

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**“Diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable  
aplicando controlador lógico programable”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**AUTOR:**

Bach. Obregón Mamani, Rusbel Samael

**ASESOR:**

Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier

ORCID: 0000-0001-8586-3021

**NUEVO CHIMBOTE-PERÚ**

**2023**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

## HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado **“Diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable”** elaborado por el bachiller **Obregón Mamani, Rusbel Samael** para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.

Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier  
COD. ORCID.0000-0001-8586-3021  
DNI:32763819  
ASESOR



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECANICA

## HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado “Diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable” elaborado por el bachiller **Obregón Mamani, Rusbel Samael** para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue Revisado y Aprobado por el siguiente Jurado Evaluador

Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD.ORCID.0000-0003-0194-169X  
DNI:32903454  
Presidente

Msc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos  
COD.ORCID.0000-0002-9447-2257  
DNI: 32977058  
Secretario

Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier  
COD.ORCID.0000-0001-8586-3021  
DNI:32763819  
Integrante



### ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS


A los catorce días del mes de marzo del año dos mil veintitrés, siendo las 12:30 a.m., el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 513-2022-UNS-CFI, integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (Secretario)** y el **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)** y de expedito según Resolución Decanal N°144-2023-UNS-FI, y en concordancia a lo dispuesto en Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, el Jurado Evaluador, titular, da inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“DISEÑO MODULAR DE TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE INCLINACION VARIABLE APLICANDO CONTROLADOR LOGICO PROGRAMABLE”**, perteneciente a el bachiller: **OBREGÓN MAMANI RUSBEL SAMAEL** con código de matrícula N° 0201216025 quien fue asesorado por el **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza**, según Resolución Decanal N° 634-2019-UNS-FI.

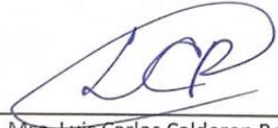
El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
OBREGÓN MAMANI RUSBEL SAMAEL	17	BUENO

Siendo las 1:00 Pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, marzo 14 de 2023

  
Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda  
PRESIDENTE

  
Msc. Luis Carlos Calderon Rodriguez  
SECRETARIO

  
Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza  
INTEGRANTE

## **DEDICATORIA**

*A Dios por brindarme la posibilidad de realizar este proyecto como parte de mi vida profesional.*

*A mis padres Marleny y Alejandro, a mi hermana Alejandra, quienes que son soporte y motivación en mi desarrollo profesional.*

## **AGRADECIMIENTO**

*A la Universidad Nacional del Santa, por brindarme el apoyo necesario durante mi etapa universitaria.*

*A mi asesor, Ms. Nelver Escalante Espinoza, por tomarse el tiempo y brindarme el apoyo e información necesaria para desarrollar este proyecto.*

*A mis amigos y docentes, quienes estuvieron dispuestos a escuchar en todo momento inquietudes de mi parte.*

## ÍNDICE

<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>ii</b>
<b>AGRADECIMIENTO.....</b>	<b>iii</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>5</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>6</b>
<b>NOMENCLATURA .....</b>	<b>7</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>11</b>
1.1 Antecedentes .....	11
1.2 Formulación del problema.....	12
1.3 Objetivos.....	12
1.3.1 Objetivo General.....	12
1.3.2 Objetivos Específicos .....	12
1.3 Hipótesis .....	12
1.4 Justificación .....	13
<b>II. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>14</b>
2.1 Tornillo de Arquímedes.....	14
2.2 Transportadores helicoidales .....	14
2.2.1 Transportador Helicoidal Horizontal.....	16
2.2.2 Transportador Helicoidal Inclinado.....	16
2.3 Parámetros de Diseño .....	17
2.3.1 Característica del Material a Transportar .....	17
2.3.2 Capacidad del Transportador.....	19
2.3.3 Capacidad Equivalente .....	20
2.3.4 Diámetro de Helicoide por Tamaño de Partícula .....	20
2.3.5 Velocidad del Transportador .....	22
2.3.6 Potencia de Accionamiento .....	22

2.3.7 Torque Crítico	24
2.4 Análisis Estructural .....	24
2.4.1 Esfuerzos Uniformemente Distribuidos .....	24
2.4.2 Cargas en Columnas .....	25
2.4.3 Diseño por Esfuerzos Permisibles (ASD) .....	27
2.5 Análisis Mecánico .....	28
2.5.1 Selección de Rodamientos.....	28
2.5.2 Deflexión en el Diseño de Ejes.....	29
2.5.3 Selección de Acoplamiento .....	29
2.5.4 Desarrollo de Helicoide .....	29
2.6 Selección del sistema de inclinación variable .....	31
2.6.1 Potencia requerida del actuador.....	32
2.6.2 Torque del motor .....	32
2.6.3 Controlador lógico programable (PLC).....	32
<b>III. MATERIALES Y MÉTODOS .....</b>	<b>34</b>
3.1 Métodos de la Investigación .....	34
3.2 Metodología Utilizada .....	34
3.3 Diseño de la investigación.....	35
3.4 Medios y Materiales .....	35
<b>IV. CÁLCULOS.....</b>	<b>36</b>
4.1 Parámetros de diseño .....	36
4.1.1 Capacidad Real .....	36
4.1.2 Cálculo del diámetro del transportador .....	38
4.1.3 Velocidad del transportador .....	39
4.1.4 Cálculo de potencia del transportador .....	39
4.2 Cálculo de torque.....	44



4.3 Selección del Motorreductor .....	44
4.4 Parámetros de diseño para el cálculo estructural.....	44
4.4.1 Cálculo de pesos de los componentes que conforman el transportador .....	44
4.4.2 Dimensionamiento y cálculo de la tolva.....	49
4.4.3 Cálculo de deflexión del tornillo transportador.....	57
4.4.4 Cálculo para la selección del rodamiento .....	58
4.5 Cálculo Estructural .....	62
4.5.1 Esquema representativo del transportador.....	63
4.5.2 Cálculo de reacciones .....	64
4.5.3 Cálculo de espesor mínimo de soporte y descanso del transportador .....	66
4.5.4 Análisis del soporte con una inclinación de 35° .....	68
4.5.5 Cálculo de columnas rectangulares del primer soporte .....	70
4.5.6 Dimensionamiento y geometría del actuador tipo tornillo .....	74
4.5.7 Cálculo del diámetro mínimo del pasador más esforzado.....	81
4.5.8 Cálculo del espesor mínimo de las planchas de descanso del eje .....	83
4.5.9 Cálculo de la viga de unión travesaño .....	85
4.5.10 Cálculo de la altura mínima para la chaveta.....	89
4.5.11 Cálculo de estabilización .....	90
4.5.12 Cálculo de soldadura .....	93
4.6 Parámetros de diseño en sistema de control .....	96
4.6.1 Sistema de control .....	96
4.6.2 Plan de control automático .....	97
4.6.2.1 Dispositivos de entrada.....	99
4.6.2.1 Dispositivos de Salida .....	99

<b>V. RESULTADOS Y DISCUSIONES .....</b>	<b>100</b>
5.1 Resultados.....	100
5.1.1 Parámetros de diseño del módulo de transportador helicoidal de inclinación variabl .....	100
5.1.2 Componentes del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable...	101
5.1.3 Diseño del sistema de inclinación variable del transportador helicoidal.....	105
5.1.4 Determinación de los datos de programación para el controlador lógico programable del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable.....	106
5.1.5 Evaluación del modelo mediante el programa SolidWorks .....	109
5.2 Discusión de resultados .....	112
<b>VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>116</b>
6.1 Conclusiones.....	116
6.2 Recomendaciones .....	117
<b>VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>118</b>
<b>VIII. ANEXOS .....</b>	<b>120</b>
ANEXO A: TABLAS.....	120
ANEXO B: FIGURAS .....	130
ANEXO C: PLANOS .....	1366
ANEXO D: DIAGRAMA DE AUTOMATIZACIÓN DE HUSILLO HELICOIDAL	142

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Tornillo de Arquímedes .....	14
Figura 2 Componentes del transportador helicoidal .....	15
Figura 3 Efecto de la inclinación del transportador .....	17
Figura 4 Lectura del código de material .....	19
Figura 5 Capacidad de carga.....	20
Figura 6 Detalle de holgura de transportador helicoidal .....	22
Figura 7 Valores de K con fijaciones de extremos diferentes .....	26
Figura 8 Representación de hoja de helicoide .....	30
Figura 9 Componentes del Transportador Helicoidal .....	31
Figura 10 Actuador lineal con reductor integrado FM series .....	31
Figura 11 Organización modular de un PLC Siemens S7 – 300 .....	33
Figura 12 Tapa de artesa exterior sin pie .....	47
Figura 13 Carga de la materia prima al 100% .....	48
Figura 14 Forma piramidal del diseño de la tolva .....	49
Figura 15 Representación de las cargas sometidas a una presión normal .....	50
Figura 16 Dimensionamiento de las paredes de la tolva .....	55
Figura 17 Diagrama de fuerzas del eje del helicoide .....	59
Figura 18 Representación de la posición inicial del T.H. ....	63
Figura 19 Representación del T.H. inclinado .....	63
Figura 20 Representación de las fuerzas aplicadas en el T.H. ....	64
Figura 21 Diagrama de fuerzas del transportador helicoidal .....	65
Figura 22 Representación de las cargas en el soporte del T.H. ....	66
Figura 23 Sección transversal de la placa soporte de la artesa .....	66
Figura 24 Enmallado de la placa soporte de la artesa .....	68
Figura 25 Análisis de esfuerzos de la placa soporte mediante FEA .....	68
Figura 26 Diagrama de fuerzas del T.H. en el plano inclinado .....	69
Figura 27 Enmallado del conjunto de placa soporte de la artesa .....	70
Figura 28 Representación de las cargas en la columna del primer soporte .....	71
Figura 29 Representación de la viga articulada – articulada .....	71
Figura 30 Enmallado del perfil rectangular .....	74
Figura 31 Representación de las cargas en el segundo soporte .....	77

Figura 32 Descomposición de las reacciones en dirección del eje neutro de las columnas ...	78
Figura 33 Representación 3d del pasador entre los perfiles rectangulares .....	81
Figura 34 Enmallado del pasador .....	83
Figura 35 Representación 3d y vista lateral de la placa soporte del pasador.....	83
Figura 36 Enmallado de la placa soporte del pasador .....	85
Figura 37 Representación de la carga F en la viga unión travesaño .....	86
Figura 38 Enmallado de la viga unión travesaño.....	89
Figura 39 Representación 3d del transportador helicoidal inclinado.....	89
Figura 40 Vista frontal del transportador helicoidal inclinado .....	91
Figura 41 Vista lateral del transportador helicoidal inclinado.....	92
Figura 42 Fuerza aplicada de la soldadura en los elementos más forzados.....	93
Figura 43 Representación de las fuerzas ejercidas en los apoyos soldados.....	94
Figura 44 Diagrama de bloques del sistema .....	99
Figura 45 Variación de corriente en función de la variación de la posición de trabajo.....	108
Figura 46 Interfaz de trabajo para el ingreso de datos al PLC para su programación .....	108
Figura 47 Análisis de esfuerzos en la placa soporte mediante FEA .....	109
Figura 48 Análisis de los esfuerzos en el conjunto de la placa soporte mediante FEA.....	110
Figura 49 Análisis de esfuerzos del perfil rectangular mediante FEA .....	110
Figura 50 Análisis de los esfuerzos del pasador mediante FEA .....	111
Figura 51 Análisis de los esfuerzos de la placa soporte del pasador mediante FEA .....	111
Figura 52 Análisis de los esfuerzos en la viga unión travesaño mediante FEA .....	112
Figura B.1 Cuadro del factor de material .....	130
Figura B.2 Gráfico de factor de sobrecarga $F_o$ .....	131
Figura B.3 Cuadro de selección de motorreductor .....	132
Figura B.4 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante del tornillo helicoidal ....	133
Figura B.5 Horas de servicio de acuerdo al tipo de aplicación.....	133
Figura B.6 Propiedades mecánica del acero AISI 304 .....	134
Figura B.7 Diagrama de fuerza cortante de la viga unión travesaño .....	134
Figura B.8 Diagrama de momento flexionante de la viga unión travesaño .....	135

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Factor de capacidad según el paso $C_{F1}$ .....	37
Tabla 2 Factor de capacidad según el helicoide .....	37
Tabla 3 Factor de capacidad según el número de paletas .....	38
Tabla 4 Elección del diámetro helicoidal en función de la carga .....	38
Tabla 5 Variación de la carga en función del ángulo de inclinación .....	42
Tabla 6 Variación de la altura (H) en función del ángulo de inclinación .....	42
Tabla 7 Relación de la potencia en función del grado de inclinación .....	43
Tabla 8 Relación del peso promedio y diámetro del helicoide .....	45
Tabla 9 Relación del peso largo en función del diámetro del helicoide .....	46
Tabla 10 Datos de la geometría del tornillo de potencia .....	75
Tabla 11 Características del tornillo de potencia .....	76
Tabla 12 Entradas y salidas del sistema. ....	98
Tabla 13 Datos calculados para los parámetros de diseño del transportador helicoidal. ....	100
Tabla 14 Datos calculados para la tapa de la artesa .....	101
Tabla 15 Datos calculados para la dimensión de la tolva .....	101
Tabla 16 Datos calculados para la selección del rodamiento .....	102
Tabla 17 Datos calculados para el soporte sin inclinación .....	102
Tabla 18 Datos calculados para el soporte con inclinación .....	102
Tabla 19 Datos calculados de la columna del primer soporte .....	103
Tabla 20 Datos calculados para el tornillo de potencia .....	103
Tabla 21 Datos calculados para la elección del diámetro del pasador.....	103
Tabla 22 Datos calculados para determinar el espesor de la plancha .....	104
Tabla 23 Datos calculados para determinar la dimensión de la viga .....	104
Tabla 24 Datos calculados para el dimensionamiento de la chaveta .....	104
Tabla 25 Parámetros para determinar el tipo de electrodo y el espesor del cordón .....	105
Tabla 26 Valores calculados para el actuador lineal tipo tornillo .....	105
Tabla 27 Datos de cables para el funcionamiento del circuito .....	106
Tabla 28 Datos de materiales a utilizar en la simulación dentro del PLC .....	106
Tabla 29 Ángulos de inclinación vs variación de corriente .....	107
Tabla A.1 Tabla de códigos de clasificación de materiales .....	120

Tabla A.2 Capacidad de transportador helicoidal .....	122
Tabla A.3 Factores de capacidad de transportador helicoidal .....	123
Tabla A.4 Tamaño máximo de partículas .....	124
Tabla A.5 Factores de capacidad de transportador helicoidal .....	125
Tabla A.6 Factor buje para colgante .....	125
Tabla A.7 Factor de helicoide .....	126
Tabla A.8 Factor de paletas .....	127
Tabla A.9 Factor de eficiencia de transmisión .....	127
Tabla A.10 Coeficiente de disminución del flujo de material $i$ .....	127
Tabla A.11 Coeficiente de relleno $\lambda$ .....	128
Tabla A.12 Factores de diseño de materiales dúctiles .....	128
Tabla A.13 Factores de cargas .....	129
Tabla A.14 Factor del material .....	129

## RESUMEN

El diseño del transportador helicoidal con inclinación variable se evaluó mediante la norma CEMA, la cual se ha determinado los parámetros de diseño para una capacidad de 1.5 ton/h, se obtuvo una potencia de selección de motor de 0.14 KW para una variación del ángulo entre 0 a 35°. El transportador helicoidal tiene una longitud total de 2m y un diámetro de helicoide de 9 pulgadas, transportando así la carga a 12 rpm. De acuerdo a la literatura se realizaron los cálculos respectivos del tornillo transportador ya que ha sido la encargada de soportar la fuerza axial de 2.2 kN, a 35° de inclinación, y a su vez se determinó una deflexión de 0.167 mm en posición horizontal. Dentro de los componentes del transportador helicoidal, se determinó el volumen de la tolva de 0.059 m<sup>3</sup> y un espesor de 2mm. Para los rodamientos se obtuvieron una capacidad de carga base de 19.18 kN. Asimismo, los valores para el tornillo actuador que será la encargada de elevar el transportador a un ángulo determinado se obtuvo un par torsional de 26.31 lbfxpulg con una dimensión de 1 pulg. de diámetro y una longitud total de 480 mm. Por último, se ha calculado los valores para la programación del controlador lógico programable la cual para una fuente constante de 220V se obtuvo una intensidad máxima de 0.225 amp. para una inclinación de 20°.

En síntesis, el modelo elaborado en este proyecto sirve como un desarrollo teórico – práctico para el diseño de transportadores helicoidales con inclinación variable empleando a su vez un controlador lógico y software de diseño para así obtener un prototipo fiable y eficiente.

**Palabras clave:** tornillo transportador, inclinación variable, PLC, automatización, controlador lógico programable, SolidWorks, sin fin, helicoidal.

## ABSTRACT

Conveyor Screw's design with variable inclination was evaluated by means of the CEMA standard methodology which through this standard, the design parameters were determined for a capacity of 1.5 ton/h, providing a gearbox with power supply of 0.14 KW, for an angle variation between 0 to 35°. The conveyor screw has a total length of 2 meters and a helicoidal diameter of 9 inches, thus transporting the load at 12 rpm. Furthermore, according to the literature, the respective calculations of conveyor screw were carried out as it will be in charge of supporting the axial force of 2.2 kN, at 35° of inclination, and a deflection of 0.167 mm horizontally. Within the components of conveyor screw with variable inclination, the hopper volume of 0.059 m<sup>3</sup> and a thickness of 2mm were determined. For the bearings, a base load capacity of 19.18 kN was obtained. Likewise, the values for the actuator screw that will be in charge of raising the conveyor at a certain angle, it was obtained a torque of 26.31 lbf\*in with a dimension of 1 in of diameter and a total length of 480 mm.

Finally, the values for the programming of programmable logic controller have been calculated, which for a constant source of 220V, a maximum intensity of 0.225 amp for an inclination of 20° was obtained.

In short, the model developed in this project serves as theoretical – practical development for the design of helical conveyors with variable inclination, using a logic controller and design software in order to obtain a reliable and efficient prototype.

**Keywords:** screw conveyor, variable pitch, PLC, automation, programmable logic controller, SolidWorks, endless, helical.



## NOMENCLATURA

C: capacidad ( $ft^3/hr$ )

N: revoluciones por minuto del transportador

$D_S$ : diámetro del tornillo (in)

$D_P$ : diámetro de la tubería (in)

P: paso del tornillo (in)

K: porcentaje de carga

CE: capacidad equivalente ( $ft^3/hr$ )

CR: capacidad requerida ( $ft^3/hr$ )

CF<sub>1</sub>: factor de capacidad para transportador con paso especial

CF<sub>2</sub>: factor de capacidad para transportador con helicoidal especial

CF<sub>3</sub>: factor de capacidad para transportador con paletas mezcladoras

hp<sub>f</sub> : potencia para vencer la fricción (hp)

hp<sub>m</sub> : potencia para desplazar el material a la velocidad especificada (hp)

hp<sub>lift</sub> : potencia necesaria para mover el material en un plano inclinado (hp)

L: longitud total del sinfín (ft)

W: densidad aparente del material (lb/pie<sup>3</sup>)

H: altura de inclinación (pie)

F<sub>a</sub>: factor del diámetro del sinfín – Anexo A (Tabla A.5)

F<sub>b</sub>: factor del buje para colgante – Anexo A (Tabla A.6)

F<sub>f</sub>: factor de helicoidal – Anexo A (Tabla A.7)

F<sub>p</sub>: factor de paletas – Anexo A (Tabla A.8)

F<sub>m</sub>: factor de material – Anexo B (Figura B.1)

HP<sub>t</sub> : potencia total del transportador (hp)

$F_o$  : factor de sobrecarga- Anexo B (Figura B.2)

$e_t$  : eficiencia de transmisión – Anexo A (Tabla A.9)

Q: Capacidad de transporte ( $Ton/h$ )

S: Área de relleno del transportador ( $m^2$ )

V: Velocidad de desplazamiento del transportador ( $m/s$ )

$\rho$ : Densidad del material transportado ( $Ton/m^3$ )

i: Coeficiente de disminución del flujo del material debido a la inclinación del transportador.

D: Diámetro del helicoides ( $m$ ).

$\lambda$ : Coeficiente de relleno. (Tabla A.11 – Anexo A)

p: Paso del tornillo ( $m$ ).

T : torque crítico (in.lbs)

$\sigma$ : esfuerzo normal ( $N/m^2$ )

$\tau$ : esfuerzo cortante ( $N/m^2$ )

F: fuerza (N)

A: Área ( $m^2$ )

SR: Relación de esbeltez

L: longitud real de la columna entre los puntos de apoyo

K: Factor de fijación de los extremos

$L_e$ : Longitud efectiva

r: Radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna

I: Momento de inercia

A: Área de la sección transversal

$C_c$ : Constante de columna

E: Módulo de elasticidad

$S_y$ : Resistencia a la cedencia

$P_{cr}$ : Carga crítica

$\sigma_{calculado}$ : Esfuerzo calculado en un componente estructural bajo las cargas de servicio o de trabajo.

$\sigma_{permisible}$ : Esfuerzo permisible.

$L$ : Duración nominal expresada en millones de revolución

$C$ : Capacidad de carga base

$F$ : Carga equivalente

$p$ : Factor de rodamiento

$L_h$ : Duración nominal en horas de servicio

$X$ : Factor radial (Tabla A.13 – Anexo A)

$Y$ : Factor axial (Tabla A.13 – Anexo A)

$F_r$ : Carga radial

$F_a$ : Carga axial.

$D$ : Deflexión (in)

$W$ : Peso total del helicoidal (lb)

$U$ : longitud exterior de hoja de helicoide

$A$ : longitud de cara hoja de helicoide

$E$ : longitud interna hoja de helicoide

$\emptyset$  INT: Diámetro interior del helicoide

$\emptyset$  EXT: Diámetro exterior del helicoide

$r$ : radio interior

R: radio exterior

$\Delta$ : longitud de circunferencia mayor

$\alpha$ : ángulo de corte

$\beta$ : ángulo exterior

$M_D$ : Torque del motor (Nm)

n: Velocidad de ingreso del reductor (rpm)

$M_D$ : Torque del motor (kN)

F: Carga en movimiento (kN)

$M_i$ : Torque en vacío

i: reducción del actuador

$n_{DG}$ : eficiencia dinámica del reductor

$n_{DS}$ : eficiencia dinámica del tornillo

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

En el trabajo de Osorio (2018) denominado *“Estudio, Puesta en marcha y Proposición de Ensayos para un Transportador de Tornillo de Laboratorio”*, buscó realizar ajustes a un transportador de tornillo para ejecutar la puesta en marcha de esta máquina, realizando en una primera parte la revisión bibliográfica donde buscaba las referencias de cada uno de los puntos de su trabajo para posteriormente aplicar todos los conceptos y parámetros que rigen el comportamiento del transportador de tornillo. Además, realizó simulaciones para obtener datos y efectos producidos al motor de la máquina en diferentes condiciones de trabajo.

Aguilar (1999) en su investigación con el título *“Análisis de la fuerza axial en un transportador de sinfín”*, relacionó la fuerza axial con el ángulo de inclinación del transportador helicoidal, además de relacionar esta fuerza con la potencia requerida por el equipo, determinando así un modelo matemático de fuerza axial, que ayudó a comprobar los resultados por la vía experimental, variando la inclinación hasta 40°.

Owen y Cleary (2009) en su estudio con el título *“Predicción del rendimiento de tornillo Transportador utilizando el método de elementos discretos (DEM)”*, realizaron la investigación de cómo un transportador de tornillo se ve afectado por las condiciones de funcionamiento, tales como: la velocidad de rotación del tornillo; la inclinación del transportador de tornillo; y el nivel de llenado volumétrico del material a granel. De este modo, se afianzan de un software para el estudio; sin embargo, dentro del campo de la aplicación de diseño determinaron diversos fabricantes que se dedican a realizar manuales, teniendo como base el uso de normas para su construcción, como es el caso de CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association como), (CEMA, 2019) que tiene como

miembros a los principales fabricantes de transportadores y sistemas de transporte que diseñan, producen e instalan todo tipo de maquinaria de transporte, proporcionar a la industria normas, información técnica, etiquetas de seguridad e información de seguridad para la industria del transporte.

## **1.2 Formulación del problema**

¿De qué manera será posible realizar el diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable?

## **1.3 Objetivos**

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

- Diseñar un módulo de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable.

### ***1.3.2 Objetivos Específicos***

- a) Determinar los parámetros de diseño para el módulo de transportador helicoidal de inclinación variable.
- b) Diseñar los componentes del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable
- c) Diseñar el sistema de inclinación variable para el transportador helicoidal.
- d) Determinar los datos de programación para el controlador lógico programable del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable.
- e) Realizar el modelo de transportador helicoidal en SolidWorks, para verificar datos de diseño.

## **1.3 Hipótesis**

El ingreso de datos mediante controlador lógico programable permitirá evaluar el funcionamiento del transportador helicoidal de inclinación variable.

#### **1.4 Justificación**

Al tener en cuenta que no hay laboratorios equipados con un módulo de transportador helicoidal, a nivel nacional, y posiblemente a nivel regional en toda América Latina. La importancia de esta investigación es que se podrá tener mayor accesibilidad de la herramienta que contribuya al aprendizaje práctico de los interesados, siendo base para otras universidades que quieran replicar el modelo, e incluso sirviendo como modelo a futuros proyectos con el mismo enfoque.

Es por este motivo que se plantea el desarrollo del diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable, en el que se realiza la selección del material, el diseño de los elementos primarios y complementarios, para luego evaluar con el apoyo del software de diseño (SolidWorks) la correcta selección y dimensionamiento.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1 Tornillo de Arquímedes

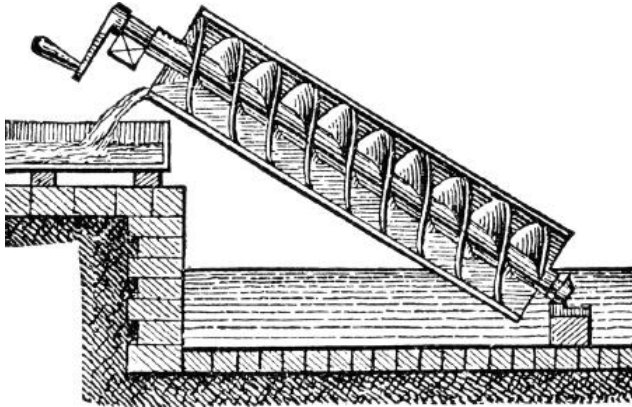
La invención del tornillo se le atribuye al físico, ingeniero, inventor, astrónomo y matemático griego Arquímedes de Siracusa en el siglo III a.C. Sin embargo, se piensa que en el siglo IV a.C. los egipcios ya lo utilizaban.

Esta máquina, era un mecanismo que utilizaba una hoja en forma de tornillo dentro de un cilindro, que se hacía girar a mano. El enfoque que se dio a este equipo en un principio fue el de transportar agua para regadíos y transporte de granos a granel. (ver Figura 1).

Actualmente desde su invención, que lleva más de 2000 años, se sigue utilizando ampliamente en la industria, en áreas de transporte y manipulación de materiales.

#### Figura 1

*Tornillo de Arquímedes*



*Nota.* Adaptado de *Tornillo de Arquímedes o Screw pump* [Fotografía], por Patrick Guenette, 1895, 123RF (<https://n9.cl/zl2o>)

### 2.2 Transportadores helicoidales

Según Bates (2000) “los tornillos helicoidales se utilizan para mover materiales a granel de diferentes maneras. Si bien el principio operativo fundamental en el que los tornillos transportan sólidos sueltos se basa en la rotación de una cara inclinada para



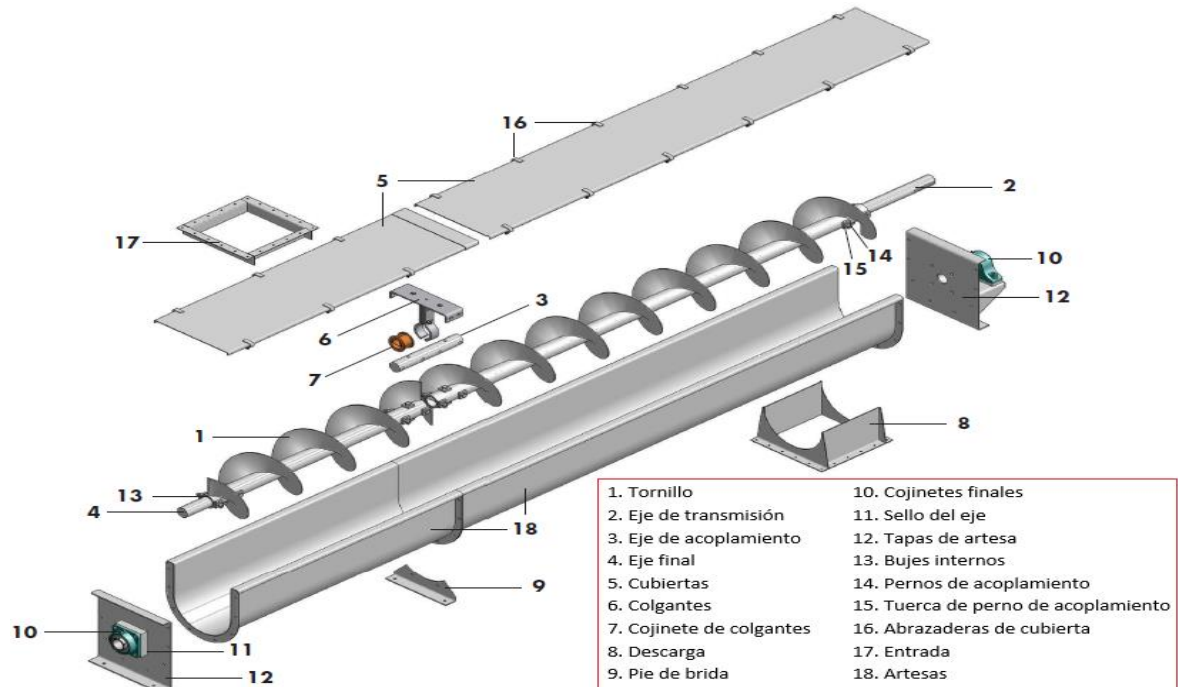
promover el movimiento del material a granel, los tornillos funcionan en diferentes condiciones de carga, con diferentes inclinaciones y con muchas variaciones de funciones” (p. 120). Se puede observar el transportador helicoidal con sus partes en la Figura 2.

Además de mover materiales, los transportadores helicoidales se pueden adaptar para realizar cierta cantidad de procesamiento al material que se transporta:

- Enfriamiento y calefacción
- Mezcla
- Esgurrimiento
- Compactación o aireación
- Reducción del tamaño de partícula (rotura de grumos)

## Figura 2

### *Componentes de Transportador Helicoidal*



*Nota.* Adaptado de *Screw Conveyors Guide* (p. 9), por KWS Manufacturing Company, 2015, KWS.

### ***2.2.1 Transportador Helicoidal Horizontal***

Los transportadores helicoidales horizontales son el tipo de transportador más utilizado. Los transportadores helicoidales están diseñados típicamente para transportar materiales a granel a una carga mínima de 15, 30 o 45%, dependiendo de las características del material a granel específico.

Como regla general, la carga mínima del 45% se puede utilizar para materiales a granel livianos, de flujo libre y no abrasivos. Las cargas mínimas de 15 y 30% se usan típicamente para materiales a granel más densos, lentos y abrasivos.

### ***2.2.2 Transportador Helicoidal Inclinado***

Los transportadores de tornillo inclinados generalmente operan ligeramente por encima de la posición horizontal hasta 45° desde la posición horizontal. Por encima de 45°, un transportador de tornillo inclinado se considera un transportador de tornillo vertical.

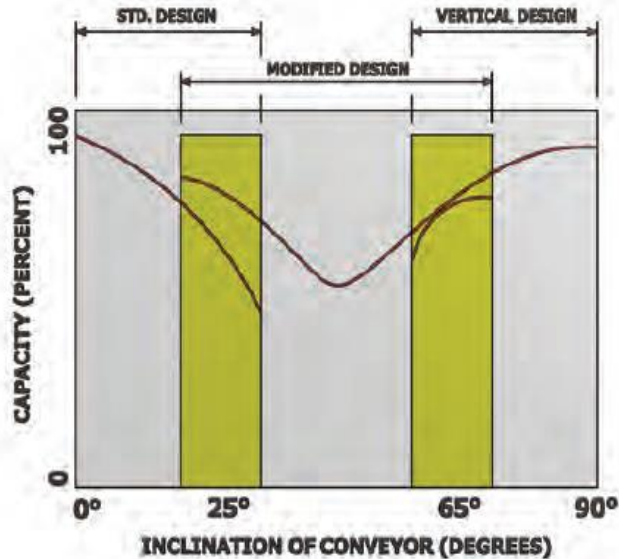
Según CEMA (2019) “para los componentes de uso estándar se recomienda inclinaciones de menos de 25°, preferiblemente no más de 15°, la curva de capacidad en la Figura 3, incluso para los diseños mejor modificados muestra que hay un ángulo de inclinación en algún lugar entre 25 ° y 65 ° donde la capacidad es mínima. Este ángulo de capacidad mínima no es específico, ya que depende de muchas cosas, como las características del material, el paso de vuelo, la velocidad, el diseño de la carcasa (canal), etc” (p. 123).

A medida que aumenta el grado de inclinación, la eficiencia del transporte se reduce y los requisitos de potencia aumentan debido a los efectos de la gravedad y la caída del material a granel.

En la figura 3, se representa gráficamente el efecto de la inclinación del transportador del tornillo, según el grado de inclinación respecto a su capacidad en porcentaje.

**Figura 3**

*Efecto de la Inclinación del Transportador*



*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 122), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

### 2.3 Parámetros de Diseño

Para el cálculo del transportador helicoidal, se hace uso principalmente de ANSI/CEMA Standard N°350, que reúne las características de ingeniería necesarias para diseñar adecuadamente un transportador helicoidal. Además, complementando con catálogo Martin para transportadores helicoidales.

Para el desarrollo del diseño se tuvo en cuenta los parámetros que se detallan en el Manual de Transportadores Helicoidales Martin.

#### 2.3.1 Característica del Material a Transportar

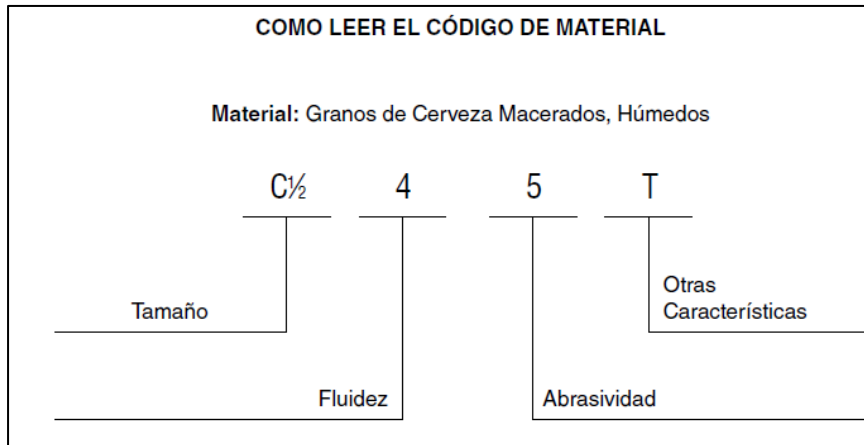
Existe actualmente muchos materiales que se pueden transportar, es por esto que CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) ha definido las características de

los materiales que son actualizados cada año, como se aprecia en el Anexo A. Asimismo, se presenta en la tabla A.1 códigos de clasificación de materiales.

Además, si se desea manejar un material que no figura en la tabla de materiales, en algunos casos es posible hacer al menos una selección preliminar del número de código del material comparando el material con materiales similares listados, esta tabla muestra la clase, características del material y código del material.

En la figura 4 muestra como leer el código del material, además se debe tener en cuenta la siguiente información:

- El peso por pie cúbico (densidad) que puede ser usado para calcular la capacidad del transportador en pies cúbicos por hora.
- El código de material para cada material.
- El código para la selección del rodamiento intermedio se usa para seleccionar el material adecuado para el buje del colgante.
- El código para la Serie de componentes se usa para determinar los componentes correctos que deben utilizarse.
- El Factor del Material (Fm).
- La columna de la carga de artesa que indica el porcentaje de llenado que debe utilizarse para determinar el diámetro y la velocidad del transportador.

