agujero hasta el borde externo.

$$R = \frac{75}{2} + 73$$

$$R = 110.5 \text{ mm}$$

Calculamos la resistencia admisible a la fractura ( $P_b$ ), de acuerdo a la ecuación (32)

$$P_b = C_r \left( \frac{F_u}{1.20N_d} \right) \left[ 1.13 \left( R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92b_e}{1 + \frac{b_e}{D_h}} \right] t \quad (32)$$

Donde:

$C_r$ : coeficiente de reducción por orificio

$F_u$ : esfuerzo último del acero

$N_d$ : número de planos de corte

$R$ : distancia radial total

$D_h$ : diámetro del orificio

$b_e$ : ancho efectivo de la placa

$t$ : espesor de placa

$$P_b = 0.85 \left( \frac{4080}{1.2 * 3} \right) \left[ 1.13 \left( 110.5 - \frac{75}{2} \right) + \frac{0.92 * 73}{1 + \frac{73}{75}} \right] * 44$$

$$P_b = 4939054.78 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_b$$

$$3000 \text{ kg} < 4371460 \text{ kg}$$

### 3.1.1.7.17. Carga admisible por cizallamiento en planos paralelos

De acuerdo a la norma ASME BTH-1 2017, el radio de curvatura será

$$r = a = 73 \text{ mm}$$

Calculamos el ángulo del plano de corte de la oreja de izaje, según la ecuación (33)

$$\phi = 55 \frac{D_p}{D_h} \quad (33)$$

Donde:

$D_p$ : diámetro del perno o pasador

$D_h$ : diámetro del orificio

$$\emptyset = 55 \frac{63.5}{75}$$

$$\emptyset = 46.57^\circ$$

Calculamos la pérdida de longitud del plano de corte, según la ecuación (34)

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{D_p}{2} \text{sen}\emptyset\right)^2} \quad (34)$$

Donde:

r: radio de dispersión

$D_p$ : diámetro del perno

$\emptyset$ : ángulo de dispersión

$$Z' = 73 - \sqrt{73^2 - \left(\frac{63.5}{2} \text{sen}46.57\right)^2}$$

$$Z' = 3.74 \text{ mm}$$

Calculamos el valor modificado de  $a'$

$$a' = a - Z'$$

$$a' = 73 - 3.74$$

$$a' = 69.26$$

Calculamos la superficie total de los planos de corte, de acuerdo a la ecuación (35)

$$A_v = 2t \left[ a' + \frac{D_p}{2} (1 - \cos\emptyset) \right] \quad (35)$$

Donde:

t: espesor de placa

$a'$ : distancia efectiva desde el borde del agujero hasta el borde de placa

$D_p$ : diámetro de perno

$\emptyset$ : ángulo de dispersión

$$A_v = 2 * 44 \left[ 69.26 + \frac{63.5}{2} (1 - \cos46.57) \right]$$

$$A_v = 6968.10 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia admisible a la rotura ( $P_v$ ), según la ecuación (36)

$$P_v = \frac{0.70F_u}{1.20N_d} A_v \quad (36)$$

$F_u$ : resistencia última del acero

$N_d$ : número de planos de corte

$A_v$ : área efectiva de corte

$$P_v = \frac{0.70 * 4080}{1.20 * 3} 6968.10$$

$$P_v = 5528026 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_v$$

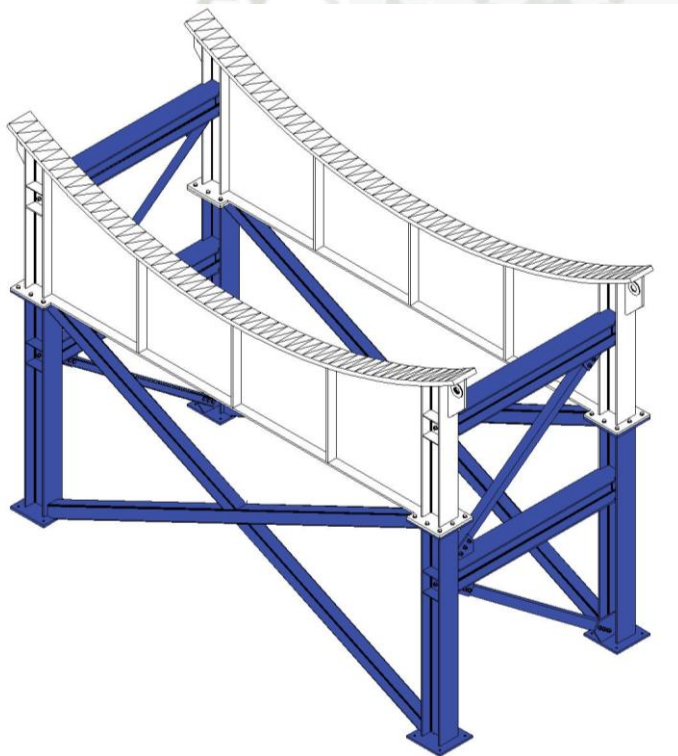
$$3000 \text{ kg} < 5528026 \text{ kg}$$

### 3.1.2. Diseño de estructura inferior de soporte estructural de molino sag

Se usarán 4 columnas estructurales con perfil W10x54 para la compresión, 02 columnas estarán unidos con tubería cuadrada de HSS 6"x6"x1/4" soldadas a las columnas y perfiles laterales W10x54 para mantener la estabilidad de las columnas. En la Figura 33 se muestra en color azul la estructura inferior con el detalle de las columnas.

**Figura 33**

*Soporte estructural tipo cuna*



*Nota:* Estructura inferior de soporte estructural tipo cuna para molino Sag

#### 3.1.2.1. Datos de los materiales

El material para las columnas tipo W se usará perfiles ASTM A-992 Gr. 50, y sus propiedades mecánicas se muestran en la tabla.

**Tabla 4:**

*Propiedades de mecánicas de acero A992 (ver anexo D)*

Laminas, Perfiles y Barras	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	65 [450]
Límite de fluencia, min, ksi [MPa]	50-65 [345-450]

*Nota:* Cuadro obtenido de American Society for Testing and Materials (ASTM International)

### 3.1.2.2. Análisis de soporte estructural

Debido a que el soporte estructural es simétrico, y la carga estará distribuida de manera puntual se hará el análisis en una sola columna.

#### 3.1.2.2.1. Cálculo de fuerza principales

Para el cálculo de perfil de columna se tomará en cuenta los valores de fuerza cortante y momento máximo obtenidos en el punto 3.1.1.7.

Se asumirán las siguientes longitudes de columna y arriostre según las mediciones presentadas por el fabricante.

- Longitud de columna: 2605 mm
- Longitud de arriostre: 3021 mm

#### 3.1.2.2.2. Calculo y selección de perfil de columna

Tomando un perfil disponible W10x60 ASTM A992 Gr.50 se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:	$A_g = 113.55 \text{ cm}^2$
Peralte	$d = 26.0 \text{ cm}$
Ancho del ala	$b_f = 25.6 \text{ cm}$
Radio en 'y'	$r_y = 8.9 \text{ cm}$
Módulo de Elasticidad 'E'	$E = 2038902 \text{ Kg/cm}^2$
Esfuerzo de fluencia del perfil	$F_y = 3515 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura del perfil	$F_u = 4570 \text{ kg/cm}^2$
Radio en 'x'	$r_x = 45.21 \text{ cm}$
Espesor del ala	$t_f = 4.5 \text{ cm}$
Espesor del alma	$t_w = 2.62 \text{ cm}$
Constante de longitud en y	$K_y = 1.0$

#### 3.1.2.2.3. Analizando el perfil por compresión (según AISC section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ):

$$L_{cy} = K_y * L \quad (37)$$

Donde:

$L$ : longitud de columna

$K_y$ : coeficiente de longitud efectiva

$$L_{cy} = 1 * 2605 = 2605mm$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_{cy}/R_y$ ):

$$L_c/r = L_{cy}/r_y \quad (38)$$

Donde:

$L_{cy}$ : longitud de pandeo en el eje y

$r_y$ : radio de giro respecto al eje y

$$L_c/r = 2605/89$$

$$L_c/r = 29.3$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ):

$$F_e = \pi^2 * E / (L_c/r)^2 \quad (39)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$$F_e = \pi^2 * 2038902 / 29.3^2$$

$$F_e = 23440.18 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ):

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y \quad (40)$$

Donde:

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$F_e$ : esfuerzo de pandeo

$$F_{cr} = 0.658^{(3515/23440)} * 3515$$

$$F_{cr} = 3301.16 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ):

$$P_n = F_{cr} * A_g \quad (41)$$

Donde:

$F_{cr}$ : esfuerzo critico de pandeo

$A_g$ : área bruta de sección transversal

$$P_n = 3301.16 * 113.55$$

$$P_n = 374486.72 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$0.9 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 374486.72 > 292327.47$$

$$337038.05 > 292327.47$$

### 3.1.2.2.4. Analizando el perfil por dimensión del ala (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho del ala ( $R_1$ ):

$$R_1 = b/t_f \quad (42)$$

Donde:

$b$ : ancho de ala

$t_f$ : espesor de ala

$$R_1 = b/t_f$$

$$R_1 = \frac{(25.6/2)}{4.5}$$

$$R_1 = 2.84$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ):

$$R_{f1} = 0.56 * \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (43)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_{f1} = 0.56 * \sqrt{\frac{2038902}{3515}}$$

$$R = 13.49$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$R_{f1} > R_1$$

$$13.5 > 2.84$$

Se cumpla la condición propuesta

### 3.1.2.2.5. Analizando el perfil por dimensión de alma (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho del alma ( $R_2$ ):

$$R_2 = d/t_w \quad (44)$$

Donde:

$d$ : altura del alma

$t_w$ : espesor del alma

$$R_2 = d/t_w$$

$$R_2 = 26/2.62$$

$$R_2 = 9.92$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ):

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (45)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{2038902}{3515}}$$

$$R_{f2} = 35.89$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$R_{f2} > R_2$$

$$35.89 > 9.92$$

Se cumpla la condición propuesta

Según las condiciones evaluadas se puede decir que el perfil seleccionado W10x54 de material ASTM A992 Gr50 cumple con todo los parámetro y análisis de diseño efectuados.

### 3.1.2.3. Cálculo de selección del perfil – Arriostre

Tomando un perfil disponible HSS 6"x6"x1/4" ASTM A500 Gr.A se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:	$A_g=35.53 \text{ cm}^2$
Peralte:	$d=15.2 \text{ cm}$
Ancho	$b_f=15.2 \text{ cm}$
Radio en "y":	$r_y=6.1 \text{ cm}$
Módulo de Elasticidad:	$E=2038902 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de fluencia del perfil:	$F_y=3263 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura del perfil:	$F_u=3620 \text{ kg/cm}^2$
Radio en "x":	$r_x=6.1 \text{ cm}$
Espesor:	$t=0.635 \text{ cm}$
Constante de longitud en y:	$k_y=1.0$

### 3.1.2.3.1. Analizando el perfil por Compresión (AISC Section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ), con la ecuación (37):

$$L_{cy} = K_y * L$$

$$L_{cy} = 1 * 3021 \text{ mm}$$

$$L_{cy} = 3021 \text{ mm} = 302.1 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_{cy}/r_y$ ), con la ecuación (38):

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

$$L_c/r = 302.1/6.1$$

$$L_c/r = 49.52$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ), con la ecuación (39):

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{(L_c/r)^2}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2038902}{(49.52)^2}$$

$$F_e = 8206.06 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ), con la ecuación (40):

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

$$F_{cr} = 0.658^{(3263/8206.06)} * 3263$$

$$F_{cr} = 2762.73 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ), con la ecuación (41):

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

$$P_n = 2762.73 * 35.53$$

$$P_n = 98159.80 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 98159.80 > 292327.47$$

$$88343.82 > 292327.47$$

### 3.1.2.3.2. Analizando la relación ancho y espesor del perfil (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho ( $R_1$ ), con la ecuación (42):

$$R_1 = b/t$$

$$R_1 = 22.8$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ):

$$R_f = 1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (46)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_f = 1.40 \sqrt{\frac{2038902}{3263}}$$

$$R_f = 34.995$$

Ahora se debe cumplir la siguiente condición:

$$R_f > R_1$$

$$34.995 > 22.8$$

### 3.1.2.4. Cálculo de placa base del soporte estructural

A continuación, se hará los cálculos respectivos de la placa base para cada soporte, el cual deberá ir apoyando sobre la cimentación existente de los molinos.

Parámetros asumidos

Material de la placa base	ASTM A-36
Esfuerzo de fluencia	$F_y=2531.06 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura	$F_u=4077.82 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de compresión del concreto	$F_c=280.0 \text{ kg/cm}^2$
Ancho de placa base	$b=45.5 \text{ cm}$
Largo de placa base	$d=45.5 \text{ cm}$
Espesor de placa base	$e=3.81 \text{ cm}$
Factor de compresión de acuerdo a LRFD	$\phi=0.65$

### 3.1.2.5. Calculo dimensional de placa base según AISC Section J8

Calculamos el área requerida para cada placa base ( $A_r$ ):

$$A_r = \frac{W_u}{(\phi * 0.85 * F_c)} \quad (47)$$

Donde:

$W_u$ : carga ultima

$\phi$ : factor de resistencia

$F_c$ : resistencia especifica a la compresión

$$A_r = \frac{292327.47}{0.65 * 0.85 * 280}$$

$$A_r = 1889.64 \text{ cm}^2$$

Verificamos la placa base con el área nominal:

$$A_n = b * d \quad (48)$$

Donde:

$b$ : ancho de la placa

$d$ : longitud de la placa

$$A_n = 45.5 * 45.5$$

$$A_n = 2070.25 \text{ cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$A_n > A_r$$

$$2070.25 \text{ cm}^2 > 1889.64 \text{ cm}^2$$

Calculamos el largo requerido de la placa en base al perfil W10x54 ( $L_r$ ):

$$L_r = d + 2 * 3\text{pulg} \quad (49)$$

Donde:

$d$ : profundidad de perfil

$$L_r = 26 + 2 * 7.62$$

$$L_r = 41.24 \text{ cm}$$

Verificamos que la medida asumida sea mayor que la medida requerida

$$d > L_r$$

$$45.5 \text{ cm} > 41.24 \text{ cm}$$

### 3.1.2.6. Cálculo de espesor de la placa base según AISC Section 14

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa en base al perfil ( $L_n$ ):

$$L_n = \frac{(b - 0.8 * b_f)}{2} \quad (50)$$

Donde:

$b$ : ancho de la placa base

$b_f$ : ancho del ala del perfil

$$L_n = \frac{(45.5 - 0.8 * 25.6)}{2}$$

$$L_n = 12.51 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ):

$$f_{pu} = \frac{Pu}{b * d} \quad (51)$$

Donde:

$P_u$ : carga ultima

$b$ : ancho de placa

$d$ : largo de placa

$$f_{pu} = \frac{292327.47}{45.5 * 45.5}$$

$$f_{pu} = 141.20 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_v$ ):

$$t_{min} = L_n \sqrt{\frac{2 * f_{pu}}{0.9 * F_y}} \quad (52)$$

Donde:

$L_n$ : longitud de palca

$f_{pu}$ : esfuerzo de presión de placa base

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$$t_{min} = 12.51 \sqrt{\frac{2 * 141.20}{0.9 * 2531.06}}$$

$$t_{min} = 4.4 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$e > t_{min}$$

$$3.8 \text{ cm} > 4.4 \text{ cm}$$

Para cumplir el espesor requerido cambiamos a un espesor de 5 cm

### 3.1.2.6.1. Análisis de los perfiles de carga laterales

#### Cálculo de resistencia de las cartelas

Calculamos la longitud del cordón de soldadura

$$R_n = F_{BM} * A_{BM} \quad (53)$$

Donde:

$F_{BM}$ : resistencia del material base

$A_{BM}$ : área efectiva del material base

$$R_n = 36 \text{ ksi} * 0.3125 \text{ pulg} * 37.7 \text{ pulg}$$

$$R_n = 424.13 \text{ klb}$$

Según LRFD se tiene:

$$\phi * R_n = 0.9 * 424.13 = 381.72 \text{ klb}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$R_n > V_d$$

$$381.72 > 322.24$$

Calculamos el cateto del cordón de soldadura.

**Tabla 5:**

*Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC)*

<b>TABLE J2.3 Minimum Effective Throat Thickness of Partial-Joint-Penetration Groove Welds</b>	
Material Thickness of Thinner Part Joined, in. (mm)	Minimum Effective Throat Thickness, <sup>[a]</sup> in. (mm)
To 1/4 (6) inclusive	1/8 (3)
Over 1/4 (6) to 1/2 (13)	3/16 (5)
Over 1/2 (13) to 3/4 (19)	1/4 (6)
Over 3/4 (19) to 1 1/2 (38)	5/16 (8)
Over 1 1/2 (38) to 2 1/4 (57)	3/8 (10)
Over 2 1/4 (57) to 6 (150)	1/2 (13)
Over 6 (150)	5/8 (16)

*Nota:* Cuadro obtenido de AISC 15va edición.

$$w' = \frac{w}{\cos 45}$$

$$w' = \frac{7.94 \text{ mm}}{\cos 45}$$

$$w' = 11.23 \text{ mm}$$

Tamaño de soldadura según **Tabla 5**.

Según el espesor de la cartela se tiene un espesor de garganta de:

$$w = 5/16 \text{ pulg}$$

Resistencia a la soldadura por pulgada (AISC Section J2-4)

$$R_{ns} = F_w * A_w \tag{54}$$

Donde:

$F_w$ : resistencia del cordón de soldadura

$A_w$ : área efectiva de la soldadura

$$R_{ns} = (0.60 * 70 \text{ klb/pulg}^2) * (0.442 \text{ pulg} * 0.707)$$

$$R_{ns} = 13.12 \frac{\text{klb}}{\text{pulg}}$$

Longitud de soldadura que se requiere

$$L_s = \frac{R_n}{R_{ns}} \tag{55}$$

Donde:

$$L_s = \frac{381.72}{13.12}$$

$$L_s = 29.09 \text{ pulg}$$

Este valor lo comparamos con el valor requerido según los planos de fabricación, como se muestra en la figura

$$L_w = 2m' + 2n'$$

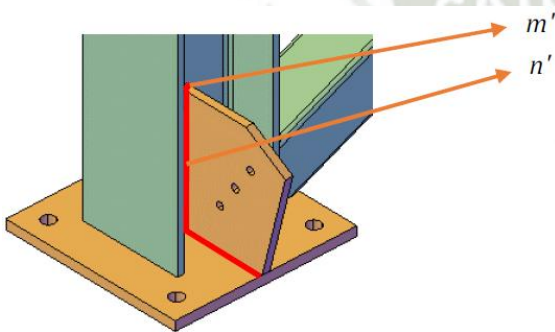
Donde:

M': longitud de cordón (479 mm)

N'; espesor de cartela (19 mm)

**Figura 34:**

*Dimensión de cartelas*



$$L_w = 2 * 479 + 2 * 19$$

$$L_w = 996 \text{ mm}$$

Comparamos la longitud mínima requerida

$$996 \text{ mm} > 29.09 \text{ pulg}$$

$$996 \text{ mm} > 739 \text{ mm}$$

De acuerdo al cálculo realizado nos indica que debe aplicarse cateto de 12mm, el cual es mayor al cateto según norma AISC.

### 3.1.2.7. Análisis de los pernos de conexión

Cálculo de resistencia de los pernos

#### Datos asumidos de pernos

Material del perno	A 325
Diámetro del perno	Ø=19.1 mm
Área del perno	Ab=285 mm <sup>2</sup>
Numero de hileras en un plano	ns=1.00

Factor de superficie Peso-Peso clase A	$u=0.3$
Factor de relleno	$hf=0.85$
Ratio de ajuste del perno (AISC J3.8)	$Du=1.13$
Resistencia a la cortante por perno (AISC Section J3-1)	

$$R_n = F_n * A_b \quad (56)$$

Donde:

$F_n$ : fuerza nominal del perno

$A_b$ : área del perno

$$R_n = F_n * A_b$$

$$R_n = 68 \text{ ksi} * 0.44 \text{ pulg}^2$$

$$R_n = 29.92 \text{ klb} = 13.62 \text{ ton}$$

Numero de tornillos mínimos

$$N_t = \frac{P_u}{R_n} \quad (57)$$

Donde:

$P_u$ : carga ultima

$R_n$ : resistencia a la cortante por tornillo

$$N_t = \frac{36.54 \text{ ton}}{13.62 \text{ ton}}$$

$$N_t = 2.69$$

Según el cálculo realizado se necesitan 3 perno de ¾” como mínimo en cada conexión.

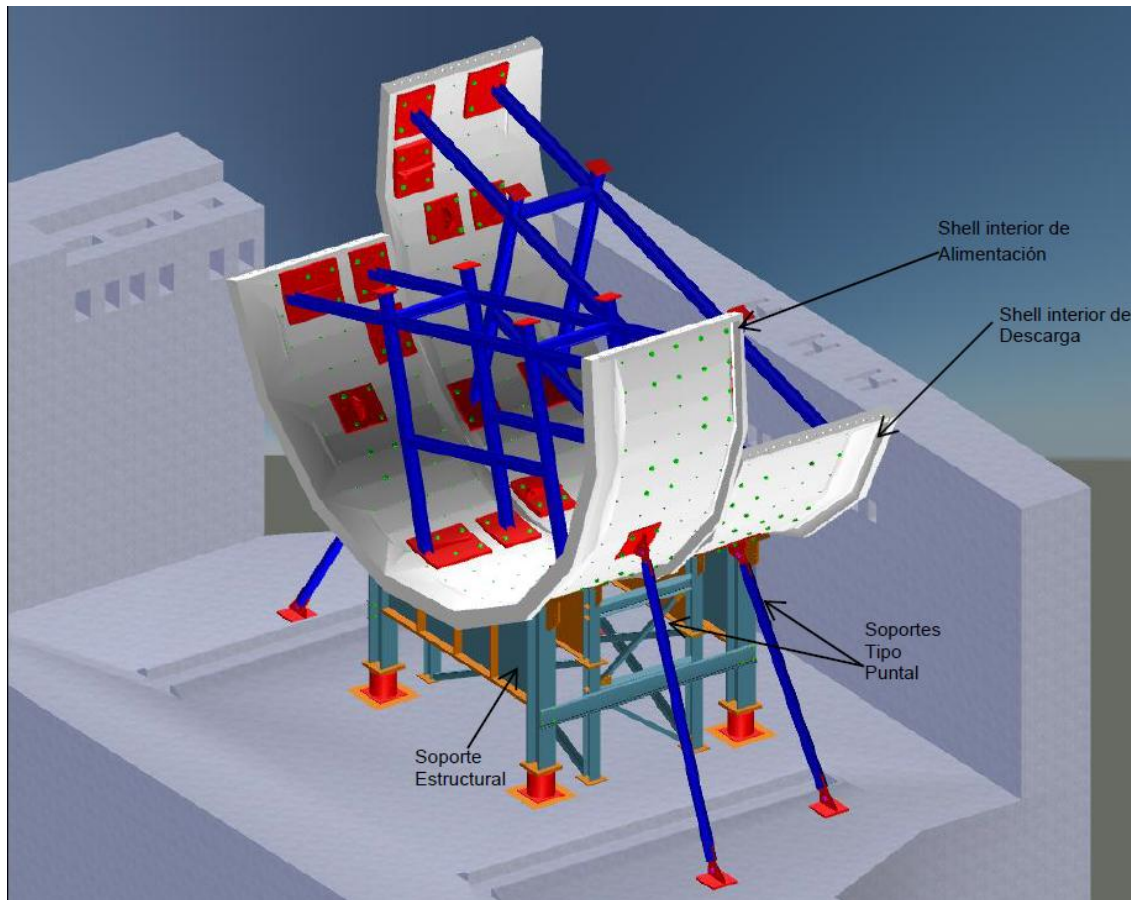
### 3.1.3. Cálculo de soporte tipo puntales

Para el montaje de los Shell de los molinos sag, se Debra instalar soportes tipo puntal que estarán apoyados axialmente (con una inclinación de 55°) en la cimentación existente de los molinos, estos soportes tipo puntal permitirá ubicar la posición final de los shells en su etapa de armado.

Se usará 04 columnas estructural con el perfil Tubo Ø8” Sch80 sometida a compresión; en la parte superior habrá una plancha que conectará la columna inclinada con los Shell y en la parte inferior habrá una plancha que también se conectará con la columna inclinada, esta plancha inferior se fijará con varillas roscadas y aditivos R500 a la cimentación existente del molino.

**Figura 35:**

*Ubicación de soporte tipo puntal*



*Nota:* Diseño de puntales

### 3.1.3.1. Análisis de resistencia de los puntales

#### 3.1.3.1.1. Datos de los materiales

Como materiales se usará perfiles ASTM A53 Gr.B, el cual tiene las siguientes propiedades:

Tubo:

Esfuerzo de fluencia  $F_y$ : 2461 kg/cm<sup>2</sup>

Esfuerzo último ruptura  $F_u$  4218 kg/cm<sup>2</sup>

#### 3.1.3.1.2. Análisis del soporte tipo puntal

Debido a que el Soporte Tipo Puntal es una columna inclinada, la carga estará distribuida de manera puntual.

#### Cálculo de fuerzas principales

Longitud columna (Inclinación 78°)

$L=6574$  mm

Peso del soporte Tipo puntal	D=927.0 kg
Carga viva (Peso de Shell Central)	P=788125 kg
Carga de viento	W=24510 kg

Aplicando método LRFD hallamos la carga factorizada (según AISC 15th Edition), utilizamos la ecuación (3).

$$P_u = 1.2D + 1.6P + 0.5W$$

$$P_u = 1.2 * 927 + 1.6 * 788125 + 0.5 * 24510$$

$$P_u = 1274367.4 \text{ kg}$$

Carga puntual factorizada sobre cada soporte tipo puntal seria:

$$W_u = \frac{P_u}{12}$$

$$W_u = \frac{1274367.4}{12}$$

$$W_u = 106197.28 \text{ kg}$$

Carga puntual factorizada a 55° de inclinación del soporte tipo puntal seria:

$$W_u = \frac{106197.28}{\sin 55}$$

$$W_u = 129642.94 \text{ kg}$$

### 3.1.3.1.3. Cálculo de selección del perfil – columna inclinada

Tomando un perfil disponible Pipe Ø10” Sch80 A53 Gr.B se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:	$A_g=96.77 \text{ cm}^2$
Diámetro	$d=27.4 \text{ cm}$
Radio de giro	$r_y=9.25 \text{ cm}$
Módulo de elasticidad	$E=2038902 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de fluencia del perfil	$F_y=2461 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura del perfil	$F_u=4218 \text{ kg/cm}^2$
Espesor	$t_f=1.27 \text{ cm}$
Constante de longitud en y	$k_y=1.0$

### 3.1.3.1.4. Analizando el perfil por compresión (AISC section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ), utilizamos la ecuación (37):

$$L_{cy} = K_y * L$$

$$L_{cy} = 1 * 6574 \text{ mm}$$

$$L_{cy} = 657,4 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_{cy}/r_y$ ), utilizamos la ecuación (38).

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

$$L_c/r = 657,4/9,25$$

$$L_c/r = 71,07$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ), utilizamos la ecuación (39):

$$F_e = \pi^2 * \frac{E}{(L_c/r)^2}$$

$$F_e = \pi^2 * \frac{2038902}{(71,07)^2}$$

$$F_e = 3984,04 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ), utilizamos la ecuación (40):

$$F_{cr} = 0,658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

$$F_{cr} = 0,658^{(2461/3984,04)} * 2461$$

$$F_{cr} = 1900,32 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ), utilizamos la ecuación (41):

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

$$P_n = 1900,32 * 96,77$$

$$P_n = 183893,97 \text{ kg}$$

Ahora se debe cumplir la siguiente condición:

$$0,9 * P_n > W_u$$

$$0,9 * 183893,97 > 129642,94$$

$$165504,57 > 129642,94$$

### 3.1.3.1.5. Analizando el perfil por dimensión del tubo (AISC section b4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho ( $R_1$ ), utilizamos la ecuación (42):

$$R_1 = \frac{d}{t_f}$$

$$R_1 = \frac{27,4}{1,27}$$

$$R_1 = 21.58$$

Calculamos el ratio limite por flexión ( $R_f$ ):

$$R_{f1} = 0.11 \left( \frac{E}{F_y} \right) \quad (58)$$

Donde:

E: módulo de elasticidad

Fy: esfuerzo de fluencia

$$R_{f1} = 0.11 \left( \frac{2038902}{2461} \right)$$

$$R_{f1} = 91.13$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$R_{f1} > R_1$$

$$91.13 > 21.58$$

El perfil seleccionado tubería Ø10" Sch80 de material A53 Gr.B cumple con todos los parámetros y análisis de diseño efectuados según la norma aplicada.

### 3.1.3.2. Cálculo de la placa base del soporte tipo puntal

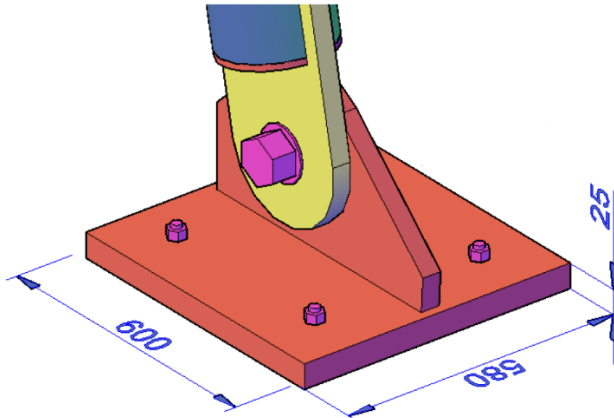
A continuación, se hará los cálculos respectivos de la placa para cada soporte tipo puntal el cual se fijará con varilla roscada y adictivos R500 a la cimentación existente de los molinos.

#### 3.1.3.2.1. Parámetros asumidos

Material de la placa base	ASTM A-36
Esfuerzo de fluencia	Fy=2531.03 kg/cm <sup>2</sup>
Esfuerzo de ruptura	Fu=4077.82 kg/cm <sup>2</sup>
Esfuerzo de compresión del concreto	F'c=280 kg/cm <sup>2</sup>
Ancho de placa base	b=58 cm
Largo de placa base	d=60 cm
Espesor de placa base	e=2.54 cm
Factor de compresión de acuerdo a LRFD	Ø=0.65

**Figura 36:**

*Placa base de soporte tipo puntal*



### 3.1.3.2.2. Cálculo de dimensionamiento de placa base (AISC Sección J8)

Calculamos el área requerida para cada placa base ( $A_r$ ), utilizamos la ecuación (47)

$$A_r = \frac{W_u}{(\phi * 0.85 * F'_c)}$$

$$A_r = \frac{129642.94}{(0.65 * 0.85 * 280)}$$

$$A_r = 907.86 \text{ cm}^2$$

Verificamos la placa base con el área nominal, con la ecuación (48)

$$A_n = b * d$$

$$A_n = 58 * 60$$

$$A_n = 3480 \text{ cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la condición

$$A_n > A_r$$

$$3480 \text{ cm}^2 > 907.86 \text{ cm}^2$$

Calculamos el ancho requerido de la placa en base a el espesor de la cartela soldable, utilizamos la ecuación (49):

$$b_r = b_f + 2 * 3\text{pulg}$$

$$b_r = 2.54 + 2 * (3 * 2.54)$$

$$b_r = 17.78 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la condición

$$b > b_r$$

$$58 > 17.8$$

### 3.1.3.2.3. Calculamos del espesor de la placa base (AISC Sección J4)

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa base a la cartela ( $L_n$ ), utilizamos la ecuación (50):

$$L_n = \frac{(b - 0.8 * b_f)}{2}$$

$$L_n = \frac{(58 - 0.8 * 40)}{2}$$

$$L_n = 13 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ), utilizamos la ecuación (51):

$$f_{pu} = \frac{P_u}{b * d}$$

$$f_{pu} = \frac{129642.94}{58 * 60}$$

$$f_{pu} = 37.25 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_{min}$ ), utilizamos la ecuación (52)

$$t_{min} = L_n * \sqrt{\frac{2 * f_{pu}}{0.9 * F_y}}$$

$$t_{min} = 13 * \sqrt{\frac{2 * 37.25}{0.9 * 2531.03}}$$

$$t_{min} = 2.35 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$e > t_{min}$$

$$2.54 \text{ cm} > 2.35 \text{ cm}$$

La placa base seleccionada cumple con todos los parámetros y cálculos efectuados según norma AISC.

### 3.1.3.3. Análisis de los pernos de conexión

#### 3.1.3.3.1. Cálculo de resistencia de los pernos

Datos asumidos de pernos

Material del perno	A 325
Diámetro del perno	Ø=5.08 cm
Numero de pernos	$N_p=4$

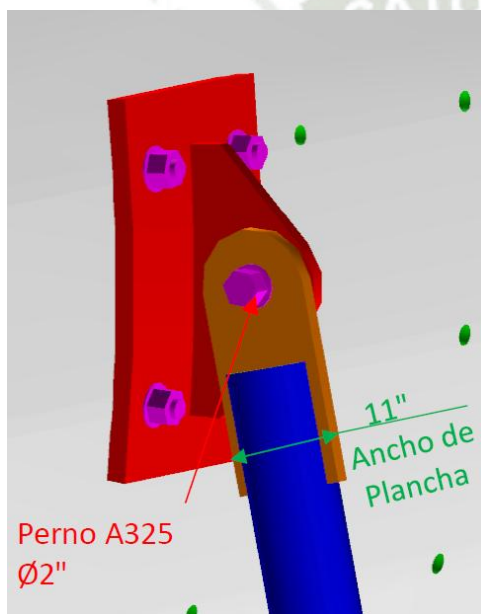
Área del perno	$A_b=20.27 \text{ cm}^2$
Numero de hileras en un plano	$n_s=1$
Esfuerzo de tensión nominal	$F_{nt}=F_y=6327.63 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo cortante nominal	$F_{nv}=4218.42 \text{ kg/cm}^2$

### 3.1.3.3.2. Pernos conectados a soporte tipo puntal

Perno de conexión entre placa y soporte tipo puntal, para soporte de Shell, tal como se observa en la Figura 37.

**Figura 37:**

*Perno conectado a soporte tipo puntal*



Fluencia de la sección total de la plancha (11"x1")

$$P_n = F_y * A_g$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 11 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 396 \text{ klb} = 179622.55 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9P_n > W_u$$

$$0.9 * 179622.55 \text{ kg} > 129642.94 \text{ kg}$$

$$161660.29 > 129642.94$$

Resistencia a la ruptura por tensión de la plancha (11"x1")

$$A_n = 11 \text{ pulg}^2 - 1 * \left( 2 \text{ pulg} + \frac{1}{8} \text{ pulg} \right) * 1 \text{ pulg}$$

$$A_n = 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$A_e = A_n * U$$

$$A_e = 8.875 * 1$$

$$A_e = 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = F_u * A_e$$

$$P_n = 58 \text{ ksi} * 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 514.75 \text{ klb} = 233486.63 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9P_n > W_u$$

$$0.9 * 233486.63 \text{ kg} > 129642.94 \text{ kg}$$

$$210137.97 \text{ kg} > 129642.94 \text{ kg}$$

Resistencia al cortante por perno (AISC Sección J3-1), utilizamos la ecuación (56)

$$R_n = F_{nv} * A_p$$

$$R_n = 68 \text{ ksi} * 3.14 \text{ pulg}^2$$

$$R_n = 213.52 \text{ klb}$$

Para LRFD  $\phi=0.75$

$$\phi R_n = 0.75 * 213.52$$

$$\phi R_n = 160.14 \text{ klb} = 72638.27 \text{ kg}$$

Numero de pernos mínimo, utilizamos la ecuación (57)

$$N_t = \frac{P_u}{R_n}$$

$$N = \frac{64821.47}{72638.27}$$

$$N_t = 0.89$$

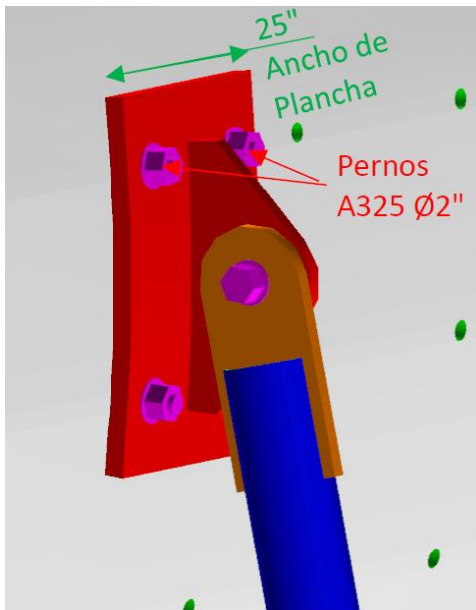
De acuerdo al cálculo se necesitará 1 perno de 2pulg como mínimo en cada conexión para el armado del soporte tipo puntal, cumpliendo así la norma AISC.

### 3.1.3.3.3. Pernos conectados Shell

Pernos de conexión entre placa y Shell, tal como se observa en la Figura 38.

**Figura 38:**

*Pernos de conexión entre placa y shell*



Fluencia de la sección de la plancha (25"x1")

$$P_n = F_y * A_g$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 25 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 900 \text{ klb} = 408\,233.03 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$\phi P_n > W_u$$

$$0.9 * 408\,233.03 \text{ kg} > 106\,197.28 \text{ kg}$$

$$367\,409.73 \text{ kg} > 106\,197.28 \text{ kg}$$

Resistencia a la ruptura por Tensión de la plancha (25"x1")

$$A_n = 25 \text{ pulg}^2 - 2(2 \text{ pulg} + 1/8 \text{ pulg}) * 1 \text{ pulg}$$

$$A_n = 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$A_e = A_n * U$$

$$A_e = 20.75 \text{ pulg}^2 * 1$$

$$A_e = 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = F_u * A_e$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 747 \text{ klb} = 338\,833.44 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.75 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 338833.44 > 106197.28 \text{ kg}$$

$$254125.08 \text{ kg} > 106197.28 \text{ kg}$$

### Esfuerzo cortante disponible

Calculamos el esfuerzo cortante disponible, debe ser igual o superior al esfuerzo cortante requerido (AISC sección J3-3a),

$$F_v = \frac{W_u}{N_p * A_p} \quad (59)$$

Donde:

$W_u$ : Carga total sobre la conexión

$N_p$ : número planos de corte

$A_p$ : área efectiva del perno

$$F_v = \frac{106197.28 \text{ kg}}{4 * 20.27 \text{ cm}^2}$$

$$F_v = 1309.78 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora calculamos el esfuerzo de tensión nominal (AISC sección J3-3a)

$$F'_{nt} = 1.3F_{nt} - \frac{F_{nt}}{\phi * F_{nv}} F_v \leq F_{nt} \quad (60)$$

Donde:

$F_{nt}$ : resistencia nominal de perno

$\phi$ : factor de resistencia

$F_{nv}$ : resistencia nominal a corte del perno

$F_v$ : esfuerzo cortante

$$F'_{nt} = 1.3 * 6329.17 - \frac{6329.17}{0.75 * 4782.04} * 1309.78$$

$$F'_{nt} = 5916.54 \text{ kg/cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$F'_{nt} \leq F_{nt}$$

$$5916.54 \text{ kg/cm}^2 \leq 6329.17 \text{ kg/cm}^2$$

Resistencia a la cortante por perno (AISC section J3-1), según la ecuación (56)

$$R_n = F_y * A_p$$

$$R_n = 6329.17 \text{ kg/cm}^2 * 20.27 \text{ cm}^2$$

$$R_n = 128292.28 \text{ kg}$$

$$\phi R_n = 0.75 * 128292.28$$

$$\phi R_n = 96219.21 \text{ kg}$$

Numero de pernos mínimo, según la ecuación (57)

$$N_t = \frac{106197.28 \text{ kg}}{96219.21 \text{ kg}}$$

$$N_t = 1.10$$

De acuerdo al cálculo se necesitaría 2 pernos de 2 pulg como mínimo en cada conexión, sin embargo, se está colocando 04 pernos por disposición de agujeros existentes para el armado del soporte tipo puntal, cumpliendo así la norma AISC.

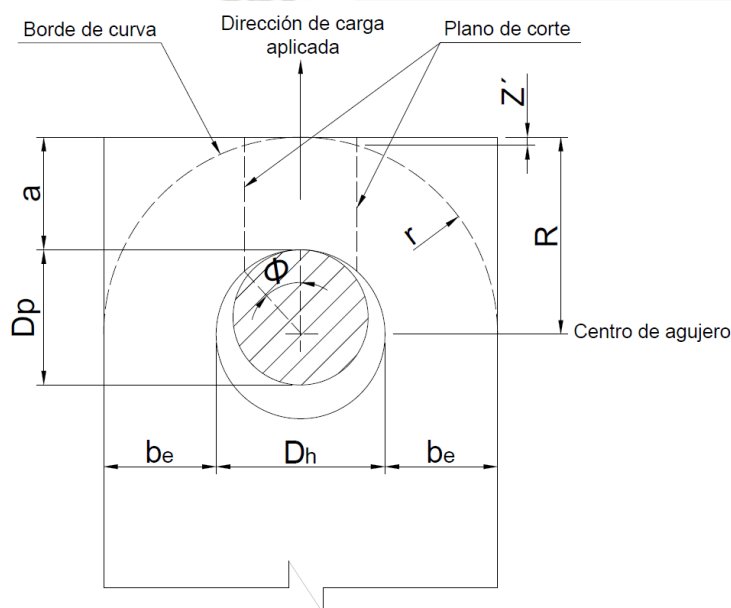
### 3.1.3.4. Análisis de cartelas agujeradas

#### 3.1.3.4.1. Selección de accesorios

Según Figura 39, se tiene los siguientes datos.

**Figura 39:**

*Detalle de medidas para orejas de izaje*



Nota: Imagen adaptada de norma ASME BTH-1 2017 (p. 74), por American Society of Mechanical Engineers, 2017.

Diámetro del pin del grillete seleccionado	$(D_p)=50.8\text{mm}$
Diámetro de agujero	$(D_h)=52 \text{ mm}$
Espesor de la oreja	$(t)=25.4 \text{ mm}$
Factor de diseño según norma ASME BTH-1 2017	$(N_d)=3$
Esfuerzo de fluencia de la plancha A36	$(F_y)=2531.06 \text{ kg/mm}^2$
Esfuerzo de ruptura de la plancha A36	$(F_u)=4077.82 \text{ kg/mm}^2$

Ancho de la oreja con respecto al agujero

$$(a)=125\text{mm}$$

Ancho de la oreja con respecto al agujero

$$(b_e)=125\text{mm}$$

### 3.1.3.4.2. Cargas admisibles por tracción

Calculamos el factor de reducción por conexión de pasadores, utilizamos la ecuación

(28):

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{D_p}{D_h}\right)^2}$$

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{63.5}{75}\right)^2}$$

$$C_r = 0.85$$

Según la primera condición para el ancho de la oreja se tendría que cumplir lo siguiente, mostrado en la ecuación (29)

$$b_{eff} = 0.6b_e \frac{F_u}{F_y} \sqrt{\frac{D_h}{b_e}} \leq b_e$$

$$b_{eff} = 0.6 * 73 * \frac{4080}{2530} \sqrt{\frac{75}{73}} \leq 73$$

$$b_{eff} = 71.60 \leq 73$$

Calculamos la resistencia a la tracción por efecto del pasador, según la ecuación (30)

$$P_t = 2C_r \frac{F_u}{1.20N_d} (tb_{eff})$$

$$P_t = 2 * 0.85 * \frac{4080}{1.2 * 3} (44 * 71.6)$$

$$P_t = 6069770.67\text{kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_t$$

$$3000 < 6069770.67$$

### 3.1.3.4.3. Carga admisible por cizallamiento en un plano

Calculamos la dimensión R de la figura 05, según la ecuación (31)

$$R = \frac{D_h}{2} + a$$

$$R = \frac{75}{2} + 73$$

$$R = 110.5 \text{ mm}$$

Calculamos la resistencia admisible a la fractura ( $P_b$ ), de acuerdo a la ecuación (32)

$$P_b = C_r \left( \frac{F_u}{1.20N_d} \right) \left[ 1.13 \left( R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92b_e}{1 + \frac{b_e}{D_h}} \right] t$$

$$P_b = 0.85 \left( \frac{4080}{1.2 * 3} \right) \left[ 1.13 \left( 110.5 - \frac{75}{2} \right) + \frac{0.92 * 73}{1 + \frac{73}{75}} \right] * 44$$

$$P_b = 4939054.78 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_b$$

$$3000 \text{ kg} < 4371460 \text{ kg}$$

#### 3.1.3.4.4. Carga admisible por cizallamiento en planos paralelos

De acuerdo a la norma ASME BTH-1 2017, el radio de curvatura será

$$r = a = 73 \text{ mm}$$

Calculamos el ángulo del plano de corte de la oreja de izaje, según la ecuación (33)

$$\phi = 55 \frac{D_p}{D_h}$$

$$\phi = 55 \frac{63.5}{75}$$

$$\phi = 46.57^\circ$$

Calculamos la pérdida de longitud del plano de corte, según la ecuación (34)

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left( \frac{D_p}{2} \text{sen}\phi \right)^2}$$

$$Z' = 73 - \sqrt{73^2 - \left( \frac{63.5}{2} \text{sen}46.57 \right)^2}$$

$$Z' = 3.74 \text{ mm}$$

Calculamos el valor modificado de  $a'$

$$a' = a - Z'$$

$$a' = 73 - 3.74$$

$$a' = 69.26$$

Calculamos la superficie total de los planos de corte, de acuerdo a la ecuación (36)

$$A_v = 2t \left[ a' + \frac{D_p}{2} (1 - \cos\phi) \right]$$

$$A_v = 2 * 44 \left[ 69.26 + \frac{63.5}{2} (1 - \cos 46.57) \right]$$

$$A_v = 6968.10 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia admisible a la rotura ( $P_v$ ), según la ecuación (37)

$$P_v = \frac{0.70 F_u}{1.20 N_d} A_v$$

$$P_v = \frac{0.70 * 4080}{1.20 * 3} 6968.10$$

$$P_v = 5528026 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_v$$

$$3000 \text{ kg} < 5528026 \text{ kg}$$

### 3.1.3.5. Cálculo del cordón de soldadura

Se aplicará el diagrama de reacciones en los 3 ejes, como se muestra en la Figura 40, con la carga aplicada para la unión oreja-plancha.

Carga aplicada: Ton=55.7 ton

**Calculamos las reacciones para ángulos mininos de  $15^\circ$  en “y” y  $10^\circ$  en “x”:**

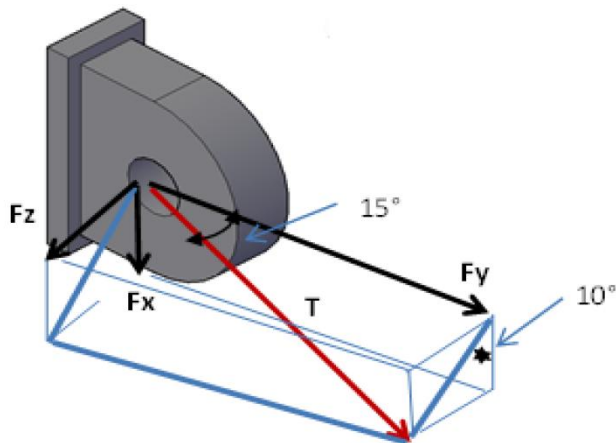
Reacción en eje “x”:  $F_x = T * \sin(15^\circ) * \cos(10^\circ) = 14.19 \text{ ton}$

Reacción en eje “y”:  $F_y = T * \cos(15^\circ) = 53.79 \text{ ton}$

Reacción en eje “z”:  $F_z = T * \sin(15^\circ) * \sin(10^\circ) = 2.50 \text{ ton}$

**Figura 40:**

*Diagrama de reacciones en oreja de izaje*



Calculamos la longitud del cordón de soldadura:

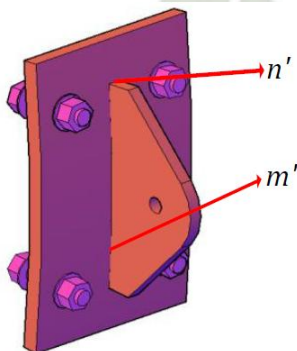
$$L_w = 2m' + 2n'$$

$$L_w = 2 * 662 + 2 * 25.4$$

$$L_w = 1374.8 \text{ mm}$$

**Figura 41:**

*Dimensiones de cordón de soldadura de oreja*



Calculamos las cargas de corte directo:

$$F'_{wx} = F_x / L_w \tag{61}$$

Donde:

$F_x$ : fuerza axial

$L_w$ : longitud efectiva de la soldadura

$$F'_{wx} = 14.19 \text{ ton} / 1374.8 \text{ mm}$$

$$F'_{wx} = 0.010 \text{ ton/mm}$$

$$F'_{wy} = F_y / L_w$$

$$F'_{wy} = 0.039 \text{ ton/mm}$$

$$F'_{wz} = F_z / L_w$$

$$F'_{wz} = 0.002 \text{ ton/mm}$$

**Calculamos las cargas momento flector:**

$$F''_{wx} = \frac{M_x}{Z_{wx}} \quad (62)$$

Donde:

$M_x$ : Momento flector

$Z_{wx}$ : Modulo plástico de la sección soldada

Para el cálculo de momento flector utilizamos la siguiente ecuación:

$$M_x = F_x * B \quad (63)$$

Donde:

$F_x$ : fuerza axial aplicada

$B$ : excentricidad (198 mm)

Para el cálculo de modulo plástico de la sección soldada, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$Z_{wx} = C * t' + (C^2 / 3) \quad (64)$$

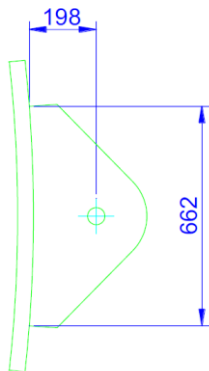
Donde:

$C$ : separación entre los ejes de los cordones de soldadura (662 mm ver Figura 42)

$t'$ : espesor de la garganta efectiva (25.4 mm, ver Figura 42)

**Figura 42:**

*Detalle de unión de soldadura entre oreja y placa*



*Nota:* Las unidades están en mm.

$$M_x = F_x * B$$

$$M_x = 14.19 * 198$$

$$M_x = 2809.62 \text{ ton. mm}$$

$$Z_{wx} = C * t' + (C^2 / 3)$$

$$Z_{wx} = 662 * 25.4 + (662^2/3)$$

$$Z_{wx} = 162896.13 \text{ mm}^2$$

$$F''_{wx} = \frac{2809.62}{162896.13}$$

$$F''_{wx} = 0.01725 \text{ ton/mm}$$

$$M_z = F_z * B$$

$$M_z = 2.50 * 198$$

$$M_z = 495 \text{ ton.m}$$

$$Z_{wz} = C * t' + (e^2/3)$$

$$Z_{wz} = 662 * 25.4 + (25.4^2/3)$$

$$Z_{wz} = 17029.85 \text{ mm}^2$$

$$F''_{wz} = \frac{495}{17029.85}$$

$$F''_{wz} = 0.02907 \text{ ton/mm}$$

**Calculamos la fuerza cortante:**

$$F_r = \sqrt{(F'_{wy} + F''_{wx} + F''_{wz})^2 + F'_{wx}{}^2 + F'_{wz}{}^2} \quad (65)$$

Donde:

$F'_{wy}$ : esfuerzo cortante en el eje y

$F''_{wx}$ : esfuerzo por flexión en el eje x

$F''_{wz}$ : esfuerzo por flexión en el eje z

$F'_{wx}$ : esfuerzo axial en el eje x

$F'_{wz}$ : esfuerzo axial o torsional

$$F_r = \sqrt{(0.039 + 0.01725 + 0.02907)^2 + 0.010^2 + 0.002^2}$$

$$F_r = 0.08593 \text{ ton/mm}$$

**Calculamos el esfuerzo permisible para un electrodo E70XX**

El cálculo será realizado según AWS D1.1, específicamente la Tabla 2.3 de dicha norma.

Se tiene  $F_{ys} = 40.80 \text{ kg/mm}^2$ , según la Tabla 2 de AWS A5.1

$$S_w = 0.3 * F_{ys} \quad (66)$$

Donde:

$S_w$ : esfuerzo permisible de soldadura

$F_{ys}$ : límite de fluencia del material de aportación

$$S_w = 0.3 * 40.80$$

$$S_w = 12.24 \text{ kg/mm}^2$$

**Calculamos el cateto del cordón de soldadura:**

$$w = F_r / S_w$$

Donde:

$F_r$ : esfuerzo resultante total

$S_w$ : esfuerzo permisible de soldadura

$$w = 85.93 / 12.24$$

$$w = 7.02 \text{ mm}$$

$$\text{cateto} = w / \cos 45$$

$$\text{cateto} = 7.02 / \cos 45$$

$$\text{cateto} = 9.93 \text{ mm}$$

Las gargantas necesarias según cálculos efectuados serán de 7mm, la cual está por debajo de la garganta mencionado en la tabla adjunta J2.3 (ver **Tabla 6**) del estándar AISC.

**Tabla 6:**

*Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC)*

<b>TABLE J2.3</b>	
<b>Minimum Effective Throat Thickness of Partial-Joint-Penetration Groove Welds</b>	
Material Thickness of Thinner Part Joined, in. (mm)	Minimum Effective Throat Thickness, <sup>[a]</sup> in. (mm)
To 1/4 (6) inclusive	1/8 (3)
Over 1/4 (6) to 1/2 (13)	3/16 (5)
Over 1/2 (13) to 3/4 (19)	1/4 (6)
Over 3/4 (19) to 1 1/2 (38)	5/16 (8)
Over 1 1/2 (38) to 2 1/4 (57)	3/8 (10)
Over 2 1/4 (57) to 6 (150)	1/2 (13)
Over 6 (150)	5/8 (16)

*Nota:* Cuadro obtenido de AISC 15va edición.

### 3.2. Cálculo de giro de molino para molino SAG

Para realizar montaje de molino es necesario realizar el giro del molino, donde se utilizarán winche, los cuales serán instalados en ambos lados del molino.

Para el cálculo se va considerar lo siguiente:

- La fuerza de fricción se dará en los descansos del molino, por lo que se toma el radio del trunnion en los bearing housing; por lo tanto, el coeficiente de fricción será  $\mu=0.005$  (caso 1 pag. 2334 machinery's handbook 30th ed. 2016), dado que el sistema provisorio de lubricación estará funcionando.

- El sólido rígido es un cilindro hueco con espesor considerable, el cual su momento de Inercia se calcula de la siguiente manera: (pag. 236 machenery's handbook 30th ed. 2016)

$$I_{cilindro\ hueco} = \frac{1}{2} * M(R^2 + r^2) \quad (67)$$

Donde:

I: momento de inercia

M: masa del cilindro

R: radio exterior del cilindro

r: radio interior del cilindro

### 3.2.1. Análisis de cargas

Para el análisis de cargas se consideran los pesos de los elementos del molino sin sus arriostres internos y principales

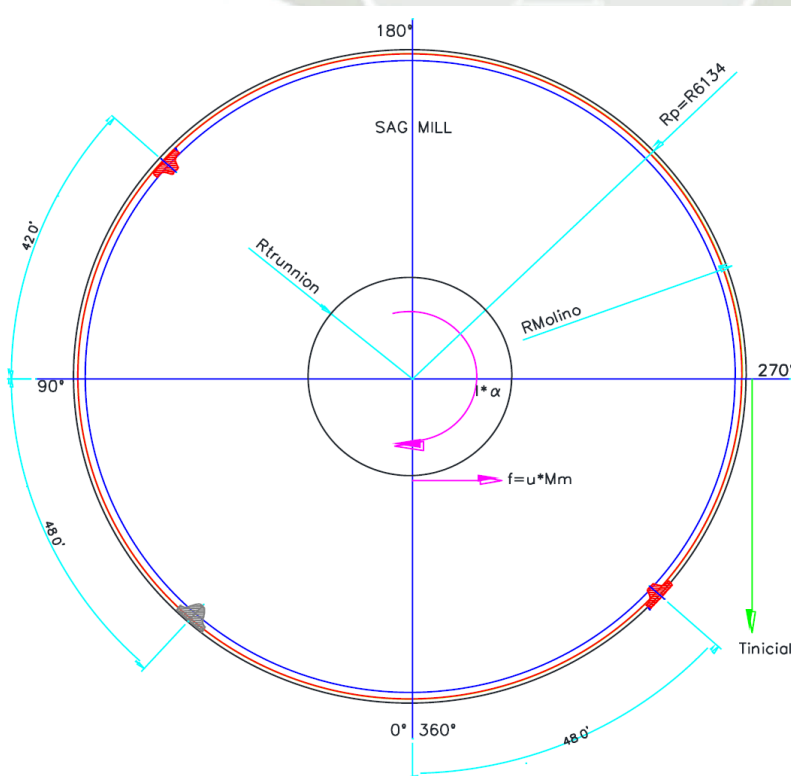
Aplicando la ecuación de sumatoria de momentos para cuerpos en rotación tenemos:

$$\sum M = I * \alpha \quad (68)$$

Luego de nuestro diagrama de cuerpo libre tenemos:

**Figura 43:**

*Diagrama de cuerpo libre*



$$\frac{I * \alpha}{g} = T \cdot R_{me} - f \cdot R_t + M_{uSec} * R_{lin} * \text{sen}\phi \quad (69)$$

Donde:

$I$ : momento de inercia

$\alpha$ : aceleración angular

$g$ : aceleración de la gravedad

$T$ : tensión o fuerza motriz

$R_{me}$ : radio de esfuerzo motriz

$f$ : fuerza de fricción

$R_t$ : radio de fricción

$M_{uSec}$ : momento secundario o momento actunte

$R_{lin}$ : radio lineal o brazo efectivo

Inercia del cuerpo rígido a analizar

$$I = \frac{1}{2} (M_m + M_{t.lin}) (R_{me}^2 + R_{mi}^2) \quad (70)$$

Donde:

$M_m$ : maza del tambor o cilindro

$M_{t.lin}$ : masa total equivalente lineal

$R_{me}$ : radio exterior

$R_{mi}$ : radio interior

Aceleración angular

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{v/R_{me}}{\Delta t} \quad (71)$$

Donde:

$\alpha$ : aceleración angular

$\omega$ : velocidad angular

$v$ : velocidad angular tangencial

$R_{me}$ : radio exterior del tambor

$\Delta t$ : tiempo

Fuerza de fricción

$$f = \mu \cdot N = \mu \cdot (M_m + M_{t.lin}) \quad (72)$$

Donde:

$\mu$ : coeficiente de fricción

$M_m$ : masa de tambor o cilindro

$M_{t.lin}$ : masa total equivalente lineal

Reemplazamos la ecuación (72) en la ecuación (69), finalmente tenemos la siguiente ecuación.

$$\frac{I * \alpha}{g} = T * R_{me} - \mu(M_m + M_{t.lin}) * R_t + M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi \quad (73)$$

Se va a considerar los siguientes valores

Masa del molino	$M_n=998059$ kg
Masa total de liners (solo 3 filas)	$M_{t.lin}= 22537$ kg
Masa de ultima sección (montaje 1 fila de liners)	$M_{u.sec}= 7836$ kg
Nro de filas	$P=3$ und
Radio externo del molino	$R_{me}=6.172$ m
Radio interno del molino	$R_{mi}=6.069$ m
Radio promedio de liners	$R_{lin}=5.964$ m
Radio de trunnion	$R_t=1.905$ m
Coefficiente de rozamiento	$u=0.005$
Velocidad de winche	$v=0.067$ m/s

### 3.2.2. Cálculo de tensión inicial para el giro del molino

La tensión para el inicial será constante cada vez que se realice los giros. De la ecuación (73) despejamos la tensión T inicial, la cual sería la tensión mínima que deberá soportar el winche para el inicio del giro, luego:

$$T_{critica} = \frac{\frac{I \cdot \alpha}{g} + \mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{usec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{R_{me}}$$

Se procede a resolver:

$$I = \frac{1}{2}(M_m + M_{t.lin})(R_{me}^2 + R_{mi}^2)$$

$$I = \frac{1}{2}(998059 + 22537)(6.172^2 + 6.135^2)$$

$$I = 38645790 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\omega = \frac{v}{R_{me}}$$

$$\omega = \frac{0.067}{6.172}$$

$$\omega = 0.0109 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t}$$

$$\alpha = \frac{0.0109}{1 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 0.0109 \text{ rad/s}^2$$

Reemplazando en la formula

$$T_{inicial} = \frac{38645790 * 0.0109}{9.81} + 0.005(998059 + 22537)1.905 - 7836 * 5.964 * \text{sen}228$$

$$T_{inicial} = \frac{6.172}{6.172}$$

$$T_{inicial} = 14159.3 \text{ kg}$$

Considerando un factor de diseño de  $F_d=1.5$  (acuerdo al par.4.5.2 del estándar ISO 3078-2016), obteniendo la tensión  $T_{inicial}$  mínima para seleccionar nuestro winche:

$$T_{inicial} = (14159.3 \text{ kg})1.5$$

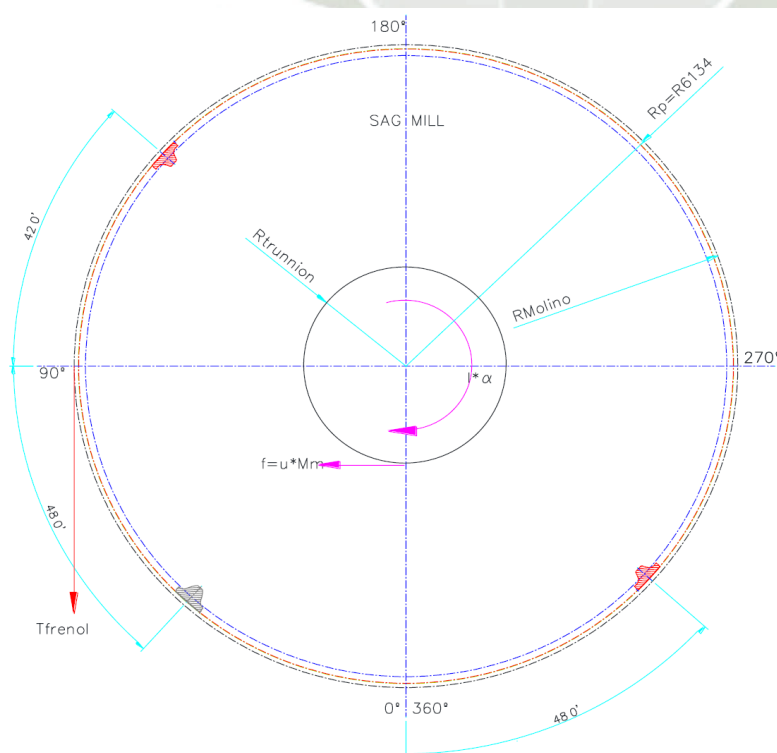
$$T_{inicial} = 21238.95 \text{ kg}$$

### 3.2.3. Cálculo de tensión para retener

En este caso la tensión siempre será nula. Pero el análisis de la tensión mínima necesaria para frenar el molino después que se ha vencido la inercia, verificaremos la tensión requerida y evitar que la carga gire sola.

**Figura 44:**

*Diagrama de cuerpo libre para el frenado del molino.*



Se va a considerar los siguientes valores

Masa del molino	$M_n=998059$ kg
Masa total de liners	$M_{t.lin}= 359970$ kg
Masa de ultima sección (montaje 1 fila de liners)	$M_{u.sec}= 11999$ kg
Nro de filas	$P=3$ und
Radio externo del molino	$R_{me}=6.172$ m
Radio interno del molino	$R_{mi}=6.069$ m
Radio promedio de liners	$R_{lin}=5.964$ m
Radio de trunnion	$R_t=1.905$ m
Coefficiente de rozamiento	$u=0.005$
Velocidad de winche	$v=0.067$ m/s

De la Figura 44, realizamos el diagrama de cuerpo libre para calcular la aceleración angular

$$-\frac{I \cdot \alpha}{g} = T_{freno} * R_{me} - \mu(M_m + M_{t.lin})R_t + M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi \quad (74)$$

Considerando que la tensión sea nula en el instante que se produzca la aceleración, tenemos:

$$\alpha = \frac{\mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{\frac{I}{g}} \quad (75)$$

$$\alpha = \frac{(\mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi)g}{\frac{1}{2}(M_m + M_{t.lin})(R_{me}^2 + R_{mi}^2)}$$

$$\alpha = \frac{(0.005(998059 + 359970)1.905 - 11999 * 5.964 * \text{sen}30)9.81}{\frac{1}{2}(998059 + 11999)(6.172^2 + 6.096^2)}$$

$$\alpha = -0.0059$$

Reemplazando los valores que se tienen en la ecuación (74), tenemos:

$$T_{freno} = \frac{-\frac{I \cdot \alpha}{g} + \mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{R_{me}}$$

$$T_{freno} = \frac{-\frac{51422996 * -0.0059}{9.81} + 0.005(998059 + 359970)1.905 - 11999 * 5.964 * \text{sen}30}{6.172}$$

$$T_{freno} = 1309 \text{ kg}$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.5, según el estándar ISO 3078:2016; se tiene:

$$T_{freno} = 1309 * 1.5$$

$$T_{freno} = 1963.5 \text{ kg}$$

### 3.2.4. Selección de winche a utilizar

Se va a utilizar en total 2 winches hidráulicos (uno para romper la inercia y el otro para retener) los cuales tienen una capacidad de prueba (real) de 30 ton en la primera capa.

La capacidad de la primera capa del winche seleccionado (ver anexo E) es mayor que la capacidad de tensión calculada para romper la inercia (30 ton > 9.88 ton); por lo tanto, satisface todos los cálculos realizados anteriormente.

El cable del winche envolverá 3.5 vueltas al molino y servirá para girar en ambas direcciones

$$L_{cable} = 3.5(D_{molino} * \pi) \quad (76)$$

Donde:

$D_{molino}$ : diámetro exterior del molino

$$L_{cable} = 3.5(12.7 * \pi)$$

$$L_{cable} = 134.92 \text{ m}$$

Además, se considerará un tramo de cable libre, por lo que la longitud requerida será:

$$L_{cable} = 150 \text{ m}$$

#### 3.2.4.1. Cálculo y selección del cable para el winche

De acuerdo al estándar ASME B30.7-2016 sobre winches; el factor de seguridad mínimo según el párrafo 7-1.2.5(d) deberá ser no menor a 3.5, calculado en base a la fuerza de rotura del cable.

Por lo tanto, usaremos la tensión máxima, calculada del winche, para calcular la tensión mínima del cable:

$$T_{min.cable} = 3.5 * T_{winche}$$

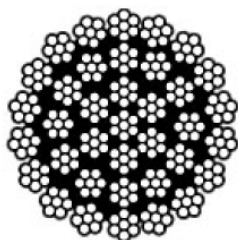
$$T_{min.cable} = 3.5 * 14159.3 \text{ ton}$$

$$T_{min.cable} = 49.56 \text{ ton}$$

Por lo tanto, se usará un cable que tenga una resistencia de ruptura igual o mayor a lo calculado, en este caso se seleccionará un cable de diámetro 1 ½” serie 35x7 con alma de acero IWRC (o similar) el cual posee una resistencia de ruptura de 113 ton (ver anexo F).

**Figura 45:**

*Ficha Técnica de cable 35x7*



(180 Kg/mm<sup>2</sup>)

Diámetro nominal cable (mm.)	Diámetro alambre exterior equivalente (mm.)	Peso aproximado Kg/m	200 Kg/mm <sup>2</sup> C.R.E. (Kgs.)
16	0,84	1,29	23.200
18	0,94	1,63	29.390
20	1,04	2,01	36.280
22	1,14	2,43	43.900
24	1,24	2,89	52.250
26	1,34	3,40	61.320
28	1,46	3,94	71.120
30	1,56	4,52	81.640
32	1,65	5,14	92.890
34	1,86	6,18	99.000
36	1,97	6,30	113.000

Nota: Cuadro obtenido de Izaje y transmisiones S.A.

### 3.3. Diseño de sistema estructural para molino de bolas

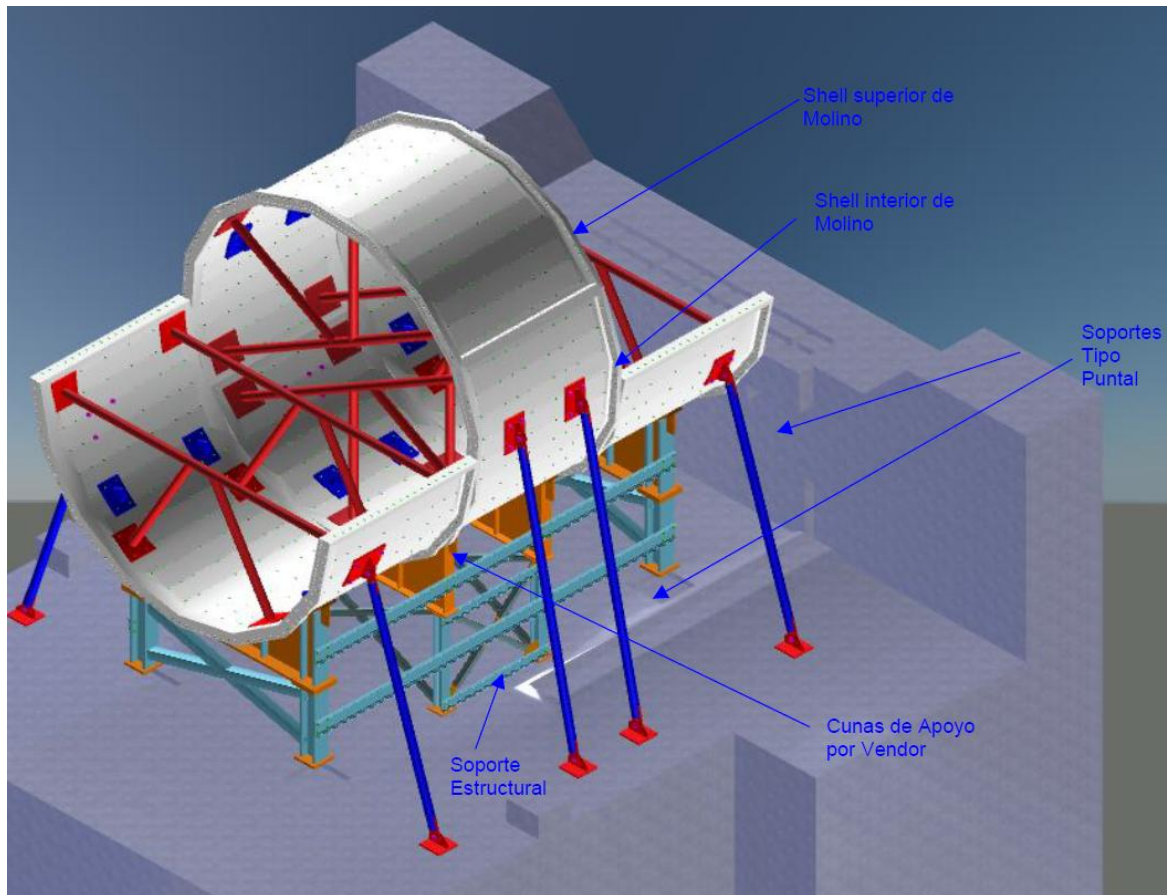
Para el montaje de molino de bolas se necesita instalar una estructura ubicada en el Shell central para llevar a cabo este análisis de sistemas, se realizará el cálculo de estructuras metálicas, además de cálculo para el giro del molino para el montaje de los elementos restantes.

