

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Propuesta de diseño de un tramo del sistema de
transporte por faja para alimentación de 308TN/H
de caliza en una empresa cementera**

David Osmar Montes Torreblanca

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Arequipa, 2024

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

INFORME DE CONFORMIDAD DE ORIGINALIDAD DE TESIS

A : Dr. Felipe Gutarra Meza
Decano de la Facultad de Ingeniería

DE : Mg. Jonathan Alain Sánchez Paredes
Asesor de tesis

ASUNTO : Remito resultado de evaluación de originalidad de tesis

FECHA : 6 de Mayo de 2024

Con sumo agrado me dirijo a vuestro despacho para saludarlo y en vista de haber sido designado asesor de la tesis titulada: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UN TRAMO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR FAJA PARA ALIMENTACIÓN DE 308TN/H DE CALIZA EN UNA EMPRESA CEMENTERA", perteneciente al/la/los/las estudiante(s) David Osmar Montes Torreblanca, de la E.A.P. de Ingeniería Mecánica; se procedió con la carga del documento a la plataforma "Turnitin" y se realizó la verificación completa de las coincidencias resaltadas por el software dando por resultado 17 % de similitud (informe adjunto) sin encontrarse hallazgos relacionados a plagio. Se utilizaron los siguientes filtros:

- Filtro de exclusión de bibliografía SI NO
- Filtro de exclusión de grupos de palabras menores (Nº de palabras excluidas: 10) SI NO
- Exclusión de fuente por trabajo anterior del mismo estudiante SI NO

En consecuencia, se determina que la tesis constituye un documento original al presentar similitud de otros autores (citas) por debajo del porcentaje establecido por la Universidad.

Recae toda responsabilidad del contenido de la tesis sobre el autor y asesor, en concordancia a los principios de legalidad, presunción de veracidad y simplicidad, expresados en el Reglamento del Registro Nacional de Trabajos de Investigación para optar grados académicos y títulos profesionales – RENATI y en la Directiva 003-2016-R/UC.

Esperando la atención a la presente, me despido sin otro particular y sea propicia la ocasión para renovar las muestras de mi especial consideración.

Atentamente,

La firma del asesor obra en el archivo original
(No se muestra en este documento por estar expuesto a publicación)

DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD

Yo, David Osmar Montes Torreblanca, identificado(a) con Documento Nacional de Identidad No. 46718198, de la E.A.P. de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería la Universidad Continental, declaro bajo juramento lo siguiente:

1. La tesis titulada: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UN TRAMO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR FAJA PARA ALIMENTACIÓN DE 308TN/H DE CALIZA EN UNA EMPRESA CEMENTERA", es de mi autoría, la misma que presento para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.
2. La tesis no ha sido plagiada ni total ni parcialmente, para la cual se han respetado las normas internacionales de citas y referencias para las fuentes consultadas, por lo que no atenta contra derechos de terceros.
3. La tesis es original e inédita, y no ha sido realizado, desarrollado o publicado, parcial ni totalmente, por terceras personas naturales o jurídicas. No incurre en autoplagio; es decir, no fue publicado ni presentado de manera previa para conseguir algún grado académico o título profesional.
4. Los datos presentados en los resultados son reales, pues no son falsos, duplicados, ni copiados, por consiguiente, constituyen un aporte significativo para la realidad estudiada.

De identificarse fraude, falsificación de datos, plagio, información sin cita de autores, uso ilegal de información ajena, asumo las consecuencias y sanciones que de mi acción se deriven, sometiéndome a las acciones legales pertinentes.

09 de febrero de 2024.

La firma del autor y del asesor obra en el archivo original

(No se muestra en este documento por estar expuesto a publicación)

PROPUESTA DE DISEÑO DE UN TRAMO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE POR FAJA PARA ALIMENTACIÓN DE 308TN/H DE CALIZA EN UNA EMPRESA CEMENTERA.

INFORME DE ORIGINALIDAD

17%

INDICE DE SIMILITUD

15%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

8%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio2.unican.es Fuente de Internet	3%
2	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	2%
3	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
4	Submitted to Universidad Continental Trabajo del estudiante	1%
5	webidu.idu.gov.co Fuente de Internet	1%
6	vsip.info Fuente de Internet	1%
7	dspace.esPOCH.edu.ec Fuente de Internet	1%
8	repositorio.unp.edu.pe Fuente de Internet	<1%

9	pdfcookie.com Fuente de Internet	<1 %
10	qdoc.tips Fuente de Internet	<1 %
11	repositorio.continental.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
12	idoc.pub Fuente de Internet	<1 %
13	repositorio.unsa.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
14	alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
15	1library.co Fuente de Internet	<1 %
16	doku.pub Fuente de Internet	<1 %
17	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1 %
18	Submitted to Instituto Superior de Artes, Ciencias y Comunicación IACC Trabajo del estudiante	<1 %
19	www.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
20	Submitted to Universidad Privada Boliviana Trabajo del estudiante	

<1 %

21

repositorio.ucsm.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

22

repositorio.unc.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

23

Submitted to BENEMERITA UNIVERSIDAD
AUTONOMA DE PUEBLA BIBLIOTECA

Trabajo del estudiante

<1 %

24

repositorio.usmp.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

25

repositorio.uap.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

26

tesis.ucsm.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

27

Héctor Moreno Solaz. "Análisis y mejora del
sistema integral de gestión de residuos
sólidos urbanos en la ciudad de Castellón de
la Plana respondiendo a demandas de
sostenibilidad y circularidad", Universitat
Politecnica de Valencia, 2023

Publicación

<1 %

28

Submitted to Escuela Superior Politécnica del
Litoral

Trabajo del estudiante

<1 %

29	repositorio.unprg.edu.pe:8080 Fuente de Internet	<1 %
30	www.telefonica.es Fuente de Internet	<1 %
31	www.dspace.uce.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
32	www-csi.mty.itesm.mx Fuente de Internet	<1 %
33	www.buenastareas.com Fuente de Internet	<1 %
34	upcommons.upc.edu Fuente de Internet	<1 %
35	repositorio.unjfsc.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
36	repositorio.uss.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
37	repositorioacademico.upc.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
38	repositorio.ulvr.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
39	www.grafiati.com Fuente de Internet	<1 %
40	www.repositorio.usac.edu.gt Fuente de Internet	<1 %

41	Submitted to Tecsup Trabajo del estudiante	<1 %
42	www.odc.gov.co Fuente de Internet	<1 %
43	dspace.unitru.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
44	repositorio.uncp.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
45	Submitted to Technological Institute of the Philippines Trabajo del estudiante	<1 %
46	Submitted to Universidad Carlos III de Madrid - EUR Trabajo del estudiante	<1 %
47	cybertesis.uni.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
48	issuu.com Fuente de Internet	<1 %
49	pdfcoffee.com Fuente de Internet	<1 %
50	repositori.uji.es Fuente de Internet	<1 %
51	repositorio.utp.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

52	repositoriotec.tec.ac.cr Fuente de Internet	<1 %
53	Submitted to Universidad Tecnologica del Peru Trabajo del estudiante	<1 %
54	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
55	pdffox.com Fuente de Internet	<1 %
56	repositorio.unheval.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
57	sp.dfmc.cc Fuente de Internet	<1 %
58	"Summaries", World's Poultry Science Journal, 2019 Publicación	<1 %
59	Submitted to Universidad Ricardo Palma Trabajo del estudiante	<1 %
60	repositorio.unsaac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
61	www.cardiofocus.com Fuente de Internet	<1 %
62	apirepositorio.unh.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

63	core.ac.uk Fuente de Internet	<1 %
64	repositorio.esan.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
65	repositorio.upt.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
66	Submitted to Pontificia Universidad Catolica del Peru Trabajo del estudiante	<1 %
67	Submitted to Universidad Nacional de San Cristóbal de Huamanga Trabajo del estudiante	<1 %
68	repositorio.tec.mx Fuente de Internet	<1 %
69	ri.ues.edu.sv Fuente de Internet	<1 %
70	ribuni.uni.edu.ni Fuente de Internet	<1 %
71	www.editores-srl.com.ar Fuente de Internet	<1 %
72	Submitted to Katholieke Universiteit Leuven Trabajo del estudiante	<1 %
73	Submitted to Universidad Anahuac México Sur Trabajo del estudiante	<1 %

74	guiadeprensa.com Fuente de Internet	<1 %
75	repositorio.unjbg.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
76	Submitted to Escuela Politecnica Nacional Trabajo del estudiante	<1 %
77	Submitted to Universidad Andina Nestor Caceres Velasquez Trabajo del estudiante	<1 %
78	Submitted to Universidad Tecnica De Ambato- Direccion de Investigacion y Desarrollo , DIDE Trabajo del estudiante	<1 %
79	Submitted to Universidad de Málaga - Tii Trabajo del estudiante	<1 %
80	biblioteca.uny.edu.ve Fuente de Internet	<1 %
81	communities.bentley.com Fuente de Internet	<1 %
82	doctiktak.com Fuente de Internet	<1 %
83	es.3yuangroup.com Fuente de Internet	<1 %
84	es.scribd.com Fuente de Internet	<1 %

85	es.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
86	pcjbouza.cdf.udc.es Fuente de Internet	<1 %
87	repositorio.espe.edu.ec:8080 Fuente de Internet	<1 %
88	staging.itu.int Fuente de Internet	<1 %
89	static.appliancesconnection.com Fuente de Internet	<1 %
90	Submitted to uncedu Trabajo del estudiante	<1 %
91	www.petmadrid.com Fuente de Internet	<1 %
92	Submitted to Universidad Carlos III de Madrid Trabajo del estudiante	<1 %
93	inis.iaea.org Fuente de Internet	<1 %
94	reliefweb.int Fuente de Internet	<1 %
95	repositorio.iica.int Fuente de Internet	<1 %
96	repositorio.upn.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

97	silo.tips Fuente de Internet	<1 %
98	www.colombiaespasion.com Fuente de Internet	<1 %
99	www.slurrypumpprice.net Fuente de Internet	<1 %
100	J & E CONSULTORES GENERALES S.R.L.. "EIA-SD del Proyecto Instalación de la Línea de Transmisión en 60 kV Pongo de Caynarachi - Yurimaguas y Subestaciones-IGA0002612", R.D. N° 196-2017-MEM/DGAAE, 2020 Publicación	<1 %
101	Submitted to Universidad Católica San Pablo Trabajo del estudiante	<1 %
102	aprenderly.com Fuente de Internet	<1 %
103	de.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
104	documentop.com Fuente de Internet	<1 %
105	ec.jooble.org Fuente de Internet	<1 %
106	mapuexpress.net Fuente de Internet	<1 %

www.emagister.com.mx

107

Fuente de Internet

<1 %

108

www.libble.de

Fuente de Internet

<1 %

109

www.rimaweb.com.ar

Fuente de Internet

<1 %

Excluir citas

Activo

Excluir coincidencias < 10 words

Excluir bibliografía

Activo

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a Dios, quien me permite culminar esta etapa de mi vida académica y a mis seres amados por estar presentes en todo este proceso de mi formación profesional.

A la Universidad Continental y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por la formación académica brindada.

A mis profesores de la carrera y en especial a mi asesor de tesis Ing. Jonathan Sánchez por todas las recomendaciones brindadas en el desarrollo de este trabajo de investigación.

David Osmar Montes Torreblanca

DEDICATORIA

A mi amada esposa Alisson, en reconocimiento por su ardua labor diaria en pro de nuestra familia, y por todo el apoyo y aliento incondicional que me brinda, para cumplir con determinación y valentía los retos que se presentaron en todo el proceso de mi formación académica.

A mis hijos Daniela y Adrián, a mis hermanos Manuel y Franco, que son fuente inagotable de motivación, compromiso y superación.

A mis padres David y Soledad, por su esfuerzo, sacrificio y amor.

David Osmar Montes Torreblanca

RESUMEN

La presente tesis se enfoca en el diseño de un tramo específico del sistema de transporte de caliza desde cantera hacia la planta trituradora de impacto, con el objetivo general de abordar la problemática existente en una empresa cementera. Esta investigación se centra en la insuficiente disponibilidad y eficiencia de los equipos de transporte de material actualmente utilizados. Esta situación conduce a una pérdida de tiempo significativa y, en consecuencia, a una pérdida económica.

Para resolver este desafío, se ha llevado a cabo un detallado proceso de diseño que involucra la conceptualización y análisis de un tramo de transporte por faja, diseñado para la alimentación de 308 toneladas de caliza por hora. Se han empleado rigurosas normas estándar como CEMA, DIN y UNE para asegurar la conformidad con las mejores prácticas de la industria. Además, se ha implementado la metodología LRFD (Load and Resistance Factor Design) para evaluar la estructura del sistema propuesto, garantizando su seguridad y resistencia.

En el proceso de diseño, se dimensionaron y seleccionaron cuidadosamente los componentes, tales como polines, poleas y sistemas de soporte; para ello se siguió las especificaciones y pautas establecidas en las normas mencionadas. Esta selección rigurosa asegura que el tramo de transporte por faja cumpla con los estándares de calidad y funcionalidad requeridos para una operación eficiente y segura.

El aporte fundamental de este estudio radica en que contribuye no solo en abordar la falta de disponibilidad y eficiencia en el transporte de material, sino también en mejorar la eficiencia operativa de la empresa cementera en su conjunto. Al optimizar el diseño de este tramo del sistema de transporte por faja, se busca reducir el tiempo perdido y también las pérdidas económicas asociadas, lo cual genera un impacto positivo en la rentabilidad y competitividad de la empresa.

Palabras claves: Caliza, fajas transportadoras, CEMA

ABSTRACT

This thesis focuses on the design of a specific section of the limestone transport system from the quarry to the impact crusher plant, with the general objective of addressing the existing problems of a cement company. This problem is centered on the insufficient availability and efficiency of the material conveying equipment currently in use. This situation leads to a significant loss of time and, consequently, to an economic loss.

To solve this challenge, a detailed design process has been carried out involving the conceptualization and analysis of a belt conveyor section designed to feed 308 tons per hour of limestone. Rigorous standards such as CEMA, DIN and UNE have been used to ensure compliance with industry best practices. In addition, the LRFD (Load and Resistance Factor Design) methodology has been implemented to evaluate the structure of the proposed system, ensuring its safety and resistance.

In the design process, components such as rollers, pulleys and support systems were carefully sized and selected following the specifications and guidelines established in the above-mentioned standards. This rigorous selection ensures that the belt conveyor section meets the quality and functionality standards required for efficient and safe operation.

The fundamental contribution of this study is not only to address the lack of availability and efficiency in the transportation of material, but also to improve the operational efficiency of the cement company as a whole. By optimizing the design of this section of the belt conveyor system, we seek to reduce lost time and associated economic losses, positively impacting the company's profitability and competitiveness.

Keywords: limestone, conveyor belts, CEMA

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	1
DEDICATORIA	2
RESUMEN	3
ABSTRACT	4
ÍNDICE	5
INTRODUCCIÓN	12
CAPÍTULO I : PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	13
1.1 Planteamiento y formulación del problema	13
1.1.1 Problema general.....	13
1.1.2 Problemas específicos	13
1.2 Objetivos de la investigación.....	13
1.2.1 Objetivos generales	14
1.2.2 Objetivos específicos.....	14
1.3 Justificación e Importancia de la investigación	14
1.3.1 Justificación técnica.....	14
1.3.2 Justificación económica.....	14
1.3.3 Justificación social	15
1.4 Delimitación del proyecto	15
CAPÍTULO II : MARCO TEÓRICO.....	16
2.1 Antecedentes de la investigación.....	16
2.1.1 Antecedentes nacionales.....	16
2.1.2 Antecedentes internacionales.....	17
2.1.3 Antecedentes locales	19
2.2 Bases teóricas	21
2.2.1 Sistema de Transporte por Fajas.....	21
2.2.2 Parámetros importantes	28
2.2.3 Sistema motriz para fajas transportadoras	29
2.2.4 Ventajas y desventajas del transporte por faja	33
2.2.5 Aplicaciones del sistema de transporte por faja en la industria.....	33
2.2.6 Transporte de caliza en la industria cementera	34
2.2.7 Normas y estándares aplicables	36
2.2.8 Diseño del sistema de transporte por fajas.....	41
2.2.9 SAP 2000	44
2.2.10 RAM Connection	45
2.3 Definición de términos básicos.....	45
CAPÍTULO III : HIPÓTESIS Y VARIABLES	47

3.1 Hipótesis de investigación	47
3.2 Variable de estudio	47
CAPÍTULO IV : METODOLOGÍA.....	48
4.1 Método y alcance de la investigación	48
4.1.1 Tipo de investigación	48
4.1.2 Alcance de la investigación	48
4.1.3 Diseño de la investigación	49
4.2 Metodología de diseño	49
4.2.1 Requerimientos del diseño de la faja transportadora de caliza:.....	50
4.2.2 Determinación de estructura de funciones	52
4.2.3 Matriz Morfológica	52
4.2.4 Atributos.....	53
4.2.5 Evaluación de soluciones.....	54
4.2.6 Diseño detallado de estructura.....	55
CAPÍTULO V : ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN	56
5.1 Identificación de requerimientos	56
5.1.1 Estado de tecnología.....	56
5.1.2 Lista de exigencias	58
5.2 Estructura de funciones	61
5.2.1 Caja negra.....	61
5.2.2 Estructura de funciones	61
5.3 Matriz morfológica.....	64
5.4 Conceptos de solución.....	65
5.4.1 Solución 1.....	65
5.4.2 Solución 2.....	65
5.4.3 Solución 3.....	65
5.5 Evaluación de soluciones	66
5.5.1 Evaluación técnica.....	66
5.5.2 Evaluación económica.....	67
5.5.3 Diagrama de evaluación técnico – económico según la norma VDI 2225	68
5.6 Desarrollo de la propuesta	69
5.6.1 Especificaciones de diseño	69
5.6.2 Normativa referente al diseño de fajas transportadoras	69
5.6.3 Velocidad de transporte	73
5.6.4 Capacidad de transporte.....	74
5.6.5 Área transversal del material	75
5.6.6 Capacidad transportada.....	76

5.6.7 Ancho de faja	77
5.6.8 Selección de la faja.....	79
5.6.9 Número de capas de la carcasa	81
5.6.10 Resistencias al movimiento de la faja	82
5.6.11 Resistencias principales Especiales	87
5.6.12 Resistencias Secundarias Especiales.....	88
5.6.13 Fuerza tangencial en la polea motriz	89
5.6.14 Resistencias en los ramales de la faja	90
5.6.15 Potencia de accionamiento de la faja	94
5.6.16 Tensiones de la faja	95
5.6.17 Tensiones en el arranque	97
5.6.18 Tensión Mínima	98
5.6.19 Tensión Previa – Sistema tensor.....	99
5.6.20 Rodillos y Poleas	104
5.6.21 Sistema motriz.....	112
5.6.22 Selección de acoplamiento	114
5.6.23 Diseño estructural	115
CAPÍTULO VI : COSTOS DE LA FAJA TRANSPORTADORA	144
6.1 Costos de los Componentes Mecánicos.....	144
6.2 Costos de los componentes estructurales	146
6.3 Resumen de Costos	148
CONCLUSIONES	149
RECOMENDACIONES	150
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	151
ANEXOS	155

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Factores de Servicio en Motores Eléctricos	31
Tabla 2.	Tamaño máximo de partícula según el ancho de fajas, el ángulo de carga y % de finos	41
Tabla 3.	Velocidades Máximas recomendadas para las fajas transportadoras	43
Tabla 4.	Tabla de variable de estudio	47
Tabla 5.	Criterio de puntajes.....	54
Tabla 6.	Estructura de evaluación técnica.....	54
Tabla 7.	Estructura de evaluación económica.....	54
Tabla 8.	Cuadro de resumen de información relevante para la investigación	56
Tabla 9.	Deseos y exigencias de diseño	58
Tabla 10.	Estructura de funciones.....	62
Tabla 11.	Evaluación técnica.....	66
Tabla 12.	Evaluación económica	67
Tabla 13.	Ángulos de reposo y de sobrecarga de los materiales	71
Tabla 14.	Velocidades máximas admisibles	73
Tabla 15.	Factor de reducción del caudal en función de la inclinación.....	77
Tabla 16.	Longitud de rodillos portantes según el ancho de faja	78
Tabla 17.	Selección del ancho de faja según la norma DIN 22101	78
Tabla 18.	Espesor de recubrimiento superior en función del material y su tiempo de recorrido	80
Tabla 19.	Espesor del recubrimiento inferior de la faja transportadora.....	80
Tabla 20.	Tipos de fajas posibles organizadas en función del número de capas	81
Tabla 21.	Dimensiones de las guías de carga.....	86
Tabla 22.	Valores de la tensión máxima y la tensión mínima del polea motriz	96
Tabla 23.	Dimensiones del cilindro hidráulico	100
Tabla 24.	Diámetros de los poleas normalizados.....	104
Tabla 25.	Anchos de los poleas normalizados	105
Tabla 26.	Espacios recomendados entre rodillos	112
Tabla 27.	Propiedades mecánicas de materiales	116
Tabla 28.	Carga muerta por peso propio de la estructura	118
Tabla 29.	Carga de polines: peso según catálogos del proveedor	119
Tabla 30.	Carga de poleas.....	119
Tabla 31.	Chumaceras : peso según catálogo del proveedor.....	119
Tabla 32.	Limpiadores : peso según catalogo del proveedor	119
Tabla 33.	Faja: peso de acuerdo a la hoja técnica	119
Tabla 34.	Guardas superior e inferior, guardas de poleas, faldones (skirts) y bandejas eléctricas	120
Tabla 35.	Carga viva por tránsito de caliza.....	122

Tabla 36.	Coeficientes de Presión en la Pared, C_p :.....	124
Tabla 37.	Coeficientes de Presión en el Techo, C_p , para utilizar con q_h :	124
Tabla 38.	Factores de presión externa de viento en dirección X para la faja.....	124
Tabla 39.	Factores de presión externa de viento en dirección Y para la faja.....	125
Tabla 40.	Resumen de cargas muertas	125
Tabla 41.	Resumen de cargas vivas	125
Tabla 42.	Frecuencias y periodos de modos de vibración en la estructura	134
Tabla 43.	Cargas en columna de placa base.....	136
Tabla 44.	Resultados del dimensionamiento de la placa base	137
Tabla 45.	Costos de los Componentes Mecánicos	144
Tabla 46.	Costos de los Componentes Estructurales.....	147
Tabla 47.	Resumen de costos de la faja transportadora.....	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Varios arreglos de fajas transportadora.....	22
Figura 2.	Configuración de la faja transportadora.....	23
Figura 3.	Configuración de bastidores (a) Bastidor acanalado, (b) Bastidor para faja plana y (c) Bastidor de retorno	26
Figura 4.	Bastidores de impacto, acanalado y plano	27
Figura 5.	Tolva de vertido de material	27
Figura 6.	Raspadores.....	28
Figura 7.	Partes del reductor de velocidad	31
Figura 8.	Variador de frecuencia.....	33
Figura 9.	Factor de forma.....	39
Figura 10.	Flechas máximas para elementos estructurales	39
Figura 11.	Ancho de faja necesario para un tamaño dado	42
Figura 12.	Estructura de metodología VDI 2221	50
Figura 13.	Caja negra.....	52
Figura 14.	Matriz Morfológica.....	53
Figura 15.	Caja negra.....	61
Figura 16.	Caja Gris.....	63
Figura 17.	Matriz morfológica	65
Figura 18.	Resultado análisis técnico y económico.....	68
Figura 19.	Vista de planta del tramo de transporte.....	70
Figura 20.	Ángulo de reposo y sobrecarga de los materiales a granel	72
Figura 21.	Áreas transversales de material en diferentes posiciones de rodillos: a) en artesa y b) en V	75
Figura 22.	Selección de la bomba de engranajes de tamaño F del fabricante BOSCH...	102
Figura 23.	Diagrama de tensiones en el polea motriz.....	105
Figura 24.	Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor.....	106
Figura 25.	Propiedades del material A-36 y A992 GR50.....	116
Figura 26.	Vista isométrica de estructura de faja transportadora.....	117
Figura 27.	Diagrama de fuerzas tensoras – Polea de cabeza	120
Figura 28.	Coeficiente de presión externa.....	123
Figura 29.	Configuración del análisis modal.....	126
Figura 30.	Curva de respuesta espectral E 030 -2014	127
Figura 31.	Asignación de carga de equipos en cuerpo A (tensor)	127
Figura 32.	Asignación de carga de equipos en cuerpos Intermedios	128
Figura 33.	Asignación de carga de equipos en cuerpo B (Motor)	128
Figura 34.	Asignación de carga de tensión de polea de cabeza	128
Figura 35.	Asignación de carga viva de techo.....	129
Figura 36.	Asignación de capacidad de carga (material).....	129
Figura 37.	Asignación de carga de viento en eje Y (dirección crítica)	130

Figura 38.	Asignación de cargas sísmica en eje x	130
Figura 39.	Asignación de carga sísmica en el eje Y	130
Figura 40.	Máxima deformación -Combinación 9	131
Figura 41.	Ratio máximo de estructura A	131
Figura 42.	Máxima deformación - Combinación 11	132
Figura 43.	Ratio máximo de Estructura B	132
Figura 44.	Máxima deformación -Combinación 13	132
Figura 45.	Ratio máximo de Estructura Intermedia	133
Figura 46.	Participación sísmica	134
Figura 47.	Modelo Isométrico de placa base – Ram Conection	135
Figura 48.	Asignación de cargas a la estructura base	135
Figura 49.	Datos generales de la columna.....	136
Figura 50.	Factor de seguridad de conexionado de placa base	137
Figura 51.	Dimensionamiento de la placa base	143

INTRODUCCIÓN

Esta tesis aborda una problemática crucial mediante un enfoque metodológico sólido. La solución propuesta tiene el potencial de transformar la operación de la empresa, generando mejoras sustanciales en su eficiencia y competitividad.

En el Capítulo I, se presenta el planteamiento del problema. Se describen la problemática general y sus aspectos específicos, así como los objetivos de la investigación. Se justifica la relevancia y se delimita el alcance del estudio en el contexto de la empresa cementera y la industria en general.

En el Capítulo 2, se establece el marco teórico. Se exploran los antecedentes a nivel nacional, internacional y local relacionados con la problemática. Se presentan las bases teóricas que sustentan los conceptos clave necesarios para comprender el enfoque de la investigación.

En el Capítulo 3, se formula la hipótesis de trabajo y se define la variable de estudio. La hipótesis se centra en la optimización del sistema de transporte de material, mientras que la variable de estudio se justifica por su potencial para abordar la problemática planteada.

En el Capítulo 4, se describe la metodología empleada. Se detalla el tipo de estudio, el alcance de la investigación y el diseño metodológico. Asimismo, se introduce la metodología VDI 2221 y 2225 y el marco conceptual para el análisis y diseño de la solución.

En el Capítulo 5, se aborda el análisis y diseño de la solución. Se exploran alternativas de diseño y se aplica la normativa correspondiente para la selección y dimensionamiento de componentes clave del sistema de transporte.

Finalmente, en el capítulo de conclusiones y recomendaciones, se presentan las conclusiones derivadas de la investigación. Se resumen los hallazgos clave y se evalúa la validez de la hipótesis planteada. Además, se ofrecen recomendaciones fundamentadas para la implementación exitosa de la solución propuesta, considerando su impacto en la eficiencia y la rentabilidad.

CAPÍTULO I :

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Planteamiento y formulación del problema.

La presente investigación ha sido planificada para desarrollarse en una empresa cementera de renombre, la misma que cuenta con dos canteras. El foco de atención está en el transporte de material caliza desde la cantera hasta la planta de triturado de impacto. En la actualidad, se utilizan camiones de acarreo para este transporte, lo que resulta en un gasto significativo en términos de mantenimiento y operación. La disponibilidad de los camiones es baja, ya que no están operando las 24 horas del día. Por ello, la alta inversión en el mantenimiento y operación de los camiones de acarreo es una preocupación constante en la empresa cementera, ya que afecta negativamente la rentabilidad y eficiencia del proceso de producción (que actualmente opera al 50% de su capacidad). Además, el uso de estos vehículos representa un riesgo para la seguridad del personal y del medio ambiente, porque al emitir dióxido de carbono, contribuyen al calentamiento global.

En ese sentido, la empresa pretende duplicar el turno de trabajo, lo que también implicaría duplicar el costo de mantenimiento, operación y planilla del personal que opera los equipos. El material calizo es esencial para la producción de cemento, dentro de ello, actualmente la planta produce 3 millones de toneladas anuales; no obstante, se espera que la producción aumente a 6 millones en los próximos años. Por lo tanto, es crucial encontrar una solución viable para reducir los costos de transporte y aumentar la eficiencia y rentabilidad de la empresa, mientras se garantiza la seguridad del personal y del medio ambiente.

1.1.1 Problema general

¿Cómo diseñar un tramo del sistema de transporte por faja para alimentación de 308 tn/h de caliza en una empresa cementera.?

1.1.2 Problemas específicos

- ¿Cuáles son las condiciones de trabajo y ambientales en la ruta del transporte de caliza?
- ¿Cómo seleccionar y calcular los componentes y materiales adecuados para la faja transportadora en base a criterios de ingeniería?
- ¿Cómo diseñar un sistema de soporte para el tramo de la faja transportadora que garantice su estabilidad estructural durante la operación?

1.2 Objetivos de la investigación

1.2.1 Objetivos generales

Proponer el diseño de un tramo del sistema de transporte por faja para alimentación de 308tn/h de caliza en una empresa cementera.

1.2.2 Objetivos específicos

- Levantar información referente a las condiciones de trabajo y ambientales en la ruta del transporte de caliza para determinar los requisitos de diseño del tramo de faja transportadora.
- Seleccionar y calcular los componentes, materiales y elementos motrices adecuados para la faja transportadora en base a criterios de ingeniería de diseño mecánico.
- Diseñar estructuralmente el soporte de faja transportadora en base a criterios de ingeniería de diseño mecánico.

1.3 Justificación e Importancia de la investigación

1.3.1 Justificación técnica

La importancia técnica reside en contribuir a resolver el problema aplicando conocimientos de ingeniería en el diseño de la faja transportadora de caliza. Se requiere una solución que permita transportar grandes volúmenes de material de manera continua y segura; ello implica una comprensión detallada de los principios de mecánica, dinámica de materiales, diseño estructural y selección de componentes adecuados. Solo a través de una adecuada aplicación de los conocimientos técnicos y la experiencia en el diseño de sistemas de transporte se podrá garantizar un resultado óptimo y seguro para el transporte de caliza.

El uso de una faja transportadora de caliza en lugar de camiones de acarreo permite un transporte continuo y seguro del material, evitando interrupciones y reduciendo el tiempo de traslado. Además, al diseñar la faja transportadora considerando las condiciones ambientales y las características del material, se puede garantizar una operación eficiente y un menor desgaste de los componentes.

1.3.2 Justificación económica

La implementación de una faja transportadora de caliza puede permitir reducir los costos de operación y mantenimiento, ya que la carga continua de material reduce el desgaste de los componentes y el consumo de combustible. Además, al diseñar la faja transportadora de manera óptima, se pueden reducir los costos de instalación y garantizar una vida útil más prolongada. Lo

que significaría un ahorro entre el 30% al 40% de los costos de operación comparado al transporte de material por acarreo.

1.3.3 Justificación social

La implementación de una faja transportadora de caliza puede reducir el impacto ambiental del transporte de material en la zona, ello al disminuir la emisión de gases contaminantes, la generación de ruido y manejo inadecuado de aceites y grasas propios de la operación de camiones de acarreo. Además, al garantizar una operación más eficiente y segura, se reducen los riesgos de accidentes laborales y se mejora la calidad de vida de los trabajadores y de la comunidad cercana.

1.4 Delimitación del proyecto

La investigación se enfocará en el diseño y selección de componentes para un tramo de faja transportadora de longitud específica para el traslado del material caliza, sin analizar todo el trayecto de la faja ni la viabilidad de extender la faja a otras áreas de la empresa. Esto debido a la importancia y criticidad del trayecto seleccionado.

CAPÍTULO II : MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

2.1.1 Antecedentes nacionales

(Huayrayo 2022), llevó a cabo un estudio sobre el comportamiento dinámico de la estructura de una faja transportadora. Para ello, se realizó un análisis modal operacional complementado con teorías de dinámica estructural y ecuaciones de cálculo de frecuencias. Por otro lado, considerando las condiciones operativas en la unidad minera, se analizaron los componentes del sistema de transporte, tales como el motor, poleas y transmisión y se revisaron los planos a fin de asegurar la precisión en los cálculos. Los parámetros de vibración estructural encontrados durante el monitoreo de condición cumplían con los requerimientos establecidos por la norma DIN 4150-3. Asimismo, se identificaron las frecuencias naturales predominantes dentro del rango de 4 Hz – 8,5 Hz, los cuales se compararon con resultados obtenidos en el cálculo analítico y la simulación en ANSYS, de esta forma, se avalaron los resultados obtenidos experimentalmente. Finalmente, mediante comparaciones de las frecuencias naturales con las frecuencias de excitación, se pudo garantizar la ocurrencia de fallas relacionadas al fenómeno de resonancia. El autor, presenta de forma detallada, información para el diseño y operación segura de fajas transportadoras similares en la industria minera.

(Martínez 2020) realizó un estudio de investigación referido a la implementación de un sistema de faja transportadora radial para el transporte de material cuprífero. Para este proyecto, se optó por utilizar un método radial con una inclinación de hasta 12°, junto con diferentes modos auxiliares para mejorar la eficiencia y prolongar la vida útil de la correa transportadora. El enfoque principal del estudio se centró en la construcción y montaje de una faja transportadora, donde se analizaron cuidadosamente los elementos auxiliares necesarios y se pensó la inclinación adecuada para adaptarse a la topografía accidentada del área. Además, se evaluó la viabilidad económica del proyecto, asegurando que los beneficios superaran los costos asociados. Se realizaron estudios exhaustivos para determinar la mejor ubicación y disposición del sistema de faja transportadora, teniendo en cuenta la distancia y las características del terreno; asimismo, se llevaron a cabo pruebas y simulaciones para evaluar el rendimiento del sistema en diferentes escenarios operativos y condiciones ambientales.

Ríos Ballardo (2022), desarrolló su trabajo de grado en base al diseño y cálculo de una faja overland de 2,729 metros de longitud para el transporte de concentrado de cobre de 9400 toneladas por hora de capacidad en una mina de Perú. Se realizaron estudios de ingeniería a detalle, análisis dinámico, selección de componentes y simulaciones para determinar la

configuración óptima de la faja y sus componentes principales. Se evaluó la resistencia y estabilidad del terreno, así como los requerimientos de seguridad y los límites de velocidad de la faja. Se seleccionaron y evaluaron adecuadamente los componentes, incluyendo los motores, los sistemas de frenado, los reductores y los polines, entre otros. Se utilizaron herramientas de modelado y simulación a fin de evaluar el comportamiento de la faja bajo diferentes cargas y condiciones. Los resultados muestran que la faja overland diseñada es capaz de transportar 9400 toneladas por hora de concentrado de cobre con un factor de seguridad de 2, cumpliendo con los requisitos de estabilidad, seguridad y velocidad. Los componentes seleccionados y evaluados garantizan la durabilidad, confiabilidad y eficiencia del sistema. En general, el diseño y cálculo de la faja overland presentado en esta tesis proporciona una solución eficiente y segura para el transporte de concentrado de cobre en la mina.

(Villacorta Corcuera 2019), realizó su investigación sobre el diseño y selección de los componentes del sistema de transporte por fajas de una longitud de 150 metros, empleada para el transporte de bagazo de caña de azúcar. En cuanto al análisis estático de la estructura se empleó el manual CEMA, cuyos resultados fueron comparados con el programa SolidWorks. Los resultados indicaron que el sistema de transporte tiene una velocidad de avance de 336.5 pies por minuto o 1.71 metros por segundo, para un ancho de faja de 30 pulgadas y una capacidad de 78 toneladas por hora. Asimismo, se decidió seleccionar una faja del tipo PLYLON EP630/4, con un espesor de 10.7 mm.

(Tanco Paredes 2019), llevó a cabo el rediseño de una faja transportadora de 30 pulgadas por 15.6 metros, la cual está impulsada por un motor eléctrico de 15 caballos de fuerza. El objetivo de esta investigación era mejorar el traslado de material para la minera Buenaventura. Para este propósito, se utilizó el estándar CEMA 550 para el análisis de la capacidad de transporte, cálculo de tensiones y determinación de la cantidad de polines de ida y retorno. Por otro lado, se procedió a calcular y seleccionar los elementos estructurales mediante análisis de tensiones, compresión, corte y otros criterios relevantes. Como resultado de este proceso de rediseño, se lograron reducir los costos y mejorar los factores de seguridad en la operación de la faja transportadora.

2.1.2 Antecedentes internacionales

Arroyo Gutiérrez (2020), tuvo como objetivo diseñar un transporte de faja en un recorrido de 90 m de largo con una pendiente de 7,5% a una capacidad de 1500 m³/h de piedra caliza. Se ha diseñado el sistema de transporte en tres tramos, dos rectos referidos a la zona de carga y descarga, y un tramo intermedio con altura de 12 m. Se consideró como parámetros importantes, la selección de la faja de caucho, la geometría de los perfiles, disposición del sistema motriz, componentes de fajas y cimentación. Los resultados del cálculo fueron: poleas con un diámetro de 1,000 mm,

mientras que los polines de carga y retorno cuentan con un diámetro de 89 mm; la potencia requerida del sistema motriz asciende a 160 kW y será acoplado a la polea superior. En cuanto al cálculo de la estructura, se incluyeron las cargas vivas y muertas, asimismo se agregó una pasarela de 860 mm de ancho por 1,200 mm de alto según la normativa UNE 58214. Por último, con respecto al presupuesto de esta faja transportadora, se determinó que se requiere una inversión de 280.453,80 €.

Vargas-Bolaños (2021), realizó en su investigación una propuesta de diseño para la ampliación de la planta cementera. Para ello, efectuó los cálculos respectivos al dimensionamiento y selección de componentes que constituyen el sistema de transporte por fajas, asimismo, simuló el comportamiento de los perfiles estructurales frente a las cargas móviles, cargas de viento, cargas estáticas, etc., con asistencia del software SolidWorks. En primer lugar, se hizo el levantamiento de información referida al proceso de transporte actualmente empleado a fin de identificar las necesidades primordiales. La inversión para llevar a cabo el proyecto asciende a € 141,610,000, estipulando un tiempo de retorno de 3 años, en donde el VAN es superior a €36,000,000 y una TIR de 42,6 % en 5 años, avalando así, la viabilidad de proyecto. La propuesta demuestra optimizar la línea de producción al aumentar la disponibilidad de los productos cementeros a su vez que aprovecha el espacio disponible en planta.

Bankar et al. (2019) plantearon en su trabajo de investigación el diseño de un sistema de transporte para el traslado de piedra caliza, ello mediante fajas, con una capacidad de 10 TPH, de manera eficiente sin derramamientos a los laterales de la faja, con el propósito de optimizar los componentes implicados en el transporte de caliza y también reduciendo su peso. Los cálculos consideran la tensión total, la desviación y la deformación de las partes que componen el sistema transportador. Por otro lado, se emplea el método de elementos finitos, ya que es el más práctico en el diseño de fajas transportadoras, determinándose así los materiales adecuados para cada componente (eje, estructura, plataforma y rodillos). Como resultado, se ha obtenido que el sistema está diseñado de manera segura con acero ASTM A36 para el eje, acero al carbono simple IS 2062 para el chasis y MS IS 2062 para los rodillos, considerando parámetros de resistencia, costo, operatividad y mantenimiento.