**Figura 4.***Lectura del Código de Material*

*Nota.* Adaptado de *El Gran Catálogo 4000* (p.6), por Martin Sprockets and Gear, 2018.

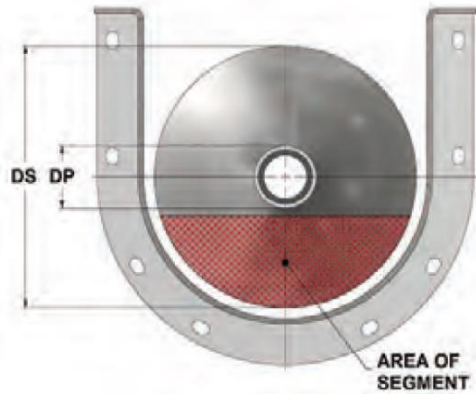
**2.3.2 Capacidad del Transportador**

Se define como capacidad del transportador al gasto volumétrico por unidad de tiempo (caudal) que se necesita transportar desde el punto de carga (entrada) hasta el punto de salida (descarga). La capacidad deberá ser expresada en pie cúbico sobre hora (pie<sup>3</sup>/hr) y es el valor máximo requerido por el proceso.

La tabla de capacidades en el Anexo A (Tabla A.2) proporciona las capacidades en pie<sup>3</sup>/hr a una revolución por minuto para transportadores de tornillo de varios tamaños para cuatro cargas transversales y para varias clases de materiales según el número de código, además de mostrar las capacidades a las máximas revoluciones por minuto. En la figura 5, se muestra la imagen de la capacidad de carga de un transportador según el área de segmentación.

Para lo cual se utiliza la siguiente expresión:

$$\frac{C}{RPM} = \frac{0.7854(D_S^2 - D_P^2)P.K.60}{1728} \quad (1)$$

**Figura 5***Capacidad de Carga*

*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 29), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

### **2.3.3 Capacidad Equivalente**

Es la capacidad del transportador helicoidal donde se utilizan tipos especiales de tornillos, como tornillos de paso corto, tramos cortados, tramos cortados y plegados y tramos de cinta, se debe utilizar una capacidad equivalente. La Tabla A.3 (Anexo A) muestran los factores de capacidad.

$$CE = CR(CF_1)(CF_2)(CF_3) \quad (2)$$

### **2.3.4 Diámetro de Helicoide por Tamaño de Partícula**

El tamaño de un transportador helicoidal no solo depende de la capacidad requerida, sino también del tamaño y la proporción de partículas en el material a manipular.

Existen materiales que pueden tener grumos que son bastante duros, pero degradables en tránsito a través del transportador de helicoidal, que reduce el tamaño del bulto a manipular.

Los diámetros de los helicoides o tornillos por tamaños máximos de partículas se muestran en la Tabla A.4 (Anexo A). Además, se puede observar en la Figura 6. el transportador helicoidal con detalle de holgura.

Las clases de materiales por tamaño de partículas se dividen en 3 clases como se definen a continuación:

- **Clase 1.**

Es una mezcla de partículas grandes y finas en donde no más del 10% son partículas con un tamaño máximo de la mitad del máximo; y 90 % son partículas menores a la mitad del tamaño máximo.

- **Clase 2.**

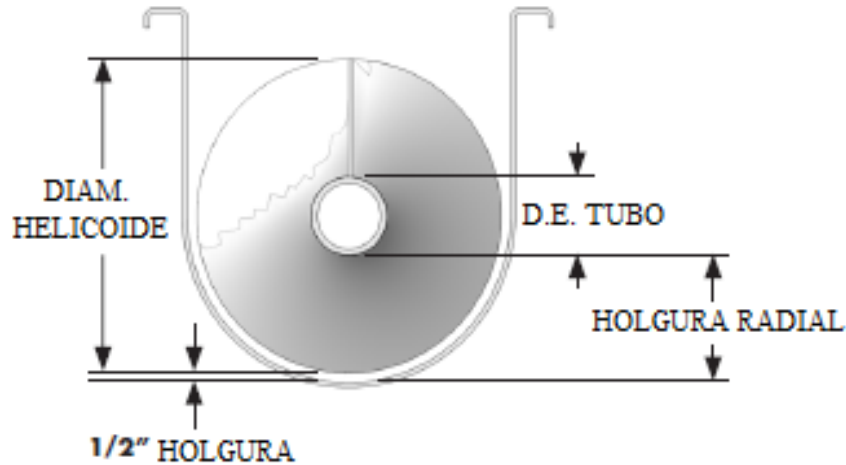
Es una mezcla de partículas grandes y finos en donde no más del 25% son partículas con un tamaño máximo de la mitad del máximo; y 75 % son partículas menores a la mitad del tamaño máximo.

- **Clase 3.**

Es una mezcla de únicamente partículas grandes en donde el 95% son partículas con un tamaño máximo de la mitad del máximo; y 5% o menos son partículas menores a una décima parte del tamaño máximo.

**Figura 6**

*Detalle de Holgura de Transportador Helicoidal*



*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 32), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

### 2.3.5 Velocidad del Transportador

La velocidad del transportador se define utilizando la capacidad, ya sea capacidad requerida, para transportadores de tornillo tienen vuelos helicoidales regulares de paso estándar, o capacidad equivalente para tornillos de tipo especial.

La velocidad del transportador se puede calcular mediante la ecuación:

$$N = \frac{\text{Capacidad (ft}^3\text{/hr)}}{\text{ft}^3\text{/hr a 1 RPM}} \quad (3)$$

### 2.3.6 Potencia de Accionamiento

Se determina la potencia total de accionamiento del transportador helicoidal, con la potencia para vencer la fricción ( $hp_f$ ), potencia para desplazar el material a la velocidad especificada ( $hp_m$ ), y adicionalmente para este caso se tendrá en cuenta la potencia necesaria



para mover el material en un plano inclinado ( $hp_{lift}$ ). Las siguientes fórmulas describen lo anterior:

$$hp_f = \frac{L.N.F_d.F_b}{1000000} \quad (4)$$

$$hp_m = \frac{C.L.W.F_f.F_m.F_p}{1000000} \quad (5)$$

$$hp_{lift} = \frac{H.W.C}{33000} \quad (6)$$

Para un sistema de transportador inclinado se define la potencia de accionamiento total, reuniendo a las fórmulas anteriormente descritas, tal como se muestra:

$$HP_t = \frac{(hp_f + hp_m)F_o + hp_{lift}}{et} \quad (7)$$

El factor de sobrecarga ( $F_o$ ), es un factor de corrección para potencias menores a 5hp ( $hp_f + hp_m$ ), este factor es necesario ya que es frecuente que los transportadores helicoidales requieran un par mayor que el que pueda proporcionar un motor pequeño. En otras palabras, pequeñas sobrecargas o condiciones menores de estrangulamiento podrían detener fácilmente el equipo y crear una molestia intolerable en un proceso continuo.

Para determinar la potencia inclinada es necesario conocer como varia la carga o capacidad de transporte ( $Q$ ) en base a la inclinación para ellos se aplicará la siguiente fórmula:

$$Q = 3600 * S * V * \rho * i \quad (8)$$

En la Tabla A-10 (Anexo A) se aprecia el valor del coeficiente de disminución del flujo del material dependiendo del ángulo de inclinación.

Para calcular el área de relleno o llenado (S) del transportador que ocupa el material que mueve el tornillo, se obtiene de la siguiente fórmula:

$$S = \lambda \frac{\pi * D^2}{4} \quad (9)$$

Para calcular la velocidad de desplazamiento del material (V), se hace uso de la siguiente fórmula:

$$V = \frac{p * n}{60} \quad (10)$$

### **2.3.7 Torque Crítico**

Los elementos del tornillo transportador se verán afectados por el torque en sus componentes, a través de los tubos, ejes y pernos para ensamblar. Esto limita su diseño, por lo que se debe tener en cuenta el torque crítico, como se indica en la siguiente fórmula:

$$T = \frac{63025 * HP_t}{N} \quad (11)$$

## **2.4 Análisis Estructural**

Para la evaluación estructural de un elemento Cevera y Blanco (2015) mencionan que “se entiende, básicamente, como la determinación de los estados de tensión y deformación a los que la estructura va a estar sometida por efecto de los diferentes estados de carga que se consideran” (p. 66).

### **2.4.1 Esfuerzos Uniformemente Distribuidos**

Con frecuencia, en el diseño se adopta el supuesto de una distribución uniforme del esfuerzo. La suposición de esfuerzo uniforme significa que, si se corta la barra en una sección alejada de los extremos y se remueve una parte, se puede reemplazar su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud  $\sigma_A$  al extremo cortado. Por ello se dice que el esfuerzo  $\sigma$  está uniformemente distribuido y se calcula mediante la ecuación.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (12)$$

El uso de la ecuación para un cuerpo, digamos, un tornillo sometido a cortante, también supone una distribución uniforme del esfuerzo, como sigue la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (13)$$

### 2.4.2 Cargas en Columnas

Una columna es un miembro relativamente largo esbelto cargado a compresión. El modo de falla de una columna se llama pandeo, cuando la carga sobre una columna inicialmente recta hace que se flexione significativamente. Si la carga se incrementa a una pequeña cantidad a partir de la carga de pandeo, la columna se colapsaría de inmediato, lo que constituye una situación muy peligrosa.

#### a) Relación de Esbeltez

La medida de esbeltez de una columna debe tener en cuenta la longitud, el perfil de la sección transversal y las dimensiones de la columna, además de la forma de sujetar los extremos de la columna en las estructuras que generan las cargas y reacciones en la columna. La medida de esbeltez comúnmente utilizada es la relación de esbeltez, definida como:

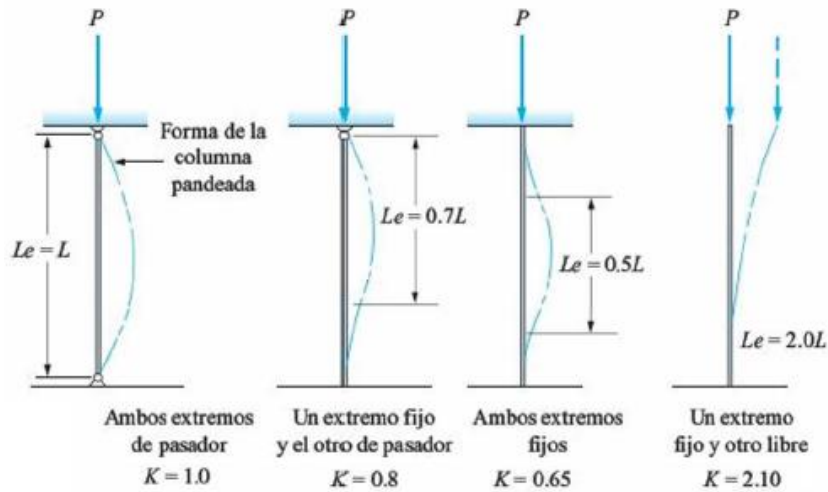
$$SR = \frac{K.L}{r} \quad (14)$$

$$Le = K.L \quad (15)$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (16)$$

**Figura 7.**

Valores de  $K$  con Fijaciones de Extremos Diferentes



Nota. Adaptado de Resistencia de Materiales (p.606), por R.L.Mott, 2009, Pearson Educación

### b) Relación de esbeltez de transición

Para determinar si una columna es larga o corta se aplican se debe determinar la relación de esbeltez de transición, o también llamada constante de columna que viene determinada por la siguiente fórmula:

$$Cc = \sqrt{\frac{2 \pi^2 \cdot E}{S_y}} \quad (17)$$

Para determinar si una columna es larga o corta se aplican las siguientes condiciones:

- Si  $Le/r > Cc$  entonces se considera columna larga, se utilizará la Fórmula de Euler
- Si  $Le/r < Cc$  entonces se considera columna corta, se utilizará la fórmula de J. Johnson

### c) Fórmula de Euler para Columnas Largas

Para columnas largas cuya relación de esbeltez es mayor que el valor de transición  $Cc$ , se puede utilizar la fórmula de Euler para predecir la carga crítica con la que se espera que la columna se pandee. La fórmula es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A}{(Le/r)^2} \quad (18)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{Le^2} \quad (19)$$

#### d) Fórmula de Euler para Columnas Cortas

Si la relación de esbeltez efectiva real,  $Le/r$  es menor que el valor de transición  $C_c$ , la fórmula de Euler predice una carga crítica exorbitante. Una fórmula recomendada para el diseño de máquinas en el intervalo de  $Le/r$  menor que  $C_c$  es la fórmula de J. B. Johnson.

$$P_{cr} = A \cdot S_y \left[ 1 - \frac{s_y (Le/r)^2}{4\pi^2 \cdot E} \right] \quad (20)$$

#### 2.4.3 Diseño por Esfuerzos Permisibles (ASD)

Los esfuerzos permisibles se estipulan en las especificaciones de diseño de acuerdo con el tipo de elemento estructural, tipo de acero y solicitaciones que obran en la estructura. En lo general “los esfuerzos permisibles se obtienen dividiendo los esfuerzos de falla del material y tipo de sollicitación entre un factor de seguridad” (Manual de diseño para la construcción con acero, 2013, p. 81). Señalan la siguiente ecuación de diseño:

$$\sigma_{calculado} < \sigma_{permisible} \quad (21)$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{F_n}{F_s} = \frac{\text{Esfuerzo de falla}}{\text{Factor de Seguridad}} \quad (22)$$

#### a) Esfuerzos Permisibles de Miembros en Tensión

Todo cálculo de resistencia estructural tiene un esfuerzo permisible, es por ello que el Manual de diseño para la construcción con acero (2013), bajo la Norma Internacional Americana de Construcción de Acero (AISC, 2005) afirman los siguiente:

Cuando se espere que el elemento estructural en estudio vaya a quedar sometido durante su vida útil a un número muy elevado de ciclos de carga, en el cálculo de su resistencia se tendrá en cuenta la posibilidad de una falla por fatiga (p. 85).

Por tanto, al momento de calcular la resistencia del material debe tenerse en cuenta las siguientes cuestiones:

En relación al área total, el esfuerzo de tensión permisible es:

$$\sigma_t = 0.60 FY \quad (23)$$

En relación al área neta, el esfuerzo permisible a tensión de un agujero en miembros conectados con pasador es:

$$\sigma_t = 0.50 FY \quad (24)$$

### **b) Factores de Diseño**

Es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga y es preciso aplicar un factor de diseño adecuado, según la naturaleza de las cargas de trabajo. Para materiales dúctiles, considerar los valores de la Tabla A.12 (Anexo A)

## **2.5 Análisis Mecánico**

### **2.5.1 Selección de Rodamientos**

El principal objetivo del rodamiento es soportar una carga y a su vez permitir el movimiento relativo entre dos elementos de máquinas, para poder determinar el tamaño de este elemento mecánico en una aplicación designada se tiene que tener en cuenta su capacidad de carga, duración y fiabilidad. La relación entre la carga y la duración se determina mediante la siguiente ecuación.

$$L^{\frac{1}{p}} = \frac{C}{F}; p = \begin{cases} 3.0 & \text{para los rodamientos de bolas} \\ 3.33 & \text{para los rodamientos de rodillos} \end{cases} \quad (25)$$

La duración puede ser expresada también en horas de servicio mediante la expresión:

$$L_h = \frac{10^6}{60.N} \left( \frac{C}{F} \right)^p \quad (26)$$

La magnitud de la carga equivalente  $F$  para los rodamientos están expresado de la siguiente manera:

$$F = X.F_r + Y.F_a \quad (27)$$

### ***2.5.2 Deflexión en el Diseño de Ejes***

“El análisis de deflexión nos permitirá observar en qué punto el eje se flexionará debido a las cargas sometidas. Por esta razón es deseable diseñar las dimensiones de las ubicaciones críticas para manejar los esfuerzos y encontrar estimaciones razonables de las otras dimensiones” (Shigley, 2007, p.367). Existen diversos métodos para calcular la deflexión en un eje, pero para nuestro caso se empleará el indicado en CEMA 350 para transportadores helicoidales.

$$D = \frac{5.W.L^2}{384.E.I} \quad (28)$$

### ***2.5.3 Selección de Acoplamiento***

Los acoplamientos se usan para conectar secciones de ejes o para conectar el eje de una máquina conductora con el de la máquina conducida con el objetivo de transmitir potencia. Dentro de su clasificación existen dos tipos de acoplamientos: rígidos y flexibles. Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir firmemente dos ejes entre sí, para que no pueda haber movimiento relativo entre ellos; mientras que, los acoplamientos flexibles se diseñan para transmitir par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permitir cierto desalineamiento axial, radial, y angular.

### ***2.5.4 Desarrollo de Helicoide***

Para determinar el desarrollo del helicoide se hace uso de las siguientes fórmulas:

$$A = \frac{\phi_{EXT} - \phi_{INT}}{2} \quad (29)$$

$$U = \sqrt{(\phi_{EXT} \cdot \pi)^2 + P^2} \quad (30)$$

$$E = \sqrt{(\phi_{INT} \cdot \pi)^2 + P^2} \quad (31)$$

$$r = \frac{A \cdot E}{U - E} \quad (32)$$

$$R = r + A \quad (33)$$

$$\Delta = 2 \times R \times \pi \quad (34)$$

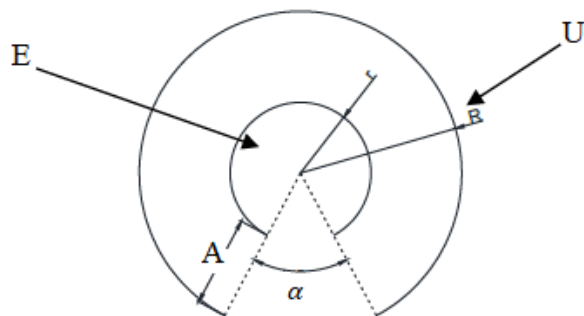
$$\beta = \frac{U \times 360^\circ}{\Delta} \quad (35)$$

$$\alpha = 360^\circ - \beta \quad (36)$$

$$\text{N}^\circ \text{ tentativo de aletas} = \frac{L}{p} \quad (37)$$

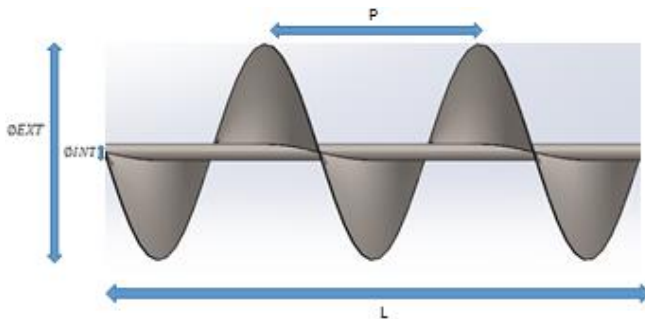
**Figura 8**

*Representación de Hoja de Helicoide*



*Nota.* Disco a estirar para obtener las condiciones de paso y diámetro requeridos.

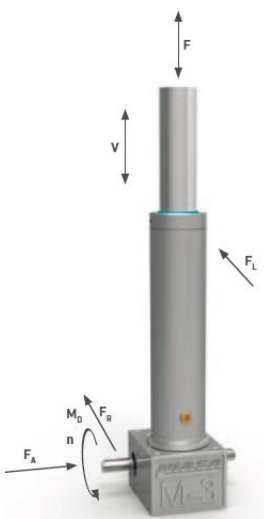


**Figura 9***Representación de Helicoidal*

*Nota.* Disposición de datos para el desarrollo del helicoidal.

**2.6 Selección del sistema de inclinación variable**

Para lograr que el transportador helicoidal tenga una inclinación variable se introdujo el concepto de actuadores lineales, la cual permitirá el desplazamiento angular que se requiere en este proyecto. Para su selección del actuador adecuado, se tendrá como referencia el manual de actuadores lineales de la empresa Niasa donde se seleccionó el actuador lineal con reductor integrado.

**Figura 10***Actuador Lineal con Reductor Integrado FM Series*

*Nota.* Adaptado del Catálogo de Actuadores Lineales NIASA

### 2.6.1 Potencia requerida del actuador

Para determinar la potencia total del actuador se calculará mediante la siguiente relación:

$$P_D(kW) = \frac{M_D * n}{9550} \quad (38)$$

### 2.6.2 Torque del motor

Para calcular el torque necesario se tiene que tener en cuenta la carga en movimiento, El torque está determinado mediante la siguiente relación:

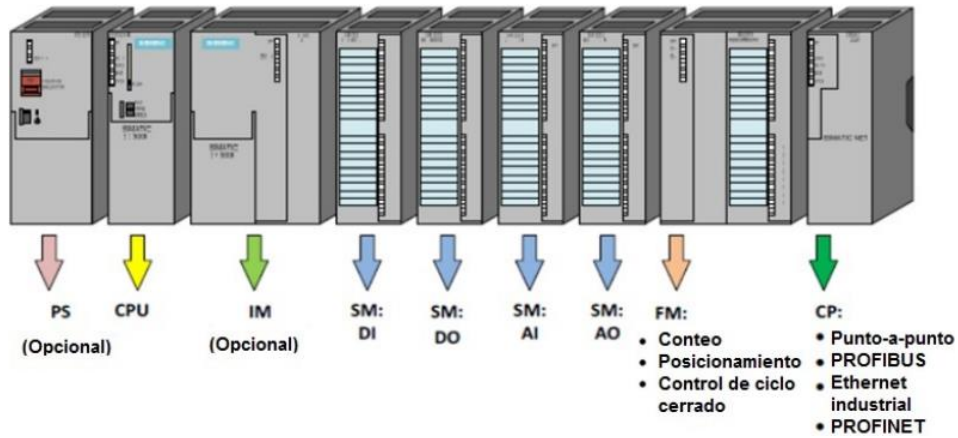
$$M_D(kW) = \frac{F * P}{2 * \pi * 0.9 * n_{DG} * n_{DS} * i} + M_i \quad (39)$$

### 2.6.3 Controlador lógico programable (PLC)

PLC o controlador lógico programable son dispositivos electrónicos muy usados en automatización industrial. Un PLC controla la lógica de funcionamiento de máquinas, plantas y procesos industriales, procesan y reciben señales digitales y analógicas, y pueden aplicar estrategias de control. Este equipo se ha diseñado para programar y controlar procesos secuenciales en tiempo real; por lo general, es posible encontrar este tipo de equipos en ambientes industriales.

**Figura 11**

*Organización Modular de un PLC Siemens S7 – 300*



*Nota.* Módulo Controlador Lógico Programable Adaptado de la Universidad Nacional de Educación a Distancia.

### **III. MATERIALES Y MÉTODOS**

#### **3.1 Métodos de la Investigación**

Para la realización del proyecto se seguirá el siguiente método de investigación:

- Revisión de los catálogos de las principales empresas de fabricación de transportadores helicoidales y normas de construcción de los mismos, como son Martin, ANSI/CEMA 350.
- Revisión de antecedentes bibliográficos en diseño de transportadores helicoidales.
- Revisión de la literatura e investigaciones nacionales e internacionales para la realización del diseño del transportador helicoidal de inclinación variable.

#### **3.2 Metodología Utilizada**

Para el diseño de un transportador helicoidal de inclinación variable utilizando controlador lógico programable, se utiliza la siguiente metodología:

- Determinar los parámetros para el diseño del transportador helicoidal de inclinación variable.
- Elaborar el diseño mecánico del transportador helicoidal mediante manuales y estándares de diseño.
- Realizar el diseño estructural para la base del transportador helicoidal.
- Determinar el actuador que hará posible la inclinación variable del transportador helicoidal.
- Realizar la verificación por elementos finitos de la base del transportador helicoidal, a través del software SolidWorks 2020.

### **3.3 Diseño de la investigación**

El presente trabajo de investigación es de tipo aplicativo, ya que emplea los conocimientos teóricos y los convierte en conocimientos prácticos para resolver un problema existente, transformando dichos saberes en tecnología e invenciones. Por esta razón se usarán normas relacionadas al diseño de construcción de transportadores helicoidales como ANSI/CEMA 350, así como bibliografía relacionada, además de fundamentos teóricos de diseño mecánico, programación lógica de control, que servirán para realizar el sistema de inclinación variable.

### **3.4 Medios y Materiales**

- Libros
- Tesis
- Páginas web
- Informes
- Ordenador portátil
- Dispositivo de almacenamiento (U.S.B.)
- Disco duro externo
- SolidWorks
- Microsoft Word
- Microsoft Excel

## IV. CÁLCULOS

### 4.1 Parámetros de diseño

Para la elaboración del diseño del transportador helicoidal se propondrá trabajar con los siguientes materiales:

- Harina de pescado
- Azúcar granulada
- Bagazo de caña

Para efectos de cálculos requeridos para el diseño de los componentes mecánicos que conforma estructura y transportador es necesario conocer las características de los materiales a transportar, tomado de la figura B.1 – Anexo B. De acuerdo a los materiales a transportar se tienen las características como se indica en la Tabla A.14 (Anexo A)

De la Tabla A.14 (Anexo A), se escogerá la azúcar granulada, ya que, es el material más pesado y por ende los componentes se encontrarán sometidos a mayor esfuerzo.

Como datos iniciales se tendrán los siguientes para los cálculos posteriores:

- Capacidad: 1.5 Ton/h = 3300lb/h
- Longitud del transportador: 2m = 6.56 ft

#### 4.1.1 Capacidad Real

Para determinar la Capacidad real que va ser transportada por el transportador helicoidal se hará uso de la ecuación 2.

Como tenemos el flujo másico inicial (1.5ton/h) y contamos con el peso específico Para determinar la capacidad requerida (CR) se debe dividir la capacidad inicial entre el peso específico del material quedando de la siguiente manera:

$$CR = \frac{Ci}{\gamma} \quad (40)$$

Reemplazando en ecuación 40

$$CR = \frac{3300 \text{ lb}/h}{52.5 \text{ lb}/ft^3}$$

$$CR = 62.85 \text{ ft}^3/h$$

Determinada la capacidad en pie cubico se procede a seleccionar los factores restantes elegidos de catálogo Martin.

**Tabla 1**

Factor de Capacidad según el Paso  $C_{F1}$

Paso	Descripción	Factor $C_{F1}$
Estándar	$p = d$	1.00
Corto	$p = 2/3 d$	1.50
Medio	$p = 1/2 d$	2.00
Largo	$p = 3/2 d$	0.67

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin

Se establecerá que el paso del helicoidal será igual al diámetro, por lo tanto

$$C_{F1} = 1.0$$

**Tabla 2**

*Factor de Capacidad según el Helicoide*

Tipo de helicoide	% de Llenado		
	15%	30%	45%
Helicoide con corte	1.95	1.57	1.43
Helicoide con corte y doblez	-	3.75	2.54
Helicoide de cinta	1.04	1.37	1.62
Otro helicoide no indicado	1.0	1.0	1.0

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 16

$$C_{F2} = 1.0$$

**Tabla 3**

*Factor de Capacidad según el Número de Paletas*

Paletas estándar de paso invertido a 45°	Paletas por paso				
	0	1	2	3	4
$C_{F3}$	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 16

$$C_{F3} = 1.0$$

Teniendo todos los coeficientes se procederá a sustituir en la fórmula de capacidad quedando de la siguiente manera.

$$C_r = 62.85 \frac{pie^3}{h} * 1.0 * 1.0 * 1.0$$

$$C_r = 62.85 \frac{pie^3}{h}$$

Obtenida la capacidad real se procede a determinar el diámetro del transportador.

#### 4.1.2 Cálculo del diámetro del transportador

Para determinar el diámetro del transportador es necesario conocer la carga de la artesa del material junto a la capacidad real, dicho esto entramos a la tabla presentada:

Azúcar granulada: Carga de artesa 30A

**Tabla 4**

*Elección del Diámetro Helicoidal en Función de la Carga*

Carga de Artesa	Diámetro helicoidal	Capacidad 1 RPM	Capacidad Max. RPM	Max. RPM
30A	9"	$5.47 \frac{pie^3}{h}$	$545 \frac{pie^3}{h}$	120

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 18



Se elige el diámetro 9" de trabajo ya que la capacidad real a manejar se encuentra en el rango para 1 Rpm y máx. rpm.

#### 4.1.3 Velocidad del transportador

Ahora se determinará la velocidad del transportador partiendo de la capacidad requerida real y la capacidad a 1rpm quedando de la siguiente manera:

$$N = \frac{\text{Capacidad requerida}}{\text{Capacidad a 1 rpm}} = \frac{C_t}{C_{r1}}$$

Sustituyendo los valores calculados se tiene que:

$$N = \frac{62.85 \text{ pie}^3/h}{5.47 \text{ pie}^3/h} = \frac{C_t}{C_{r1}}$$

$$N = 11,53 = 12\text{rpm}$$

La velocidad para transportar  $62,85 \text{ pie}^3/h$  es de 12 rpm

#### 4.1.4 Cálculo de potencia del transportador

Para determinar la potencia total de accionamiento de un transportador de tornillo se debe obtener la potencia de accionamiento en vacío, potencia para el desplazamiento horizontal del material y la potencia necesaria para el caso de un transportador de tornillo inclinado. Por lo tanto, la expresión siguiente resume lo anterior mencionado:

$$P_T = (P_{fr} + P_m + P_i) * 745.7[w]$$

#### Cálculo de potencia de accionamiento en vacío

Para determinar la potencia de vacío se aplicará la siguiente ecuación:

$$hp_f = \frac{L * n * F_b * F_d}{1000000} \text{ HP}$$

Para el valor de  $F_b$  se tomará como 1 ya que debido a la distancia no es necesario usar buje intermedio.

Teniendo los valores se procederá a sustituirlos en la ecuación anterior

$$hp_f = \frac{2m * 12rpm * 1 * 31}{1000000}$$

$$hp_f = \frac{6.56Ft * 12rpm * 1 * 31}{1000000}$$

$$hp_f = 2,44 * 10^{-3}HP$$

### **Cálculo de potencia de desplazamiento del material**

$$hp_m = \frac{Q * L * p * F_f * F_m * F_p}{1000000} HP$$

De los valores obtenidos anteriormente, se obtiene lo siguiente:

$$hp_m = \frac{62.85 * 6.56Ft * 52.5 * 1.1 * 1 * 1}{1000000} (HP)$$

$$hp_m = 0.023HP$$

### **Cálculo de potencia para transportador inclinado**

Unos de los factores más afectados al momento de transportar una carga inclinada es la capacidad de transporte (Q), debido a que mientras más inclinado se encuentre el transportador menor será la carga a transportar comparada con un transportador horizontal, de esta manera se presenta la ecuación para determinar potencia:

$$hp_{ift} = \frac{C * W * H}{33000} (HP)$$

Para determinar la potencia inclinada es necesario conocer como varía la carga (Q) en base a la inclinación, para ello se aplicarán las siguientes fórmulas geométricas.

$$Q = 3600 * S * V * \rho * i (Ton/h)$$

### Cálculo de área de relleno (S)

Para obtener la capacidad del material que la máquina es capaz de transportar, se calculará el área de relleno o llenado (S) del transportador que ocupa el material que mueve el tornillo, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S = \lambda \frac{\pi * D^2}{4} (m^2)$$

Datos:

- D = diámetro del cilindro transportador en metros (0.2286 m)
- $\lambda$ : Coeficiente de relleno de la sección (Tabla A.11 – Anexo A)

Sustituyendo se obtienes lo siguiente:

$$S = \lambda \frac{\pi * D^2}{4} (m^2)$$

$$S = (0.32) \frac{\pi * (0.2286m)^2}{4} (m^2)$$

$$S = 0.013m^2$$

### Cálculo de la velocidad de desplazamiento

$$V = \frac{p * n}{60} (m/s)$$

- V: Velocidad de desplazamiento del material del transportador en metros por segundo.
- p: Paso del tornillo en metros. (0.2286m)
- n: Velocidad de giro del eje del tornillo en revoluciones por minuto.

Sustituyendo:

$$V = \frac{0.2286 * 12}{60} \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$V = 0.045 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Conociendo dichos valores la ecuación queda de la siguiente manera:

$$Q = 3600 * (0.013m^2) * (0.045 \left(\frac{m}{s}\right)) * (0.84) * i \text{ (Ton/h)}$$

$$Q = 1,769 * i \text{ (Ton/h)}$$

De la Tabal A.10 del Anexo A, se escogerán los distintos valores del factor i.

En la tabla 4 se muestra como varia la carga a medida que varía el ángulo de inclinación.

**Tabla 5**

*Variación de la carga en función del ángulo de inclinación*

<b>Grados</b>	<b>0°</b>	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>	<b>35°</b>
$Q \left(\left(\frac{pie^3}{h}\right)\right)$	74,37	66.93	59,496	52,059	48.34	31.23	22.311	14.87

Conociendo la fórmula de la potencia inclinada y los valores de Q para dicho Angulo se procederá a determinar los valores de altura de manera geométrica, quedando de la siguiente manera:

**Tabla 6**

*Variación de la altura (H) en función del ángulo de inclinación*

<b>Grados</b>	<b>0°</b>	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>	<b>35°</b>
H (PIE)	0	0.5708	1.27	1.69	2.24	2.77	3.28	3.76

*Nota.* Los valores de H se obtuvieron del Dibujo en 3D del transportador hecho en SolidWorks.

Sustituyendo:

$$hp_{lift} = \frac{C * W * H}{33000} \text{ (HP)}$$

Para inclinación 5°

$$hp_{lift} = \frac{(66.93 \frac{pie^3}{h}) * (52.5 \frac{lb}{pie^3}) * (0.5708Pie)(1h)}{33000(60 \text{ min})} (HP)$$

$$hp_{lift} = 1 * 10^{-3}HP$$

Potencia total

$$HP_t = \frac{(hp_f + hp_m)F_o + hp_{lift}}{et}$$

- $F_o =$  Factor de sobre carga (Ver figura B.2 – Anexo B)
- $et =$  Eficiencia de transmisión (Ver tabla A.9 – Anexo A)

$$HP_t = \frac{(2,44 * 10^{-3}HP + 0.023HP)2.9 + 1x10^{-3}HP}{0.95}$$

$$HP_t = (0.077HP) * 746$$

$$HP_t = 57.72W$$

En la siguiente tabla se presentan todos los valores calculados de potencia inclinada y potencia total.

**Tabla 7**

*Relación de la Potencia en Función del Grado de Inclinación*

GRADOS	Q	H	$hp_{lift}$	$HP_t(W)$
0°	74,37	0	0	56.93
5°	66.93	0.5708	$1 * 10^{-3}HP$	57.72
10°	59,496	1.27	$1.98 * 10^{-3}HP$	58.49
15°	52,059	1.69	$2.30 * 10^{-3}HP$	58.74
20°	48.34	2.24	$2.84 * 10^{-3}HP$	59.16
25°	31.23	2.77	$2.270 * 10^{-3}HP$	58.71
30°	22.311	3.28	$1.92 * 10^{-3}HP$	58.44
35°	14.87	3.76	$1.46 * 10^{-3}HP$	58.08

Conociendo la potencia mayor que es 59.16 W se determinará la potencia del motorreductor de acuerdo a catálogo.