Adicionalmente se instalarán soportes tipo puntal para que los segmentos de shells montados estén en la ubicación y ángulo correcto según los planos de montaje del molino de bolas, tal como se muestra en la Figura 46.

Estas estructuras estarán de forma temporal hasta que se termine el montaje de los componentes del molino como son el Shell, bearing y trunnion, tanto en lado de alimentación como en lado de descarga.

**Figura 46:**

*Representación de estructuras temporales para molino de bolas*



Nota: Distribución de soporte estructural (estructura tipo cuna) y soporte tipo puntal

### 3.3.1. Diseño de estructura superior de soporte estructural

Para iniciar el ensamble de molino de bolas se necesitará asegurar el correcto dimensionamiento de atiesadores de las cunas soporte que garantice el asentamiento de los componentes del molino. Por lo tanto, se harán los calculo necesarios para dimensionar dicho soporte.

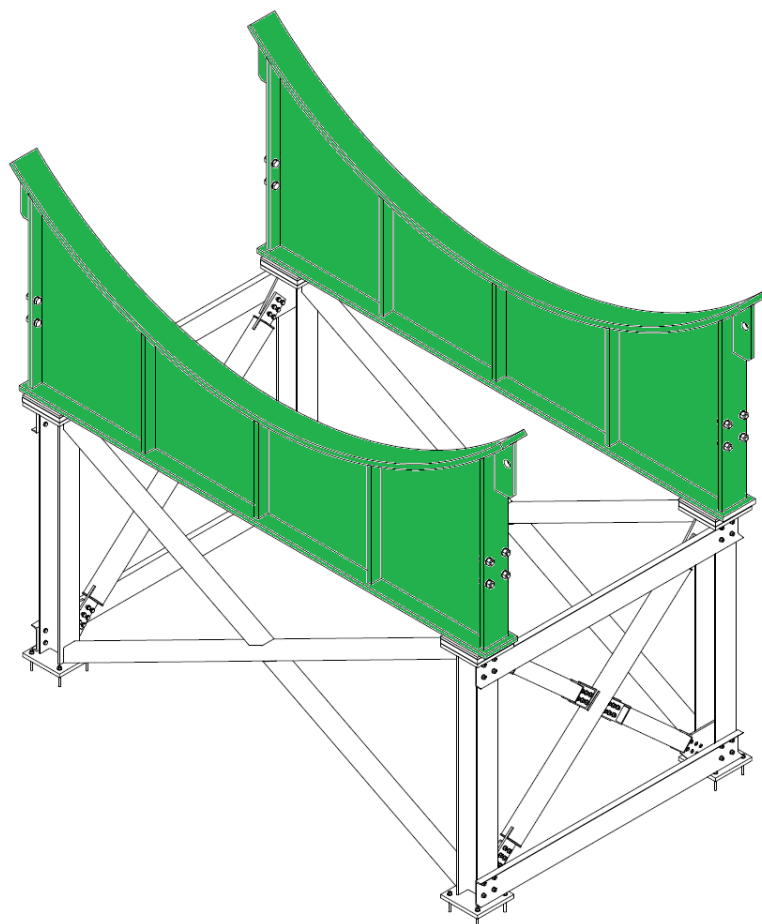
#### 3.3.1.1. Esquema de instalación

Se diseñarán un 2 soportes superior tipo cuna, tal como se muestra en la Figura 47 los cuales serán construidos a partir de planchas metálicas de 2 pulg., reforzada con 6 cartelas de 2 pulg. distribuidas a lo largo de soporte.

#### 3.3.1.2. Análisis de resistencia materiales

**Figura 47:**

*Detalle Estructural de Cuna para molino de bolas*



Nota: Estructura superior de soporte estructural tipo cuna para molino de bolas

### 3.3.1.3. Datos de los materiales

El material para la cuna soporte y sus atiesadores será de acero al carbono A-36, por su comercialidad y propiedades mecánicas como se muestra en la Tabla 7.

**Tabla 7**

*Propiedades mecánicas de acero A36 (Anexo B)*

Laminas, Perfiles y Barras	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	58-80 [400-500]
Límite de fluencia, min, ksi [MPa]	36 [250]

Nota: Cuadro obtenido de American Society for Testing and Materials (ASTM International)

### 3.3.1.4. Cálculo de las reacciones

Para determinar las reacciones en el molino es necesario determinar la carga viva que sería el peso del molino, los cuales están detallados en la Tabla 8, además de la carga viva se tienen que calcular la carga generada por el peso de la estructura y la carga de viento.

### 3.3.1.4.1. Carga Viva (P)

Para el cálculo de la carga viva se tomará en cuenta el peso del segmento de shell y los segmentos de tapas, obteniendo un valor de:  $P = 589203 \text{ kg}$ .

**Tabla 8**

*Pesos de componentes de molino*

Componente	Peso Unitario (kg)	Cantidad	Peso Total (kg)
Segmento Shell central	51273	2	102546
Segmento Shell carga	55679	2	111358
Segmento Shell descarga	55679	2	111358
Tapa de Shell	75675	2	151350
Trunnion de alimentación	50288	1	50288
Trunnion de descarga	52048	1	52048
Otros (misceláneos)	10255	1	10255
Total			589203

Nota: Datos obtenidos del Manual de Operaciones de Metso

### 3.3.1.4.2. Carga Muerta (D)

Para la carga muerta se tendrá en cuenta el peso de la estructura, diseñada:  $D = 11506 \text{ kg}$ .

### 3.3.1.4.3. Carga de Viento (W)

Para calcular la carga de viento primero se tiene que calcular presión del viento, este valor será hallado con la ecuación (4), donde el valor de C será determinado según la Tabla 1, y para este caso será de +0.7 por la forma del molino, la velocidad del viento será de 80 km/h según el mapa eólico del Perú mostrado en el anexo A, por lo que la presión de viento será:

$$P_h = 0.005 * C * V_h^2$$

$$P_h = 0.005 * 0.7 * (80)^2$$

$$P_h = 22.4 \text{ kg/m}^2$$

Según la ecuación (7), el valor de la carga de viento sería:

$$W = 1094.2 \text{ m}^2 * 22.4 \text{ kg/m}^2$$

$$W = 24510 \text{ kg}$$

Aplicando la fórmula de la ecuación (3), hallamos la carga factorizada

$$P_u = 1.2(11506) + 1.6(589203) + 0.5(24510)$$

$$P_u = 968787 \text{ kgf}$$

### 3.3.1.5. Diagrama de Fuerzas Cortantes

Las fuerzas cortantes serán halladas en 4 puntos según el diseño del soporte estructural propuesto por el fabricante del molino.

**Figura 48:**

*Diagrama de fuerza cortantes*

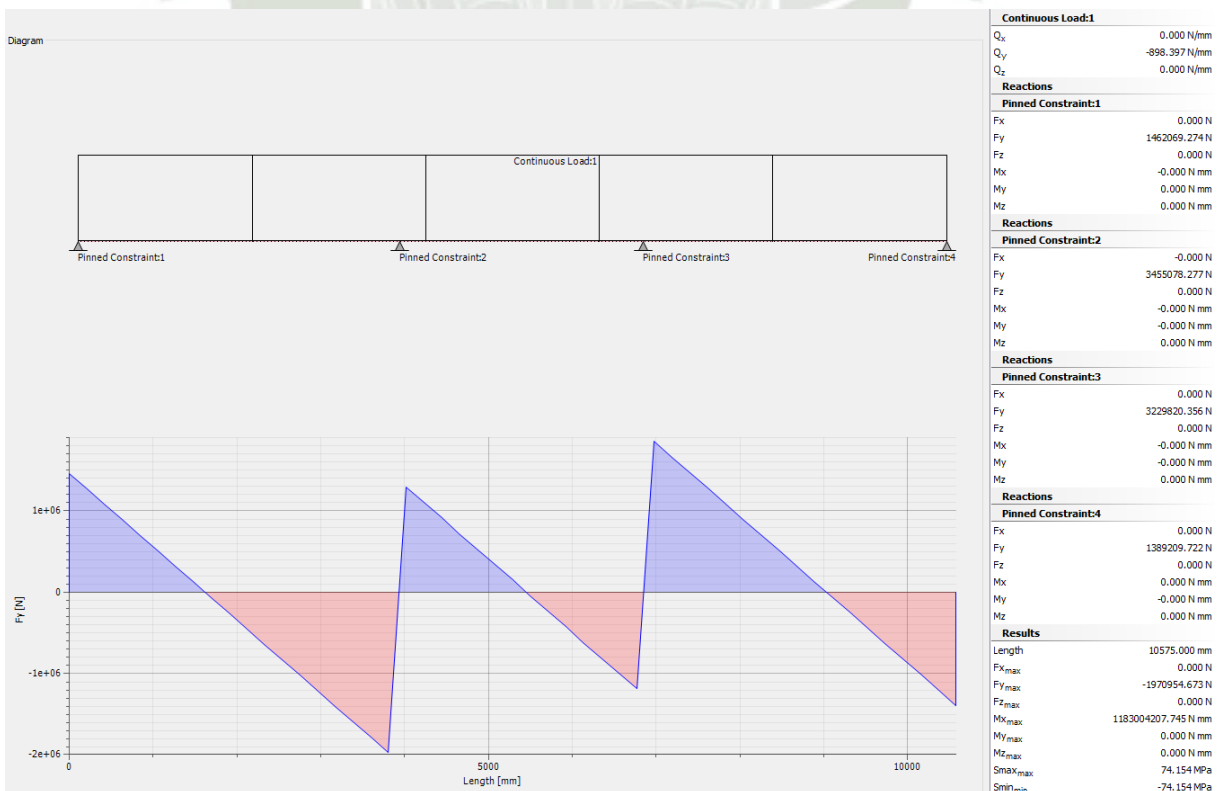


*Nota:* Estructura diseñada esta resaltada de color morado.

Según el modelo propuesto se tendrá 4 puntos de carga, tal como se muestra en la Figura 48, dichas reacciones serán hallada mediante el análisis del diagrama de carga utilizando el software Inventor, teniendo los siguientes resultados:

**Figura 49:**

*Reacciones de fuerzas cortantes*



*Nota:* Reacciones de fuerzas cortantes

La estructura diseñada está en el centro del soporte estructural del molino, por lo que se tomará la mayor reacción en los puntos R2 y R3 cuyo valor será de:

$$R_3 = 3455078.28 \text{ N} \approx 352319.91 \text{ kgf}$$

Este valor nos servirá para el dimensionamiento del soporte estructural central.

### 3.3.1.6. Análisis del soporte estructural

Debido a que el soporte estructural es simétrico y la carga estará distribuida de manera puntual como se muestra en la Figura 50, se hará el análisis en un solo soporte de la estructura central.

**Figura 50:**

*Representación de carga*



*Nota:* Análisis realizado en el software Inventor 2020.

Los valores necesarios para el diseño del soporte son las fuerzas cortantes y el momento máximo y según el análisis de viga se tiene los siguientes valores

$$V_D = 177053.22 \text{ kgf}$$

$$M_{max} = 459177.11 \text{ kgf.m} \approx 3320.17 \text{ kips.pie}$$

### 3.3.1.7. Dimensionamiento del alma y ala de la cuna soporte

#### 3.3.1.7.1. Diseño preliminar del alma

Para cumplir con los requisitos de diseño del alma se tiene que cumplir la condición propuesta en la ecuación (7):

$$\phi_b * V_n > V_{D1}$$

Donde:

$\phi$ : factor de resistencia

$V_n$ : resistencia nominal al corte

$V_{D1}$ : carga de diseño

Seleccionamos un alma de dimensiones:

$$h = \text{peralte de alma} = 2277.6 \text{ mm} \approx 89.67 \text{ pulg}$$

$$t_w = \text{espesor de alma} = 50 \text{ mm} \approx 2.00 \text{ pulg}$$

Coefficiente del acero:

$$\text{Modulo de elasticidad } E(\text{ksi}) = 29000$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia } F_y(\text{ksi}) = 36$$

### 3.3.1.7.2. Cálculo de la fuerza:

De acuerdo a lo indicado en el capítulo G de la norma ANSI/AISC 360-10, la **resistencia al corte de diseño** se determinará con la ecuación (8):

$$\phi_b * V_n$$

Donde:

$V_n$ : Resistencia nominal al corte

$\phi_b$ : factor de resistencia

### 3.3.1.7.3. Hallamos el valor de resistencia nominal al corte ( $V_n$ )

Aplicamos la ecuación (9)

$$V_n = 0.6 * F_y * A_w * C_v$$

Donde:

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia

$A_w$ : Área de alma traccionada

$C_v$ : Coeficiente de corte de alma

### 3.3.1.7.4. Calculamos el coeficiente de corte de alma ( $C_v$ )

Utilizamos la ecuación (10)

$$C_v = \frac{1.1 * \sqrt{k_v * E / F_y}}{h / t_w}$$

Donde:

$k_v$ : Coeficiente de pandeo de placa de alma

E: Modulo de elasticidad

$F_y$ : Esfuerzo de fluencia

$h$ : Altura libre del alma del perfil

$t_w$ : Espesor de alma del perfil

$$C_v = \frac{1.1 * \sqrt{5 * 29000/36}}{89.67/2}$$

$$C_v = 1.557$$

Reemplazando el valor hallado en la ecuación (9)

$$V_n = 0.6 * 36 * 89.67 * 2 * 1.557$$

$$V_n = 6031.42 \text{ kips}$$

Calculo de la resistencia de corte de diseño según la ecuación (8), por LRFD:  $\phi_b=0.9$

$$\phi_b * V_n$$

$$0.9 * 6031.42$$

$$5428.28$$

Por lo tanto, para cumplir con el requisito de diseño del alma según la ecuación (7)

$$5428.28 > 390.33$$

Se cumple con la condición

### 3.3.1.7.5. Diseño Preliminar del ala

Esfuerzo admisible

$$F_b(\text{ksi}) = 0.6 * F_y$$

Donde:

$F_y$ : resistencia a la fluencia

$$F_b = 0.6 * 36$$

$$F_b = 21.6 \text{ ksi}$$

Factor de resistencia  $\phi_b=0.9$

Factor del máximo espesor del ala, según la tabla B4.1 del manual de AISC, utilizamos la ecuación (11)

$$\beta = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$\beta = 0.38 \sqrt{\frac{29000}{0.6 * 36}} = 13.92$$

Área mínima necesaria a usar, según la ecuación (12):

$$A_n = \frac{M_m}{\phi_b * F_y (h + t_p)}$$

Donde:

$M_m$ : Momento máximo

$h$ : altura del alma

$t_p$ : espesor de ala

$$A_n = \frac{3320.17 \text{ kips.pie} * \left(\frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}\right)}{0.9 * 36 \text{ kips} (89.67 + 2) \text{ pulg}}$$

$$A_n = 13.41 \text{ pulg}^2$$

Con el área necesaria podemos usar un ala de 2"x12", es decir:

$$\text{Ancho de ala } b = 12 \text{ pulg} = 300 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor de ala } t_p = 2 \text{ pulg} = 50 \text{ mm}$$

$$A_{uti} = b * t_p = 12 * 2 = 24 \text{ pulg}^2$$

Ahora, con el espesor de ala, se debe cumplir la siguiente condición para que la viga sea compacta:

$$\frac{b}{2 * t_p} < \beta$$

$$\frac{12}{2 * 2} < 13.92$$

$$3 < 13.92$$

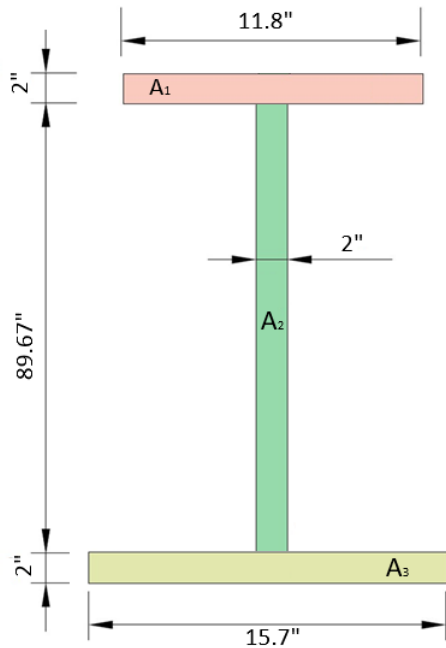
Si cumple con la condición.

### 3.3.1.7.6. Determinación de las propiedades físicas de la sección

Con el cálculo anterior se tiene la siguiente sección (ver Figura 51):

**Figura 51:**

*Sección de viga calculada*



$$\text{Area Total } A_t = A_1 + A_2 + A_3$$

$$\text{Area Total } A_t = 15.7 * 2 + 89.67 * 2 + 2 * 11.8 = 234.34 \text{ pulg}^2$$

Momentos de Inercia

$$\bar{y} = \frac{23.6 * 1 + 179.34 * 46.84 + 31.4 * 92.67}{234.34} = 48.36 \text{ pulg}$$

$$I_x = \left( \frac{11.8 * 2^3}{12} + 23.6 * 47.4^2 \right) + \left( \frac{2 * 89.7^3}{12} + 179.3 * 1.5^2 \right) + \left( \frac{15.7 * 2^3}{12} + 31.4 * 44.3^2 \right)$$

$$I_x = 235187.6 \text{ pulg}^4$$

Modulo se sección elástica

$$S_x = \frac{I_x}{\bar{y}} = \frac{235187.6}{48.36} = 4863.27 \text{ pulg}^3$$

Momento de Inercia eje Y

$$I_y = \frac{2 * 11.8^3}{12} + \frac{89.67 * 2^3}{12} + \frac{2 * 15.7^3}{12}$$

$$I_y = 978.6 \text{ pulg}^4$$

Constante Torsional

$$J = \frac{1}{3} * (11.8 * 2^3 + 89.67 * 2^3 + 15.7 * 2^3)$$

$$J = 312.45 \text{ pulg}^4$$

Constante de Alabeo, según la ecuación (13)

$$C_w = \frac{I_y * h_o^2}{4}$$

Donde:

$I_y$ : momento de inercia respecto al eje y

$H_o$ : altura efectiva del alma

$$C_w = \frac{978.6 * (1 + 89.67 + 1)^2}{4} = 2055889.09 \text{ pulg}^6$$

### 3.3.1.7.7. Verificación del diseño preliminar bajo análisis por flexión

En este caso se debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{max} < F_b$$

$$\frac{M_D * 12}{S_x} < 0.6 * F_y$$

$$\frac{3320.17 * 12}{4863.27} < 0.6 * 36$$

$$8.19 < 21.6$$

Se cumple con la condición

### 3.3.1.7.8. Verificación de diseño preliminar bajo análisis por Flexo-compresión

Para el siguiente análisis se debe cumplir con la condición dado por AISC primero hallamos el valor del momento plástico según la ecuación (14), F2-1 de la norma AISC 360-16.

$$M_p = F_y * Z_x$$

$$M_p = F_y * \frac{M_{max}}{\phi_b * F_y}$$

$$M_p = \frac{M_{max}}{\phi_b}$$

Para el valor de  $L_b$  será la longitud del soporte estructural y para el valor  $L_r$  será calculado con la ecuación (15), F2-6 de la norma AISC 360-16

$$L_r = 1.95r_{ts} \frac{E}{0.7F_y} \sqrt{\frac{Jc}{S_x h_o} + \sqrt{\left(\frac{Jc}{S_x h_o}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7F_y}{E}\right)^2}}$$

Donde:

$J$ : constante torsional

$h_o$ : distancia entre los centroides de patín

$c$ : 1.0 para perfiles I

$E$ : módulo de elasticidad del acero

$S_x$ : módulo de sección elástico en torno al eje x

$r_{ts}$ : radio de giro efectivo, ecuación (16) (ecuación F2-7 de la norma AISC 360-16)

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{I_y C_w}}{S_x}$$

Donde:

$I_y$ : momento de inercia en torno al eje y

$C_w$ : constante de alabeo

$$r_{ts}^2 = \frac{\sqrt{978.6 * 2055889.09}}{4863.278}$$

$$r_{ts} = 3.04 \text{ pulg}$$

Calculamos el valor  $L_r$  con la ecuación (15)

$$L_r = 1.95 * 3.04 * \frac{29000}{0.7 * 36} \sqrt{\frac{312.45 * 1}{4863.27 * 91.67} + \sqrt{\left(\frac{312.45 * 1}{4863.27 * 91.67}\right)^2 + 6.76 \left(\frac{0.7 * 36}{29000}\right)^2}}$$

$$L_r = 377.76 \text{ pulg}$$

Verificamos si se cumple la condición

$$L_p < L_b \leq L_r$$

$$102.08 \text{ pulg} < 242.44 \text{ pulg} \leq 377.76 \text{ pulg}$$

Se cumple la condición por lo que el valor de la resistencia nominal de flexión ( $M_n$ ) se calcula según la ecuación (17)(35), dada por la norma AISC 360-16.

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

Donde:

$C_b$ : factor de forma del diagrama de momentos

$M_p$ : momento elástico

$S_x$ : módulo de sección elástico en torno al eje x

$$M_n = 1 \left[ 291477.8 - (291477.8 - 0.7 * 36 * 4863.27) \left( \frac{242.44 - 102.08}{377.76 - 102.08} \right) \right] \leq M_p$$

$$M_n = 205471.97 \leq M_p$$

$$M_n = 205471.97 \leq 291477.8$$

Se cumple con la condición propuesta por la norma AISC360-16

### 3.3.1.7.9. Dimensionamiento de los atiesadores

Según el diagrama de cargas del soporte estructural, ver Figura 50, la reacción máxima se concentra en los apoyos:

$$V_D = 177053.22 \text{ kgf}$$

Para colocar atiesadores se debe cumplir la siguiente condición:

$$\phi R_n < V_D$$

Donde:

$\phi$ : factor de resistencia, 1.0 (LRFD)

$R_n$ : resistencia nominal calculado según la ecuación (19) según la norma AISC 360-16

$$R_n = F_y t_w (2.5k + l_b)$$

Donde:

$F_y$ : esfuerzo mínimo de fluencia

$t_w$ : espesor del alma

$k$ : distancia entre el borde exterior del patín y la base del cordón de soldadura

$l_b$ : longitud de apoyo

Suponemos que la reacción en el extremo tiene un apoyo puntual, es decir que  $l_b=0$ ; y que el filete de soldadura entre el patín y el alma es de 0.5 pulg.

$$R_n = 36 \text{ ksi} * 2 \text{ pulg} (2.5 * 2 + 0)$$

$$R_n = 360 \text{ kips}$$

Revisamos si se cumple la condición

$$1 * 360 \text{ kips} < 292327.47 \text{ kgf}$$

$$360 \text{ kips} < 390.34 \text{ kips}$$

Por lo tanto, se requiere atiesadores

### 3.3.1.7.10. Diseño de atiesadores

Se ensaya con 02 placas atiesadoras de 1 pulg x 4.5 pulg y se revisa la relación ancho espesor según la tabla B4.1a de la norma AISC (ver anexo C) mostrada en la ecuación (20).

$$\frac{b}{t} < 0.64 \sqrt{\frac{k_c E}{F_y}}$$

Donde:

$b$ : ancho del elemento plano

$t$ : espesor del elemento plano

$K_c$ : Coeficiente que depende del tipo de condición de borde del elemento y del tipo de carga (pandeo por compresión local)

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$$\frac{4.5}{1} < 0.64 \sqrt{\frac{\left(\frac{4}{\sqrt{71.38/1}}\right) * 29000}{36}}$$

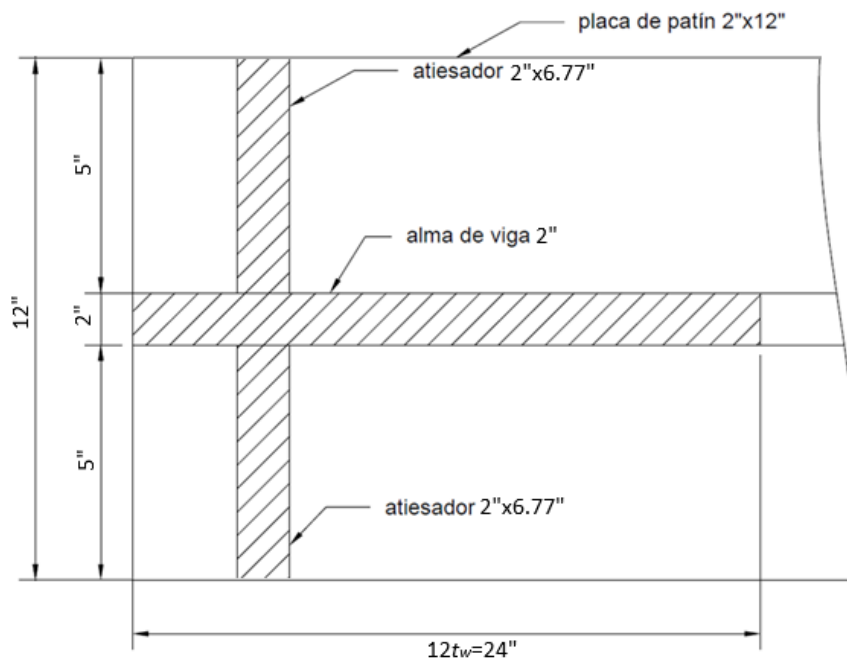
$$4.5 < 12.5$$

Los valores asumidos se encuentran dentro del parámetro.

Se procede a calcular la resistencia de un atiesador trabajando como columna, cuya sección transversal se muestra sombreada en la Figura 52.

**Figura 52:**

*Ubicación de atiesadores*



*Nota:* Vista de planta de atiesadores sobre soporte

Momento de inercia del atiesador, según la ecuación (21)

$$I_s = \frac{t_s h^3}{12}$$

Donde:

$t_s$ : espesor del elemento

$h$ : altura del elemento

$$I_s = \frac{2 * 12^3}{12}$$

$$I_s = 288 \text{ pulg}^4$$

Cálculo del área de columna, según la ecuación (22)

$$A_c = (2 * 2 * 6.77 + 2 * 12)$$

$$A_c = 51.08 \text{ pulg}^2$$

Cálculo de relación de esbeltez

$$r = \sqrt{\frac{I_s}{A_c}}$$

Donde:

$I_s$ : momento de inercia

$A_c$ : área de sección transversal

$$r = \sqrt{\frac{83.33}{21}}$$

$$r = 2.37 \text{ pulg}$$

$$\frac{0.7 * 89.67}{2.37} = 26.48$$

De la tabla 4-22 de la norma AISC obtenemos el valor de:

$$\phi_c F_{cr} = 31.2$$

Se calcula la resistencia de diseño, según la ecuación (23)

$$\phi_c P_n = (\phi_c F_{cr}) * A_g$$

Donde:

$\phi_c$ : factor de resistencia a compresión

$F_{cr}$ : Esfuerzo critico de pandeo

$A_g$ : área bruta de la sección transversal de columna

$$31.2 * 51.08 = 655.20$$

$$390.34 < 1593.69$$

### 3.3.1.7.11. Soldadura de atiesadores

Resistencia de diseño de soldadura en atiesadores sometidos a compresión, será calculado según la norma AISC, utilizando la ecuación (24).

$$\phi R_n = F_{nw} A_{we}$$

Donde:

$\phi$ : para compresión el valor según la norma AISC es de 0.8

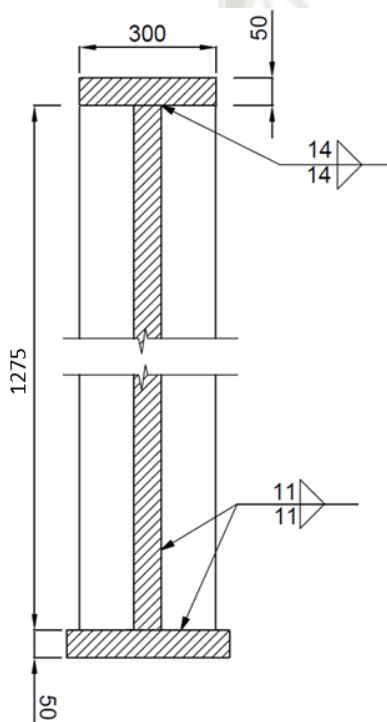
$F_{nw}$ : tensión nominal del metal de soldadura

$A_{we}$ : área efectiva de la soldadura

Para el cálculo del área efectiva de soldadura se asumirán los valores mostrados en la Figura 53.

**Figura 53:**

*Detalles de soldadura*



*Nota:* Vista lateral de ubicación de atiesadores con especificación de soldadura, todas las medidas están en mm.

$$A_{we} = \text{garganta} * 0.707 * \text{Longitud}$$

$$A_{we} = 3((11 * 0.707 * 5620\text{mm}) + (14 * 0.707 * 900))$$

$$A_{we} = 157844.82 \text{ mm}^2 = 244.66 \text{ pulg}^2$$

Entonces, resolviendo la ecuación (24)

$$\phi R_n = 0.6 F_{EEX} * 238.73$$

Se utilizará electrodos E70 que tienen un valor de  $F_{EEX}=70 \text{ klf/pulg}^2$

$$\phi R_n = 0.6 * 70 * 244.66$$

$$\phi R_n = 10275.72 \text{ klf}$$

Comparando el valor de resistencia de diseño de soldadura con la carga requerido, verificamos que la soldadura soporta la carga

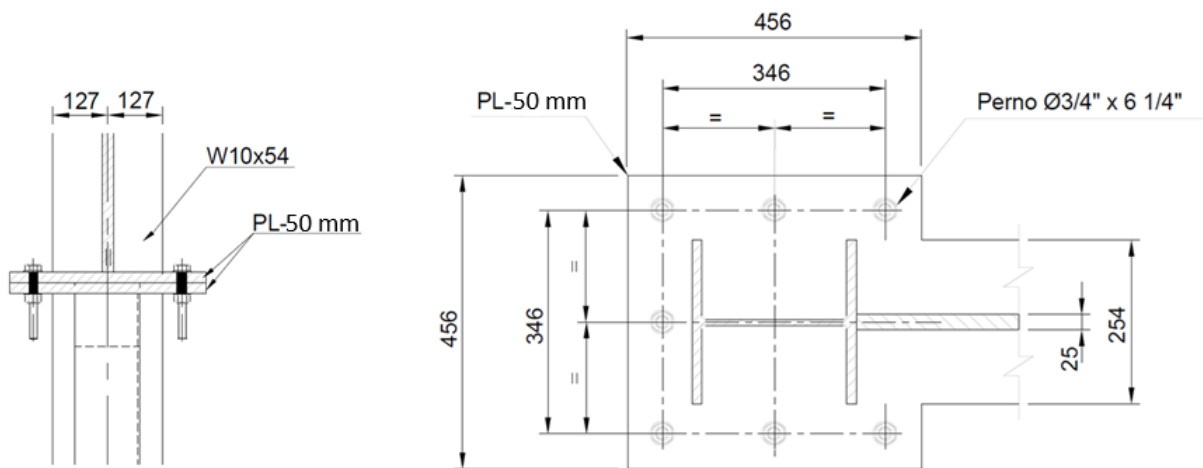
$$390.34 \text{ kips} < 10275.72 \text{ kips}$$

### 3.3.1.7.12. Diseño Placas de unión

Según el diseño preliminar se utilizará una columna W10x54 tal como se muestra en la Figura 54. Se tienen los siguientes datos.

**Figura 54:**

*Detalle de placas de unión*



*Nota:* Vista lateral y frontal respectivamente de placas de unión

### 3.3.1.7.13. Datos de columna

Área nominal ( $A_g$ )= 101.9 cm<sup>2</sup>

Peralte ( $d$ )= 25.7 cm

Ancho del ala ( $b_f$ )= 50 cm

Datos de placa de unión

Ancho de placa base ( $b$ )= 45.6 cm

Largo de placa base ( $L_d$ )= 45.6 cm

Espesor de placa de unión, 2 placas de 25mm, ( $e$ )= 5cm

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa en base al perfil ( $L_n$ ), con la ecuación (25).

$$L_n = \frac{(b - 0.8b_f)}{2}$$

Donde:

$b$ : ancho total del elemento

$b_f$ : ancho del ala

$$L_n = \frac{(45.6 - 0.8 * 50)}{2}$$

$$L_n = 2.8 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ), con la ecuación (26)

$$f_{pu} = \frac{P_u}{b \cdot L_d}$$

Donde:

$P_u$ : carga axial de diseño

$b$ : ancho efectivo de la superficie

$L_d$ : Longitud efectiva

$$f_{pu} = \frac{176159.96}{45.6 * 45.6}$$

$$f_{pu} = 84.71 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_{min}$ ), usando la ecuación (27)

$$t_{min} = L_n \sqrt{\frac{2f_{pu}}{0.9F_y}}$$

Donde:

$L_n$ : Longitud efectiva neta

$F_{pu}$ : Esfuerzo ultimo aplicado

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$t_{min} = 2.8 \sqrt{\frac{2 * 84.71}{0.9 * 2531.05}}$$

$$t_{min} = 0.76 \text{ cm}$$

El espesor elegido cumple con el requerimiento mínimo obtenido

$$e > t_{min}$$

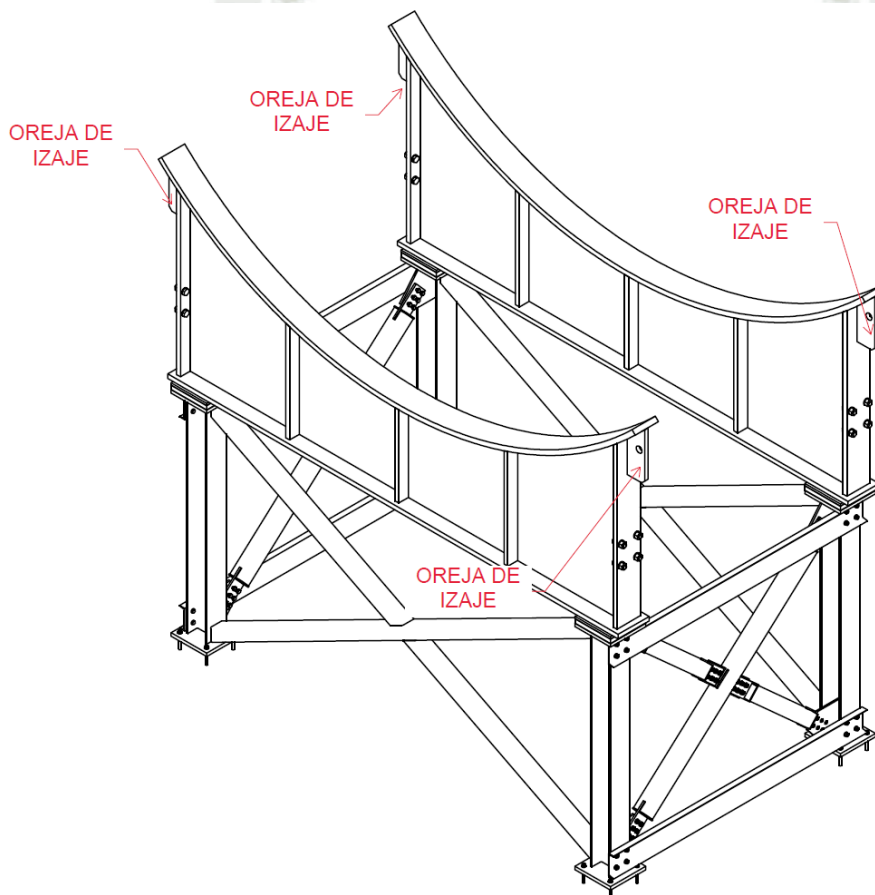
$$5.0 > 0.76$$

### 3.3.1.7.14. Cálculo de orejas de izaje

Se va utilizar 3 orejas de izaje los cuales estarán distribuidos en los vértices de la estructura de la cuna, tal como se muestra en la Figura 55.

**Figura 55**

*:Distribución de orejas en soporte estructural*



Aplicando método LRFD hallamos la carga factorizada (según AISC 15th).

$$P_u = 1.2D + 1.6P$$

$$P_u = 1.2(10000)$$

$$P_u = 12000$$

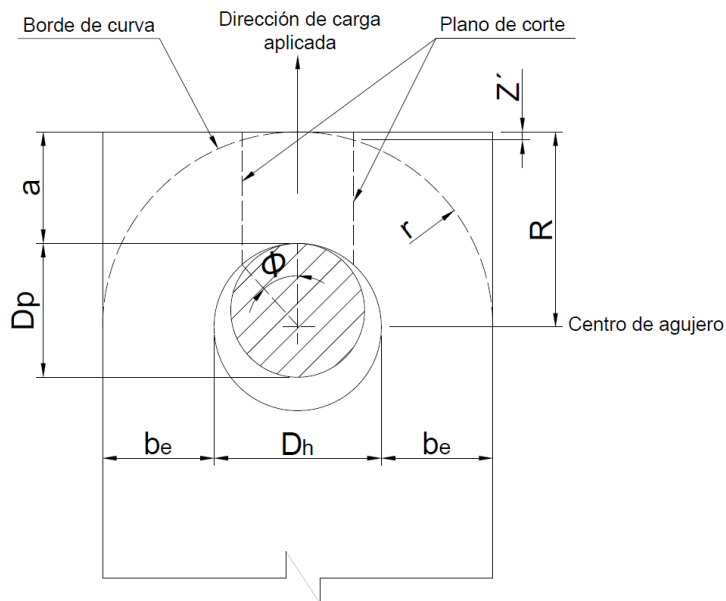
La carga a resistir por cada oreja izaje

$$P_u = 3000 \text{ kg}$$

De acuerdo a la Figura 56 se tiene los siguientes datos

**Figura 56:**

*Detalle de medidas para orejas de izaje*



*Nota:* Imagen adaptada de norma ASME BTH-1 2017 (p. 74), por American Society of Mechanical Engineers, 2017.

Datos:

Diámetro del pin del grillete seleccionado ( $D_p$ )=63.5mm

Diámetro de agujero ( $D_h$ )=75 mm

Espesor de la oreja ( $t$ )=44mm

Factor de diseño según norma ASME BTH-1 2017 ( $N_d$ )=3

Esfuerzo de fluencia de la plancha A36 ( $F_y$ )=2530 kg/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo de ruptura de la plancha A36 ( $F_u$ )= 4080 kg/mm<sup>2</sup>

Ancho de la oreja con respecto al agujero ( $a$ )=73mm

Ancho de la oreja con respecto al agujero ( $b_e$ )= 73mm

### 3.3.1.7.15. Carga admisible por tracción

Calculamos el factor de reducción de pasadores, según la ecuación (28)

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{D_p}{D_h}\right)^2}$$

Donde:

$D_p$ : diámetro del orificio

$D_h$ : diámetro donde se aplica la carga

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{63.5}{75}\right)^2}$$

$$C_r = 0.85$$

Según la primera condición para el ancho de la oreja se tendría que cumplir lo siguiente, mostrado en la ecuación (29)

$$b_{eff} = 0.6b_e \frac{F_u}{F_y} \sqrt{\frac{D_h}{b_e}} \leq b_e$$

Donde:

$b_e$ : ancho total disponible de la placa

$F_u$ : resistencia última del acero

$F_y$ : límite de fluencia del acero

$D_h$ : diámetro del orificio o perforación

$$b_{eff} = 0.6 * 73 * \frac{4080}{2530} \sqrt{\frac{75}{73}} \leq 73$$

$$b_{eff} = 71.60 \leq 73$$

Calculamos la resistencia a la tracción por efecto del pasador, según la ecuación (30)

$$P_t = 2C_r \frac{F_u}{1.20N_d} (tb_{eff})$$

Donde:

$C_r$ : Coeficiente de reducción por orificio

$F_u$ : Esfuerzo último del acero

$t$ : espesor de placa

$b_{eff}$ : Ancho efectivo disponible para transmitir fuerza

$N_d$ : Numero de planos de corte

$$P_t = 2 * 0.85 * \frac{4080}{1.2 * 3} (44 * 71.6)$$

$$P_t = 6069770.67kg$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_t$$

$$3000 < 6069770.67$$

### 3.3.1.7.16. Carga admisible por cizallamiento en un plano

Calculamos la dimensión R de la figura 05, según la ecuación (31)

$$R = \frac{D_h}{2} + a$$

Donde:

$D_h$ : diámetro del orificio

$a$ : distancia libre desde borde del agujero hasta el borde externo.

$$R = \frac{75}{2} + 73$$

$$R = 110.5 \text{ mm}$$

Calculamos la resistencia admisible a la fractura ( $P_b$ ), de acuerdo a la ecuación (32)

$$P_b = C_r \left( \frac{F_u}{1.20N_d} \right) \left[ 1.13 \left( R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92b_e}{1 + \frac{b_e}{D_h}} \right] t$$

Donde:

$C_r$ : coeficiente de reducción por orificio

$F_u$ : esfuerzo último del acero

$N_d$ : número de planos de corte

$R$ : distancia radial total

$D_h$ : diámetro del orificio

$b_e$ : ancho efectivo de la placa

$t$ : espesor de placa

$$P_b = 0.85 \left( \frac{4080}{1.2 * 3} \right) \left[ 1.13 \left( 110.5 - \frac{75}{2} \right) + \frac{0.92 * 73}{1 + \frac{73}{75}} \right] * 44$$

$$P_b = 4939054.78 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_b$$

$$3000 \text{ kg} < 4371460 \text{ kg}$$

### 3.3.1.7.17. Carga admisible por cizallamiento en planos paralelos

De acuerdo a la norma ASME BTH-1 2017, el radio de curvatura será

$$r = a = 73 \text{ mm}$$

Calculamos el ángulo del plano de corte de la oreja de izaje, según la ecuación (33)

$$\phi = 55 \frac{D_p}{D_h}$$

Donde:

$D_p$ : diámetro del perno o pasador

$D_h$ : diámetro del orificio

$$\emptyset = 55 \frac{63.5}{75}$$

$$\emptyset = 46.57^\circ$$

Calculamos la pérdida de longitud del plano de corte, según la ecuación (34)

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{D_p}{2} \text{sen}\emptyset\right)^2}$$

Donde:

r: radio de dispersión

$D_p$ : diámetro del perno

$\emptyset$ : ángulo de dispersión

$$Z' = 73 - \sqrt{73^2 - \left(\frac{63.5}{2} \text{sen}46.57\right)^2}$$

$$Z' = 3.74 \text{ mm}$$

Calculamos el valor modificado de  $a'$

$$a' = a - Z'$$

$$a' = 73 - 3.74$$

$$a' = 69.26$$

Calculamos la superficie total de los planos de corte, de acuerdo a la ecuación (35)

$$A_v = 2t \left[ a' + \frac{D_p}{2} (1 - \cos\emptyset) \right]$$

Donde:

t: espesor de placa

$a'$ : distancia efectiva desde el borde del agujero hasta el borde de placa

$D_p$ : diámetro de perno

$\emptyset$ : ángulo de dispersión

$$A_v = 2 * 44 \left[ 69.26 + \frac{63.5}{2} (1 - \cos46.57) \right]$$

$$A_v = 6968.10 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia admisible a la rotura ( $P_v$ ), según la ecuación (36)

$$P_v = \frac{0.70F_u}{1.20N_d} A_v$$

$F_u$ : resistencia última del acero

$N_d$ : número de planos de corte

$A_v$ : área efectiva de corte

$$P_v = \frac{0.70 * 4080}{1.20 * 3} 6968.10$$

$$P_v = 5528026 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_v$$

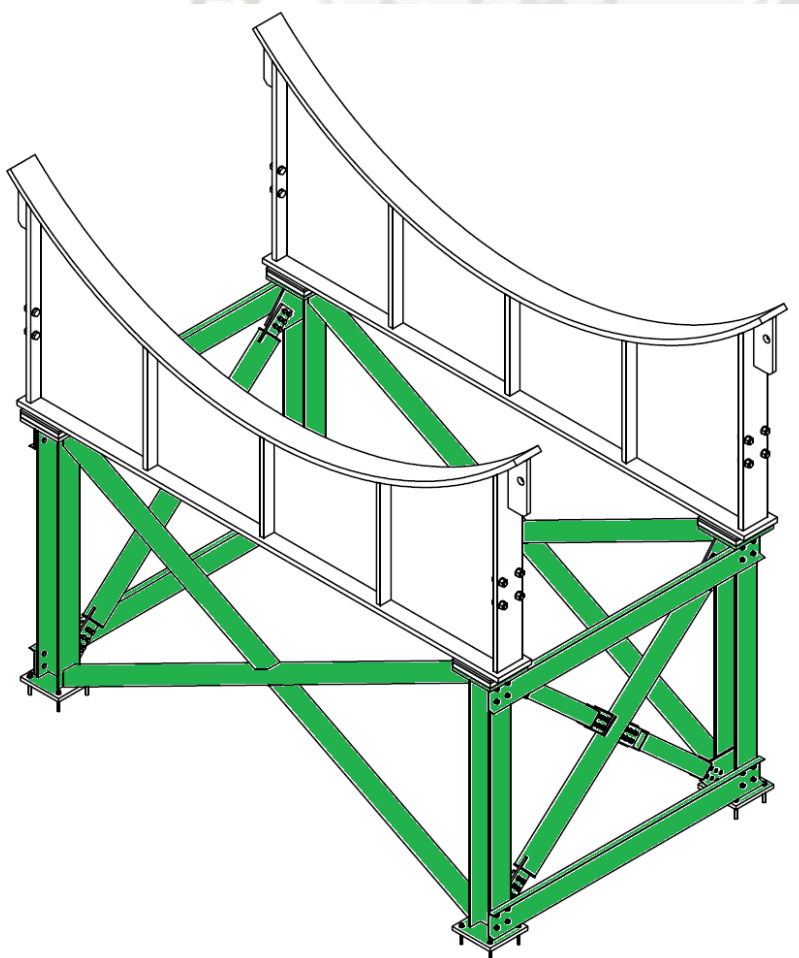
$$3000 \text{ kg} < 5528026 \text{ kg}$$

### 3.3.2. Diseño de estructura inferior de soporte estructural de molino bolas

Se usarán 4 columnas estructurales con perfil W10x54 para la compresión, 02 columnas estarán unidos con tubería cuadrada de HSS 6"x6"x1/4" soldadas a las columnas y perfiles laterales W10x54 para mantener la estabilidad de las columnas. En la Figura 33 se muestra en color verde la estructura inferior con el detalle de las columnas.

**Figura 57**

*Soporte estructural tipo cuna*



*Nota:* Estructura inferior de soporte estructural tipo cuna para molino Sag

### 3.3.2.1. Datos de los materiales

El material para las columnas tipo W se usará perfiles ASTM A-992 Gr. 50, y sus propiedades mecánicas se muestran en la tabla.

**Tabla 9:**

*Propiedades de mecánicas de acero A992 (ver anexo D)*

Laminas, Perfiles y Barras	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	65 [450]
Límite de fluencia, min, ksi [MPa]	50-65 [345-450]

*Nota:* Cuadro obtenido de American Society for Testing and Materials (ASTM International)

### 3.3.2.2. Análisis de soporte estructural

Debido a que el soporte estructural es simétrico, y la carga estará distribuida de manera puntual se hará el análisis en una sola columna.

#### 3.3.2.2.1. Cálculo de fuerza principales

Para el cálculo de perfil de columna se tomará en cuenta los valores de fuerza cortante y momento máximo obtenidos en el punto 3.1.1.7.

Se asumirán las siguientes longitudes de columna y arriostre según las mediciones presentadas por el fabricante.

- Longitud de columna: 2744 mm
- Longitud de arriostre: 2820 mm

#### 3.3.2.2.2. Cálculo y selección de perfil de columna

Tomando un perfil disponible W10x54 ASTM A992 Gr.50 se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:	$A_g = 102 \text{ cm}^2$
Peralte	$d = 25.7 \text{ cm}$
Ancho del ala	$b_f = 25.4 \text{ cm}$
Radio en 'y'	$r_y = 6.5 \text{ cm}$
Módulo de Elasticidad 'E'	$E = 2038902 \text{ Kg/cm}^2$
Esfuerzo de fluencia del perfil	$F_y = 3515 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura del perfil	$F_u = 4570 \text{ kg/cm}^2$
Radio en 'x'	$r_x = 11.1 \text{ cm}$
Espesor del ala	$t_f = 1.56 \text{ cm}$
Espesor del alma	$t_w = 0.94 \text{ cm}$
Constante de longitud en y	$K_y = 1.0$

### 3.3.2.2.3. Analizando el perfil por compresión (según AISC section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ), según la ecuación (37):

$$L_{cy} = K_y * L$$

Donde:

$L$ : longitud de columna

$K_y$ : coeficiente de longitud efectiva

$$L_{cy} = 1 * 2744 = 274.4 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_c/R_y$ ), según la ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.:**

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

Donde:

$L_{cy}$ : longitud de pandeo en el eje y

$r_y$ : radio de giro respecto al eje y

$$L_c/r = 274.4/6.5$$

$$L_c/r = 42.2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ), según la ecuación (39):

$$F_e = \pi^2 * E / (L_c/r)^2$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$$F_e = \pi^2 * 2038902 / 42.2^2$$

$$F_e = 11299.8 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ), según la ecuación (40):

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

Donde:

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$F_e$ : esfuerzo de pandeo

$$F_{cr} = 0.658^{(3515/11299.8)} * 3515$$

$$F_{cr} = 3085.9 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ), según la ecuación (41):

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

Donde:

$F_{cr}$ : esfuerzo critico de pandeo

$A_g$ : área bruta de sección transversal

$$P_n = 3085.9 * 102$$

$$P_n = 314761.42 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$0.9 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 314761.42 > 177053.22$$

$$283285.27 > 292327.47$$

### 3.3.2.2.4. Analizando el perfil por dimensión del ala (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho del ala ( $R_1$ ), según la ecuación (42):

$$R_1 = b/t_f$$

Donde:

$b$ : ancho de ala

$t_f$ : espesor de ala

$$R_1 = b/t_f$$

$$R_1 = \frac{(25.4/2)}{1.56}$$

$$R_1 = 8.14$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ), según la ecuación (43):

$$R_{f1} = 0.56 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_{f1} = 0.56 * \sqrt{\frac{2038902}{3515}}$$

$$R = 13.49$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$R_{f1} > R_1$$

$$13.5 > 8.14$$

Se cumpla la condición propuesta

### 3.3.2.2.5. Analizando el perfil por dimensión de alma (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho del alma ( $R_2$ ), según la ecuación (44):

$$R_2 = d/t_w$$

Donde:

$d$ : altura del alma

$t_w$ : espesor del alma

$$R_2 = d/t_w$$

$$R_2 = 25.7/0.94$$

$$R_2 = 27.34$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ), según la ecuación (45):

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$R_{f2} = 1.49 * \sqrt{\frac{2038902}{3515}}$$

$$R_{f2} = 35.89$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición:

$$R_{f2} > R_2$$

$$35.89 > 27.34$$

Se cumpla la condición propuesta

Según las condiciones evaluadas se puede decir que el perfil seleccionado W10x54 de material ASTM A992 Gr50 cumple con todo los parámetro y análisis de diseño efectuados.

### 3.3.2.3. Cálculo de selección del perfil – Arriostre

Tomando un perfil disponible HSS 6"x6"x1/4" ASTM A500 Gr.A se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:	$A_g=35.53 \text{ cm}^2$
Peralte:	$d=15.2 \text{ cm}$
Ancho	$b_f=15.2 \text{ cm}$
Radio en "y":	$r_y=6.1 \text{ cm}$
Módulo de Elasticidad:	$E=2038902 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo de fluencia del perfil:  $F_y=3263 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo de ruptura del perfil:  $F_u=3620 \text{ kg/cm}^2$

Radio en "x":  $r_x=6.1 \text{ cm}$

Espesor:  $t=0.635 \text{ cm}$

Constante de longitud en y:  $k_y=1.0$

### 3.3.2.3.1. Analizando el perfil por Compresión (AISC Section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ), con la ecuación (37):

$$L_{cy} = K_y * L$$

$$L_{cy} = 1 * 2820 \text{ mm}$$

$$L_{cy} = 2820 \text{ mm} = 282 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_c/r_y$ ), con la ecuación (38):

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

$$L_c/r = 302.1/6.1$$

$$L_c/r = 46.2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ), con la ecuación (39):

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{(L_c/r)^2}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2038902}{(46.2)^2}$$

$$F_e = 9427.8 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ), con la ecuación (40):

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

$$F_{cr} = 0.658^{(3263/9427.8)} * 3263$$

$$F_{cr} = 2822.96 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ), con la ecuación (41):

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

$$P_n = 2822.96 * 35.53$$

$$P_n = 100299 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 100299 > 177053.22/4$$

$$90269.1 > 44263.3$$

### 3.3.2.3.2. Analizando la relación ancho y espesor del perfil (AISC section B4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho ( $R_1$ ), con la ecuación (42):

$$R_1 = b/t$$

$$R_1 = 22.8$$

Calculamos el ratio límite por flexión ( $R_f$ ), según la ecuación (46):

$$R_f = 1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_f = 1.40 \sqrt{\frac{2038902}{3263}}$$

$$R_f = 34.995$$

Ahora se debe cumplir la siguiente condición:

$$R_f > R_1$$

$$34.995 > 22.8$$

### 3.3.2.4. Cálculo de placa base del soporte estructural

A continuación, se hará los cálculos respectivos de la placa base para cada soporte, el cual deberá ir apoyando sobre la cimentación existente de los molinos.

Parámetros asumidos

Material de la placa base	ASTM A-36
Esfuerzo de fluencia	$F_y=2531.06 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura	$F_u=4077.82 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de compresión del concreto	$F_c=280.0 \text{ kg/cm}^2$
Ancho de placa base	$b=45.5 \text{ cm}$
Largo de placa base	$d=45.5 \text{ cm}$
Espesor de placa base	$e=3.81 \text{ cm}$
Factor de compresión de acuerdo a LRFD	$\phi=0.65$

### 3.3.2.5. Calculo dimensional de placa base según AISC Section J8

Calculamos el área requerida para cada placa base ( $A_r$ ), según la ecuación (47):

$$A_r = \frac{W_u}{(\phi * 0.85 * F_c)}$$

Donde:

$W_u$ : carga ultima

$\phi$ : factor de resistencia

$F_c$ : resistencia especifica a la compresión

$$A_r = \frac{177053.22}{0.65 * 0.85 * 280}$$

$$A_r = 1144.49 \text{ cm}^2$$

Verificamos la placa base con el área nominal, según la ecuación (48):

$$A_n = b * d$$

Donde:

$b$ : ancho de la placa

$d$ : longitud de la placa

$$A_n = 45.5 * 45.5$$

$$A_n = 2070.25 \text{ cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$A_n > A_r$$

$$2070.25 \text{ cm}^2 > 1144.49 \text{ cm}^2$$

Calculamos el largo requerido de la placa en base al perfil W10x54 ( $L_r$ ), según la ecuación (49):

$$L_r = d + 2 * 3\text{pulg}$$

Donde:

$d$ : profundidad de perfil

$$L_r = 26 + 2 * 7.62$$

$$L_r = 41.24 \text{ cm}$$

Verificamos que la medida asumida sea mayo que la medida requerida

$$d > L_r$$

$$45.5 \text{ cm} > 41.24 \text{ cm}$$

### 3.3.2.5.1. Cálculo de espesor de la placa base según AISC Section 14

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa en base al perfil ( $L_n$ ), según la ecuación (50):

$$L_n = \frac{(b - 0.8 * b_f)}{2}$$

Donde:

$b$ : ancho de la placa base

$b_f$ : ancho del ala del perfil

$$L_n = \frac{(45.5 - 0.8 * 25.6)}{2}$$

$$L_n = 12.51 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ), según la ecuación (51):

$$f_{pu} = \frac{P_u}{b * d}$$

Donde:

$P_u$ : carga ultima

$b$ : ancho de placa

$d$ : largo de placa

$$f_{pu} = \frac{177053.22}{45.5 * 45.5}$$

$$f_{pu} = 85.52 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_v$ ), según la ecuación (52):

$$t_{min} = L_n \sqrt{\frac{2 * f_{pu}}{0.9 * F_y}}$$

Donde:

$L_n$ : longitud de palca

$f_{pu}$ : esfuerzo de presión de placa base

$F_y$ : esfuerzo de fluencia del acero

$$t_{min} = 12.51 \sqrt{\frac{2 * 85.52}{0.9 * 2531.06}}$$

$$t_{min} = 3.45 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$e > t_{min}$$

$$3.8 \text{ cm} > 3.45 \text{ cm}$$

Para cumplir el espesor requerido cambiamos a un espesor de 5 cm

### 3.3.2.5.2. Análisis de los perfiles de carga laterales

#### Cálculo de resistencia de las cartelas

Calculamos la longitud del cordón de soldadura, según la ecuación (53)

$$R_n = F_{BM} * A_{BM}$$

Donde:

$F_{BM}$ : resistencia del material base

$A_{BM}$ : área efectiva del material base

$$R_n = 36\text{ksi} * 0.3125\text{pulg} * 37.7 \text{ pulg}$$

$$R_n = 424.13 \text{ klb}$$

Según LRFD se tiene:

$$\phi * R_n = 0.9 * 424.13 = 381.72 \text{ klb}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$R_n > V_d$$

$$381.72 > 322.24$$

Calculamos el cateto del cordón de soldadura.

**Tabla 10:**

*Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC)*

Material Thickness of Thinner Part Joined, in. (mm)	Minimum Effective Throat Thickness, <sup>[a]</sup> in. (mm)
To 1/4 (6) inclusive	1/8 (3)
Over 1/4 (6) to 1/2 (13)	3/16 (5)
Over 1/2 (13) to 3/4 (19)	1/4 (6)
Over 3/4 (19) to 1 1/2 (38)	5/16 (8)
Over 1 1/2 (38) to 2 1/4 (57)	3/8 (10)
Over 2 1/4 (57) to 6 (150)	1/2 (13)
Over 6 (150)	5/8 (16)

*Nota:* Cuadro obtenido de AISC 15va edición.

$$w' = \frac{w}{\cos 45}$$

$$w' = \frac{7.94 \text{ mm}}{\cos 45}$$

$$w' = 11.23 \text{ mm}$$

Tamaño de soldadura según **Tabla 5.**

Según el espesor de la cartela se tiene un espesor de garganta de:

$$w = 5/16 \text{ pulg}$$

Resistencia a la soldadura por pulgada (AISC Section J2-4), según la ecuación (54)

$$R_{ns} = F_w * A_w$$

Donde:

$F_w$ : resistencia del cordón de soldadura

$A_w$ : área efectiva de la soldadura

$$R_{ns} = (0.60 * 70\text{klb/pulg}^2) * (0.442\text{pulg} * 0.707)$$

$$R_{ns} = 13.12 \frac{\text{klb}}{\text{pulg}}$$

Longitud de soldadura que se requiere, según la ecuación (55)

$$L_s = \frac{R_n}{R_{ns}}$$

Donde:

$$L_s = \frac{381.72}{13.12}$$

$$L_s = 29.09 \text{ pulg}$$

Este valor lo comparamos con el valor requerido según los planos de fabricación, como se muestra en la figura

$$L_w = 2m' + 2n'$$

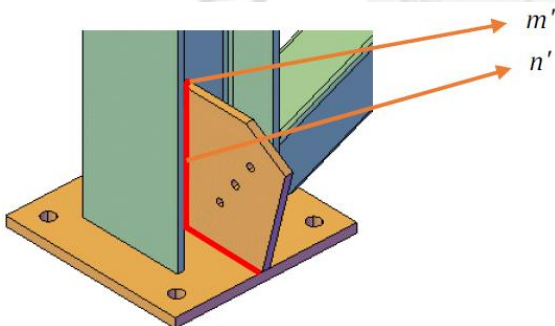
Donde:

M': longitud de cordón (479 mm)

N'; espesor de cartela (19 mm)

**Figura 58:**

*Dimensión de cartelas*



$$L_w = 2 * 479 + 2 * 19$$

$$L_w = 996 \text{ mm}$$

Comparamos la longitud mínima requerida

$$996 \text{ mm} > 29.09 \text{ pulg}$$

$$996 \text{ mm} > 739 \text{ mm}$$

De acuerdo al cálculo realizado nos indica que debe aplicarse cateto de 12mm, el cual es mayor al cateto según norma AISC.

### 3.3.2.6. Análisis de los pernos de conexión

Cálculo de resistencia de los pernos

### Datos asumidos de pernos

Material del perno	A 325
Diámetro del perno	$\varnothing=19.1$ mm
Área del perno	$A_b=285$ mm <sup>2</sup>
Numero de hileras en un plano	$n_s=1.00$
Factor de superficie Peso-Peso clase A	$u=0.3$
Factor de relleno	$h_f=0.85$
Ratio de ajuste del perno (AISC J3.8)	$D_u=1.13$
Resistencia a la cortante por perno (AISC Section J3-1), según la ecuación (56)	

$$R_n = F_n * A_b$$

Donde:

$F_n$ : fuerza nominal del perno

$A_b$ : área del perno

$$R_n = F_n * A_b$$

$$R_n = 68 \text{ ksi} * 0.44 \text{ pulg}^2$$

$$R_n = 29.92 \text{ klb} = 13.62 \text{ ton}$$

Numero de tornillos mínimos, según la ecuación (57)

$$N_t = \frac{P_u}{R_n}$$

Donde:

$P_u$ : carga ultima

$R_n$ : resistencia a la cortante por tornillo

$$N_t = \frac{36.54 \text{ ton}}{13.62 \text{ ton}}$$

$$N_t = 2.69$$

Según el cálculo realizado se necesitan 3 perno de  $\frac{3}{4}$ " como mínimo en cada conexión.

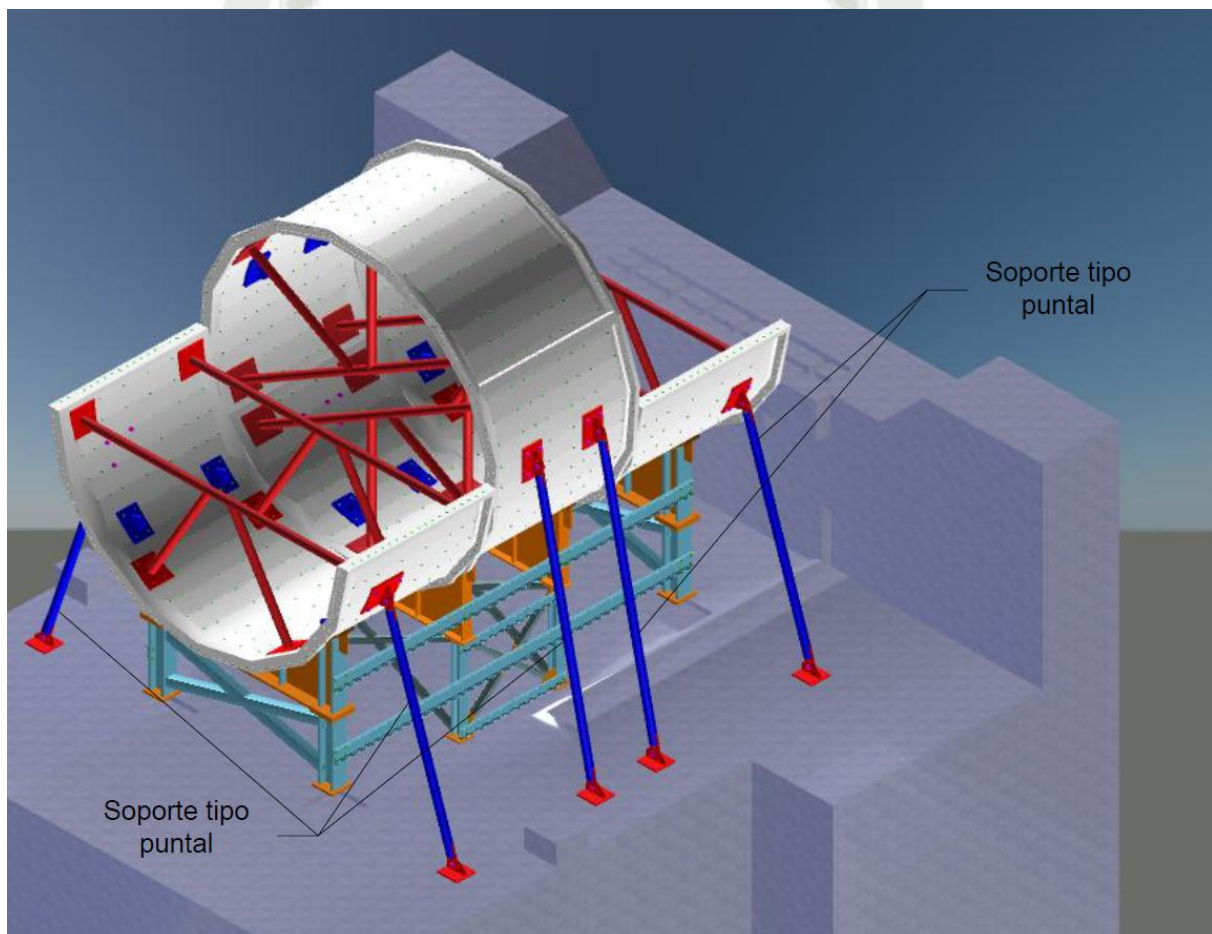
### 3.3.3. Cálculo de soporte tipo puntales

Para el montaje de los Shell de los molinos de bolas, se debe instalar soportes tipo puntal que estarán apoyados axialmente (con una inclinación de  $78^\circ$ ) en la cimentación existente de los molinos, estos soportes tipo puntal permitirá ubicar la posición final de los shells en su etapa de armado.

Se usará 08 columnas estructural con el perfil Tubo Ø8” Sch80 sometida a compresión; en la parte superior habrá una plancha que conectará la columna inclinada con los Shell y en la parte inferior habrá una plancha que también se conectará con la columna inclinada, esta plancha inferior se fijará con varillas roscadas y aditivos R500 a la cimentación existente del molino.

**Figura 59:**

*Ubicación de soporte tipo puntal*



*Nota:* Diseño de puntales

**3.3.3.1. Análisis de resistencia de los puntales****3.3.3.1.1. Datos de los materiales**

Como materiales se usará perfiles ASTM A53 Gr.B, el cual tiene las siguientes propiedades:

Tubo:

Esfuerzo de fluencia  $F_y$ :

2461 kg/cm<sup>2</sup>

Esfuerzo último ruptura  $F_u$

4218 kg/cm<sup>2</sup>

### 3.3.3.1.2. Análisis del soporte tipo puntal

Debido a que el Soporte Tipo Puntal es una columna inclinada, la carga estará distribuida de manera puntual.

#### Cálculo de fuerzas principales

Longitud columna (Inclinación 78°)

L=7788 mm

Peso del soporte Tipo puntal

D=927.0 kg

Carga viva (Peso de Shell Central)

P=144000 kg

Carga de viento

W=2787 kg

Aplicando método LRFD hallamos la carga factorizada (según AISC 15th Edition), utilizamos la ecuación (3).

$$P_u = 1.2D + 1.6P + 0.5W$$

$$P_u = 1.2 * 927 + 1.6 * 114000 + 0.5 * 2787$$

$$P_u = 184905.9 \text{ kg}$$

Carga puntual factorizada sobre cada soporte tipo puntal seria:

$$W_u = \frac{P_u}{12}$$

$$W_u = \frac{184905.9}{12}$$

$$W_u = 15408.825$$

Carga puntual factorizada a 78° de inclinación del soporte tipo puntal seria:

$$W_u = \frac{15408.825}{\sin 78}$$

$$W_u = 15718.4 \text{ kg}$$

### 3.3.3.1.3. Cálculo de selección del perfil – columna inclinada

Tomando un perfil disponible Pipe Ø10” Sch80 A53 Gr.B se tiene las siguientes propiedades:

Área nominal:

$A_g=82.6 \text{ cm}^2$

Diámetro

d=21.9 cm

Radio de giro

$r_y=7.3 \text{ cm}$

Módulo de elasticidad

E=2038902 kg/cm<sup>2</sup>

Esfuerzo de fluencia del perfil

$F_y=2461 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo de ruptura del perfil	$F_u=4218 \text{ kg/cm}^2$
Espesor	$t_f=1.27 \text{ cm}$
Constante de longitud en y	$k_y=1.0$

### 3.3.3.1.4. Analizando el perfil por compresión (AISC section E3-1)

Calculamos la longitud efectiva ( $L_{cy}$ ), utilizamos la ecuación (37):

$$L_{cy} = K_y * L$$

$$L_{cy} = 1 * 7788 \text{ mm}$$

$$L_{cy} = 778.8 \text{ cm}$$

(38). Calculamos la longitud no arriostrada en el eje y-y ( $L_c/r_y$ ), utilizamos la ecuación

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

$$L_c/r = 778.8/7.3$$

$$\frac{L_c}{r} = 106.68$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico ( $F_e$ ), utilizamos la ecuación (39):

$$F_e = \pi^2 * \frac{E}{(L_c/r)^2}$$

$$F_e = \pi^2 * \frac{2038902}{(106.68)^2}$$

$$F_e = 1768.19 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico ( $F_{cr}$ ), utilizamos la ecuación (40):

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

$$F_{cr} = 0.658^{(2461/1768.19)} * 2461$$

$$F_{cr} = 1374.4 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal ( $P_n$ ), utilizamos la ecuación (41):

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

$$P_n = 1374.4 * 82.6$$

$$P_n = 113511.2 \text{ kg}$$

Ahora se debe cumplir la siguiente condición:

$$0.9 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 113511.2 > 94518.4$$

$$102172.9 > 94518.4$$

### 3.3.3.1.5. Analizando el perfil por dimensión del tubo (AISC section b4.1)

Calculamos el ratio espesor-ancho ( $R_1$ ), utilizamos la ecuación (42):

$$R_1 = \frac{d}{t_f}$$
$$R_1 = \frac{21.9}{1.27}$$
$$R_1 = 17.24$$

Calculamos el ratio limite por flexión ( $R_{f1}$ ), según la ecuación (58):

$$R_{f1} = 0.11 \left( \frac{E}{F_y} \right)$$

Donde:

E: módulo de elasticidad

$F_y$ : esfuerzo de fluencia

$$R_{f1} = 0.11 \left( \frac{2038902}{2461} \right)$$
$$R_{f1} = 91.13$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$R_{f1} > R_1$$
$$91.13 > 17.24$$

El perfil seleccionado tubería Ø10" Sch80 de material A53 Gr.B cumple con todos los parámetros y análisis de diseño efectuados según la norma aplicada.