(González Díaz y Lobos González 2018), en su investigación realizaron el diseño y automatización de una faja transportadora, específicamente diseñada para satisfacer las demandas de la industria alimentaria. Un aspecto destacado de este proyecto fue la incorporación de un sistema automatizado a un equipo mecánico. Una vez completado el diseño, se llevaron a cabo todos los cálculos necesarios para garantizar que la faja transportadora cumpliera con su función según los requisitos establecidos, basándose en los catálogos de los fabricantes y las normas correspondientes. Posteriormente, se realizó un estudio económico exhaustivo para determinar

los costos de fabricación asociados a los diferentes componentes que integran la faja transportadora. Finalmente, se elaboró un plan de mantenimiento completo que establece las fechas específicas, tanto en semanas como en meses, para llevar a cabo el mantenimiento adecuado de cada componente. Toda esta información se presentó en forma de una tabla que sirve como guía para el mantenimiento periódico de la faja transportadora.

(Jara Osorio y Montenegro Cristi 2022), en su investigación plantearon el diseño de una faja transportadora en el ámbito minero, destinada al transporte de cobre para la minera "Codelco Andina". Se empleó la metodología CEMA y el software de diseño Inventor. Como resultado, se obtuvo una faja transportadora específica para este proyecto, que en el futuro tendría una longitud aproximada de 20 m y una altura de 1,5 m, ajustable según las condiciones del terreno. Además, la faja transportadora logró cumplir con todos los objetivos específicos establecidos, lo que nos permite concluir que también se alcanzó el objetivo principal. Este objetivo consistía en permitir el transporte de terrones de cobre con un peso específico entre 1900 y 2400 kg/m³, y un tamaño máximo de 400 mm. Se seleccionaron todos los componentes necesarios y se implementó una forma innovadora de generar la faja. A pesar de ser utilizada en trabajos mineros, se optó por un diseño recto para facilitar su uso en terrenos irregulares, mejorar su durabilidad y brindar mayor seguridad.

2.1.3 Antecedentes locales

(Choquenaira 2018), realizó el diseño de un sistema de transporte de material por fajas, iniciando con un enfoque global de los parámetros de diseño y el comportamiento sísmico del soporte, seguidamente se efectuaron los cálculos con fórmulas del manual AISC y se corroboraron los resultados empleando un software de diseño y simulación. En cuanto al dimensionamiento de los componentes del equipo de transporte por fajas, se calcularon los polines de carga y retorno, determinando el diámetro, paso, así como el cálculo de tensiones en las poleas de cabeza y cola. La conclusión de la tesis es que se eligieron perfiles en base al criterio de tensión utilizando diferentes pruebas, como la de fluencia, fractura, flexión y fuerza cortante con el método LRFD. Se observó que la prueba de flexión fue la más exigente, asimismo el análisis de placas base para las columnas con el método LRFD teniendo como resultado más aceptable las dimensiones de distancia al borde en comparación a la fuerza aplicada. En síntesis, el sistema de transporte diseñado para trasladar pellets de 3/16 in consta de una pendiente de 15 °, cumpliendo con todos los requerimientos de transporte según el estándar CEMA.

(Molleapaza 2018), realizó el estudio de un tramo de una faja transportadora para mover mineral de cobre a una capacidad de 944 toneladas por hora, utilizando contrapesos de bloques de concreto y evaluando las normas del sistema inglés. Se presentó un enfoque metodológico que

comenzó con la definición del problema, los objetivos, las hipótesis, el estado del arte y las variables de estudio. Luego se describieron los fundamentos teóricos necesarios y se establecieron los parámetros de diseño, que incluyeron las cargas externas y los datos de la faja transportadora. Se realizó el cálculo estructural del soporte y se analizaron las uniones y placas base. En la memoria de cálculo de los componentes de la faja, se seleccionó el ancho de la faja, los polines de ida y retorno y otros componentes complementarios. La tesis se basó en libros, sitios web y especificaciones técnicas y finalizó con las conclusiones, anexos y planos. La investigación concluye que mediante evaluaciones de los elementos utilizando tablas del manual AISC para el pandeo y la compresión axial, se obtuvieron factores de seguridad aceptables como resultado. Así mismo se realizó el cálculo de la carga viva, carga muerta y cargas ambientales mediante el uso de la NTP, aplicando el método nodal para medir las distancias de mitad a mitad para el ingreso de las fuerzas al software. También se concluyó que mediante el método LRFD y ASD para seleccionar los perfiles estructurales necesarios, se observó que el método LRFD proporcionó mejores resultados en términos de ligereza, menor uso de material y menor costo en comparación con el método ASD.

(Caipo 2021), en su investigación realizó el diseño de una faja transportadora de alimentación y tolva de recepción con una capacidad de 350 toneladas por hora. El diseño incluyó un sistema de tensado oleo hidráulico automático, que se enfocó especialmente en la creación de un esquema oleo hidráulico que pudiera cubrir tanto los tensados horizontales como los verticales, permitiendo así su ubicación en cualquier punto de la faja transportadora en general. Además, se describió en detalle la selección de los componentes mecánicos necesarios para concluir con el diseño completo del sistema de alimentación.

Se concluye que se pudo diseñar una faja transportadora de alimentación de concentrado de cobre teniendo en cuenta todos los parámetros técnicos. Se utilizó un sistema de tensado oleo hidráulico y la metodología de elementos finitos para el diseño de componentes de faja. Se evaluó el diseño con software ANSYS, Idea Static y SAP2000, lo que permitió reducir los tiempos de diseño en un 90%. Donde el ángulo de fricción interna del material es 35° y se estableció un factor de incremento de 1.9 para determinar la carga de corte a vencer en la tolva de alimentación. Las presiones en la tolva de recepción de descarga directa se establecieron según el estándar de la Unión Europea y la rigidez necesaria de la estructura de la tolva depende de la altura equivalente. Además, Los cálculos realizados por norma son coherentes y muestran un valor mínimo de factor de seguridad para componentes mecánicos de 1.5 en la polea de cola y una ratio máxima de 0.958 para componente estructural de tolva 2C 6x8.2. La geometría adecuada de sello de doble labio se estableció para asegurar que no haya derrames de material. Se debe verificar el esfuerzo admisible de fatiga y el esfuerzo combinado de Von Mises al que las poleas están sujetas y verificar los

modos de vibración de las poleas para obtener sus frecuencias naturales mediante un análisis modal de elementos finitos. Finalmente, La selección de componentes mecánicos de faja transportadora se detalló siguiendo el procedimiento indicado por el fabricante en su especificación técnica. Se concluye que el esquema oleo hidráulico definido para el diseño de la faja de alimentación satisface los requerimientos para la estandarización de tensores automáticos en variantes de faja transportadoras de distinta configuración y largo de recorrido.

Solís (2022), hizo una propuesta de diseño de una faja transportadora con pendiente para una capacidad de 420 tn/h, considerando las condiciones climáticas del lugar (temperaturas y valores de humedad elevadas con alta incidencia sísmica). La investigación fue realizada en 3 fases, correspondientes al diseño mecánico, donde se identificó las tensiones principales, se dimensionaron las poleas superior e inferior, y se seleccionaron los componentes principales del transportador de faja; diseño estructural, en el cual, se asignaron las condiciones de carga y restricciones respectivas empleando la metodología LRFD para efectuar el análisis del armazón, análisis de conexiones y determinación del recubrimiento; y al análisis dinámico (traslado del material entre los puntos establecidos), cuya simulación implicó el uso de modelos computacionales. El trabajo concluye con la selección del modelo que cumpla con la distribución, impacto y criterios económicos

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Sistema de Transporte por Fajas

El sistema de transporte por fajas es ampliamente utilizado en la industria para transportar materiales a granel de un punto a otro. Este método de transporte se basa en el uso de una faja transportadora continua que se mueve a través de poleas y rodamientos para llevar el material a lo largo de una trayectoria. Según (Butler Pacheco y Santos Matos 2015), el sistema de transporte por fajas es uno de los métodos más utilizados en materiales a granel, debido a su capacidad de transportar grandes volúmenes de material de forma continua y uniforme, reduciendo así el tiempo de carga y descarga y mejorando la eficiencia energética.

El transportador mecánico más utilizado en la actualidad es la faja transportadora (conocida también como banda o cinta). Este sistema se distingue por el uso de polines, los cuales permiten el manejo de grandes cargas de material, con capacidades del orden de 20,000 toneladas por hora. Además, el transportador de faja tiene la capacidad de atravesar pendientes superiores al 60%, en contraste con otros sistemas, permitiendo el transporte de materiales en largas distancias y con capacidades considerablemente altas. Estos sistemas son considerados especiales en el transporte de materiales ya que su construcción se realiza en base a componentes no estandarizados.

2.2.1.1 Configuraciones de las fajas transportadoras

Las fajas transportadoras ofrecen una gran flexibilidad en relación con las disposiciones. Una vez que el material ha sido equilibrado en la faja, esta puede ser manipulada en varios modos hasta alcanzar la posición destinada.

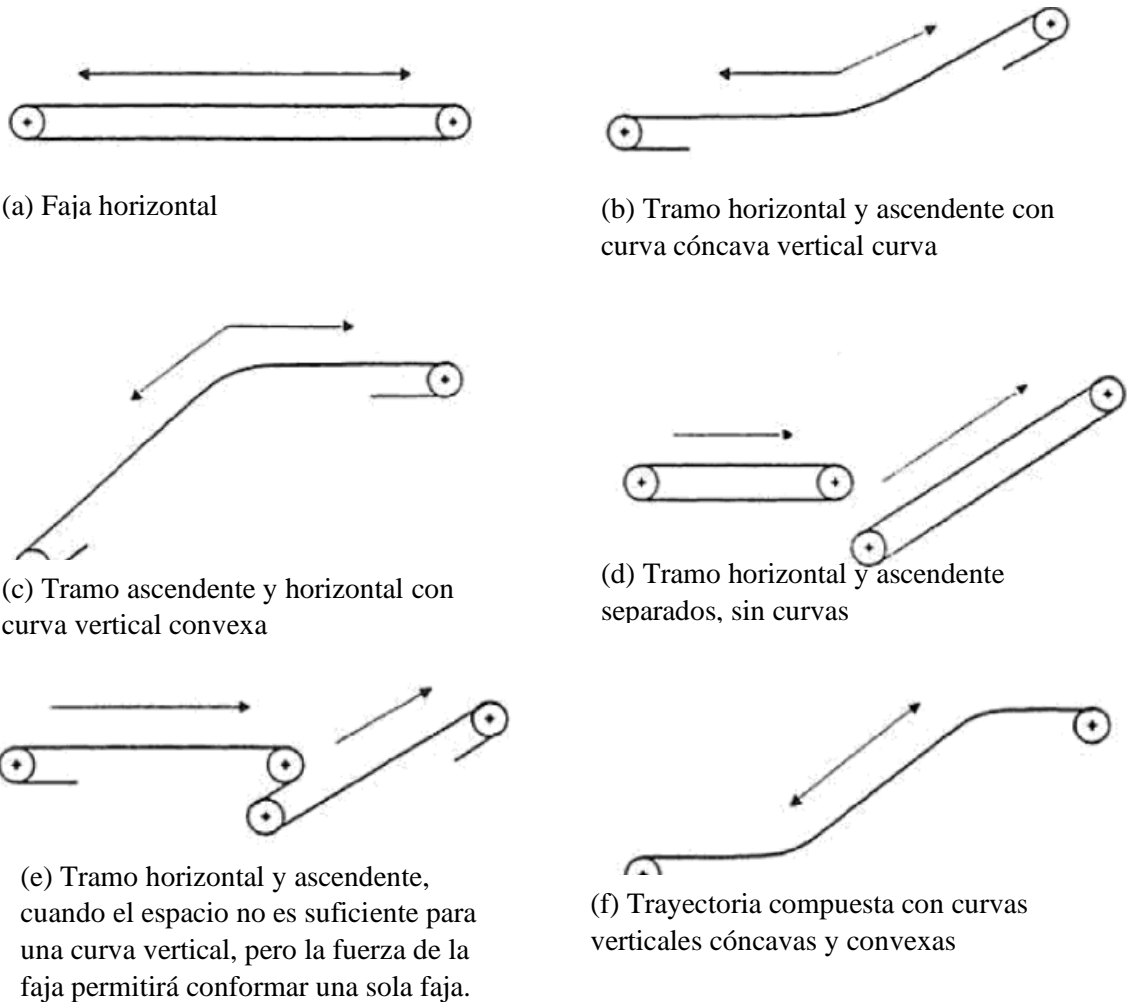


Figura 1. Varios arreglos de fajas transportadora

Fuente: Adaptado del libro de Mechanical Conveyors de Skocir (Skocir 2018)

La capacidad de atravesar pendientes superiores al 30% le confiere al transportador de faja una excelente flexibilidad vertical. Por lo general, los tramos verticales no mantienen una inclinación constante, y las secciones horizontales pueden combinarse fácilmente con curvas convexas o cóncavas. Esta característica permite a las fajas transportadoras cruzar carreteras, vías férreas, vías fluviales y otras obstrucciones con facilidad. Cuando una sola faja no puede satisfacer los requerimientos, se suelen emplear en serie dos o más fajas transportadoras (Skocir 2018).

El uso de una serie de fajas aumenta la complejidad y el costo del sistema, incrementa el riesgo de fallas, dificulta el control de la carga y la velocidad, y resulta en un mayor consumo de energía. En general, el uso de una sola faja transportadora es preferible debido a su simplicidad, confiabilidad y menor costo, aunque en algunos casos específicos el uso de una serie de fajas puede ser necesario, en cuyo caso se deben considerar cuidadosamente los costos, la complejidad y el riesgo adicionales asociados.

2.2.1.2 Componentes de las fajas transportadoras

El sistema de transporte por fajas consiste en una faja sin fin colocada a tensión entre dos poleas. La carrera superior de la faja lleva la carga y es soportada por polines espaciados (ruedas locas intermitentes). La carrera inferior se conoce como la faja de retorno. La polea al final, en la cual el material es descargado, se denomina polea de cabeza, mientras que la polea al extremo opuesto es llamada polea de cola. La faja puede ser conducida por ambas poleas o por poleas separadas denominadas poleas conductoras.

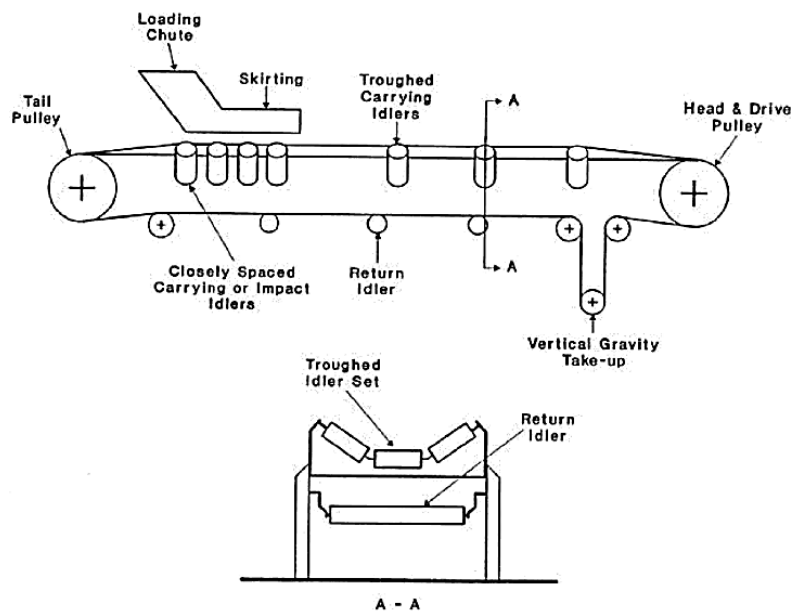


Figura 2. Configuración de faja transportadora

Fuente: Adaptado del libro de Mechanical Conveyors de Skocir (Skocir 2018)

A continuación, se hará una breve descripción sobre cada componente mencionado en la **Figura 02.**

2.2.1.3 Fajas

Es el componente primario del sistema de transporte por fajas. Usualmente representa parte substancial del costo inicial del sistema. Debido a que constituye una gran inversión, la selección

apropiada es realmente importante a fin de asegurar una larga vida útil. Todos los sistemas de transporte que empleen fajas transportadoras deberían diseñar y construir dichos sistemas con el objetivo de obtener el mayor tiempo de vida; útil posible.

El cuerpo de la faja está construido por un tejido sólido normalmente obtenido de un conjunto de capas. El cuerpo contiene un tejido liso o un tejido de urdimbre recto.

El número de pliegues usados están dentro del rango de 2 a 8. Incrementando el número de pliegues, aumentaría el peso de la faja y disminuiría la flexibilidad de esta. El cuerpo está formado por la unión de las capas de tela con una capa fina de caucho o polímero.

La faja está compuesta de tres componentes principales:

A. Cuerpo

El cuerpo lleva a cabo las funciones primarias de la faja, las cuales involucran: En primer lugar, proveer al sistema de la tensión necesaria para mover la carga sobre la faja. En segundo lugar, absorber las fuerzas de impacto del material transportado, proveer rigidez lateral para soportar la carga sobre los polines. Por último, brindar la fuerza adecuada para sostener los sujetadores mecánicos.

B. Cubierta Superior

Se encarga de dar protección a la zona en contacto con el material transportado. Debe ser capaz de absorber el desgaste abrasivo debido a la carga y proteger el cuerpo de cualquier propiedad adversa del material transportado. Asimismo, debe soportar cualquier condición ambiental a la que esté expuesta.

C. Cubierta inferior

Constituye el revestimiento en la parte inferior de la faja, tiene como función proteger el cuerpo de cualquier desgaste ocasionado por los polines y poleas. Usualmente es más delgada que la cubierta superior.

2.2.1.4 Estructura de soporte de la faja

Las fajas transportadoras son un componente clave en muchos procesos industriales y su estructura de soporte es fundamental para garantizar su correcto funcionamiento y durabilidad a

largo plazo. La estructura de soporte es la estructura que sostiene la faja transportadora y se encarga de transmitir el peso de la carga a la base.

Existen varios tipos de estructuras de soporte para las fajas transportadoras, cuya elección dependerá de las necesidades específicas del proceso industrial. En general, las estructuras de soporte pueden ser de dos tipos: estacionarias o móviles.

Las estructuras de soporte estacionarias son aquellas que están fijas en un lugar y no se mueven durante el proceso de transporte. Estas estructuras son adecuadas para procesos industriales en los que la faja transportadora transporta la carga a una distancia fija y no es necesario que se mueva. Las estructuras de soporte estacionarias suelen ser más simples y económicas que las estructuras móviles.

Las estructuras de soporte móviles, por otro lado, son aquellas que se pueden mover a lo largo de la línea de transporte para adaptarse a diferentes necesidades del proceso industrial. Estas estructuras son adecuadas para procesos industriales en los que la faja transportadora necesita transportar la carga a diferentes ubicaciones. Las estructuras de soporte móviles suelen ser más complejas y costosas que las estructuras estacionarias.

Independientemente del tipo de estructura de soporte elegida, existen varios componentes clave que deben ser considerados para garantizar su correcto funcionamiento.

- La base o soporte. Debe ser lo suficientemente resistente para soportar el peso de la estructura y de la carga transportada. Además, la base debe estar nivelada y ser estable para evitar vibraciones y movimientos durante el transporte.
- El tipo de estructura utilizado para soportar la faja transportadora. Las estructuras de soporte pueden ser de diferentes materiales, como acero, aluminio o plástico. El material utilizado dependerá de las necesidades específicas del proceso industrial, como la capacidad de carga, la durabilidad y el costo. El tipo de estructura también puede variar según el diseño. Las estructuras de soporte pueden ser en forma de U, H, T, etc. El diseño elegido dependerá del peso de la carga transportada, la distancia de transporte y otros factores.
- La forma en que la faja transportadora se sujeta a la estructura de soporte. Las fajas transportadoras pueden ser sujetas mediante polines o mediante placas de soporte. Los polines son adecuados para transportar cargas pesadas y se utilizan comúnmente en la industria minera. Las placas de soporte son adecuadas para cargas más ligeras y se utilizan comúnmente en la industria alimentaria.

- El sistema de tensión utilizado para mantener la faja transportadora tensa. Es fundamental para garantizar su correcto funcionamiento y para evitar el deslizamiento de la carga durante el transporte. Los sistemas de tensión pueden ser manuales o automáticos. Los sistemas manuales requieren que el operador ajuste la tensión manualmente, mientras que los sistemas automáticos ajustan la tensión

De acuerdo con el estándar CEMA, los bastidores se clasifican en:

- Bastidores de carga: En general tienen dos configuraciones, una para ser usadas en fajas acanaladas de 3 polines, dos inclinados y uno recto. Mientras que la otra configuración se emplea en cargas planas, es decir que constan solamente de un rodillo plano simple ubicado entre cartelas, que están fijas al armazón.



Figura 3. Configuración de bastidores (a) Bastidor acanalado, (b) Bastidor para faja plana y (c) Bastidor de retorno

Fuente: Adaptado del Manual CEMA

- Bastidores de Impacto: Se emplean en zonas de carga de grandes impactos. Comúnmente son los más usados, tienen polines formados por resilientes discos espaciados



Figura 4. Bastidores de impacto, acanalado y plano

Fuente: Adaptado del Manual CEMA

2.2.1.5 Componentes adicionales

a. Chute o tolva

Una selección adecuada de la forma en que se deposita la carga sobre la faja transportadora es crucial para prolongar su vida útil, debido al desgaste al que está sometida por los constantes choques de carga. Por lo general, la alimentación del material hacia el transportador de faja se realiza mediante una estructura conocida como tolva de carga. Es fundamental garantizar un diseño óptimo de esta tolva para minimizar el desgaste y evitar sobrecargas en la faja. Esto contribuirá a mejorar la eficiencia y la durabilidad del sistema de transporte.

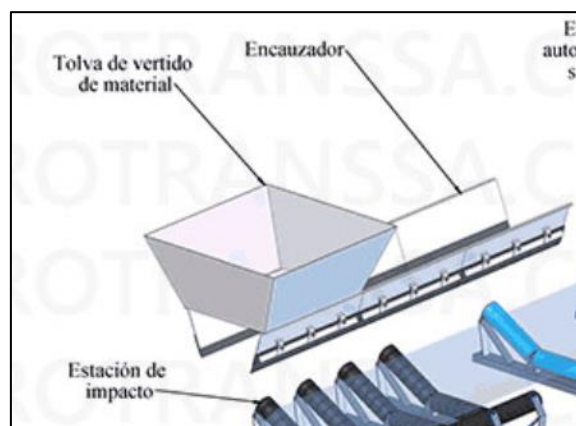


Figura 5. Tolva de vertido de material

Fuente: Obtenido de («Fajas Transportadoras Rotrans» 2023)

b. Raspadores

Los raspadores más utilizados consisten en una lámina de goma sólida sujeta a un marco y en contacto con la faja transportadora, aplicando presión desde la parte inferior de la polea acoplada al sistema motriz para evitar la separación de la faja. Es importante que estas láminas no tengan refuerzos de tela y presenten perforaciones oblongas en el punto donde se unen al marco, lo que permite ajustar su posición en relación con la faja según sea necesario para un óptimo desempeño.

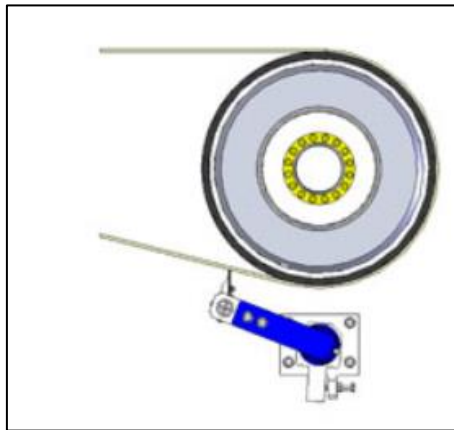


Figura 6. Raspadores

Fuente: Obtenido de («Fajas Transportadoras Rotrans» 2023)

2.2.2 Parámetros importantes

2.2.2.1 Tensado de fajas

El tensado es una operación fundamental en el mantenimiento y operación de las fajas transportadoras, ya que asegura que la faja tenga la tensión adecuada para su funcionamiento óptimo. El proceso de tensado implica aplicar una fuerza para estirar la faja en la dirección adecuada, de manera que la tensión sea uniforme a lo largo de toda la faja. Esto se logra utilizando un tensor, que puede ser manual o automático.

El tensor manual se compone de un tornillo y una tuerca que se ajustan para aumentar o disminuir la tensión de la faja, y debe ser operado por un técnico especializado. El tensor automático utiliza un sistema hidráulico o neumático para mantener la tensión adecuada de la faja. Este sistema se ajusta automáticamente en función de las condiciones de carga y descarga de la faja, y es más preciso y eficiente que el tensor manual.

Es importante tener en cuenta que el exceso o la falta de tensión en la faja puede causar problemas de operación, como deslizamiento, desalineamiento o roturas. Por lo tanto, el proceso

de tensado debe realizarse con cuidado y siguiendo las recomendaciones del fabricante de la faja transportadora. Asimismo, es importante realizar inspecciones periódicas para asegurarse de que la faja tenga la tensión adecuada y ajustarla según sea necesario para prevenir problemas de operación.

2.2.2.2 Empalmes en fajas

Los empalmes en las fajas transportadoras son una parte crítica de su diseño y construcción. Un empalme es el punto en el que dos extremos de la faja se unen para formar una faja continua. Los empalmes se utilizan para crear fajas de la longitud necesaria para una aplicación específica, así como para reparar o reemplazar secciones de faja dañadas o desgastadas.

Existen varios tipos de empalmes, entre los que se incluyen los mecánicos y los vulcanizados. Los empalmes mecánicos se realizan mediante la unión de los extremos de la faja mediante piezas de metal o plástico que se atornillan o abrazan alrededor de los bordes de la faja. Estos empalmes son rápidos y fáciles de instalar, pero no son adecuados para aplicaciones en las que se requiere un alto nivel de resistencia.

Los empalmes vulcanizados implican la fusión de los extremos de la faja utilizando calor y presión. Este proceso crea una unión fuerte y duradera que es adecuada para aplicaciones que requieren una alta resistencia. Los empalmes vulcanizados pueden ser realizados en frío o en caliente, dependiendo de la faja y las condiciones de trabajo.

Es importante tener en cuenta que los empalmes en las fajas transportadoras son una fuente común de fallas y desgaste. Por lo tanto, es importante seleccionar el tipo de empalme adecuado para la aplicación y seguir las recomendaciones del fabricante para su instalación y mantenimiento adecuado. Además, se deben realizar inspecciones regulares de los empalmes para detectar signos de desgaste o daño y realizar reparaciones o reemplazos según sea necesario para garantizar la seguridad y la eficiencia de la operación.

2.2.3 Sistema motriz para fajas transportadoras

2.2.3.1 Motor eléctrico

Los motores eléctricos desempeñan un papel fundamental en el transporte de material mediante fajas transportadoras. Estos motores están específicamente diseñados para suministrar la potencia necesaria y mover considerables cantidades de material a lo largo de extensas distancias. Por lo general, los motores eléctricos empleados en fajas transportadoras son de

corriente alterna, con una potencia que puede oscilar desde unos pocos caballos de fuerza hasta varios cientos.

Estos motores eléctricos para fajas transportadoras son concebidos para ser robustos y confiables, ya que deben operar en condiciones de trabajo exigentes y, a menudo, adversas. Además, están diseñados para operar a velocidades constantes y suaves, minimizando así la posibilidad de dañar los componentes de la faja transportadora.

Los motores eléctricos modernos destinados a fajas transportadoras también buscan ser más eficientes en términos de energía, reduciendo el consumo durante su funcionamiento. Asimismo, estos motores modernos son más accesibles para labores de mantenimiento y reparación, contribuyendo a minimizar los tiempos de inactividad y reducir los costos de mantenimiento.

En resumen, los motores eléctricos representan una parte esencial en el transporte de material mediante fajas transportadoras, proporcionando la potencia necesaria para mover grandes volúmenes de material eficiente y confiablemente a lo largo de distancias significativas. El diseño y la selección apropiada de los motores eléctricos para fajas transportadoras son cruciales para garantizar la seguridad, la eficiencia y la rentabilidad de las operaciones.

2.2.3.2 Selección de Motores Eléctricos

Para realizar una selección precisa y eficiente de un motor eléctrico, es fundamental contar con información precisa sobre la velocidad de rotación y el torque necesarios. Estos datos suelen ser proporcionados por el proyectista mecánico, quien tiene un conocimiento detallado de los requisitos de la aplicación. (WEG 2016)

Se aplica la siguiente fórmula:

$$P = \frac{T \times n}{9.550}$$

Donde:

T: Torque (capacidad de hacer girar cargas), en newtons por metro

n: Velocidad en revoluciones por minuto

Además, es importante tener en cuenta la capacidad de sobrecarga o factor de servicio (FS) del motor, ya que este puede verse sometido a cargas superiores durante ciertos intervalos de tiempo.

Tabla 1. Factores de Servicio en Motores Eléctricos

Carga	Factor de servicio	Horas de funcionamiento
Carga uniforme	1.0	Horas estables y constantes sin variaciones significativas. Por ejemplo, funcionamiento a velocidad y carga constantes.
Carga media	1.2 - 1.5	Horas de trabajo con fluctuaciones de carga moderadas. Por ejemplo, ciclos de carga y descarga periódicos.
Carga de choque	1.5 - 2.0	Horas de funcionamiento con altas variaciones de carga, como arranques y paradas frecuentes o cambios bruscos de carga.

Fuente: Obtenida de <https://www.roydisa.es/archivos/3356> (ROYDISA 2017)

Adicionalmente, es importante tener en cuenta la eficiencia, debido a las pérdidas durante la transformación de energía eléctrica a energía mecánica. Aunque los motores con mayor eficiencia son más costosos, a largo plazo generan importantes ahorros económicos. (WEG 2016)

La eficiencia se define como el cociente de la potencia de salida entre la potencia de entrada.

$$\eta = \frac{P_s}{P_e}$$

2.2.3.3 Reductor

Los reductores de velocidad cumplen las funciones de controlar y variar las revoluciones por minutos (RPM) de los motores eléctricos debido a las altas velocidades de los motores utilizados en la mayoría de los procesos industriales. Las aplicaciones de los reductores dan menor número de RPM de salida, pero sin afectar la potencia. (ROYDISA 2017)

En la **Figura 7** se representa las partes de reductor de velocidad:



Figura 7. Partes del reductor de velocidad

Fuente: Empresa (HERSAL_A_WM 2023)

2.2.3.4 Selección del reductor de velocidad

Existen ciertas características que ayudarán a seleccionar un reductor adecuadamente, las cuales son referidas al proceso industrial y al trabajo a realizar.

- Características del proceso industrial

Información del motor	: Potencia, número de polos, frecuencia y tensión
Ambiente de la instalación	: Humedad, Temperatura, suciedad, corrosión, etc.
Reducción	: Velocidad nominal de entrada y salida
Adicional	: Torque máximo

La reducción del reductor se calcula como:

$$i = \frac{n_e}{n_s}$$

Donde:

n_e : Velocidad de entrada

n_s : Velocidad de salida

- Características del trabajo a realizar

Duración del servicio	: En horas por día
Arranque	: Arranque por hora e inversión de marcha
Tipo de carga	: Uniforme, continua, por choques, etc.
Acople del motor y reductor	: Directa, indirecta, etc.
Eje de salida	: Horizontal, vertical, etc.

En base a estas características, se decidirá qué tipo de reductor seleccionar.

2.2.3.5 Variadores de frecuencia

Los variadores o convertidores de frecuencia son dispositivos que actúan como intermediarios entre la fuente de energía eléctrica y los motores eléctricos. Su función principal es controlar y ajustar la velocidad de rotación de los motores de corriente alterna (AC). («Soler y Palau» 2020)

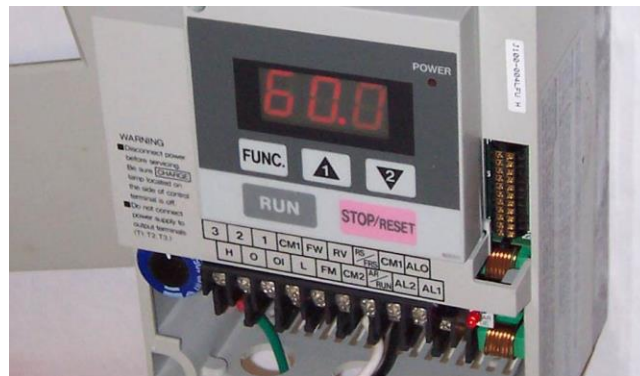


Figura 8. Variador de frecuencia

Fuente : Empresa («Soler y Palau» 2020)

2.2.4 Ventajas y desventajas del transporte por faja

El transporte por faja presenta varias ventajas, incluyendo una gran capacidad de transporte de material, mayor eficiencia y menor costo de operación en comparación con otros medios de transporte, capacidad para transportar una amplia variedad de materiales, reducción del riesgo de contaminación y daño del material, fácil automatización y control del proceso, entre otros. Sin embargo, también existen desventajas en el uso de fajas transportadoras, como altos costos iniciales de instalación y mantenimiento, dependencia de la fuente de energía, mayor tiempo de transporte en distancias cortas, mayores requerimientos de espacio, vulnerabilidad a condiciones climáticas extremas y mayor riesgo de incendios y explosiones. Además, la menor flexibilidad en la capacidad de transporte puede limitar la capacidad de adaptación a las fluctuaciones en el transporte y sus requerimientos.

2.2.5 Aplicaciones del sistema de transporte por faja en la industria

El sistema de transporte por faja se utiliza ampliamente en diversas industrias, como la minería, construcción, agricultura, industria alimentaria, industria química, industria del embalaje y logística. En la minería, transporta grandes cantidades de mineral y material excavado, mientras que en la construcción se utiliza para transportar materiales como arena, grava y cemento. En la industria alimentaria, transporta productos a granel como granos, frutas y verduras, y en la industria química, productos químicos y materiales peligrosos. En la industria del embalaje, lleva productos desde una máquina de producción a otra para su envasado, y en logística, transporta

mercancías a granel a través de almacenes y centros de distribución. En resumen, el sistema de transporte por faja se utiliza en diversas aplicaciones industriales, demostrando su eficacia y versatilidad en el transporte de materiales a granel y productos en grandes cantidades.

2.2.6 Transporte de caliza en la industria cementera

El transporte de caliza es un proceso fundamental en la producción de cemento. Según el MINEM (2019), la caliza es transportada a través de fajas transportadoras desde las canteras hasta la planta de cemento. La caliza es triturada y molida para producir polvo de caliza, que es utilizado como uno de los componentes principales en la producción de cemento. Las fajas transportadoras son un método comúnmente utilizado en la industria cementera debido a su eficiencia y capacidad para transportar grandes cantidades de material a largas distancias.

Además de las fajas transportadoras, otros equipos también se utilizan en el transporte de caliza en la industria cementera. Según Sanjuán Barbudo y Chinchón Yepes (2014), los transportadores de tornillo y los elevadores de cangilones son también comunes en la industria para el transporte de material a granel como la caliza. Sin embargo, las fajas transportadoras siguen siendo el método de transporte con altos índices de productividad, por lo que se recomienda frente a otros métodos en la mayoría de los casos debido a su capacidad de transportar grandes volúmenes de material con una menor cantidad de energía y menor costo operativo.

En conclusión, el transporte de caliza en la industria cementera es un proceso crítico que se realiza utilizando diversas herramientas y equipos, siendo las fajas transportadoras el método preferido debido a su eficiencia y rentabilidad en el transporte de grandes volúmenes de material.

2.2.6.1 Proceso de producción de cemento

El proceso de producción de cemento es un conjunto de operaciones que se realizan para obtener cemento portland, uno de los materiales más utilizados en la construcción. Según Sanjuán Barbudo y Chinchón Yepes (2014), este proceso consta de varias etapas, desde la extracción de las materias primas hasta la obtención del producto final.

La primera etapa del proceso es la extracción de las materias primas, que son principalmente caliza y arcilla. Estos materiales son extraídos de canteras y minas, y son transportados a la planta de cemento. Una vez allí, se trituran y se mezclan con otros componentes, como yeso y ceniza volante.

La siguiente etapa es la preparación de la mezcla cruda, en la que los materiales triturados se mezclan y homogeneizan en grandes silos. La mezcla cruda se alimenta luego a un horno rotativo,

donde es sometida a altas temperaturas (entre 1400 y 1500 °C). Este proceso se conoce como clinkerización y permite la formación del clinker, un producto sólido y duro que es la base del cemento.

El clinker obtenido es enfriado rápidamente para evitar que se vuelva a fundir y se mezcla con yeso y otros aditivos para producir el cemento portland. La mezcla final es molida en molinos de bolas y transportada a silos de almacenamiento antes de ser enviada a los clientes.

Aunque el proceso de producción de cemento es relativamente estandarizado, existen variaciones en los métodos y tecnologías utilizadas en las diferentes plantas de producción. Según el MINEM (2019), el uso de tecnologías avanzadas, como la automatización y el uso de energías renovables, pueden mejorar la eficiencia y al mismo tiempo, reducir su efecto en medio ambiente.

En conclusión, el proceso de producción de cemento es una serie de etapas que comienzan con la extracción de las materias primas y terminan con la obtención del producto final, el cemento portland. Aunque existen variaciones en los métodos y tecnologías utilizadas, el proceso básico sigue siendo el mismo en todas las plantas de producción.

2.2.6.2 Función de la caliza en el proceso

La caliza es un componente clave en la producción de cemento debido a su alta concentración de carbonato de calcio, que es un precursor fundamental en la formación del clinker de cemento. La caliza se utiliza en el proceso de producción de cemento como material crudo, y su función principal es proporcionar el calcio necesario para la formación del clinker de cemento. Además, la caliza ayuda a regular la composición química del material crudo al actuar como un diluyente del contenido de arcilla y óxido de hierro en la mezcla, lo que puede afectar negativamente la calidad del producto final si no se controla adecuadamente. La cantidad de caliza utilizada en el proceso de producción de cemento puede variar según el tipo de cemento que se esté produciendo y las condiciones específicas de la planta de producción.

Según Duda (1985), la caliza se introduce en el proceso de producción de cemento junto con otros materiales crudos, como la arcilla y la pizarra, y se tritura en un molino de bolas para producir una mezcla uniforme. La mezcla de materiales crudos se introduce en un horno de cemento rotativo, donde se somete a altas temperaturas (1450°C) para formar el clinker de cemento. Durante este proceso, la caliza se descompone en óxido de calcio y dióxido de carbono, lo que proporciona el calcio necesario para la formación del clinker de cemento. El dióxido de carbono producido en este proceso se libera a la atmósfera como subproducto.

En resumen, la caliza es un componente clave en el proceso de producción de cemento debido a su alta concentración de carbonato de calcio, que proporciona el calcio necesario para la formación del clinker de cemento. Además, la caliza actúa como un diluyente del contenido de arcilla y óxido de hierro en la mezcla, lo que ayuda a regular la composición química del material crudo. El uso de caliza en el proceso de producción de cemento puede variar según el tipo de cemento que se esté produciendo y las condiciones específicas de la planta de producción.

