



Diseño y construcción de una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa “TIEC – Soluciones metalmecánicas”

Cevallos Sosapanta, Alicia Fernanda y Grijalva Fabara, Alejandro Patricio

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Dr. Carrión Matamoros Luis Miguel

9 de agosto del 2023

Tesis_Diseño y Construcción de una v...

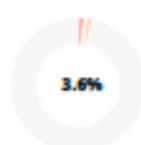
Scan details

Scan time: August 17th, 2023 at 19:46 UTC

Total Pages: 83

Total Words: 20594

Plagiarism Detection



Types of plagiarism		Words
Identical	1.5%	318
Minor Changes	0.5%	108
Paraphrased	1.6%	320
Omitted Words	0%	0

AI Content Detection



Text coverage

- AI text
- Human text

Plagiarism Results: (36)

Neumática: definición y origen | [Suministros Inte... 0.6%

https://suministrointec.com/blog/neumatica_definicion-orige...

Cargando ... COMPRESORES DE AIRE PROTECCIÓN LABORAL EQUIL...

FormatosTrabajosdeTitulacion2022-1.docx 0.5%

<https://biblioteca.espe.edu.ec/wp-content/uploads/2022/04/...>

Calderon Garcia Angel David

[Image:] Nota: Colocar únicamente la página que indica el porcentaje de similitud de la herramienta contratada por la Universidad. Fir...

T-ESPE-052754.pdf 0.5%

<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/36494/1/t-e...>

Juan Pablo Podestà

1 Análisis de la capacidad de las Fuerzas Armadas de Ecuador para enfrentar amenazas híbridas en el marco de la doctrina y leyes vigente...





Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular **Diseño y construcción de una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa “TIEC – Soluciones metalmecánicas”** fue realizado por los señores **Cevallos Sosapanta, Alicia Fernanda y Grijalva Fabara, Alejandro Patricio**; el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 9 de agosto del 2023

Dr. Carrión Matamoros Luis Miguel

CC: 110357467-7



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Cevallos Sospanta, Alicia Fernanda**, con cédula de ciudadanía n°172376420-3 y **Grijalva Fabara, Alejandro Patricio**, con cédula de ciudadanía n°172394853-3, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **Diseño y construcción de una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa "TIEC – Soluciones metalmecánicas"** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 9 de agosto del 2023

Cevallos Sospanta Alicia Fernanda

CC: 172376420-3

Grijalva Fabara, Alejandro Patricio

CC: 172394853-3



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros, **Cevallos Sosapanta, Alicia Fernanda**, con cédula de ciudadanía n°172376420-3 y **Grijalva Fabara, Alejandro Patricio**, con cédula de ciudadanía n°172394853-3, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **Diseño y construcción de una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa "TIEC – Soluciones metalmecánicas"** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 9 de agosto del 2023

Cevallos Sosapanta Alicia Fernanda

CC: 172376420-3

Grijalva Fabara, Alejandro Patricio

CC: 172394853-3

Dedicatoria

Dedico con gran satisfacción esta etapa culminada a Dios y a mis seres queridos, mi familia. A mis padres Anita y Telmo, quienes son mi motivación y fuerza para seguir adelante en mis objetivos y así recompensar el esfuerzo y amor que me han dedicado siempre, Belén mi hermana quien siempre estuvo al pendiente en mi formación tanto profesional como personal, con sus palabras de aliento y de razón me ayudó a tomar decisiones coherentes. Sebastián, Henry mis hermanos quienes siempre estuvieron al pendiente de lo que sucedía en mi entorno, y Maylen mi sobrina quien con su sonrisa alegra mi corazón.

A mis mejores amigos Diego y Valeria, quienes siempre supieron brindarme su apoyo, cariño y amistad incondicional a pesar de la distancia, están presentes y al pendiente.

Desde de lo más profundo de mi corazón me permito compartir este triunfo con cada uno de ellos, porque sé que lo celebrarán con mucha alegría al igual que mi persona.

- Cevallos Sosapanta Alicia Fernanda

Quiero dedicarle el trabajo de titulación a mis padres que me han apoyado, sin su apoyo no hubiera podido enfocarme en mi desarrollo académico les agradezco de todo corazón.

Quiero dedicarle el trabajo de titulación al Ing. Caiza Edwin por haberme dado la oportunidad de ejercer la profesión en su empresa dándome la oportunidad de obtener experiencia para mi desarrollo profesional.

Quiero dedicarle el trabajo de titulación a la MGS. Sonia Alexandra Pérez Molina quien fue mi tutor en la materia de química en los primeros niveles de la carrera, agradezco su apoyo académico en uno los momentos más cruciales para mi carrera universitaria ya que sin su apoyo no hubiera podido aprobar la materia de química de lo contrario probablemente hubiera quedado eliminado de la carrera, por lo cual ofrezco mi más sincero agradecimiento, gracias.

-Grijalva Fabara Alejandro Patricio

Agradecimientos

El principal agradecimiento a Dios, ya que me permitió llegar a culminar una meta más en el trayecto de mi vida, a pesar de los obstáculos siempre supo brindarme paz, fortaleza y paciencia para superar cada uno de ellos.

Agradezco a mis padres Anita y Telmo, por su amor y apoyo que es permanente día tras día, gracias a su ejemplo de esfuerzo, dedicación y trabajo me han enseñado a ser persistente en todo lo que me proponga. A mis hermanos Belén, Sebastián y Henry quienes supieron darme alegrías en los días grises con sus bromas y ocurrencias, sobre todo porque siempre me han extendido la mano en los momentos más difíciles sin esperar nada a cambio. Gracias por su amor, cariño, unión y motivación en toda esta etapa han sido mi eje principal e incondicional.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE por acogerme en sus instalaciones, a los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica que con su guía, enseñanza y vocación me dieron la oportunidad de formarme como una profesional. También porque en este trayecto universitario me permitió conocer muy buenos amigos que fueron un gran apoyo en el diario vivir y pude compartir gratas experiencias desde el primer día en la Universidad.

- Cevallos Sosapanta Alicia Fernanda

Quiero agradecer a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE por haberme dado la oportunidad de iniciar y culminar la carrera de Ing. Mecánica, por el gran aporte académico que me ha compartido, experiencias únicas de la vida universitaria y por los amigos que pude conocer en todo el tiempo de mi desarrollo profesional.

Quiero agradecer a mis amigos Cruz Andi, Gallo Francisco, Vargas Alexis, Flores Bryan y David Heredia por compartir buenos y malos momentos que experimentamos en la carrera.

Quiero agradecer a mi amiga Yaruscuan Alejandra por apoyarme en un momento crucial en mi vida personal, muchas gracias por tenerme paciencia en ese momento de mi vida.

-Grijalva Fabara Alejandro Patricio

Índice de Contenidos

Resumen	25
Abstract.....	26
Capítulo 1. Generalidades	27
Introducción.....	27
Antecedentes.....	27
Definición del problema.....	30
Justificación.....	31
Alcance.....	32
Objetivos	32
Objetivo general	32
Objetivos específicos	32
Objetivo específico 1	32
Objetivo específico 2	32
Objetivo específico 3	32
Objetivo específico 4	33
Objetivo específico 5	33
Objetivo específico 6	33
Capítulo 2. Marco teórico.....	34
Definición de los parámetros de diseño.....	34
Tipos de Mallas	34
Peso máximo por paquete	35
Dimensiones del espacio disponible.....	35
Esquema de la máquina.....	36

	11
Tipos de transmisión de potencia.....	37
Transmisión por cadena.....	37
Engranajes.....	38
Piñón cremallera	39
Tornillos de potencia	39
Definición de neumática y sus productos principales	40
Capítulo 3. Diseño.....	41
Conveyor	42
Parámetros de diseño	42
Esquema del diseño	42
Análisis de rigidez.....	42
Mecanismo de elevación del conveyor.....	46
Tornillo de potencia	46
Parámetros de Diseño	47
Cálculo del diámetro medio y de raíz	47
Selección del coeficiente de fricción	48
Cálculo del torque necesario para subir la carga.....	48
Cálculo del torque necesario para bajar la carga	48
Análisis de esfuerzos en el tornillo de potencia	48
Análisis para la tuerca echa de bronce naval (C83600 SAE40)	53
Diseño del tornillo sin fin	55
Parámetros de diseño.....	55
Geometría del tornillo sin fin.....	55
Análisis de esfuerzos en el tornillo sin fin / corona	57
Geometría de la caja reductora	61
Diseño de la flecha del tornillo sin fin.....	61
Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Y	64

Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Z	65
Cálculo de la resistencia a fatiga	66
Cálculo de los esfuerzos en la flecha A-B	68
Cálculo del diámetro de la flecha	72
Cálculo de la longitud de la chaveta	72
Selección de rodamientos	75
Conjunto del mecanismo de elevación del conveyor	84
Rodillos libres y motrices	85
Rodillos libres	85
Parámetros de diseño	86
Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector	87
Cálculo del factor de seguridad	89
Cálculo del tamaño del perno	90
Selección del rodamiento	91
Geometría del eje del rodillo libre	93
Rodillo Motriz	93
Geometría de la manzana motriz izquierda	94
Geometría de la manzana motriz derecha	95
Sistema de transmisión de potencia de los rodillos	95
Parámetros de diseño	95
Cálculo del torque de salida del reductor	95
Selección de la cadena y catalina para los rodillos motrices	96
Potencia corregida	97
Coeficiente del número de dientes (K1)	98
Coeficiente de multiplicidad (K2)	98
Coeficiente del número de eslabones (K3)	99
Coeficiente del factor de servicio (K4)	101
Coeficiente de la vida útil (K5)	101

Cálculo de la potencia corregida	102
Selección de la cadena.....	102
Tensión transmitida a la cadena.....	104
Cálculo del FS de la cadena.....	105
Mesa giratoria.....	106
Análisis de deflexión de la mesa giratoria.....	106
Parámetros de diseño.....	106
Simulaciones de la deflexión de la mesa giratoria	107
Simulación del diseño con refuerzos	110
Resumen de las deflexiones máximas simuladas	112
Sistema de elevación de la mesa giratoria.....	113
Conjunto de la mesa giratoria “a)”	113
Brazo elevador.....	113
Parámetros de diseño.....	114
Equilibrio del brazo elevador.....	115
Cálculo del contrapeso	115
Conjunto del puente grúa “b)”	117
Componentes principales el sistema de elevación.....	117
Bocín para eje guía	118
Selección del rodamiento lineal para el porta bocín.....	119
Eje guía con cremallera	120
Cargas en el diente	121
Área de análisis.....	121
Análisis de esfuerzo cortante en el diente	121
Cálculo del factor de seguridad	122
Mecanismo de movimiento de la mesa giratorio.....	123
Carro – Guía	123
Cargas aplicadas en el puente grúa	124

Diagrama de fuerzas cortantes	124
Selección del rodamiento lineal para el carro guía.....	126
Diseño del sistema piñón cremallera.....	127
Esfuerzo flexionante AGMA.....	128
Cálculo del esfuerzo flexionante AGMA	134
Esfuerzo flexionante permisible	134
Cálculo del esfuerzo flexionante permisible.....	138
Factor de seguridad a flexión	138
Esfuerzo al contacto AGMA.....	138
Cálculo del esfuerzo al contacto AGMA	140
Esfuerzo al contacto permisible	140
Cálculo del esfuerzo a contacto permisible.....	143
Factor de seguridad por contacto	143
Resumen de análisis del sistema piñón cremallera	143
Torque necesario para rotar la mesa giratoria	143
Cálculo de la velocidad de salida entregada por el servomotor reductor.....	144
Cálculo del torque necesario para rotar la mesa giratoria	146
Guías para malla.....	147
Análisis de la deflexión.....	148
Portador de pistones central	149
Estructura principal.....	149
Cálculo de la deflexión en el perfil estructural	150
Carro	153
Análisis de esfuerzo a cortante.....	154
Selección de rodamientos	155
Actuadores neumáticos	156
Actuador neumático para elevar la mesa giratoria	156
Actuador neumático para las guías de malla	157

Esquema de sujeción del actuador neumático DSBC 32 40	159
Esquema de sujeción del actuador neumático ADN32 30	160
Actuador neumático para ganchos	161
Esquema de sujeción del actuador giratorio DFPD 20 90	162
Cálculo de la fuerza de sujeción	162
Simulación de los actuadores neumáticos.....	163
Estructura principal.....	164
Parámetros de diseño	165
Aplicación de las cargas en la estructura	165
Deflexión en la estructura.....	166
Viga HEB	167
Parámetros de diseño	167
Aplicación de las cargas en la viga	168
Deflexión en la viga HEB	168
Acomodadores.....	169
Parámetros de diseño	169
Aplicación de la carga en el acomodador	170
Deflexión del acomodador.....	171
Capítulo 4. Construcción	173
Conveyor	173
Sistema de elevación del conveyor.....	175
Mesa Giratoria	178
Ensamblaje.....	180
Armario eléctrico y de control	182
Pruebas de funcionamiento de la máquina volteadora	183

	16
Pruebas Iniciales	183
Pruebas Finales	184
Capítulo 5. Análisis económico	186
Costos Directos	186
Costos Indirectos.....	189
Costo Total	190
Capítulo 6. Conclusiones y Recomendaciones	191
Conclusiones	191
Recomendaciones	194
Bibliografía	195
Apéndices.....	197

Índice de Tablas

Tabla 1 <i>Tipos de Mallas electrosoldadas que produce ideal alambrec bekaert.</i>	34
Tabla 2 <i>Clasificación de mallas electrosoldadas.</i>	35
Tabla 3 <i>Valores de Fuerza / Geométricos del tornillo sin fin.</i>	56
Tabla 4 <i>Resumen de las deflexiones de la mesa giratoria para diferentes tipos de perfiles.</i>	112
Tabla 5 <i>Limites del contrapeso de la volteadora de mallas.</i>	117
Tabla 6 <i>Factores de seguridad de un sistema piñón cremallera</i>	143
Tabla 7 <i>Deflexión máxima de algunos perfiles</i>	152
Tabla 8 <i>Reacciones en los puntos de apoyo de la guía de malla</i>	158
Tabla 9 <i>Lista de piezas que conforman el conveyor</i>	173
Tabla 10 <i>Lista de piezas del sistema de elevación del conveyor</i>	175
Tabla 11 <i>Lista de piezas del conjunto mesa giratoria</i>	178
Tabla 12 <i>Lista de subconjuntos que conforman a la volteadora de mallas</i>	180
Tabla 13 <i>Videos durante las pruebas iniciales</i>	183
Tabla 14 <i>Videos durante las pruebas finales</i>	184
Tabla 15 <i>Desglose de los costos directos</i>	186
Tabla 16 <i>Desglose de los costos indirectos</i>	189

Índice de Figuras

Figura 1 <i>Cinta transportadora – Thomas Robins</i>	28
Figura 2 <i>Maquina Volteadora</i>	29
Figura 3 <i>Mallas electrosoldadas.</i>	31
Figura 4 <i>Espacio disponible para la ubicación de la volteadora de mallas.</i>	36
Figura 5 <i>Esquema de la volteadora de mallas.</i>	36
Figura 6 <i>Transmisión de potencia por cadenas.</i>	38
Figura 7 <i>Sistemas de transmisión de potencia por engranajes.</i>	39
Figura 8 <i>Sistema de transmisión de potencia piñon - cremallera.</i>	39
Figura 9 <i>Sistema de transmisión de potencia tornillo de potencia</i>	40
Figura 10 <i>Componentes de un sistema neumático.</i>	41
Figura 11 <i>Esquema de la estructura del conveyor.</i>	42
Figura 12 <i>Carga distribuida en el conveyor.</i>	43
Figura 13 <i>Resultados de la deflexión máxima (4.51 mm) en el tramo AB & CD.</i>	43
Figura 14 <i>Resultados de la deflexión máxima (3.622 mm) en el tramo BC.</i>	44
Figura 15 <i>Deformación máxima (3.26 mm) en un análisis modal con un comportamiento desigual.</i> .	45
Figura 16 <i>Deflexión máxima del conveyor (2.87 mm) en un análisis modal con un comportamiento uniforme.</i>	45
Figura 17 <i>a) Rosca cuadrada, b) Rosca Acme.</i>	46
Figura 18 <i>Geometría de un tornillo de potencia y diagrama de fuerzas existentes a) subir la carga; b) bajar la carga.</i>	46
Figura 19 <i>Tabla de coeficientes de fricción para acero y bronce</i>	48
Figura 20 <i>Acero al carbono para maquinaria AISI 1045</i>	51
Figura 21 <i>Plano del tornillo de potencia</i>	53
Figura 22 <i>Propiedades mecánicas del bronce naval</i>	53
Figura 23 <i>Plano de la corona / tuerca del tornillo de potencia.</i>	54

Figura 24 <i>Geometría general del tornillo sin fin / corona</i>	56
Figura 25 <i>Factor dinámico Kv</i>	58
Figura 26 <i>Factores de sobrecarga Ko</i>	59
Figura 27 <i>Geometría de la caja reductora para el sistema tornillo sin fin / corona.</i>	61
Figura 28 <i>Geometría del tornillo sin fin con dos entradas.</i>	61
Figura 29 <i>Cargas Aplicadas el eje de la flecha A-B</i>	62
Figura 30 <i>Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Y de la flecha A-B.</i>	64
Figura 31 <i>Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Z de la flecha A-B.</i>	65
Figura 32 <i>Tabla de coeficientes para el factor de superficie</i>	66
Figura 33 <i>Factores de concentradores de esfuerzo.</i>	69
Figura 34 <i>Factores de sensibilidad para aceros.</i>	70
Figura 35 <i>Concentradores por cargas sometidas a impacto</i>	71
Figura 36 <i>Esquema de las fuerzas que se aplican sobre una chaveta</i>	73
Figura 37 <i>Tabla de dimensiones de chavetas y sus tolerancias.</i>	73
Figura 38 <i>Plano del eje de transmisión de potencia y conexión entre cajas reductoras.</i>	74
Figura 39 <i>Tabla de comparación de rendimiento de los tipos de rodamientos.</i>	75
Figura 40 <i>Determinación de la carga radial equivalente para rodillos cónicos.</i>	76
Figura 41 <i>Dimensiones y datos técnicos de los rodamientos cónicos.</i>	76
Figura 42 <i>Ecuaciones de la vida nominal efectiva.</i>	78
Figura 43 <i>Ajustes recomendados en los ejes para rodamientos radiales.</i>	80
Figura 44 <i>Comparación entre lubricación con grasa y con aceite.</i>	81
Figura 45 <i>Intervalo de reengrase</i>	82
Figura 46 <i>Características de las grasas.</i>	83
Figura 47 <i>Características de las grasas líticas</i>	83
Figura 48 <i>Conjunto y despiece del sistema de elevación del conveyor.</i>	84
Figura 49 <i>Conjunto del conveyor con rodillos libres y motrices.</i>	85

Figura 50 <i>Conjunto del rodillo libre.</i>	85
Figura 51 <i>Diagrama de cuerpo libre del rodillo libre.</i>	86
Figura 52 <i>Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector del rodillo.</i>	87
Figura 53 <i>Dimensiones de tuberías sin costura.</i>	88
Figura 54 <i>Propiedades mecánicas del acero A106.</i>	89
Figura 55 <i>Propiedades mecánicas de los pernos de la serie métrica.</i>	90
Figura 56 <i>Dimensiones del rodamiento rígido de bolas.</i>	92
Figura 57 <i>Dimensiones del eje del rodillo libre.</i>	93
Figura 58 <i>Esquema del conjunto del rodillo motriz.</i>	94
Figura 59 <i>Geometría de la manzana del rodillo motriz lado izquierdo.</i>	94
Figura 60 <i>Geometría de la manzana del rodillo motriz lado derecho.</i>	95
Figura 61 <i>Geometría de la catalina 50B13</i>	96
Figura 62 <i>Geometría de la catalina doble para cadena simple.</i>	97
Figura 63 <i>Coeficiente del número de dientes.</i>	98
Figura 64 <i>Tabla del coeficiente de multiplicidad.</i>	98
Figura 65 <i>Tabla de coeficientes K.</i>	99
Figura 66 <i>Tabla del coeficiente del número de eslabones.</i>	100
Figura 67 <i>Coeficiente del factor de servicio.</i>	101
Figura 68 <i>Tabla del coeficiente de vida útil.</i>	101
Figura 69 <i>Grafica para seleccionar el tipo de cadena.</i>	103
Figura 70 <i>Dimensiones de la catalina 50B13.</i>	104
Figura 71 <i>Tabla de características mecánicas de las cadenas ANSI.</i>	105
Figura 72 <i>Esquema de la mesa giratoria.</i>	106
Figura 73 <i>Diseño de la mesa giratoria.</i>	106
Figura 74 <i>Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x3 para una carga de 30 Kg.</i>	107
Figura 75 <i>Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 60x40x3 para una carga de 30 Kg.</i>	107

Figura 76 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x3 para una carga de 30 Kg.	108
Figura 77 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x4 para una carga de 30 Kg.	108
Figura 78 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 100x50x4 para una carga de 30 Kg.	109
Figura 79 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x4 para una carga de 30 Kg.	110
Figura 80 Diseño con refuerzos de la mesa giratoria.....	110
Figura 81 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x4 para una carga de 30 Kg.	111
Figura 82 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 100x50x4 para una carga de 30 Kg.	111
Figura 83 Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x3 para una carga de 30 Kg.	112
Figura 84 a) Conjunto de la mesa giratoria, b) Sistema de elevación.....	113
Figura 85 Brazo elevador de la mesa giratoria.	114
Figura 86 Reacciones de la mesa giratoria en los puntos de apoyo.	114
Figura 87 Esquema del brazo elevador de la mesa giratoria.....	115
Figura 88 Grafica de la ecuación del contrapeso.	116
Figura 89 Estructura principal del puente grúa.	117
Figura 90 Componentes principales el sistema de elevación.....	117
Figura 91 Porta bocín para el eje guía.....	118
Figura 92 Dimensiones del rodamiento lineal.....	119
Figura 93 Dimensiones interiores del porta bocín.....	120
Figura 94 Geometría de un engranaje recto.....	121
Figura 95 Propiedades mecánicas del acero cromado 440A.	122
Figura 96 Plano de conjunto el puente grúa y el sistema de movimiento.....	123
Figura 97 CAD del carro guía para el puente grúa.....	124
Figura 98 Cargas aplicadas sobre el puente grúa.....	124
Figura 99 Diagrama de fuerzas cortantes del puente grúa.	125
Figura 100 Capacidad de carga dinámica básica.....	126
Figura 101 Cremallera M4.....	128

Figura 102 <i>Grafica para determinar el factor geométrico de engranajes rectos.</i>	129
Figura 103 <i>Definición de las distancias S, S_1.</i>	131
Figura 104 <i>Constantes empíricas A, B y C.</i>	132
Figura 105 <i>Factor de espesor del aro</i>	133
Figura 106 <i>Geometría del piñón M4 Z18</i>	133
Figura 107 <i>Factor de ciclos de esfuerzo</i>	135
Figura 108 <i>Factores de confiabilidad</i>	136
Figura 109 <i>Esfuerzo de flexión permisible.</i>	137
Figura 110 <i>Propiedades mecánicas del acero AISI 4340</i>	137
Figura 111 <i>Coeficiente elástico de algunos materiales</i>	139
Figura 112 <i>Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura</i>	141
Figura 113 <i>Resistencia a la fatiga por contacto</i>	142
Figura 114 <i>Simplificación de la geometría de la mesa giratoria</i>	144
Figura 115 <i>Coeficientes de fricción de los rodamientos</i>	145
Figura 116 <i>Dimensiones de las guías de malla</i>	147
Figura 117 <i>Diagrama de la carga aplicada y puntos de apoyo</i>	147
Figura 118 <i>Mallado del ángulo</i>	148
Figura 119 <i>Aplicación de carga y puntos de apoyo</i>	148
Figura 120 <i>Resultados de la deflexión</i>	148
Figura 121 <i>Portador de pistones móvil</i>	149
Figura 122 <i>Diagrama de deflexión para el perfil 100x100x4</i>	150
Figura 123 <i>Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector</i>	151
Figura 124 <i>Carro para el portador de pistones móvil</i>	153
Figura 125 <i>Tipos de ruedas del carro para el portador de pistones</i>	153
Figura 126 <i>Geometría del pasador de las ruedas</i>	154
Figura 127 <i>Dimensiones de los rodamientos rígidos de bolas</i>	155

Figura 128 Actuador neumático modelo DSBC	157
Figura 129 Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores tipo DSBC	157
Figura 130 Fuerza de reacción en la guía de malla.....	158
Figura 131 Sistema de sujeción para el actuador neumático DSBC 32 40.....	159
Figura 132 Actuador neumático compacto.....	159
Figura 133 Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores compactos tipo ADN	160
Figura 134 Sistema de sujeción para el actuador neumático ADN 32 30.....	160
Figura 135 Actuador giratorio	161
Figura 136 Torque teórico en función de la presión suministrada.....	161
Figura 137 Sistema de sujeción para el actuador giratorio	162
Figura 138 Esquema de conexiones neumáticas	163
Figura 139 Estructura principal.....	164
Figura 140 Definición de las cargas de diseño	165
Figura 141 Deflexión de la estructura principal vista isométrica.....	166
Figura 142 Deflexión en la estructura principal vista lateral izquierda	166
Figura 143 Viga HEB100.....	167
Figura 144 Aplicación de la carga de diseño sobre la viga HEB.....	168
Figura 145 Deflexión en la viga HEB	168
Figura 146 Acomodador lateral	169
Figura 147 Aplicación de la carga de diseño sobre el acomodador lateral	170
Figura 148 Deflexión en el acomodador lateral.....	171
Figura 149 Factor de seguridad	171
Figura 150 Plano de conjunto del conveyor.....	173
Figura 151 Proceso de soldadura del conveyor.....	174
Figura 152 Sistema de elevación del conveyor	175
Figura 153 Sistema de elevación del conveyor	176

Figura 154 <i>Caja reductora</i>	177
Figura 155 <i>Plano de conjunto de la mesa giratoria</i>	178
Figura 156 <i>Conjunto mesa giratoria</i>	179
Figura 157 <i>Plano de conjunto de la volteadora de mallas</i>	180
Figura 158 <i>Volteadora de mallas vista Isométrica</i>	181
Figura 159 <i>Volteadora de mallas vista lateral</i>	182
Figura 160 <i>Armario eléctrico y de control</i>	183

Resumen

En la empresa "IDEAL ALAMBREK", planta T área de producción de las electro mallas soldadas, se realiza el volteo de las mismas de forma manual por dos operadores ocasionando fatiga, lesiones a largo plazo, por lo cual realizan una licitación del diseño y construcción de una maquina volteadora de mallas la cual debe regularse para tres tipos de mallas (pequeña, mediana y grande), la empresa encargada del proyecto es "TIEC-Soluciones Metalmecánicas" la cual se compromete a diseñar y construir una máquina que sea capaz de voltear los tres diferentes tipos de mallas aplicando la ingeniería mecánica, como el diseño de un reductor de velocidad por tornillo sin fin -corona, estructuras metálicas, análisis de esfuerzos en los elementos mecánicos primordiales, selección de elementos mecánicos como, cadenas, catalinas, rodamientos, diseño de sistemas de transmisión de potencia, neumática, simulaciones, utilización de programas computarizados enfocados en CAD/CAE optimizando así el diseño del proyecto, llevándolo a converger en la construcción de una maquina automática que es capaz de voltear cada tipo de malla, apilado de la malla y extracción del paquete deseado, logrando así superar el tiempo estimado de cada paquete producido además de reducir los operadores a uno por turno lo cual les permite distribuir el personal en otras áreas de producción, adicionalmente de eliminar los problemas médicos que se presentan en el operador.

Palabras claves: volteadora, diseñar, construir, esfuerzos, transmisión.

Abstract

In the company "IDEAL ALAMBREK", plant T production area of the welded electro meshes, they are turned manually by two operators causing fatigue, long term injuries, for which they carry out a tender for the design and construction of a mesh turning machine which must be regulated for three types of meshes (small, medium and large), the company in charge of the project is "TIEC-Soluciones Metalmecánicas" which is committed to designing and building a machine that is capable of rotating the three different types of meshes applying mechanical engineering, such as the design of a worm-gear speed reducer, metallic structures, stress analysis in the main mechanical elements, selection of mechanical elements such as chains, catalines, bearings, design of power transmission systems, pneumatics, simulations, use of computer programs focused on CAD / CAE thus optimizing the design of the project, leading it to converge in the construction of an automatic machine that is capable of rotating each type of mesh, stacking the mesh and extracting the desired package, thus managing to exceed the estimated time of each package produced in addition to reducing the operators to one per shift which allows them to distribute the personnel in other production areas, in addition to eliminating the medical problems that arise in the operator.

Keywords: mesh turner, design, build, stress, transmission.

Capítulo 1. Generalidades

Introducción

Las máquinas volteadoras de mallas electrosoldadas son equipos utilizados en la industria de la construcción para voltear y mover paneles de mallas electrosoldadas, estas mallas son estructuras metálicas formadas por alambres longitudinales y transversales que se entrelazan en puntos de soldadura, creando una red resistente y rígida.

La máquina volteadora de mallas electrosoldadas se encuentra en el desarrollo de las técnicas mecánicas y en la necesidad de manipular y transportar paneles de mallas de manera eficiente en la industria de la construcción. La utilización del sistema de conveyor tiene como objetivo principal agilizar y optimizar la cadena de suministros, mejorar la eficiencia y reducir los costos que se encuentren asociados con la manipulación manual de las mallas electrosoldadas, ya que el sistema de conveyor consiste en una serie de elementos mecánicos, como son las cintas transportadoras, rodillos, cadenas, que permiten el movimiento continuo del objeto a lo largo de una trayectoria definida.

El diseño y construcción de una volteadora de malla electrosoldada es una solución eficiente y versátil que permite el movimiento automatizado de objetos, productos o materiales en entornos industriales, siendo que su implementación proporciona beneficios significativos en términos de eficiencia, productividad y seguridad laboral.

Antecedentes

El sistema mecánico conveyor se remonta a la antigüedad donde se utilizaban métodos de transporte muy arcaicos como fueron los rodillos de madera o piedra, para el movimiento de los objetos pesados, por lo cual este método fue muy limitado en cuanto a eficiencia y capacidad de carga. A partir del siglo XIX Thomas Robins patenta un diseño de cinta transportadora, la cual

consistió el transporte continuo de materiales desde un punto hacia otro considerando una larga distancia, siendo así este invento se considera como un sistema de cintas transportadoras modernas.

Figura 1

Cinta transportadora – Thomas Robins



Nota. En la figura se muestra una cinta transportadora (Conveyor) del siglo XIX hasta la actualidad, por (Google Imágenes, 2023).

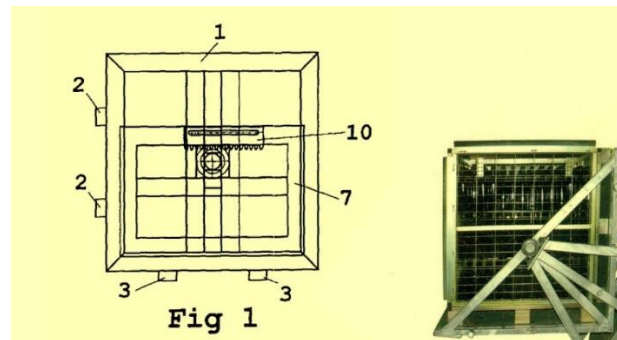
A medida que avanzaba el siglo XX, los conveyor tomaron mayor importancia dentro de la industria desde la fabricación hasta la minería, siendo que cada vez lo fueron adaptando a diferentes necesidades, estos conveyor fueron de rodillos, cadenas y de tornillos.

Además, las máquinas volteadoras de mallas electrosoldadas se remontan al desarrollo de las técnicas de soldadura de alambre en la industria del acero, a mediado del siglo XX, se comenzaron a utilizar máquinas de soldadura eléctrica para unir alambres y formar mallas metálicas. Siendo que estas mallas se utilizan principalmente en la construcción de estructuras de hormigón armado, como refuerzo para paredes y losas.

A mediados del siglo XX, surgen los primeros diseños para voltear y agitar materiales de un peso elevado de manera eficiente, siendo que estos primeros diseños fueron generalmente accionados por motores de combustión interna y presentaban su estructura simple pero robusta.

Figura 2

Maquina Volteadora



Nota. En la figura se muestra un esquema del sistema mecánico encargado de girar las mallas electrosoldadas, por (Google Imágenes, 2023).

Las primeras máquinas volteadoras de mallas electrosoldadas eran equipos simples, que se encontraban accionados manualmente o por medio de sistemas mecánicos simples, siendo así con el avance tecnológico y la automatización industrial se han ido desarrollando máquinas y equipos más eficientes y sofisticados.

Con el tiempo, se hizo evidente la necesidad de voltear y mover los paneles de mallas electrosoldadas de una manera más eficiente y segura dentro de producción, esto llevó al desarrollo de las máquinas volteadoras de mallas, ya que se encuentran diseñadas para manipular mallas de diferentes tamaños y pesos, accediendo su giro de manera controlada y facilitando su transporte.

Alguno de los avances más relevantes incluye:

1. Máquinas volteadoras de construcción: estas máquinas tienen como objetivo principal el facilitar la separación de materiales de construcción, reduciendo el esfuerzo humano de los operadores.
2. Máquinas volteadoras de compost: estas máquinas se encuentran diseñadas para voltear y mezclar compost de gran volumen, promoviendo la aireación y el proceso de descomposición

En la actualidad las máquinas volteadoras de mallas electrosoldadas suelen ser equipos motorizados que utilizan sistemas hidráulicos o eléctricos para controlar el giro y la manipulación de los paneres de mallas. Algunas máquinas incluso cuentan con sistemas de agarre automatizados que permiten un manejo más preciso y seguro de las mallas, para evitar el esfuerzo continuo por parte de los operadores.

El sector industrial siempre está innovando en cuanto a dar una solución a través de técnicas, con el advenimiento de la automatización y la tecnología de control, los conveyer han ido evolucionando junto con las máquinas volteadoras, ya que se utilizan en diversas industrias, incluyendo construcción, alimentos, automotriz, minería, etc. siendo que han demostrado ser una solución efectiva para el transporte y manipulación de materiales a gran escala, por lo cual optimizan recursos como el tiempo y costos operativos, mejorando la productividad.

Definición del problema

La empresa "IDEAL ALAMBRECK BEKAERT" comenta que en la planta T en la maquina MG-16 (Electrosoldadura) la cual se encarga de producir varios tipos de mallas electrosoldadas (figura 1), los operadores presentan fatiga muscular durante y después de su turno de trabajo debido al esfuerzo continuo que se presenta al momento de voltear las mallas electrosoldadas, si bien no es un problema inmediato o a corto plazo que impida al operador ejercer sus funciones, sin embargo a largo plazo puede generar dolores de espalda que impidan el trabajo continuo del operador.

Figura 3

Mallas electrosoldadas.



Nota. En la figura 3 se muestra una malla electrosoldada la cual fue extraída del catálogo de productos de Ideal Alambrec, (BEKAERT, 2023).

Adicionalmente la empresa ha analizado los costos beneficios y han decidido implementar una máquina que se encargue de voltear los diferentes tipos de mallas que produce la máquina MG-16.

Actualmente no existe una máquina en el mercado que cumpla con los requisitos de la empresa por lo cual ha realizado un concurso con sus principales proveedores los cuales deben presentar una propuesta de la máquina a construir.

Justificación

Con la construcción de la volteadora de mallas para la MG-16 el cliente obtendría beneficios como:

- Eliminación de la fatiga del operador.
- Reducción del personal a un operador por turno (actualmente cuentan con dos operadores por turno).
- Reducción del tiempo de producción.
- Reducción del 50% del espacio de empaquetado.

Alcance

“IDEAL ALAMBRECK BEKAERT” ha solicitado que la empresa “TIEC – Soluciones Metalmecánicas” sea la encargada de llevar a cabo el diseño y construcción de la volteadora de mallas para la MG-16.

“TIEC” propone entregar el proyecto en 6 meses a partir de haber realizado el anticipo del 40% por parte del cliente (“IDEAL ALAMBRECK BEKAERT”). La volteadora de mallas será capaz de recibir tres tipos de mallas V5, V7 y V9, una capacidad de carga de 1.5 toneladas para el conveyor (Cama de rodillos), debe cumplir con un ciclo de trabajo mínimo de 68 segundos, tener capacidad de expulsar el paquete de mallas que tiene un peso máximo de 1.5 toneladas.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar y construir una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa “TIEC – SOLUCIONES METALMECANICAS”

Objetivos específicos

Objetivo específico 1

Diseñar y construir el conveyor (cama de rodillos) para una carga de 1.5 toneladas y el sistema de elevación del mismo.

Objetivo específico 2

Diseñar y construir la mesa giratoria que soportara una carga de 30 kg (peso de la malla), el sistema de elevación y giro de la misma.

Objetivo específico 3

Diseñar y construir el sistema de transmisión de potencia para los rodillos motrices.

Objetivo específico 4

Diseñar y construir guías de la Malla y su sistema neumático.

Objetivo específico 5

Diseñar y construir la estructura principal de la máquina que va a soportar una carga de 1.5 toneladas.

Objetivo específico 6

Diseñar y construir los acomodadores de la malla.

Capítulo 2. Marco teórico

Definición de los parámetros de diseño.

Tipos de Mallas

“IDEAL ALAMBRECK BEKAERT” produce diferentes tipos de mallas electrosoldadas las cuales son:

Tabla 1

Tipos de Mallas electrosoldadas que produce ideal alambrec bekaert.

Vigas Armex										
Tipo	Longitud [m]	Secc. Transv.		Varillas Principales	Ø Principal [mm]	Ø Estribos [mm]	Estribos		Peso	
		A [cm]	B [cm]				Núm.	Separación [cm]	kg/u	kg/m
V1	6,50	10,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	9,51	1,46
V2	6,50	15,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	9,91	1,52
V3	6,50	15,00	15,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	10,30	1,58
V4	6,50	20,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	10,30	1,58
V-C5	6,50	15,00	10,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	16,86	2,59
V-C6	6,50	15,00	15,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	17,61	2,71
V-C7	6,50	20,00	10,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	17,61	2,71
V-C8	6,50	15,00	15,00	4,00	12,00	6,00	40,00	15,00	28,59	4,40
V-C9	6,50	25,00	15,00	4,00	12,00	6,00	40,00	15,00	30,36	4,67

Nota. En la tabla 1 se muestran los tipos de mallas que produce ideal alambrec, así como las dimensiones y propiedades mecánicas de cada una.

Los tipos de mallas que va a trabajar la volteadora de malla son V-C5, V-C6, V-C7, V-C8 y V-C9 las cuales tienen un ancho de 630, 730, 730, 730 & 930 mm por los cuales podemos clasificarlas para nuestro diseño como 3 tipos de mallas.

Tabla 2

Clasificación de mallas electrosoldadas.

Clasificación	Tipo	Dimensiones (mm)
Malla Pequeña	V-C5	630 x 6500
Malla Mediana	V-C6, V-C7 & V-C8	730 x 6500
Malla Grande	V-C9	930 x 6500

Nota. En la tabla 2 se clasifican los tipos de mallas que va a trabajar la volteadora.

Peso máximo por paquete

El paquete máximo está formado por 50 mallas electrosoldadas, para cada tipo de malla por lo que el peso máximo se debería calcular con la malla más pesada que es la V-C9.

$$P_{max} = P_{unidad} * \#mallas$$

$$P_{max} = 30.36 \frac{kg}{unidad} * 50 unidades = 1518 kg$$

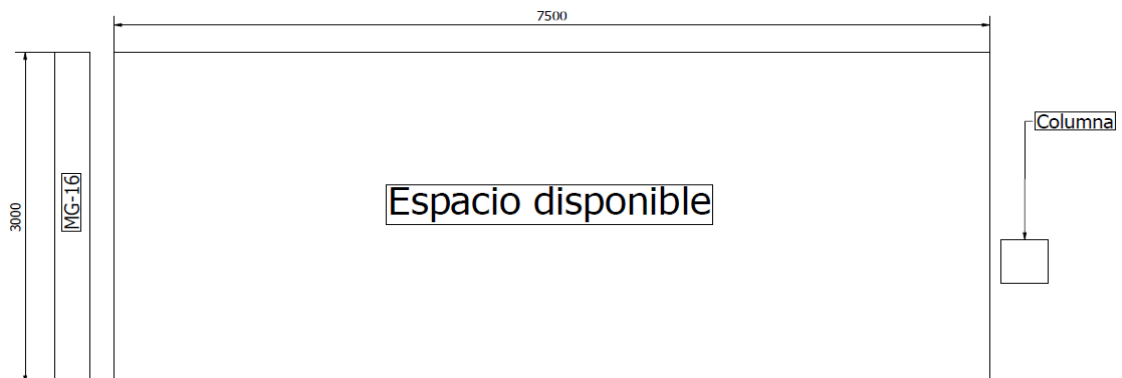
La carga de diseño para el conveyor debería ser de 1.5 toneladas más la carga muerta de la estructura del conveyor.

Dimensiones del espacio disponible

El espacio disponible que debería ocupar la volteadora de mallas es de 3 x 7.5 x 4 metros de altura.

Figura 4

Espacio disponible para la ubicación de la volteadora de mallas.

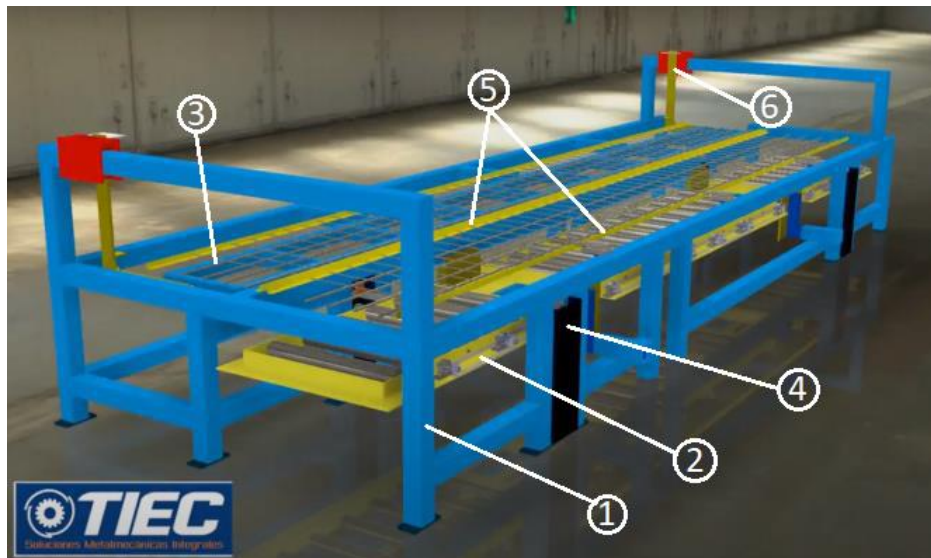


Nota. En la figura 4 se muestra el espacio disponible en la empresa "Ideal" donde se ubicará la volteadora de mallas.

Esquema de la máquina

Figura 5

Esquema de la volteadora de mallas.



Nota. En la figura 5 se muestra el esquema inicial propuesto a "Ideal" de la volteadora de mallas.

Partes principales de la volteadora de mallas.

1. Estructura Principal

2. Conveyor
3. Mesa giratoria.
4. Sistema de elevación conveyor.
5. Guías malla.
6. Sistema de elevación mesa giratoria.

Tipos de transmisión de potencia

Los sistemas de transmisión de potencia permitir transmitir la energía de una fuente, eléctrica o mecánica a otro elemento mecánico variando la velocidad y torque según sea necesario, los sistemas de transmisión de potencias que se utilizaran son:

Transmisión por cadena

Se utiliza para transmitir potencia entre dos ejes con poleas dentadas que se encuentran separadas entre sí. Tienen un uso amplio en las máquinas industriales. Entre los principales beneficios de este tipo, se encuentran:

- No patina entre los mecanismos.
- La capacidad de transmisión es elevada debido a la resistencia de las cadenas.
- Respecto a las transmisiones por engranajes, el peso es mucho menor.
- Al ser más compacta puede caber en espacios reducidos.
- Su eficiencia mecánica es mayor, por lo que genera poca fricción.
- Soporta entornos con condiciones adversas (húmedo, corrosivo, abrasivo, entre otros) y con altas temperaturas.

Figura 6

Transmisión de potencia por cadenas.



Nota. En la figura 6 se observa dos catalinas unidas por una cadena de transmisión de potencia de doble hilera, por (Tidisac, 2023).

Engranajes

La transmisión de potencia por engranajes, funciona por el acoplamiento de dos ruedas dentadas, una motriz y otra conducida. Sus principales aspectos característicos son:

- Pueden manejar cargas más altas.
- El uso de varios engranajes permite que varíe la relación, velocidad de rotación y dirección.
- Su durabilidad y lo robustos que son garantizan una larga vida útil.
- Favorecen a una alta eficiencia y no se deslizan con facilidad.
- Tiene una configuración compacta por lo que, aunque aumenta el peso permite una transmisión alta de potencia mecánica.

Figura 7

Sistemas de transmisión de potencia por engranajes.



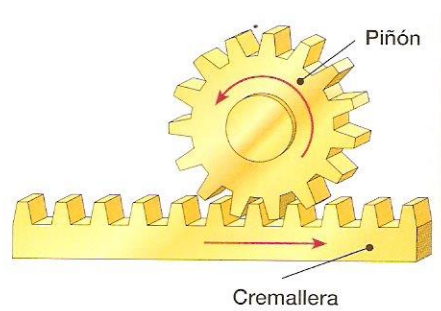
Nota. En la figura 7 se muestra un sistema de transmisión de potencias por engranajes rectos, por (Funcion, 2023).

Piñón cremallera

En el sistema piñón cremallera además de transmitir la potencia de un elemento mecánico a otro también cambia la dirección del movimiento transformándolo de un movimiento circular a un movimiento lineal.

Figura 8

Sistema de transmisión de potencia piñon - cremallera.



Nota. En la figura 8 se muestra un sistema piñón – cremallera el cual se encarga de transformar el movimiento rotativo en lineal, por (mecanismo, 2023).