### 3.3.3.2. Cálculo de la placa base del soporte tipo puntal

A continuación, se hará los cálculos respectivos de la placa para cada soporte tipo puntal el cual se fijará con varilla roscada y adictivos R500 a la cimentación existente de los molinos.

#### 3.3.3.2.1. Parámetros asumidos

Material de la placa base

ASTM A-36

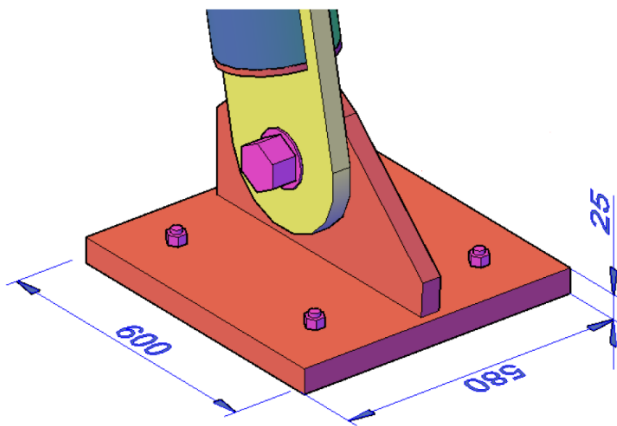
Esfuerzo de fluencia

$F_y=2531.03 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo de ruptura	$F_u=4077.82 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de compresión del concreto	$F'_c=280 \text{ kg/cm}^2$
Ancho de placa base	$b=58 \text{ cm}$
Largo de placa base	$d=60 \text{ cm}$
Espesor de placa base	$e=2.54 \text{ cm}$
Factor de compresión de acuerdo a LRFD	$\phi=0.65$

**Figura 60:**

*Placa base de soporte puntal*



### 3.3.3.2.2. Cálculo de dimensionamiento de placa base (AISC Sección J8)

Calculamos el área requerida para cada placa base ( $A_r$ ), utilizamos la ecuación (47)

$$A_r = \frac{W_u}{(\phi * 0.85 * F'_c)}$$

$$A_r = \frac{92452.95}{(0.65 * 0.85 * 280)}$$

$$A_r = 597.6 \text{ cm}^2$$

Verificamos la placa base con el área nominal, con la ecuación (48)

$$A_n = b * d$$

$$A_n = 58 * 60$$

$$A_n = 3480 \text{ cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la condición

$$A_n > A_r$$

$$3480 \text{ cm}^2 > 597.6 \text{ cm}^2$$

Calculamos el ancho requerido de la placa en base a el espesor de la cartela soldable, utilizamos la ecuación (49):

$$b_r = b_f + 2 * 3pulg$$

$$b_r = 2.54 + 2 * (3 * 2.54)$$

$$b_r = 17.78 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la condición

$$b > b_r$$

$$58 > 17.8$$

### 3.3.3.2.3. Calculamos del espesor de la placa base (AISC Sección J4)

Calculamos la longitud nominal máxima de la placa base a la cartela ( $L_n$ ), utilizamos la ecuación (50):

$$L_n = \frac{(b - 0.8 * b_f)}{2}$$

$$L_n = \frac{(58 - 0.8 * 40)}{2}$$

$$L_n = 13 \text{ cm}$$

Calculamos el esfuerzo de presión sobre la placa base ( $f_{pu}$ ), utilizamos la ecuación (51):

$$f_{pu} = \frac{P_u}{b * d}$$

$$f_{pu} = \frac{92452.95}{58 * 60}$$

$$f_{pu} = 26.57 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el espesor mínimo requerido de la placa base ( $t_{min}$ ), utilizamos la ecuación (52)

$$t_{min} = L_n * \sqrt{\frac{2 * f_{pu}}{0.9 * F_y}}$$

$$t_{min} = 13 * \sqrt{\frac{2 * 26.57}{0.9 * 2531.03}}$$

$$t_{min} = 1.98 \text{ cm}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$e > t_{min}$$

$$2.54 \text{ cm} > 1.98 \text{ cm}$$

La placa base seleccionada cumple con todos los parámetros y cálculos efectuados según norma AISC.

### 3.3.3.3. Análisis de los pernos de conexión

#### 3.3.3.3.1. Cálculo de resistencia de los pernos

Datos asumidos de pernos

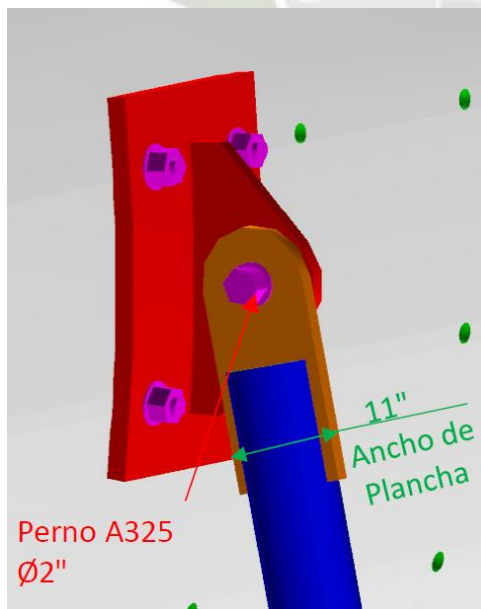
Material del perno	A 490
Diámetro del perno	$\varnothing=5.08$ cm
Numero de pernos	$N_p=4$
Área del perno	$A_b=20.27$ cm <sup>2</sup>
Numero de hileras en un plano	$n_s=1$
Esfuerzo de tensión nominal	$F_y=9130$ kg/cm <sup>2</sup>
Esfuerzo cortante nominal	$F_{nv}=6330$ kg/cm <sup>2</sup>

#### 3.3.3.3.2. Pernos conectados a soporte tipo puntal

Perno de conexión entre placa y soporte tipo puntal, para soporte de Shell, tal como se observa en la **Figura 37**.

**Figura 61:**

*Perno conectado a soporte tipo puntal*



Fluencia de la sección total de la plancha (11"x1")

$$P_n = F_y * A_g$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 11 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 396 \text{ klb} = 179622.55 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9P_n > W_u$$

$$0.9 * 179622.55 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

$$161660.29 > 92452.95 \text{ kg}$$

Resistencia a la ruptura por tensión de la plancha (11"x1")

$$A_n = 11 \text{ pulg}^2 - 1 * \left( 2 \text{ pulg} + \frac{1}{8} \text{ pulg} \right) * 1 \text{ pulg}$$

$$A_n = 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$A_e = A_n * U$$

$$A_e = 8.875 * 1$$

$$A_e = 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = F_u * A_e$$

$$P_n = 58 \text{ ksi} * 8.875 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 514.75 \text{ klb} = 233486.63 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.9P_n > W_u$$

$$0.9 * 233486.63 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

$$210137.97 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

Resistencia al cortante por perno (AISC Sección J3-1), utilizamos la ecuación (56)

$$R_n = F_{nv} * A_p$$

$$R_n = 90 \text{ ksi} * 3.14 \text{ pulg}^2$$

$$R_n = 282.6 \text{ klb}$$

Para LRFD  $\phi=0.75$

$$\phi R_n = 0.75 * 282.6$$

$$\phi R_n = 211.95 \text{ klb} = 96138.88 \text{ kg}$$

Numero de pernos mínimo, utilizamos la ecuación (57)

$$N_t = \frac{P_u}{R_n}$$

$$N = \frac{92452.95}{96138.88}$$

$$N_t = 0.89$$

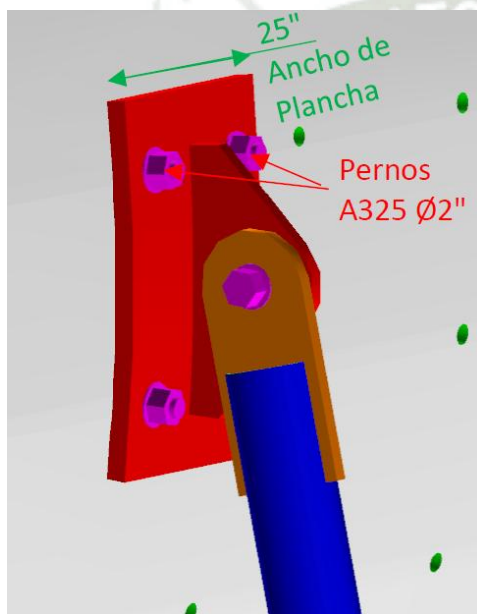
De acuerdo al cálculo se necesitará 1 perno de 2 pulg como mínimo en cada conexión para el armado del soporte tipo puntal, cumpliendo así la norma AISC.

### 3.3.3.3. Pernos conectados Shell

Pernos de conexión entre placa y Shell, tal como se observa en la

**Figura 62:**

*Pernos de conexión entre placa y shell*



Fluencia de la sección de la plancha (25"x1")

$$P_n = F_y * A_g$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 25 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 900 \text{ klb} = 408\,233.03 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$\phi P_n > W_u$$

$$0.9 * 408233.03 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

$$367409.73 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

Resistencia a la ruptura por Tensión de la plancha (25"x1")

$$A_n = 25 \text{ pulg}^2 - 2(2 \text{ pulg} + 1/8 \text{ pulg}) * 1 \text{ pulg}$$

$$A_n = 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$A_e = A_n * U$$

$$A_e = 20.75 \text{ pulg}^2 * 1$$

$$A_e = 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = F_u * A_e$$

$$P_n = 36 \text{ ksi} * 20.75 \text{ pulg}^2$$

$$P_n = 747 \text{ klb} = 338833.44 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$0.75 * P_n > W_u$$

$$0.9 * 338833.44 > 92452.95 \text{ kg}$$

$$254125.08 \text{ kg} > 92452.95 \text{ kg}$$

### **Esfuerzo cortante disponible**

Calculamos el esfuerzo cortante disponible, debe ser igual o superior al esfuerzo cortante requerido (AISC sección J3-3a) según la ecuación (59)

$$F_v = \frac{W_u}{N_p * A_p}$$

Donde:

$W_u$ : Carga total sobre la conexión

$N_p$ : número planos de corte

$A_p$ : área efectiva del perno

$$F_v = \frac{92452.95 \text{ kg}}{4 * 20.27 \text{ cm}^2}$$

$$F_v = 1140.26 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora calculamos el esfuerzo de tensión nominal (AISC sección J3-3a), según la ecuación (60)

$$F'_{nt} = 1.3F_{nt} - \frac{F_{nt}}{\phi * F_{nv}} f_v \leq F_{nt}$$

Donde:

$F_{nt}$ : resistencia nominal de perno

$\phi$ : factor de resistencia

$F_{nv}$ : resistencia nominal a corte del perno

$f_v$ : esfuerzo cortante

$$F'_{nt} = 1.3 * 7944.7 - \frac{7944.7}{0.75 * 6330} * 1140.26$$

$$F'_{nt} = 8419.9 \text{ kg/cm}^2$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$F'_{nt} \leq F_{nt}$$

$$8419.9 \text{ kg/cm}^2 \leq 7944.7 \text{ kg/cm}^2$$

Resistencia a la cortante por perno (AISC section J3-1), según la ecuación (56)

$$R_n = F_y * A_p$$

$$R_n = 9130 \text{ kg/cm}^2 * 20.27 \text{ cm}^2$$

$$R_n = 185065.1 \text{ kg}$$

$$\phi R_n = 0.75 * 185065.1$$

$$\phi R_n = 138798.8 \text{ kg}$$

Numero de pernos mínimo, según la ecuación (57)

$$N_t = \frac{92452.95 \text{ kg}}{138798.8 \text{ kg}}$$

$$N_t = 0.66$$

De acuerdo al cálculo se necesitaría 1 pernos de 2 pulg como mínimo en cada conexión, sin embargo, se está colocando 04 pernos por disposición de agujeros existentes para el armado del soporte tipo puntal, cumpliendo así la norma AISC.

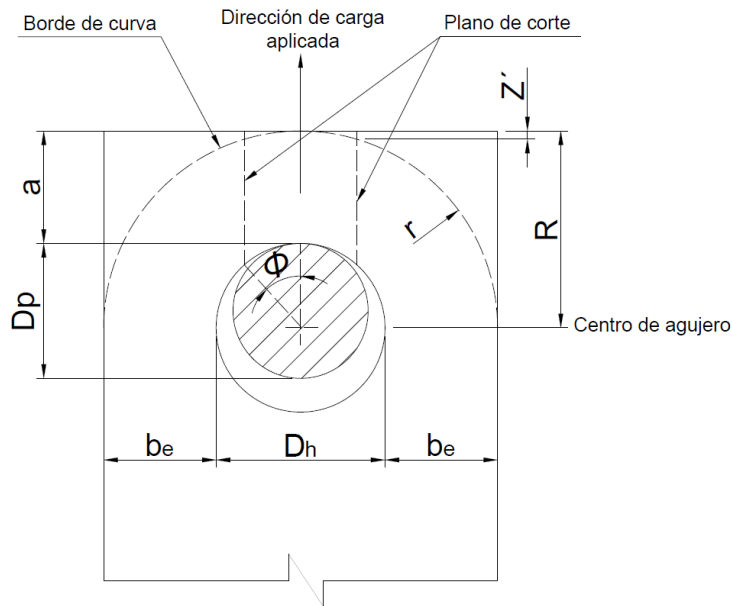
### 3.3.3.4. Análisis de cartelas agujeradas

#### 3.3.3.4.1. Selección de accesorios

Según Figura 63 **Figura 39**, se tiene los siguientes datos.

#### **Figura 63:**

*Detalle de medidas para orejas de izaje*



Nota: Imagen adaptada de norma ASME BTH-1 2017 (p. 74), por American Society of Mechanical Engineers, 2017.

Diámetro del pin del grillete seleccionado	$(D_p)=50.8\text{mm}$
Diámetro de agujero	$(D_h)=52\text{ mm}$
Espesor de la oreja	$(t)=25.4\text{ mm}$
Factor de diseño según norma ASME BTH-1 2017	$(N_d)=3$
Esfuerzo de fluencia de la plancha A36	$(F_y)=2531.06\text{ kg/mm}^2$
Esfuerzo de ruptura de la plancha A36	$(F_u)=4077.82\text{ kg/mm}^2$
Ancho de la oreja con respecto al agujero	$(a)=125\text{mm}$
Ancho de la oreja con respecto al agujero	$(b_e)=125\text{mm}$

### 3.3.3.4.2. Cargas admisibles por tracción

Calculamos el factor de reducción por conexión de pasadores, utilizamos la ecuación (28):

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{D_p}{D_h}\right)^2}$$

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \left(\frac{63.5}{75}\right)^2}$$

$$C_r = 0.85$$

Según la primera condición para el ancho de la oreja se tendría que cumplir lo siguiente, mostrado en la ecuación (29)

$$b_{eff} = 0.6b_e \frac{F_u}{F_y} \sqrt{\frac{D_h}{b_e}} \leq b_e$$

$$b_{eff} = 0.6 * 73 * \frac{4080}{2530} \sqrt{\frac{75}{73}} \leq 73$$

$$b_{eff} = 71.60 \leq 73$$

Calculamos la resistencia a la tracción por efecto del pasador, según la ecuación (30)

$$P_t = 2C_r \frac{F_u}{1.20N_d} (tb_{eff})$$

$$P_t = 2 * 0.85 * \frac{4080}{1.2 * 3} (44 * 71.6)$$

$$P_t = 6069770.67kg$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_t$$

$$3000 < 6069770.67$$

### 3.3.3.4.3. Carga admisible por cizallamiento en un plano

Calculamos la dimensión R de la figura 05, según la ecuación (31)

$$R = \frac{D_h}{2} + a$$

$$R = \frac{75}{2} + 73$$

$$R = 110.5 \text{ mm}$$

Calculamos la resistencia admisible a la fractura ( $P_b$ ), de acuerdo a la ecuación (32)

$$P_b = C_r \left( \frac{F_u}{1.20N_d} \right) \left[ 1.13 \left( R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92b_e}{1 + \frac{b_e}{D_h}} \right] t$$

$$P_b = 0.85 \left( \frac{4080}{1.2 * 3} \right) \left[ 1.13 \left( 110.5 - \frac{75}{2} \right) + \frac{0.92 * 73}{1 + \frac{73}{75}} \right] * 44$$

$$P_b = 4939054.78 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_b$$

$$3000 \text{ kg} < 4371460 \text{ kg}$$

#### 3.3.3.4.4. Carga admisible por cizallamiento en planos paralelos

De acuerdo a la norma ASME BTH-1 2017, el radio de curvatura será

$$r = a = 73 \text{ mm}$$

Calculamos el ángulo del plano de corte de la oreja de izaje, según la ecuación (33)

$$\phi = 55 \frac{D_p}{D_h}$$

$$\phi = 55 \frac{63.5}{75}$$

$$\phi = 46.57^\circ$$

Calculamos la pérdida de longitud del plano de corte, según la ecuación (34)

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{D_p}{2} \text{sen}\phi\right)^2}$$

$$Z' = 73 - \sqrt{73^2 - \left(\frac{63.5}{2} \text{sen}46.57\right)^2}$$

$$Z' = 3.74 \text{ mm}$$

Calculamos el valor modificado de  $a'$

$$a' = a - Z'$$

$$a' = 73 - 3.74$$

$$a' = 69.26$$

Calculamos la superficie total de los planos de corte, de acuerdo a la ecuación (36)

$$A_v = 2t \left[ a' + \frac{D_p}{2} (1 - \cos\phi) \right]$$

$$A_v = 2 * 44 \left[ 69.26 + \frac{63.5}{2} (1 - \cos46.57) \right]$$

$$A_v = 6968.10 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia admisible a la rotura ( $P_v$ ), según la ecuación (37)

$$P_v = \frac{0.70F_u}{1.20N_d} A_v$$

$$P_v = \frac{0.70 * 4080}{1.20 * 3} 6968.10$$

$$P_v = 5528026 \text{ kg}$$

Verificamos que se cumpla la siguiente condición

$$P_u < P_v$$

$$3000 \text{ kg} < 5528026 \text{ kg}$$

### 3.3.3.5. Cálculo del cordón de soldadura

Se aplicará el diagrama de reacciones en los 3 ejes, como se muestra en la Figura 64, con la carga aplicada para la unión oreja-plancha.

Carga aplicada: Ton=55.7 ton

**Calculamos las reacciones para ángulos mínimos de 15° en “y” y 10° en “x”:**

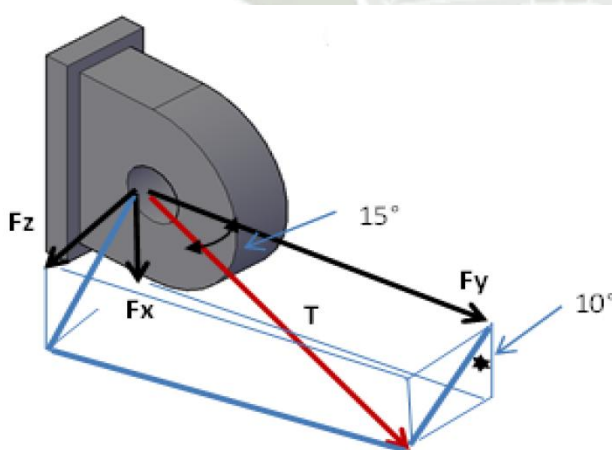
Reacción en eje “x”:  $F_x = T * \sin(15^\circ) * \cos(10^\circ) = 14.19 \text{ ton}$

Reacción en eje “y”:  $F_y = T * \cos(15^\circ) = 53.79 \text{ ton}$

Reacción en eje “z”:  $F_z = T * \sin(15^\circ) * \sin(10^\circ) = 2.50 \text{ ton}$

**Figura 64:**

*Diagrama de reacciones en oreja de izaje*



**Calculamos la longitud del cordón de soldadura:**

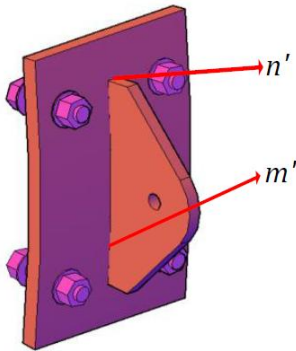
$$L_w = 2m' + 2n'$$

$$L_w = 2 * 662 + 2 * 25.4$$

$$L_w = 1374.8 \text{ mm}$$

**Figura 65:**

*Dimensiones de cordón de soldadura de oreja*



Calculamos las cargas de corte directo, utilizamos la ecuación (61):

$$F'_{wx} = F_x / L_w$$

Donde:

$F_x$ : fuerza axial

$L_w$ : longitud efectiva de la soldadura

$$F'_{wx} = 14.19 \text{ ton} / 1374.8 \text{ mm}$$

$$F'_{wx} = 0.010 \text{ ton/mm}$$

$$F'_{wy} = F_y / L_w$$

$$F'_{wy} = 0.039 \text{ ton/mm}$$

$$F'_{wz} = F_z / L_w$$

$$F'_{wz} = 0.002 \text{ ton/mm}$$

**Calculamos las cargas momento flector:**

Utilizamos la ecuación (62)

$$F''_{wx} = \frac{M_x}{Z_{wx}}$$

Donde:

$M_x$ : Momento flector

$Z_{wx}$ : Modulo plástico de la sección soldada

Para el cálculo de momento flector utilizamos la ecuación (63):

$$M_x = F_x * B$$

Donde:

$F_x$ : fuerza axial aplicada

$B$ : excentricidad (198 mm)

Para el cálculo de modulo plástico de la sección soldada, utilizaremos la ecuación

(64):

$$Z_{wx} = C * t' + (C^2 / 3)$$

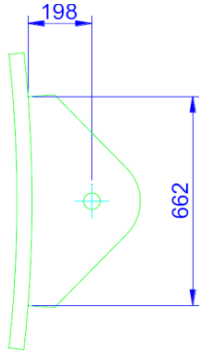
Donde:

$C$ : separación entre los ejes de los cordones de soldadura (662 mm ver Figura 66)

$t'$ : espesor de la garganta efectiva (25.4 mm, ver Figura 66)

**Figura 66:**

*Detalle de unión de soldadura entre oreja y placa*



*Nota:* Las unidades están en mm.

$$M_x = F_x * B$$

$$M_x = 14.19 * 198$$

$$M_x = 2809.62 \text{ ton. mm}$$

$$Z_{wx} = C * t' + (C^2/3)$$

$$Z_{wx} = 662 * 25.4 + (662^2/3)$$

$$Z_{wx} = 162896.13 \text{ mm}^2$$

$$F''_{wx} = \frac{2809.62}{162896.13}$$

$$F''_{wx} = 0.01725 \text{ ton/mm}$$

$$M_z = F_z * B$$

$$M_z = 2.50 * 198$$

$$M_z = 495 \text{ ton. m}$$

$$Z_{wz} = C * t' + (e^2/3)$$

$$Z_{wz} = 662 * 25.4 + (25.4^2/3)$$

$$Z_{wz} = 17029.85 \text{ mm}^2$$

$$F''_{wz} = \frac{495}{17029.85}$$

$$F''_{wz} = 0.02907 \text{ ton/mm}$$

**Calculamos la fuerza cortante:**

Utilizamos la ecuación (65)

$$F_r = \sqrt{(F'_{wy} + F''_{wx} + F''_{wz})^2 + F'_{wx}{}^2 + F'_{wz}{}^2}$$

Donde:

$F'_{wy}$ : esfuerzo cortante en el eje y

$F''_{wx}$ : esfuerzo por flexión en el eje x

$F''_{wz}$ : esfuerzo por flexión en el eje z

$F'_{wx}$ : esfuerzo axial en el eje x

$F'_{wz}$ : esfuerzo axial o torsional

$$F_r = \sqrt{(0.039 + 0.01725 + 0.02907)^2 + 0.010^2 + 0.002^2}$$

$$F_r = 0.08593 \text{ ton/mm}$$

### Calculamos el esfuerzo permisible para un electrodo E70XX

El cálculo será realizado según AWS D1.1, específicamente la Tabla 2.3 de dicha norma.

Se tiene  $F_{ys} = 40.80 \text{ kg/mm}^2$ , según la Tabla 2 de AWS A5.1, tenemos la ecuación (66)

$$S_w = 0.3 * F_{ys}$$

Donde:

$S_w$ : esfuerzo permisible de soldadura

$F_{ys}$ : límite de fluencia del material de aportación

$$S_w = 0.3 * 40.80$$

$$S_w = 12.24 \text{ kg/mm}^2$$

### Calculamos el cateto del cordón de soldadura:

$$w = F_r / S_w$$

Donde:

$F_r$ : esfuerzo resultante total

$S_w$ : esfuerzo permisible de soldadura

$$w = 85.93 / 12.24$$

$$w = 7.02 \text{ mm}$$

$$\text{cateto} = w / \cos 45$$

$$\text{cateto} = 7.02 / \cos 45$$

$$\text{cateto} = 9.93 \text{ mm}$$

Las gargantas necesarias según cálculos efectuados serán de 7mm, la cual está por debajo de la garganta mencionado en la tabla adjunta J2.3 (ver Tabla 11) del estándar AISC.

**Tabla 11:**

*Espesor mínimo de garganta de soldadura según espesor de soldadura (AISC)*

<b>TABLE J2.3 Minimum Effective Throat Thickness of Partial-Joint-Penetration Groove Welds</b>	
Material Thickness of Thinner Part Joined, in. (mm)	Minimum Effective Throat Thickness, <sup>[a]</sup> in. (mm)
To 1/4 (6) inclusive	1/8 (3)
Over 1/4 (6) to 1/2 (13)	3/16 (5)
Over 1/2 (13) to 3/4 (19)	1/4 (6)
Over 3/4 (19) to 1 1/2 (38)	5/16 (8)
Over 1 1/2 (38) to 2 1/4 (57)	3/8 (10)
Over 2 1/4 (57) to 6 (150)	1/2 (13)
Over 6 (150)	5/8 (16)

*Nota:* Cuadro obtenido de AISC 15va edición.

### 3.4. Cálculo de giro de molino para molino de bolas

Para realizar montaje de molino es necesario realizar el giro del molino, donde se utilizarán winche, los cuales serán instalados en ambos lados del molino.

Para el cálculo se va considerar lo siguiente:

- La fuerza de fricción se dará en los descansos del molino, por lo que se toma el radio del trunnion en los bearing housing; por lo tanto, el coeficiente de fricción será  $\mu=0.005$  (caso 1 pag. 2334 machinery's handbook 30th ed. 2016), dado que el sistema provisorio de lubricación estará funcionando.
- El sólido rígido es un cilindro hueco con espesor considerable, el cual su momento de Inercia se calcula de la siguiente manera: (pag. 236 machenery's handbook 30th ed. 2016)

$$I_{\text{cilindro hueco}} = \frac{1}{2} * M(R^2 + r^2)$$

Donde:

I: momento de inercia

M: masa del cilindro

R: radio exterior del cilindro

r: radio interior del cilindro

### 3.4.1. Análisis de cargas

Para el análisis de cargas se consideran los pesos de los elementos del molino sin sus arriostres internos y principales

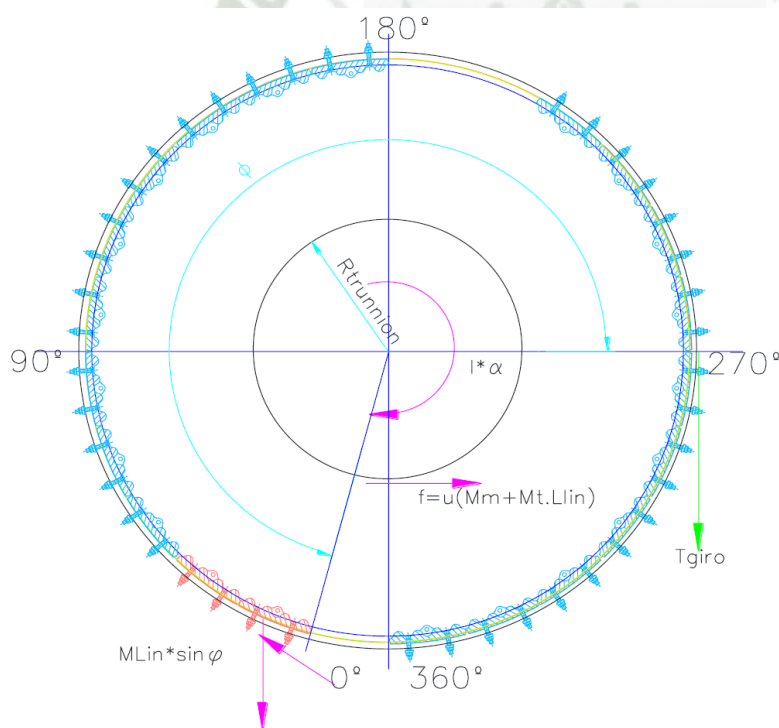
Aplicando la ecuación (68) de sumatoria de momentos para cuerpos en rotación tenemos:

$$\sum M = I * \alpha$$

Luego de nuestro diagrama de cuerpo libre tenemos la siguiente ecuación (69):

**Figura 67:**

*Diagrama de cuerpo libre*



$$\frac{I * \alpha}{g} = T.R_{me} - f.R_t + M_{uSec} * R_{lin} * \text{sen}\phi$$

Donde:

$I$ : momento de inercia

$\alpha$ : aceleración angular

$g$ : aceleración de la gravedad

$T$ : tensión o fuerza motriz

$R_{me}$ : radio de esfuerzo motriz

$f$ : fuerza de fricción

$R_f$ : radio de fricción

$M_{uSec}$ : momento secundario o momento actunte

$R_{lim}$ : radio lineal o brazo efectivo

Inercia del cuerpo rígido a analizar, según la ecuación (70)

$$I = \frac{1}{2} (M_m + M_{t.lin}) (R_{me}^2 + R_{mi}^2)$$

Donde:

$M_m$ : maza del tambor o cilindro

$M_{t.lin}$ : masa total equivalente lineal

$R_{me}$ : radio exterior

$R_{mi}$ : radio interior

Aceleración angular, según la ecuación (71)

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{v/R_{me}}{\Delta t}$$

Donde:

$\alpha$ : aceleración angular

$\omega$ : velocidad angular

$v$ : velocidad angular tangencial

$R_{me}$ : radio exterior del tambor

$\Delta t$ : tiempo

Fuerza de fricción, según la ecuación (72)

$$f = \mu \cdot N = \mu \cdot (M_m + M_{t.lin})$$

Donde:

$\mu$ : coeficiente de fricción

$M_m$ : masa de tambor o cilindro

$M_{t.lin}$ : masa total equivalente lineal

Reemplazamos la ecuación (72) en la ecuación (69), finalmente tenemos la siguiente ecuación (73).

$$\frac{I \cdot \alpha}{g} = T \cdot R_{me} - \mu (M_m + M_{t.lin}) \cdot R_t + M_{u.sec} \cdot R_{lin} \cdot \text{sen}\phi$$

Se va a considerar los siguientes valores

Masa del molino

$M_n = 799203 \text{ kg}$

Masa total de liners	$M_{t.lin} = 308410 \text{ kg}$
Nro de vueltas	$P = 24 \text{ und}$
Radio externo del molino	$R_{me} = 4.362 \text{ m}$
Radio interno del molino	$R_{mi} = 4.267 \text{ m}$
Radio promedio de liners	$R_{lin} = 4.177 \text{ m}$
Radio de trunnion	$R_t = 1.905 \text{ m}$
Coefficiente de rozamiento	$u = 0.005$
Velocidad de winche	$v = 0.067 \text{ m/s}$

### 3.4.2. Cálculo de tensión inicial para el giro del molino

La tensión para el inicial será constante cada vez que se realice los giros. De la ecuación (73) despejamos la tensión  $T$  inicial, la cual sería la tensión mínima que deberá soportar el winche para el inicio del giro, luego:

$$T_{critica} = \frac{\frac{I \cdot \alpha}{g} + \mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{usec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{R_{me}}$$

Se procede a resolver:

$$I = \frac{1}{2}(M_m + M_{t.lin})(R_{me}^2 + R_{mi}^2)$$

$$I = \frac{1}{2}(799203 + 308410)(4.362^2 + 4.267^2)$$

$$I = 20620615 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\omega = \frac{v}{R_{me}}$$

$$\omega = \frac{0.067}{4.362}$$

$$\omega = 0.0154 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t}$$

$$\alpha = \frac{0.0154}{1 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 0.0154 \text{ rad/s}^2$$

Reemplazando en la formula

$$T_{critica} = \frac{\frac{20620615 * 0.0154}{9.81} + 0.005(799203 + 308410)1.905 - 14686 * 4.177 * \text{sen}255}{4.362}$$

$$T_{critica} = 23520 \text{ kg}$$

Considerando un factor de diseño de  $F_d=1.5$  (acuerdo al par.4.5.2 del estándar ISO 3078-2016), obteniendo la tensión  $T_{critica}$  mínima para seleccionar nuestro winche:

$$T_{critica} = (23520 \text{ kg})1.5$$

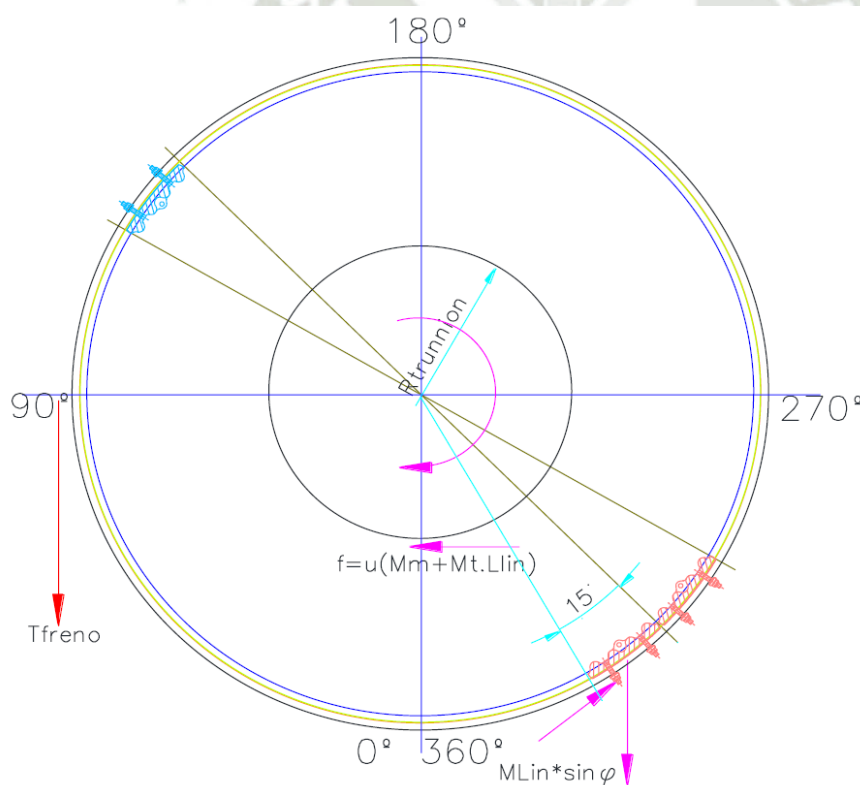
$$T_{critica} = 35280 \text{ kg}$$

### 3.4.3. Cálculo de tensión para retener

En este caso la tensión siempre será nula. Pero el análisis de la tensión mínima necesaria para frenar el molino después que se ha vencido la inercia, verificaremos la tensión requerida y evitar que la carga gire sola.

#### Figura 68:

Diagrama de cuerpo libre para el frenado del molino.



De la Figura 68, realizamos el diagrama de cuerpo libre para calcular la aceleración angular, teniendo la ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

$$-\frac{I \cdot \alpha}{g} = T_{freno} * R_{me} - \mu(M_m + M_{t.lin})R_t + M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi$$

Considerando que la tensión sea nula en el instante que se produzca la aceleración, tenemos:

$$\alpha = \frac{\mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{\frac{I}{g}}$$

$$\alpha = \frac{(\mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi)g}{\frac{1}{2}(M_m + M_{t.seg})(R_{me}^2 + R_{mi}^2)}$$

Reemplazando los valores que se tienen en la ecuación (74), tenemos:

$$\alpha = \frac{(0.005(799203 + 308410)1.905 - 14686 * 4.177 * \text{sen}15) * 9.81}{\frac{1}{2}(799203 + 14686)(4.362^2 + 4.267^2)}$$

$$\alpha = -0.00345 \text{ rad/seg}^2$$

Conociendo la aceleración angular para el ángulo de 15°, podemos proceder a calcular la tensión de freno.

$$T_{freno} = \frac{-\frac{I \cdot \alpha}{g} + \mu(M_m + M_{t.lin})R_t - M_{u.sec} * R_{lin} * \text{sen}\phi}{R_{me}}$$

$$T_{freno} = \frac{-\frac{20620615 * -0.00345}{9.81} + 0.005(799203 + 308410)1.905 - 14686 * 4.177 * \text{sen}15}{4.362}$$

$$T_{freno} = 441.32 \text{ kg}$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.5, según el estándar ISO 3078:2016; se tiene:

$$T_{freno} = 441.32 * 1.5$$

$$T_{freno} = 661.99 \text{ kg}$$

#### 3.4.4. Selección de winche a utilizar

Se va a utilizar en total 2 winches hidráulicos (uno para romper la inercia y el otro para retener) los cuales tienen una capacidad de prueba (real) de 30 ton en la primera capa.

La capacidad de la primera capa del winche seleccionado (ver anexo E) es mayor que la capacidad de tensión calculada para romper la inercia (30 ton > 9.88 ton); por lo tanto, satisface todos los cálculos realizados anteriormente.

El cable del winche envolverá 3.5 vueltas al molino y servirá para girar en ambas direcciones

$$L_{cable} = 3.5(D_{molino} * \pi)$$

Donde:

$D_{molino}$ : diámetro exterior del molino

$$L_{cable} = 3.5(8.72 * \pi)$$

$$L_{cable} = 95.92 \text{ m}$$

Además, se considerará un tramo de cable libre, por lo que la longitud requerida será:

$$L_{cable} = 150 \text{ m}$$

### 3.4.4.1. Cálculo y selección del cable para el winche

De acuerdo al estándar ASME B30.7-2016 sobre winches; el factor de seguridad mínimo según el párrafo 7-1.2.5(d) deberá ser no menor a 3.5, calculado en base a la fuerza de rotura del cable.

Por lo tanto, usaremos la tensión máxima, calculada del winche, para calcular la tensión mínima del cable:

$$T_{min.cable} = 3.5 * T_{winche}$$

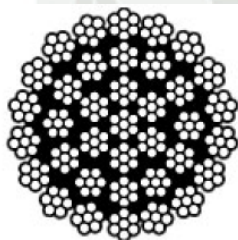
$$T_{min.cable} = 3.5 * 23.520 \text{ ton}$$

$$T_{min.cable} = 82.32 \text{ ton}$$

Por lo tanto, se usará un cable que tenga una resistencia de ruptura igual o mayor a lo calculado, en este caso se seleccionará un cable de diámetro 1 ½” serie 35x7 con alma de acero IWRC (o similar) el cual posee una resistencia de ruptura de 113 ton (ver anexo F).

**Figura 69:**

*Ficha Técnica de cable 35x7*



(180 Kg/mm<sup>2</sup>)

Diámetro nominal cable (mm.)	Diámetro alambre exterior equivalente (mm.)	Peso aproximado Kg/m	200 Kg/mm <sup>2</sup> C.R.E. (Kgs.)
16	0,84	1,29	23.200
18	0,94	1,63	29.390
20	1,04	2,01	36.280
22	1,14	2,43	43.900
24	1,24	2,89	52.250
26	1,34	3,40	61.320
28	1,46	3,94	71.120
30	1,56	4,52	81.640
32	1,65	5,14	92.890
34	1,86	6,18	99.000
36	1,97	6,30	113.000

Nota: Cuadro obtenido de Izaje y transmisiones S.A.

### 3.5. Cálculo de sistema auxiliar de lubricación

Este sistema de lubricación será diseñado para su uso durante el periodo del montaje y armado del molino Sag, por lo que primero se tiene que calcular la tubería a utilizar, así como los motores, bomba y tanque de almacenamiento.

#### 3.5.1. Cálculo del diámetro de tubería del sistema de lubricación.

Para el cálculo del diámetro de tubería se empieza con un diámetro mínimo sin contar pérdidas de accesorios, para esto se hará uso de la siguiente fórmula, obtenida de L. Mott & A. Untener, Mecánica de Fluidos, 2015.

$$D = 0.66 \left[ \varepsilon^{1.25} \left( \frac{L \cdot Q^2}{g \cdot H_L} \right)^{4.75} + v \cdot Q^{9.4} \left( \frac{L}{g \cdot h_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04} \quad (77)$$

Donde:

D: diámetro interior de tubería (m, pies)

$\varepsilon$ : rugosidad (m, pies)

L: longitud de tubería (m, pies)

Q: caudal (m<sup>3</sup>/s, l/s, pies<sup>3</sup>/s)

g: gravedad (m<sup>2</sup>/s, pies<sup>2</sup>/s)

$h_L$ : pérdida de energía (m, pies)

v: viscosidad cinemática (pies<sup>2</sup>/s, m<sup>2</sup>/s)

##### 3.5.1.1. Diámetro inicial

El cálculo se inicia con un diámetro tentativo, este solo contempla alturas, presiones y longitud de tuberías. Después de hacer el cálculo tentativo del diámetro de tubería se agregarán las pérdidas por accesorios basándonos en el diámetro previamente calculado, y se evaluarán las presiones deseadas del sistema.

En el caso de los molinos, la presión del sistema depende del tipo de rodamiento que se tenga, puede ser Hidrostático o Hidrodinámico, en este trabajo de tesis, el tipo de rodamiento es del tipo Hidrostático, este tipo de rodamiento mantiene una presión constante estimada de trabajo entre 1500 psig y 2000 psig, dependiendo del tamaño del molino, para mantener el molino en suspensión, estas pueden llegar hasta 3000 psig en algunos casos.

Se tiene los siguientes datos para el cálculo del diámetro de tubería.

$P_1=2000$  psig

$P_2=1800$  psig

$Z_1= 0$  pies

$$Z_2=9.84 \text{ pies}$$

Para el diseño se considera el aceite **Shell Omala S2 GX 220** (ver anexo G), el cual tiene los siguientes datos:

$$\text{Densidad}=899 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Viscosidad cinemática}=220 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\text{Peso específico}= 899 \text{ kg/m}^3 = 56.13 \text{ lb/pie}^3$$

Con estos datos calculamos las pérdidas únicamente en la tubería con la ecuación, si añadir pérdidas de accesorios, donde  $V_1=V_2$  (velocidades) debido a que tiene el mismo diámetro.

$$h_L = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma} + Z_1 - Z_2 \quad (78)$$

Donde:

$P_1$ : Presión en punto 1 (psig)

$P_2$ : Presión en punto 2 (psig)

$\gamma$ : Peso específico del fluido (lb/pie<sup>3</sup>, kg/m<sup>3</sup>)

$Z_1$ : Elevación del punto 1

$Z_2$ : Elevación del punto 2

Reemplazamos los datos en la ecuación

$$h_L = \frac{(2000 - 1800) * 144}{56.13} + 0 - 9.84$$

$$h_L = 503.25 \text{ pies}$$

También se debe considerar los siguientes valores de diseño suministrado por el fabricante del molino, los cuales serían.

$$\text{Caudal } Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Longitud de tubería}(L) = 35 \text{ pies}$$

Rugosidad de manguera =  $2.4 \times 10^{-4}$  pies (rugosidad de mangueras de caucho sintético, L. Mott & A. Untener, Mecánica de Fluidos, 2015)

Procedemos a desarrollar la ecuación (77)

$$D = 0.66 \left[ (2.4 \times 10^{-4})^{1.25} \left( \frac{35 * 0.02^2}{32.2 * 503.25} \right)^{4.75} + 2.37 \times 10^{-3} * 0.02^{9.4} \left( \frac{35}{32.2 * 503.25} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.033 \text{ pies}$$

**3.5.1.1.1. Cálculo de parámetros de operación para manguera reforzada de acero de 1 ½”**

**Cálculo de área:**

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0.125^2}{4}$$

$$A = 0.012 \text{ pies}^2$$

**3.5.1.1.2. Cálculo de la rugosidad relativa:**

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\varepsilon} \quad (79)$$

Donde:

D: diámetro de manguera

$\varepsilon$ : manguera reforzada =  $2.4 \times 10^{-4}$

$$\text{Rugosidad Relativo} = \frac{0.125}{2.4 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 520.83$$

**3.5.1.1.3. Longitud equivalente en diámetros de manguera:**

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{L}{D} \quad (80)$$

Donde:

L: longitud

D: diámetro de manguera

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{35}{0.125}$$

$$\text{Longitud Equivalente} = 280$$

**3.5.1.1.4. Calculamos velocidad de flujo:**

$$v = \frac{Q}{A} \quad (81)$$

Donde:

Q: caudal volumétrico

A: área de la sección transversal de la manguera

$$v = \frac{0.02}{0.012}$$

$$v = 1.67 \text{ pie/s}$$

**3.5.1.1.5. Calcula la carga de velocidad:**

$$\text{Carga de velocidad} = \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (82)$$

Donde:

v: velocidad del fluido

g: aceleración de la gravedad

$$\text{Carga de velocidad} = \frac{1.67^2}{2 * 32.2}$$

$$\text{Carga de velocidad} = 0.04 \text{ pies}$$

**3.5.1.1.6. Calculamos número de Reynolds:**

$$N_r = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (83)$$

Donde

v: velocidad (m/s)

D: Diámetro interior (mm o pulgadas)

$\nu$ : viscosidad cinemática (pies<sup>2</sup>/s, m<sup>2</sup>/s)

$$N_r = \frac{1.67 * 0.125}{2.37 \times 10^{-3}}$$

$$N_r = 88.08$$

Se trata de un flujo laminar por lo que el factor de fricción se calcula con la siguiente formula:

$$f = \frac{64}{N_r} \quad (84)$$

$$f = \frac{64}{88.08}$$

$$f = 0.73$$

**3.5.2. Calculamos las pérdidas del sistema**

Se realiza el cálculo usando la ecuación de Darcy-Weisbach

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (85)$$

Donde:

f: factor de fricción (a dimensional)

L: Longitud de la corriente del flujo (m, pies)

$D$ : Diámetro de tubería (m, pies)

$v$ : Velocidad promedio del flujo (m/s, pies/s)

### Cálculo de la pérdida para tubería de 1 pulgada

#### 3.5.2.1. Pérdida en tubería:

Consideramos los siguientes valores y lo reemplazamos en la ecuación (85)

$$f = 0.73$$

$$L/D = 280 \text{ pies}$$

$$V^2/2g = 0.04 \text{ pies}$$

$$h_1 = 0.73 * 280 * 0.04$$

$$h_1 = 8.176 \text{ pie}$$

#### 3.5.2.2. Cálculo de pérdida en codo de 90°:

Consideramos los siguientes valores y lo reemplazamos en la ecuación (85)

$$f = 0.73$$

$$L/D = 30$$

$$V^2/2g = 0.04 \text{ pies}$$

$$h_2 = 0.73 * 30 * 0.04$$

$$h_2 = 0.876 \text{ pie}$$

Se tiene 6 codos de 1" en el recorrido de la manguera por lo que el valor de pérdida sería:

$$h_2 = 5.256 \text{ pie}$$

#### 3.5.2.3. Cálculo de pérdida en T:

Consideramos los siguientes valores y lo reemplazamos en la ecuación (85)

$$f = 0.73$$

$$L/D = 20$$

$$V^2/2g = 0.04 \text{ pies}$$

$$h_3 = 0.73 * 20 * 0.04$$

$$h_3 = 0.584 \text{ pie}$$

#### 3.5.2.4. Cálculo de pérdida en válvula de bola:

Consideramos los siguientes valores y lo reemplazamos en la ecuación (85)

$$f = 0.73$$

$$L/D = 3$$

$$V^2/2g=0.04 \text{ pies}$$

$$h_4 = 0.73 * 3 * 0.04$$

$$h_4 = 0.088 \text{ pie}$$

### 3.5.2.5. Cálculo de pérdida por entrada:

$$h_5 = k * \left( \frac{v^2}{2 * g} \right)$$

Donde:

$k=0.78$  (Tubería proyectada hacia el interior, (L. Mott & A. Untener, Mecánica de Fluidos, 2015))

$$V^2/2g= 0.04 \text{ pies}$$

$$h_5 = 0.78 * (0.04)$$

$$h_5 = 0.0312 \text{ pie}$$

### 3.5.2.6. Cálculo de pérdida en la descarga:

$$h_6 = k * \left( \frac{v^2}{2 * g} \right)$$

Donde:

$k=1$  (L. Mott & A. Untener, Mecánica de Fluidos, 2015)

$$V^2/2g= 0.04 \text{ pies}$$

$$h_6 = 1 * (0.04)$$

$$h_6 = 0.04 \text{ pie}$$

### 3.5.2.7. Pérdida total

$$h_{L \text{ total}} = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6$$

$$h_{L \text{ total}} = 8.176 + 5.256 + 0.584 + 0.088 + 0.0312 + 0.04$$

$$h_{L \text{ total}} = 14.18 \text{ pie}$$

### 3.5.2.8. Calculamos la presión de salida:

$$P_2 = P_1 + \gamma \frac{\left( Z_1 - Z_2 + \frac{v_1^2}{2 * g} - \frac{v_2^2}{2 * g} - \sum h_L \right)}{144} \quad (86)$$

Donde:

$P_1$ : presión en el punto 1 (2000 psi)

$P_2$ : presión en el punto 2 (1800 psi)

$Z_1$ : elevación en el punto 1 (0 pies)

$Z_2$ : elevación en el punto 2 (84 pies)

$V_1^2/2g$ : energía cinética por unidad de peso en el punto 1 (0.04 pies)

$V_2^2/2g$ : energía cinética por unidad de peso en el punto 2 (0.04 pies)

$\Sigma h_L$ : pérdida total (14.18 pies)

$\gamma = 56.13 \text{ lb/pie}^3$

$$P_2 = 2000 + 53.13 \frac{(0 - 9.84 + 0.04 - 0.04 - 14.18)}{144}$$

$$P_2 = 1991.14 \text{ psig}$$

La presión en el punto 2 sería de 1991.14 psig, comparando lo presión de trabajo, se tiene:

$$1991.14 \text{ psig} > 1800 \text{ psig}$$

Por lo que, se estaría cumpliendo con la presión requerida.

### 3.5.2.9. Cálculo de pérdida por filtros:

Para el sistema auxiliar se usará filtro dúplex HYDAC. Modelo FMND BN/HC 100 LDF 25 A 1 X 12 V (ver anexo H)

Datos de operación

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Presión = 2000 psig

Viscosidad cinemática = 220 mm<sup>2</sup>/s

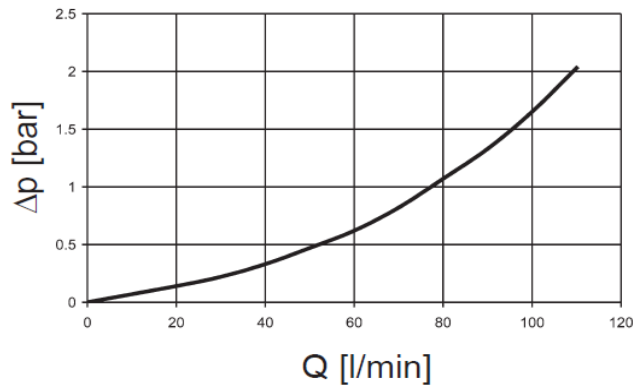
La pérdida total de presión en el filtro se calcula con la siguiente fórmula dada por el fabricante.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{carcasa} + \Delta P_{elemento}$$

$\Delta P_{carcasa}$  = obtenido de la figura

### Figura 70:

*Curva de carcasa*



Nota: Grafica obtenida del manual de fabricante de filtro HYDAC (ver anexo H)

De la gráfica se tiene una caída de presión de 0.30 bar.

Para calcular la caída del elemento se usará la formula, dada por el fabricante de filtros.

$$\Delta P_{elemento} = Q \cdot \frac{SK}{1000} \cdot \frac{viscosidad}{30}$$

Donde:

Q= caudal de sistema

SK=coeficiente de diseño suministrado por fabricante, el factor es obtenido de la tabla

**Tabla 12:**

*Coeficiente de gradiente (SK) para filtros HYDAC*

FLND	... DN ... BN4HC			
	3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
40	40.4	24.8	16.4	10.9
63	29.0	18.2	11.7	7.6
100	19.0	11.7	7.7	5.3
160	8.0	5.1	3.8	2.5
250	5.4	3.4	2.8	1.9
400	3.4	2.1	1.7	1.1

Nota: Tabla obtenida del manual de fabricante HYDAC (ver anexo H)

Se tiene un valor de SK de 5.3 para un filtro FLND 100.

$$\Delta P_{elemento} = \frac{5.3}{1000} \cdot \frac{220}{30}$$

$$\Delta P_{elemento} = 33.3 * \frac{5.3}{1000} * \frac{220}{30}$$

$$\Delta P_{elemento} = 1.29 \text{ psig}$$

Utilizando la ecuación

$$\Delta P_{total} = 4.35 + 1.29$$

$$\Delta P_{total} = 5.64 \text{ psig}$$

Con este valor restamos a la presión obtenida anteriormente

$$P_2 = 1991.14 - 5.64$$

$$P_2 = 1985.5 \text{ psig}$$

El valor es mayor que los 1800 psig requeridos por el sistema.

### 3.5.3. Comprobación de Schedule de manguera

Para comprobar el espesor de la manguera se realizará con la ecuación, dada por Pytel & L. Singer (2008).

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (87)$$

Donde:

P: presión de trabajo (MPa)

D: diámetro interior (mm)

$\sigma_{adm}$ : tensión admisible del material (MPa)

#### Cálculo de espesor de manguera de 1 pulg

Para una manguera hidráulica de alta presión, reforzada con malla de acero se tiene.

$\sigma_{adm}$ =100 MPa (Green & Perry, 2008)

$$e = \frac{13.8 * 25.4}{2 * 100}$$

$$e = 1.75 \text{ mm}$$

Aplicado un facto de seguridad de 4, se tiene un valor de espesor de:

$$e = 7.01 \text{ mm}$$

Comparando con el valor dado por el fabricante

$$12.9 > 7.01$$

La manguera hidráulica (ver anexo I) seleccionada cumple con el valor mínimo requerido

### 3.5.4. Calculo y selección de bomba

Para calcular el valor de potencia de bomba utilizaremos la siguiente formula

$$P = \frac{Q * \Delta P}{600 * n_g} \quad (88)$$

Donde:

Q: caudal (l/min)

$\Delta P$ : diferencia de presión (bar)

$n_g$ = eficiencia de bomba

Los datos para el cálculo y selección de la bomba son los siguientes

$$Q = 33.3 \text{ l/min}$$

$$\Delta P = 137 \text{ bar}$$

$$\eta_g = 92\% \text{ (según manual de fabricante)}$$

La bomba seleccionada será una VOITH IPV 4-32, que cumple con las características de caudal y presión requerida para este proyecto. Por las características que se presentan en la *Tabla 13*.

**Tabla 13:**

*Características de bomba VOITH*

Type, size – delivery	Displacement per revolution [cm <sup>3</sup> ]	Speed min. [rpm]	Speed max. [rpm]	Delivery at 1500 rpm [l/min]	Continuous pressure [bar]	Peak pressure at 1500 rpm [bar]	Peak pressure at n <sub>max</sub>	Moment of inertia [kg cm <sup>2</sup> ]
IPV 4 – 13	13.3	400	3600	19.9	330	345	345	2.25
IPV 4 – 16	15.8	400	3600	23.7	330	345	345	2.64
IPV 4 – 20	20.7	400	3400	31.0	330	345	345	3.29
IPV 4 – 25	25.4	400	3200	38.1	300	330	330	3.70
IPV 4 – 32	32.6	400	2800	48.9	250	280	280	4.44

Nota: Cuadro obtenido de fabricante de bomba VOITH (ver anexo J)

Reemplazamos los datos en la ecuación (88)

$$P = \frac{33.3 * 137}{600 * 0.92}$$

$$P = 8.26 \text{ kW}$$

$$P = 11.07 \text{ HP}$$

Seleccionamos un motor WEG W22 de 20HP y 1175 RPM, como se muestra en la *Tabla 14*, el cual cumple con las características requeridas.

**Tabla 14:**

*Características de motor WEG*

Potencia HP kW	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/I <sub>n</sub>		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)	
			Letra	Ia/I <sub>n</sub>				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Corriente nominal In (A)				
													Factor de potencia							
													50	75	100	50	75	100		
1	0,75	143/5T	6,11	K	6,2	2,6	3,0	0,0067	28	62	24,0	49,0	1150	77,0	82,0	82,5	0,45	0,57	0,66	1,73
1,5	1,1	182/4T	9,01	M	7,8	3,2	4,0	0,0206	16	35	31,9	52,0	1170	84,0	86,5	87,5	0,45	0,54	0,62	2,54
2	1,5	182/4T	12,0	L	7,5	3,0	3,5	0,0262	31	68	39,7	52,0	1170	86,5	87,5	88,5	0,46	0,58	0,66	3,22
3	2,2	213/5T	17,9	K	7,0	2,0	2,8	0,0504	58	128	55,0	55,0	1175	86,5	88,5	89,5	0,50	0,63	0,70	4,41
5	3,7	213/5T	30,0	J	6,8	1,7	2,6	0,0620	57	125	73,5	55,0	1170	88,5	89,5	89,5	0,58	0,70	0,76	6,83
7,5	5,5	254/6T	44,8	H	6,8	2,5	3,0	0,1652	30	66	119	59,0	1175	89,5	90,2	91,0	0,63	0,74	0,80	9,48
10	7,5	254/6T	59,8	H	6,5	2,3	2,8	0,1867	26	57	131	59,0	1175	90,2	91,0	91,0	0,63	0,74	0,80	12,9
15	11	284/6T	89,7	G	6,4	2,0	2,7	0,3010	20	44	172	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,68	0,80	0,84	17,9
20	15	284/6T	120	G	6,2	2,3	2,6	0,3861	16	35	193	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,70	0,80	0,85	24,2

Nota: Cuadro obtenido de fabricante de motores WEG (ver anexo K)

Verificamos con la ecuación dada, por el fabricante, que el caudal de la bomba sea el adecuado con el motor seleccionado.

$$Q = V_{gth} \cdot n \cdot n_v \cdot 10^{-3} \quad (89)$$

Donde:

$V_{gth}$ : flujo de bomba por revolución (cm<sup>3</sup>)

$n$ : velocidad (rpm)

$n_v$ : eficiencia volumétrica

Para la bomba IPV 4-32 se tiene los siguientes datos

$V_{gth}=32.6$  cm<sup>3</sup>

$n=1175$  rpm

$n_v=98\%$

Reemplazando en la ecuación (89)

$$Q = 32.6 * 1175 * 0.98 * 10^{-3}$$

$$Q = 37.53 \text{ l/min}$$

Comparamos con el caudal mínimo requerido de 33.3 l/min

$$37.53 > 33.3$$

#### 3.5.4.1. Cálculo de NPSH para la bomba de alta presión

De acuerdo a la norma ANSI, se establece que existe una diferencia de 10% de la NPSHA sobre el NPSHR, por lo que se tiene la siguiente ecuación

$$NPSH_A > 1.10 * NPSH_R \quad (90)$$

Además, se sabe lo siguiente.

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad (91)$$

Donde:

$h_{sp}$ : Carga de la presión estática (absoluta) por encima del líquido contenido en el depósito, (m, pies).

$h_s$ : Diferencia de elevación, entre el nivel del fluido contenido en el depósito y la línea central de la entrada de succión en la bomba. Si la bomba está por debajo del depósito es positiva y si está por encima del depósito es negativa (m, pies).

$h_f$ : Pérdida de carga en la tubería de succión debida a las pérdidas por fricción y pérdidas menores (m, pies).

$h_{vp}$ : Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (m, pies).

#### 3.5.4.1.1. Cálculo de $h_{sp}$

Se tiene la siguiente ecuación.

$$h_{sp} = \frac{p_{sp}}{\gamma} \quad (92)$$

Donde:

$p_{sp}$ : presión estática (absoluta, suma de presión atmosférica y presión manométrica del tanque)

$\gamma$ : Peso específico del fluido

$$h_{sp} = \frac{14.7 \text{ psia} + 0 \text{ psia}}{56.13} * 144$$

$$h_{sp} = 39.81 \text{ pies}$$

#### 3.5.4.1.2. Cálculo de $h_s$

La bomba esta sumergida en el tanque, por lo tanto, la altura será.

$$h_s = -1 \text{ pies}$$

#### 3.5.4.1.3. Cálculo de $h_f$

Diámetro de tubería de succión es de 1 1/2", utilizamos la ecuación (85)

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{1.5}{12}\right)^2$$

$$A = 0.01227 \text{ pie}^2$$

#### 3.5.4.1.4. Velocidad

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{0.02}{0.01227}$$

$$v = 1.63 \text{ pie/s}$$

#### 3.5.4.1.5. Cálculo de numero de Reynolds

Utilizamos la ecuación (83)

$$N_r = \frac{v * D}{\nu}$$

$$N_r = \frac{1.63 * 0.125}{2.37 \times 10^{-3}}$$

$$N_r = 85.97$$

Se trata de un flujo laminar por lo que el factor de fricción se calcula con la ecuación (84).

$$f = \frac{64}{N_r}$$

$$f = \frac{64}{85.97}$$

$$f = 0.745$$

Utilizamos la ecuación (85)(87) y considera que se tiene 2 codos en 90 grados y tubería de 1 pies de longitud

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} + 2 * f * 30 * \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = 0.745 * \frac{1}{0.125} * \frac{1.63^2}{2 * 32.2} + 2 * 0.745 * 30 * \frac{1.63^2}{2 * 32.2}$$

$$h_f = 2.09 \text{ pie}$$

#### 3.5.4.1.6. Cálculo de hvp carga de presión de vapor

$$h_{vp} = \frac{p_{vp}}{\gamma} \quad (93)$$

Donde:

$p_{vp}$ : presión de un vapor

$\gamma$ : peso específico del fluido

Según el fabricante el valor de presión de vapor del aceite es de 0.5 Pa

$$h_{vp} = \frac{0.0104 \text{ lbf/pies}^2}{56.13 \text{ pie}}$$

$$h_{vp} = 0.000185 \text{ pie}$$

#### 3.5.4.1.7. Cálculo de NPSHA

$$NPSH_A = 39.81 - 1 - 2.09 - 0.000185$$

$$NPSH_A = 36.72 \text{ pies}$$

Comparamos con el valor de NPSH requerido

De acuerdo al fabricante la presión de entrada esta entre 0.8 bar y 3 bar, el cual convirtiendo a su equivalente en altura tendríamos.

$$0.8 \text{ bar} = 29.76 \text{ pies}$$

Realizando la evaluación se tiene:

$$NPSH_A > 1.10 * NPSH_R$$

$$36.72 > 1.10 * 29.76$$

$$36.72 \text{ pies} > 32.74 \text{ pies}$$

Se cumple con la condición

### 3.5.5. Diseño de tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento tendrá una capacidad de 75 galones (284 litros), el cual es el requerido para el funcionamiento de los cojinetes. También se considera en la parte superior del tanque se instalarán el motor y bomba.

Por lo tanto, se tiene los siguientes pesos a considerar.

Peso de motor: 11.7 kg

Peso de bomba: 193 kg

#### 3.5.5.1. Cálculo de Fuerzas y momentos

Se utilizarán 2 vigas paralelas donde se apoyarán el motor y la bomba, el peso estará distribuido en ambas barras.

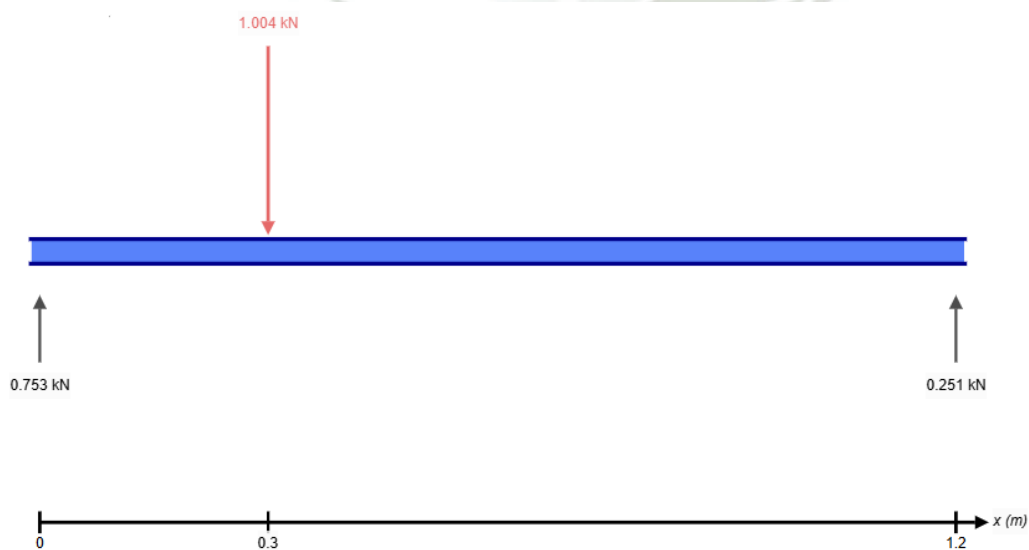
$$W = (193 + 11.7) * 9.81$$

$$W = 2008 \text{ N}$$

Realizar el diagrama de fuerzas y momentos

**Figura 71:**

*Diagrama de fuerzas*



Las reacciones obtenidas serian

$$R_1 = 753 \text{ N}$$

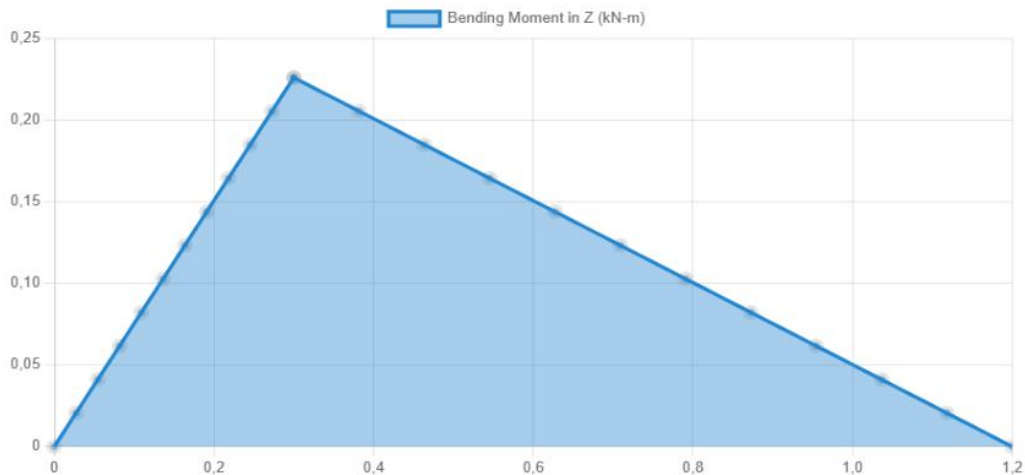
$$R_2 = 251 \text{ N}$$

### 3.5.5.2. Cálculo de momentos

El diagrama de momentos sería el siguiente

**Figura 72:**

*Diagrama de momentos de barra soporte*



Según la Figura 72 se tiene un momento de 226 N.m (2000.27 lb.pulg)

Se utilizará una viga de estructural de 36ksi de esfuerzo de fluencia, y considerando un factor de seguridad de 2.

### 3.5.5.3. Calculamos la sección mínima de la viga

$$S = \frac{M}{\sigma_y} \quad (94)$$

Donde:

M: momento flector máximo

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia

$$S = \frac{2000.27 \text{ lb.pulg}}{18000 \text{ lb.pulg}^2}$$

$$S = 0.11 \text{ pulg}^2$$

$$S = 1.8 \text{ cm}^3$$

Se utilizará un tubo cuadrado de 1 ½" x 1 ½" x 1/8", comparamos con el valor obtenido

$$1.5 * 1.5 * 0.125 > 0.11 \text{ pulg}^3$$

$$0.282 \text{ pulg}^2 > 0.11 \text{ pulg}^3$$

La viga seleccionada cumple con el mínimo requerido

#### 3.5.5.4. Diseño de columnas para tanque

Para el refuerzo de del tanque se utilizará tubo cuadrado de 1 ½”x1 ½”x 1/8” ASTM en los vértices del tanque.

Área nominal	$A_g=6.45 \text{ cm}^2$
Radio de giro	$r=1.6 \text{ cm}$
Módulo de elasticidad	$E=2039440 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de fluencia	$F_y=2109 \text{ kg/cm}^2$
Esfuerzo de ruptura	$F_u=2812 \text{ kg/cm}^2$

Calculamos la longitud efectiva, utilizamos la ecuación (37).

$$L_{cy} = K_y * L$$

$$L_{cy} = 0.65 * 60 \text{ cm}$$

$$L_{cy} = 39 \text{ cm}$$

Calculamos la longitud no arriostrada en el eje, utilizamos la ecuación (38).

$$L_c/r = L_{cy}/r_y$$

$$L_c/r = 39/1.6$$

$$L_c/r = 24.38$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo elástico, utilizamos la ecuación (39).

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{(L_c/r)^2}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2039440}{(24.38)^2}$$

$$F_e = 33864 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de pandeo crítico, utilizamos la ecuación (40)

$$F_{cr} = 0.658^{(F_y/F_e)} * F_y$$

$$F_{cr} = 0.658^{(2109/33864)} * 2109$$

$$F_{cr} = 2054 \text{ kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo de compresión nominal, utilizamos la ecuación (41).

$$P_n = F_{cr} * A_g$$

$$P_n = 2054 * 6.45$$

$$P_n = 13253 \text{ kg}$$

El valor obtenido es mayor al peso del motor y bomba.