## 4.2 Cálculo de torque

Los transportadores helicoidales están limitados en su diseño global por la cantidad de torque que puede ser transmitido con seguridad a través de los tubos, ejes y tornillos a ensamblar. El componente que tenga la menor capacidad torsional será el que dicte cuanto torque puede ser soportado por el transportador en su conjunto.

$$Torque = \frac{63025 * hp}{N}$$

Donde:

- Hp = Potencia obtenida en hp
- N= Velocidad del transportador en RPM

$$Torque = \frac{63025 * 0.08Hp}{12RPM}$$

$$Torque = 420 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

$$Torque = 48 \text{ N} - \text{m}$$

## 4.3 Selección del Motorreductor

Datos de entrada para la selección del motorreductor:

- Potencia: 0.08 HP
- Torque: 48 Nm
- Velocidad: 12 Rpm

Del catálogo de Siemens seleccionaremos un Motorreductor cónico helicoidal Motox Siemens K38. LA71B4 (Figura B.3 – Anexo B)

## 4.4 Parámetros de diseño para el cálculo estructural

### 4.4.1 Cálculo de pesos de los componentes que conforman el transportador

Antes de entrar en materia de cálculos estructurales de los elementos que soportarán

de manera horizontal e inclinada el transportador, es necesario determinar los pesos de los elementos pertenecientes al transportador:

- Tornillo transportador
- Artesa
- Tolva de salida
- Tapas
- Motor

### **Peso del helicoidal del transportador**

Para determinar el peso del helicoidal se tomará como referencia el catálogo Martin, el cual se obtiene lo siguiente:

**Tabla 8**

*Relación del peso promedio y diámetro del helicoidal*

<b>Diámetro del helicoidal</b>	<b>Diámetro del Eje</b>	<b>Diámetro interior del tubo</b>	<b>Diámetro exterior del tubo</b>	<b>Espesor de la helicoidal</b>	<b>Peso promedio</b>
9"	1- 1/2 "	2"	2 3/8 "	3/32 "	7 lb/pie

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 79

Esto quiere decir que el peso total para una sección de transportador horizontal estándar es de 7lb/pie. Por lo cual tenemos:

$$W_{total} = w(L_{longitud\ del\ transportador})$$

$$W_{total} = 7\ lb/pie * 6.56\ pie$$

$$W_{total} = 45.92\ (lb)$$

### Peso total de la artesa

Seleccionamos el alojamiento que veamos por conveniente, en este caso contaremos con el alojamiento con pestaña angular, al ser de peso reducido y relativamente más sencillo para su fabricación, dicho alojamiento es de acero inoxidable.

Para determinar el peso de la artesa tomaremos como referencia el catálogo Martin, en la cual tenemos lo siguiente:

**Tabla 9**

*Relación del peso largo en función del diámetro del helicoides*

<b>Diámetro del Transportador</b>	<b>Espesor de la artesa</b>	<b>Numero de parte Ceja ángulo</b>	<b>Peso largo 10'</b>
9"	14Cal.	9CTA14	127 lb

*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 53

De acuerdo a la tabla anterior se nos muestra un peso de 127 lb por cada 10 pies de longitud, entonces se determinará el peso para una longitud de 6.56 ft.

$$W_{Alojamiento} = \frac{127lb(6.56pies)}{10 pies}$$

$$W_{Alojamiento} = \frac{127lb(6.56pies)}{10 pies}$$

$$W_{Alojamiento} = 83,312Lb$$

### Cálculo del peso de la descarga

Se seleccionará el modelo de descarga estándar, en la siguiente tabla se puede apreciar las dimensiones y peso. Para determinar el peso de la descarga estándar se tomará los valores del catálogo de Martin (p. H-57), el cual se obtiene los siguientes valores:

<b>Diámetro del transportador</b>	<b>Espesor de la artesa</b>	<b>Peso Lb</b>
9"	14	8



$$W_{Descarga\ sencilla} = 8\text{ Lb}$$

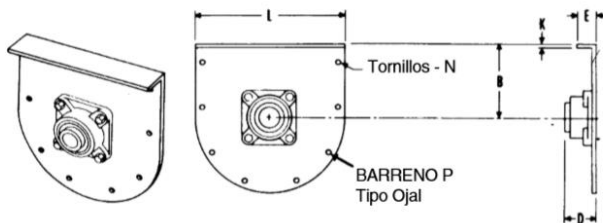
### Cálculo de peso de tapas de la artesa

Para las tapas de las artesas se utilizarán 02 tipos de tapas, exterior con pie para el lado donde apoya el motor y exterior sin pie para el lado libre.

Tapa exterior sin pie: para determinar el peso de esta tapa tomaremos como referencia el catálogo de Martin (p. H-63), el cual se obtiene en la siguiente tabla:

### Figura 12

*Tapa de Artesa Exterior Sin Pie*



*Nota.* Adaptado del *Manual de Transportadores Helicoidales*, Martin, sección H, pág. 63

Diámetro del transportador	Diámetro del Eje	Rodamiento de bolas	Número de parte	Peso promedio (Lb)
9"	1 1/2"	2 3/16"	9TE3	9

$$W_{Tapa} = 9lb$$

Tapa exterior con pie: De la referencia del catálogo de Martin (p. H-63), tenemos los siguientes valores:

Diámetro del transportador	Diámetro del Eje	Rodamiento de bolas	Número de parte	Peso promedio (Lb)
9"	1 1/2"	2 3/16"	9TE3	9

$$W_{Tapa} = 12lb$$

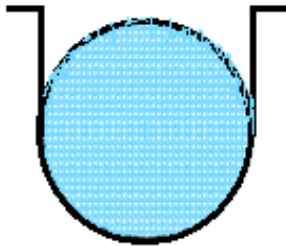
Peso promedio de tapas y otros elementos: 25 Kg.

### Cálculo de la cantidad de material en toda la artesa (Carga viva)

Para determinar el peso que genera la carga viva (Azúcar granulada) sobre la artesa se asumirá un punto crítico el cual será, cuando toda la parte circular de la artesa se encuentra al 100%.

#### Figura 13

*Carga de la Materia Prima al 100%*



*Nota.* Esquema de la Capacidad de Carga del TRANSPORTADOR HELICOIDAL

Datos:

- Diámetro interno = 50.8 mm
- Área =  $0.05 \text{ m}^2$
- Longitud de la artesa: 2 m

Para determinar el volumen multiplicaremos la longitud de la artesa por el área.

$$\text{Volumen} = \text{Area} * l$$

$$\text{Volumen} = 0.05\text{m}^2 * 2\text{m}$$

$$\text{Volumen} = 0.10\text{m}^3 = 3,53\text{pie}^3$$

Como se requiere media circunferencia dividiremos entre 2:

$$\text{Volumen} = 0.05\text{m}^3 = 1.765\text{pie}^3$$

Conociendo el peso específico:

$$\text{Densidad} = \frac{\text{peso (lb)}}{V (\text{pie}^3)}$$

$$52.5 \text{ lb} / \text{pie}^3 = \frac{\text{peso}}{1.765 \text{ pie}^3}$$

$$\text{Peso} = 92.66 \text{ lb} = 42 \text{ kg}$$

#### 4.4.2 Dimensionamiento y cálculo de la tolva

La tolva cumplirá con la necesidad de almacenar azúcar de una densidad aparente de  $841 \text{ kg/m}^3$ . Además, la tolva deberá almacenar 50 kg, para lo cual se procederá a determinar el dimensionamiento de la tolva:

$$\text{Densidad} = \frac{\text{peso (lb)}}{V (\text{pie}^3)}$$

$$V (\text{pie}^3) = \frac{50 \text{ kg}}{841 \text{ Kg/m}^3}$$

$$V (\text{pie}^3) = 0,059 \text{ m}^3$$

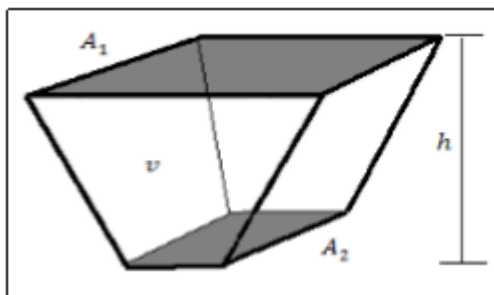
Esto es el volumen necesario para almacenar 50 kg.

El diseño de la tolva será de una geometría en forma piramidal truncada invertida.

Para una pirámide truncada invertida, la ecuación de volumen almacenado esta descrita a la siguiente relación (ITEA, cap. 19.2):

#### Figura 14

Forma Piramidal del Diseño de la Tolva



Nota. Adaptado del Instituto Técnico de la Estructura en Acero Tomo 19 (p. 32)

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2})$$

Donde  $A_1$  y  $A_2$  son las siguientes áreas. Para los lados de la tolva se toman las siguientes medidas de manera que sea de fácil traslado.

- Área superior ( $A_1$ ) =  $0.55 * 0.54 = 0.275 \text{ m}^2$
- Área inferior ( $A_2$ ) =  $0.269 * 0.254 = 0.068326 \text{ m}^2$

Conociendo las áreas y el volumen requerido determinamos la altura:

$$0,059 \text{ m}^3 = \frac{h}{3} * (0,1705 \text{ m}^2 + 0,06625 \text{ m}^2 + \sqrt{0,1705 \text{ m}^2 * 0,06625 \text{ m}^2})$$

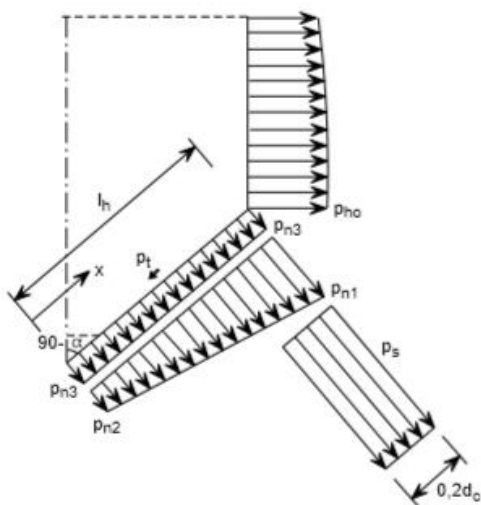
$$h = 0.368 \text{ m}$$

### Cálculo de presiones en la tolva

Para determinar las magnitudes de las diferentes presiones que se forman debido al material, es necesario conocer el ángulo con respecto a las paredes verticales. Para este caso  $\alpha = 21^\circ$ . El Eurocódigo 1 considera que la pared inclinada, donde  $\alpha > 20^\circ$ , está sometida a una presión normal  $p_n$  y una fuerza de fricción  $p_t$  por unidad de superficie. Las paredes del sistema de alimentación soportan todo el peso del material almacenado en la tolva, menos el que soportan por fricción las paredes verticales. En la figura 4.5 se muestra la distribución de las cargas.

### Figura 15

*Representación de las Cargas Sometidas a una Presión Normal*



*Nota.* Adaptado del Instituto Técnico de la Estructura en Acero Tomo 19 (p. 40)

En el Euro código 1 se han adoptado fórmulas empíricas para el cálculo de las presiones normales y de fricción en las paredes de la tolva, obtenidas a partir de una serie de ensayos en tolvas piramidales. Los ensayos muestran que es aceptable suponer una distribución variable linealmente desde el valor correspondiente en la tolva en la línea de transición con la tolva, al existente en la salida. La presión normal a la pared de la tolva  $p_n$  es igual a:

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + (p_{n1} - p_{n2} * \frac{x}{l_h})$$

Dónde:  $x$  es una distancia entre 0 y  $l_h$ .

Para el cálculo de las presiones ejercidas por el material se utilizará como referencia los datos suministrados por el euro código.

- Densidad del material: 841 Kg/m<sup>3</sup>
- Ángulo de rozamiento ( $\phi_w$ ) = (27° – 38°)
- Ángulo de rozamiento interno ( $\phi_i$ ) = (30°)
- Coeficiente de rozamiento ( $\mu$ ) = (0.4)
- Gravedad: 9.8 m/s<sup>2</sup>

Determinaremos la constante de Janssen ( $k_j$ ), para poder determinar los esfuerzos en las paredes de la tolva.

$$k_j = \frac{(1 - \text{Sin}(\phi_i))}{(1 + \text{Sin}(\phi_i))} \tan \phi_w$$

$$k_{j1} = \frac{(1 - \text{Sin}30)}{(1 + \text{Sin}30)} \tan (27) \quad k_{j2} = \frac{(1 - \text{Sin}30)}{(1 + \text{Sin}30)} \tan (38)$$

$$k_{j1} = 0.1698 \quad k_{j2} = 0.2604$$

### Cálculo de Presiones Verticales

$$p_v = \frac{\delta * A_t}{U * \mu * k_j} \left[ 1 - e^{-h * k_j \frac{\mu * U}{A_t}} \right]$$

- $A_t$ : Área de sección transversal de la pared vertical.
- $U$ : Perímetro interior de las paredes.
- $\mu$ : coeficiente de rozamiento sobre las paredes.
- $h$ : altura de la tolva.
- $k_j$ : constante de Janssen.

$$\delta = 841 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\delta = 841 \text{ kg}/\text{m}^3 * 9.8 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$\delta = 8,241 \text{ KN}/\text{m}^3$$

### Determinación del área

El área transversal de la tolva crea diferentes rectángulos de distintos tamaños, para efectos de los cálculos se elegirá el área de mayor tamaño el cual se encuentra en la parte superior de la tolva.

$$A_t = 0.54\text{m} * 0.55\text{m}$$

$$A_t = 0,297\text{m}^2$$

$$p_v = \frac{\delta * A_t}{U * \mu * k_j} \left[ 1 - e^{-h * k_j \frac{\mu * U}{A_t}} \right]$$

Sustituyendo:

$$p_v = \frac{8,241 \text{ KN}/\text{m}^3 * 0,297\text{m}^2}{2,18 * 0.4 * 0.2604} \left[ 1 - e^{-0.368 * 0.2604 \frac{0.4 * 2,18}{0,297\text{m}^2}} \right]$$

$$p_v = 32,04(1 - e^{-0.281})$$

$$p_v = 7,84 \text{ KN}/\text{m}^2$$

**Cálculo de la presión horizontal**

$$p_h = 0.2604 * 7,84 \text{ KN/m}^2$$

$$p_h = 2,043 \text{ KN/m}^2$$

**Cálculo de la presión normal P<sub>n1</sub>**

$$P_{n1} = p_{v0}(1.2\cos(\alpha))^2 + 1.5(\sin(\alpha))^2$$

$$P_{n1} = p_{v0}(1.2\cos(\alpha))^2 + 1.5(\sin(\alpha))^2$$

$$P_{n1} = 7,84 \text{ KN/m}^2 (1.2\cos(21))^2 + 1.5(\sin(21))^2$$

$$P_{n1} = 7,84 \text{ KN/m}^2 (1.2\cos(21))^2 + 1.5(\sin(21))^2$$

$$P_{n1} = 9,710 \text{ KN/m}^2$$

**Cálculo de la presión normal P<sub>n2</sub>**

$$P_{n2} = 1.2 * p_v * \cos(\alpha)^2$$

$$P_{n2} = 1.2 * 7,84 \text{ KN/m}^2 * \cos(21)^2$$

$$P_{n2} = 8,19 \text{ KN/m}^2$$

**Cálculo de la presión normal P<sub>n3</sub>**

$$p_{n3} = 3.0 \frac{\delta * A_t * K_j}{U * \sqrt{u}}$$

$$p_{n3} = 3.0 \frac{8,241 \text{ KN/m}^3 * 0,297 \text{ m}^2 * 0.2604}{2,18 * \sqrt{0.4}}$$

$$p_{n3} = 1,38 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Sustituyendo en la ecuación de presiones normales, tenemos:

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + (p_{n1} - p_{n2} * \frac{x}{lh})$$

$$p_n = 1,38 \text{ KN} + 8,19 \text{ KN} + (9,710 \text{ KN} - 8,19 \text{ KN} * \frac{0,21}{0,421})$$

$$p_n = 15,1947 \frac{KN}{m^2}$$

### Material a utilizar para la tolva

El material para la construcción de la tolva debe ser un material resistente, económico, asequible para dar fiabilidad en el proceso. El material seleccionado es una lámina de acero inoxidable AISI 304.

### Momento flector máximo

Es necesario conocer el momento flector máximo la cual están sometidas las placas de la tolva. En este caso, la placa de mayor dimensión es donde se presentará el mayor momento.

Suponiendo el momento flector máximo para placas con bordes simplemente apoyados o bordes fijos, está dada por la siguiente expresión:

$$M_{max} = \varphi * p * a_{eq}^2 * b_{eq}$$

Donde:

- $a_{eq}$  y  $b_{eq}$ : son las dimensiones más corta y más larga de la pared de la tolva.
- $p$ : es la presión normal.
- $\varphi$ : es la relación de lados tabulados experimentalmente.

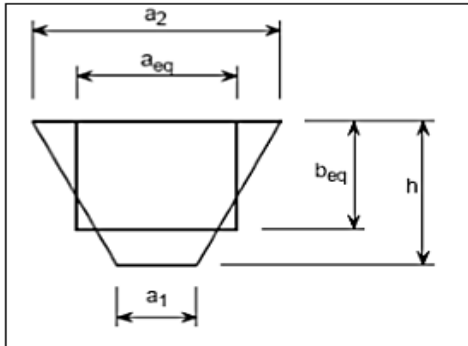
$b_{eq}/a_{eq}$	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	> 2.5
$\varphi$	0.0513	0.0655	0.0757	0.0817	0.0829	0.0833

Debido a que no existe una tabla o método para el análisis de chapas trapezoidales, las paredes de la tolva se analizarán como chapas rectangulares idealizadas y sus dimensiones se calcularán a partir de las siguientes fórmulas:



**Figura 16**

*Dimensionamiento de las Paredes de la Tolva*



*Nota.* Adaptado del Instituto Técnico de la Estructura en Acero Tomo 19 (p. 45)

$$a_{eq} = \frac{2 * a_2(2 * a_1 + a_2)}{3(a_1 + a_2)}$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)}$$

En la siguiente figura se muestran los valores reales de la tolva dimensionada:

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)}$$

$$a_{eq} = \frac{2 * 0.55(2 * 0.269m + 0.55m)}{3(0.269m + 0.55m)}$$

$$a_{eq} = 0,487$$

$$b_{eq} = 0.368 - \frac{0.55(0.55 - 0.269)}{6(0.269 + 0.55)}$$

$$b_{eq} = 0,336$$

Se procede a determinar la relación  $b_{eq}/a_{eq}$  para encontrar el valor de  $\varphi$

$$\frac{b_{eq}}{a_{eq}} = 0.687$$

Tomamos el menor de los datos  $\varphi = 0.0513$

$$M_{max} = \varphi * p * a_{eq}^2 * b_{eq}$$

$$M_{max} = 0.0513 * 15,1947 \frac{KN}{m^2} * 0,487^2 * 0,336$$

$$M_{max} = 0.06211KN * m$$

### Cálculo del espesor de las paredes de la tolva

El cálculo del espesor de las láminas de la tolva estará dado por la lámina de mayor dimensión como ya se ha mencionado, dado que los esfuerzos están condicionados por el área en el que se aplica la fuerza. De los datos anteriores conocemos el momento ejercido sobre las láminas de acero seleccionado para el proceso de construcción.

$$e^2 = \frac{6 * M_{max}}{\sigma_{mat}}$$

Dónde:

- e: espesor a determinar
- $\sigma_{mat}$ : esfuerzo de tensión material

En el caso del acero inoxidable se considera la tensión admisible del material  $S_y$  un valor de 235 MPa.

El esfuerzo máximo admisible está dado por:

$$\sigma_{mat} = 0.6 * S_y \leq \sigma_{perm}$$

$$\sigma_{mat} = 0.6 * (235MPa)$$

$$\sigma_{mat} = 141MPa = \sigma_{perm}$$

Sustituyendo:

$$e^2 = \frac{6 * 62.11 N * m}{141 * 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$e = 0.00162 m$$

$$e = 1,62 mm$$

Este es el espesor mínimo a utilizar, para este caso utilizaremos un espesor de 2mm.

Sumatoria de pesos:

$$W_{Distribuida} = \frac{W_{Helicoidal} + W_{artesa} + W_{Azucar\ granulada} + W_{Tapas} + W_{descarga} + W_{otros}}{2m}$$

$$W_{Distribuida} = \frac{45.92lb + 83,312Lb + 92.66lb + 21lb + 8lb + 25lb}{2m}$$

$$W_{Distribuida} = \frac{275,8lb}{2m} = \frac{125.1kg}{2m}$$

$$W_{Distribuida} = 62.55 \frac{kg}{m}$$

$$W_{Distribuida} = 613 \frac{N}{m}$$

#### 4.4.3 Cálculo de deflexión del tornillo transportador

Cuando se utiliza transportadores helicoidales del tamaño estándar, la deflexión es raramente un problema. Sin embargo, se debe utilizar helicoidales más largos que las secciones estándar sin colgantes intermedios, debe tomarse cuidado para prevenir que los helicoidales hagan contacto con la artesa debido a la deflexión excesiva.

La deflexión en el centro del claro que cubre el helicoidal se calculará con la siguiente fórmula:

$$D = \frac{5 * W * L^2}{384(29000000) * I}$$

Dónde:

- D: deflexión en longitud medida en pulgadas.
- W: peso total del helicoidal en libras.
- L: longitud del helicoidal en pulgadas.
- I: momento de inercia del tubo.

Anteriormente se determinó el peso del tornillo más el tubo el cual es de 45.92 lb, para la inercia del tubo se determina en la siguiente tabla:

Pipe size	2"	2-1/2"	3	3-1/2"	4	5	6	8	10
I	0.666	1.53	3.02	4.79	7.23	15.2	28.1	72.5	161

Sustituyendo:

$$D = \frac{5 * 45.92 * 78.74^3}{384(29000000) * I}$$

$$D = 0.015plg \leq 0.25''$$

Ahora comparando este valor con lo que nos dice la norma CEMA, que la deflexión no debe ser mayor de ¼".

Como la deflexión obtenida está por debajo de la real, no será necesario usar colgantes intermedios.

#### 4.4.4 Cálculo para la selección del rodamiento

##### Cálculo del momento máximo

$$M_{max} = \frac{wl^2}{8}$$

$$M_{max} = \frac{204N(2m)^2}{8}$$

$$M_{max} = 102Nm$$

##### Cálculo del cortante máximo

$$V_{max} = \frac{wl}{2}$$

$$V_{max} = \frac{204N(2)}{2}$$

$$V_{max} = 204N$$

### Cálculo de reacciones en el eje helicoidal

Para la elección de los rodamientos y chumacera es necesario determinar las reacciones en dichos apoyos, para ello se aplicará un diagrama de cuerpo libre.

$$W_{total} = 45.92(\text{lb}) = 20.82\text{kg}$$

$$W_{total} = 204\text{N}$$

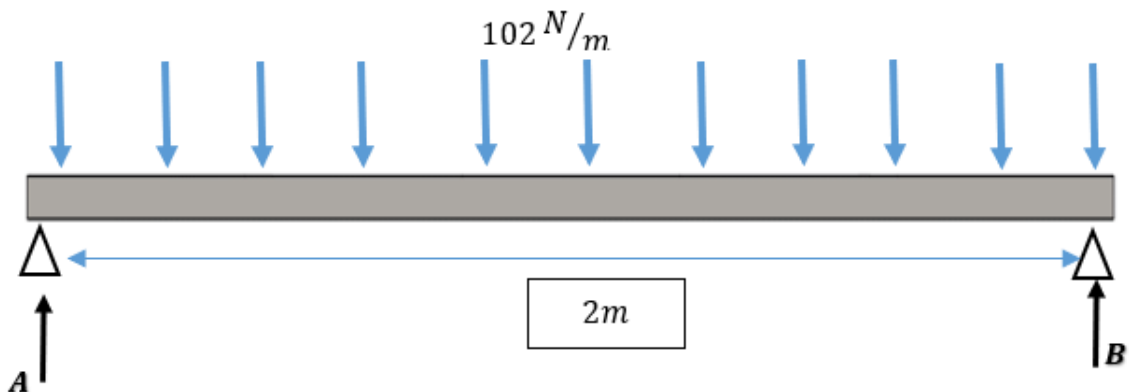
Peso por unidad de longitud:

$$W_{total} = 204\text{N}/2\text{m}$$

$$W_{total} = 102\text{N}/\text{m}$$

**Figura 17**

*Diagrama de Fuerzas del Eje del Helicoide*



$$\sum F_Y = 0 \quad R_1 + R_2 - (102\text{N}/\text{m})(2\text{m}) = 0$$

$$R_A + R_B = 204\text{N}$$

$$\sum M_A = -(204)(1) + R_B(2) = 0$$

$$\sum M_A = R_B = 102\text{N}$$

Sustituyendo:

$$R_A = 102N$$

$$R_A + R_B = 204N$$

Finalmente tenemos las cargas radiales que van a soportar los rodamientos en los puntos A y B, para simplificar el cálculo, escogemos la mayor de las cargas, es decir:

$R_2=102N$ . Ahora para este procedimiento necesitamos los siguientes datos:

- $N = 12\text{rpm}$
- $\text{Diam. Eje} = 1 \frac{1}{2}'' = 38.1 \text{ mm}$
- $F_r = 102 \text{ N}$

Para seleccionar un rodamiento adecuado se debe determinar la capacidad de carga base y carga equivalente.

#### **Cálculo de carga equivalente**

$$f = V(X)F_{rx} + (Y)F_{Ay}$$

Dónde:

- $F = \text{Carga equivalente}$
- $V = \text{Factor de rotación (}V=1, \text{ si el anillo interior gira)}$
- $F_r = \text{Carga radial.}$
- $F_a = \text{Carga axial.}$

Para determinar la carga axial producida por la carga radial, se utilizará la siguiente expresión:

$$F_{Axial} = \frac{0.47(F_{Radial})}{K}$$

Dónde  $K$  es el coeficiente de cargar entre las capacidades de carga radial y axial,  $K=1$  para cojinetes radiales:

$$F_{Axial} = \frac{0.47(102N)}{1}$$

$$F_{Axial} = 47.94N$$

Ahora seleccionamos los valores XY de la tabla de cojinetes radiales y axiales (Tabla A.13 – Anexo A) simplificados, seleccionando un rodamiento de contacto radial:

Sustituyendo los valores en la ecuación de la carga equivalente X1, Y1:

$$f = 1 * 1 * 102N + 0 * 47.94N$$

$$f = 102N$$

Sustituyendo los valores en la ecuación de carga equivalente X2, Y2:

$$f = 0.50 * 1 * 102N + 1.4 * 47.94N$$

$$f = 118N$$

Elegimos la carga con mayor valor el cual es de 118 N.

#### Cálculo de carga base

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^P$$

Dónde:

- L = duración nominal expresada en millones de revolución.
- C = capacidad de carga base.
- F = carga equivalente.
- P = factor de rodamiento.

Para determinar L (Figura B.5 – Anexo B), elegimos para un funcionamiento corto o discontinuo, obteniendo las siguientes horas de servicio: H = 4000 – 8000

Para determinar la duración nominal se aplica la siguiente referencia:

$$L = 6000Hrs \left(\frac{12rev}{min}\right) \left(\frac{60min}{hrs}\right)$$

$$L = 4320000rev$$

Despejando la capacidad de carga tenemos:

$$C = \sqrt[p]{L} * F$$

$$C = \sqrt[3]{4320000} * 118N$$

$$C = 19218N$$

$$C = 19,18KN$$

Ahora para la selección del rodamiento, utilizamos el manual interactivo de SKF, y elegir el tipo adecuado debemos verificar que su capacidad de carga dinámica ( $C_0$ ) no sea mayor que el valor calculado anteriormente en el diseño, y teniendo en cuenta que el eje es de 1 ½". Del diagrama de corte y momento de la artesa para una carga de 774 N/m mostrado en la figura B.4 (Anexo B), tenemos lo siguiente:

Cálculo del momento máximo

$$M_{max} = \frac{wl^2}{8}$$

$$M_{max} = \frac{774N(2m)^2}{8}$$

$$M_{max} = 387Nm$$

Cálculo cortante máximo

$$V_{max} = \frac{wl}{2}$$

$$V_{max} = \frac{774N(2)}{2}$$

$$V_{max} = 774N$$

Según catálogo SKF se tiene que el rodamiento seleccionado es UCF 208-24.

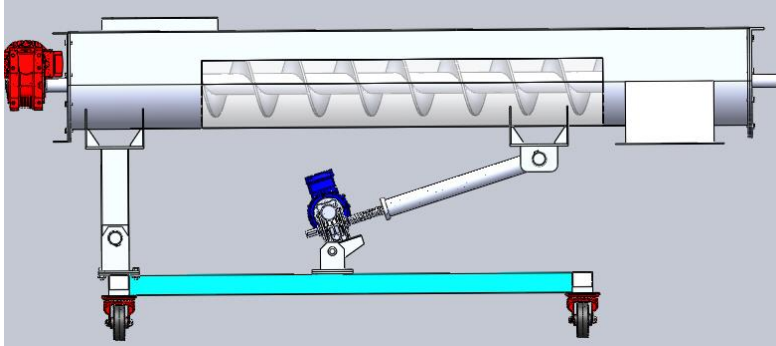
#### 4.5 Cálculo Estructural

En la figura 18 se muestra el diseño del transportador junto a la estructura de soporte y el mecanismo para la variación del ángulo. Todos los componentes estructurales a utilizar serán de acero inoxidable AISI 304, el cual sus características mecánicas pueden verse en la figura B.6 Anexo B.



**Figura 18**

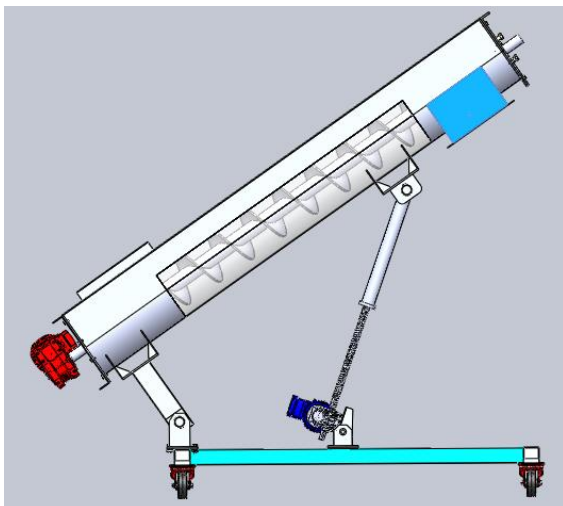
*Representación de la Posición Inicial del T.H.*



*Nota.* Posición horizontal  $0^\circ$

**Figura 19**

*Representación del T.H. Inclinado*



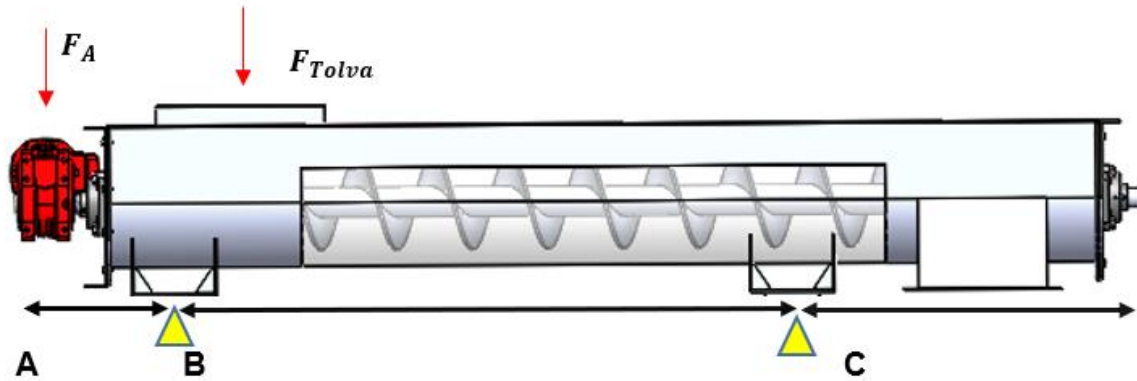
*Nota.* Máxima posición inclinada  $35^\circ$

#### ***4.5.1 Esquema representativo del transportador***

Consideremos el transportador como una viga continua, con cargas puntuales y distribuidas, además, los 02 apoyos mantendrán el equilibrio del transportador.

**Figura 20**

*Representación de las Fuerzas Aplicadas en el T.H.*



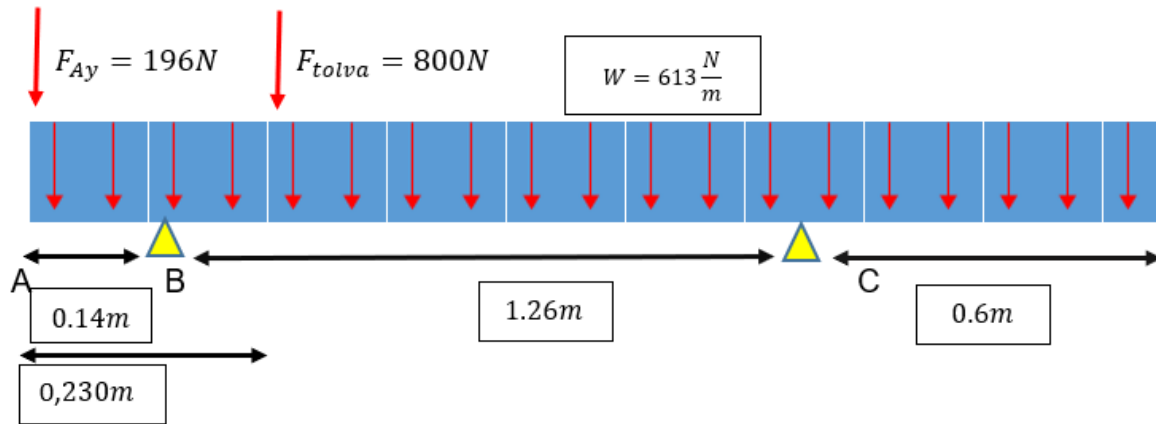
El punto A representa el lado motriz donde el motor va ir acopado, por ende  $F_A$  representa la carga del peso del motor, el punto B representa la primera columna de apoyo que sostiene el transportador, el punto C representa el apoyo donde estará ubicado el tornillo que cambiará el ángulo de inclinación. Finalmente las cargas distribuidas representan la suma de las cargas vivas y las cargas estacionarios que se determinaron anteriormente.

#### **4.5.2 Cálculo de reacciones**

A continuación se presenta el diagrama de fuerzas (figura 21) para determinar las reacciones en los puntos y con estas reacciones se determina las estructuras de apoyo.

**Figura 21**

*Diagrama de Fuerzas del Transportador Helicoidal*



$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{Ay} + R_B - F_{tolva} + R_C - \left(613 \frac{N}{m} * 2m\right) = 0$$

$$-196N + R_B - 800N + R_C - 1226N = 0$$

$$+R_B + R_C = 2222N \dots \dots \dots \text{Ecuación 1}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{Ay}(0,14m) + 0,009(800N) + (1226)(0,86) - R_C(1,26m) = 0$$

Sustituyendo

$$-196N(0,14m) + 0,009(800N) + 1054,36Nm - R_C(1,26m) = 0$$

$$R_C = 871,433N$$

Sustituyendo en la ecuación 1, tenemos:

$$+R_B + 871,433N = 2222N$$

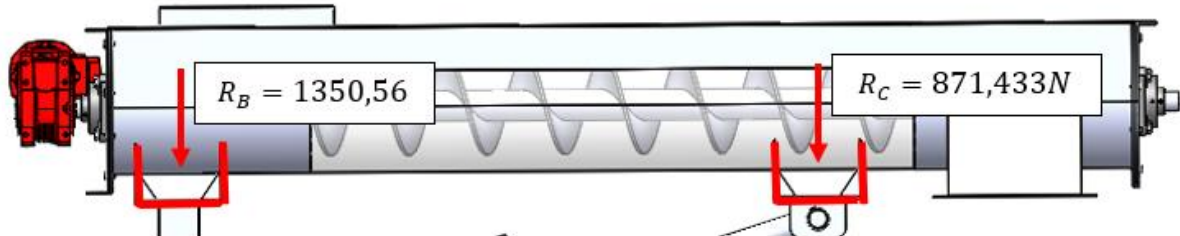
$$R_B = 1350,56 N$$

Conociendo las reacciones en cada punto se procederá a calcular los elementos estructurales siguientes:

### 4.5.3 Cálculo de espesor mínimo de soporte y descanso del transportador

**Figura 22**

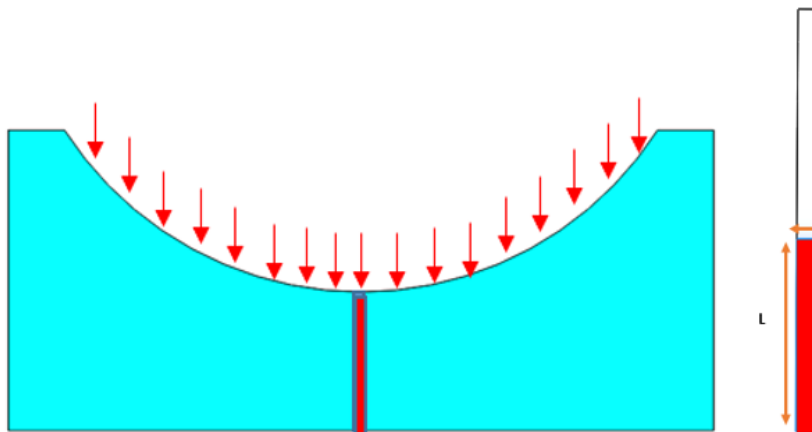
*Representación de las Cargas en el Soporte del T.H.*



Para determinar el espesor de la plancha de los soportes que mantendrán la artesa del transportador, se aplicarán los cálculos con la reacción de mayor magnitud calculada recientemente, debido a que se usará un mismo tipo de soporte para ambos puntos tanto el C como el B, en la siguiente imagen se puede apreciar la forma geométrica del soporte.