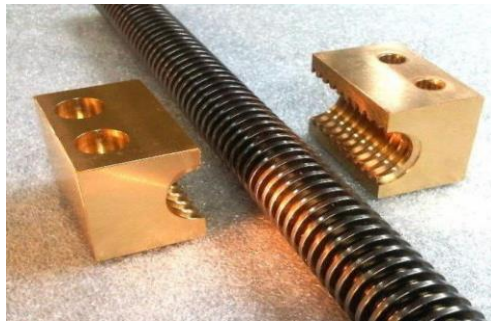
Tornillos de potencia

Al igual que el piñón cremallera sirve para transformar el movimiento circular a uno lineal con la diferencia de poder elevar altas cargas, las partes principales son tornillo y tuerca, el elemento

motriz por lo general es el tornillo y el conductor es la tuerca que esta acoplada al elemento que se desea elevar.

Figura 9

Sistema de transmisión de potencia tornillo de potencia



Nota. En la figura 9 se observa un tornillo de potencia y una tuerca dividido en 2 partes, por (Ingemecanica, 2023).

Definición de neumática y sus productos principales

Neumática

La neumática es el estudio de gases, en especial aire comprimido como transmisión de energía para hacer funcionar componentes mecánicos que aprovechan la presión del aire comprimido para transformarlo en fuerzas, movimientos lineales, giratorios, la neumática es fundamentalmente utilizada en las industrias que buscan la automatización de sus equipos.

Componentes de un sistema neumático

Los subsistemas que componen los sistemas neumáticos podemos destacar los siguientes:

Figura 10

Componentes de un sistema neumático.



Nota. En la figura 10 se muestra los componentes de un sistema neumático industrial, por Intec 2023.

1. Compresor de aire. Toma el aire ambiente y le incrementa su presión.
2. Motor del compresor. Encargado de hacer trabajar al compresor.
3. Manómetro.
4. Presostato.
5. Válvula anti-retorno.
6. Válvula de seguridad.
7. Depósito o sistema de almacenamiento neumático. Tiene por objetivo mejorar el comportamiento y eficiencia del sistema.
8. Válvula de seguridad.
9. Secador de aire comprimido.
10. Filtros de línea
11. Red de aire comprimido para transportar el aire hasta el punto necesitado.
12. Actuadores lineales y rotativos.

Capítulo 3. Diseño

Conveyor

Parámetros de diseño

Peso del paquete de mallas

$$P_{carga} = 1.5 \text{ ton}$$

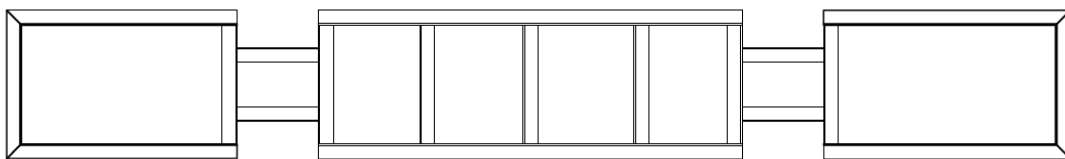
Dimensiones mínimas

$$A_{dimension} = 1000 \times 6500 \text{ mm}$$

Esquema del diseño

Figura 11

Esquema de la estructura del conveyor.



Nota. En la figura 11 se muestra la estructura principal del conveyor el cual se encargará de elevar la carga y de sacar el producto una vez completado el paquete.

Análisis de rigidez

El conveyor constara de 4 puntos de apoyo que ejercerán el mecanismo de elevación del conveyor.

Debido a la facilidad para el montaje de chumaceras para los rodillos motrices se decidió colocar un ángulo de 100x100x10 mm.

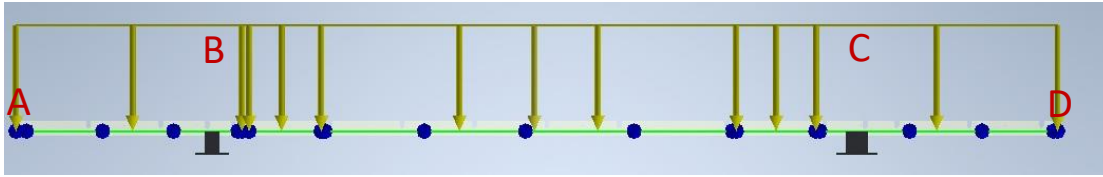
Carga distribuida en el perfil estructural

$$W_{carga} = \frac{P_{carga}}{L_{conveyor}}$$

$$W_{carga} = \frac{1500 \text{ kg}}{7 \text{ m}} = 214.286 \approx 215 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Figura 12

Carga distribuida en el conveyor.



Nota. En la figura 12 se representa la carga distribuida aplicada a la estructura principal del conveyor para su análisis de deflexión desarrollado en el programa Inventor y ANSYS.

Cálculo de la deflexión en el perfil estructural

Para realizar un análisis de la deflexión máxima se va a proceder a dividir en 3 tramos, AB, BC, CD con un claro de 1.6, 4, 1.6 m, respectivamente.

Tramo AB & CD

$$\delta_{maxAB} = \frac{W_{carga} * L^4}{8 * E * I}$$

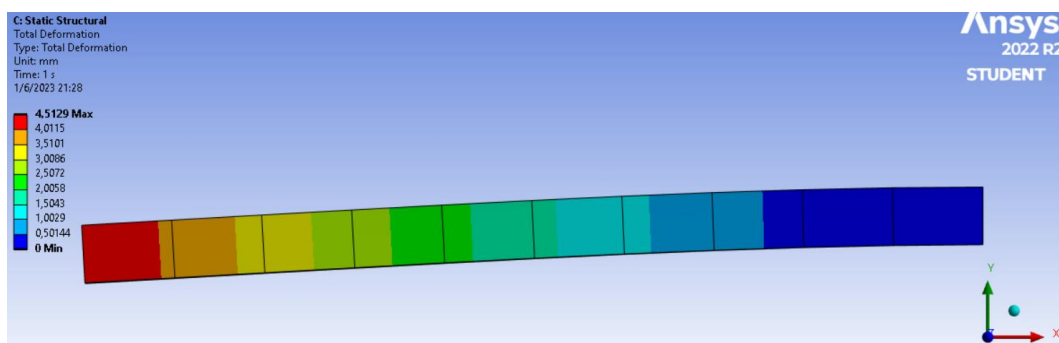
$$\delta_{maxAB} = \frac{215 * 9.81 \frac{N}{m} * 1600^4 mm^4 * 1000}{8 * 200E9 \frac{N}{m^2} * 1.80654 * 10^6 mm^4}$$

$$\delta_{maxAB} = 4.799 mm$$

Simulación de deflexión

Figura 13

Resultados de la deflexión máxima (4.51 mm) en el tramo AB & CD.



Nota. En la figura 13 se presentan los resultados de la deflexión del primer tramo que a su vez es idéntico al tercer tramo del conveyor simulados en ANSYS.

Tramo BC

$$\delta_{maxBC} = \frac{W_{carga} * L^4}{384 * E * I}$$

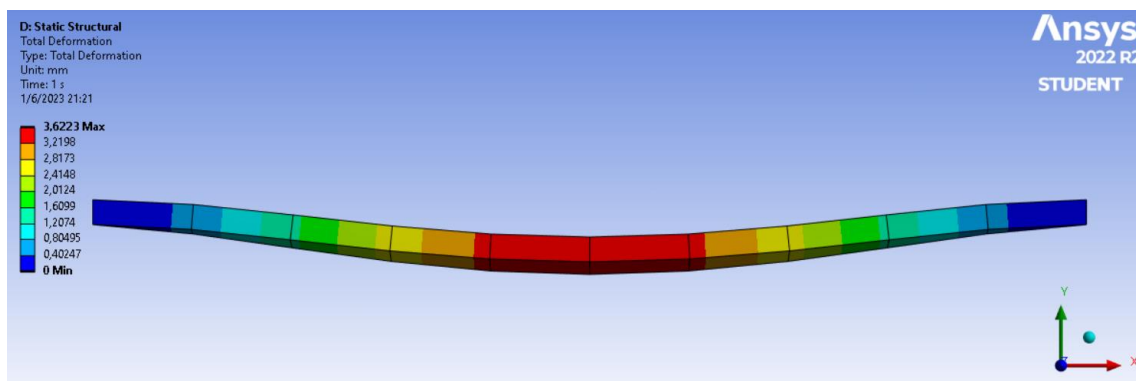
$$\delta_{maxBC} = \frac{215 * 9.81 \frac{N}{m} * 4000^4 mm^4 * 1000}{384 * 200E9 \frac{N}{m^2} * 1.80654 * 10^6 mm^4}$$

$$\delta_{maxBC} = 3.90 mm$$

Simulación de deflexión

Figura 14

Resultados de la deflexión máxima (3.622 mm) en el tramo BC.



Nota. En la figura 14 se presentan los resultados de la deflexión del segundo tramo del conveyor simulados en ANSYS.

Existe una deflexión máxima de 3.622 mm en la mitad del conveyor por lo cual se deben aplicar correcciones en el diseño del conveyor.

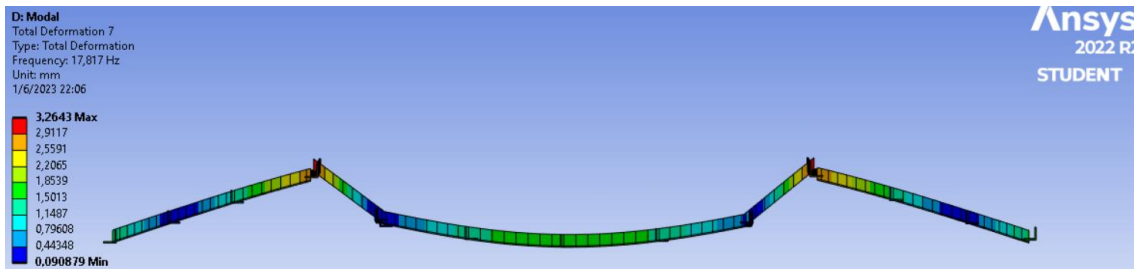
Correcciones

Para evitar una deflexión alta se opta por colocar refuerzos en la parte inferior de la estructura del conveyor para otorgarle más rigidez y evitar el pandeo del mismo al momento de elevar el conveyor.

Simulación del conveyor análisis modal sin refuerzo

Figura 15

Deformación máxima (3.26 mm) en un análisis modal con un comportamiento desigual.

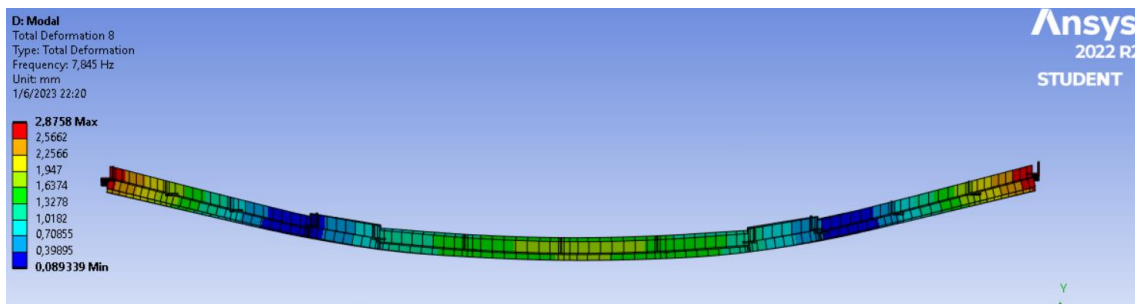


Nota. En la figura 15 se observa una deformación desigual debido a la falta de rigidez única de un tramo con otro.

Simulación del conveyor análisis modal con refuerzo.

Figura 16

Deflexión máxima del conveyor (2.87 mm) en un análisis modal con un comportamiento uniforme.



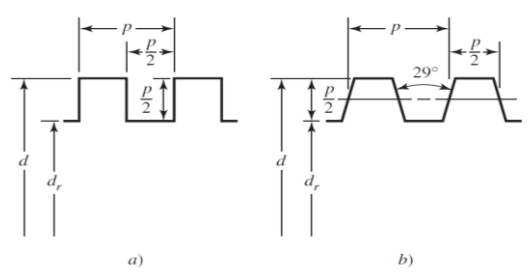
Nota. En la figura 16 al colocar los refuerzos en la parte inferior del conveyor se puede observar que tenemos una deformación uniforme y una rigidez única de todos los tramos.

Mecanismo de elevación del conveyor

Tornillo de potencia

Figura 17

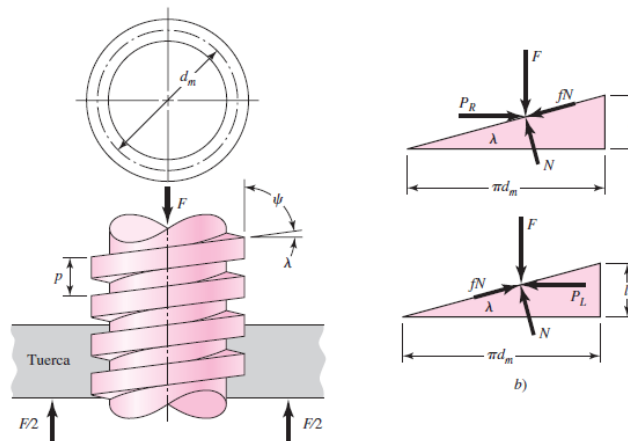
a) Rosca cuadrada, b) Rosca acmé.



Nota. En la figura 17 se representa la diferencia geométrica entre una rosca cuadrada y una rosca acmé, por (Nisbett, 2008).

Figura 18

Geometría de un tornillo de potencia y diagrama de fuerzas existentes a) subir la carga; b) bajar la carga.



Nota. En la figura 18 se representan las fuerzas existentes en un tornillo de potencia y en la tuerca, por(Nisbett, 2008).

Torque para subir la carga.

$$T_{subida} = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{l + \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right)$$

Torque para bajar la carga.

$$T_{bajada} = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{\pi * f * d_m - l}{\pi * d_m + f * l} \right)$$

Nota: Ecuaciones tomadas de (Nisbett, 2008).

Donde:

F: Fuerza axial en el tornillo de potencia generado por la carga.

dm: Diámetro medio del tornillo de potencia.

l: Distancia recorrida por la tuerca en una revolución.

f: Coeficiente de fricción.

dt: Diámetro del tornillo.

p: Paso del tornillo.

Parámetros de Diseño

$$F = 1500 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.5 \text{ kN}$$

$$d_t = 34 \text{ mm}$$

$$p = 6 \text{ mm}$$

$$\omega_{motor} = 1740 \text{ rpm}$$

Cálculo del diámetro medio y de raíz

$$d_m = d_t - \frac{p}{2} = 34 - \frac{6}{2} = 31 \text{ mm}$$

$$d_r = d_t - p = 34 - 6 = 28 \text{ mm}$$

Selección del coeficiente de fricción

Figura 19

Tabla de coeficientes de fricción para acero y bronce

Tabla 8-5

Coefficientes de fricción
f de pares roscados

Fuente: H. A. Rothbart,
*Mechanical Design and
Systems Handbook*, 2a. ed.,
McGraw-Hill, Nueva York,
1985.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Nota. En la figura 19 se observa la tabla de coeficientes de fricción de diferentes materiales que entran en contacto entre sí. Tomado de (Nisbett, 2008).

Los materiales que estarán en contacto son “Acero, seco & Bronce”

$$f = \frac{0.15 + 0.23}{2} = 0.19$$

Cálculo del torque necesario para subir la carga

$$T_{subida} = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{l + \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right)$$

$$T_{subida} = \frac{15000 \text{ N} * 0.031 \text{ m}}{2} * \left(\frac{6 \text{ mm} + \pi * 0.19 * 31 \text{ mm}}{\pi * 31 \text{ mm} - 0.19 * 6 \text{ mm}} \right)$$

$$T_{subida} = 59.192 \text{ N} * \text{m}$$

Cálculo del torque necesario para bajar la carga

$$T_{bajada} = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{\pi * f * d_m - l}{\pi * d_m + f * l} \right)$$

$$T_{bajada} = \frac{15000 \text{ N} * 0.031 \text{ m}}{2} * \left(\frac{\pi * 0.19 * 31 \text{ mm} - 6 \text{ mm}}{\pi * 31 \text{ mm} + 0.19 * 6 \text{ mm}} \right)$$

$$T_{bajada} = 29.506 \text{ N} * \text{m}$$

Análisis de esfuerzos en el tornillo de potencia

Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo de potencia

$$\tau = \frac{16 * T_{subida}}{\pi * d_r^3 * 10^6}$$

$$\tau = \frac{16 * 60 \text{ Nm}}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^3 \text{ m}^3 * 10^6} = 13.9203 \text{ MPa}$$

Esfuerzo axial normal nominal

$$\sigma = \frac{-4 * F}{\pi * d_r^2 * 10^6}$$

$$\sigma = \frac{-4 * 15000 \text{ N}}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^2 * 10^6} = -24.361 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de apoyo con una rosca que soporta 0.38F

$$\sigma_B = \frac{-2 * 0.38 * F}{\pi * d_m * p * 10^6}$$

$$\sigma_B = \frac{-2 * 0.38 * 15000 \text{ N}}{\pi * \frac{31}{1000} \text{ mm} * \frac{6}{1000} \text{ mm} * 10^6} = 19.509 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca con una rosca que soporta 0.38F

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * F}{\pi * d_r * p * 10^6}$$

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * 15000 \text{ N}}{\pi * \frac{28}{1000} \text{ mm} * \frac{6}{1000} \text{ mm} * 10^6} = 64.799 \text{ MPa}$$

Esfuerzos aplicados sobre el tornillo de potencia

$$\begin{array}{l} \sigma_x = \sigma_b \quad 64.799 \text{ MPa} \\ \sigma_y = \quad \quad 0 \\ \sigma_z = \sigma \quad -24.361 \text{ MPa} \end{array} \quad ; \quad \begin{array}{l} \tau_{xy} \quad \quad 0 \\ \tau_{yz} = \tau = 13.733 \text{ MPa} \\ \tau_{zx} \quad \quad 0 \end{array}$$

Cálculo de los esfuerzos principales

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 - 24.36}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - (-24.36)}{2}\right)^2 + 13.733^2} = 6.176 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\sigma_3 = \frac{0 - 24.36}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - (-24.36)}{2}\right)^2 + 13.733^2} = -30.536 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = 64.799 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{64.799 - (-30.536)}{2} = 47.668 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo equivalente aplicando la teoría de la energía de distorsión TED (Von Mises)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$


$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(64.799 \text{ MPa} - 6.176 \text{ MPa})^2 + (6.176 \text{ MPa} - (-30.536) \text{ MPa})^2 + (-30.536 \text{ MPa} - 64.766 \text{ MPa})^2}{2}}$$

$$\sigma_{eq} = 83.286 \text{ MPa}$$

Selección del material para el tornillo de potencia

Figura 20

Acero al carbono para maquinaria AISI 1045

Acero al carbono para maquinaria		ACEROS					
▶ Cód. IBCA: 760 \cong C45 \cong AISI 1045							
Información general							
Acero al carbono sin alea de esmerada manufactura, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB.							
Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
C45	0.42 - 0.50	\leq 0.40	0.50 - 0.80	0.045	0.045	\leq 0.40	\leq 0.10
AISI 1045	0.43 - 0.50	0.15 - 0.35	0.60 - 0.90	0.030	0.050		
Normas equivalentes	AISI (1045), SAE (C1045), W.Nr (1.1820), DIN (CK45)						
Código de color	Rojo / Plomo						
Propiedades mecánicas				Tratamiento térmico			
Resistencia a la tracción	65 kg/mm ²			TIPO	°C		
Esfuerzo de cedencia	32 kg/mm ²			Forjado	800 - 1050		
Elongación, A5	min 10%			Normalizado	830 - 850		
Reducción de área	40 %			Temple (agua)	770 - 810		
Dureza	220 - 235			Temple (aceite)	790 - 830		
				Revenido (herramientas de corte)	100 - 300		
				Revenido de bonificación	550 - 650		

Nota. En la figura 20 se observa las propiedades mecánicas del acero AISI 1045 proporcionado del catálogo de productos de Ivan Bohman, por (Bohman, 2022).

Esfuerzo a la fluencia

$$S_y = 32 \frac{kg}{mm^2} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 313.92 MPa$$

Esfuerzo a la torsión (cortante)

Para materiales dúctiles

$$S_{sy} = 0.58 * S_y = 182.074 MPa$$

Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por aplastamiento

$$FS_{ta} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{313.92 MPa}{83.286 MPa} = 3.769$$

Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante

$$FS_{tc} = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{182.074 \text{ MPa}}{47.668 \text{ MPa}} = 3.819$$

Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante del motor

Torque del motor

$$T_m = \frac{P_m * i}{\omega_m}$$

Donde:

Pm: Potencia del motor

ω_m : Velocidad angular del motor

Tm: Torque del motor

i: Relación de reducción de transmisión

$$T_m = \frac{5500 \text{ W}}{1740 \text{ rpm}} * \frac{30 * 2}{\pi} = 60.369 \text{ Nm}$$

Esfuerzo cortante generado por el motor

$$\tau_{motor} = \frac{16 * T_m}{\pi * d_r^3 * 10^6}$$

$$\tau_{motor} = \frac{16 * 60.369 \text{ Nm}}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^3 \text{ m}^3 * 10^6} = 14.006 \text{ MPa}$$

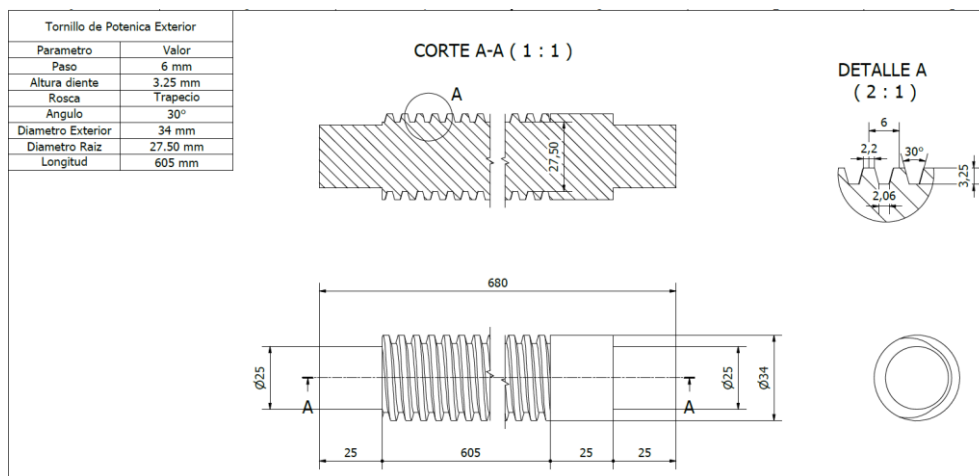
Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante del motor

$$FS_{tcm} = \frac{S_{sy}}{\tau_{motor}} = \frac{182.074 \text{ MPa}}{14.006 \text{ MPa}} = 13$$

Geometría del tornillo de potencia

Figura 21

Plano del tornillo de potencia



Nota. En la figura 21 se observa las dimensiones del tornillo de potencia y los parámetros geométricos del diente para su fabricación.

Análisis para la tuerca echa de bronce naval (C83600 SAE40)

Figura 22

Propiedades mecánicas del bronce naval

Leaded Red Brass, UNS C83600, Copper Casting Alloy (Bronze SAE 40)			
Categories: Metal; Nonferrous Metal; Copper Alloy; Brass; Copper Casting Alloy			
Material Notes: Casting methods recommended for this alloy: Centrifugal, Continuous, Investment, and Sand.			
Applications: Válvulas, bridas, accesorios de tubería, artículos de fontanería, piezas de fundición de bombas, impulsores y carcasas para bombas de agua, Accesorios ornamentales Engranajes pequeños.			
Como los valores de fundición a continuación son para la fundición en arena. La aleación no responde al tratamiento térmico. La asignación de contracción de fundición es del 5,7%			
Key Words: Leaded Red Brass, composition metal, ounce metal, 85-5-5-5, CA 836, AMS 4855, ASTM B30, ASTM B62, ASTM B271, ASTM B505, ASTM B584, ASTM B145-4A, SAE J462 (CA836), Ingot code number 115, FED QQ-C-390 (CA836), MIL-C-15345 (Alloy 1)			
Vendors: No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.			
Printer friendly version Download as PDF Download to Excel (requires Excel and Windows) Export data to your CAD/FEA program			
Add to Folder <input type="checkbox"/> My Folder <input type="checkbox"/> 0/0			
Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.83 g/cc	0.319 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	60	60	Typical
Tensile Strength, Ultimate	255 MPa	37000 psi	
Tensile Strength, Yield	117 MPa	17000 psi	
	@Strain 0.500 %	@Strain 0.500 %	
Elongation at Break	30 %	30 %	In 50 mm
Creep Strength	48.0 MPa	6960 psi	for 0.1% creep
	@ Temperature 230 °C Time 3.65e+7 sec	@ Temperature 554 °F Time 10000 hour	

Nota. En la figura 22 se observa las propiedades mecánicas del bronce naval, por (MatWeb, 2023).

Cálculo del factor de seguridad para la tuerca por aplastamiento

Esfuerzo a la fluencia

$$S_{yB} = 117 \text{ MPa}$$

Esfuerzo a la torsión (cortante)

Para materiales dúctiles

$$S_{syB} = 0.90 * S_y = 105.3 \text{ MPa}$$

Corrección de los esfuerzos en la tuerca del tornillo sin fin

La carga total es de 1.5 toneladas la cual va estar distribuida en 4 puntos de apoyo (tornillos de potencia) por lo cual los esfuerzos en las tuercas son los esfuerzos del tornillo dividido para 4.

Cálculo del factor de seguridad para la tuerca por aplastamiento

$$FS_{ta} = \frac{4 * S_{yB}}{\sigma_{eq}} = \frac{4 * 117 \text{ MPa}}{83.286 \text{ MPa}} = 5.619$$

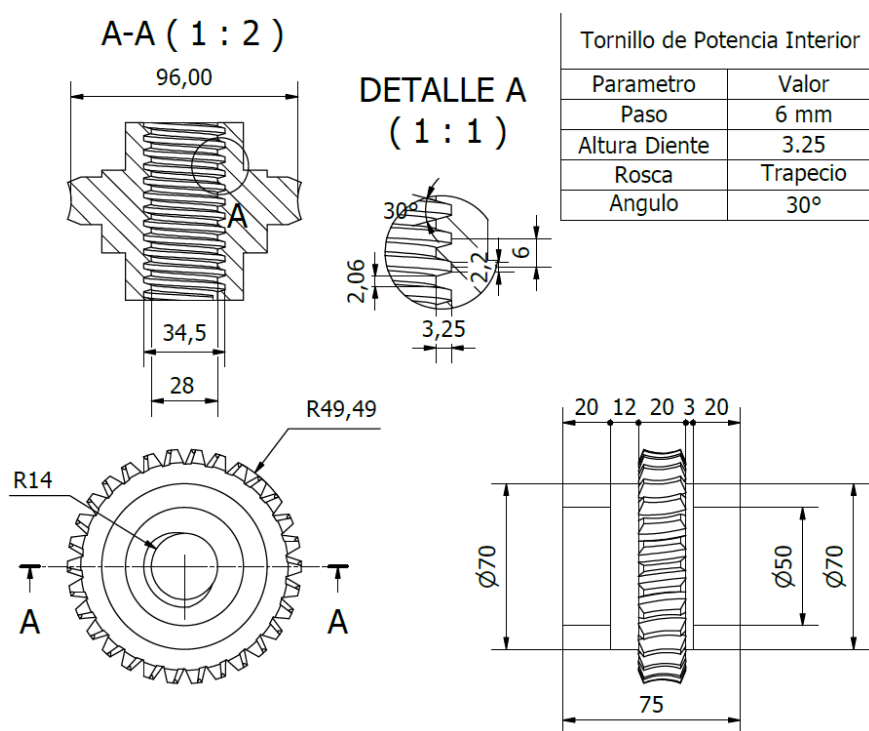
Cálculo del factor de seguridad para la tuerca por cortante

$$FS_{tc} = \frac{S_{syB}}{\tau_{max}} = \frac{4 * 105.3 \text{ MPa}}{47.668 \text{ MPa}} = 8.836$$

Geometría del tornillo de potencia

Figura 23

Plano de la corona / tuerca del tornillo de potencia.



Nota. En la figura 23 se observa las dimensiones y parámetros del diente para la tuerca del tornillo de potencia que a su vez es una corona.

Diseño del tornillo sin fin

Parámetros de diseño

$$P_{motor} = \frac{5.5}{4} KW = 1.375 KW$$

$$\omega_{motor} = 1750 rpm$$

$$i_{in} = 2$$

$$\Phi_{interior} = 26 mm$$

$$m = 3$$

$$k = 2$$

$$\Phi_{ext} = 54 mm$$

Geometría del tornillo sin fin

Cálculo de diámetro primitivo, raíz.

Diámetro primitivo

$$\Phi_{ext} = \Phi_p + 2 * m$$

$$\Phi_p = xm$$

$$x = \frac{\Phi_{ext} - 2 * m}{m}$$

$$x = \frac{54 - 2 * 3}{3} = 16$$

$$\Phi_p = xm = 16 * 3 = 48 mm$$

Diámetro raíz

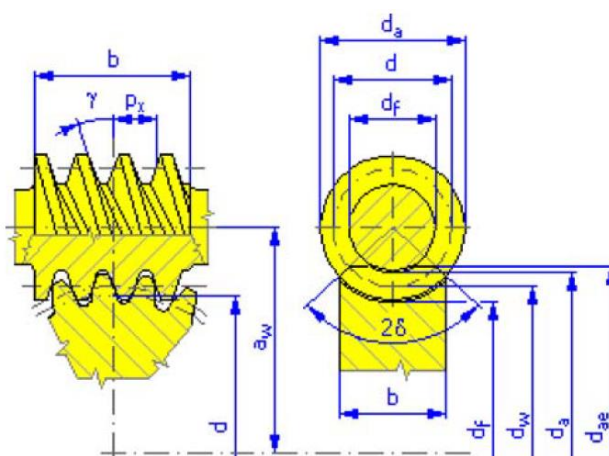
$$\Phi_{raiz} = \Phi_{ext} - 2 * h$$

$$h = 2.2 * m = 2.2 * 3 = 6.6 mm$$

$$\Phi_{raiz} = 54 - 2 * 6.6 = 40.8 mm$$

Figura 24

Geometría general del tornillo sin fin / corona



Nota. En la figura 24 se observa la geometría del tornillo sin fin. Tomado de Inventor versión estudiantil 2023.

Tabla 3

Valores de Fuerza / Geométricos del tornillo sin fin.

Parámetro	Formula	Valor	Descripción
λ	$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{k * m}{\phi_p} \right)$	7.125 °	Angulo de avance del tornillo sin fin
t	$t = \frac{3 * m}{2}$	4.71 mm	Espesor axial del diente del tornillo sin fin.
L	S/E	100 mm	Longitud del tornillo sin fin.
T_w	$T_w = \frac{P_{motor}}{\omega_{motor} * i_{in}}$	3.7516 Nm	Torque en el tornillo sin fin.
W_{tw}	$W_{tw} = \frac{2 * T_w}{\phi_p}$	156.313 N	Fuerza tangencial en el tornillo sin fin.
V_s	$V_s = \frac{\pi * \omega_{motor} * i_{in} * dm}{12 * \cos(\lambda)}$	1745.062 ft/min	Velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del tornillo sin fin.
f	$f = 0.103e^{-0.110 * V_s^{0.450}} + 0.012$	0.01635	Coefficiente de fricción proporcionado por AGMA
e	$e = \frac{\cos(\phi_n) - f * \tan(\lambda)}{\cos(\phi_n) + f * \cot(\lambda)}$	87.59 %	Eficiencia del tornillo sin fin corona.

Parámetro	Formula	Valor	Descripción
i	$i = \frac{Z_c}{k}$	15	Relación de transmisión del sin fin / corona.
T_g	$T_g = \frac{P_{motor} * e * i}{\omega_{motor} * i_{in}}$	49.289 Nm	Torque generado en la corona.
W_{tg}	$W_{tg} = \frac{2 * T_g}{d_g}$	1095.31 N	Fuerza tangencial en la corona.
W_{aw}	$W_{aw} = W_{tg}$	1095.31 N	Fuerza axial en el tornillo sin fin.
W_{ag}	$W_{ag} = W_{tw}$	156.313 N	Fuerza axial en la corona.
W_r	$W_r = \frac{W_{tg} * \tan(\phi)}{\cos(\lambda)}$	401.763 N	Fuerza radial.

Nota. En la tabla 3 se encuentran las fórmulas y resultados que se utilizaron para obtener los valores de los parámetros que se necesitan para realizar el análisis de esfuerzos del tornillo sin fin y corona.

Análisis de esfuerzos en el tornillo sin fin / corona

Factor de material Cs

Ecuación definida por al AGMA

$$\begin{aligned} \text{si } C < 8 \text{ in} & \quad C_s = 1000 \\ \text{si } C \geq 8 \text{ in} & \quad C_s = 1411.6518 - 455.8259 * \log_{10} d_g \end{aligned}$$

Distancia entre centros

$$C = 69 \text{ mm} \rightarrow C_s = 1000$$

Factor de corrección de relación Cm

$$C_m = \begin{cases} 0.02\sqrt{-i^2 + 40 * i - 76} + 0.46 & 3 \leq i < 20 \\ 0.0107\sqrt{-i^2 + 56 * i + 5145} & 20 \leq i < 76 \\ 1.1483 - 0.00658 * i & i \geq 76 \end{cases}$$

Si $i = 15$ $C_m = 0.805$

Factor de velocidad Cv

$$C_v = \begin{cases} 0.659e^{-0.0011V_s} & ; \quad V_s < 700 \quad ft/min \\ 13.31 * V_s^{-0.571} & ; \quad 700 \leq V_s < 3000 \quad ft/min \\ 65.52 * V_s^{-0.774} & ; \quad V_s \geq 3000 \quad ft/min \end{cases}$$

$$Si \quad V_s = 1745.062 \frac{ft}{min} \quad C_m = 0.188$$

Carga permisible al desgaste

$$F_t = C_s * C_m * C_v * B_G * d_g^{0.8}$$

$$F_t = 1000 * 0.805 * 0.189 * \frac{20}{25.4} * \left(\frac{90}{25.4}\right)^{0.8}$$

$$F_t = 329.60 \text{ lbf} \rightarrow 1617 \text{ N}$$

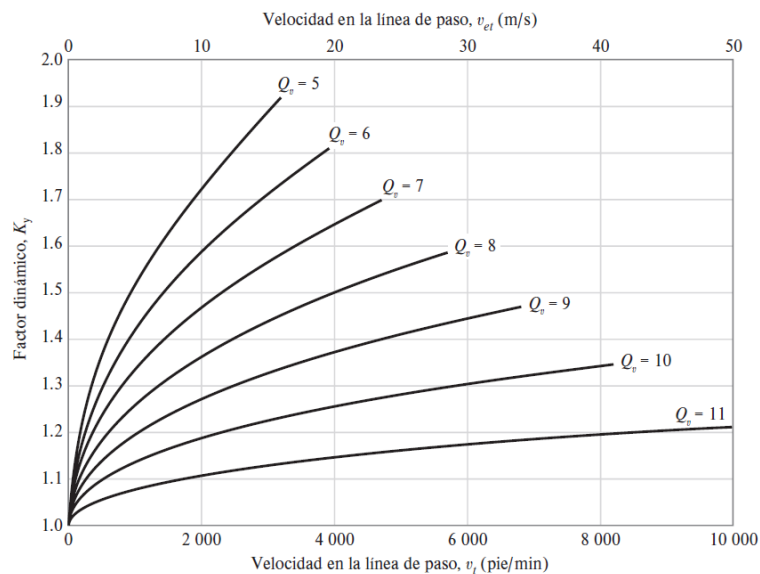
Factor dinámico

Figura 25

Factor dinámico K_v

Figura 15-5

Factor dinámico K_v .
(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



Nota. En la figura 25 se representa las curvas que relacionan el acabado superficial con la velocidad en la línea de paso para obtener el factor dinámico. Tomado de (Nisbett, 2008).

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V_s}}{A} \right)^B$$

$$\text{Si } Q_v = 11 \quad B = 0.25 \quad A = 92$$

$$K_v = \left(\frac{92 + \sqrt{1745.062}}{92} \right)^{0.25} = 1.098$$

Factor de sobrecarga

Figura 26

Factores de sobrecarga K_o

Tabla 15-2

Factores de sobrecarga K_o (K_A)
(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Nota: Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue $0.01 (N/n)^2$ o $0.01 (z_2/z_1)^2$ a los factores anteriores.

Nota. En la figura 26 se observa la tabla de los factores de sobrecarga de acuerdo al carácter del movimiento principal y de la maquina impulsada. Tomado de (Nisbett, 2008).

Al ser conectado directamente al motor su movimiento principal es uniforme y la carga sobre la corona es de un impacto ligero.

$$K_o = 1.25$$

Carga dinámica

$$F_d = W_{tg} * K_o * K_v$$

$$F_d = 1095.31 \text{ N} * 1.25 * 1.098 = 1503.32 \text{ N}$$

Condición de diseño

$$F_t \geq F_d$$

$$1617 \text{ N} \geq 1503 \text{ N}$$

Como la carga permisible al desgaste es mayor que la carga dinámica podemos considerar que el diseño es seguro.

Factor de Lewis

“El factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular. Para $\phi_n = 14.5^\circ$, $y = 0.100$; $\phi_n = 20^\circ$, $y = 0.125$; $\phi_n = 25^\circ$, $y = 0.150$; $\phi_n = 30^\circ$, $y = 0.175$.”, tomado de (Nisbett, 2008).

$$y = 0.125$$

Angulo de hélice

$$\Psi = \lambda = 7.125^\circ$$

Paso circular del tornillo

$$p_x = \pi * m = \pi * 3 = 9.4247 \text{ mm}$$

Esfuerzo a la flexión en los dientes de la corona

$$\sigma_t = \frac{F_d}{y * B_G * p_x * \cos(\Psi)}$$

$$\sigma_t = \frac{1503 \text{ N}}{0.125 * 20 \text{ mm} * 9.4247 \text{ mm} * \cos(7.125)}$$

$$\sigma_t = 64.2863 \text{ MPa}$$

Esfuerzo a la fluencia del bronce naval

$$S_{yB} = 117 \text{ MPa}$$

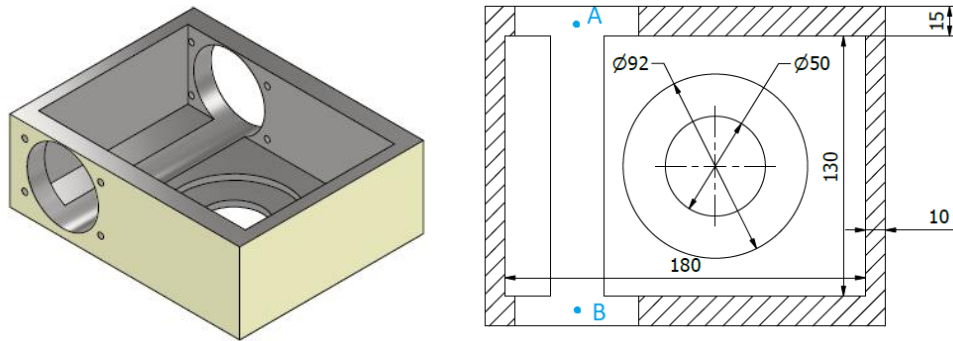
Cálculo del factor de seguridad

$$FS = \frac{S_{yB}}{\sigma_t} = \frac{117}{64.2863} = 1.82$$

Geometría de la caja reductora

Figura 27

Geometría de la caja reductora para el sistema tornillo sin fin / corona.



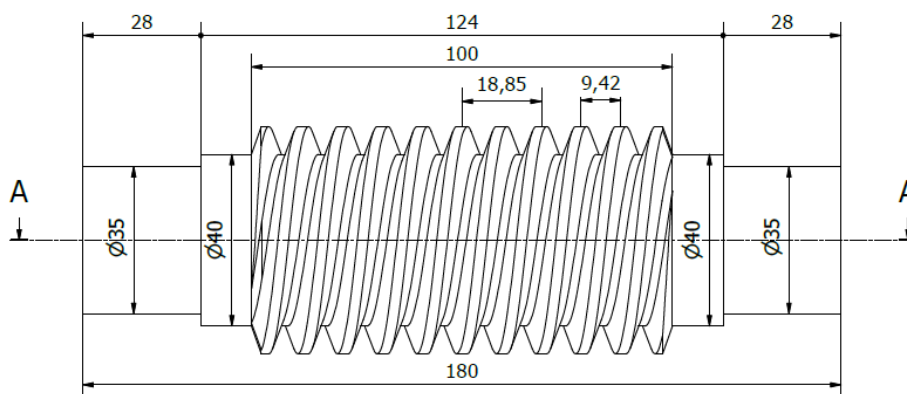
Nota. En la figura 27 se observa el CAD de la caja reductora la cual portara el tornillo sin fin corona y el tornillo de potencia.

Diseño de la flecha del tornillo sin fin

Para la flecha A-B

Figura 28

Geometría del tornillo sin fin con dos entradas.

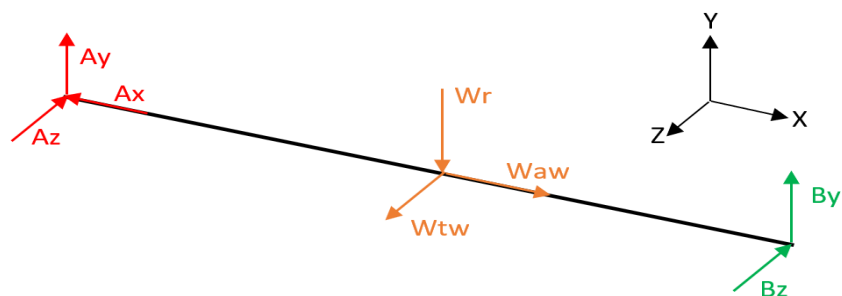


Nota. En la figura 28 se observa las dimensiones del tornillo sin fin para su fabricación.

La distancia de apoyo del tornillo sin fin (figura 26) en la caja reductora (figura 25) representado por los puntos A-B es de 145 mm.

Figura 29

Cargas Aplicadas el eje de la flecha A-B



Nota. En la figura 29 se representan las cargas aplicadas a la flecha AB.

Cálculo de las reacciones en los rodamientos A / B

Sumatoria de fuerzas

$$\vec{A} + \vec{W}_w + \vec{B} = \vec{0}$$

$$\begin{pmatrix} -A_x \\ A_y \\ -A_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} W_{aw} \\ -W_r \\ W_{tw} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -B_x \\ B_y \\ -B_z \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} W_{aw} - A_x - B_x \\ A_y - W_r + B_y \\ W_{tw} - A_z - B_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Suponemos que la carga axial que se genera será soportada por uno de los 2 rodamientos

entonces tenemos que $A_x=0$.

$$\begin{pmatrix} W_{aw} - B_x \\ A_y - W_r + B_y \\ W_{tw} - A_z - B_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 1095.31 \text{ N} - B_x \\ A_y - 401.763 \text{ N} + B_y \\ 156.313 \text{ N} - A_z - B_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Momentos generados en el tornillo sin fin

$$M_{wz} = W_{aw} * \frac{\phi_p}{2} = 1095.31 \text{ N} * \frac{48 \text{ m}}{2 * 1000} = 26.287 \text{ Nm}$$

$$M_{wx} = -W_{tw} * \frac{\phi_p}{2} = -156.313 \text{ N} * \frac{48 \text{ m}}{2 * 1000} = -3.751 \text{ Nm}$$

$$M_{wy} = 0$$

Sumatoria de Momentos

$$\sum M_A = 0$$

$$\vec{r}_A \times \vec{W}_w + \vec{r}_B \times \vec{B} + \vec{M}_w = \vec{0}$$

Distancia de cada elemento referente al punto A

$$r_{Ax} = \frac{145}{2 * 1000} = 0.0725 \text{ m} \quad ; \quad r_{Bx} = \frac{145}{1000} = 0.145 \text{ m}$$

$$\begin{pmatrix} r_{Ax} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} W_{aw} \\ -W_r \\ W_{tw} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_{Bx} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -B_x \\ B_y \\ -B_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{wx} \\ M_{wy} \\ M_{wz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ -r_{Ax} * W_{tw} \\ -r_{Ax} * W_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ r_{Bx} * B_z \\ r_{Bx} * B_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{wx} \\ M_{wy} \\ M_{wz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} M_{wx} \\ r_{Bx} * B_z - r_{Ax} * W_{tw} + M_{wy} \\ r_{Bx} * B_y - r_{Ax} * W_r + M_{wz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Remplazando valores obtenemos:

$$\begin{pmatrix} -3.751 \text{ Nm} \\ 0.145 \text{ m} * B_z - 0.0725 \text{ m} * 156.313 \text{ N} + 0 \\ 0.145 \text{ m} * B_y - 0.0725 \text{ m} * 401.763 \text{ N} + 26.287 \text{ Nm} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Resolviendo el sistema resultante:

$$B_z = \frac{0.0725 \text{ m} * 156.313 \text{ N}}{0.145 \text{ m}} = 78.1565 \text{ N}$$

$$B_y = \frac{0.0725 \text{ m} * 401.763 \text{ N} - 26.2587 \text{ Nm}}{0.145 \text{ m}} = 19.787 \text{ N}$$

Remplazando los valores obtenidos en las ecuaciones resultantes de la sumatoria de fuerzas.

$$B_x = 1095.31 \text{ N}$$

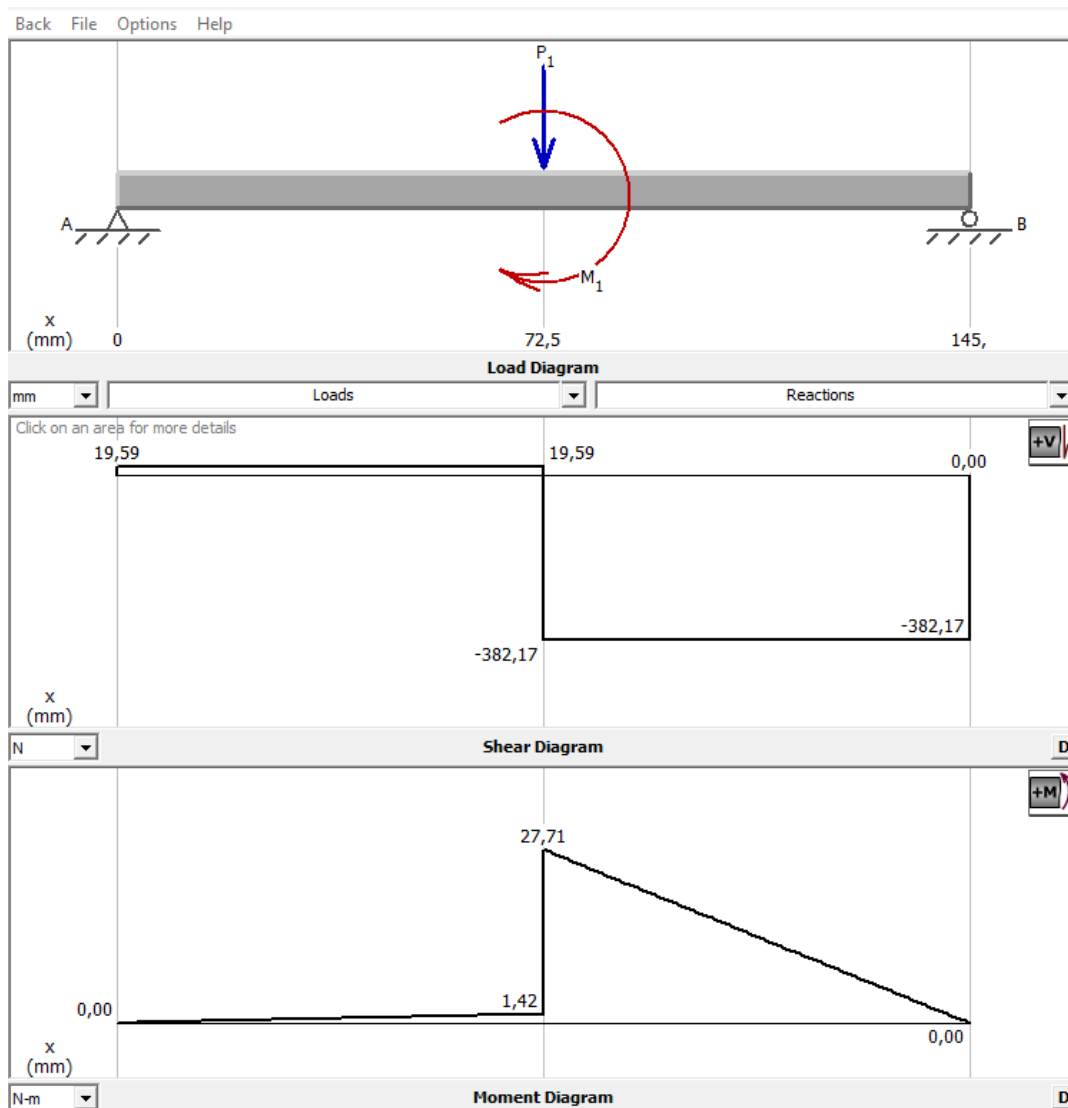
$$A_y = 381.976 \text{ N}$$

$$A_z = 78.1565 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Y

Figura 30

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Y de la flecha A-B.