### 3.5.5.5. Cálculo de la base del tanque

Para la base del tanque se usará plancha de acero inoxidable ASTM A240 calidad 340.

### 3.5.5.6. Selección del espesor de la placa base

Se considerará como viga de 1 metro de ancho, simplemente apoyada considerando la altura del tanque como el valor del span de  $b=745\text{cm}$

$$w = p_{max} * 1\text{m}$$

$$w = \rho * g * h * 1$$

$$w = 870 * 9.81 * 0.454$$

$$w = 3.874 \text{ kN/m}$$

Calculamos el momento máximo en viga con carga uniforme

$$M_{max} = \frac{w * b^2}{8}$$

Donde:

$$M_{max} = \frac{3874 * 0.745^2}{8}$$

$$M_{max} = 268.77 \text{ N.m}$$

Tensión máxima por flexión

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma = \frac{6M_{max}}{t^2}$$

Despejamos el valor de espesor

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{\sigma}}$$

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{0.6 * F_y}}$$

$$t = \sqrt{\frac{6 * 268.77}{0.6 * 205 * 10^6}}$$

$$t = 0.0036 \text{ m} = 3.6 \text{ mm}$$

Usaremos una plancha de espesor de 5 mm que está por encima del mínimo requerido.

### 3.5.5.7. Cálculo de espesor de pared de tanque.

Se considerará como viga de 1 metro de ancho, simplemente apoyada considerando la altura del tanque como el valor del span de  $a=454$  cm

$$w = p_{max} * 1 \text{ m}$$

$$w = \rho * g * h * 1$$

$$w = 870 * 9.81 * 0.454$$

$$w = 3.874 \text{ kN/m}$$

Calculamos el momento máximo en viga con carga uniforme

$$M_{max} = \frac{w * a^2}{8}$$

Donde:

$$M_{max} = \frac{3874 * 0.454^2}{8}$$

$$M_{max} = 99.81 \text{ N.m}$$

Tensión máxima por flexión

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma = \frac{6M_{max}}{t^2}$$

Despejamos el valor de espesor

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{\sigma}}$$

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{0.6 * F_y}}$$

$$t = \sqrt{\frac{6 * 99.81}{0.6 * 205 * 10^6}}$$

$$t = 0.0022 \text{ m} = 2.2 \text{ mm}$$

Usaremos un espesor de 5mm el cual está por encima del mínimo requerido.



## CONCLUSIONES

- Se diseñó un soporte estructural temporal para el montaje de un molino SAG de 40 pies por 24 pies y un molino de bolas de 28 pies por 44.5 pies, considerando el peso total de los componentes del molino, las cargas aplicadas durante el montaje y el análisis de esfuerzos en los elementos estructurales y pernos de empalme. El sistema estructural propuesto, conformado por perfiles tipo W10x54, HSS 6"x6"x1/4" y ángulos 4"x4"x1/2", demostró ser capaz de soportar una carga total aproximada de 788125 kg, correspondiente al peso combinado de los componentes del molino, cumpliendo con los criterios de resistencia y estabilidad establecidos por el AISC Steel Construction Manual. Asimismo, el dimensionamiento de pernos y cordones de soldadura aseguró factores de seguridad adecuados para las condiciones de montaje.
- Se seleccionó un sistema hidráulico auxiliar para la manipulación de cojinetes durante el montaje del molino, considerando la presión de operación y los requerimientos funcionales del proceso. El sistema diseñado opera con un caudal de 33 L/min y una presión de trabajo comprendida entre 1800 y 2000 psi, incorporando una bomba VOITH 4-32, un motor eléctrico WEG de 20 HP y un tanque de almacenamiento de 287 litros, diseñado conforme a la norma API 650. Estos resultados garantizan un funcionamiento confiable del sistema hidráulico durante las maniobras de montaje, minimizando riesgos de falla por presión o caudal insuficiente.
- Se seleccionó y evaluó técnicamente un winche hidráulico de 30 toneladas de capacidad para realizar el giro del molino durante las etapas críticas del montaje, específicamente en el montaje de polos del estator y de las corazas. A partir del análisis de cargas y del cálculo de la tensión inicial requerida de aproximadamente 10 toneladas y una tensión de retención cercana a 7 toneladas, se verificó que la capacidad del winche seleccionado es superior a las exigencias mínimas del proceso, garantizando un giro controlado, seguro y continuo del molino durante las operaciones de montaje.
- El diseño del soporte estructural temporal fue validado mediante cálculos analíticos de resistencia de materiales, complementados con el modelado paramétrico en Autodesk Inventor, lo que permitió determinar las reacciones, fuerzas internas y momentos

actuales en los elementos estructurales. Los resultados obtenidos mostraron una fuerza cortante máxima del orden de 292327 kgf y un momento flector máximo aproximado de 796884 kgf·m, valores que se encuentran dentro de los límites admisibles del diseño, confirmando la seguridad estructural y la coherencia del modelo teórico empleado.

- Se elaboraron los planos de fabricación, ensamble y montaje del sistema estructural temporal del molino SAG y del molino de bolas, así como los planos de las unidades hidráulicas temporales empleadas durante el montaje. Los planos desarrollados incluyen detalles constructivos de vigas, columnas, placas base, pernos, cordones de soldadura y disposición de equipos hidráulicos, y fueron realizados de acuerdo con los resultados del diseño conceptual y las exigencias de las normas AISC 15th – Steel Construction Manual y AWS D1.1/D1.1M:2015, garantizando su correcta interpretación, fabricación y aplicación en campo.



## RECOMENDACIONES

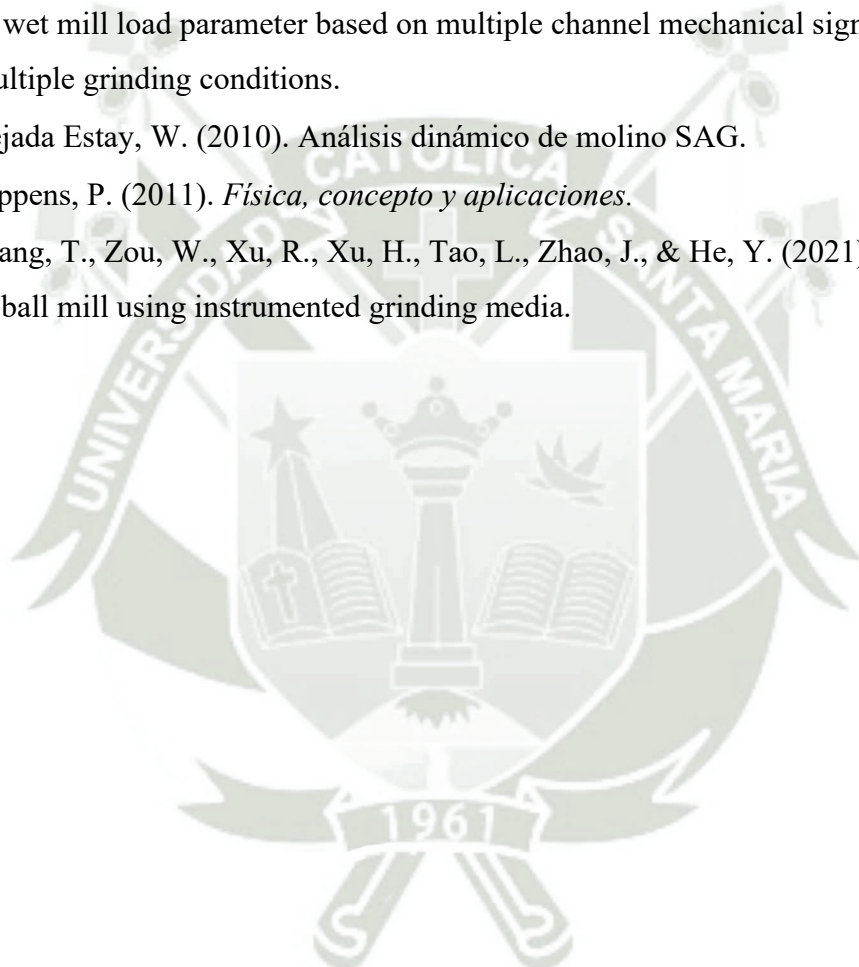
- Esta investigación ofrece una valiosa guía técnica para futuras instalaciones de molinos MB y SAG, combinando teoría de diseño estructural e hidráulico con su aplicación en campo.
- Fomentar el uso de software de diseño en ingeniería para comparar los resultados obtenidos de las simulaciones con los resultados del cálculo conceptual y así poder asegurar el funcionamiento del diseño propuesto.
- Los conceptos aplicados en esta tesis pueden servir también para desarrollar un plan de mantenimiento del molino, donde se puede utilizar el sistema estructural durante el cambio de piezas del molino, mejorando los tiempos de trabajo de mantenimiento.
- Consolidar los conceptos básicos de la ingeniería respecto al diseño estructural y mecánico, haciendo uso de normas técnicas internacional así como aplicar el uso de normas y manuales de fabricantes de equipos mecánicos.

## REFERENCIAS

- A. Wills, B., & A. Finch, J. (2016). *Wills' Mineral Processing Technology* (8 ed.).
- AISC. (2019). *Steel Construction Manual*.
- Arias Espin, W. D. (2007). DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA COLADO EN MOLDE PERMANENTE.
- Behera, B., Mishra, B., & Murty, C. (2007). Experimental analysis of charge dynamics in tumbling mills by vibration signature technique.
- Bermúdez, L. T., & Rodríguez, L. F. (2012). *Investigación en la gestión empresarial*.
- Carabias, A. (Agosto de 2011). <https://estonocumple.wordpress.com/>.
- Chambí Condori, D. (2015). DISEÑO DE UN MOLINO DE BOLAS PARA LA CORPORACION MINERA ANANEA S.A.
- Creus Solé, A. (2007). *Neumática e Hidráulica*.
- Cross, N. (2002). *Métodos de Diseño Estrategias para el diseño de productos*. LUMISA WILEY.
- Derik le Roux, J., Steinboeck, A., Kugi, A., & Keith Craig, I. (2020). Steady-state and dynamic simulation of a grinding mill using grind curves.
- Estanda. (2023). <https://www.estanda.com/en/liners-mill-mining>.
- FLSMIDTH. (2012). Manual de instalación, operación y mantenimiento para dos molinos de bolas.
- FLSMIDTH. (2012). Manual de instalación, operación y mantenimiento para dos molinos SAG.
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*.
- García, M. (2022). *EY Building a better working world*.  
[https://www.ey.com/es\\_pe/mining-metals/mining-metals-investment-guide](https://www.ey.com/es_pe/mining-metals/mining-metals-investment-guide)
- Giles, R. V., Evett, J. B., & Liu, C. (1994). *Mecánica de los fluidos e Hidráulica*.
- Green, D., & Perry, R. (2008). *Perry's Chemical Engineers's Handbook*.
- Hibbeler, R. C. (2012). *Análisis Estructural*. Pearson.
- Huayta Ticona, S. (2019). Diseño de estructura para levante de carga de dos toneladas para taller de mantenimiento.
- ISO. (2016). *ISO 3078:2016*.

- Jungheinrich. (Setiembre de 2022). <https://www.jungheinrich-profishop.es/es/guia-profi/>.
- L. Mott, R. (2009). Resistencia de Materiales.
- L. Mott, R., & A. Untener, J. (2015). *Mecánica de Fluidos*. Pearson.
- L. Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas* (4 ed.). Prentice Hall.
- Magne, L., Améstica, R., Barría, J., & Menacho, J. (1995). Modelización dinámica de molienda semiautógena basada en un modelo fenomenológico simplificado.
- Manobanda, E., & Paredes, D. (2012). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS DE DOBLE EFECTO CON PRESION HASTA 3000 PSI.
- McCormac, J. C., & Csernak, S. F. (2013). *Diseño de Estructuras de Acero*. Alfaomega.
- Metso. (2023). <https://www.metso.com/es/productos-y-servicios/piezas-de-repuesto-y-de-desgaste/piezas-para-molinos/>.
- MINENERGIA COLOMBIA. (2015). GLOSARIO TECNICO MINERO.
- Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento. (2006). Norma Técnica Peruana E.020.
- Moya Arcana, W. P. (2018). PROTOCOLO DE DISEÑO PARA LA FABRICACIÓN DE MOLINO SEMIAUTOGENO CON ACCIONAMIENTO SIN ENGRANAJES.
- Nuñez Lazarte, G. (2012). Diseño de un sistema de lubricación para un molino sag 32'X 32' de 621 DMTPH de capacidad.
- OECD. (2006). *FIELD OF SCIENCE AND TECHNOLOGY (FOS) CLASSIFICATION IN THE FRASCATI*.
- Parr, A. (2011). *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Elsevier.
- Pytel, A., & L. Singer, F. (2008). *Resistencia de Materiales*.
- Qiao, J., Tang, J., Liu, Z., Zhou, X., Yu, G., & Zhao, J. (2018). Mechanism characteristic analysis and soft measuring method review for ball mill load based on mechanical vibration and acoustic signals in the grinding process.
- Rojas Rupay, R. (2019). Incremento de throughput en la etapa de molienda SAG, para la optimización de las variables de la función selección y fractura, en la compañía Minera Antamina S.A.

- Salazar, J. L., Magne, L., Acuña, G., & Cubillos, F. A. (2008). Dynamic modelling and simulation of semi-autogenous mills.
- Serrano Nicolás, A. (2002). *Oleohidráulica*. McGraw-Hill.
- Serway, R. A., & Jewett, J. J. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*.
- Singh, P., Chauhan, N., & Rajesha, S. (2021). Design, fabrication and performance analysis of mini ball miller.
- Tang, J., Yan, G., Liu, Z., Liu, Y., Yu, G., & Sheng, N. (2020). Experimental analysis of wet mill load parameter based on multiple channel mechanical signals under multiple grinding conditions.
- Tejada Estay, W. (2010). Análisis dinámico de molino SAG.
- Tippens, P. (2011). *Física, concepto y aplicaciones*.
- Wang, T., Zou, W., Xu, R., Xu, H., Tao, L., Zhao, J., & He, Y. (2021). Assessing load in ball mill using instrumented grinding media.



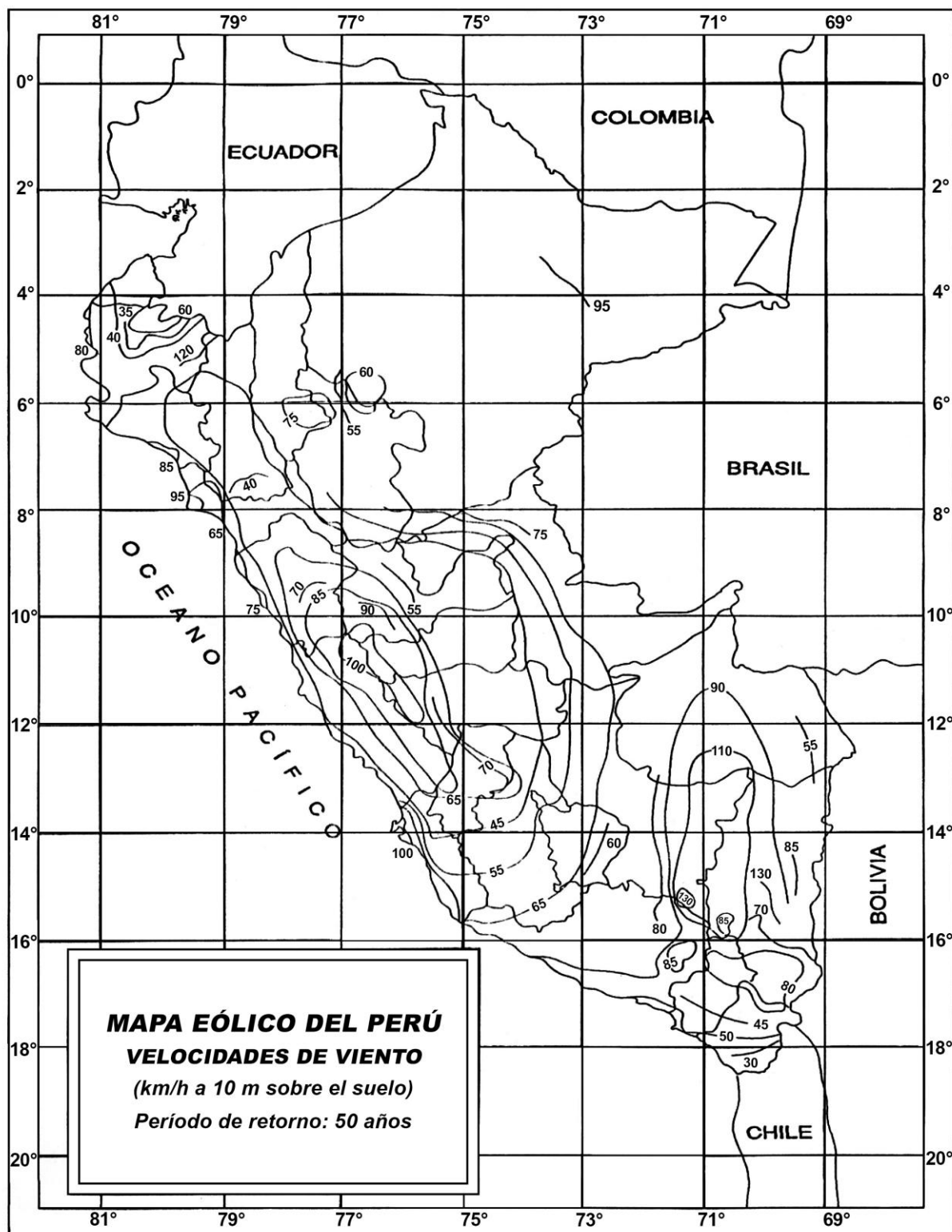
# ANEXO





# **ANEXO A**

## **Mapa Eólico del Perú**





**ANEXO B:**  
**Propiedades Técnicas ASTM A-36**

A 36/A 36M – 08



TABLA 2 Requisitos químicos

NOTA 1— Donde aparezcan puntos suspensivos “...” no hay requisitos. El análisis químico de colada para el manganeso se debe determinar y reportar como se describe en el numeral análisis de colada de la norma **ASTM A 6/A 6M**.

Producto	Perfiles <sup>A</sup> Todos	Laminas <sup>B</sup>					Barras <sup>B</sup>			
		Hasta ¾ [20], inclusive	Sobre ¾ hasta 1½ [20 hasta 40], inclusiv e	Sobre 1½ hasta 2½ [40 hasta 66], inclusiv e	Sobre 2½ hasta 4 [65 hasta 100], inclusi ve	Sobre 4 [100]	Hasta ¾ [20], inclusive	Sobre ¾ hasta 1½ [20 hasta 40], inclusiv e	Sobre 1½ hasta 4 [100], inclusive	Sobre 4 [100]
Espesor, Pulg. [mm]										
Carbono, max, %	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
Manganeso, %	...	...	0.80–1.20	0.80–1.20	0.85–1.20	0.85–1.20	...	0.60–0.90	0.60–0.90	0.60–0.90
Fosforo, max, %	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Azufre, max, %	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicio, %	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.15–0.40	0.15–0.40	0.15–0.40	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.40 max
Cobre, min, % cuando se especifique acero al cobre	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

<sup>A</sup> Se requieren contenidos de manganeso de 0,85 % - 1,35% y de silicio de 0,15%-0,40% para perfiles con un espesor de ala sobre 3 pulg.. [75 mm].

<sup>B</sup> Por cada reducción de 0,01% por debajo del máximo de carbono especificado se permitirá un incremento de 0,06% de manganeso por encima del máximo especificado, hasta el punto límite de 1,35%

TABLA 3 Requerimientos de Tracción<sup>A</sup>

Laminas, Perfiles <sup>B</sup> , y Barras:	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	58–80 [400–550]
Límite de fluencia, min, ksi [MPa]	38 [250] <sup>C</sup>
Laminas y barras <sup>D,E</sup> :	
Alargamiento en 8 pulg. [200 mm], min, %	20
Alargamiento en 2 pulg. [50 mm], min, %	23
Perfiles:	
Alargamiento en 8 pulg. [200 mm], min, %	20
Alargamiento en 2 pulg. [50 mm], min, %	21 <sup>B</sup>

<sup>A</sup> Vea la subsección Orientación en la sección de ensayos de tensión de Especificación A 6 / A 6M.

<sup>B</sup> Para perfiles de ala ancha con espesores del ala sobre 3 pulg. [75 mm], no se aplica el valor de la resistencia a la tensión máxima de 80 ksi [550 MPa], y se aplica un valor de alargamiento de 19% en una probeta de 2 pulg. [50 mm].

<sup>C</sup> El límite de fluencia para láminas con espesores mayores de 8 pulg. [200 mm] debe ser de 32 ksi [220 MPa].

<sup>D</sup> En láminas para pisos no se requiere determinar el alargamiento.

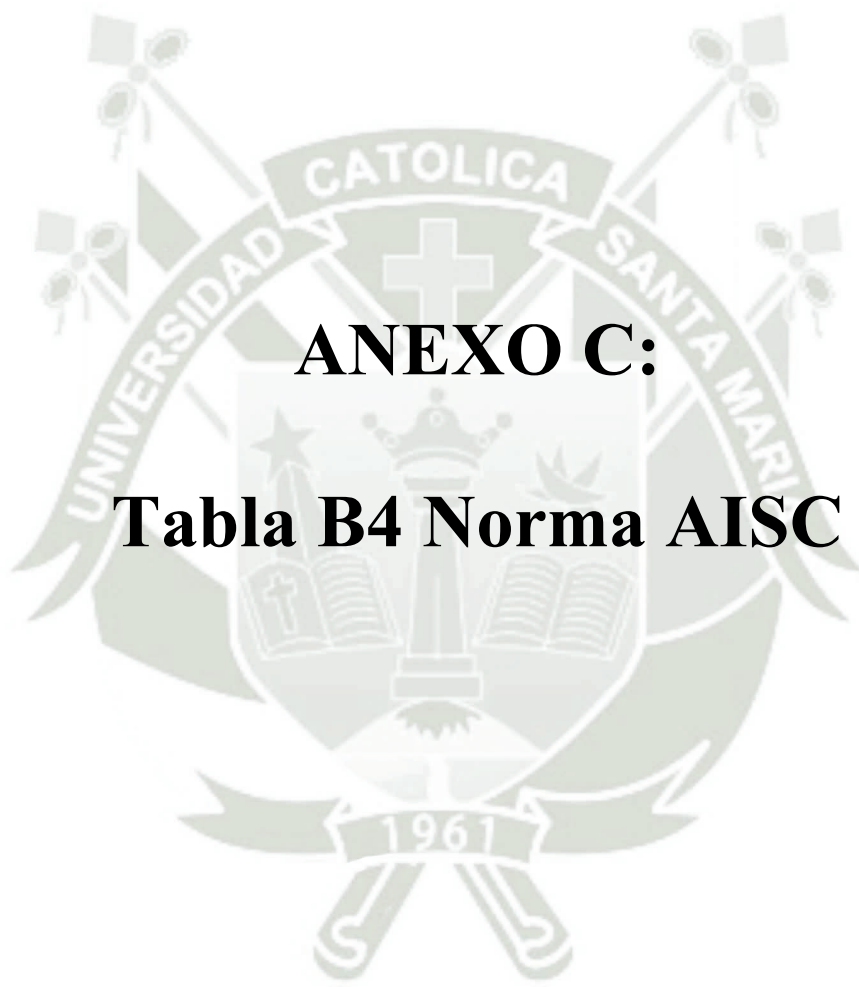
<sup>E</sup> Para láminas con anchos mayores de 24 pulg. [600 mm], el requisito de alargamiento se debe reducir en dos puntos del porcentaje. Ver la Subsección Ajustes de Requisito de alargamiento bajo la sección de ensayos de tensión de la Especificación **ASTM A6/A6M**.

## REQUERIMIENTOS COMPLEMENTARIOS

Estos requisitos no se aplican a menos que se especifique en el pedido.

Los requisitos complementarios normalizados para uso a opción del comprador, se enumeran en la norma **ASTM A6/A6M**. Se enumeran por su título aquéllos que son considerados adecuados para uso con esta norma:

S5. Charpy V-Notch Impact Test	Adicionalmente, también es conveniente el uso de los requisitos complementarios opcionales con esta norma.
S30. Charpy V-Notch Impact Test for Structural Shapes: Alternate Core Location	S97. Limitación en acero efervescente o tapado
S32. Single Heat Bundles S32.1 Bultos que contienen perfiles o barras deberán ser de una sola hornada de acero.	S97.1 El acero debe ser diferente al efervescente o tapado.



## **ANEXO C:**

### **Tabla B4 Norma AISC**

**TABLE B4.1a**  
**Width-to-Thickness Ratios: Compression Elements**  
**Members Subject to Axial Compression**

Case	Description of Element	Width-to-Thickness Ratio	Limiting Width-to-Thickness Ratio $\lambda_r$ (nonslender/slender)	Examples
Unstiffened Elements	1 Flanges of rolled I-shaped sections, plates projecting from rolled I-shaped sections; outstanding legs of pairs of angles connected with continuous contact, flanges of channels, and flanges of tees	$b/t$	$0.56 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	2 Flanges of built-up I-shaped sections and plates or angle legs projecting from built-up I-shaped sections	$b/t$	$0.64 \sqrt{\frac{k_c E}{F_y}}$ [a]	
	3 Legs of single angles, legs of double angles with separators, and all other unstiffened elements	$b/t$	$0.45 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	4 Stems of tees	$d/t$	$0.75 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
Stiffened Elements	5 Webs of doubly-symmetric I-shaped sections and channels	$h/t_w$	$1.49 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	6 Walls of rectangular HSS and boxes of uniform thickness	$b/t$	$1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	7 Flange cover plates and diaphragm plates between lines of fasteners or welds	$b/t$	$1.40 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	8 All other stiffened elements	$b/t$	$1.49 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	9 Round HSS	$D/t$	$0.11 \frac{E}{F_y}$	

Copyright American Institute of Steel Construction  
Provided by IHS under license with AISC  
Specification for Structural Steel Buildings, AISC 360-10  
No reproduction or networking permitted without license from IHSRICAN INSTITUTE C Not for Resale, 2011/11/17 21:36:49 GMT



**ANEXO D:**  
**Propiedades Mecánica de A-992**

 **A992/A992M – 11**

**TABLE 1 Chemical Requirements (Heat Analysis)**

Element	Composition, %
Carbon, max	0.23
Manganese, max	0.50 to 1.60 <sup>A</sup>
Silicon, max	0.40
Vanadium, max	0.15 <sup>B</sup>
Columbium, max	0.05 <sup>B</sup>
Phosphorus, max	0.035
Sulfur, max	0.045
Copper, max	0.60
Nickel, max	0.45
Chromium, max	0.35
Molybdenum, max	0.15

<sup>A</sup> Provided that the ratio of manganese to sulfur is not less than 20 to 1, the minimum limit for manganese for shapes with flange or leg thickness not exceeding 1 in. [25 mm] shall be 0.30 %.

<sup>B</sup> The sum of columbium and vanadium shall not exceed 0.15 %.

**TABLE 2 Tensile Requirements**

Tensile strength, min ksi [MPa]	65 [450]
Yield point, ksi [MPa]	50 to 65 [345 to 450] <sup>A</sup>
Yield to tensile ratio, max	0.85 <sup>B</sup>
Elongation in 8 in. [200 mm], min, % <sup>C</sup>	18
Elongation in 2 in. [50 mm], min, % <sup>C</sup>	21

<sup>A</sup> A maximum yield strength of 70 ksi [480 MPa] is permitted for structural shapes that are required to be tested from the web location.

<sup>B</sup> A maximum ratio of 0.87 is permitted for structural shapes that are tested from the web location.

<sup>C</sup> See elongation requirement adjustments under the Tension Tests section of Specification **A6/A6M**.

**SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS**

Supplementary requirements shall apply only if specified in the purchase order or contract.

Standardized supplementary requirements for use at the option of the purchaser are listed in Specification **A6/A6M**. Those that are considered suitable for use with this specification are listed by title:

- S1. Vacuum Treatment
- S2. Product Analysis
- S5. Charpy V-Notch Impact Test
- S8. Ultrasonic Examination
- S30. Charpy V-Notch Impact Test for Structural Shapes: Alternate Core Location

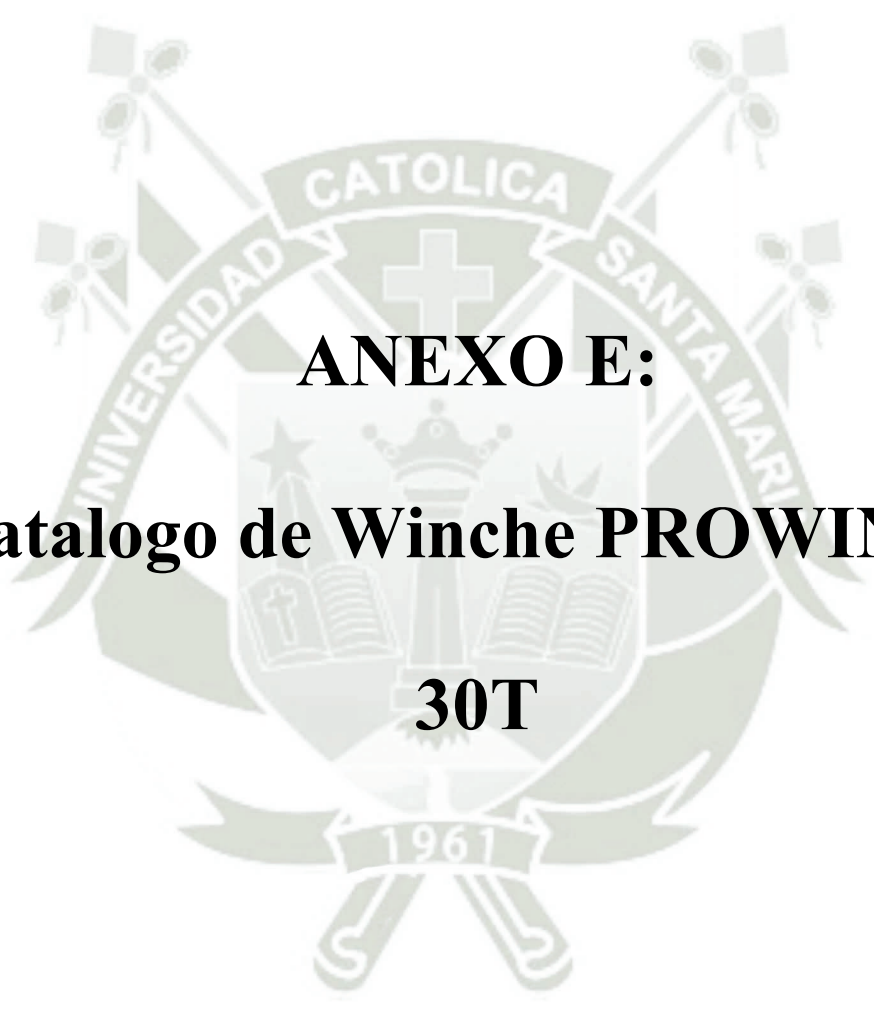
In addition, the following optional supplementary requirements are suitable for use with this specification.

- S32. Single Heat Bundles.
  - S32.1 Bundles containing shapes or bars shall be from a single heat of steel.
- S79. Maximum Tensile Strength
  - S79.1 The maximum tensile strength shall be 90 ksi [620 MPa].

**SUMMARY OF CHANGES**

Committee A01 has identified the location of selected changes to this standard since the last issue (A992/A992M–06a) that may impact the use of this standard. (Approved May 1, 2011.)

- (1) Revised 2.1 and 4.1.



**ANEXO E:**  
**Catalogo de Winche PROWINCH**  
**30T**

**ProWINCH**<sup>®</sup>  
Reg. U.S. TM. Off.

PWJ47721W



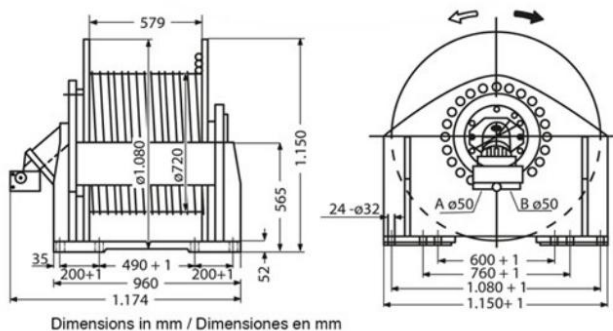
## Winche Prowinch Hidraulico 30T / 300KN 22 m/min

### Características Esenciales

- 3 Años de Garantía, Partes y Servicios Disponibles en América

### Especificaciones Técnicas

Capacidad 1ª Capa	66139 lb / 30000 kg	Cable Recomendado	ø1 1/2 in x 328 ft   ø36 mm x 100m
Velocidad /min	49-72 ft / 15-22 m	Garantía	3 Year
Numero de Velocidades	2 Variable Speed	Presión Aceite	30 MPa
Tipo de Motor	Hydraulic Motor A2Fe180/6 IWYZL10	Flujo Aceite	313 L/min
Protección IEC Motor	IP67		



Dimensions in mm / Dimensiones en mm

Imágenes Referenciales

[ftp.prowinch.co](http://ftp.prowinch.co)

Prowinch LLC Certified under  
Standard Quality Management  
Systems ISO 9001

[info@prowinch.com](mailto:info@prowinch.com)



PWJ47721W

Referential Images / Imágenes Referenciales  
Specifications may change without notice / las especificaciones pueden cambiar sin previo aviso

[ftp.prowinch.co](http://ftp.prowinch.co)

Prowinch LLC Certified under  
Standard Quality Management  
Systems ISO 9001

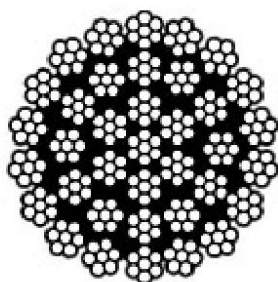
[info@prowinch.com](mailto:info@prowinch.com)



**ANEXO F:**  
**Catalogo Cable Acerado 35X7**



## CABLES DE ACERO 35x7 + 1



(180 Kg/mm<sup>2</sup>)

Díámetro nominal cable (mm.)	Díámetro alambre exterior equivalente (mm.)	Peso aproximado Kg/m	200 Kg/mm <sup>2</sup> C.R.E. (Kgs.)
16	0,84	1,29	23.200
18	0,94	1,63	29.390
20	1,04	2,01	36.280
22	1,14	2,43	43.900
24	1,24	2,89	52.250
26	1,34	3,40	61.320
28	1,46	3,94	71.120
30	1,56	4,52	81.640
32	1,65	5,14	92.890
34	1,86	6,18	99.000
36	1,97	6,30	113.000

Colón 3145 - B1752BJW  
Lomas del Mirador- Bs. As. - Rep. Arg.  
Tel.: (+54 11) **4699-4074**

info@izajes.com  
www.izajes.com





**ANEXO G:**  
**Hoja Técnica de Aceite SHELL**  
**OMALA S2 GX 220**



Technical Data Sheet

Sustituye a.: Shell Omala S2 G y Shell Omala F

## Shell Omala S2 GX 220

- *Máxima protección en:*
- *Resistencia a la oxidación*
- *Evitar el desgaste y el "Micropitting"*
- *Control de la corrosión y la formación de espuma*

*Aceites lubricantes para engranajes industriales*

Los aceites Shell Omala S2 GX son lubricantes de alta calidad con características de Extrema Presión (EP) y diseñados especialmente para la lubricación de sistemas de engranajes industriales de servicio pesado. Su alta capacidad de carga, protección contra el "Micropitting" y compatibilidad con juntas, sellos y pinturas, se combinan para ofrecer un excelente comportamiento y protección en aplicaciones de engranajes cerrados.

### DESIGNED TO MEET CHALLENGES

#### Propiedades y ventajas

- **Larga vida del aceite gracias a la estabilidad a la oxidación y a la resistencia al estrés térmico, lo que reduce el costo total de mantenimiento y amortización de activos.**

Los aceites Shell Omala S2 GX están formulados para reducir el riesgo de degradación térmica y química durante el intervalo de mantenimiento. Resisten una alta carga térmica y reducen la formación de lodos para proporcionar una mayor vida útil del aceite, incluso con temperaturas en el seno del aceite de hasta 100 ° C.

- **Excelente protección contra desgaste y Micropitting**

Shell Omala S2 GX está diseñado para ofrecer una excelente capacidad de carga y para evitar el fenómeno del "micropitting", permitiendo una larga vida útil de los componentes lubricados.

- **La eficiencia del sistema de engranajes se garantiza mediante un rendimiento optimizado de la separación de agua, liberación del aire, controlando la corrosión y reduciendo la formación de espuma**

Los lubricantes Shell Omala S2 GX aportan una combinación de excelente capacidad de separación del agua, protección contra la corrosión y una baja tendencia a la formación de espuma. El agua puede acelerar en gran medida la fatiga superficial de los engranajes y los cojinetes, así como promover la corrosión ferrosa en las superficies internas, siendo clave el proporcionar una excelente protección contra la corrosión, incluso en presencia de contaminación por agua de mar y sólidos.

Los aceites deben estar diseñados para minimizar la inevitable formación de espuma, a menudo experimentada en aplicaciones donde los tiempos de residencia del aceite en el depósito son marginales. Excelente estabilidad al cizallamiento que ha de mantener la viscosidad estable durante todo el intervalo de servicio. Se logra una mayor eficiencia y disponibilidad del sistema a través de la compatibilidad con sellos, juntas y retenes, para ayudar a evitar el riesgo de fugas. Shell Omala S2 GX es compatible con los acabados de pintura interna y externa.

#### Aplicaciones principales



- **Sistemas de engranajes industriales cerrados**

La avanzada tecnología del Shell Omala S2 GX proporciona una protección eficaz de Extrema Presión (EP) diseñada específicamente para sistemas de engranajes industriales cerrados que utilizan transmisiones de engranajes en contacto acero sobre acero, rectos, helicoidales o planetarios, incluidos sistemas altamente cargados con sistemas de circulación forzada o salpicadura.

Los aceites Shell Omala S2 GX también son adecuados para la lubricación de aplicaciones sin engranajes, que incluyen rodamientos y otros componentes con contacto acero sobre acero con sistemas de circulación forzada o de salpicadura / barboteo.

**Otras aplicaciones**

Shell ofrece una amplia gama de productos para otras aplicaciones de engranajes que tienen sus propios requisitos específicos: El uso de Lubricantes sintéticos, tal es el caso de:

- Shell Omala S4 GXV se recomienda para sistemas de engranajes donde se especifica un lubricante sintético, base PAO, donde se requiere la mayor vida útil posible o cuando se trabaja en entornos que experimentan grandes variaciones de temperatura ambientales y de trabajo.
- Shell Omala S5 Wind 320 está especialmente diseñado para aplicaciones de energía eólica: Multiplicadoras de aerogeneradores.
- Shell Omala S4 WE, Shell Morlina S4 B y Shell Omala S1 W se recomiendan para la lubricación de sistemas de engranajes de tornillo sin fin.
- Para aplicaciones de engranajes de automoción: Vehículos ligeros y pesados, incluidas equipos de obra pública, se deben usar los lubricantes de la gama Shell Spirax.
- Para sistemas de engranajes u otras aplicaciones que empleen una unidad de filtración de menos de 5 micras absolutas, consulte a su asesor técnico local de Shell y al especialista en aplicaciones de productos antes de utilizar Shell Omala S2 GX.

**Especificaciones, Aprobaciones & Recomendaciones**

**Cumple y supera los requerimientos de:**

- ISO 12925-1 Tipo CKD (ISO 220)
- ISO 12925-1 Tipo KCK (ISO 220)
- DIN 51517- Parte 3 CLP (ISO 220)
- AGMA EP 9005- F16 (ISO 220)
- AIST (US Steel) 224 (ISO 220)
- Fives Cincinnati: P-74 (ISO 220)

**Aprobado y Recomendado por:**

- Siemens AG

Homologados por Siemens MD (Flender T 7300 – Aceites minerales - ISO VG 100 a 680) para su uso en sistemas de engranajes Flender, helicoidales, cónicos, planetarios y aplicaciones marinas

Para obtener una lista completa de las aprobaciones y recomendaciones de los fabricantes de equipos (OEM), consulte a su asesor técnico o comercial de Shell.

**Características físicas típicas**

Propiedades			Method	Shell Omala S2 GX 220
Viscosidad Cinemática	@ 40°C	mm <sup>2</sup> /s (cSt)	ISO 3104	220
Viscosidad Cinemática	@ 100°C	mm <sup>2</sup> /s (cSt)	ISO 3104	19.0
Índice de Viscosidad			ISO 2909	98
Punto de Inflamación COC		°C	ISO 2592	>240
Punto de Congelación		°C	ISO 3016	-18
Densidad	@ 15°C	Kg/m <sup>3</sup>	ISO 12185	899

Estas propiedades se refieren a características físicas medias. Las características de cada producción se adaptarán a las especificaciones de Shell, por lo que pueden existir ligeras variaciones con respecto a los valores indicados.

### Seguridad, Higiene y Medio Ambiente

#### • Seguridad e Higiene

Los lubricantes Shell Omala S2 GX no producen efectos nocivos cuando se utilizan en las aplicaciones recomendadas y se respetan unas adecuadas prácticas de Seguridad e Higiene en el trabajo.

Evite el contacto con la piel. Emplee guantes impermeables si manipula el aceite usado. En caso de contacto con la piel, lávese inmediatamente con agua y jabón.

Para mayor información sobre este particular, recomendamos consultar la Ficha de Datos de Seguridad (FDS) del producto, disponible a través del Centro de Servicio al Cliente, de la Red Comercial de Shell o en <http://www.epc.Shell.com/>

#### • Proteja el medioambiente

Lleve el aceite usado a un punto de recogida autorizado. No lo derrame en desagües, suelo o agua.

### Información adicional

#### • Asistencia Técnica

Póngase en contacto con su representante técnico de Shell, que podrá ofrecerle soporte en la selección de productos y sobre las aplicaciones no incluidas en este boletín, como también orientación para extender la vida útil del aceite y minimizar sus gastos de mantenimiento.

El servicio Shell LubeAnalyst permite al operador del equipo monitorizar el estado del aceite y del equipo y tomar medidas correctivas cuando sea necesario. Esto ayuda a evitar averías y costoso tiempo de inactividad, incrementando al mismo tiempo la vida útil de los equipos.

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

## SECCIÓN 1. Identificación de la sustancia o la mezcla y de la sociedad o la empresa

### 1.1 Identificador del producto

Nombre comercial : Shell Omala S2 GX 220  
Código del producto : 001F1177

### 1.2 Usos pertinentes identificados de la sustancia o de la mezcla y usos desaconsejados

Uso de la sustancia/mezcla : Lubricante de engranajes.

Usos desaconsejados :  
Este producto no ha de usarse en aplicaciones distintas a las recomendadas en el apartado 1 sin seguir primero las recomendaciones del proveedor.

### 1.3 Datos del proveedor de la ficha de datos de seguridad

Fabricante/Proveedor : **Shell España S.A.**  
PASEO DE LA CASTELLANA, 257 - 6a PL  
28046 Madrid (España)  
Spain  
Teléfono : (+34) 902401616  
Telefax :  
Contacto de correo electrónico para la Ficha de Seguridad de Sustancia Química (MSDS) : Si desea solicitar cualquier información acerca del contenido de esta ficha de seguridad del material (SDS) contacte por correo electrónico a [lubricantSDS@shell.com](mailto:lubricantSDS@shell.com)

1.4 Teléfono de emergencia : (+34) 915370133 (Sólo será atendido en horario de oficinas)  
(+34) 915370133 (Sólo será atendido en horario de oficinas)

## SECCIÓN 2. Identificación de los peligros

### 2.1 Clasificación de la sustancia o de la mezcla

Clasificación (REGLAMENTO (CE) No 1272/2008)

En función de los datos disponibles, esta sustancia/mezcla no cumple con los criterios de clasificación.

### 2.2 Elementos de la etiqueta

Etiquetado (REGLAMENTO (CE) No 1272/2008)

Pictogramas de peligro : No se requiere ningún símbolo de peligro

1 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

Palabra de advertencia : Sin palabra de advertencia

Indicaciones de peligro : PELIGROS FISICOS:  
No está clasificado como un peligro físico según los criterios del sistema CLP.  
PELIGROS PARA LA SALUD:  
No está clasificado como un peligro para la salud según los criterios del Sistema Armonizado Mundial (CLP).  
PELIGROS MEDIOAMBIENTALES:  
No se clasifican como amenaza ambiental según los criterios de CEE.

Consejos de prudencia : **Prevención:** Sin frases de prudencia.  
**Intervención:** Sin frases de prudencia.  
**Almacenamiento:** Sin frases de prudencia.  
**Eliminación:** Sin frases de prudencia.

Puede solicitarse la ficha de datos de seguridad.

Componentes sensibilizadores : Contiene Alquil poliamida.  
Puede provocar una reacción alérgica.

### 2.3 Otros peligros

Esta mezcla no contiene ninguna sustancia registrada bajo REACH que haya sido evaluada como persistente, bioacumulativa y tóxica (PBT) o muy persistente y muy bioacumulativa (mPmB). El contacto prolongado o repetido en una piel no adecuadamente limpia puede obstruir los poros de la piel provocando disfunciones como acné producido por salpicaduras de aceite o foliculitis. El aceite usado puede contener impurezas nocivas. No está clasificado como inflamable pero puede arder.

## SECCIÓN 3. Composición/información sobre los componentes

### 3.2 Mezclas

Naturaleza química : Aceites minerales altamente refinados y aditivos.  
El aceite mineral altamente refinado contiene < 3% (p/p) de extracto de DMSO de acuerdo con IP346.

#### Componentes peligrosos

Nombre químico	No. CAS No. CE Número de registro	Clasificación (REGLAMENTO (CE) No 1272/2008)	Concentración [%]

2 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

Alkyl polyamide	701-204-9 01-2119960832-33	Skin Irrit.2; H315 Skin Sens.1; H317 Eye Irrit.2; H319	< 0,9
-----------------	-------------------------------	--	-------

Para la explicación de las abreviaturas véase la sección 16.

## SECCIÓN 4. Primeros auxilios

### 4.1 Descripción de los primeros auxilios

- Protección de los socorristas : Cuando se administren primeros auxilios, asegúrese de utilizar los equipos de protección personal apropiados de acuerdo al incidente, la lesión y los alrededores.
- Si es inhalado : En condiciones normales de uso no se requiere ningún tratamiento.  
Si los síntomas persisten, obtener consejo médico.
- En caso de contacto con la piel : Quitar la ropa contaminada. Lavar el área expuesta con agua y después lavar con jabón, si hubiera.  
Si la irritación continúa, obtener atención médica.
- En caso de contacto con los ojos : Limpie los ojos con agua abundante.  
Quitar las lentes de contacto, si lleva y resulta fácil. Seguir aclarando.  
Si la irritación continúa, obtener atención médica.
- Por ingestión : Por lo general no es necesario administrar tratamiento a menos que se hayan ingerido grandes cantidades, no obstante, obtener consejo médico.

### 4.2 Principales síntomas y efectos, agudos y retardados

- Síntomas : Los signos y síntomas de acné producido por salpicaduras de aceite o foliculitis pueden incluir la formación de pústulas negras y manchas en las áreas de exposición de la piel.  
La ingestión puede provocar náuseas, vómitos y/o diarrea.

### 4.3 Indicación de toda atención médica y de los tratamientos especiales que deban dispensarse inmediatamente

- Tratamiento : Notas para el médico:  
Dar tratamiento sintomático.

## SECCIÓN 5. Medidas de lucha contra incendios

### 5.1 Medios de extinción

3 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

- |                                   |   |  |
|-----------------------------------|---|--|
| Medios de extinción apropiados    | : | Espuma, agua pulverizada o en forma de neblina. Puede usarse polvo químico seco, dióxido de carbono, arena o tierra solamente para incendios pequeños. |
| Medios de extinción no apropiados | : | No se debe echar agua a chorro.  |

#### 5.2 Peligros específicos derivados de la sustancia o la mezcla

- |   |   |   |
|---|---|---|
| Peligros específicos en la lucha contra incendios | : | Los productos de combustión peligrosos pueden contener: Una mezcla compleja de partículas sólidas (en suspensión) y líquidas, y gases (humo). Si se produce combustión incompleta, puede originarse monóxido de carbono. Compuestos orgánicos e inorgánicos no identificados. |
|---|---|---|

#### 5.3 Recomendaciones para el personal de lucha contra incendios

- |  |   |  |
|--|---|--|
| Equipo de protección especial para el personal de lucha contra incendios | : | Se debe usar un equipo de protección adecuado incluidos guantes resistentes a químicos; se recomienda el uso de un traje resistente a químicos si se espera tener contacto prolongado con el producto derramado. Se debe usar un equipo de respiración autónomo en caso de acercarse al fuego en un espacio confinado. Se debe escoger la vestimenta del bombero aprobada según las normas (p. ej. Europa: EN469). |
| Métodos específicos de extinción   | : | Usar medidas de extinción que sean apropiadas a las circunstancias del local y a sus alrededores.  |

## SECCIÓN 6. Medidas en caso de vertido accidental

### 6.1 Precauciones personales, equipo de protección y procedimientos de emergencia

- |                         |   |   |
|-------------------------|---|---|
| Precauciones personales | : | 6.1.1 Para personal que no es de emergencia:<br>Evítese el contacto con los ojos y la piel.<br>6.1.2 Para personal de emergencias:<br>Evítese el contacto con los ojos y la piel. |
|-------------------------|---|---|

### 6.2 Precauciones relativas al medio ambiente

- |  |   |   |
|--|---|---|
| Precauciones relativas al medio ambiente | : | Usar un contenedor apropiado para evitar la contaminación del medio ambiente. Prevenir su extensión o entrada en desagües, canales o ríos mediante el uso de arena, tierra u otras barreras apropiadas. |
|--|---|---|

Las autoridades locales deben de ser informadas si los derrames importantes no pueden ser contenidos.

### 6.3 Métodos y material de contención y de limpieza

- |                     |   |   |
|---------------------|---|---|
| Métodos de limpieza | : | Resbaloso al derramarse. Evite accidentes, limpie |
|---------------------|---|---|

4 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

inmediatamente.  
Evitar su extensión con arena, tierra u otro material de contención.  
Recolectar el líquido directamente o en un absorbente.  
Absorber los residuos con un absorbente como arcilla, arena u otro material adecuado y eliminar debidamente.

#### 6.4 Referencia a otras secciones

En el Capítulo 8 de esta Hoja de Seguridad podrá encontrar una guía para la selección de los equipos de protección personal., En el Capítulo 13 de esta Hoja de Seguridad podrá encontrar una guía para la disposición de material derramado.

## SECCIÓN 7. Manipulación y almacenamiento

**Precauciones Generales** : Use una ventilación local por aspiración si existe riesgo de inhalación de vapores, neblinas o aerosoles.  
Usar la información en esta ficha como datos de entrada en una evaluación de riesgos de las circunstancias locales con el objeto de determinar los controles apropiados para el manejo, almacenamiento y eliminación seguros de este material.

#### 7.1 Precauciones para una manipulación segura

**Consejos para una manipulación segura** : Evite el contacto prolongado o repetido con la piel.  
Evitar la inhalación de vapor y/o nebulizaciones.  
Si se manipula el producto en bidones / tambores, usar calzado de seguridad y equipo apropiado de manejo.  
Eliminar debidamente cualquier trapo contaminado o materiales de limpieza a fin de evitar incendios.

**Trasvase de Producto** : Se deben utilizar procedimientos adecuados de conexión a tierra y de unión durante todas las operaciones de transferencia a granel para evitar la acumulación estática.

#### 7.2 Condiciones de almacenamiento seguro, incluidas posibles incompatibilidades

**Otros datos** : Mantenga los contenedores herméticamente cerrados y en un lugar fresco y bien ventilado. Use contenedores identificados de forma adecuada y susceptibles de cierre.

Almacene a temperatura ambiente.

Consulte la sección 15 para información adicional sobre legislación específica acerca del envasado y almacenamiento de este producto.

**Material de embalaje** : Material apropiado: Para contenedores o revestimientos de contenedores, use acero suave o polietileno de alta densidad.  
Material inapropiado: PVC

**Consejo en el Recipiente** : Los contenedores de polietileno no deberían exponerse a

5 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

altas temperaturas debido a posible riesgo de deformación.

### 7.3 Usos específicos finales

Usos específicos : No aplicable

## SECCIÓN 8. Controles de exposición/protección individual

### 8.1 Parámetros de control

#### Límites de exposición profesional

Componentes	No. CAS	Tipo de valor (Forma de exposición)	Parámetros de control	Base
Aceites minerales, nieblas		TWA	5 mg/m3	EE. UU. Valores límite de exposición de la ACGIH
Aceites minerales, nieblas			10 mg/m3	ES VLA
Aceites minerales, nieblas		TWA	5 mg/m3	ES VLA

#### Límites biológicos de exposición profesional

Ningún límite biológico asignado.

#### Métodos de Control

Es posible que se requiera monitorear la concentración de las sustancias en la zona de respiración de los trabajadores o en el lugar laboral general para confirmar que se cumpla con un límite de exposición ocupacional (OEL) y con la idoneidad de los controles de exposición. Para algunas sustancias es posible que también sea apropiado el monitoreo biológico.

Una persona competente debe aplicar métodos de medición de exposición validados y un laboratorio acreditado debe analizar las muestras.

Abajo se dan ejemplos de fuentes de métodos recomendados de medición del aire. Pueden haber otros métodos nacionales.

National Institute of Occupational Safety and Health (NIOSH), USA: Manual of Analytical Methods <http://www.cdc.gov/niosh/>

Occupational Safety and Health Administration (OSHA), USA: Sampling and Analytical Methods <http://www.osha.gov/>

Health and Safety Executive (HSE), UK: Methods for the Determination of Hazardous Substances <http://www.hse.gov.uk/>

Institut für Arbeitsschutz Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Germany.

<http://www.dguv.de/inhalt/index.jsp>

L'Institut National de Recherche et de Sécurité, (INRS), France <http://www.inrs.fr/accueil>

### 8.2 Controles de la exposición

**Medidas de ingeniería** El nivel de protección y los tipos de controles necesarios variarán

6 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

dependiendo de las potenciales condiciones de exposición. Seleccionar controles basados en una valoración de riesgos de las circunstancias locales. Las medidas a tomar apropiadas incluyen las relacionadas con:

Ventilación adecuada para controlar las concentraciones suspendidas en el aire.

Cuando el material se calienta, atomiza, o se forma niebla, existe un riesgo potencial mayor de que se generen concentraciones suspendidas en el aire.

#### Información general:

Defina los procedimientos de manipulación segura y mantenimiento de los controles.

Eduque y capacite a los trabajadores acerca de los peligros y las medidas de control relevantes para las actividades normales asociadas a este producto.

Asegúrese de seleccionar, probar y mantener adecuadamente los equipos que se usan para controlar la exposición, ej. equipos de protección personal, ventilación de escape local.

Apagar los sistemas antes de abrir o mantener del equipamiento.

Guardar sellados los desagües hasta la evacuación o para reciclar posteriormente.

Siempre cumpla las medidas de buena higiene personal, como lavarse las manos después de manipular el material y antes de comer, beber o fumar. Lave rutinariamente la ropa de trabajo y los equipos de protección para quitar los contaminantes. Descarte la ropa contaminada y el calzado que no se haya podido limpiar. Siga prácticas de buena limpieza de las instalaciones.

#### Protección personal

La información proporcionada se realizó de acuerdo con la directiva de EPI (Directiva del Consejo 89/686/EEC) y los estándares del Comité Europeo de Normalización (CEN).

El equipo de protección individual (EPI) debe satisfacer las normas nacionales recomendadas. Comprobar con los proveedores de equipo de protección personal.

Protección de los ojos : Si el material se maneja de una manera tal que pudiera salpicarse en los ojos, se recomienda usar equipo protector para los ojos.  
Aprobado según la Norma EN166 de la UE.

Protección de las manos

Observaciones : Cuando se pueda producir contacto de las manos con el producto, el uso de guantes homologados, según normas aceptadas, (p.ej. EN374 en Europa y F739 en EE.UU.) producidos de los siguientes materiales puede proporcionar protección química adecuada: Guantes de PVC, neopreno o caucho de nitrilo. La idoneidad y durabilidad de un guante es dependiente de su uso, p.ej., frecuencia y duración de contacto, resistencia química del material del guante, destreza. Siempre solicite consejo de los proveedores de guantes. Deberán cambiarse los guantes contaminados. La higiene personal es un elemento clave para el cuidado eficaz de las manos. Los guantes tienen que usarse sólo con las manos limpias. Después de usar los guantes, las manos deberían lavarse y secarse concienzudamente. Se recomienda el uso de una emulsión hidratante no perfumada.

7 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

En el caso de contacto continuo le recomendamos el uso de guantes con un tiempo de permeabilidad de más de 240 minutos, preferentemente para > 480 minutos si se pueden identificar guantes apropiados. Para protección a corto plazo o de salpicaduras recomendamos lo mismo, pero reconocemos que puede no haber disponibles guantes con este nivel de protección y en este caso puede ser aceptable un tiempo de permeabilidad menor, siempre y cuando se sigan regímenes apropiados de mantenimiento y reemplazo. El grosor de los guantes no es una buena forma de predecir la resistencia a un químico, ya que esta depende de la composición exacta del material de los guantes. Dependiendo de la marca y el modelo, los guantes deben tener un grosor mayor de 0,35 mm.

**Protección de la piel y del cuerpo** : Generalmente no se requiere protección para la piel aparte de la ropa / indumentaria normal de trabajo. Es buena práctica usar guantes resistentes a productos químicos.

**Protección respiratoria** : En condiciones normales de uso no se precisa, comúnmente, protección respiratoria. Observando buenas prácticas de higiene industrial, se deben tomar precauciones para evitar la inhalación de producto. Si los controles de ingeniería no mantienen las concentraciones en aire a un nivel adecuado para proteger la salud de los trabajadores, seleccionar un equipo de protección respiratoria para las condiciones de uso específicas y que cumpla la legislación en vigor. Comprobar con los proveedores de equipos de protección respiratoria. Cuando los respiradores con filtro de aire sean adecuados, elegir una combinación adecuada de máscara y filtro. Seleccionar un filtro adecuado para combinaciones de partículas / gases y vapores orgánicos (punto de ebullición < 65°C) (149°F) cumpliendo la norma EN14387.

**Peligros térmicos** : No aplicable

#### Controles de exposición medioambiental

**Recomendaciones generales** : Tomar las medidas necesarias para cumplir con los requisitos relevantes de la legislación ambiental. Evitar contaminación al medio ambiente siguiendo las indicaciones del Apartado 6. En caso necesario, prevenir la descarga de material no diluido en las aguas residuales. Las aguas residuales deben ser tratadas en una planta de tratamiento industrial o municipal

8 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

antes de descargar a cauces de agua.  
Los sistemas de aspiración de vapores deberán diseñarse observando los reglamentos locales sobre límites de emisión de de sustancias volátiles en vigor.

## SECCIÓN 9. Propiedades físicas y químicas

### 9.1 Información sobre propiedades físicas y químicas básicas

Aspecto	: Líquido a temperatura ambiente.
Color	: marrón
Olor	: Hidrocarburo ligero
Umbral olfativo	: Datos no disponibles
pH	: No aplicable
Temperature de escurrimiento	: -18 °C Método: ISO 3016
Punto inicial de ebullición e intervalo de ebullición	: > 280 °C Valor(es) estimado(s)
Punto de inflamación	: 240 °C Método: ISO 2592
Tasa de evaporación	: Datos no disponibles
Inflamabilidad (sólido, gas)	: Datos no disponibles
Límite superior de explosividad	: Valor típico 10 %(V)
Límites inferior de explosividad	: Valor típico 1 %(V)
Presión de vapor	: < 0,5 Pa (20 °C) Valor(es) estimado(s)
Densidad relativa del vapor	: > 1 Valor(es) estimado(s)
Densidad relativa	: 0,899 (15 °C)
Densidad	: 899 kg/m <sup>3</sup> (15,0 °C) Método: ISO 12185
Solubilidad(es)	
Solubilidad en agua	: despreciable
Solubilidad en otros disolventes	: Datos no disponibles
Coefficiente de reparto n-	: log Pow: > 6 (basado en la información de productos)

9 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

octanol/agua	similares)
Temperatura de auto-inflamación	: > 320 °C
Temperatura de descomposición	: Datos no disponibles
Viscosidad	
Viscosidad, dinámica	: Datos no disponibles
Viscosidad, cinemática	: 220 mm <sup>2</sup> /s (40,0 °C) Método: ISO 3104
	19,4 mm <sup>2</sup> /s (100 °C) Método: ISO 3104
Propiedades explosivas	: No clasificado
Propiedades comburentes	: Datos no disponibles

#### 9.2 Otra información

Conductibilidad	: Este material no debería acumular estática.
-----------------	---

## SECCIÓN 10. Estabilidad y reactividad

### 10.1 Reactividad

El producto no presenta otras amenazas de reactividad además de las enumeradas en el siguiente subpárrafo.

### 10.2 Estabilidad química

Estable.

No se espera una reacción peligrosa al manipular y almacenar de acuerdo con las indicaciones.

### 10.3 Posibilidad de reacciones peligrosas

Reacciones peligrosas : Reacciona con agentes oxidantes fuertes.

### 10.4 Condiciones que deben evitarse

Condiciones que deben evitarse : Temperaturas extremas y luz directa del sol.

### 10.5 Materiales incompatibles

Materias que deben evitarse : Agentes oxidantes fuertes

### 10.6 Productos de descomposición peligrosos

Productos de descomposición : No se descompone si se almacena y aplica como se indica.

10 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

peligrosos

## SECCIÓN 11. Información toxicológica

### 11.1 Información sobre los efectos toxicológicos

- Criterios de Valoración : La información que aquí aparece está basada en datos sobre los componentes y en la toxicología de productos similares. A menos que se indique lo contrario, los datos presentados representan al producto en su totalidad y no los componentes individuales.
- Información sobre posibles vías de exposición : El contacto con la piel y los ojos son las rutas primarias de exposición, aunque puede ocurrir exposición después de una ingestión accidental.

#### Toxicidad aguda

##### Producto:

- Toxicidad oral aguda : DL50 rata: > 5.000 mg/kg  
Observaciones: Toxicidad baja:  
A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.
- Toxicidad aguda por inhalación : Observaciones: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.
- Toxicidad cutánea aguda : DL50 conejo: > 5.000 mg/kg  
Observaciones: Toxicidad baja:  
A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Corrosión o irritación cutáneas

##### Producto:

Observaciones: Levemente irritante para la piel., El contacto prolongado o repetido en una piel no adecuadamente limpia puede obstruir los poros de la piel provocando disfunciones como acné producido por salpicaduras de aceite o foliculitis., A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Lesiones o irritación ocular graves

##### Producto:

Observaciones: Levemente irritante para la vista., A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Sensibilización respiratoria o cutánea

11 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

#### Producto:

Observaciones: Para sensibilización respiratoria o de la piel.: No es un sensibilizador., A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Mutagenicidad en células germinales

##### Producto:

: Observaciones: No mutagénico, A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Carcinogenicidad

##### Producto:

Observaciones: No es carcinógeno., A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

Observaciones: El producto contiene aceites minerales que no demuestran ser carcinogénicos en estudios de aplicación en la piel de animales., Los aceites minerales altamente refinados no están clasificados como carcinogénicos por la International Agency Research on Cancer (IARC - Agencia Internacional para la Investigación del Cáncer).

Material	GHS/CLP Carcinogenicidad Clasificación
Aceite mineral altamente refinado	No está clasificado como carcinógeno

#### Toxicidad para la reproducción

##### Producto:

: Observaciones: No es tóxico para el desarrollo., No perjudica la fertilidad., A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Toxicidad específica en determinados órganos (STOT) - exposición única

##### Producto:

Observaciones: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

#### Toxicidad específica en determinados órganos (STOT) - exposición repetida

##### Producto:

Observaciones: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.

12 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

#### Toxicidad por aspiración

**Producto:**

No representa un riesgo por aspiración.

#### Otros datos

**Producto:**

Observaciones: Los aceites usados pueden contener impurezas nocivas acumuladas durante el uso. La concentración de tales impurezas dependerá del uso y puede ocasionar riesgos para la salud y el medio ambiente., TODO el aceite usado debería manipularse con precaución y evitar el contacto con la piel en la medida de lo posible.

Observaciones: Irrita ligeramente el sistema respiratorio.

Observaciones: Puede haber clasificaciones de otras autoridades en diferentes marcos reglamentarios.

**(carcinógenas, mutágenas o tóxicas para la reproducción)**

Mutagenicidad en células germinales- Valoración : Este producto no cumple los criterios de clasificación de las categorías 1A/1B.

Carcinogenicidad - Valoración : Este producto no cumple los criterios de clasificación de las categorías 1A/1B.

Toxicidad para la reproducción - Valoración : Este producto no cumple los criterios de clasificación de las categorías 1A/1B.

## SECCIÓN 12. Información ecológica

### 12.1 Toxicidad

Criterios de Valoración : Los datos ecotoxicológicos no se han determinado específicamente para este producto. La información emitida se basa en el conocimiento de los componentes y en la ecotoxicología de productos similares. A menos que se indique lo contrario, los datos presentados representan al producto en su totalidad y no los componentes individuales.(LL/EL/IL50 expresado como la cantidad nominal de producto requerido para preparar extracto de ensayo acuoso).

**Producto:**

13 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

Toxicidad para los peces (Toxicidad aguda)	: Observaciones: LL/EL/IL50 >100 mg/l Prácticamente no tóxico: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.
Toxicidad para crustáceos (Toxicidad aguda)	: Observaciones: LL/EL/IL50 >100 mg/l Prácticamente no tóxico: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.
Toxicidad para algas y plantas acuáticas (Toxicidad aguda)	: Observaciones: LL/EL/IL50 >100 mg/l Prácticamente no tóxico: A la vista de los datos disponibles, no se cumplen los criterios de clasificación.
Toxicidad para los peces (Toxicidad crónica)	: Observaciones: Datos no disponibles
Toxicidad para crustáceos (Toxicidad crónica)	: Observaciones: Datos no disponibles
Toxicidad para microorganismos (Toxicidad aguda)	: Observaciones: Datos no disponibles

#### 12.2 Persistencia y degradabilidad

##### Producto:

Biodegradabilidad	: Observaciones: No es fácilmente biodegradable., Los constituyentes principales son inherentemente biodegradables, pero contienen componentes que pueden persistir en el medio ambiente.
-------------------	---

#### 12.3 Potencial de bioacumulación

##### Producto:

Bioacumulación	: Observaciones: Contiene componentes potencialmente bioacumulativos.
Coeficiente de reparto n-octanol/agua	: log Pow: > 6 Observaciones: (basado en la información de productos similares)

#### 12.4 Movilidad en el suelo

##### Producto:

Movilidad	: Observaciones: Líquido en la mayoría de las condiciones ambientales., Si penetra en el suelo, se adsorberá hasta convertirse en partículas y perderá su movilidad. Observaciones: Flota sobre el agua.
-----------	---

#### 12.5 Resultados de la valoración PBT y mPmB

##### Producto:

14 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

Valoración : Esta mezcla no contiene ninguna sustancia registrada bajo REACH que haya sido evaluada como persistente, bioacumulativa y tóxica (PBT) o muy persistente y muy bioacumulativa (mPmB).

#### 12.6 Otros efectos adversos

##### Producto:

Información ecológica complementaria : No tiene potencial de agotamiento de la capa de ozono, potencial de creación de ozono fotoquímico ni potencial de calentamiento global. El producto es una mezcla de componentes no volátiles, que no se liberarán en el aire en cantidades considerables bajo condiciones de uso normales. Mezcla poco soluble. Provoca contaminación física de los organismos acuáticos. El aceite mineral no provoca toxicidad crónica a los organismos acuáticos en concentraciones inferiores a 1 mg/l.

## SECCIÓN 13. Consideraciones relativas a la eliminación

### 13.1 Métodos para el tratamiento de residuos

Producto : Recuperar o reciclar si es posible.  
Es responsabilidad del productor de residuos determinar la toxicidad y las propiedades físicas del material producido para determinar la clasificación de residuos apropiada y los métodos de eliminación de conformidad con los reglamentos en vigor.  
No eliminar enviando al medio ambiente, drenajes o cursos de agua.

No deberá permitirse que el producto residual contamine el suelo o el agua subterránea, o eliminarse en el medio ambiente.

Los residuos, los derrames o el producto usado, son desechos peligrosos.

Envases contaminados : Eliminar según la legislación vigente, utilizando los servicios de un proveedor reconocido. Debe determinarse con antelación la competencia y capacidad del colector o del gestor / contratista.  
La eliminación debe hacerse de conformidad con las leyes y reglamentos regionales, nacionales y locales en vigor.

Legislación local

Catálogo de desechos

Código UE de eliminación de desechos (EWC):

15 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

Número de identificación de residuo :

13 02 05\*

Observaciones :

La eliminación debe hacerse de conformidad con las leyes y reglamentos regionales, nacionales y locales en vigor.

La clasificación de los residuos es siempre la responsabilidad del usuario final.

## SECCIÓN 14. Información relativa al transporte

### 14.1 Número ONU

ADR : No está clasificado como producto peligroso.  
RID : No está clasificado como producto peligroso.  
IMDG : No está clasificado como producto peligroso.  
IATA : No está clasificado como producto peligroso.

### 14.2 Designación oficial de transporte de las Naciones Unidas

ADR : No está clasificado como producto peligroso.  
RID : No está clasificado como producto peligroso.  
IMDG : No está clasificado como producto peligroso.  
IATA : No está clasificado como producto peligroso.

### 14.3 Clase(s) de peligro para el transporte

ADR : No está clasificado como producto peligroso.  
RID : No está clasificado como producto peligroso.  
IMDG : No está clasificado como producto peligroso.  
IATA : No está clasificado como producto peligroso.

### 14.4 Grupo de embalaje

ADR : No está clasificado como producto peligroso.  
RID : No está clasificado como producto peligroso.  
IMDG : No está clasificado como producto peligroso.  
IATA : No está clasificado como producto peligroso.

### 14.5 Peligros para el medio ambiente

ADR : No está clasificado como producto peligroso.  
RID : No está clasificado como producto peligroso.  
IMDG : No está clasificado como producto peligroso.