2.2.6.3 Requerimientos de transporte de caliza en la industria

A nivel mundial, el transporte de caliza en la industria cementera es esencial debido a la alta demanda de cemento en la construcción y otros sectores. La caliza se encuentra en muchas partes del mundo, pero los mayores productores son China, Estados Unidos e India. A nivel nacional, en Perú, la industria cementera ha experimentado un crecimiento significativo en los últimos años debido a la inversión en proyectos de infraestructura y construcción. El transporte de caliza en Perú se realiza principalmente por carretera y ferrocarril, con una importante actividad portuaria en la costa del país para la exportación. A nivel regional, en Arequipa, la caliza es uno de los principales recursos utilizados en la producción de cemento, y su transporte es realizado por camiones desde las canteras hasta las plantas de procesamiento ubicadas en la ciudad. El transporte de caliza en esta región también se ha visto afectado por la construcción de nuevas carreteras y la modernización de las existentes para mejorar la conectividad con otras regiones del país.

2.2.7 Normas y estándares aplicables

Existen varias normas y estándares aplicables al diseño de sistemas de transporte de fajas transportadoras, entre los que se incluyen:

- ANSI/CEMA (American National Standards Institute/Conveyor Equipment Manufacturers Association): ofrece guías para el diseño y construcción de fajas transportadoras, incluyendo especificaciones para los componentes de la faja, los requisitos de seguridad y los procedimientos de prueba.
- ISO (International Organization for Standardization): proporciona normas internacionales para la fabricación de componentes de la faja, los procedimientos de prueba y los requisitos de seguridad.
- DIN (Deutsches Institut für Normung): establece normas alemanas para la fabricación de componentes de la faja, los requisitos de seguridad y los procedimientos de prueba.

- ASME (American Society of Mechanical Engineers): proporciona guías y normas para el diseño y construcción de equipos mecánicos, incluyendo fajas transportadoras.
- ASTM (American Society for Testing and Materials): ofrece normas para la fabricación y pruebas de materiales utilizados en la construcción de fajas transportadoras.
- AISC 360 -16 (LRFD) Es una norma desarrollada por el American Institute of Steel Construction (AISC) que establece los criterios y requisitos para el diseño de estructuras de acero en los Estados Unidos utilizando el método de diseño por resistencia última (LRFD, por sus siglas en inglés). La norma proporciona directrices detalladas para el diseño de elementos y sistemas estructurales de acero, como vigas, columnas, conexiones y sistemas de entrepiso. Está diseñada para garantizar que las estructuras de acero sean seguras, resistentes y confiables durante su vida útil.

Combinaciones bajo el estándar de ASCE 7-16

$1.4D$
 $1.2D + 1.6L + 0.5(Lr \text{ o } S \text{ o } R)$
 $1.2D + 1.6(Lr \text{ o } S \text{ o } R) + (L \text{ o } 0.5W)$
 $1.2D + 1.0W + L + 0.5(Lr \text{ o } S \text{ o } R)$
 $0.9D + 1.0W$

Combinaciones Básicas con Efectos de Carga Sísmica.

$1.2D + Ev + Eh + L + 0.2S$
 $0.9D - Ev + Eh$

D: carga muerta
L: carga viva
Lr: carga de techo
R: carga por lluvia
S: carga de nieve
W: carga de viento
Ev: carga de sismo vertical
Eh: carga de sismo horizontal

- (NTP) Norma Técnica peruana
 - o NTP 020

La NTP 020 para el diseño estructural define los estándares y condiciones necesarias para la planificación de estructuras en Perú, ofreciendo pautas

relacionadas con la resistencia, estabilidad, durabilidad y seguridad de las estructuras en diversos tipos de construcciones, incluyendo edificios, puentes y otras infraestructuras. («Norma E.020 Cargas» 2020)

Las cargas Principales aplicarse son:

1.- Carga Muerta

La carga muerta en estructuras se refiere al peso constante y permanente de los elementos estructurales y los materiales de construcción que conforman el soporte de poleas.

2.- Carga viva

La carga viva en estructuras se refiere al peso variable y temporal que actúa sobre el soporte de poleas debido a la presencia de personas, equipos, almacenamiento de materiales u otras cargas móviles. Es una carga que puede cambiar en magnitud y ubicación a lo largo del tiempo, ya que está relacionada con el uso y la ocupación de la estructura.

3.- Carga de viento

Es la presión ejercida sobre la estructura por el viento, depende de varios factores como la dirección del viento, forma y altura de la estructura.

Velocidad de diseño

$$V_h = V \left(\frac{h}{10} \right)^{0.22}$$

Donde:

V_h : es la velocidad de diseño en la altura h en Km/h

V : es la velocidad de diseño hasta 10 m de altura en Km/h

h : es la altura sobre el terreno en metros

Carga exterior de viento

$$P_h = 0.005 C V_h^2$$

Donde:

P_h : presión o succión del viento a una altura h en Kg/m²

C : factor de forma adimensional indicado en la *figura 9*

V_h : velocidad de diseño a la altura h , en Km/h.

CONSTRUCCIÓN	BARLOVENTO	SOTAVENTO
Superficies verticales de edificios	+0.8	-0.6
Anuncios, muros aislados, elementos con una dimensión corta en la dirección del viento	+1.5	
Tanques de agua, chimeneas y otros de sección circular o elíptica	+0.7	
Tanques de agua, chimeneas, y otros de sección cuadrada o rectangular	+2.0	
Arcos y cubiertas cilíndricas con un ángulo de inclinación que no exceda 45°	±0.8	-0.5
Superficies inclinadas a 15° o menos	+0.3	-0.6

Figura 9. Factor de forma

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Flechas

Deformación vertical de un elemento estructural debido a las cargas, la norma establece flechas según la **figura 10**.

TIPO DE ELEMENTO	FLECHA PRODUCIDA POR LA CARGA VIVA	FLECHA PRODUCIDA POR LA CARGA VIVA MÁS LAS FLECHAS DIFERIDAS
Pisos	L/360	L/240*
Techos	L/180	-
<p>L : Luz del elemento. Para volados se tomará como L, el doble de la longitud del elemento. Flecha diferida: Se establece en función de cada material de acuerdo a su Norma respectiva. La flecha diferida se calculará para las cargas permanentes más la fracción de sobrecarga que actúa permanentemente.</p> <p>* No aplicable a estructuras metálicas.</p>		

Figura 10. Flechas máximas para elementos estructurales

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

○ NTP 030

La NTP 030 aborda el diseño sismorresistente de estructuras en Perú, cuyos criterios garantizan la confiabilidad de las estructuras diseñadas en cuanto a resistencia mecánica y rigidez. Incluye directrices sobre el diseño de elementos estructurales, sistemas de contraviento, conexiones, entre otros aspectos relacionados con la seguridad sísmica. («Norma E.030 Diseño sismorresistente» 2020)

La ecuación Principal según el análisis estático:

Fuerza contante en la base

$$V = \frac{Z \cdot U \cdot C \cdot S}{R} \cdot P$$

Donde:

- Z = Factor de Zona
- U = Categoría de las edificaciones u factor de uso
- C = Factor de amplificación sísmica
- S = Factor de suelo
- R = Coeficiente de reducción de fuerzas sísmicas
- V = Fuerza cortante
- P = Peso sísmico

La ecuación Principal según el análisis dinámico:

Aceleración Espectral

$$S_a = \frac{Z \cdot U \cdot C \cdot S}{R} \cdot g$$

Donde:

- Z = Factor de Zona
- U = Categoría de las edificaciones u factor de uso
- C = Factor de amplificación sísmica
- S = Factor de suelo
- R = Coeficiente de reducción de fuerzas sísmicas
- S_a = Aceleración espectral de diseño
- g = Aceleración gravitacional

○ NTP 090

La Norma Técnica Peruana (NTP) 090 se enfoca en el diseño de estructuras de acero en Perú. Esta norma proporciona directrices y requisitos específicos para el diseño de elementos y sistemas estructurales fabricados en acero, tales como vigas, columnas, conexiones y sistemas de entrepiso. Incluye criterios de diseño relacionados con la resistencia, rigidez, estabilidad y seguridad de las estructuras de acero. («Norma E.090 Estructuras metálicas» 2020)

Es de suma importancia consultar estas normas y estándares, con la finalidad de garantizar que el diseño cumpla con los requisitos de seguridad y calidad necesarios para su uso en la industria. Además, las normas pueden variar según el país o región, por lo que es importante conocer las normas específicas aplicables a cada proyecto.

2.2.8 Diseño del sistema de transporte por fajas

2.2.8.1 Selección de Faja Transportadora

El ancho de la faja transportadora sigue una secuencia de 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72, 84 y 96 in. Comúnmente para una velocidad determinada, el ancho del transportador, así como su capacidad se incrementan. Sin embargo, es importante considerar que, a fin de evitar desbordamientos, el ancho efectivo de la faja debe dimensionarse a cierta distancia del borde, según el tamaño de partícula del material a transportar.

El estándar CEMA ofrece en la **Tabla 2** la relación entre el tamaño de partícula y ancho de faja.

Tabla 2. Tamaño máximo de partícula según el ancho de fajas, el ángulo de carga y % de finos

Ángulo de carga	% De Finos	Tamaño máximo recomendado de partícula
20°	90	1/3
20°	0	1/5
30°	90	1/6
30°	0	1/10

Fuente: Adaptado del Manual CEMA (CEMA 2014)

Otra alternativa para calcular el ancho de faja es mediante la gráfica mostrada en la **Figura 11**.

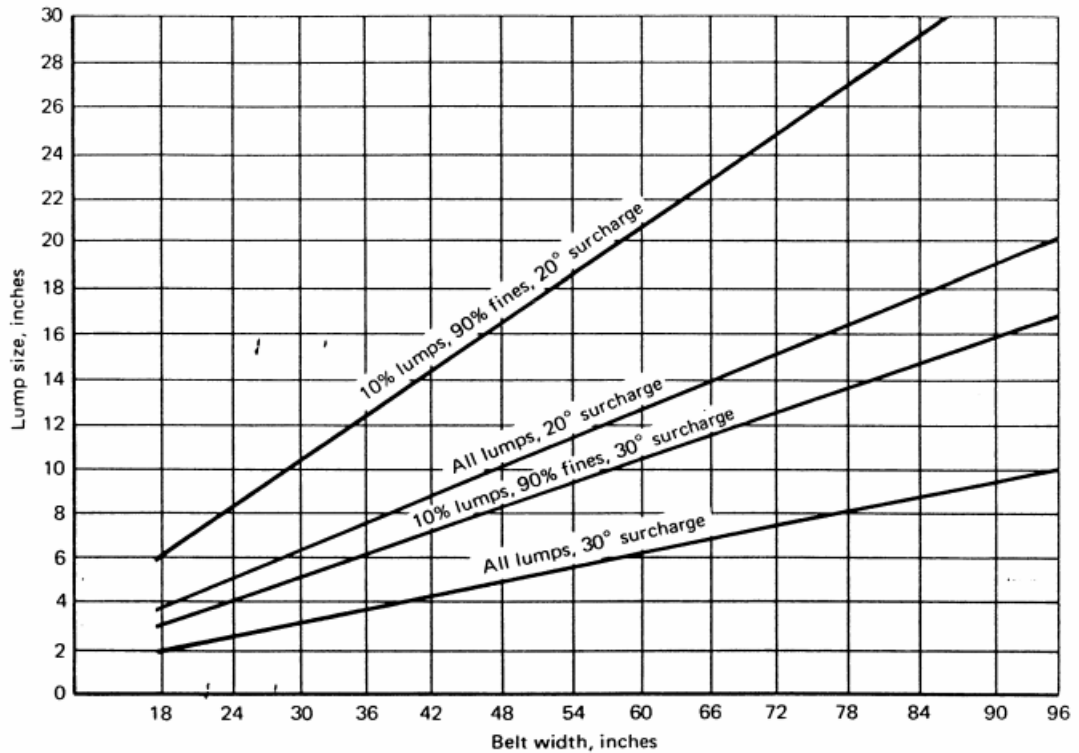


Figura 11. Ancho de faja necesario para un tamaño dado

Fuente: Adaptado del Manual CEMA (CEMA 2014)

c. Velocidad de la faja

Las velocidades dependen de las características del material a transportar, de la capacidad deseada y de las tensiones de la faja. Por ejemplo, para materiales polvorientos, se recomienda manejar velocidades bajas a fin de minimizar el levantamiento de polvo en los puntos de carga y descarga. Otra característica determinante de la velocidad de la faja es la fragilidad del material, lo que sugiere reducir la velocidad de operación en los puntos de carga y descarga para evitar la degradación del material en estas zonas. Por otro lado, con respecto a los materiales pesados de bordes filosos, se recomienda emplear velocidades moderadas, ya que los bordes pueden desgastar la faja.

Por buenas prácticas, se recomienda emplear la **Tabla 3** con las velocidades máximas de operación para diferentes materiales:

Tabla 3. Velocidades Máximas recomendadas para las fajas transportadoras

<i>Material being conveyed</i>	<i>Belt speeds (fpm)</i>	<i>Belt width (inches)</i>
Grain or other free-flowing, nonabrasive material	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Coal, damp clay, soft ores, overburden and earth, fine-crushed stone	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Heavy, hard, sharp-edged ore, coarse-crushed stone	350	18
	500	24-36
	600	Over 36
Foundry sand, prepared or damp; shakeout sand with small cores, with or without small castings (not hot enough to harm belting)	350	Any width
Prepared foundry sand and similar damp (or dry abrasive) materials discharged from belt by rubber-edged plows	200	Any width
Nonabrasive materials discharged from belt by means of plows	200, except for wood pulp, where 300 to 400 is preferable	Any width
Feeder belts, flat or troughed, for feeding fine, nonabrasive, or mildly abrasive materials from hoppers and bins	50 to 100	Any width

Fuente: Adaptado del Manual CEMA (CEMA 2014)

d. Capacidades del transportador de faja

La capacidad de este tipo de transportadores se define en función de la velocidad a la que se transportará el material, al ancho de faja seleccionado y a la inclinación de los polines de carga en bastidores acanalados. Suponiendo una alimentación uniforme, la sección transversal será la determinante de la capacidad del transportador de faja, si cumple con dos condiciones, la distancia efectiva de la faja debe impedir desbordamientos de material para lo cual, se emplea la siguiente expresión que será la distancia del borde del material al borde de la faja.

$$0.055 \times b + 0.9 \text{ in}$$

Donde:

B (in) : Ancho de la faja seleccionada

La segunda condición está referida a que el borde superior de la carga será una tangente de círculo en los bordes, del cual partirá el ángulo de carga.

e. Áreas de carga en Faja Acanalada

La sección transversal del área de carga está dividida en dos partes, una es el área trapezoidal y la otra es un segmento circular. La suma de ambas áreas da como el resultado del área total de la sección transversal de la carga.

El estándar CEMA, tiene los valores referidos a la sección transversal y capacidad de carga a 100 FPM para diferentes ángulos de carga y tipos de fajas.

2.2.9 SAP 2000

Es un software ampliamente empleado en el análisis estructural y diseño de ingeniería desarrollado por Computers and Structures, Inc. (CSI). Se utiliza en la industria de la construcción y la ingeniería para el análisis y diseño de estructuras, que abarca desde edificios, puentes, torres, estadios y otros proyectos de ingeniería. SAP2000 ofrece una amplia gama de capacidades para realizar análisis estáticos y dinámicos, análisis de esfuerzo-deformación, análisis de elementos finitos, análisis sísmico, diseño de elementos estructurales, optimización y mucho más. El software es conocido por su interfaz gráfica intuitiva que permite a los ingenieros crear y analizar modelos estructurales de manera eficiente. (Computers and Structures, Inc. 2021).

Algunas características del software SAP2000 incluyen:

1. Modelado 3D: Se realiza la creación y visualización de modelos 3D de estructuras, incluyendo la geometría, materiales y cargas.
2. Análisis de elementos finitos: Se ejecuta el análisis detallado de esfuerzo-deformación utilizando la técnica de elementos finitos.
3. Análisis estático y dinámico: Realiza análisis de carga estática y análisis de respuesta dinámica a cargas sísmicas y otras fuerzas.
4. Diseño de elementos estructurales: Es posible diseñar elementos tales como, vigas, columnas, losas y otros componentes estructurales.
5. Análisis y diseño sísmico: Incluye capacidades avanzadas para el análisis y diseño de estructuras sujetas a cargas sísmicas.

2.2.10 RAM Connection

Es un software desarrollado por Bentley Systems que se utiliza para el diseño y análisis de conexiones estructurales en edificios y otras estructuras. Algunas de las características y capacidades clave de RAM Connection incluyen:

1. **Diseño de conexiones de acero:** Permite el diseño y cálculo de una variedad de tipos de conexiones de acero, como conexiones viga-columna, conexiones de viga a viga, conexiones de placa a viga, y más.
2. **Análisis de fuerzas y momentos:** El software realiza análisis de las cargas que actúan en las conexiones, bajo condiciones específicas.
3. **Verificación de capacidad:** Realiza este análisis para avalar que el sistema puede resistir las cargas y momentos aplicados según los códigos y normativas de diseño aplicables.
4. **Selección de perfiles y materiales:** Permite la selección de perfiles de acero y materiales adecuados para las conexiones, teniendo en cuenta las propiedades de los materiales y las limitaciones del código.

2.3 Definición de términos básicos

- **Transportador por faja:** Es un sistema de transporte continuo que se utiliza para mover material a granel, como la caliza, de un punto a otro mediante una faja transportadora de caucho o materiales similares.
- **Toneladas por hora (tn/h):** Unidad de medida utilizada para indicar la cantidad de material transportado por hora.
- **Tramo:** Sección de la línea de transporte por faja que conecta dos puntos en el proceso de producción.
- **Caliza:** Roca sedimentaria granular con alto contenido de carbonato de calcio que se utiliza como materia prima en la producción de cemento.
- **Eficiencia:** Relación entre la cantidad de material transportado y la energía o recursos consumidos en el proceso.
- **Seguridad:** Conjunto de medidas y precauciones que se deben tomar para garantizar la protección de las personas y los equipos durante el transporte por faja.

- Sistema automatizado: Sistema de transporte por faja controlado por un sistema de control automático que puede ajustar la velocidad y el flujo de material de forma continua.
- Tolva de alimentación: Depósito que se utiliza para almacenar el material que se alimentará al transportador por faja.
- Carga puntual: Carga concentrada en un punto específico del transportador por faja.
- Carga uniforme: Distribución uniforme del material a lo largo del transportador por faja.
- Deflexión: Es el efecto debido a la contracción de elementos esbeltos bajo una carga axial. (Budynas y Nisbett 2008)
- Deformación elástica: Deformación que ocurre en un miembro cargado antes de alcanzar el límite de fluencia. (McCormac y Csernak 2012)
- Diámetro primitivo: Es el tamaño estándar de engranajes, tubos y elementos de geometría circular, con el que se encuentran en catálogos de proveedores y fabricantes.
- Poleas: Dispositivos mecánicos que consisten en una rueda o disco giratorio, que tiene una ranura o canal en su borde periférico para sostener una cuerda, cable o faja. Su función principal es transmitir la fuerza y el movimiento entre dos elementos en un sistema de transporte de material por faja, cambiando la dirección y/o la magnitud de la fuerza aplicada en el proceso.
- Factor de seguridad: Número adimensional mayor a 1.0 entre el cual se divide la resistencia nominal a fin de considerar las cargas de incertidumbre y consecuencias de falla. (McCormac y Csernak 2012)

CAPÍTULO III : HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis de investigación

Hernández Sampieri, Fernández Collado y Baptista Lucio (2003) en su libro "Metodología de la Investigación", se define a la hipótesis de investigación como una suposición o conjetura sobre cómo se relacionan ciertas variables en un estudio. Se fundamenta en el conocimiento existente y puede ser contrastada o probada mediante la recolección y el análisis de datos en el proceso que implica la investigación científica. Con base en los criterios y procesos de ingeniería, se puede diseñar una faja transportadora eficiente y segura para el transporte continuo de grandes volúmenes de caliza para una empresa cementera.

3.2 Variable de estudio

Tabla 4. Tabla de variable de estudio

Variable de estudio	Definición	Dimensiones	Indicadores
Diseño de una faja transportadora para caliza	Proceso de formulación, cálculo, selección de componentes y modelamiento de estructura de transporte por faja.	Diseño de máquinas	<ul style="list-style-type: none">• Esfuerzos, de flexión, corte y torsión.• Esfuerzos en columna.• Cargas dinámicas.• Deformaciones.• Capacidad de carga.• Velocidad y potencia.

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO IV : METODOLOGÍA

4.1 Método y alcance de la investigación

4.1.1 Tipo de investigación

El libro de investigación tecnológica de (Espinoza, 2010), define la investigación tecnológica como una disciplina que se enfoca en la aplicación del conocimiento científico para resolver problemas beneficiosos para la sociedad. Según esta definición, la investigación tecnológica busca utilizar los avances en la ciencia para desarrollar soluciones prácticas a los problemas cotidianos. En este contexto, la propuesta actual de diseño de una faja transportadora se enmarca en una investigación tecnológica.

El propósito de esta investigación es aplicar el conocimiento científico y la evaluación técnica y económica para desarrollar un equipo que optimice el transporte de caliza. En otras palabras, el equipo de investigación está trabajando para crear una solución tecnológica que sea eficiente, práctica y económica para el transporte de la materia prima. Esta propuesta de diseño de faja transportadora es un ejemplo claro de cómo la investigación tecnológica puede tener un impacto directo en la industria y en la sociedad en general. Al desarrollar soluciones tecnológicas innovadoras, se pueden mejorar los procesos productivos, reducir costos y aumentar la eficiencia en diversas áreas. Por lo tanto, la investigación tecnológica es un campo de estudio esencial que tiene el potencial de mejorar la vida de las personas y la productividad en múltiples sectores.

4.1.2 Alcance de la investigación

Según el libro de investigación aplicada de Espinoza (2010) , la propuesta de diseño de una faja transportadora se enmarca dentro de esta disciplina, la cual busca aplicar los conocimientos científicos y tecnológicos existentes para resolver problemas específicos. En este caso, la investigación aplicada tiene como objetivo utilizar los resultados de investigaciones experimentales previas para diseñar una tecnología de aplicación inmediata, que permita mejorar el proceso de transporte de caliza en una empresa cementera ubicada en el sur del país. De esta manera, la investigación aplicada busca crear soluciones prácticas que tengan una aplicación inmediata en la industria. Al utilizar los conocimientos científicos y tecnológicos existentes, se pueden diseñar soluciones eficientes y económicas que mejoren los procesos productivos en diversas áreas. En este caso específico, se busca mejorar el transporte de caliza en una empresa cementera, lo cual puede tener un impacto positivo en la productividad y en la calidad del producto final.

4.1.3 Diseño de la investigación

Para Arias (2020): Un diseño no experimental es un diseño observacional, no se manipulan las variables de estudio ni se somete a los sujetos a estímulos o condiciones experimentales. En lugar de ello, se observa y registra el comportamiento y las características de los participantes en su entorno natural sin alterar ninguna situación.

En este proyecto de diseño de una faja transportadora para caliza, se empleará un enfoque no experimental, utilizando información y datos existentes para la elaboración de una propuesta de diseño. La investigación se centrará en la revisión de normas y estándares relacionados con el diseño de fajas transportadoras, así como en la selección de componentes y materiales adecuados para garantizar el correcto funcionamiento del sistema. No se llevarán a cabo ensayos experimentales ni pruebas de comportamiento; en su lugar, se utilizarán modelos teóricos y simulaciones para validar la propuesta de diseño.

4.2 Metodología de diseño

El método VDI 2221 es una metodología sistemática empleada en el diseño de productos y sistemas técnicos. Este enfoque se compone de siete etapas fundamentales que se deben seguir en orden secuencial para lograr un diseño efectivo. La primera etapa consiste en definir el problema a resolver y establecer los objetivos y requisitos del diseño. Luego, se realiza un análisis exhaustivo del sistema en el que se utilizará el producto diseñado, teniendo en cuenta factores ambientales, requisitos de los usuarios y posibles limitaciones técnicas.

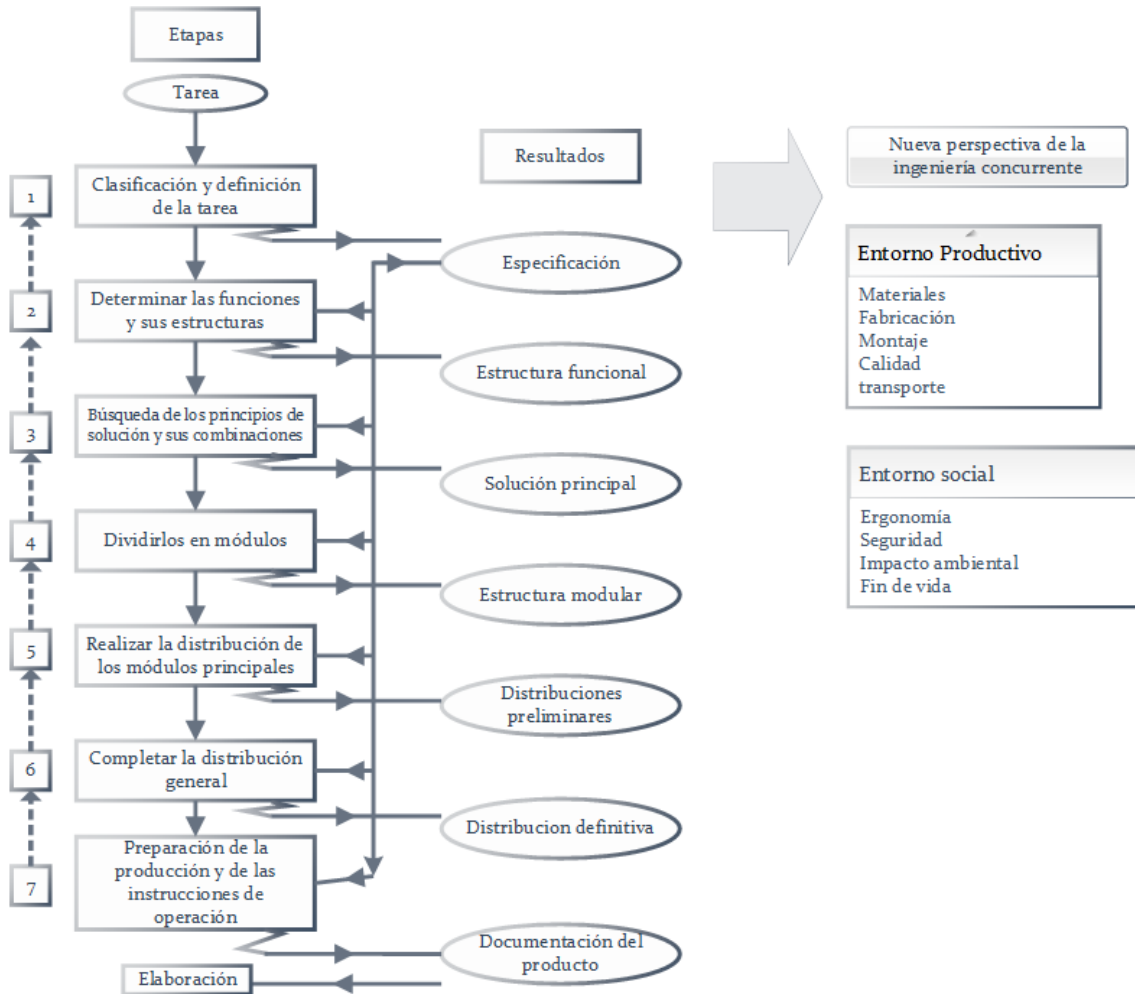
A continuación, se generan y evalúan diferentes soluciones para abordar el problema y cumplir con los objetivos y requisitos establecidos. Se selecciona la solución más adecuada, considerando factores como el costo, la facilidad de fabricación y la eficiencia. Luego, se realiza el diseño detallado de la solución elegida, incluyendo todos los aspectos técnicos y funcionales.

Una vez completado el diseño, se verifica y valida mediante pruebas y simulaciones para asegurarse de que cumple con todos los requisitos y objetivos establecidos. Finalmente, se documenta todo el proceso y se evalúa el diseño para identificar posibles mejoras y oportunidades de optimización.

La evaluación exhaustiva y la comprensión detallada del problema son fundamentales en este método, ya que permiten identificar claramente los objetivos y requisitos del diseño. Esto es importante tanto en el desarrollo de nuevos productos como en la mejora o rediseño de productos existentes, ya que permite maximizar la eficiencia y la efectividad del diseño. Además, el enfoque

sistemático de este método también ayuda a reducir los errores y a mejorar la calidad del producto final. Poder ver de manera esquemática en la **Figura 12.** :

Figura 12. Estructura de metodología VDI 2221



Fuente: Adaptado del Libro de Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo

Adecuando las fases en propuesta para el diseño de la faja transportadora podemos definir las siguientes fases.

4.2.1 Requerimientos del diseño de la faja transportadora de caliza:

Se definirán los parámetros que deben ser considerados en el diseño de la faja transportadora de caliza, tomando en cuenta la capacidad requerida y las condiciones específicas de la minera en cuestión, como el tipo de caliza, la distancia a recorrer y el entorno en el que operará la faja transportadora.

- **Estado de la tecnología en la producción de fajas transportadoras:**

Es necesario evaluar el estado actual de la tecnología utilizada en la producción de fajas transportadoras para poder tomar decisiones informadas y adecuadas en cuanto a la inclusión de elementos técnicos sofisticados o no sofisticados en el diseño, como sistemas de monitoreo y control de la faja transportadora.

- **Funciones del diseño:**

Se establecerán las funciones que debe cumplir la faja transportadora de caliza para estructurar adecuadamente el diseño, como la capacidad de transportar la cantidad de caliza necesaria de manera eficiente y segura.

- **Solución óptima:**

Se generará una matriz morfológica que permita desglosar los componentes y sistemas implicados en el diseño de la faja transportadora de caliza, con el fin de seleccionar la solución óptima que cumpla con los requisitos técnicos y de operación.

- **Generar diseños de configuración:**

Se generarán múltiples diseños para obtener una variedad de soluciones que permitan seleccionar la mejor opción para el diseño de la faja transportadora de caliza, considerando aspectos como el tipo de faja, el sistema de tensión y los sistemas de soporte y rodaje.

- **Dimensionamiento de la faja transportadora:**

Se realizarán cálculos para determinar las dimensiones y especificaciones necesarias para la faja transportadora de caliza, y se realizará el modelado en software, reconociendo los elementos críticos que deben ser optimizados, como la velocidad y la capacidad de carga.

- **Selección de componentes:**

Una vez determinadas las especificaciones de la faja transportadora de caliza, se procederá a la selección de los componentes necesarios para su construcción, como la faja, los polines y los sistemas de soporte.

- **Elaboración de planos:**

Finalmente, se elaborarán planos detallados del sistema de transporte diseñado, incluyendo los planos de montaje y los planos de fabricación de los componentes.

4.2.2 Determinación de estructura de funciones

4.2.2.1 Black box (caja negra)

La caja negra es un término comúnmente utilizado en distintos campos para describir sistemas cuyo funcionamiento interno es desconocido o no es relevante para el análisis que se está realizando. A menudo, estos sistemas son complejos y su diseño, componentes y procesos internos son difíciles de comprender o de medir directamente.

La idea de la caja negra se basa en el hecho de que, aunque no se conozcan los detalles internos de un sistema, es posible observar y medir las entradas y salidas de este. En este sentido, se consideran las señales, la energía y los materiales que entran y salen del sistema como variables de entrada y salida, y se busca entender la relación entre ellas sin conocer el proceso interno que las transforma.

Por ejemplo, la caja negra se utiliza en la ingeniería para describir sistemas complejos como aviones, automóviles, equipos electrónicos o procesos químicos, entre otros. En este contexto, la caja negra se representa gráficamente como un rectángulo con entradas y salidas, y se utiliza para modelar y simular el comportamiento del sistema sin necesidad de conocer los detalles internos.

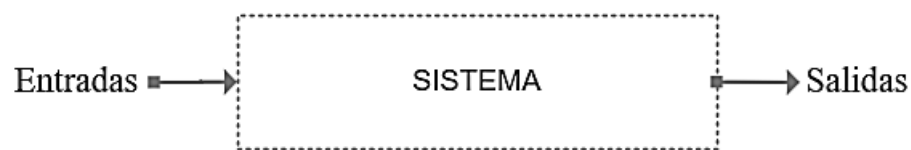


Figura 13. Caja negra

Fuente: Obtenida del libro de Metodología de Investigación Tecnológica (Espinoza, Montes Ciro 2010)

4.2.3 Matriz Morfológica

Considerada una herramienta combinada utilizada para ampliar el conocimiento de un producto terminado. Se utiliza para encontrar la solución óptima, se realiza una evaluación de las alternativas.






FUNCIÓNES	PORTADOR DE LAS FUNCIÓNES		
	ELECTRICO	MECANICO	MANUAL
1. Funcionamiento		X	X
2. Medir	X	X	
3. Colocar	X	X	
4. Doblar	X		X
5. Extraer	X		X

Figura 14. Matriz Morfológica

Fuente: Elaboración propia

4.2.4 Atributos

Según (Espinoza 2010).El procedimiento implica diversas fases. En primer lugar, se debe determinar el objeto de estudio, ya sea un producto, servicio o proceso que necesite mejorar, o bien, un problema que requiera solución. Después, se examina detalladamente el objeto de estudio para elaborar una lista de características que lo definan. Si se trata de un producto, se identifican sus componentes físicos; mientras que, en el caso de un servicio o proceso, se describen las actividades secuenciales. A continuación, se describen las funciones de cada componente o actividad, y se evalúa su importancia en el sistema. Para determinar si un elemento es esencial o secundario, se pregunta si el sistema seguiría funcionando si se elimina dicho elemento. Si la respuesta es positiva, se considera secundario; si la respuesta es negativa, se considera esencial. Finalmente, se seleccionan los atributos más importantes, que estarán compuestos por los elementos esenciales y secundarios. Se debe evaluar el valor que cada componente o actividad aporta al sistema y descartar aquellos que no son necesarios. Al enfocarse en los elementos esenciales, se puede lograr una mejora efectiva en el producto, servicio o proceso, o encontrar una solución al problema planteado.

4.2.5 Evaluación de soluciones

Para la evaluación se tendrá en cuenta la escala de valores según VDI 2225, en donde:

Tabla 5. Criterio de puntajes

Criterio	Puntaje
Muy aceptable	4
Aceptable	3
Medianamente aceptable	2
Poco	1
Aceptable insuficiente	0

Fuente: Adaptado de la VDI2225

El análisis de las alternativas de solución tanto en lo técnico como en lo económico se realizará en base a la siguiente fórmula:

$$X_i = \frac{G_1 \times P_1 + G_2 \times P_2 + \dots + G_n \times P_n}{(G_1 + G_2 + \dots + G_n) \times P_{\text{máx}}} \leq 1$$

Donde G es el peso que se le da a cada criterio de evaluación, dependiendo del grado de importancia de 1 – 5, donde 1 se refiere a nada importante y 5 a muy importante.

Evaluación según criterios técnicos y económicos de las posibles soluciones.

Tabla 6. Estructura de evaluación técnica

Nro.	Criterios de Evaluación	Solución 1		Solución 2		Solución 3		
		G	P₁	P₁G	P₂	P₂G	P₃	P₃G
1	Buen uso de la fuerza							
2	Rapidez							
3	Seguridad							
4	Contaminación							
⋮								
n								
	Puntaje total							
	Valor técnico Xi							

Fuente: Plantilla adaptada de la VDI2225

Tabla 7. Estructura de evaluación económica

Nro.	Criterios de Evaluación	Solución 1		Solución 2		Solución 3	
		G	P ₁	P ₁ G	P ₂	P ₂ G	P ₃
1	Cantidad de elementos						
2	Costo de elaboración						
3	Costo de operación						
⋮							
N							
	Puntaje total						
	Valor técnico Xi						

Fuente: Plantilla adaptada de la VDI2225

4.2.6 Diseño detallado de estructura

En primer lugar, se debe realizar una identificación detallada de las necesidades de la faja transportadora, lo que incluye tener claridad sobre la carga que deberá soportar, la distancia que deberá recorrer, la velocidad de transporte y otros factores relevantes. Luego, se debe seleccionar cuidadosamente el material adecuado para la estructura de la faja transportadora, considerando la carga que deberá soportar, el entorno en el que se utilizará y los requisitos de resistencia.

Después de tener definidos estos aspectos, se procede al diseño de la geometría de la estructura, donde se debe considerar la forma, tamaño y disposición de las piezas necesarias para garantizar la estabilidad y resistencia de la faja transportadora. Este paso incluye la definición de la ubicación de los soportes y la disposición de los refuerzos necesarios para garantizar la fortaleza y estabilidad de la estructura.

Una vez diseñada la geometría, se procede a determinar la sección transversal de la estructura. Esta etapa incluye el análisis de la forma de las piezas y su distribución, con el fin de garantizar la resistencia necesaria para soportar la carga de la faja transportadora.

Finalmente, se procede a la selección y diseño de los soportes, teniendo en cuenta la carga y la ubicación de estos en la estructura, para garantizar la estabilidad y seguridad del equipo.

Para ello se seguirá las siguientes normas

- American Institute of Steel Construction, AISC 360-10 (LRFD)
- American Society for testing Materials ASTM A-36

Programa que usar para el análisis

- El análisis será desarrollado mediante el software SAP 2000.

CAPÍTULO V : ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

5.1 Identificación de requerimientos

5.1.1 Estado de tecnología

El diseño de fajas transportadoras ha experimentado avances significativos en los últimos años, con el objetivo de mejorar la eficiencia, la durabilidad y la seguridad en diversas industrias, como la minería, la construcción, la agricultura y la logística. A continuación, se han considerado los avances más relevantes para el desarrollo de la propuesta planteada, resumido en la **Tabla 8**.