Nota. En la figura 30 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector de la flecha AB en el plano X-Y según el sistema de coordenadas definido en la figura 29.

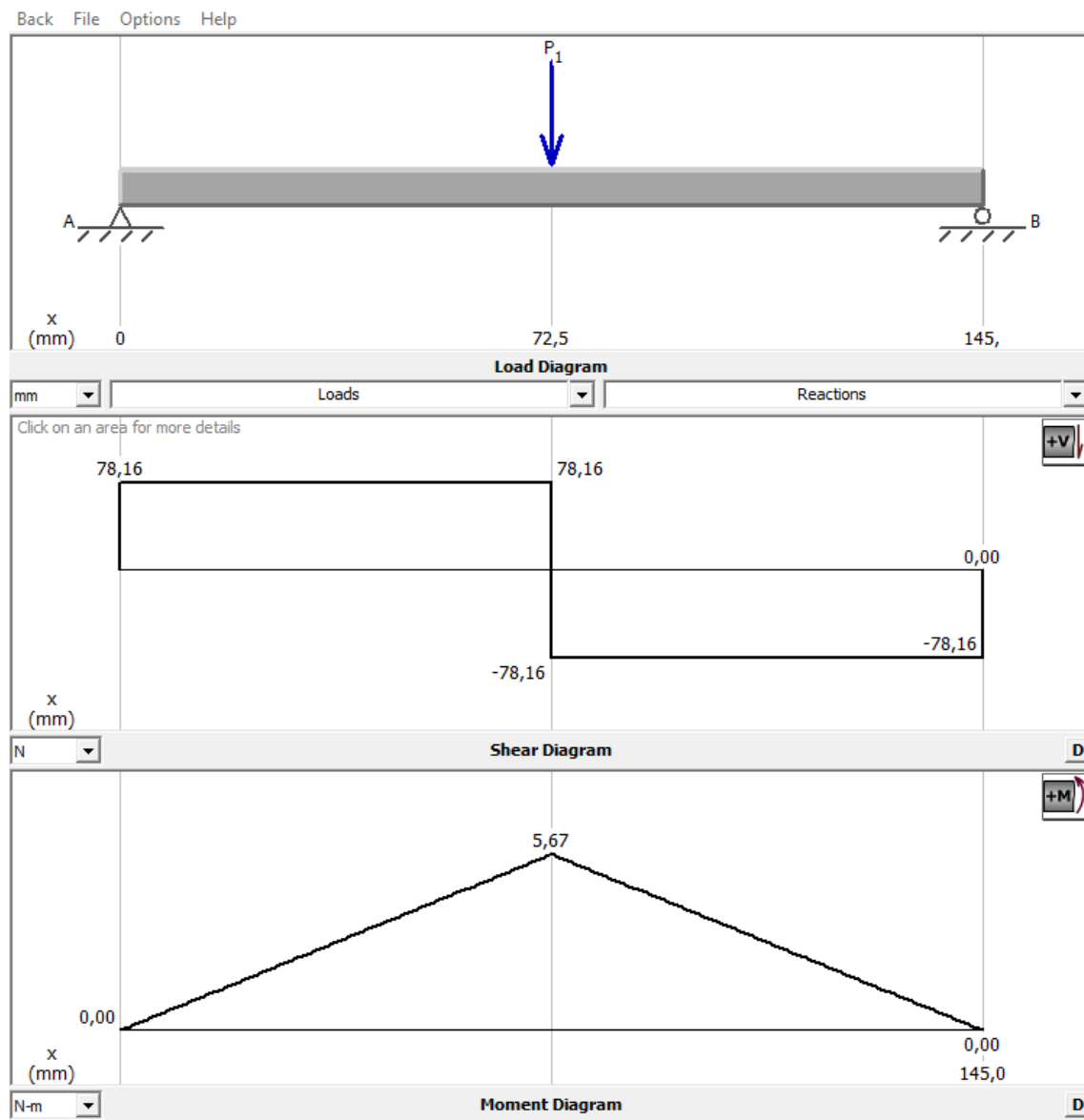
Momento flector máximo

$$M_{ts(X-Y)} = 27.71 \text{ Nm}$$

Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Z

Figura 31

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Z de la flecha A-B.



Nota. En la figura 31 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector de la flecha AB en el plano X-Z según el sistema de coordenadas definido en la figura 29.

Momento flector máximo

$$M_{ts(X-Z)} = 5.67 \text{ Nm}$$

Cálculo de la resistencia a fatiga

Selección del material

Para la selección del material nos basamos en materiales comunes (figura 18), existentes en el mercado nacional (Ivan Bohman).

Esfuerzo a la fluencia y ultima

$$S_y = 32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 313.92 \text{ MPa}$$

$$S_u = 65 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 637.65 \text{ MPa}$$

Coefficientes para el análisis a fatiga (vida infinita)

Factor de Superficie (Ka)

Figura 32

Tabla de coeficientes para el factor de superficie.

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Nota. En la figura 32 se detalla los valores del factor de superficie en función del acabado superficial.

Tomado de (Nisbett, 2008).

Debido a que el proceso de fabricación es por maquinado obtenemos los siguientes coeficientes.

$$a = 4.51 ; b = -0.265$$

$$k_a = a * S_u^b$$

$$k_a = 4.51 * (637.65)^{-0.265} = 0.815$$

Factor de Tamaño (Kb)

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107} \rightarrow 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

Debido a que no se conoce el diámetro de la flecha suponemos un valor de 30 mm.

$$k_b = 1.24 * 30^{-0.107} = 0.8617$$

Factor de carga (Kc)

Debido a que el elemento está sometido a combinaciones de carga el factor de carga es:

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura (Kd)

La temperatura de funcionamiento es a temperatura ambiente por lo cual el factor de temperatura es de 1.

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad (Ke)

Se procede a trabajar bajo un criterio conservador por lo que el factor de confiabilidad es de 1.

$$k_e = 1$$

Límite de la resistencia a fatiga

Para aceros donde $S_u < 1400 \text{ MPa}$

$$S_{ee} = 0.5 * S_u = 0.5 * 637.35 \text{ MPa} = 318.825 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_{ee}$$

$$S_e = 0.815 * 0.8617 * 1 * 1 * 1 * 318.825 \text{ MPa} = 223.801 \text{ MPa}$$

Cálculo de los esfuerzos en la flecha A-B

Momentos máximos de la flecha A-B

$$M_{ts(X-Y)} = 27.71 \text{ Nm} \quad ; \quad M_{ts(X-Z)} = 5.67 \text{ Nm}$$

$$M_{maxAB} = \sqrt{M_{ts(X-Y)}^2 + M_{ts(X-Z)}^2} = \sqrt{27.71^2 + 5.67^2} = 28.2841 \text{ Nm}$$

Análisis de esfuerzos a fatiga para la flecha A-B

Esfuerzo normal

$$\sigma_{maxAB} = \frac{32 * M_{maxAB}}{\pi * d_{AB}^3} = \frac{32 * 28.2841}{\pi * d_{AB}^3} = \frac{288.099}{d_{AB}^3}$$

$$\sigma_{minAB} = -\sigma_{maxAB} = \frac{-288.099}{d_{AB}^3}$$

Cálculo de los esfuerzos medios y alternantes

$$\sigma_{mmAB} = \frac{\sigma_{maxAB} + \sigma_{minAB}}{2} = 0$$

$$\sigma_{aaAB} = \frac{\sigma_{maxAB} - \sigma_{minAB}}{2} = \sigma_{maxAB}$$

Esfuerzos cortantes

$$\tau_{aaAB} = 0$$

$$\tau_{minAB} = \frac{16 * T_w}{\pi * d_{AB}^3} = \frac{16 * 3.7516}{\pi * d_{AB}^3} = \frac{19.1067}{d_{AB}^3}$$

$$\tau_{maxAB} = \tau_{minAB}$$

Esfuerzo cortante medio

$$\tau_{mmAB} = \frac{\tau_{maxAB} + \tau_{minAB}}{2} = \tau_{maxAB}$$

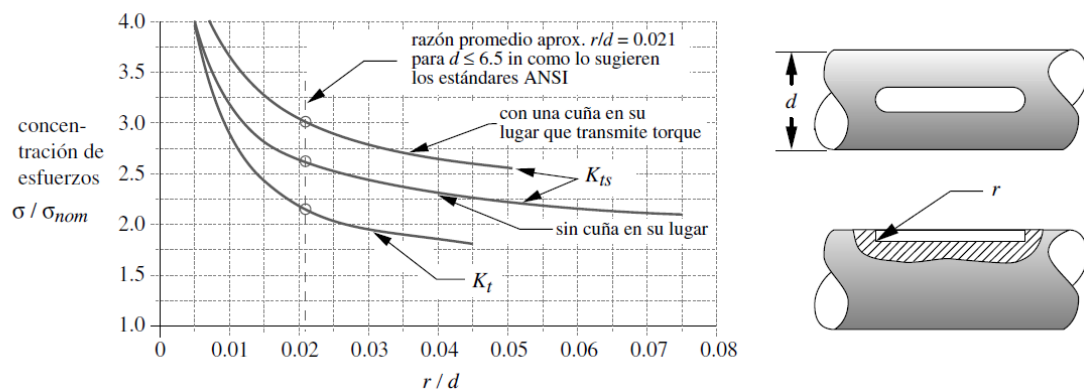
Concentradores de esfuerzos

Chaveteros o Cuñas

Se va a colocar chaveteros y existen cambios de sección en la flecha por lo que es necesario emplear concentradores de esfuerzos, según el libro de Norton en la página 437 tenemos la siguiente grafica.

Figura 33

Factores de concentradores de esfuerzo.



Nota. En la figura 33 se observa las curvas de los concentradores de esfuerzo en relación del radio de la muesca y el diámetro del eje. Tomado de (Norton, 2011).

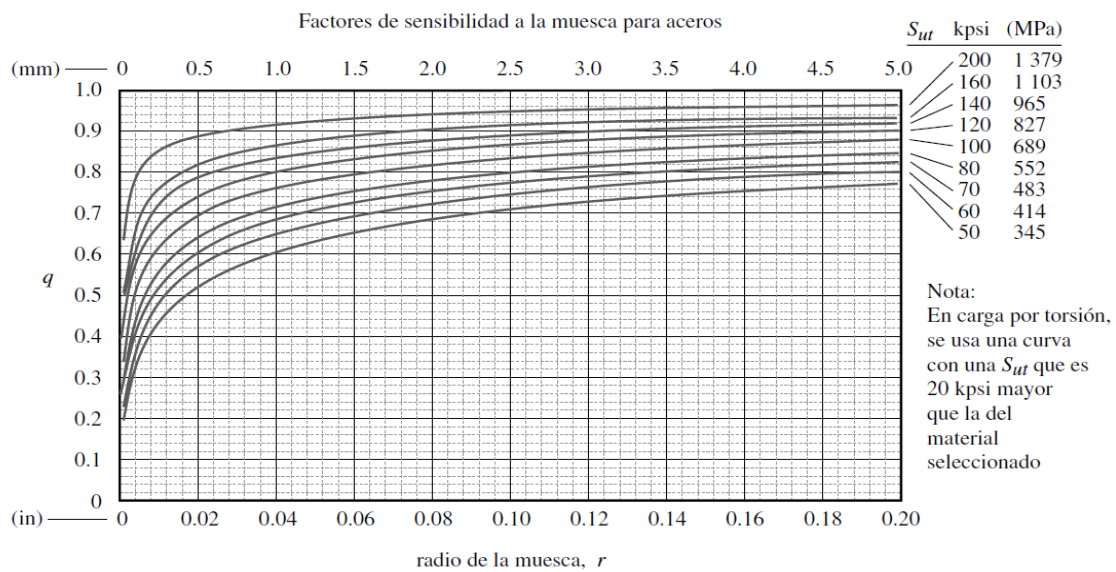
Según la razón promedio aproximada $r/d=0.021$ para $d < 6.5$ in como lo sugieren los estándares ANSI.

$$K_t = 2.2 \quad ; \quad K_{ts} = 3$$

Concentradores de esfuerzo a fatiga

Figura 34

Factores de sensibilidad para aceros.



Nota. En la figura 34 se observa el coeficiente q que se encuentra en función del radio de la muesca y la resistencia última del material a utilizar. Tomado de (Norton, 2011).

Para un radio de muesca de 1 mm y S_u (637.65 MPa) obtenemos un valor de:

$$q = 0.76$$

Concentrador de esfuerzo a fatiga

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.76 * (2.2 - 1) = 1.912$$

Concentrador de esfuerzo a fatiga por cortante

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0.76 * (3 - 1) = 2.52$$

Concentradores por cargas sometidas a impacto

Figura 35

Concentradores por cargas sometidas a impacto

Coefficiente	Valor
K_{sb}, K_{st}	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0–1.5 para choques menores
	1.5–2.0 para choques fuertes

FUENTE: H.A. Berchardt: A Comprehensive method for designing shafts to insure adequate fatigue life. Mach. Des., (25 de abril de 1963).

Nota. En la figura 35 se observa los concentradores de esfuerzos para cargas sometidas a impacto.

Tomado de (H.A. Berchardt, 1963).

Debido a que la carga será estable y no presentará impactos.

$$K_{sb} = 1 \quad ; \quad K_{st} = 1$$

Método Dowling para materiales dúctiles

$$K_{fm} = K_f = 1.912 \quad ; \quad K_{fms} = K_{fs} = 2.52$$

Cálculo de los esfuerzos equivalentes

$$\sigma_{mAB} = K_{fm} * \sigma_{mmAB} = 0$$

$$\sigma_{aAB} = K_f * \sigma_{aaAB}$$

$$\tau_{mAB} = K_{fms} * \tau_{mmAB}$$

$$\tau_{aAB} = K_{fs} * \tau_{aaAB} = 0$$

Esfuerzos equivalente medio y alternante aplicando Von Misses

$$\sigma_{eqmAB} = \sqrt{K_{sb}} * \sqrt{\sigma_{mAB}^2 + 4 * \tau_{mAB}^2} = 1 * \frac{96.2978}{d_{AB}^3} = \frac{96.2978}{d_{AB}^3}$$

$$\sigma_{eqaAB} = \sqrt{K_{st}} * \sqrt{\sigma_{aAB}^2 + 4 * \tau_{aAB}^2} = 1 * \frac{550.845}{d_{AB}^3} = \frac{550.845}{d_{AB}^3}$$

Cálculo del diámetro de la flecha

Para calcular el diámetro aplicamos uno de los criterios de falla en este caso como nuestro límite es la rotura del elemento utilizaremos el criterio de Soderberg.

Nos planteamos un factor de seguridad de 2.

$$FS = 2$$

$$\frac{\sigma_{eqaAB}}{S_e * 10^6} + \frac{\sigma_{eqmAB}}{S_y * 10^6} = \frac{1}{FS}$$

Remplazando valores y despejando la variable del diámetro de la flecha obtenemos:

$$d_{AB} = \sqrt[3]{FS * \left(\frac{550.845}{S_e * 10^6} + \frac{96.2978}{S_y * 10^6} \right)}$$

$$d_{AB} = \sqrt[3]{2 * \left(\frac{550.845}{223.801 * 10^6} + \frac{96.2978}{313.92 * 10^6} \right)} = 0.01769 \text{ m}$$

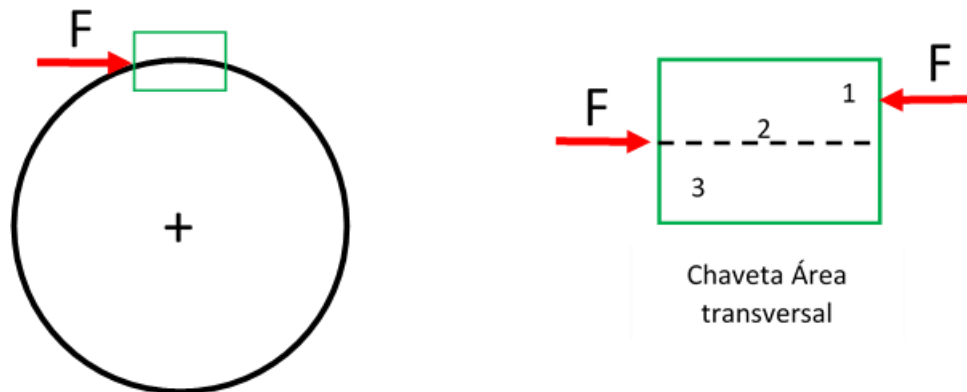
$$d_{AB} = 17.69 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo que debe tener la flecha es de 17.69 mm sin embargo se ha tomado la decisión de fabricar la flecha con un diámetro de 26 mm.

Cálculo de la longitud de la chaveta

Figura 36

Esquema de las fuerzas que se aplican sobre una chaveta



Nota. En la figura 36 se detallan las fuerzas que actúan sobre la chaveta.

Para la flecha AB

$$F = \frac{2000 * T_w}{d_{AB}} = \frac{2000 \frac{mm}{m} * 3.7516 Nm}{26 mm} = 288.585 N$$

Figura 37

Tabla de dimensiones de chavetas y sus tolerancias.

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero										
		Sección		Largo								Profundidad			
Diámetro eje d	Dimen normal b x h	Toleran sobre		Dim. nom. b	Tolerancia sobre b						Eje		Cubo		
		b ^{h9}	h*		Por eje			Por cubo			t1		t2		
					H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.	
De Hasta	6 8	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1	
Más de hasta	8 10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4	
Más de Hasta	10 12	4x4			4							2,5	+0,1 0	1,8	+0,1 0
Más de Hasta	12 17	5x5	0	0	5	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	3		2,3	
Más de Hasta	17 22	6x6	-0,030	-0,030	6	0	-0,030	-0,042	+0,030		-0,042	3,5		3,5	
Más de Hasta	22 30	8x7	0		8	+0,036	0	-0,015	+0,098		-0,015	5		3,3	

Nota. En la figura 37 se encuentran las dimensiones de las chavetas según el diámetro del eje a trabajar. Tomado de (Rodavigo, 2023).

De acuerdo al diámetro del eje obtenido (26 mm) se debe seleccionar una chaveta de 8x7 sin embargo como solo disponemos de chavetas cuadradas optamos por una chaveta de 6x6.

Suponemos un material AISI 1010 HR

$$S_{ych} = 180 \text{ MPa} \quad ; \quad S_{uch} = 320 \text{ MPa}$$

Para la sección 1 y sección 3 está sometida a aplastamiento

$$\sigma_c = \frac{S_{ych}}{FS_{ch}} = \frac{180}{2.5} = 72 \text{ MPa}$$

$$h = 6 \text{ mm} \quad ; \quad w = 6 \text{ mm}$$

$$L_{\sigma min} = \frac{2 * F_D}{h * \sigma_c} = \frac{2 * 289 \text{ N}}{6 \text{ mm} * 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1.33796 \text{ mm}$$

Para la sección 2 está sometida a cortante

$$S_{Sych} = 0.58 * S_{ych} = 104.4 \text{ MPa}$$

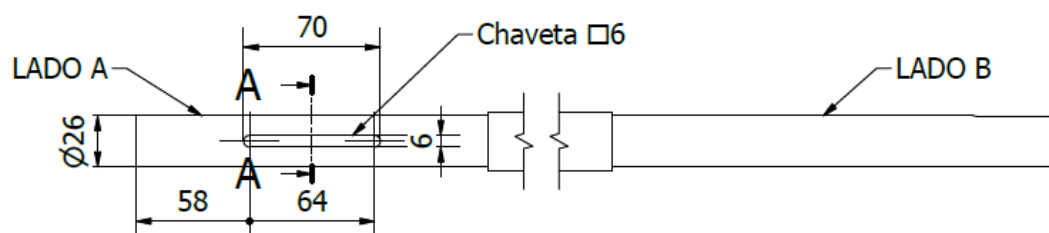
$$\tau_{ch} = \frac{S_{Sych}}{FS_{ch}} = 41.76 \text{ MPa}$$

$$L_{\tau min} = \frac{F_D}{w * \tau_{ch}} = \frac{289 \text{ N}}{6 \text{ mm} * 41.76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1.15342 \text{ mm}$$

Se ha decidido que la longitud de la chaveta para la flecha AB es de 50 mm.

Figura 38

Plano del eje de transmisión de potencia y conexión entre cajas reductoras.



Nota. En la figura 38 se observa las dimensiones del chavetero que se fabricara en la flecha AB.

Selección de rodamientos

Debido a la existencia de cargas axiales en el tornillo sin fin se opta por seleccionar rodamientos cónicos.

Figura 39

Tabla de comparación de rendimiento de los tipos de rodamientos.

		Rodamiento de agujas (aro tipo maquinado)	Rodamiento de rodillos cónicos			Rodamiento de bolas de 4 puntos de contacto	Rodamiento de bolas autoalineable	Rodamiento de rodillos cilíndricos			
			Una hilera	Doble hilera, cuatro hileras	Doble hilera			NU · N	NJ · NF	NUP · NH	NN · NNU
Resistencia de la carga	Carga radial	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	Carga axial	×	←	↔	↔*	↔	↔	×	△	△	×
	Carga radial y axial combinada	×	○	○	○	○	△	×	△	△	×
	Vibración o carga de impacto	○	○	○	△	△	△	○	○	○	○
Adaptabilidad a alta velocidad		○	○	○	○	○	△	○	○	○	○
Alta precisión			○			○		○			○
Nivel bajo de ruido/torque bajo							○				
Rigidez		○	○	◎		○		○	○	○	◎
Desalineación		△	△	△	×	×	◎	△	△	△	△
Separabilidad del aro interior y exterior		■	■	■	×	■*	×	■	■	■	■
Disposición	Lado fijo	×	←	↔	↔*	↔	↔	×	←	↔	×
	Lado libre	■		□	□	□	□	■	□	□	■

Nota. En la figura 39 se observa la tabla de comparación de los tipos de rodamientos en función de las cargas aplicadas. Tomado de (Koyo, 2023).

Para la flecha AB

Figura 40

Determinación de la carga radial equivalente para rodillos cónicos.

Carga radial equivalente	<p>■ Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera</p> <p>Carga radial dinámica equivalente $\left(\text{cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e \right) P_r = F_r$</p> <p>$\left(\text{cuando } \frac{F_a}{F_r} > e \right) P_r = 0.4F_r + Y_1 F_a$</p> <p>Carga radial estática equivalente $P_{0r} = 0.5F_r + Y_0 F_a$ cuando $P_{0r} < F_r, P_{0r} = F_r$</p>
--------------------------	---

Nota. En la figura 40 se observa las fórmulas que se necesitan para calcular las cargas radiales equivalentes. Tomado de (Koyo, 2023).

Para el Rodamiento en A (figura 25).

$$F_{rA} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{381.976^2 + 78.1565^2} = 389.89 \text{ N}$$

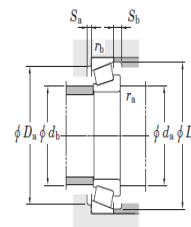
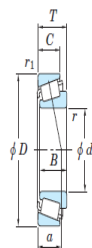
$$F_{aA} = A_x = 0$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0$$

Supondremos un rodamiento cónico 32007

Figura 41

Dimensiones y datos técnicos de los rodamientos cónicos.



Dimensiones principales (mm)				Capacidad de carga básica (kN)	Carga límite de fatiga (kN)	Límites de velocidad (min ⁻¹)		No. de rodamiento ¹⁾	Serie de dimensiones para ISO355 (Refer.)	centro de carga (mm) a	Dimensiones de montaje (mm)								Const. e	Factor de carga axial		Peso (kg)					
d	D	T	B			C	r min.				r1 min.	C _r	C _{0r}	C _n	Lub. Grasa	Lub. Aceite	d _a min.	d _b max.		D _a max.	D _b min.		S _a min.	S _b min.	r _a min.	r _b max.	Y ₁
35	55	14	14	11.5	0.6	0.6	32.8	36.5	5.10	6 600	8 800	32907JR-2	2BD	10.9	39.5	40	50.5	49	52	2.5	2.5	0.6	0.6	0.29	2.06	1.13	0.120
	62	18	18	14	1	1	57.0	59.4	8.40	6 200	8 200	32007JR	4CC	15.1	40.5	40	56.5	54	59	4	4	1	1	0.45	1.32	0.73	0.231
	62	21	20	16	1	1	51.3	53.8	7.70	6 200	8 200	33007	—	14.8	40.5	41	56.5	55	59	3	4	1	1	0.33	1.80	0.99	0.250

Nota. En la figura 41 se observa la tabla con la geometría de los rodamientos cónicos y sus factores de carga. Tomado de (Koyo, 2023).

Valor de la constante

$$e = 0.45$$

Valor de los factores de carga axial

$$Y_1 = 1.32 \quad ; \quad Y_0 = 0.73$$

Carga radial dinámica equivalente

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0 \leq 0.45$$

$$P_{rA} = F_{rA} = 389.89 \text{ N} \cong 390 \text{ N}$$

Carga radial estática equivalente

$$P_{OrA} = 0.5 * F_{rA} + Y_0 * F_{aA}$$

$$P_{OrA} = 0.5 * 390 \text{ N} + 0.73 * 0 = 195 \text{ N}$$

$$\text{Si } P_{Or} < F_r \quad P_{Or} = F_r$$

$$P_{OrA} = F_{rA} = 390 \text{ N}$$

Cálculo del número de ciclos

Tiempo de Operación

La empresa cuenta con 2 turnos de 8 horas durante 264 días laborales del año por un periodo de 10 años.

$$t = 2 * 8 \frac{\text{hr}}{\text{dia}} * 264 \frac{\text{dia}}{\text{año}} * 10 \text{ año} = 4.224 * 10^4 \text{ hr}$$

$$L_{10A} = \frac{t * \omega_{in} * 60}{10^6} = \frac{4.224 * 10^4 * 3500 * 60}{10^6} = 8.8704 * 10^3 \text{ ciclos}$$

Figura 42

Ecuaciones de la vida nominal efectiva.

$$\left(\begin{array}{l} \text{Total de} \\ \text{revoluciones} \end{array} \right) L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (5-1)$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{Tiempo} \end{array} \right) L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (5-2)$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{Distancia de} \\ \text{recorrido} \end{array} \right) L_{10s} = DL_{10} \dots\dots\dots (5-3)$$

Donde :

L_{10} : vida nominal efectiva 10^6 revoluciones

L_{10h} : vida nominal efectiva h

L_{10s} : vida nominal efectiva km

P : carga dinámica equivalente N

(ir a p. A 38.)

C : capacidad de carga dinámica básica N

n : velocidad rotacional min^{-1}

p : para rodamiento de bolas $p = 3$

para rodamiento de rodillos $p = 10/3$

D : Diámetro de rueda o neumático mm

Nota. En la figura 42 se observa las fórmulas y factores que se utilizan para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica. Tomado de (Koyo, 2023).

Cálculo de la capacidad de carga dinámica básica

$$C_{rA} = P_{rA} * \sqrt[p]{L_{10A}} \quad ; \quad \text{para } p = \frac{10}{3}$$

$$C_{rA} = 390 \text{ N} * \sqrt[\frac{10}{3}]{8.8704 * 10^3} = 5.9627 \text{ kN}$$

Análisis de la capacidad de carga básica para el rodamiento 32007 en el punto A.

$$C_r \geq C_{rA}$$

$$57 \text{ kN} > 5.97 \text{ kN}$$

Para el Rodamiento en B (figura 25).

$$F_{rB} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{19.787^2 + 78.1565^2} = 80.6224 \text{ N}$$

$$F_{aB} = B_x = 1095.31 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 13.5857$$

Supondremos un rodamiento cónico 32007

Carga radial dinámica equivalente

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 13.5857 > 0.45$$

$$P_{rB} = 0.4 * F_r + Y_1 * F_a$$

$$P_{rB} = 0.4 * 80.6224 \text{ N} + 1.32 * 1095.31 \text{ N} = 1478.058 \text{ N}$$

Carga radial estática equivalente

$$P_{0rB} = 0.5 * F_{rB} + Y_0 * F_{aB}$$

$$P_{0rB} = 0.5 * 80.6224 \text{ N} + 0.73 * 1095.31 = 839.888 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad de carga dinámica básica

$$C_{rB} = P_{rB} * \sqrt[p]{L_{10A}} \quad ; \quad \text{para } p = \frac{10}{3}$$

$$C_{rB} = 1478.1 \text{ N} * \sqrt[\frac{10}{3}]{8.8704 * 10^3} = 22.60 \text{ kN}$$

Análisis de la capacidad de carga básica para el rodamiento 32007 en el punto B.

$$C_r \geq C_{rB}$$

$$57 \text{ kN} > 22.60 \text{ kN}$$

Se selecciona el rodamiento 32007 por su capacidad de carga y por el factor geométrico necesario para el conjunto.

Ajustes en los rodamientos

Figura 43

Ajustes recomendados en los ejes para rodamientos radiales.

Condiciones ¹⁾	Rodamientos de bolas		Rodamiento de rodillos cilíndricos Rodamiento de rodillos cónicos		Rodamiento de rodillos esféricos		Rango de la clase de tolerancia del eje	Observaciones	Aplicaciones (para referencias)
	Diámetro del eje (mm)								
	más de	hasta	más de	hasta	más de	hasta			
Rodamiento de agujero cilíndrico (clases 0, 6X, 6)									
Carga giratoria en el aro interior o carga de dirección indeterminada	Carga ligera o carga fluctuante $\left(\frac{P_r}{C_r} \leq 0.05\right)$		- 18 18 100 100 200	- - - 40 40 140	- - - - - -	- - - - - -	h 5 js 6 k 6	Para aplicaciones que requieran alta precisión, js 5, k 5 y m 5 deben usarse en lugar de js 6, k 6 y m 6.	Aparatos eléctricos, máquinas herramientas, bombas, ventiladores, soportes, etc.
	Carga normal $\left(0.05 < \frac{P_r}{C_r} \leq 0.10\right)$		- 18 18 100 100 140 140 200 200 280 - - - -	- - - 40 40 100 100 140 140 200 200 400 - -	- - - - 40 65 65 100 100 140 140 280 280 500	- - - 40 40 65 65 100 100 140 140 280 280 500	js 5 k 5 m 5 m 6 n 6 p 6 r 6	Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos y rodamientos de bolas de contacto angular, k 5 y m 5 se pueden reemplazar por k 6 y m 6, ya que no es necesario considerar la reducción del juego interno debido al ajuste.	Motores eléctricos, turbinas, motores de combustión interna, máquinas para trabajar la madera, etc.
	Carga pesada o de impacto $\left(\frac{P_r}{C_r} > 0.10\right)$		- - - - - -	50 140 140 200 200 -	50 100 100 140 140 200	50 100 100 140 140 200	n 6 p 6 r 6	Se requieren rodamientos con un juego interno mayor que el estándar.	Ejes de vagones de ferrocarril, motores de tracción
	Carga estacionaria del aro interior		Todos los diámetros del eje				g 6		Para aplicaciones que requieran alta precisión, se debe usar g5. Para rodamientos de gran tamaño, f 6 se puede utilizar para facilitar el movimiento.
Carga estacionaria del aro exterior		Todos los diámetros del eje				h 6		Para aplicaciones que requieran alta precisión, se debe usar h5.	Poleas tensoras, poleas de cables, etc.

Nota. En la figura 43 se observa la tabla con los ajustes recomendados por el catálogo de rodamientos de Koyo. Tomado de (Koyo, 2023).

Para el rodamiento en B

$$\frac{P_{rB}}{C_r} = \frac{1,479 \text{ kN}}{57 \text{ kN}} = 0.026 < 0.05$$

De acuerdo a la figura 41 la condición del rodamiento es de carga ligera o carga fluctuante y el ajuste para un eje de 35 mm es de js6.

Lubricación de rodamientos

Figura 44

Comparación entre lubricación con grasa y con aceite.

Item	Grasa	Aceite
Dispositivo de sellado	Fácil	El cuidado es ligeramente complicado y requiere de un cuidado especial para el mantenimiento
Capacidad de lubricación	Buena	Excelente
Velocidad de rotación	Velocidad baja/media	Aplicable también a alta velocidad
Reemplazo del lubricante	Ligeramente problemático	Fácil
Vida del lubricante	Relativamente corta	Larga
Efecto refrigerante	Sin efecto refrigerante	Buena (la circulación es necesaria)
Filtración de la suciedad	Difícil	Fácil

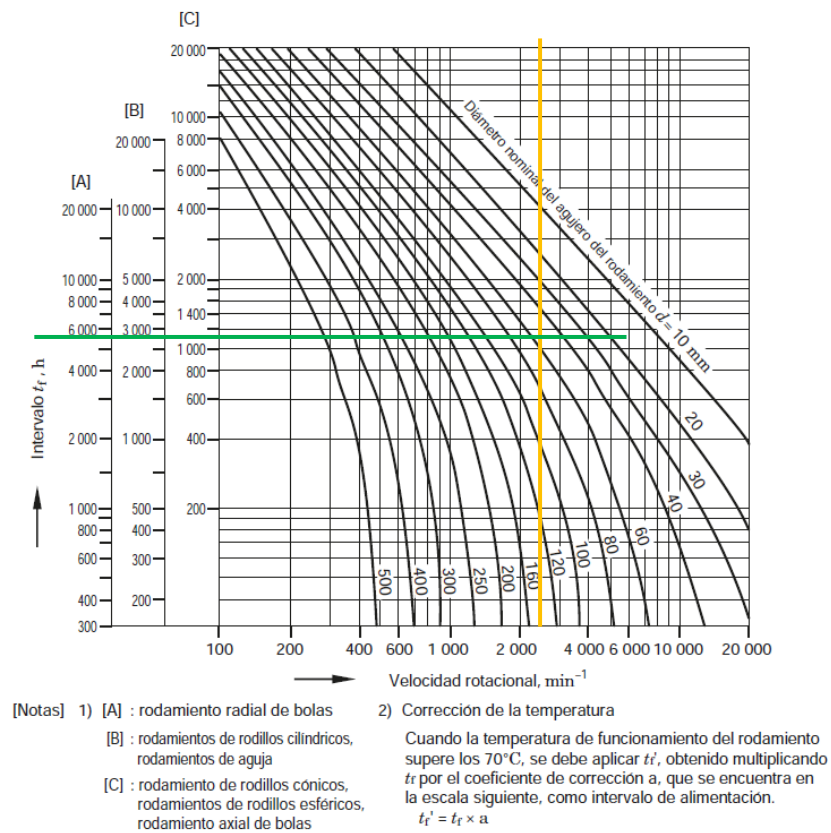
Nota. En la figura 44 se representa una tabla que compara la grasa con el aceite según el ítem de interés. Tomado de (Koyo, 2023).

A partir de la figura 42 definimos el tipo de lubricante que se procederá a utilizar que es Grasa.

La lubricación con grasa se aplica ampliamente ya que no hay necesidad de reabastecimiento durante un período largo una vez que se llena con la grasa, y una estructura relativamente simple puede ser suficiente para el dispositivo de sellado del lubricante.

Figura 45

Intervalo de reengrase



Nota. Según la figura 45 el intervalo donde se debe realizar un reengrase para el rodamiento cónico 32007 debe ser de 1100 horas cuando la temperatura de trabajo no supere los 70°C, este tiempo equivale a 68 días de funcionamiento, por (Koyo, 2023).

Figura 46

Características de las grasas.

	Grasa de litio			Grasa de calcio (grasa de copa)	Grasa de sodio (grasa de fibra)
Espesante	Jabón de litio			Jabón de calcio	Jabón de sodio
Aceite base	Aceite mineral	Aceite sintético (aceite de diéster)	Aceite sintético (aceite de silicona)	Aceite mineral	Aceite mineral
Punto de goteo °C)	170 a 190	170 a 230	220 a 260	80 a 100	160 a 180
Rango de temperatura de funcionamiento (°C)	- 30 a + 120	- 50 a + 130	- 50 a + 180	- 10 a + 70	0 a + 110
Rango de velocidad de rotación	Medio a alto	Alto	Bajo a medio	Bajo a medio	Bajo a alto
Estabilidad mecánica	Excelente	Bueno a excelente	Bueno	Regular a buena	Bueno a excelente
Resistencia al agua	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Malo
Resistencia a la presión	Bueno	Regular	Malo a regular	Regular	Bueno a excelente
Observaciones	Más ampliamente utilizable para diversos rodamientos.	Características superiores a bajas temperaturas y fricción. Apto para rodamientos para instrumentos de medición y rodamientos de bolas extra pequeños para motores eléctricos pequeños.	Características superiores de alta y baja temperatura.	Adecuado para aplicaciones a baja velocidad de rotación y bajo carga ligera. No aplicable a altas temperaturas.	Se puede emulsionar en presencia de agua. Utilizado a una temperatura relativamente alta.

Nota. En la figura 46 se observa las propiedades físicas de los tipos de grasas. Tomado de (Koyo, 2023).

A partir de la figura 46 y nuestras características de funcionamiento del reductor de velocidad recomienda utilizar grasa de litio de aceite base mineral.

Figura 47

Características de las grasas líticas.

GRASAS MULTIPROPÓSITO

Lítica MP

Grasa multiuso para la lubricación en general de mecanismos sin exigencias elevadas, que trabajen a temperaturas hasta 120 °C, para todo tipo de industrias, así como en automoción, chasis, cojinetes de ruedas, ferrocarriles y maquinaria. Incorpora aditivos antioxidantes, anticorrosivos y de adherencia.

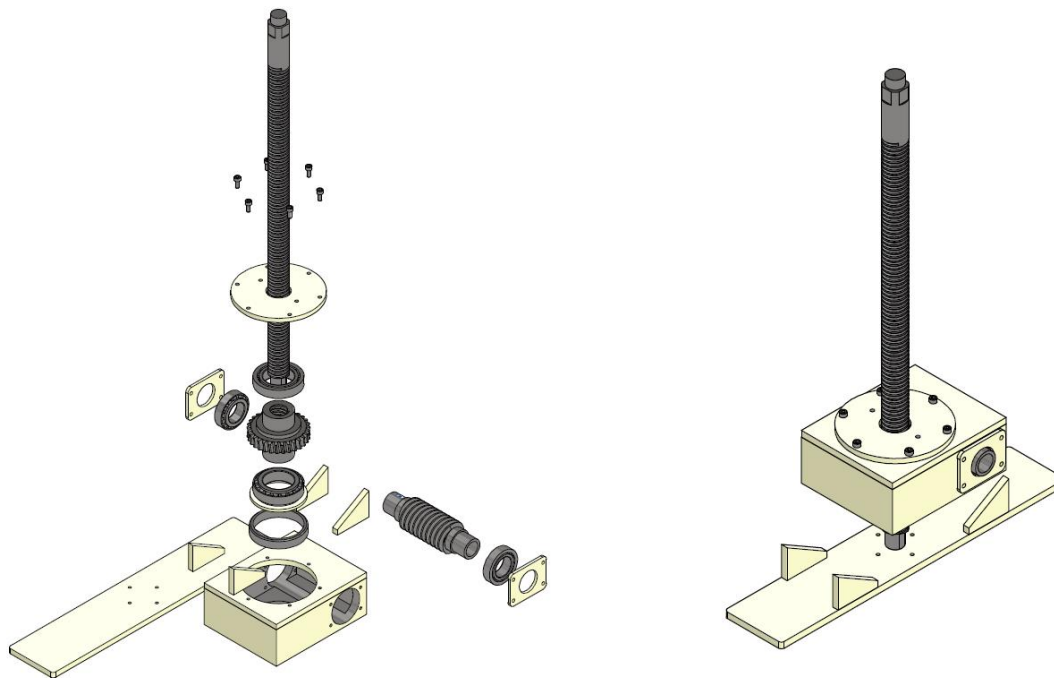
Producto	Base	Espesante	NLGI	Punto gota	Temperatura de trabajo	Nivel de calidad
GRASA LÍTICA MP 2	Base mineral [150 cSt]	Litio simple	2	190 °C	-10 °C 120 °C	DIN 51825 K 2K-10
GRASA LÍTICA MP 3	Base mineral [150 cSt]	Litio simple	3	195 °C	-10 °C 120 °C	DIN 51825 K 3K-10

Nota. Según el catálogo de lubricantes de REPSOL (figura 47) la grasa lítica MP2 es adecuada para nuestros rodamientos y mecanismos sin exigencias elevadas que trabajen hasta temperaturas de 100°C por lo que también nos sirve para lubricación del tornillo sin fin / corona, por (Repsol, 2023).

Conjunto del mecanismo de elevación del conveyor

Figura 48

Conjunto y despiece del sistema de elevación del conveyor.

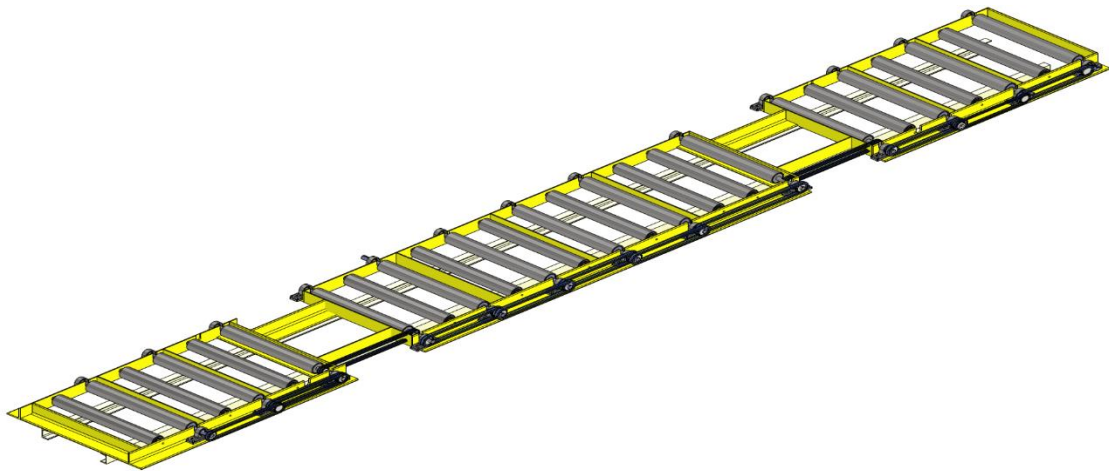


Nota. En la figura 48 se observa el CAD de despiece y ensamble de la caja reductora y el tornillo de potencia.

Rodillos libres y motrices

Figura 49

Conjunto del conveyor con rodillos libres y motrices.

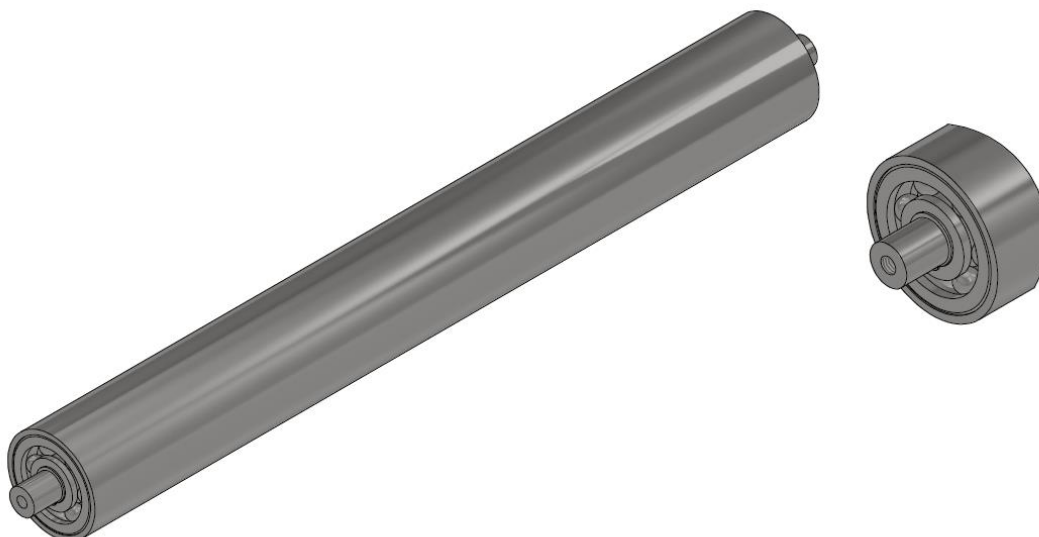


Nota. En la figura 49 se observa el CAD del conveyor de la volteadora de mallas.