### 14.6 Precauciones particulares para los usuarios

Observaciones : Precauciones especiales: Consulte el Capítulo 7, Manipulación y almacenamiento, para conocer las precauciones especiales que el usuario debe tener en cuenta o respetar en relación con el transporte.

### 14.7 Transporte a granel con arreglo al anexo II del Convenio Marpol 73/78 y del Código IBC

No aplicable al producto suministrado. Las normas MARPOL se aplican al transporte a granel por mar.

16 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

## SECCIÓN 15. Información reglamentaria

### 15.1 Reglamentación y legislación en materia de seguridad, salud y medio ambiente específicas para la sustancia o la mezcla

REACH - Lista de sustancias sujetas a autorización (Anexo XIV) : El producto no está sujeto a la autorización bajo REACH.

Compuestos orgánicos volátiles : 0 %

Otras regulaciones : La información reglamentaria no pretende ser extensa. Pueden aplicarse otras reglamentaciones a este material.

Reglamento (CE) n.º 1907/2006 del Parlamento Europeo y del Consejo, del 18 de diciembre de 2006, relativo al registro, la evaluación, la autorización y la restricción de las sustancias y preparados químicos (REACH), anexo XIV.

Reglamento (CE) n.º 1907/2006 del Parlamento Europeo y del Consejo, del 18 de diciembre de 2006, relativo al registro, la evaluación, la autorización y la restricción de las sustancias y preparados químicos (REACH), anexo XVII.

Directiva 2004/37/CE relativa a la protección de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición a agentes carcinógenos o mutágenos durante el trabajo y sus modificaciones.

Directiva 1994/33/CE relativa a la protección de los jóvenes en el trabajo y sus modificaciones.

Directiva 92/85/CEE del Consejo relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud en el trabajo de las trabajadoras embarazadas, que hayan dado a luz o estén en período de lactancia y sus modificaciones.

#### Los componentes de este producto están presentados en los inventarios siguientes:

EINECS : Todos los componentes listados o polímero (exento).  
TSCA : Listados todos los componentes.

### 15.2 Evaluación de la seguridad química

El proveedor no ha realizado evaluaciones de la seguridad química de esta sustancia/mezcla.

## SECCIÓN 16. Otra información

17 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

#### Texto completo de las Declaraciones-H

H315 Provoca irritación cutánea.  
H317 Puede provocar una reacción alérgica en la piel.  
H319 Provoca irritación ocular grave.

#### Texto completo de otras abreviaturas

Eye Irrit. Irritación ocular  
Skin Irrit. Irritación cutáneas  
Skin Sens. Sensibilización cutánea

Referencias principales de las abreviaturas usadas en esta hoja de seguridad : Las abreviaciones y los acrónimos estándar que se usan en este documento se pueden buscar en publicaciones de referencia (ej. diccionarios científicos) o en sitios Web.

ACGIH = Conferencia Americana de higienistas Industriales gubernamentales  
ADR = Acuerdo europeo relativo al transporte internacional de mercancías peligrosas por carretera  
AICS = Inventario Australiano de Sustancias Químicas  
ASTM = Sociedad Americana de pruebas de Materiales  
BEL = Límites de exposición biológicos  
BTEX = Benceno, tolueno, etilbenceno, xilenos  
CAS = Servicio de Químicos Abstractos  
CEFIC = Consejo Europeo de la Industria Química  
CLP = Clasificación, Embalaje y Etiquetado  
COC = Método en vaso abierto de Cleveland  
DIN = Deutsches Institut für Normung  
DMEL = Nivel derivado con efecto mínimo  
DNEL = Nivel sin efecto derivado  
DSL = Lista de Sustancias Domésticas de Canadá  
EC = Comisión Europea  
EC50 = Nivel Efectivo 50  
ECETOC = Centro Europeo de Eco toxicología y Toxicología de Químicos  
ECHA = Agencia Europea de Químicos  
EINECS = Inventario Europeo de Sustancias Químicas Comerciales Existentes  
EL50 = Carga eficaz cincuenta  
ENCS = Inventario Japonés de existentes y nuevas sustancias químicas  
EWC = Código Europeo de Residuos  
GHS = Sistema Globalmente Armonizado de Clasificación y Etiquetado de Químicos  
IARC = Agencia Internacional de Investigación del Cáncer  
IATA = Asociación de Transporte Aéreo Internacional  
IC50 = Concentración 50 Inhibidora  
IL50 = Nivel 50 inhibidor  
IMDG = Código Marítimo Internacional de Mercancías Peligrosas  
INV = Inventario Químico de China  
IP346 = Test N° 346 del Instituto de Petróleo para la

18 / 20

800001029885  
ES

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

determinación de los Aromáticos Poli cíclicos DMSO - extraíbles  
 KECI = Inventario Coreano de Químicos Existentes  
 LC50 = Concentración Letal 50  
 LD50 = Dosis letal para el 50%  
 LL/EL/IL = Carga Letal / Carga Efectiva / Carga inhibitoria  
 LL50 = Nivel Letal 50  
 MARPOL = Convención Internacional para la prevención de la contaminación de barcos  
 NOEC/NOEL = Concentración con Efectos No Observados / Nivel de Efectos No Observados  
 OE\_HPVS = Exposición laboral - Elevado volumen de producción  
 PBT = Persistente, Bioacumulativo y Tóxico  
 PICCS = Inventario Filipino de químicos y sustancias químicas  
 PNEC = Concentración de no efectos previsible  
 REACH = Registro, Evaluación y Autorización de químicos  
 RID = Reglamento relativo al transporte internacional de mercancías peligrosas por ferrocarril  
 SKIN\_DES = Designación para la piel  
 STEL = Limite de exposición a corto tiempo  
 TRA = Evaluación del Riesgo Especifica  
 TSCA = Ley Americana de Control de Sustancias Químicas  
 TWA = Media Ponderada en el Tiempo  
 vPvB = Muy Persistente y muy Acumulativo

#### Otros datos

Consejos relativos a la formación :

Debe disponer a los trabajadores la información y la formación práctica suficientes.

Otra información :

No se adjunta un Anexo de Situación de Exposición a esta hoja de datos de seguridad, ya que es una mezcla no clasificada que no contiene sustancias peligrosas.

Una barra vertical (|) en el margen izquierdo indica una modificación con respecto a la versión anterior.

Fuentes de los principales datos utilizados para elaborar la ficha :

Los datos citados provienen, sin limitaciones, de una o más fuentes de información (ej. datos toxicológicos de los Servicios de Salud de Shell, datos de los proveedores de materiales, CONCAWE, la base de datos IUCLID de la Unión Europea, la reglamentación 1272/2008 de la CE, etc.).

## FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

De conformidad con el Reglamento de la CE No. 1907/2006, rectificado en la fecha de esta SDS

### Shell Omala S2 GX 220

Versión 1.6

Fecha de revisión 13.02.2020

Fecha de impresión 14.02.2020

La información contenida en este documento, está basada en nuestros conocimientos actuales y es nuestra intención describir el producto solamente en relación con la salud, la seguridad y el medio ambiente. Por lo tanto, no deberá interpretarse como garantía de ninguna propiedad específica del producto. En consecuencia, corresponde al usuario bajo su exclusiva responsabilidad, decidir si estas informaciones son apropiadas y útiles.



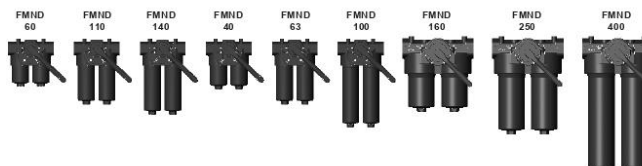
**ANEXO H:**  
**Catálogo de Filtro HYDAC**

# HYDAC INTERNATIONAL



## Change-Over Inline Filter FMND to DIN 24550\*, up to 400 l/min, up to 250 bar

\*Filters and filter elements also available in HYDAC dimensions (FMND 40 to 140 only)



### 1. TECHNICAL SPECIFICATIONS

#### 1.1 FILTER HOUSING

##### Construction

The filter housings are designed in accordance with international regulations. They consist of a filter head with built-in change-over valve and screw-in filter bowls.

Standard equipment:

- without bypass valve
- connection for a clogging indicator
- oil drain plug (FMND 160 to 400)

#### 1.2 FILTER ELEMENTS

HYDAC filter elements are validated and their quality is constantly monitored according to the following standards:

- ISO 2941, ISO 2942, ISO 2943, ISO 3724, ISO 3968, ISO 11170, ISO 16889

Filter elements are available with the following pressure stability values:

Optimicon® (ON) <sup>1)</sup> :	20 bar
Betamicon® (BN4HC) <sup>2)</sup> :	20 bar
Betamicon® (BH4HC):	210 bar
Wire mesh (W/H/C, W) <sup>3)</sup> :	20 bar

<sup>1)</sup> only for FLND 60, 110, 140

<sup>2)</sup> only for FLND 40, 63, 100, 160, 250, 400

<sup>3)</sup> only for FLND 40-140

### 1.3 FILTER SPECIFICATIONS

Nominal pressure	210 bar (FMND 160 to 400) 250 bar (FMND 40 to 140)
Fatigue strength	At nominal pressure 10 <sup>6</sup> cycles from 0 to nominal pressure
Temperature range	-10 °C to +100 °C
Material of filter head	EN-GJS-400-15
Material of filter bowl	Steel
Type of indicator	VM (Diff. pressure indicator up to 210 bar operating pressure) VD (Diff. pressure indicator up to 420 bar operating pressure)
Pressure setting of the clogging indicator	2.5 bar or 5 bar (others on request)
Bypass cracking pressure (optional)	3.5 bar or 7 bar (others on request)

#### 1.4 SEALS

NBR (=Perbunan)

#### 1.5 INSTALLATION

Inline filter

#### 1.6 SPECIAL MODELS AND ACCESSORIES

- With bypass valve
- Oil drain plug (FMND 40 to 140 = SO184)
- Seals in FPM, EPDM
- Reverse flow "RL" for FMND 160 and above

#### 1.7 SPARE PARTS

See Original Spare Parts List

#### 1.8 CERTIFICATES AND APPROVALS

These filters can be supplied with manufacturer's test certificates O and M to DIN 55350, Part 18. Test certificates 3.1 to DIN EN 10204 and approval certificates (Type Approval) for different approval authorities.

#### 1.9 COMPATIBILITY WITH HYDRAULIC FLUIDS ISO 2943

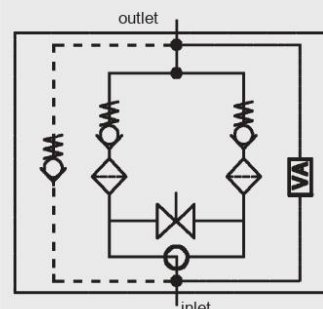
- Hydraulic oils H to HLPD DIN 51524
- Lubrication oils DIN 51517, API, ACEA, DIN 51515, ISO 6743
- Compressor oils DIN 51506
- Biodegradable operating fluids VDMA 24568 HETG, HEES, HEPG
- Fire-resistant fluids HFA, HFB, HFC and HFD
- Operating fluids with high water content (>50% water content) on request

\* only for FMND 40 - 140

#### 1.10 IMPORTANT INFORMATION

- Filter housings must be earthed.
- When using electrical clogging indicators, the electrical power supply to the system must be switched off before removing the clogging indicator connector.
- Filters with switching valve are designed to have a permissible leakage depending on the operating medium.

#### Symbol for hydraulic systems



VA = clogging indicator

E 7.564.5/11.16

**2. MODEL CODE (also order example)**

**FMND BN/HC 250 L D F 10 D 1 . X /-L24**

**2.1 COMPLETE FILTER**

**Filter type**

FMND

**Filter material**

ON Optimicon® (BG 60, 110, 140 only) BN/HC Betamicon® (BH4HC) (BG 40, 63, 100, 160, 250, 400 only)  
BH/HC Betamicon® (BH4HC) W/HC, W\* Wire mesh

**Size of filter or element**

FMND: 40, 60, 63, 100, 110, 140, 160, 250, 400

**Operating pressure**

L = 210 bar (FMND 160 to 400)  
M = 250 bar (FMND 40 to 140)

**Type of change-over**

D single switching valve and check valve

**Type and size of port**

to DIN 24550 (●), possible ports (X)

Type	Port	... not to DIN 24550			... to DIN 24550					
		60	110	140	40	63	100	160	250	400
B	G ½	X	X	X	●	X	X			
C	G ¾	X	X	X	X	●	X			
D	G 1	X	X	X	X	X	●			
E	G 1¼							●	X	X
F	G 1½							X	●	X
I	DN 25**	X	X	X	X	X	X			
K	DN 38**							X	X	●

\*\* Flange SAE, 3000 PSI

**Filtration rating in µm**

ON: 1, 3, 5, 10, 15, 20 BH/HC: 3, 5, 10, 20  
BN/HC, BH/HC to DIN 24550: 3, 6, 10, 25 W/HC, W\*: 25, 50, 100, 200

**Type of clogging indicator**

Y plastic blanking plug in indicator port  
A screw plug in indicator port  
B visual  
C electrical  
D visual and electrical  
LZ visual-mechanical / electrical  
for other clogging indicators see brochure no. 7.050../..

**Type code**

1

**Modification number**

X the latest version is always supplied

**Supplementary details**

B. bypass cracking pressure (e.g. B3.5 = 3.5 bar; B7 = 7 bar); without details = without bypass valve  
L... light with appropriate voltage (24V, 48V, 110V, 220V)  
LED 2 light emitting diodes up to 24 Volt only for clogging indicators type D  
AV LZ indicator with plug to AUDI and VW specification  
BO LZ indicator with plug and pin connections to BMW and Opel specification (M12x1)  
CN LZ indicator with plug to DIN 43651 with 3 LEDs (CNOMO specification)  
DB LZ indicator with plug to DIN 43651 with 3 LEDs (Daimler-Benz specification)  
D4C LZ with plug and connector to Daimler-Chrysler specification and cold start suppression 30°C  
BO-LED as for BO, but with diode strip  
RL reverse flow direction  
SO184 oil drain plug (FMND 40 to 140)  
V FPM seals  
W suitable for HFA and HFC emulsions

**2.2 REPLACEMENT ELEMENT**

**0250 DN 010 BN4HC /-V**

**Size**

0040, 0060, 0063, 0100, 0110, 0140, 0160, 0250, 0400

**Type**

D 0060, 0110, 0140  
DN to DIN 24550: 0040, 0063, 0100, 0160, 0250, 0400

**Filtration rating in µm**

ON 001, 003, 005, 010, 015, 020 BH4HC: 003, 005, 010, 020  
BN4HC, BH4HC to DIN 24550: 003, 006, 010, 025 W/HC, W\*: 025, 050, 100, 200

**Filter material**

ON, BH4HC, W/HC, W\*

**Supplementary details**

V, W (for descriptions, see Point 2.1)

**2.3 REPLACEMENT CLOGGING INDICATOR**

**VM 5 D . X /-L24**

**Type of indicator**

VM differential pressure indicator up to 210 bar operating pressure  
VD differential pressure indicator 420 bar operating pressure

**Pressure setting**

5 standard 5 bar, others on request

**Type of clogging indicator (see Point 2.1)**

**Modification number**

X the latest version is always supplied

**Supplementary details**

L..., LED, V, W, AV, BO, CN, DB, D4C, BO-LED (for descriptions see Point 2.1)

\* only for FMND 40 - 140

E 7.564.5/11.16

### 3. FILTER CALCULATION / SIZING

The total pressure drop of a filter at a certain flow rate Q is the sum of the housing  $\Delta p$  and the element  $\Delta p$  and is calculated as follows:

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{housing}} + \Delta p_{\text{element}}$$

$$\Delta p_{\text{housing}} = (\text{see Point 3.1})$$

$$\Delta p_{\text{element}} = Q \cdot \frac{SK^*}{1000} \cdot \frac{\text{viscosity}}{30}$$

(\*see Point 3.2)

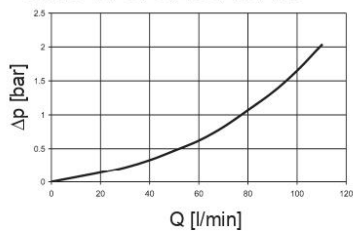
For ease of calculation, our Filter Sizing Program is available on request free of charge.

**NEW:** Sizing online at [www.hydac.com](http://www.hydac.com)

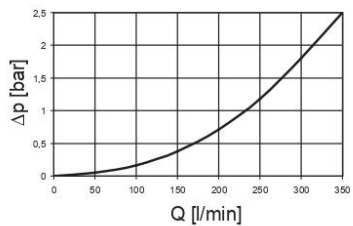
#### 3.1 $\Delta p$ -Q HOUSING CURVES BASED ON ISO 3968

The housing curves apply to mineral oil with a density of 0.86 kg/dm<sup>3</sup> and a kinematic viscosity of 30 mm<sup>2</sup>/s. In this case, the differential pressure changes proportionally to the density.

**FMND 40, 60, 63, 100, 110, 140**



**FMND 160, 250, 400**



### 3.2 GRADIENT COEFFICIENTS (SK) FOR FILTER ELEMENTS

The gradient coefficients in mbar/(l/min) apply to mineral oils with a kinematic viscosity of 30 mm<sup>2</sup>/s. The pressure drop changes proportionally to the change in viscosity.

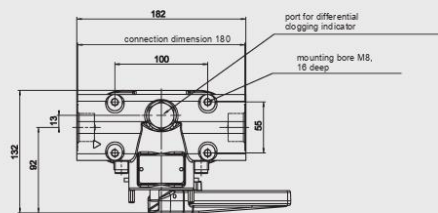
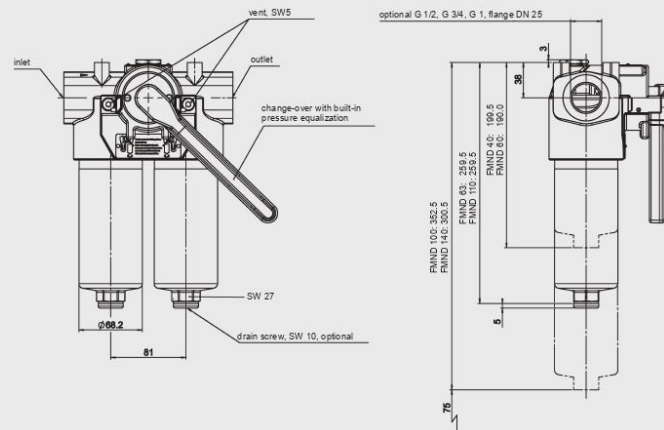
FLND	... D ... ON					
	1 μm	3 μm	5 μm	10 μm	15 μm	20 μm
60	53.5	26.0	18.3	12.1	9.78	6.32
110	25.8	13.4	9.61	6.06	4.63	2.99
140	19.9	11.5	7.39	4.38	3.54	2.29

FLND	... DN ... BN4HC			
	3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
40	40.4	24.8	16.4	10.9
63	29.0	18.2	11.7	7.6
100	19.0	11.7	7.7	5.3
160	8.0	5.1	3.8	2.5
250	5.4	3.4	2.8	1.9
400	3.4	2.1	1.7	1.1

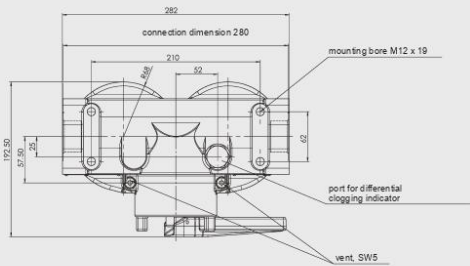
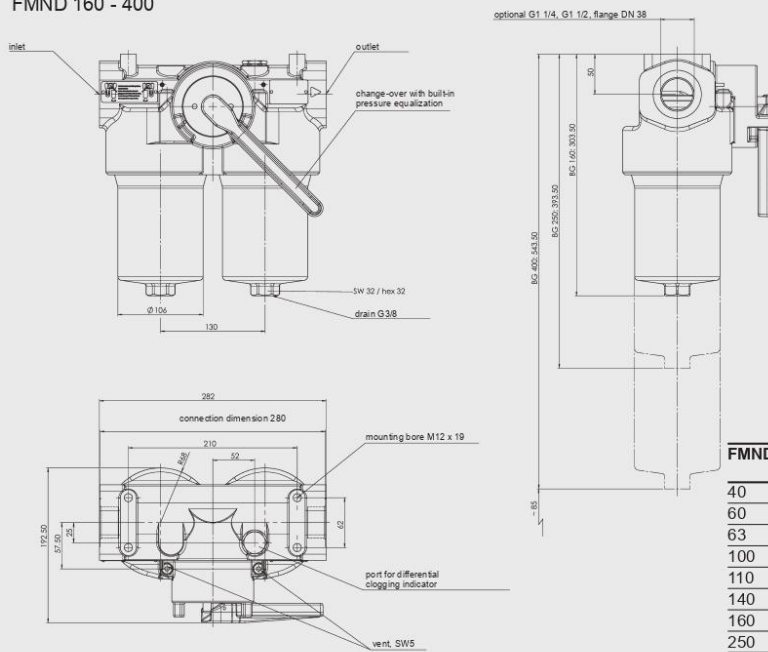
FLND	... D ... BH4HC				W/HC-W	... DN ... BH4HC			
	3 μm	5 μm	10 μm	20 μm		3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
60	58.6	32.6	18.1	12.2	0.757	-	-	-	-
110	25.4	14.9	8.9	5.6	0.413	-	-	-	-
140	19.9	11.3	8.1	4.3	0.324	-	-	-	-
40	-	-	-	-	0.966	40.4	24.8	16.4	10.9
63	-	-	-	-	0.540	29.0	18.2	11.7	7.6
100	-	-	-	-	0.325	19.0	11.7	7.7	5.3
160	-	-	-	-	0.168	8.0	5.1	3.8	2.5
250	-	-	-	-	0.101	5.4	3.4	2.8	1.9
400	-	-	-	-	0.068	3.4	2.1	1.7	1.1

#### 4. DIMENSIONS

FMND 40 - 140



FMND 160 - 400



FMND	Weight incl. element [kg]	Vol. of pressure chamber [l]
40	9.2	2x 0.22
60	9.2	2x 0.20
63	10.5	2x 0.33
100	11.5	2x 0.50
110	10.8	2x 0.33
140	12.0	2x 0.40
160	23.9	2x 1.10
250	27.1	2x 1.70
400	32.2	2x 2.70

#### NOTE

The information in this brochure relates to the operating conditions and applications described.  
For applications or operating conditions not described, please contact the relevant technical department.  
Subject to technical modifications.

**HYDAC Filtrertechnik GmbH**  
Industriegebiet  
**D-66280 Sulzbach/Saar**  
Tel.: 0 68 97 / 509-01  
Fax: 0 68 97 / 509-300  
Internet: [www.hydac.com](http://www.hydac.com)  
E-Mail: [filter@hydac.com](mailto:filter@hydac.com)

E 7.564.5/11.16

4 | **HYDAC**



**ANEXO I:**  
**Catalogo de Manguera Hidráulica**  
**BALFLEX**

# Balflex®



## CATÁLOGO DE PRODUCTOS 2021

## Tecnología Europea

---

*Establecido desde 1963, **Balflex®** es un grupo europeo internacional de empresas que se ha especializado en el diseño, producción, montaje y distribución de todo tipo de productos altamente tecnológicos para la conducción de fluidos, medición de presión y transmisión de energía, brindando un extraordinario nivel de calidad.*

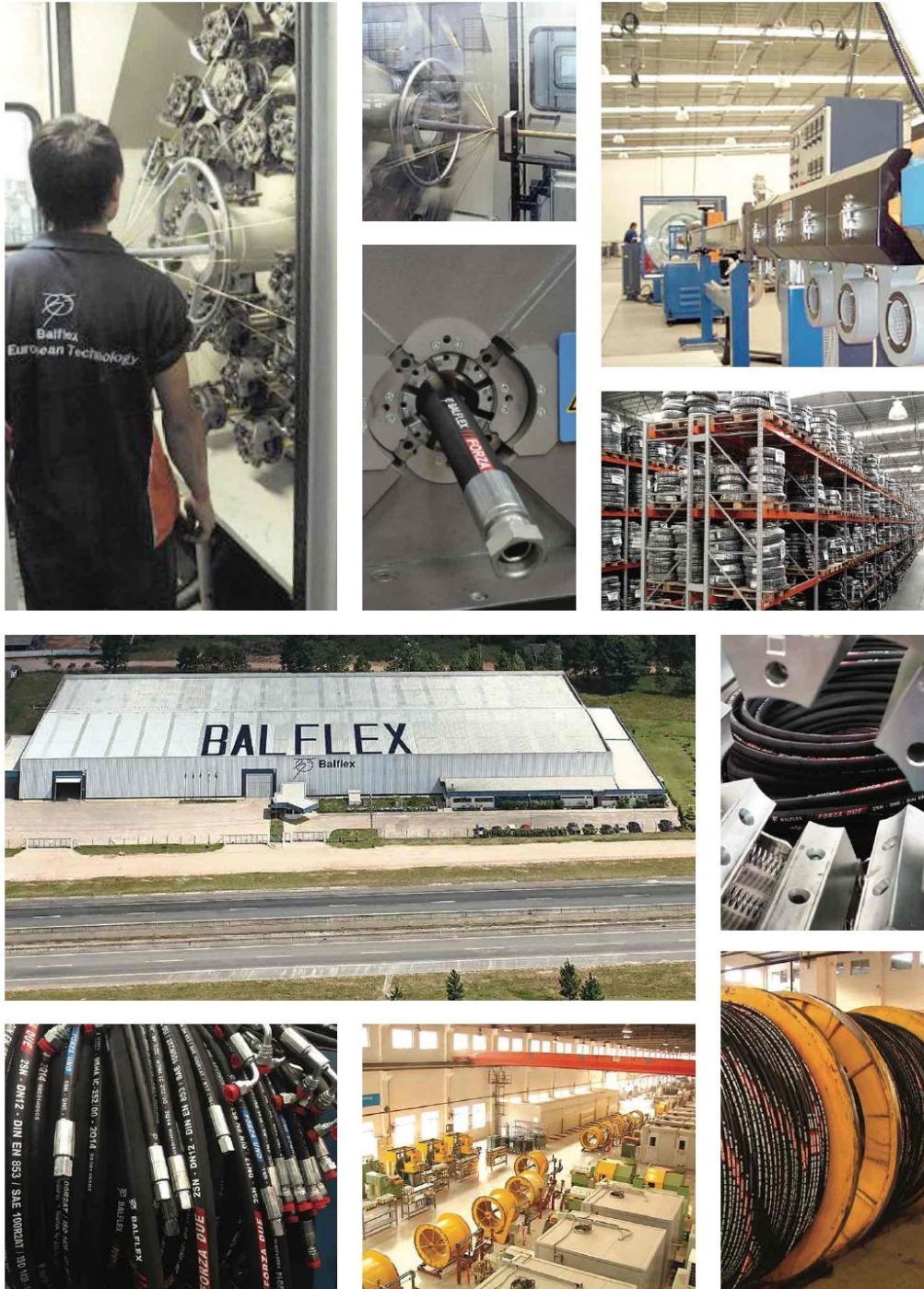
*57 años de conocimiento técnico y experiencia en este campo, convierten a **Balflex®** en la primera opción para las industrias mineras, agrícolas, de exploración marítima y construcción.*

*Hoy en día, el Grupo **Balflex®** cubre las necesidades de los usuarios de todo el mundo mediante sus propias plantas de producción, filiales y red de distribuidores certificados.*

*En **Balflex®** valoramos el significado interno de las palabras que usamos: **Excelencia** - la calidad de ser sobresalientes; **Innovación** - la acción o proceso de innovar; **Colaboración** - la relación de cooperación entre dos o más personas con un objetivo en común; **Tradición** - modo de pensar o actuar heredado de las generaciones anteriores.*

---

Balflex®



2 [www.balflex.com](http://www.balflex.com)

Balflex no se responsabiliza por errores tipográficos ni de ningún otro tipo. Para obtener información técnica precisa, siempre debe comunicarse con nuestro departamento técnico. Puede que las dimensiones y datos mostrados cambien sin previo aviso.



## Calidad

*La calidad es crucial para nosotros. Contamos con modernos equipos y laboratorios totalmente equipados, con el personal más experimentado de la industria.*

Balflex® ha obtenido diversas certificaciones por sus productos y sistemas de gestión. Este enfoque confiable y permanente nos ha permitido lograr nuestra certificación ISO 9001:2015. En Balflex® la calidad y atención siempre son una prioridad. Nos esmeramos en seguir desarrollando nuevos productos con un fuerte énfasis en la calidad.

### Miembro de:



### Certificado por:



### Introducción **3**

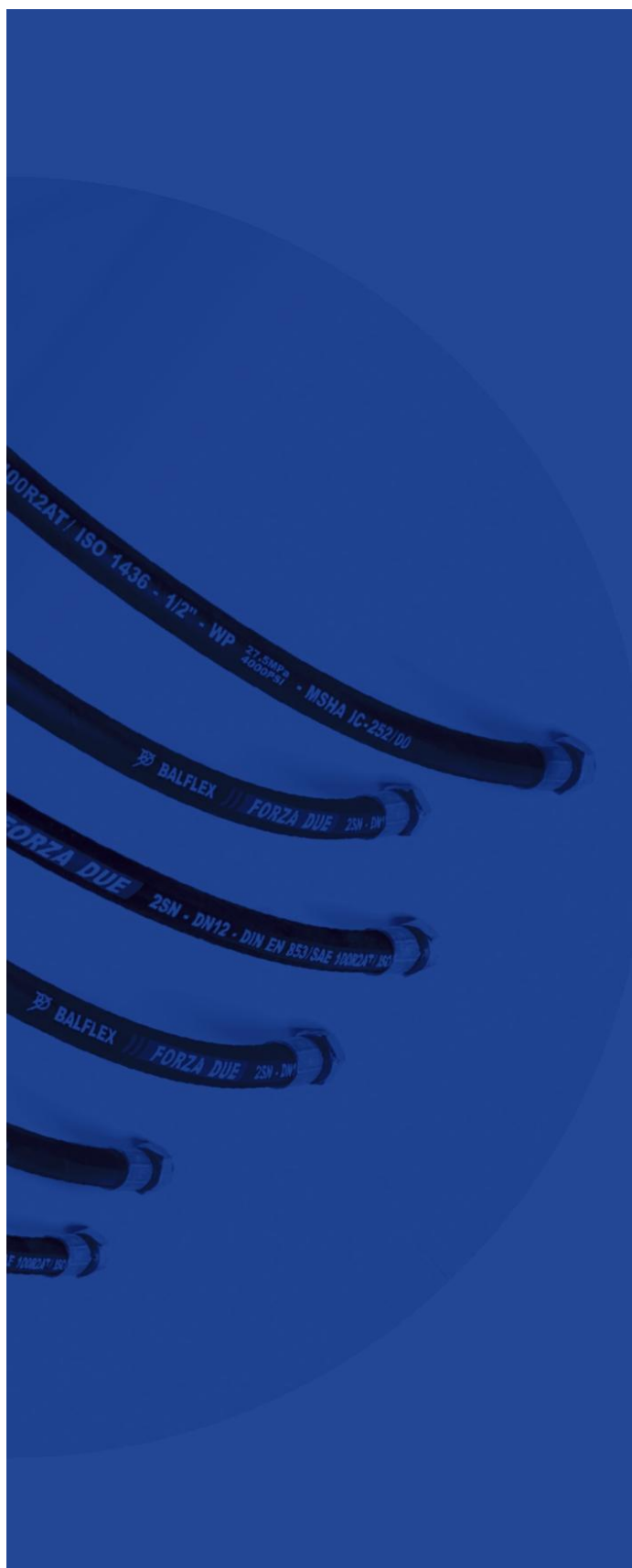
Balflex no se responsabiliza por errores tipográficos ni de ningún otro tipo. Para obtener información técnica precisa, siempre debe comunicarse con nuestro departamento técnico. Puede que las dimensiones y datos mostrados cambien sin previo aviso.



# Mangueras Hidráulicas con Malla de Acero

---





pág. 24	<b>FORZA UNO</b>
pág. 25	<b>FORZA DUE</b>
pág. 26	<b>BALPAC 3000</b>
pág. 26	<b>BALPAC 3000</b>
pág. 27	<b>BALPAC 4000</b>
pág. 27	<b>BALPAC PREMIUM</b>
pág. 28	<b>BALPAC IMPACTUS</b>
pág. 28	<b>FORZA LIFT</b>
pág. 29	<b>FORZA UNO - SHARK SKIN</b>
pág. 29	<b>FORZA DUE - SHARK SKIN</b>
pág. 30	<b>BALPAC 3000 - SHARK SKIN</b>
pág. 30	<b>BALPAC PREMIUM - SHARK SKIN</b>
pág. 31	<b>BALPAC IMPACTUS - SHARK SKIN</b>
pág. 32	<b>BRAKEMASTER R5</b>
pág. 33	<b>2 - MAX JACK</b>
pág. 33	<b>3 - MAX</b>
pág. 34	<b>FIRE SUPPRESSION</b>
pág. 34	<b>BALWASH MICROLINE</b>
pág. 35	<b>BALWASH 1W</b>
pág. 35	<b>BALWASH 2W</b>
pág. 36	<b>BALWASH 1W AZUL</b>
pág. 36	<b>BALWASH 2W AZUL</b>
pág. 37	<b>PROTECTOR EN ESPIRAL DE PEAD</b>
pág. 38	<b>FUNDA PROTECTORA HOSESHIELD</b>

**Balflex®**

## Mangueras Hidráulicas con Malla de Acero

*Las mangueras hidráulicas con malla de acero Balflex® se han fabricado tanto conforme a las especificaciones de Balflex® como a las normas ISO 1436, ISO 11237, SAE J517 y EN 853 a EN 857. Cubren una amplia gama de aplicaciones de mediana a alta presión, en caucho con refuerzo de acero, para fluidos hidráulicos a base de agua y petróleo.*

*Balflex® ha optimizado la producción y compatibilidad de estas mangueras con una gran variedad de conectores a fin de garantizar el máximo desempeño y la más amplia gama de usos.*

### Pautas Generales

Las mangueras hidráulicas con malla acerada de Balflex® están diseñadas con un factor de seguridad de 4:1 que corresponde a la proporción entre la presión de ruptura mínima y la presión de trabajo recomendada (excepto la manguera 2-MAX cuyo factor es 2.3:1). La presión de trabajo y el diámetro nominal siempre están rotulados en la manguera.

Las mangueras hidráulicas están diseñadas para aplicaciones de fluidos hidráulicos a base de petróleo con un margen de temperatura de -40°C (-40°F) a +100°C (+212°F). Los compuestos de caucho y otros materiales de revestimiento especiales permiten exceder estos límites. También es posible usar estas mangueras con fluidos hidráulicos a base de agua siempre que la temperatura de funcionamiento no sobrepase +70°C (+158°F). Ante la presencia de aire en el fluido, la temperatura de funcionamiento debiera reducirse a +60°C (+140°F).

Al seleccionar, ensamblar e instalar mangueras hidráulicas con malla acerada se deben seguir tanto las recomendaciones de Balflex® como las normas SAE J1273 y DIN 20066. **Los sistemas de mangueras hidráulicas siempre se deben inspeccionar y probar hidráulicamente antes**

**de su instalación.** Se debe revisar en un lugar adecuado que todos los sistemas hidráulicos no presenten fugas ni fallas después de cada intervención.

Las instalaciones que no cumplan con una geometría adecuada en el sistema de manguera pueden reducir considerablemente su vida útil. De igual forma, el uso de mangueras dimensionadas incorrectamente o utilizadas en un sistema donde las características operativas excedan las especificaciones de la manguera, puede reducir significativamente la duración de la manguera.

**Las fallas en un sistema de manguera hidráulica con malla acerada pueden ser peligrosas y provocar daños irreversibles tanto a las personas como a la propiedad física.** Otras situaciones que deben prevenirse son las proyecciones de alta velocidad y alta temperatura del fluido hidráulico, la proyección de los acoples y sus piezas, las sacudidas de una manguera sin sujeción, el derrame y combustión del fluido, las descargas eléctricas debido al contacto con fuentes eléctricas, la inmovilidad, y la caída o movimiento repentino de las masas controladas por el sistema hidráulico.

**20**  [www.balflex.com](http://www.balflex.com)

Balflex no se responsabiliza por errores tipográficos ni de ningún otro tipo. Para obtener información técnica precisa, siempre debe comunicarse con nuestro departamento técnico. Puede que las dimensiones y datos mostrados cambien sin previo aviso.

Balflex®

## BALPAC 3000



DIN EN 857 1SC / SAE 100R17 / ISO 11237 - 10.1017.

Manguera hidráulica de alta presión, reforzada con malla acerada individual o doble

REFERENCIA	#	DN	pulgada	Tabla Medidas SAE	ID	OD	MPa	PSI	MPa	PSI	MIN BEND RAD	KG
1 malla												
R17-04	10.1017.04	DN6	1/4"	-4	6.3	12.5	22.5	3300	90.0	13200	51	0.22
R17-05	10.1017.05	DN8	5/16"	-5	8.0	13.8	21.5	3200	86.0	12800	60	0.27
R17-06	10.1017.06	DN10	3/8"	-6	9.5	16.2	21.0	3000	84.0	12000	64	0.34
R17-08	10.1017.08	DN12	1/2"	-8	12.7	19.4	21.0	3000	84.0	12000	89	0.42
2 mallas												
R17-10	10.1017.10	DN16	5/8"	-10	15.9	24.2	21.0	3000	84.0	12000	102	0.51
R17-12	10.1017.12	DN19	3/4"	-12	19.0	28.2	21.0	3000	84.0	12000	122	0.63
R17-16	10.1017.16	DN25	1"	-16	25.4	35.6	21.0	3000	84.0	12000	152	1.00

**TUBO INTERNO:** caucho sintético sin costura resistente al aceite  
**REFUERZO:** 1 malla acerada altamente tensada en tamaños de 1/4", 5/16", 3/8" y 1/2"; y 2 mallas en tamaños de 5/8", 3/4" y 1"

**FACTOR DE SEGURIDAD:** 4:1  
**MARGEN DE TEMPERATURA:** -40°C (-40°F) +100°C (+212°F); Servicio intermitente; +120°C (+248°F). Temp. máx. recomendada para fluidos hidráulicos a base de agua: +70°C (+158°F). Temp. máx. recomendada para aire: +60°C (+140°F)

**USO:** fluidos hidráulicos a base de petróleo  
**ACOPLES:** Fittings de 2 piezas serie 23 Balflex® con ferrulas serie 20. Fittings de multiprensado Balflex® serie BW23/BF21/P23  
**CUBIERTA:** APROBADA POR MSHA (EE.UU.)

**VERSIONES DISPONIBLES:** Cubierta lisa (Shark Skin) / Alta temperatura (Tropic) / Baja temperatura (Arctic) / Cubierta dura (Armourguard)

BALFLEX / BALPAC - 3000 SAE 100R17 / DIN EN 857 - 1SC / ISO 11237 - DN6 - 1/4" - WP 22.5 MPa / 3300 PSI - Flame Resistant - MSHA IC-252/00

## BALPAC 3000



DIN EN 857 1SC / ISO 11237 - 10.1018.

Manguera hidráulica de alta presión, reforzada con malla acerada individual

REFERENCIA	#	DN	pulgada	Tabla Medidas SAE	ID	OD	MPa	PSI	MPa	PSI	MIN BEND RAD	KG
1SC-10	10.1018.10	DN16	5/8"	-10	15.9	22.6	13.0	1900	52.0	7600	200	0.73
1SC-12	10.1018.12	DN19	3/4"	-12	19.0	26.2	10.5	1600	42.0	6400	240	0.94
1SC-16	10.1018.16	DN25	1"	-16	25.4	33.6	8.8	1300	35.2	5200	300	1.49

**TUBO INTERNO:** caucho sintético sin costura resistente al aceite  
**REFUERZO:** 1 malla acerada altamente tensada  
**TUBO EXTERNO:** caucho sintético con envoltura negra, resistente al aceite, intemperie y abrasión

**FACTOR DE SEGURIDAD:** 4:1  
**MARGEN DE TEMPERATURA:** -40°C (-40°F) +100°C (+212°F); Servicio intermitente; +120°C (+248°F). Temp. máx. recomendada para fluidos hidráulicos a base de agua: +70°C (+158°F). Temp. máx. recomendada para aire: +60°C (+140°F)

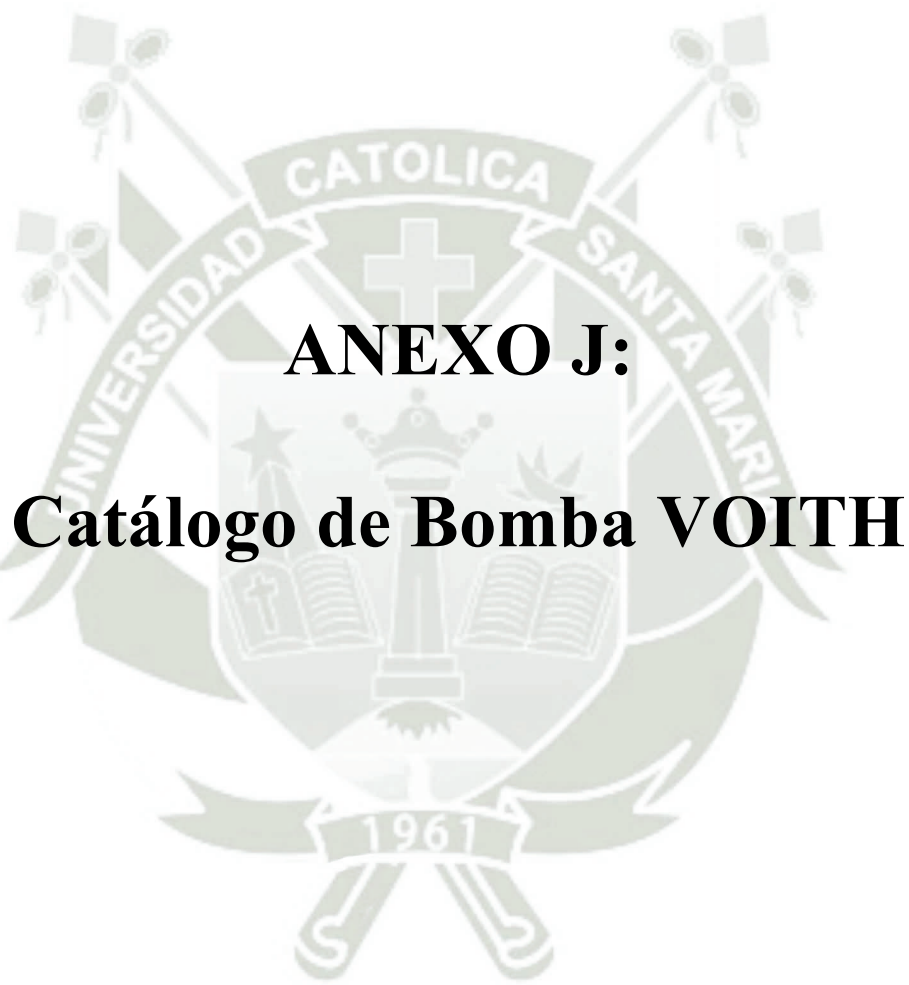
**USO:** fluidos hidráulicos a base de petróleo  
**ACOPLES:** Fittings de 2 piezas serie 23 Balflex® con ferrulas serie 20. Fittings de multiprensado Balflex® serie BW23/BF21/P23  
**CUBIERTA:** APROBADA POR MSHA (EE.UU.)

**VERSIONES DISPONIBLES:** Cubierta lisa (Shark Skin) / Alta temperatura (Tropic) / Baja temperatura (Arctic) / Cubierta dura (Armourguard)

BALFLEX / BALPAC - 3000 DIN EN 857 - 1SC / ISO 11237 - DN16 - 5/8" - WP 13 MPa / 1900 PSI - Flame Resistant - MSHA IC-252/00

26 // www.balflex.com

Balflex no se responsabiliza por errores tipográficos ni de ningún otro tipo. Para obtener información técnica precisa, siempre debe comunicarse con nuestro departamento técnico. Puede que las dimensiones y datos mostrados cambien sin previo aviso.



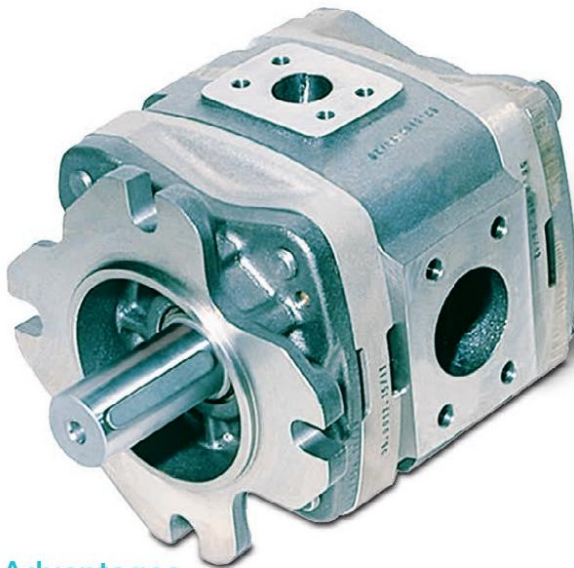
## **ANEXO J:**

# **Catálogo de Bomba VOITH**

[voith.com](http://voith.com)

**VOITH**

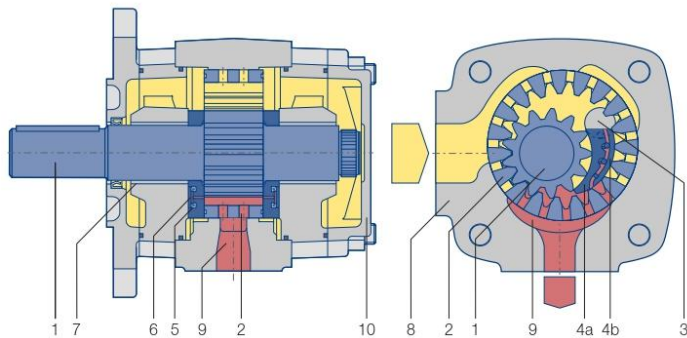
## IPV High-pressure internal gear pumps Technical data sheet



### Advantages

- + High volumetric and overall efficiency
- + Very good pulsation behavior
- + Robust and compact
- + Low noise emission
- + Multiple flow capable

### Design and function



- 1 Pinion shaft
- 2 Internal gear
- 3 Filler pin
- 4a Filler segment carrier
- 4b Filler sealing segment
- 5 Axial disc
- 6 Axial pressure area
- 7 Plain bearings
- 8 Housing
- 9 Hydrostatic bearing
- 10 End cover with bleeder screw
- Suction chamber
- Pressure chamber

### Function

By rotation of the gears inside the pump, the pressure fluid (usually hydraulic oil) is drawn into the cavity between the pinion and internal gear. Optimized cross-sectional areas on suction side as well as on pressure side allow operation over a wide range of speed.

In the radial direction, the gear chambers are closed by gear meshing and the filler piece. In the axial direction, the axial plates seal the pressure chamber with the minimal possible gap. This design minimizes volume losses and increases efficiency.

### Calculations

Pump flow  $Q = V_{gth} \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3}$  [l/min]

Power  $P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_g}$  [kW]

- $V_{gth}$  pump volume per revolution [cm<sup>3</sup>]
- $n$  Speed [rpm]
- $\eta_v$  Volumetric efficiency
- $\eta_g$  Overall efficiency
- $\Delta p$  Differential pressure [bar]

### Technical data

<b>Design</b>	Internal gear pump with radial and axial sealing gap compensation
<b>Type</b>	IPV
<b>Mounting types</b>	SAE hole flange; ISO 3019/1 or VDMA hole flange; ISO 3019/2
<b>Line mounting</b>	SAE suction and pressure flange J 518 C Code 61
<b>Sense of rotation</b>	right or left-hand rotation
<b>Mounting position</b>	any
<b>Shaft load</b>	for details of radial and axial drive shaft loads please contact J.M. Voith SE & Co. KG
<b>Input pressure</b>	0.8...3 bar absolute pressure (at start up for short time 0.6 bar)
<b>Preload pressure. pressure port (in reversing mode)</b>	for details please contact J.M. Voith SE & Co. KG
<b>Pressure fluid</b>	HLP mineral oils DIN 51524. part 2 or 3
<b>Viscosity range</b>	10 ... 300 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)
<b>Permissible start viscosity</b>	max. 2 000 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)
<b>Permissible temperature of the pressure fluid</b>	-20 ... +80 °C
<b>Required purity of the pressure fluid</b>	Class 19/17/14 (ISO 4406). Class 8 (NAS 1638)
<b>Filtration</b>	filtration quotient min. $\beta_{20} \geq 75$ . recommended $\beta_{10} \geq 100$ (longer life)
<b>Permissible ambient temperature</b>	-20 ... +60 °C

### Characteristics

Type. size – delivery	Displacement per revolution [cm <sup>3</sup> ]	Speed min. [rpm]	Speed max. [rpm]	Delivery at 1 500 rpm [l/min]	Con- tinuous pressure [bar]	Peak pressure at 1 500 rpm [bar]	Peak pressure at n <sub>max</sub>	Moment of inertia [kg cm <sup>2</sup> ]
IPV 3 – 3.5	3.6	400	3 600	5.4	330	345	345	0.34
IPV 3 – 5	5.2	400	3 600	7.8	330	345	345	0.42
IPV 3 – 6.3	6.4	400	3 600	9.6	330	345	345	0.49
IPV 3 – 8	8.2	400	3 600	12.3	330	345	345	0.58
IPV 3 – 10	10.2	400	3 600	15.3	330	345	345	0.70
IPV 4 – 13	13.3	400	3 600	19.9	330	345	345	2.25
IPV 4 – 16	15.8	400	3 600	23.7	330	345	345	2.64
IPV 4 – 20	20.7	400	3 400	31.0	330	345	345	3.29
IPV 4 – 25	25.4	400	3 200	38.1	300	330	330	3.70
IPV 4 – 32	32.6	400	2 800	48.9	250	280	280	4.44
IPV 5 – 32	33.1	400	3 000	49.6	315	345	315	8.62
IPV 5 – 40	41.0	400	2 800	61.5	315	345	315	10.20
IPV 5 – 50	50.3	400	2 500	75.4	280	315	280	11.60
IPV 5 – 64	64.9	400	2 200	97.3	230	250	250	14.40
IPV 6 – 64	64.1	400	2 600	96.1	300	330	300	25.73
IPV 6 – 80	80.7	400	2 400	121.0	280	315	280	30.90
IPV 6 – 100	101.3	400	2 100	151.9	250	300	270	36.10
IPV 6 – 125	126.2	400	1 800	189.3	210	250	250	43.70
IPV 7 – 125	125.8	400	2 200	188.7	300	330	300	84.05
IPV 7 – 160	160.8	400	2 000	241.2	280	315	280	102.60
IPV 7 – 200	202.7	400	1 800	304.0	250	300	270	119.00
IPV 7 – 250	251.7	400	1 800	377.5	210	250	250	144.50

#### The values given apply for

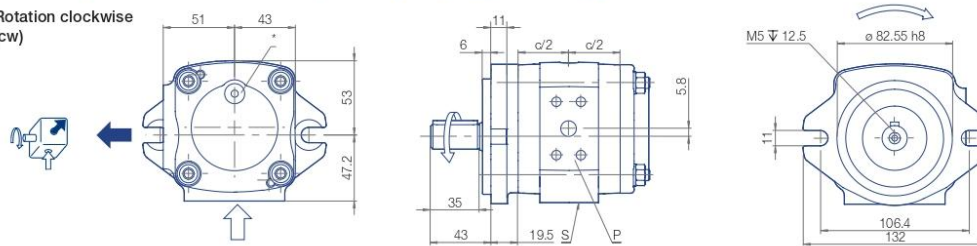
- Pumping of mineral oils with a viscosity of 20 ... 40 mm<sup>2</sup>s<sup>-1</sup>
- An input pressure of 0.8...3.0 bar absolute

#### Notes

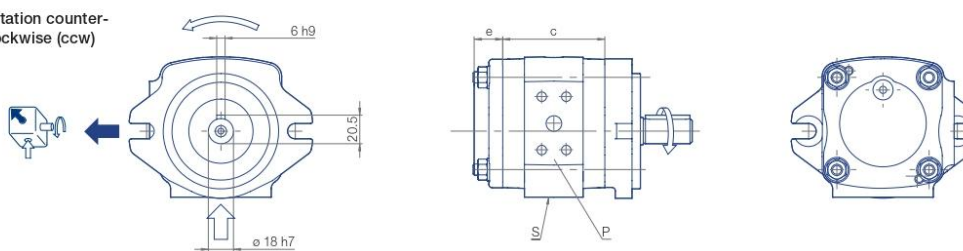
- Peak pressures apply for 15 % of operating time with a maximum cycle time of 1 minute
- Please inquire about peak pressures at non-standard speeds
- Due to production tolerances, the pump volume may be reduced by up to 1.5%.

IPV Size 3, Rotation and dimensions (mounting flange [0], shaft end [1])

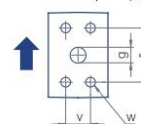
Rotation clockwise  
(cw)



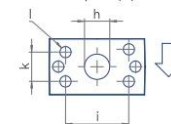
Rotation counter-  
clockwise (ccw)



Pressure port (P)





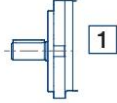


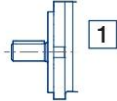


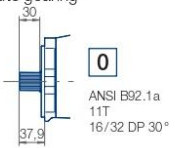

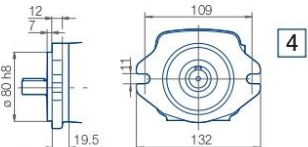
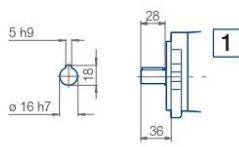
Suction port (S)



Type/ Delivery	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	SAE Flange No. ↑	↓
IPV 3 – 3.5	66	20.5	9	14	38.1	17.5	M8x13	38.1	17.5	M8x13	4.2	10	10
IPV 3 – 5	70	20.5	11	14	38.1	17.5	M8x13	38.1	17.5	M8x13	4.4	10	10
IPV 3 – 6.3	73	20.5	11	19	47.6	22.3	M10x15	38.1	17.5	M8x13	4.6	10	11
IPV 3 – 8	77.5	20.5	13	19	47.6	22.3	M10x15	38.1	17.5	M8x13	4.8	10	11
IPV 3 – 10	82.5	20.5	13	21	52.4	26.2	M10x15	38.1	17.5	M8x13	5.0	10	12

\* Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm during pumping operation.  
Dependent on the pump position, filling or ventilation is possible here prior to commissioning.

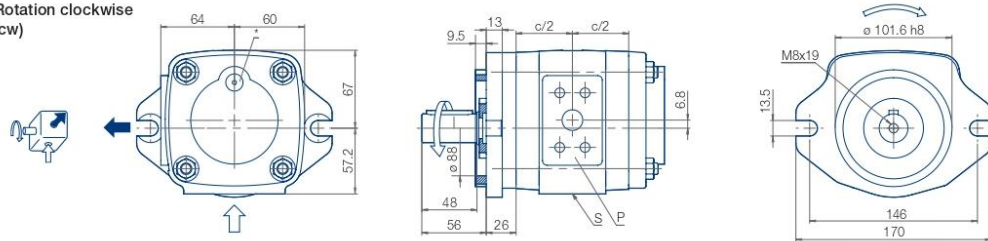
IPV Size 3, Designs and dimensions

Rotation, Suction port	Mounting flange	Shaft end
<b>Standard</b> Rotation clockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
<b>Variants</b> Rotation counterclockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation clockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Involute gearing  ANSI B92.1a 11T 16/32 DP 30°
Rotation counterclockwise*, Suction port pump 	VDMA-2-hole flange  12, 7, 109, 11, 132, 19.5, 11, 80 h8	Keyway connection  5 h9, 28, 16, 36, 16 h7

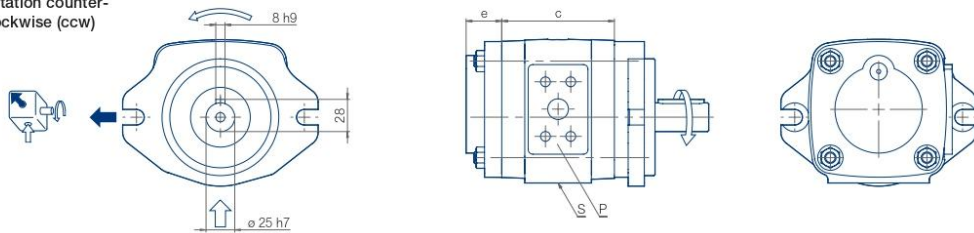
\* Direction of rotation free selectable in the illustrated mounting flange/shaft end combination.

IPV Size 4, Rotation and dimensions (mounting flange [7], shaft end [1])

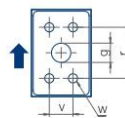
Rotation clockwise  
(cw)



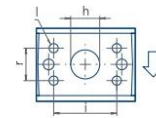
Rotation counter-  
clockwise (ccw)



Pressure port (P)





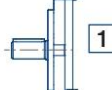


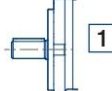
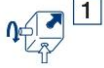

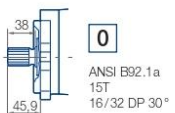

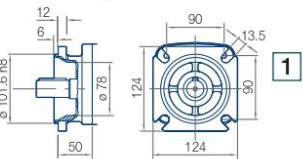
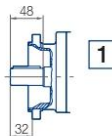
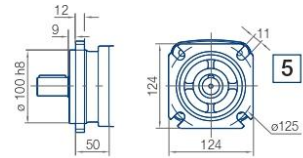
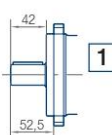
Suction port (S)



Type/ Delivery	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	SAE Flange No. ↑ ↓
IPV 4 – 13	88.5	31	13	23	52.4	26.2	M10x15	38.1	17.5	M8x13	9.4	10 12
IPV 4 – 16	92.5	31	14	25	52.4	26.2	M10x15	38.1	17.5	M8x13	9.7	10 12
IPV 4 – 20	98	31	18	27	58.7	30.2	M10x15	47.6	22.3	M10x15	10.2	11 13
IPV 4 – 25	104	31	18	30	58.7	30.2	M10x15	47.6	22.3	M10x15	10.7	11 13
IPV 4 – 32	113	31	18	32	58.7	30.2	M10x15	47.6	22.3	M10x15	11.7	11 13

\* Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm during pumping operation.  
Dependent on the pump position, filling or ventilation is possible here prior to commissioning.

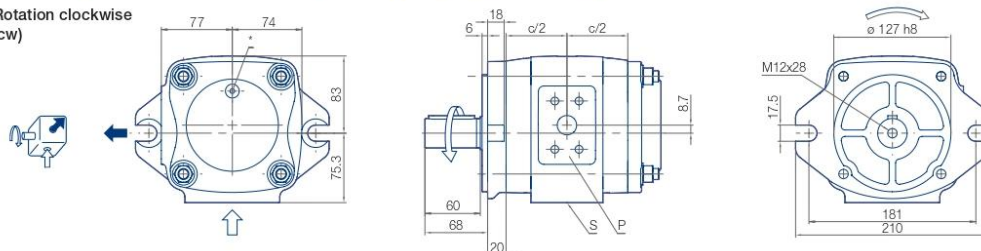
IPV Size 4, Designs and dimensions

Rotation, Suction port	Mounting flange	Shaft end
<b>Standard</b>		
Rotation clockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
<b>Variants</b>		
Rotation counterclockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation clockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Involute gearing 
Rotation counterclockwise*, Suction port pump 	SAE 4-hole flange 	Keyway connection 
	VDMA-4-hole flange 	Keyway connection 

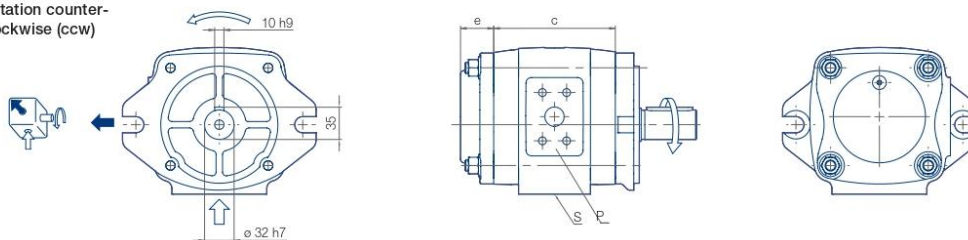
\* Direction of rotation free selectable in the illustrated mounting flange/shaft end combination.

IPV Size 5, Rotation and dimensions (mounting flange [0], shaft end [1])

Rotation clockwise  
(cw)

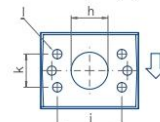
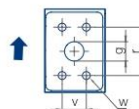


Rotation counter-  
clockwise (ccw)



Pressure port (P)

Suction port (S)



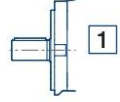


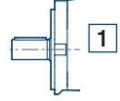

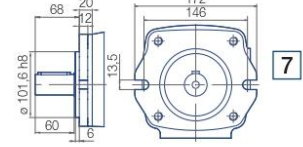
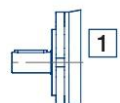

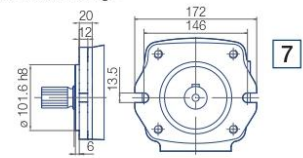
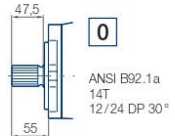
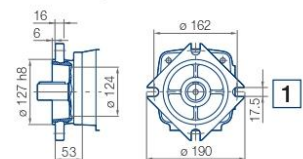
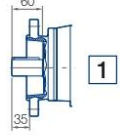
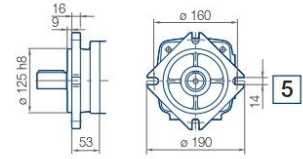
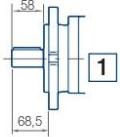


Type/ Delivery	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	SAE Flange No.
IPV 5 - 32	119	36	18	32	58.7	30.2	M10x15	47.6	22.3	M10x15	15.6	11
IPV 5 - 40	125	36	19	35	69.9	35.7	M12x20	52.4	26.2	M10x15	16.7	12
IPV 5 - 50	132	36	21	40	69.9	35.7	M12x20	52.4	26.2	M10x15	17.3	12
IPV 5 - 64	143	36	23	40	69.9	35.7	M12x20	52.4	26.2	M10x15	19.1	12

\* Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm during pumping operation.  
Dependent on the pump position, filling or ventilation is possible here prior to commissioning.

Note! In case of oil-immersed installation of the oil pump flange variant 0 can not be used. For this special case, the flange version 7 will be used.

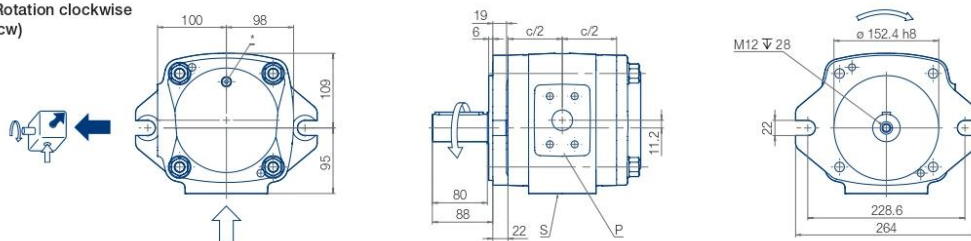
IPV Size 5, Designs and dimensions

Rotation, Suction port	Mounting flange	Shaft end
<b>Standard</b>		
Rotation clockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
<b>Variants</b>		
Rotation counterclockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation clockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation counterclockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Involute gearing 
	SAE 4-hole flange 	Keyway connection 
	VDMA-4-hole flange 	Keyway connection 

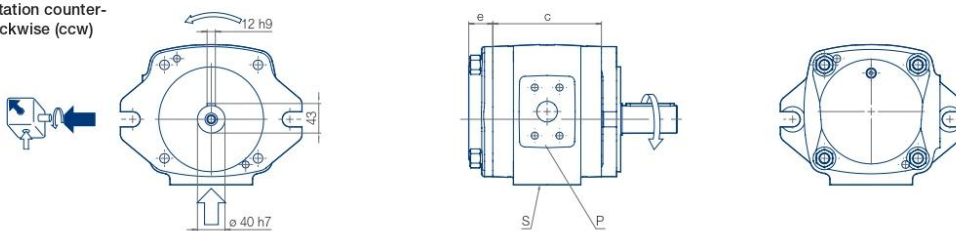
\* Direction of rotation free selectable in the illustrated mounting flange/shaft end combination.

IPV Size 6, Rotation and dimensions (mounting flange [0], shaft end [1])

Rotation clockwise  
(cw)

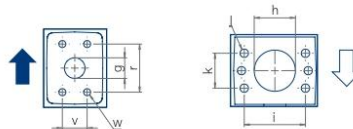


Rotation counter-  
clockwise (ccw)



Pressure port (P)



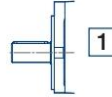

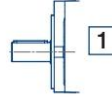

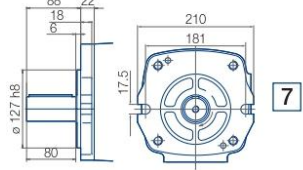
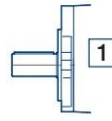

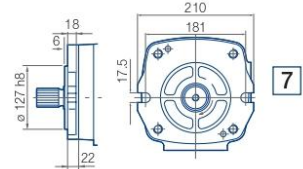
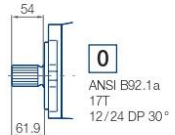
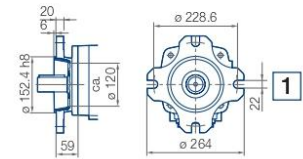
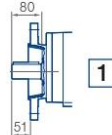
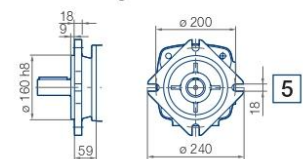
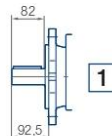
Suction port (S)



Type/ Delivery	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	SAE Flange No.
IPV 6 – 64	140	40	23	40	69.9	35.7	M12x20	52.4	26.2	M10x15	30.0	12 30
IPV 6 – 80	148	35	23	45	77.8	42.9	M12x20	69.9	35.7	M12x20	31.7	14 15
IPV 6 – 100	158	35	27	50	77.8	42.9	M12x20	69.9	35.7	M12x20	33.0	14 15
IPV 6 – 125	170	40	30	50	77.8	42.9	M12x20	69.9	35.7	M12x20	36.0	14 15

\* Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm during pumping operation.  
Dependent on the pump position, filling or ventilation is possible here prior to commissioning.

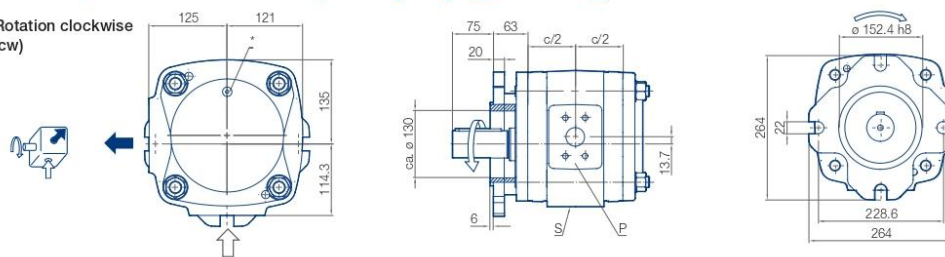
IPV Size 6, Designs and dimensions

Rotation, Suction port	Mounting flange	Shaft end
<b>Standard</b>		
Rotation clockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
<b>Variants</b>		
Rotation counterclockwise, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation clockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Keyway connection 
Rotation counterclockwise*, Suction port pump 	SAE 2-hole flange 	Involute gearing 
	SAE 4-hole flange 	Keyway connection 
	VDMA-4 hole flange 	Keyway connection 

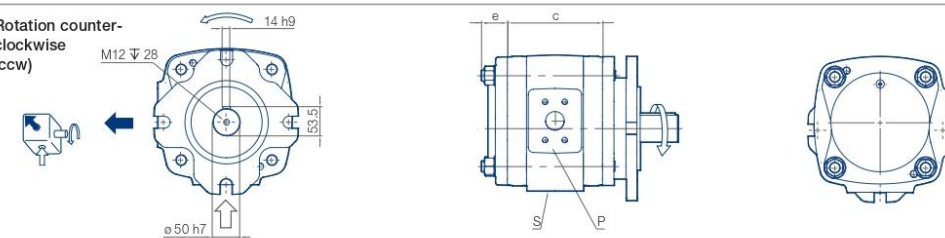
\* Direction of rotation free selectable in the illustrated mounting flange/shaft end combination.

IPV Size 7, Rotation and dimensions (mounting flange 1, shaft end 1)

Rotation clockwise  
(cw)

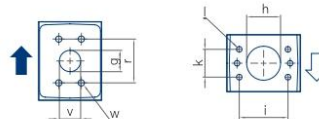


Rotation counter-  
clockwise  
(ccw)



Pressure port (P)


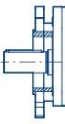

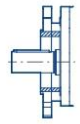

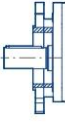



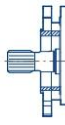

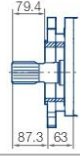

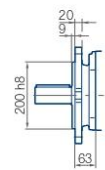
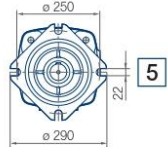
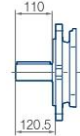
Suction port (S)



Type/ Delivery	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	SAE Flange No.
IPV 7 - 125	152	48	30	50	77.8	42.9	M12x20	69.9	35.7	M12x20	46.5	14
IPV 7 - 160	162	48	30	56	88.9	50.8	M12x20	69.9	35.7	M12x20	50.0	16
IPV 7 - 200	174	46	34	62	88.9	50.8	M12x20	69.9	35.7	M12x20	54.0	16
IPV 7 - 250	188	42	38	72	106.3	61.9	M16x25	69.9	35.7	M12x20	59.0	17

\* Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm during pumping operation.  
Dependent on the pump position, filling or ventilation is possible here prior to commissioning.