**Figura 23**

*Sección transversal de la placa soporte de la artesa*



Para determinar el aplastamiento del área que está coloreado de rojo (área más esforzada) en la figura 23 se aplica la siguiente ecuación con una reacción de 1350,56 N que se tomará como una carga puntual.

Altura mínima (L)	Espesor	Fluencia del Acero Inoxidable AISI 304	Área de Trabajo
50 mm	e=?	235 MPa	L*e

Para determinar el espesor mínimo a usar se determinará el esfuerzo de fluencia admisible. El esfuerzo de aplastamiento máximo permisible ( $\sigma_B$ ) está dado por:

$$\sigma_B = 0.660 * S_y$$

$$\sigma_B = 0.66 * (250MPa)$$

$$\sigma_B = 165MPa$$

Aplicando la ecuación de esfuerzo por aplastamiento se tiene:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{P}{A}$$

Dónde:

- $\sigma_{aplastamiento}$ : esfuerzo por aplastamiento.
- P: fuerza requerida del pistón (1228.65 N)
- A: área de la sección: área de un rectángulo (L\*e); donde L=0.05 m

Sustituyendo en la ecuación, tenemos:

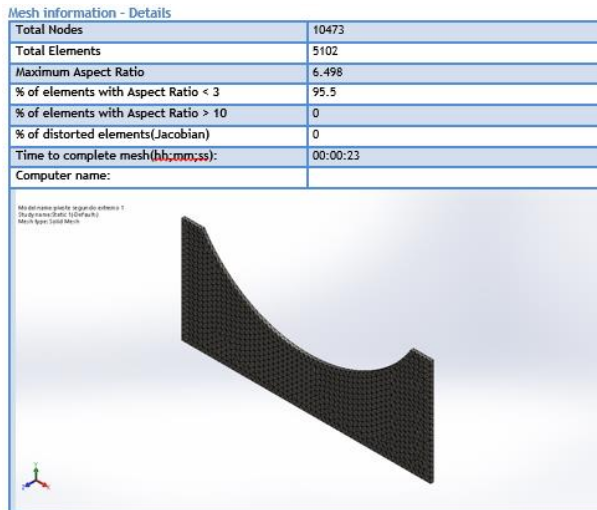
$$165 \times 10^6 Pa = \frac{1350.56 N}{0.05 * e}$$

$$Espesor (e) = 0.00016m = 0.16mm$$

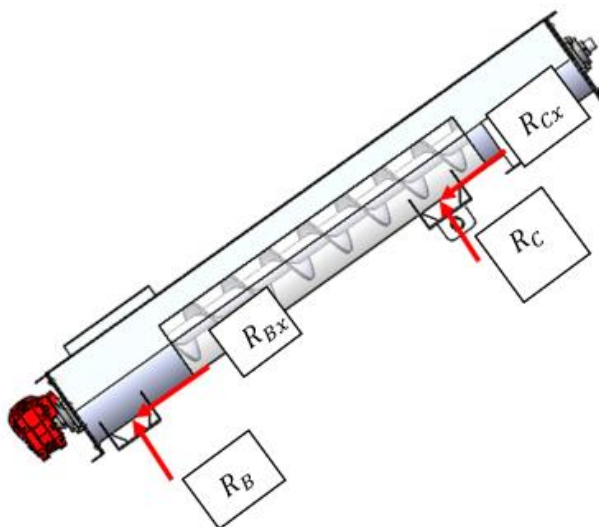
El resultado es el espesor mínimo de trabajo, por lo tanto, se utilizará un espesor de 6mm para que sea más fácil su proceso de fabricación.

### **Análisis del perfil mediante el software SolidWorks**

Utilizando el software SolidWorks y tomando en cuenta los datos discutidos anteriormente, se procedió a determinar los esfuerzos encontrado en el perfil.

**Figura 24***Enmallado de la Placa Soporte de la Artesa***4.5.4 Análisis del soporte con una inclinación de 35°**

Una vez que empieza a inclinarse el transportador, aparece una componente axial el cual será absorbida por la parte lateral de los soportes, esto quiere decir que los soportes deberán resistir esta carga, el cual será el peso de todos los componentes más la carga viva (2222N).

**Figura 25***Representación de las Cargas en el Plano Inclinado*

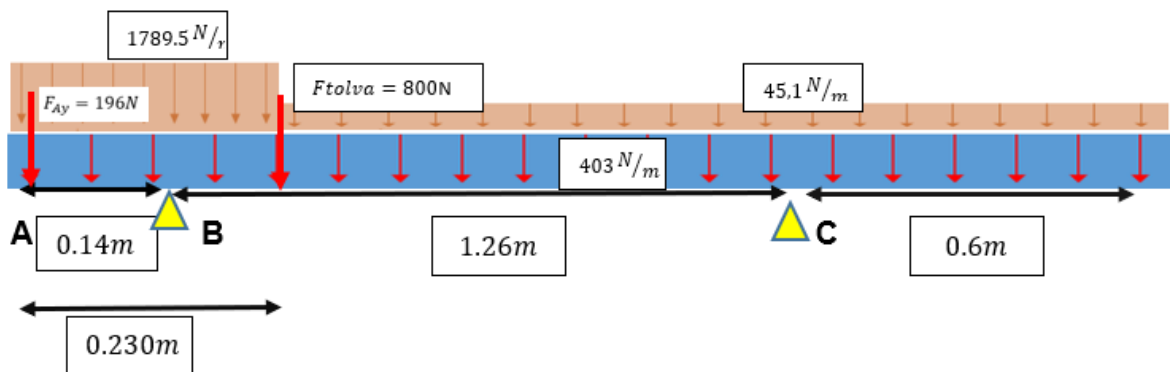
$$R_{BX} = 1111N ; R_X = 2222N ; R_{CX} = 1111N$$

De la carga descompuesta cuando el transportador helicoidal se encuentra en horizontal se tiene  $R_b = 1350.56 N$  y la carga  $R_c = 871.433N$ .

Para un ángulo de  $35^\circ$  la carga a transportar ha disminuido un 80% (Tabla 6) la carga horizontal es de  $74.37N$  y disminuyó a  $14.87N$  esto representa un 80% en disminución. La carga viva en la artesa es de  $420N$  ( $42Kg$  que representa la de la azúcar granulada en toda la artesa). Se asumirá que un 80% se acumula en la parte del apoyo B. Del nuevo diagrama de fuerza (figura 26) tenemos lo siguiente:

**Figura 26**

*Diagrama de Fuerzas del T.H. en el Plano Inclinado*



Donde:

- $1789.5 N/m$ : Representa la distribución de peso del 80% de la carga viva ( $42kg$ ) distribuido en  $0.2m$ .
- $45.1 N/m$ : Representa la distribución de peso del 20% de la carga viva ( $42kg$ ) distribuido en  $1.36m$ .
- $403 N/m$ ; representa la carga muerta.

$$\sum F_Y = 0$$

$$-196N - 1680(0.230) + R_B - 800N - 403(2m) + R_C - 45,16(1.86)$$

$$+R_B + R_C = 2222N...1$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-196N(0.14m) - \left(\frac{1789,5N}{m} * 0.230\right)(0.04) + 800N(0.09) + \left(\frac{403N}{m} * 2m\right)(0.86) +$$

$$\left(\frac{45.16N}{m} * 0.96m\right) - R_C(1.26m) = 0$$

$$-R_C(1.26m) + 695.633 = 0$$

$$\mathbf{R_C = 609,20N}$$

Sustituyendo en 1:

$$+R_B + 609.20N = 2222N$$

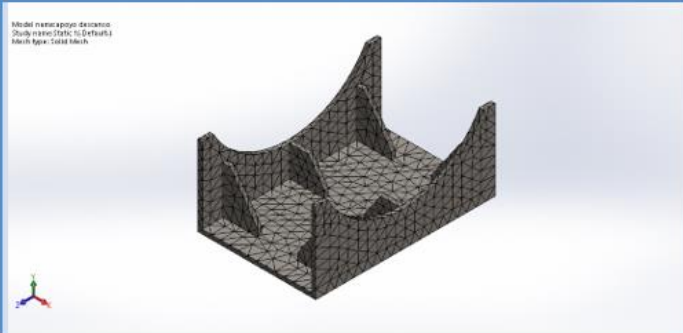
$$\mathbf{R_B = 1612.8N}$$

Análisis de la inclinación de 35° con F=1612.8N mediante el software SolidWorks

## Figura 27

### Enmallado del Conjunto de Placa Soporte de la Artesa

Mesh information - Details	
Total Nodes	6777
Total Elements	3277
Maximum Aspect Ratio	7.3532
% of elements with Aspect Ratio < 3	88.1
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Computer name:	



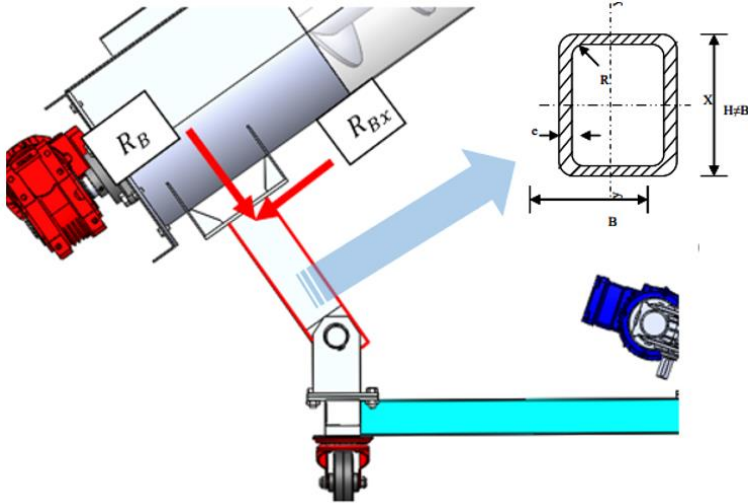
### 4.5.5 Cálculo de columnas rectangulares del primer soporte

Se procederá a determinar cuánto es la carga crítica que puede soportar el perfil seleccionado, a partir de una suposición de columnas, de manera que esa carga crítica será comparada con las cargas determinadas anteriormente. En la figura 28 se puede apreciar la columna a calcular.



**Figura 28**

*Representación de las Cargas en la Columna del Primer Soporte*

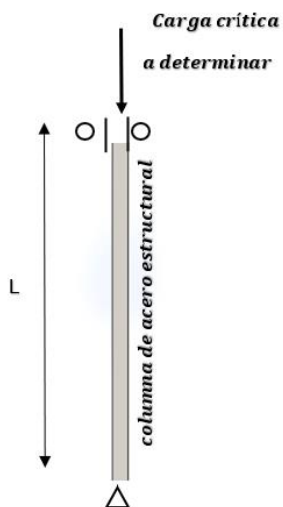


Longitud	Perfil	$I_x$	$I_y$	Área
0.30m	80*40mm	$4.61 * 10^{-7} m^4$	$1.38 * 10^{-7} m^4$	$5.2 * 10^{-3} m^2$

Para la carga admisible se tomará el perfil columna como una viga articulada – articulada de manera que la viga pueda comprimirse para así determinar la esbeltez de la viga.

**Figura 29**

*Representación de la Viga Articulada – Articulada*



A continuación, se aplicará el procedimiento para saber qué tipo de columna es entre ellas, si es corta, intermedia o larga. Suponiendo que los extremos son fijos, su longitud de pandeo es:

$$L_e = K * L$$

$$L_e = 0.8 * 0.30$$

$$L_e = 0.24m$$

Obtenida la longitud efectiva, se determina el radio de giro de la columna por la siguiente ecuación:

$$r = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

Entonces:

$$r = \sqrt{\frac{4.61 * 10^{-7} m^4}{5.2 * 10^{-3} m^2}}$$

$$r = 9.41 * 10^{-3}$$

Al conocer el radio de giro y la longitud efectiva, se calculó el coeficiente de esbeltez de la columna de acuerdo a la siguiente relación:

$$Esbeltez = \frac{L_e}{r}$$

$$Esbeltez = \frac{0.24m}{9.41 * 10^{-3}}$$

$$\mathbf{Esbeltez = 25.50}$$

Determinaremos la relación de Esbeltez para determinar qué tipo de columna es:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200000\text{Mpa})}{250\text{mpa}}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200000\text{Mpa})}{250\text{mpa}}}$$

$$C_c = 70.89$$

Como  $C_c \geq \frac{L_e}{r}$ ; la columna se puede considerar corta. Por lo tanto, se aplica la ecuación de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = A s_y \left[ 1 - \frac{s_y \left( \frac{L_k}{r} \right)^2}{4\pi E} \right]$$

$$P_{cr} = 5.2 * 10^{-3} \text{ m}^2 (250\text{Mpa}) \left[ 1 - \frac{250\text{Mpa}(25.50)^2}{4\pi^2(200000\text{Mpa})} \right]$$

$$P_{cr} = 5.2 * 10^{-3} \text{ m}^2 \left( 250.000.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) (0.979)$$

$$P_{cr} = 1.272.700\text{N}$$

Para un factor de diseño  $N = 3$

$$P_{ad} = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$P_{ad} = \frac{1.272.700\text{N}}{3}$$

$$P_{ad} = 424233,3\text{N}$$

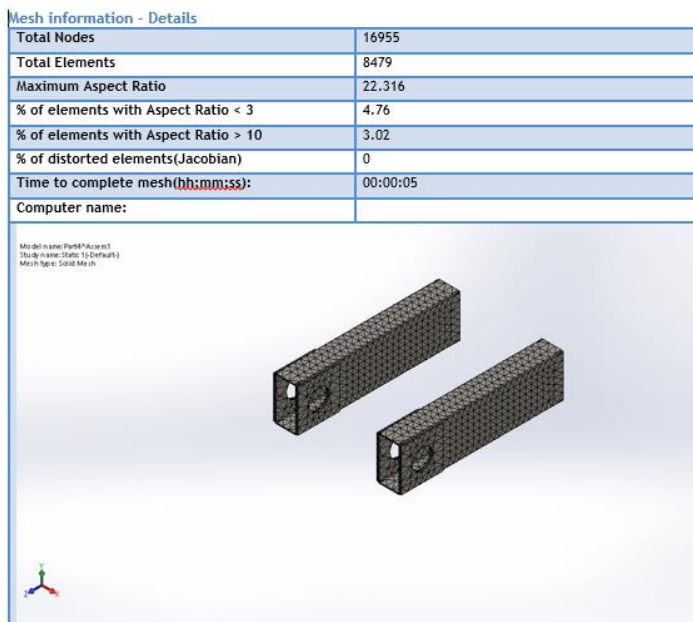
La fuerza que puede soportar el perfil rectangular que trabaja como columna es de 424233.3 N, mientras que la carga de trabajo no supera los 2000 N. Esto quiere decir que el perfil seleccionado es el adecuado para su funcionamiento. Se eligió este perfil debido a que es práctico en el proceso de manufactura y soldadura, además de ser muy comercial.

## Verificación del perfil mediante el software SolidWorks

Empleando el software SolidWorks y tomando en cuenta los datos calculados anteriormente, se analizó los esfuerzos encontrados en el perfil tal como se muestra en la figura 30.

**Figura 30**

### *Enmallado del Perfil Rectangular*



### **4.5.6 Dimensionamiento y geometría del actuador tipo tornillo**

A continuación, se presentan los datos iniciales para determinar el par torsión necesario para izar la carga. Es importante resaltar que el tornillo a usar es rosca ACME con medidas estándar de diámetro y paso, por lo tanto, se hará una suposición de la medida y en base a ello se determinarán los cálculos que garanticen el funcionamiento deseado.

**Tabla 10***Datos de la Geometría del Tornillo de Potencia*

<b>Elemento</b>	<b>Fórmula</b>	<b>Valor</b>
Diámetro del tornillo (pulg)	D	1 pulg.
Hilos por pulgada	N	5
Paso de la rosca (p)	1/N	0.20 pulg.
Profundidad del filete (h)	$(0.5 \cdot p) + 0.010$	0.110 pulg.
Ancho de la cresta (f)	$0.3707 \cdot p$	0.074 pulg.
<b>Elemento</b>	<b>Fórmula</b>	<b>Valor</b>
Ancho del fondo (c)	$(0.3707 \cdot p) - 0.0052$	0.069 pulg.
Distancia entre flancos (s)	$0.6292 \cdot p$	0.126 pulg.
Diámetro primitivo (dm)	$D - (2 \cdot h)$	0.780 pulg.
Diámetro a tornearse la tuerca (dt)	$(D - 2 \cdot h) + 0.005$	0.785 mm

La carga necesaria,  $F=1256.1 \text{ N} = 282\text{Lbf}$  (Del cálculo de esbeltez de la columna). A partir de los siguientes datos se calculará lo siguiente:

- Diámetro del tornillo exterior ( $d_e$ ) = 1"
- Profundidad de la rosca: 0.110"
- Radio exterior del tornillo: 0.50"
- Paso (P) = 0.2"
- Radio medio ( $r_m$ ): Radio exterior – Profundidad = 0.39"

#### **Determinación del ángulo de hélice**

$$\tan(\alpha) = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot r_m}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{0.20''}{2 \cdot \pi \cdot 0.39''}$$

$$\tan(\alpha) = 0,0816$$

$$\alpha = 2.95^\circ$$

Par torsional necesario para izar la carga, rosca Acme o unificada sin collarín.

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} * \frac{p + \pi * \mu * d_m * \sec\theta}{\pi * d_m - \mu * p * \sec\theta}$$

Dónde:

- F: Carga para elevar.
- $d_m$ : Diámetro primitivo.
- P: Fuerza necesaria para vencer la fuerza de rozamiento.
- $\mu$ : Coeficiente de rozamiento (0.15)
- $\theta$  : Ángulo de inclinación respecto a la carga normal, para roscas Acme  $14.5^\circ$

$$T = \frac{282\text{lb} \cdot 0.78''}{2} * \frac{0.20 + \pi * 0.15 * 0.78 * \sec(14,5)}{\pi * 0.78 - 0.15 * 0.20 * \sec(14,5)}$$

$$T = 109,98 * \frac{0.579}{2,4194}$$

$$T = 26,31\text{Lbf} * \text{plg}$$

### Dimensionamiento y características del tornillo

En la siguiente tabla se muestran las características del tornillo.

**Tabla 11**

*Características del Tornillo de Potencia*

Tipo	ACME
Diámetro exterior	1"
Paso	0.2"
Longitud	480 mm

Hilos por pulgada

5

Profundidad

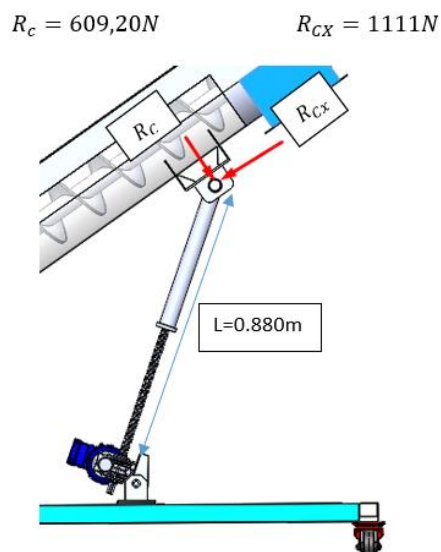
0.111"

### Cálculo de esbeltez del tornillo a compresión

Ahora se aplicará el procedimiento anterior para el segundo soporte, con la intención de conocer qué tipo de elemento se está trabajando, si es una columna larga se determinará la esbeltez, en caso contrario se determinará la carga máxima que puede soportar si es una columna corta.

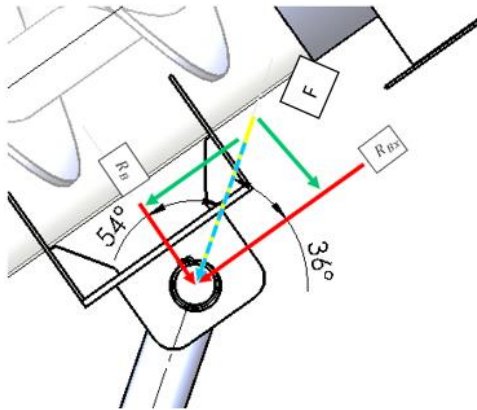
#### Figura 31

*Representación de las Cargas en el Segundo Soporte*



**Figura 32**

*Descomposición de las Reacciones en Dirección del Eje Neutro de las Columnas*



$$\cos \phi = \frac{R_{cx}}{F_1}$$

$$F_1 = \cos \phi * R_{cx}$$

$$F_1 = \cos(36^\circ) * 1111N$$

$$F_1 = 898,81N$$

$$\cos \phi = \frac{R_c}{F_2}$$

$$F_2 = \cos \phi * F_2$$

$$F_2 = \cos(54^\circ) * 609,20N$$

$$F_2 = 358N$$

$$F = F_1 + F_2 = 898,81N + 358N$$

$$F = 1256,81N$$

Dónde:

F: Fuerza aplicada al actuador tipo tornillo

A continuación, se aplicará el procedimiento para saber qué tipo de columnas es entre ellas, si es corta, intermedia o larga.



Considerando un extremo fijo y otro articulado, su longitud de pandeo es:

$$L_e = K * L$$

$$L_e = 0.8 * 0.880$$

$$L_e = \mathbf{0.704\ m}$$

Obtenida la longitud efectiva, se determinará el radio de giro de la columna mediante la siguiente ecuación:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Entonces:

$$r = \sqrt{\frac{2 * 10^{-8} \text{ m}^4}{5.06 * 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$$r = 0.0062$$

Habiendo obtenido el radio de giro y la longitud efectiva, se calculará el coeficiente de esbeltez de la columna, mediante la siguiente relación:

$$\text{Esbeltez} = \frac{L_e}{r}$$

$$\text{Esbeltez} = \frac{0.704}{0.0062}$$

$$\mathbf{\text{Esbeltez} = 112}$$

Ahora determinaremos la relación de Esbeltez para determinar qué tipo de columna es:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (200000 \text{ MPa})}{250 \text{ MPa}}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200000MPa)}{250MPa}}$$

$$C_c = 125.66$$

Como:

$$C_c \geq \frac{Le}{r}$$

La columna se puede considerar corta, esto quiere decir que no existirán fuerzas que puedan pandear el elemento, por lo tanto, se aplica la ecuación de J.B. Jonhson.

$$P_{cr} = A \cdot S_y \left[ 1 - \frac{s_y \left( \frac{Le}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 5.06 * 10^{-4} m^2 (250MPa) \left[ 1 - \frac{250Mpa(112)^2}{4\pi^2(200000Mpa)} \right]$$

$$P_{cr} = 5.06 * 10^{-4} m^2 \left( 250000 \frac{KN}{m^2} \right) (0.93)$$

$$P_{cr} = 72KN$$

Para un factor de diseño  $N = 3$

$$P_{ad} = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$P_{ad} = \frac{72 KN}{3}$$

$$P_{ad} = 24 kN$$

La fuerza que puede soportar el perfil circular que trabaja como columnas es de 24 kN mientras que la carga de trabajo es de 1256.81 N, esto quiere decir que el perfil seleccionado es funcional.

Basado en el catálogo de actuadores lineales Niasa la carga máxima es de 5 kN, por lo tanto, se seleccionará un actuador lineal FM1 con un índice de reducción de 16:1. Entonces, del catálogo (p.127) tenemos los siguientes valores:

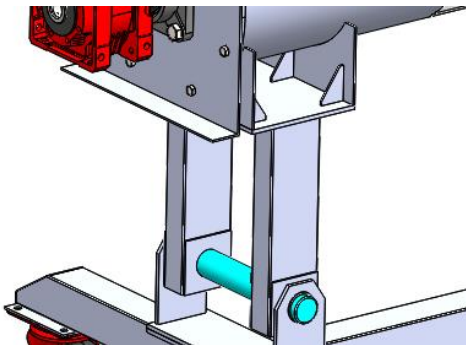
- Reducción (i): 16:1
- Avance (mm/revol) ingreso: 1.25
- Diámetro del tornillo (d):26 mm
- Paso (P): 4 mm

#### ***4.5.7 Cálculo del diámetro mínimo del pasador más esforzado***

Se procederá a calcular el diámetro mínimo del pasador. Anteriormente, se determinó que la carga de mayor magnitud en el extremo donde se encuentra el pasador ocurre cuando el transportador está a 35° y es de 1612.8 N.

#### **Figura 33**

*Representación 3d del Pasador entre los Perfiles Rectangulares*



Seleccionamos el perfil prediseñado de material de acero inoxidable AISI 304 con un esfuerzo a la fluencia de 235 MPa. Entonces, el esfuerzo cortante máximo permisible está dado por:

$$\sigma_B = 0.660 * S_y \geq \sigma_{max}$$

$$\sigma_B = 0.66 * (235\text{Mpa})$$

$$\sigma_B = 155,1\text{Mpa}$$

Aplicando la ecuación de esfuerzo cortante se tiene que:

$$\tau_{Cortante} = \frac{P}{A}$$

Donde:

- T: Esfuerzo cortante
- P: Fuerza requerida (1612.8N)
- Área del eje:  $\frac{\pi * \phi^2}{4}$

Sustituyendo:

$$\tau_{Cortante} = \frac{1612.8N}{\frac{\pi * \phi^2}{4}}$$

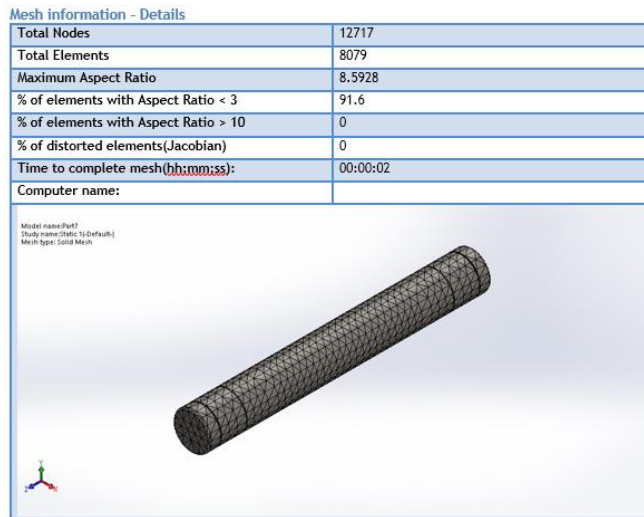
$$\phi = \sqrt{\frac{15263,59N}{155 * 10^6 Pa}}$$

$$\phi = 0.0036m = 3,6mm$$

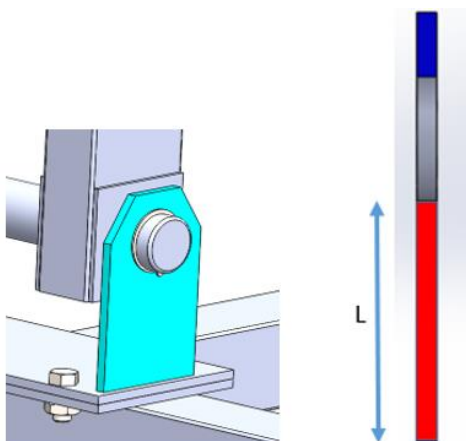
Para mantener una seguridad de trabajo se tomará un pasador de 38.1 mm de acero inoxidable AISI 304.

### **Verificación del pasador mediante el software SolidWorks**

Utilizando el software SolidWorks y tomando en cuenta los datos discutidos anteriormente, se procedió a determinar los esfuerzos encontrados en el perfil.

**Figura 34***Enmallado del Pasador***4.5.8 Cálculo del espesor mínimo de las planchas de descanso del eje**

Se determinará el espesor de la lámina que mantendrá firme el pasador, dicha lámina será fabricada de Acero Inoxidable AISI 304, tal como se muestra en la figura 35.

**Figura 35***Representación 3d y Vista Lateral de la Placa Soporte del Pasador*

Para determinar el aplastamiento del área en rojo de la figura anterior se aplicará la siguiente ecuación, es importante resaltar que el cálculo se realizará para una sola oreja. Por lo tanto la carga máxima será dividida entre 2.

Datos:

- Altura mínima (L) = 75 mm
- Espesor: ?
- Esfuerzo de fluencia del Acero Inox. AISI 304: 235 MPa
- Área de trabajo: L\*e

Entonces, se tiene lo siguiente:

$$\sigma_B = 0.660 * S_y \geq \sigma_{max}$$

$$\sigma_B = 0.66 * (235Mpa)$$

$$\sigma_B = 155MPa$$

Aplicando la ecuación de esfuerzo por aplastamiento se tiene que:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{P}{A}$$

De la figura se muestra la sección transversal de la oreja, dónde la parte superior del área azul representa el área a compresión. De los datos anteriores, se tiene los siguientes valores.

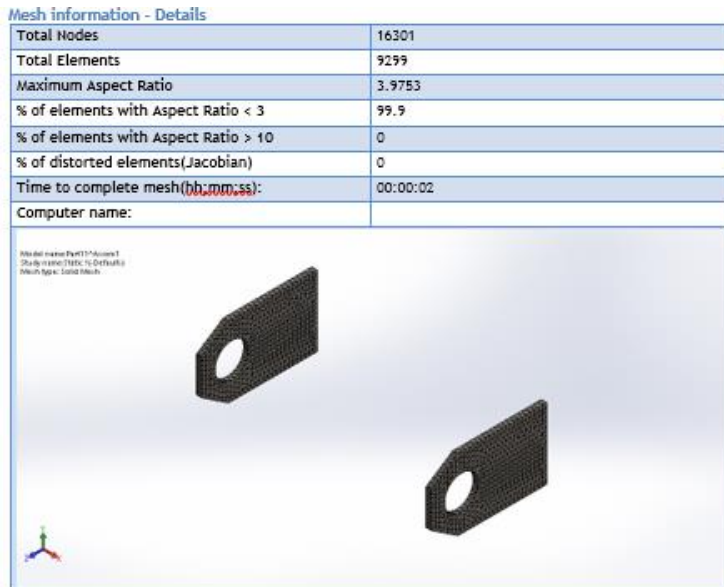
$$155 * 10^6 = \frac{806N}{0.075 * e}$$

$$e = 0.000069m$$

El espesor de la plancha a seleccionar es de 3/4" el cual garantizará el funcionamiento.

### **Verificación de las planchas de descanso por el método AMEF**

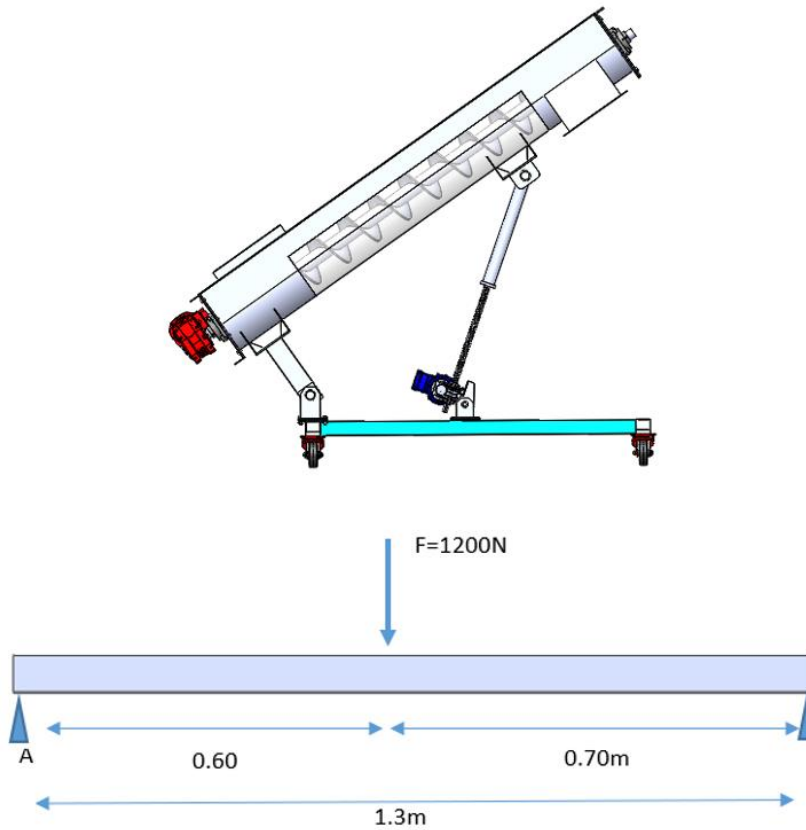
Usando el software SolidWorks y tomando en cuenta los datos discutidos anteriormente, se procedió a determinar los esfuerzos encontrados en el perfil.

**Figura 36***Enmallado de la Placa Soporte del Pasador***4.5.9 Cálculo de la viga de unión travesaño**

Anteriormente se determinó que la carga en el segundo apoyo era de 810 N y que era necesario una carga mayor para poder vencer esa fuerza y poder levantar el cual se aplicó una carga de 1200 N, el cual es suficiente debido a que a medida que va aumentando la inclinación, la carga es menor en ese punto.

**Figura 37**

*Representación de la Carga F en la Viga Unión Travesaño*



**Cálculo de las reacciones en los apoyos: Ecuaciones de equilibrio.**

A partir del diagrama anterior (fig. 37) se procederá hacer una sumatoria de fuerzas en (Y) para determinar las reacciones en las chumaceras.

$$\sum F = 0 \quad + R_A + R_B - 1200N = 0$$

$$\sum F = 0 \quad R_A + R_B = 1200N$$

Sumatoria de momentos en RA para encontrar RB

$$\sum M_{RA} = 0 - 1200N(0.60m) + R_B(1.3m) = 0$$

$$-720Nm + R_2(1.3m) = 0$$



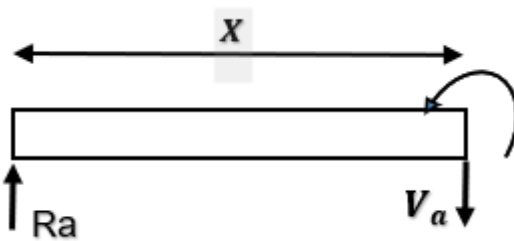
$$R_B = 553.84\text{N}$$

$$R_a = 646.15\text{N}$$

Aplicando el método de ecuaciones, se determinará las cortantes y momentos faltantes para luego fabricar y conocer el momento máximo.

Ecuaciones correspondientes a los tramos AB – BC

Tramo AB



$$\sum F = 0$$

$$V_A = 646.154\text{N}$$

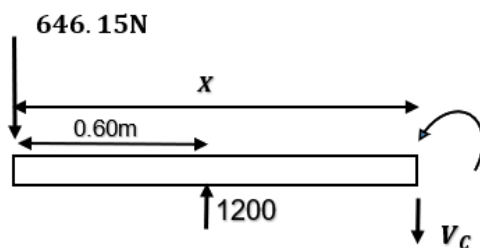
$$\sum M_B = M_B$$

$$M_B = 646.15\text{N} * (x)$$

Evaluando  $x = 0.60\text{ m}$

$$M_B = 387.69\text{ N} - \text{m}$$

Tramo BC



$$\sum F = 0; -646015 \text{ N} + 1200 - V_C = 0$$

$$+553.846 - V_C = 0$$

$$V_C = 553.846$$

$$\sum M_C = 1200(x - 0.60 \text{ m}) - 646015 * x$$

$$\sum M_C = M_C$$

Evaluando  $x = 1.3\text{m}$

$$M_C = 0 \text{ N} - \text{m}$$

En la figura B.7 y B.8 (Anexo B) se observa el diagrama de corte y momento, el cual expresa el momento máximo que será necesario para determinar el esfuerzo flector de la viga. Se uso un perfil rectangular de 80 x 40 mm ASTM A-36 de 250 MPa de fluencia.

Longitud	Perfil	$I_x$	$I_y$	Área
1.3 m	80*40 mm	$4.61 * 10^{-7} \text{ m}^4$	$1.38 * 10^{-7} \text{ m}^4$	$5.2 * 10^{-3} \text{ m}^2$

Con la siguiente ecuación se determinará el esfuerzo flector para un perfil rectangular.

$$\sigma_{Flexion} = \frac{M_{MAX} * C}{I}$$

Dónde C es el centro de gravedad al punto más alejado;  $C = 0.0127 \text{ m}$ .