Rodillos libres

Figura 50

Conjunto del rodillo libre.



Nota. En la figura 50 se observa el CAD del rodillo libre que conformaran parte del conveyor.

Parámetros de diseño

$$L = 800 \text{ mm}$$

$$P_{\text{carga}} = 1500 \text{ kg}$$

$$\varnothing_{\text{rodillo}} = 3 \text{ in} - \text{cedula 40}$$

$$\#_{\text{rodillos}} = 25$$

Cálculo de la carga aplicada a un rodillo

$$P_{\text{rodillo}} = \frac{1500 \text{ kg}}{25} = 60 \text{ kg}$$

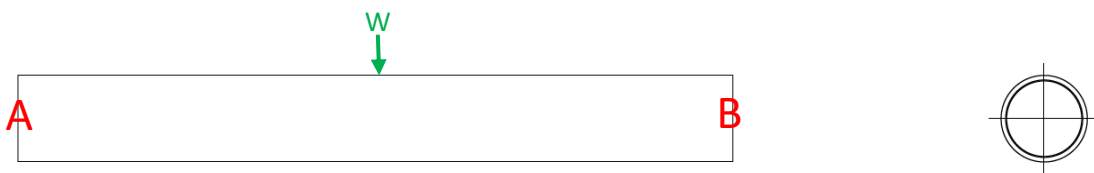
La carga puntual es de 60 kg sin embargo necesitamos transformarlo a una carga distribuida.

$$W_{\text{rodillo}} = \frac{60 \text{ kg}}{0.8 \text{ m}} = 75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Diagrama de cuerpo libre

Figura 51

Diagrama de cuerpo libre del rodillo libre.

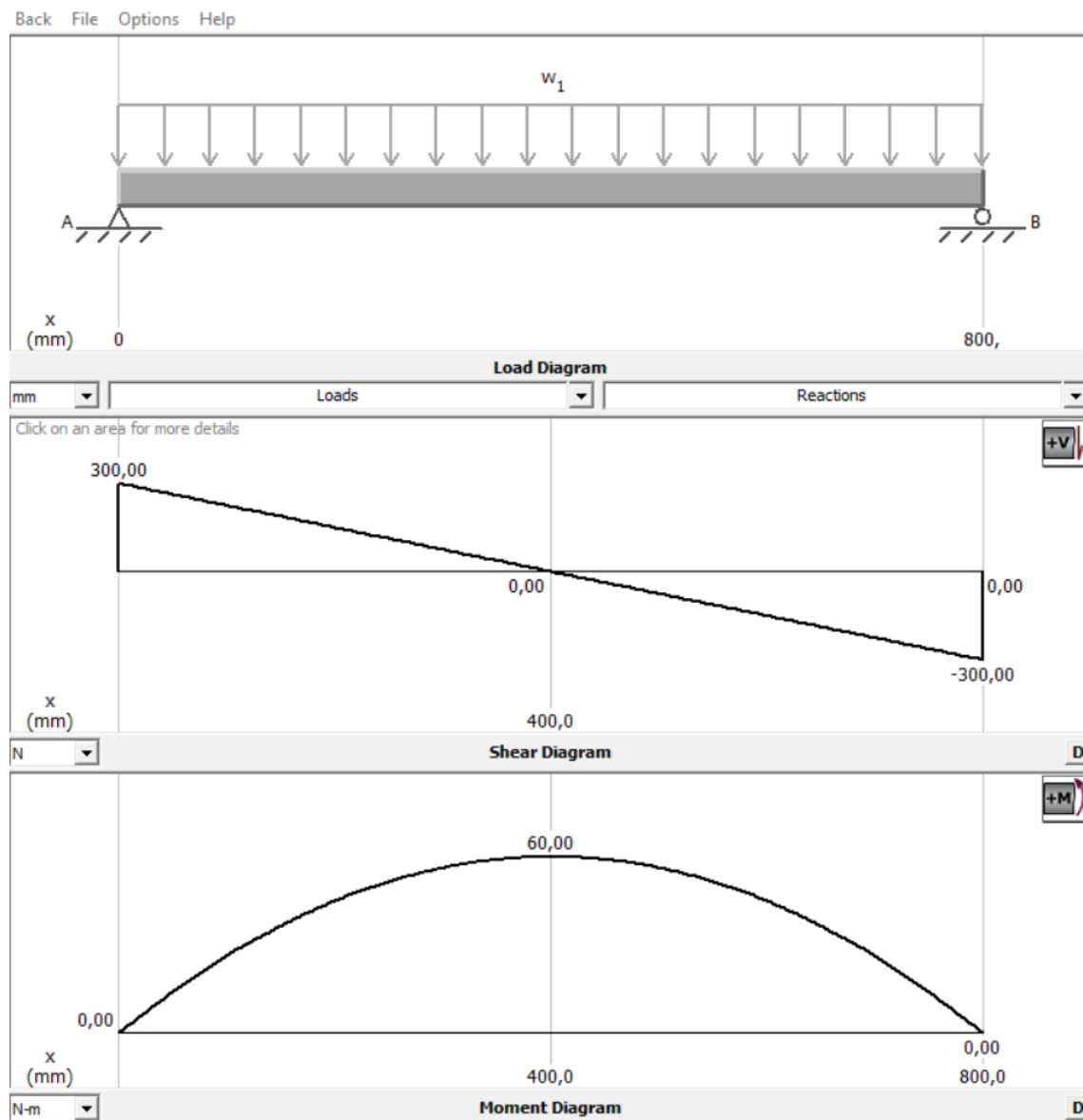


Nota. En la figura 51 se representan las cargas existentes en el rodillo libre.

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector

Figura 52

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector del rodillo.



Nota. En la figura 52 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector del rodillo libre.

Las reacciones en los puntos A y B son:

$$R_A = 300 \text{ N} \quad ; \quad R_B = 300 \text{ N}$$

Momento flector máximo

$$M_{rl} = 60 \text{ Nm}$$

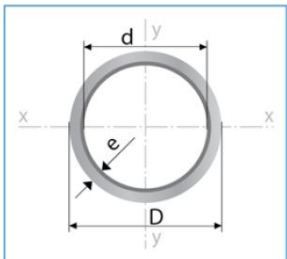
Esfuerzo flexionante máximo para una sección hueca.

$$\sigma_A = \frac{M_{rl} * c}{I} = \frac{M_{rl} * d_{ext}}{2 * \frac{\pi * (d_{ext}^4 - d_{in}^4)}{64}} = \frac{32 * M_{rl} * d_{ext}}{\pi * (d_{ext}^4 - d_{in}^4)}$$

Propiedades Geométricas del tubo sin costura cedula 40.

Figura 53

Dimensiones de tuberías sin costura.



Descripción Comercial	Designaciones					Propiedades Estáticas			Presión Prueba
	Diámetro		No. de Cédula	Espesor	Peso	Flexión			
	Exterior	Interior				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
	D	d		e	P	I	W	i	B
	pulg. - sch	mm	mm	mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/m ²
1/2" Ced. 40	21,30	15,76	40	2,77	1,27	0,71	0,66	0,66	49,30
1/2" Ced. 80	21,30	13,84	80	3,73	1,62	0,83	0,78	0,64	59,90
3/4" Ced. 40	26,70	20,96	40	2,87	1,69	1,55	1,16	0,85	49,30
3/4" Ced. 80	26,70	18,88	80	3,91	2,20	1,87	1,40	0,82	59,90
1" Ced. 40	33,40	26,64	40	3,38	2,50	3,64	2,18	1,07	49,30
1" Ced. 80	33,40	24,30	80	4,55	3,24	4,40	2,63	1,03	59,90
1 1/4" Ced. 40	42,20	35,08	40	3,56	3,39	8,13	3,85	1,37	91,50
1 1/4" Ced. 80	42,20	32,50	80	4,85	4,47	10,09	4,78	1,33	133,80
1 1/2" Ced. 40	48,43	41,07	40	3,68	4,06	12,93	5,35	1,58	91,50
1 1/2" Ced. 80	48,43	38,27	80	5,08	5,43	16,33	6,76	1,54	133,80
2" Ced. 40	60,30	52,48	40	3,91	5,44	27,66	9,18	2,00	176,10
2" Ced. 80	60,30	49,22	80	5,54	7,48	36,09	12,00	1,95	176,10
2 1/2" Ced. 40	73,00	62,68	40	5,16	8,63	63,63	17,40	2,41	176,10
2 1/2" Ced. 80	73,00	58,98	80	7,01	11,41	80,00	21,90	2,35	176,10
3" Ced. 40	88,90	77,92	40	5,49	11,29	125,70	28,30	2,96	176,10
3" Ced. 80	88,90	73,66	80	7,62	15,27	162,10	36,50	2,89	176,10
3 1/2" Ced. 40	101,60	90,12	40	5,74	13,57	199,30	39,20	3,40	166,90
4" Ced. 20	114,30	103,18	20	5,56	14,91	281,50	49,30	3,85	143,70

Largo Normal:
6 ó 12 metros
Recubrimiento:
Negro (Barniz)
Espesores:
Desde 2,77 a 17,48 mm
Norma de Fabricación:
JIS G 3132 SPHT-1 /
ASTM 569
Extremos:


Nota. En la figura 53 se observa una tabla con las propiedades geométricas de los tubos sin costura.

Tomado de (IPAC, 2023).

$$d_{ext} = 88.90 \text{ mm} \quad d_{in} = 77.92 \text{ mm} \quad e = 5.49 \text{ mm}$$

Figura 54

Propiedades mecánicas del acero A106.

 A106/A106M – 10						
TABLE 2 Tensile Requirements						
	Grade A		Grade B		Grade C	
Tensile strength, min, psi [MPa]	48 000 [330]		60 000 [415]		70 000 [485]	
Yield strength, min, psi [MPa]	30 000 [205]		35 000 [240]		40 000 [275]	
	Longitu- dinal	Transverse	Longitu- dinal	Transverse	Longitu- dinal	Transverse
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %:						
Basic minimum elongation transverse strip tests, and for all small sizes tested in full section	35	25	30	16.5	30	16.5
When standard round 2-in. [50-mm] gage length test specimen is used	28	20	22	12	20	12
For longitudinal strip tests	A		A		A	
For transverse strip tests, a deduction for each 1/32-in. [0.8-mm] decrease in wall thickness below 3/16 in. [7.9 mm] from the basic minimum elongation of the following percentage shall be made		1.25		1.00		1.00

^AThe minimum elongation in 2 in. [50 mm] shall be determined by the following equation:

Nota. En la figura 54 se observa la tabla con las propiedades mecánicas del material A106 la cual este fabricado el tubo de cedula 40 según el catálogo de IPAC. Tomado de (ASTM, 2023).

$$S_{u(A106 Gr B)} = 415 \text{ MPa}$$

$$S_{y(A106 Gr B)} = 240 \text{ MPa}$$

Cálculo del factor de seguridad

Con la finalidad de facilitar el cálculo del elemento mecánico a analizar se busca obtener un factor de seguridad mayor a 4 como compensación de otros tipos de esfuerzo que existan en el mismo.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_A}$$

$$\sigma_A = \frac{32 * 60000 \text{ Nmm} * (88.90 \text{ mm})}{\pi * (88.90^4 - 77.92^4) \text{ mm}^4} = 2.12256 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2.13 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{240 \text{ MPa}}{2.13 \text{ MPa}} = 112$$

Cálculo del tamaño del perno

El eje del rodillo va estar sujeto a sus extremos por pernos, por lo cual es necesario determinar el diámetro mínimo del perno a utilizar.

Esfuerzo cortante directo

$$\tau_A = \frac{V}{A_{\text{corte}}} = \frac{4 * V}{\pi * d_{\text{raiz}}^2}$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_A}$$

Reemplazando el esfuerzo cortante y despejando el diámetro de raíz obtenemos:

$$d_{\text{raiz}} = \sqrt{\frac{FS * 4 * V}{\pi * S_{sy}}}$$

La resistencia al cortante de un material dúctil (Acero) es:





$$S_{sy} = 0.58 * S_y$$

Figura 55

Propiedades mecánicas de los pernos de la serie métrica.

Especificaciones DIN - ISO

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

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

Nota. En la figura 55 se observa las propiedades mecánicas de los pernos métricos comerciales de cabeza hexagonales.

Se define una clase métrica de 4.8, y un factor de seguridad de 10.

$$S_y = 340 \text{ MPa} \quad ; \quad FS = 10$$

Diámetro de raíz mínima

$$d_{raiz} = \sqrt{\frac{FS * 4 * V}{\pi * 0.58 * S_y}}$$

$$d_{raiz} = \sqrt{\frac{10 * 4 * 600 \text{ N}}{\pi * 0.58 * 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 6.23 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo de la raíz del perno es de 6.23 mm por lo cual se opta por poner un perno M12.

Selección del rodamiento

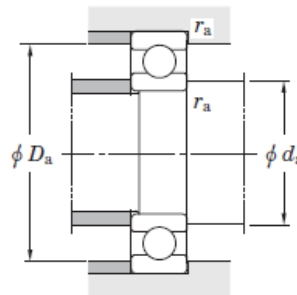
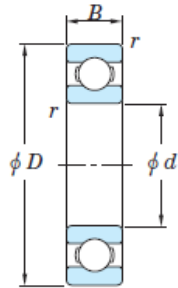
Al no existir carga axial en el eje del rodillo libre se selecciona un rodamiento rígido de bolas, con la condición de que el diámetro interior es de 35 mm y el exterior debe ser superior a 78 mm, pero no superar los 80 mm.

Figura 56

Dimensiones del rodamiento rígido de bolas.

Rodamientos rígidos de bolas de una hilera

Tipo abierto

 d (30) ~ (45) mm

Dimensiones principales (mm)				Capacidad de carga básica (kN)		Carga límite de fatiga (kN)	Factor	Límites de velocidad (min ⁻¹)		No. de rodamiento	Dimensiones de montaje (mm)			(Refer.) Peso (kg)
d	D	B	r_{\min}	C_r	C_{0r}	C_u	f_0	lub. con Grasa	lub. con Aceite		d_n min.	D_n max.	r_n max.	
30	72	19	1.1	33.3	15.0	1.15	13.3	9 600	12 000	6306 6306R 6406	36.5	65.5	1	0.346
	72	19	1.1	41.7	17.7	1.55	12.0	9 800	12 000		36.5	65.5	1	0.379
	90	23	1.5	54.2	23.9	2.05	12.3	8 100	9 700		38	82	1.5	0.735
32	58	13	1	18.8	9.15	0.600	14.5	12 000	14 000	60/32 62/32 63/32	37	53	1	0.127
	65	17	1	29.4	13.1	0.990	13.3	10 000	12 000		37	60	1	0.228
	75	20	1.1	37.6	16.2	1.30	12.7	9 300	11 000		38.5	68.5	1	0.437
35	47	7	0.3	5.95	3.85	0.160	16.5	13 000	16 000	6807 6907 16007 6007 6207 6207R 6307 6307R 6407	37	45	0.3	0.030
	55	10	0.6	13.6	7.75	0.440	15.7	12 000	14 000		39	51	0.6	0.073
	62	9	0.3	15.3	8.85	0.500	15.7	11 000	13 000		37	60	0.3	0.110
	62	14	1	19.9	10.3	0.640	14.9	11 000	13 000		40	58	1	0.155
	72	17	1.1	32.1	15.4	1.10	13.9	9 200	11 000		41.5	65.5	1	0.288
	72	17	1.1	38.7	17.5	1.40	12.9	9 300	11 000		41.5	65.5	1	0.309
	80	21	1.5	41.7	19.3	1.45	13.2	8 500	10 000		43	72	1.5	0.457
	80	21	1.5	50.0	21.7	1.90	12.1	8 700	10 000		43	72	1.5	0.494
	100	25	1.5	68.8	31.0	2.65	12.2	7 200	8 600		43	92	1.5	0.952

Nota. En la figura 56 se observa la geometría de los rodamientos rígidos de bolas. Tomado de (Koyo, 2023).

Se selecciona el rodamiento 6307 el cual tiene un diámetro interior de 35 mm y uno exterior de 80 mm, lo cual se acopla perfectamente a las dimensiones del rodillo libre.

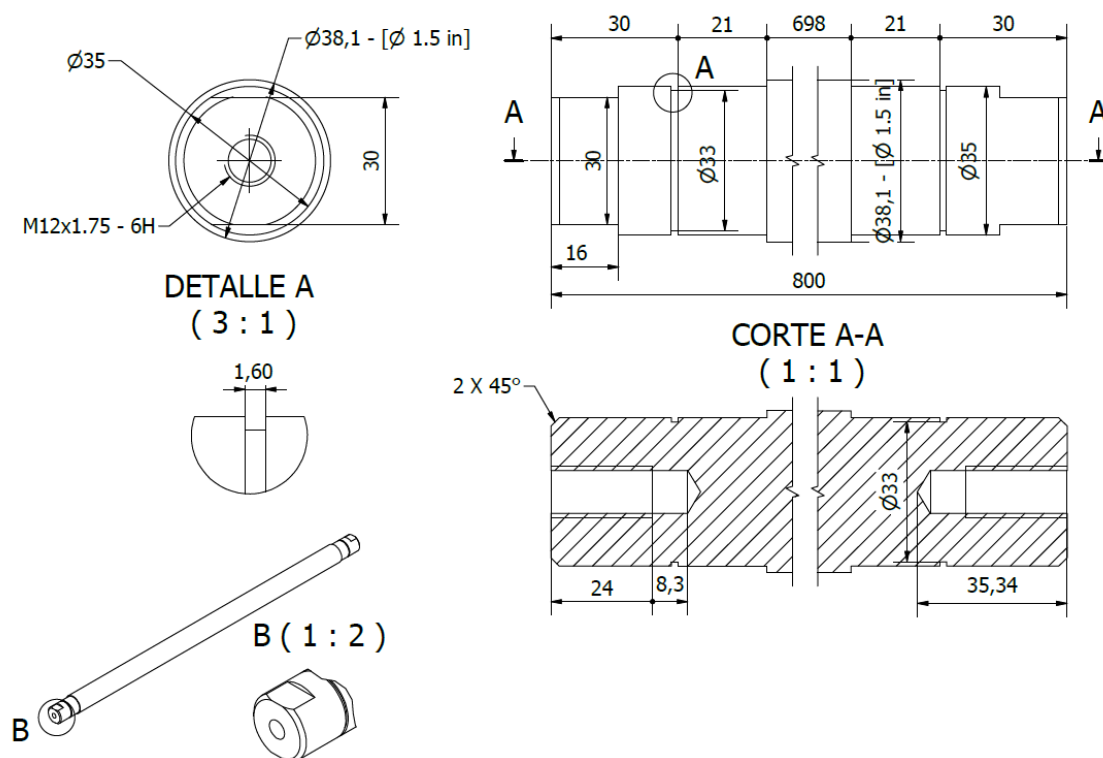
La capacidad de carga básica dinámica del rodamiento es de 41.7 kN y referenciando al análisis realizada en el literal “Diseño de la flecha del tornillo sin fin / corona” sección “Selección de rodamientos” se observa que para una carga radial de aproximadamente 1600 N obtenemos una

capacidad de carga de 22 kN, mientras que para este análisis la carga es de 600 N por lo cual es evidente que la capacidad de carga no superara los 22 kN, lo cual respalda la selección del rodamiento 6307 sin la necesidad de realizar un cálculo detallado.

Geometría del eje del rodillo libre

Figura 57

Dimensiones del eje del rodillo libre.



12

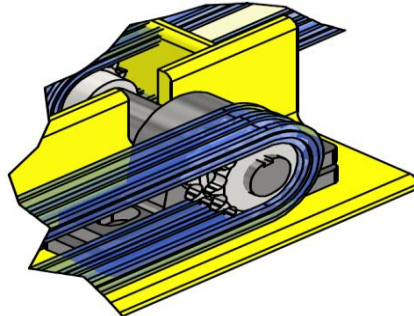
Nota. En la figura 57 se detalla la geometría del eje para el rodillo libre a construir.

Rodillo Motriz

Las cargas y reacciones en el rodillo motriz son las mismas que en el rodillo libre, sin embargo, la diferencia entre ellos es que el motriz tiene manzanas que se acopla al tubo de cedula 40 de 3 in mediante soldadura, lo cual le permite comportarse como un solo cuerpo para la transmisión de potencia de un rodillo a otro.

Figura 58

Esquema del conjunto del rodillo motriz.

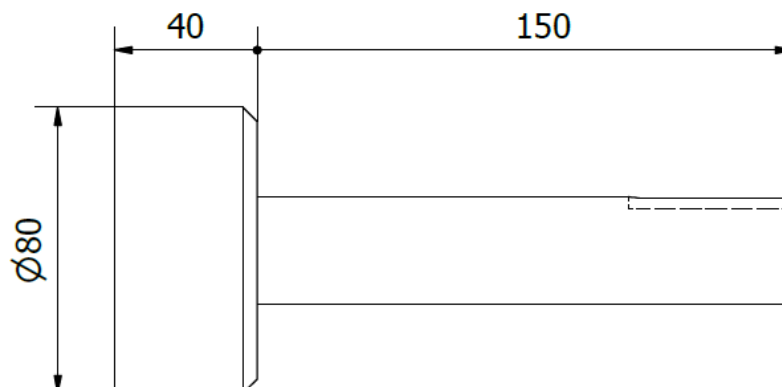


Nota. Como se observa en la figura 58 al rodillo motriz se acopla una catalina el cual transmite la potencia de un rodillo a otro mediante cadenas.

Geometría de la manzana motriz izquierda

Figura 59

Geometría de la manzana del rodillo motriz lado izquierdo.

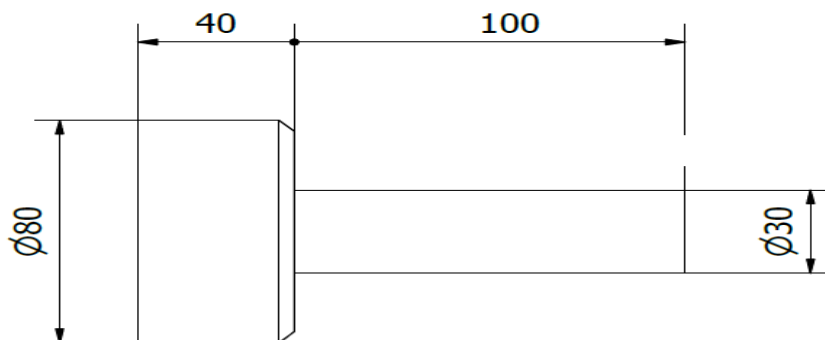


Nota. En la figura 59 se especifica la geometría de la manzana izquierda del rodillo motriz.

Geometría de la manzana motriz derecha

Figura 60

Geometría de la manzana del rodillo motriz lado derecho.



Nota. En la figura 60 se especifica la geometría de la manzana izquierda del rodillo motriz.

Sistema de transmisión de potencia de los rodillos

Parámetros de diseño

Se proporciona un motor de 3 HP marca SIEMENS a una velocidad angular de 1740 rpm junto con un reductor ortogonal de 31.2 de factor de reducción.

$$P_{M3} = 3 \text{ HP} = 2.2 \text{ kW}$$

$$\omega_{M3} = 1740 \text{ rpm}$$

$$i_{R3} = 31.2$$

Cálculo del torque de salida del reductor

$$\omega_{out} = \frac{\omega_{M3}}{i_{R3}}$$

$$P_{M3} = T_{out} * \omega_{out}$$

$$P_{M3} = T_{out} * \frac{\omega_{M3}}{i_{R3}}$$

$$T_{out} = \frac{P_{M3} * i_{R3}}{\omega_{M3}} * \frac{30}{\pi}$$

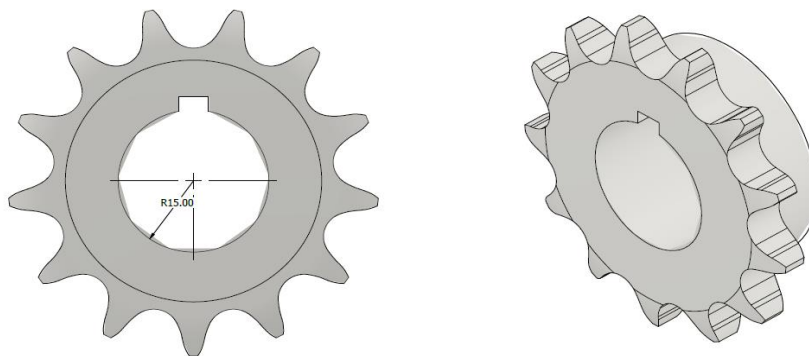
Remplazando valores obtenemos que:

$$T_{out} = \frac{2200 * 31.2}{1740} * \frac{30}{\pi} = 376.703 \text{ Nm}$$

Selección de la cadena y catalina para los rodillos motrices

Figura 61

Geometría de la catalina 50B13



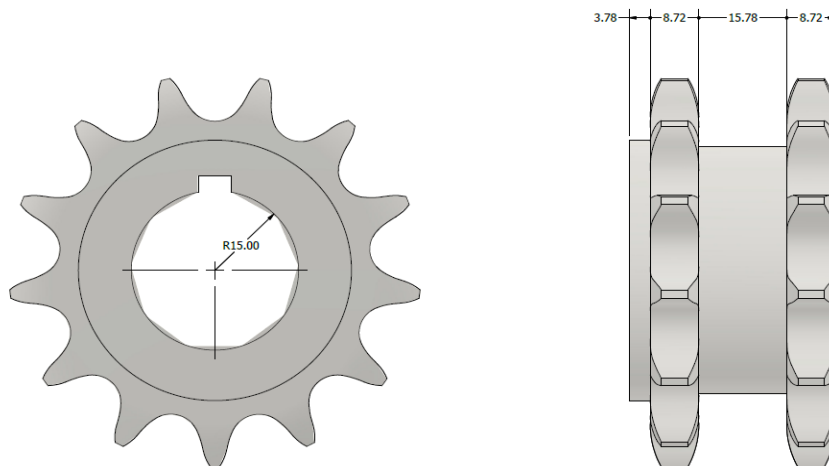
Nota. En la figura 61 se detalla la perforación que se debe realizar a la catalina comercial de 13 dientes para cadena #50.

Se ha seleccionado para una primera estancia la catalina de 13 dientes para una cadena de rodillos #50.

Debido a que se necesita que la transmisión de potencia sea secuencial de una catalina a otra se ha optado por mandar a fabricar una catalina doble pero simple, es decir dos catalinas simples pero unidas.

Figura 62

Geometría de la catalina doble para cadena simple.



Nota. En la figura 62 se detalla la geometría de la catalina doble pero simple.

Potencia corregida

$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P$$

Donde:

K1: Coeficiente del número de dientes de la catalina.

K2: Coeficiente de multiplicidad.

K3: Coeficiente del número de eslabones.

K4: Coeficiente del factor de servicio.

K5: Coeficiente de la vida útil.

Coeficiente del número de dientes (K_1)

Figura 63

Coeficiente del número de dientes.

No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2
23	1.22	17	0.90	12	0.35
21	1.11	15	0.60	11	0.30
19	1.00	13	0.40	10	NR ^a

Nota. En la figura 63 se observa el coeficiente del número de dientes. Tomado de (SKF, 2023).

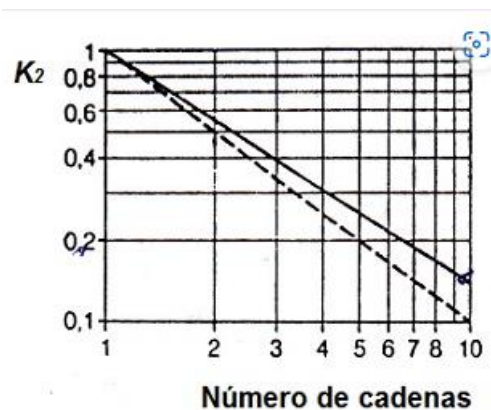
$$K_1 = 0.4$$

Coeficiente de multiplicidad (K_2)

Este coeficiente tiene en cuenta el número de cadenas empleadas en la transmisión de potencia, sea simple, doble, triple, etc.

Figura 64

Tabla del coeficiente de multiplicidad.



Nota. En la figura 64 se observa el coeficiente de multiplicidad a partir del número de cadenas a utilizar. Tomado de (Ingemeconica, 2023).

Como nuestra cadena es simple el coeficiente de multiplicidad toma el valor de:

$$K_2 = 1$$

Coefficiente del número de eslabones (K3)

Cálculo del número de eslabones

$$\#_{eslabones} = \frac{2 * C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{K}{Z_1 + Z_2}$$

Donde:

C: Distancia entre centros.

Z1: Numero de dientes de la catalina pequeña.

Z2: Numero de dientes de la catalina grande.

K: Factor K.

p: paso de la cadena.

Parámetros conocidos

$$C = 500 \text{ mm}$$

$$Z_1 = Z_2 = 13 \text{ dientes}$$

$$p = 5/8$$

Cálculo del factor K

Figura 65

Tabla de coeficientes K.

'K' Factors													
Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K	Z ₁ -Z ₂	K
1	0,0	11,00	3,06	21,00	11,17	31,00	24,34	41,00	42,58	51,00	65,88	61	94,25
2	0,1	12,00	3,65	22,00	12,26	32,00	25,94	42,00	44,68	52,00	68,49	62	97,37
3	0,2	13,00	4,28	23,00	13,40	33,00	27,58	43,00	46,84	53,00	71,15	63	100,54
4	0,4	14,00	4,96	24,00	14,59	34,00	29,28	44,00	49,04	54,00	73,86	64	103,75
5	0,6	15,00	5,70	25,00	15,83	35,00	31,03	45,00	51,29	55,00	76,62	65	107,02
6	0,9	16,00	6,48	26,00	17,12	36,00	32,83	46,00	53,60	56,00	79,44	66	110,34
7	1,2	17,00	7,32	27,00	18,47	37,00	34,68	47,00	55,95	57,00	82,30	67	113,71
8	1,6	18,00	8,21	28,00	19,86	38,00	36,58	48,00	58,36	58,00	85,21	68	117,13
9	2,1	19,00	9,14	29,00	21,30	39,00	38,53	49,00	60,82	59,00	88,17	69	120,6
10	2,5	20,00	10,13	30,00	22,80	40,00	40,53	50,00	63,33	60,00	91,19	70	124,12
71	127,7	81,00	166,19	91,00	209,76	101,00	258,39	111,00	312,09	121,00	370,86	131	434,69
72	131,3	82,00	170,32	92,00	214,40	102,00	263,54	112,00	317,74	122,00	377,02	132	441,36
73	135,0	83,00	174,50	93,00	219,08	103,00	268,73	113,00	323,44	123,00	383,22	133	448,07
74	138,7	84,00	178,73	94,00	223,82	104,00	273,97	114,00	329,19	124,00	389,48	134	454,83
75	142,5	85,00	183,01	95,00	228,61	105,00	279,27	115,00	334,99	125,00	395,79	135	461,64
76	146,3	86,00	187,34	96,00	233,44	106,00	284,67	116,00	340,84	126,00	402,14	136	468,51
77	150,2	87,00	191,73	97,00	238,33	107,00	290,01	117,00	346,75	127,00	408,55	137	475,42
78	154,1	88,00	196,16	98,00	243,27	108,00	295,45	118,00	352,70	128,00	415,01	138	482,39
79	158,1	89,00	200,64	99,00	248,26	109,00	300,95	119,00	358,70	129,00	421,52	139	489,41
80	162,1	90,00	205,18	100,00	253,30	110,00	306,50	120,00	364,76	130,00	428,08	140	496,47

Nota. En la figura 65 se observa la tabla para determinar el valor del factor K. Tomado de (SKF, 2023).

$$Z_1 - Z_2 = 13 - 13 = 0$$

$$K = 0$$

Numero de eslabones

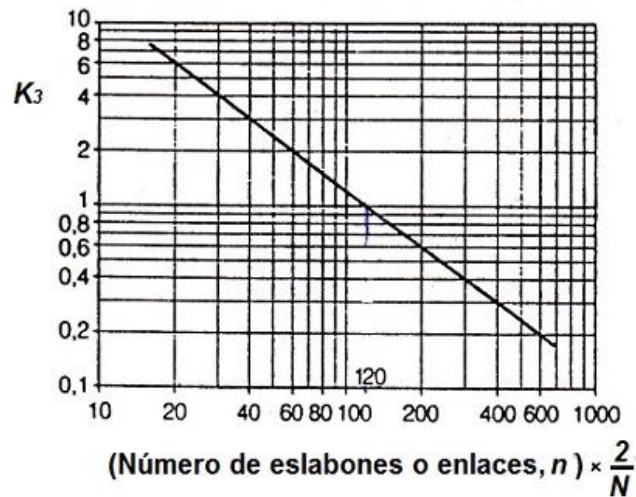
$$\#_{eslabones} = \frac{2 * C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{K}{Z_1 + Z_2}$$

$$\#_{eslabones} = \frac{2 * 500 \text{ mm}}{\frac{5}{8} \text{ in} * 25.4 \frac{\text{mm}}{\text{in}}} + \frac{13 + 13}{2} + \frac{0}{13 + 13}$$

$$\#_{eslabones} = 75.992 \cong 76$$

Figura 66

Tabla del coeficiente del número de eslabones.



Nota. En la figura 66 se observa la recta para determinar el coeficiente del número de eslabones.

Tomado de (Ingemecanica, 2023).

$$K_3 = 1$$

Coeficiente del factor de servicio (K_4)

Figura 67

Coeficiente del factor de servicio.

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

Nota. En la figura 67 se observa la tabla para determinar el factor de servicio. Tomado de (SKF, 2023).

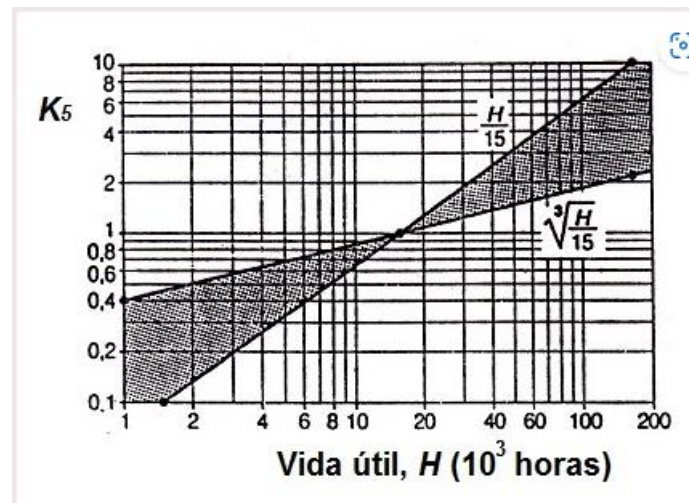
Debido a que la carga es uniforme y la cadena ser accionada por un motor eléctrico y su función se asemeja a una cinta transportadora el coeficiente del factor de servicio es de 1.

$$K_4 = 1$$

Coeficiente de la vida útil (K_5)

Figura 68

Tabla del coeficiente de vida útil.



Nota. En la figura 68 se observa la tabla para determinar la vida útil de la cadena. Tomado de (Ingemecanica, 2023).

Por lo general las cadenas se diseñan para una vida útil de 15 000 horas, por lo cual el valor del coeficiente es de 1.

$$K_5 = 1$$

Cálculo de la potencia corregida

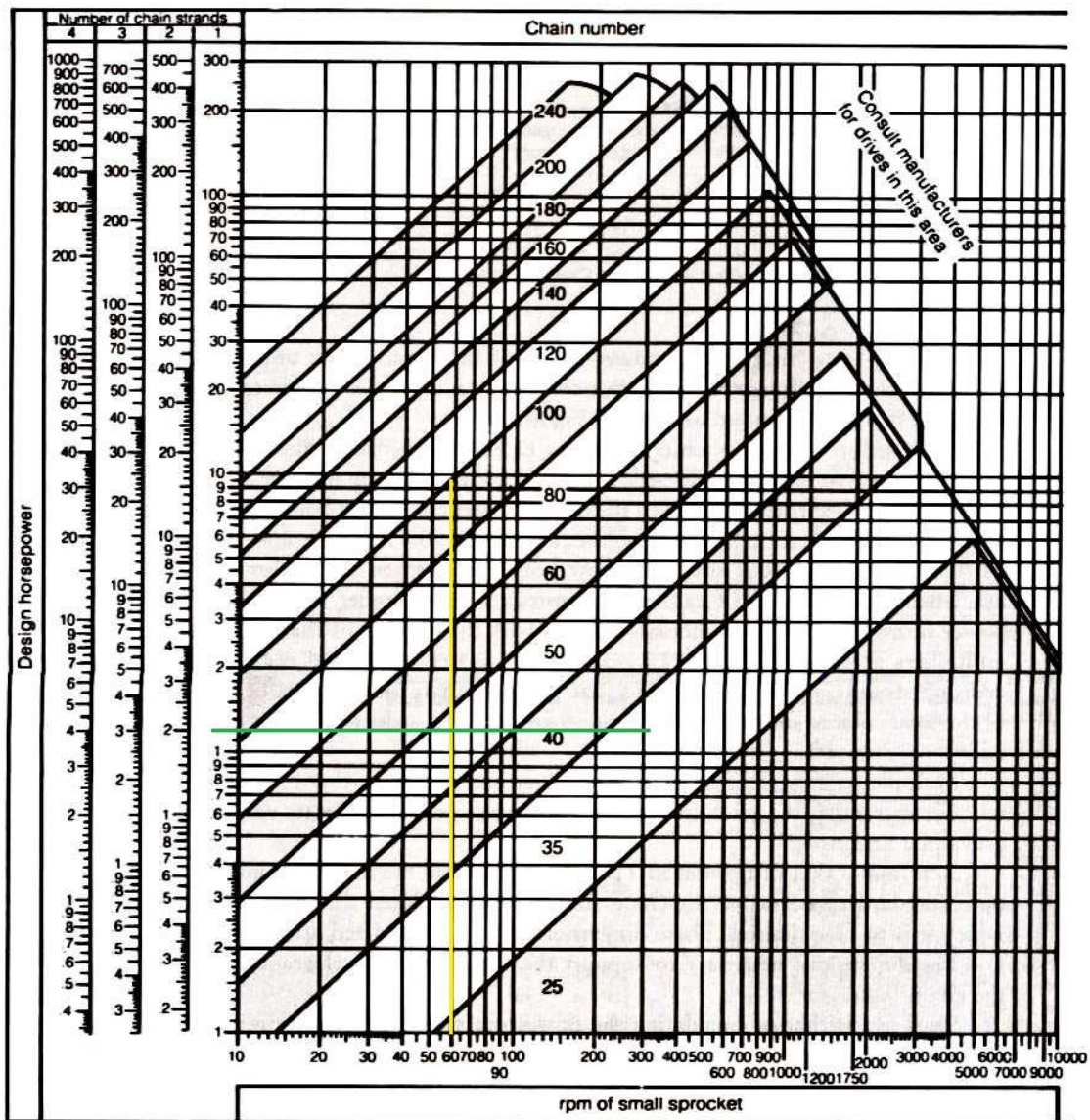
$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P$$

$$P_c = 0.4 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 2.2 \text{ kW} = 0.88 \text{ kW} \cong 1.2 \text{ HP}$$

Selección de la cadena

Figura 69

Grafica para seleccionar el tipo de cadena.

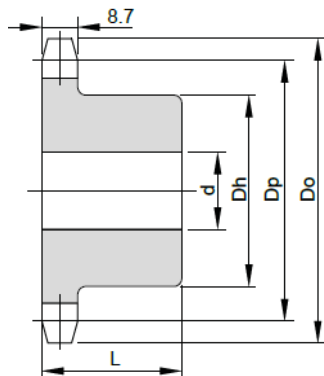


Nota. A partir de la figura 69 y con datos conocidos como la potencia corregida $P_c=1.2$ HP y una velocidad angular de salida de 60 rpm se selecciona una cadena #50 que tiene como paso $5/8$, por (Ingemecanica, 2023).

Tensión transmitida a la cadena

Figura 70

Dimensiones de la catalina 50B13.



Pieza Vercelli N°	N° Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min	Max	Dh	L	q
		mm	mm	d min	d max	mm	mm	Kg
50B08*	8	41.48	47.00	9	15.9	28.6	25.4	0.19
50B09*	9	46.41	53.00	9	19	35	25	0.20
50B10*	10	51.38	58.00	9	22	40	25	0.27
50B11*	11	56.35	64.00	12	25	46	30	0.33
50B12*	12	61.34	69.00	12	32	51	30	0.41
50B13	13	66.34	74.00	12	33	51	30	0.46
50B14	14	71.34	79.00	12	36	54	30	0.52

Nota. En la figura 70 se representa la geometría de las catalinas para cadena #50. Tomado de (Vercellispa, 2023).

$$F_t = \frac{2 * T_{out}}{d_{50B13}}$$

$$F_t = \frac{2 * 376.703 Nm * 1000}{66.34 mm} = 11.3567 KN$$

Cálculo del FS de la cadena

Figura 71

Tabla de características mecánicas de las cadenas ANSI.

Tabla 17-19

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.

(Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.)

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

Nota. En la figura 71 se observa la tabla donde se detalla la resistencia mínima a la tensión de los diferentes tipos de cadenas según ANSI. Tomado de (Nisbett, 2008).

Resistencia mínima a la tensión de la cadena #50 como lo detalla en la figura 71.

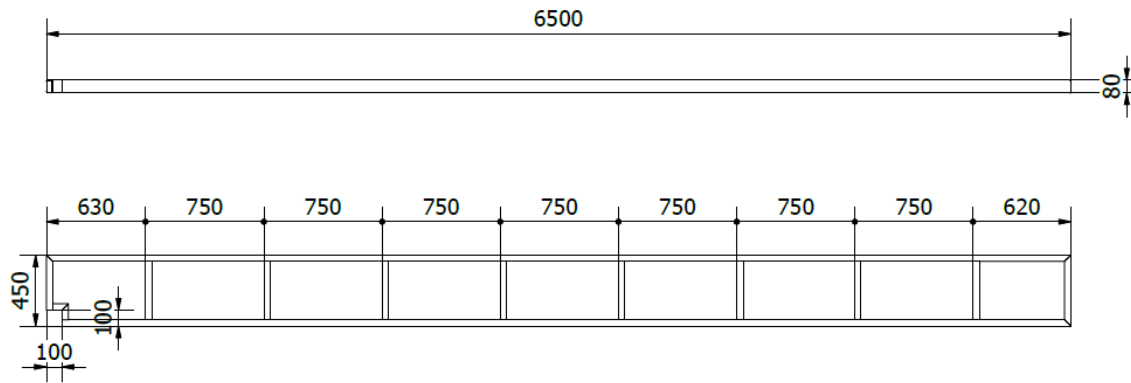
$$T_{\#50} = 21.7 \text{ KN}$$

$$FS = \frac{T_{\#50}}{F_t} = \frac{21.7 \text{ KN}}{11.3567 \text{ KN}} = 1.91$$

Mesa giratoria

Figura 72

Esquema de la mesa giratoria.

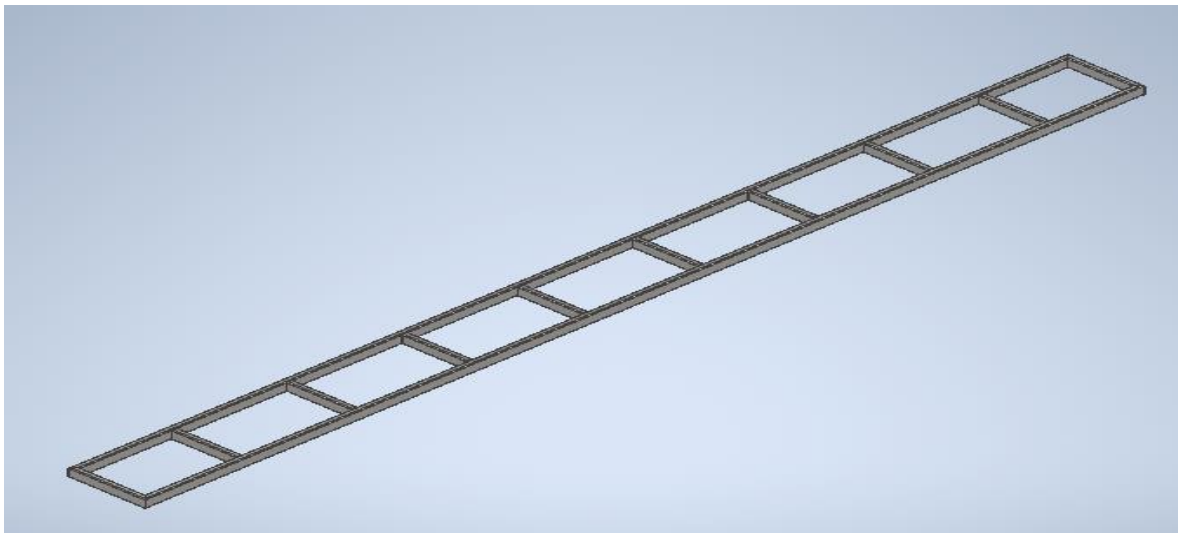


Nota. En la figura 72 se detalla la geometría de la mesa giratoria a fabricar.

Análisis de deflexión de la mesa giratoria

Figura 73

Diseño de la mesa giratoria.



Nota. En la figura 73 se observa el CAD de la mesa giratoria para su posterior análisis de deflexión desarrollado en inventor.

Parámetros de diseño

- Carga de diseño: 30 Kg

- Carga distribuida en los laterales de la mesa: 20 kg/m
- Gravedad activada.