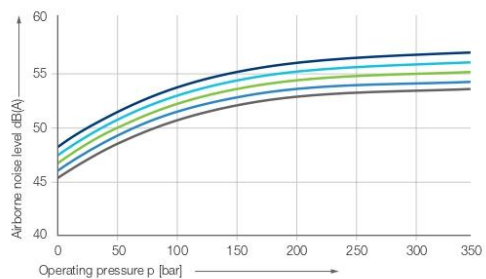
IPV Size 7, Designs and dimensions

Rotation, Suction port	Mounting flange	Shaft end
<b>Standard</b> Rotation clockwise, Suction port pump  1	SAE 4-hole flange   1	Keyway connection  1
<b>Variants</b> Rotation counterclockwise, Suction port pump  6	SAE 4-hole flange   1	Keyway connection  1
Rotation clockwise*, Suction port pump  1	SAE 4-hole flange   1	Involute gearing  0 ANSI B92.1a 15T 8/16 DP 30°
Rotation counterclockwise*, Suction port pump  6	VDMA-4-hole flange   5	Keyway connection  1

\* Direction of rotation free selectable in the illustrated mounting flange/shaft end combination.

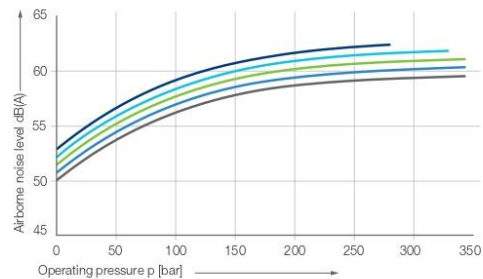
Measurement values – Airborne noise level (measuring location 1 m axial)

IPV 3



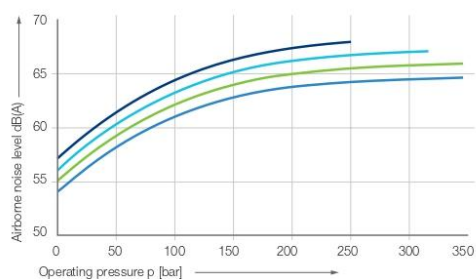
— IPV 3 – 10    — IPV 3 – 8    — IPV 3 – 6.3  
— IPV 3 – 5    — IPV 3 – 3.5

IPV 4



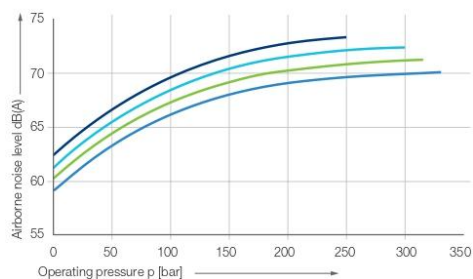
— IPV 4 – 32    — IPV 4 – 25    — IPV 4 – 20  
— IPV 4 – 16    — IPV 4 – 13

IPV 5



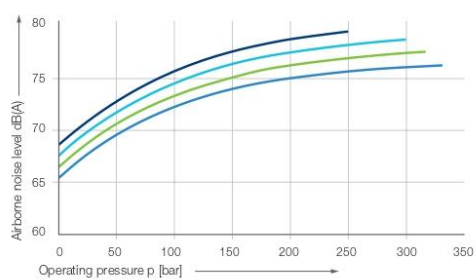
— IPV 5 – 64    — IPV 5 – 50  
— IPV 5 – 40    — IPV 5 – 32

IPV 6



— IPV 6 – 125    — IPV 6 – 100  
— IPV 6 – 80    — IPV 6 – 64

IPV 7



— IPV 7 – 250    — IPV 7 – 200  
— IPV 7 – 160    — IPV 7 – 125

Measurement conditions

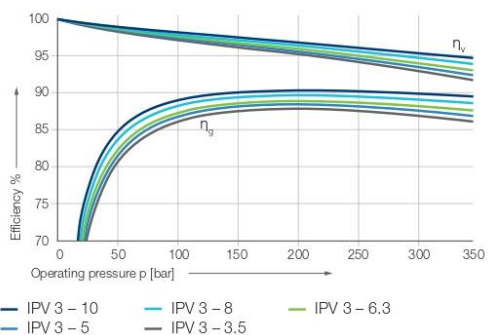
- Speed: 1500 rpm
- Viscosity of pressure fluid:  $46 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$
- Operating temperature:  $40 \text{ }^\circ\text{C}$

Note

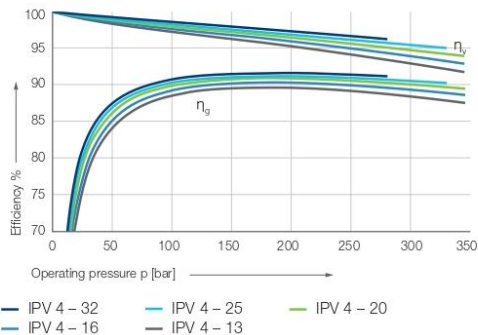
Measurement taken in a low-noise room. In a anechoic room the measurements are approx. 5 dB(A) lower.

Measurement values – Efficiency  $\eta_v$  and  $\eta_g$

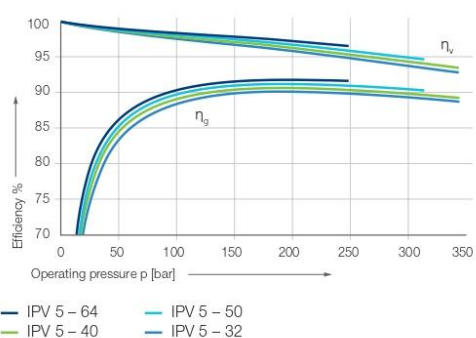
IPV 3



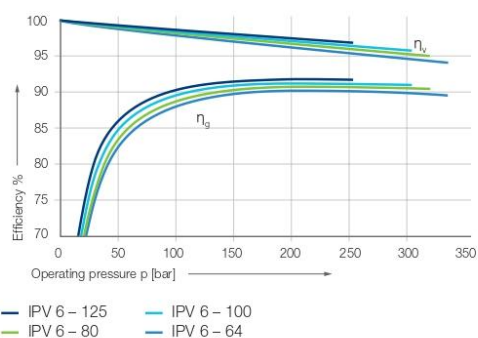
IPV 4



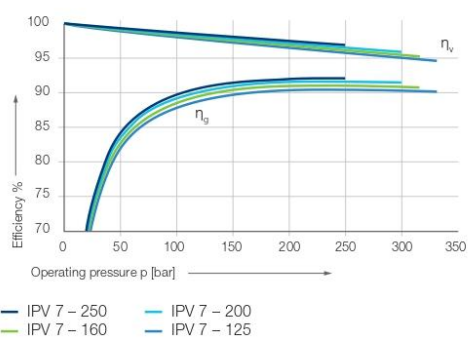
IPV 5



IPV 6



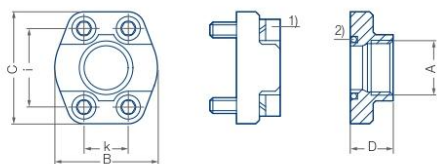
IPV 7



Measurement conditions

- Speed: 1500 rpm
- Viscosity of pressure fluid:  $46 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$
- Operating temperature:  $40 \text{ }^\circ\text{C}$

Suction and pressure flange according to SAE...



Wrench torque for screws according to ISO 6162

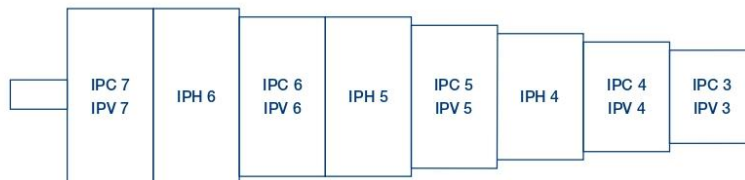
<sup>1)</sup> Screw EN ISO 4762

<sup>2)</sup> Round seal ring (O-Ring) ISO-R 1629 NBR

<sup>3)</sup> Special design. Deviation from SAE J 518 C Code 61

SAE flange no.	A Thread	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E <sup>1)</sup> Seal ring	i [mm]	k [mm]	S <sup>2)</sup> Thread	Max. pressure [bar]	
SAE J 518 C Code 61	10	G ½	46	54	36	18.66 – 3.53	38.1	17.5	M8	345
	11	G ¾	50	65	36	24.99 – 3.53	47.6	22.3	M10	345
	12	G 1	55	70	38	32.92 – 3.53	52.4	26.2	M10	345
	13	G 1-¼	68	79	41	37.69 – 3.53	58.7	30.2	M10	276
	14 <sup>3)</sup>	G 1-½	82	98	50	47.22 – 3.53	69.9	35.7	M12	345 <sup>3)</sup>
	30	G 1-½	78	93	45	47.22 – 3.53	69.9	35.7	M12	207
	15	G 2	90	102	45	56.74 – 3.53	77.8	42.9	M12	207
	16	G 2-½	105	114	50	69.44 – 3.53	88.9	50.8	M12	172
	17	G 3	124	134	50	85.32 – 3.53	106.4	61.9	M16	138
	17/2	G 3-½	136	152	48	98.02 – 3.53	120.7	69.9	M16	35
18	G 4	146	162	48	110.72 – 3.53	130.2	77.8	M16	34	
SAE J 518 C Code 62	50	G ½	46	54	36	18.66 – 3.35	40.5	18.2	M8	414
	51	G ¾	55	71	35	24.99 – 3.53	50.8	23.8	M10	414
	52	G 1	65	81	42	32.92 – 3.53	57.2	27.8	M12	414
	53a	G 1-¼	78	95	45	37.69 – 3.53	66.6	31.8	M14	414
	54	G 1-½	94	112	112	47.22 – 3.53	79.3	36.5	M16	414
	55	G 2	114	134	65	56.75 – 3.53	96.8	44.5	M20	400
	56	G 2-½	152	180	80	69.45 – 3.53	123.8	58.8	M24	400

Multi-flow pumps, pump combinations, pump combinations in order of type and size



**Combinations of IPV pumps**

- IPV pumps of identical or different sizes can be combined in multiflow pumps.
- All sizes of the relevant pump volume are available as two- or three-flow pumps; four-flow pumps must be designed by Voith.
- The pumps are arranged in increasing order according to frame size and delivery.

**Selection**

1. Determine pressure ranges and define the appropriate pump serie(s).
2. Determine pump volume and select the appropriate size(s).
3. Define sequence of the pumps.
4. Check the torques.
5. Determine rotation and suction.
6. Specify mounting flange and shaft end.




















**Combinations of IPV/IP...-pumps**

- It is possible to combine IPV pumps with other Voith.
- The pumps are arranged by types and sizes as shown in the illustration above.
- If identical types or identical sizes follow each other, the pump with the higher pump flow is placed closer to the drive.

**Mounting, assembly**

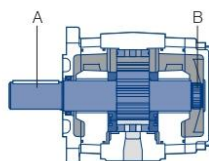
- Multi-flow pumps are generally mounted to the drive by means of a flange. All information about the flange design and shaft end is found in the catalog of the relevant pump series.
- For more information, for example about definition of the adapter housings, refer to brochure G 1714 (Voith multi-flow pump).

Designs

Rotation and suction	Mounting flange	Shaft end
clockwise (cw)   counterclockwise (ccw)		
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">7</span> 	  	 
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">6</span> 	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">0</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span>	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">0</span>
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">7</span> 	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">4</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">5</span>	
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">6</span> 	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">7</span>	
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">8</span> 	For designs and dimensions, see catalog of the relevant pump series.	For designs and dimensions, see catalog of the relevant pump series.
 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">8</span> 	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">0</span> SAE-2-hole-flange <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span> SAE-4-hole-flange <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">4</span> VDMA-2-hole flange <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">5</span> VDMA-4-hole flange <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">7</span> SAE-2-hole-flange (variant)	
Special design <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">4</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">9</span> Special design		

Allowed input torques

Size	A [Nm]	B [Nm]
3	160	80
4	335	190
5	605	400
6	1 050	780
7	1 960	1 200



Type code

IPV 3-3.5 1 0 1

Shaft end

- 0 Splined gear shaft ANSI B92.1a
- 1 Parallel shaft with keyway

Mounting flange

- 0 SAE-2-hole
- 1 SAE-4-hole
- 4 VDMA-2-hole
- 5 VDMA-4-hole
- 7 SAE-2-hole, variant

Rotation, Suction port

- 1 Clockwise rotation, suction port pump
- 6 Anti-clockwise rotation, suction port pump
- 4 Clockwise rotation, special design
- 9 Anti-clockwise rotation, special design

Delivery

Size	Delivery				
3	3.5	5	6.3	8	10
4	13	16	20	25	32
5	32	40	50	64	
6	64	80	100	125	
7	125	160	200	250	

Size

Type

This is a translated document  
Original language: German.  
Legally binding language version of the document: German.

90116-IPV/DSH-EN-1907, BDI. All data and information without obligation. Subject to change.

Voith Group  
St. Poeltener Str. 43  
89522 Heidenheim  
Germany

[www.voith.com/hydraulic-systems](http://www.voith.com/hydraulic-systems)

Contact:  
Phone +49 7152 992 3  
[sales-rut@voith.com](mailto:sales-rut@voith.com)



**VOITH**

Inspiring Technology  
for Generations



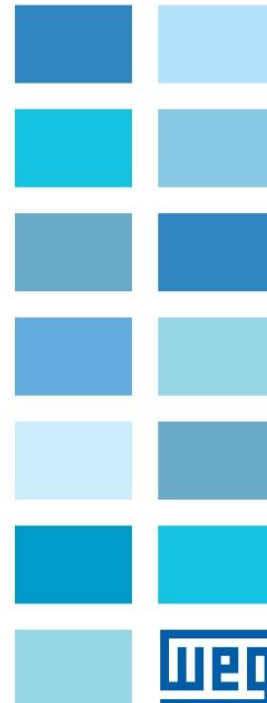
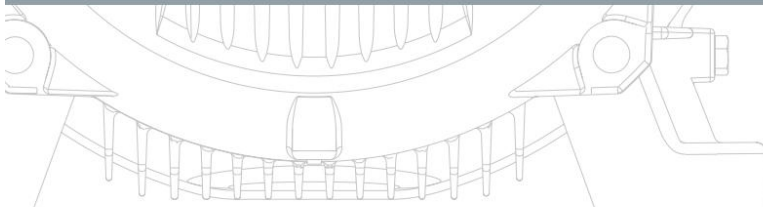
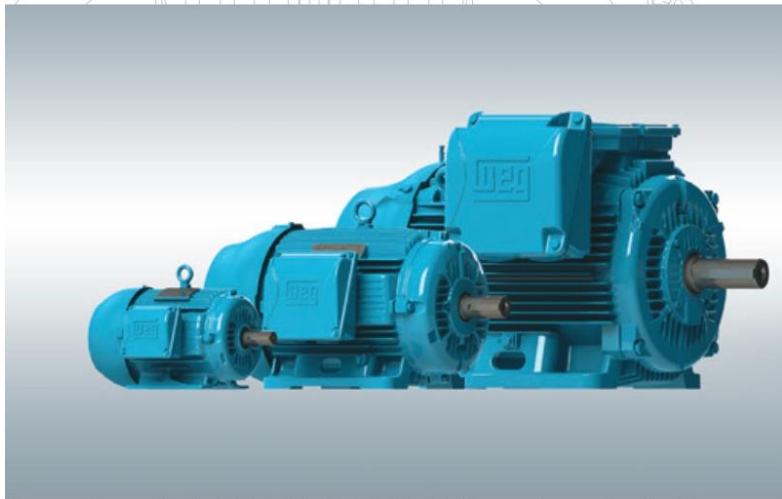
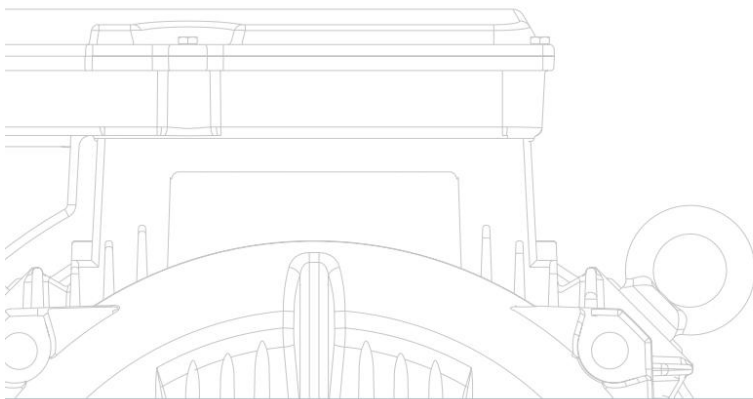
# **ANEXO K:**

## **Catálogo de Motor WEG**

## W22

### Motor Trifásico

Catálogo Comercial  
Mercado  
Latino-americano



## W22 - Eficiencia y confiabilidad para la industria

Alto rendimiento con máxima eficiencia de energía, esto es el significado del nuevo motor eléctrico WEG. Alto rendimiento y bajo costo de propiedad durante toda la vida útil del motor, han sido la base para el desarrollo del W22. Un diseño creado para anticipar conceptos en rendimiento y ahorro de energía.

### Bajo costo operacional total

Un producto que puede operar la mayoría de su vida útil consumiendo el mínimo de energía posible con altos niveles de productividad operando continuamente sin paradas no planeadas y con alta eficiencia, consecuentemente generando el máximo valor al usuario - esto es lo que se encuentra en el nuevo concepto W22.

### Versatilidad

El nuevo concepto permite que la caja de conexiones sea instalada en la parte superior, en la derecha o izquierda usando un extensor sin desmontar el motor completo, reduciendo de esta manera el tiempo de modificación y almacenados.

### Aplicaciones con convertidores

El exclusivo sistema de aislamiento WISE utilizado en la línea W22 aumenta la resistencia dieléctrica de los bobinados, permitiendo operaciones con convertidores de frecuencia hasta 575 V sin la necesidad de modificaciones adicionales, lo que resulta en flexibilidad y aumento de la vida útil del motor.

### Durabilidad

El hierro fundido utilizado en la fabricación de los motores industriales es producido dentro de WEG, con alto estándar de calidad. Asociando la calidad del hierro gris a las ventajas de un diseño innovador, los componentes producidos en hierro fundido confieren a la línea W22 mayor resistencia al impacto y mejor disipación térmica, asegurando mayor durabilidad y confiabilidad en condiciones adversas. El nuevo diseño de la tapa deflectoras suministra gran resistencia a impactos. Además, las tapas fueron diseñadas para mejorar la disipación del calor.

### Extensiones de la línea para el futuro

La plataforma W22, ofreciendo alta eficiencia y bajo costo de mantenimiento, será la base para futuros desarrollos de WEG. Como referencia, los nuevos motores de imanes permanentes y a prueba de explosión. Un diseño Eco (Ecológico) de motores compactos con materiales de fabricación optimizados están siendo desarrollados ofreciendo una relación potencia/carcasa reducida. WEG está segura que los principios del W22 son la base para el éxito de motores eléctricos de calidad mundial.



### Certificaciones



Los motores WEG W22, son construidos de acuerdo a las especificaciones NEMA MG-1 para uso en ambientes húmedos o ambientes severos sin afectar su vida útil.

### Disponibles



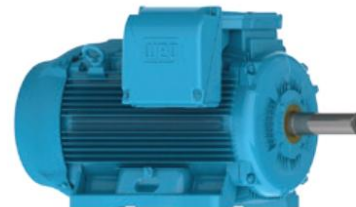
143T a 184T



213T a 326T



364/5T a 444/5T



445/7T a 588/9T



W22 - Motor Trifásico | 3



## W22 - Diseño de los componentes

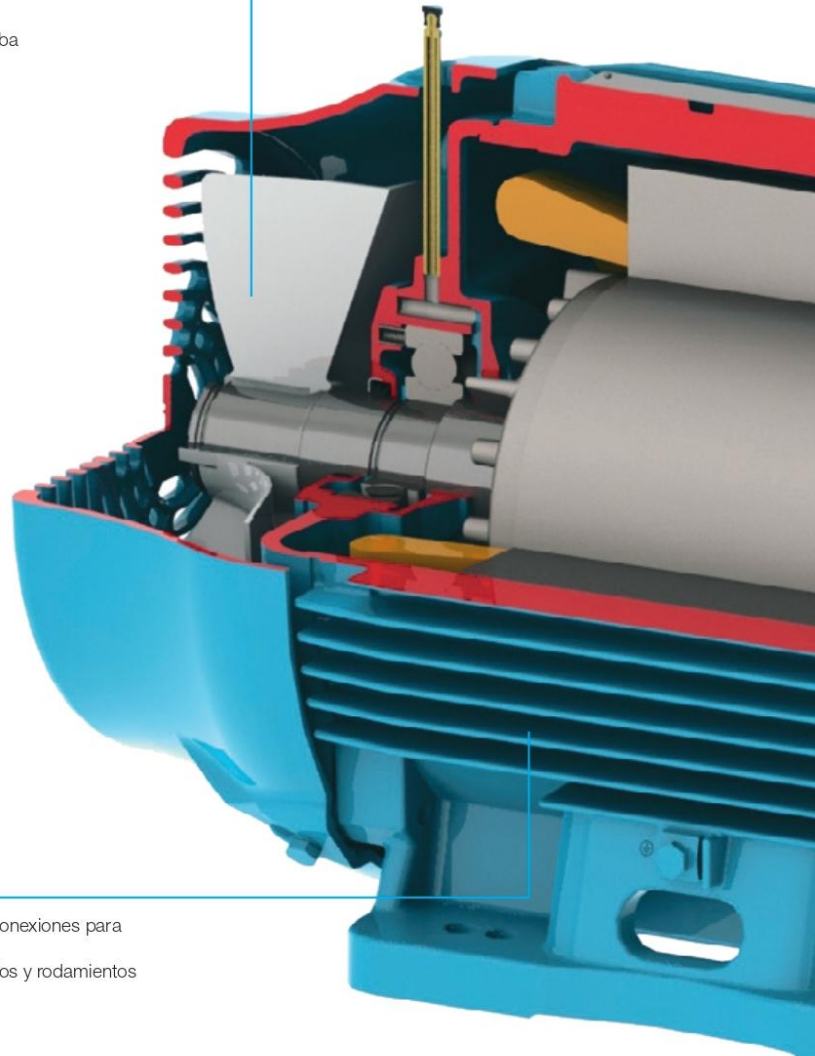
### Sistema de Refrigeración

#### Tapa Deflectora

- Concepto aerodinámico
- Reducción del nivel de ruido para algunas carcasas
- Fácil montaje
- Mejor distribución del flujo de aire arriba de la carcasa
- Aumento de la resistencia mecánica

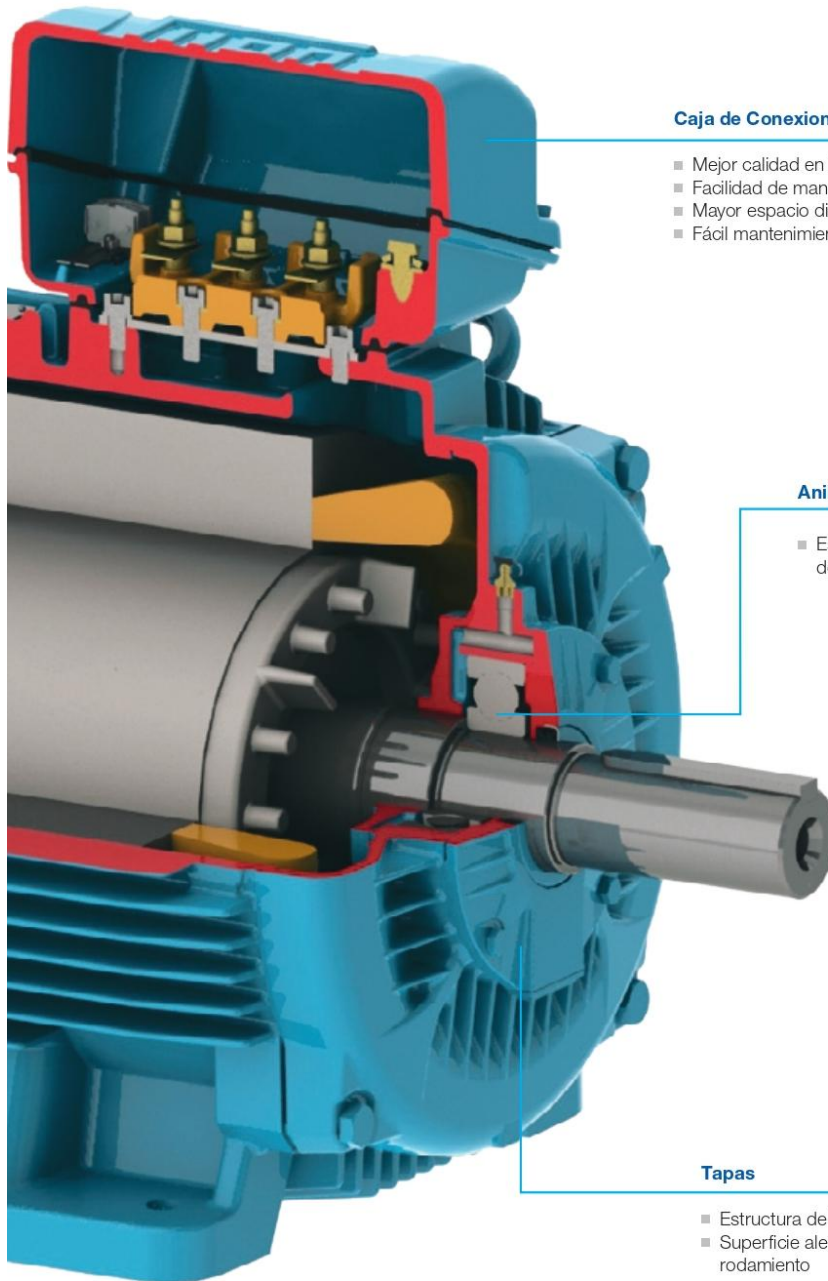
#### Ventilador

- Reducción del número de aletas
- Estructura del núcleo del ventilador reforzada
- Reducción del ruido
- Aumento del flujo de aire
- Ventilador con mayor rigidez



### Carcasa

- Cambio en la posición de la caja de conexiones para algunas carcasas (B3D x B3E)
- Temperatura reducida en los bobinados y rodamientos
- Reducción del nivel de ruido



#### Caja de Conexiones

- Mejor calidad en las conexiones
- Facilidad de manejo de los cables durante la instalación
- Mayor espacio disponible para instalación de accesorios
- Fácil mantenimiento

#### Anillos de Fijación de los Rodamientos

- Estructura reforzada para evitar deformación durante el mecanizado

#### Tapas

- Estructura de la tapa reforzada
- Superficie aletada para mejor disipación del calor del rodamiento





www.weg.net

## Datos Electricos

### W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I <sub>r</sub> /I <sub>n</sub>		Par de arranque I <sub>a</sub> /I <sub>n</sub>	Par máximo T <sub>m</sub> /T <sub>n</sub>	Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal I <sub>n</sub> (A)	
			Letra	I <sub>a</sub> /I <sub>n</sub>				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia				
													50	75	100	50	75	100		
<b>11 polos</b>																				
1	0,75	143/5T	2,02	L	8,2	2,8	3,4	0,0014	22	48	16,5	68,0	3480	75,0	79,0	81,5	0,63	0,74	0,80	1,44
1,5	1,1	143/5T	3,02	L	8,9	3,5	3,8	0,0020	21	46	18,5	68,0	3490	81,5	84,0	84,0	0,70	0,80	0,84	1,96
2	1,5	143/5T	4,04	L	8,9	3,5	3,8	0,0026	17	37	23,5	68,0	3475	82,5	85,5	85,5	0,71	0,80	0,86	2,56
3	2,2	182/4T	5,99	K	8,6	2,5	3,8	0,0080	41	90	40,0	69,0	3515	82,5	86,5	86,5	0,75	0,84	0,88	3,63
5	3,7	182/4T	10,0	J	7,6	2,3	3,5	0,0094	25	55	40,0	69,0	3500	86,5	88,5	88,5	0,76	0,85	0,89	5,90
7,5	5,5	213/5T	15,0	H	7,2	2,1	3,0	0,0197	27	59	63,0	72,0	3520	87,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76
10	7,5	213/5T	20,0	H	7,2	2,2	2,9	0,0268	24	53	74,0	72,0	3520	89,5	90,2	90,2	0,79	0,87	0,90	11,6
15	11	254/6T	29,9	G	6,7	2,2	2,7	0,0530	25	55	107	72,0	3530	89,5	91,0	91,0	0,77	0,85	0,88	17,2
20	15	254/6T	39,9	G	6,1	2,0	2,4	0,0647	21	46	122	72,0	3520	91,0	91,7	91,0	0,82	0,87	0,89	23,2
25	18,5	284/6TS	49,7	G	6,3	2,0	2,5	0,1135	17	37	164	72,0	3535	91,0	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	28,5
30	22	284/6TS	59,6	G	6,3	2,0	2,5	0,1419	15	33	178	72,0	3535	91,7	91,7	91,7	0,82	0,87	0,89	33,8
40	30	324/6TS	79,0	G	6,3	2,3	2,4	0,2063	22	48	248	78,0	3555	91,7	92,4	92,4	0,82	0,87	0,89	45,8
50	37	324/6TS	98,9	F	6,2	2,2	2,3	0,2422	23	51	265	78,0	3550	93,0	93,0	93,0	0,83	0,87	0,89	56,1
60	45	364/5TS	118	G	6,6	2,0	2,6	0,4485	14	31	374	79,0	3560	91,7	93,0	93,6	0,81	0,88	0,90	67,0
75	55	364/5TS	148	G	6,7	2,0	2,6	0,5023	10	22	384	79,0	3555	92,4	93,6	93,6	0,83	0,88	0,90	81,9
100	75	404/5TS	198	G	6,5	2,0	2,4	0,5561	14	31	474	79,0	3545	93,0	94,1	94,1	0,85	0,90	0,91	110
125	90	444/5TS	246	G	6,6	2,0	2,5	1,41	29	64	725	81,0	3570	93,6	94,5	95,0	0,82	0,87	0,89	134
150	110	444/5TS	295	G	6,5	1,8	2,4	1,65	22	48	775	81,0	3570	94,1	95,0	95,0	0,83	0,88	0,89	163
200	150	445/7TS	394	G	6,5	2,1	2,3	1,88	14	31	868	81,0	3570	95,0	95,4	95,4	0,86	0,89	0,90	219
250	185	447/9TS	493	F	6,5	2,0	2,2	2,12	18	40	979	81,0	3565	95,4	95,8	95,8	0,87	0,90	0,91	266
300	220	447/9TS	590	G	6,8	2,1	2,4	2,45	14	31	1154	81,0	3570	95,4	95,8	95,8	0,86	0,89	0,90	320
350	260	586/7TS	687	G	6,6	1,6	2,3	5,75	28	62	1642	84,0	3580	95,4	96,2	96,2	0,86	0,90	0,91	373
400	300	586/7TS	785	G	6,8	1,8	2,2	5,15	48	106	1700	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	430
450	330	586/7TS	883	F	6,6	2,0	2,3	5,58	34	75	1777	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	473
500	370	586/7TS	981	G	6,8	2,2	2,4	6,01	39	86	1853	84,0	3580	95,8	96,2	96,2	0,88	0,90	0,91	530
550	400	588/9TS	1078	G	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	578
600	440	588/9TS	1176	H	7,4	2,3	2,7	6,54	33	73	2000	89,0	3585	96,0	96,5	96,5	0,84	0,89	0,90	650
650	480	588/9TS	1274	G	7,1	2,0	2,4	7,40	56	123	2102	89,0	3585	96,1	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	685
700	515,2	588/9TS*	1371	G	7,2	2,3	2,5	7,72	34	75	2179	89,0	3585	96,2	96,6	96,6	0,86	0,90	0,91	736
<b>Opcionales</b>																				
3	2,2	143/5T	6,09	J	8,1	3,3	3,6	0,0026	14	31	23,5	68,0	3460	85,5	86,5	86,5	0,70	0,81	0,86	3,71
3	2,2	145T	6,09	J	8,1	3,3	3,6	0,0026	14	31	23,5	68,0	3460	85,5	86,5	86,5	0,70	0,81	0,86	3,71
7,5	5,5	182/4T	15,1	J	8,2	2,7	3,3	0,0095	17	37	42,0	69,0	3485	88,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76
7,5	5,5	184T	15,1	J	8,2	2,7	3,3	0,0095	17	37	42,0	69,0	3485	88,5	89,5	89,5	0,75	0,84	0,88	8,76
15	11	213/5T	30,0	H	7,6	2,4	2,8	0,0268	14	31	74,0	72,0	3510	90,2	91,0	91,0	0,76	0,85	0,89	17,0
15	11	215T	30,0	H	7,6	2,4	2,8	0,0268	14	31	74,0	72,0	3510	90,2	91,0	91,0	0,76	0,85	0,89	17,0
350	260	447/9TS	689	G	7,0	2,4	2,5	2,87	10	22	1225	81,0	3570	95,4	96,2	96,2	0,85	0,89	0,90	377
400	300	L447/9TS	786	G	6,7	2,2	2,5	3,87	25	55	1432	88,0	3575	95,4	95,8	95,8	0,85	0,90	0,91	432
450	330	L447/9TS	884	G	7,2	2,4	2,6	4,22	26	57	1482	88,0	3575	95,4	95,8	95,8	0,84	0,89	0,91	475

\*Motores con elevación de temperatura "F" ΔT 105 K.

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In			Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)
			Letra	Ia/In	Ib/In				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
														50	75	100	50	75	100	
IV polos																				
1	0,75	143/5T	3,99	L	8,4	3,2	3,5	0,0049	18	40	18,5	51,0	1760	80,0	84,0	85,5	0,55	0,68	0,75	1,47
1,5	1,1	143/5T	6,00	L	8,4	2,5	3,4	0,0060	14	31	22,0	51,0	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,70	0,79	2,02
2	1,5	143/5T	8,03	K	8,0	2,7	3,2	0,0066	11	24	23,0	51,0	1750	85,5	86,5	86,5	0,57	0,70	0,79	2,76
3	2,2	182/4T	12,0	K	8,1	2,3	3,4	0,0143	23	51	41,0	56,0	1760	87,5	88,5	89,5	0,61	0,73	0,79	3,91
5	3,7	182/4T	20,0	J	7,5	2,3	3,2	0,0169	15	33	43,0	56,0	1755	88,5	89,5	89,5	0,62	0,74	0,80	6,45
7,5	5,5	213/5T	29,9	H	7,1	2,2	3,1	0,0566	20	44	70,0	58,0	1765	89,5	91,0	91,7	0,66	0,76	0,82	9,18
10	7,5	213/5T	39,8	H	6,4	2,0	3,0	0,0637	17	37	78,0	58,0	1765	91,0	91,7	91,7	0,66	0,77	0,83	12,4
15	11	254/6T	59,7	G	6,4	2,3	2,7	0,1104	17	37	114	64,0	1765	91,0	91,7	92,4	0,68	0,78	0,83	18,0
20	15	254/6T	79,6	H	6,9	2,3	2,7	0,1305	15	33	132	64,0	1765	91,7	92,4	93,0	0,68	0,79	0,84	24,1
25	18,5	284/6T	99,5	G	6,2	2,4	2,7	0,2153	24	53	176	64,0	1765	92,4	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	29,5
30	22	284/6T	119	G	6,1	2,4	2,4	0,2467	20	44	198	64,0	1765	93,0	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	35,1
40	30	324/6T	158	G	6,1	2,2	2,4	0,3861	20	44	223	66,0	1775	93,6	94,1	94,1	0,72	0,80	0,85	47,1
50	37	324/6T	198	G	6,2	2,3	2,7	0,3861	15	33	243	66,0	1775	93,0	94,1	94,5	0,66	0,77	0,83	59,2
60	45	364/5T	237	G	6,6	2,4	2,6	0,9448	15	33	394	67,0	1775	94,1	94,5	95,0	0,75	0,83	0,87	68,3
75	55	364/5T	297	G	6,4	2,4	2,6	0,9798	14	31	417	67,0	1775	94,5	95,0	95,4	0,73	0,82	0,86	84,1
100	75	404/5T	396	H	7,3	2,4	2,6	1,26	13	29	517	68,0	1775	95,0	95,0	95,4	0,77	0,84	0,88	111
125	90	444/5T	493	G	6,5	2,0	2,3	2,41	27	59	721	73,0	1780	95,0	95,4	95,4	0,74	0,82	0,85	139
150	110	444/5T	592	G	6,6	2,0	2,5	2,81	27	59	760	73,0	1780	95,4	95,8	95,8	0,74	0,82	0,85	170
200	150	445/7T	787	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
250	185	447/9T	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
300	220	447/9T	1184	G	6,5	2,3	2,3	3,77	16	35	1080	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,87	330
350	260	447/9T	1381	G	6,4	2,5	2,4	4,98	14	31	1213	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,86	394
400	300	586/7T	1570	G	6,3	2,0	2,2	7,55	19	42	1567	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,85	0,86	455
450	330	586/7T	1766	G	6,4	2,2	2,1	8,99	16	35	1651	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,83	0,85	507
500	370	586/7T	1962	G	6,5	2,2	2,3	10,8	16	35	1774	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,80	0,85	0,87	555
550	400	586/7T	2158	G	7,1	2,2	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	605
600	440	586/7T	2354	G	7,1	2,3	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	665
650	480	588/9T	2551	H	7,4	2,5	2,7	12,7	22	48	1993	81,0	1790	96,0	96,5	96,6	0,71	0,81	0,85	734
700	515,2	588/9T	2747	G	6,5	2,5	2,2	14,1	23	51	2079	81,0	1790	96,2	96,5	96,6	0,76	0,81	0,85	788
750	550	588/9T	2943	G	7,0	2,4	2,5	14,6	29	64	2246	81,0	1790	96,3	96,6	96,7	0,70	0,80	0,85	840
Opcionales																				
25	18,5	284/6TS	99,5	G	6,2	2,4	2,4	0,2153	24	53	176	64,0	1765	92,4	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	29,5
30	22	284/6TS	119	G	6,1	2,4	2,4	0,2467	20	44	198	64,0	1765	93,0	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	35,1
40	30	324/6TS	158	G	6,1	2,2	2,4	0,3861	20	44	223	66,0	1775	93,6	94,1	94,1	0,72	0,80	0,85	47,1
50	37	324/6TS	198	G	6,2	2,3	2,7	0,3861	15	33	243	66,0	1775	93,0	94,1	94,5	0,66	0,77	0,83	59,2
60	45	364/5TS	237	G	6,6	2,4	2,6	0,9448	15	33	394	67,0	1775	94,1	94,5	95,0	0,75	0,83	0,87	68,3
75	55	364/5TS	297	G	6,4	2,4	2,6	0,9798	14	31	417	67,0	1775	94,5	95,0	95,4	0,73	0,82	0,86	84,1
100	75	404/5TS	396	H	7,3	2,4	2,6	1,26	13	29	517	68,0	1775	95,0	95,0	95,4	0,77	0,84	0,88	111
125	90	444/5TS	493	G	6,5	2,0	2,3	2,41	27	59	721	73,0	1780	95,0	95,4	95,4	0,74	0,82	0,85	139
150	110	444/5TS	592	G	6,6	2,0	2,5	2,81	27	59	760	73,0	1780	95,4	95,8	95,8	0,74	0,82	0,85	170
200	150	444/5TS	787	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
250	185	444/5TS	987	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
200	150	445/7TS	787	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
250	185	447/9TS	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
250	185	445/7T	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	73,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
250	185	445/7TS	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	73,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
300	220	447/9TS	1184	G	6,5	2,3	2,3	3,77	16	35	1080	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,87	330
350	260	447/9TS	1381	G	6,4	2,5	2,4	4,98	14	31	1213	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,86	394
350	260	L447/9TS	1373	G	6,9	2,6	2,5	5,53	45	99	1300	77,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,76	0,83	0,86	394
400	300	586/7TS	1570	G	6,3	2,0	2,2	7,55	19	42	1567	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,85	0,86	455
400	300	L447/9T	1574	G	6,5	2,5	2,6	5,75	21	46	1490	79,0	1785	95,4	95,8	96,2	0,80	0,85	0,88	445
400	300	L447/9TS	1574	G	6,5	2,5	2,6	5,75	21	46	1490	79,0	1785	95,4	95,8	96,2	0,80	0,85	0,88	445
450	330	586/7TS	1766	G	6,4	2,2	2,1	8,99	16	35	1651	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,83	0,85	507
450	330	L447/9T	1771	G	6,9	2,6	2,5	6,40	22	48	1540	79,0	1785	95,4	96,2	96,2	0,74	0,83	0,86	501
450	330	L447/9TS	1771	G	6,9	2,6	2,5	6,40	22	48	1540	79,0	1785	95,4	96,2	96,2	0,74	0,83	0,86	501
500	370	586/7TS	1962	G	6,5	2,2	2,3	10,8	16	35	1774	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,80	0,85	0,87	555
500	370	L447/9T*	1968	H	7,2	2,5	2,6	6,73	22	48	1570	79,0	1785	95,4	96,2	96,2	0,73	0,82	0,86	561
500	370	L447/9TS*	1968	H	7,2	2,5	2,6	6,73	22	48	1570	79,0	1785	95,4	96,2	96,2	0,73	0,82	0,86	561
550	400	586/7TS	2158	G	7,1	2,2	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	605
600	440	586/7TS	2354	G	7,1	2,3	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	665
650	480	588/9TS	2551	H	7,4	2,5	2,7	12,7	22	48	1993	81,0	1790	96,0	96,5	96,6	0,71	0,81	0,85	734
700	515,2	588/9TS	2747	G	6,5	2,5	2,2	14,1	23	51	2079	81,0	1790	96,2	96,5	96,6	0,76	0,81	0,85	788
750	550	588/9TS	2943	G	7,0	2,4	2,5	14,6	29	64	2246	81,0	1790	96,3	96,6	96,7	0,70	0,80	0,85	840

\*Motores con elevación de temperatura "F" ΔT 105 K.



www.weg.net

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia HP	kW	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (Kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)	
				Letra	Ia/In				% de la potencia nominal					Factor de potencia							
									Rendimiento	Factor de potencia											
														50	75	100	50	75	100		
VI polos																					
1	0,75	143/5T	6,11	K	6,2	2,6	3,0	0,0067	28	62	24,0	49,0	1150	77,0	82,0	82,5	0,45	0,57	0,66	1,73	
1,5	1,1	182/4T	9,01	M	7,8	3,2	4,0	0,0206	16	35	31,9	52,0	1170	84,0	86,5	87,5	0,45	0,54	0,62	2,54	
2	1,5	182/4T	12,0	L	7,5	3,0	3,5	0,0262	31	68	39,7	52,0	1170	86,5	87,5	88,5	0,46	0,58	0,66	3,22	
3	2,2	213/5T	17,9	K	7,0	2,0	2,8	0,0504	58	128	55,0	55,0	1175	86,5	88,5	89,5	0,50	0,63	0,70	4,41	
5	3,7	213/5T	30,0	J	6,8	1,7	2,6	0,0620	57	125	73,5	55,0	1170	88,5	89,5	89,5	0,58	0,70	0,76	6,83	
7,5	5,5	254/6T	44,8	H	6,8	2,5	3,0	0,1652	30	66	119	59,0	1175	89,5	90,2	91,0	0,63	0,74	0,80	9,48	
10	7,5	254/6T	59,8	H	6,5	2,3	2,8	0,1867	26	57	131	59,0	1175	90,2	91,0	91,0	0,63	0,74	0,80	12,9	
15	11	284/6T	89,7	G	6,4	2,3	2,7	0,3310	20	44	172	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,69	0,80	0,84	17,9	
20	15	284/6T	120	G	6,2	2,3	2,6	0,3861	16	35	193	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,70	0,80	0,85	24,2	
25	18,5	324/6T	149	G	6,2	2,1	2,6	0,4843	26	57	254	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,77	0,82	30,4	
30	22	324/6T	179	G	6,2	2,3	2,6	0,5561	21	46	285	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,76	0,82	36,2	
40	30	364/5T	237	G	6,4	2,0	2,4	1,22	21	46	378	66,0	1185	93,6	93,6	94,1	0,73	0,82	0,86	46,5	
50	37	364/5T	298	G	6,4	2,0	2,4	1,36	18	40	394	66,0	1180	93,6	94,1	94,1	0,74	0,83	0,86	57,4	
60	45	404/5T	356	H	7,1	2,0	2,3	1,55	20	44	470	68,0	1185	94,1	94,5	94,5	0,74	0,82	0,86	69,5	
75	55	404/5T	446	G	6,4	2,0	2,3	1,69	17	37	494	68,0	1180	94,1	94,5	94,5	0,74	0,83	0,86	84,9	
100	75	444/5T	593	G	6,2	2,2	2,6	3,68	20	44	715	69,0	1185	94,5	95,0	95,0	0,68	0,78	0,82	121	
125	90	444/5T	741	G	6,4	2,1	2,4	4,37	19	42	794	69,0	1185	95,0	95,4	95,0	0,70	0,79	0,83	143	
150	110	444/7T	889	G	6,2	2,4	2,6	5,63	20	44	926	69,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,67	0,78	0,82	176	
200	150	447/9T	1181	G	6,6	2,3	2,4	6,09	15	33	1019	70,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	237	
250	185	447/9T	1482	G	6,1	2,4	2,4	6,09	12	26	1151	70,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	292	
300	220	447/9T	1771	J	7,7	2,7	3,0	6,09	10	22	1185	70,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,63	0,75	0,81	356	
350	260	588/7T	2066	G	6,0	2,0	2,1	13,8	29	64	1716	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,67	0,77	0,81	421	
400	300	588/7T	2361	G	6,0	2,2	2,1	15,5	29	64	1866	77,0	1190	95,4	95,8	96,2	0,67	0,77	0,81	483	
450	330	588/7T	2656	G	6,1	2,1	2,1	15,5	25	55	1988	77,0	1190	95,8	96,2	96,2	0,67	0,77	0,81	532	
500	370	588/7T	2951	G	6,0	2,2	2,1	15,5	25	55	1997	77,0	1190	95,8	96,2	96,2	0,66	0,76	0,80	603	
550	400	588/9T	3246	G	6,5	2,2	2,3	16,4	30	66	2147	77,0	1190	95,2	96,0	96,1	0,63	0,74	0,79	661	
600	440	588/9T	3541	H	6,5	2,2	2,3	18,9	31	68	2346	77,0	1190	95,4	96,1	96,2	0,63	0,74	0,79	743	
Opcionales																					
2	1,5	L182/4T	12,0	L	7,5	3,0	3,5	0,0262	31	68	39,7	52,0	1170	86,5	87,5	88,5	0,46	0,58	0,66	3,22	
15	11	284/6TS	89,7	G	6,4	2,3	2,7	0,3310	20	44	172	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,69	0,80	0,84	17,9	
20	15	284/6TS	120	G	6,2	2,3	2,6	0,3861	16	35	193	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,70	0,80	0,85	24,2	
25	18,5	324TS	149	G	6,2	2,1	2,6	0,4843	26	57	254	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,77	0,82	30,4	
25	18,5	326TS	149	G	6,2	2,1	2,6	0,4843	26	57	254	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,77	0,82	30,4	
30	22	326TS	179	G	6,2	2,3	2,6	0,5561	21	46	285	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,76	0,82	36,2	
30	22	364/5T	179	G	6,2	1,9	2,4	0,5561	27	59	354	66,0	1180	93,0	93,6	93,0	0,72	0,81	0,85	34,9	
30	22	364/5TS	179	G	6,2	1,9	2,4	0,5561	27	59	354	66,0	1180	93,0	93,6	93,0	0,72	0,81	0,85	34,9	
40	30	364/5TS	237	G	6,4	2,0	2,4	1,22	21	46	378	66,0	1185	93,6	93,6	94,1	0,73	0,82	0,86	46,5	
50	37	364/5TS	298	G	6,4	2,0	2,4	1,36	18	40	394	66,0	1180	93,6	94,1	94,1	0,74	0,83	0,86	57,4	
50	37	404/5T	298	G	6,3	2,0	2,4	1,36	20	44	442	68,0	1180	93,6	94,1	94,1	0,73	0,82	0,85	58,1	
50	37	404/5TS	298	G	6,3	2,0	2,4	1,36	20	44	442	68,0	1180	93,6	94,1	94,1	0,73	0,82	0,85	58,1	
60	45	404/5TS	356	H	7,1	2,0	2,3	1,55	20	44	470	68,0	1185	94,1	94,5	94,5	0,74	0,82	0,86	69,5	
75	55	404/5TS	446	G	6,4	2,0	2,3	1,69	17	37	494	68,0	1180	94,1	94,5	94,5	0,74	0,83	0,86	84,9	
100	75	444/5TS	593	G	6,2	2,2	2,6	3,68	20	44	715	69,0	1185	94,5	95,0	95,0	0,68	0,78	0,82	121	
125	90	444/5TS	741	G	6,4	2,1	2,4	4,37	19	42	794	69,0	1185	95,0	95,4	95,0	0,70	0,79	0,83	143	
150	110	504/5T	885	G	6,2	2,3	2,5	5,63	29	64	1020	70,0	1190	94,5	95,4	95,8	0,67	0,78	0,82	176	
150	110	504/5TS	885	G	6,2	2,3	2,5	5,63	29	64	1020	70,0	1190	94,5	95,4	95,8	0,67	0,78	0,82	176	
150	110	445/7TS	889	G	6,2	2,4	2,6	5,63	20	44	926	69,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,67	0,78	0,82	176	
200	150	447/9TS	1181	G	6,6	2,3	2,4	6,09	15	33	1019	70,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	237	
200	150	504/5T	1181	G	6,2	2,2	2,3	6,09	21	46	1115	70,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,70	0,80	0,83	237	
200	150	504/5TS	1181	G	6,2	2,2	2,3	6,09	21	46	1115	70,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,70	0,80	0,83	237	
200	150	445/7T	1185	G	6,3	2,3	2,4	6,09	15	33	1019	69,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	237	
200	150	445/7TS	1185	G	6,3	2,3	2,4	6,09	15	33	1019	69,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	237	
250	185	447/9TS	1482	G	6,1	2,4	2,4	6,09	12	26	1151	70,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	292	
250	185	588/7T	1476	G	6,1	1,9	2,1	9,53	30	66	1454	77,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,68	0,77	0,81	299	
250	185	588/7TS	1476	G	6,1	1,9	2,1	9,53	30	66	1454	77,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,68	0,77	0,81	299	
300	220	447/9TS	1771	J	7,7	2,7	3,0	6,09	10	22	1185	70,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,63	0,75	0,81	356	
300	220	588/7T	1771	G	6,0	2,0	2,0	11,7	30	66	1585	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,69	0,78	0,81	356	
300	220	588/7TS	1771	G	6,0	2,0	2,0	11,7	30	66	1585	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,69	0,78	0,81	356	
300	220	L447/9T	1771	G	6,7	2,5	2,4	11,7	18	40	1670	71,0	1190	95,7	95,8	95,8	0,72	0,81	0,84	343	
300	220	L447/9TS	1771	G	6,7	2,5	2,4	11,7	18	40	1670	71,0	1190	95,7	95,8	95,8	0,72	0,81	0,84	343	
350	260	588/7TS	2066	G	6,0	2,0	2,1	13,8	29	64	1716	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,67	0,77	0,81	421	
350	260	L447/9T	2066	H	6,9	2,5	2,7	11,7	23	51	1621	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,82	415	
350	260	L447/9TS	2066	H	6,9	2,5	2,7	11,7	23	51	1621	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,82	415	
400	300	588/7TS	2361	G	6,0	2,2	2,1	15,5	29	64	1866	77,0	1190	95,4	95,8	96,2	0,67	0,77	0,81	483	

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado			Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)
			Letra	Ia/In	Ia/In				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
														50	75	100	50	75	100	
VII polos																				
1	0,75	182/4T	8,03	M	6,0	3,0	3,5	0,0168	22	48	43,0	50,0	875	74,0	77,0	78,5	0,32	0,42	0,52	2,30
1,5	1,1	182/4T	12,3	J	5,5	2,5	2,6	0,0243	17	37	50,3	50,0	860	80,0	82,5	82,5	0,43	0,54	0,62	2,70
2	1,5	213/5T	16,0	M	7,6	2,4	2,9	0,0753	39	86	67,5	52,0	875	82,5	84,0	85,5	0,45	0,55	0,65	3,39
3	2,2	213/5T	24,2	K	6,8	2,3	2,8	0,0888	44	97	80,0	52,0	870	84,0	85,5	85,5	0,50	0,63	0,71	4,55
5	3,7	254/6T	39,9	H	5,3	1,9	2,5	0,1436	44	97	117	54,0	890	85,5	87,5	87,5	0,49	0,62	0,70	7,58
7,5	5,5	254/6T	59,9	G	5,3	2,0	2,5	0,1867	33	73	129	54,0	890	85,5	87,5	87,5	0,50	0,63	0,71	11,1
10	7,5	284/6T	79,8	G	5,6	2,0	2,4	0,3034	32	70	169	54,0	880	89,5	90,2	90,2	0,61	0,72	0,78	13,4
15	11	284/6T	120	G	5,5	2,0	2,3	0,3448	25	55	189	54,0	880	90,2	91,0	90,2	0,62	0,73	0,79	19,4
20	15	324/6T	160	G	5,0	1,9	2,2	0,3947	27	59	205	56,0	880	89,5	91,0	91,0	0,54	0,66	0,73	28,3
25	18,5	324/6T	200	G	5,2	2,0	2,3	0,5023	23	51	231	56,0	880	89,5	91,0	91,0	0,51	0,64	0,71	35,9
30	22	364/5T	239	G	6,2	1,7	2,4	0,9884	20	44	364	60,0	880	92,4	92,4	92,4	0,63	0,74	0,80	37,0
40	30	364/5T	319	H	6,7	1,7	2,3	1,22	18	40	397	60,0	880	92,4	93,0	92,4	0,66	0,76	0,81	50,3
50	37	404/5T	399	H	6,8	1,7	2,6	1,46	15	33	459	60,0	880	93,0	93,0	93,0	0,68	0,78	0,83	60,0
60	45	404/5T	479	H	6,5	1,8	2,7	1,69	13	29	504	60,0	880	93,0	93,0	93,0	0,68	0,78	0,83	73,0
75	55	444/5T	592	G	6,0	1,8	2,1	3,10	18	40	655	63,0	890	93,0	93,6	93,6	0,64	0,74	0,79	93,0
100	75	444/5T	789	G	6,0	1,9	2,2	3,68	15	33	725	63,0	890	93,6	94,1	94,1	0,63	0,74	0,79	127
125	90	445/7T	987	G	6,0	1,8	2,1	4,37	17	37	856	63,0	890	94,5	94,5	94,5	0,64	0,74	0,79	151
150	110	445/7T	1184	G	6,0	1,9	2,1	5,29	15	33	926	63,0	890	94,5	94,5	94,5	0,64	0,74	0,79	185
200	150	586/7T	1570	G	6,3	1,4	2,1	14,8	40	88	1512	75,0	895	95,0	95,4	95,4	0,65	0,75	0,80	247
250	185	586/7T	1962	G	6,2	1,4	2,1	16,6	40	88	1655	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,66	0,76	0,81	299
300	220	586/7T	2354	H	6,7	1,5	2,2	19,0	40	88	1830	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,81	356
350	260	586/7T	2747	G	6,4	1,6	2,3	20,4	34	75	1954	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,64	0,75	0,80	426
400	300	588/9T	3139	H	6,7	1,5	2,4	22,6	25	55	2200	75,0	895	95,0	95,6	95,7	0,62	0,73	0,79	498
450	330	588/9T	3532	G	6,6	1,6	2,3	26,0	27	59	2395	75,0	895	95,2	95,7	95,8	0,65	0,75	0,81	534
Opcionales																				
10	7,5	284TS	79,8	G	5,6	2,0	2,4	0,3034	32	70	169	54,0	880	89,5	90,2	90,2	0,61	0,72	0,78	13,4
15	11	284/6TS	120	G	5,5	2,0	2,3	0,3448	25	55	189	54,0	880	90,2	91,0	90,2	0,62	0,73	0,79	19,4
20	15	324TS	160	G	5,0	1,9	2,2	0,3947	27	59	205	56,0	880	89,5	91,0	91,0	0,54	0,66	0,73	28,3
25	18,5	326TS	200	G	5,2	2,0	2,3	0,5023	23	51	231	56,0	880	89,5	91,0	91,0	0,51	0,64	0,71	35,9
30	22	364/5TS	239	G	6,2	1,7	2,4	0,9884	20	44	364	60,0	880	92,4	92,4	92,4	0,63	0,74	0,80	37,0
40	30	364/5TS	319	H	6,7	1,7	2,3	1,22	18	40	397	60,0	880	92,4	93,0	92,4	0,66	0,76	0,81	50,3
50	37	404/5TS	399	H	6,8	1,7	2,6	1,46	15	33	459	60,0	880	93,0	93,0	93,0	0,68	0,78	0,83	60,0
60	45	404/5TS	479	H	6,5	1,8	2,7	1,69	13	29	504	60,0	880	93,0	93,0	93,0	0,68	0,78	0,83	73,0
75	55	444/5TS	592	G	6,0	1,8	2,1	3,10	18	40	655	63,0	890	93,0	93,6	93,6	0,64	0,74	0,79	93,0
100	75	444/5TS	789	G	6,0	1,9	2,2	3,68	15	33	725	63,0	890	93,6	94,1	94,1	0,63	0,74	0,79	127
125	90	445/7TS	987	G	6,0	1,8	2,1	4,37	17	37	856	63,0	890	94,5	94,5	94,5	0,64	0,74	0,79	151
150	110	445/7TS	1184	G	6,0	1,9	2,1	5,29	15	33	926	63,0	890	94,5	94,5	94,5	0,64	0,74	0,79	185
200	150	447/9T	1578	H	6,4	2,0	2,2	6,78	13	29	1138	66,0	890	94,5	95,0	95,0	0,62	0,73	0,78	254
200	150	447/9TS	1578	H	6,4	2,0	2,2	6,78	13	29	1138	66,0	890	94,5	95,0	95,0	0,62	0,73	0,78	254
200	150	586/7TS	1570	G	6,3	1,4	2,1	14,8	40	88	1512	75,0	895	95,0	95,4	95,4	0,65	0,75	0,80	247
250	185	586/7TS	1962	G	6,2	1,4	2,1	16,6	40	88	1655	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,66	0,76	0,81	299
250	185	L447/9T	1973	G	6,0	2,0	2,3	10,7	24	53	1610	64,0	890	95,4	95,4	95,4	0,65	0,75	0,79	308
250	185	L447/9TS	1973	G	6,0	2,0	2,3	10,7	24	53	1610	64,0	890	95,4	95,4	95,4	0,65	0,75	0,79	308
300	220	586/7TS	2354	H	6,7	1,5	2,2	19,0	40	88	1830	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,81	356
300	220	L447/9T*	2368	G	6,3	2,2	2,4	12,0	16	35	1680	64,0	890	95,4	95,4	95,4	0,62	0,73	0,78	371
300	220	L447/9TS*	2368	G	6,3	2,2	2,4	12,0	16	35	1680	64,0	890	95,4	95,4	95,4	0,62	0,73	0,78	371
350	260	586/7TS	2747	G	6,4	1,6	2,3	20,4	34	75	1954	75,0	895	95,4	95,8	95,8	0,64	0,75	0,80	426
400	300	588/9TS	3139	H	6,7	1,5	2,4	22,6	25	55	2200	75,0	895	95,0	95,6	95,7	0,62	0,73	0,79	498
450	330	588/9TS	3532	G	6,6	1,6	2,3	26,0	27	59	2395	75,0	895	95,2	95,7	95,8	0,65	0,75	0,81	534
300	220	L447/9T	1771	G	6,7	2,5	2,4	11,7	18	40	1670	71,0	1190	95,7	95,8	95,8	0,72	0,81	0,84	343
300	220	L447/9TS	1771	G	6,7	2,5	2,4	11,7	18	40	1670	71,0	1190	95,7	95,8	95,8	0,72	0,81	0,84	343
350	260	586/7TS	2066	G	6,0	2,0	2,1	13,8	29	64	1716	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,67	0,77	0,81	421
350	260	L447/9T	2066	H	6,9	2,5	2,7	11,7	23	51	1621	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,82	415
350	260	L447/9TS	2066	H	6,9	2,5	2,7	11,7	23	51	1621	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,66	0,77	0,82	415
400	300	586/7TS	2361	G	6,0	2,2	2,1	15,5	29	64	1866	77,0	1190	95,4	95,8	96,2	0,67	0,77	0,81	483
400	300	L447/9T*	2361	H	6,9	2,4	2,5	11,7	13	29	1670	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,68	0,78	0,82	477
400	300	L447/9TS*	2361	H	6,9	2,4	2,5	11,7	13	29	1670	71,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,68	0,78	0,82	477
450	330	586/7TS	2656	G	6,1	2,1	2,1	15,5	25	55	1988	77,0	1190	95,8	96,2	96,2	0,67	0,77	0,81	532

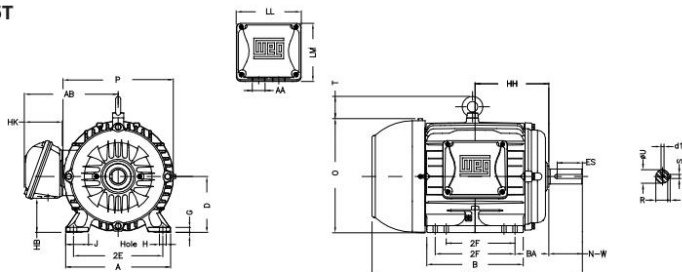
\*Motores con elevación de temperatura "F" ΔT 105 K.



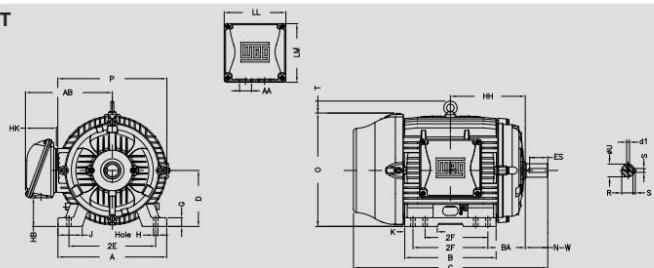
Datos Mecánicos

W22 - Estructuras Mecánicas

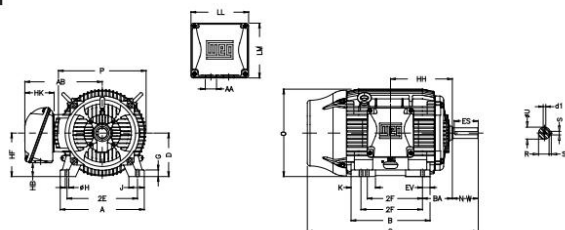
Carcasa 143 a 215T



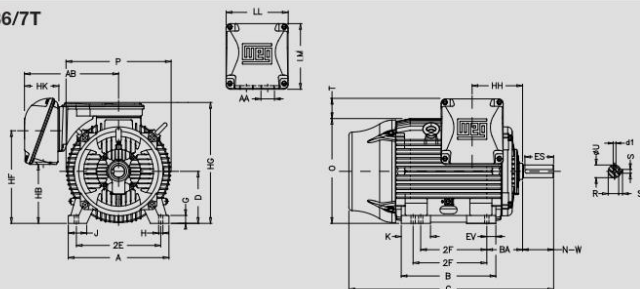
Carcasa 254T a 326T



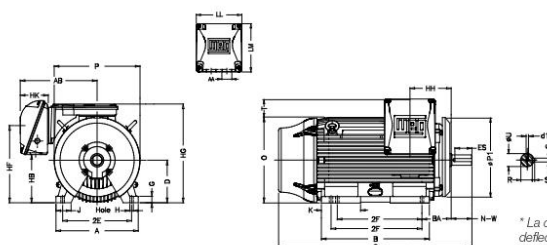
Carcasa 364T a 444/5T



Carcasa 445/7T a 586/7T



Carcasa 588/9T



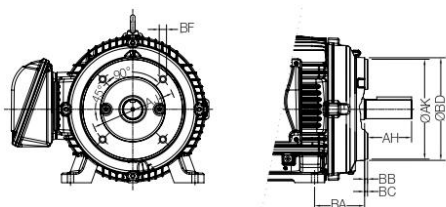
\* La carcasa 588/9T está equipada con un deflector de aire en la tapa delantera. En este caso la dimensión P1 será 34,650".

Carcasa	ZE	ZF	A	AA	AB	B	BA	C	D	EV	G	HB	T+0	HF	HG	HH	HK	
143/ST	5.500	4.000/5.000	6.457	NPT 3/4"	6.260	6.142	2.250	13.358	3.500		0.354	1.787	7.129	3.500		4.750	2.638	
145T		5.000				15.860		5.000										
182T	7.500	4.500	8.661	NPT 1"	7.565	5.945	2.750	14.860	4.500		0.394	2.236	11.115	4.500		5.000	3.150	
182/4T		4.500/5.300				15.860		5.000										
184T		4.500/5.300				17.041		5.000										
213T		5.500				15.860		6.250										
213/ST	8.500	5.500/7.000	9.764		8.583	7.362	3.500	18.021	5.250		0.669	2.985	12.613	5.250		6.250	7.000	
215T		7.000				19.517		6.250										
254T	10.000	8.252	11.496		10.483	10.000	4.250	23.213	6.250		0.669	3.061	14.961	6.565		8.376	9.250	
254/6T		8.252/10.000				24.945		6.250										
256T		10.000																
284T		9.500																25.061
284/6T	11.000	9.500/11.000	13.780	NPT 1 1/2"	11.073	11.575	4.750	26.433	7.000		1.023	3.535	16.154	7.000		10.250	3.976	
284TS						27.929		9.500										
284/6TS						26.557		10.250										
286T						27.929		11.000										
286/TS		11.000																
324TS		10.500																28.120
324/6TS	12.500	10.500/12.000	15.157	NPT 2"	12.575	14.567	5.250	29.616	8.000		1.300	4.811	18.394	8.708		11.250	4.705	
324T						10.500		29.620										11.250
324/6T						10.500/12.000		31.116										10.500
326TS						12.000		29.616										11.250
364/ST	14.016	11.260/12.244	17.165	NPT 3"	16.016	15.512	5.875	32.338	9.000	1.634	1.480	4.251	24.212	9.865		11.988	6.024	
364/ST	34.251	34.251	6.024															
404/ST	15.984	12.244/13.740	19.921	2xNPT 3"	18.570	18.386	6.625	36.732	10.000	2.323	1.811	5.252	23.110	10.865		13.496	5.970	
404/ST	39.730	39.730	5.970															
444/ST	18.000	14.500/16.500	21.929	2xNPT 3"	20.559	20.315	7.500	41.407	11.000	1.929	1.630	5.687	22.795	11.832		15.748	5.970	
444/ST		45.157				45.157		5.970										
445/7TS		16.500/20.000				48.791		11.811										
447/9TS		20.000/25.000				52.588		6.929										
447/9TS		20.000/25.000			23.720	31.535		53.431			1.630	11.535	30.708	20.551	28.185	11.870	8.661	
447/9T		20.559				56.338		11.811										
L447/9T		20.000/25.000			23.720	57.181		57.181			1.630	11.535	30.708	20.551	28.185	11.870	8.661	
L447/9T		23.720				57.181		8.661										
504/5TS	20.000	16.000/18.000	24.724		20.599	24.449	8.500	48.215	12.500	2.756	1.870	15.167	30.206	24.291	29.502	10.374	6.929	
504/5TS						54.095		54.095										6.929
586/7TS	23.000	22.000/25.000	29.528		23.189	29.921	10.000	55.027	14.500	2.559	2.492	18.575	35.740	26.732	35.236	13.346	8.661	
586/7TS						61.902		61.902										8.661
588/9TS		28.000/32.000		2xNPT 4"	27.440	37.980		62.506				16.338	37.755	26.182		11.417		
588/9T						69.381		69.381										11.417

Carcasa	Agujero H	J	K	LL	LM	O	P	T	Eje						Rodamientos								
									d1	ES	N-W	R	S	U	Delantero	Trasero							
143/ST	0.340	1.437		4.528	4.094	7.122	7.244		A 3.15	1.575	2.250	0.771	0.187	0.875	6205 ZZ	6204 ZZ							
145T																	1.969	2.750	0.984	0.250	1.125	6207 ZZ	6206 ZZ
182T	0.410	1.614		5.512	5.236	9.343	8.937	1.772	A 4	2.480	3.375	1.203	0.313	1.375	6308 ZZ	6207 ZZ							
L182/4T																	2.756	4.000	1.416	0.375	1.625	6309 C3	6209 C3
184T																	2.480	3.250				6311 C3	6211 C3
213T																	3.149	4.622	1.594	0.500	1.875	6312 C3	6212 C3
213/ST		1.772				10.841	10.669		A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3							
215T																	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3
254T	0.531	3.071	3.583	7.815	7.480	14.067	14.173	2.087	A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3							
254/6T																	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3
256T																	2.480	3.250				6314 C3	6314 C3
284T																	3.149	4.622	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3
284/6T						14.067	14.173	2.087	A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3							
284/6TS																	2.480	3.250	1.416	0.375	1.625	6314 C3	6314 C3
286T						14.067	14.173	2.087	A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3							
286/TS																	3.149	4.622	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3
324TS	0.657	3.189	4.055	9.055	8.661	15.953	15.827	2.441	A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6312 C3	6212 C3							
324TS																	3.937	5.250	1.844	2.125	6312 C3	6212 C3	
324/6TS																	2.756	3.750	1.594	1.875	6312 C3	6212 C3	
324/6T																	3.937	5.250	1.844	2.125	6312 C3	6212 C3	
326TS						10.841	10.669		A 4	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3							
326T																	2.756	3.750	1.594	0.500	1.875	6314 C3	6314 C3
364/ST	0.660	3.150	4.138	10.591	11.267	17.957	17.914	6.255	DUNC 3/4"-10	1.968	3.748	1.591	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3							
364/ST																	4.330	5.874	2.019	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3
404/ST	0.810	3.937	5.669	10.591	11.267	19.566	19.134	3.544	DUNC 3/4"-10	2.756	4.250	1.842	0.500	2.125	6314 C3	6314 C3							
404/ST																	5.512	7.250	2.449	0.750	2.875	6316 C3	6314 C3
444/ST																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6316 C3
444/ST																	7.087	8.500	2.880	0.875	3.375	6319 C3	6316 C3
445/7TS			7.244	14.921	15.039	22.795	23.583	4.732	DUNC 3/4"-10	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6319 C3	6314 C3							
445/7T																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6319 C3	6314 C3
447/9TS			11.772	15.906	17.165	23.874	25.866	6.834	DUNC 3/4"-10	7.087	8.500	2.880	0.875	3.375	6319 C3	6316 C3							
447/9TS																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6319 C3	6316 C3
L447/9TS			11.772	14.921	15.039	22.795	23.583	4.732	DUNC 3/4"-10	7.087	8.500	2.880	0.875	3.375	6319 C3	6316 C3							
L447/9T																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6319 C3	6316 C3
L447/9T			11.688	15.906	17.165	23.874	25.866	6.834	DUNC 3/4"-10	7.087	8.500	2.880	0.875	3.375	6322 C3	6319 C3							
L447/9T																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6322 C3	6319 C3
504/5TS	1.250	4.724	7.228	14.921	15.039	25.425	25.866	4.781	DUNC 7/8"-9	8.661	11.625	3.312	1.000	3.875	6322 C3	6319 C3							
504/5TS																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3
586/7TS			9.055	15.906	17.165	23.874	25.866	4.781	DUNC 3/4"-10	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3							
586/7TS																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3
586/7T	1.181	5.512	13.030	18.110	21.417	28.985	28.977	8.77	DUNC 7/8"-9	8.661	11.625	3.312	1.000	3.875	6322 C3	6319 C3							
586/7T																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3
588/9TS			13.030	18.110	21.417	28.985	28.977	8.77	DUNC 3/4"-10	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3							
588/9TS																	3.000	4.750	2.021	0.625	2.375	6314 C3	6314 C3
588/9T			13.030</																				

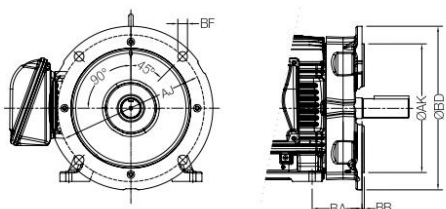


**Brida "C"**



Carcasa	AH	AJ	AK	BA	BB	BC	BD	BF (barrenos)	
								Cantidad	Rosca
143/5	2.125	5.875	4.500	2.250	0.157	0.125	6.500	4	UNC 3/8"x16
182/4	2.625	7.250	8.500	2.750	0.250		11.03		8.875
213/5	3.125			3.500					
254/6	3.750	4.250							
284/6T	4.375	9.000	10.500	4.750	0.250	13.580	11.03	8	UNC 5/8"x11
284/6TS	3.000			5.250					
324/6T	5.000	11.000	12.500	5.875	0.250	15.55	17.913	8	UNC 5/8"x11
324/6TS	3.500			6.625					
364/5T	5.625	14.000	16.000	7.500	0.250	17.913	17.913	8	UNC 5/8"x11
364/5TS	3.500								
404/5T	7.000	14.500	16.500	8.500	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
404/5TS	4.000								
444/5T	8.250	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
444/5TS	4.500								
445/7T	8.250	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
445/7TS	4.500								
447/9T	8.250	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
447/9TS	4.500								
504/5T	10.375	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
504/5TS	4.500								
586/7T	11.375	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
586/7TS	4.500								
588/9T	11.375	14.500	16.500	10.000	0.250	17.910	17.910	8	UNC 5/8"x11
588/9TS	4.500								

**Brida "D"**



Carcasa	AJ	AK	BA	BB	BD	BF (barrenos)	
						Cantidad	Diametro
143/5	10.000	9.000	2.250	0.197	11.000	4	0.562
182/4			2.750				
213/5			3.500				
254/6	12.500	11.000	4.250	0.203	14.000	4	0.562
284/6T			4.750				
284/6TS	16.000	14.000	5.250	0.197	17.710	8	0.828
324/6T			6.625				
324/6TS	20.000	18.000	7.500	0.203	21.650	8	0.828
364/5T							
364/5TS	22.000	20.000	8.500	0.250	24.800	8	0.828
404/5T							
404/5TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
444/5T							
444/5TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
445/7T							
445/7TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
447/9T							
447/9TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
504/5T							
504/5TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
586/7T							
586/7TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
588/9T							
588/9TS	30.000	30.000	10.000	0.250	32.000	8	0.828
588/9TS							

W22 - Modificaciones

Variantes al motor		Carcasa								
		140T	180T	210T	250T	280T	320T	360T	400T	500T
I	<b>Bridas</b>									
	Brida NEMA C con o sin patas	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Brida NEMA D con o sin patas	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
II	<b>Pintura especial</b>									
	Color especial	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
III	<b>Flecha especial</b>									
	Tipo JM (1) y tipo JP (2)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Flecha especial (doble salida, acero inoxidable, diseño especial) (3)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Balaceo reducido (3)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Flecha roscada (3)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
IV	<b>Rodamientos</b>									
	Rodamiento de bolas (4, 6 y 8) polos en lado D	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rodamiento de rodillos (4, 6 y 8) en lado D	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rodamientos sellados (ZZ, RS o 2RS)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
V	<b>Ventilacion</b>									
	Ventilador de aluminio	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	TEAO (cerrado sin ventilador)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
VI	<b>Grado de proteccion</b>									
	Reten, IP65	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
VII	<b>Diseño electrico especial</b>									
	Termistor PTC (1 por fase), resistencias calefactoras	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Voltaje especial (480, 575, otros < 600 V)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	50 Hz	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
VIII	<b>Freno</b>									
	Motor con freno									
IX	<b>Otras modificaciones</b>									
	Cubierta de ventilador deflectora de lluvia	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Motor dos velocidades	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Caja de conexión en la parte superior "F3", caja de conexión adicional	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Montaje F1, F2	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Placa de datos especial	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Dimensiones IEC	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Potencia de salida no estándar "HP"	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Diseño NEMA C o D "4, 6 polos"	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Observaciones:

- a) El tiempo de entrega de motores especiales esta sujeto a volúmenes solicitados;
- b) Algunas modificaciones pueden estar sujetas a unidades mínimas de compra;
- c) Proyectos para aplicaciones especiales deberán ser negociados directamente con el área de ventas de WEG;
- d) Para aplicaciones con inversores de frecuencia consultar a su representante de ventas WEG.