Tabla 8. Cuadro de resumen de información relevante para la investigación

Empresa	Año	Lugar	Concepto Clave
Cementera en Cantabria	2021	España	Construcción y diseño de un transportador de faja con capacidad del 500 m ³ /h de caliza en una longitud de 90 m
<p>El proyecto emplea la norma DIN y UNE tanto para el cálculo y selección de componentes del sistema de transporte, así como para la estructura. El sistema se caracteriza por presentar una pendiente de 12°, motivo por el cual se decide emplear un tensor de faja por gravedad.</p> <p>Parámetros de cálculo y resultados</p> <ul style="list-style-type: none"> – Material que transportar: Caliza – Capacidad de transporte: 1 500 m³/h – Tramo horizontal: 90 m – Tramo vertical: 12 m – Tipo de faja: Textil 100 EP 1000/3 3+1,5 Y – Diámetro de la polea: 1 000 mm – Diámetro de los polines: 89 mm – Velocidad de la faja: 2,67m/s – Potencia del motor eléctrico: 160 Kw 			

<p>Consortio Mecánica Comercial S.A.C.</p>	<p>2019</p>	<p>Perú</p>	<p>Rediseño de una faja transportadora de 30 in por 15,6 m para el traslado de material de la minera Buenaventura.</p>
<p>El proyecto emplea el estándar CEMA 550 para el análisis de la capacidad de transporte, el cálculo de los polines de carga y retorno, así como el análisis de tensiones. Mediante el método LRFD realiza los cálculos respectivos de la estructura.</p> <p>Parámetros de cálculo y resultados</p> <ul style="list-style-type: none"> - Material que transportar: Cobre - Capacidad de transporte: 50 Ton/h - Tramo horizontal: 15,6 m - Tipo de faja: Fabric 3ply de 30 in - Diámetro de los polines: 6 in - Velocidad de la faja: 600 fpm - Potencia del motor eléctrico: 15 HP 			
<p>Minera Extractor de cobre</p>	<p>2019</p>	<p>Perú</p>	<p>Implementación de una faja transportadora de 150 m para 60 tn/h de bagazo de caña de azúcar.</p>
<p>El proyecto implica el uso del estándar CEMA para el análisis de la capacidad de transporte, el cálculo de los polines de carga y retorno, así como el análisis de tensiones. Mediante el método LRFD realiza los cálculos respectivos de la estructura.</p> <p>Parámetros de cálculo y resultados</p> <ul style="list-style-type: none"> - Material que transportar: Cobre - Capacidad de transporte: 350 Ton/h - Tramo horizontal: 90 m - Tipo de faja: Con cables de acero - Diámetro de la polea motriz: 24 in 			

- Diámetro de la polea de cola: 18 in
- Velocidad de la faja: 1,71 m/s
- Potencia del motor eléctrico: 20 HP

Fuente: Elaboración Propia

5.1.2 Lista de exigencias

En base a la problemática encontrada en el transporte de material calizo desde una de las canteras hasta la planta triturado de impacto para la empresa cementera en cuestión, se ha definido una lista de deseos y exigencias que se ilustran en la **Tabla 9**.

Tabla 9. Deseos y exigencias de diseño

Lista de exigencias		Universidad continental	Pág. 1 de 2
Proyecto: Sistema de transporte por fajas		Facultad de ingeniería	Fecha: 29/05/2023
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	Autor: David Montes Torreblanca
		Área de diseño	
Función principal		Transportar mediante fajas para alimentación de caliza a una capacidad de 308 tn/h desde una de las canteras hasta la planta trituradora.	David Montes Torreblanca
Característica	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
Materiales	E	Los materiales para la fabricación deben ser fáciles de adquirir, tales como el A36 para planchas de acero y perfiles en general, con $S_u = 400 [MPa]$ y $S_y = 250 [MPa]$	David Montes Torreblanca
Comercial	E	Los materiales para la fabricación deben ser comerciales en el mercado peruano de las metalmecánicas y empresas dedicadas a la venta, fabricación y comercialización de equipos de transporte de material.	David Montes Torreblanca
Geometría	E	La geometría y disposición de los perfiles en la estructura debe ser adecuada a fin de reducir cantidad y costos, a su vez, que debe soportar la carga equivalente al sistema de transporte y al material transportado. El sistema no deberá superar los 2,50 m de ancho, 3,00 m de alto y 150 m de longitud, dadas las características del terreno.	David Montes Torreblanca
Disponibilidad	D	El sistema propuesto debe ser capaz de operar 8 horas al día, a fin de aumentar la productividad de la planta y ser un referente	David Montes Torreblanca

Lista de exigencias		Universidad continental	Pág. 1 de 2
Proyecto: Sistema de transporte por fajas		Facultad de ingeniería	Fecha: 29/05/2023
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	Autor: David Montes Torreblanca
		Área de diseño	
		para sustituir el transporte de material actualmente utilizado (camiones de carga).	
Seguridad	E	Según el Reglamento de Seguridad y Salud Ocupacional en Minería, D.S. N° 023-2017-EM el diseño debe contar con un sistema de control y protección adecuada a los trabajadores.	David Montes Torreblanca
Ergonomía	E	Es necesario considerar la altura y posición de trabajo adecuada para los operadores, así como el espacio suficiente que permita el movimiento libre y contar con controles accesibles. Para ello, se ha determinado que la caja de control se ubique a una altura entre el rango de 117,9 cm – 154,2 cm, según lo especificado en la norma DIN 33402. (Melo 2009)	David Montes Torreblanca
Montaje	E	Para garantizar una instalación eficiente y segura es necesario que el diseño permita un acceso fácil y cómodo, asimismo es preferible que esté dividido en módulos pequeños y manejables, por último, se debe asegurar que los métodos de conexión y fijación sean adecuados para garantizar la estabilidad y seguridad de la máquina.	David Montes Torreblanca
Medio Ambiente	E	Deben considerarse la incorporación de compartimentos o áreas dedicadas para la separación y recogida de residuos generados durante el funcionamiento de la faja transportadora, facilitando su posterior reciclaje o disposición adecuada, según lo establecido en la Ley General del Ambiente N° 28611.	David Montes Torreblanca
Sostenibilidad	E	Teniendo en cuenta consideraciones energéticas, es necesario emplear componentes de alta eficiencia, así como optimizar los sistemas de transmisión y control a fin de reducir el consumo eléctrico para reducir el impacto en el medio ambiente. El consumo eléctrico es aproximadamente 500 Kwh en un periodo de 8 hrs	David Montes Torreblanca

Lista de exigencias		Universidad continental	Pág. 1 de 2
Proyecto: Sistema de transporte por fajas		Facultad de ingeniería	Fecha: 29/05/2023
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	Autor: David Montes Torreblanca
		Área de diseño	
Costos	E	A fin de garantizar un sistema viable y económico es importante emplear componentes estandarizados ya que tienden a ser menos costosos en términos de fabricación y mantenimiento.	David Montes Torreblanca
Mantenimiento	E	Las partes que componen el sistema de transporte por fajas deben ser de mantenimiento fácil y económico. El costo de las actividades de mantenimiento en el sistema, deben ser menores al gasto de mantenimiento del sistema de transporte actual.	David Montes Torreblanca
Energía	E	El sistema debe operar con una tensión trifásica de 380 V, en conformidad con la distribución de tensión industrial vigente en Perú.	David Montes Torreblanca
Velocidad	E	Para materiales a granel con un tamaño homogéneo mediano de grano, los valores de la velocidad de transporte deben estar dentro del rango de 1 m/s a 3,1 m/s.	David Montes Torreblanca

Fuente: Elaboración Propia

5.2 Estructura de funciones

5.2.1 Caja negra

Constituye una herramienta ampliamente utilizada en la concepción de un diseño en particular, cuyo funcionamiento interno es desconocido o, en su defecto, no se comprende a detalle. Es decir, es un elemento donde se observan las entradas y salidas, sin conocer específicamente cómo se realiza la transformación interna; aunque se tiene una comprensión limitada sobre el proceso o componente, la caja negra resulta bastante útil para simplificar el análisis y desarrollo de sistemas complejos.

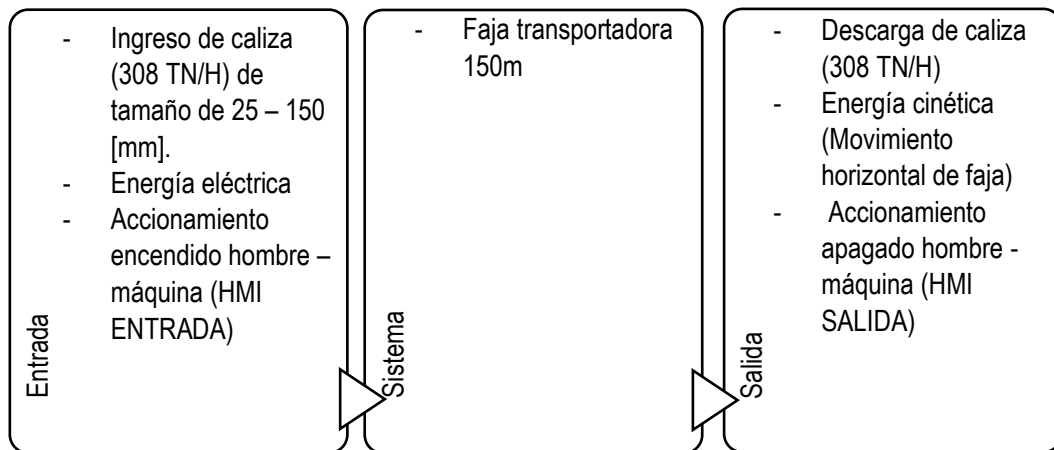


Figura 15. Caja negra

Fuente: Adaptado de Metodología de la investigación tecnológica. (Espinoza, 2010)

f. Entradas

- Materia: Ingreso de caliza (308 tn/h) de tamaño de 25 – 150 mm.
- Energía: Eléctrica
- Señal: Accionamiento encendido hombre - maquina

g. Salidas

- Materia: Descarga de material (308 tn/h)
- Energía: Cinética (movimiento)
- Señal: Accionamiento encendido hombre - maquina

5.2.2 Estructura de funciones

La estructura de funciones se refiere a la organización y distribución de las diferentes funciones y tareas que un producto o sistema debe cumplir para satisfacer las necesidades del usuario. Es una representación de cómo se descomponen las funciones principales en subfunciones más específicas y cómo se relacionan entre sí.

Tabla 10. Estructura de funciones

Función	Descripción
Derivación del material (Alimentación a la faja)	Esta función implica recibir el material de caliza desde el sistema de transporte por fajas anterior al tramo analizado, y transferirlo al área de planta trituradora.
Soporte de carga por estructura	La faja transportadora debe ser capaz de soportar el peso de la caliza y cualquier otra carga adicional que se aplique sobre ella.
Movimiento giratorio de la polea de cola	Una faja transportadora tiene una polea motriz que es la responsable de proporcionar el movimiento giratorio necesario para desplazar la faja y transportar el material sobre polines de carga, los cuales permiten transportar el material de la faja a lo largo de su recorrido.
Caja de accionamiento para encendido y apagado del motor	El transporte mediante fajas transportadoras requiere un tablero de control para el accionamiento del sistema motriz.
Generación de rotación por motor	La función de generación de rotación se relaciona con el sistema motriz (motor) que permite el movimiento giratorio de la polea de cola, a través del reductor, de modo que se asegure el desplazamiento suave y continuo del material a lo largo de la faja.
Reducción de velocidad	En ciertos puntos del sistema de transporte, como al inicio o al final de la faja, es posible que sea necesario reducir la velocidad del material para una correcta carga o descarga. Para ello, se emplean sistemas de reducción de velocidad, como cajas de engranajes o variadores de frecuencia, que permiten ajustar la velocidad de la faja según lo requiera el proceso.
Transmisión de potencia	El sistema motriz debe transmitir la potencia necesaria para mover la faja y transportar la caliza, a través de un acople.
Ajuste de tensión de la faja	Es importante contar con un sistema ajuste de tensión que permita mantener la tensión adecuada durante la operación de la faja para un transporte óptimo del material.

Fuente: Elaboración Propia

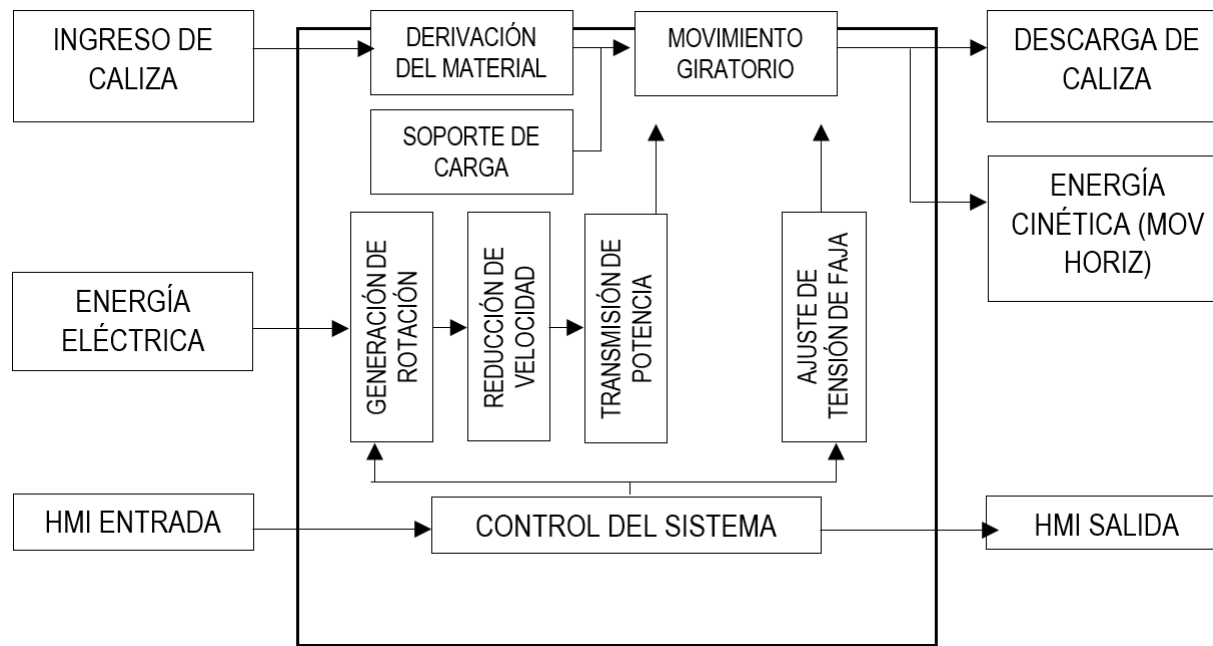











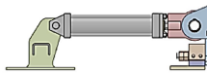
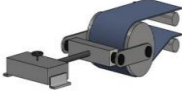

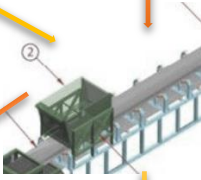




Figura 16. Caja Gris

Fuente: Adaptado de Metodología de la investigación tecnológica. (Espinoza, 2010)

En la **figura 16** se pueden apreciar las funciones que ocurren dentro del sistema, con las entradas y salidas explicadas en la caja negra (figura 15). El control del sistema se origina en la interfaz humano-máquina (HMI) de entrada, desde la cual se inicia la puesta en marcha del motor y el ajuste de la tensión de la faja. Este proceso es seguido por la incorporación de dispositivos de reducción y transmisión de potencia, que trabajan en conjunto para dar inicio al movimiento rotatorio en los elementos rodantes, culminando en un desplazamiento horizontal de la faja. Cabe destacar que este flujo operativo se complementa con la provisión constante de material a la faja y la implementación de una sólida estructura de soporte, estableciendo así las bases para el funcionamiento armonioso del sistema en su totalidad.

5.3 Matriz morfológica

Se analizó las ventajas y desventajas de cada una de las opciones y se opta por el mejor de acuerdo con los criterios estudiados en las mismas.

Funciones Parciales	Portadores de funciones		
	1	2	3
Control del sistema (señal de accionamiento)	Llave eléctrica 	Pulsadores 	Interruptor 
Generación de rotación		Motor eléctrico 	MCI 
Reducción de velocidad	Caja reductora 	Variador de frecuencia 	
Transmisión de potencia		Acople flexible 	Acople rígido 
Ajuste de tensión de la faja	Hidráulico 	Por husillo 	Por gravedad 
Derivación del material		Chute 	Tolva 
Estructura (soporte)	Soporte V 	Soporte Recto 	Soporte Y 







			
Movimiento giratorio	Polines planos 	Polines en artesa 	Polines en V 
SOLUCIONES	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3

Figura 17. Matriz morfológica

Fuente: Elaboración Propia

5.4 Conceptos de solución

5.4.1 Solución 1

En la primera solución, se propone emplear un chute para alimentar la faja transportadora con caliza proveniente de otro sistema. Un motor eléctrico pondrá en movimiento la faja mediante el uso de botones pulsadores. Se reducirá la potencia con una caja reductora, y para transmitir la potencia se utilizará un acople flexible, debido a su capacidad de absorber vibraciones. Para mantener la tensión adecuada en la faja, se empleará un tensor por husillo. La disposición de la faja transportadora será en V, dadas las características del material, así como la capacidad de diseño. La estructura del sistema de transporte se diseñará con soportes en V.

5.4.2 Solución 2

La segunda solución propone emplear un chute para alimentar la faja transportadora con caliza proveniente de otro sistema. Un motor eléctrico pondrá en movimiento la faja mediante el uso de botones pulsadores. Se reducirá la potencia con una caja reductora, y para transmitir la potencia se utilizará un acople flexible, debido a su capacidad de absorber vibraciones. Para mantener la tensión adecuada en la faja, se empleará un tensor hidráulico. La disposición de la faja transportadora será con polines en artesa. La estructura del sistema de transporte se diseñará con soportes rectos.

5.4.3 Solución 3

En la tercera solución, se propone una configuración donde será empleada una tolva para alimentar la faja transportadora con caliza. Un motor eléctrico pondrá en movimiento la faja mediante el uso de botones pulsadores. Se reducirá la potencia con un variador de frecuencia, y para transmitir se empleará un acople rígido. Para mantener la tensión adecuada en la faja, se

empleará un tensor accionado por gravedad. La disposición de la faja transportadora será plana y la estructura del sistema de transporte se diseñará con soportes en Y.

5.5 Evaluación de soluciones

Las soluciones serán analizadas considerando tanto los elementos técnicos como los factores económicos establecidos en el apartado 4.2.5, aprovechando la valiosa experiencia acumulada durante la trayectoria profesional. Es esencial subrayar que el criterio empleado se basa en un enfoque imparcial y analítico. Aquí se examinan minuciosamente los beneficios y desventajas de cada alternativa, tomando en cuenta los logros históricos y las prácticas más exitosas del sector. Este enfoque nos faculta para tomar decisiones informadas y pertinentes, beneficiando la solución de problemas y el perfeccionamiento continuo de los procesos en la empresa.

La evaluación de las alternativas de solución, tanto en términos técnicos como económicos, se llevará a cabo empleando la siguiente fórmula ponderada:

$$X_i = \frac{G_1 \times P_1 + G_2 \times P_2 + \dots + G_n \times P_n}{(G_1 + G_2 + \dots + G_n) \times P_{\text{máx}}} \leq 1$$

En esta expresión, cada criterio de evaluación se valora con un peso G que refleja su grado de importancia, asignado en una escala del 1 al 5, donde 1 representa una importancia mínima y 5 indica una importancia máxima. El análisis se basa en la comparación de soluciones potenciales, considerando tanto factores técnicos como económicos, a través de esta fórmula ponderada.

1: Nada importante

2: Poco importante

3: Moderadamente importante

4: Importante

5: Muy importante

5.5.1 Evaluación técnica

Tabla 11. Evaluación técnica

Nro.	Criterios de evaluación	G	Solución 1		Solución 2		Solución 3	
			P1	P1XG	P2	P2XG	P3	P3XG
1	Productividad	5	4	20	4	20	2	10
2	Rapidez	4	4	16	4	16	2	8
3	Seguridad	5	3	15	4	20	3	15
4	Rigidez	4	4	16	4	16	3	12
5	Estabilidad	4	4	16	4	16	3	12

6	Transmisión de movimiento	4	3	12	4	16	3	12
7	Complejidad	3	2	6	2	6	1	3
8	Automatización	3	2	6	2	6	2	6
9	Fabricación	3	2	6	3	9	1	3
10	Montaje	3	3	9	3	9	1	3
11	Diseño	3	3	9	3	9	2	6
12	Ergonomía	4	3	12	3	12	3	12
13	Contaminación	5	3	15	3	15	3	15
Puntaje total		50	40	158	43	170	29	117
Valor técnico Xi				0,79		0,85		0,59

Fuente: Adaptado de Metodología de la investigación tecnológica. (Espinoza, 2010)

En la **Tabla 11** se presentan los resultados de la evaluación técnica, donde se han tabulado 13 criterios. Se observa que la solución 2 obtuvo el valor técnico más alto, alcanzando un puntaje de 0,85, lo que indica su mayor rendimiento en comparación con las otras alternativas. Por otro lado, la solución 3 obtuvo un valor técnico menor (0,59), mientras que la alternativa 1 registró un puntaje técnico de 0,79, ubicándose en segundo lugar en términos de desempeño técnico.

5.5.2 Evaluación económica

Tabla 12. Evaluación económica

Nro.	Criterios de evaluación	G	Solución 1		Solución 2		Solución 3	
			P1	P1XG	P2	P2XG	P3	P3XG
1	Número de piezas	5	3	12	3	12	2	3
2	Eficiencia	5	2	8	3	12	2	2
3	Seguridad	4	3	12	3	12	2	3
4	Complejidad	4	2	8	2	8	1	2
5	Montaje	4	3	9	3	9	2	3
6	Transporte	4	3	9	4	12	3	3
7	Fabricación	4	3	9	3	9	2	3
8	Mantenimiento	3	2	6	3	9	2	2
9	Puesta en marcha	3	3	9	3	9	2	3
10	Estabilidad	3	3	6	3	6	2	3
Puntaje total		34	36	88	39	98	28	65
Valor técnico Xi				0,67		0,74		0,49

Fuente: Adaptado de Metodología de la investigación tecnológica. (Espinoza, 2010)

En la **Tabla 12** se muestran los resultados de la evaluación económica, donde se han tabulado 10 criterios. Se destaca que la solución 2 obtuvo el mayor valor técnico con un puntaje de 0,74, lo que la convierte en la opción más atractiva. Por otro lado, la solución 3 obtuvo un valor técnico menor de 0,49, mientras que la alternativa 1 registró un puntaje técnico de 0,67.

5.5.3 Diagrama de evaluación técnico – económico según la norma VDI 2225

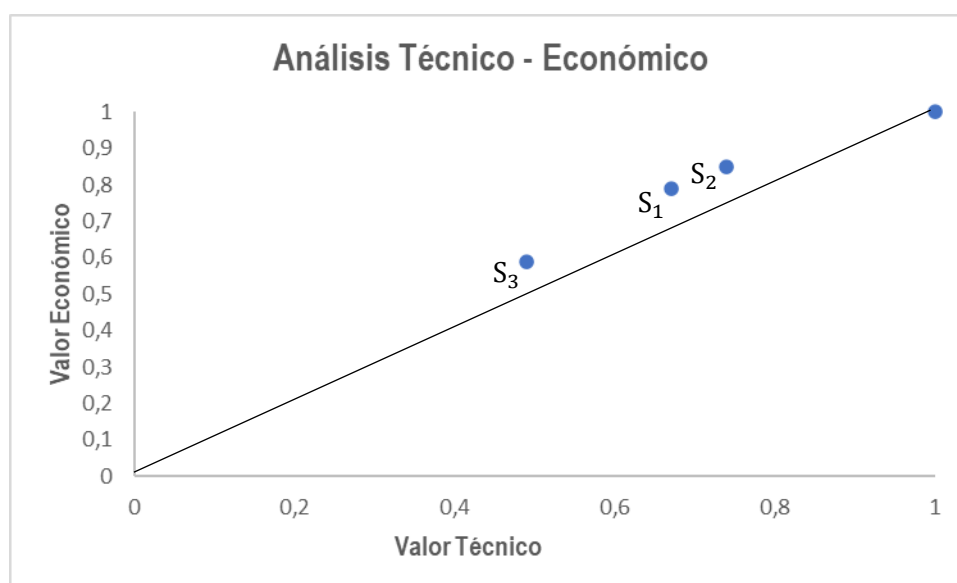


Figura 18. Resultado análisis técnico y económico

Fuente: Adaptado de Metodología de la investigación tecnológica. (Espinoza, 2010)

De la **figura 18**, con base en los resultados anteriores, se puede concluir que la solución 2 presenta los mejores resultados tanto en términos técnicos como económicos, con un resultado técnico de 0,85 y un resultado económico de 0,74. La solución 1 también muestra buenos resultados, con un resultado técnico de 0,79 y un resultado económico de 0,67. Por otro lado, la solución 3 obtuvo los resultados más bajos, con un resultado técnico de 0,59 y un resultado económico de 0,49. Esto indica que la solución 2 es la más favorable en términos de eficacia técnica y rentabilidad económica.

5.6 Desarrollo de la propuesta

5.6.1 Especificaciones de diseño

Se ha definido en la **tabla 10** que el transporte de caliza se rige bajo una lista de exigencias y deseos, en los que debe primar la optimización geométrica, mantenibilidad, resistencia, etc., a fin de ofrecer un equipo confiable, eficiente y seguro. Para ello, se han planteado las siguientes especificaciones técnicas, referidas a la capacidad de transporte y longitud del tramo donde será instalado el equipo de transporte por fajas.

Capacidad de transporte	: 308 tn/h
Longitud del tramo	: 150 m
Material para transportar	: Caliza
Tiempo de servicio	: 8 h/d
Temperatura de operación	: Ambiente

En relación con el tiempo de servicio, se ha determinado que, debido a la ampliación de la planta cementera, éste se calculará en función de los turnos requeridos para llevar a cabo las actividades de expansión.

5.6.2 Normativa referente al diseño de fajas transportadoras

- DIN 22101: Establece criterios técnicos y fórmulas para calcular y dimensionar correctamente las fajas transportadoras, asegurando su rendimiento eficiente y seguro en diversas aplicaciones industriales de manejo de materiales a granel. Es ampliamente utilizada en la ingeniería de transportadores y está reconocida internacionalmente por su enfoque detallado en el diseño y cálculo de estas máquinas.
- UNE 58204: Es una norma española que establece los criterios para fajas transportadoras provistas de polines portante, así como el cálculo de la potencia disponible y esfuerzos a tracción.
- CEMA: Se centra en proporcionar estándares y guías para el diseño, construcción y operación de fajas transportadoras. Sus normas también incluyen recomendaciones para la selección de componentes y prácticas seguras de operación.

5.6.2.1 Características del terreno

El terreno considerado para realizar el diseño presenta una trayectoria ligeramente accidentada, desde el punto de carga del material (cantera “A”) hasta el punto de descarga (planta

trituradora de impacto), con una distancia total de aproximadamente 1.50 km. Para este estudio, se ha optado por considerar únicamente el diseño de la faja transportadora para el tramo cercano a dicha planta.

Este tramo ha sido seleccionado debido a su viabilidad en términos de levantamiento de medidas y, particularmente, porque es horizontal, abarcando una longitud de 150.00 m. Esta condición facilita la selección y diseño de los componentes del sistema, como las poleas, los polines de soporte, el sistema motriz y la estructura.

A continuación, se ilustra en la **Figura 19** el tramo horizontal considerado para el diseño de la faja transportadora:

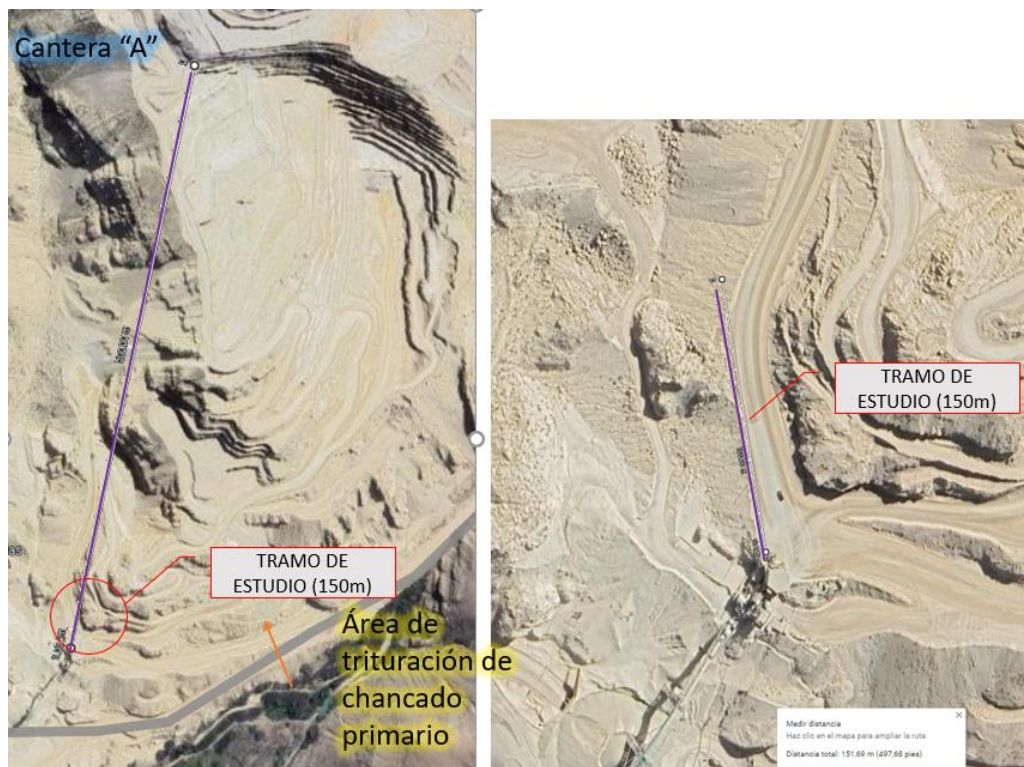


Figura 19. Vista de planta del tramo de transporte

Fuente: Google Maps

A grandes rasgos, el clima donde se encuentra ubicada la empresa cementera, se caracteriza por ser desértico y seco, debido a su ubicación en una región árida, presentando las siguientes particularidades:

- Escasa precipitación: Las precipitaciones son escasas y se concentran principalmente en los meses de verano (de diciembre a marzo), aunque la cantidad de lluvia es generalmente baja.
- Temperaturas moderadas: Durante el día, las temperaturas pueden ser calurosas, especialmente en los meses de verano, con máximas que pueden superar los 30°C.

Durante la noche, las temperaturas suelen descender, pero siguen siendo relativamente bajas.

- Baja humedad: La zona es conocida por su aridez y falta de humedad en el ambiente.
- Cielo despejado: En general, se observa un cielo despejado y soleado en la mayor parte del año, esto se debe a las condiciones desérticas y la falta de nubes.

5.6.2.2 Caracterización del material

El principal concepto que fundamenta el cálculo y diseño de un equipo de transporte es el material para transportar. A continuación, se muestra las principales características del material calizo de acuerdo con López Roa, citado en Arroyo (2021).

Material a transportar	: Caliza triturada
Tamaño del material	: 25 – 150 mm
Densidad	: 1,36 – 1,44 TN/m ³
Ángulo de reposo	: 38 °
Ángulo de inclinación	: 18 °
Abrasividad	: B
Corrosividad	: A

Con respecto al peso específico, se tomará el promedio:

$$\rho = \frac{1,36 + 1,44}{2} = 1,40$$

$$\rho = 1,40 \frac{TN}{m^3}$$

Asimismo, es importante considerar el ángulo de sobrecarga, el cual se refiere al ángulo máximo en el cual un material a granel puede ser depositado o apilado sin deslizarse o colapsar. Es el ángulo crítico en el cual la fricción interna del material es igual a la fuerza de gravedad que actúa sobre él. Cuando se supera el ángulo de sobrecarga, el material comienza a deslizarse o colapsar debido a la falta de cohesión entre las partículas o al efecto de la gravedad.

Este ángulo puede variar según las propiedades del material, como su tamaño, forma, rugosidad, humedad, cohesión y fluidez.

Tabla 13. Ángulos de reposo y de sobrecarga de los materiales

Material	Fluidez	α (°)	θ (°)
Dimensión uniforme, partículas redondas muy pequeñas, muy húmedas o muy secas. (Cemento, hormigón, etc.)	Muy elevada	0 - 19	5
Partículas redondeadas muy secas y lisas, con peso medio. (Cereales, trigo, etc.)	Elevada	20 - 29	10
Material irregular, granular en tamaño de peso medio. (Grava, carbón de antracita, etc.)	Media	30 - 34	20
Materiales típicos comunes. (Carbón bituminoso, piedra caliza, etc.)	Media	35 - 39	25
Material irregular, viscoso, fibroso que tiende a entrelazarse. (Madera, arena, etc.)	Baja	40 y más	30

Fuente: Obtenido de Martínez (2018) citado en (Arroyo Gutiérrez 2020)

A continuación, en la **Figura 20** se presentará visualmente la disparidad entre el ángulo de reposo y el ángulo de sobrecarga en el contexto de materiales a granel.

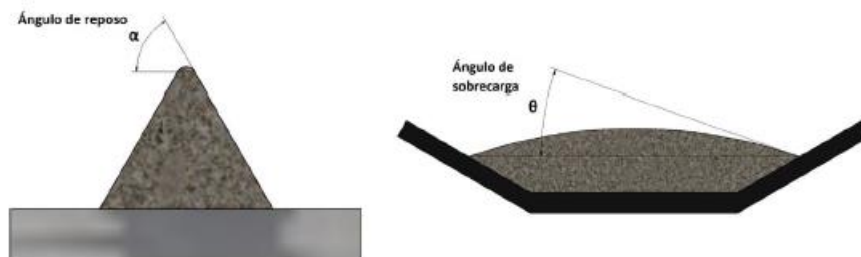


Figura 20. Ángulo de reposo y sobrecarga de los materiales a granel

Fuente: Obtenido de (Arroyo Gutiérrez 2020)

De acuerdo con la **tabla 13**, se considera el ángulo de sobrecarga de la caliza igual a 25 °.

5.6.3 Velocidad de transporte

Al especificar las propiedades del material que se va a transportar, es posible determinar la velocidad más adecuada de funcionamiento de las fajas transportadoras, con el fin de prevenir derrames y el deterioro prematuro de las fajas. Es crucial tener en cuenta que la velocidad de trabajo debe ser lo más alta posible sin comprometer la seguridad, ya que una velocidad reducida disminuiría el tiempo de transporte y, por ende, los tiempos de producción. Además, es esencial considerar las propiedades del material, ya que estas serán determinantes en la selección de la velocidad adecuada.

Tabla 14. Velocidades máximas admisibles

Velocidades y Anchos de Banda		
Material a Transportar	Ancho de Banda, B (mm)	Velocidad de la Banda, v (m/s)
	500	2,62
Granos y otros materiales que fluyen bien y no son abrasivos.	650 y 800	3,35
	1 000 y 1 200	4,19
	1 400 a 2 400	5,24
Carbón, arcilla compactada, minerales blandos y tierras, piedras trituradas de pequeño tamaño.	500	2,09
	650 y 800	3,35
	1 000 y 1 200	4,19
	1 400 a 2 400	5,24
Minerales con aristas vivas, duros y pesados, piedras trituradas de pequeño tamaño.	500	1,68
	650 y 800	2,09
	1 000 a 2 400	3,35
Arena de fundición preparada y apelmazada.	Cualquier ancho	1,05 – 1,68
Materiales no abrasivos, productos de origen vegetal, fertilizantes.	Cualquier ancho	1,31 – 2,09
Bandas extractoras, planas o en artesa, con materiales finos no abrasivos o medianamente abrasivos.	Cualquier ancho	0,3 – 0,6

Fuente: López (2002) citado en Arroyo (2021)

Asimismo, considerando los valores normalizados de velocidad de las fajas transportadoras de acuerdo con la norma DIN 22101, se determina una velocidad máxima de operación igual a

3.35 m/s. Por cuestiones de seguridad, se elige una velocidad de 1.50 m/s, debido al tamaño máximo de partículas.

5.6.4 Capacidad de transporte

Se determina en función de la sección de la faja transportadora y la velocidad establecida en el apartado anterior. Es importante considerar tres conceptos relacionados con la capacidad de transporte:

- Capacidad requerida: Es la cantidad de material que se necesita transportar en un determinado período de tiempo para satisfacer los requerimientos del proceso o del sistema. Se expresa en unidades de masa (tn/h).
- Capacidad máxima de transporte: Es la máxima cantidad de material que un equipo de transporte o un sistema puede transportar en un período de tiempo determinado. Esta capacidad está determinada por las limitaciones físicas del equipo, como la velocidad de transporte y el ancho de la faja. Se expresa en las mismas unidades que la capacidad requerida.
- Capacidad volumétrica: Se refiere a la cantidad de material que se puede transportar en función del volumen que ocupa. Esta capacidad se determina considerando el volumen total disponible en el equipo de transporte, como el volumen de una tolva, un camión o un contenedor. Se expresa en unidades de volumen, como metros cúbicos por segundo.

Es importante tener en cuenta que, en el diseño de los sistemas de carga, la geometría y la posición deben permitir que el material ocupe la mayor parte posible del ancho de la faja transportadora. Además, es importante que el eje de los sistemas alimentadores esté alineado con el eje de la faja para lograr una carga centrada.

Estas consideraciones son fundamentales para asegurar un transporte eficiente y seguro del material. Al utilizar la mayor extensión disponible a lo ancho de la faja, se optimiza al máximo su capacidad de transporte, posibilitando un flujo ininterrumpido y sin bloqueos. Asimismo, al tener una carga centrada, se evitan desequilibrios y desplazamientos que podrían ocasionar daños en la faja o en el equipo de transporte.

El diseño adecuado de la geometría y posición de los sistemas de carga también contribuye a minimizar el derrame de material, reducir la posibilidad de atascos y facilitar las labores de mantenimiento y limpieza. En general, al optimizar estos aspectos, se logra una operación más eficiente, una mayor vida útil del equipo y una reducción de los costos de mantenimiento.

Por otro lado, la longitud entre los polines deber ser adecuada para mantener la tensión de la faja y minimizar sus vibraciones, que podrían causar derrames.

Dentro de las especificaciones técnicas se determinó que la capacidad requerida es de 308 tn/h, considerando que el peso específico del material es 1.40 tn/m³, la capacidad volumétrica será:

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (V.1)$$

Donde:

$Q_v \left(\frac{m^3}{h} \right)$: Capacidad volumétrica

$Q_m \left(\frac{Tn}{h} \right)$: Capacidad requerida

$\rho \left(\frac{Tn}{m^3} \right)$: Densidad del material

$$Q_v = \frac{308}{1.4} = 220 \frac{m^3}{h}$$

Reemplazando valores, el caudal volumétrico resulta 220 m³/h.

5.6.5 Área transversal del material

A fin de hallar la capacidad transportada, antes debe determinarse el área transversal del material. Este parámetro mide la superficie de material en metros cuadrados normal al eje de la faja.