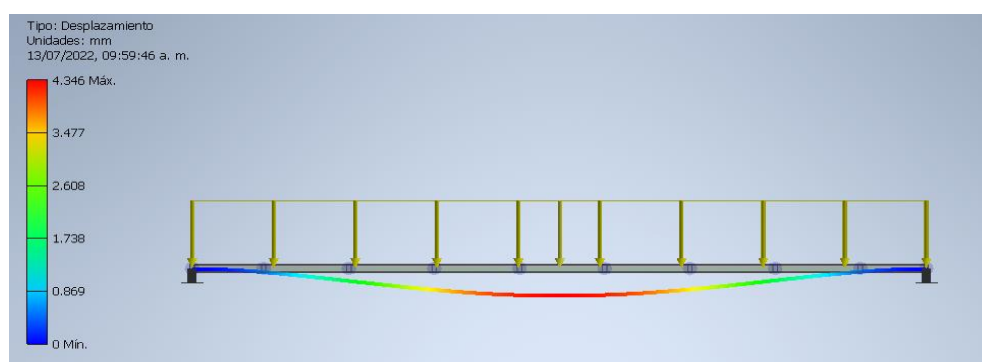
Simulaciones de la deflexión de la mesa giratoria

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 80x40x3 mm

Figura 74

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x3 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 74 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 80x40x3 mm.

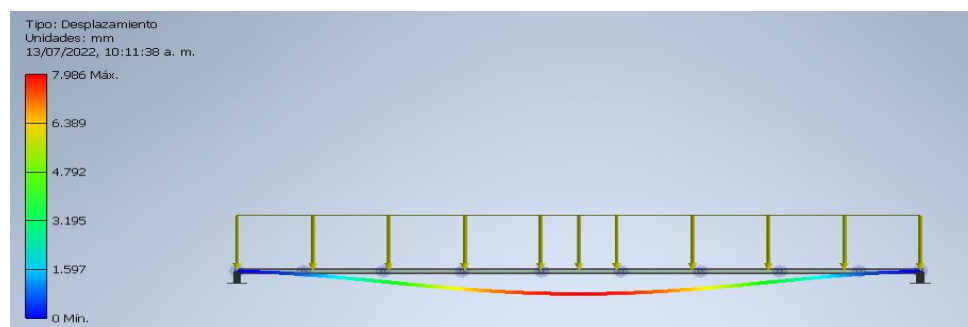
- Deflexión máxima de 4.35 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 60x40x3 mm

Figura 75

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 60x40x3 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 75 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 60x40x3 mm.

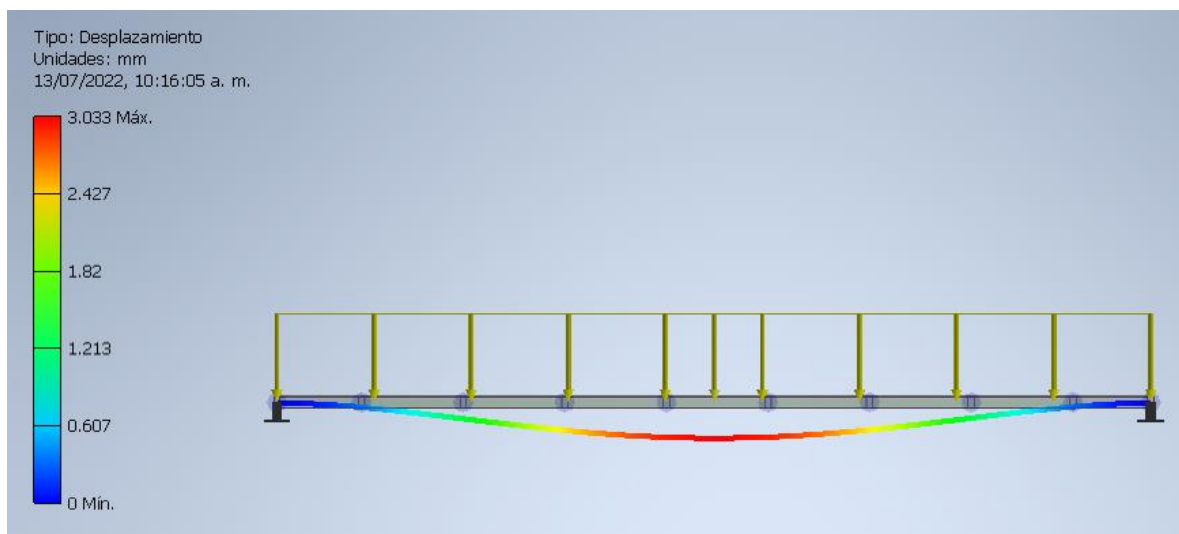
- Deflexión máxima de 8 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 90x50x3 mm

Figura 76

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x3 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 76 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 90x50x3 mm.

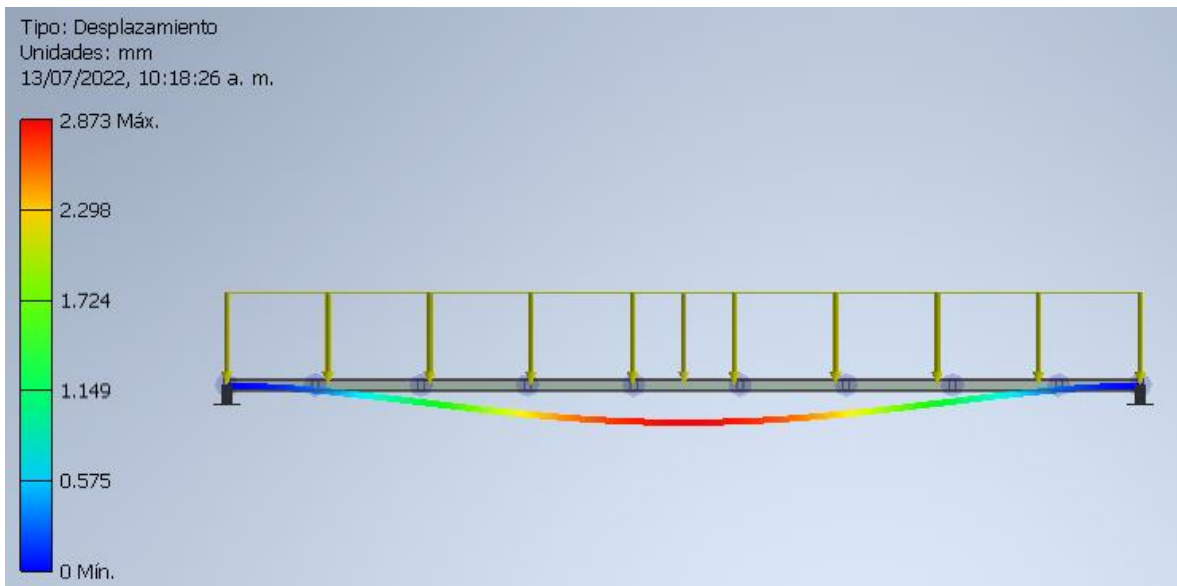
- Deflexión máxima de 3 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 90x50x4 mm

Figura 77

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x4 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 77 se observa la deflexi3n de la estructura para un perfil 90x50x4 mm.

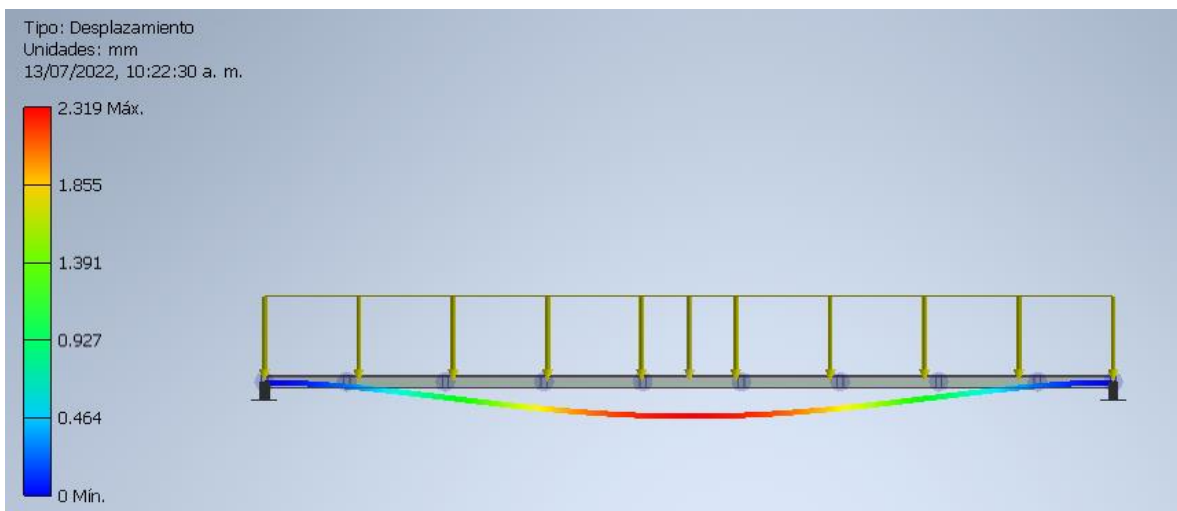
- Deflexi3n maxima de 2.9 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 100x50x4 mm

Figura 78

Deflexi3n de la mesa giratoria perfil rectangular 100x50x4 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 78 se observa la deflexi3n de la estructura para un perfil 100x50x4 mm.

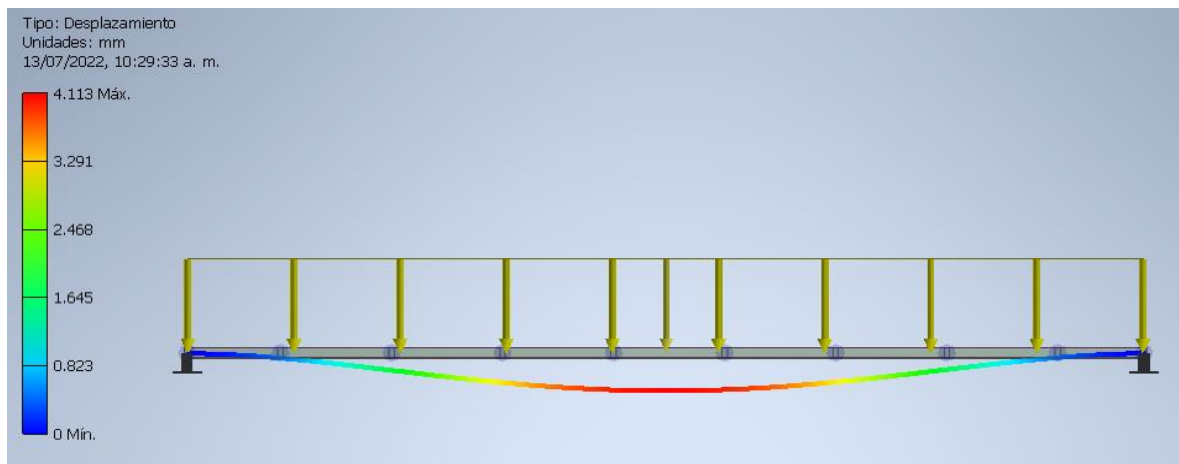
- Deflexi3n maxima de 2.3 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 80x40x4 mm

Figura 79

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x4 para una carga de 30 Kg.



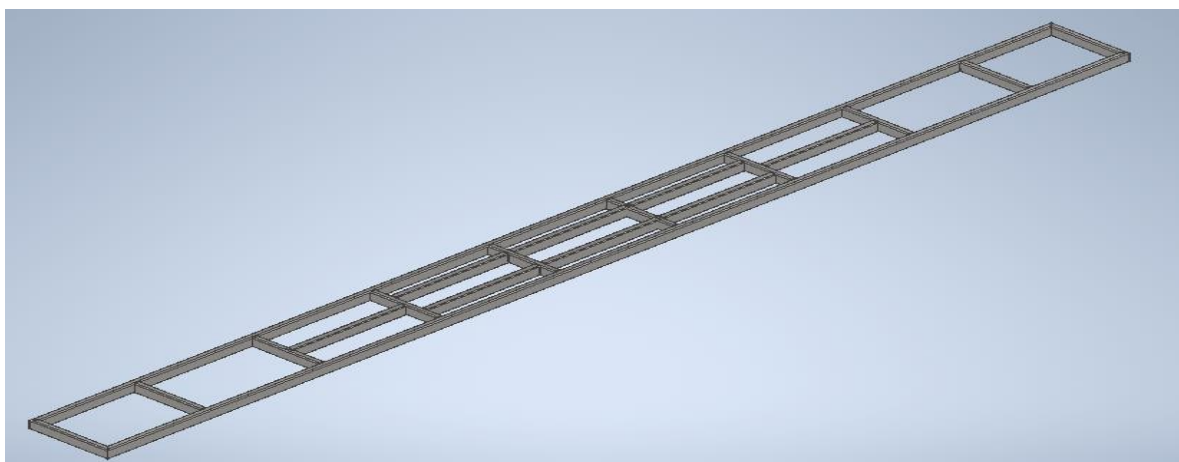
Nota. En la figura 79 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 80x40x4 mm.

- Deflexión máxima 4.113 mm

Simulación del diseño con refuerzos

Figura 80

Diseño con refuerzos de la mesa giratoria.



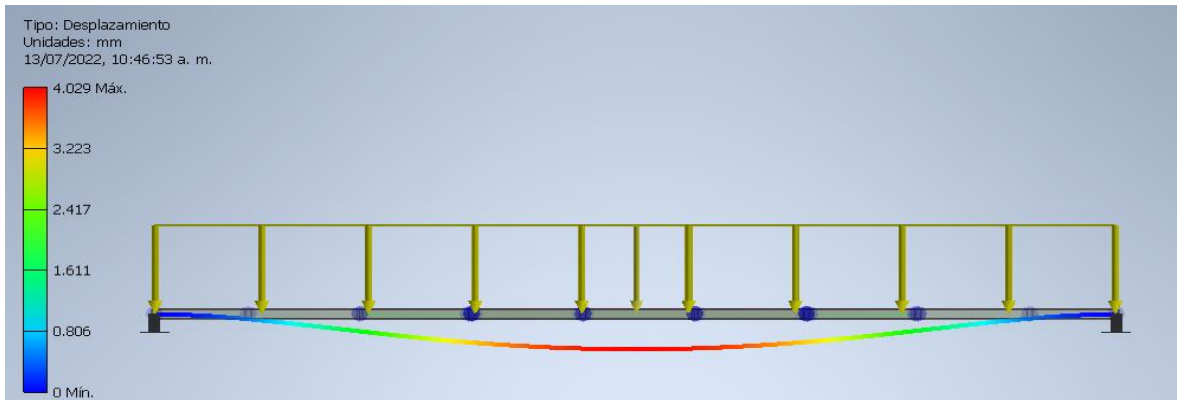
Nota. En la figura 80 se observa el CAD de la mesa giratoria con refuerzos para su posterior análisis de deflexión desarrollado en inventor.

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 80x40x4 mm

Figura 81

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x4 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 81 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 80x40x4 mm.

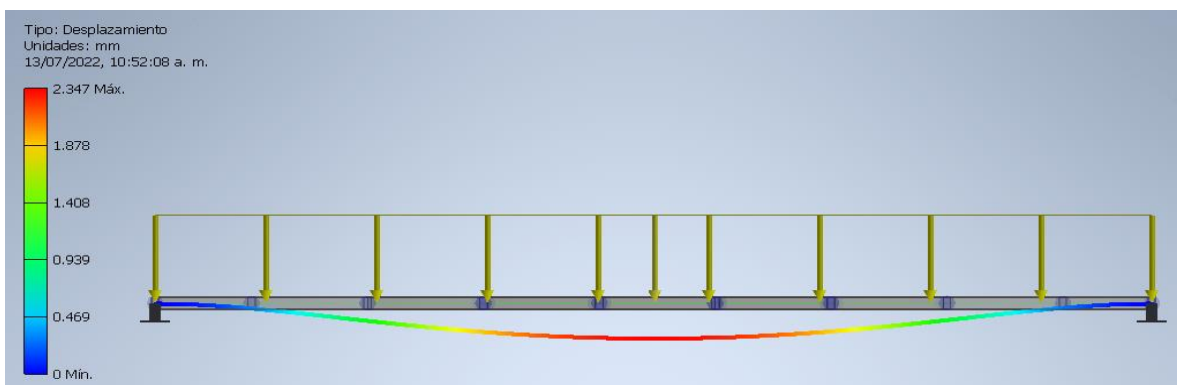
- Deflexión máxima 4.029 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 100x50x4 mm

Figura 82

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 100x50x4 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 82 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 100x50x4 mm.

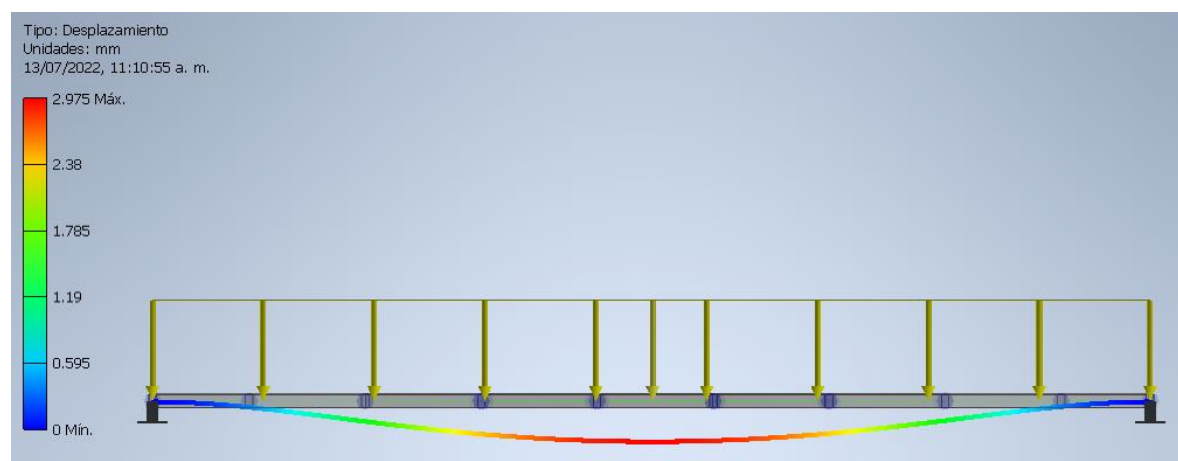
- Deflexión máxima 2.347 mm

Datos del Perfil utilizado

- Perfil Rectangular de 90x50x3 mm

Figura 83

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 90x50x3 para una carga de 30 Kg.



Nota. En la figura 83 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 90x50x3 mm.

- Deflexión máxima 2.98 mm

Resumen de las deflexiones máximas simuladas

Tabla 4

Resumen de las deflexiones de la mesa giratoria para diferentes tipos de perfiles.

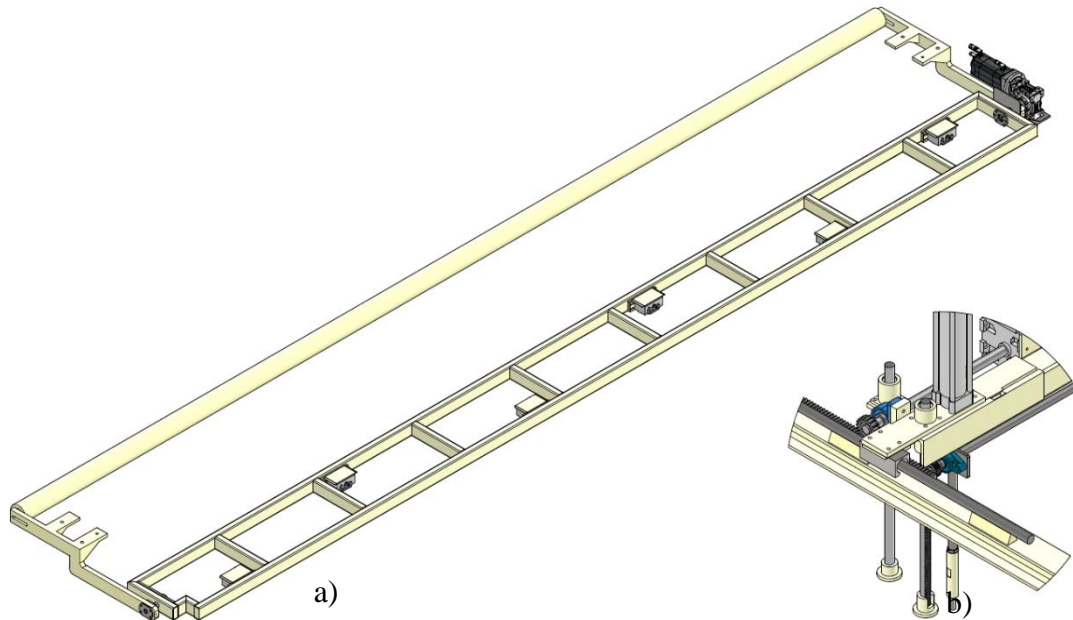
Perfil	Deflexión (mm)	
	Mesa giratoria	Mesa giratoria con refuerzos
Rectangular		
60x40x3	8	-
80x40x3	4.35	-
80x40x4	4.113	4.029
90x50x3	3	2.98
90x50x4	2.9	-
100x50x4	2.3	2.347

Seleccionamos el perfil 80x40x4 mm debido a disponibilidad en el mercado, debido a la poca diferencia de las deflexiones entre el diseño de la mesa giratoria con y sin refuerzos se ha optado por el diseño sin refuerzos.

Sistema de elevación de la mesa giratoria

Figura 84

a) Conjunto de la mesa giratoria, b) Sistema de elevación.



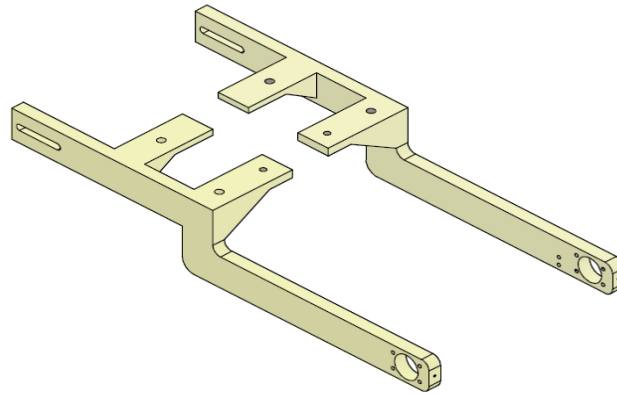
Nota. En la figura 84 el sistema de elevación de la mesa giratoria está conformado por dos conjuntos, el conjunto a) que actuara como los puntos de anclajes de la mesa giratoria y el conjunto b) que actúa como la fuente que genera el movimiento.

Conjunto de la mesa giratoria “a)”

Brazo elevador

Figura 85

Brazo elevador de la mesa giratoria.



Nota. En la figura 85 se observa los brazos elevadores que se acoplaran a la mesa giratoria y al puente grúa.

Parámetros de diseño

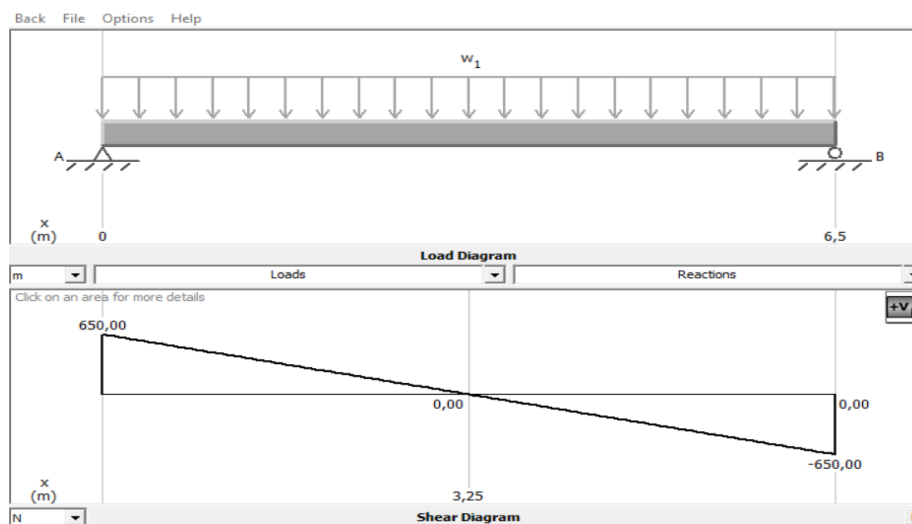
$$W_D = 45 \frac{kg}{m}$$

$$L = 6.5 m$$

Reacciones de la mesa giratoria en los puntos de apoyo

Figura 86

Reacciones de la mesa giratoria en los puntos de apoyo.



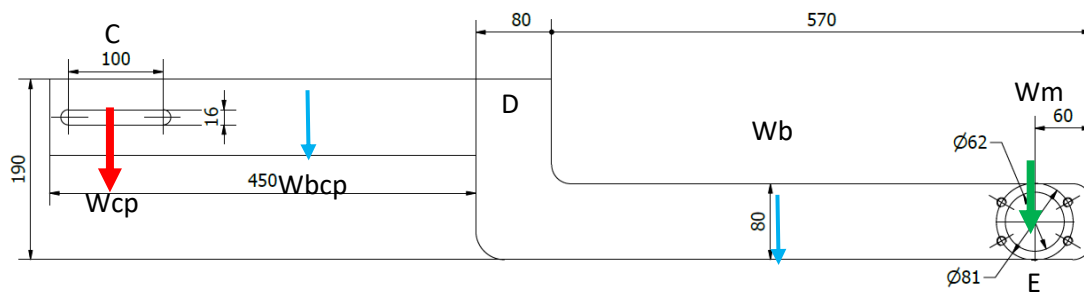
Nota. En la figura 86 se observa el diagrama de fuerzas cortantes de la mesa giratoria.

$$R_A = R_B = 650 \text{ N} \equiv 66.25 \text{ kg}$$

Equilibrio del brazo elevador

Figura 87

Esquema del brazo elevador de la mesa giratoria



Nota. En la figura 87 se representan las cargas existentes sobre el brazo elevador.

Debido a que el brazo elevador estará acoplado al sistema de elevación de la mesa giratoria (D) obtenemos un cuerpo de 3 puntos de apoyo por lo cual el sistema necesita estar en equilibrio una vez ensamblado la mesa giratoria.

C: Contrapeso

D: Acople sistema de elevación

E: Mesa giratoria

Cálculo del contrapeso

Datos

$$W_{bcp} = 8 \text{ kg}$$

$$W_b = 17 \text{ kg}$$

$$W_m = R_A = 66.25 \text{ kg}$$

Se realiza una sumatoria de momentos en el punto D.

$$\sum M_D = 0$$

$$W_{cp} * d + W_{Bcp} * d_2 - W_m * d_1 - W_b * d_3 = 0$$

$$W_{cp} = \frac{W_m * d_1 + W_b * d_3 - W_{Bcp} * d_2}{d}$$

Donde

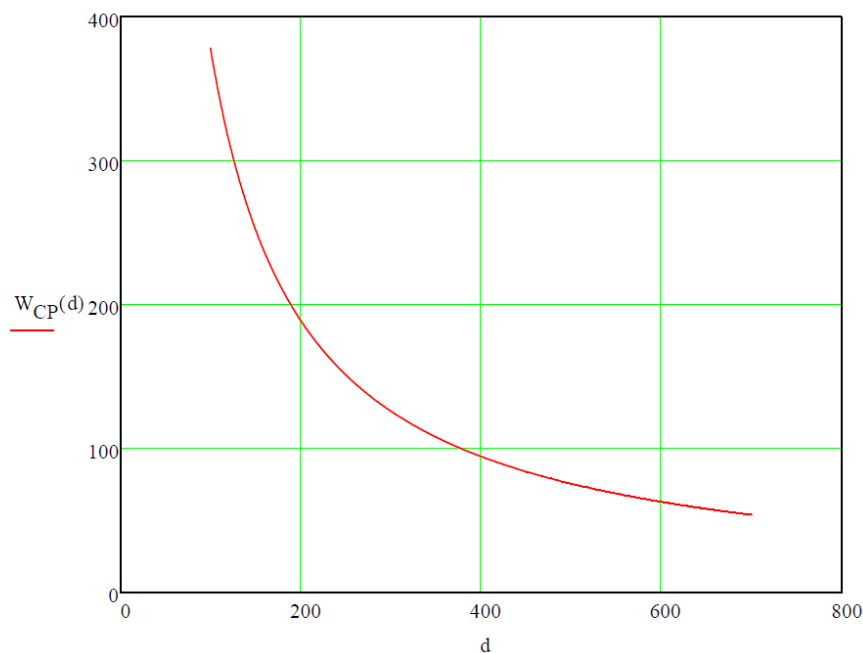
$$d_1 = 550 \text{ mm} \quad d_2 = 220 \text{ mm} \quad d_3 = 186 \text{ mm}$$

$$W_{cp} = \frac{66.25 \text{ kg} * 550 \text{ mm} + 17 \text{ kg} * 186 - 8 \text{ kg} * 220 \text{ mm}}{d}$$

Debido a que el peso está en función de la distancia “d” procedemos a dar valores a la variable d y representarlo en una gráfica, tomando en cuenta que la distancia de no debe superar el valor de 500 mm.

Figura 88

Grafica de la ecuación del contrapeso.



Nota. En la figura 88 se observa una gráfica que representa a los posibles resultados del contrapeso de la mesa giratoria para diferentes distancias.

La longitud optima se encuentra entre 470 y 370 mm por lo cual vamos a determinar el peso entre esos límites.

Tabla 5

Limites del contrapeso de la volteadora de mallas.

Distancia (mm)	Contrapeso (kg)
370	80.5096
470	102.27

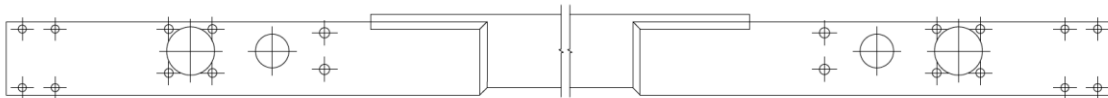
Nota. En la tabla 5 están los límites del contrapeso para las distancias definidas.

El peso para equilibrar la mesa giratoria es de 80 Kg por lado por lo cual al ser dos lados se necesita un peso mínimo de 160 kg.

Conjunto del puente grúa "b)"

Figura 89

Estructura principal del puente grúa.



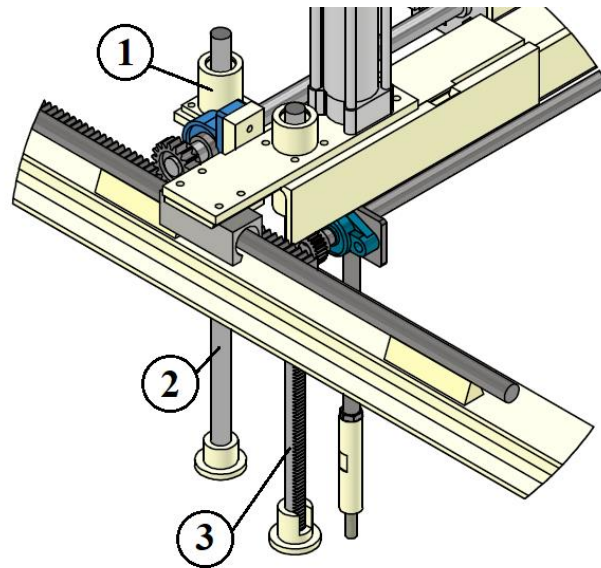
Nota. En la figura 89 se observa la estructura principal del puente grúa.

El puente grúa está conformado por un tubo cuadrado y un ángulo el cual porta los bocines guía y el actuador neumático que elevara la mesa giratoria.

Componentes principales el sistema de elevación

Figura 90

Componentes principales el sistema de elevación



Nota. En la figura 90 se resalta los componentes mecánicos principales para la elevación de la mesa giratoria.

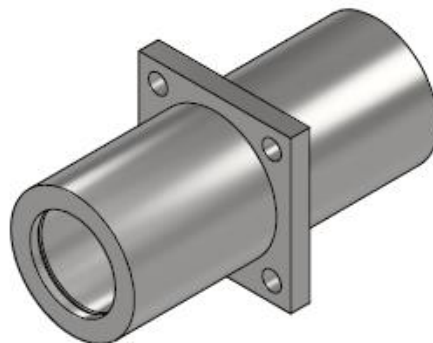
Componentes

1. Porta bocín para eje guía.
2. Eje guía.
3. Eje guía con cremallera.

Bocín para eje guía

Figura 91

Porta bocín para el eje guía



Nota. En la figura 91 se observa el CAD del porta bocín para el eje guía que elevara la mesa giratoria y la carga.

Para elevar la carga se ha decidido colocar ejes guía para ayudar a la rigidez al momento de elevar la mesa giratoria y su carga.

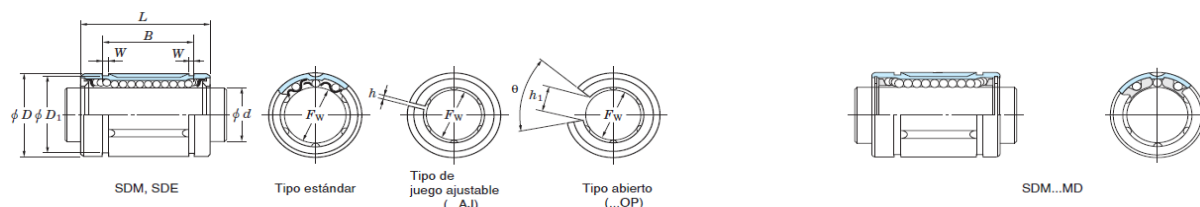
Selección del rodamiento lineal para el porta bocín.

Debido al funcionamiento del eje guía este no presenta una carga radial considerable por lo que el parámetro de selección del rodamiento se basara en las dimensiones del eje guía.

Para el eje guía se ha decidido colocar un eje cromado de 30 mm de diámetro, debido a su acabado superficial que facilita el deslizamiento del rodamiento lineal y por su alta dureza que esta entre 66 -69 HRC.

Figura 92

Dimensiones del rodamiento lineal



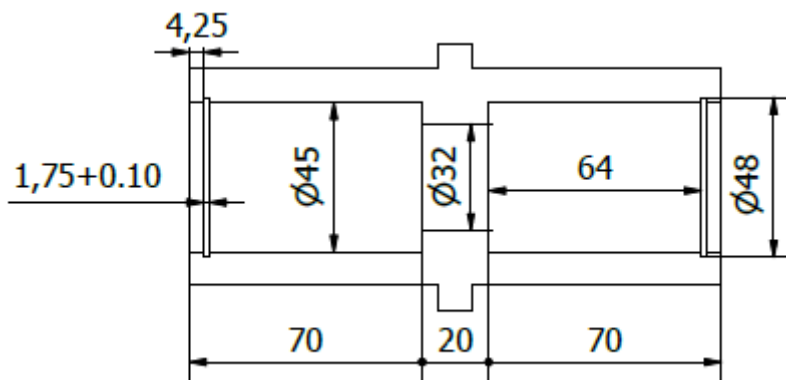
Diám. eje (mm)	Dimensiones (mm)										No. de rodamiento ¹⁾			No. de fila de bolas			Capacidad de carga básica (N)		(Refer.) Masa (g) Tipo estándar
	F_w	D	L	B	W	D_1	h	h_1	θ	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	C_r	C_{0r}		
20	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	10	60°	SDE20	SDE20AJ	SDE200P	5	5	4	590	1 010	96	
	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	—	—	SDE20MG	SDE20AJMG	—	5	5	—	590	1 010	88	
25	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	12.5	60°	SDE25	SDE25AJ	SDE250P	5	5	4	1 130	2 030	190	
	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	—	—	SDE25MG	SDE25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170	
	25	40	59	41	1.85	38	2	12	60°	SDM25	SDM25AJ	SDM250P	5	5	4	1 130	2 030	200	
	25	40	59	41	1.85	38	2	—	—	SDM25MG	SDM25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170	
30	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	15	50°	SDM30	SDM30AJ	SDM300P	6	6	5	1 470	2 770	250	
	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	—	—	SDM30MG	SDM30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	220	
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	12.5	50°	SDE30	SDE30AJ	SDE300P	6	6	5	1 470	2 770	340	
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	—	—	SDE30MG	SDE30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	320	

Nota. En la figura 92 se presentan las dimensiones generales del rodamiento lineal y sus capacidades de cargas, por Koyo, 2023.

Según las dimensiones del eje guía que es de 30 mm de diámetro se selecciona el rodamiento lineal SDM30 tipo estándar que presenta una capacidad de carga básica dinámica de 1.47 kN.

Figura 93

Dimensiones interiores del porta bocín



Nota. En la figura 93 se detalla las dimensiones internas del porta bocín para fabricar.

Eje guía con cremallera

La necesidad de realizar un eje guía con cremallera surge a partir del problema de elevación de la mesa giratoria, ya que esta al tener pesos desiguales en sus extremos debido a que un costado se encuentra el reductor de velocidad (figura 84) y al otro extremo simplemente el brazo elevador, descompensa el balance de la mesa y sube desigual con una diferencia de 60 mm para corregir este problema se implementó conectar los dos actuadores neumáticos mediante un sistema piñón cremallera para que el pistón con menos peso influya en el de mayor peso logrando así un equilibrio al momento de elevar la mesa giratoria.

La función primaria del eje con cremallera es ayudar a igualar la elevación de la mesa giratoria y la encargada de transmitir la fuerza es un actuador neumático, las cargas sobre los dientes son pequeñas por lo que se ha decidido fabricar a partir de un módulo 2.

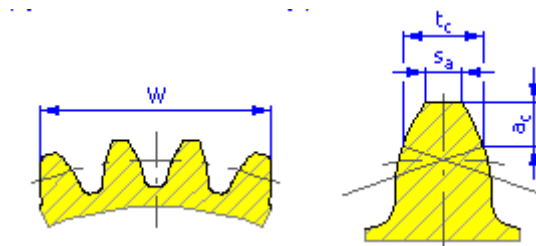
Cargas en el diente

$$W = 150 \text{ kg}$$

Área de análisis

Figura 94

Geometría de un engranaje recto



Nota. En la figura 94 se representa las dimensiones del diente de un engranaje recto.

Para resumen de análisis del esfuerzo sobre el diente lo simplificaremos como una viga simplemente apoyada, en la cual se presentará la fuerza cortante en el área transversal a la aplicación de la fuerza.

$$A_d = b * t_c = 20\text{mm} * 2.774 \text{ mm} = 55.48 \text{ mm}^2$$

Análisis de esfuerzo cortante en el diente

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y * A_d}{W}$$

Figura 95

Propiedades mecánicas del acero cromado 440A.

Crucible Steel 440A Chromium Steel		
Categories:	Metal ; Ferrous Metal ; Stainless Steel ; T 400 Series Stainless Steel	
Material Notes:	Crucible 440A is a hardenable chromium steel which is the toughest of the high chromium cutlery grades. This grade is magnetic at all times. Information provided by Crucible Specialty Metals.	
Vendors:	No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.	
	Printer friendly version Download as PDF Download to Excel (requires Excel and Windows) Export data to your CAD/FEA program	
Physical Properties	Metric	English
Specific Gravity	7.75 g/cc	7.75 g/cc
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	215	215
Hardness, Rockwell C	44	44
	57	57
	57	57
Tensile Strength, Ultimate	724 MPa	105000 psi
Tensile Strength, Yield	414 MPa	60000 psi
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %
Elongation at Break	20 %	20 %
Reduction of Area	45 %	45 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi

Nota. En la figura 95 se detallan las propiedades mecánicas del acero cromado 440A, por (MatWeb, 2023).

$$S_y = 414 \text{ MPa}$$

Cálculo del factor de seguridad

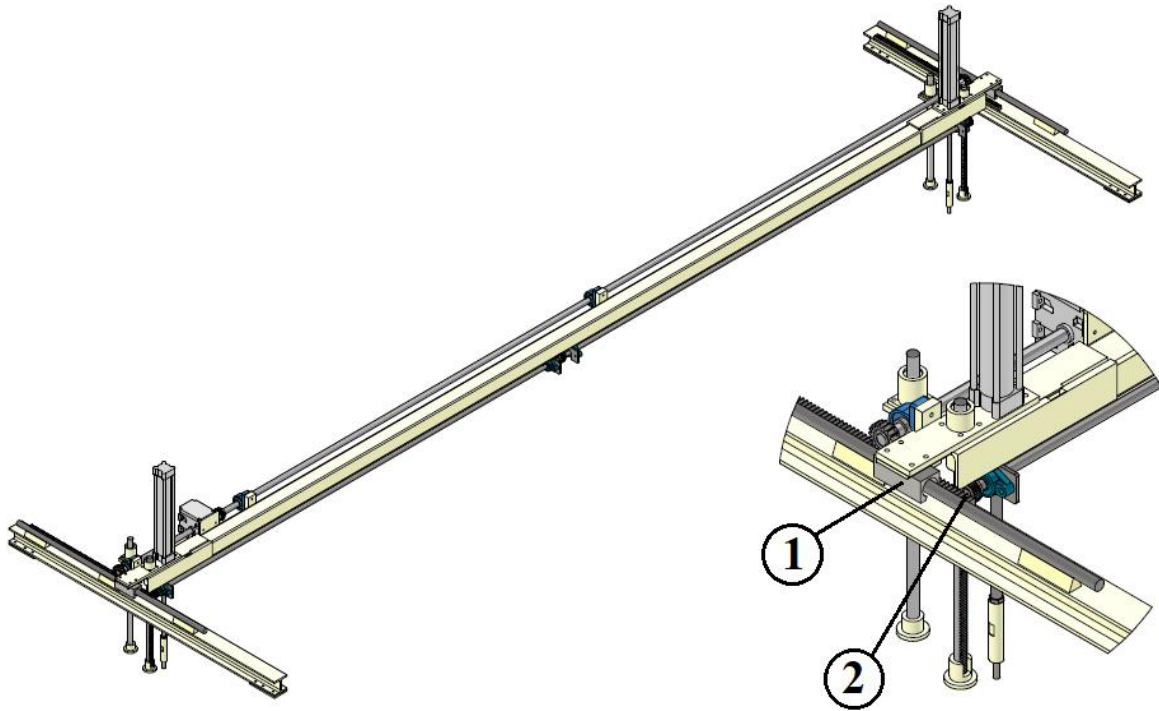
$$FS = \frac{S_y * A_d}{W} = \frac{414 \frac{N}{mm^2} * 55.48 \text{ mm}^2}{150 * 9.81 \text{ N}} = 15.60$$

El factor de seguridad de 15 nos indica que esta sobredimensionado el material para la función que va a ejercer sin embargo al no realizar un análisis detallado de la cremallera podemos concluir que un factor de seguridad alto nos garantiza que la cremallera aguantara las combinaciones de esfuerzos que se presenten en el diente de la cremallera.

Mecanismo de movimiento de la mesa giratorio

Figura 96

Plano de conjunto el puente grúa y el sistema de movimiento



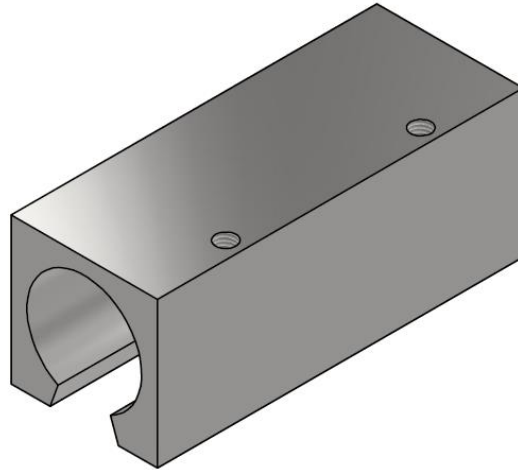
Nota. En la figura 96 se muestra el conjunto del puente grúa y un acercamiento al sistema de movimiento de la mesa giratoria que está conformado por el sistema piñón cremallera.

El movimiento del puente grúa y por ende el movimiento de la mesa giratoria esta dado por un sistema piñón cremallera (Figura 96 ítem 2) para transmitir la fuerza del motor reductor de 1 HP, adicionalmente el puente grúa está apoyado sobre una barra de eje cromado que actuara como rieles (Figura 96 ítem 1).

Carro – Guía

Figura 97

CAD del carro guía para el puente grúa

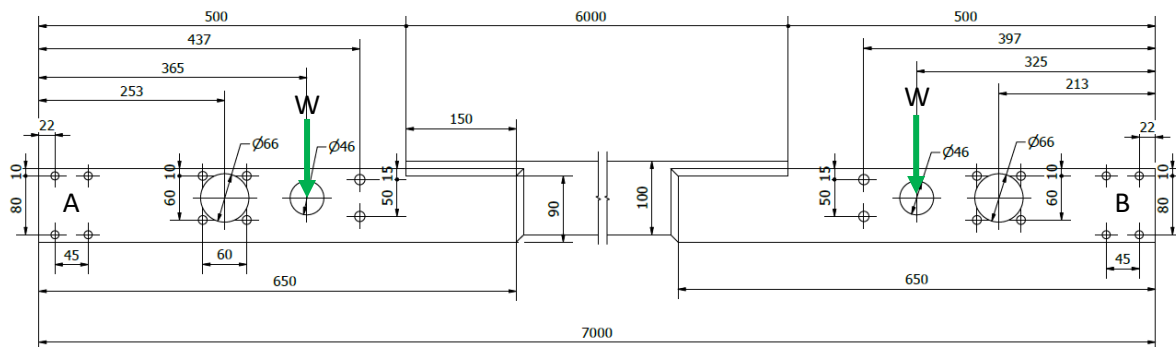


Nota. En la figura 97 se observa el CAD del carro guía, el cual va a portar rodamientos lineales para un mejor deslizamiento en el eje cromado.

Cargas aplicadas en el puente grúa

Figura 98

Cargas aplicadas sobre el puente grúa



Nota. En la figura 98 se detalla las dimensiones, cargas existentes en el puente grúa y sus puntos de apoyo A&B.