## W22 - Placas de Datos

La placa de datos provee información importante que determina la construcción del motor y características de desempeño.



## W22 - Flexibilidad de Conexión

Para el rango de carcasas desde 445T a 588/9T la caja de conexiones puede ser desplazada en diferentes posiciones. Esta característica mejora el flujo de aire sobre las aletas del motor y permite temperaturas de operación reducidas. Para estos tamaños, la salida de los cables de la carcasa para la caja de conexiones se hace por la parte superior. El motor suministrado desde la fábrica viene armado con la caja de conexiones lateralmente en posición "F1". De igual manera, a través de la remoción del dispositivo prolongador y del ajuste del tamaño de la longitud de los cables del motor, la caja de conexiones puede ser posicionada en el tope del motor "F3" o en la parte inversa "F2". La flexibilidad de las posiciones de la caja de conexiones en los motores W22 puede verse en la imagen de abajo:



## W22 - Embalajes

Los motores en el rango de carcasas 143T a 215T son embalados en cajas de cartón, conforme se muestra abajo:



Caja de cartón

Para el rango de carcasas 213T a 586/7T los motores son embalados en cajas abiertas de madera conforme se muestra abajo:



Caja de madera

## Convertidor de Frecuencia CFW11 El **Mejor Aliado** para tu Motor

### Innovador

El CFW11 es innovador y proporciona grandes beneficios a los accionamientos. Desarrollado con la filosofía Plug-and-Play permite la configuración y la instalación rápida de accesorios y su Interfaz Hombre-Máquina (HMI), que incorpora las teclas softkeys, permite un modo de navegación y programación semejante a los teléfonos móviles.

Como resultado del nuevo concepto de la HMI del CFW11 es posible acceder a los parámetros de modo secuencial o a través de grupos de parámetros. Asimismo la HMI del CFW11 ofrece la función "Puesta en Marcha Orientada" que guía el usuario a través de la programación necesaria y ofrece el reloj de tiempo real necesario para los registros de los eventos.

### Flexibilidad

El convertidor de frecuencia CFW11 WEG se adapta a las necesidades de la aplicación a través de una amplia gama de accesorios que son fácilmente instalados y configurables. Además, el CFW11 incorpora como estándar la función SoftPLC que añade funcionalidades de PLC al convertidor; eso permite la edición de aplicaciones propias (programas del usuario) a través del software WLP (programación en lenguaje LADDER).



### Flujo Óptimo®

Tecnología para Motores y Convertidores de Frecuencia WEG en Aplicaciones con par constante.

- Elimina la necesidad de la ventilación forzada y el sobredimensionamiento del motor cuando opera en condición de par nominal y a bajas revoluciones.
- Reduce el espacio y el coste requeridos para la aplicación.
- Alto rendimiento del conjunto (solución única WEG).

Solución aplicada solamente para el conjunto CFW11 con motores de alto rendimiento plus WEG.

## Sucursales WEG en el Mundo

### ALEMANIA

Tümnich - Kerpen  
Teléfono: +49 3254 92910  
[info-de@weg.net](mailto:info-de@weg.net)

Balingen - Baden-Württemberg  
Teléfono: +49 7433 90410  
[info@weg-antriebe.de](mailto:info@weg-antriebe.de)

### ARGENTINA

San Francisco - Córdoba  
Teléfono: +54 3264 421484  
[info-ar@weg.net](mailto:info-ar@weg.net)

Córdoba - Córdoba  
Teléfono: +54 351 4641366  
[weg-morbe@weg.com.ar](mailto:weg-morbe@weg.com.ar)

Buenos Aires  
Teléfono: +54 11 42998000  
[ventas@pulverlux.com.ar](mailto:ventas@pulverlux.com.ar)

### AUSTRALIA

Scoresby - Victoria  
Teléfono: +61 3 97654600  
[info-au@weg.net](mailto:info-au@weg.net)

### AUSTRIA

Markt Piesting - Wiener  
Neustadt-Land  
Teléfono: +43 2633 4040  
[watt@wattdrive.com](mailto:watt@wattdrive.com)

### BÉLGICA

Nivelles - Bélgica  
Teléfono: +32 67 888420  
[info-be@weg.net](mailto:info-be@weg.net)

### BRASIL

Jaraguá do Sul - Santa Catarina  
Teléfono: +55 47 32764000  
[info-br@weg.net](mailto:info-br@weg.net)

### CHILE

Santiago  
Teléfono: +56 2 27848900  
[info-cl@weg.net](mailto:info-cl@weg.net)

### CHINA

Nantong - Jiangsu  
Teléfono: +86 513 85989333  
[info-cn@weg.net](mailto:info-cn@weg.net)

Changzhou - Jiangsu  
Teléfono: +86 519 88067692  
[info-cn@weg.net](mailto:info-cn@weg.net)

### COLOMBIA

San Cayetano - Bogotá  
Teléfono: +57 1 4160166  
[info-co@weg.net](mailto:info-co@weg.net)

### ECUADOR

El Batán - Quito  
Teléfono: +593 2 5144339  
[ceccato@weg.net](mailto:ceccato@weg.net)

### EMIRATOS ARABES UNIDOS

Jebel Ali - Dubai  
Teléfono: +971 4 8130800  
[info-ae@weg.net](mailto:info-ae@weg.net)

### ESPAÑA

Coslada - Madrid  
Teléfono: +34 91 6553008  
[wegiberia@wegiberia.es](mailto:wegiberia@wegiberia.es)

### EEUU

Duluth - Georgia  
Teléfono: +1 678 2492000  
[info-us@weg.net](mailto:info-us@weg.net)

Minneapolis - Minnesota  
Teléfono: +1 612 3788000

### FRANCIA

Saint-Quentin-Fallavier - Isère  
Teléfono: +33 4 74991135  
[info-fr@weg.net](mailto:info-fr@weg.net)

### GHANA

Accra  
Teléfono: +233 30 2766490  
[info@zestghana.com.gh](mailto:info@zestghana.com.gh)

### INDIA

Bangalore - Karnataka  
Teléfono: +91 80 41282007  
[info-in@weg.net](mailto:info-in@weg.net)

Hosur - Tamil Nadu  
Teléfono: +91 4344 301577  
[info-in@weg.net](mailto:info-in@weg.net)

### ITALIA

Cinisello Balsamo - Milano  
Teléfono: +39 2 61293535  
[info-it@weg.net](mailto:info-it@weg.net)

### JAPON

Yokohama - Kanagawa  
Teléfono: +81 45 5503030  
[info-jp@weg.net](mailto:info-jp@weg.net)

### MALASIA

Shah Alam - Selangor  
Teléfono: +60 3 78591626  
[info@wattdrive.com.my](mailto:info@wattdrive.com.my)

### MEXICO

Huehuetoca - Mexico  
Teléfono: +52 55 53214275  
[info-mx@weg.net](mailto:info-mx@weg.net)

### PAISES BAJOS

Tizayuca - Hidalgo  
Teléfono: +52 77 97963790

### PERU

La Victoria - Lima  
Teléfono: +51 1 2097600  
[info-pe@weg.net](mailto:info-pe@weg.net)

### PORTUGAL

Maia - Porto  
Teléfono: +351 22 9477700  
[info-pt@weg.net](mailto:info-pt@weg.net)

### RUSIA y CEI

Saint Petersburg  
Teléfono: +7 812 363 2172  
[sales-wes@weg.net](mailto:sales-wes@weg.net)

### SINGAPOR

Singapor  
Teléfono: +65 68589081  
[info-sg@weg.net](mailto:info-sg@weg.net)

Singapor  
Teléfono: +65 68622220  
[watteuro@watteuro.com.sg](mailto:watteuro@watteuro.com.sg)

### SUDAFRICA

Johannesburg  
Teléfono: +27 11 7236000  
[info@zest.co.za](mailto:info@zest.co.za)

### SUECIA

Mölnlycke - Suecia  
Teléfono: +46 31 888000  
[info-se@weg.net](mailto:info-se@weg.net)

### REINO UNIDO

Redditch - Worcestershire  
Teléfono: +44 1527 513800  
[info-uk@weg.net](mailto:info-uk@weg.net)

### VENEZUELA

Valencia - Carabobo  
Teléfono: +58 241 8210582  
[info-ve@weg.net](mailto:info-ve@weg.net)

Para los países donde no hay una operación WEG, encuentre el distribuidor local en [www.weg.net](http://www.weg.net).



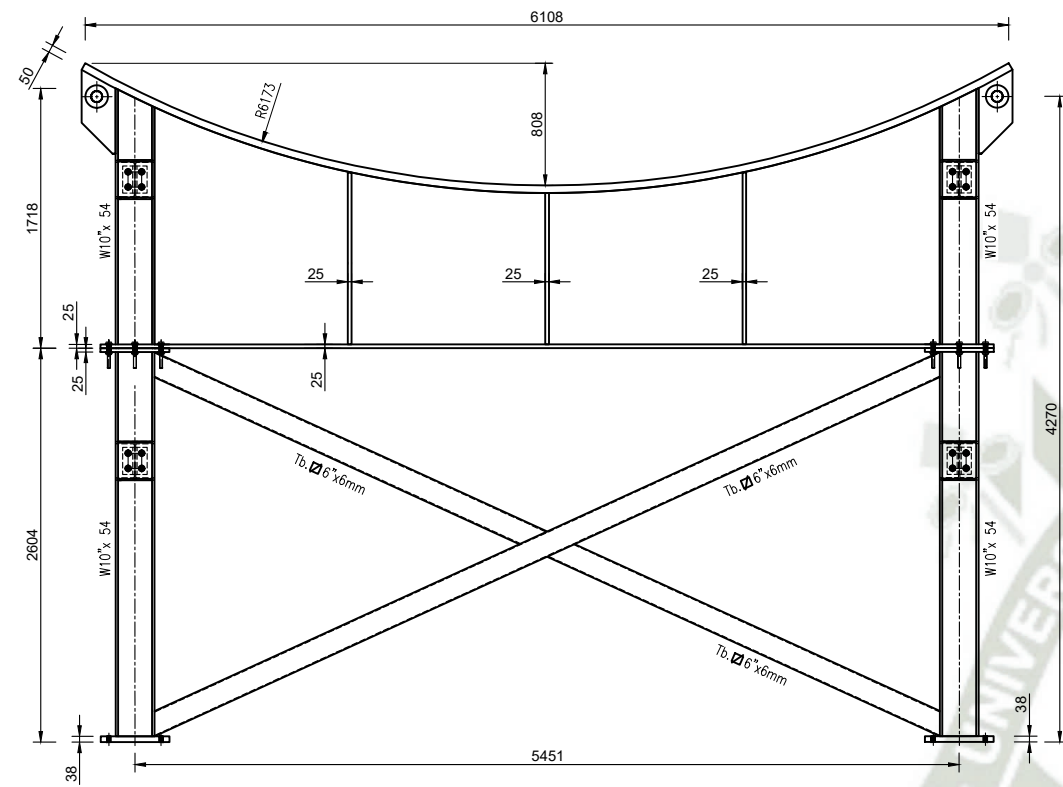
Grupo WEG - Unidad Motores  
Jaraguá do Sul - SC - Brasil  
Teléfono: +55 (47) 3276-4000  
[motores@weg.net](mailto:motores@weg.net)  
[www.weg.net](http://www.weg.net)



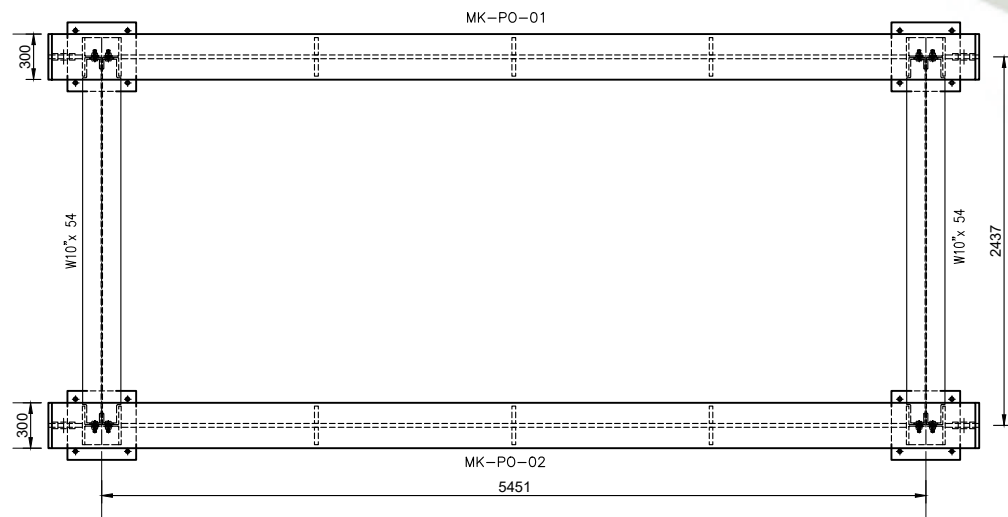
Cod: 5004029 | Rev: 02 | Fecha (má): 10/2017  
Los valores demostrados, pueden ser cambiados sin aviso previo.



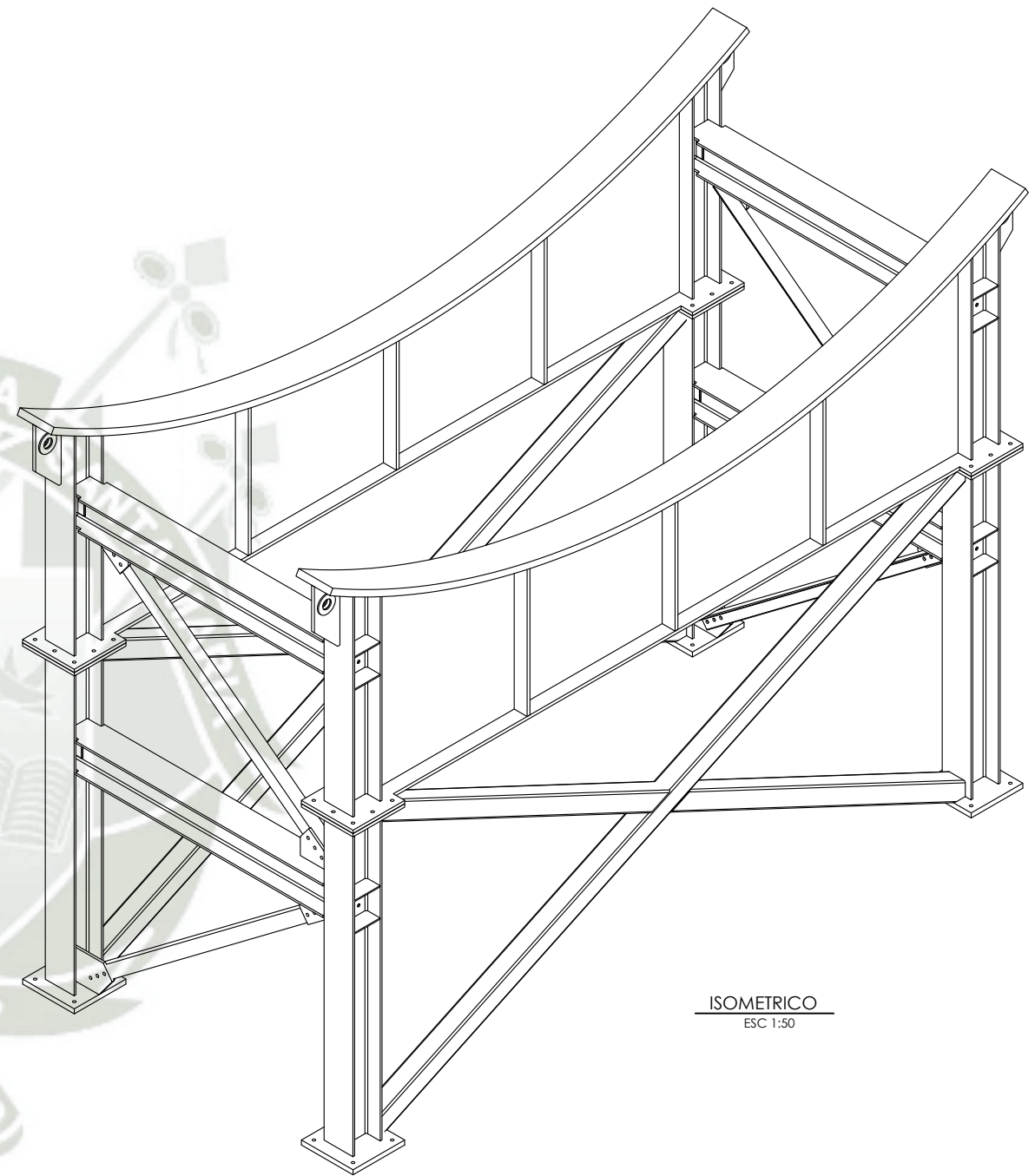
# PLANOS



VISTA FRONTAL  
ESC 1:50

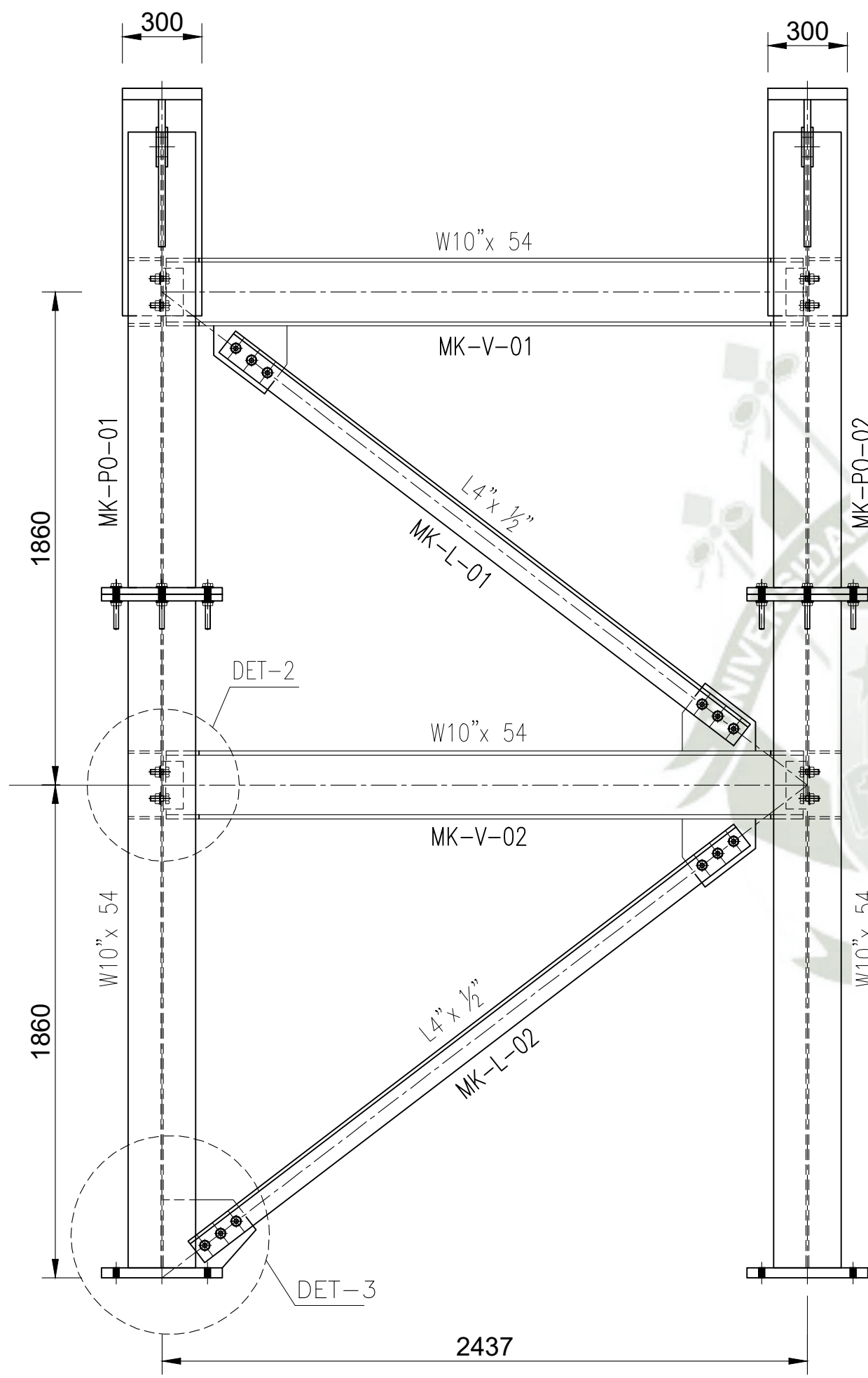


VISTA SUPERIOR  
ESC 1:50

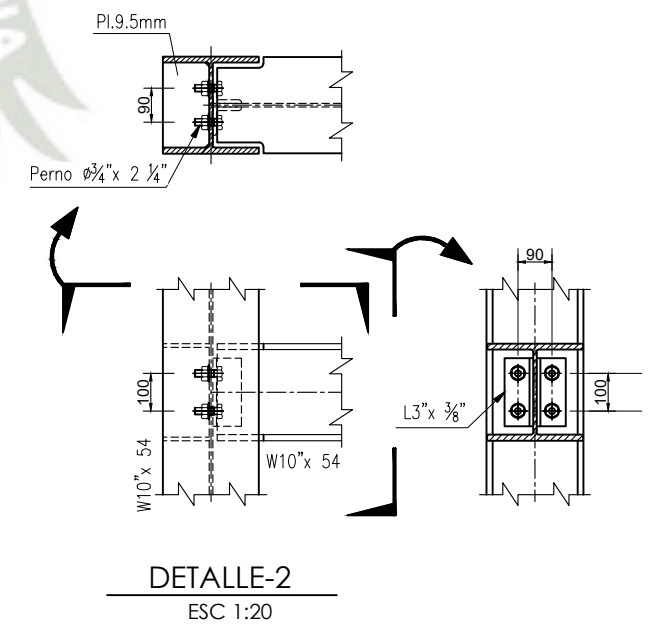
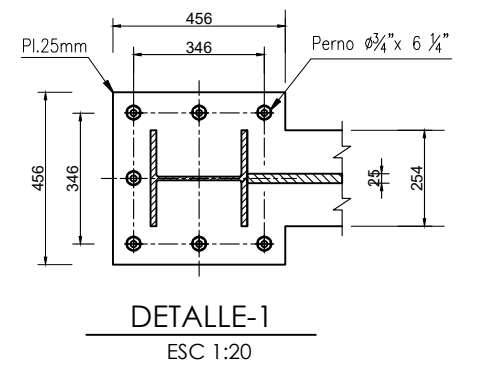
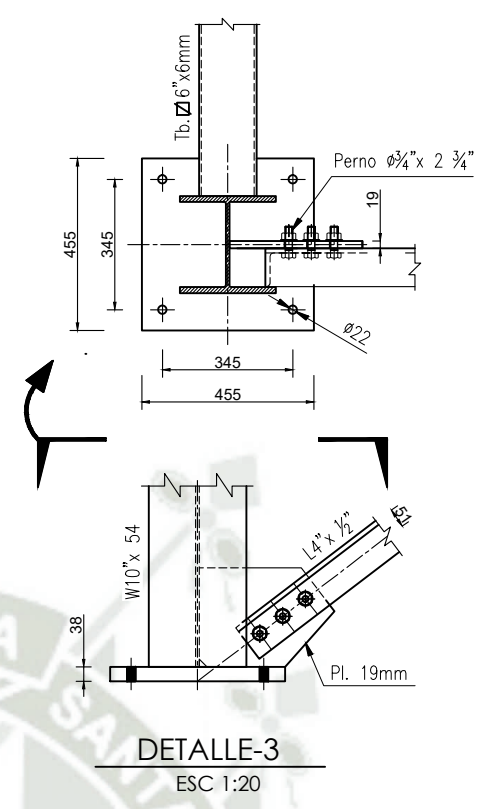


ISOMETRICO  
ESC 1:50

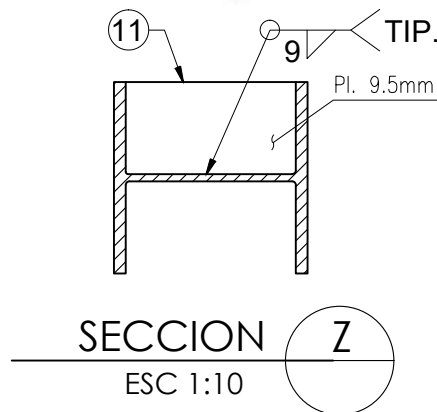
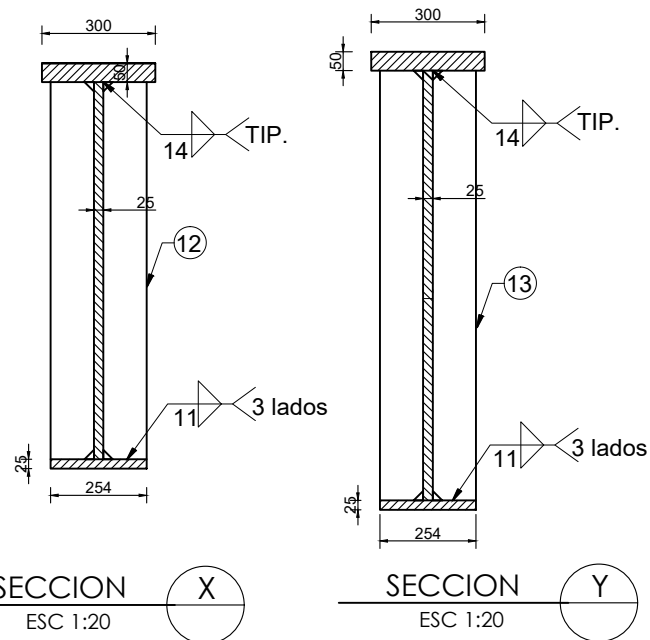
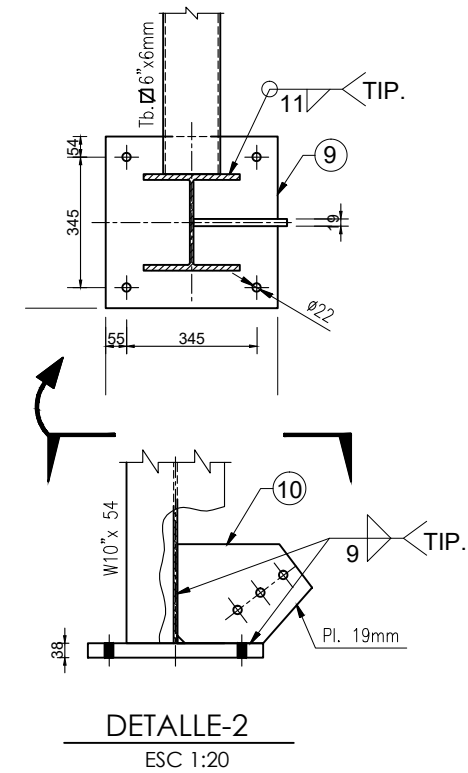
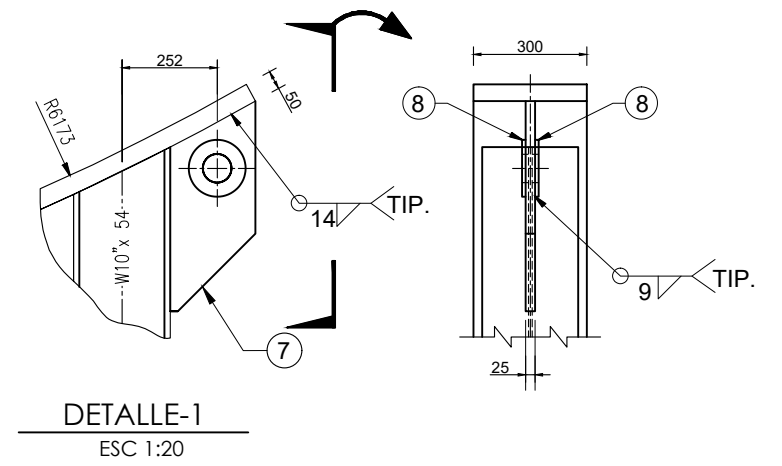
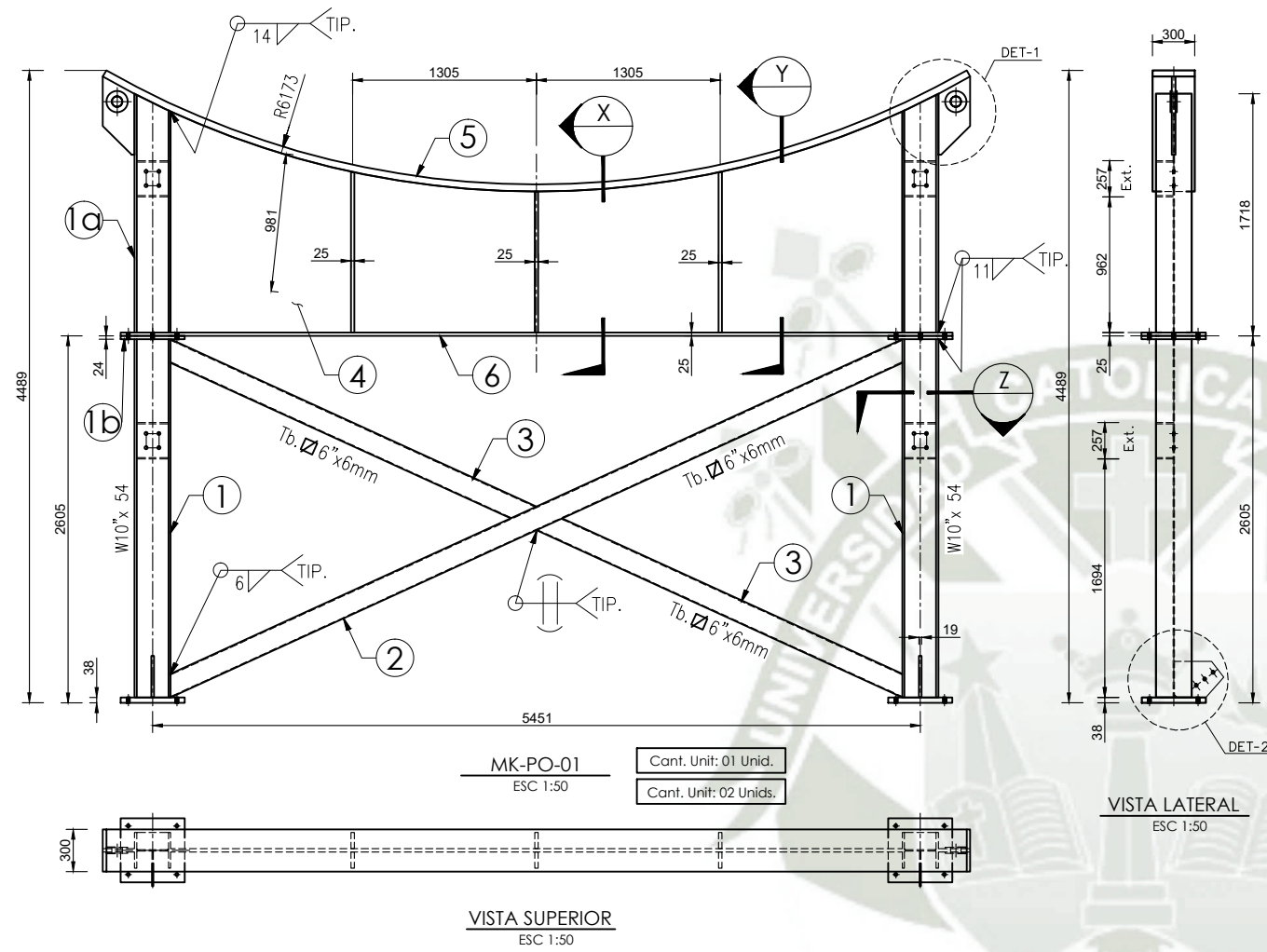
Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO: MON-EST-001	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE ARREGLO GENERAL	Rev. 0
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia		
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO	Página 1/17
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.				



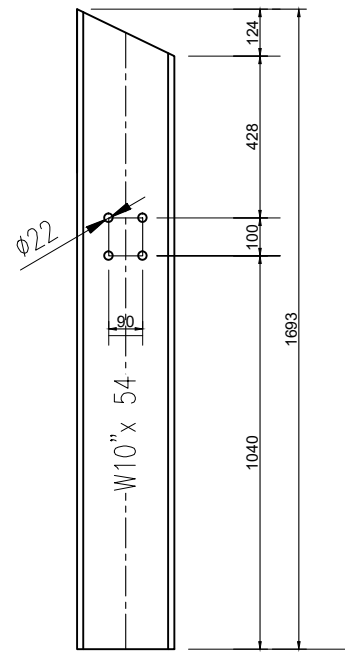
**VISTA LATERAL**  
ESC 1:20



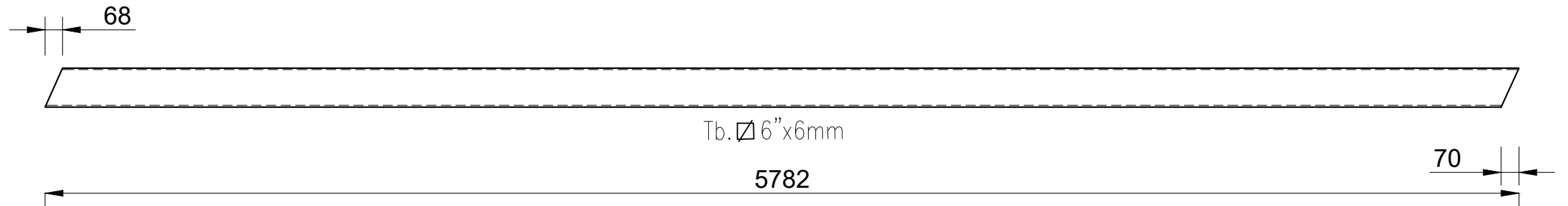
Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
Dibujado	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO: MON-EST-001	
Revisado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE	
Aprobado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	ARREGLO GENERAL	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL	
			SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO	
				Rev. 0
				Página 2/17



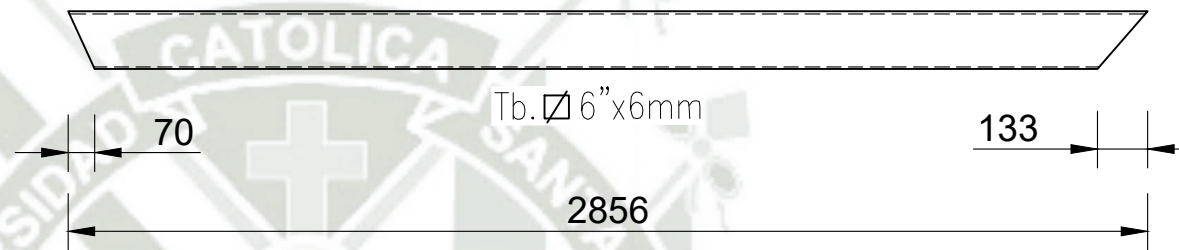
Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
			NUMERO DE PLANO FAB-EST-001	
Dibujado	04/07/2025	Nombre Darwin Anco	NOMBRE PORTICO-01	
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	Rev. 0	
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	Página 3/17	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO	



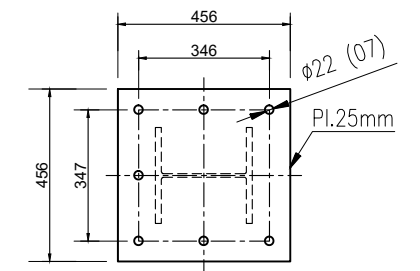
ITEM-1a  
ESC 1:20



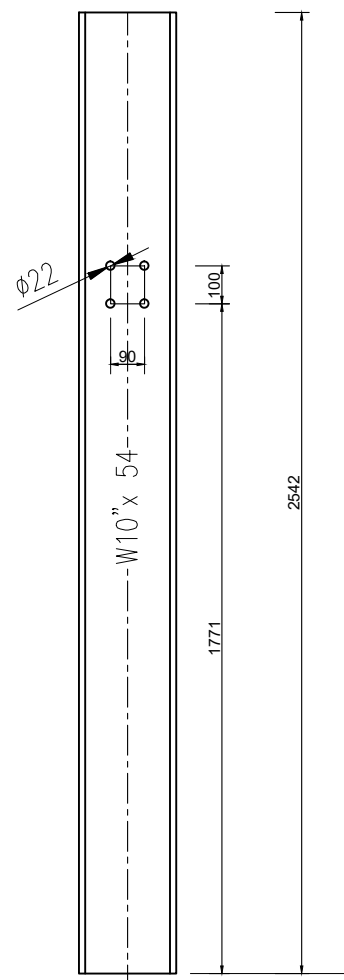
ITEM-2  
ESC 1:20



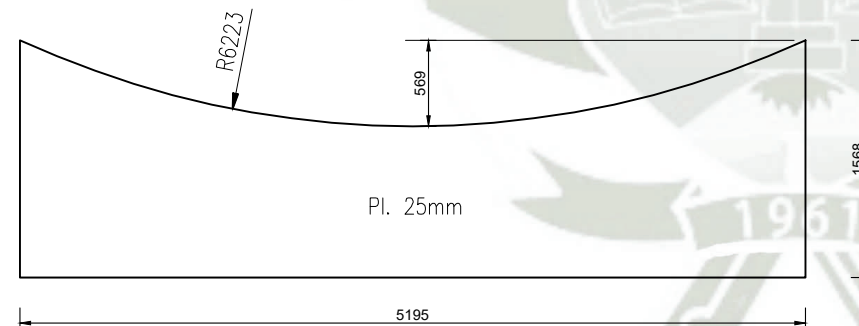
ITEM-3  
ESC 1:20



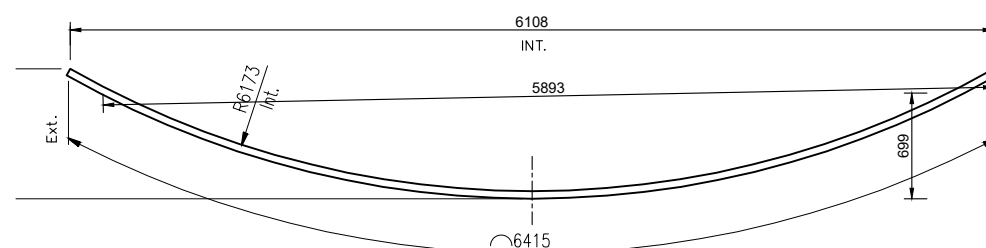
ITEM-1b  
ESC 1:20



ITEM-1  
ESC 1:20



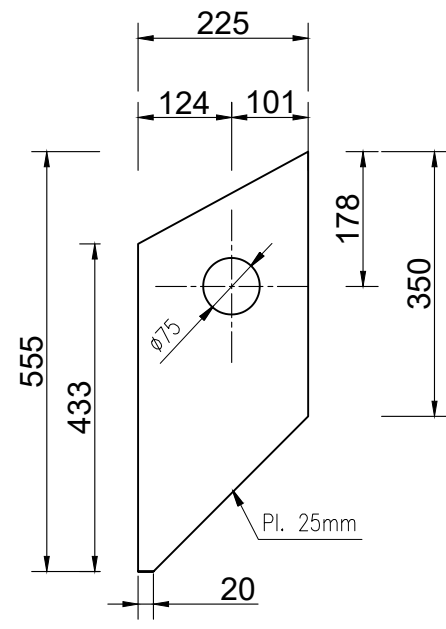
ITEM-4  
ESC 1:50



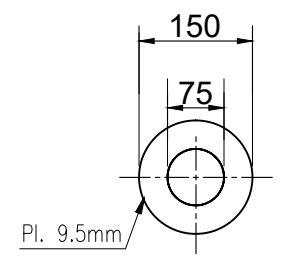
ITEM-5  
ESC 1:50

Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Material (mm)					
A36	755.4	755.4	6415	300	50.0	Plancha de acero	1	5
A36	1598.6	1598.6	5195	1568	25.0	Plancha de acero	1	4
A500	163.9	81.6	2856	-	-	Tubo cuadrado 6"x6"x6mm	2	3
A500	165.9	165.9	5782	-	-	Tubo cuadrado 6"x6"x6mm	1	2
A36	81.6	40.8	456	456	25.0	Plancha de acero	2	1b
A992	272.6	136.3	1693	-	-	Viga W10" x 54 lbs/pie	2	1a
A992	409.3	204.7	2542	-	-	Viga W10" x 54 lbs/pie	2	1

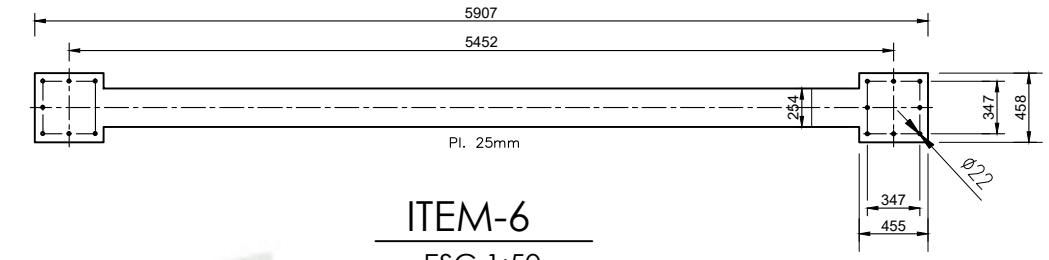
Proyección ISO E	Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
		NUMERO DE PLANO FAB-EST-001	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE PORTICO-01
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO
			Rev. 0
			Página 4/17



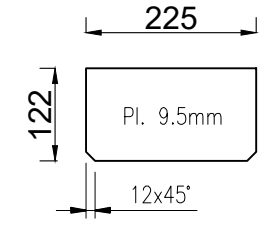
ITEM-7  
ESC 1:10



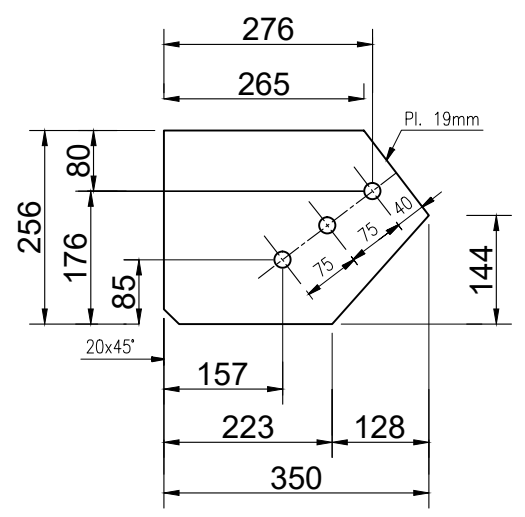
ITEM-8  
ESC 1:10



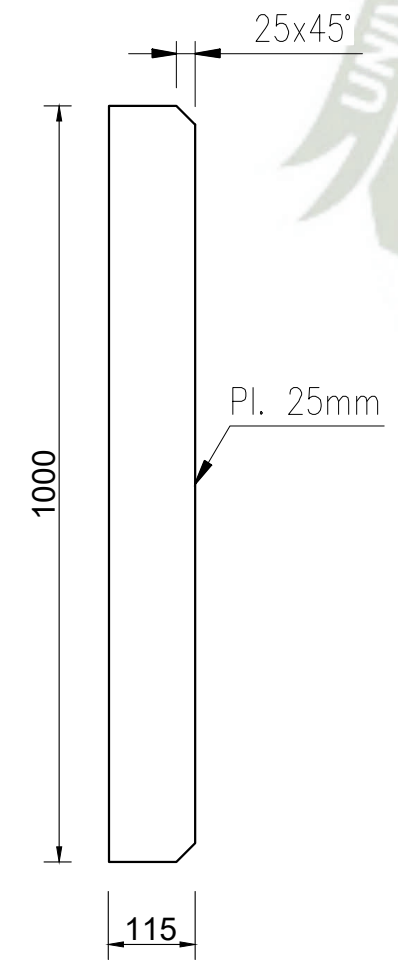
ITEM-6  
ESC 1:50



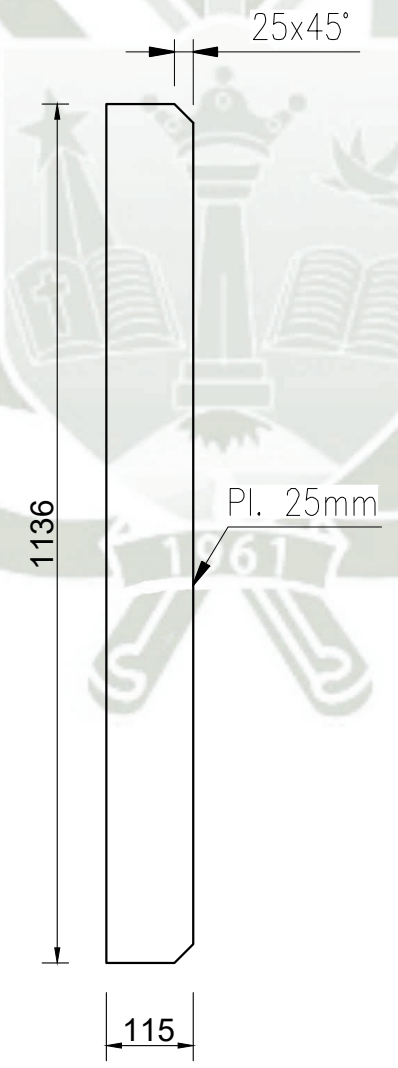
ITEM-11  
ESC 1:10



ITEM-10  
ESC 1:10



ITEM-12  
ESC 1:10



ITEM-13  
ESC 1:10

Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Materia (mm)					
A36	102.6	25.6	1136	115	25.0	Plancha de acero	4	13
A36	45.1	22.6	1000	115	25.0	Plancha de acero	2	12
A36	16.4	2.0	225	122	9.5	Plancha de acero	8	11
A36	26.9	13.5	351	257	19.0	Plancha de acero	2	10
A36	123.5	61.8	455	455	38.0	Plancha de acero	2	9
A36	6.7	1.7	150	150	9.5	Plancha de acero	4	8
A36	49.0	24.5	555	225	25.0	Plancha de acero	2	7
A36	528.6	528.6	5907	456	25.0	Plancha de acero	1	6

Proyección ISO E Formato A3-ISO 216 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA

Fecha 04/07/2025 Nombre Darwin Anco NUMERO DE PLANO FAB-EST-001

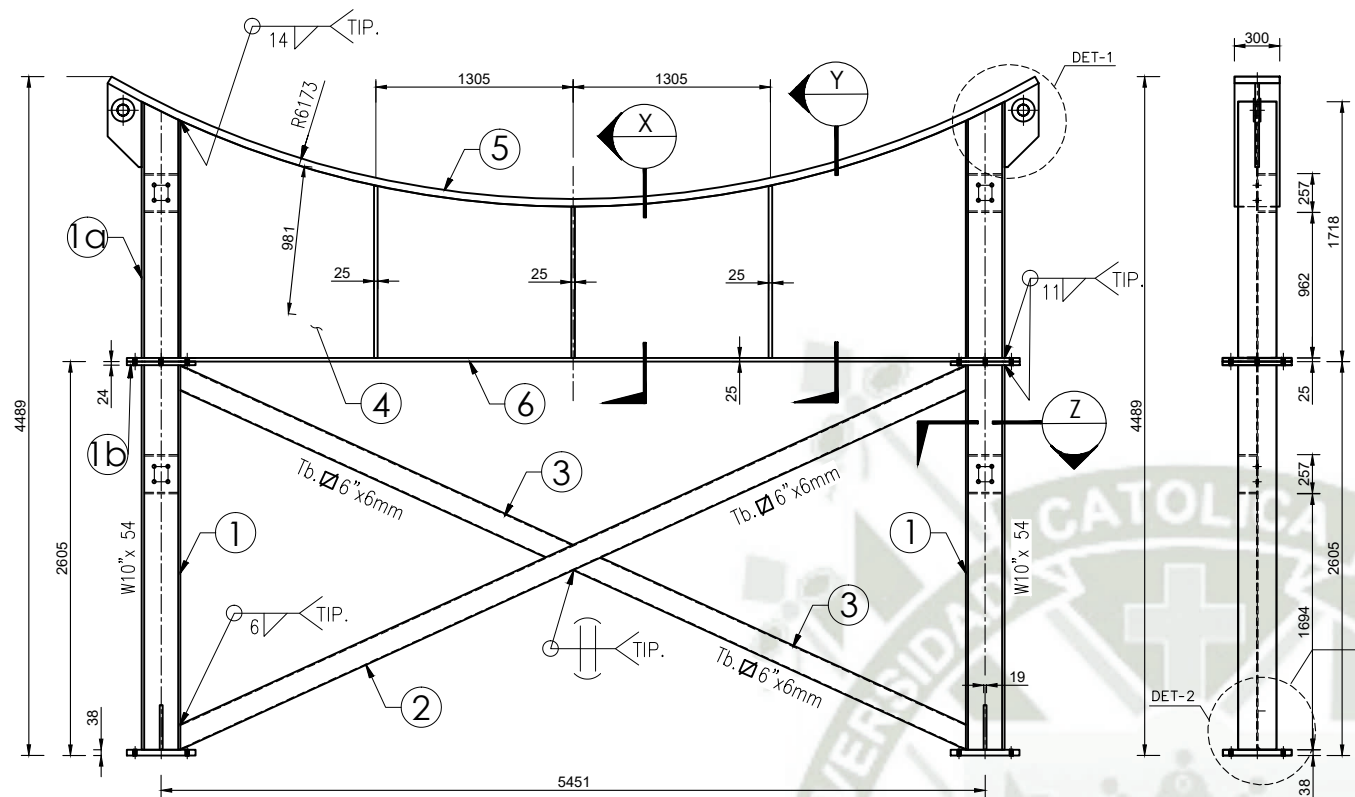
Revisado 06/07/2025 Dr. M.Valencia NOMBRE PORTICO-01

Aprobado 14/07/2025 Dr. M.Valencia

Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.

PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO

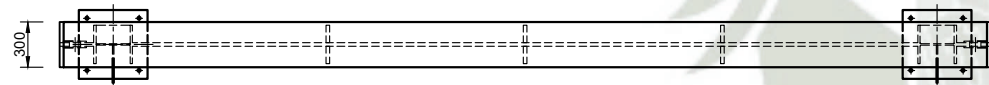
Página 5/17



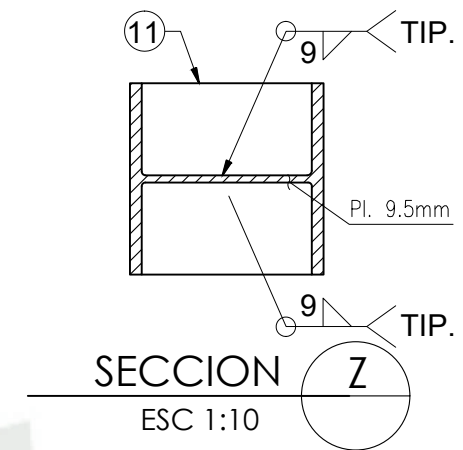
MK-PO-02  
ESC 1:50

Cant.	Unif:	01 Unid.
Cant.	Unif:	02 Unids.

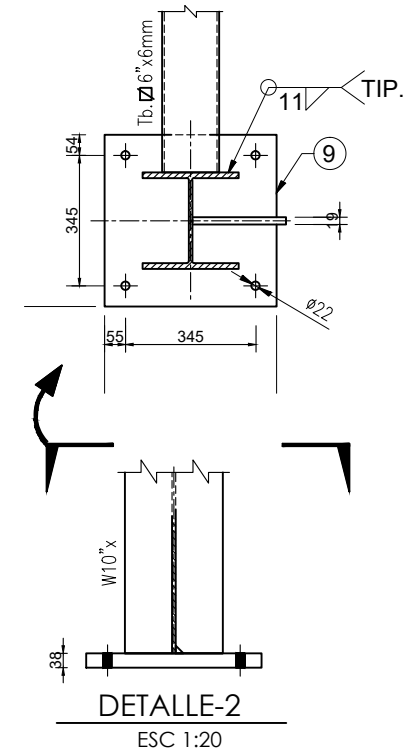
VISTA LATERAL  
ESC 1:50



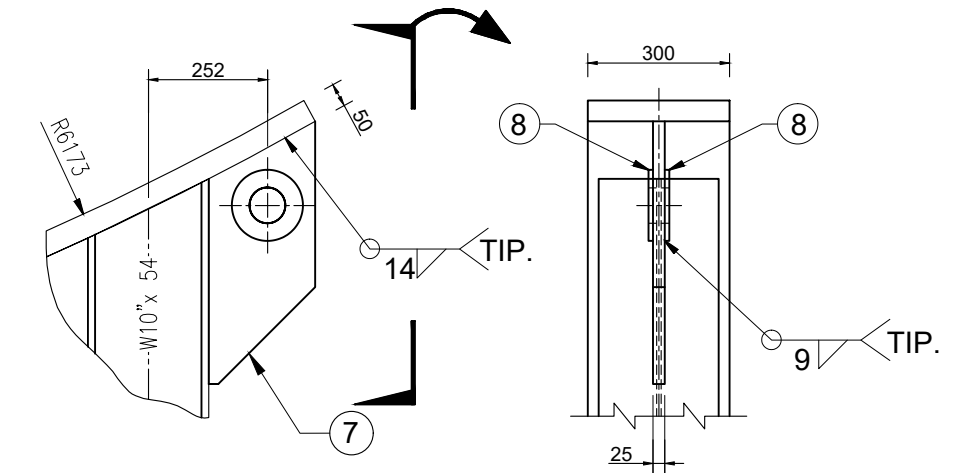
VISTA SUPERIOR  
ESC 1:50



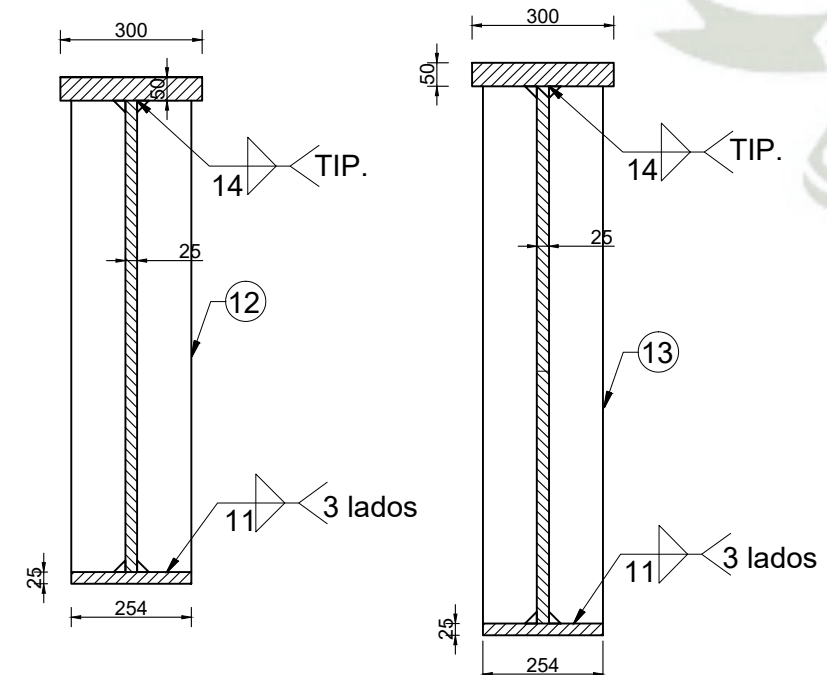
SECCION Z  
ESC 1:10



DETALLE-2  
ESC 1:20



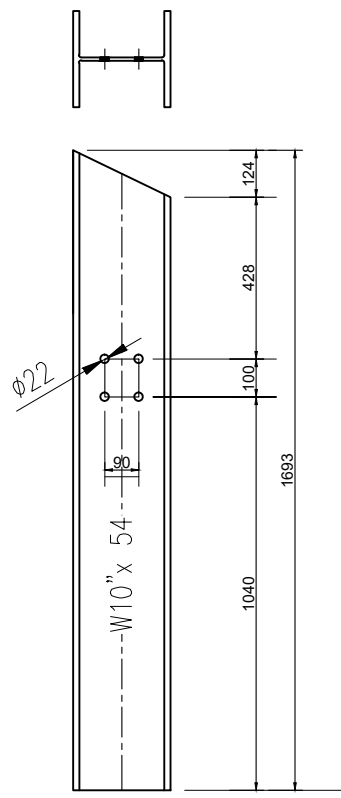
DETALLE-1  
ESC 1:20



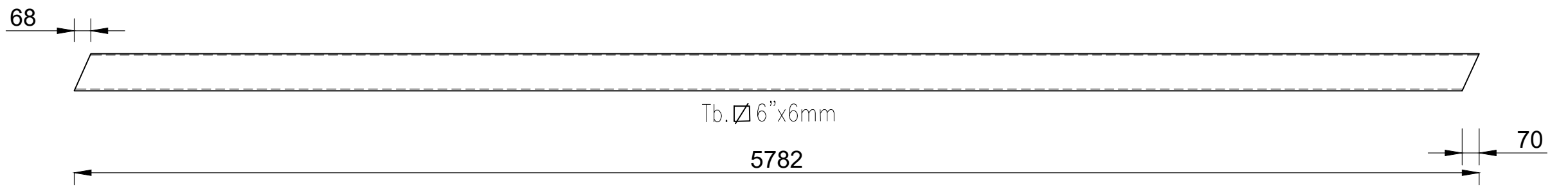
SECCION X  
ESC 1:20

SECCION Y  
ESC 1:20

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO FAB-EST-002	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco		
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE PORTICO-02	
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	Rev. 0	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO	
			Página 6/17	



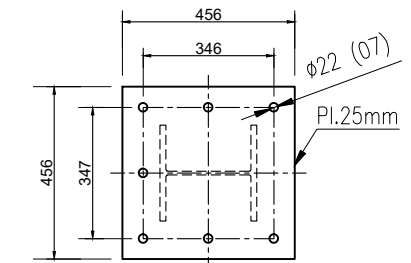
ITEM-1a  
ESC 1:20



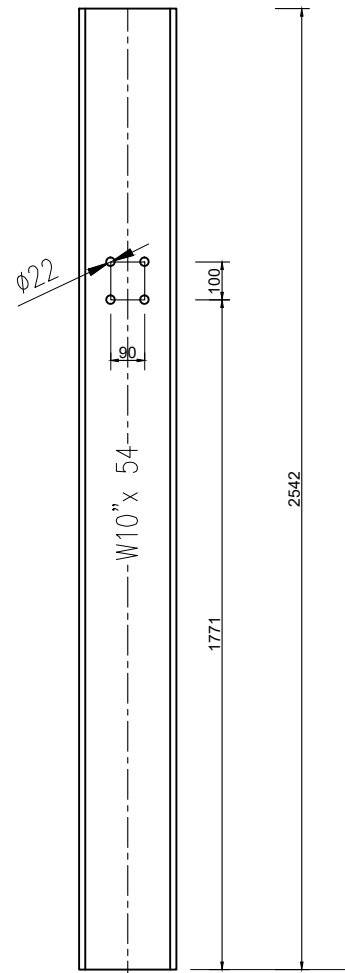
ITEM-2  
ESC 1:20



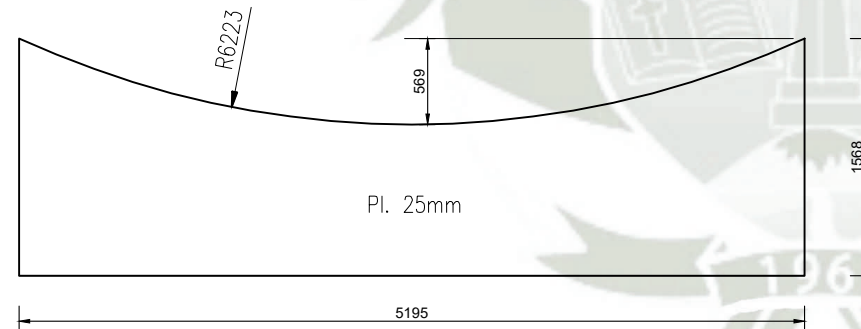
ITEM-3  
ESC 1:20



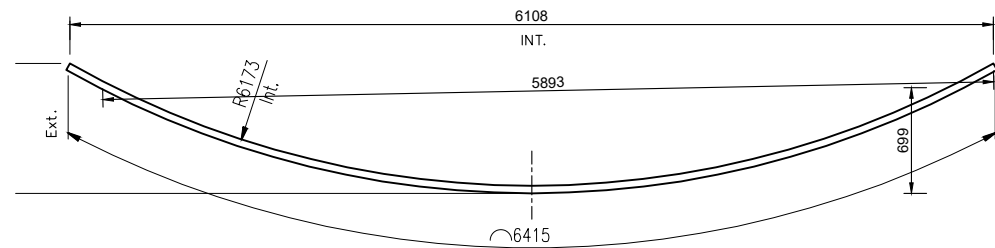
ITEM-1b  
ESC 1:20



ITEM-1  
ESC 1:20



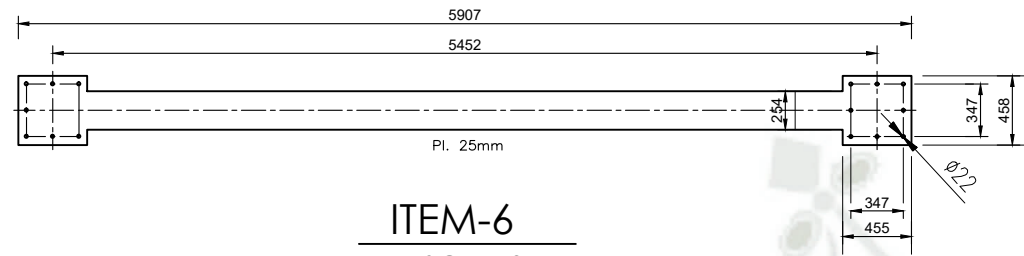
ITEM-4  
ESC 1:50



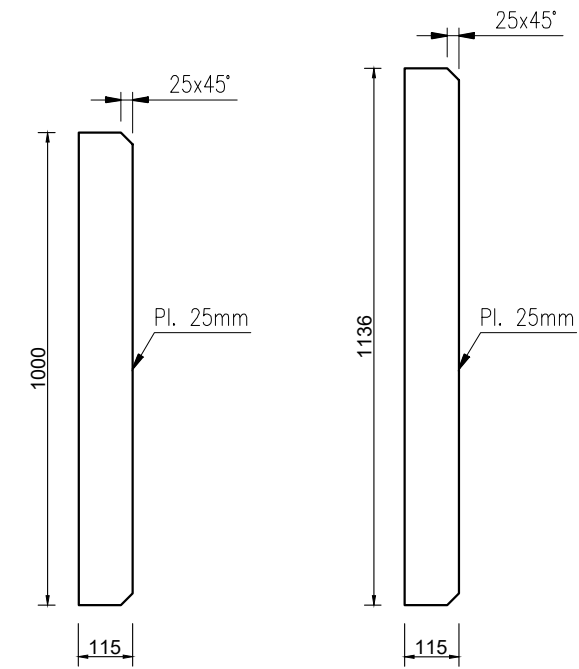
ITEM-5  
ESC 1:50

Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Material (mm)					
A36	755.4	755.4	6415	300	50.0	Plancha de acero	1	5
A36	1598.6	1598.6	5195	1568	25.0	Plancha de acero	1	4
A500	163.9	81.6	2856	-	-	Tubo cuadrado 6"x6"x6mm	2	3
A500	165.9	165.9	5782	-	-	Tubo cuadrado 6"x6"x6mm	1	2
A36	81.6	40.8	456	456	25.0	Plancha de acero	2	1b
A992	272.6	136.3	1693	-	-	Viga W10" x 54 lbs/pie	2	1a
A992	409.3	204.7	2542	-	-	Viga W10" x 54 lbs/pie	2	1

Proyección ISO E	Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha 04/07/2025	NUMERO DE PLANO FAB-EST-002	
	Nombre Darwin Anco		
Dibujado	06/07/2025	NOMBRE PORTICO-02	
Revisado	14/07/2025		
Aprobado			
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.		PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO	
		Página 7/17	

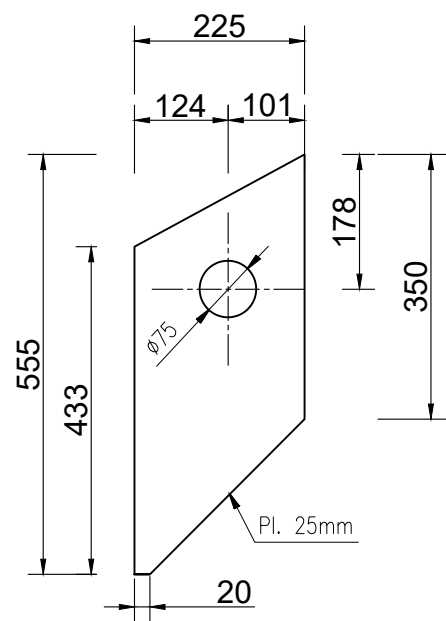


ITEM-6  
ESC 1:50

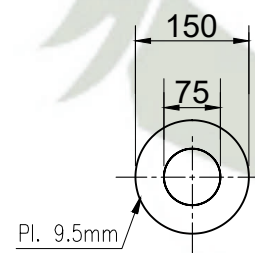


ITEM-12  
ESC 1:10

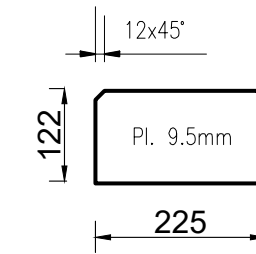
ITEM-13  
ESC 1:10



ITEM-7  
ESC 1:10



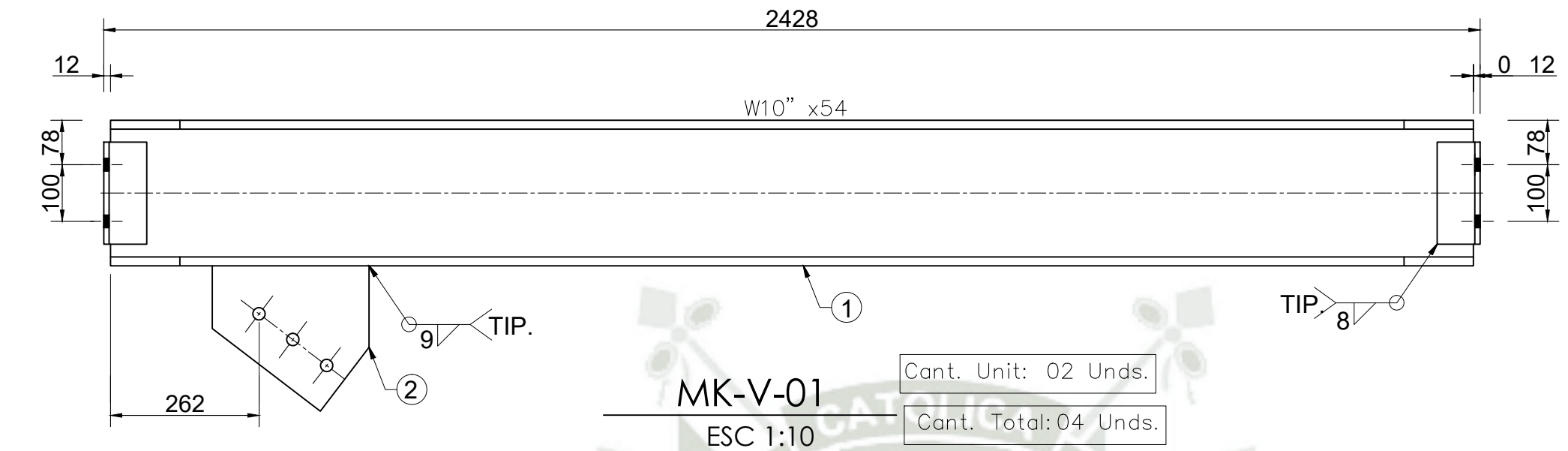
ITEM-8  
ESC 1:10



ITEM-11  
ESC 1:10

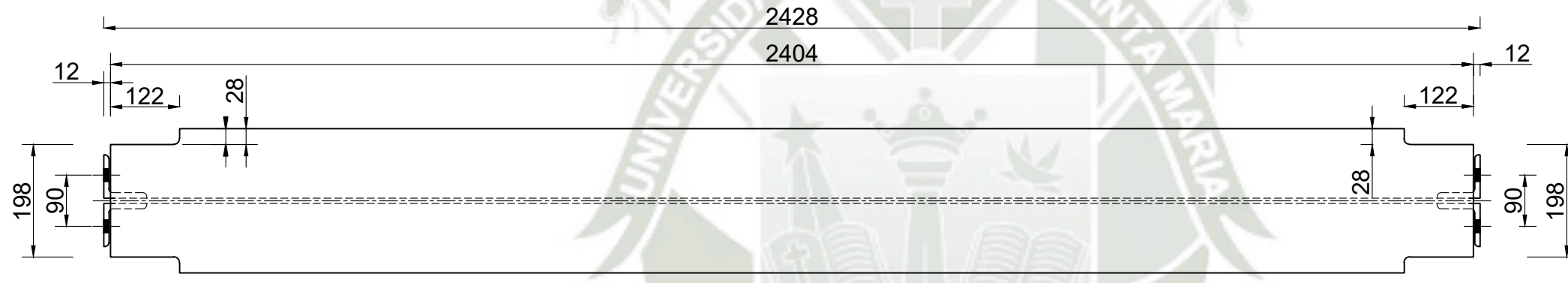
Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Materia (mm)					
A36	102.6	25.6	1136	115	25.0	Plancha de acero	4	13
A36	45.1	22.6	1000	115	25.0	Plancha de acero	2	12
A36	16.4	2.0	225	122	9.5	Plancha de acero	8	11
A36	26.9	13.5	351	257	19.0	Plancha de acero	2	10
A36	123.5	61.8	455	455	38.0	Plancha de acero	2	9
A36	6.7	1.7	150	150	9.5	Plancha de acero	4	8
A36	49.0	24.5	555	225	25.0	Plancha de acero	2	7
A36	528.6	528.6	5907	456	25.0	Plancha de acero	1	6

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA					
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO FAB-EST-002					
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco						
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE PORTICO-02					
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia						
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO					
			Página 8/17					

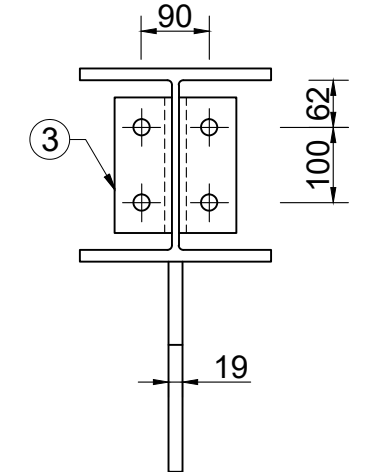


**MK-V-01**  
ESC 1:10

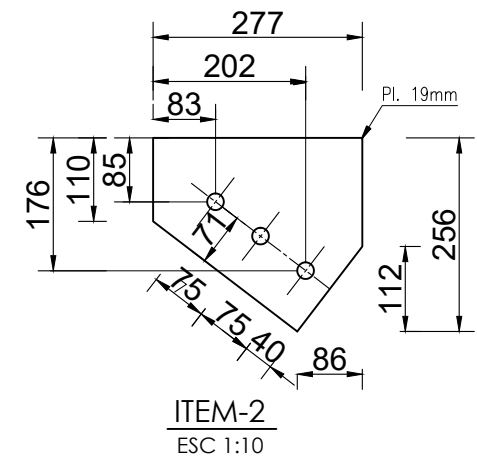
Cant. Unit: 02 Unds.  
Cant. Total: 04 Unds.