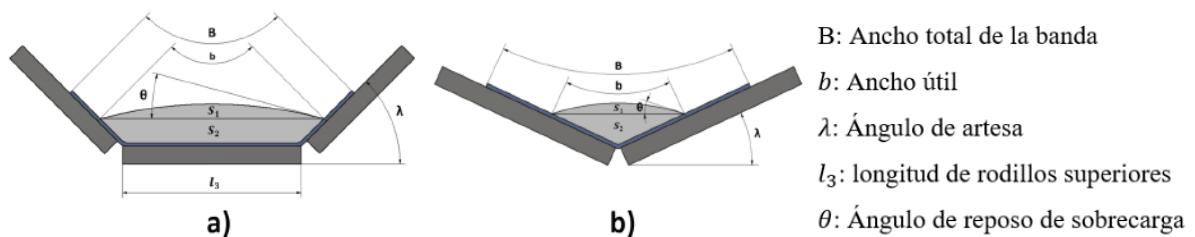


Figura 21. Áreas transversales de material en diferentes posiciones de polines: a) en artesa y b) en V

Fuente: Obtenido de (Arroyo Gutiérrez 2020)

El área transversal de la faja transportadora corresponde a la suma de las áreas S_a y S_b.

$$S = S_a + S_b \quad (V.2)$$

Donde:

$S (m^2)$: Área efectiva de la faja transportadora

$S_a (m^2)$: Área parcial “a” (segmento circular)

$S_b (m^2)$: Área parcial “b” (trapecio)

Las normas DIN2210 refiere la siguiente expresión para el cálculo de las áreas parciales:

$$S_a = [l_3 + (b - l_3) \times \cos \lambda]^2 \times \tan \frac{\alpha}{4} \quad (V.3)$$

Donde:

$l_3 (m)$: Longitud de los polines soporte

$b (m)$: Ancho de faja útil

Cuando $B \leq 2 (m)$:

$$b = 0,9 \times B - 0,05 \quad (V.4)$$

Cuando $B > 2 (m)$:

$$b = B - 0,25 \quad (V.5)$$

$\lambda (^\circ)$: Ángulo de artesa

$\alpha (^\circ)$: Ángulo de reposo

Por otro lado, para hallar el área de la sección trapezoidal, se emplea la siguiente expresión:

$$S_b = \left[l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \times \cos \lambda \right] \times \left[\frac{b - l_3}{2} \times \sin \lambda \right] \quad (V.6)$$

Donde:

$l_3 (m)$: Longitud de los rodillos soporte

$b (m)$: Ancho de banda útil

$\lambda (^\circ)$: Ángulo de artesa

5.6.6 Capacidad transportada

La mencionada, es aquella que depende del área transversal del material, de la velocidad de la faja transportadora y de un factor de seguridad, que se define en función de la inclinación de la faja. De acuerdo con la norma UNE 58204, la capacidad transportada se calcula empleando la siguiente fórmula:

$$Q_v = S \times v \times k \quad (V.7)$$

Donde:

$S (m^2)$: Área transversal del material

- $v \left(\frac{m}{s} \right)$: Velocidad de la faja
 k : Factor de inclinación

Cabe destacar que Q_v se refiere al caudal volumétrico del material.

Existen varias formas de determinar el factor de fricción en función de la granulometría del material según lo especifica la norma UNE 58204, sin embargo, la DIN 22101, ofrece ciertos valores estandarizados a diferentes grados de inclinación de la faja transportadora, tal como se observa en **Tabla 15**.

Tabla 15. Factor de reducción del caudal en función de la inclinación

		Factor de Inclinación, k								
Inclinación (°)	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
k	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81

Fuente: Obtenido de (Arroyo Gutiérrez 2020)

Considerando que la instalación es netamente horizontal en el tramo seleccionado a diseñar, el factor de inclinación será igual a 1.

En cuanto al caudal másico transportado, se define mediante la expresión matemática:

$$Q_m = Q_v \times \rho \quad (V.8)$$

Donde:

- $Q_v \left(\frac{m^3}{h} \right)$: Caudal volumétrico transportado
 $\rho \left(\frac{Tn}{m^3} \right)$: Densidad del material transportado

Teniendo en cuenta los requerimientos especificados en la lista de exigencias y deseos del cliente, que establecen la necesidad de que el sistema pueda transportar 308 tn/h de caliza en un tramo horizontal de 150.00 m, se han tabulado los valores respectivos del área transversal y caudal transportado, según lo indicado en la norma DIN 22101.

5.6.7 Ancho de faja

Este parámetro está influenciado directamente por el material transportado. Para una misma capacidad de carga, podría emplearse una faja estrecha; sin embargo, al transportar un tamaño de grano mayor, sería necesario contar con una faja de mayores dimensiones. En busca de elegir adecuadamente la faja transportadora, se han descrito los parámetros iniciales de selección:

Caudal másico requerido	: $Q'_m = 308 \text{ Tn/h}$
Velocidad de la faja	: $v = 1,5 \text{ m/s}$
Densidad del material	: $\rho = 1,4 \text{ Tn/m}^3$
Ángulo de artesa	: $\lambda = 30^\circ$
Ángulo de reposo	: $\alpha = 38^\circ$
Factor de inclinación	: $k = 1$

Teniendo en cuenta la longitud de los polines portantes según la norma UNE 58232:

Tabla 16. Longitud de polines portantes según el ancho de faja

Longitud de los Rodillos Portantes							
Ancho de banda, B (mm)	400	500	650	800	1000	1200	1400
Longitud de rodillo, l_3 (mm)	160	200	250	315	380	465	530

Fuente: Obtenido de (Arroyo Gutiérrez 2020)

De esta forma, empleando las ecuaciones (V.2), (V.7) y (V.8) se obtienen los siguientes valores:

Tabla 17. Selección del ancho de faja según la norma DIN 22101

N	B (m)	L₃ (m)	S (m²)	Q_m (tn/h)	Q_m (tn/h) *	a (%)
1	0,40	0,16	0,0248	187,5	319,1	58,77
2	0,50	0,2	0,0415	313,7	499,0	62,88
3	0,65	0,25	0,0748	565,5	845,2	66,91
4	0,80	0,315	0,1173	886,8	1279,2	69,33
5	1,00	0,38	0,1896	1433,3	2001,2	71,63

Nota: El segundo valor del caudal másico se refiere si se considera que el ancho útil es igual al ancho de faja, es decir, $b = B$

De esta forma, se puede apreciar en la tabla que una faja transportadora de 500.00 mm de ancho es suficiente para cumplir con los requerimientos de carga 308 tn/h.

En la selección el ancho de faja se han considerado los siguientes aspectos:

- Costo: Debe seleccionarse el mínimo valor de ancho posible.

- Capacidad de transporte: Debe cumplir con los requerimientos de transporte definidos en la lista de exigencias y deseos del cliente.
- Porcentaje de llenado (a): No debe exceder el 90%, así se evitarán posibles derrames de material.

Adicionalmente, se ha establecido que el ancho de faja debe ser mayor o igual al triple de la dimensión del tamaño de grano más grande del material a transportar, tal como se expresa en la siguiente fórmula:

$$B \geq 3 \times t_{m\acute{a}x} \quad (V.9)$$

Donde:

B (mm) : Ancho de faja

$t_{m\acute{a}x}$ (mm) : Tamaño máximo de la partícula, 150 mm

De esta forma se obtiene que:

$$B = 500 \text{ mm} \geq 3 \times 150 \text{ mm} = 450 \text{ mm}$$

Por cuestiones de seguridad, considerando futuras ampliaciones del doble de capacidad, se seleccionará una faja de 800.00 mm de ancho.

5.6.8 Selección de la faja

Según la norma DIN 22102 los tejidos normalizados en fajas transportadoras son: Algodón (B), Aramida (D), Fibra de vidrio (G), Rayón (Z), Poliéster (E), Poliamida (P) y Cables de acero (ST). Para el caso de estudio se va a emplear una faja de poliéster y poliamida, debido a la capacidad de diseño de 308 tn/h y a la distancia que debe recorrer el material, de 150 m.

Por otro lado, debe dimensionarse el recubrimiento tanto en la zona superior como inferior de la faja transportadora, debido al contacto con el material que puede acortar significativamente su vida útil. De este modo, se va a considerar utilizar un recubrimiento del tipo Y con una carga de rotura de 25 N/mm² y un alargamiento en rotura de 400 %.

Se emplea la siguiente ecuación para el cálculo del espesor de recubrimiento, tanto superior como inferior.

$$t_R = \frac{L_T}{v} \quad (V.10)$$

Donde:

L_T (m) : Longitud de la banda (entre poleas)

v (m/s) : Velocidad de la banda

Considerando que la longitud entre poleas de la faja es de 150 m y la velocidad de la faja anteriormente definida de 1.50 m/s, el tiempo de recorrido será de 100 segundos o lo equivalente a 1 minuto con 40 segundos.

Tabla 18. Espesor de recubrimiento superior en función del material y su tiempo de recorrido

Espesor de Recubrimiento Superior										
Grado de Abrasividad	A			B			C			
Tamaño máximo de grano (mm)	0 - 50	50 - 150	> 150	0 - 50	50 - 150	> 150	0 - 50	50 - 150	> 150	
Tiempo de recorrido (min)	< 0,2	5 - 6	6 - 8	8 - 10	3 - 5	5 - 6	6 - 8	2 - 3	3 - 4	4 - 6
	0,2 - 0,4	4 - 5	5 - 6	6 - 8	3 - 4,5	> 5	> 6	2 - 2,5	2,5 - 4	4 - 5
	0,4 - 1	4 - 5	> 6	> 8	3 - 4	4 - 5	5 - 6	2 - 2,5	2,5 - 3,5	3,5 - 4
	1 - 5	3 - 5	5 - 6	7 - 8	3 - 5	4 - 5	5 - 6	2 - 2,5	2,5 - 3,5	3,5 - 4
	> 5	3 - 5	5 - 6	7 - 8	3 - 5	4 - 5	5 - 6	2 - 2,5	2,5 - 3,5	3,5 - 4

Fuente: Adaptado de Arroyo Gutiérrez (2020)

En la **Tabla 18** se muestra el espesor adecuado para el transporte de material con un grado de abrasividad B, un tamaño de grano inferior a 150 mm y con un tiempo de recorrido de 1 1/3 minuto. Por tanto, el espesor superior de la faja es de 4 – 5 mm. Se determina un espesor de 5 mm, ya que existen granos de un tamaño igual a 150 mm.

En cuanto al espesor inferior de la faja transportadora se ha determinado una relación entre el espesor del recubrimiento inferior con respecto al espesor del recubrimiento inferior, tal como se ilustra en la **Tabla 19**.

Tabla 19. Espesor del recubrimiento inferior de la faja transportadora

Espesor Superior (mm)	Espesor Inferior (mm)
2 - 3	1,5
4 - 5	2
6	1,5 - 3
8 - 10	2 - 3

Fuente: Adaptado de Arroyo Gutiérrez (2020)

De esta forma, se obtiene que el recubrimiento inferior será de 2 mm.

5.6.9 Número de capas de la carcasa

Considerando que las fajas transportadoras textiles están formadas de un conjunto de capas que le otorgan la resistencia adecuada para soportar los esfuerzos sobre ella. A mayor número de capas, la faja presenta mayor resistencia. Por tanto, el número de capas se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$z = \frac{\sigma_1 \cdot T_{m\acute{a}x}}{B \cdot N} \quad (V.11)$$

Donde:

- z : Número de capas de la carcasa
- σ_1 : Coeficiente de seguridad para bandas textiles
- $T_{m\acute{a}x}$ (N) : Tensión máxima en la banda
- B (mm) : Ancho de banda
- N (N/mm) : Carga de rotura de la banda

De acuerdo con el estándar DIN 22101 el coeficiente de seguridad para fajas textiles es de 11 para un número de capas de 3 – 5, a fin de disminuir su coste y peso.

Con estos parámetros se determina que los tipos de faja posibles para el sistema son:

Tabla 20. Tipos de fajas posibles organizadas en función del número de capas

Número de capas = 3	Número de capas = 4	Número de capas = 5
800 EP 250/3 5 + 2 Y	800 EP 250/4 5 + 2 Y	800 EP 250/5 5 + 2 Y
800 EP 400/3 5 + 2 Y	800 EP 400/4 5 + 2 Y	800 EP 400/5 5 + 2 Y
800 EP 500/3 5 + 2 Y	800 EP 500/4 5 + 2 Y	800 EP 500/5 5 + 2 Y
800 EP 630/3 5 + 2 Y	800 EP 630/4 5 + 2 Y	800 EP 630/5 5 + 2 Y
800 EP 800/3 5 + 2 Y	800 EP 800/4 5 + 2 Y	800 EP 800/5 5 + 2 Y
800 EP 1000/3 5 + 2 Y	800 EP 1000/4 5 + 2 Y	800 EP 1000/5 5 + 2 Y
800 EP 1250/3 5 + 2 Y	800 EP 1250/4 5 + 2 Y	800 EP 1250/5 5 + 2 Y
800 EP 1500/3 5 + 2 Y	800 EP 1500/4 5 + 2 Y	800 EP 1500/5 5 + 2 Y
800 EP 2000/3 5 + 2 Y	800 EP 2000/4 5 + 2 Y	800 EP 2000/5 5 + 2 Y

Fuente: Elaboración Propia

Teniendo este valor conocido demostrado en la tabla, se calcula la resistencia al movimiento y se realiza el análisis de tensiones con cada una de ellas para determinar el tipo de faja correcta.

Debe tenerse en cuenta también, que otros parámetros importantes influyen en la elección del tipo de faja, tales como el peso y el costo de estas.

Es necesario realizar un análisis de comprobación mínima a la tracción en las fajas. Para ello, tomando una de las posibilidades en la tabla 18, se ha considerado una faja con un ancho de 800 mm, resistencia a la rotura de 400 N/mm y peso por longitud de 15,12 kg/m.

La resistencia máxima de la faja se caracteriza mediante la siguiente fórmula:

$$N' = \frac{\sigma T_{m\acute{a}x}}{B} \quad (V.12)$$

Donde:

N' (N/mm)	: Carga de rotura de la banda
σ	: Coeficiente de seguridad de rotura
$T_{m\acute{a}x}$ (N)	: Tensión máxima en la banda
B (mm)	: Ancho de la banda

Teniendo en cuenta que el coeficiente de seguridad para fajas textiles (10) se calcula la carga de rotura de la faja en régimen transitorio.

Si la tensión máxima en el arranque es:

$$T_{1A} = 30\,518,76 \text{ N}$$

La carga de rotura de la faja será:

$$N' = 381,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Seleccionando el tipo de faja 800 EP 400/3 5 + 2 Y con una carga teórica de rotura igual a 400 N/mm, se puede apreciar que cumple satisfactoriamente.

5.6.10 Resistencias al movimiento de la faja

A fin de lograr un buen funcionamiento de la faja transportadora, esta debe superar una serie de resistencias. Las cuales se refieren a los rozamientos y a la gravedad (en el caso de sistemas de transportes con inclinación). Para el cálculo de las resistencias se empleará el estándar UNE 58204.

h. Masa de polines por unidad de longitud

$$q_R = \frac{m_R}{a} \quad (\text{V.13})$$

Donde:

q_R (kg/m)	: Masa de las partes giratorias de los rodillos por unidad de longitud
m_R (kg)	: Masa de las partes giratorias de los rodillos
a (m)	: Distancia entre estaciones de rodillos

En el caso de los polines superiores, si tenemos en cuenta que la masa de las partes en movimiento es de 26.70 kg, según se indica en el catálogo, y la distancia entre estaciones de polines es de 1.20 m, se puede calcular que la masa de los polines por cada metro de longitud es de 22.25 kg/m. En relación con los polines inferiores, la masa de los polines indicada en el catálogo es de 22.60 kg, y dado que la distancia entre estaciones de polines inferiores es de 3 m, se deduce que la masa de los polines por cada metro de longitud es de 7.53 kg/m.

i. Masa de la faja por unidad de longitud

Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q_B = B \times (1,2 e + Plz) \quad (\text{V.14})$$

Donde:

B (m)	: Ancho de la banda
e (mm)	: Espesor total de los recubrimientos
Pl (kg/m ²)	: Peso de cada capa de tejido
z	: Número de capas de tejido

Con un ancho de faja igual a 800 mm, el espesor total de los recubrimientos es de 7 mm en total, según el catálogo el peso de cada capa de tejido es de 3,5 kg/m² y con un número de capas igual a 3, la masa de la faja por unidad de longitud será 15,12 kg/m.

j. Masa de material por unidad de longitud

$$q_G = \frac{I_m}{v} \quad (\text{V.15})$$

Donde:

I_m (kg/s) : Caudal másico del material transportado
 v (m/s) : Velocidad de la banda

Considerando en apartados anteriores, el caudal transportado para una faja de 800 mm de ancho es de 886.80 tn/h o 246.30 kg/s, mientras que la velocidad es de 1.50 m/s, de esta forma, reemplazando valores en la ecuación presentada se calcula que la masa de material por unidad de longitud es de 164,2 kg/m.

5.6.10.1 Resistencias Principales

Las resistencias principales se refieren al giro de los polines portantes de los polines de carga y retorno, así como, el avance de la faja debido a su movimiento sobre los polines, deflexiones de la faja y material.

Se puede calcular la resistencia principal de acuerdo con la expresión:

$$F_H = f \times L_T \times g \times [q_R + 2q_B + q_G] \quad (V.16)$$

Donde:

F_H (N) : Resistencias principales
 f : Coeficiente ficticio de rozamiento
 L_T (m) : Longitud total de la trayectoria de la banda
 g (m/s²) : Aceleración de la gravedad
 q_R (kg/m) : Masa de los rodillos superiores e inferiores por unidad de longitud
 q_B (kg/m) : Masa de la banda por unidad de longitud
 q_G (kg/m) : Masa del material transportado por unidad de longitud

El coeficiente de fricción ficticio tiene la finalidad de estimar la fricción originada por el peso y el desplazamiento de la faja sobre los polines. De acuerdo con las indicaciones del Manual CEMA, en situaciones de operación normales, el coeficiente de fricción ficticio se establece en 0,04.

Reemplazando valores de la ecuación, con una longitud total de 150 m, considerando la aceleración de la gravedad igual de 9,81 m/s², la masa de los polines de carga y retorno de 29,78 kg/m, la masa de la faja por unidad de longitud de 15,12 kg/m y la masa de material por unidad de longitud igual a 164,2 kg/m, da como resultado una resistencia principal de 13 212,30 N.

5.6.10.2 Resistencias secundarias

Esencialmente existen cuatro resistencias secundarias, la primera relacionada a la inercia y rozamiento sobre el punto de carga en la zona de aceleración entre el material transportado y la faja N.

$$F_{bA} = I_m(v - v_0) \quad (\text{V.17})$$

Donde:

- I_m (kg/s) : Caudal másico del material transportado
- v (m/s) : Velocidad de la banda
- v_0 (m/s) : Componente de la velocidad de alimentación del material

Dado que la velocidad de alimentación del material en la dirección de transporte es nula, ya que el material cae directamente sobre la faja transportadora debido a su propia gravedad. De esta forma, reemplazando valores, se obtiene que la resistencia secundaria es de 369,45 N.

La segunda resistencia está relacionada al rozamiento entre el material transportado y las paredes laterales de las canaletas de alimentación en la zona de aceleración del material.

$$F_t = \frac{\mu_2 I_m g l_b}{\left(\frac{v - v_0}{2}\right)^2 b_1^2} \quad (\text{V.18})$$

Donde:

- μ_2 : Coeficiente de rozamiento entre el material transportado y la guía
- I_m (kg/s) : Caudal másico de la banda
- g (m/s²) : Aceleración de la gravedad
- l_b (m) : Longitud de aceleración

$$l_{bin} = \frac{(v^2 - v_0^2)}{2g\mu_1} \quad (\text{V.19})$$

- v (m/s) : Velocidad de la banda
- v_0 (m/s) : Componente de la velocidad de alimentación del material
- b_1 (m) : Anchura de la banda entre las guías
- μ_1 : Coeficiente de adherencia entre el material y la banda

Según el estándar UNE 58204 el coeficiente de adherencia del material será de 0,5, de esta forma, reemplazando valores en la ecuación (V.19), se obtiene que la longitud de aceleración es de 0,229 m.

Tabla 21. Dimensiones de las guías de carga

Anchos (mm)		Longitudes, l (mm)					
B	b ₁	Velocidades (m/s)					
		v ≤ 2,09		2,09 < v ≤ 3,35		v > 3,35	
500	350	3		-		-	
650	400	3		-		-	
800	500	3	4	4	4	5	5
1000	650	3		4		5	
1200	800	3		4		5	
1400	900	3		4		5	

Fuente: Obtenido de Arroyo Gutiérrez (2020)

De acuerdo con la **tabla 21**, con un ancho de faja de 800 mm, el ancho de faja entre guías será de 500 mm. Reemplazando el resto de los valores en la expresión (V.18) se obtiene que $F_t = 1$ 967,33 N.

Se tiene a la resistencia de enrolamiento de la faja en su paso sobre las poleas.

$$F_1 = \frac{9Bd}{D} \left(140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \quad (V.20)$$

Donde:

- B (m) : Ancho de banda
- d (m) : Espesor total de la banda
- D (m) : Diámetro del tambor motriz
- F (N) : Tensión media de la banda

$$F = \frac{a_0 g (q_B + q_G)}{\frac{8q}{a_0}} \quad (V.21)$$

- a₀ m : Distancia entre estaciones de rodillos superiores
- g (m/s²) : Aceleración de la gravedad
- q_B (kg/m) : Masa de la banda por unidad de longitud
- q_G (kg/m) : Masa del material transportado por unidad de longitud
- q (m) : Flecha entre estaciones de rodillos

Considerando que la flecha entre estaciones de polines es de 5 mm, la distancia entre estaciones de polines superiores es de 1,2 m, la aceleración de la gravedad se toma como 9,81 m/s², la masa de la faja por unidad de longitud es de 15,12 kg/m y la masa del material transportado por unidad de longitud es de 164,2 kg/m. Reemplazando estos valores en la expresión, se obtiene que la tensión media de la faja es de 63,611,2 N.

Teniendo en cuenta que el diámetro de la polea motriz es de 800 mm y el espesor de cada capa de la faja es de 6 mm. Así, la resistencia al enrollamiento de la faja en su paso sobre las poleas es de 151,49 N.

Por último, la resistencia de los cojinetes de todas las poleas, exceptuando las poleas de accionamiento.

$$F_c = 0,005 \frac{d_0}{D} F_t \quad (V.22)$$

Donde:

d_0 (m) : Diámetro del eje de accionamiento

D (m) : Diámetro de la polea motriz

F_t (N) : Suma vectorial de las dos tensiones de la faja aplicada sobre la polea

Considerando que la resistencia de los cojinetes de las poleas es despreciable, las resistencias secundarias resultan:

$$F_N = F_{bA} + F_t + F_1 \quad (V.23)$$

Las resistencias secundarias ascienden a 2 488,27 N.

5.6.11 Resistencias principales Especiales

Se tienen dos resistencias principales especiales; la primera se refiere a la resistencia de convergencia debido a la posición oblicua de los polines en el sentido del transporte del material, y la segunda es la resistencia debido al rozamiento contra los faldones de las canaletas de alimentación.

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} \quad (V.24)$$

Donde:

F_{gL} (N)	: Resistencia debido al rozamiento contra los faldones
μ_2	: Coeficiente de rozamiento entre el material transportado y las guías
I_v (m ³ /s)	: Caudal volumétrico de material
ρ (kg/m ³)	: Peso específico del material transportado
g (m/s ²)	: Aceleración de la gravedad
l (m)	: Longitud de transporte entre guías
v (m/s)	: Velocidad de la banda
b_1 (m)	: Anchura de la banda entre guías

Con un caudal volumétrico de 0,176 m³/s y una longitud entre guías de 3 m, la resistencia debido al rozamiento contra los faldones es 1 134,47 N.

Despreciando la resistencia a la convergencia debido a la posición oblicua de los polines, las resistencias principales especiales se determinarán únicamente por la resistencia debido al rozamiento contra los faldones de las canaletas de alimentación.

$$F_{S1} = F_{gL} \quad (V.25)$$

5.6.12 Resistencias Secundarias Especiales

En este apartado solo se considerará el rozamiento contra los faldones de canaletas o contra las guías cuando únicamente actúan sobre una parte de la longitud de la faja N.

$$F_a = B k_a \quad (V.26)$$

Donde:

F_a (N)	: Resistencia debido al rozamiento contra los faldones de canaletas
B (m)	: Ancho de banda
k_a (N/m)	: Factor de raspado

Considerando que el factor de raspado es de 1 500 N/m y el ancho de la faja es 0,8 m, se obtiene entonces que la resistencia debido al rozamiento contra los faldones de canaletas es 1 200 N.

Despreciando las resistencias adicionales, las resistencias secundarias especiales se determinarán únicamente por el rozamiento contra los faldones de canaletas.

$$F_{S2} = F_a \quad (V.27)$$

5.6.13 Fuerza tangencial en la polea motriz

Representa la fuerza total necesaria para vencer todas las fuerzas en contra del movimiento. Siguiendo las pautas de la norma UNE 58204, se calcula la fuerza tangencial en la polea impulsora empleando la siguiente fórmula:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} \quad (V.28)$$

Donde:

F_U (N)	: Esfuerzo tangencial en el tambor motriz (N)
F_H (N)	: Resistencias principales
F_N (N)	: Resistencias secundarias
F_{S1} (N)	: Resistencias principales especiales
F_{S2} (N)	: Resistencias secundarias especiales

Considerando que las resistencias principales ascienden a 13 212,30 N, las resistencias secundarias a 2 488,27 N, las resistencias principales especiales a 1 134,47 N y las resistencias secundarias especiales a 1 200 N; reemplazando valores, se determina que la fuerza tangencial en la polea motriz es 18 035,04 N.

La norma UNE 58204 sugiere adicionalmente, emplear el coeficiente C en la siguiente ecuación, aplicable a fajas transportadoras con un trayecto superior a 80 m.

$$F_U = CF_H + F_{S1} + F_{S2} \quad (V.29)$$

Donde:

F_U (N)	: Esfuerzo tangencial en el tambor motriz (N)
F_H (N)	: Resistencias principales
C	: Coeficiente de fricción que engloba a las resistencias secundarias
F_{S1} (N)	: Resistencias principales especiales
F_{S2} (N)	: Resistencias secundarias especiales

Para determinar el coeficiente de fricción en fajas transportadoras que superen los 140 m de longitud, se emplea la ecuación:

$$C = 1 + \frac{90}{L_T} \quad (V.30)$$

Donde:

L_T (m) : Longitud total de instalación

Como la longitud de instalación es de 150 m, el coeficiente de fricción será de 1,6; de esta forma, reemplazando este valor en la ecuación (V.29) se obtiene que la fuerza tangencial en la polea motriz es 23 474,16 N.

5.6.14 Resistencias en los ramales de la faja

Una vez calculadas las resistencias al movimiento de la faja transportadora, es necesario distinguir las resistencias en los ramales superiores e inferiores.

Las resistencias del ramal superior se determinan mediante la expresión:

$$R_{P_0} = F_{H_0} + F_{N_0} + R_0 + R_{a0} \quad (V.31)$$

Donde:

- R_{P_0} (N) : Resistencias total en el ramal superior de la banda
- F_{H_0} (N) : Resistencias principales en el ramal superior
- F_{N_0} (N) : Resistencias secundarias en el ramal superior de la banda
- R_0 (N) : Resistencia de rozamiento en el ramal superior de la banda
- R_{a0} (N) : Resistencia inercial en el arranque en el ramal superior de la banda

Cabe destacar que la resistencia inercial en el arranque en el ramal superior es igual a cero cuando se analiza el sistema en régimen estacionario.

Las resistencias del ramal inferior se determinan mediante la expresión:

$$R_{P_u} = F_{H_u} + F_{N_u} + R_u + R_{au} \quad (V.32)$$

Donde:

- R_{P_u} (N) : Resistencias total en el ramal inferior de la banda
- F_{H_u} (N) : Resistencias principales en el ramal inferior
- F_{N_u} (N) : Resistencias secundarias en el ramal inferior de la banda
- R_u (N) : Resistencia de rozamiento en el ramal inferior de la banda
- R_{au} (N) : Resistencia inercial en el arranque en el ramal inferior de la banda

La resistencia inercial en el arranque en el ramal superior es igual a cero cuando se analiza el sistema en régimen estacionario.

En cuanto a las resistencias principales, se determina lo siguiente:

En el ramal superior:

$$F_{H_0} = f \times L_T \times g \times [q_{R_0} + (q_B + q_G) \times \cos \delta] \quad (V.33)$$

Donde:

F_{H_0} (N)	: Resistencias principales en el ramal superior
f	: Coeficiente ficticio de rozamiento
L_T (m)	: Longitud total de la trayectoria de la banda
g (m/s ²)	: Aceleración de la gravedad
q_{R_0} (kg/m)	: Masa de los rodillos superiores por unidad de longitud
q_B (kg/m)	: Masa de la banda por unidad de longitud
q_G (kg/m)	: Masa del material transportado por unidad de longitud
δ (°)	: Ángulo del tramo inclinado

Debido a que la faja transportadora es horizontal, el ángulo del tramo inclinado se considera igual a 0°. Reemplazando valores, se obtiene que las fuerzas en el ramal superior ascienden a 11 879,13 N.

En el ramal inferior:

$$F_{H_u} = f \times L_T \times g \times [q_{R_u} + (q_B) \times \cos \delta] \quad (V.34)$$

Donde:

F_{H_u} (N)	: Resistencias principales en el ramal inferior
f	: Coeficiente ficticio de rozamiento
L_T (m)	: Longitud total de la trayectoria de la banda
g (m/s ²)	: Aceleración de la gravedad
q_{R_u} (kg/m)	: Masa de los rodillos inferiores por unidad de longitud
q_B (kg/m)	: Masa de la banda por unidad de longitud
δ (°)	: Ángulo del tramo inclinado

Debido a que la faja transportadora es horizontal, el ángulo del tramo inclinado se considera igual a 0°. Reemplazando valores, se obtiene que las fuerzas en el ramal inferior ascienden a 1 333,18 N.

En cuanto a las resistencias secundarias:

En el ramal superior:

$$F_{N_0} = (C - 1) F_{H_0} \quad (\text{V.35})$$

Donde:

F_{H_0} (N) : Resistencias principales en el ramal superior

C : Coeficiente de fricción que engloba a las resistencias secundarias

Reemplazando valores en la ecuación se obtiene que las resistencias secundarias ascienden a 7 127,48 N.

En el ramal inferior:

$$F_{N_u} = (C - 1) F_{H_u} \quad (\text{V.36})$$

Donde:

F_{H_u} (N) : Resistencias principales en el ramal inferior

C : Coeficiente de fricción que engloba a las resistencias secundarias

Reemplazando valores en la ecuación se obtiene que las resistencias secundarias ascienden a 799,91 N.

En cuanto a las resistencias de rozamiento:

En el ramal superior:

$$R_0 = f \times L_T \times g \times [q_{R_0} + q_B + q_G] \quad (\text{V.37})$$

Donde:

f : Coeficiente ficticio de rozamiento

L_T (m) : Longitud total de la trayectoria de la banda

g (m/s²) : Aceleración de la gravedad

q_{R_0} (kg/m) : Masa de los rodillos superiores por unidad de longitud

q_B (kg/m) : Masa de la banda por unidad de longitud

q_G (kg/m) : Masa del material transportado por unidad de longitud

Reemplazando valores, se obtiene que la resistencia en el ramal superior es de 11 879,13 N.

En el ramal inferior:

$$R_u = f \times L_T \times g \times [q_{R_u} + q_B] \quad (V.38)$$

Donde:

f	: Coeficiente ficticio de rozamiento
L_T (m)	: Longitud total de la trayectoria de la banda
g (m/s ²)	: Aceleración de la gravedad
q_{R_u} (kg/m)	: Masa de los rodillos inferiores por unidad de longitud
q_B (kg/m)	: Masa de la banda por unidad de longitud

Reemplazando valores, se obtiene que la resistencia en el ramal inferior es de 1 333,18 N.

En cuanto a la resistencia inercial:

En el ramal superior:

$$R_{ao} = L_T \times a \times [0,9 \times q_{R_o} + q_B + q_G] \quad (V.39)$$

Donde:

L_T (m)	: Longitud total de la trayectoria de la banda
q_{R_o} (kg/m)	: Masa de los rodillos superiores por unidad de longitud
q_B (kg/m)	: Masa de la banda por unidad de longitud
q_G (kg/m)	: Masa del material transportado por unidad de longitud

Se obtiene que la resistencia inercial en el ramal superior es 17 961,30 N.

En el ramal inferior:

$$R_{au} = L_T \times a \times [0,9 \times q_{R_u} + q_B] \quad (V.40)$$

Donde:

L_T (m)	: Longitud total de la trayectoria de la banda
q_{R_u} (kg/m)	: Masa de los rodillos inferiores por unidad de longitud
q_B (kg/m)	: Masa de la banda por unidad de longitud

Se obtiene que la resistencia inercial en el ramal inferior es 1 970,73 N.

Los resultados son:

Resistencia en el ramal superior en régimen permanente:

$$R_{P_o} = 19\,000,66 \text{ N}$$

Resistencia en el ramal inferior en régimen permanente:

$$R_{P_u} = 2\,133,09 \text{ N}$$

Resistencia en el ramal superior en régimen transitorio:

$$R_{P_{oa}} = 36\,967,90 \text{ N}$$

Resistencia en el ramal inferior en régimen transitorio:

$$R_{P_{ua}} = 4\,103,82 \text{ N}$$

5.6.15 Potencia de accionamiento de la faja

Para determinar la potencia de accionamiento es necesario emplear la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F_v v}{1000} \quad (\text{V.41})$$

Donde:

- P (kW) : Potencia de accionamiento
 F_v (N) : Fuerza tangencial en la polea motriz
 v (m/s) : Velocidad de la faja

De la ecuación (V.29) se obtiene que la fuerza tangencial en la polea motriz es 23 474,16 N, así, con una velocidad de 1,5 m/s, la potencia necesaria para mover la polea motriz será de 35,21 kW.

Teniendo en cuenta la eficiencia del motor y de la caja de reducción, son de 95% y 90%, respectivamente, a un factor de servicio de 1,25 la potencia del motor será de 51,48 kW o 69,03 HP.

Las potencias normalizadas de los motores eléctricos son de 50 HP, 60 HP, 75 HP, etc. Por ello, se ha decidido seleccionar un motor eléctrico de 75 HP o 55 kW.

5.6.16 Tensiones de la faja

La relación de Euler – Eytelwein menciona que debe cumplirse la siguiente relación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\phi} \quad (\text{V.42})$$

Donde:

T_1 (N)	: Tensión en la banda a la entrada del tambor motriz
T_2 (N)	: Tensión en la banda a la salida del tambor motriz
μ	: Coeficiente de rozamiento entre el tambor motriz y la banda
ϕ	: Ángulo de abrazamiento de la banda sobre el tambor motriz

Se ha determinado que la relación entre las tensiones T_1 y T_2 es:

$$F_U = T_1 - T_2 \quad (\text{V.43})$$

Donde:

F_U (N)	: Fuerza tangencial en el tambor motriz
T_1 (N)	: Tensión en la banda a la entrada del tambor motriz
T_2 (N)	: Tensión en la banda a la salida del tambor motriz

Teniendo en cuenta que la fuerza tangencial en la polea motriz es 23 474,16 N.

Debe considerarse disminuir en lo posible el ángulo de abrace, para así, evitar problemas de tensión excesiva en la faja.

5.6.16.1 Coeficiente de transmisión inferior

Su valor se determina por las ecuaciones (V.42) y (V.43)

$$T_2 = \frac{F_U}{e^{\mu\phi} - 1} = C_{TI}F_U \quad (\text{V.44})$$

Donde:

C_{TI}	: Coeficiente de transmisión inferior
μ	: Coeficiente de rozamiento entre el tambor motriz y la banda
ϕ	: Ángulo de abrazamiento de la banda sobre el tambor motriz

El coeficiente de rozamiento para fajas transportadoras con recubrimiento en una superficie seca es de 0,4.

5.6.16.2 Coeficiente de transmisión superior

En este apartado se desea calcular la tensión máxima de la polea T_1 a partir de la fuerza tangencial. Su valor se determina por las ecuaciones (V.42) y (V.43)

$$T_1 = \frac{F_U e^{\mu\phi}}{e^{\mu\phi} - 1} = C_{TS} F_U \quad (V.45)$$

Donde:

- C_{TS} : Coeficiente de transmisión superior
- μ : Coeficiente de rozamiento entre el tambor motriz y la banda
- ϕ : Ángulo de abrazamiento de la banda sobre el tambor motriz

5.6.16.3 Secuencia de cálculo de las tensiones

Con las ecuaciones (V.44) y (V.45) se obtienen las tensiones máxima y mínima de la polea motriz.

Tabla 22. Valores de la tensión máxima y la tensión mínima de la polea motriz

ϕ °	C_{TI}	C_{TS}	T_2 (N)	T_1 (N)
180	0,3978	1,3978	9338,02	32812,18
185	0,3790	1,3790	8896,71	32370,87
190	0,3613	1,3613	8481,21	31955,37
195	0,3447	1,3447	8091,54	31565,70
200	0,3289	1,3289	7720,65	31194,81
205	0,3141	1,3141	7373,23	30847,39
210	0,3001	1,3001	7044,60	30518,76

Fuente: Elaboración Propia

Se elige un ángulo de abrace igual a 210 °, ya que la tensión máxima de la polea motriz es menor.

Por ende, las tensiones en la polea motriz serán de:

$$T_1 = 30\ 518,76\ N$$

$$T_2 = 7\ 044,60\ N$$

Con respecto a las tensiones T_4 y T_3 :

$$T_3 = T_2 + R_u \quad (\text{V.46})$$

$$T_4 = T_3 \quad (\text{V.47})$$

Donde:

T_3 (N) : Tensión a la entrada de la polea de retorno

T_4 (N) : Tensión a la salida de la polea de retorno

R_u : Resistencia por rozamiento en el ramal inferior

Como la resistencia al rozamiento en el ramal inferior es de 1 333,18 N, se calcula que las tensiones en la polea de retorno son:

$$T_3 = T_4 = 8\,377,77\text{ N}$$

5.6.17 Tensiones en el arranque

Considerando un acople flexible, la fuerza tangencial en el arranque será:

$$F_A = F_U K_A \frac{P_n}{P_M} \quad (\text{V.48})$$

Donde:

F_A (N) : Fuerza tangencial en el arranque

F_U (N) : Fuerza tangencial

K_A : Factor de puesta en marcha

P_n (kW) : Potencia nominal del motor

P_M (kW) : Potencia requerida por el motor

Teniendo en cuenta que el factor de puesta en marcha es 1,5, la potencia nominal del motor es 55 kW, la potencia requerida por el motor es 51,48 kW y la fuerza tangencial es 23 474,16 N, se tiene que la fuerza tangencial en el arranque $F_A = 37\,620\text{ N}$.

Cabe destacar que, las tensiones de arranque T_{1A} y T_{2A} son superiores a las tensiones del estado estacionario, por ello, el coeficiente de rozamiento entre la faja y la polea debe aumentarse a fin de evitar deslizamientos en el arranque. El coeficiente de rozamiento en el arranque se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\mu_A = \mu + 0,05 \quad (\text{V.49})$$

Donde:

- μ_A : Coeficiente de rozamiento de arranque
- μ : Coeficiente de rozamiento en régimen permanente

Ya que el coeficiente de rozamiento entre la faja y la polea es de 0,4, el coeficiente de rozamiento de arranque será igual a 0,45.

Realizando las tabulaciones y cálculos respectivos, se obtienen los siguientes resultados:

$$T_{1A} = 46\,569,79\, N$$

$$T_{2A} = 8\,949,80\, N$$

$$T_{3A} = T_{4A} = 10\,282,98\, N$$

5.6.18 Tensión Mínima

A fin de evitar una flecha excesiva en la faja, debe procurarse que la faja mantenga la tensión superior a la tensión mínima T_0 :

$$T_0 = g l_0 \frac{[q_B + q_G]}{8h} \quad (V.50)$$

Donde:

- T_0 (N) : Tensión mínima de la faja
- g (m/s^2) : Aceleración de la gravedad
- l_0 (m) : Distancia entre estaciones del rodillo
- q_B (kg/m) : Masa de la faja por unidad de longitud
- q_G (kg/m) : Masa del material transportado por unidad de longitud
- h (m) : Flecha admisible de la faja

Considerando la flecha admisible del 2%, se determina que la tensión mínima del sistema es 13 193,47 N. Como:

$$T_0 = 13\,193,47\, [N] \geq T_4 = 10\,282,98\, N$$

Debe calcularse la diferencia de tensión y recalcular, todas las nuevas tensiones:

El incremento de T es 3 000 N, por lo que sumando este valor a todas las tensiones dicho incremento se tiene:

$$T_1 = 33\,518,76\, N$$

$$T_{1A} = 49\,569,79\, N$$

$$T_2 = 10\,044,60\, N$$

$$T_{2A} = 11\,949,80\, N$$

$$T_3 = T_4 = 13\,377,77\text{ N}$$

$$T_{3A} = T_{4A} = 13\,282,98\text{ N}$$

Reemplazando T_{1A} en la ecuación (V.12), se obtiene que la carga de rotura de la faja es de 418,98 N/mm, una faja con carga teórica a la rotura igual a 500 N/mm sería suficiente, sin embargo, en este caso se va a considerar una faja con este valor igual a 800 N/mm, por tanto, se selecciona una faja 800 EP800/3 5 + 2 Y.