Diagrama de fuerzas cortantes

Definición de parámetros

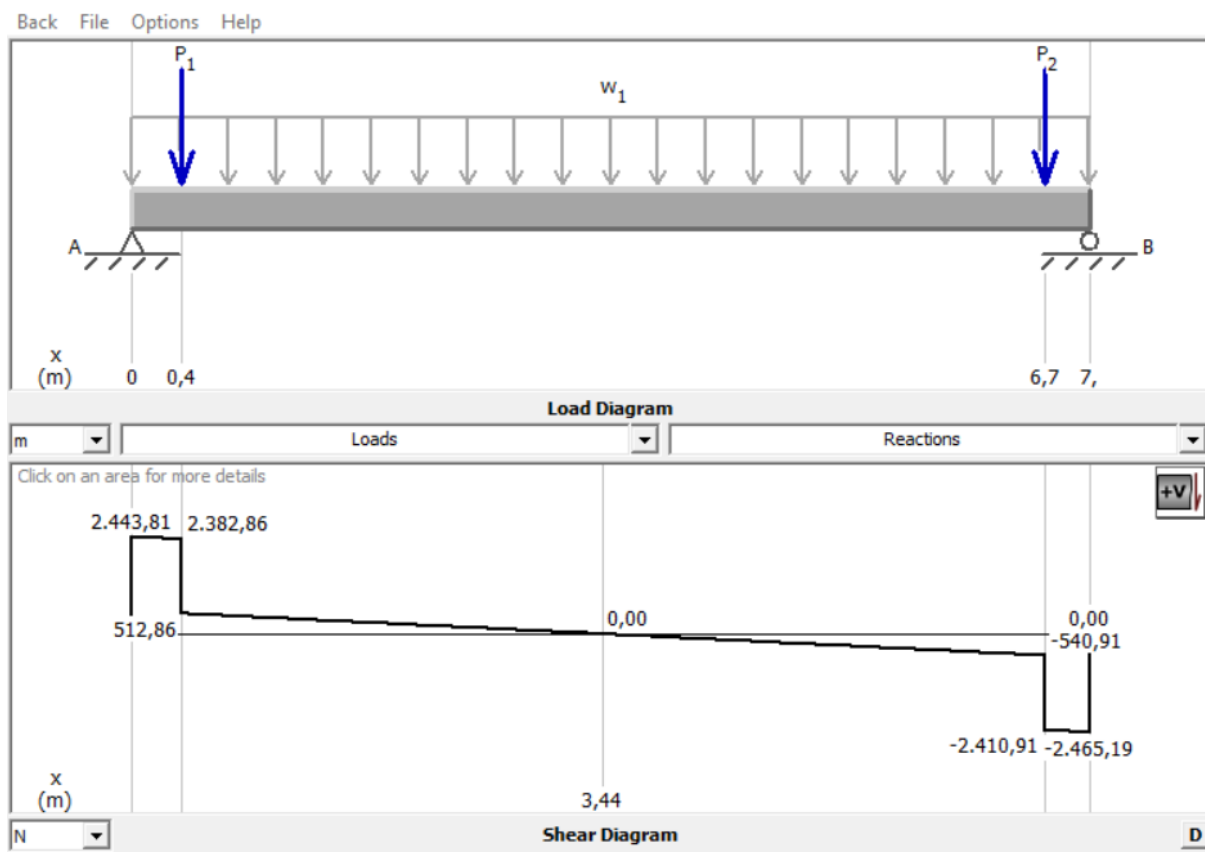
El cuerpo principal está formado de un tubo cuadrado de 100x100x6 mm lo cual nos da una carga muerta de 16.98 kg/m la cual fue extraída del catálogo de IPAC.

$$W_p = 16.98 \frac{kg}{m}$$

$$W = 150 * 1.25 \approx 187 \text{ kg} \approx 1870 \text{ N}$$

Figura 99

Diagrama de fuerzas cortantes del puente grúa.



Nota. En la figura 99 se observa el diagrama de fuerzas cortantes del puente grúa y sus reacciones bajo las cargas de diseño determinadas.

En el diagrama de fuerza cortante se observa las reacciones en los puntos A y B los cuales son:

$$R_A = 2443.81 \text{ N} \quad R_B = 2465.19 \text{ N}$$

Selección del rodamiento lineal para el carro guía.

La carga radial que se aplicara sobre los rodamientos son las mismas que las reacciones correspondientes a cada punto de apoyo, para una simplificación de cálculos escogeremos el punto de apoyo que presente mayor carga.

$$P_B = 2470 \text{ N}$$

Figura 100

Capacidad de carga dinámica básica

$$L = 50 \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

donde :

L : vida de servicio km

P : carga radial en el rodamiento N

C : capacidad de carga dinámica básica del rodamiento N

(referirse a las tablas de especificaciones).

Nota. En la figura 100 se detalla la fórmula para calcular la capacidad de carga dinámica básica y los parámetros que se necesitan, por Koyo, 2023.

Cálculo de la vida de servicio

Al igual que la vida útil de los rodamientos cónicos y de bolas el tiempo de vida útil es de:

$$t = 2 * 8 \frac{hr}{dia} * 264 \frac{dia}{año} * 10 \text{ año} = 4.224 * 10^4 \text{ h}$$

Cálculo de la velocidad de desplazamiento del puente grúa

Parámetros del motor reductor

$$P_{MPG} = 1 \text{ HP} \approx 0.733 \text{ kW}$$

$$\omega_{MPG} = 1700 \text{ rpm} \approx 178 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$i_{MPG} = 28.72$$

Velocidad tangencial del puente grúa suponiendo un piñón M4 - Z 18.

$$d_{M4Z18} = m * Z = 4 * 18 = 72 \text{ mm}$$

$$\omega_{outMPG} = \frac{\omega_{MPG}}{i_{MPG}} = \frac{178 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{28.72} \approx 6.20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$V_{tPG} = \omega_{outMPG} * \frac{d_{M4Z18}}{2} = 6.20 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{72}{2} \text{ mm} = 223.2 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \approx 804 * 10^{-3} \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Vida de servicio

$$L = V_{tPG} * t = 804 * 10^{-3} \frac{\text{km}}{\text{h}} * 4.224 * 10^4 \text{ h} = 33.9407 * 10^3 \text{ km}$$

Capacidad de carga dinámica básica

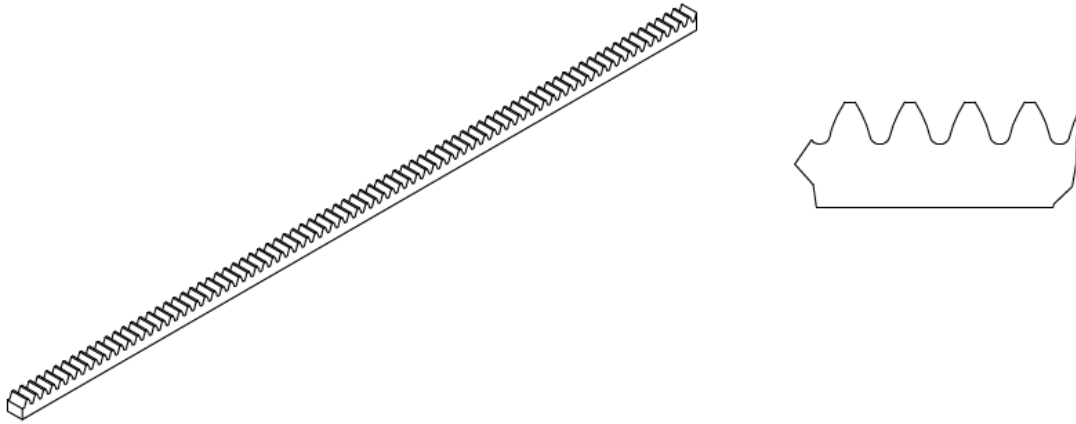
$$C = \sqrt[3]{\frac{L * P}{50}} = \sqrt[3]{\frac{33.9407 * 10^3 \text{ km} * 2470 \text{ N}}{50}} \approx 120 \text{ N}$$

Remitiéndose a la figura 92 y debido a las dimensiones del eje cromado se selecciona el rodamiento SDM30 con la particularidad de que este debe ser del tipo abierto (SDM300P) el cual presenta una capacidad de carga dinámica básica de 1470 N, por lo cual esta sobredimensionado para nuestro caso, sin embargo se opta por este rodamiento por temas de disponibilidad del material del eje cromado, así como para asegurar una mayor superficie de contacto al momento de trasladarse el puente grúa se decide colocar dos rodamientos lineales por cada punto de apoyo.

Diseño del sistema piñón cremallera

Figura 101

Cremallera M4



Nota. En la figura 101 se representa la cremallera de modulo 4 y la forma del diente.

Esfuerzo flexionante AGMA

$$\sigma_b = \frac{F_t}{B * m * J} * K_o * K_v * K_s * K_m * K_B$$

Donde

 F_t : Fuerza tangencial m : Modulo J : Factor geométrico K_o : Factor de sobrecarga para resistencia flexionante K_v : Factor dinámico para la resistencia flexionante K_s : Factor de tamaño para la resistencia flexionante K_m : Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante K_B : Factor de espesor del aro**Fuerza tangencial**

$$F_{tT} = \frac{2 * T_{MPG}}{d_{M4Z18}} = \frac{2 * P_{MPG}}{d_{M4Z18} * \omega_{outMPG}}$$

$$F_{tT} = \frac{2 * 733 \text{ W} * 1000}{72 \text{ mm} * 6.20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 3.28405 \text{ kN}$$

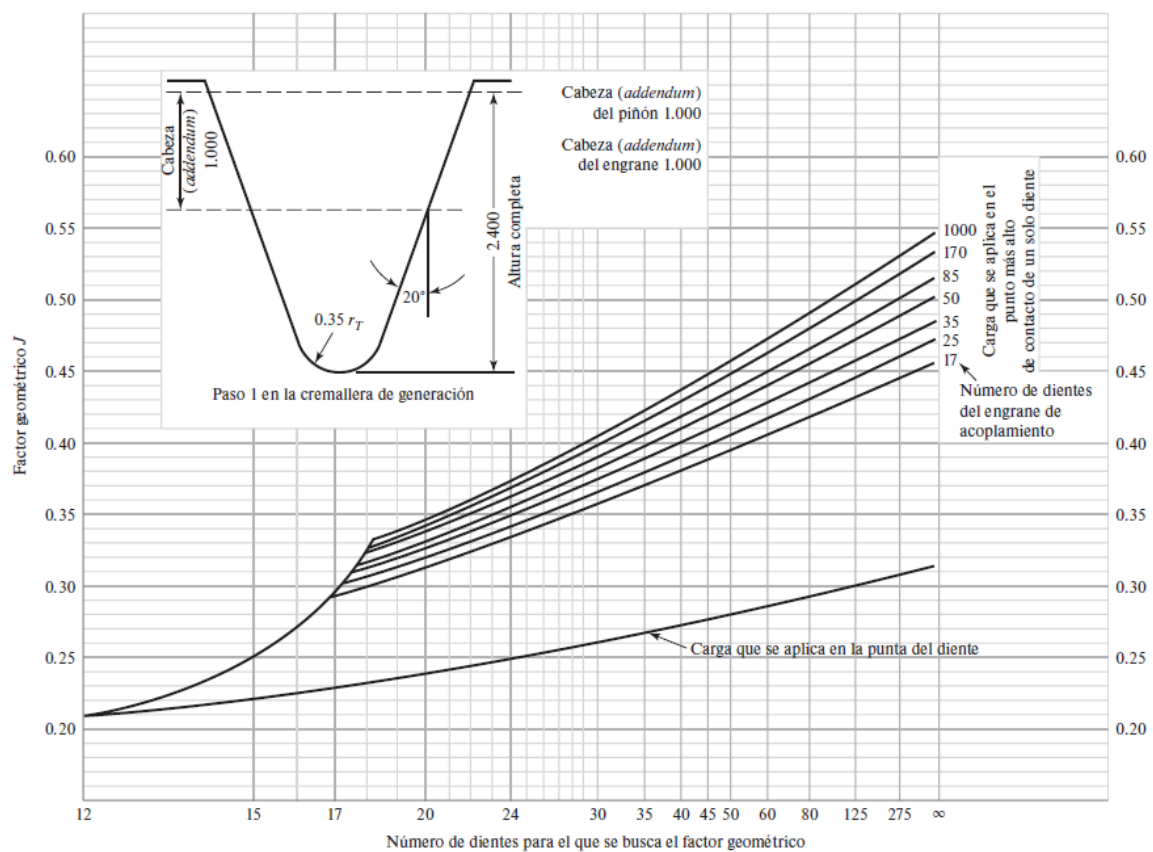
Al ser dos piñones transmitidos por el mismo motor reductor el torque de cada piñón es el torque total entre 2.

$$F_t = \frac{F_{tT}}{2} = \frac{3.29 \text{ kN}}{2} = 1.645 \text{ kN}$$

Factor Geométrico

Figura 102

Grafica para determinar el factor geométrico de engranajes rectos.



Nota. En la figura 102 se observa la gráfica para determinar el factor geométrico de engranajes rectos para un ángulo de presión de 20° , por (Nisbett, 2008)

Se procederá a trabajar con un piñón de modulo 4 con 18 dientes el cual se acoplará a una cremallera.

$$J = 0.46$$

Factor de sobrecarga para resistencia flexionante

Refiriéndonos a la figura 26 donde se representa los factores de sobrecarga, al ser conectado directamente al motor su movimiento principal es uniforme y la carga sobre la cremallera es de un impacto ligero, por lo cual el valor de sobrecarga es de 1.25.

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico para la resistencia flexionante

Al conocer la velocidad tangencial a la que se desplazara el puente grúa, podemos determinar el factor dinámico, y al ser un engranaje producido por sinterizado definimos una calidad 8.

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V_t}}{A} \right)^B$$

$$\text{Si } Q_v = 8 \quad B = 0.63 \quad A = 70.72$$

$$K_v = \left(\frac{70.72 + \sqrt{44}}{70.72} \right)^{0.63} = 1.058$$

Factor de tamaño para la resistencia flexionante

La AGMA no establece un parámetro para este factor por lo que se recomienda utilizar un factor de 1.

$$K_s = 1$$

Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante

$$K_m = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e)$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases} \rightarrow C_{mc} = 0.8$$

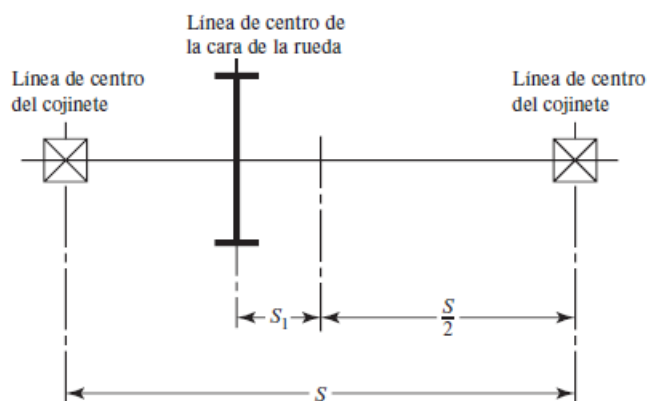
$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{Para piñon montado separado con } \frac{S_1}{S} < 0.175 \\ 1.1 & \text{Para piñon montado separado con } \frac{S_1}{S} \geq 0.175 \end{cases}$$

Figura 103

Definición de las distancias S , S_1

Figura 14-10

Definiciones de las distancias S y S_1 que se utilizan para evaluar C_{pm} , ecuación (14-33). (ANSI/AGMA 2001-D04.)



Nota. En la figura 103 se observa la distribución de las distancias entre los cojinetes y el piñón recto, por (Nisbett, 2008).

Debido a que nuestro caso no se asemeja a ninguna de las distribuciones de las distancias S ya que el rodamiento se encuentra fuera de los confinamientos de los cojinetes, por lo cual consideramos el caso con el coeficiente más alto.

$$C_{pm} = 1.1$$

$$C_{pf} = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{B}{10 * d_p} - 0.025 & B \leq 1 \text{ in} \\ \frac{B}{10 * d_p} - 0.0375 + 0.0125B & 1 < B \leq 17 \text{ in} \\ \frac{B}{10 * d_p} - 0.1109 + 0.0207B - 0.000228B^2 & 17 < B \leq 40 \text{ in} \end{array} \right\}$$

$$\text{Si } B = 20\text{mm} \quad d_p = 72 \text{ mm} \quad C_{pf} = 0.0027$$

$$C_e = \left\{ \begin{array}{l} 0.8 \quad \text{Para engranajes ajustados durante el ensamble} \\ 1 \quad \quad \quad \text{Para todas las otras condiciones} \end{array} \right\} \rightarrow C_e = 1$$

$$C_{ma} = A + B_0 * B + C * B^2$$

Figura 104

Constantes empíricas A, B y C

Tabla 14-9	Condición	A	B	C
Constantes empíricas A, B y C de la ecuación (14-34), ancho de la cara F en pulgadas.* (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)	Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765(10 ²⁴)
	Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	-0.930(10 ²⁴)
	Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926(10 ²⁴)
	Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822(10 ²⁴)

* Véase la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

Nota. En la figura 104 se detallan los valores de las constantes A, B y C que se necesitan para determinar el coeficiente C_{ma} , por (Nisbett, 2008).

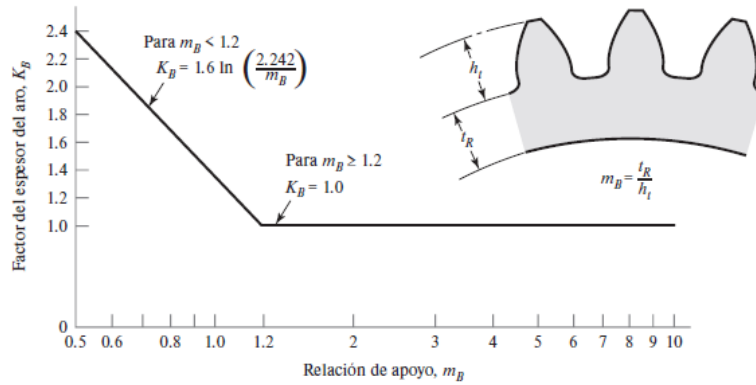
$$\text{Si } A = 0.0675 \quad B_0 = 0.0128 \quad C = -0.926 * 10^{-24} \quad C_{ma} = 0.07758$$

$$K_m = 1 + 0.8 * (0.0027 * 1.1 + 0.07758 * 1) = 1.064$$

Factor de espesor del aro

Figura 105

Factor de espesor del aro

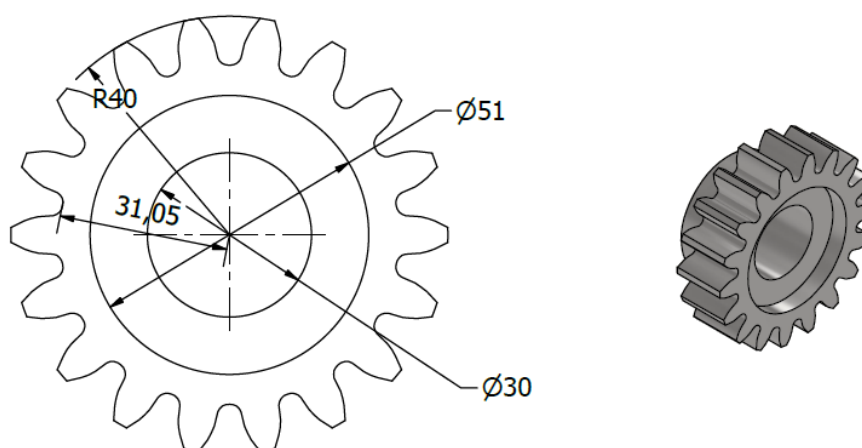
Figura 14-16Factor del espesor del aro K_B .
(ANSI/AGMA 2001-D04.)

Nota. En la figura 105 se observa la gráfica para determinar el factor de espesor del aro, por (Nisbett, 2008).

$$K_B = \begin{cases} 1.6 * \ln \left(\frac{2.242}{m_B} \right) & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

Figura 106

Geometría del piñón M4 Z18



Nota. En la figura 106 se detalla las dimensiones generales que tiene el piñón de módulo 4 y 18 dientes, así como su CAD.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{\left(31.05 - \frac{51}{2}\right)}{40 - 31.05} = 0.62$$

$$\text{Si } m_B = 0.62 \quad K_B = 2.056$$

Cálculo del esfuerzo flexionante AGMA

$$\sigma_b = \frac{F_t}{B * m * J} * K_o * K_v * K_s * K_m * K_B$$

$$\sigma_b = \frac{1645 \text{ N}}{20 * 4 * 0.46} * 1.25 * 1.058 * 1 * 1.064 * 2.056 = 129.324 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flexionante permisible

$$\sigma_{b(perm)} = S_t * \frac{Y_N}{K_R * K_T}$$

Donde

S_t : Esfuerzo de flexión permisible

Y_N : Factor de ciclos de esfuerzo

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

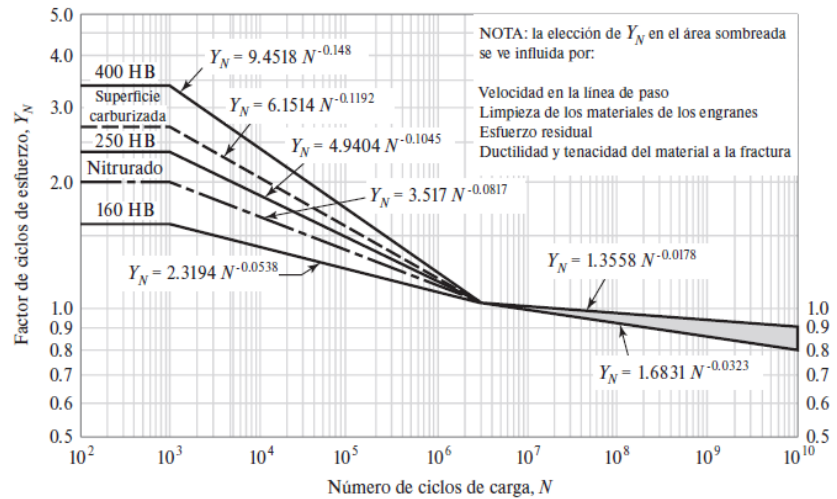
Factor de ciclos de esfuerzo

Figura 107

Factor de ciclos de esfuerzo

Figura 14-14

Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)



Nota. En la figura 107 se observa la gráfica para determinar el número de esfuerzos aplicados a resistencias a la flexión, por (Nisbett, 2008).

Tiempo de Operación

La empresa cuenta con 2 turnos de 8 horas durante 264 días laborales del año por un periodo de 10 años.

$$t = 2 * 8 \frac{hr}{dia} * 264 \frac{dia}{año} * 10 \text{ año} = 4.224 * 10^4 \text{ hr}$$

$$L_{10A} = t * \omega_{in} * 60 = 4.224 * 10^4 h * 1700 \frac{rev}{min} * 60 * \frac{60 \text{ min}}{1 h} = 4.30848 * 10^9 \text{ ciclos}$$

$$Y_N = 1.6831 * N^{-0.0323} = 1.6831 * (4.30848 * 10^9)^{-0.0323} = 0.822$$

$$Y_N = 1.3558 * N^{-0.0178} = 1.3558 * (4.30848 * 10^9)^{-0.0178} = 0.914$$

Optamos por un criterio conservador para nuestro análisis por lo cual decidimos tomar el valor más bajo del factor de ciclos de esfuerzo.

$$Y_N = 0.822$$

Factor de temperatura

Debido a las condiciones ambientales donde se encontrará el sistema piñón cremallera no supera los 120°C el factor de temperatura es de 1.

$$K_T = 1$$

Factor de confiabilidad

Figura 108

Factores de confiabilidad

Tabla 14-10	Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
Factores de confiabilidad K_R (Y_Z) (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)	0.9999	1.50
	0.999	1.25
	0.99	1.00
	0.90	0.85
	0.50	0.70

Nota. En la figura 108 se presenta la tabla de factores de confiabilidad, por (Nisbett, 2008).

Tomaremos una confiabilidad estándar de 0.99 el cual nos otorga un factor de 1.

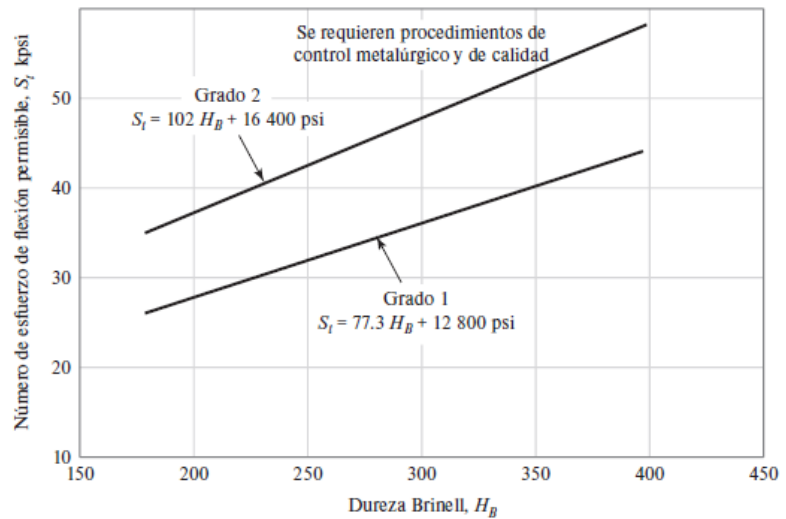
Esfuerzo de flexión permisible

Figura 109

Esfuerzo de flexión permisible

Figura 14-2

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grado 1 y $S_t = 0.703H_B + 113$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



Nota. En la figura 109 se observa las ecuaciones para determinar el esfuerzo de flexión permisible, por (Nisbett, 2008).

$$\text{Grado 1 } S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$$

$$\text{Grado 2 } S_t = 0.703 H_B + 113 \text{ MPa}$$

Supondremos un acero AISI 4340 el cual presenta una dureza entre 270 – 330 HB.

Figura 110

Propiedades mecánicas del acero AISI 4340

Propiedades mecánicas	
En condición de suministro	
Resistencia a la tracción	90 - 110 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12 %
Reducción de área, Z	min 45 %
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270 - 330 HB

Nota. En la figura 110 se detalla las propiedades mecánicas del acero AISI 4340 el cual se recomienda para fabricaciones de engranajes.

$$H_B = \frac{270 + 330}{2} = 300$$

$$\text{Grado 1 } S_t = 0.533(300) + 88.3 \text{ MPa} = 248.2 \text{ MPa}$$

$$\text{Grado 2 } S_t = 0.703(300) + 113 \text{ MPa} = 323.9 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo flexionante permisible

$$\sigma_{b(\text{perm})} = S_t * \frac{Y_N}{K_R * K_T}$$

$$\sigma_{b(\text{perm})} = 248.2 \text{ MPa} * \frac{0.822}{1 * 1} = 204.02 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b(\text{perm})} = 323.9 \text{ MPa} * \frac{0.822}{1 * 1} = 266.246 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad a flexión

$$FS_b = \frac{\sigma_{b(\text{perm})}}{\sigma_b} = \frac{204.02 \text{ MPa}}{129.324 \text{ MPa}} = 1.58$$

El factor de seguridad que recomienda AGMA ronda entre 1 – 1.5, al obtener un factor de seguridad de 1.58 definimos que el acero AISI 4340 resiste el esfuerzo a flexión.

Esfuerzo al contacto AGMA

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{F_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * B} * \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Donde

F_t : Fuerza tangencial

C_p : Coeficiente elástico

K_o : Factor de sobrecarga

K_v : Factor dinámico

K_S : Factor de tamaño

K_m : Factor de distribución de carga

Z_R : Factor de condición superficial

Z_I : Factor geométrico de resistencia al contacto

d_p : Diámetro primitivo del piñón

B : Ancho del piñón

Coefficiente elástico

Figura 111

Coefficiente elástico de algunos materiales

Tabla 14-8

Coefficiente elástico C_p (Z_E , $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$)) (Fuente: AGMA 218.01.)

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lb/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2.3×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2.3×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Nota. En la figura 111 se detalla una tabla con los coeficientes elásticos para diferentes materiales, por (Nisbett, 2008).

$$C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

Factor de condición superficial

Las condiciones superficiales para engranajes aun no son establecidas por lo que debe tomar el valor de la unidad sin embargo si presentan un efecto perjudicial en la superficie del engranaje AGMA sugiere tomar un valor mayor a la unidad.

$$Z_R = 1$$

Factor geométrico de resistencia al contacto

$$Z_I = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\cos \phi_n * \sin \phi_n}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Engranajes externos} \\ \frac{\cos \phi_n * \sin \phi_n}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G - 1} \quad \text{Engranajes internos} \end{array} \right\}; \text{Para engranajes rectos } m_N = 1$$

$$m_G = \frac{Z_G}{Z_p}$$

Al ser in sistema piñón cremallera el número de dientes del engranaje es de infinito, por lo cual este parámetro asumimos el valor de 1.

$$Z_I = \frac{\cos \phi_n * \sin \phi_n}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$Z_I = \frac{\cos 20 * \sin 20}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1} = 0.0803$$

Debido que el factor calculado genera un efecto exponencial en el cálculo del esfuerzo al contacto AGMA, la formula está diseñada para engranajes que están en contacto entre sí y no para sistema piñón cremallera el factor calculado lo asumiremos como un criterio conservador.

$$Z_I = 0.5$$

Cálculo del esfuerzo al contacto AGMA

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{F_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * B} * \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{MPa} * \sqrt{1645 N * 1 * 1.058 * 1 * \frac{1.064}{72 mm * 20 mm} * \frac{1}{0.7}} = 306 MPa$$

Esfuerzo al contacto permisible

$$\sigma_{c(perm)} = S_c * \frac{Z_N * Z_W}{K_T * K_R}$$

Donde

S_c : Esfuerzo de contacto permisible

Z_N : Factor de vida de ciclos de esfuerzo a picadura

Z_W : Factor de la relación de durezas de resistencias a la picadura

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

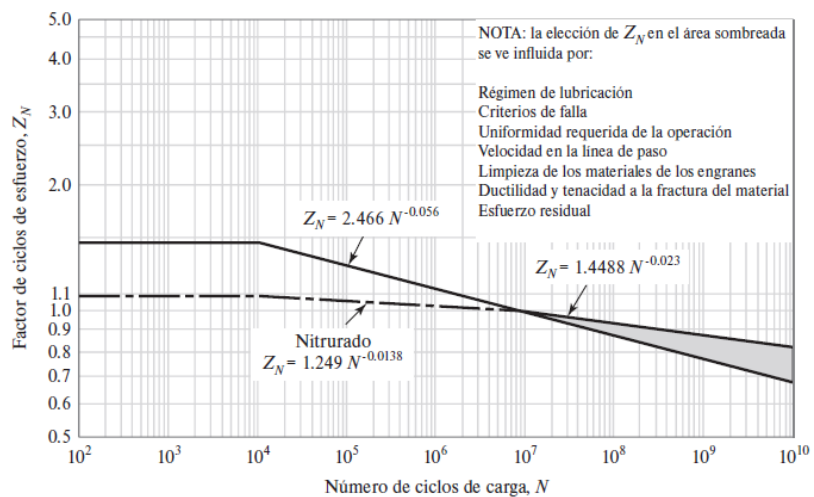
Factor de vida de ciclos de esfuerzo a picadura

Figura 112

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura

Figura 14-15

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N .
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)



Nota. En la gráfica se observa las ecuaciones para calcular el factor de ciclos de esfuerzo a la picadura, por (Nisbett, 2008).

Optamos por un criterio optimista para nuestro análisis por lo cual decidimos tomar el valor más alto del factor de ciclos de esfuerzo.

$$N = 4.30848 * 10^9 \text{ ciclos}$$

$$Z_N = 1.448 * N^{-0.023} = 1.448 * (4.30848 * 10^9)^{-0.023} = 0.87$$

$$Z_N = 2.466 * N^{-0.056} = 2.466 * (4.30848 * 10^9)^{-0.056} = 0.72$$

$$Z_N = 0.87$$

Factor de relación de la dureza

$$Z_W = 1 + A' * (m_G - 1)$$

$$A' = 8.98 * 10^{-3} * \frac{H_{BP}}{H_{BG}} - 8.29 * 10^{-3} \quad ; \quad 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1$$

Conociendo que $m_G = 1$ el valor dentro del paréntesis, nos dará cero por lo cual independiente del valor de A' el factor de relación de la dureza será de 1.

$$Z_W = 1$$

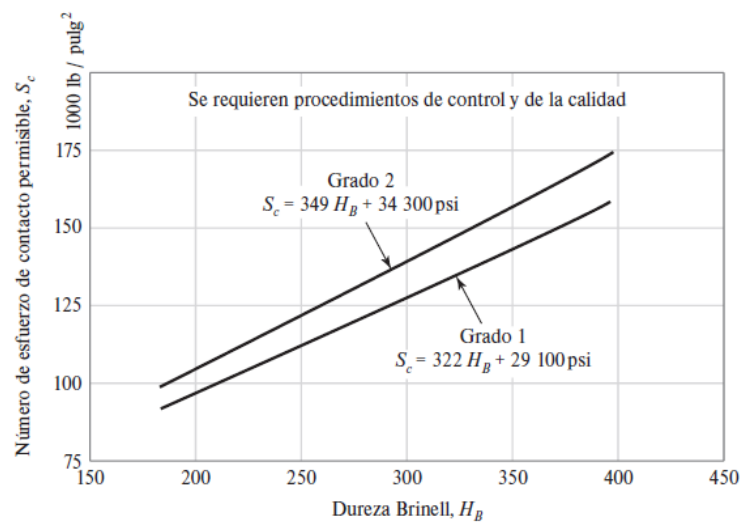
Esfuerzo de contacto permisible

Figura 113

Resistencia a la fatiga por contacto

Figura 14-5

Resistencia a la fatiga por contacto S_C a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido. Las ecuaciones en unidades SI son $S_C = 2.22 H_B + 200$ MPa, grado 1 y $S_C = 2.41 H_B + 237$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



Nota. En la figura 113 se representan las ecuaciones para calcular la resistencia a la fatiga por contacto dependiendo de la dureza del material, por (Nisbett, 2008).

$$\begin{aligned} \text{Grado 1} \quad S_C &= 2.22 H_B + 200 \text{ MPa} \\ \text{Grado 2} \quad S_C &= 2.41 H_B + 237 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\text{Grado 1 } S_c = 2.22(300) + 200 \text{ MPa} = 866 \text{ MPa}$$

$$\text{Grado 2 } S_c = 2.41 (300) + 237 \text{ MPa} = 960 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo a contacto permisible

$$\sigma_{c(\text{perm})} = S_c * \frac{Z_N * Z_W}{K_T * K_R}$$

$$\sigma_{c(\text{perm})} = 866 * \frac{0.87 * 1}{1 * 1} = 753.42 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad por contacto

$$FS_c = \frac{\sigma_{c(\text{perm})}}{\sigma_c} = \frac{753.42 \text{ MPa}}{306 \text{ MPa}} = 2.46$$

Resumen de análisis del sistema piñón cremallera

Tabla 6

Factores de seguridad de un sistema piñón cremallera

Análisis	$\sigma(\text{AGMA})$ [MPa]	$\sigma(\text{Permissible})$ [MPa]	Factor de Seguridad
Flexión	124	204	1.58
Contacto	306	753	2.46

Nota. En la tabla 6 se detallan los esfuerzos en el diente del piñón bajo el análisis AGMA de flexión y contacto a la picadura, así como los factores de seguridad correspondientes.

El mecanismo de movimiento de la mesa giratoria estará construido por un sistema piñón cremallera de modulo 4, el piñón será de 18 dientes y la cremallera tendrá una longitud de 1 m, la fuente de poder del mecanismo consta de un motor - reductor de velocidad de 1 HP a una velocidad de salida de aproximadamente 0.23 m/s.

Torque necesario para rotar la mesa giratoria

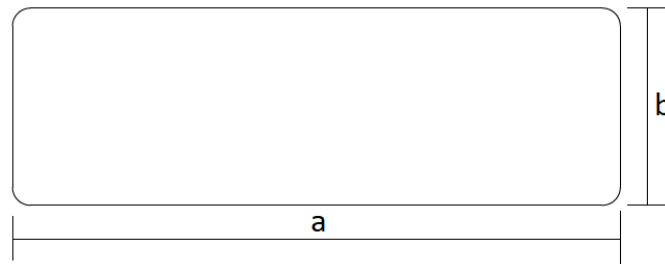
La mesa giratoria con todos los implementos tiene un peso aproximado de 150 Kg.

Cálculo de la inercia de la mesa giratoria

Para facilitar el análisis vamos a considerar que la mesa giratoria se resume a una placa rectangular que tiene una masa de 150 kg.

Figura 114

Simplificación de la geometría de la mesa giratoria



Nota. En la figura 114 se detalla la geometría simplificada de la mesa giratoria para calcular el momento de inercia en el centro de la mesa giratoria.

$$I_z = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2)$$

$$I_z = \frac{150 \text{ kg}}{12} * \left(\left(\frac{450}{1000} \right)^2 + \left(\frac{80}{1000} \right)^2 \right) m^2$$

$$I_z = 253.205 \text{ kg} * m^2$$

Cálculo de la velocidad de salida entregada por el servomotor reductor

Parámetros del servomotor / reductor

$$P = 1.5 \text{ kW}$$

$$\omega = \begin{cases} \text{min} & 1500 \text{ rpm} \\ \text{prom} & 3000 \text{ rpm} \\ \text{max} & 5000 \text{ rpm} \end{cases}$$

$$i = 28.3$$

Cálculo del torque de salida

Al ser un servomotor la velocidad angular es variable según lo que se necesite programar, sin embargo, para nuestro calculo trabajaremos con la velocidad angular promedio.

$$\omega_{prom} = \frac{3000}{28.3} \text{ rpm} = 106.007 \text{ rpm} \cong 11.101 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_{out} = \frac{P}{\omega} = \frac{1500}{11.101} = 135.123 \text{ Nm}$$

Para determinar la aceleración angular partimos del escenario ficticio que se necesita que la mesa gire 180° en 3 segundos por lo que la aceleración angular es:

$$\alpha_{prom} = \frac{\omega_f - \omega_i}{t_f - t_i}$$

$$\alpha_{prom} = \frac{11.101 - 0}{3} = 3.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Factores de fricción de los rodamientos

Figura 115

Coefficientes de fricción de los rodamientos

tabla 1 - Coeficientes de fricción para diferentes combinaciones de superficie de contacto deslizante (valores orientativos)

Superficie de contacto deslizante combinación	Coeficiente de fricción μ	
	mín.	máx.
Acero/acero	0,08	0,20
Acero/bronce	0,10	0,25
Acero/bronce sinterizado de PTFE	0,05	0,25
Acero/tejido de PTFE	0,02	0,15
Acero/plástico reforzado con fibra de vidrio de PTFE	0,05	0,20

Nota. En la figura 115 se presentan los coeficientes de fricción de los rodamientos obtenidos a través de experimentos en los laboratorios de SKF, por (SKF, 2023).

$$\mu = \frac{\mu_{max} + \mu_{min}}{2} = \frac{0.20 + 0.08}{2} = 0.14$$

Cálculo del torque necesario para rotar la mesa giratoria

$$T = I_z * \alpha_{prom}$$

$$T = 253.205 \text{ kg} * \text{m}^2 * 3.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 936.859 \text{ Nm}$$

Se necesita de un torque de 937 Nm para poder rotar la mesa giratoria, sin embargo, en este análisis no está considerado los rodamientos cónicos implementados en la mesa giratoria por lo cual aplicando las correcciones respectivas obtenemos:

$$T_{prom} = I_z * \alpha_{prom} * \mu$$

$$T_{prom} = 253.205 \text{ kgm}^2 * 3.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} * 0.14 = 131.16 \text{ Nm}$$

Por lo tanto

$$T_{prom} < T_{out}$$

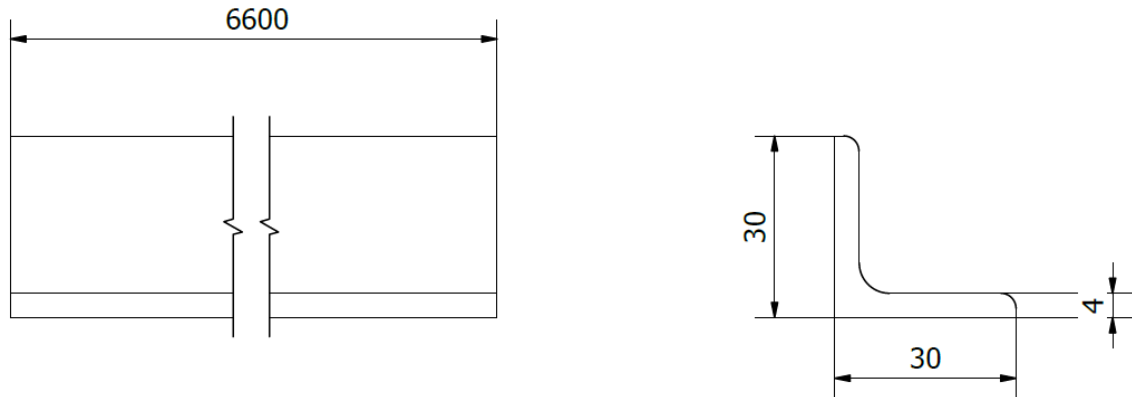
$$131 \text{ Nm} < 135 \text{ Nm}$$

El torque necesario es menor al torque de salida por lo que el servomotor se encuentra en las capacidades de rotar la mesa giratoria, sin embargo, al ser un servomotor su velocidad puede reducir o aumentar según sea necesario por lo que el torque aumenta o disminuye según sea necesario.

Guías para malla

Figura 116

Dimensiones de las guías de malla



Nota. En la figura 116 se detallan las dimensiones de las guías de malla que soportarán a la malla electrosoldada, las cuales estarán accionadas por actuadores neumáticos.

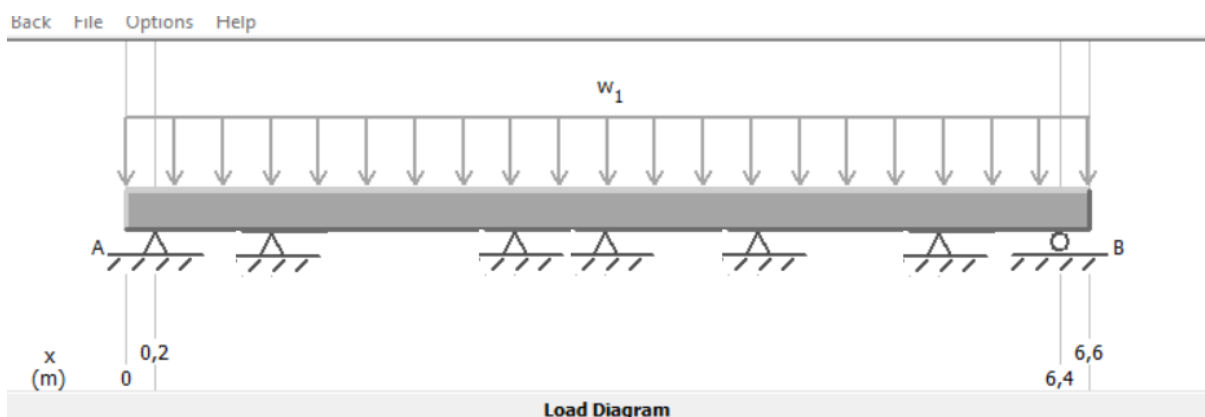
El ángulo de 30x30x4 estará apoyado en 7 puntos de los cuales 3 son actuadores neumáticos y 4 son puntos de apoyo para evitar la deflexión.

Parámetros de diseño

$$W_{V9} = 3 \frac{kg}{m} \approx 30 \frac{N}{m}$$

Figura 117

Diagrama de la carga aplicada y puntos de apoyo

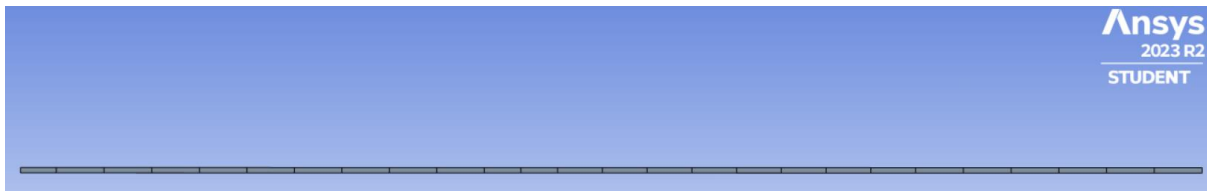


Nota. En la figura 117 se representa la carga aplicada sobre el ángulo y los puntos de apoyo.

Análisis de la deflexión

Figura 118

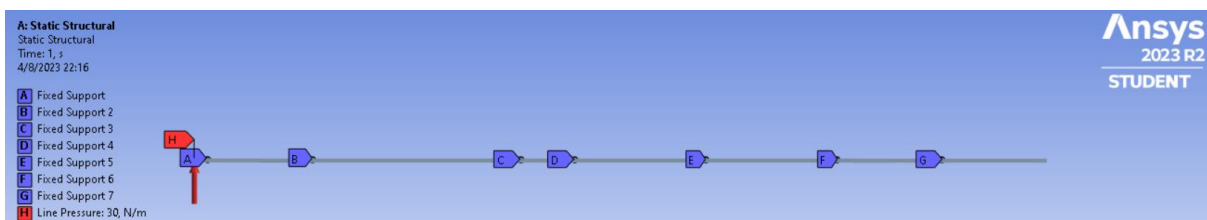
Mallado del ángulo



Nota. En la figura 118 se observa el mallado del ángulo el cual está dado por número de divisiones ya que es un análisis enfocado a la deflexión del elemento.

Figura 119

Aplicación de carga y puntos de apoyo



Nota. En la figura 119 se representan los puntos de apoyo que tiene el ángulo y la carga aplicada de 30 N/m.