Sustituyendo los valores:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{387.692 \text{ Nm} * 0.004}{4.61 * 10^{-7} \text{ m}^4} = 3.363.197,18 \text{ Pa} = 3,36 \text{ Mpa}$$

$$3.363 \text{ Mpa} \leq 250 \text{ Mpa}; \text{ Si cumple}$$

## Verificación mediante el software SolidWorks

**Figura 38**

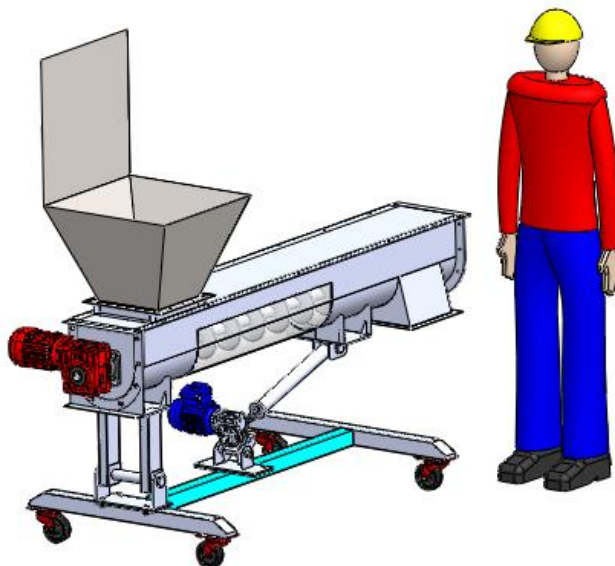
*Enmallado de la Viga Unión Travesaño*

Mesh information - Details	
Total Nodes	18596
Total Elements	9286
Maximum Aspect Ratio	25.147
% of elements with Aspect Ratio < 3	0.0215
% of elements with Aspect Ratio > 10	1.42
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:03
Computer name:	



**Figura 39**

*Representación 3d del Transportador Helicoidal Inclinado*



### 4.5.10 Cálculo de la altura mínima para la chaveta

Chaveta de sección cuadrada, usada para el acople motor – eje. El eje es de 38.1 mm de diámetro, la longitud de la chaveta es de 82,55 mm.

Anteriormente se determinó el momento torsor de 53.32 N – m, para determinar la altura mínima se aplica el criterio de presión superficial.

$$L = \frac{4xM_{torsor}}{\sigma_{adm} * t * D}$$

El esfuerzo cortante máximo permisible para el acero AISI 304 está dado por:

$$\sigma_B = 0.660 * S_y$$

$$\sigma_B = 0.66 * (235MPa)$$

$$\sigma_B = 155 MPa$$

Sustituyendo:

$$0.08255m = \frac{4x53.32Nm}{155MPa * t * 0,0381}$$

$$t = 0,00043 m$$

Por lo tanto, la altura mínima es **t = 0.43 mm**

#### **4.5.11 Cálculo de estabilización**

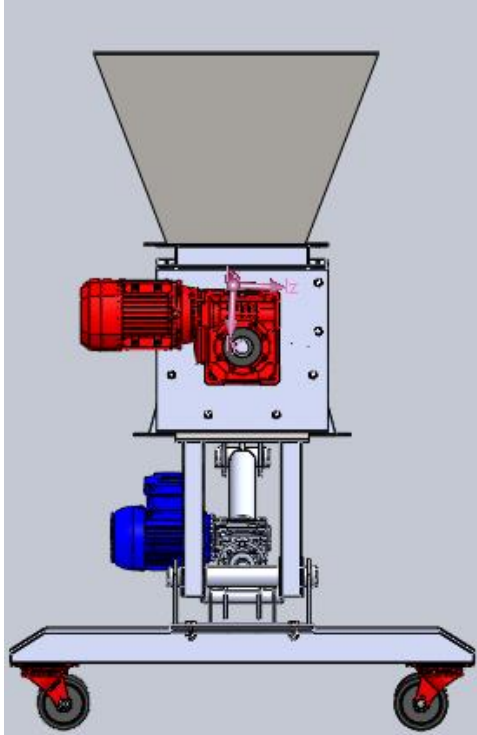
Una de las cualidades que se tiene que tomar en cuenta es el volteo eminente debido a que el sistema no estará apernado al suelo, sin embargo, las ruedas utilizadas para mover el sistema tendrán un sistema de frenos el cual evitará movimientos a la hora de su funcionamiento.

#### **Centro de gravedad en vista frontal del sistema**

En la figura 41 se muestra una vista frontal del sistema, independientemente del ángulo.

**Figura 40**

*Vista Frontal del Transportador Helicoidal Inclinado*



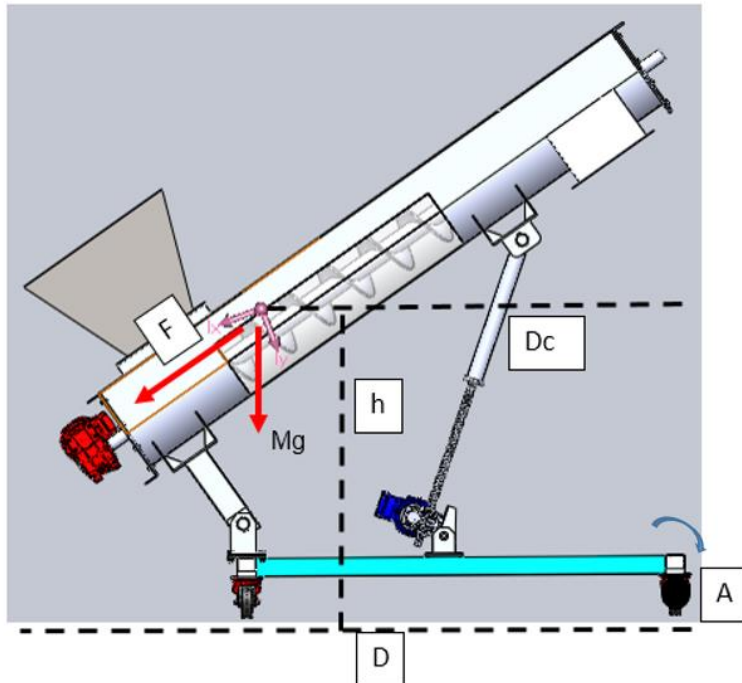
Como se aprecia en la figura 40, el sistema es un 80% simétrico a diferencia de los 02 motores, sin embargo, la parte extensa de ambos se encuentra dentro de la parte más ancha del sistema.

#### **Centro de gravedad en vista lateral del sistema**

Para el siguiente análisis de estabilidad se aplicará para el caso más extremo del sistema, el cual es cuando el transportador se encuentra a los  $35^\circ$ . En la figura 41 se muestra el centro de gravedad tomado desde el software SolidWorks, junto con sus respectivas medidas en el sistema cartesiano.

**Figura 41**

*Vista Lateral del Transportador Helicoidal Inclinado*



Donde:

- F: Fuerza producida por el peso de todo el sistema.
- h: Distancia vertical desde el centro de masa (1.016 m)
- Dc: Distancia horizontal desde el centro de masa.
- D: Largo de todo el actuador tipo tornillo (1.36 m)
- A: Punto de volteo eminente.
- Mg: Peso generado por los componentes más carga viva (2222 N)

Para determinar la carga F, se aplicará fórmulas trigonométricas quedando de la siguiente manera:

$$\text{Sen}(\varnothing) = \frac{F}{Mg}$$

$$F = \text{Sen}(\varnothing) * Mg$$

$$F = \text{Sen}(35) * 2222N$$

$$F = 1274,31 N$$

Partiendo de un sistema en equilibrio debe cumplirse la siguiente ecuación para evitar volcamiento.

$$F_B \leq \frac{Mg * D}{2h}$$

Sustituyendo los valores

$$1274,31N \leq \frac{2222N * (1,36m)}{2(1,016m)}$$

$$1274,31N \leq 1,487,16N$$

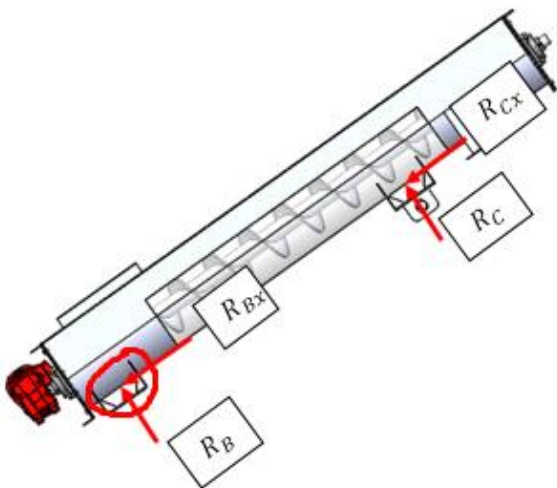
Por lo tanto, no existirá volcamiento.

#### 4.5.12 Cálculo de soldadura

Se determinará la soldadura para los elementos más esforzados. Para este caso se aplicará para el punto B, cuando el sistema se encuentra a 35°, ya que, en este punto se analizará la soldadura que une las láminas del soporte donde impacta directamente la carga.

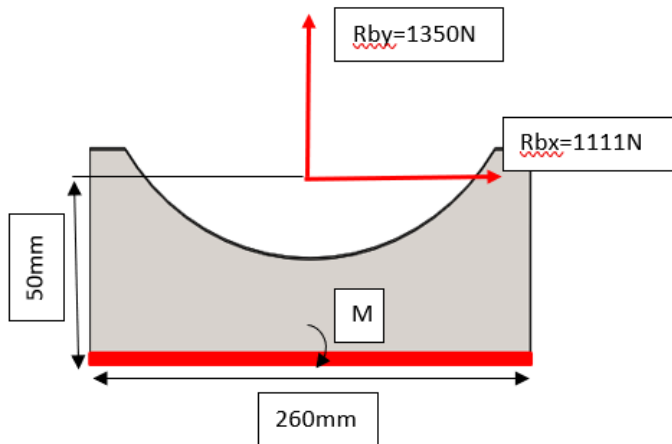
#### Figura 42

*Fuerza Aplicada de la Soldadura en los Elementos más Forzados*



**Figura 43**

*Representación de las Fuerzas Ejercidas en los Apoyos Soldados*



### **Cálculo de Momento Flector**

A continuación, se determinará el momento flector producida por el brazo de 50 mm y la fuerza de 1111 N.

$$M = d * F$$

$$M = 50\text{mm} * (1111\text{N})$$

$$\mathbf{M = 55550\text{ N} - \text{mm}}$$

Se determina el  $Z_w$  para determinar el esfuerzo del momento flector el cual  $d = a$ ; es la distancia horizontal.

$$I_u = \frac{L^2}{3}$$

Donde:

- $I_u$  : Momento resistente unitario.
- L: Longitud del cordón



$$I_u = \frac{(260\text{mm}^2)^2}{3}$$

$$I_u = 22533,33\text{mm}^2$$

### Esfuerzo de corte directo

$$F_{w1} = \frac{P}{A_w}$$

Donde:

- $A_w$ : Área total de las gargantas (2L)
- L: Longitud del cordón

$$F_{w1} = \frac{1111N}{2(260)}$$

$$F_{w1} = 2,13 \frac{N}{mm}$$

### Esfuerzo de momento flector

$$F_{w2} = \frac{M}{I_u}$$

Donde:

- $M$ : Momento flector
- $I_u$ : Momento resistente unitario

$$F_{w2} = \frac{55550N \cdot mm}{22533,33\text{mm}^2}$$

$$F_{w2} = 2,46 \frac{N}{mm}$$

### Resultante de la cortante

$$F_w = \sqrt{F_{w1}^2 + F_{w2}^2}$$

$$F_w = \sqrt{4.27^2 + 2.46^2}$$

$$F_w = 4920 \frac{N}{m}$$

Como el material utilizado es de acero inoxidable AISI 304, se usará un electrodo especial para este tipo de material el cual es INDURA 308L (E308L – 16) AWS A5.4, el cual tiene una resistencia a la tracción de  $S_w = 560000$  KPa.

Para determinar el cordón de soldadura mínimo se aplica la siguiente ecuación:

$$w = \frac{F_w}{S_w}$$

$$w = \frac{4920}{560000000} \times 1000 = 0,009mm$$

El cordón a usar para la estructura es de 3mm, el cual garantizará el funcionamiento.

## 4.6 Parámetros de diseño en sistema de control

### 4.6.1 Sistema de control

En todo proceso es necesario contar con tecnologías y con ello contar con un sistema de control automático para lograr un mejor funcionamiento en los procesos, reduciendo costos y aumentando la productividad.

En un sistema de control se tiene lo siguiente:

- Variables de entrada: indican que es lo que debe hacer el sistema
- Variables de salida: son el efecto producido por el sistema

- Perturbaciones: Son variables ajenas al sistema pero que pueden influir en su funcionamiento y no podemos controlar.
- Variables de control: Son variables internas del sistema que se emplean para su funcionamiento.

El elemento que lleva a cabo todo el control es el controlador lógico programable (PLC).

#### ***4.6.2 Plan de control automático***

La investigación tiene como objetivo diseñar un módulo de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable, de tal manera que el funcionamiento sea controlado por un controlador lógico programable (PLC).

- Plan de control automático

El control automático del sistema cuenta con diversas operaciones con las cuales se llegó a obtener el proceso en un diagrama Ladder.

El plan de control automático para dichas operaciones son las siguientes:

- Estado de potenciómetro
- Control de actuador de inclinación variable
- Funcionamiento automático

El diseño del sistema de control automático propuesto plantea la operación del transportador helicoidal de tal manera que varíe la inclinación al ingresar los datos del ángulo.

Para cumplir con tal objetivo se empleará un controlador PLC que trabajará con un potenciómetro y actuador como entrada y salida, como se describe:

Mediante un potenciómetro que va acoplado en la parte inferior, donde se realiza el giro, se envía una señal eléctrica a la entrada analógica del PLC, la señal será en valor de voltaje, siendo 0V igual a lectura 0 en el PLC y 10V a 27648 como valor que interpreta el controlador.

Teniendo en cuenta el ángulo que se desea trabajar con el transportador helicoidal, se realiza el ingreso de datos que a través del PLC se acciona el actuador dando el ángulo ingresado.

El actuador y el ángulo ingresado trabajan de acuerdo a la señal emitida por el potenciómetro, dando la posición final de trabajo deseado.

Posteriormente se realiza la misma secuencia dependiendo del ángulo que se desea trabajar.

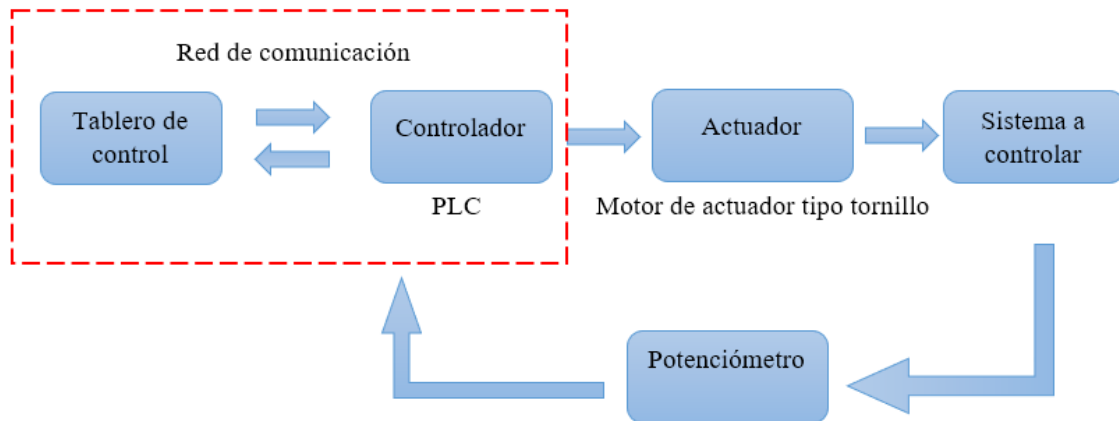
**Tabla 12**

*Entradas y Salidas del Sistema*

<b>Entrada/Salida</b>	<b>Actividad</b>	<b>Tecnología propuesta</b>	<b>Control</b>	<b>Monitoreo</b>
Entrada	Control de ángulo de posición	Potenciómetro	PLC	
Salida	Accionamiento de actuador	Motor de actuador tipo tornillo	PLC	Panel View

- Diagrama de bloques del sistema

Al tener seleccionadas las tecnologías de control que se desarrollaran para el sistema automatizado (Tabla XX), se presenta el diagrama de bloques del sistema, el cual considera parte de hardware y software.

**Figura 44***Diagrama de Bloques del Sistema***4.6.2.1 Dispositivos de entrada**

- Potenciómetro

La entrada al sistema está compuesta por un potenciómetro, en donde estas se encargan de indicar el ángulo al que se desea trabajar al PLC quien procesará la información.

- Tablero de control

Mediante este el operador interactúa con el PLC permitiendo el inicio o paro de la operación.

**4.6.2.1 Dispositivos de Salida**

- Motor

El motor será el encargado de activar y desactivar el funcionamiento del actuador tipo tornillo. La acción del motor dependerá de la señal enviada por el controlador.

- a) Actuador tipo tornillo

Es el encargado de accionar el transportador helicoidal, dando el ángulo deseado. La acción del actuador tipo tornillo dependerá de la señal enviada por el controlador hacia el motor.

## V. RESULTADOS Y DISCUSIONES

### 5.1 Resultados

#### 5.1.1 Parámetros de diseño del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable

**Tabla 13**

*Datos Calculados para los Parámetros de Diseño del Transportador Helicoidal.*

PARÁMETROS	VALOR
Capacidad	1.5 TON/H
Longitud (L)	2m
Capacidad real (Cr)	62.85 ft <sup>3</sup> /h
Diámetro del helicoide (D <sub>h</sub> )	9 pulg
Velocidad del transportador (N)	12 rpm
Potencia de accionamiento en vacío (P <sub>fr</sub> )	2.44*10 <sup>-3</sup> HP
Potencia de desplazamiento del material (P <sub>m</sub> )	0.023 hp
Potencia para el transportador inclinado (P <sub>in</sub> )	1*10 <sup>-3</sup> HP
Potencia total (P <sub>T</sub> )	19.71 W
Potencia real (Pot <sub>real</sub> )	66.56 W
Motorreductor SIEMENS (0.14 KW)	K38-LA71.B4
Torque (T)	53.32 N-m
Variación del ángulo de inclinación (α)	0 – 35°

### 5.1.2 Componentes del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable

#### Tapa de la artesa

**Tabla 14**

*Datos Calculados para la Tapa de la Artesa*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Peso total del helicoidal	45.92 lb
Peso total de la artesa	83.312 lb
Peso de la descarga	8 lb
Peso de la tapa de la artesa sin pie	9 lb
Peso de la tapa de la artesa con pie	12 lb

#### Tolva

**Tabla 15**

*Datos Calculados para la Dimensión de la Tolva*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Volumen de la tolva (V)	0.059 m <sup>3</sup>
Altura de la tolva (h)	0.368 m
Presión de la tolva (P <sub>n</sub> )	15.1947 KN/m <sup>2</sup>
Momento flector máximo (M <sub>maxt</sub> )	0.0257 KN – m
Espesor de la chapa (e)	2 mm

### Selección del rodamiento

**Tabla 16**

*Datos Calculados para la Selección del Rodamiento*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Deflexión del tornillo transportador	0.00657pulg. (0.167mm)
Momento máximo ( $M_{\text{máx}}$ )	102 N – m
Cortante máximo ( $V_{\text{máx}}$ )	204 N
Carga radial ( $F_r$ )	102 N
Carga axial ( $F_a$ )	47.94 N
Carga equivalente (f)	118 N
Capacidad de carga base (C)	19.18 KN

### Soporte y/o descanso del transportador

**Tabla 17**

*Datos Calculados para el Soporte sin Inclinación*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Primer soporte $R_B$	1350.56 N
Segundo soporte $R_C$	871.433 N
Esfuerzo de aplastamiento	165 MPa
Espesor del soporte (b)	0.16 mm

### Soporte del transportado con $\alpha=35^\circ$

**Tabla 18**

*Datos Calculados para el Soporte con Inclinación*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Primer soporte $R_B$	1612.8 N
Segundo soporte $R_C$	609.2 N



### Columnas rectangulares del primer soporte

**Tabla 19**

*Datos Calculados de la Columna del Primer Soporte*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Longitud (L)	0.30 m
Longitud equivalente ( $L_e$ )	0.24 m
Esbeltez	25.5
Fuerza que soporta el perfil $P_{ad}$	424233.3 N

### Actuador de inclinación tipo tornillo

**Tabla 20**

*Datos Calculados para el Tornillo de Potencia*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Diámetro del tornillo (D)	1 pulg.
Paso (p)	0.2 pulg.
Longitud	480 mm
Hilos por pulgada	5
Fuerza aplicada	1256.81 N
Ángulo de hélice	2.95°
Par torsional para izar la rosca (T)	26.31 lbf*pulg

### Pasador

**Tabla 21**

*Datos Calculados para la Elección del Diámetro del Pasador*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Esfuerzo cortante máximo permisible $\sigma_b$	155 MPa
Diámetro del pasador	38.1 mm

### Plancha de descanso del eje

**Tabla 22**

*Datos Calculados para Determinar el Espesor de la Plancha*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Esfuerzo cortante máximo permisible $\sigma_b$	155 MPa
Espesor de la plancha	$\frac{3}{4}$ pulg.

### Viga unión de travesaño

**Tabla 23**

*Datos Calculados para Determinar la Dimensión de la Viga*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Fuerza aplicada (F)	1200 N
Longitud	1.3 m
Sección del perfil	80*40 mm
Momento máximo $M_B$	387.69 N – m
Esfuerzo flector	3.36 MPa

### Chaveta

**Tabla 24**

*Datos Calculados para el Dimensionamiento de la Chaveta*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Longitud	82.55 mm
Par torsor	53.32 N – m
Altura mínima (t)	0.43 mm

## Soldadura

**Tabla 25**

*Parámetros para Determinar el Tipo de Electrodo y el Espesor del Cordón*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Momento flector	55550 N – mm
Esfuerzo de corte directo	2.13 N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de momento flector	2.46 N/mm <sup>2</sup>
Resultante de la cortante	3.307 N/mm <sup>2</sup> (500 psi)
Electrodo a usar	E308L – 16 (AWS A5.4)
Dimensión del cordón de soldadura	3 mm

### 5.1.3 Diseño del sistema de inclinación variable del transportador helicoidal

Para el diseño de este módulo se modeló mediante el software SolidWorks las dimensiones y parámetros del actuador lineal la cual nos permitirá variar la inclinación a determinado ángulo. Los valores calculados se muestran en la tabla 26. Los componentes y ensamblaje del modelo se muestran en los planos (Anexo C).

**Tabla 26**

*Valores Calculados Para el Actuador Lineal Tipo Tornillo*

DESCRIPCIÓN	VALOR
Carga máxima del actuador lineal	5 kN
Índice de reducción	16:1
Velocidad de avance	0.25 mm/revol
Diámetro del tornillo de potencia	25 mm
Paso	4 mm
Torque del motor ( $M_D$ )	0.8 N-m
Potencia del motor para el actuador ( $P_D$ )	0.12 kW

#### 5.1.4 Determinación de los datos de programación para el controlador lógico programable del módulo de transportador helicoidal de inclinación variable

Los datos de ingreso para hacer efectiva la simulación se tuvieron en cuenta los siguientes:

**Tabla 27**

*Datos de Cables para el Funcionamiento del Circuito*

TIPO DE CABLE	VOLTAJE	Calibre Min. Métrico	Calibre Min. AWG
Circuitos de Potencia AC	220V AC	2.5mm	AWG 14
Circuitos de Potencia DC	<50V AC	2.5mm	AWG 14
Circuitos Auxiliares AC	>50V AC	1.5mm	AWG 16
Circuitos Auxiliares DC	----	1.5mm	AWG 16
Fuente de Alimentación AC	220V AC	0.5mm	AWG 20
PE (Protección a Tierra)	----	1.5mm	AWG 16

**Tabla 28**

*Datos de Materiales a Utilizar en la Simulación dentro del Controlador Lógico Programable.*

COD.PRODUCTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MARCA
SIE.5SY4210-7	2	Miniature circuit breaker 400 V 10kA, 2-pole, C, 10A, D=70 mm	SIEMENS
SIE.5SY4120-7	2	Miniature circuit breaker 230/400 V 10kA, 1-pole, C, 20 A, D=70 mm	SIEMENS
6EP1336-2BA10	1	SITOP PSU100S 20 A fuente de alimentación estabilizada entrada: 120/230 V AC, salida: 24 V DC/20 A	SIEMENS
6EP1322-2BA00	1	SITOP PSU100S 12 V/7 A fuente de alimentación estabilizada entrada: 120/230 V AC, salida: 12 V DC/7 A	SIEMENS
3RV20211JA10	1	Interruptor automático tamaño S0 para protección de motores, CLASE 10	SIEMENS
3RH2131-1BB40	1	Disparador por sobrecarga con retardo según intensidad 7...10 A	SIEMENS
		Contactador auxiliar, 3 NA + 1 NC, DC 24 V, Tamaño S00, borne de tornillo	SIEMENS

3RV20211JA10	1	Circuit breaker size S0 for motor protection, CLASS 10 A-release 7...10 A N	SIEMENS
3RH2131-1BB40	2	contactor auxiliar, 3 NA + 1 NC, DC 24 V, Tamaño S00, borne de tornillo	SIEMENS
6ES7212-1AE40-0XB0	1	PLC SIMATIC S7-1200, CPU 1212C, compact CPU, DC/DC/DC, onboard I/O: 8 DI 24 V DC; 6 DO 24 V DC; 2 AI 0-10 V DC, Power supply: DC 20.4-28.8V DC	SIEMENS
3590S-2-103L	1	Potenciómetro de precisión bobinado 10K ohms, 10 vueltas, lineal, 2 W, $\pm 5\%$ , serie 3590S	BOURNS

Se muestra el análisis del accionamiento del motor eléctrico del transportador helicoidal desde su posición inicial hasta la máxima posición inclinada 35°.

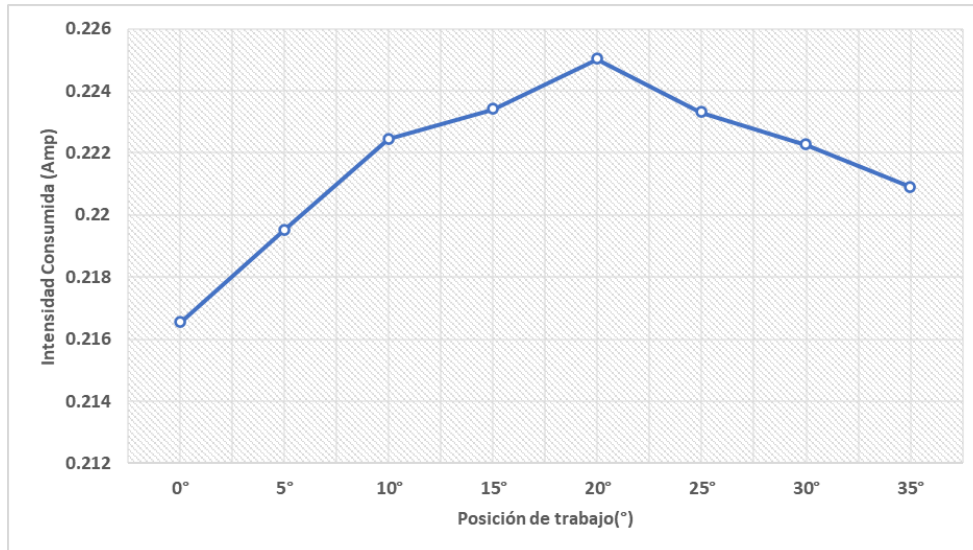
**Tabla 29**

*Ángulos de inclinación vs variación de corriente*

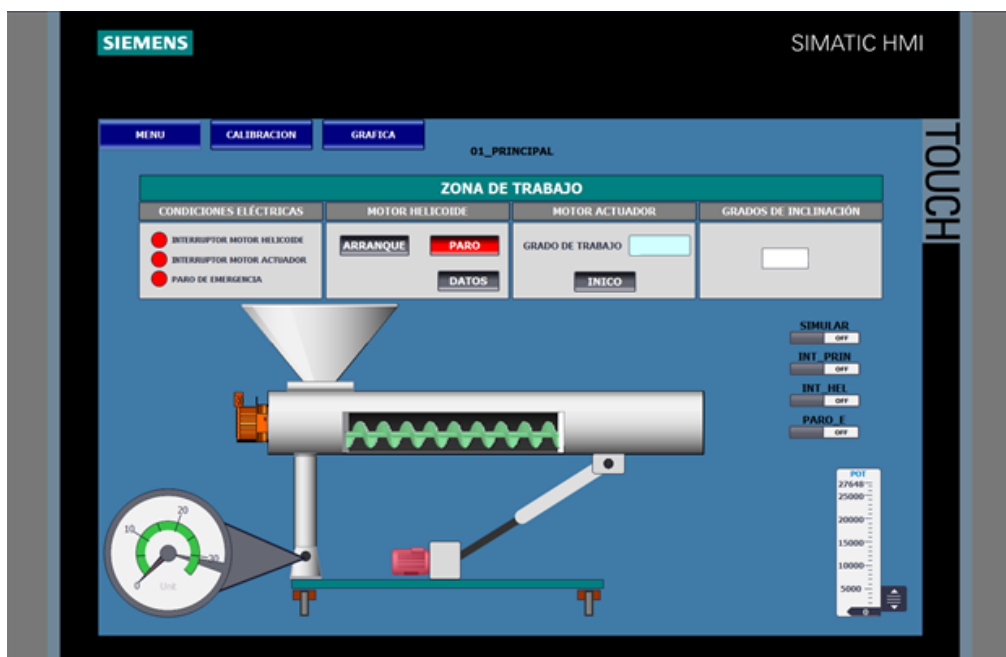
GRADOS DE INCLINACIÓN	I(amp)	V(volt)
0°	0.21653137	220
5°	0.21951801	220
10°	0.22244492	220
15°	0.22340064	220
20°	0.22501343	220
25°	0.22331105	220
30°	0.22226572	220
35°	0.22089187	220

**Figura 45**

*Variación de corriente en función de la variación de la posición de trabajo*

**Figura 46**

*Interfaz de trabajo obtenido como resultado luego del ingreso de datos al PLC para su programación*



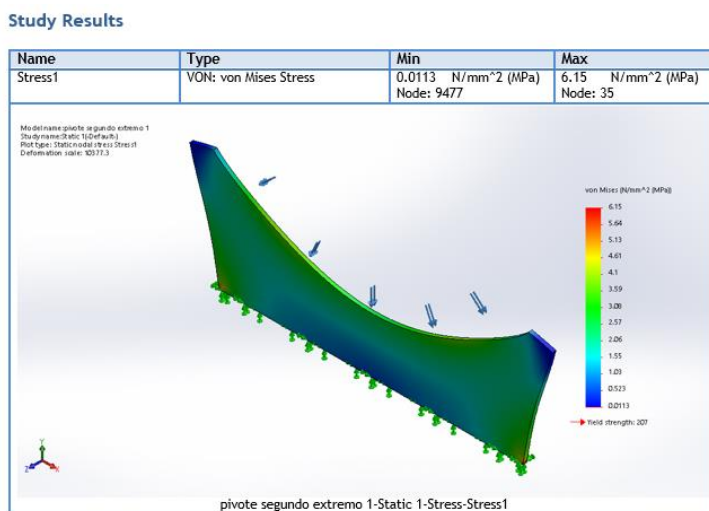
### 5.1.5 Evaluación del modelo mediante el programa SolidWorks

En la evaluación del modelo se tomaron en cuenta los componentes críticos del transportador del helicoidal inclinado, dentro de ellas se encuentran el soporte de la artesa, columna rectangular del soporte, el pasador del soporte rectangular, placa descanso del pasador y la viga unión travesaño ya que son las que van a soportar toda la carga del transportador y la que estarán sometidos a cargas de impacto. Para la realización del análisis de cada uno de estos componentes se modeló cada una de ellas mediante el software SolidWorks con la finalidad de evaluarlo mediante el análisis de los elementos finitos.

Para el análisis de elementos finitos del soporte la artesa que se muestra en la figura 47 se observa que el esfuerzo máximo se produce en las esquinas inferiores del soporte con un valor de 6.15 MPa. La parte crítica se muestra en color rojo y es ahí donde se producirá el máximo esfuerzo.

**Figura 47**

#### *Análisis de Esfuerzos en la Placa Soporte Mediante FEA*

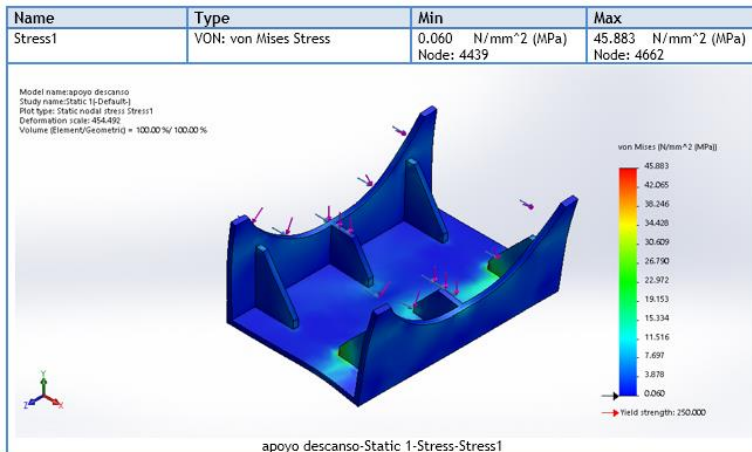


Asimismo, el soporte tiene que soportar la carga del transportador cuando el ángulo de inclinación varía, como se mencionó anteriormente el mayor impacto se dará en la entrada

del transportador. De acuerdo a la figura 48, en la barra de colores nos muestra que el valor del esfuerzo máximo es de 45.883 MPa.

**Figura 48**

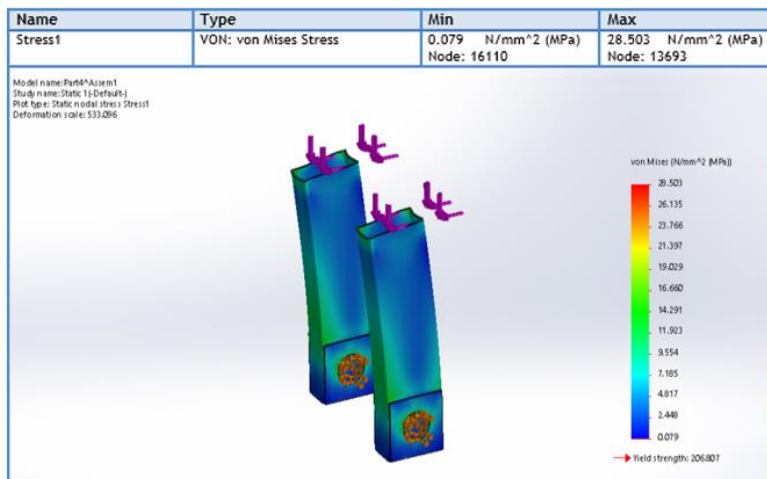
*Análisis de los Esfuerzos en el Conjunto de la Placa Soporte Mediante FEA*



También se evaluó los esfuerzos en el perfil rectangular ya que estará sometida a la carga estática del transportador y al movimiento angular debido a la variación del ángulo de inclinación. Como se puede ver en la figura 49, se observa que el esfuerzo máximo es de 28.503 MPa.