5.6.19 Tensión Previa – Sistema tensor

Ya que la longitud de la faja no varía, pero sus tensiones sí, es necesario cumplir con que la suma de las tensiones en régimen permanente sea igual a la suma de tensiones de arranque, lo que resultará en una constante:

$$\sum T_{\text{permanente}} = \sum T_{\text{arranque}} = \text{CTTE} \quad (\text{V.51})$$

Donde:

$T_{\text{permanente}}$ (N): Tensiones en régimen permanente

T_{arranque} (N) : Tensiones en el arranque

Esto es aplicable en el caso de que se requiera un tensor fijo. Sin embargo, con un tensor móvil, la longitud de la faja varía durante el cambio de régimen transitorio al permanente. Cuando esto sucede, el peso del dispositivo tensor añade tensión a la faja, haciendo que se ajuste conforme al incremento; por ende, las tensiones permanecen constantes.

Debido a que el dispositivo tensor está ubicado en la zona de descarga, la tensión del dispositivo el resultado de la suma de las tensiones en la polea de retorno será:

$$T_P = 2 T_2 \quad (\text{V.52})$$

Donde:

T_2 (N) : Tensión a la salida de la polea motriz permanente

Así, la tensión del dispositivo será de 20 089,2 N o 20,1 kN. Considerando un sobredimensionamiento del 25%, esta fuerza será de 25,1 kN.

Ya que será necesario emplear dos cilindros hidráulicos para tensar la faja, la fuerza necesaria en cada cilindro hidráulico será de 12,55 kN.

5.6.19.1 Selección del pistón y vástago

Considerando una presión de 125 bar como presión de trabajo se calcula el área iterativa del émbolo.

$$A_p = \frac{F_c}{P_c} \quad (V.53)$$

Donde:

- A_p (m²) : Área iterativa del émbolo
 P_c (Pa) : Presión de trabajo iterativa
 F_c (N) : Fuerza necesaria en cada cilindro

Reemplazando valores en la ecuación, se obtiene que el área iterativa del émbolo es de 0,001004 m² o igual a 1 004 mm². Como el diámetro del émbolo se determina mediante la expresión:

$$D_p = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (V.54)$$

Reemplazando el área calculada, se tiene que el diámetro del émbolo es 35,8 mm.

Normalizando diámetro de émbolo en función del catálogo CICROSA, se obtienen las siguientes dimensiones:

Tabla 23. Dimensiones del cilindro hidráulico

Cantidad	Diámetro del cilindro	Diámetro del émbolo	Carrera	Peso
02	40 mm	25 mm	400 mm	5,7 kg

Fuente: Obtenido del Catálogo de Cilindros Hidráulicos CICROSA

5.6.19.2 Cálculo de la presión de tensado

Para el cálculo de la presión de tensado se considera el área efectiva del vástago seleccionado, la cual es 1 256,6 mm², con una fuerza de 12 550 N, la presión de tensado en cada cilindro será de 99,87 bar.

5.6.19.3 Comprobación de pandeo

Para verificar el comportamiento en pandeo del vástago, se emplea la siguiente expresión:

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L^2 F_{sc}} \quad (\text{V.55})$$

Donde:

- F_p (N) : Fuerza de pandeo
- E (MPa) : Módulo de elasticidad del acero
- I (mm⁴) : Momento de inercia del vástago
- L (mm) : Longitud de pandeo (se multiplica la carrera por 2)
- F_{sc} : Factor de seguridad por pandeo

Se ha determinado que el momento de inercia del vástago es 19 174,76 mm⁴, así, contando con una longitud de pandeo de 800 mm, el módulo de elasticidad de 200 GPa y un factor de seguridad por pandeo igual a 2,5, se calcula que la fuerza de pandeo es igual a 23 655,91 N.

Considerando las cargas de operación:

Carga de operación crítica, con presión nominal de la bomba (180 bar)

$$F_{pr1} = 22\,619,47\,N < F_p$$

Carga de operación normal, con presión calculada de la bomba

$$F_{pr2} = 12\,550,00\,N < F_p$$

Se verifica entonces que el vástago no fallará por pandeo.

5.6.19.4 Cálculo de caudal

La velocidad a la que debe salir el vástago es de 20 mm/s.

Mediante la siguiente expresión, se puede determinar el caudal del sistema de tensado con el área del cilindro y el área anular.

$$Q = 2A_p V \quad (\text{V.56})$$

Donde:

- A_p (mm²) : Área del émbolo
- V (mm/s) : Velocidad de extensión del vástago

El área efectiva del émbolo es de 1,256.6 mm² y la velocidad de extensión es de 20 mm/s; así, se calcula que el caudal del sistema de tensado hidráulico es de 3,02 l/min. Como el área anular del cilindro hidráulico es de 765,76 mm², la velocidad de retorno será de 32 mm/s. De esta

forma, se calcula el tiempo de extensión y retorno del cilindro, cuyos valores son de 20 y 12,5 segundos respectivamente.

Por buenas prácticas profesionales, para el dimensionamiento del tanque debe considerarse un factor de 5. Por lo tanto, el tanque deberá tener un volumen de 15 litros.

5.6.19.5 Cálculo del grupo de bombeo

Considerando un motor de 4 polos, con una velocidad de 1750 rpm, la cilindrada se determina mediante la ecuación:

$$C = \frac{Q_T}{N} \quad (V.57)$$

Donde:

Q_T (cm^3/s) : Caudal teórico

N (rpm) : Revoluciones por minuto

$$C = 1,73 \frac{cm^3}{rev}$$

Con una presión de trabajo de 180 bar y una cilindrada de $1,73 cm^3/rev$

Debido a las características de las bombas oleo hidráulicas, se ha decidido seleccionar una bomba de engranajes exteriores compensado, con una eficiencia total que oscila entre el 80% al 90%. El catálogo BOSCH proporciona en la **Figura 22** las características de las bombas para diferentes cilindradas y presiones máximas de operación:

Figura 22. Selección de la bomba de engranajes de tamaño F del fabricante BOSCH

Size B		1,73	
Displacement	cm^3/rev	1	2
Inlet pressure	bar		
max. continuous pressure p_1			210
max. intermittent pressure p_2			230
max. peak pressure p_3			250
min. rotational speed at $\cong 210$ bar	min^{-1}	1000	850
max. rotational speed at p_1		5000	4000
p_2		6000	5000

Fuente: Obtenido del catálogo de bombas de engranajes BOSCH

A. Calculando el caudal real:

Caudal Teórico:

$$Q_T = C \times N$$

$$Q_T = 2 \frac{cm^2}{rev} \times 1750 rpm$$

$$Q_T = 3,5 \frac{l}{min}$$

Caudal Real:

$$Q_R = 3,2 \frac{l}{min}$$

5.6.19.6 Determinación de la potencia del motor

A. Torque Teórico

$$M = \frac{1,59 \times P \times C}{100} \quad (V.58)$$

Donde:

P (bar) : Presión del sistema

C (cm³/rev) : Cilindrada

$$M = 5,72 Nm$$

B. Potencia Teórica

$$W = \frac{P \times Q}{600} \quad (V.59)$$

Donde:

P (bar) : Presión del sistema

Q (l/min) : Cilindrada

$$W = 1,05 kW$$

Considerando un factor de servicio de 1,25, la potencia de diseño será:

$$P_{Diseño} = 1,32 kW$$

Velocidad de rotación : 1 750 rpm

Potencia requerida : 3 HP

De acuerdo con el catálogo WEG, el motor que cumple con las especificaciones es:

Norma	: IEC 60034-1
Frecuencia	: 60 Hz
Voltaje nominal	: 380 V
Polos	: 4
Potencia	: 3 HP
Peso	: 25,9 kg
Factor de servicio	: 1.15
Rotación nominal	: 1740 rpm
Corriente nominal	: 2,66 A
Torque nominal	: 1,23 kgfm
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C

5.6.20 Polines y Poleas

Las poleas y polines proporcionan soporte y guían el movimiento de la faja transportadora. Las poleas son responsables de transmitir el movimiento a la faja, mientras que los polines ayudan a mantener la alineación adecuada y evitan que la faja se desvíe durante su funcionamiento. Una selección adecuada de estos componentes garantiza un movimiento suave y estable de la faja.

5.6.20.1 Poleas

La función de las poleas es iniciar el movimiento en las fajas transportadoras. Las normas DIN 22102 y DIN 22131 presentan las dimensiones estandarizadas de las poleas empleadas en los sistemas de transporte por fajas transportadoras.

Tabla 24. Diámetros de las poleas normalizadas

Carga de rotura de la banda (N/mm)	Bandas reforzadas con productos textiles (DIN 22102)		
	Tambor Motriz	Tambor Loco	Tambor Desviador
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1600	1400	1250	1000

Fuente: Adaptado de Arroyo Gutiérrez (2020)

De acuerdo con la **tabla 24**, para una faja con carga a la rotura de 800 N/mm la polea motriz tendrá un diámetro de 800 mm.

Tabla 25. Anchos de las poleas normalizadas

	Ancho de los tambores (mm)										
B (mm)	400	500	630	800	1000	1200	1400	1600	1800	2200	
b_2 (mm)	500	600	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200	

Fuente: Adaptado de Arroyo Gutiérrez (2020)

Por otro lado, seleccionando el ancho de polea en función del ancho de faja, se tiene que será de 950 mm.

5.6.20.2 Cálculo del eje de la polea motriz

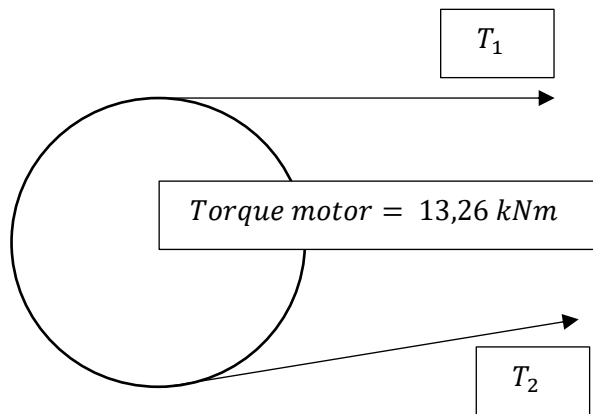


Figura 23. Diagrama de tensiones en la polea motriz

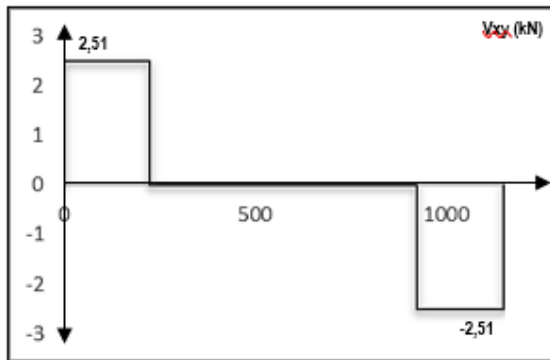
Fuente: Elaboración Propia

Hallando la fuerza vertical y horizontal

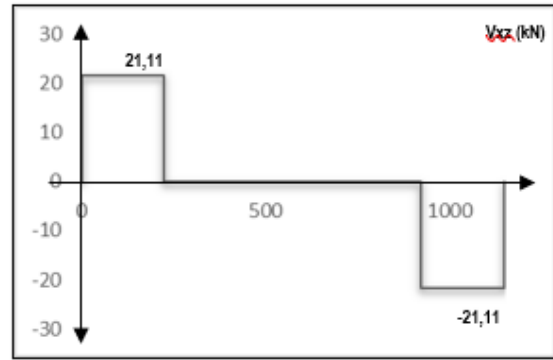
$$F_H = (T_1 + T_2 \times \cos 30^\circ) = 42,22 \text{ kN}$$

$$F_V = T_2 \times \sin 30^\circ = 5,02 \text{ kN}$$

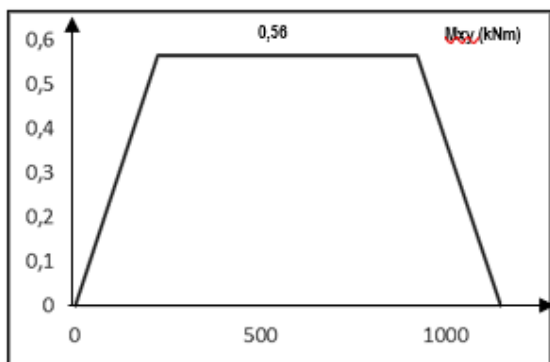
Se realiza el análisis en el software MDSOLIDS y se obtienen las siguientes gráficas con respecto a la fuerza cortante, al momento flector y el momento torsor, ilustradas en la **Figura 24**.



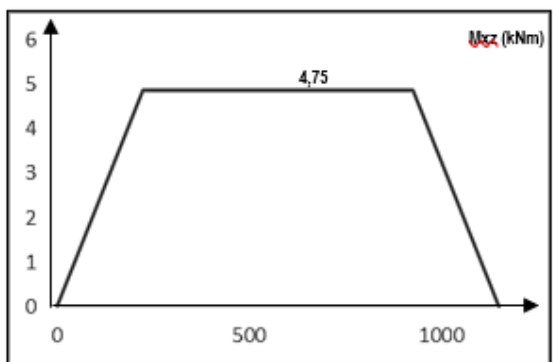
(a) Fuerza cortante en el plano X-Y



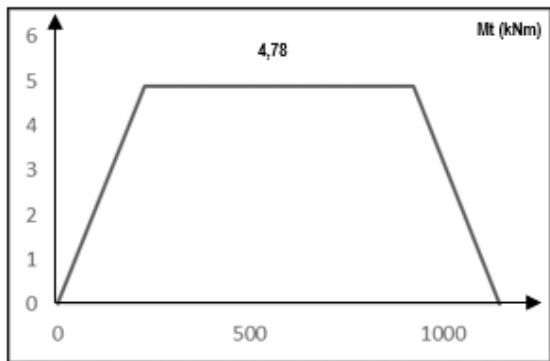
(b) Fuerza cortante en el plano X-Z



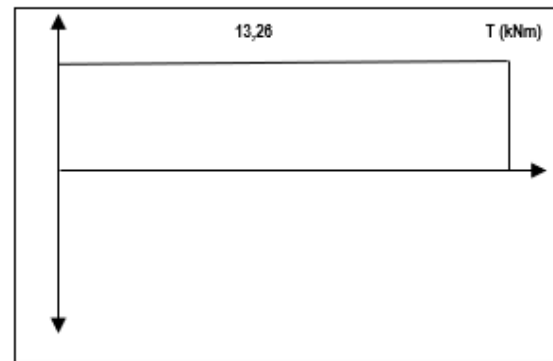
(c) Momento flector en el plano X-Y



(d) Momento flector en el plano X-Z



(e) Resultante del momento flector



(f) Momento torsor a lo largo del eje

Figura 24. Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor

Fuente: Elaboración Propia

Para conocer el torque en la zona incidente se toma la ecuación:

$$P = \frac{T \times n}{9,550} \quad (V.60)$$

Donde:

T (kNm) : Momento torsor
 n (rpm) : Velocidad de rotación

Reemplazando valores se obtiene que el torque a lo largo del eje de la polea motriz es 13,26 kNm.

De los diagramas de momentos flectores se puede observar que el momento flector en la zona crítica es:

$$M = 4,78 \text{ kNm}$$

a. Diseño por Resistencia

Según la ASME para ejes macizos sin cargas axiales:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{[C_m \cdot M]^2 + [C_t \cdot T]^2} \quad (V.61)$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ (Pa) : Esfuerzo cortante máximo
 d (m) : Diámetro del eje
 M (Nm) : Momento Flector del diagrama de momentos flectores
 T (Nm) : Momento Torsor del diagrama de momento torsores
 C_m : Factor de choque y fatiga aplicado al momento flector
 C_t : Factor de choque y fatiga aplicado al momento torsor

De cálculos anteriores se obtuvo el momento torsor y el momento flector en el punto más crítico:

$$T_{\text{máx}} = 13,26 \text{ kNm} \quad \text{y} \quad M_{\text{máx}} = 4,78 \text{ kNm}$$

Se considera que el eje giratorio recibe una carga súbitamente aplicada con choques menores. De la tabla que muestra la ASME a continuación se toman los valores de C_m y C_t :

$$C_m = C_t = 1,5$$

El material del eje es acero estructural A36, cuyo límite de fluencia es de 250 [MPa] y límite de rotura es de 400 [MPa]. La ASME recomienda emplear el menor valor entre el 30% del límite de fluencia y el 18% del límite de rotura.

$$S_{sd} = 0,3 \times 250 \text{ [MPa]} = 75 \text{ [MPa]}$$

$$S_{sd} = 0,18 \times 400 \text{ [MPa]} = 72 \text{ [MPa]}$$

Como:

$$0,18 \times S_u < 0,3 \times S_y$$

Por este motivo, el esfuerzo máximo permisible será 72 [MPa], así, es importante asegurarse de que el esfuerzo cortante máximo se mantenga dentro de los límites permitidos por la resistencia máxima permitida.

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq S_{sd}$$

De acuerdo con el procedimiento de la ASME para determinar las dimensiones del eje por resistencia, se obtuvo que el diámetro mínimo debe ser de 102,2 mm, que, según el catálogo normalizado de poleas, para un ancho de faja, el diámetro del eje sería 110 mm.

b. Diseño del eje por fatiga

De acuerdo con el criterio de Soderberg el diseño del eje por fatiga se rige bajo la siguiente ecuación:

$$N = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad (\text{V.62})$$

Donde:

- N : Factor de seguridad por fatiga
- $T \text{ (Nm)}$: Momento torsor
- $M \text{ (Nm)}$: Momento flector
- $d \text{ (m)}$: Diámetro del eje
- $S_y \text{ (Pa)}$: Esfuerzo de fluencia
- $S_e \text{ (Pa)}$: Límite restringido de fatiga

El valor de S_e se obtiene de la expresión:

$$S_e = (0.5 \cdot S_u) \times (K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f) \quad (\text{V.63})$$

Donde:

S_e (Pa) : Límite restringido de fatiga

S_u (Pa) : Esfuerzo de rotura

La ecuación aplica para $S_u > 140 \frac{kg}{mm^2}$

Por otro lado, los factores de corrección que oscilan entre 0.35 a 0.40. De modo que, para el acero estructural A36 con $S_u = 400$ [MPa]:

$$S_e = 0,5 \times 400 \text{ [MPa]} \times 0,4 = 70 \text{ [MPa]}$$

Al examinar el eje de 110 mm de diámetro elegido, se calcula un factor de seguridad ante la fatiga de 0,78, el cual es menor a 1. Por lo tanto, se requiere seleccionar un eje normalizado diferente que se ajuste al ancho de la faja especificado.

Se realiza nuevamente el cálculo para un eje de diámetro de 130 mm y 150 mm, obteniendo un factor de seguridad de 1,31 y 2,01 respectivamente. Bajo un criterio conservador, se elige un diámetro de 150 mm.

c. Diseño por Rigidez Lateral

Considerando la deformación máxima, para ejes macizos de sección continua, se calcula mediante la siguiente expresión.

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \iint M \quad (\text{V.64})$$

Donde:

y (m) : Flecha

E (Pa) : Módulo de elasticidad

M (Nm) : Momento flector

I (m⁴) : Momento de inercia

Debe cumplirse que:

$$y_{\text{máx}} \leq y_{\text{permisible}} \quad (\text{V.65})$$

La flecha permisible para ejes de transmisión es:

$$y_{permisible} = \frac{L}{800} \quad (V.66)$$

Donde:

$y_{permisible}$ (m): Flecha permisible

L (m) : Longitud del eje

El momento de inercia se calcula:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (V.67)$$

Donde:

I (m^4) : Momento de inercia

d (m) : Diámetro del eje

El módulo de elasticidad del acero estructural A36 es 200 GPa.

$$y_{m\acute{a}x} = 0,092 \text{ mm}$$

Considerando que $y_{permisible}$:

$$y_{permisible} = \frac{1150 \text{ mm}}{800}$$

$$y_{permisible} = 1,43 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} < y_{permisible}$$

5.6.20.3 Polines

Los polines más adecuados para esta selección serán:

Para los polines de carga

- Diámetro de tubo : 101,6 mm
- Diámetro del eje : 25 mm
- Longitud : 315 mm

Para los polines de retorno

- Diámetro de tubo : 101,6 mm
- Diámetro del eje : 25 mm
- Longitud : 950 mm

Para los polines de impacto

- Diámetro del rodillo amortiguador : 108 mm
- Diámetro del eje : 20 mm
- Longitud : 315 mm

5.6.20.4 Longitudes de transición

Se refiere al cambio de forma de la faja plana al salir de la polea para la disposición artesa de 3 polines. Es la distancia entre el eje de la polea y la primera estación de polines. La siguiente expresión determina cómo calcular la longitud de transición:

$$L_t = x' s \times \sin \lambda \quad (\text{V.68})$$

Donde:

- x' : Factor de carcasa
- s (m) : Porción de la banda en contacto con los rodillos inclinados
- λ (°) : Ángulo de artesa

El factor de carcasa según (Arroyo Gutiérrez 2020) para fajas textiles es de 8.

La porción de la faja en contacto con los polines inclinados será:

$$s = 0,5 (B - l_3) \quad (\text{V.69})$$

Donde:

- B (m) : Ancho de banda
- l_3 (m) : Longitud de los rodillos portantes

Como la porción de faja en contacto con los polines es 0,2425 m, la longitud de transición será 970 mm.

5.6.20.5 Separación de las estaciones de polines

La distancia entre los polines de apoyo influye en la deflexión que puede aparecer en el centro de los vanos de la faja debido a su propio peso, así como al peso del material. Para evitar un transporte inadecuado del material y una pérdida de resistencia a tracción en la faja, se tomará como referencia los datos de López Roa (2002), que recomienda una distancia entre polines de apoyo de 1,2 m para una faja de un ancho de 800 mm.

Por otro lado, teniendo en cuenta el estándar CEMA, referido al diseño de fajas transportadoras, se tiene:

Tabla 26. Espacios recomendados entre polines

Belt Width (Inches)	Troughing idlers Weight of material handled, lbs per cu ft						Return Idlers
	30	50	75	100	150	200	
18	5.5 ft	5.0 ft	5.0 ft	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	10.0 ft
24	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
30	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
36	5.0 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	10.0 ft
42	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
48	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
54	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
60	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
72	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.5 ft	8.0 ft
84	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.5 ft	2.0 ft	8.0 ft
96	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.0 ft	2.0 ft	8.0 ft

Fuente: Obtenido del Manual CEMA

Por un lado, considerando el estándar CEMA en relación al diseño de fajas transportadoras, se establece que para una densidad de 1,4 tn/m³ y un ancho de faja de 800 mm, el espacio recomendado entre polines es de 1,3 m. Por razones de seguridad, se opta por el valor sugerido por López Roa (2002), citado en (Arroyo Gutiérrez 2020).

Además, López Roa (2002) también propone la distancia para los polines de retorno, estableciendo una distancia de 4 m en el caso de fajas transportadoras largas. Sin embargo, el manual CEMA recomienda que esta distancia sea de 10 ft o 3 m.

5.6.21 Sistema motriz

Para determinar el par necesario se tiene:

$$M_m = 9\,550 \frac{P_M}{n} \quad (\text{V.70})$$

Donde:

- M_m (kNm) : Par en la polea motriz
 P_M (kW) : Potencia de motor eléctrico
 n (rpm) : Velocidad del motor

Se determinó que la potencia del motor eléctrico es de 55 kW, entonces, el par necesario es 14,67 kNm.

La velocidad del sistema motriz se calcula:

$$n = \frac{60v}{\pi D} \quad (\text{V.71})$$

Donde:

- n (rpm) : Velocidad del motor
 v (m/s) : Velocidad de la faja
 D (m) : Diámetro de la polea motriz
 n (rpm) : Velocidad del motor
 v (m/s) : Velocidad de la banda
 D (m) : Diámetro del tambor motriz

Como la polea motriz tiene un diámetro de 800 mm y la velocidad de la faja es 1,5 m/s, la velocidad del motor requerida es 35,8 rpm.

Con los valores obtenidos, se ha decidido seleccionar el motor del fabricante WEG con las siguientes características:

- Potencia : 55 kW
Frecuencia : 60 Hz
Voltaje : 440 V
Número de polos : 4
Velocidad nominal : 1 777 rpm
Corriente nominal : 89 A
Par nominal : 30,1 kgfm
Peso : 430 kg

El índice de reducción se determina por:

$$i = \frac{n_M}{n} \quad (V.72)$$

Donde:

n_M rpm: Velocidad de rotación del motor

n rpm : Velocidad de rotación de la polea motriz

Si la velocidad del motor es 1 777 rpm frente a la velocidad de la polea motriz de 35,8 rpm, el índice de reducción será 49,6. Así, se selecciona la caja reductora con código R167AMS225 del fabricante SEW EURODRIVE con un índice de reducción de 47 y un par de salida máximo de 20 000 Nm.

5.6.22 Selección de acoplamiento

La elección se ha inclinado hacia la utilización de un acoplamiento flexible de tipo PM, disponible en el catálogo de Renold. Este acoplamiento está destinado a ser emparejado con un motor eléctrico de 55 kW y una caja reductora que proporciona una velocidad de salida de 39,6 rpm. Esto permitirá que la faja transportadora funcione a la velocidad necesaria.

La metodología proporcionada por el fabricante de fajas de caucho recomienda un factor de servicio igual a 0 para la máquina conductora (motor eléctrico) y para la máquina conducida este valor asciende a 1.5 (fajas transportadoras).

El torque normal será:

$$T_{NORM} = \left(\frac{P}{n}\right) \times 9,549 \quad (V.73)$$

Donde:

T_{NORM} (kNm) : Diámetro del rollo de la faja

P (kW) : Potencia del motor

n (rpm) : Velocidad de giro del motor

Reemplazando valores en la ecuación, se obtiene que el torque es de 13,26 kNm.

El torque máximo será:

$$T_{MAX} = T_{NORM}(F_p + F_m) \quad (V.74)$$

Donde:

T_{MAX} (kNm)	: Diámetro del rollo de la faja
T_{NORM} (kNm)	: Espesor de la faja
F_p	: Factor de servicio de la máquina conductora
F_m	: Factor de servicio de la máquina conducida

Así, el torque máximo resulta ser de 19,89 kNm. Por lo tanto, se selecciona el acoplamiento inmediato superior, correspondiente al acoplamiento PM 40, con un par máximo de 40 kNm, y aplicable para diámetros desde 105 mm hasta 162 mm. Por lo tanto, el eje de la polea motriz de 120 mm es adecuado para el acoplamiento seleccionado.

5.6.23 Diseño estructural

Se ha decidido optar por la simulación en SAP 2000 para analizar la parte estructural del sistema de transporte diseñado, ya que ofrece ventajas significativas sobre los cálculos manuales. La simulación permite considerar con precisión la complejidad del sistema y las variables interdependientes, agiliza el proceso de análisis, facilita ajustes y optimización, proporciona representación visual y ofrece resultados más rápidos. Considerando la complejidad del sistema, la simulación resulta conveniente para garantizar un diseño y funcionamiento óptimos.

5.6.23.1 Normas y códigos

- AISC: American Institute of Steel Construction.
- AISI: American Iron and Steel Institute.
- ASME: American Society of Mechanical Engineers.
- ASTM: American Society for Testing and Materials.
- AWS: American Welding Society.
- ASCE: American Society of Civil Engineers.
- NTP E 030: Norma Técnica Peruana E 030, normativa técnica emitida por el Instituto Nacional de Defensa Civil (INDECI) de Perú, relacionada con la seguridad estructural de edificaciones.

5.6.23.2 Parámetros básicos de diseño

d. Materiales

- Las columnas serán de ASTM A992 GR50.

- Las vigas y travesaños serán ASTM A-36.
- Conexiones soldadas con electrodos E 70XX

Tabla 27. Propiedades mecánicas de materiales

Material	Esfuerzo de fluencia (Fy)	Esfuerzo ultimo (Fu)
ASTM A 36	36Ksi	58 Ksi
A992 Gr 50	50Ksi	65 Ksi

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

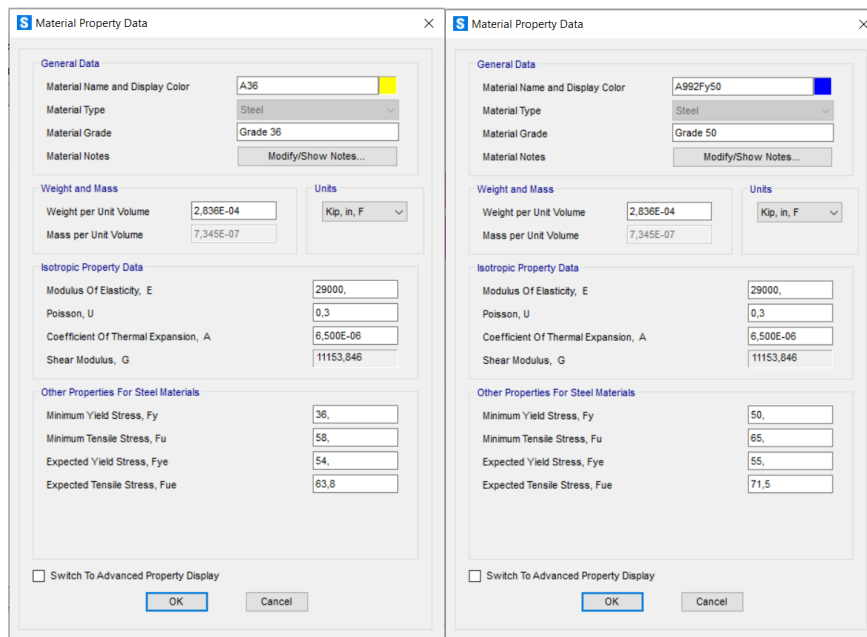


Figura 25. Propiedades del material A-36 y A992 GR50

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

e. Descripción de la estructura

La faja transportadora con 150m (distancia entre poleas) y flujo nominal de 308 ton/h, tiene como función principal entregar la caliza de la faja transportadora anterior a la planta trituradora.

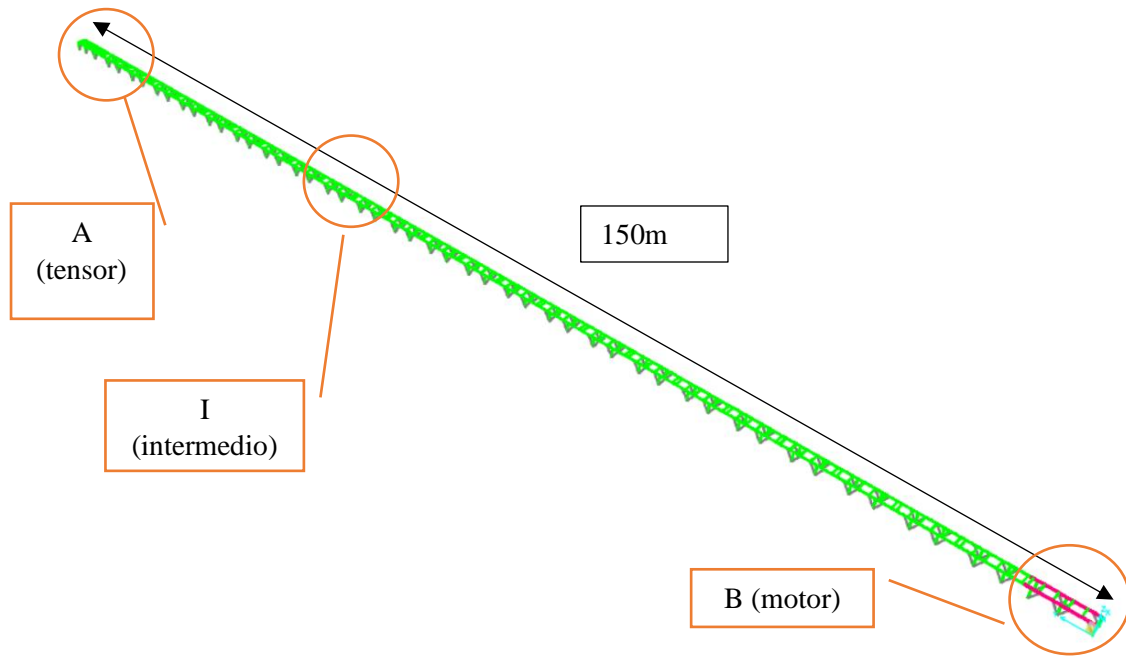


Figura 26. Vista isométrica de estructura de faja transportadora
Fuente: Elaboración Propia

f. Combinaciones LRFD

Las combinaciones de análisis bajo estándar de ASCE 7 -16 son

$$C1=1.4D$$

$$C2=1.2D+1.6L+0.5(Lr \text{ o } S \text{ o } R)$$

$$C3=1.2D+1.6(Lr \text{ o } S \text{ o } R) +(L \text{ o } 0.5W)$$

$$C4=1.2D+1W+L+0.5(Lr \text{ o } S \text{ o } R)$$

$$C5=0.9D+1W$$

Combinaciones básicas de sismo sección (2.3.6 ASCE 7 -16)

$$C6=1.2D+Ev+- Eh+L+0.2S$$

$$C7=0.9D-Ev+-Eh$$

Donde:

D	: Carga muerta
L	: Carga viva
Lr	: Carga viva de techo
R	: Carga por lluvia
S	: Carga de nieve
W	: Carga de viento
Ev	: Carga sismo vertical
Eh	: Carga sismo horizontal

Combinaciones de Trabajo:

$$C1=1.4 (D +EQUIPOS)$$

$$C2=1.2(D +EQUIPOS) +1.6L$$

$$C3=1.2(D +EQUIPOS) +(L)$$

$$C4=1.2(D +EQUIPOS) +(0.5W)$$

$$C5=1.2(D +EQUIPOS) +1W+L$$

$$C6=0.9(D +EQUIPOS) +1W$$

$$C7=1.2(D +EQUIPOS) + Ehx +L$$

$$C8=1.2(D +EQUIPOS) + Ehy +L$$

$$C9=1.2(D +EQUIPOS)- Ehx +L$$

$$C10=1.2(D +EQUIPOS)- Ehy +L$$

$$C11=0.9(D +EQUIPOS) +Ehx$$

$$C12=0.9(D +EQUIPOS) +Ehy$$

$$C13=0.9(D +EQUIPOS)-Ehx$$

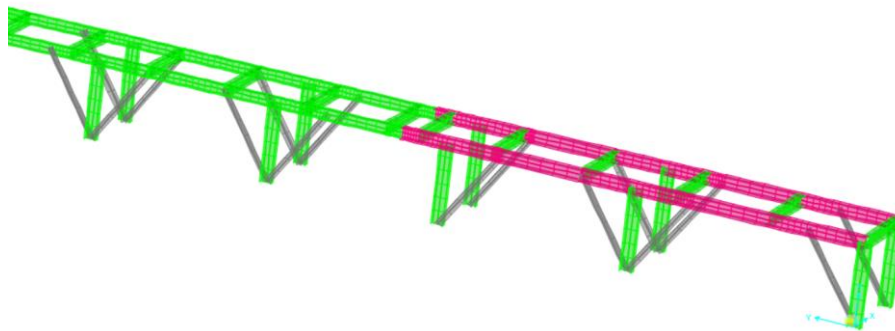
$$C14=0.9(D +EQUIPOS)-Ehy$$

g. Cálculo de carga de diseño

i. Carga muerta

- *Carga muerta por peso propio de la estructura*

Tabla 28. Carga muerta por peso propio de la estructura



ítem	sección	Nro. de piezas	Longitud total (m)	Peso total (Kg)
1	W6X12	358	594500	10687,22
2	L3X3X1/4	200	280712,24	2046,95
3	W6X25	2	12000	446,03
Total				13 180

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

- *Carga de polines: peso según catálogos del proveedor*

Tabla 29. Carga de polines: peso según catálogos del proveedor

Ítem	Descripción	Cantidad (Unid)	Peso por unidad (Kg)
01	Polín de carga	120	26,7
02	Polín de retorno	50	22,6
03	Polín de Impacto	15	24,9

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

- *Carga de poleas*

Tabla 30. Carga de poleas

Ítem	Descripción	Cantidad (Unid)	Peso por unidad (Kg)
01	Polea de cabeza	1	384
02	Polea de Cola	1	430

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

- *Chumaceras: peso según catálogo del proveedor*

Tabla 31. Chumaceras: peso según catálogo del proveedor

Ítem	Descripción	Cantidad (Unid)	Peso por unidad (Kg)
01	Chumacera – polea de cabeza	2	52
02	Chumacera polea de cola	2	48

Fuente: Obtenido de la página web de chumaceras (SKF 2023)

- *Limpiadores: peso según catalogo del proveedor*

Tabla 32. Limpiadores: peso según catalogo del proveedor

Ítem	Descripción	Cantidad (Unid)	Peso por unidad (Kg)
01	Limpiador de faja	1	20
02	Limpiador de retorno	1	20

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

- *Faja: peso de acuerdo con la hoja técnica*

Tabla 33. Faja: peso de acuerdo con la hoja técnica

Descripción	Longitud (m)	Peso lineal (Kg/m)
800 EP 400/3 5 + 2 Y	304	15,12

Fuente: Elaboración Propia

- Guardas superior e inferior, guardas de poleas, faldones (skirts) y bandejas eléctricas

Tabla 34. Guardas superior e inferior, guardas de poleas, faldones (skirts) y bandejas eléctricas

Ítem	Descripción	Longitud (m)	Peso por unidad (Kg/m)
01	Guardas superiores	152	14
02	Faldones	6	88
03	Bandejas Eléctricas	28	75

Ítem	Descripción	Cantidad (unid)	Peso por unidad (Kg)
01	Guardas inferiores	44	13
02	Guarda de polea	1	90

Fuente: Elaboración Propia

- Fuerza tensora de faja
- Tensión en polea de cabeza

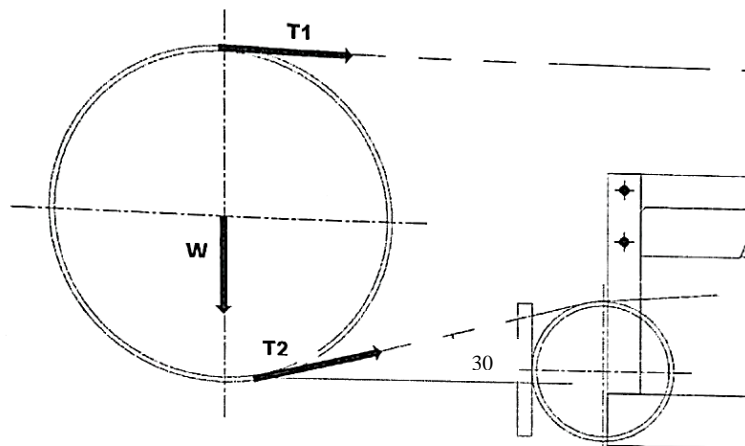


Figura 27. Diagrama de fuerzas tensoras – Polea de cabeza

Fuente: Elaboración Propia

Considerando los datos:

T1: 32 448,14 N

T2: 12 535,72 N

W (peso de polea): 384 kg

Θ: 30

$$R = \sqrt{(T_1 + (T_2 \times \cos \theta))^2 + ((T_2 \times \sin \theta) - W)^2} \quad (\text{V.75})$$

$$R_x = T_1 \times \cos \theta_2 + T_2 \times \cos \theta_1 \quad (\text{V.76})$$

$$R_z = T_1 \times \sin \theta_2 + T_2 \times \sin \theta_1 - W \quad (\text{V.77})$$

$\theta_1 = 0^\circ$ (ángulo T_1 con eje x)

$\theta_2 = 30^\circ$ (ángulo T_2 con eje x)

Tensión en X

$$R_x = 34\,381,79 \text{ N}$$

Tensión en arranque en X

$$R_x' = 1,5 R_x$$

$$R_x'' = 51\,572,69 \text{ N}$$

Tensión en Z

$$R_z = 2\,500,82 \text{ N}$$

Tensión en arranque en Z

$$R_z' = 1,5 R_z$$

$$R_z'' = 3\,751,23 \text{ N}$$

Tensión de la resultante

$$R = 34\,472,62 \text{ N}$$

Tensión de arranque en la resultante

$$R'' = 51\,708,94 \text{ N}$$

– Motor, freno antirretorno

De acuerdo con los datos técnicos del motor enviados por el proveedor

Potencia: 55 kW

Frecuencia: 39,8 rpm

Fuerzas actuantes sobre el eje de a polea de cabeza

Torque: 13,26 kNm

Peso del motor: 430 kg

Freno antirretorno: 80 kg

– Fuerza de impacto

Espaciamiento entre polines de impacto = 400-500 mm aproximadamente 1,64 ft

Según CEMA:

$$\text{Fuerza de impacto} = F = 0,1389 \times Q \times H^{\frac{1}{2}}$$

Si el caudal másico es de 886,8 tn/h la fuerza de impacto será 123,18 lb o 56,0 kg

ii. Carga viva

Carga viva de techo

Según NTE E 020 Cargas: 30 Kg /m²

Carga lineal de la capacidad de la materia prima

La capacidad máxima de la faja: 886,8 ton/h

Velocidad de la faja: 1,5 m/s

$$\text{Carga de materia prima} = \frac{\text{capacidad} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{\text{velocidad} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}$$

$$\text{capacidad de materia prima} = \frac{886\,800}{3600 \times 1.5}$$

$$\text{carga de materia prima} = 164,2 \text{ Kg/m}$$

Tabla 35. Carga viva por tránsito de caliza

Descripción	Longitud (m)	Peso por unidad (kg/m)
Capacidad	150	164,2 kg/m

Fuente: Elaboración Propia

iii. Carga por Viento

Se considera la carga de viento de acuerdo con la velocidad del viento en condiciones climatológicas críticas.