Figura 120

Resultados de la deflexión

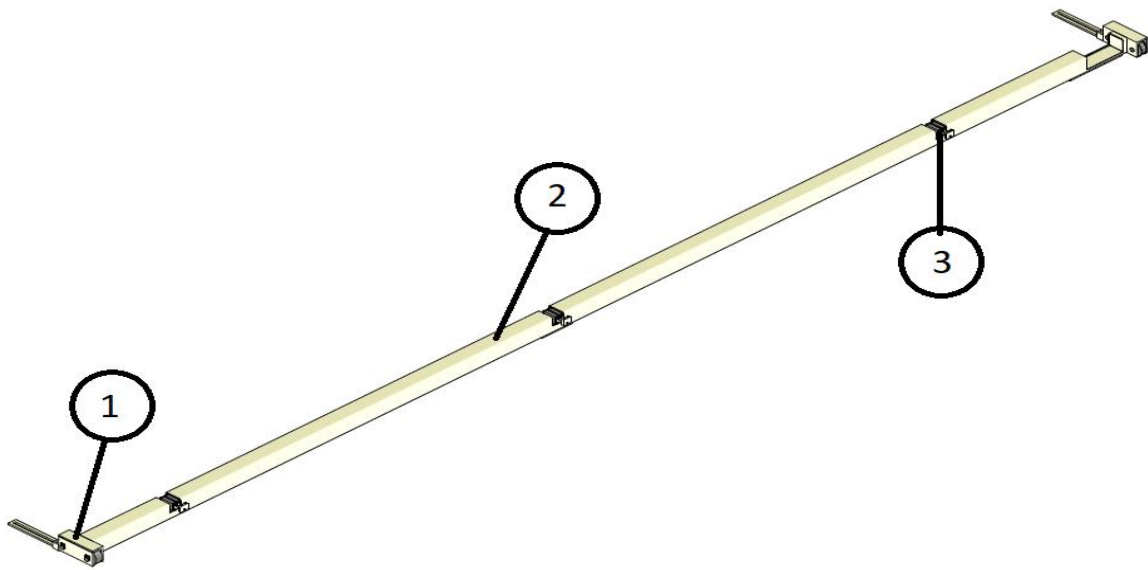


Nota. En la figura 120 se observan las deflexiones a lo largo del elemento analizado obteniendo una deflexión máxima de 0.8 mm en el extremo superior.

Portador de pistones central

Figura 121

Portador de pistones móvil



Nota. En la figura 121 se observa el portador de pistones móvil el cual se encuentra en el centro de la volteadora de mallas.

El portador de pistones consta de 3 elementos fundamentales los cuales son:

1. Carro
2. Estructura principal
3. Actuador neumático

Estructura principal

La estructura principal debe ser capaz de soportar la malla electrosoldada y no presentar una deflexión alta ya que el claro de este elemento es de aproximadamente 7 m.

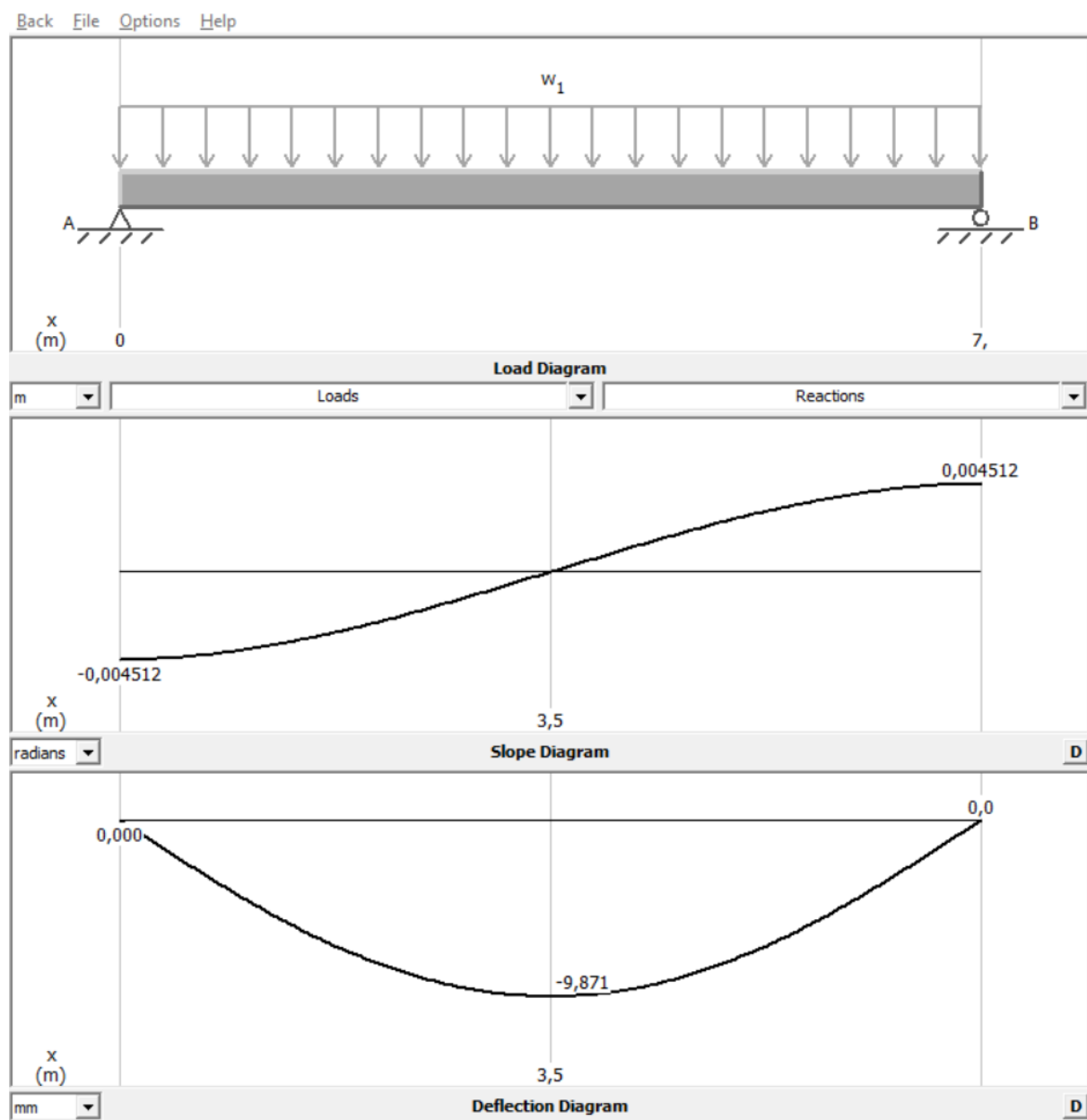
Cálculo de la deflexión en el perfil estructural

Debido a la necesidad geométrica los perfiles estructurales que se pueden utilizar son cuadrados con un lado máximo de 100 mm.

Análisis de deflexión para el perfil 100x100x4

Figura 122

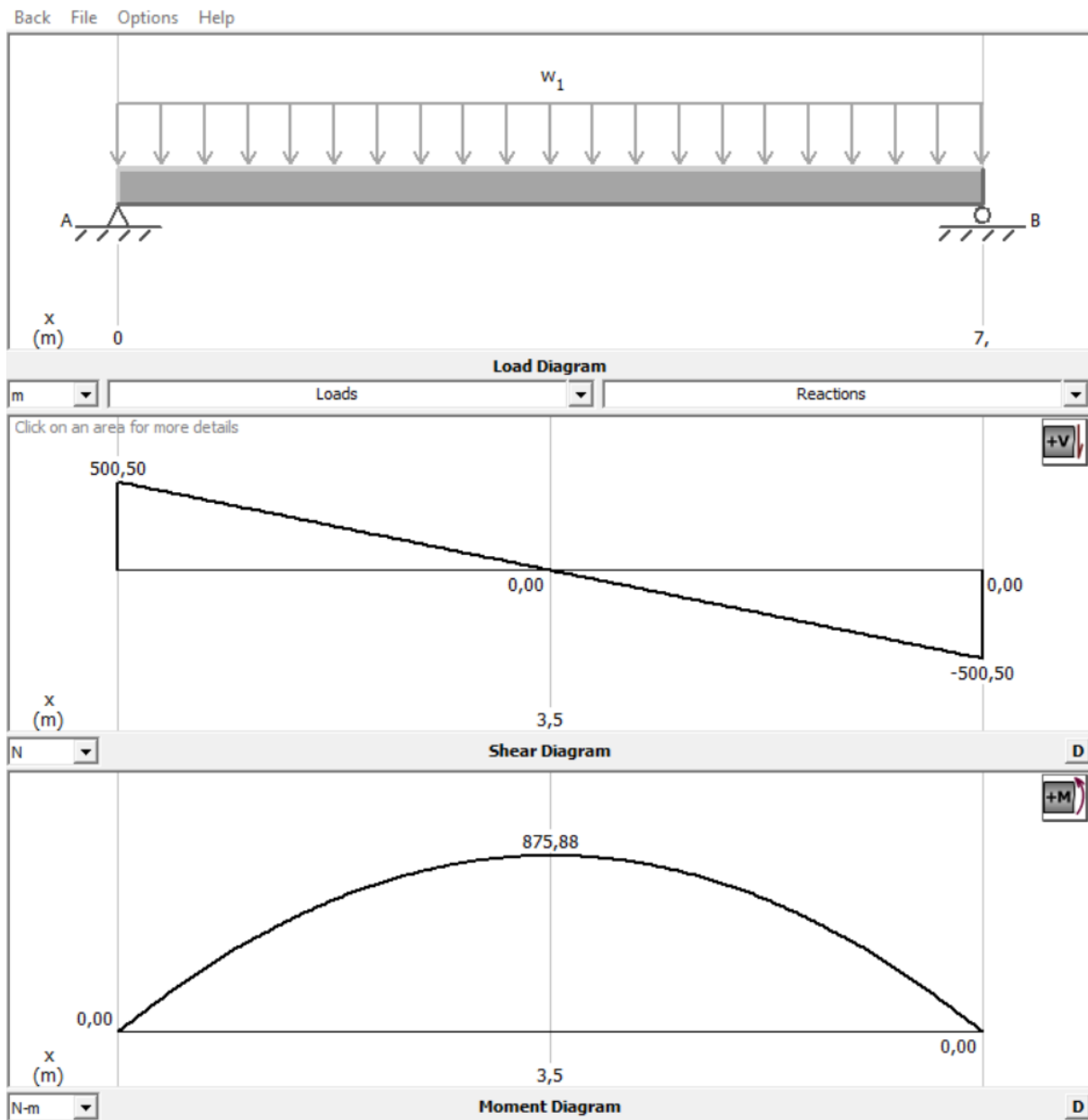
Diagrama de deflexión para el perfil 100x100x4



Nota. En la figura 122 se detalla las deflexiones para el perfil 100x100x4 que presenta una inercia de 226.46 cm^4 con un valor máximo de deflexión de 9.871 mm para una carga de 143 N/m.

Figura 123

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector



Nota. En la figura 123 se detallan las fuerzas cortantes y el momento flector del perfil 100x100x4 para una carga de 143 N/m.

Debido a que la carga es 5 veces menos a la carga muerta no es necesario emplear un análisis minucioso al perfil estructural.

Reacciones del perfil estructural en sus puntos de apoyo

$$R_A = R_B = 500 \text{ N}$$

Tabla 7

Deflexión máxima de algunos perfiles

Perfil	Peso del perfil (N/m)	Inercia (cm ⁴)	Carga malla (N/m)	Carga total (N/m)	Deflexión (mm)
100x100x4	118	226.46	25	143	9.871
100x100x5	145	271.36	25	170	9.793
100x100x6	170	312	25	195	9.77

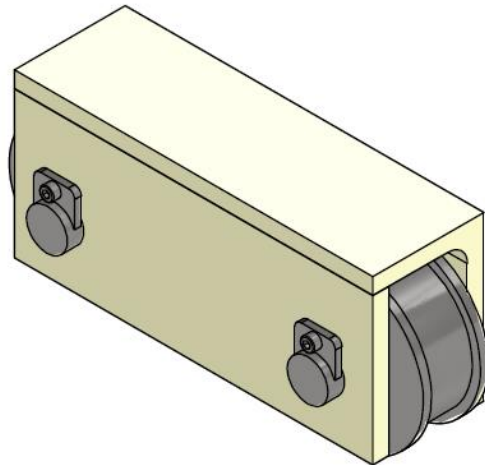
Nota. En la tabla 7 se detalla los parámetros para determinar la deflexión máxima de una viga simplemente apoyada en un claro de 7 m.

Debido a la poca diferencia de la deflexión entre los perfiles estructurales, se decide colocar el perfil de 100x100x4 debido al costo.

Carro

Figura 124

Carro para el portador de pistones móvil

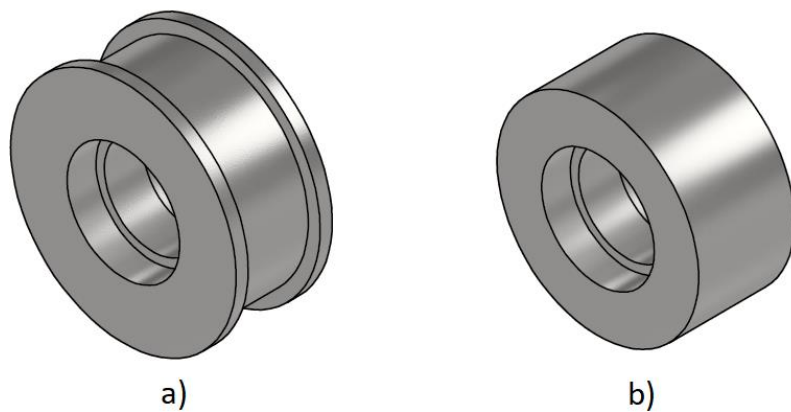


Nota. En la figura 124 se observa el CAD del carro que se acoplará a la estructura principal.

El portador de pistones está conformado por 2 carritos que nos dará la regulación necesaria para los 3 tipos de mallas a trabajar, la principal diferencia entre los carros son sus ruedas, una es acanalada la cual se incrusta sobre una guía rectificada mientras que el otro carro tiene las ruedas lisas para evitar que se atranque al momento de desplazarse.

Figura 125

Tipos de ruedas del carro para el portador de pistones



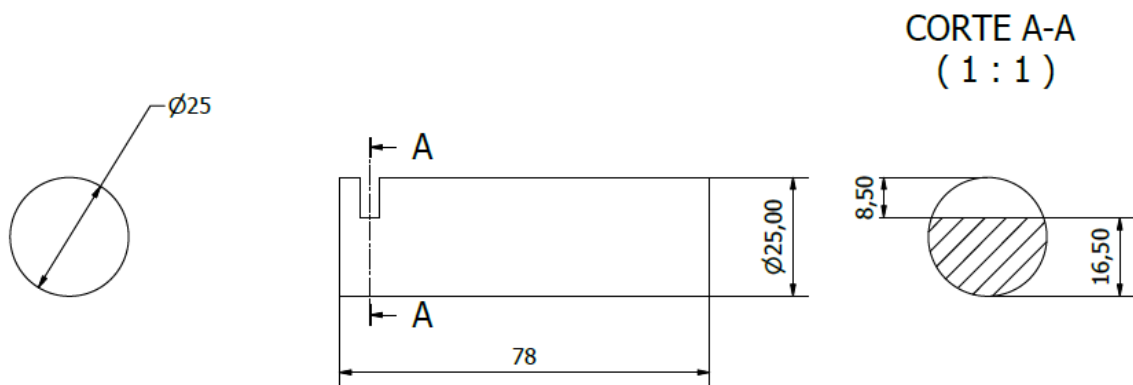
Nota. En la figura 125 se detalla el CAD de la rueda acanalada “a)” que servirá de guía y la rueda lisa “b)” que evitará que el portador de pistones no se atasque.

El elemento crítico del conjunto que necesita de un análisis de esfuerzos es el pasador de las ruedas ya que estas deben soportar las reacciones del peso de la estructura principal y de la malla que es de aproximadamente 500 N.

Análisis del pasador de la rueda

Figura 126

Geometría del pasador de las ruedas



Nota. En la figura 126 se detallan las dimensiones del pasador de las ruedas del carro para el portador de pistones.

Análisis de esfuerzo a cortante

Al ser un pasador en el elemento solo existe un esfuerzo cortante.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{R_A}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{4 * R_A}{\pi * d^2}$$

Al implementar el factor de seguridad y la resistencia del material obtenemos:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y * \pi * d^2}{4 * R_A}$$

El material que se utilizara es el AISI 1010

$$S_y = 305 \text{ MPa}$$

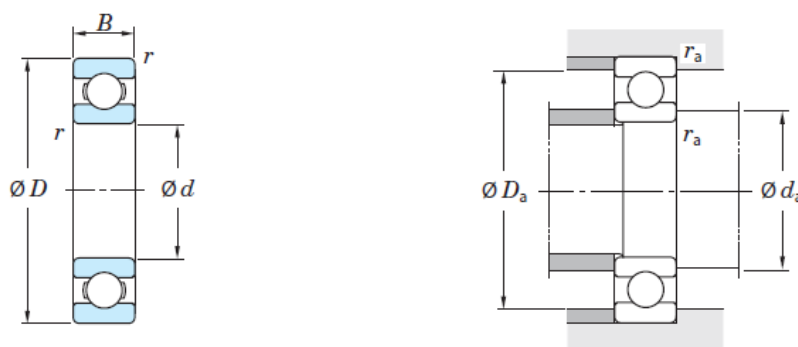
$$FS = \frac{305 \frac{N}{\text{mm}^2} * \pi * 25^2 \text{ mm}^2}{4 * 500 \text{ N}} = 11.97 \approx 12$$

Se obtiene un factor de seguridad de 12 por lo cual el pasador esta sobredimensionado para las cargas aplicadas, sin embargo, se decide colocar el pasador de diámetro 25 por cuestiones geométricas como por selección de rodamientos.

Selección de rodamientos

Figura 127

Dimensiones de los rodamientos rígidos de bolas



Dimensiones principales (mm)				Capacidad de carga básica (kN)		Carga límite de fatiga (kN)	Factor	Limite de velocidad (min ⁻¹)		No. de rodamiento	Dimensiones de montaje (mm)			(Refer.)
d	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _u	f ₀	lub. con Grasa	lub. con Aceite		d _a min.	D _a max.	r _a max.	Peso (kg)
25	37	7	0.3	5.40	2.95	0.120	16.0	18 000	21 000	6805	27	35	0.3	0.022
	42	9	0.3	8.75	4.55	0.230	15.4	16 000	19 000	6905	27	40	0.3	0.041
	47	8	0.3	11.1	5.60	0.340	15.1	15 000	18 000	16005	27	45	0.3	0.060
	47	12	0.6	12.6	5.85	0.380	14.5	15 000	18 000	6005	29	43	0.6	0.080
	52	15	1	17.5	7.85	0.550	13.9	13 000	15 000	6205	30	47	1	0.128
	52	15	1	22.1	9.30	0.740	12.8	13 000	16 000	6205R	30	47	1	0.138

Nota. En la figura 127 se detalla las propiedades geométricas de los rodamientos de bolas y la capacidad de carga.

Se selecciona el rodamiento 6005 debido a la disponibilidad inmediata en el mercado, así como por su factor de capacidad de carga.

Los rodamientos no están sometidos a un movimiento constante ya que son un ente regulador para cada tipo de malla por lo que prácticamente se podría considerar que los rodamientos están estáticos.

$$P_{0r} = R_A = 500 \text{ N}$$

$$C_{0r} = 5.85 \text{ kN}$$

La capacidad de carga básica estática es mayor a la carga radial estática equivalente por lo que el rodamiento esta sobredimensionado.

Actuadores neumáticos

Actuador neumático para elevar la mesa giratoria

Para elevar la mesa giratoria se implementará un actuador neumático por extremo el cual debe ser capaz de levantar una carga mínima de 150 kg, adicionalmente la altura que elevara el actuador neumático debe ser mínimo de 500 mm para evitar conflictos de choque, debido a que el ancho de la malla más grande (V-C9) es de 930 mm y a partir de su centro es de 465 mm.

Parámetros de diseño

$$W = 150 \text{ kg}$$

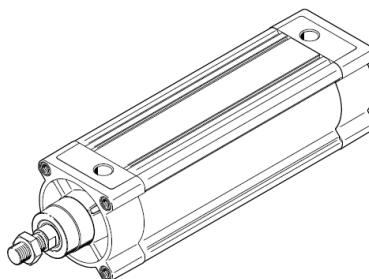
$$L_{piston} = 500 \text{ mm}$$

Selección del actuador neumático

Los actuadores neumáticos más comunes son los de embolo simple y de doble efecto también denominados "DSBC" por Festo por lo cual procedemos a seleccionar un actuador tipo "DSBC".

Figura 128

Actuador neumático modelo DSBC



Nota. En la figura 128 se observa el esquema de un actuador neumático simple de doble efecto.

Figura 129

Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores tipo DSBC

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]							
Díámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica a 6 bar, avance	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Fuerza teórica a 6 bar, retroceso	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales							
DSBC...	0,4 ¹⁾	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBC...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0,2 ¹⁾	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,65
DSBC...-L1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,9	1,25	1,65

Nota. En la figura 129 se detallan las fuerzas de los actuadores neumáticos tipo DSBC, así como la energía máxima de impacto, por (FESTO-DSBC, 2023).

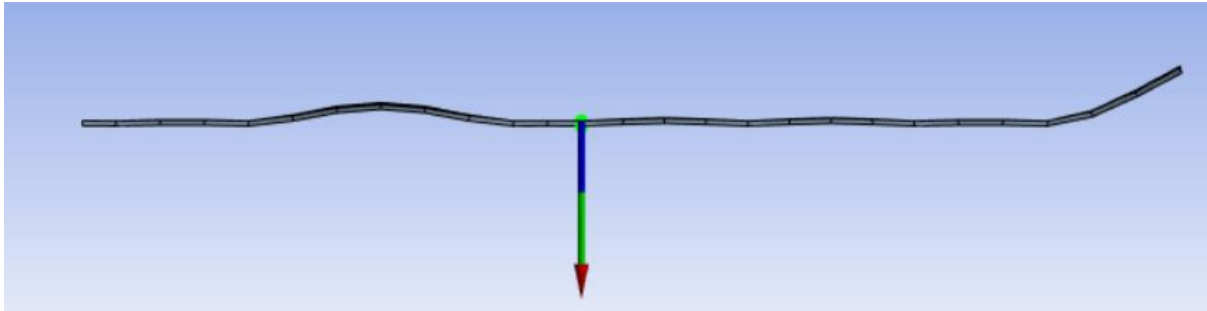
En base a las fuerzas proporcionadas por el catálogo de productos de Festo, procedemos a seleccionar un actuador neumático simple de doble efecto con un émbolo de 80 y carrera de 500 mm.

Actuador neumático para las guías de malla

Para la sujeción de la guía para las mallas se colocarán 3 actuadores neumáticos por lo cual es necesario conocer las reacciones en los puntos de apoyo donde se encuentran los actuadores neumáticos.

Figura 130

Fuerza de reacción en la guía de malla



Nota. En la figura 130 se representa la fuerza de reacción en el cuarto punto de apoyo (D) (figura 117) con un valor de 21.15 N.

Tabla 8

Reacciones en los puntos de apoyo de la guía de malla

Apoyo	B	D	F
Fuerza de reacción (N)	35.85	21.15	27

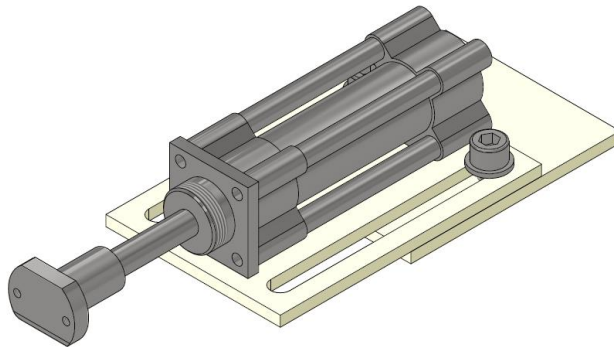
Nota. En la tabla 8 se detalla las fuerzas de reacción en los apoyos B, D y F en los cuales se colocarán los actuadores neumáticos.

Refiriéndonos a la figura 129 se selecciona un actuador neumático simple de doble efecto de embolo 32 que presenta una fuerza teórica de 483 N la cual es mayor a la de las reacciones calculadas.

Esquema de sujeción del actuador neumático DSBC 32 40

Figura 131

Sistema de sujeción para el actuador neumático DSBC 32 40

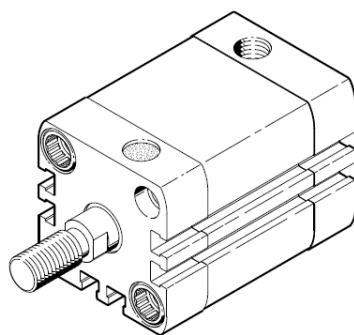


Nota. En la figura 131 se observa el conjunto de elementos mecánicos que forman la estructura que sujetara al actuador neumático.

Para la guía de mallas central se debe definir otro tipo de actuador neumático, ya que la geometría y espacio disponible en el portador de pistones es limitada.

Figura 132

Actuador neumático compacto



Nota. En la figura 132 se observa el esquema del actuador neumático compacto ADN, por (FESTO-ADN, 2023).

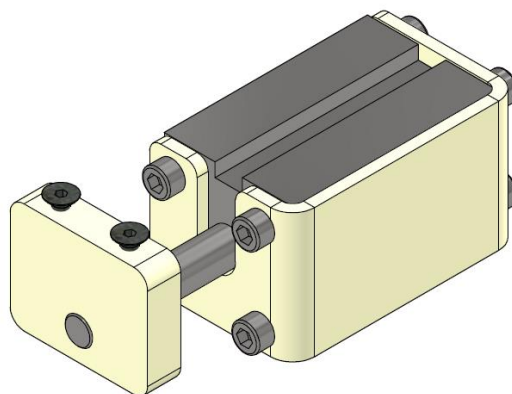
Figura 133*Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores compactos tipo ADN*

Hoja de datos

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica a 6 bar, avance											
–	68	121	188	295	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
S1	–	–	–	295	–	754	–	1870	–	4712	–
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Fuerza teórica a 6 bar, retroceso											
–	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
S1	–	–	–	247	–	633	–	1681	–	4417	–
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Energía máx. de impacto en las posiciones finales											
–	0,07	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8	2,5	3,3
S1	–	–	–	0,3	–	0,7	–	1,3	–	2,5	–
S6	0,035	0,075	0,1	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,75
K10	–	–	0,16	0,24	0,32	0,56	0,8	1	1,4	2	2,6
S20	–	0,016	0,024	0,083	0,15	0,39	0,48	0,62	0,8	0,9	0,95

Nota. En la figura 133 se detalla las fuerzas teóricas de los actuadores compactos para una presión de 6 bar, por (FESTO-ADN, 2023).

Refiriéndonos a la figura 133 se selecciona un actuador neumático compacto simple de doble efecto de embolo 32 que presenta una fuerza teórica de 483 N la cual es mayor a la de las reacciones calculadas.

Esquema de sujeción del actuador neumático ADN32 30**Figura 134***Sistema de sujeción para el actuador neumático ADN 32 30*

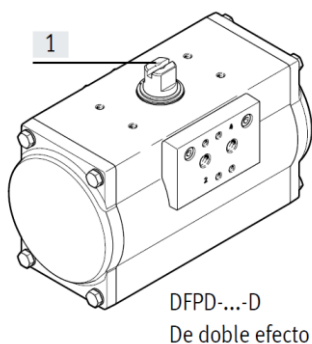
Nota. En la figura 134 se observa los elementos mecánicos que componen el sistema de sujeción de los actuadores compactos ADN.

Actuador neumático para ganchos

El sistema de sujeción de la malla estará dado a partir de un actuador neumático rotatorio denominados por FESTO como actuadores giratorios DFPD.

Figura 135

Actuador giratorio



Nota. En la figura 135 se observa el esquema de un actuador giratorio DFPD, por (FESTO-DFPD, 2023).

Figura 136

Torque teórico en función de la presión suministrada

Hoja de datos

Momento de giro teórico [Nm] en función de la presión de funcionamiento											
Tamaño	Presión de funcionamiento [bar]										
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8
10	3,7	4,7	5,6	6,6	7,5	8,4	9,4	10,3	11,2	13,1	15,0
20	7,3	9,1	11,0	12,8	14,6	16,4	18,3	20,1	21,9	25,6	29,2
40	13,9	17,4	20,9	24,4	27,9	31,3	34,8	38,3	41,8	48,7	55,7
80	30,0	37,5	44,9	52,4	59,9	67,4	74,9	82,4	89,9	104,9	119,9
120	42,7	53,4	64,0	74,7	85,4	96,1	106,7	117,4	128,1	149,4	170,8
160	58,5	73,2	87,8	102,5	117,1	131,7	146,4	161,0	175,6	204,9	234,2
240	85,2	106,5	127,8	149,1	170,4	191,7	213,0	234,3	255,6	298,2	340,8
300	109,8	137,2	164,7	192,1	219,6	247,0	274,5	301,9	329,3	384,2	439,1
480	172,4	215,5	258,5	301,6	344,7	387,8	430,9	474,0	517,1	603,3	689,5
700	241,2	301,5	361,8	422,1	482,4	542,7	603,0	663,3	723,6	844,2	964,8
900	306,2	382,7	459,3	535,8	612,4	688,9	765,4	842,0	918,5	1071,6	1224,7
1200	425,2	531,6	637,9	744,2	850,5	956,8	1063,1	1169,4	1275,7	1488,4	1701,0
2300	812,1	1015,1	1218,2	1421,2	1624,2	1827,2	2030,3	2233,3	2436,3	2842,4	3248,4

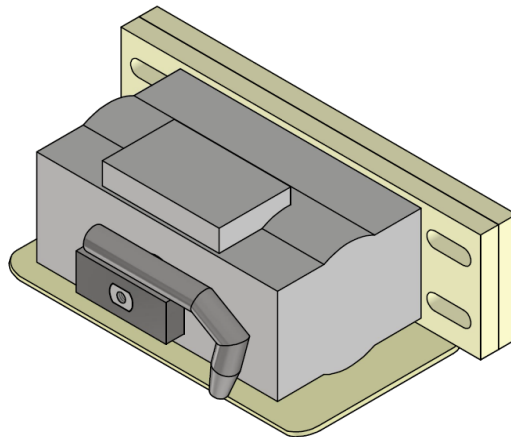
Nota. En la figura 136 se detalla el torque teórico en función de la presión suministrada y del tamaño del actuador, por (FESTO-DFPD, 2023).

Refiriéndonos a la figura 136 se selecciona un actuador neumático giratorio de doble efecto con un ángulo de giro de 90°, de tamaño 20 que presenta un torque teórico de 21.9 Nm a una presión de 6 bar.

Esquema de sujeción del actuador giratorio DFPD 20 90

Figura 137

Sistema de sujeción para el actuador giratorio



Nota. En la figura 137 se observa los elementos mecánicos que conforman el sistema de sujeción del actuador giratorio.

Cálculo de la fuerza de sujeción

Refiriéndonos a la figura 137 se puede observar el gancho que sujetara la malla acoplada al actuador giratorio, la distancia que existe entre el centro del actuador giratorio y donde sujeta la malla el gancho es de aproximadamente 100 mm.

$$T_{DFPD} = 21.9 \text{ Nm}$$

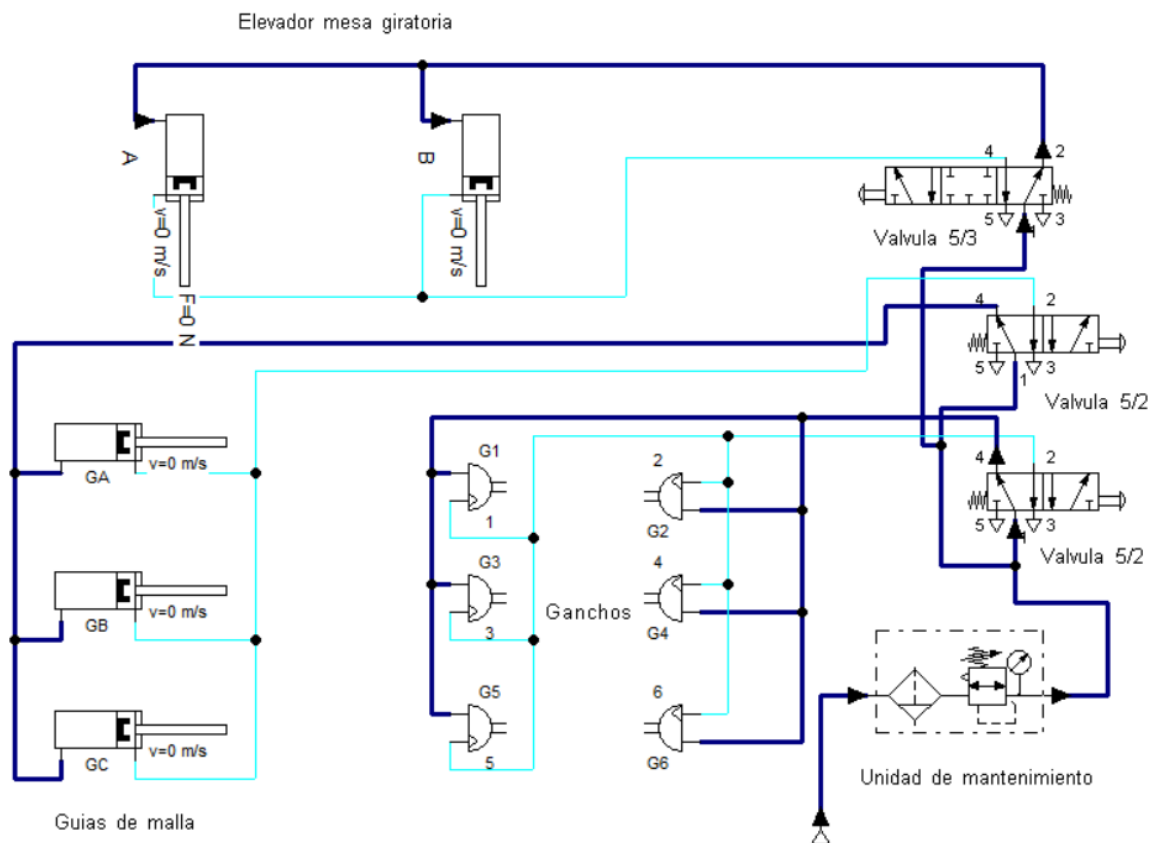
$$F = \frac{T}{d} = \frac{21.9 \text{ Nm}}{0.1 \text{ m}} = 219 \text{ N} \approx 22 \text{ kg}$$

Debido a que la longitud de la malla es de 6.5 m se ha decidido colocar 6 actuadores giratorios distribuidos a lo largo de la mesa giratoria, para obtener así una fuerza de sujeción teórica de 1314 N, asegurándonos que la carga al momento de desplazarnos y girar no se caiga, cuelgue o se deslice.

Simulación de los actuadores neumáticos

Figura 138

Esquema de conexiones neumáticas



Nota. En la figura 138 se observa un esquema de conexiones neumáticas y sus componentes.

Todo el sistema neumático estará conectado a un PLC Siemens que se encargará de dar las señales respectivas a cada válvula neumática, así como de alimentar y recibir señales de los sensores de posición de cada actuador, la presión de funcionamiento del sistema es de mínimo 6 bar.

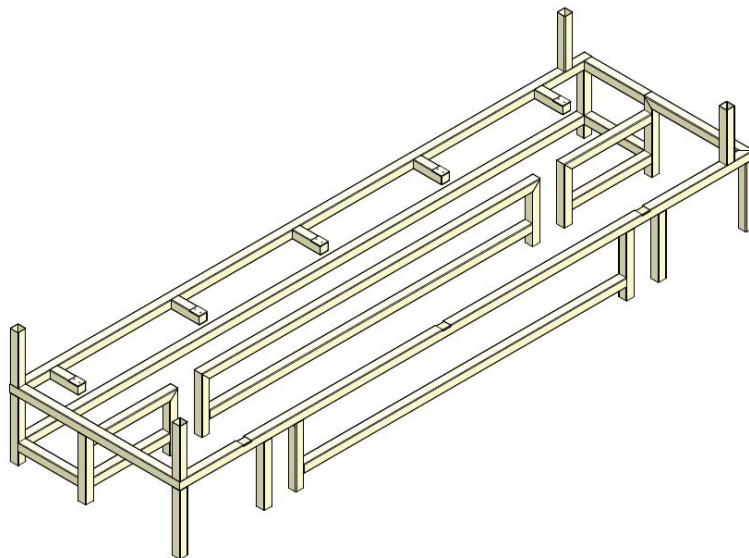
Los principales componentes del sistema neumático son:

- Unidad de mantenimiento
- Válvula 5/2
- Válvula 5/3
- Actuador neumático DSBC 80 500
- Actuador neumático DSBC 32 40
- Actuador neumático ADN 32 30
- Actuador giratorio DFPD 20 90
- Manguera #8 - azul

Estructura principal

Figura 139

Estructura principal



Nota. En la figura 139 se observa la estructura principal que conformara la volteadora de malla y portadora de los sub-ensamblajes.

La estructura principal se ha decidido realizar de tubo cuadrado de 100x100x4 mm, esto debido a temas de rigidez que necesita la máquina.

Parámetros de diseño

La principal carga de la estructura principal es las reacciones del sistema de elevación del conveyer la cual se distribuye en 4 puntos por lo que la carga total del conveyer se divide en 4 puntos de apoyo y a su vez al momento de transmitir la fuerza a la estructura se divide en 2 puntos más en total la carga del conveyer se divide en 8 puntos de apoyo, adicionalmente existe cargas en los extremos donde se apoya la viga HB del puente grúa.

$$W_{Rconv} = \frac{W_{conveyor} * FS}{8}$$

$$W_{Rconv} = \frac{15000 N * 1.25}{8} = 2343.75 \approx 2500 N$$

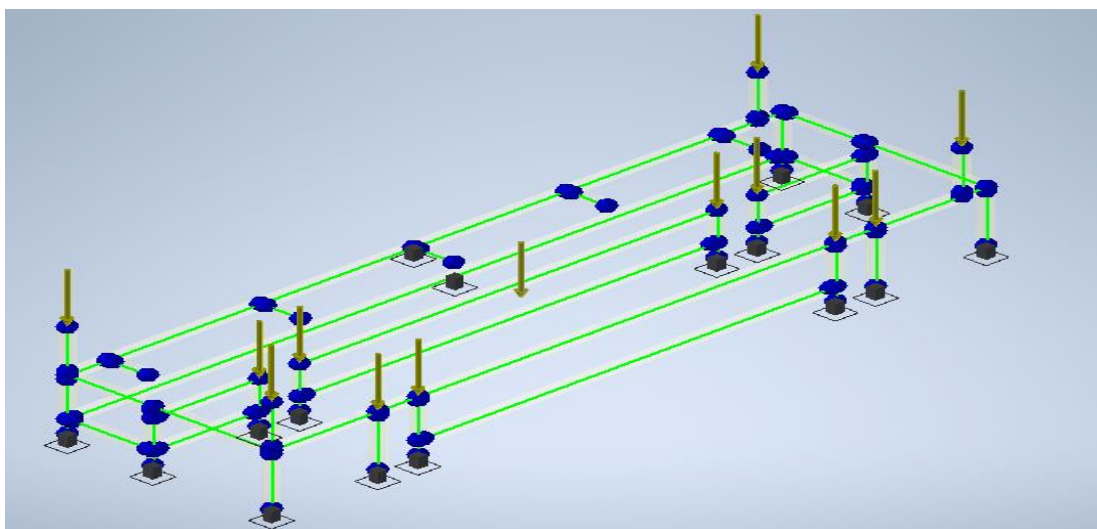
$$W_{RPG} = 1500 N$$

Aplicación de las cargas en la estructura

Para el análisis por deflexión procedemos a simular en el programa Inventor versión estudiantil debido a la complejidad que resulta analizar manualmente toda la estructura.

Figura 140

Definición de las cargas de diseño

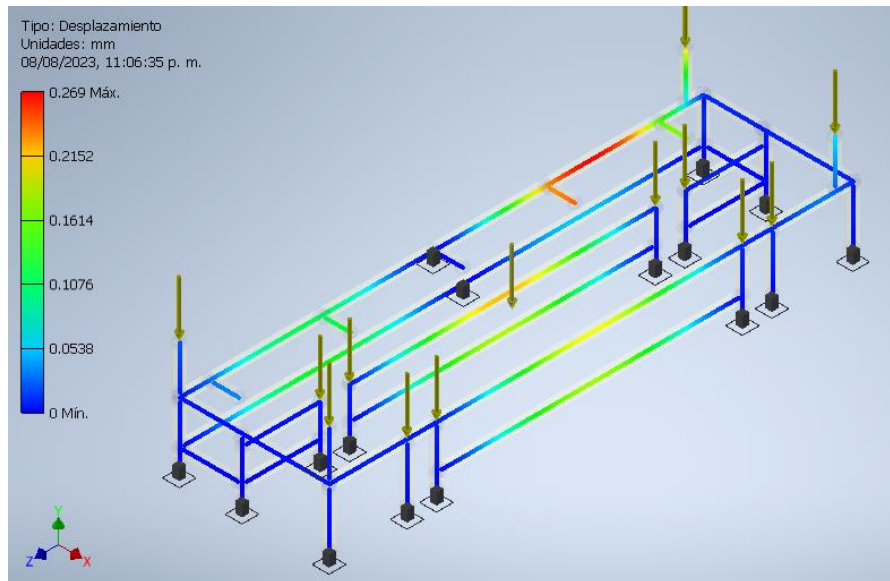


Nota. En la figura 140 se observa la aplicación de las cargas de diseño en los nodos donde se generan las reacciones del sistema de elevación del conveyor como el del puente grúa.

Deflexión en la estructura

Figura 141

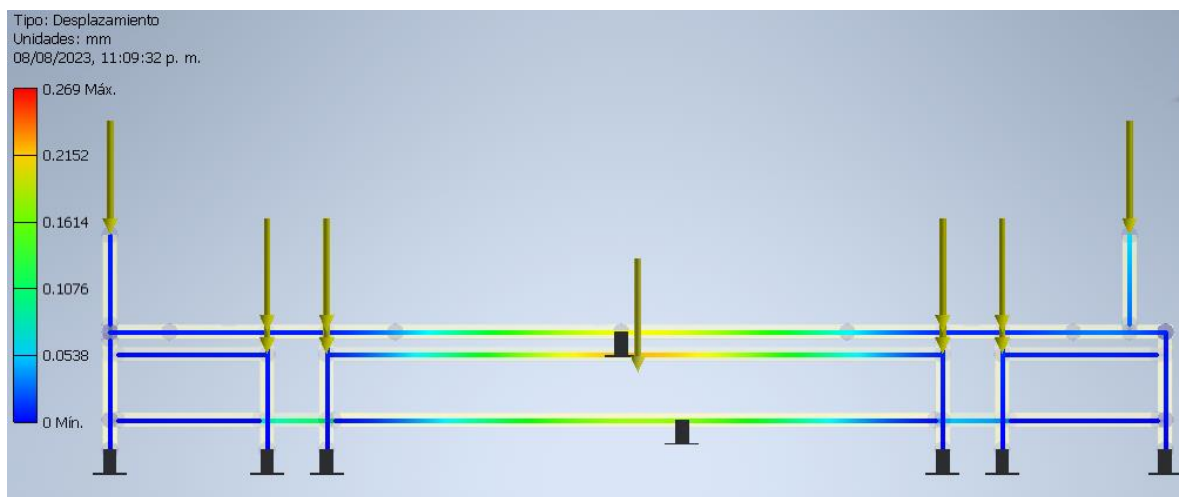
Deflexión de la estructura principal vista isométrica



Nota. En la figura 141 se observa la deflexión máxima en la estructura principal con un valor de 0.269 mm.

Figura 142

Deflexión en la estructura principal vista lateral izquierda



Nota. En la figura 142 se observa la deflexión máxima de 0.269 mm desde una vista lateral izquierda.

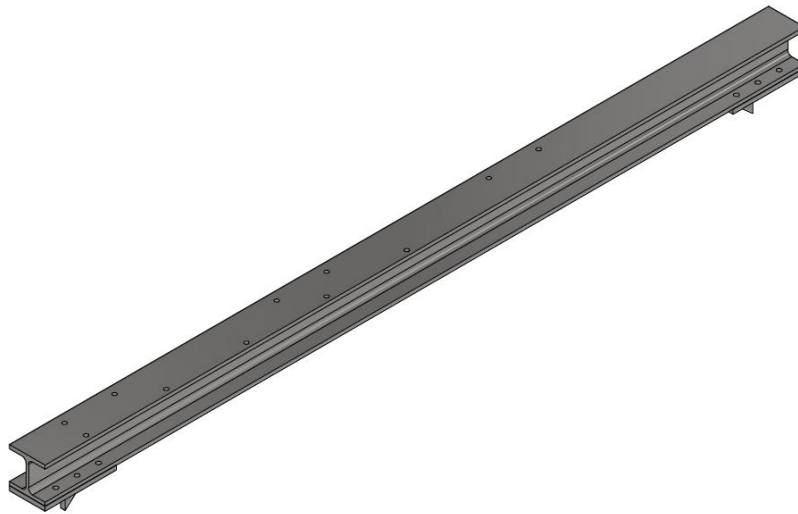
Las deflexiones arrojadas por la simulación no superan el milímetro por lo cual la estructura principal nos garantiza una alta rigidez al sistema.

Viga HEB

La viga HEB es el elemento mecánico que une el puente grúa con la estructura principal, el elemento seleccionado es una viga HEB100 el cual se decidió principalmente por la geometría necesaria para colocar el eje guía, cremallera y los componentes necesarios para el movimiento del puente grúa, además de su alta inercia que nos garantizara una deflexión mínima.

Figura 143

Viga HEB100



Nota. En la figura 143 se observa la viga HEB100 el cual tiene como función soportar las cargas generadas por la mesa giratoria.

Parámetros de diseño

La principal carga de diseño de la viga HEB son las reacciones de la mesa giratoria y del puente grúa.