**Figura 49**

*Análisis de Esfuerzos del Perfil Rectangular mediante FEA*

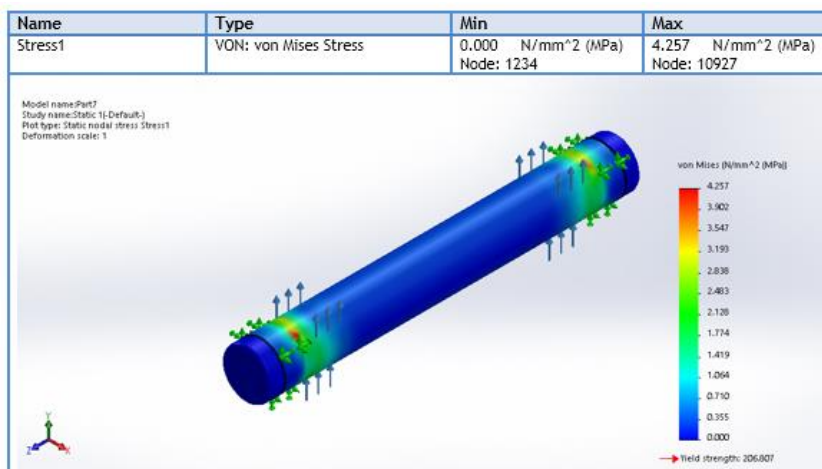




Para el pasador y la placa soporte se produce una concentración de esfuerzos en los extremos de la barra y la placa debido a que éstas soportarán la carga del perfil rectangular, este esfuerzo máximo tiene un valor de 4.25 y 5.44 MPa respectivamente tal como se puede apreciar en las siguientes figuras.

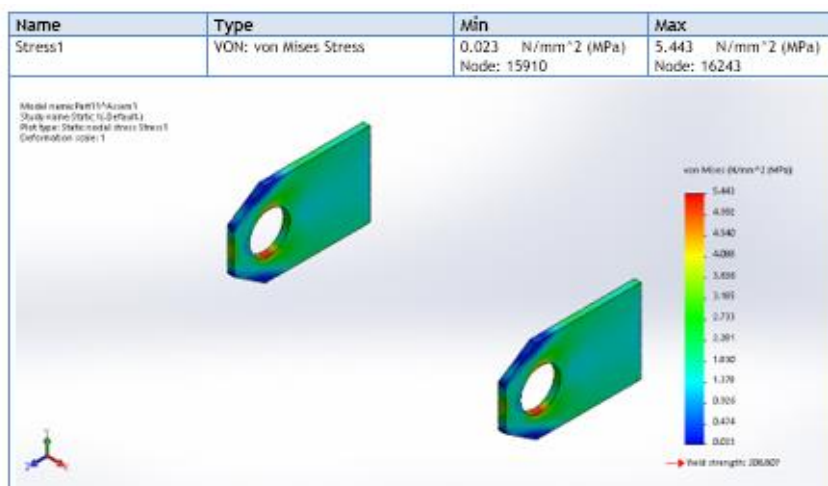
**Figura 50**

*Análisis de los esfuerzos del Pasador mediante FEA*



**Figura 51**

*Análisis de los Esfuerzos de la Placa Soporte del Pasador Mediante FEA*

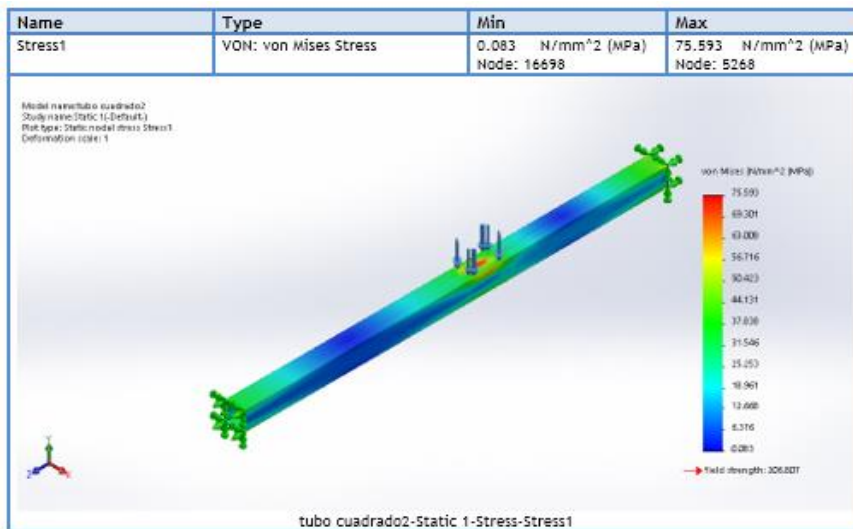


Por último, se evaluó la viga unión travesaño, se analizó como una viga empotrada en ambos extremos y se consideró una carga aplicada en el medio que es la carga del peso del

sistema de inclinación la cual permitirá variar el ángulo de inclinación del transportador helicoidal. Como se puede apreciar en la figura 52, se produce un esfuerzo máximo en el medio de la viga de 75.5 MPa y un desplazamiento máximo de 0.63 mm con respecto al eje z.

**Figura 52**

*Análisis de los Esfuerzos en la Viga Unión Travesaño Mediante FEA*



## 5.2 Discusión de resultados

- a) Los resultados en la determinación de los parámetros del diseño del proyecto del transportador helicoidal de inclinación variable se evaluaron de acuerdo a la norma CEMA para transportadores helicoidales, las cuales dichos valores se encuentran reflejado en la tabla 11. Para este proyecto se evaluaron los parámetros de acuerdo al ángulo de inclinación del transportador helicoidal, la cual es el parámetro fundamental en la determinación de la potencia real necesaria que va necesitar el sistema para poder transportar la carga. En este proyecto en particular se realizó los cálculos con material de azúcar granulada y con una variación del ángulo de 0 a 35° tal como se muestra en la tabla 7, se observa que la disminución o aumento de la capacidad de transporte está determinada por el ángulo de inclinación del transportador. Se tiene

que a medida que aumenta la inclinación, la capacidad de transporte tiende a disminuir y, debido a esto la potencia total que se necesita para mover el material disminuye conforme baja dicha capacidad de transporte (Q). Los valores calculados de los parámetros de diseño varían según el tipo de material que se va a transportar, tal como lo refleja Osorio (2018) en su tesis “*Estudio, Puesta en marcha y Proposición de Ensayos para un Transportador de Tornillo de Laboratorio*”. En este caso él trabajó con arena húmeda, lo cual que para un ángulo de inclinación máximo de  $35^\circ$ , la carga capacidad de transporte y la potencia real necesaria para transportar es de  $5.21 \text{ pie}^3/\text{h}$  y  $0.88 \text{ W}$  respectivamente. Mientras que, para mi proyecto de azúcar granulada, tenemos una capacidad de transporte de  $14.87 \text{ pie}^3/\text{h}$  y una potencia real necesaria de  $20.06 \text{ W}$ .

- b) Dentro de los límites de la revisión bibliográfica para este estudio, se diseñó los componentes principales del transportador helicoidales tales como la parte estructural que corresponde a los soportes donde el transportador helicoidal estará apoyado, tolva y el tornillo transportador, asimismo; se diseñó y seleccionó los componentes mecánicos como rodamientos, ejes, chaveta y parte de soldadura, de la cual sus valores calculados se muestran desde la tabla 14 hasta la tabla 25. Como se había mencionado en la literatura, uno de los factores que influyen en el diseño y selección de los componentes del transportador helicoidal es la determinación de la fuerza axial que surge al transportarse el material. Para transportar la carga de azúcar granulada se calculó que la fuerza axial es de  $2.2 \text{ kN}$ , cuando se encuentra a  $35^\circ$ , este resultado en comparación a lo que determina F. Aguilar en su estudio de “Análisis de la Fuerza Axial en un Transportador de Sinfín” es de  $4.22 \text{ kN}$ . Este valor refleja un incremento

del 52.6% en comparación a lo que se calculó en nuestro estudio debido a que varía la longitud del transportador, carga de transporte y velocidad de transportación.

- c) El diseño del transportador se desarrolló en bases a los antecedentes mencionados y enfatizando con la problemática de la insuficiencia bibliográfica. Ya que la mayoría de los autores y fabricantes lo calculan de manera horizontal y la inclinación variable es una propuesta viable a los diseños de transportadores inclinados. El diseño y la elaboración de los planos se muestra en el Anexo C.
- d) El ingreso de datos en la programación del Controlador Lógico Programable se hace efectiva como se muestra en la interfaz de trabajo (Figura 46). Así mismo se tiene como muestra la variación de corriente con referencia a la variación de la posición del transportador helicoidal, siendo el mayor consumo de esta a los 20° con una corriente de 0.225 amp. Para el caso ideal se considera el voltaje constante de 220v.
- e) Para el modelo realizado se analizó mediante análisis de elementos finitos los componentes más críticos del transportador para así tener una mejor visualización de donde puede surgir una falla. En el estudio se analizaron tres componentes fundamentales, primero se analizó el espesor de la placa soporte de la artesa para una carga puntual de 1.35 kN, el espesor calculado es de 6mm. Mediante el programa SolidWorks se analizó y verificó si el perfil de la placa es la adecuada y tal como se puede apreciar en la figura 47 el esfuerzo máximo y mínimo es de 6.15 N/mm<sup>2</sup> y 0.0113 N/mm<sup>2</sup> respectivamente. La paleta de colores nos muestra que el esfuerzo máximo se da en las esquinas inferiores de la placa ya que es ahí donde todo el peso del cuerpo del transportador va estar apoyado. Por otro lado, cuando se evalúa todo el conjunto de la placa soporte podemos apreciar en la figura 48 que el esfuerzo máximo es de 45.883 N/mm<sup>2</sup> y que estas se reflejan en los refuerzos de la placa soporte.

Segundo, las columnas rectangulares del primer soporte son importantes dentro del cálculo estructural ya que soportará la carga estática del transportador y el movimiento angular del mismo. Dentro del cálculo respectivo se determinó la carga admisible del perfil de 424.23 kN para una carga crítica de 1272.7 kN y un factor de seguridad de 3; obteniendo así un esfuerzo máximo teórico de  $81.58 \text{ N/mm}^2$ . Este valor en comparación a lo que se muestra en la figura 49 se tiene un esfuerzo máximo de  $28.5 \text{ N/mm}^2$ , lo cual el análisis mediante el programa SolidWorks representa un 34.9 % de fiabilidad en el resultado. Tercero, la viga unión travesaño que es la que soportará todo el peso del transportador helicoidal e incluido el actuador hidráulico que dará la inclinación respectiva al equipo. Teóricamente se determinó el esfuerzo máximo de la viga con un valor de 3.36 MPa, mientras que por el análisis del software se observa que el esfuerzo máximo se da en el punto medio de la viga obteniendo así un valor de 75.593 MPa, tal como se muestra en la figura 52. Ambos valores obtenidos son menores al esfuerzo de fluencia del material, lo cual cumple con el diseño; asimismo, el resultado del software nos da una fiabilidad mucho mayor.

## VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 6.1 Conclusiones

- a) De acuerdo a la literatura y a la norma CEMA, se determinó los parámetros de diseño para el transportador helicoidal inclinado que son la capacidad de transporte, velocidad del transportador, potencia de accionamiento en vacío, potencia de desplazamiento del material y la potencia real total con un valor de 62.85 ft<sup>3</sup>/h, 12 rpm,  $2.44 \cdot 10^{-3}$  HP, 0.023 HP y 66.56 W respectivamente.
- b) Se diseñó los componentes principales del módulo del transportador helicoidal de inclinación variable. Dentro de ellos tenemos la tolva con un volumen de 0.059 m<sup>3</sup>, una altura de 368 mm y un espesor de 2mm. La deflexión del tornillo helicoidal es de 0.2 mm. Asimismo se seleccionó el rodamiento UCF 208-24 según catálogo SKF, para una carga radial de 102 N y una carga axial de 47.94N. En el cálculo estructural, se determinó el espesor del soporte con un valor de 6mm, también se determinó el diámetro del pasador con un valor de 38.1 mm, se calculó la sección del perfil y la longitud de la viga unión travesaño con un valor de 80x40 mm y 1.3m respectivamente aplicando una carga de 1.2 kN. Por último, se determinó el espesor del cordón de soldadura de un valor de 3mm y el electrodo a usar es E308L-16 (AWS A5.4).
- c) Se diseñó el sistema de inclinación variable en base a los parámetros de la norma CEMA y catálogo de fabricantes. La realización del diseño y prototipo se realizó mediante el software SolidWorks. Los planos y la visualización 3d se muestra en los planos, Anexo C.
- d) Se determinó los datos de programación para el controlador lógico programable del módulo de transportador helicoidal inclinado tal como se muestra en el Anexo D. Los

parámetros de consumo se obtuvieron siendo para una posición de  $20^\circ$  el consumo máximo de corriente con 0.138 amp, con un voltaje constante de 220v.

- e) Se realizó el modelo 3d del transportador helicoidal inclinado en el programa SolidWorks para verificar y comparar con los cálculos teóricos obtenidos. Mediante el análisis de elementos finitos y usando un enmallado compuesto por tetraedros se analizó los componentes más críticos. Se determinó mediante el FEA los esfuerzos en el conjunto de la placa soporte, perfil rectangular, pasador, placa soporte del pasador, y la viga unión travesaño obteniendo así un esfuerzo máximo de 45.8 MPa, 28.5 MPa, 4.53 MPa, 5.44 MPa, y 75.59 MPa respectivamente.

## 6.2 Recomendaciones

- Para un óptimo diseño del prototipo es importante ver el tipo de material que se va a transportar ya que el peso específico del material, longitud de transportador y velocidad de transporte son factores importantes para determinar los componentes del transportador.
- Tener en cuenta la norma CEMA, los catálogos de los fabricantes y la literatura específica para determinar los parámetros de diseño y seleccionar adecuadamente los espesores requeridos para la parte estructural y complementos del sistema mecánico.
- Emplear el análisis de elementos finitos para obtener un diseño adecuado del prototipo, ya que esto nos permite visualizar detalladamente las deformaciones y esfuerzos producidos en cada elemento estructural y/o componente mecánico.
- Considerar bien los datos requeridos para llevar a cabo la programación si se requiere un sistema de transportador con inclinación variable, ya que esto nos ayudará a maximizar los procesos.

## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aguilar Parés. (1999). *Análisis de la fuerza axial en un transportador de sinfin*. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría.
- Bates, L. (2000). *Guide to the design, selection, and application of Screw feeders*. Great Britain: The Cromwell Press.
- Benites, B., Cahuas, R., Roque, S. (2020). *Diseño de un Sistema Automatizado de Abastecimiento de Agregados para la Mezcla en la Producción de Prefabricados de Concreto para la Empresa Inca Block*. Perú: Universidad Nacional de Piura.
- Budynas, R. y Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8va ed. México D.F.: McGraw Hill – Interamericana
- Mott, Robert L. (2004). *Diseño de Elementos de Máquinas*. 4ta ed. México: Pearson Education.
- Osorio, D. (2018). *Estudio, Puesta en marcha y Proposición de Ensayos para un Transportador de Tornillo de Laboratorio*. Chile: Pontificia Universidad Católica de Valparaíso.
- P.J. Owen, Pw. Cleary. (2009). *Predicción del rendimiento de tornillo Transportador utilizando el método de elementos discretos (DEM)*. Organización de Investigación Científica del Commonwealth.
- Polo Urquiza, R. (Universidad Cesar Vallejo, 2017). *Diseño Del Conjunto De Transportadores Helicoidales Para Evacuar 1.8 T/H De Ceniza De La Caldera De La Empresa Agrolmos S.A.C.*
- Sachahuamán, A. F. (2001). *Diseño de transportadores helicoidales para pescado en planta de 50 tn/hr. de capacidad*.
- V.C.Shubin, & C.Pedre. (1977). *Diseño de Maquinaria Industrial*. La Habana: Pueblo y Educación.



## Manuales y Catálogos

CEMA. (4 de Noviembre de 2019). *ANSI/CEMA Standard No. 350*. Naples: Conveyor

Equipment Manufacturers Association. Obtenido de <https://cemanet.org/es/historia-de-cema/>

Ingemecanica. (2020). *Ingemecanica*. Obtenido de

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

KWS Manufacturing. (2015). *KWS Design Engineering Manufacturing*. Obtenido de

[www.kwsmfg.com](http://www.kwsmfg.com)

Martin Sprocket Y Gear. (2020). *Manejo de materiales a granel*. Obtenido de

[http://es.martinsprocket.com/docs//catalogs/material%20handling/2\\_transportadores%](http://es.martinsprocket.com/docs//catalogs/material%20handling/2_transportadores%20a%20granel/)

## Páginas Web

Whitney, W. D. (2020). *ClipArt*. Obtenido de

[https://etc.usf.edu/clipart/15000/15042/archimedean\\_15042.htm](https://etc.usf.edu/clipart/15000/15042/archimedean_15042.htm)

## VIII.ANEXOS

### ANEXO A: TABLAS

**Tabla A.1**

*Tabla de Códigos de Clasificación de Materiales.*

Clase	Características de material	Código
Densidad	Densidad de Granel, sin compactar	Libras por pie cúbico
	Muy fino-Malla N°200 (.0029") y menor	A200
	Muy fino-Malla N°100 (.0059") y menor	A100
	Muy fino-Malla N°40 (.016") y menor	A40
	Fino-Malla N°6 (.132) y menor	B6
	Granular 1/2" y menor (malla 6" a 1/2")	C1/2"
	Granular 3" y menor (1/2" a 3")	D3
Tamaño	Granular 7" y menor (3" a 7")	D7
	Terrones 16" y por debajo (0" a 16")	D16
	Terrones Arriba de 16" a ser especificado	D16
	Terrones X=Tamaño Máximo	DX
	Irregular Fibroso, cilindro, etc	E
	Fluido muy libre	1
	Fluido libre	2
Fluidez	Fluido promedio	3
	Fluido lento	4
	Abrasividad Media	5
Abrasividad	Abrasividad Moderada	6
	Abrasividad Extrema	7

Clase	Características de material	Código
Propiedades misceláneas o peligrosas	Acumulación y endurecimiento	F
	Generación Eléctrica Estática	G
	Descomposición- Se deteriora en Almacenamiento	H
	Inflamabilidad	J
	Se hace plástico o tiende a suavizarse	K
	Muy polvoso	L
	Al airearse se convierte en fluido	M
	Explosividad	N
	Pegajoso-Adhesión	O
	Contaminable-Afecta uso	P
	Degradable-Afecta uso	Q
	Emite humos o gases tóxicos peligrosos	R
	Altamente corrosivo	S
	Medianamente corrosivo	T
	Higroscopio	U
	Se entrelaza, enreda o aglomera presencia de aceites	V
	Se comprime bajo presión	X
Muy ligero-puede ser levantado por el viento	Y	
Temperatura elevada	Z	

*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 13), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

Tabla A.2

*Capacidad de Transportador Helicoidal*

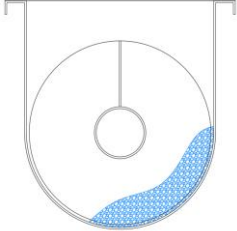
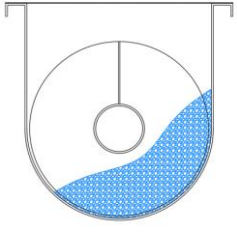
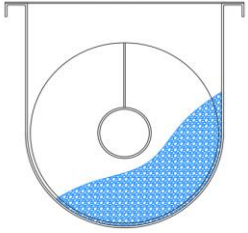
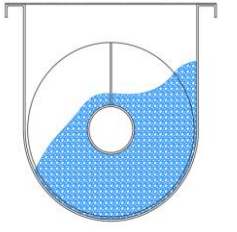
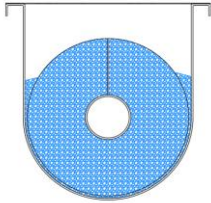
TABLA D: CAPACIDAD PARA TRANSPORTADORES HELICOIDALES HORIZONTALES				
PORCENTAJE A TRAVÉS DE LA CARGA	DIÁMETRO DEL HELICOIDAL	RPM MAX. RECOMENDADO	CAPACIDAD (CF/HR) A MAX. RPM	CAPACIDAD (CF/HR) a 1 RPM
<b>15%</b> 	6	60	45	0.8
	9	55	150	2.7
	12	50	325	6.5
	14	50	520	10.4
	16	45	700	15.6
	18	45	1010	22.5
	20	40	1250	31.2
	24	40	2180	54.6
	30	30	3152	105.0
<b>30% A</b> 	6	120	180	1.5
	9	100	545	5.5
	12	90	1160	12.9
	14	85	1770	20.8
	16	80	2500	31.2
	18	75	3380	45.0
	20	70	4370	62.5
	24	65	7100	109.0
	30	50	10506	210.0
<b>30% B</b> 	6	60	90	1.5
	9	55	295	5.7
	12	50	646	12.9
	14	47	696	14.8
	16	44	1382	31.4
	18	41	1834	44.7
	20	38	2361	62.1
	24	36	3928	109.1
	30	27	5673	210.0
<b>45%</b> 	6	165	368	2.2
	9	155	1270	8.2
	12	145	2820	19.4
	14	140	4370	31.2
	16	130	6060	46.7
	18	120	8120	67.6
	20	110	10300	93.7
	24	100	16400	164.0
	30	70	22062	315.0
36	40	21587	540.0	

TABLA D: CAPACIDAD PARA TRANSPORTADORES HELICOIDALES HORIZONTALES

PORCENTAJE A TRAVÉS DE LA CARGA	DIÁMETRO DEL HELICOIDAL	RPM MAX. RECOMENDADO	CAPACIDAD (CF/HR) A MAX. RPM	CAPACIDAD (CF/HR) a 1 RPM
	6	300*	1415	4.7
	9	275*	4832	17.6
	12	255*	10760	42.0
	14	240*	16342	68.0
	16	220*	22280	101.0
	18	210*	30529	145.0
	20	190*	37385	196.0
	24	170*	58858	346.0
	30	115*	76519	665.0
	36	70*	79754	1139.0

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p.31), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

### Tabla A.3

#### *Factores de Capacidad del Transportador Helicoidal*

Factores de capacidad para transportador con paso especial CF1		
Paso	Descripción	CF1
Estándar	Paso = diámetro del tornillo	1
Corto	Paso = 2/3 diámetro del tornillo	1.5
Medio	Paso = 1/2 diámetro del tornillo	2
Largo	Paso = 1 1/2 diámetro del tornillo	0.67

Factor de capacidad para transportador con paso especial CF2			
Tipo de helicoidal	Carga del Transportador		
	15%	30%	45%
Helicoidal corto	1.9	1.57	1.43
Helicoidal con corte y doblez	N.R*	3.57	2.54
Helicoidal de listón	1.04	1.37	1.62

<b>Factor de capacidad para transportar con paletas mezcladoras CF3</b>					
<b>Paletas Estándar de paso invertido a 45°</b>					
	<b>Ninguna</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Factor	1	1.08	1.16	1.24	1.32

*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 32), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

#### **Tabla A.4.**

##### *Tamaño Máximo de Partículas*

<b>Diámetro de helicoide (in)</b>	<b>Tubo D.E (in)</b>	<b>Holgura radial (in)</b>	<b>Clase 1 10% de partículas máximas (in)</b>	<b>Clase 2 25% de partículas máximas (in)</b>	<b>Clase 3 95% de partículas máximas (in)</b>
6	2-3/8	2-1/3	1-1/4	3/4	1/2
9	2-3/8	3-4/5	2-1/4	1-1/2	3/4
9	2-7/8	3-4/7	2-1/4	1-1/2	3/4
12	2-7/8	5-1/16	2-3/4	2	1
12	3-1/2	4-3/4	2-3/4	2	1
12	4	4-1/2	2-3/4	2	1
14	3-1/2	5-3/4	3-1/4	2-1/2	1-1/4
14	4	5-1/2	3-1/4	2-1/2	1-1/4
16	4	6-1/2	3-3/4	2-3/4	1-1/2
16	4-1/2	6-1/4	3-3/4	2-3/4	1-1/2
18	4	7-1/2	4-1/4	3	1-3/4
18	4-1/2	7-1/4	4-1/4	3	1-3/4
20	4	8-1/2	4-3/4	3-1/2	2
20	4-1/2	8-1/4	4-3/4	3-1/2	2
24	4-1/2	10-1/4	6	3-3/4	2-1/2
30	5-9/16	12-1/4	8	5	4
36	6-5/8	14-1/2	10	7-1/2	6

*Nota.* Adaptado de *CEMA 350* (p. 32), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Tabla A.5***Factor de Diámetro Transportador*

<b>Factores de diámetro del transportador Fd</b>	
<b>Diámetro del helicoide (pulg.)</b>	<b>Fd</b>
6	18
9	31
10	37
12	55
14	78
16	106
18	135
20	165
24	235
30	365
36	540

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p.44), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Tabla A.6***Factor del Buje para Colgante*

<b>Factor de buje para colgante Fb</b>		
<b>Grupo</b>	<b>Tipo de buje</b>	<b>Factor del buje para colgante Fb</b>
A	Rodamiento de bolas	1.0
	Babbit	1.7
	Bronce	1.7
B	Bronce grafitado	1.7
	Bronce impregnado en aceite	1.7
	Madera impregnada en aceite	1.7

<b>Factor de buje para colgante Fb</b>		
<b>Grupo</b>	<b>Tipo de buje</b>	<b>Factor del buje para colgante Fb</b>
C	Plástico	2.0
	Nylon	2.0
	Teflón	2.0
D	Hierro endurecido	4.4
	Superficie endurecida	4.4

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p.44), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Tabla A.7**

*Factor de Helicoide*

<b>Factores de helicoide Ff</b>				
<b>Tipo de helicoide</b>	<b>15%</b>	<b>30%</b>	<b>45%</b>	<b>95%</b>
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Helicoidal corto	1.10	1.15	1.20	1.3
Helicoidal con corte y doblez	N.R*	1.5	1.7	2.2
Helicoidal de listón	1.05	1.14	1.2	---

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p.44), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.



**Tabla A.8***Factor de Paletas*

<b>Factores de paletas Fp</b>					
<b>N° de paletas por paso</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Fp	1.00	1.29	1.58	1.87	2.16

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p.44), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Tabla A.9***Factor de Eficiencia de Transmisión*

<b>Drive Efficiency Factor et</b>				
<b>Screw Drive or Shaft Mount w/V-Belt Drive</b>	<b>V-Belt to Helical Gear and Coupling</b>	<b>Gearmotor w/Coupling</b>	<b>Gearmotor w/Chain Driver</b>	<b>Worm Gear</b>
0.88	0.87	0.95	0.87	Consult Manufacturer

*Nota.* Adaptado del Catálogo CEMA

**Tabla A.10***Coefficiente de Disminución del Flujo del Material i*

Inclinación del transportador en grados	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
Coefficiente de disminución de flujo de material.	1	0.9	0.8	0.7	0.65	0.42	0.3	0.2

*Nota.* Adaptado de *Diseño de Maquinaria Industrial* (p. 180), por Shubin, 1977, Pueblo y Educación.

**Tabla A.11***Coefficiente de Relleno  $\lambda$* 

<b>Tipo de Carga</b>	<b>Coefficiente de relleno</b>
Pesada y abrasiva	0.125
Pesada y poco abrasiva	0.25
Ligera y poco abrasiva	0.32
Ligera y no abrasiva	0.4

*Nota.* Adaptado de *Diseño de Maquinaria Industrial* (p. 181), por Shubin, 1977, Pueblo y Educación.

**Tabla A.12***Factores de Diseño en Materiales Dúctiles*

<b>Factor de Diseño (n)</b>	<b>Naturaleza de Cargas</b>
1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.0 a más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. Eldeseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

*Nota.* Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas.* (p.185), por Mott, 2006, Pearson.

**Tabla A.13***Factores de Cargas*

<b>Tipo de Rodamiento</b>	<b>X<sub>1</sub></b>	<b>Y<sub>1</sub></b>	<b>X<sub>2</sub></b>	<b>Y<sub>2</sub></b>
De contacto radial	1	0	0.5	1.4
De contacto angular suave	1	1.25	0.45	1.2
De contacto angular fuerte	1	0.75	0.4	0.75
De doble fila	1	0.75	0.63	1.25

*Nota.* Adaptado de Manual Técnico SKF. (p.35), por SKF, 2006.

**Tabla A.14***Factores del material*

<b>Material</b>	<b>Peso libra por pie cubico</b>	<b>Código del material</b>	<b>Selección de rodamiento</b>	<b>Serie de componentes</b>	<b>Factor del material</b>	<b>Carga de artesa</b>
Harina de pescado	35-40	C1/2 45hp	L-S-B	1	1	30A
Azúcar granulada	50-55	B6-35PU	S	1	1.0-1.2	30A
Bagazo de caña	7-10	E-45RVXY	L-S-B	2	1.5	30A

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p. 15), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

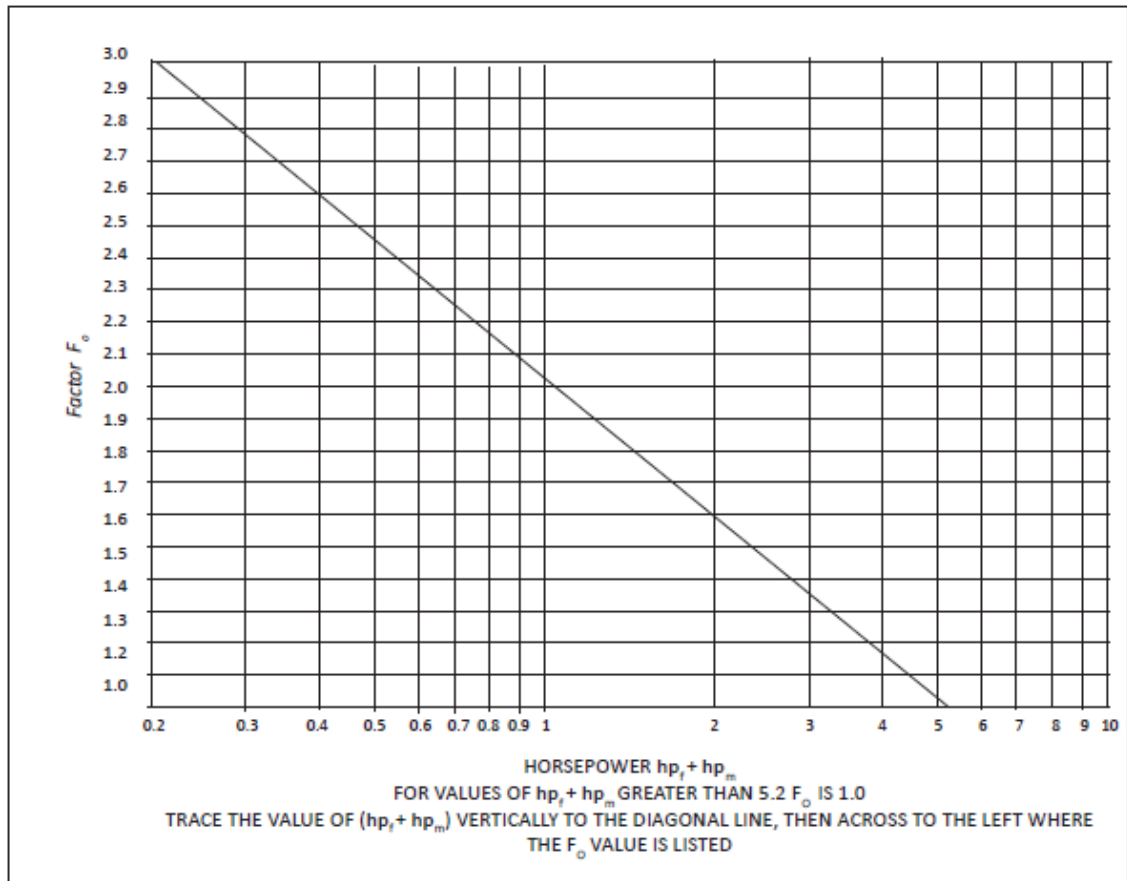
## ANEXO B: FIGURAS

### Figura B.1

*Cuadro del factor de material*

Material Description	Loose Bulk Density [lb/ft <sup>3</sup> (kgf/m <sup>3</sup> )]	CEMA Material Code	Component Series	Material Factor	V
Feldspar, Screenings	75-80 (1201-1281)	78C <sub>1/2</sub> 37	2D	2.0	
Ferrous Sulfate	50-75 (801-1201)	63C <sub>1/2</sub> 35U	2D	1.0	
Ferrous Sulfide - ½"	120-135 (1922-2162)	128C <sub>1/2</sub> 26	1A-1B-1C	2.0	X
Ferrous Sulfide, 100 Mesh	105-120 (1682-1922)	113A <sub>100</sub> 36	1A-1B-1C	2.0	X
Fish, Meal	35-40 (561-641)	38C <sub>1/2</sub> 45HP	1A-1B-1C	1.0	X
Sugar Beet, Pulp, Dry	12-15 (192-240)	14C <sub>1/2</sub> 26N	2D	0.9	
Sugar Beet, Pulp, Wet	25-45 (400-721)	35C <sub>1/2</sub> 35XN	1A-1B-1C	1.2	
Sugar, Powdered	50-60 (801-961)	55A <sub>100</sub> 35PXN	1B	0.8	X
Sugar, Raw	55-65 (881-1041)	60B <sub>6</sub> 35PXN	1B	1.5	
Sugar, Refined, Granulated, Dry	50-55 (801-881)	53B <sub>6</sub> 35PUN	1B	1.0-1.2	X
Sugar, Refined, Granulated, Wet	55-65 (881-1041)	60C <sub>1/2</sub> 35X	1B	1.4-2.0	
Sulphur, Crushed - ½"	50-60 (801-961)	55C <sub>1/2</sub> 35N	1A-1B	0.8	
Sulphur, Lumps - 3"	80-85 (1281-1362)	83D <sub>3</sub> 35N	2A-2B	0.8	
Sulphur, Powdered	50-60 (801-961)	55A <sub>60</sub> 35MN	1A-1B	0.6	
Sunflower Seed	19-38 (304-609)	29C <sub>1/2</sub> 15	1A-1B-1C	0.5	X
Talcum - ½"	80-90 (1281-1442)	85C <sub>1/2</sub> 36	2D	0.9	
Talcum, Powder	50-60 (801-961)	55A <sub>200</sub> 36M	2D	0.8	X
Asphalt, Crushed - ½"	45 (721)	45C <sub>1/2</sub> 45	1A-1B-1C	2.0	X
Bagasse	7-10 (112-160)	9E45RVXY	2A-2B-2C	1.5	
Bakelite, Fines	30-45 (481-721)	38B <sub>6</sub> 25	1A-1B-1C	1.4	X
Baking Powder	40-55 (641-881)	48A <sub>100</sub> 35	1B	0.6	X

*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p. 15), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Figura B.2***Gráfica de Factor de Sobrecarga  $F_o$* 

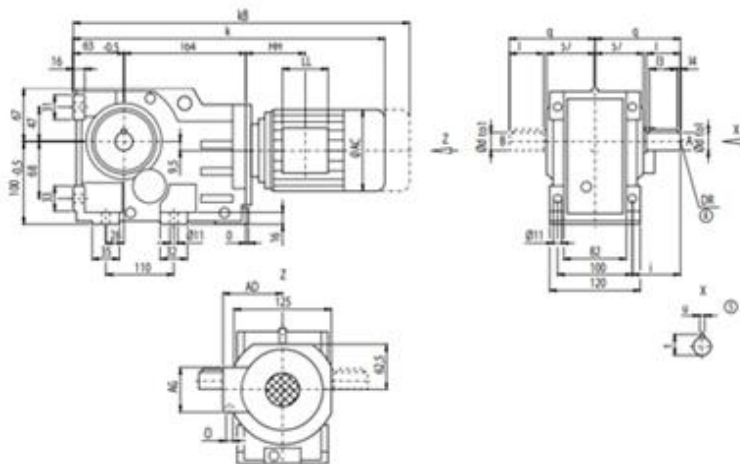
*Nota.* Adaptado de CEMA 350 (p. 45), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019, CEMA Screw Conveyor Engineering Committee of the Engineering Conference.