Cálculo de la velocidad del viento

$$V_h = V * \left(\frac{h}{10}\right)^{0.22}$$

Donde:

V_h = Velocidad del diseño del viento

h=1.2 m (altura de estructura)

V=85 Km/h (consideraciones climatológicas críticas)

$$V_h = 52.7 \frac{\text{Km}}{\text{h}} = 14.63 \text{ m/s}$$

Cálculo de presiones (ASCE 7 -16, sección 27.2)

$$q = 0.0625 * KZ * KZT * Kd * Ke * Vh^2$$

Donde:

q=	10.68	(Kg/m ²) Presión debido a la velocidad del viento	
Kz=	0.94	Coefficiente de exposición	Tabla 26.10-1 / ASCE 7-16
Kzt=	1	Factor topográfico	Sección 26.8 / ASCE 7-16
Kd=	0.85	Factor de direccionalidad del viento	Tabla 26.6-1 / ASCE 7-16
Ke=	1	Factor de elevación del terreno	Tabla 26.9-1 / ASCE 7-16
Vh=	14.63	Velocidad de diseño a la altura h (m/s)	

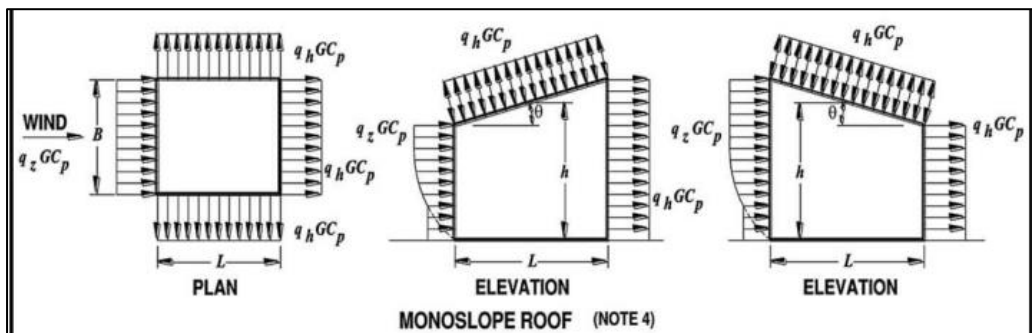


Figura 28. Coeficiente de presión externa

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Notación:

B = Dimensión horizontal del edificio, en pies (m), medida perpendicular a la dirección del viento.

L = Dimensión horizontal del edificio, en pies (m), medida paralela a la dirección del viento.

h = Altura promedio del techo, en pies (m), excepto que se utilizará la altura del alero para $\theta \leq 10$ grados.

z = Altura sobre el suelo, en pies (m).

G = Factor de efecto ráfaga.

qz, qh = Presión de velocidad, en lb/ft² (N/m²), evaluada a la altura respectiva.

θ = Ángulo del plano del techo respecto a la horizontal, en grados.

Tabla 36. Coeficientes de Presión en la Pared, Cp:

Superficie	L/B	Cp	Utilizar con
Pared a barlovento	Todos los valores	0.8	qz
	0-1	-0.5	qh
Pared a sotavento	2	-0.3	qh
	≥ 4	-0.2	qh
Pared lateral	Todos los valores	-0.7	qh

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Tabla 37. Coeficientes de Presión en el Techo, Cp, para utilizar con qh:

Dirección del Viento	h/L	Distancia Horizontal desde el Borde a Barlovento	Cp
Normal a la Cresta ($\theta < 10^\circ$) y Paralelo a la Cresta (para todos los θ)	≤ 0.5	0 a h/2	-0.9, -0.18
		h/2 a h	-0.9, -0.18
		h a 2h	-0.5, -0.18
	≥ 1.0	>2h	-0.3, -0.18
		0 a h/2	-1.3, -0.18
		>h/2	-0.7, -0.18

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Viento en dirección X

Tabla 38. Factores de presión externa de viento en dirección X para la faja

Dirección	Dimensiones de estructura ASCE 7-16	
Viento X	Teta	$< 10^\circ$
	L	1.15m
	B	150m
	L/B	0.0077
	H	1.2m
	h/L	1.09

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Viento en dirección Y

Tabla 39. Factores de presión externa de viento en dirección Y para la faja

Dirección	Área	Condición	Cp	Dimensiones de estructura ASCE 7-16	
Viento Y	Techo	Perpendicular al viento	-1.3	Teta	<10°
				L	150m
			-1.3	B	1.15m
				L/B	130.43
				h	1.2m
h/L	0.008				

Fuente: («Norma E.020 Cargas» 2020)

Fuerza de viento = Presión x Área x Cp

Fuerza de viento = 10.68 kg/m² x 172.5 m² x (-1.3)

Fuerza de viento = -2394.99 Kg

iv. Carga de sismo estático

Los coeficientes sísmicos a continuación fueron extraídos de la normativa peruana RNE E030

Peso sísmico:

Tabla 40. Resumen de cargas muertas

Resumen de cargas muertas		
ítem	Descripción	Carga total (Kg)
01	Carga muerta por estructura	13 180,06
02	Carga muerta por equipos	15 712,78
Total		28 892,97

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 41. Resumen de cargas vivas

Resumen de cargas vivas		
ítem	Descripción	Carga total (Kg)
01	Carga viva	24 630
Total		24 630

Fuente: Elaboración Propia

Peso sísmico

$$Peso\ sismico\ (D) = Dead + 0.25 * live$$

Fuerza cortante Basal

$$Eh = \frac{ZUCS}{R} D$$

Donde:

Z	0.45	Zona 4	
U	1	C edificaciones comunes	Art26 NTP E030
R	8	Coefficiente de reducción de fuerzas sísmicas	
S	1	S1 factor de suelo	
C	2.5	Factor de amplificaciones sísmico	
D		Peso sísmico total	

Reemplazando:

$$Eh = 0.14 * D$$

v. Carga sísmica dinámica

Se realizará un cálculo sísmico de acuerdo con la normativa peruana RNE 030

Análisis modal

Se verificará que el análisis tenga un 100% de participación en masas o como mínimo 90% según la normativa usada para lo que se toma los 100 primeros modos de vibración

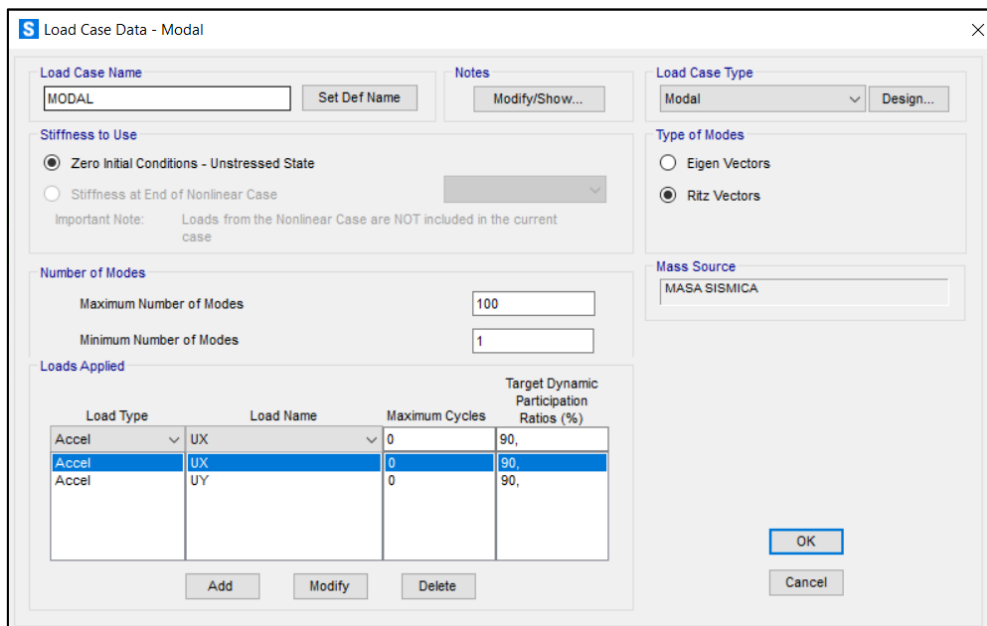


Figura 29. Configuración del análisis modal

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Espectro sísmico E 030

Se realizará el análisis espectral según los factores sísmicos indicados

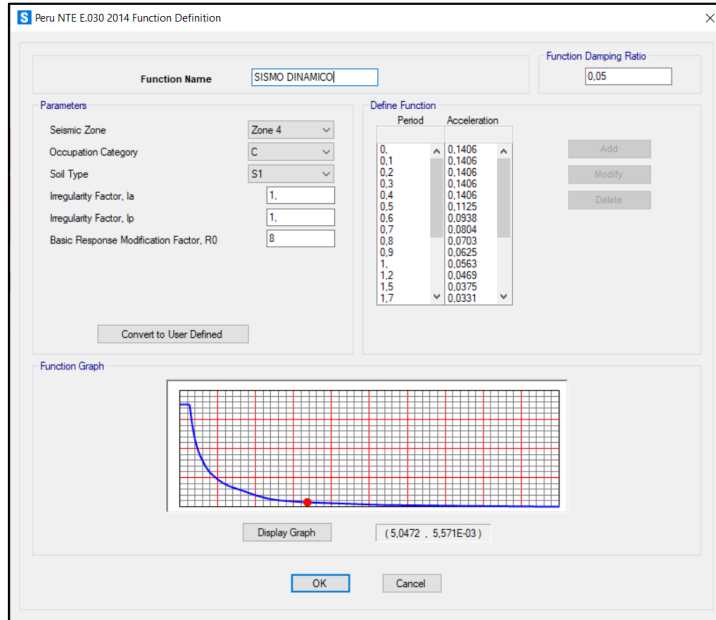


Figura 30. Curva de respuesta espectral E 030 -2014

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

h. Asignación de cargas

vi. Carga muerta

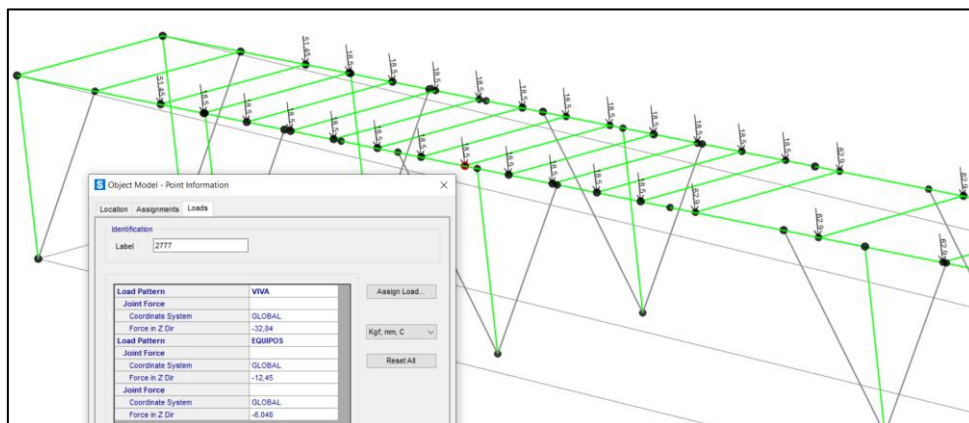


Figura 31. Asignación de carga de equipos en cuerpo A (tensor)

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

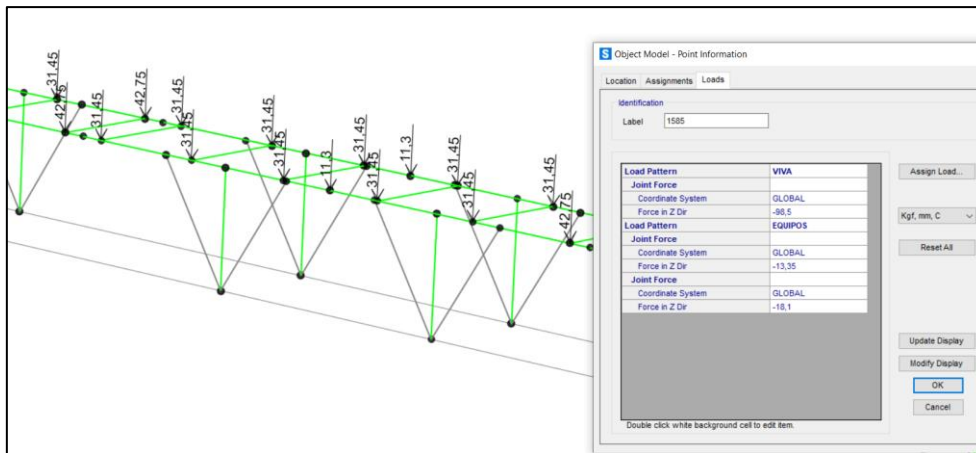


Figura 32. Asignación de carga de equipos en cuerpos Intermedios

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

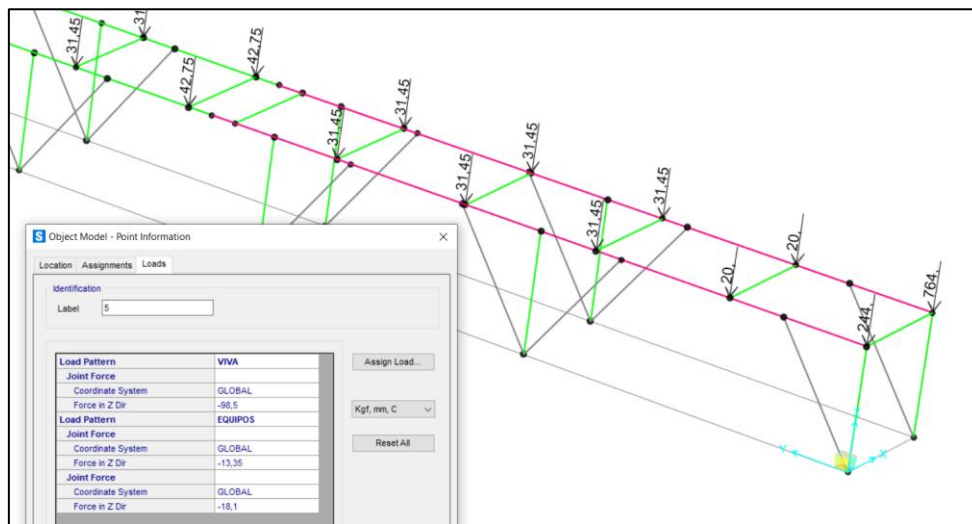


Figura 33. Asignación de carga de equipos en cuerpo B (Motor)

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

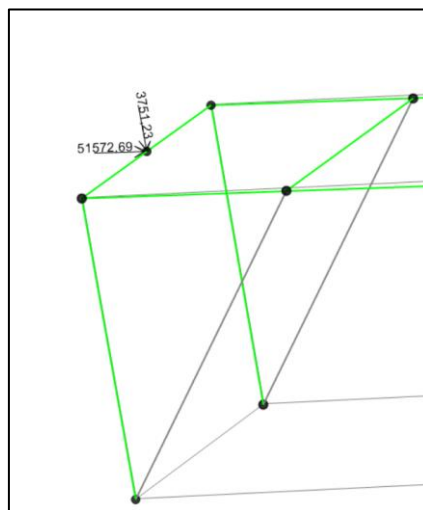


Figura 34. Asignación de carga de tensión de polea de cabeza

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

vii. Carga viva

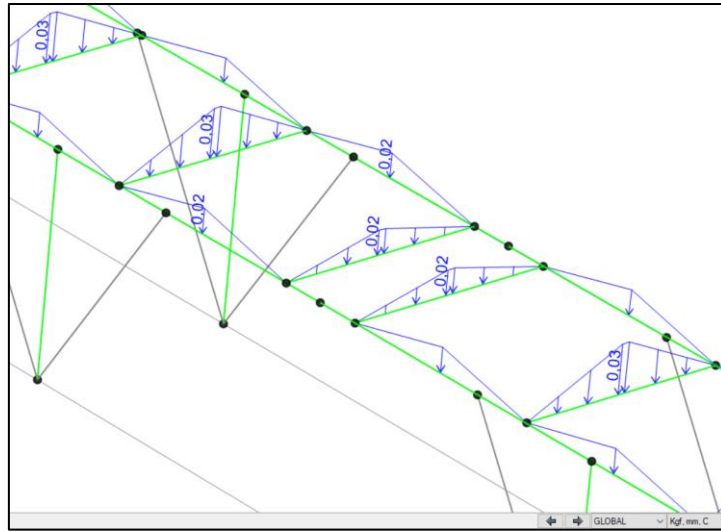


Figura 35. Asignación de carga viva de techo

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

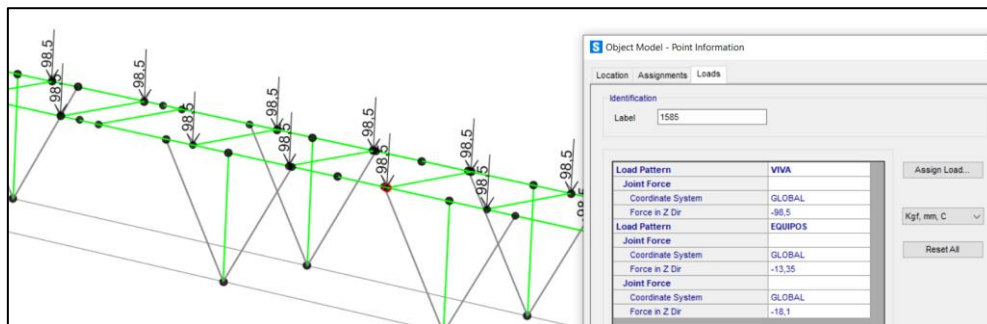


Figura 36. Asignación de capacidad de carga (material)

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

viii. Carga de Viento

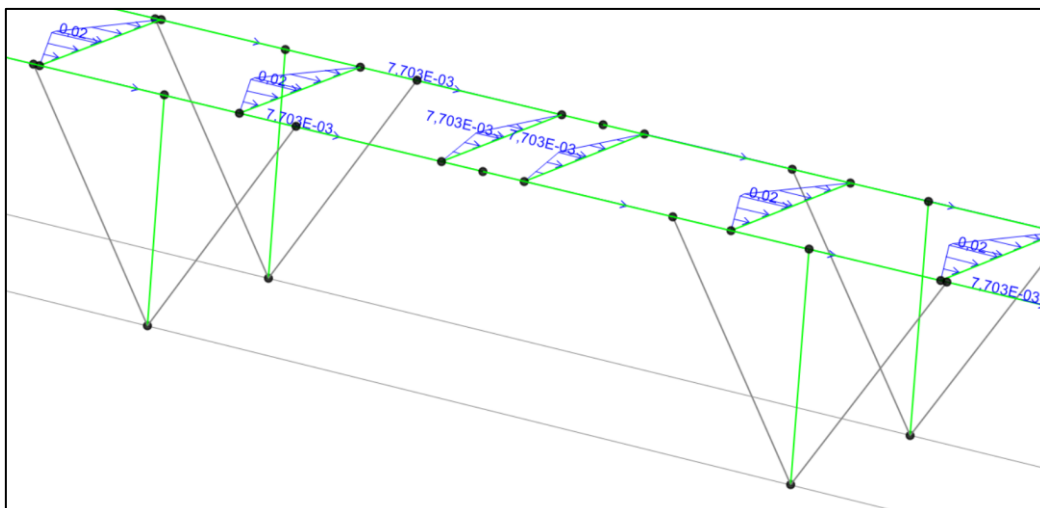


Figura 37. Asignación de carga de viento en eje Y (dirección crítica)

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

ix. Carga de sismo

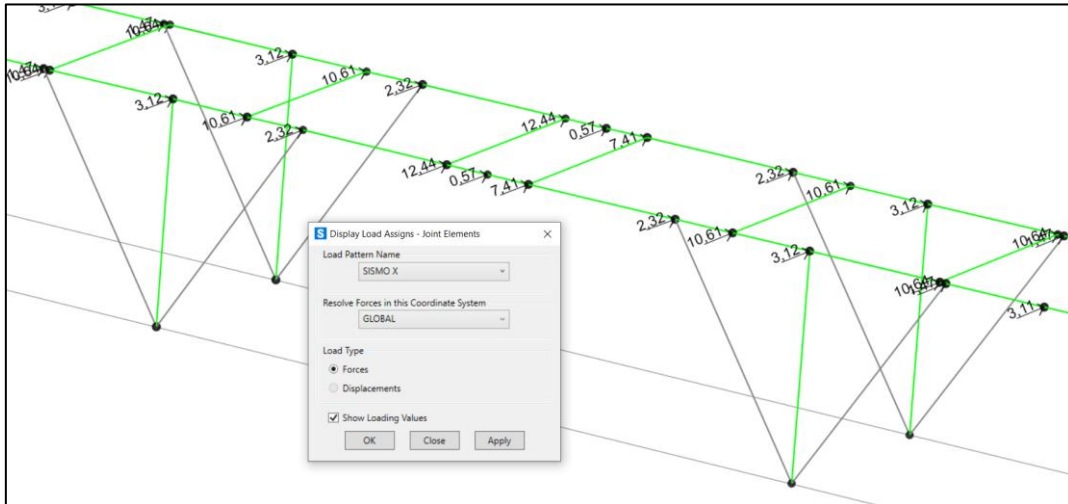


Figura 38. Asignación de cargas sísmica en eje x

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

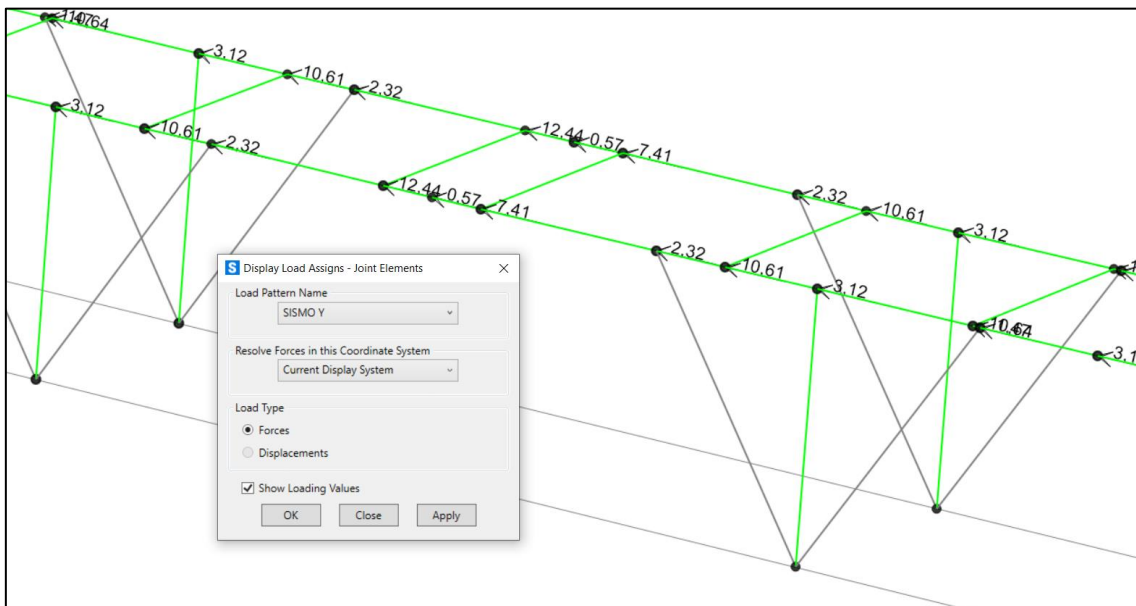


Figura 39. Asignación de carga sísmica en el eje Y

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

i. Resultados de programa SAP20000

i. Deformación y Ratio

Estructura A -Tensor

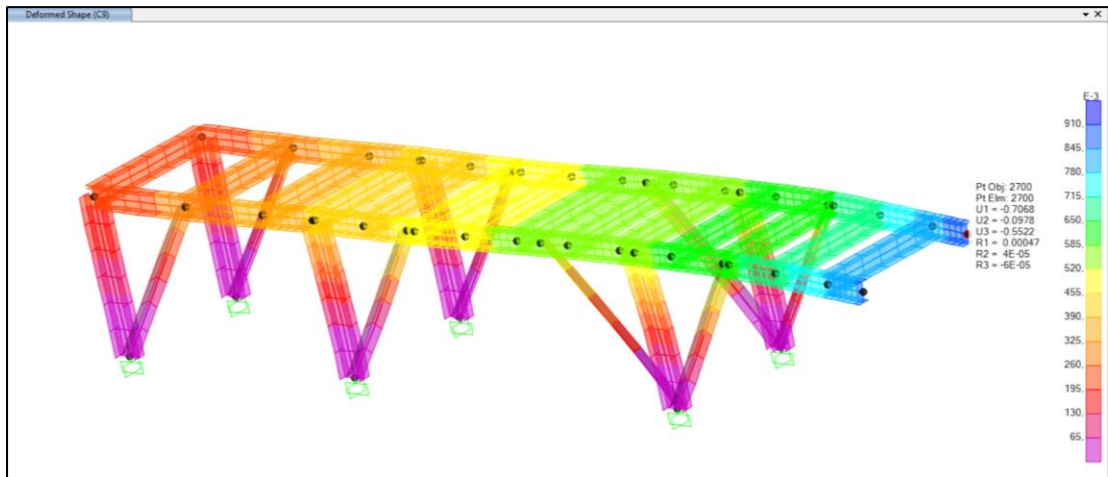


Figura 40. Máxima deformación - Combinación 9

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Tal como se observa en la **Figura 40.** , se logra una deformación máxima de 0.55 mm en el elemento Frame 2700 (W6X12) bajo la combinación de cargas C9. La longitud del Frame 2700 es de 6000 mm en términos de longitud (L), lo que establece que su flecha máxima permitida es de 16.6 mm. En consecuencia, se cumple con los requisitos para la flexión según los criterios de servicio.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{6000}{360} = 16.6 \text{ mm}$$

$$0.55 \text{ mm} < 16.66 \text{ mm OK}$$

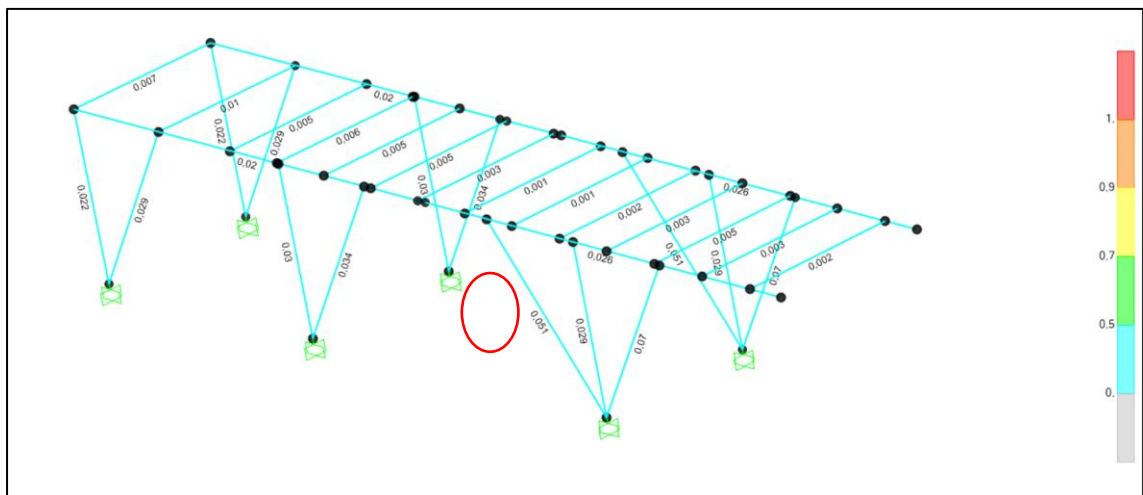


Figura 41. Ratio máximo de estructura A

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Según la **Figura 41.** , el ratio máximo es 0.051 el cual se encuentra dentro de lo permitido, generalmente los ratios estructurales son valores entre 0 y 1 que indican cuán cerca está un elemento de su capacidad de carga bajo diversas fuerzas. Superar 1 lleva a la zona plástica del

material, pero esto no causa fallos si las cargas son mayores. No obstante, los fallos ocurren solo cuando las cargas son mal entendidas o se usan de manera no prevista en el diseño.

Estructura B – Motor

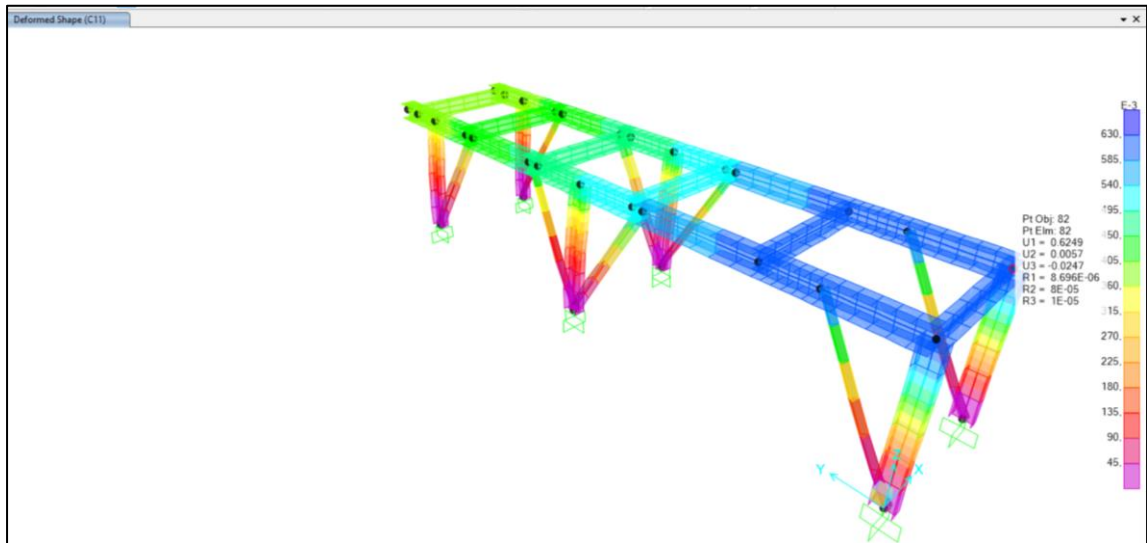


Figura 42. Máxima deformación - Combinación 11

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Tal como se observa en la **Figura 42.**, se alcanza una deformación máxima de 0.02 mm en el elemento Frame 82 (W6X25) bajo la combinación de cargas C11. Por otro lado, la longitud del Frame 82 es de 6000 mm en términos de longitud (L), lo que establece que su flecha máxima permitida es de 16.6 mm. En consecuencia, se cumplen con los requisitos para la flexión según los criterios de servicio.

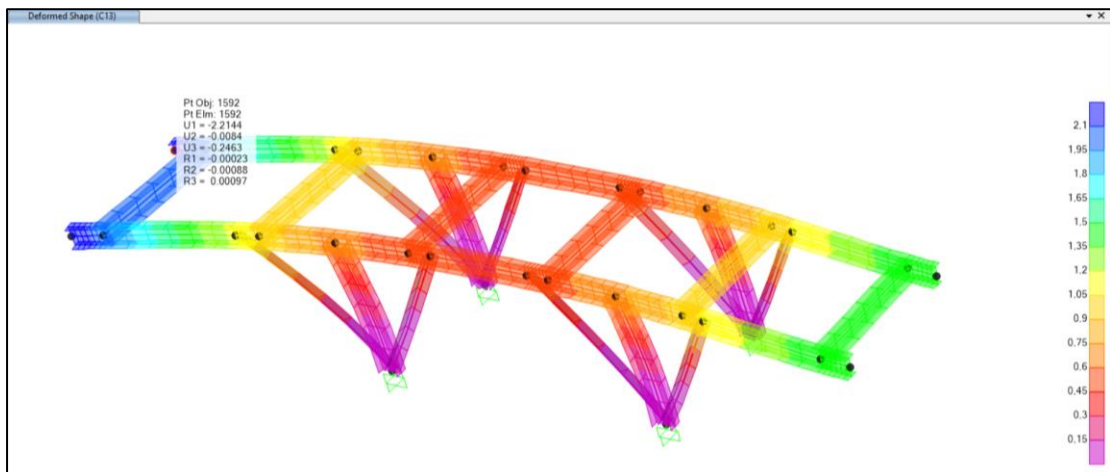


Figura 43. Máxima deformación -Combinación 13

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Tal como se observa en la **Figura 43.** , se logra una deformación máxima de 2.1 mm en el elemento Frame 1592 (W6X12) bajo la combinación de cargas C13. La longitud del Frame 1592 es de 6000 mm en términos de longitud (L), lo que establece que su flecha máxima permitida es de 16.6 mm. En consecuencia, se cumple con los requisitos para la flexión según los criterios de servicio.

$$\text{Deformación del elemento estructural} = \frac{6000}{360} = 16.6 \text{ mm}$$

$$2.1 \text{ mm} < 16.66 \text{ mm OK}$$

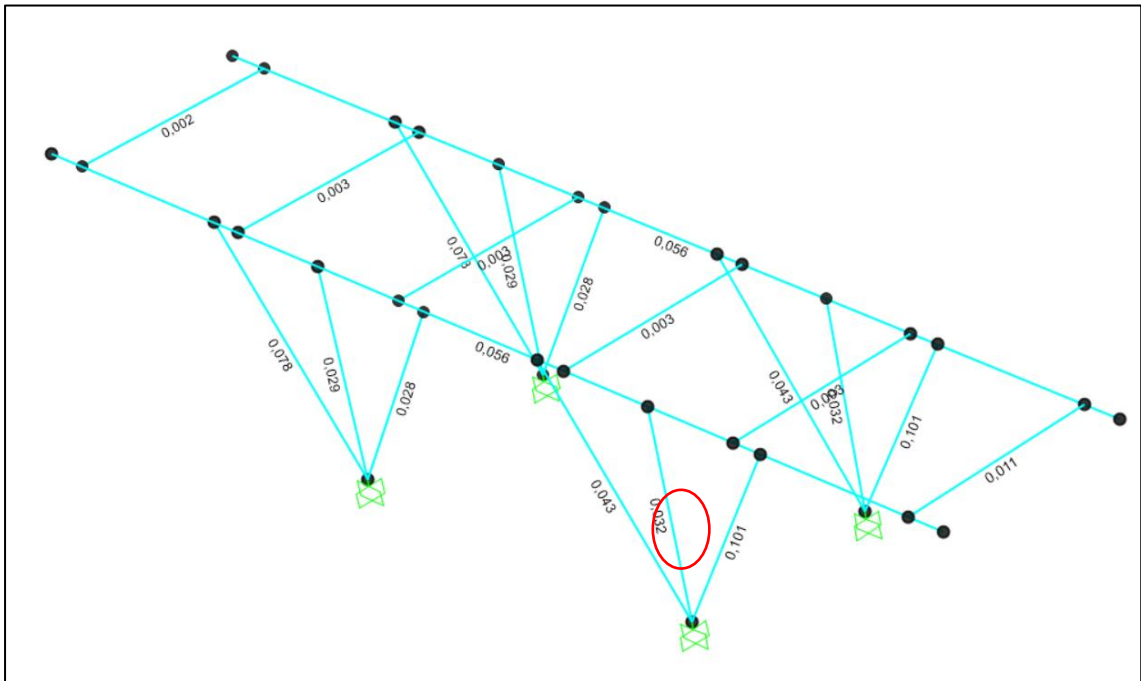


Figura 44. Ratio máximo de Estructura Intermedia

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Según la **Figura 44.** el ratio máximo es 0.1, el cual se encuentra dentro de los límites permitidos. Generalmente, los ratios estructurales son valores entre 0 y 1 que indican cuán cerca está un elemento de su capacidad de carga bajo diversas fuerzas. Superar 1 lleva a la zona plástica del material, pero esto no provoca fallos si las cargas son mayores. Los fallos ocurren únicamente cuando las cargas son mal interpretadas o se utilizan de manera no prevista en el diseño.

ii. Verificación sísmica

Participación sísmica

Para alcanzar la participación sísmica del 90% en las direcciones principales X e Y, se emplean 99 modos de vibración, los cuales se describen en esta sección.