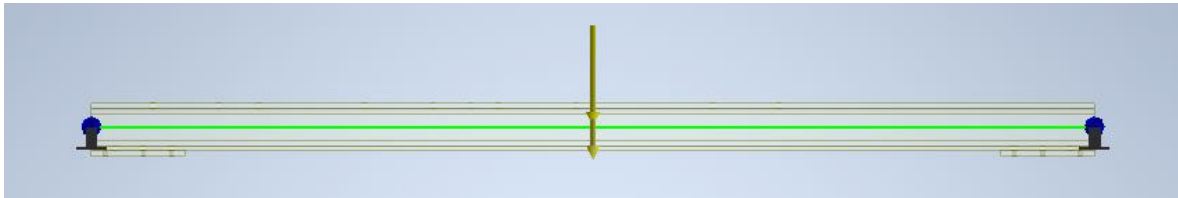
$$W_{HEB} = 2470 N * FS$$

$$W_{HEB} = 2470 \text{ N} * 1.25 = 3087.5 \text{ N} \approx 3000 \text{ N}$$

Aplicación de las cargas en la viga

Figura 144

Aplicación de la carga de diseño sobre la viga HEB

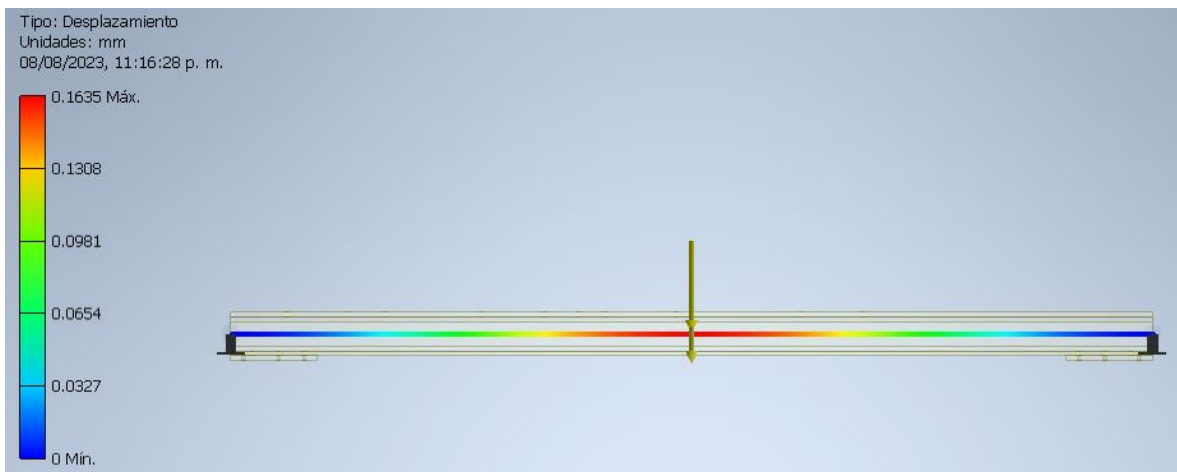


Nota. En la figura 144 se observa la aplicación de la carga de diseño en la mitad de la viga la cual es la posición más crítica para analizar.

Deflexión en la viga HEB

Figura 145

Deflexión en la viga HEB



Nota. En la figura 145 se observa la deflexión máxima en la viga HEB100 con un valor de 0.1635 mm en la mitad de la viga, la cual es la posición más crítica.

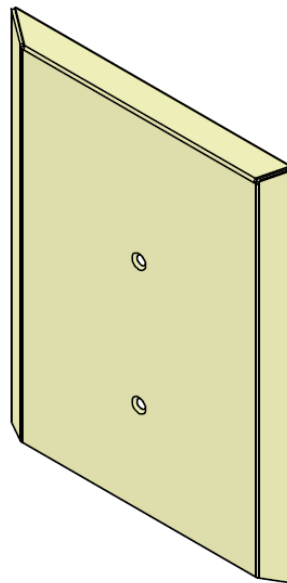
La viga HEB100 es adecuada para soportar las cargas generadas por el puente grúa durante su movimiento a lo largo de la viga HEB.

Acomodadores

Los acomodadores son fundamentales para garantizar que la malla no caiga de lado o que se desigualen en el ancho de las mismas garantizando una salida homogénea del paquete de mallas.

Figura 146

Acomodador lateral



Nota. En la figura 146 se observa la geometría del acomodador lateral la cual está fabricado en un espesor de 4 mm.

Parámetros de diseño

Las cargas principales que se aplican al acomodador serían la fuerza de empuje sobre los acomodadores que generan los extremos de la malla al momento de apilarse en el conveyer, debido a que la malla no cae de una altura mayor a 30 mm la fuerza de impacto será similar al peso de la misma malla por lo cual para el análisis utilizaremos la carga de la malla y un factor de seguridad de dos.

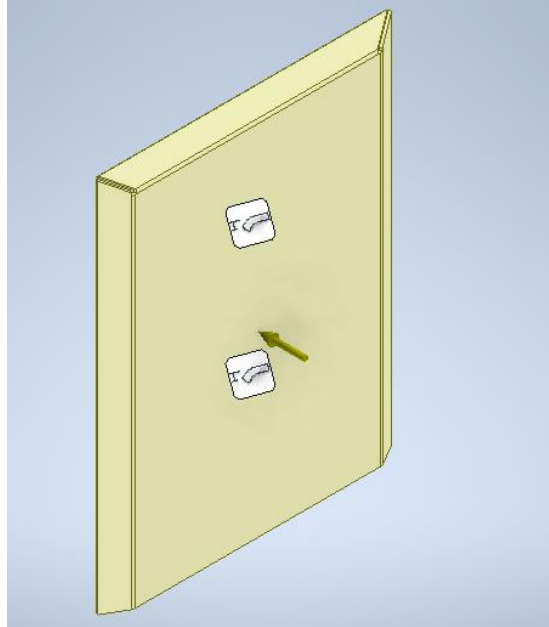
$$W_{FM} = W_m * FS$$

$$W_{FM} = 300 N * 2 = 600 N$$

Aplicación de la carga en el acomodador

Figura 147

Aplicación de la carga de diseño sobre el acomodador lateral

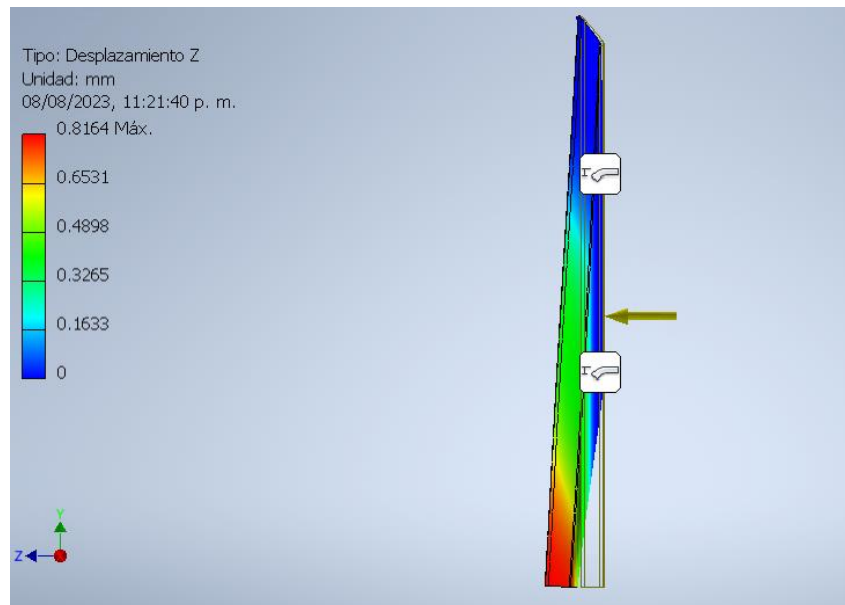


Nota. En la figura 147 se observa la aplicación de la carga de diseño sobre la cara del acomodador lateral.

Deflexión del acomodador

Figura 148

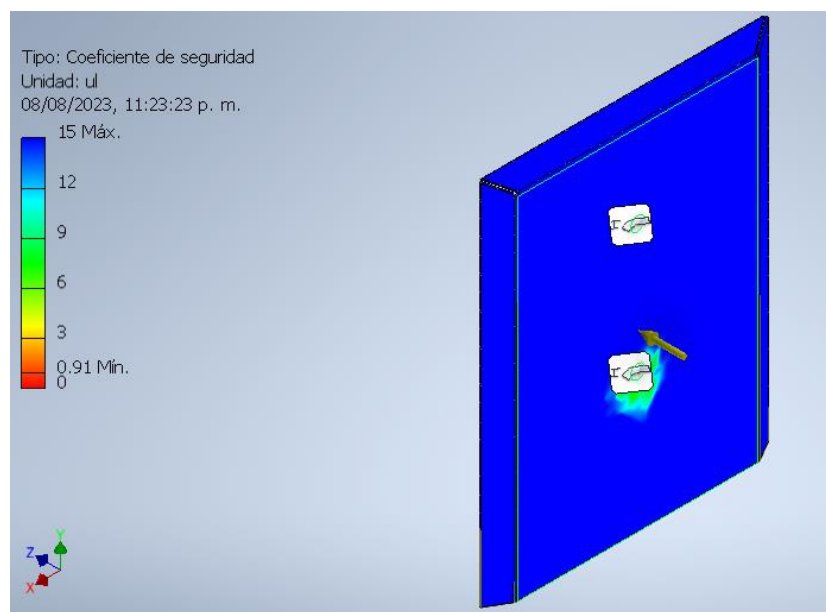
Deflexión en el acomodador lateral



Nota. En la figura 148 se observa la deflexión máxima del acomodador el cual tiene como valor de 0.8164 mm.

Figura 149

Factor de seguridad



Nota. En la figura 149 se observa el factor de seguridad que presenta el acomodador el cual es un valor máximo de 15.

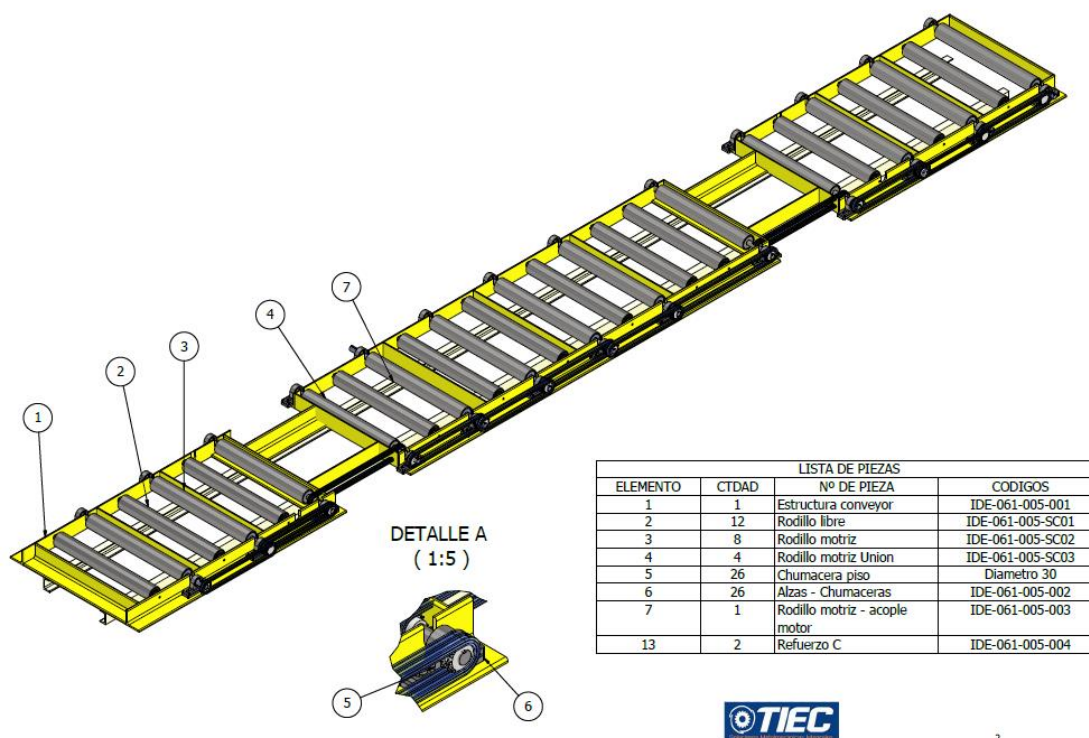
La simulación realizada nos entrega valores muy favorables de la carga aplicada por lo que el diseño del acomodador cumple con los requisitos.

Capítulo 4. Construcción

Conveyor

Figura 150

Plano de conjunto del conveyor



2

Nota. En la figura 150 se detalla el plano de conjunto del conveyor.

El conjunto del conveyor se encarga de recibir las mallas electrosoldadas y una vez completado el paquete deseado se expulsa mediante los rodillos motrices, los componentes mecánicos del conveyor son:

Tabla 9

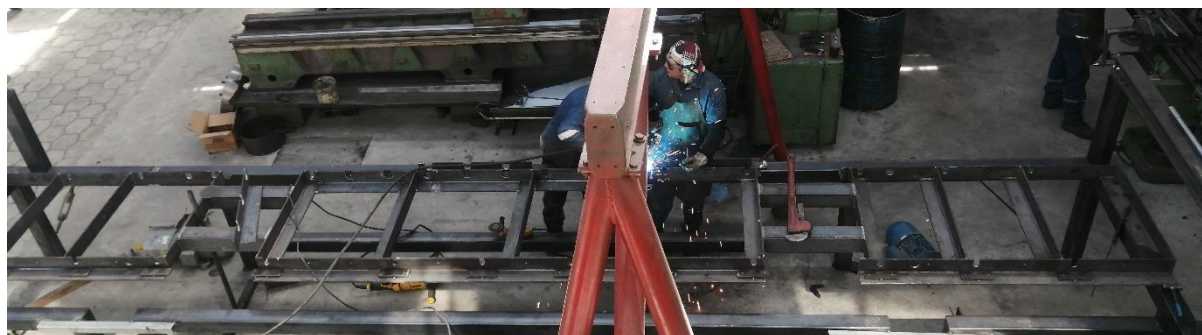
Lista de piezas que conforman el conveyor

Lista de piezas			
Elemento	Cantidad	Nombre	Código
1	1	Estructura conveyor	IDE-061-005-001
2	12	Rodillo libre	IDE-061-005-SC01

Lista de piezas

Elemento	Cantidad	Nombre	Código
3	8	Rodillo motriz	IDE-061-005-SC02
4	4	Rodillo motriz unión	IDE-061-005-SC03
5	26	Chumaceras de piso	Diámetro 30
6	26	Alzas para chumaceras	IDE-061-005-002
7	1	Rodillo motriz / acople motor eléctrico	IDE-061-005-003
8	2	Refuerzo C	IDE-061-005-004

Nota. En la tabla 9 se detallan las cantidades, descripción y código de cada plano correspondiente a cada elemento mecánico que conforma el conveyor.

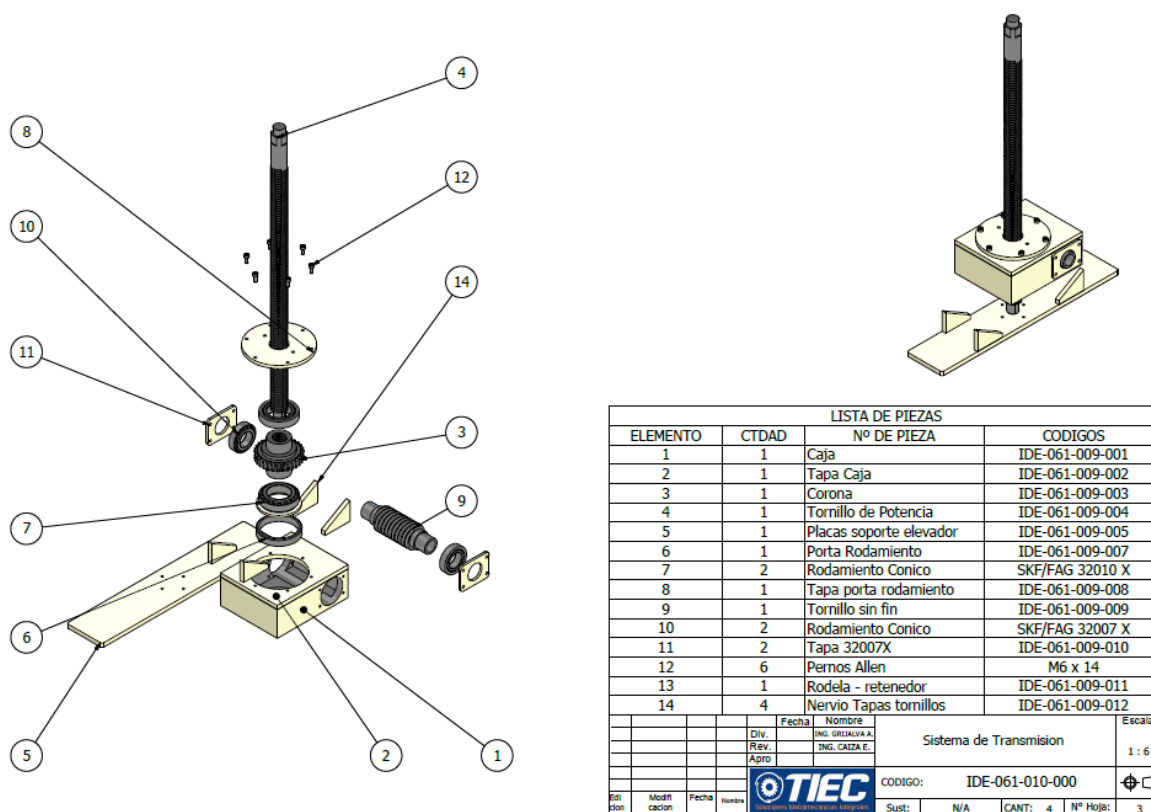
Figura 151*Proceso de soldadura del conveyor*

Nota. En la figura 151 se observa el proceso de soldadura de las transversales que conforman el conveyor.

Sistema de elevación del conveyor

Figura 152

Sistema de elevación del conveyor



Nota. En la figura 152 se observa el plano de conjunto del sistema de elevación del conveyor y los elementos mecánicos que lo conforman.

Tabla 10

Lista de piezas del sistema de elevación del conveyor

Lista de piezas			
Elemento	Cantidad	Nombre	Código
1	1	Caja	IDE-061-009-001
2	1	Tapa Caja	IDE-061-009-002
3	1	Corona	IDE-061-009-003
4	1	Tornillo de Potencia	IDE-061-009-004
5	1	Placas soporte elevador	IDE-061-009-005
6	1	Porta Rodamiento	IDE-061-009-007
7	2	Rodamiento Cónico	SKF/FAG 32010 X
8	1	Tapa porta rodamiento	IDE-061-009-008
9	1	Tornillo sin fin	IDE-061-009-009

<i>Lista de piezas</i>			
Elemento	Cantidad	Nombre	Código
10	2	Rodamiento Cónico	SKF/FAG 32007 X
11	2	Tapa 32007X	IDE-061-009-010
12	6	Pernos Allen	M6 x 14
13	1	Rodela - retenedor	IDE-061-009-011
14	4	Nervio Tapas tornillos	IDE-061-009-012

Nota. En la tabla 10 se detallan las cantidades, descripción y código de cada plano correspondiente a cada elemento mecánico que conforma el sistema de elevación del conveyor.

Figura 153

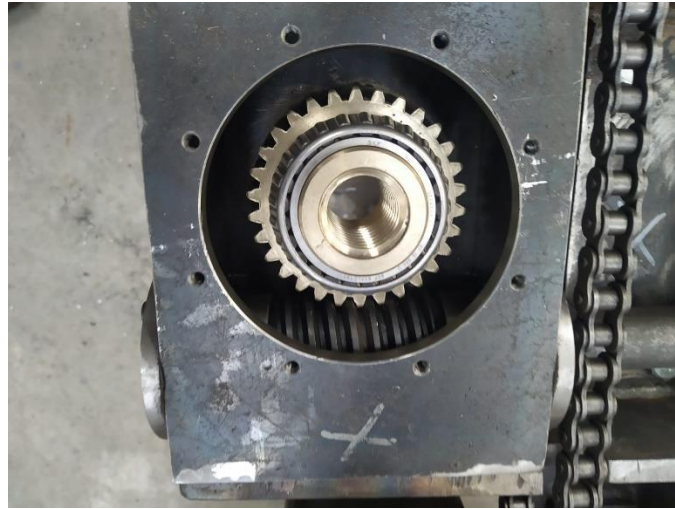
Sistema de elevación del conveyor



Nota. En la figura 153 se observa el sistema de elevación del conveyor.

Figura 154

Caja reductora

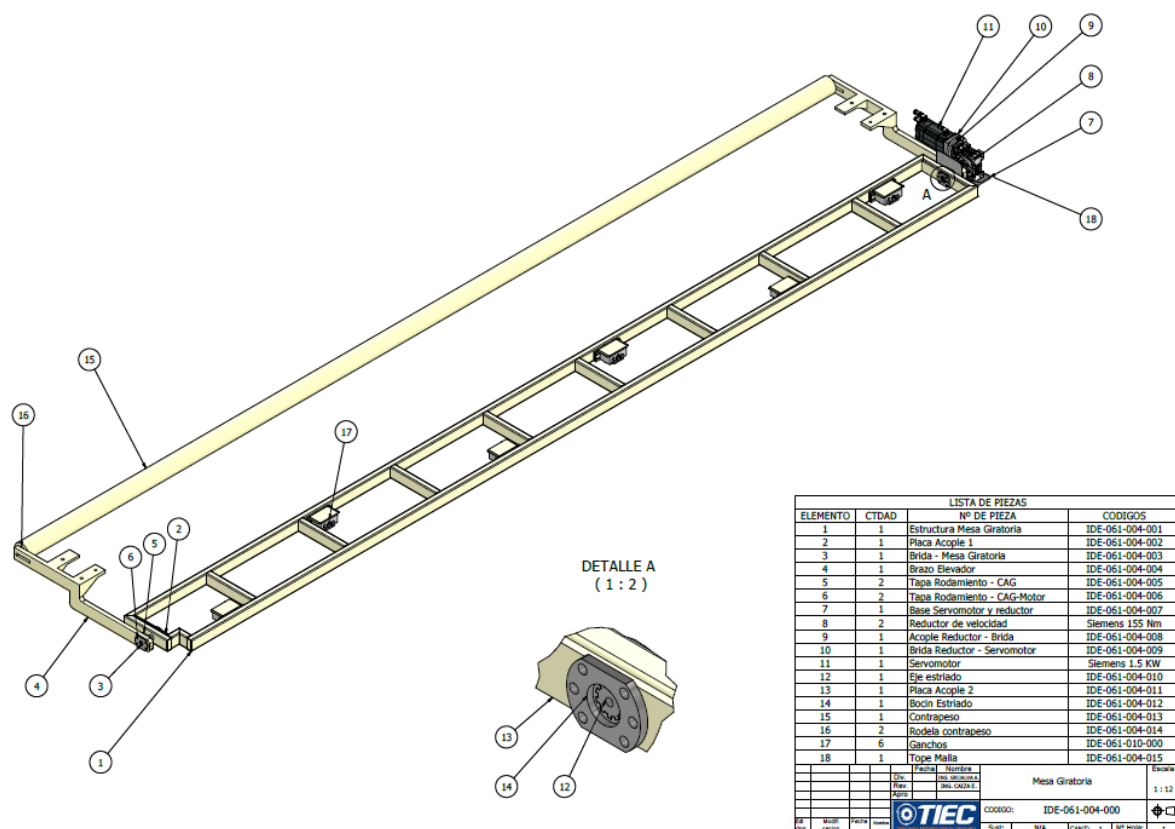


Nota. En la figura 154 se observa la caja reductora por tornillo sin fin / corona que se desarrolló en el capítulo de diseño.

Mesa Giratoria

Figura 155

Plano de conjunto de la mesa giratoria



Nota. En la figura 155 se observa el plano de conjunto de la mesa giratoria y los elementos mecánicos que lo conforman.

Tabla 11

Lista de piezas del conjunto mesa giratoria

Lista de piezas			
Elemento	Cantidad	Nombre	Código
1	1	Estructura Mesa Giratoria	IDE-061-004-001
2	1	Placa Acople 1	IDE-061-004-002
3	1	Brida - Mesa Giratoria	IDE-061-004-003
4	1	Brazo Elevador	IDE-061-004-004
5	2	Tapa Rodamiento - CAG	IDE-061-004-005
6	2	Tapa Rodamiento - CAG-Motor	IDE-061-004-006
7	1	Base Servomotor y reductor	IDE-061-004-007

Lista de piezas

Elemento	Cantidad	Nombre	Código
8	2	Reductor de velocidad	Siemens 175 Nm
9	1	Acople Reductor - Brida	IDE-061-004-008
10	1	Brida Reductor - Servomotor	IDE-061-004-009
11	1	Servomotor	Siemens 1.5 KW
12	1	Eje estriado	IDE-061-004-010
13	1	Placa Acople 2	IDE-061-004-011
14	1	Bocín Estriado	IDE-061-004-012
15	1	Contrapeso	IDE-061-004-013
16	2	Rodela contrapeso	IDE-061-004-014
17	6	Ganchos	IDE-061-010-000
18	1	Tope Malla	IDE-061-004-015

Nota. En la tabla 11 se detallan las cantidades, descripción y código de cada plano correspondiente a cada elemento mecánico que conforma la mesa giratoria.

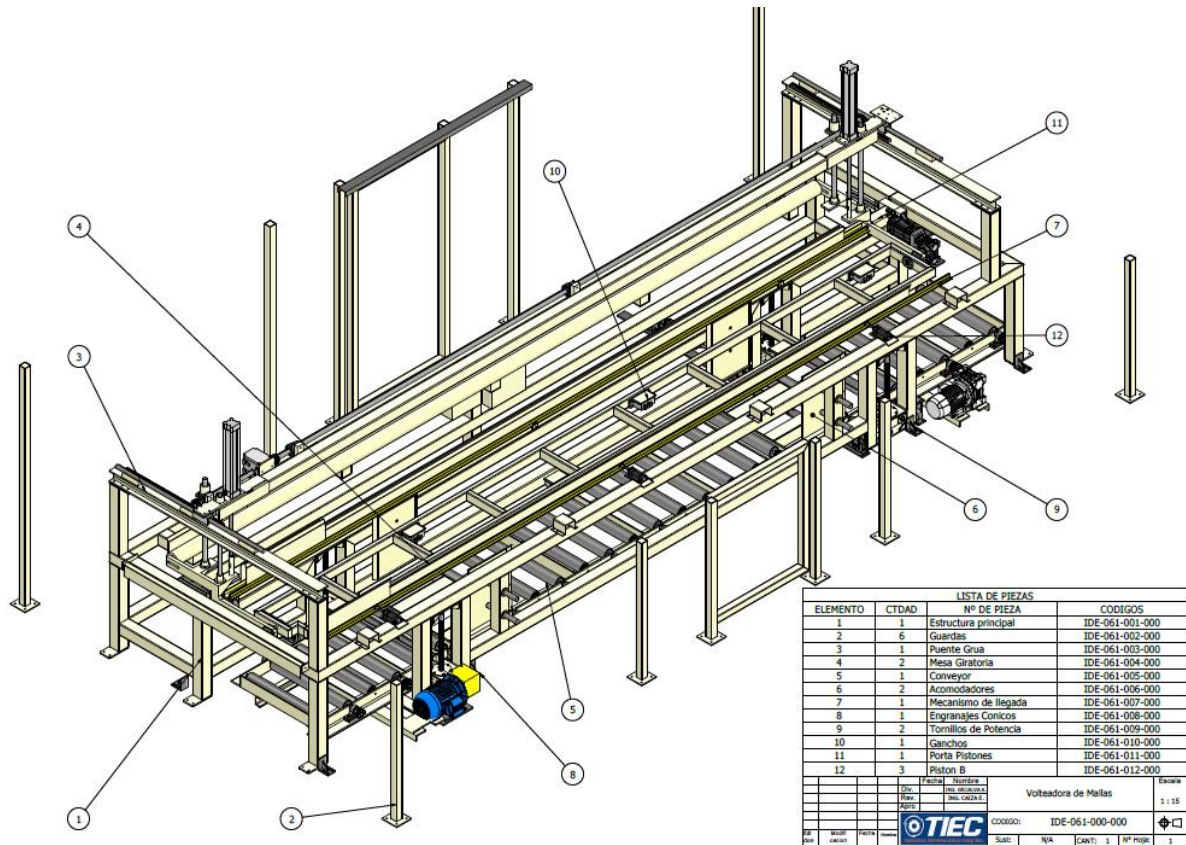
Figura 156*Conjunto mesa giratoria*

Nota. En la figura 156 se observa el conjunto de la mesa giratoria acoplada al puente grúa.

Ensamblaje

Figura 157

Plano de conjunto de la volteadora de mallas



Nota. En la figura 157 se observa el plano de conjunto de la volteadora de mallas, subconjuntos y los elementos mecánicos que lo conforman.

Tabla 12

Lista de subconjuntos que conforman a la volteadora de mallas

Lista de piezas			
Elemento	Cantidad	Nombre	Código
1	1	Estructura principal	IDE-061-001-000
2	6	Guardas	IDE-061-002-000
3	1	Puente Grúa	IDE-061-003-000
4	2	Mesa Giratoria	IDE-061-004-000
5	1	Conveyor	IDE-061-005-000
6	2	Acomodadores	IDE-061-006-000
7	1	Mecanismo de llegada	IDE-061-007-000
8	1	Motor 7.5 HP	IDE-061-008-000

Lista de piezas

Elemento	Cantidad	Nombre	Código
9	2	Tornillos de Potencia	IDE-061-009-000
10	1	Ganchos	IDE-061-010-000
11	1	Porta Pistones	IDE-061-011-000
12	3	Pistón guías malla	IDE-061-012-000

Nota. En la tabla 12 se detallan las cantidades, descripción y código de cada plano correspondiente a cada subconjunto que conforman la volteadora de mallas.

Figura 158

Volteadora de mallas vista Isométrica



Nota. En la figura 158 se observa una vista isométrica de la volteadora de malla donde se puede apreciar los principales subconjuntos establecidos anteriormente.

Figura 159

Volteadora de mallas vista lateral



Nota. En la figura 159 se observa la volteadora de mallas desde una vista lateral en la cual se puede apreciar el conveyer y puente grúa que conforman la volteadora de mallas.

Armario eléctrico y de control

La volteadora de mallas cuenta con un armario eléctrico y de control en el cual se encuentran diferentes elementos eléctricos y electrónicos que garantizan el correcto funcionamiento de la máquina.

Figura 160*Armario eléctrico y de control*

Nota. En la figura 160 se observa los componentes que forman el circuito de fuerza y el de control, así como elementos más complejos como PLC Siemens y el controlador del servomotor.

Pruebas de funcionamiento de la máquina volteadora

Pruebas Iniciales

Las pruebas iniciales fueron realizadas en las instalaciones de “TIEC-Soluciones Metalmenicas”, a partir de estas se tomaron algunas correcciones menores del diseño, en su mayoría del área de automatización.

Tabla 13*Videos durante las pruebas iniciales*

Nombre	Descripción	Enlace
Movimiento manual	En el video se observa los movimientos manuales de la volteadora de mallas controlados desde el programa TIA Portal.	https://drive.google.com/file/d/1w2JNqsCDjtau4jymzw7aP-0PJmjaoLxl/view?usp=sharing
Movimiento automático	En el video se observa los movimientos automáticos de la	https://drive.google.com/file/d/15BQzmLPkMU-

Nombre	Descripción	Enlace
	volteadora de mallas controlados desde el programa TIA Portal, al cual se le ha implementado las opciones de recetas para cada tipo de malla.	Sfplqjd_rPZy9yufIQYsd/view?usp=sharing
Funcionamiento conveyor	En el video se observa el funcionamiento del sistema de elevación del conveyor, así como el sistema de expulsión de la malla que generan los rodillos motrices.	https://drive.google.com/file/d/1o3x9sMTfXgjdK32xOKY2B9ohONhqn_d0/view?usp=sharing
Funcionamiento con malla	En el video se observa el funcionamiento de la secuencia con la malla mediana.	https://drive.google.com/file/d/1_xM3xEPJDJ4yV6zcR7kV3vM6FHGcrFDq/view?usp=sharing

Nota. En la tabla 13 se encuentran los enlaces de los videos durante las pruebas iniciales, así como una breve descripción del contenido.

Pruebas Finales

Las pruebas finales fueron realizadas en las instalaciones de “IDEAL ALAMBREK”, a partir de estas se tomaron algunas correcciones menores del diseño por problemas de acoplamiento a la soldadora de mallas MG-16.

Tabla 14

Videos durante las pruebas finales

Nombre	Descripción	Enlace
Malla pequeña	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla pequeña.	https://drive.google.com/file/d/1o5QtqDmmUZRYmkc9ZazsLWNKzGQEjCU2/view?usp=sharing
Malla mediana	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla mediana.	https://drive.google.com/file/d/1rpp2XMqKMnoMsA8NawyEMozQNxPrPhBw/view?usp=sharing
Salida malla mediana	En el video se observa el funcionamiento del sistema de expulsión del paquete de mallas para la malla mediana.	https://drive.google.com/file/d/16FmsBqgisdjSd0o8KMIF1tOGIbkdGsjA/view?usp=sharing

Nombre	Descripción	Enlace
Malla grande	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla grande.	https://drive.google.com/file/d/1DxXTa5E8wpz5GtLBqZKgI5qNAQhaTHkL/view?usp=sharing
Salida malla grande	En el video se observa el funcionamiento del sistema de expulsión del paquete de mallas para la malla grande.	https://drive.google.com/file/d/1OJYDz7RyS1VM8zbFJ3j4TXlgekJvLsKj/view?usp=sharing

Nota. En la tabla 14 se encuentran los enlaces de los videos durante las pruebas finales, así como una breve descripción del contenido.

Capítulo 5. Análisis económico

“TIEC – Soluciones Metalmecánicas” no cuenta con un desglose detallado de los materiales y costos debido a que el diseño propuesto durante el concurso fue totalmente cambiado durante el desarrollo del mismo por necesidades del cliente “IDEAL ALAMBREK” sin embargo nos ha facilitado la proforma con la cual se participó en la licitación del proyecto, a partir de esta proforma se determina el análisis económico desglosando los costos directos e indirectos de la construcción y montaje de la máquina. Siendo que todos los gastos de diseño y construcción serán cubiertos por la empresa “TIEC – Soluciones Metalmecánicas”.

Costos Directos

Tabla 15

Desglose de los costos directos

Descripción	Cantidad	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
<i>Elevador y Mesa</i>			
Ejes en acero 1045 50x1000mm	4	350,00	1400
Chumaceras de pared eje 30mm SKF	4	50,00	200
Catalinas Z16 #50, maquinado de agujero y chavetera	5	45,00	225
Rodamientos cónicos 30306A SFK	4	75,00	300
Camisa para tornillo elevador 100x100x3x1000mm	4	180,00	720
Cadena	1	40,00	40
Base para motor	1	80,00	80
Estructura general en tubo cuadrado de 100x100x3mm	1	2500,00	2500
Bases para cilindro neumático	6	280,00	1680
Guías para malla con ángulo de 30x4	2	150,00	300
Tope frontal y base	1	180,00	180

Descripción	Cantidad	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Topes laterales para acomodador de malla placas de 300x700x6mm	1	350,00	350
Topes laterales para acomodador de malla placas de 160x300x20mm	1	350,00	350
Topes laterales para acomodador de malla placas de 350x100x15mm	1	350,00	350
Topes laterales para acomodador de malla placas de 300x400x12mm	1	350,00	350
		Total	9025
Conveyor			
Estructura de conveyor	1	1560,00	1560
Rodillos 3" cédula 40x780mm, con 2 rodela, eje en acero 1018x780mm y 2 chaveteros	24	165,10	3962,4
Catalinas Z16 #50, maquinado de agujero y chavetero	48	45,00	2160
Chumaceras de pared eje 30mm SKF	48	50,00	2400
Cajas de cadena	2	40,00	80
Placas de apoyo para tuerca de elevación	4	180,00	720
Tuerca en bronce fosfórico	4	750,00	3000
Base para motor	1	80,00	80
Guarda	1	180,00	180
		Total	14142,4
Mesa Brazos			
Brazos para volteo de malla	3	380,00	1140
Bases para cilindro neumático	6	280,00	1680

Descripción	Cantidad	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Guías	2	150,00	300
Estructura general en tubo cuadrado de 100x100x3mm	1	1560,00	1560
Tope frontal y base	1	180,00	180
Chumaceras de piso para eje diámetro 45 y apoyos SKF	6	110,00	660
Eje diámetro 30x5000mm	1	1250,00	1250
Base para motor	1	80,00	80
Ruedas de desplazamiento, eje pasante montado sobre rodamiento y base de apoyo	4	120,00	480
Base para cilindro neumático	2	260,00	520
Riel para desplazamiento 300x120x10mm	4	200,00	800
		Total	8650
<i>Guardas con Puertas de Acceso</i>			
Estructura de guarda en tubo cuadrado de 50x3mm y malla con 4 puertas de acceso	1	1400,00	1400
Mesa desmontable para producción de malla Viga V9	1	500,00	500
		Total	1900
<i>Componente electromecánico</i>			
Motor reductor para rodillos de transporte de salida: motor siemens 3 hp.	1	1727,60	1727,6
Servo-reductor para movimiento de brazo	1	1358,00	1358
Moto freno 7,5 hp, para elevador de rodillos de transporte	1	1953,00	1953

Descripción	Cantidad	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
		Total	5038,6
Componentes automatización			
Límites para brazo volteador, elevador de rodillos de transporte.	4	55,36	221,44
Sensores magnéticos IFM para puerta	4	140,00	560
Tablero metálico modular	1	942,00	942
Guardamotor siemens	3	57,86	173,58
Transformadores trifásicos	1	1200,00	1200
Contactador para motor	2	24,00	48
Breaker, relé, módulos, switch y elementos varios.	2	500,00	1000
Consola de control	1	1484,27	1484,27
Componente neumático Festo	1	8454,75	8454,75
		Total	14084,04
		TOTAL	52840,04

Nota. En la tabla 15 se detalla los costos directos en cuanto a materia prima y componentes que constituyen a la máquina.

Costos Indirectos

Tabla 16

Desglose de los costos indirectos

Descripción	Costo Unitario [USD]
Costos de fabricación y mano de obra del equipo	18400
Transporte	500
Servicios básicos	1500

Descripción	Costo Unitario [USD]
Diseño y propuesta	4500
Planos mecánicos, ingeniería de detalle	3000
Instructivo de funcionamiento	450
Instalación, puesta en marcha y pruebas	3500
Movimiento de conveyor existente	2500
Tornillería e insumos varios	1000
Pintura	1000
Honorarios asesoramiento en ingeniería eléctrica	2700
Honorarios de trabajo estudiantes	800
Total	39850

Nota. En la tabla 16 se detalla los costos indirectos por construcción de la máquina, en cuanto a la mano de obra, servicios básicos, etc.

Costo Total

Para determinar el costo total se realiza la suma de costos directos más los costos indirectos, obteniendo un valor total de \$92690.04

Capítulo 6. Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- Tras el análisis de deflexión realizado a la estructura principal del conveyor se utilizará como perfil estructural el ángulo de lados iguales de 100x10 mm con refuerzos dados por el perfil estructural UPN80 logrando así una deflexión máxima de 3 mm para una carga de diseño de 1.5 toneladas y un comportamiento uniforme del conveyor durante el ciclo de trabajo.
- De acuerdo a los parámetros de diseño del sistema de elevación del conveyor se construye un reductor de velocidad sin fin – corona la cual se encargará de soportar la carga de 1.5 toneladas ejercidas sobre el conveyor, garantizando que el tornillo sin fin como la corona resisten las cargas de diseño definidos por AGMA y un factor de seguridad de 1.8 para la corona que está fabricado en bronce naval (C83600 SAE40), eventualmente los rodamientos cónicos 32007 soportan las cargas de diseño, vida útil, adicionalmente la flecha encargada de transmitir la potencia del motor de 7.5 HP presenta un factor de seguridad de 2 para 18 mm de diámetro sin embargo se definió utilizar un diámetro de 26 mm con un factor de seguridad de 6.
- De acuerdo al análisis de esfuerzos en los dientes del tornillo de potencia se decide fabricar dichos elementos de AISI 1045, los tornillos de potencia deben ser rosca ACME de diámetro 34 mm y paso 6 mm los cuales presentan un factor de seguridad mínimo de 3, garantizando la resistencia del tornillo de potencia y su correcto funcionamiento.
- En base al análisis de deflexión de la mesa giratoria la cual se resume en la tabla 4, se decide fabricar la mesa giratoria de un perfil rectangular de 80x40x4 mm la cual presenta una deflexión máxima de 4 mm para un claro de 6.5 m cuando se le aplica la carga de diseño de 20 kg/m.

- El sistema de elevación de la mesa giratoria estará dado por dos actuadores neumáticos de embolo 80 con carrera de 500 mm denominado por FESTO como “DSBC 80 500”, bajo una presión de trabajo nominal de 6 bar obteniendo una fuerza teórica de avance de 3016 N por actuador lo cual garantiza el levantamiento de la mesa giratoria.
- El sistema de giro de la mesa giratoria esta dado por un servomotor reductor de 1.5 kW a una velocidad angular promedio de 106 rpm y un torque de salida de 135 Nm al ser un servomotor los parámetros pueden cambiar según la necesidad del cliente.
- El sistema de movimiento de la mesa giratoria esta dado por un motor reductor de 1 HP la cual esta controlado por un variador de frecuencia para garantizar el desplazamiento preciso que se necesita, el sistema mecánico implementado para realizar este movimiento es el conjunto piñón cremallera, en base al análisis de esfuerzos en los dientes del piñón, por ende la cremallera definen que el conjunto debe ser fabricado de un acero AISI 4340 y modulo 4, obteniendo factor de seguridad por flexión & contacto de 1.5 y 2.5 correspondientemente.
- De acuerdo a los parámetros de diseño los rodillos libres y motrices son fabricados de tubo redondo sin costura de 3 in cedula 40, impulsado por una cadena simple #50 la cual se acopla a un motor reductor de 3HP, obteniendo un torque de 376 Nm adicionalmente se manda a fabricar una catalina simple doble (figura 62) con el objetivo de conectar los rodillos motrices entre si convergiendo en la capacidad de sacar una carga de 1.5 toneladas a una velocidad de salida de aproximadamente 0.3 m/s.
- De acuerdo al análisis de deflexión en la guía de las mallas (figura 120) obteniendo un valor máximo de 0.8 mm para una carga de diseño de 30 N/m, por lo cual también se generan las reacciones (tabla 8) en los puntos donde se acoplarán los

actuadores neumáticos de embolo 32 con carrera de 40 mm, los que son accionados por una electroválvula 3/2 que se acopla al sistema neumático (figura 138).

- En base a la simulación de deflexión en la estructura principal se obtiene un valor máximo de 0.27 mm (figura 141) aplicando las cargas de reacciones del sistema de elevación del conveyor.
- En base a la simulación de deflexión en el acomodador se obtiene un valor máximo de 0.82 mm (figura 148) para una carga de 600 N aplicado sobre la carga del acomodador.

Recomendaciones

- Definir los parámetros de diseño principales del proyecto en un documento redactado y firmado bajo la supervisión del contratista y del contratante.
- Investigar si el proyecto es una implementación independiente o si debe acoplarse a otra maquina ya existente, en caso de acoplarse averiguar con los operadores de la maquina a la que se acopla el proyecto, definir sus parámetros de trabajo, averiguar las posibilidades de cambios.
- Considerar durante el diseño vías para los elementos de conexiones que se necesitan en la parte eléctrica y de automatización.

Bibliografía

ASTM. (17 de 07 de 2023). *ASTM*. Obtenido de <https://www.octalsteel.com/pdf/astm-a106-standard-specification.pdf>

BEKAERT, I. A. (28 de 5 de 2023). *Ideal alambrec*. Obtenido de Ideal alambrec: <https://idealalambrec.bekaert.com/sobre-ideal-alambrec-bekaert/biblioteca-de-catalogos>

Bohman, I. (2022). *Ivan Bohman CA*. Obtenido de <https://bohman.com.ec/>

digital, T. (28 de 05 de 2023). *Tomi digital*. Obtenido de https://tomi.digital/es/71479/leccion-1tornillos-de-potencia?utm_source=google&utm_medium=seo

FESTO-ADN. (05 de 08 de 2023). *FESTO*. Obtenido de <https://www.festo.com/media/pim/500/D15000100149500.PDF>

FESTO-DFPD. (05 de 08 de 2023). *Festo*. Obtenido de <https://www.festo.com/media/pim/578/D15000100149578.PDF>

FESTO-DSBC. (05 de 08 de 2023). *Festo*. Obtenido de <https://www.festo.com/media/pim/627/D15000100149627.PDF>

Funcion. (28 de 05 de 2023). *Funcion*. Obtenido de <https://www.funcion.info/engranajes/>

hindustrial. (28 de 05 de 2023). *Hvhindustrial*. Obtenido de <https://hvhindustrial.com/es/blog/ventajas-desventajas-transmisiones-por-cadena>

Ingemecanica. (18 de 07 de 2023). *Ingemecanica*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

intec. (28 de 05 de 2023). *Suministro intec*. Obtenido de Suministro intec: https://suministrointec.com/blog/neumatica_definicion-origen/

IPAC. (17 de 07 de 2023). *IPAC*. Obtenido de www.IPAC.com

Koyo. (17 de 07 de 2023). *koyolab*. Obtenido de <https://koyola.com.pa/catalogos/>

MatWeb. (04 de 06 de 2023).

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3ad1def0a06e4448950f30c9ec120e99&ckck=1>. Obtenido de

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3ad1def0a06e4448950f30c9ec120e99&ckck=1>

mecanismo, E. r. (28 de 05 de 2023). *El rincon del mecanismo*. Obtenido de

<https://elrincondelmecanismo.wordpress.com/mecanismos-de-transformacion-del-movimiento/de-rotacion-a-movimiento-rectilineo/pinon-cremallera/>

Nisbett, R. G. (2008). *Diseño de Ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill Interamericana.

Norton. (2011). *Diseño de Maquinas*. Mexico: Prentice Hall.

Repsol. (17 de 07 de 2023). *Repsol*. Obtenido de

https://www.repsol.com/imagenes/global/es/catalogo_repsol_grasas_tcm13-46449.pdf

Rodavigo. (17 de 07 de 2023). *www.rodavigo.net*. Obtenido de

<https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2011%20Chavetas.pdf>

SKF. (05 de 08 de 2023). Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/principles/friction>

SKF, C. (18 de 07 de 2023). *Cadenas SKF*. Obtenido de

https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680cc91d3/pdf_preview_medium/0901d19680cc91d3_pdf_preview_medium.pdf#cid-242150

Tidisac. (28 de 05 de 2023). *Tidisac*. Obtenido de <https://tidisac.com/productos.html>

Vercellispa. (30 de 07 de 2023). *Vercellispa*. Obtenido de <https://vercellispa.com/en/>

Apéndices