**Figura B.3**

*Cuadro de Selección de Motorreductor*

Datos para selección y pedidos (continuación)

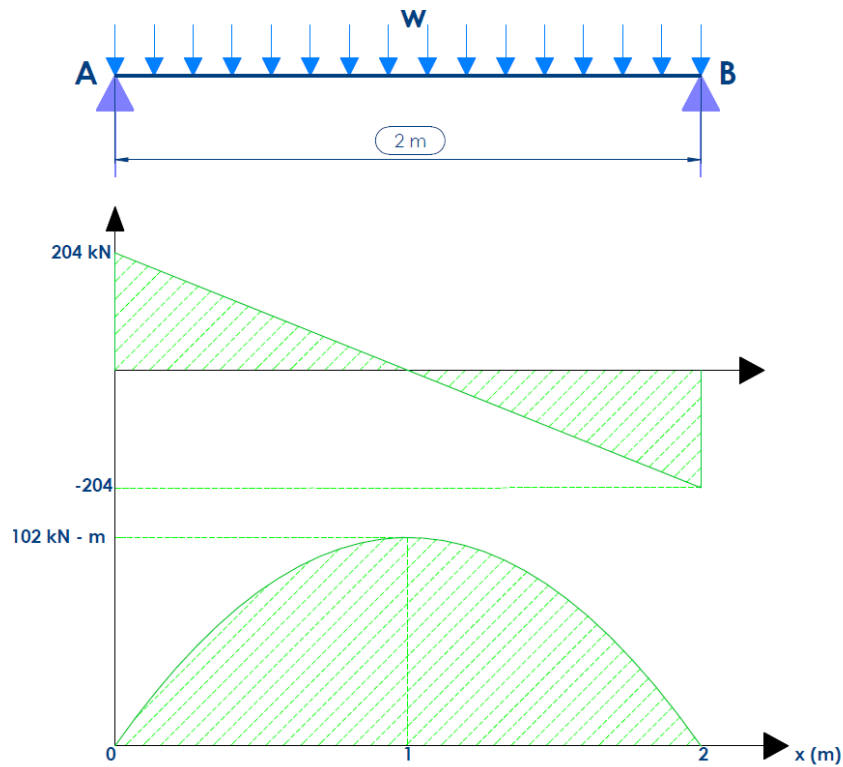
Potencia $P_{motor}$ kW	Velocidad de salida		Par de salida $T_2$ Nm	Factor de servicio $f_s$	Índice de reducción $i_{tot}$	Referencia	Código (n.º polos)	Peso <sup>1)</sup> kg	
	$n_2$ (50 Hz) $min^{-1}$	$n_2$ (60 Hz) $min^{-1}$							
0,12 (50 Hz)	K.68-Z28-LA71B4								
0,14 (60 Hz)	1,2	1,4	694	1,2	1 216	2KJ1518 - ■CB13 - ■■Q1		47	
	1,3	1,6	627	1,3	1 098	★ 2KJ1518 - ■CB13 - ■■P1		47	
	1,4	1,7	569	1,4	996	2KJ1518 - ■CB13 - ■■N1		47	
	1,5	1,8	517	1,6	906	★ 2KJ1518 - ■CB13 - ■■M1		47	
	1,7	2,0	457	1,8	801	2KJ1518 - ■CB13 - ■■L1		47	
	1,9	2,3	423	1,9	740	★ 2KJ1518 - ■CB13 - ■■K1		47	
	K.68-LA71MB8								
	K.38-LA71B4								
	7,8	9,4	147	1,7	179,13	★ 2KJ1502 - ■CB13 - ■■L2		21	
	8,8	10,6	130	1,9	159,04	2KJ1502 - ■CB13 - ■■K2		21	
	10,0	12,0	114	2,2	139,43	★ 2KJ1502 - ■CB13 - ■■J2		21	
	<b>K38</b>								
Motor	k	kB	AC	AD	AG	LL	HH	O	Peso <b>K38</b>
LA71	485,5	540,5	139,0	146	90	90	114,5	M20x1,5/M25x2,5	20
LA71Z	504,5	559,5	139,0	146	90	90	114,5	M20x1,5/M25x2,5	20
LA80	522,5	586,0	156,5	155	90	90	114,0	M20x1,5/M25x2,5	25
LA90S	553,5	624,5	174,0	163	90	90	114,0	M20x1,5/M25x2,5	29
LA90L	553,5	624,5	174,0	163	90	90	114,0	M20x1,5/M25x2,5	29
LA100L	599,5	680,5	195,0	168	120	120	154,5	2xM32x1,5	38
LA112M	629,0	710,0	219,0	181	120	120	160,0	2xM32x1,5	49



*Nota.* Adaptado del Catálogo de Reductores de Siemens

**Figura B.4**

*Diagrama de Fuerza Cortante y Momento flexionante del Tornillo Helicoidal*

**Figura B.5**

*Horas de Servicio de Acuerdo al Tipo de Aplicación*

Condiciones de aplicación Application conditions	Máquinas Machines	Horas de servicio (h) Required life(h)
Para un periodo de funcionamiento corto o discontinuo Running for short time or discontinuously	Electrodomesticos, herramientas electricas, maquinarias agricolas, máquinas de extracción Household electronic appliances, electrical tools, agricultural machines, winding engines	4000-8000
Uso no habitual, pero con un funcionamiento de alta fiabilidad Not usually used but running with high reliability	Motores de aire acondicionado, maquinarias para la construcción, transmisión por correas, elevadores Air conditioner motors, construction machine, belt machines, elevators	8000-12000
Uso discontinuo pero con un periodo de funcionamiento largo Used discontinuously but running for long time periods	Rodillos laminadores, motores pequeños, gruas Mill roll, small motors, cranes	8000-12000
	Motores para la industria en general, engranajes en general General industrial motors, general gear devices	12000-20000
	Máquina herramienta, cribas vibratorias, pulverizadores Machine tools, vibrating screens, pulverizers	20000-30000
	Compresores, bombas, engranajes de precision Compressors, pumps, precision gear devices	40000-60000

**Figura B.6***Propiedades Mecánicas del Acero AISI 304*

Inox 304 Propiedades Mecánicas						
Acero	Resistencia a la tracción (MPa) $\geq$	Esfuerzo de fluencia (MPa) $\geq$	Elongación en 50 mm (%) $\geq$	Reduccion de area (%)	Dureza (HBW) $\leq$	Condiciones
304	585	235	60	70	149	Barra recocida
	690	415	45		212	Recocido y estirado en frío
	860	655	25		275	Estirado en frío de alta resistencia

**Figura B.7***Diagrama de Fuerza Cortante de la Viga Unión Travesaño*

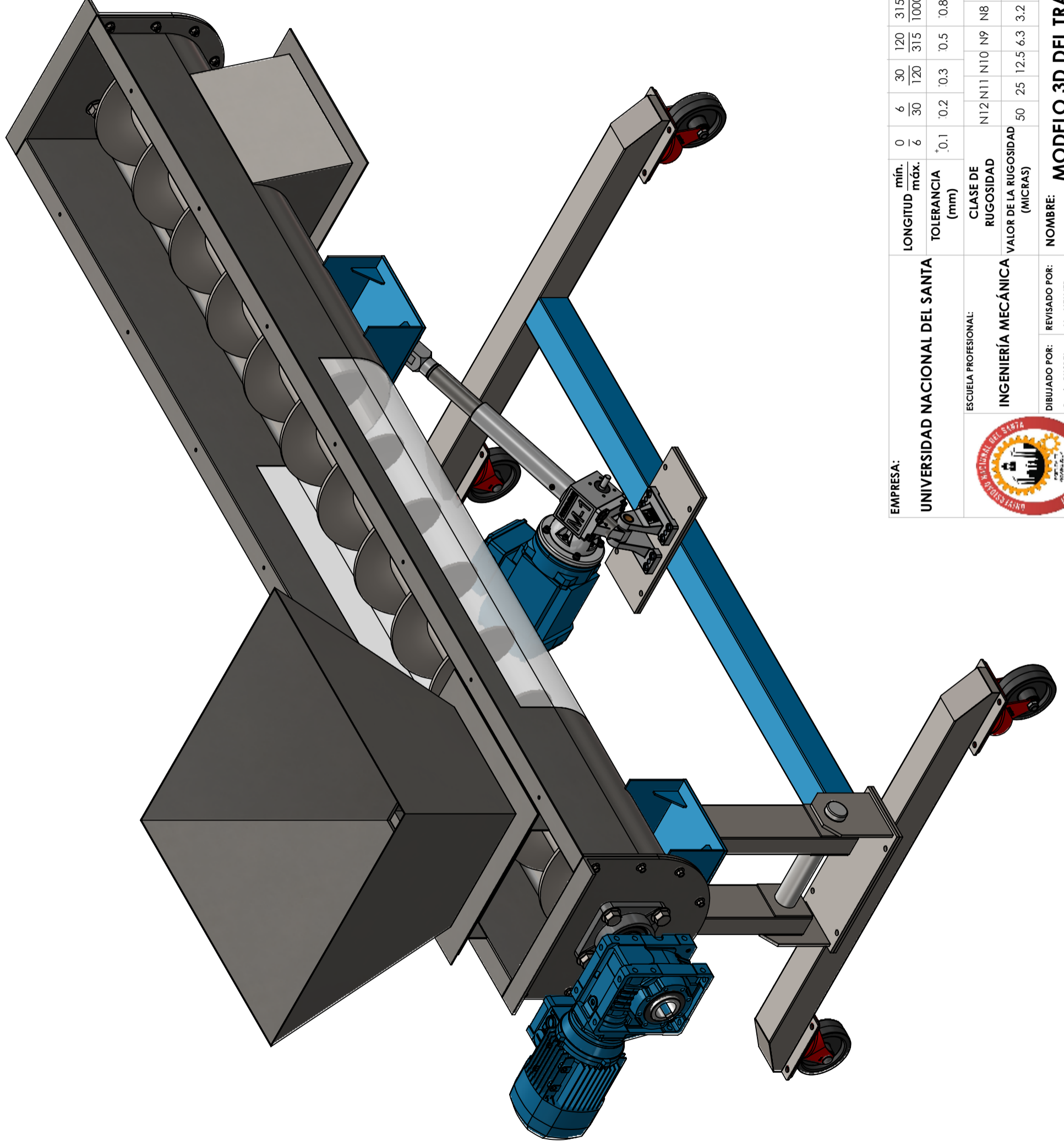


**Figura B.8**

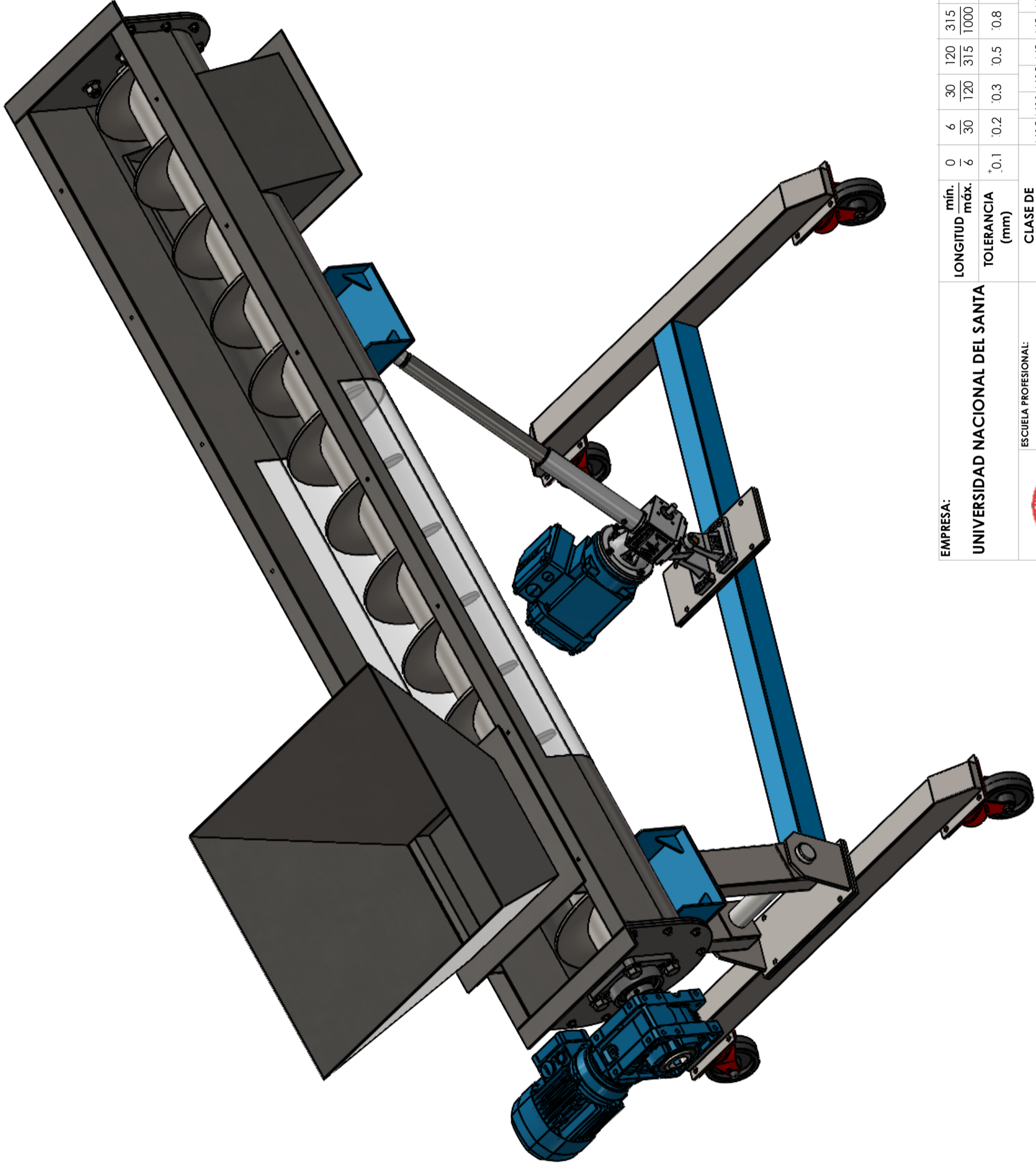
*Diagrama de Momento Flexionante de la Viga Unión Travesaño*




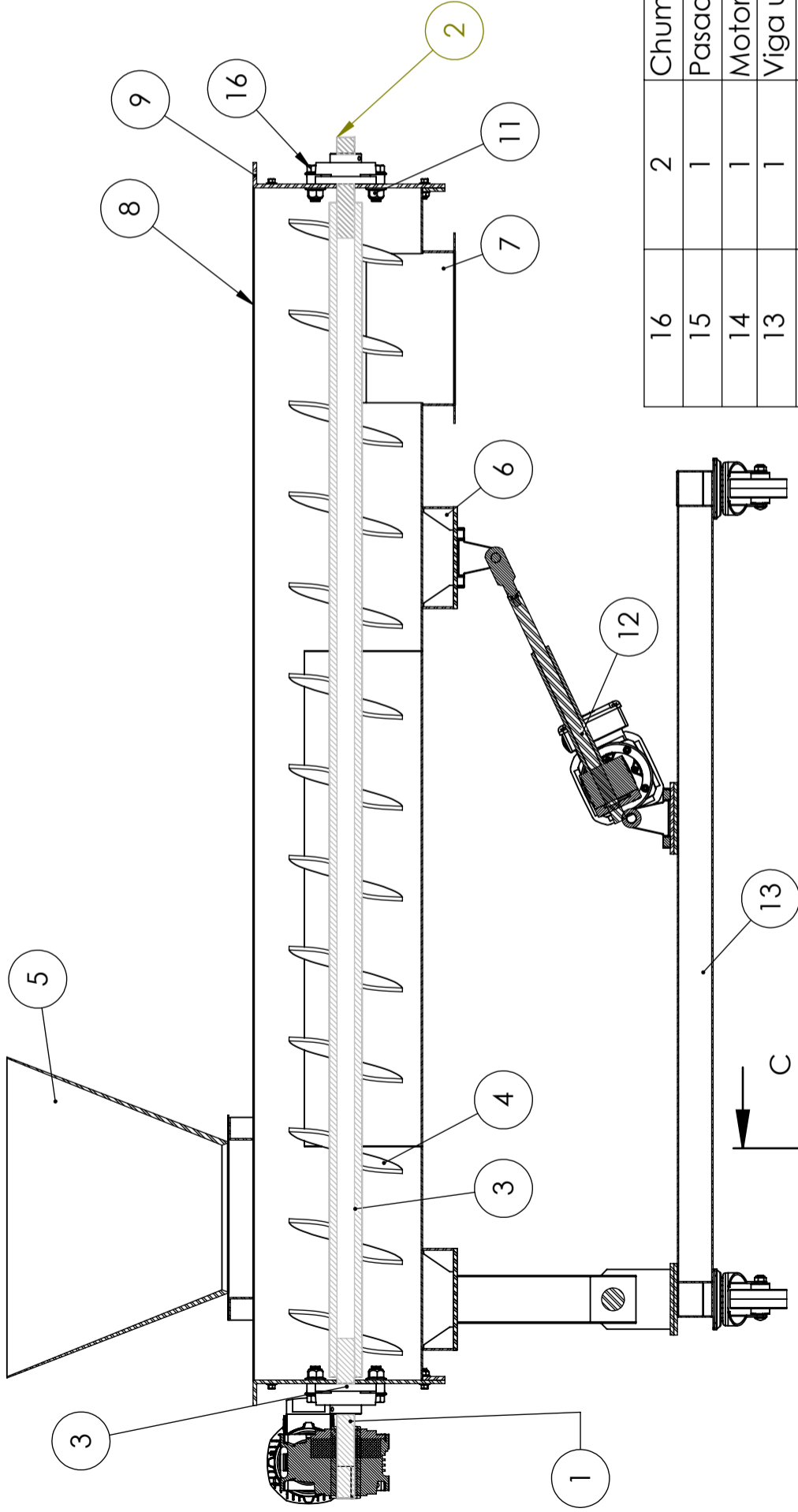
**ANEXO C: PLANOS**



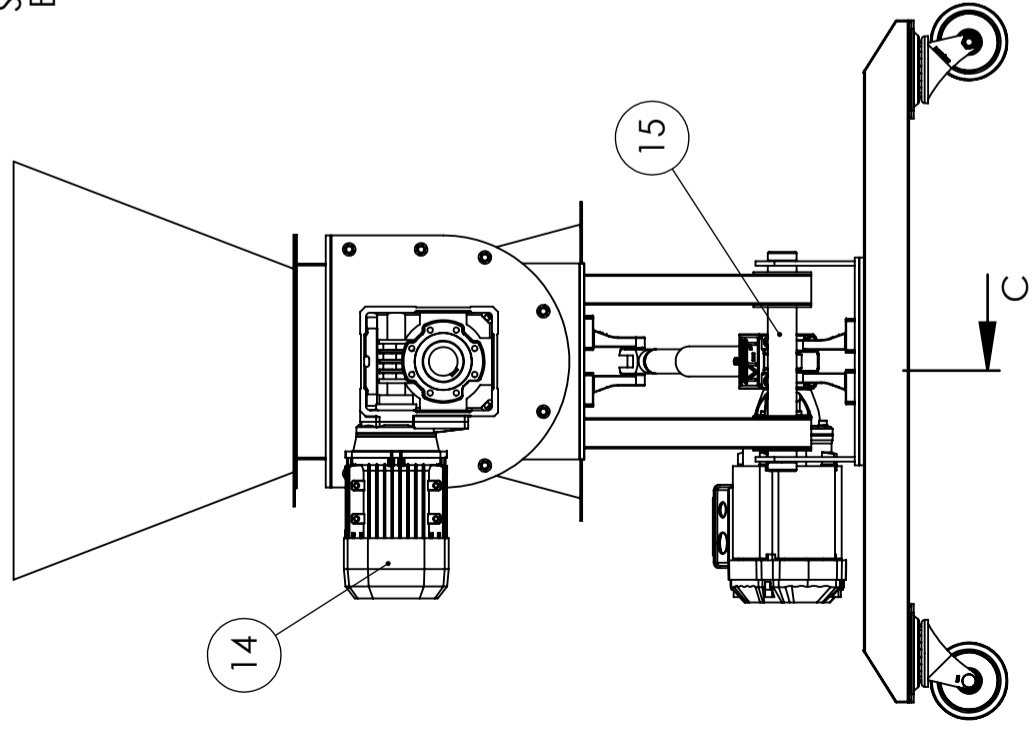
EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>	LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO	A3																							
	min.	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	ESCALA	1:7																							
	TOLERANCIA (mm)	+0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	5	FECHA DE REALIZACIÓN	13/09/2022																							
ESUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	<table border="1"> <tr> <td>NT12</td> <td>NT11</td> <td>NT10</td> <td>N9</td> <td>N8</td> <td>N7</td> <td>N6</td> <td>N5</td> <td>N4</td> <td>N3</td> <td>N2</td> <td>NT1</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>25</td> <td>12.5</td> <td>6.3</td> <td>3.2</td> <td>1.6</td> <td>0.8</td> <td>0.4</td> <td>0.2</td> <td>0.1</td> <td>0.05</td> <td>0.025</td> </tr> </table>											NT12	NT11	NT10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	NT1	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025
NT12	NT11	NT10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	NT1																									
50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025																									
DIBUJADO POR: Roch. RUSBEL OBREGON MAMANI	REVISADO POR: Ms. NELVER ESCALANTE ESPINOZA	<b>NOMBRE: MODELO 3D DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL INCLINADO POSICION HORIZONTAL</b> <b>NÚMERO DE PLANO 1/5</b>																																		



EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>	LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO
	min.	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	<b>A3</b>
	TOLERANCIA (mm)	+0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	5	ESCALA
												<b>1:8</b>
	CLASE DE RUGOSIDAD	FECHA DE REALIZACIÓN										
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	<b>13/09/2022</b>										
	DIBUJADO POR: Bach. RUSBEL OBREGON MAMANI	NOMBRE: <b>TRANSPORTADOR HELICOIDAL INCLINADO A 35°</b>										
	REVISADO POR: Ms. NELVER ESCALANTE ESPINOZA	NÚMERO DE PLANO <b>2/5</b>										
												



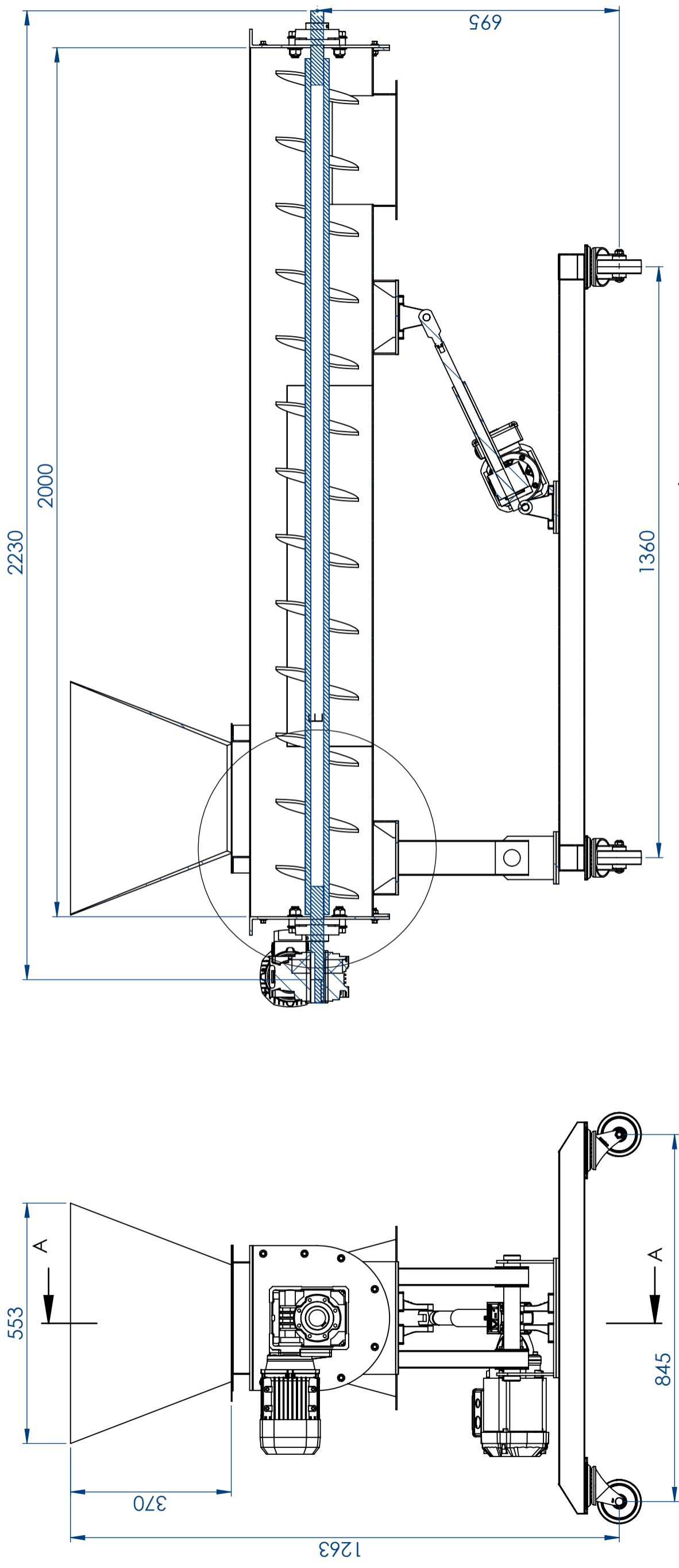
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 10



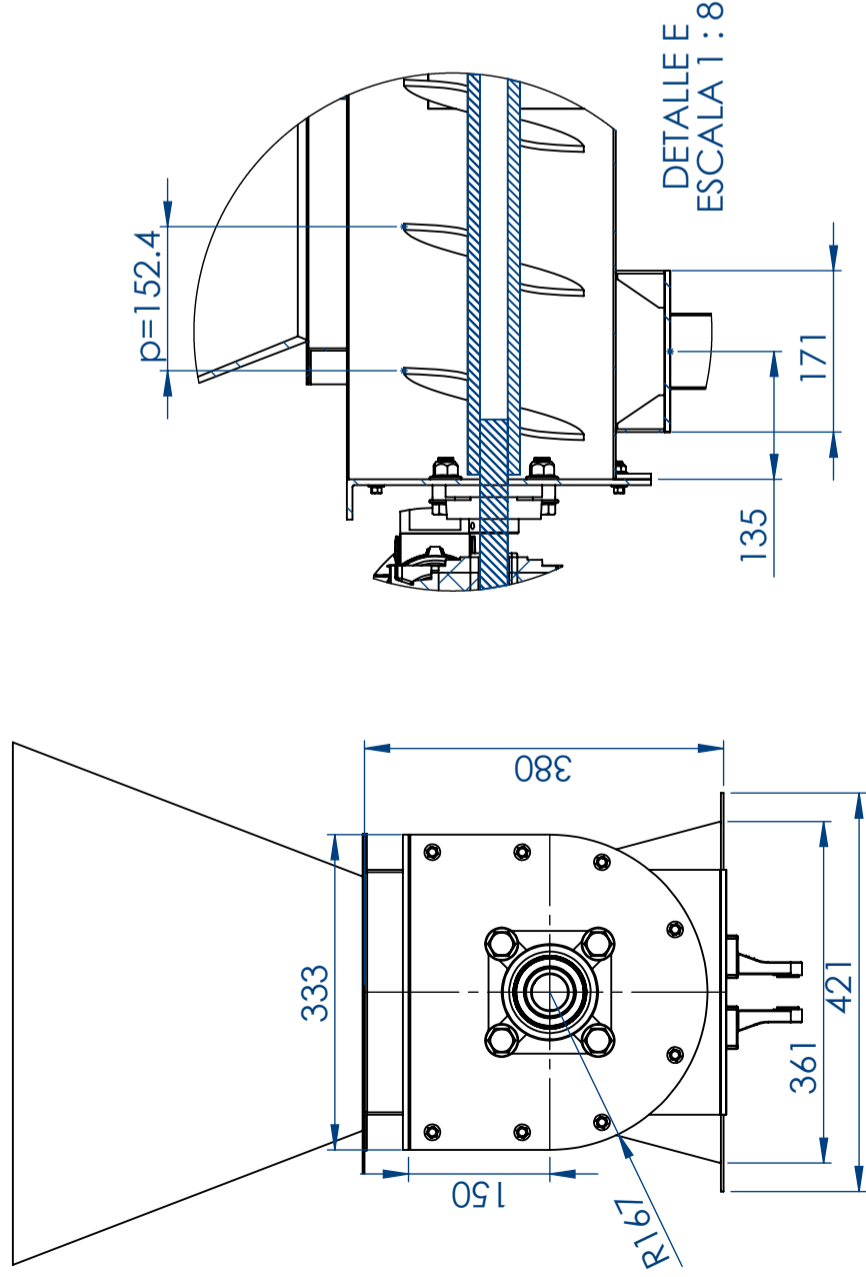
16	2	Chumacera de pared	-	-	-
15	1	Pasador de perfil rectangular	ACERO INOX. AISI 304	2.63	-
14	1	Motorreductor	-	21	-
13	1	Viga unión travesaño	ACERO INOX. AISI 304	5.22	-
12	1	Vástago de accionamiento	-	6	-
11	4	Tuerca M8	ACERO INOX. AISI 304	-	-
10	4	Perno M8x25	ACERO INOX. AISI 304	-	-
9	1	Tapa	ACERO INOX. AISI 304	5.45	-
8	1	Artesa	ACERO INOX. AISI 304	43.8	-
7	1	Chute de descarga	ACERO INOX. AISI 304	4.2	-
6	2	Conjunto soporte de artesa	ACERO INOX. AISI 304	3.5	-
5	1	Chute de carga	ACERO INOX. AISI 304	25.5	-
4	1	Disco Helicoidal	ACERO INOX. AISI 304	37.6	-
3	1	Eje transportador	ACERO INOX. AISI 304	21	-
2	1	Eje terminal	ACERO INOX. AISI 304	1.75	-
1	1	Eje de transmisión	ACERO INOX. AISI 304	2.55	-

N.º DE ELEMENTO	CANTIDA	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (Kg)
EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA				
LONGITUD min.	0	6	30	315
LONGITUD max.	6	30	120	315
TOLERANCIA (mm)	+0.1	0.2	0.3	0.5
CLASE DE RUGOSIDAD	NI12 NI11 NI10 N9	NI8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1	NI8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1	NI8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1
VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3
ESCUOLA PROFESIONAL: INGENIERÍA MECÁNICA				
DIBUJADO POR: OBREGON MAMANI				
REVISADO POR: Ms. NELVER ESCALANTE ESPINOZA				
NOMBRE: TRANSPORTADOR HELICOIDAL INCLINADO				
FECHA DE REALIZACIÓN: 26/03/2023				
TAMAÑO DE FORMATO: A3				
ESCALA: 1:10				
NÚMERO DE PLANO: 3/5				





SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

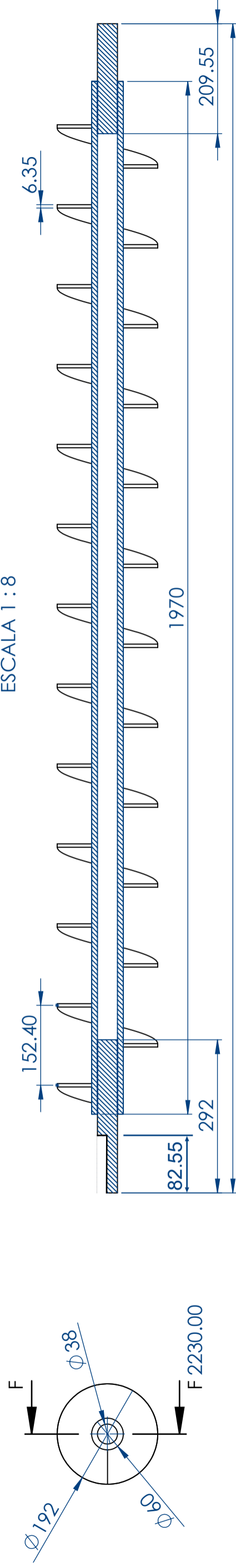


DETALLE E  
ESCALA 1 : 8

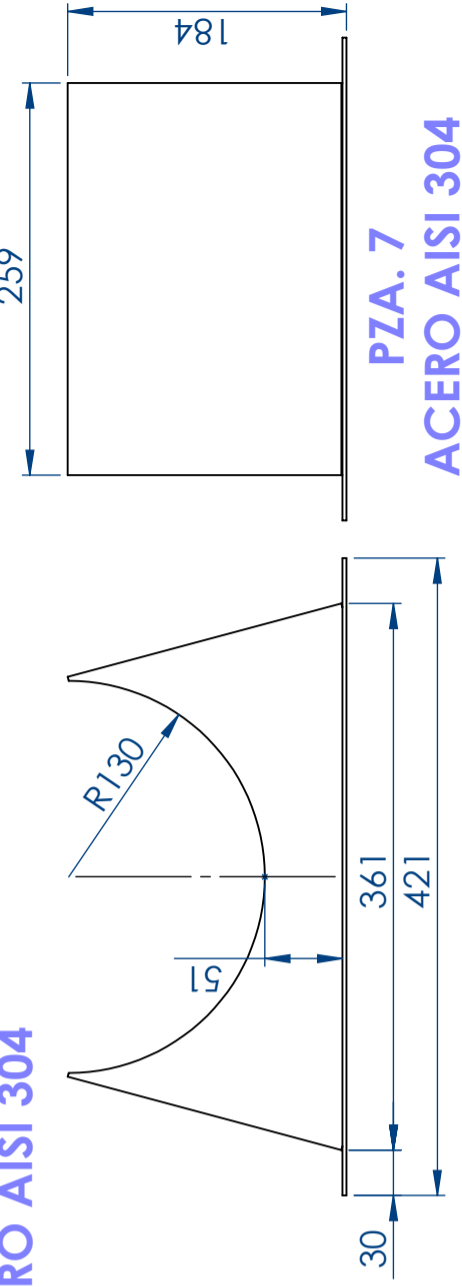
EMPRESA: <b>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</b>	LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO	A3
	min.	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	ESCALA	1:10
	TOLERANCIA (mm)	+0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	5	FECHA DE REALIZACIÓN	25/03/2023
ESUELA PROFESIONAL: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b>	CLASE DE RUGOSIDAD	NI12 NI11 NI10 N9	NI12 NI11 NI10 N9	N8 N7	N6 N5 N4	N3 N2 N1							
DIBUJADO POR: BACH. RUSBEL OBREGON MAMANI	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1		
REVISADO POR: LIC. NELVER ESCALANTE ESPINOZA	NOMBRE:	<b>DIMENSIONES GENERALES DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL INCLINADO</b>										NÚMERO DE PLANO	4/5



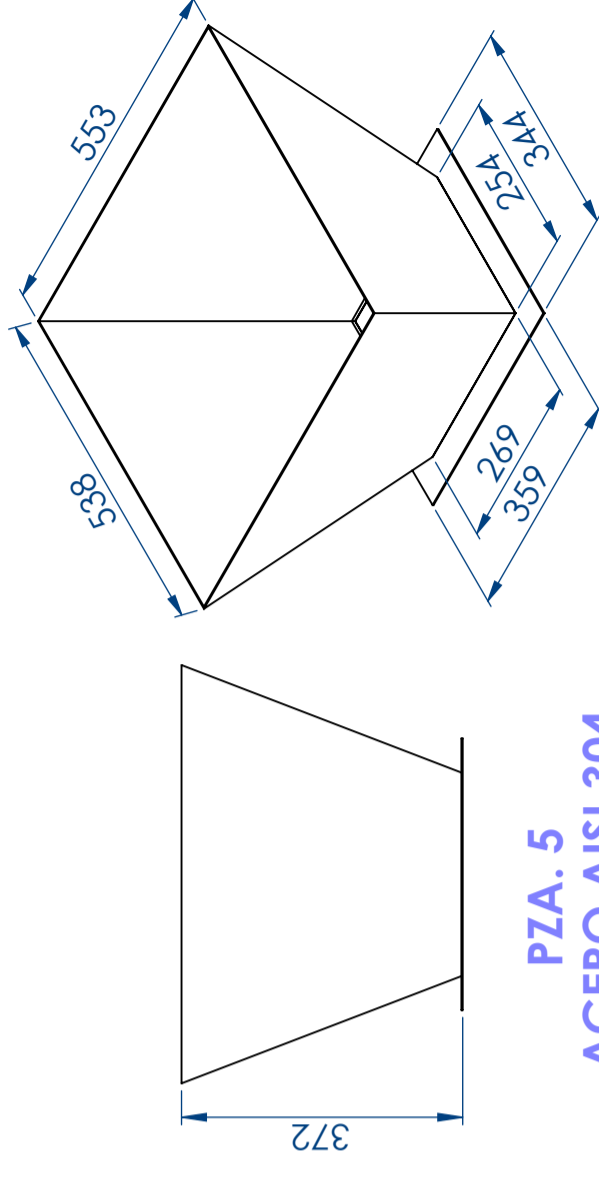
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 8