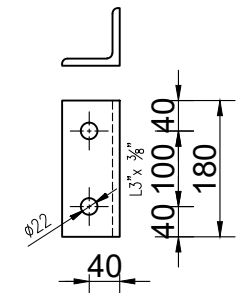
**VISTA SUPERIOR**  
ESC 1:10



**VISTA LATERAL**  
ESC 1:10



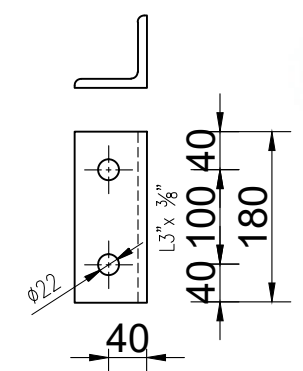
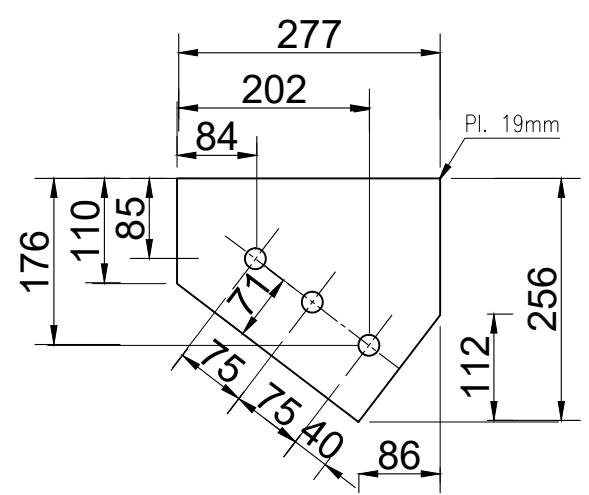
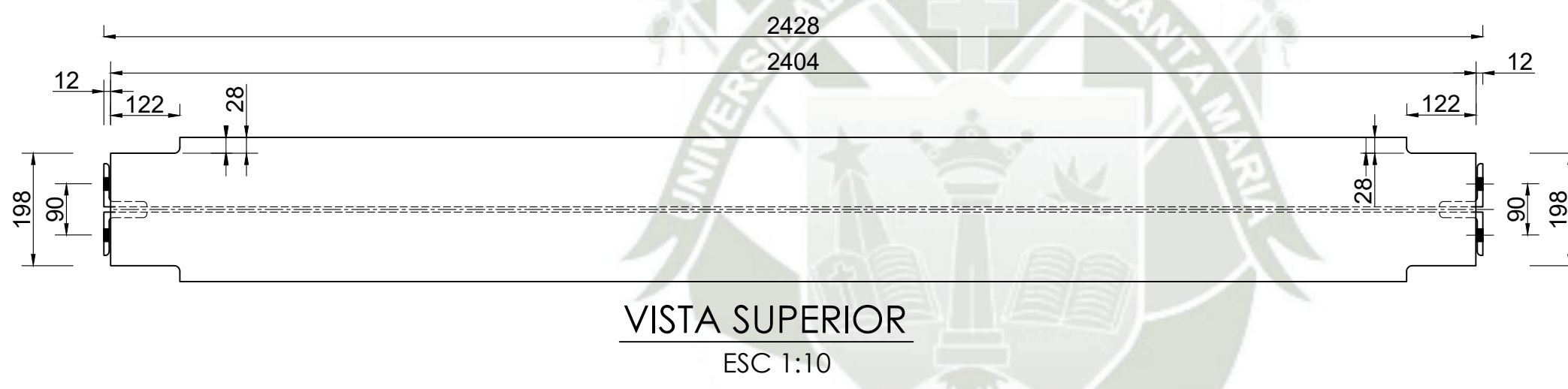
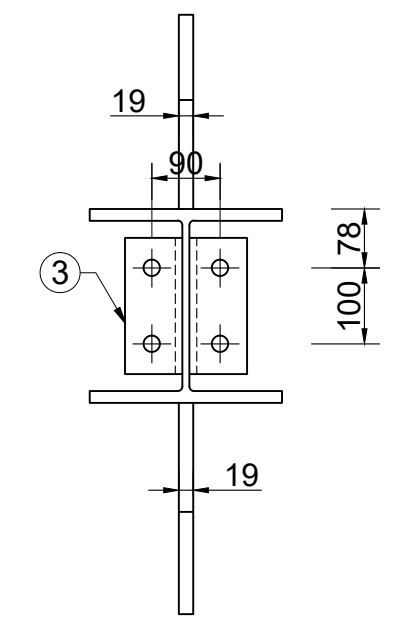
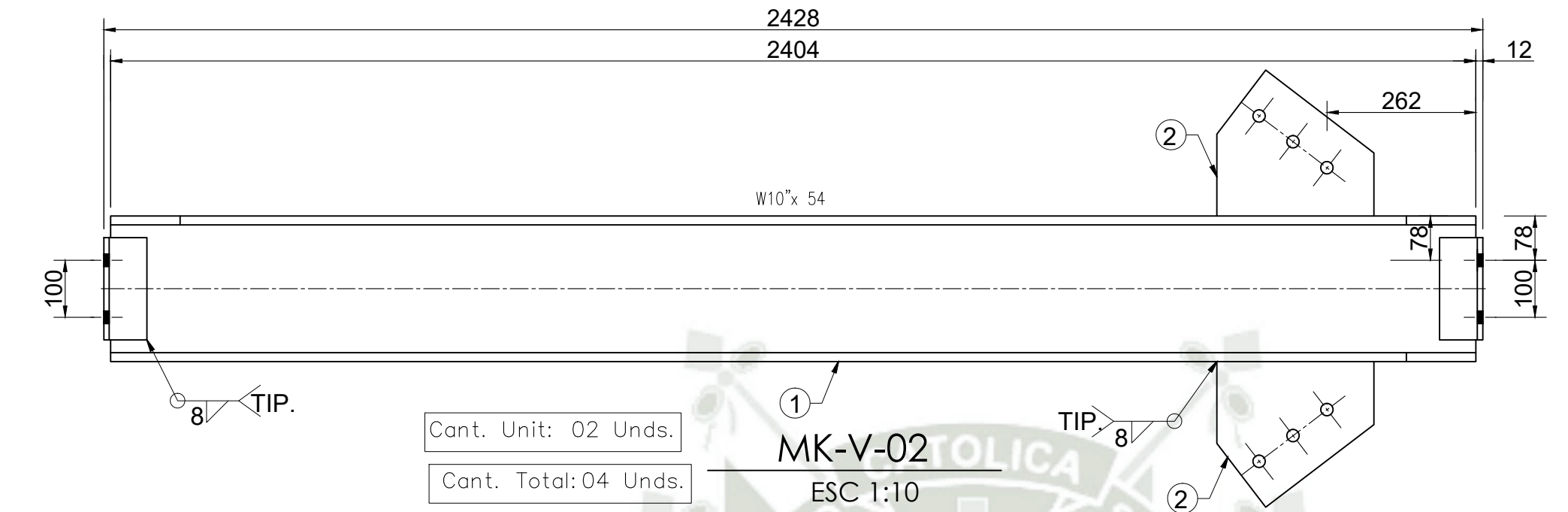
**ITEM-2**  
ESC 1:10



**ITEM-3**  
ESC 1:10

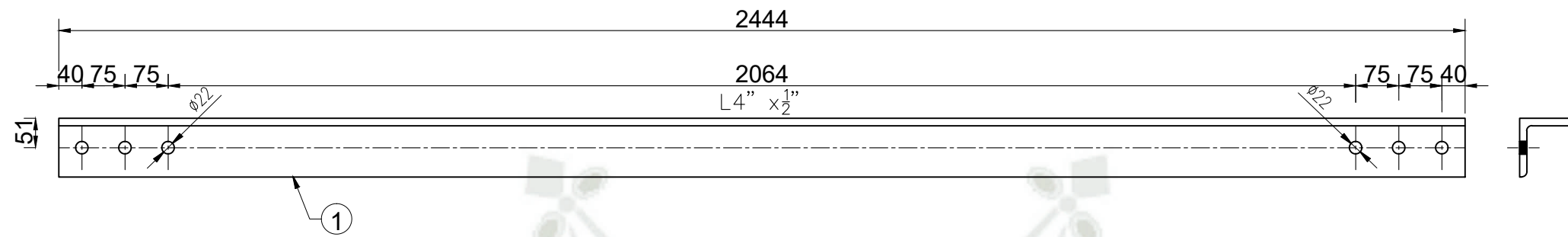
Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Materia (mm)					
A36	7.4	1.9	180	-	-	Angulo 3"x3/8"	4	3
A36	10.6	10.6	277	256	19.0	Plancha de acero	1	2
A992	193.6	193.6	2404	-	-	Viga W10"x54 lbs/pie	1	1

Proyección ISO E	Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	FAB-EST-003
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	MK-V-01
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL
			SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO
			Página 9/17



Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Materia (mm)					
A36	7.4	1.9	180	-	-	Angulo 3"x3/8"	4	3
A36	21.2	10.6	277	256	19.0	Plancha de acero	1	2
A992	193.6	193.6	2404	-	-	Viga W10"x54 lbs/pie	1	1

Proyección ISO E	Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA						
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO FAB-EST-004					
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE MK-V-02					
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	Rev. 0					
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	Página 10/17					
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO					

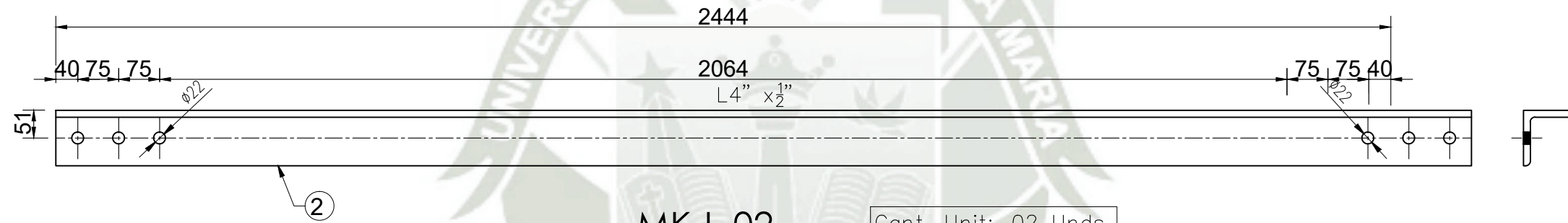


MK-L-01

Cant. Unit: 02 Unds.

ESC 1:10

Cant. Total: 04 Unds.

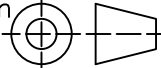



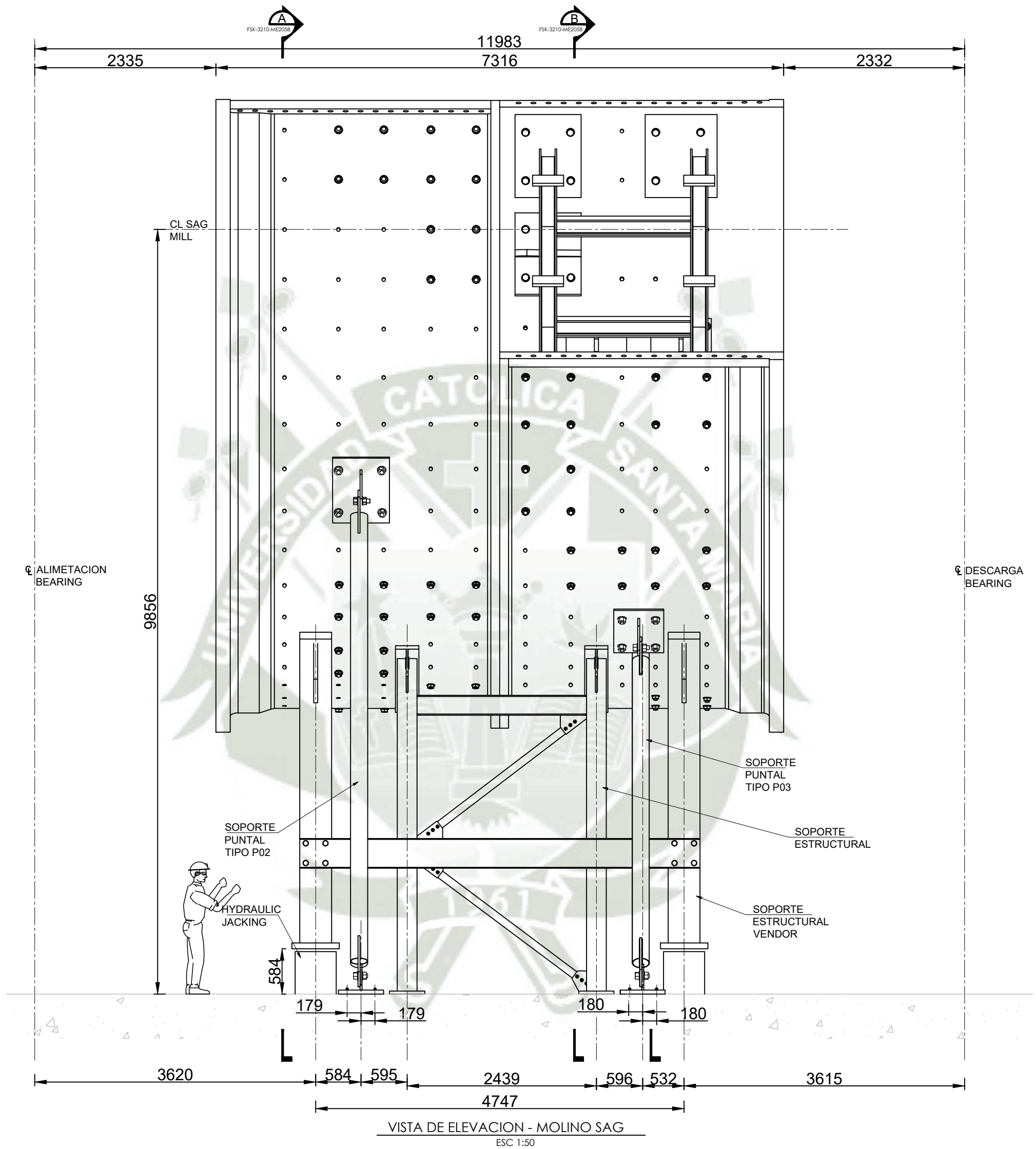
MK-L-02

Cant. Unit: 02 Unds.

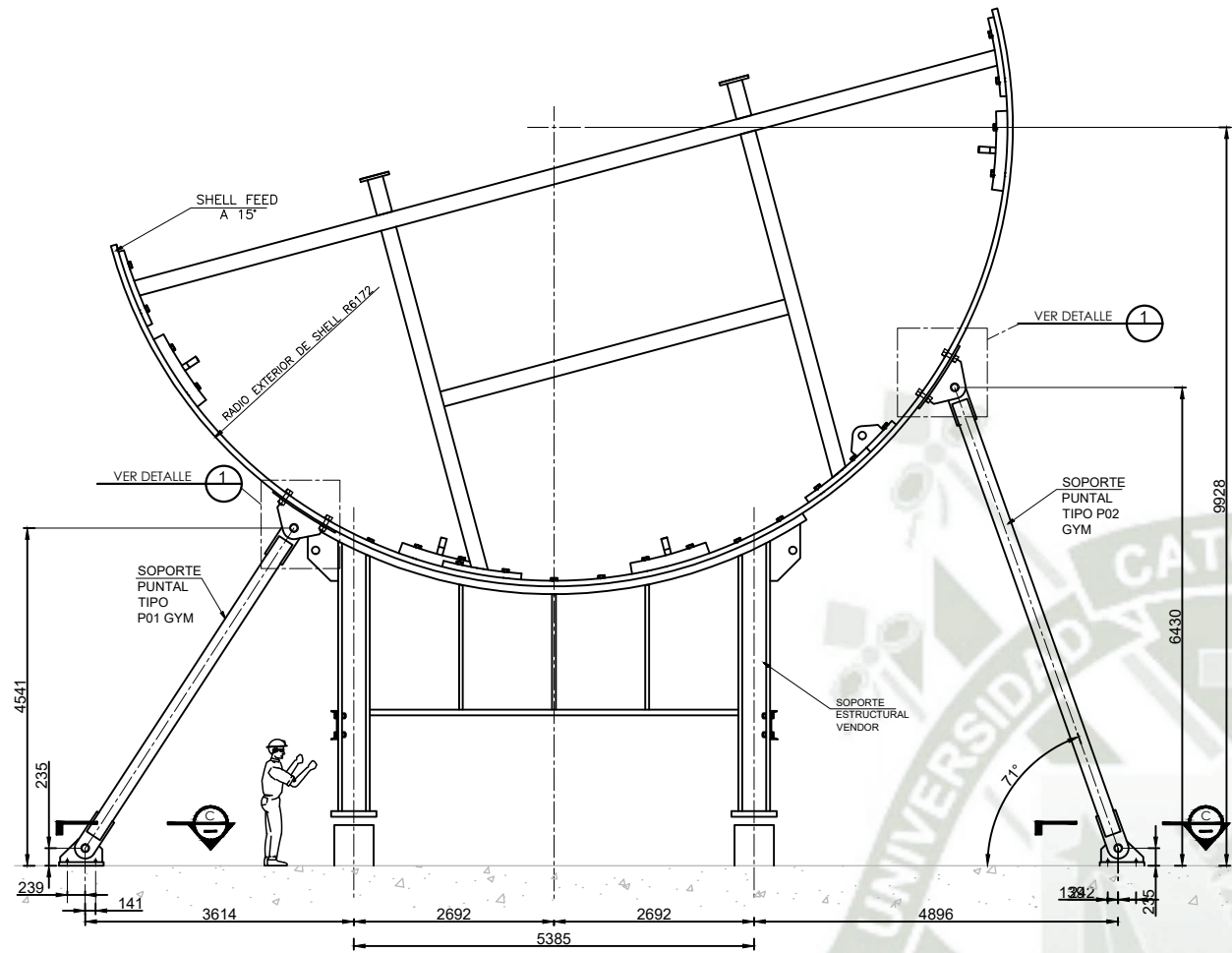
ESC 1:10

Cant. Total: 04 Unds.

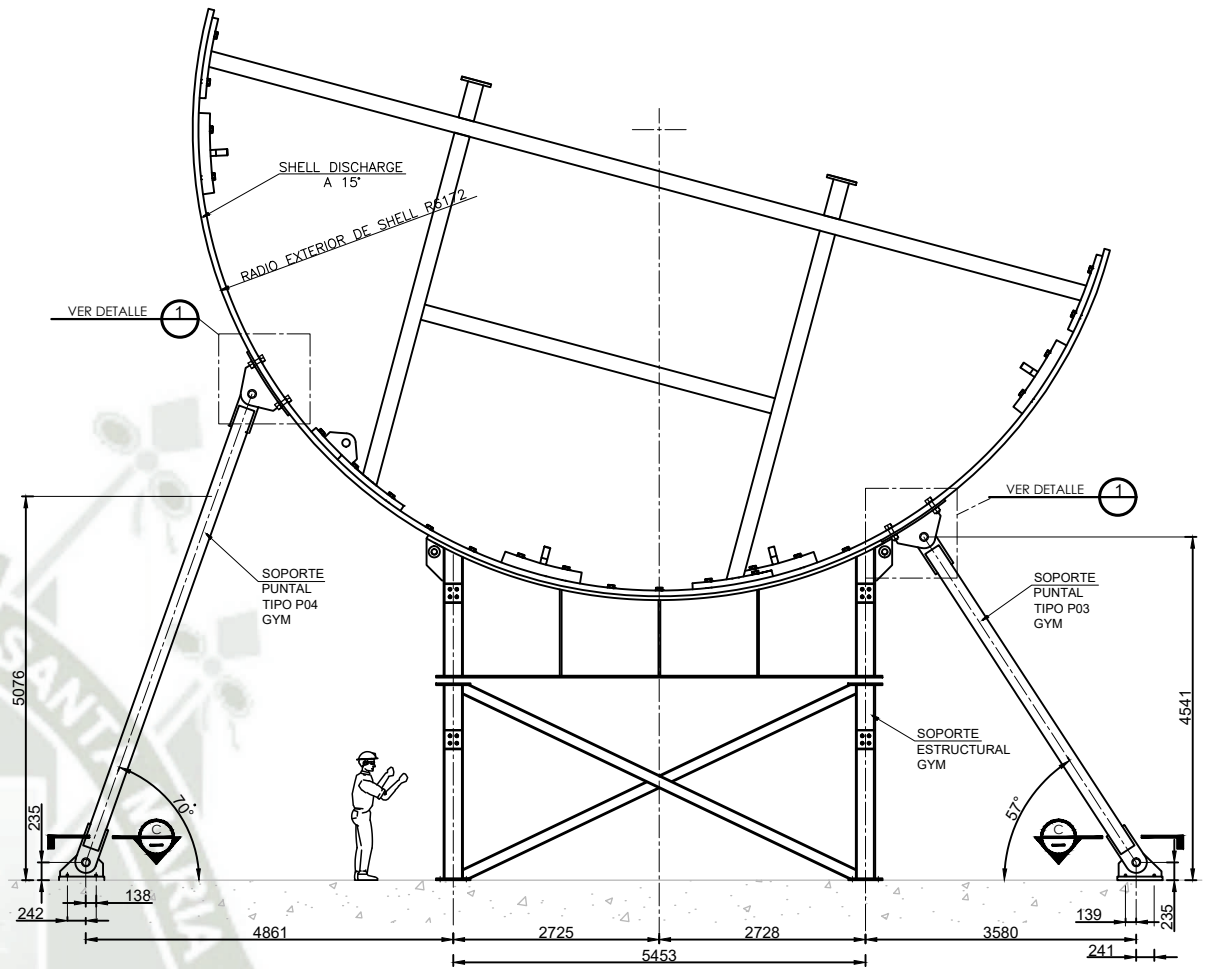
A36	49.2	49.2	2592	256	19.0	Angulo 4"x1/2" MK-L-02	1	2
A36	46.4	46.4	2444	-	-	Angulo 4"x1/2" MK-L-01	1	1
Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Materia (mm)					
Proyección ISO E			Formato A3-ISO 216	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA				
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO FAB-EST-005					
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE DIAGONALES					
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia						
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia						
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE PARA EMSAMBLE DE MOLINO					Página 11/17



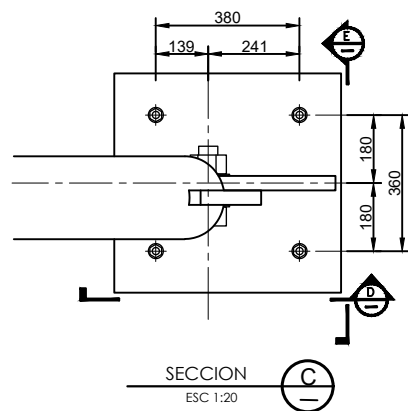
Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO MON-EST-002	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE ARREGLO GENERAL	Rev. 0
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia		
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia		
Nota: Todas las dimensiones en milímetros Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE TIPO PUNTAL	Página 12/17



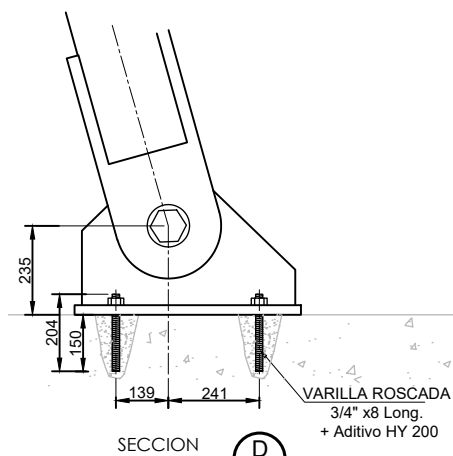
SECCION A  
ESC 1:100 MON-EST-002



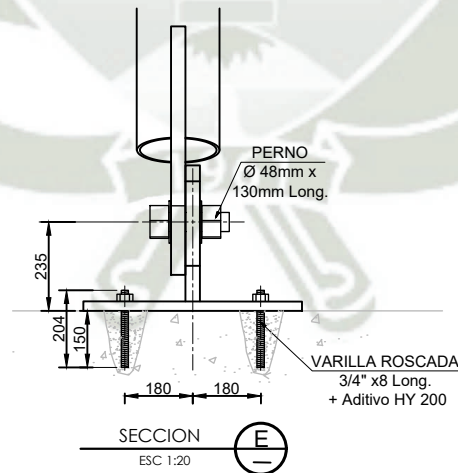
SECCION B  
ESC 1:100 MON-EST-002



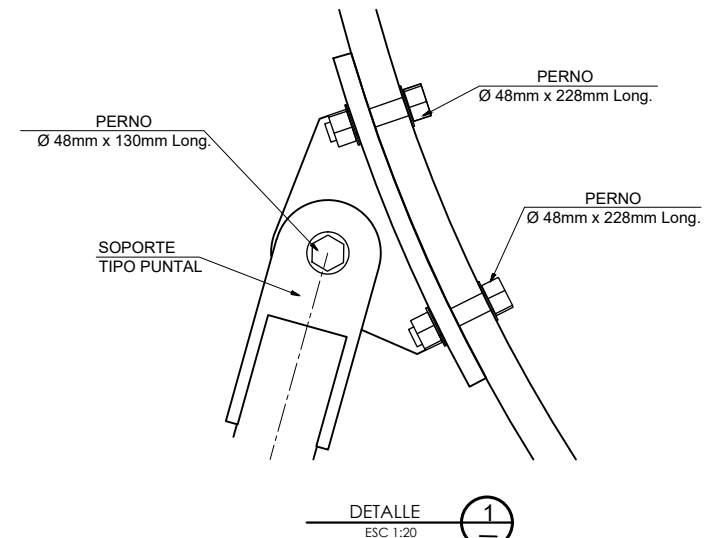
SECCION C  
ESC 1:20



SECCION D  
ESC 1:20

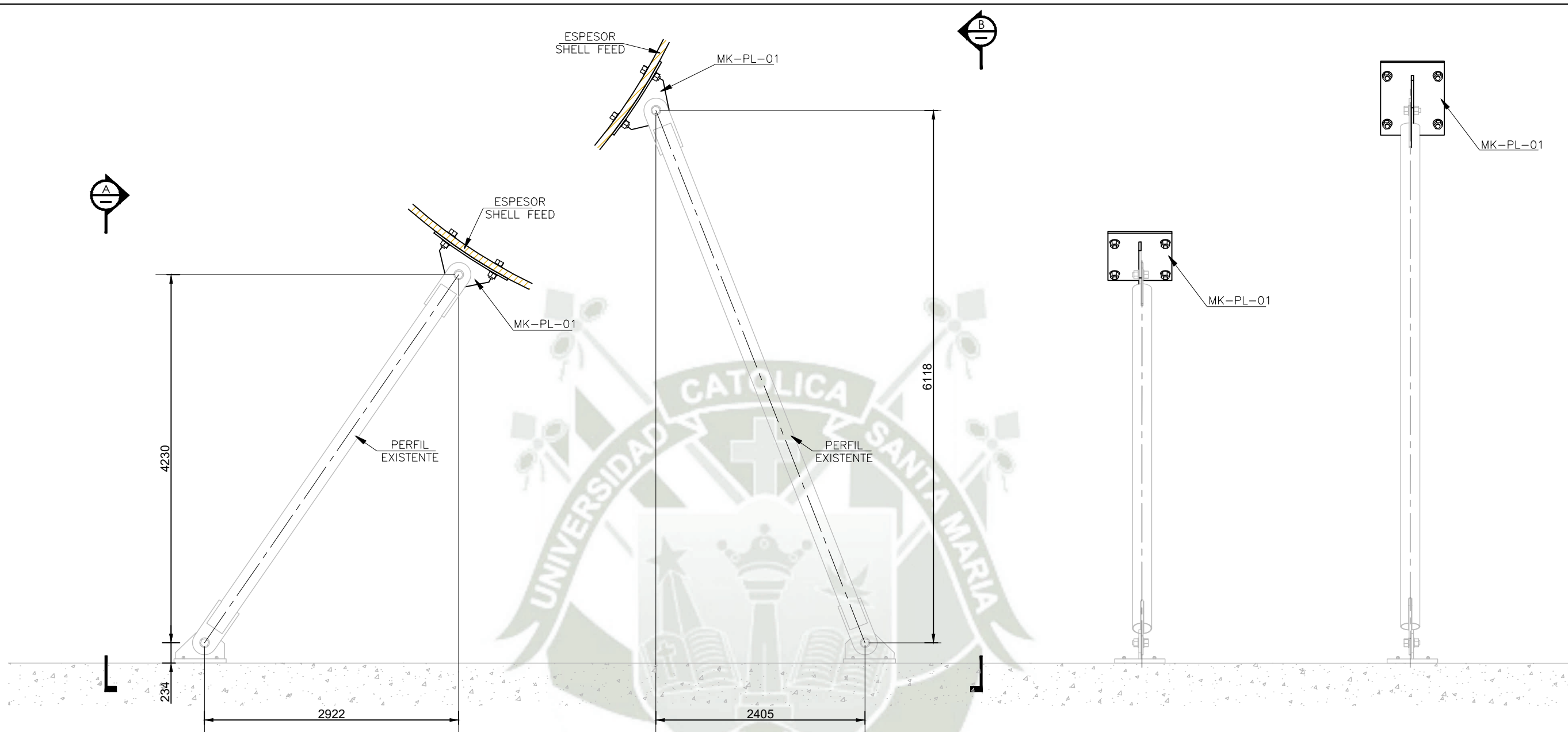


SECCION E  
ESC 1:20



DETALLE 1  
ESC 1:20

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO MON-EST-002	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco		
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE ARREGLO GENERAL	
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	Rev. 0	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE TIPO PUNTAL	
			Página 13/17	

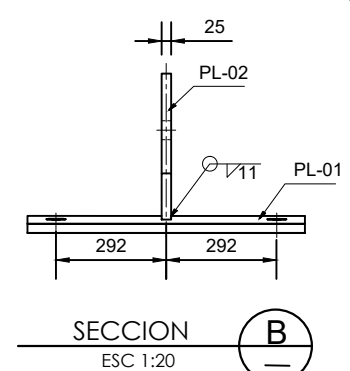
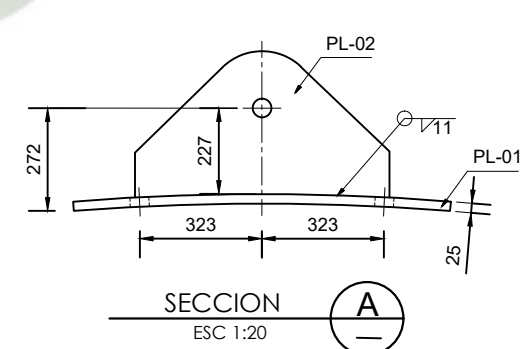
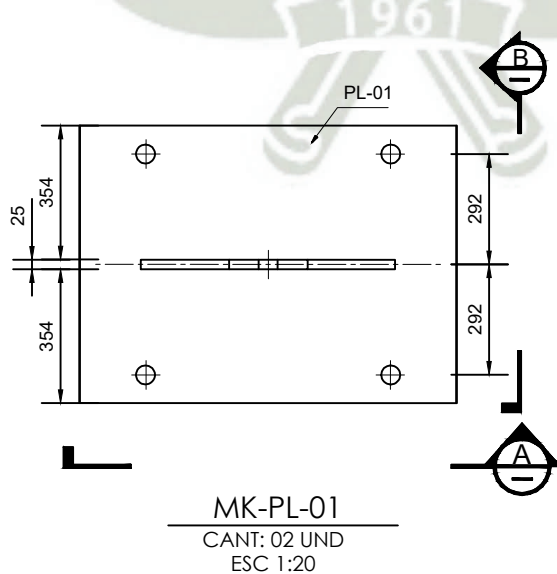
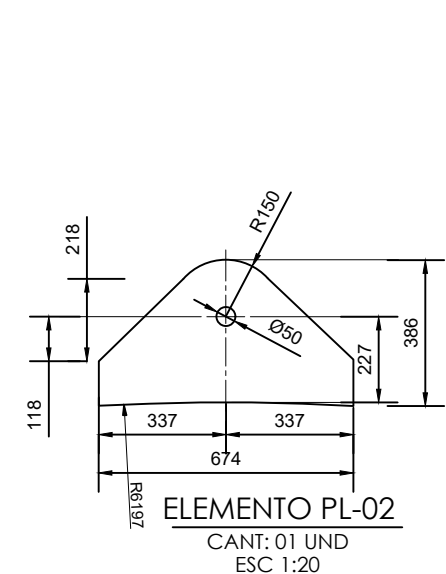
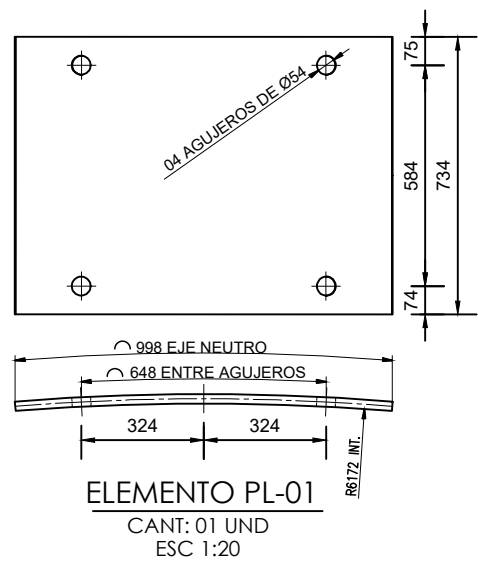


SOPORTE TIPO PUNTAL P01 - SHELL FEED  
ESC 1:50

SOPORTE TIPO PUNTAL P02 - SHELL FEED  
ESC 1:50

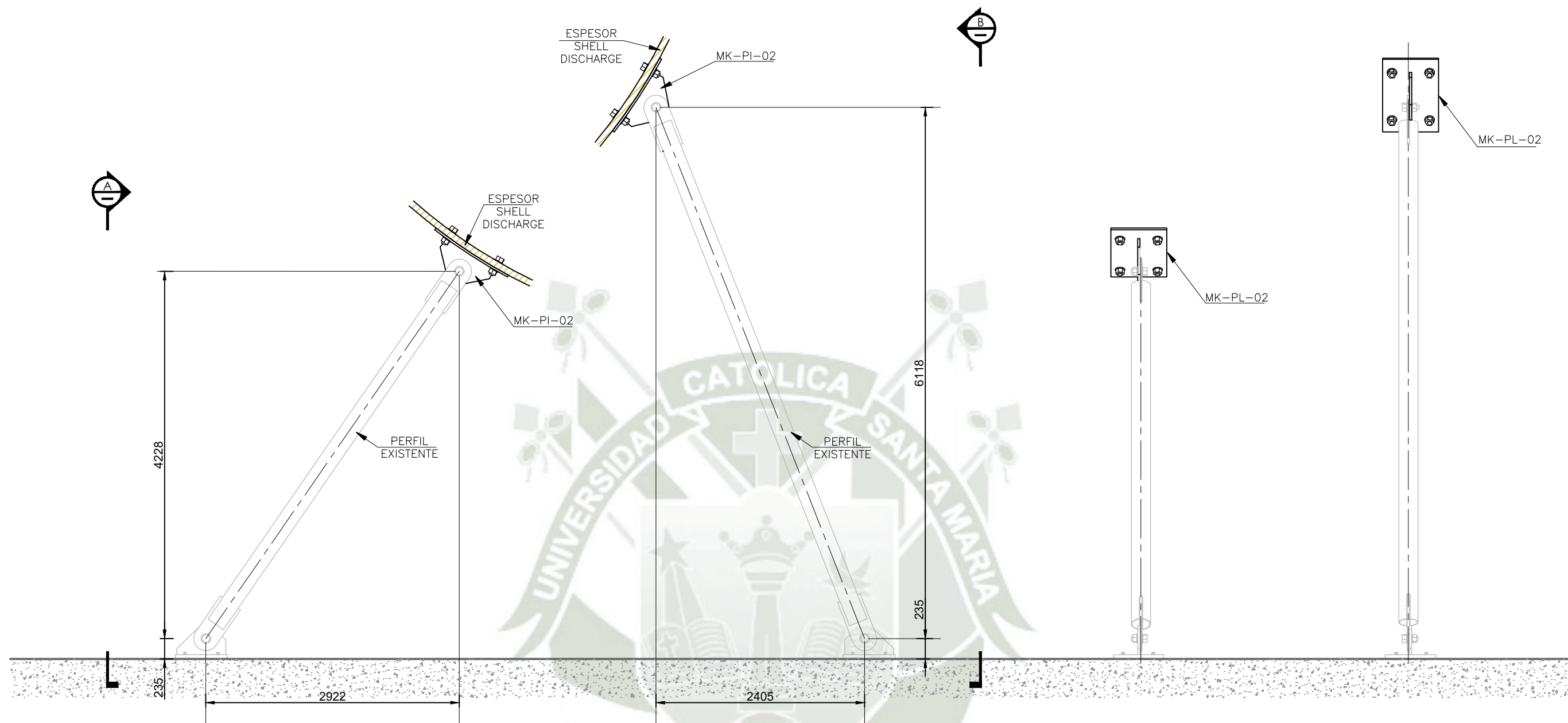
SECCION A  
ESC 1:50

SECCION B  
ESC 1:50



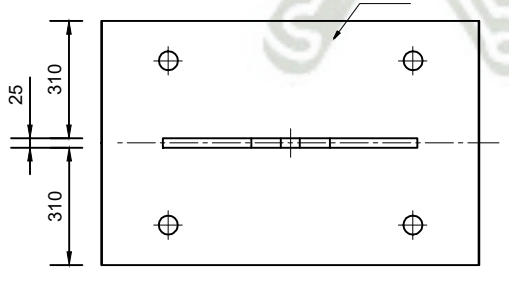
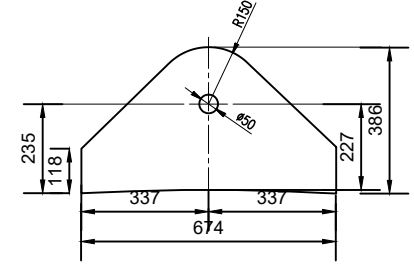
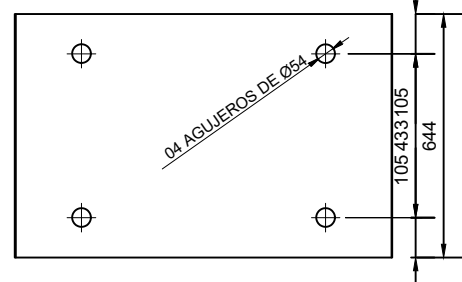
Proyección ISO E	Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	FAB-EST-003
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	SOPORTE TIPO PUNTAL P01/P02
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			Rev. 0
PLANO GENERAL			Página
SOPORTE TIPO PUNTAL			14/17

Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Material (mm)					
A36	51.9	51.9	674	-	-	PL 1"x386mm (PL-02)	1	2
A36	146.1	146.1	998	-	-	PL 1"x734mm (PL-01)	1	1



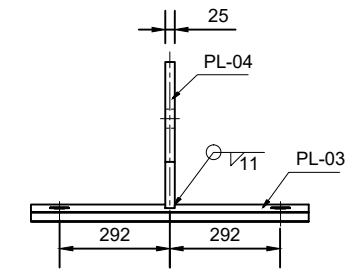
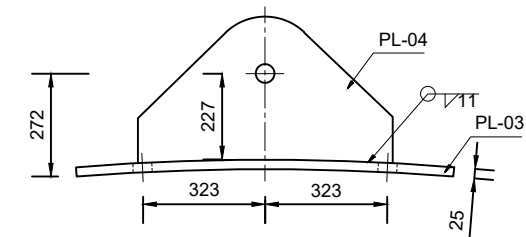
SOPORTE TIPO PUNTAL P03 - SHELL DISCHARGE  
ESC 1:50

SOPORTE TIPO PUNTAL P04 - SHELL DISCHARGE  
ESC 1:50



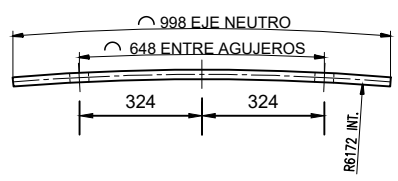
SECCION A  
ESC 1:50

SECCION B  
ESC 1:50



SECCION A  
ESC 1:20

SECCION B  
ESC 1:20



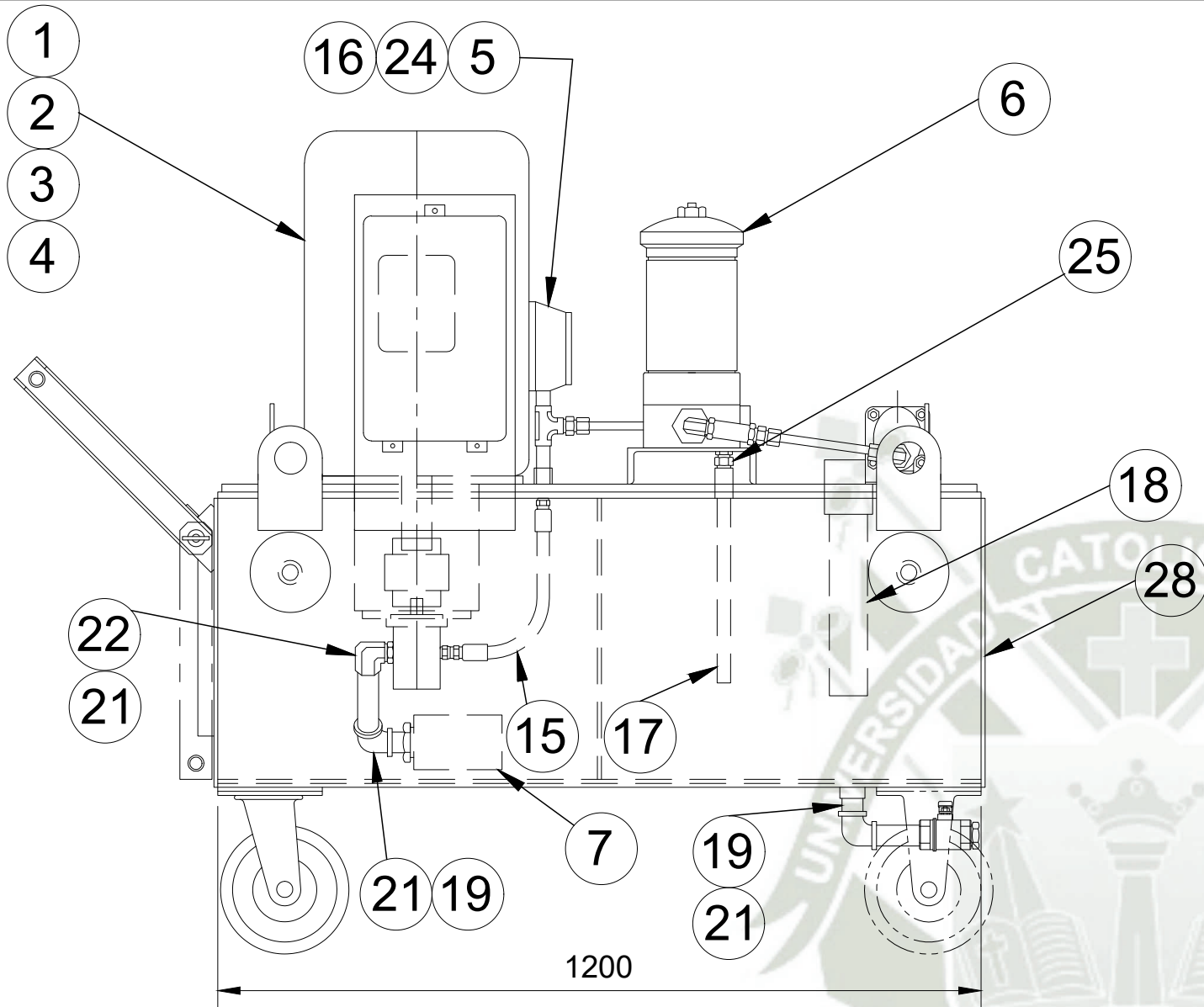
ELEMENTO PL-03  
CANT: 01 UND  
ESC 1:20

ELEMENTO PL-04  
CANT: 01 UND  
ESC 1:20

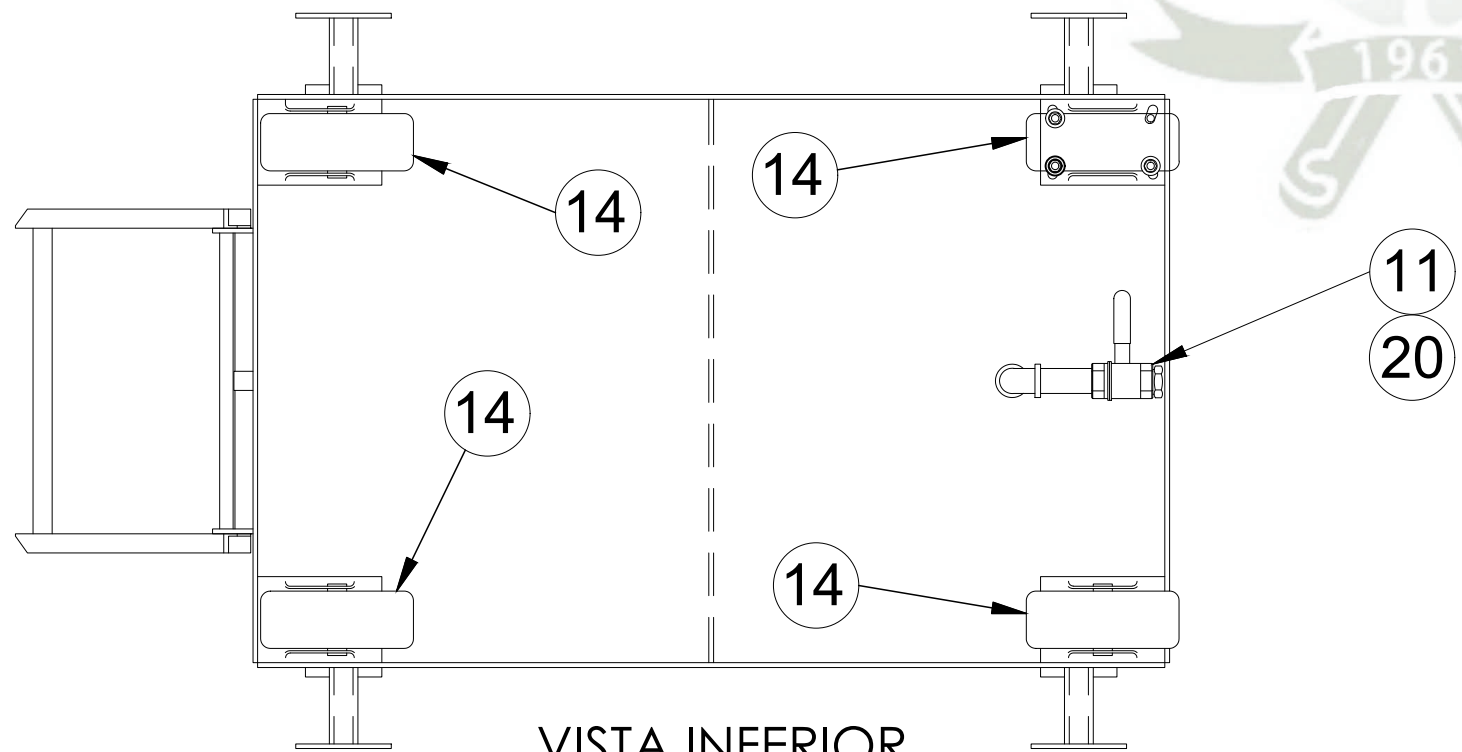
MK-PL-02  
CANT: 02 UND  
ESC 1:20

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO FAB-EST-004	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE SOPORTE TIPO PUNTAL P03/P04	
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	Rev. 0	
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	Página 15/17	
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL SOPORTE TIPO PUNTAL	

Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Esp.	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Material (mm)					
A36	51.9	51.9	674	-	-	PL 1"x386mm (PL-02)	1	2
A36	128.2	128.2.1	998	-	-	PL 1"x644mm (PL-01)	1	1



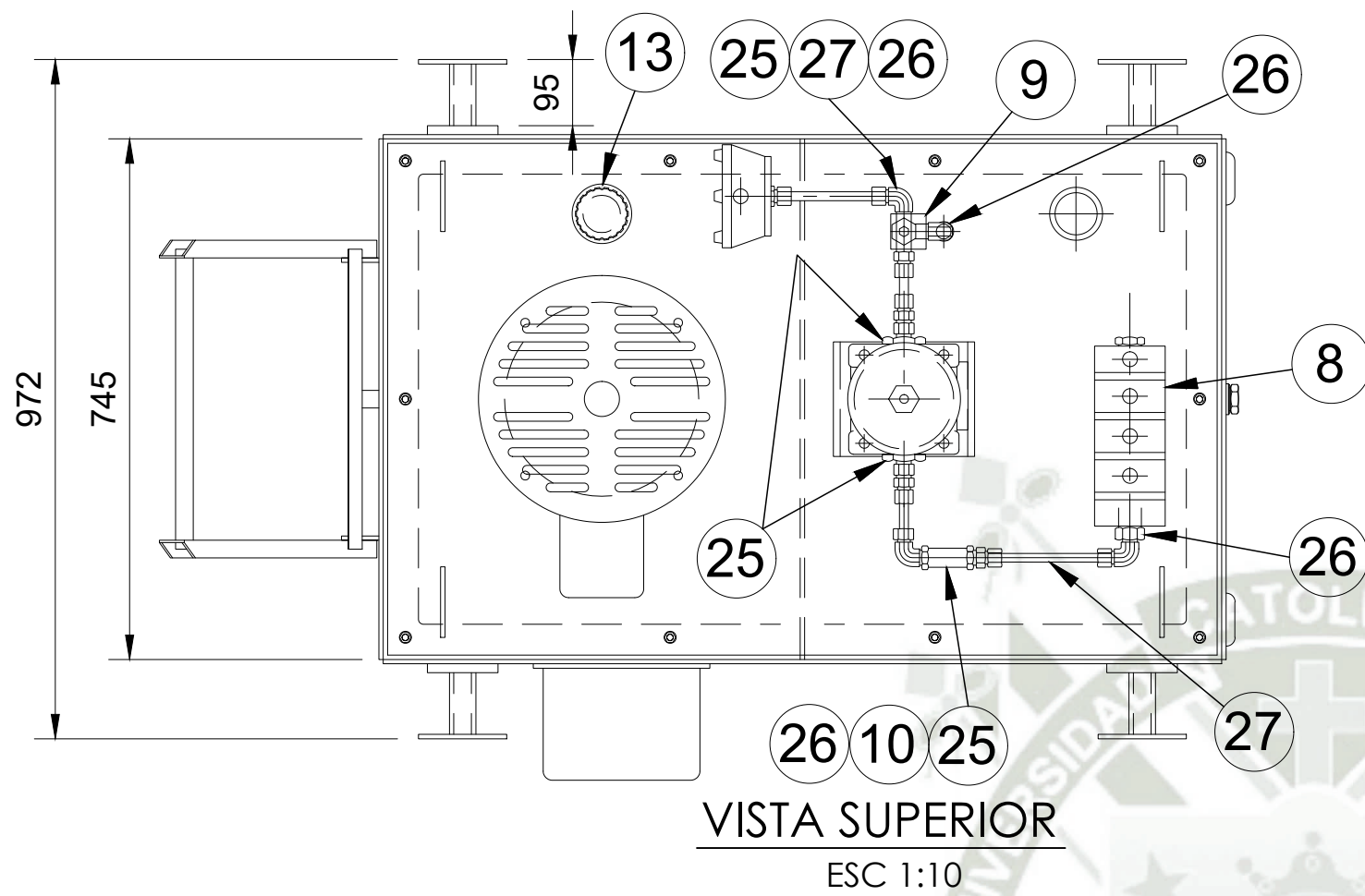
VISTA FRONTAL  
ESC 1:10



VISTA INFERIOR  
ESC 1:10

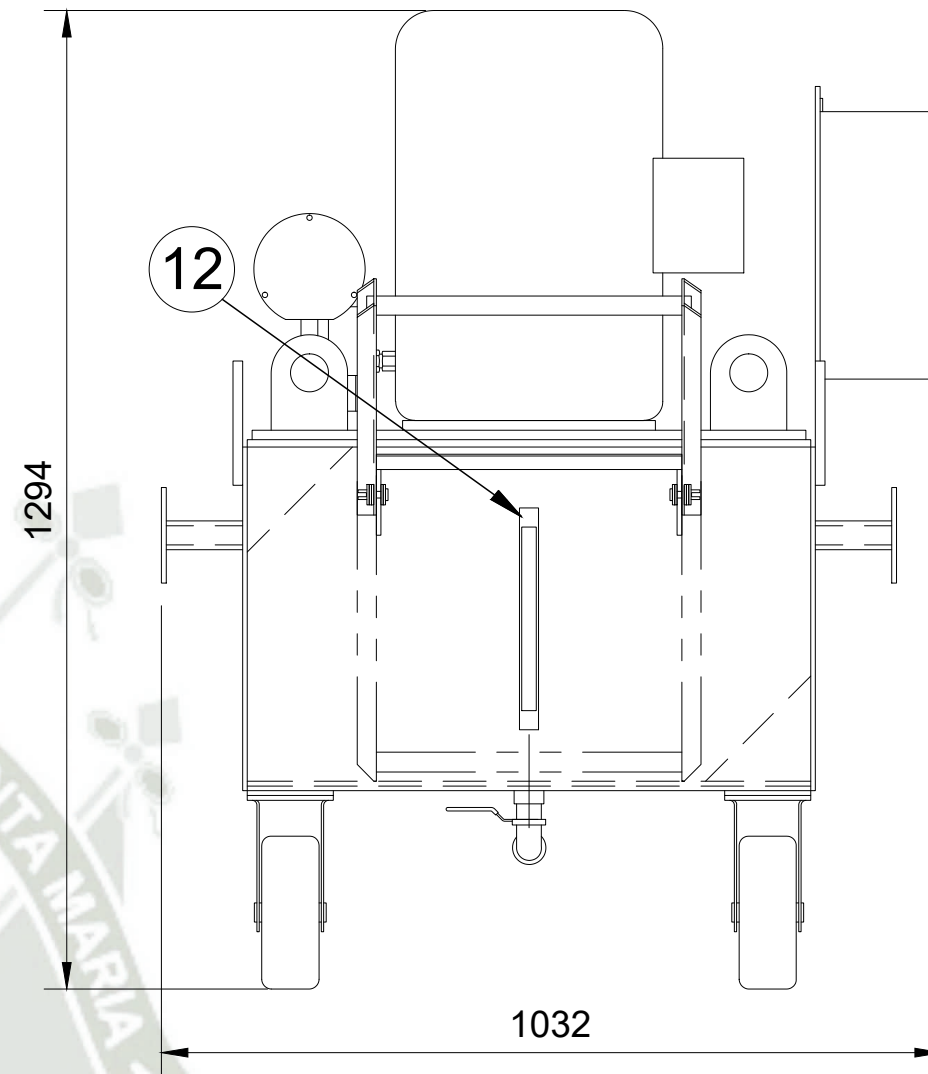
-	20	20	1000	-	-	Manguera hidr. de retorno 2"	1	30
-	12	12	12000	-	-	Manguera hidr. BALPAC300 1"	1	29
ASTM A240	210.6	210.6	1200	745	454	Tanque de almacenamiento	1	28
-	0.8	0.4	120	-	-	Pipe Nipple 1/2" SCH40 ASM	2	27
-	0.4	0.1	-	-	-	Codo 8-8 CBU-S	4	26
-	3.0	0.6	-	-	-	Conexión Tubo 8-8 FBU-S	5	25
-	0.2	0.2	-	-	-	Fitting Tee 1/2" MMO-S	1	24
-	0.2	0.2	-	-	-	Fitting codo90 1" 150# MI	1	23
-	0.2	0.2	-	-	-	Fitting codo90 1"STR, THD	1	22
ASTM A53	0.7	0.7	300	-	-	Pipe Nipple 1" SCH40 AS	1	21
ASTM A53	0.4	0.4	100	-	-	Pipe Nipple 1" SCH40 ASM	1	20
ASTM A53	0.8	0.4	50	-	-	Pipe Nipple 1" SCH40 ASM	2	19
ASTM A53	1.5	1.5	300	-	-	Pipe Nipple 2" SCH40 AS	1	18
ASTM A53	1.0	1.0	300	-	-	Pipe Nipple 1/2" SCH40 ASM	1	17
-	0.2	0.2	-	-	-	Fitting Nipple 1/2" SCH80 A120	1	16
-	0.5	0.5	400	-	-	Manguera hidr. BALPAC3000 3/4"	1	15
-	8.4	2.1	-	-	-	Garruchas giratorias	4	14
-	1.0	1.0	-	-	-	Respirador FILLER 57XL-40N	1	13
-	0.5	0.5	460	-	-	Indica. nivel liq. c/termómetro	1	12
-	0.5	0.5	-	-	-	Válvula de bola full port 1"	1	11
-	0.5	0.5	-	-	-	Válvula check puppet 1/2"	1	10
-	0.5	0.5	-	-	-	Válvula de alivio presión 1/2"	1	9
-	13	13	-	-	-	Flow Dividers Delta Power	1	8
-	0.5	0.5	-	-	-	Strainer de succión	1	7
-	32.2	32.2	-	-	-	Filtro HYDAC FMND 100	1	6
-	1.0	1.0	-	-	-	Manómetro 0-3000PSI 1/2 NPT	1	5
-	11	11	-	-	-	Bracket Bomba/Motor	1	4
-	1.5	1.5	-	-	-	Coupling 1 1/2" a 1"	1	3
-	193	193	-	-	-	Motor 20HP, 284/6T	1	2
-	11.7	11.7	-	-	-	Bomba Hidráulica IPV4-32	1	1
Material	Total	Und.	Long.	Ancho	Altura	Descripción	Cant.	Item
	Peso (Kg)		Material (mm)					

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA					
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NUMERO DE PLANO EQP-EST-001					
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia	NOMBRE ARREGLO GENERAL					
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia	PLANO GENERAL UNIDAD HIDRAULICA AUXILIAR					
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			Página 16/17					



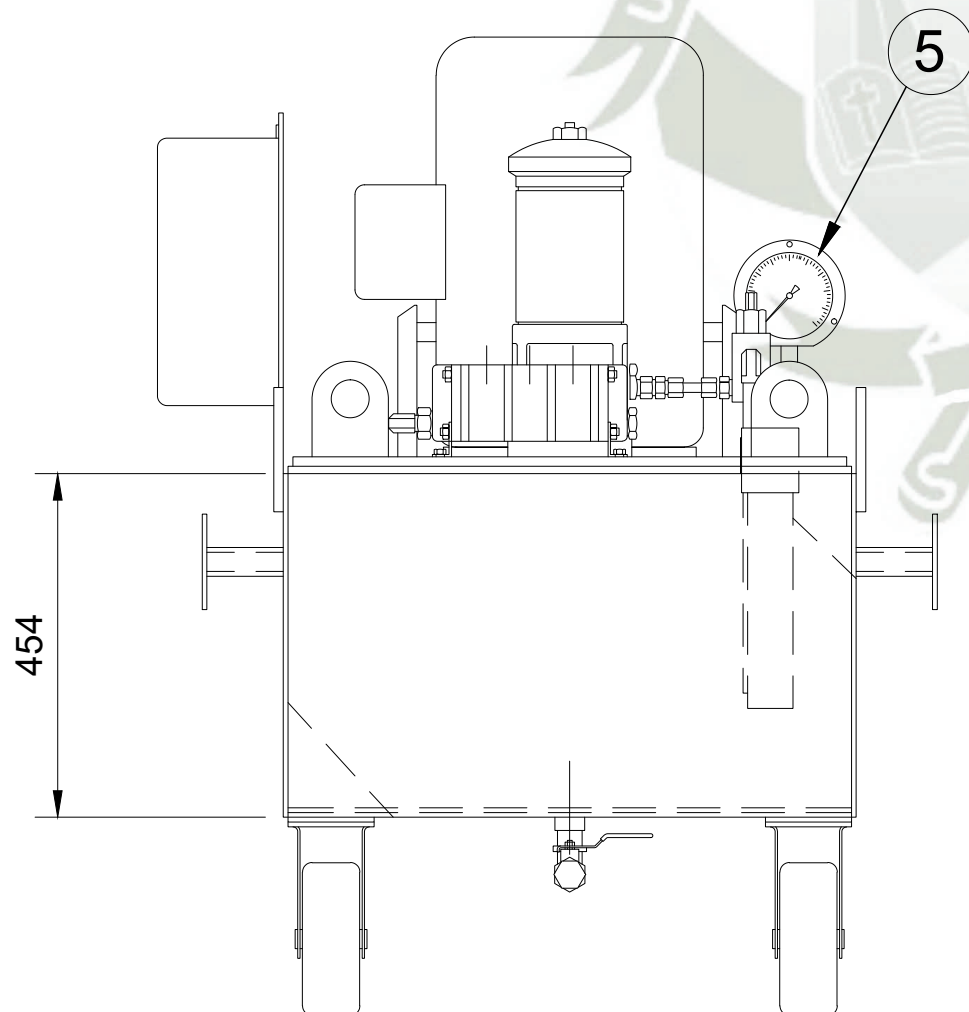
VISTA SUPERIOR

ESC 1:10



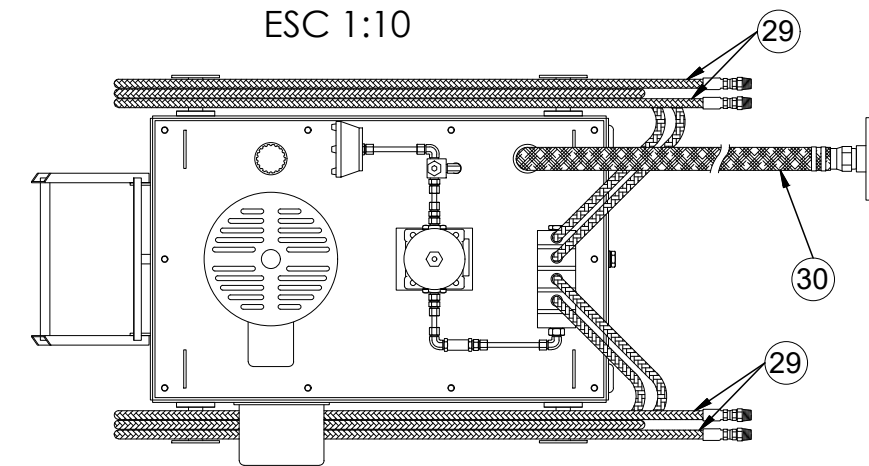
VISTA LATERAL-IZQUIERDA

ESC 1:10



VISTA LATERAL - DERECHA

ESC 1:20



VISTA SUPERIOR

ESC 1:20

Proyección ISO E		Formato A3-ISO 216	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	
	Fecha	Nombre	NUMERO DE PLANO EQP-EST-001	
Dibujado	04/07/2025	Darwin Anco	NOMBRE ARREGLO GENERAL	Rev. 0
Revisado	06/07/2025	Dr. M.Valencia		
Aprobado	14/07/2025	Dr. M.Valencia		
Nota: Todas las dimensiones en milímetros. Este plano y su información en el, es propiedad de Darwin Anco, su uso y reproducción sin autorización previa, esta prohibida.			PLANO GENERAL UNIDAD HIDRAULICA AUXILIAR	Página 17/17