**PZA. 3**  
**ACERO AISI 304**

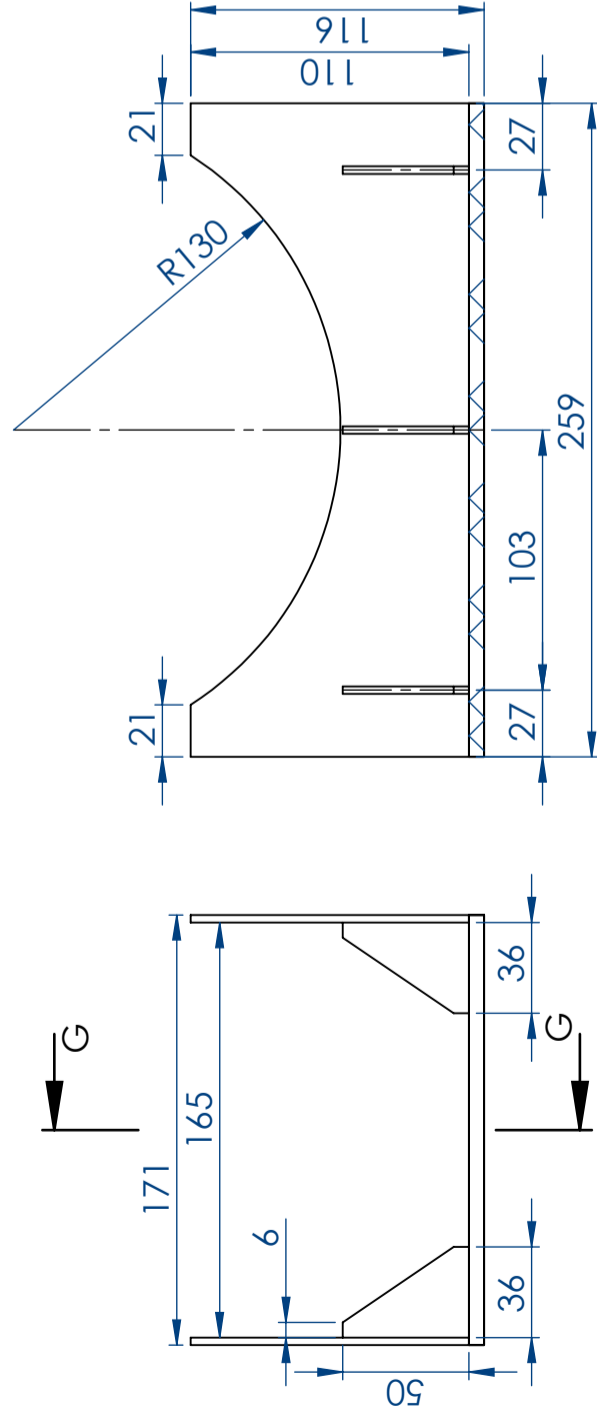


**PZA. 7**  
**ACERO AISI 304**

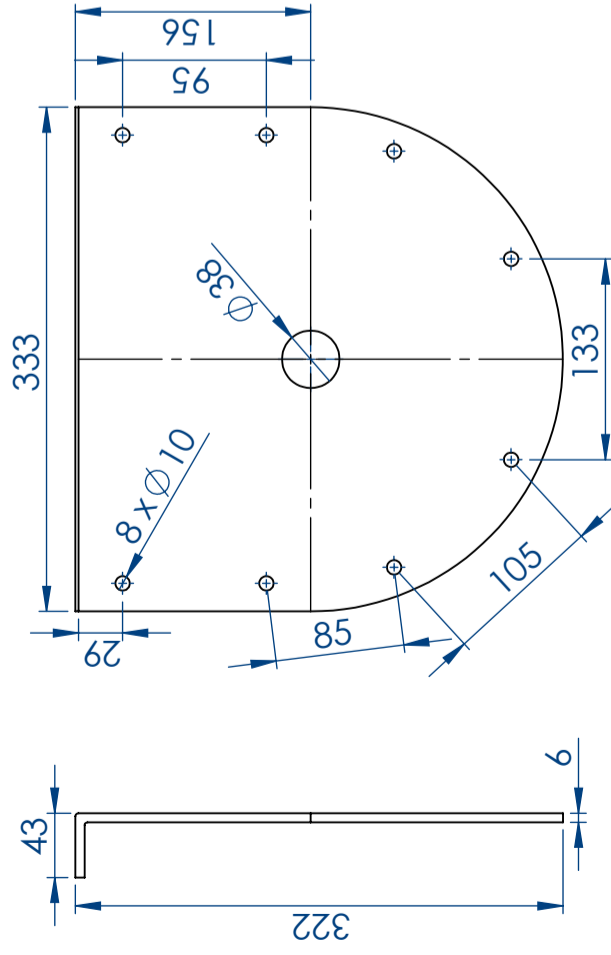


**PZA. 5**  
**ACERO AISI 304**

SECCIÓN G-G  
ESCALA 1 : 3



**PZA. 6**  
**ACERO AISI 304**



**PZA. 9**  
**ACERO AISI 304**

EMPRESA:

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



ESCUELA PROFESIONAL:

INGENIERÍA MECÁNICA

DIBUJADO POR:  
Roch. RUSBEL  
OBREGON  
MAMANI

NOMBRE:

DESPIECE DEL  
TRANSPORTADOR  
HELICOIDAL INCLINADO

LONGITUD min. 0 6 30 120 315 1000 2000 4000 8000 12000

LONGITUD max. 6 30 120 315 1000 2000 4000 8000 12000 15000

TOLERANCIA (mm) ±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2 ±3 ±4 ±5

CLASE DE RUGOSIDAD N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1

VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS) 50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025

TAMAÑO DE FORMATO A3

ESCALA 1:8

FECHA DE REALIZACIÓN 25/03/2023

NÚMERO DE PLANO 5/5

**ANEXO D: DIAGRAMA DE AUTOMATIZACIÓN DE HUSILLO HELICOIDAL**





Universidad Nacional del Santa

Rusbel Samael Obregón Mamani

Nuevo 7 \imbote!5ncas\

Responsable del proyecto

Rusbel Samael Obrego

Descripción de proyecto

Diseño Modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable

Datos Técnicos

Alimentación Principal

220VAC

Frecuencia

82Hz

Voltaje de control

24VDC

Voltaje de Señales

24VDC

Creado

6/25/2022

Modificado

9/16/2022

Número de páginas 10

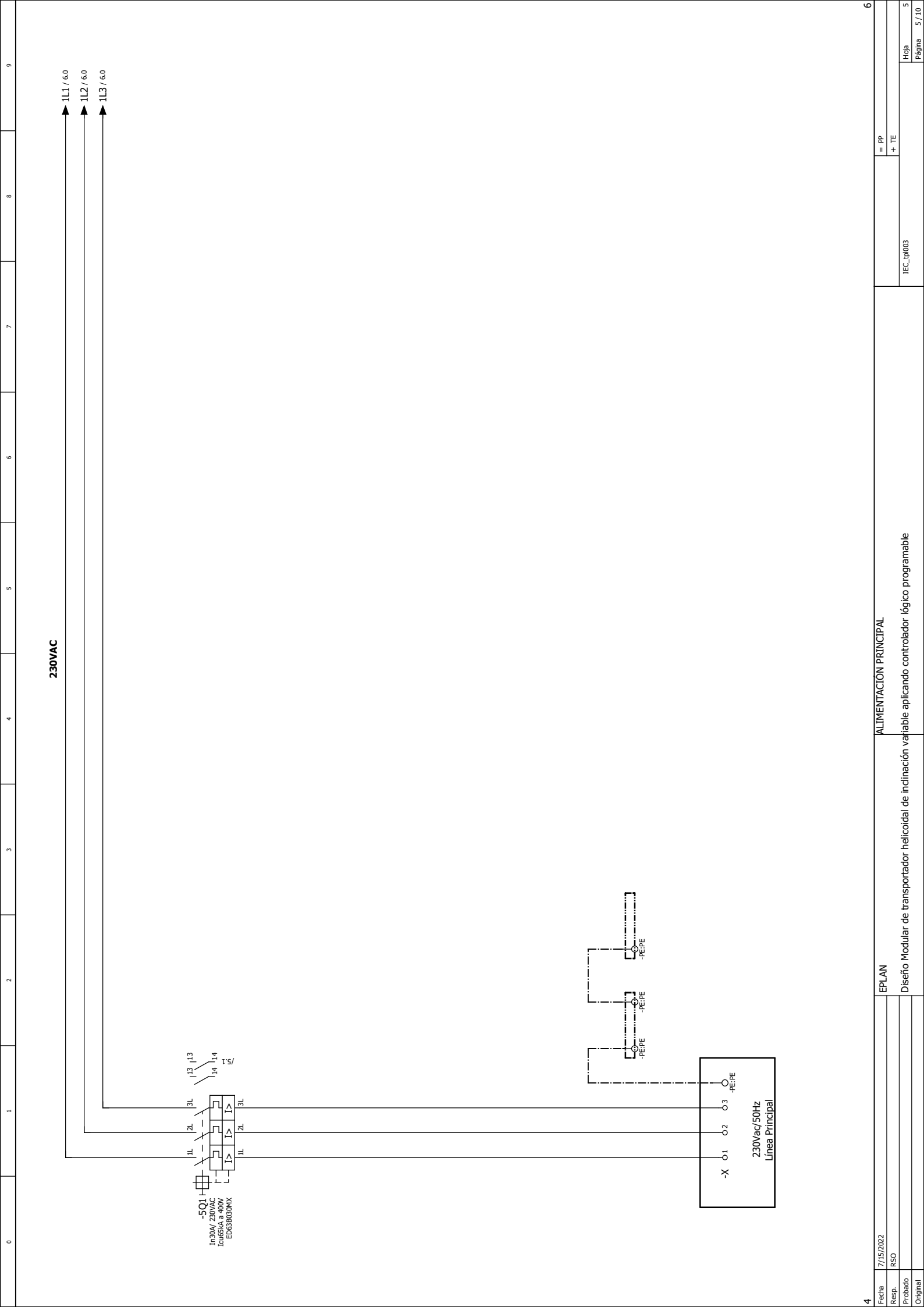
# ÍNDICE

PÁGINA NO.	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN	FECHA
1	PORTADA	1	07/15/2022
2	ÍNDICE	1	07/15/2022
3	MATERIALES Y EQUIPO	1	07/15/2022
4	DESCRIPCIÓN DEL CABLEADO	1	07/15/2022
5	ALIMENTACIÓN PRINCIPAL	1	07/15/2022
6	ALIMENTACIÓN DE CONTROL	1	07/15/2022
7	ALIMENTACIÓN MOTORES	1	07/15/2022
8	ENTRADAS/SALIDAS DE CONTROL	1	07/15/2022
9	ENTRADAS ANALÓGICAS	1	07/15/2022
10	SIMBOLOGÍA	1	07/15/2022

**SECCIÓN MÍNIMA DE CABLEADO**

TIPO DE CABLE	VOLTAJE	Calibre Min. Métrico	Calibre Min. AWG
Circuitos de Potencia AC	220V AC	2.5mm	AWG 14
Circuitos de Potencia DC	-----	2.5mm	AWG 14
Circuitos Auxiliares AC	>50V AC	1.5mm	AWG 16
Circuitos Auxiliares DC	<50V AC	1.5mm	AWG 16
Fuente de Alimentación AC	220V AC	0.5mm	AWG 20
PE (Protección a Tierra)	⊥	1.5mm	AWG 16

VARIABLE	CANTIDAD	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MARCA
-5Q1	1	INTERRUPTOR 30A	ED63B030MX	SIEMENS
-6Q1	1	INTERRUPTOR 10A	SIE.5SY4210-7	SIEMENS
-6Q2	1	INTERRUPTOR 20A	SIE.5SY4120-7	SIEMENS
-6Q3	1	INTERRUPTOR 10A	SIE.5SY4210-7	SIEMENS
-6Q4	1	INTERRUPTOR 20A	SIE.5SY4120-7	SIEMENS
-6U1	1	FUENTE 230V/ 24V	6EP1336-2BA10	SIEMENS
-6U2	1	FUENTE 230V/ 12V	6EP1322-2BA00	SIEMENS
-7Q1	1	INTERRUPTOR 7-10A	3RV20211JA10	SIEMENS
-7K11	1	CONTACTOR 10A	3RH2131-1BB40	SIEMENS
-7Q2	1	INTERRUPTOR 7-10A	3RV20211JA10	SIEMENS
-7K21	1	CONTACTOR 10A	3RH2131-1BB40	SIEMENS
-7K22	1	CONTACTOR 10A	3RH2131-1BB40	SIEMENS
-8PLC1	1	PLC 1212 DC/DC/RLY	6ES7212-1AE40-0XB0	SIEMENS
-9POT1	1	POTENCIOMETRO 10KΩ 10V	3590S-2-103L	GENERIC



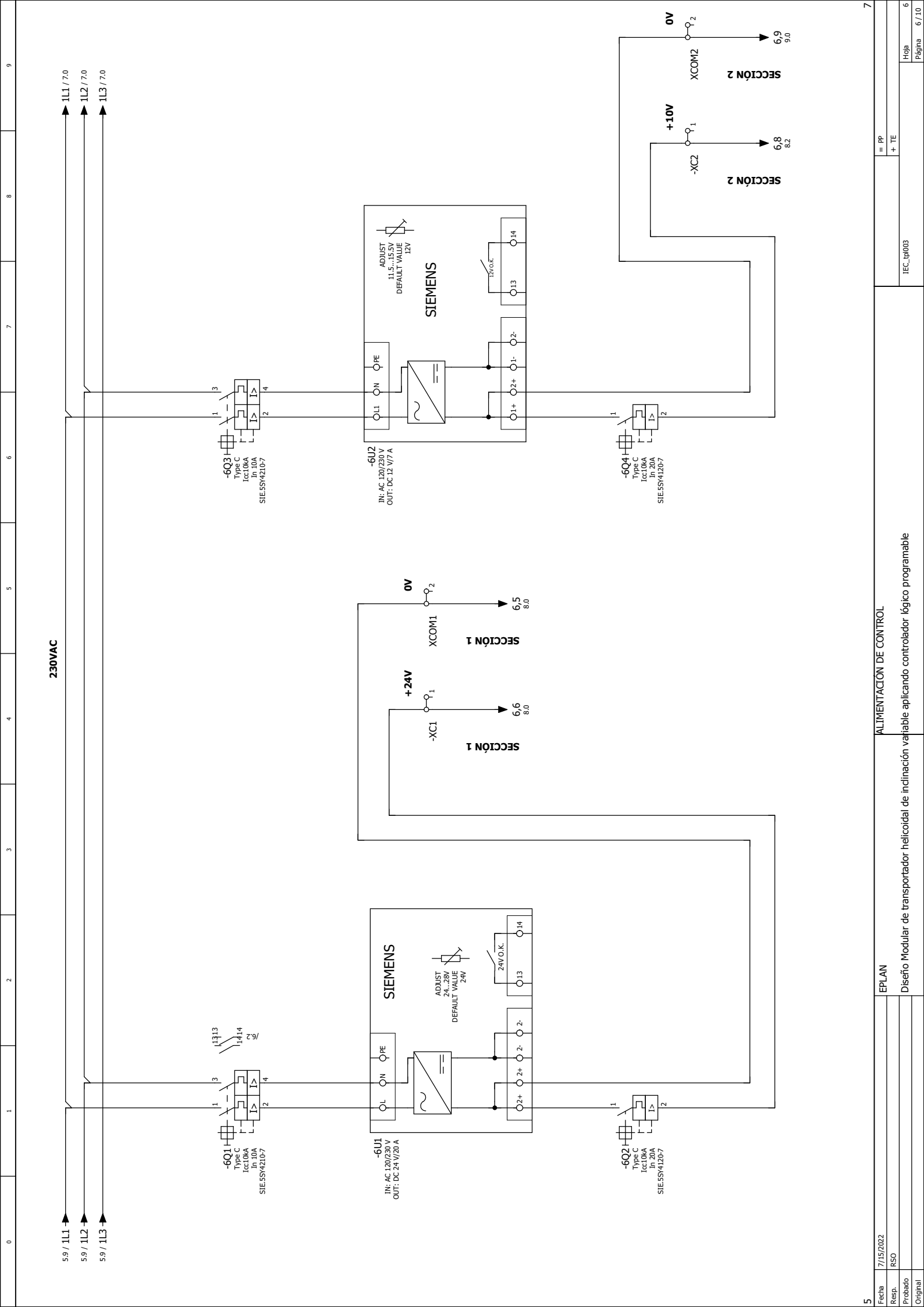
230VAC

1L1 / 6.0  
1L2 / 6.0  
1L3 / 6.0

501  
10.20M / 230VAC  
IG165KA a 400V  
ED03B030MX

-X 0.1 0.2 0.3  
-PE:PE  
230Vac/50Hz  
Línea Principal

-PE:PE  
-PE:PE  
-PE:PE



230VAC

5.9 / 1L1 → 1L1 / 7.0  
 5.9 / 1L2 → 1L2 / 7.0  
 5.9 / 1L3 → 1L3 / 7.0

-601  
 Type C  
 Icc100A  
 In 10A  
 SIE5SY4120-7

ADJUST 24...28V  
 DEFAULT VALUE 24V  
 SIEMENS  
 IN: AC 120/230V  
 OUT: DC 24V/20A

-602  
 Type C  
 Icc100A  
 In 20A  
 SIE5SY4120-7

-603  
 Type C  
 Icc100A  
 In 10A  
 SIE5SY4120-7

ADJUST 11.5...15.5V  
 DEFAULT VALUE 12V  
 SIEMENS  
 IN: AC 120/230V  
 OUT: DC 12V/7A

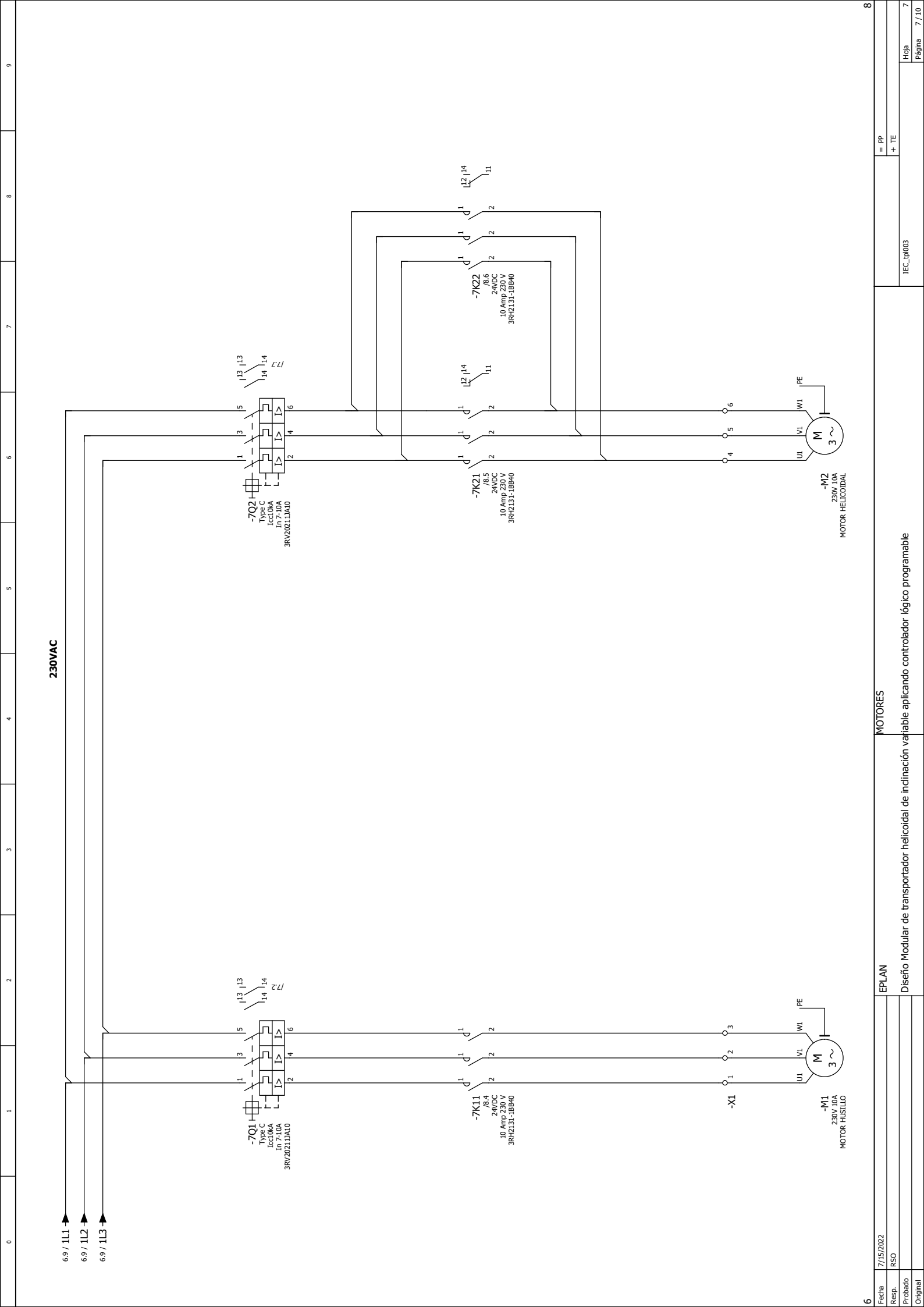
-604  
 Type C  
 Icc100A  
 In 20A  
 SIE5SY4120-7

SECCIÓN 1  
 +24V  
 -XC1  
 6.6  
 8.0

SECCIÓN 1  
 0V  
 XCOM1  
 6.5  
 8.0

SECCIÓN 2  
 +10V  
 -XC2  
 6.8  
 8.2

SECCIÓN 2  
 0V  
 XCOM2  
 6.9  
 9.0



230VAC

6.9 / 1L1  
6.9 / 1L2  
6.9 / 1L3

-7Q1  
Type C  
Icc10kA  
In 7-10A  
3RV2021DA10

-7K11  
24VDC  
10 Amp 230 V  
3RH2131-1BB40

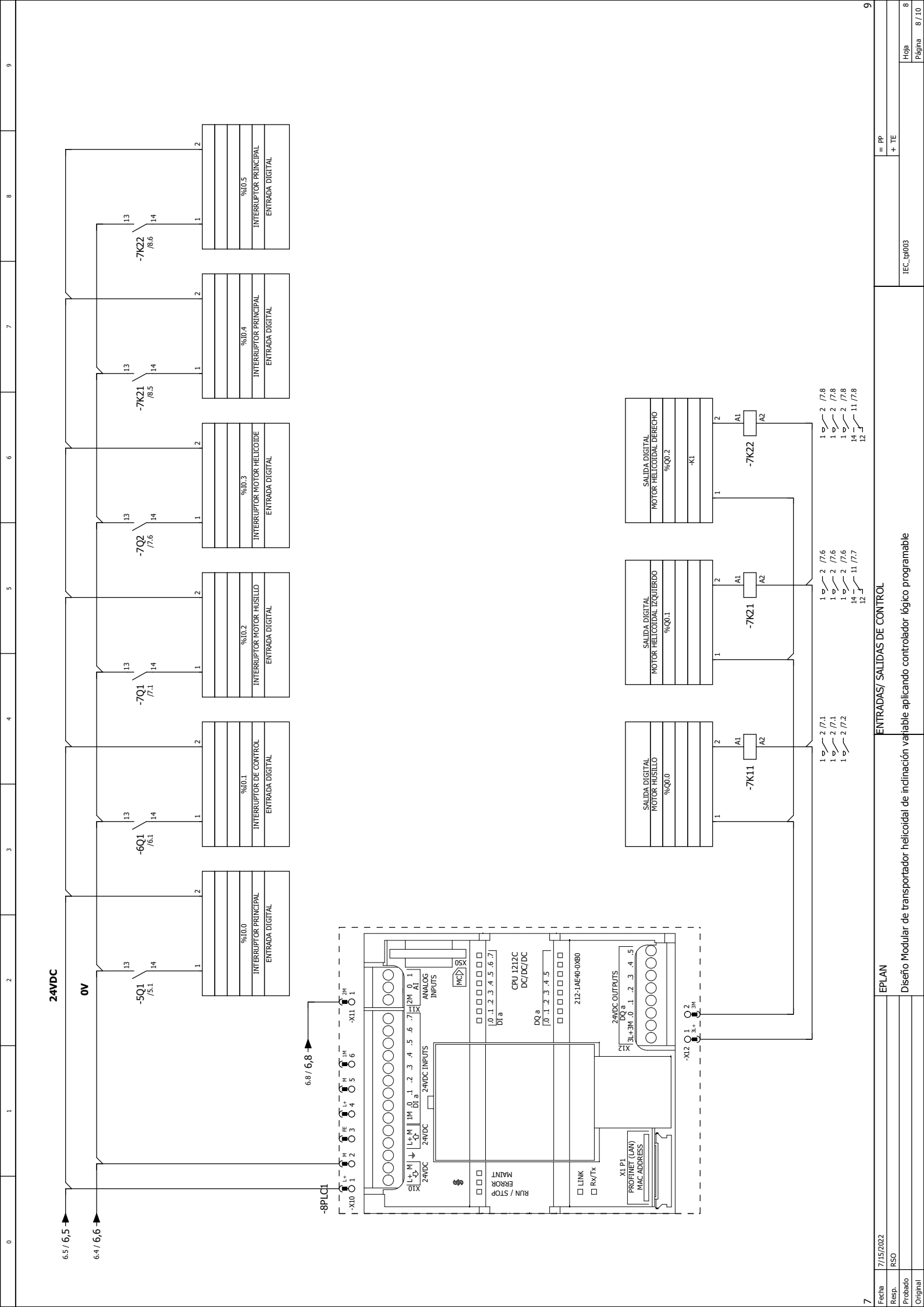
-M1  
230V, 10A  
MOTOR HUSILLO

-7Q2  
Type C  
Icc10kA  
In 7-10A  
3RV2021DA10

-7K21  
24VDC  
10 Amp 230 V  
3RH2131-1BB40

-7K22  
24VDC  
10 Amp 230 V  
3RH2131-1BB40

-M2  
230V, 10A  
MOTOR HELICOIDAL

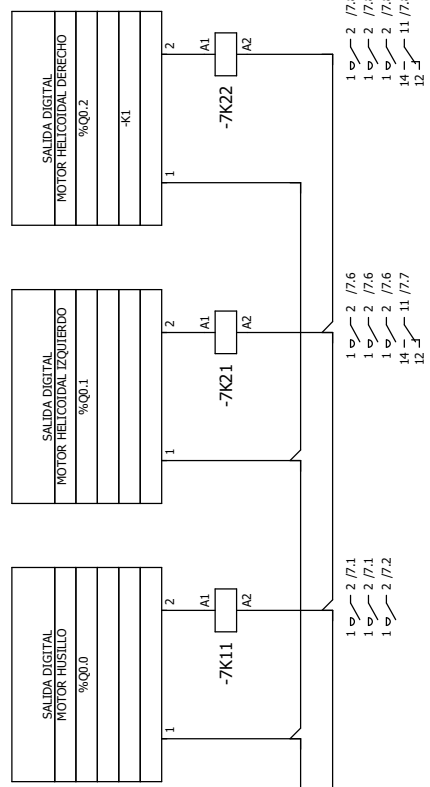
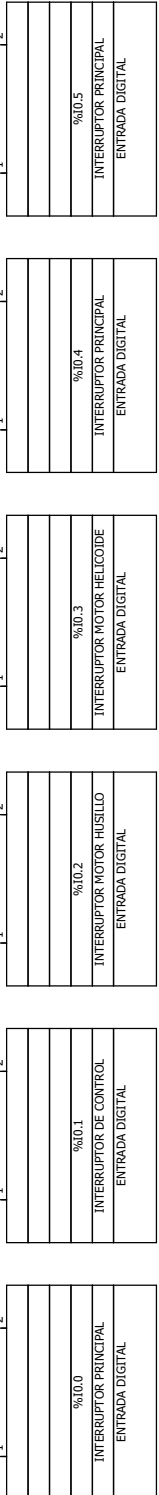
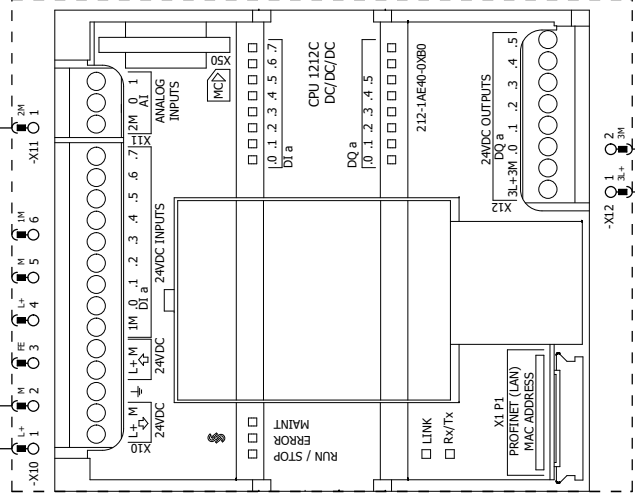


24VDC

0V




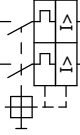

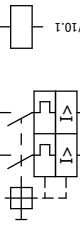

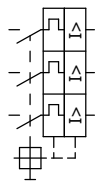


6.5 / 6.5  
6.4 / 6.6

-8PLCI  
6.8 / 6.8





0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<p>6,9 / 6,9 → <b>+10V</b></p> <p>/ 6,8 → <b>0V</b></p> <p><b>-F1</b> 24V 0,5A</p> <p><b>-F2</b> 24V 0,5A</p> <p><b>9POT1</b> 3590S-2-103L- 180mm 2W</p> <p>x1 x2 x3</p> <p><b>%UW64</b> POTENCIOMETRO LIBRE ENTRADA ANALOGICA</p> <p><b>%UW68</b> LIBRE ENTRADA ANALOGICA</p>									
<p>8</p>									
<p>Fecha 7/15/2022</p>									
<p>Resp. RSO</p>									
<p>Probado</p>									
<p>Original</p>									
<p>EPLAN</p>									
<p>ENTRADAS ANALOGICAS</p>									
<p>Diseño Modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable</p>									
<p>IEC_01003</p>									
<p>Hoja 9</p>									
<p>Página 9 / 10</p>									
<p>10</p>									

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<h1><u>SIMBOLOGÍA</u></h1>									
		<b>COMUTADOR DE ACCIONAMIENTO MÉCANICO</b>						<b>INTERRUPTOR DE POTENCIA/ GUARDAMOTOR MONOFÁSICO</b>	
		<b>BOBINA DE RELÉ GENERAL</b>						<b>INTERRUPTOR DE POTENCIA/ GUARDAMOTOR BIFÁSICO</b>	
		<b>POTENCIOMETRO</b>						<b>INTERRUPTOR DE POTENCIA/ GUARDAMOTOR TRIFÁSICO</b>	
		<b>MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA</b>						<b>ELEMENTO DE PUESTA A TIERRA</b>	
		<b>CONTACTOR TRIPOLAR</b>							
<p style="text-align: center;">= PP + TE</p>									
Fecha		8/1/2022		ALIMENTACIÓN PRINCIPAL		IEC_01003		= PP + TE	
Resp.		RSO		Diseño Modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable				Hoja	
Probado								Página	
Original								10 / 10	

# DISEÑO MODULAR DE TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE INCLINACIÓN VARIABLE APLICANDO CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

*por* Rusbel Samael Obregón Mamani

---

**Fecha de entrega:** 18-sep-2022 09:05p.m. (UTC-0500)

**Identificador de la entrega:** 1903023573

**Nombre del archivo:** v3\_TESIS\_RUSBEL\_OBREGON\_MAMANI.pdf (5.21M)

**Total de palabras:** 23509

**Total de caracteres:** 121821

# DISEÑO MODULAR DE TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE INCLINACIÓN VARIABLE APLICANDO CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

## INFORME DE ORIGINALIDAD

23%

INDICE DE SIMILITUD

21%

FUENTES DE INTERNET

1%

PUBLICACIONES

12%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	<a href="http://repositorio.uns.edu.pe">repositorio.uns.edu.pe</a> Fuente de Internet	5%
2	Submitted to Universidad Nacional del Centro del Peru Trabajo del estudiante	3%
3	<a href="http://opac.pucv.cl">opac.pucv.cl</a> Fuente de Internet	3%
4	<a href="http://repositorio.unsa.edu.pe">repositorio.unsa.edu.pe</a> Fuente de Internet	2%
5	<a href="http://hdl.handle.net">hdl.handle.net</a> Fuente de Internet	1%
6	<a href="http://docplayer.es">docplayer.es</a> Fuente de Internet	1%
7	<a href="http://alldokument.com">alldokument.com</a> Fuente de Internet	1%
8	<a href="http://www.begahelicoidales.com">www.begahelicoidales.com</a> Fuente de Internet	1%

9	<a href="http://duraao.com.br">duraao.com.br</a> Fuente de Internet	1 %
10	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	1 %
11	<a href="http://repositorio.utc.edu.ec">repositorio.utc.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
12	<a href="http://repositorio.unap.edu.pe">repositorio.unap.edu.pe</a> Fuente de Internet	<1 %
13	<a href="http://repositorio.espe.edu.ec">repositorio.espe.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
14	<a href="http://archive.org">archive.org</a> Fuente de Internet	<1 %
15	Submitted to University of Applied Sciences Trabajo del estudiante	<1 %
16	<a href="http://dspace.ups.edu.ec">dspace.ups.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
17	<a href="http://documents.mx">documents.mx</a> Fuente de Internet	<1 %
18	<a href="http://edoc.pub">edoc.pub</a> Fuente de Internet	<1 %
19	<a href="http://www.scribd.com">www.scribd.com</a> Fuente de Internet	<1 %
20	<a href="http://repositorio.utn.edu.ec">repositorio.utn.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %

21	<a href="http://comisaria.guadalajara.gob.mx">comisaria.guadalajara.gob.mx</a> Fuente de Internet	<1 %
22	<a href="http://greentechvn.com">greentechvn.com</a> Fuente de Internet	<1 %
23	<a href="http://idoc.pub">idoc.pub</a> Fuente de Internet	<1 %
24	<a href="http://docslide.us">docslide.us</a> Fuente de Internet	<1 %
25	Submitted to Universidad de Málaga - Tii Trabajo del estudiante	<1 %
26	<a href="http://www.zuendo.com">www.zuendo.com</a> Fuente de Internet	<1 %
27	<a href="http://mriuc.bc.uc.edu.ve">mriuc.bc.uc.edu.ve</a> Fuente de Internet	<1 %
28	<a href="http://www.technical.cat">www.technical.cat</a> Fuente de Internet	<1 %
29	<a href="http://www.coursehero.com">www.coursehero.com</a> Fuente de Internet	<1 %
30	<a href="http://doku.pub">doku.pub</a> Fuente de Internet	<1 %
31	<a href="http://dienelectric.com">dienelectric.com</a> Fuente de Internet	<1 %
32	<a href="http://repositorio.uan.edu.co">repositorio.uan.edu.co</a> Fuente de Internet	<1 %

33	<a href="http://www.academia.edu">www.academia.edu</a> Fuente de Internet	<1 %
34	<a href="http://repositorio.uteq.edu.ec">repositorio.uteq.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
35	<a href="http://repositorio.utm.edu.ec">repositorio.utm.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
36	<a href="http://repository.uamerica.edu.co">repository.uamerica.edu.co</a> Fuente de Internet	<1 %
37	Submitted to Escuela Politecnica Nacional Trabajo del estudiante	<1 %
38	<a href="http://prezi.com">prezi.com</a> Fuente de Internet	<1 %
39	<a href="http://nanopdf.com">nanopdf.com</a> Fuente de Internet	<1 %
40	<a href="http://pt.scribd.com">pt.scribd.com</a> Fuente de Internet	<1 %
41	<a href="http://qdoc.tips">qdoc.tips</a> Fuente de Internet	<1 %
42	<a href="http://vsip.info">vsip.info</a> Fuente de Internet	<1 %
43	<a href="http://www.dspace.espol.edu.ec">www.dspace.espol.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1 %
44	<a href="http://www.mobilecrusherchina.com">www.mobilecrusherchina.com</a> Fuente de Internet	<1 %

45 vdoc.pub <1 %  
Fuente de Internet

---

46 dokumen.pub <1 %  
Fuente de Internet

---

47 repository.uaeh.edu.mx <1 %  
Fuente de Internet

---

48 Submitted to Universidad Técnica Nacional de Costa Rica <1 %  
Trabajo del estudiante

---

Excluir citas

Activo

Excluir coincidencias < 15 words

Excluir bibliografía

Activo