OutputCase	ItemType Text	Item Text	Static Percent	Dynamic Percent
MODAL	Acceleration	UX	100	100
MODAL	Acceleration	UY	100	99,9604

Figura 45. Participación sísmica

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Principales modos de vibración

Los modos de vibración de una estructura determinan su frecuencia natural, basándose en las masas asignadas. Es esencial examinarlos para medir y evaluar el análisis sísmico, considerando el período de vibración.

Tabla 42. Frecuencias y periodos de modos de vibración en la estructura

Caso	Modos de vibración	Periodo	Frecuencia
		Seg	Hz
MODAL	1	0,13874	7,207706798
MODAL	2	0,137402	7,277910135
MODAL	3	0,137123	7,292720087
MODAL	4	0,136648	7,318090805
MODAL	5	0,135971	7,35448832

Fuente: Obtenido del software SAP 2000

Tal como se muestra en la **Tabla 42**, el primer modo de vibración presenta un período de 0.138, el cual es un valor altamente precautorio. Es importante notar que los tres primeros modos de vibración de la estructura son los más destacados, ya que definen el período máximo. Esto es crucial porque en el espectro sísmico, la aceleración se relaciona con el período; un período mayor equivale a una carga sísmica mayor. Debido a que la carga dinámica depende de la magnitud de la aceleración y la masa sísmica (y por ende, su inercia) durante eventos sísmicos.

j. Diseño de placa base y pernos de anclaje

La verificación de la placa base debe ser realizada por un experto en concreto. Por lo tanto, no se proporciona un análisis detallado del concreto. En cambio, se centra en los esfuerzos de la placa de acero, así como en la integración con los pernos de anclaje y la soldadura.

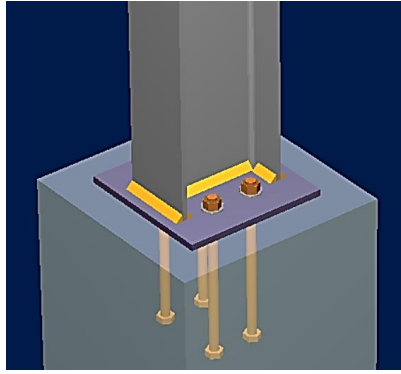


Figura 46. Modelo Isométrico de placa base – Ram Connection

Fuente: Obtenido del software Ram Connection

iii. Definición de cargas en la columna

Axial: Fuerza axial que actúa sobre la columna.

V2: Fuerza cortante que actúa sobre el eje menor de la columna.

V3: Fuerza cortante que actúa sobre el eje mayor de la columna.

M22: Momento flector respecto al eje menor de la columna.

M33: Momento flector respecto al eje mayor de la columna.

El análisis y diseño de las uniones de placa base para este tipo de unión se realizan para ejes locales como se muestra en esquema:

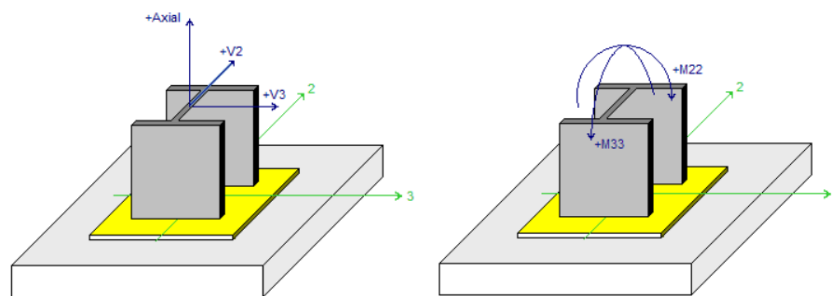


Figura 47. Asignación de cargas a la estructura base

Fuente: Obtenido del software Ram Connection

Las combinaciones de carga se realizan según el ítem 5.6.23.2 – (f)

Tabla 43. Cargas en columna de placa base

Descripción	Pu	Mu22	Mu33	Vu2	Vu3	Tipo de carga
	[Ton]	[Ton*m]	[Ton*m]	[Ton]	[Ton]	
D	-0.13	0.00	0.00	-0.03	0.00	Design
EQ	-0.11	-0.02	0.00	-0.05	0.00	Design
V	-0.40	0.00	0.00	-0.08	0.00	Design
SX	-0.01	-0.01	0.00	0.02	-0.04	Design
SY	0.03	0.01	0.00	-0.04	0.00	Design
W	-0.02	-0.01	0.00	0.02	0.00	Design
C1	-0.33	-0.03	0.00	-0.12	0.00	Design
C2	-0.93	-0.03	0.00	-0.23	0.00	Design
C3	-0.69	-0.03	0.00	-0.18	0.00	Design
C4	-0.30	-0.03	0.00	-0.09	0.00	Design
C5	-0.71	-0.03	0.00	-0.16	0.00	Design
C6	-0.23	-0.02	0.00	-0.05	0.00	Design
C7	-0.70	-0.03	0.00	-0.16	-0.04	Design
C8	-0.65	-0.02	0.00	-0.22	0.00	Design
C9	-0.68	-0.02	0.00	-0.20	0.04	Design
C10	-0.72	-0.04	0.00	-0.14	0.00	Design
C11	-0.22	-0.03	0.00	-0.06	-0.04	Design
C12	-0.18	-0.01	0.00	-0.11	0.00	Design
C13	-0.21	-0.01	0.00	-0.09	0.04	Design
C14	-0.25	-0.03	0.00	-0.04	0.00	Design

Fuente: Obtenido del software Ram Conexión

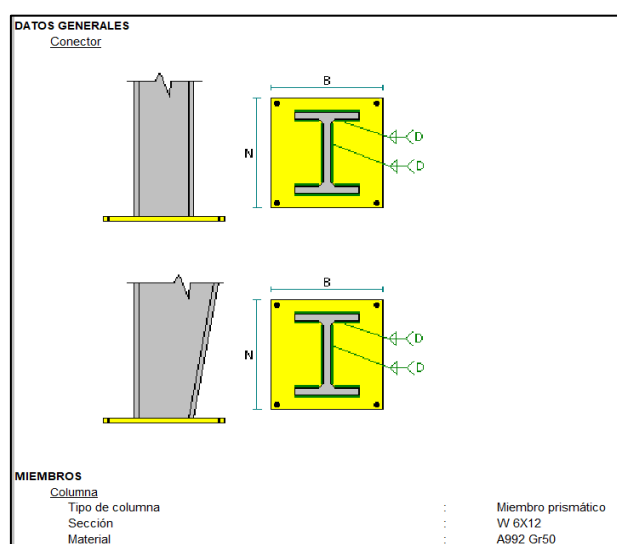


Figura 48. Datos generales de la columna

Fuente: Obtenido del software Ram Conexión

Tabla 44. Resultados del dimensionamiento de la placa base

Placa base	
Posición respecto al apoyo	Centro
N: Dimensión longitudinal	200mm
B: Dimensión transversal	200mm
Espesor	9mm
Material	A36
Soldadura de la columna	E70XX
D: Tamaño de soldadura a la columna (1/16 in)	6
Ancla	
Posición de las anclas	Posición longitudinal
Número de filas por lado	1
Número anclas por fila	2
Distancia longitudinal al borde de la placa	130mm
Distancia transversal al borde de la placa	50mm
Tipo de ancla	Con cabeza
Tipo de cabeza	Hexagonal
Ancla	1/2"
Profundidad efectiva de embebido	200mm
Longitud total	225,8 mm
Material	A-36
Fy	2,53 T/cm ²
Fu	4,08 T/cm ²

Fuente: Obtenido del software Ram Connection

iv. Resultados del análisis

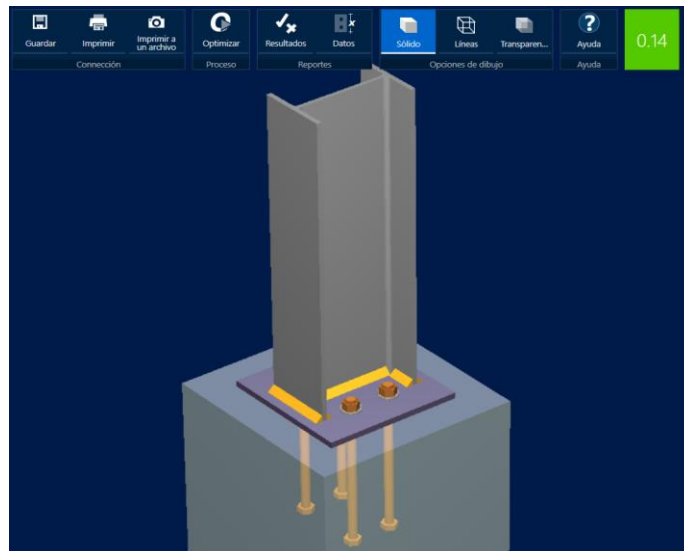


Figura 49. Factor de seguridad de conexionado de placa base

Fuente: Obtenido del software Ram Connection

FS=0.14

v. Diseño en el eje mayor (Placa Base)

- *Placa base*

Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento) [Ton*m/m]

$$fMn = f \cdot Fy \cdot tp / 4 = 0,9 \cdot 2531,04 \cdot 0,92 / 4 = \mathbf{0,461 \text{ T*m/m}}$$

fMn	:	Resistencia permitida o de diseño por unidad de longitud
f	:	Esfuerzo combinado en soldadura
tp	:	Espesor de la placa [cm]
Fy	:	Mínimo esfuerzo especificado de fluencia [kg/cm ²]

$$m = m = 2,72[\text{cm}] \quad \text{DG1 Sec 3.1.2}$$

$$n = n = 5,94[\text{cm}] \quad \text{DG1 Sec 3.1.2}$$

m	:	Interface de aplastamiento paralela a la dirección de momento
n	:	Interface de aplastamiento perpendicular a la dirección de momento

$$Mpl = \max (MpM, MpN) = \max (0,007179, 0,0629) = \mathbf{0,0629 \text{ T*m/m}}$$

Mpl	:	Flexión en la placa por unidad de ancho
MpM	:	Flexión por unidad de ancho en la interfaz de aplastamiento para el cantiléver m. [T*m/m]
MpN	:	Flexión por unidad de ancho en la interfaz de aplastamiento para el cantiléver n. [T*m/m]

Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento) [Ton*m/m]

Capacidad	:	0.46
Demanda	:	0.06
Combinación	:	C10
Ratio	:	0.14

Flexión en fluencia (interfaz de tensión) [Ton*m/m]

$$fMn = f \cdot Fy \cdot tp^{2/4} = 0,9 \cdot 2531,04 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,9 \text{ cm}^{2/4} = 0,461 \text{ T} \cdot \text{m/m}$$

$$MpT = Mstrip / Beff = 0,000442 \text{ T} \cdot \text{m} / 1,87 \text{ cm} = 0,0236 \text{ T} \cdot \text{m/m}$$

MpT : Flexión por unidad de ancho en la franja sin rigidizar para la interfaz de tensión

Mstrip : Momento máximo en la franja

Beff : Ancho efectivo de control

- *Columna*

Resistencia de la soldadura [Ton/m]

$$\text{Factor de ángulo de carga} = 1 + 0,5 \cdot (\sin(q))^{1,5} = 1 + 0,5 \cdot (\sin(1,57))^{1,5} = 1,5$$

q : Ángulo de carga

$$Fw = 0,6 \cdot FEXX \cdot \text{Factor de ángulo de carga} =$$

$$0,6 \cdot 4921,46 \text{ kg/cm}^2 \cdot 1,5 = 4429,32 \text{ kg/cm}^2$$

Fw : Resistencia nominal del metal de soldadura por unidad de área

FEXX : Número de clasificación del electrodo

$$Aw = (2)^{1/2} \cdot D / 16 \text{ in} \cdot L = (2)^{1/2} \cdot 6 / 16 \text{ in} \cdot 100 \text{ cm} = 67,35 \text{ cm}^2$$

Aw : Área efectiva de la soldadura

L : Distancia entre un anclaje y la sección de columna

D : Número de dieciseisavos de pulgada en el tamaño de soldadura

$$fRw = f \cdot Fw \cdot Aw / L = 0,75 \cdot 4429,32 \text{ kg/cm}^2 \cdot 67,35 \text{ cm}^2 / 100 \text{ cm} = 2,24 \text{ T/cm}$$

$$= \mathbf{223.74 \text{ T/m}}$$

fRw : Capacidad de la soldadura de filete por unidad de longitud

$$beff = 2 \cdot L = 2 \cdot 3,95 \text{ cm} = 7,89 \text{ cm}$$

beff : Ancho efectivo del bloque de compresión

$$\text{Máxima carga en la soldadura} = T / beff = 0,0472 \text{ T} / 7,89 \text{ cm} = 0,005979 \text{ T/cm}$$

$$= \mathbf{0.6T/m}$$

T : Resistencia requerida de tensión en el ancla

Resistencia de la soldadura a corte método elástico [Ton/m]

$$\text{Factor de ángulo de carga} = 1 + 0,5 \cdot (\sin(q))^{1,5} = 1 + 0,5 \cdot (\sin(0))^{1,5} = 1$$

$$F_w = 0.6 * F_{EXX} * \text{Factor de ángulo de carga} = 0.6 * 4921,46 \text{ kg/cm}^2 * 1 = 2952,88 [\text{kg/cm}^2]$$

$$A_w = (2)1/2 * D / 16 \text{ in} * L = (2)1/2 * 6 / 16 \text{ in} * 100 \text{ cm} = 67,35 \text{ cm}^2 \quad \text{Sec. J2.4}$$

$$f_{Rw} = f * F_w * A_w / L = 0,75 * 2952,88 \text{ kg/cm}^2 * 67,35 \text{ cm}^2 / 100 \text{ cm} = 1,49 \text{ T/cm} \\ = \mathbf{149.16 \text{ T/m}}$$

$$f_v = V / L_{\text{shear}} = 0,227 \text{ T} / 25,25 \text{ cm} = 0,008986 \text{ T/cm} = \mathbf{0.9 \text{ T/m}}$$

f_v : Fuerza de corte vertical en la soldadura

V: Carga de corte

L_{shear} : Longitud de la soldadura sometida a corte

Resistencia de la soldadura a axial método elástico [Ton/m]

$$\text{Factor de ángulo de carga} = 1 + 0.5 * (\sin(q))^{1.5} = 1 + 0.5 * (\sin(1,57))^{1.5} = 1,5$$

$$F_w = 0.6 * F_{EXX} * \text{Factor de ángulo de carga} = 0.6 * 4921,46 \text{ kg/cm}^2 * 1,5 \\ = 4429,32 \text{ kg/cm}^2$$

$$A_w = (2)1/2 * D / 16 \text{ in} * L = (2)1/2 * 6 / 16 \text{ in} * 100 \text{ cm} = 67,35 \text{ cm}^2$$

$$f_{Rw} = f * F_w * A_w / L = 0,75 * 4429,32 \text{ kg/cm}^2 * 67,35 \text{ cm}^2 / 100 \text{ cm} = 2,24 \text{ T/cm} \\ = 223.74 \text{ T/m}$$

$$f_a = P / L = 0 \text{ T} / 34,92 \text{ cm} = 0 \text{ T/cm}$$

f_a : Esfuerzo axial en la soldadura

P: Fuerza axial requerida

$$f_b = M * c / I = 0,004414 \text{ T*m} * 7,66 \text{ cm} / 2231,81 \text{ cm}^3 = 0,001514 \text{ T/cm}$$

f_b : Fuerza de flexión en la soldadura

M: Momento requerido

c: Distancia al grupo de soldadura

I: Inercia del grupo de soldadura

$$f = f_b + f_a = 0,001514 \text{ T/cm} + 0 \text{ T/cm} = 0,001514 \text{ T/cm} = \mathbf{0.15 \text{ T/m}}$$

f: Esfuerzo combinado en soldadura

vi. Diseño en el eje menor (Placa Base)

- *Placa base*

Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento) [Ton*m/m]

Capacidad: 0.46

Demanda: 0.06

Combinación: C10

Ratio: 0.14

Flexión en fluencia (interfaz de tensión) [Ton*m/m]

Capacidad: 0.46

Demanda: 0.02

Combinación: SY

Ratio: 0.05

- *Columna*

Resistencia de la soldadura [Ton/m]

Capacidad: 223.74

Demanda: 0.60

Combinación: SY

Ratio: 0.00

Resistencia de la soldadura a corte método elástico [Ton/m]

Capacidad: 149.16

Demanda: 0.11

Combinación: C7

Ratio: 0.00

Resistencia de la soldadura a axial método elástico [Ton/m]

Capacidad: 223.74

Demanda: 5.41

Combinación: C10

Ratio: 0.02

vii. Eje mayor (Anclas)

Verificación	Unit	Capacidad	Demand	Ctrl	EQ	Ratio	References
Tensión en anclas	[Ton]	2.80	0.05	SY	0.02		Eq. D-3
Arrancamiento de ancla en tensión	[Ton]	3.46	0.05	SY	0.01		Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas en tensión	[Ton]	3.46	0.09	C14	0.03		Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Extracción por deslizamiento de ancla en tensión	[Ton]	4.14	0.05	SY	0.01		Sec. D.4.1.1
Corte en el ancla	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04		Eq. D-20
Arrancamiento de ancla a corte	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04		Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	1.79	0.23	C2	0.13		Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de ancla a corte	[Ton]	6.93	0.06	C2	0.01		Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	6.93	0.11	C2	0.02		Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Interacción tensión corte	[Ton]	1.20	0.00	EQ	0.00		Eq. D-3,

Relación 0.13

viii. Eje menor (Anclas)

Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl	EQ	Ratio	References
Tensión en anclas	[Ton]	2.80	0.05	SY	0.02		Eq. D-3
Arrancamiento de ancla en tensión	[Ton]	3.46	0.05	SY	0.01		Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas en tensión	[Ton]	3.84	0.11	SY	0.03		Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Extracción por deslizamiento de ancla en tensión	[Ton]	4.14	0.05	SY	0.01		Sec. D.4.1.1
Corte en el ancla	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04		Eq. D-20
Arrancamiento de ancla a corte	[Ton]	1.39	0.01	C7	0.01		Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	1.91	0.04	C7	0.02		Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de ancla a corte	[Ton]	6.93	0.01	C7	0.00		Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	10.00	0.04	SX	0.00		Eq. D-5, Sec. D.4.1.1

Interacción tensión corte [Ton] 1.20 0.00 EQ 0.00 Eq. D-3,
Eq. D-4,
Sec. D.4.1.1,
Eq. D-5,
Eq. D-20,
Sec. D.7

Relación 0.04

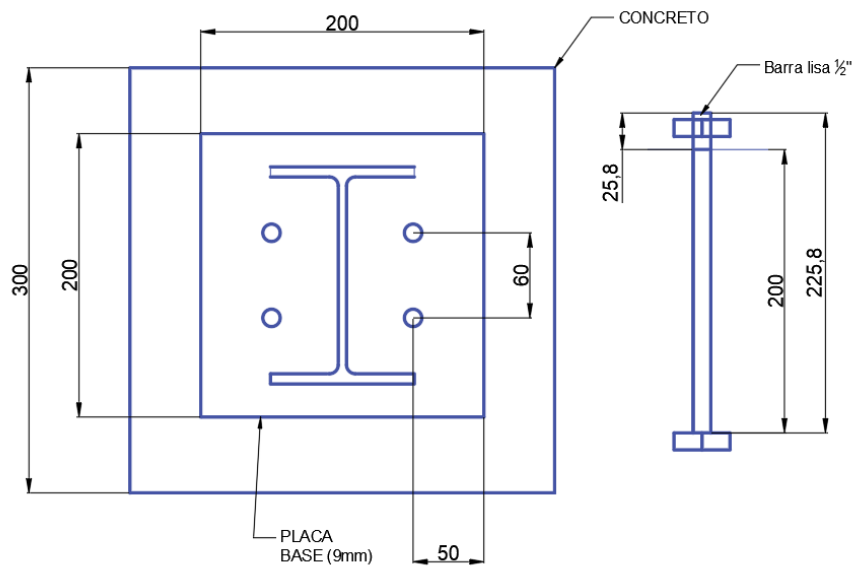


Figura 50. Dimensionamiento de la placa base

Fuente: Obtenido del software Ram Connection

**CAPÍTULO VI :
COSTOS DE LA FAJA TRANSPORTADORA**

6.1 Costos de los Componentes Mecánicos

Los costos mostrados no incluyen IGV.

Tabla 45. Costos de los Componentes Mecánicos

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Marca</i>	<i>Detalle</i>	<i>Cant.</i>	<i>Unid.</i>	<i>Costo Unit. (\$)</i>	<i>Costo Total (\$)</i>
1	Faja Transportadora	MAINSK	800 EP 400/3 5+2 Y	330	m	60	19800
2	Sello del faldón	CBT	Perfil de jebe EDPM labio doble e=12 mm	10	m	85	850
3	Empalme de la faja	CBT	Kit de empalme, servicio de preparación	1	und.	12000	12000
4	Motor	WEG	Motor Eléctrico W22Xec IE3 55 kW 4P 225S/M 3F 440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T	1	und.	43556	43556
5	Caja Reductora	SEW EURODRIVE	R167AMS225. Índice de reducción de 47 y un par de salida máximo de 20 000 Nm.	1	und.	38770	38770
6	Acoplamiento	RENOLD	Acoplamiento Flexible PM40	1	und.	10770	10770
7	Polea motriz	ULMA	Polea de cabeza de diámetro	1	und.	8200	8200

<i>exterior de 800 mm</i>							
8	<i>Chumacera de polea motriz</i>	<i>SKF</i>	<i>Soporte de pie con rodamiento y manguito de fijación</i>	2	<i>und.</i>	843	1686
9	<i>Polea de cola</i>	<i>ULMA</i>	<i>Polea de cabeza de diámetro exterior de 800 mm</i>	1	<i>und.</i>	3600	3600
10	<i>Chumacera de polea de cola</i>	<i>SKF</i>	<i>Soporte de pie con rodamiento y manguito de fijación</i>	2	<i>und.</i>	843	1686
11	<i>Polines de Carga</i>	<i>ULMA</i>	<i>Estación de carga (artesa)</i>	120	<i>und.</i>	220	26400
12	<i>Polines de Impacto</i>	<i>ULMA</i>	<i>Estación de impacto (artesa)</i>	15	<i>und.</i>	289	4335
13	<i>Polines de retorno</i>	<i>ULMA</i>	<i>Estación de retorno (artesa)</i>	50	<i>und.</i>	130	6500
14	<i>Limpiador</i>	<i>MARTIN</i>	<i>QC 1 24 HD ASM 22 Sol Twist para faja de 800 mm</i>	2	<i>und.</i>	3087	6174
15	<i>Ventana de Inspección</i>	<i>MARTIN</i>	<i>Martin Low Profile Access Door para faja de 800 mm</i>	1	<i>und.</i>	1382	1382
16	<i>Interruptor de control</i>	<i>CONVEYOR COMPONENTS</i>	<i>2 SPDT Micro Switches Encerramiento Nema 4</i>	8	<i>und.</i>	358	2864
17	<i>Interruptor de rotura de faja</i>	<i>CONVEYOR COMPONENTS</i>	<i>2 SPDT Micro Switches</i>	8	<i>und.</i>	426	3408

<i>Encerramiento Nema 4</i>							
18	<i>Interruptor de control de velocidad cero</i>	<i>CONVEYOR COMPONENTS</i>	<i>Encerramiento NEMA 4X Alimentación 105 – 135 VAC 50/60 Hz</i>	1	<i>und.</i>	646	646
19	<i>Interruptor de control de atoro</i>	<i>CONVEYOR COMPONENTS</i>	<i>Unidad de control con gabinete NEMA 4</i>	2	<i>und.</i>	579	1158
20	<i>Baliza y sirena</i>	<i>ROCKWELL AUTOMATION</i>	<i>Baliza de tres colores, sirena tipo industrial</i>	2	<i>und.</i>	1023	2046
21	<i>Detector de metales</i>	<i>PRECISION</i>	<i>Detector de metales magnéticos y no magnéticos</i>	1	<i>und.</i>	11400	11400
22	<i>Sistema Oleohidraulico de Tensado</i>	<i>WEG y BOSCH</i>	<i>Motor, pistón, válvulas, sensores y accesorios.</i>	1	<i>und.</i>	21000	21000
23	<i>Revestimiento de chutes y faldones</i>	<i>TIVAR 88</i>	<i>Revestimiento e = 3/8 in para chute de carga descarga y faldón, incluye pernos pasantes con tapón</i>	1	<i>und.</i>	20780	20780
<i>Subtotal de los Componentes Mecánicos</i>							<i>249011</i>

Fuente: Elaboración Propia

6.2 Costos de los componentes estructurales

Para determinar el costo de los componentes estructurales, se han agrupado los elementos y perfiles de la estructura metálica en ensambles. El precio por kilogramo de acero fabricado y pintado varía entre \$2 y \$4. Para este caso específico, se tomará como referencia un precio de \$2.87 por kilogramo.

Tabla 46. Costos de los Componentes Estructurales

<i>Ítem</i>	<i>Ensamble</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Descripción</i>	<i>Peso Unit. (kg)</i>	<i>Peso Total (kg)</i>	<i>Costo Total (\$)</i>
01	Cuerpo A	1	<i>Estructura que sostiene a la tolva, donde se encuentra la polea de cola y el sistema de tensión oleo hidráulico.</i>	2,817.44	2817.44	\$ 8,086.05
02	Cuerpo Intermedio	1	<i>Estructura intermedia que soporta los polines de carga y de retorno.</i>	973.93	973.93	\$ 2,795.17
03	Cuerpo B	1	<i>Estructura que sostiene a la polea de cabeza, donde está ubicado el motorreductor.</i>	2282.51	2282.51	\$ 6,550.80
<i>Subtotal de los componentes Estructurales</i>						<i>\$ 17,432.04</i>

Fuente: Elaboración Propia

6.3 Resumen de Costos

A continuación, en la **Tabla 47** se resume el costo de implementación de la faja transportadora:

Tabla 47. Resumen de costos de la faja transportadora

Costos de la Faja Transportadora	
Subtotal de los componentes mecánicos	\$ 249, 011.00
Subtotal de los componentes estructurales	\$ 17, 432.04
Subtotal de cobertura y pintura	\$ 7,844.82
Costo Total	\$ 274,287.86

Fuente: Elaboración Propia

En la **Tabla 47** se ha considerado como costos relacionados a cobertura y pintura de la estructura el 45% del subtotal de los componentes estructurales. Cabe destacar que no se han incluido costos de ingeniería de detalle ni IGV.

CONCLUSIONES

En base a los resultados obtenidos se tiene que:

1. Se ha logrado obtener una comprensión completa y detallada de los factores que influyen en la operación de transporte. Esta información ha permitido determinar con precisión los requisitos de diseño del tramo de la faja transportadora, teniendo en cuenta aspectos cruciales como la carga, el entorno operativo y las condiciones ambientales.
2. Se ha llevado a cabo un proceso exhaustivo de evaluación y cálculo para seleccionar los componentes, materiales y elementos motrices adecuados. Mediante el uso de criterios de ingeniería de diseño mecánico, se han identificado los elementos óptimos para la faja transportadora. Esta selección meticulosa garantiza un funcionamiento eficiente, seguro y sostenible del sistema.
3. El diseño estructural ha sido abordado con un enfoque sólido de ingeniería de diseño mecánico. Se ha desarrollado un diseño estructural robusto y confiable utilizando herramientas computacionales como SAP 2000 y RAM Connection, que proporcionan la resistencia y estabilidad necesarias para soportar las cargas y condiciones de operación previstas. El uso de este tipo de herramientas no solo aumenta la eficiencia y precisión, sino que también brinda la capacidad de abordar problemas más complejos y realizar análisis más sofisticados.
4. Se ha calculado que el costo aproximado para la ejecución del proyecto asciende a \$274,287.86, sin considerar los costos de ingeniería de detalle ni el IGV.

RECOMENDACIONES

1. Para futuras investigaciones y aplicaciones similares, se sugiere llevar a cabo un monitoreo continuo de las condiciones ambientales y laborales en la ruta de transporte de caliza. Esto permitirá ajustar y optimizar el diseño de la faja transportadora según las variaciones en el entorno operativo.
2. Se recomienda realizar evaluaciones periódicas de los componentes, materiales y elementos motrices de la faja transportadora para garantizar su funcionamiento óptimo a lo largo del tiempo. El mantenimiento preventivo y la inspección regular contribuirán a prolongar la vida útil del sistema y a minimizar los tiempos de inactividad.
3. Se sugiere explorar en futuros estudios la integración de tecnologías avanzadas, como sistemas de control automatizado, para optimizar aún más la eficiencia y operatividad del sistema de transporte por faja.
4. Se sugiere implementar un sistema de seguridad con pull cord en la faja transportadora. Este dispositivo permitirá a los operadores detener rápidamente la faja en caso de emergencia o situaciones de riesgo. Colocar puntos estratégicos de pull cord a lo largo del tramo, especialmente cerca de zonas críticas o puntos de carga/descarga, garantizará una respuesta inmediata ante cualquier eventualidad, mejorando así la seguridad operativa.
5. Para mitigar la generación de polvo durante el transporte de material a lo largo de la faja, se recomienda implementar un sistema de control de polvo mediante pulse jet. Este sistema utiliza ráfagas de aire comprimido para limpiar periódicamente los filtros del colector de polvo, evitando la acumulación y dispersión de partículas en el entorno. La instalación de este dispositivo contribuirá significativamente a mantener un ambiente de trabajo más limpio y seguro, al tiempo que reduce los riesgos asociados al polvo en suspensión.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARIAS, 2020. *Proyecto de Tesis Guía para la elaboración*. S.l.: s.n. ISBN 978-612-00-5416-1.
- ARROYO GUTIÉRREZ, J.Á., 2020. *Diseño de un transportador de banda de 90 metros de longitud y 1500 m³/h de capacidad de transporte de piedra caliza* [en línea]. Tesis de Pregrado. España: Universidad de Cantabria. [consulta: 3 mayo 2023]. Disponible en: <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/20357>.
- BANKAR, M.B., CHAVAN SUMIT, V., CHIKANE PRAJAKTA, D. y PAYGUDE NIKITE, B., 2019. Design and Analysis of Belt Conveyor System for Limestone. *Journal of Analysis and Computation*, ISSN 0973-2861.
- BUDYNAS, R. y NISBETT, K., 2008. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8va. México: McGraw-Hill Interamericana.
- BUTILER PACHECO, E.Ó. y SANTOS MATOS, J.I., 2015. *Diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras para aumentar la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el Puerto del Callao* [en línea]. Tesis de Pregrado. S.l.: Universidad Nacional del Callao. Disponible en: <http://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/1493>.
- CAIPO, M., 2021. *Diseño De Faja Transportadora De Alimentación De 350m/H De Concentrado De Cobre Con Automatización Oleo hidráulica De Tensado Y Tolva De Recepción* [en línea]. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín. Disponible en: <https://repositorio.unsa.edu.pe/items/e495cbbd-b14b-43b2-ac45-d0593fb1e715>.
- CEMA, 2014. *Belt Conveyors for Bulk Materials*. 5th. S.l.: Conveyor Equipment Manufacturers Association. The CEMA Book,
- CHOQUENAIRA, E., 2018. *Cálculo y diseño de un tramo del sistema de transporte por faja con pendiente de 15 grados para trasladar pellets de 3/16" de diámetro analizado por cema* [en línea]. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín. Disponible en: <https://repositorio.unsa.edu.pe/items/0e0535cc-4852-4d73-9784-24a68919882c>.
- Cintas Transportadoras Rotrans. *Rotrans S.A.* [en línea], 2023. [consulta: 17 mayo 2023]. Disponible en: <https://rotranssa.com/cintas-transportadoras>.
- COMPUTERS AND STRUCTURES, INC., 2021. *SAP2000*. 2021. S.l.: s.n.
- ESPINOZA, 2010. *Metodología de investigación tecnológica*. primera. Perú: s.n. vol. 1. ISBN 978-612-00-0222-3.
- ESPINOZA, Montes Ciro, 2010. *Metodología de Investigación tecnologica* [en línea]. Peru: s.n. ISBN 978-612-00-0222-3. Disponible en: <https://ciroespinoza.files.wordpress.com/2012/01/metodologc3ada-de-investigacic3b3n-tecnolc3b3gica.pdf>.
- GONZÁLEZ DÍAZ, M.J. y LOBOS GONZÁLEZ, G.A., 2018. Estudio y diseño de cinta transportadora automatizada. En: Accepted: 2018-10-03T14:17:14Z Artwork Medium: CD ROM Interview Medium: CD ROM [en línea], [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/42506>.
- HERNÁNDEZ SAMPIERI, R., FERNÁNDEZ COLLADO, C. y BAPTISTA LUCIO, M., 2003. *Metodología de la investigación*. 6ta. S.l.: McGRAW-HILL.

- HERSAL_A_WM, 2023. Reductores de velocidad. *Corporación HERSAL* [en línea]. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <https://hersal.com.pe/productos/reductores-de-velocidad/>.
- HUAYRAYO, J., 2022. *Estudio del comportamiento dinámico de la faja transportadora cv-002b tramo 1 – 4 mediante el análisis modal operacional en la sociedad minera el brocal* [en línea]. Cusco: Universidad Nacional De San Antonio Abad Del Cusco. Disponible en: https://repositorio.unsaac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12918/6926/253T20220389_TC.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
- JARA OSORIO, F.I. y MONTENEGRO CRISTI, M.A., 2022. Diseño para cinta transportadora de cobre. En: Accepted: 2022-08-31T15:24:07Z [en línea], [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/53984>.
- MARTINEZ, J., 2020. *Montaje de una faja overland de sistema tipo radial para el transporte de material pórfido cuprífero desde el stock pile Antapaccay hacia el stock pile tintaya* [en línea]. Pimentel: Universidad Señor de Sipan. Disponible en: <https://repositorio.uss.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12802/7683/Mart%20adnez%20Dorado%20Jos%20Humberto.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
- MCCORMAC, J. y CSERNAK, S., 2012. *Diseño de estructuras de acero*. quinta edición. S.l.: s.n.
- MELO, J.L., 2009. *Ergonomía Práctica. Guía para la Evaluación Ergonómica de un Puesto de Trabajo*. Argentina: Fundación MAPFRE. ISBN 978-987-97960-6-1.
- MINEM, 2019. *Guía de Orientación del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnóstico Energético - INDUSTRIAS CEMENTERAS* [en línea]. 2019. S.l.: s.n. Disponible en: https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/DGEE/eficiencia%20energetica/publicaciones/guias/12_%20%20guia%20industrias%20cementeras%20DGEE%2006-09-19.pdf.
- MOLLEAPAZA, J., 2018. *Estudio metodológico del tramo 1 de una faja transportadora para trasladar trozos de mineral de cobre con una capacidad de 944 tph usando contrapeso de bloques de concreto evaluada con normas del sistema ingles* [en línea]. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín. Disponible en: <https://repositorio.unsa.edu.pe/server/api/core/bitstreams/d416dd60-bac1-4fc5-8578-59d07f7e4b65/content>.
- Norma E.020 Cargas* [en línea], 2020. 2020. S.l.: s.n. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: https://drive.google.com/file/d/15atg-9w0OEXjR5C1m6IXUFihwYeUhlaN/view?usp=sharing&usp=embed_facebook.
- Norma E.030 Diseño sismorresistente* [en línea], 2020. 2020. S.l.: s.n. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: https://drive.google.com/file/d/1W14N6JldWPN8wUZSqWZnUphg6C559bi-/view?usp=sharing&usp=embed_facebook.
- Norma E.090 Estructuras metálicas* [en línea], 2020. 2020. S.l.: s.n. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: https://drive.google.com/file/d/1xWH8ciDZd_QB7EK0xOOLGr4qiYWURSKJ/view?usp=sharing&usp=embed_facebook.

- RIOS BALLARDO, M.G., 2022. *Cálculo dinámico y selección de componentes principales en una faja overland de 2729 metros de longitud para el transporte de concentrado de cobre de 9400 T/H de capacidad* [en línea]. S.l.: Universidad Nacional de Ingeniería. Disponible en: <https://repositorio.uni.edu.pe/handle/20.500.14076/23030>.
- ROYDISA, 2017. *Reductores Mecánicos*. *Roydisa* [en línea]. Disponible en: <https://www.roydisa.es/archivos/3356>.
- SANJUÁN BARBUDO, M.Á. y CHINCHÓN YEPES, S., 2014. *INTRODUCCIÓN A LA FABRICACIÓN Y NORMALIZACIÓN DEL CEMENTO PORTLAND* [en línea]. S.l.: Universidad de Alicante. ISBN 978-84-9717-305-6. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/32322379.pdf>.
- SEW EURODRIVE, 2023. *Catalog Gear Units* [en línea]. 2023. S.l.: s.n. Disponible en: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/27797880.pdf>.
- SKF, 2023. SNL 3040 + 22234 K + H 3134 - Housing kits | SKF. [en línea]. [consulta: 11 agosto 2023]. Disponible en: <https://www.skf.com/au/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-30-31-32-series/productid-SNL%203040%20%2B%2022234%20K%20%2B%20H%203134>.
- SKOCIR, T., 2018. *Mechanical Conveyors: Selection and Operation*. S.l.: Routledge. ISBN 978-1-351-43270-2.
- SOLIS, F., 2022. *Diseño mecánico y estructural de una faja transportadora de 420 tn/h con sus chutes de traspaso de material verificados con elementos discretos* [en línea]. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín. Disponible en: <https://repositorio.unsa.edu.pe/items/3eafcd00-e1b4-49cd-bf49-d75f12c7db58>.
- TANCO PAREDES, E.L., 2019. *Rediseño de una faja transportadora de 30 pulgadas por 15.6 metros accionado con un motor eléctrico de 15hp para traslado de material de la minera Buenaventura* [en línea]. S.l.: Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12773/13441>.
- ULMA, 2016. *Catálogo Técnico - Conveyor Components* [en línea]. 2016. S.l.: s.n. Disponible en: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut84/anx2tut84.pdf>.
- URUGAL, A., 2015. *Mechanical Design of Machine Components*. 2da. S.l.: CRC Press.
- VARGAS-BOLAÑOS, D.M., 2021. *Propuesta de diseño de sistemas mecánicos para la instalación de bandas transportadoras, hidrociclón y criba en la planta secundaria del Quebrador Ochomogo* [en línea]. Tesis de Pregrado. S.l.: Instituto Tecnológico de Costa Rica. Disponible en: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/13211>.
- Variador de frecuencia. *S&P Sistemas de Ventilación* [en línea], 2020. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/variador-de-frecuencia/>.
- VILLACORTA CORCUERA, M.Y., 2019. *Diseño de una faja transportadora de 150 m para 60 t/h de Bagazo de Caña de Azúcar*. [en línea]. S.l.: Universidad Nacional de Trujillo. [consulta: 16 mayo 2023]. Disponible en: <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/16060>.
- WEG, 2016. *Motores eléctricos, variadores, arrancadores, drives. Selección y aplicación de motores eléctricos* [en línea]. 2016. S.l.: s.n. Disponible en: https://www.editores-srl.com.ar/sites/default/files/ie308_weg_seleccion_aplicacion_motores_electricos.pdf.

WEG, 2023. Motor Eléctrico - W22Xec IE3 55 kW 4P 225S/M 3F 440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T. WEG [en línea]. Disponible en:
<https://www.weg.net/catalog/weg/PE/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Motores-IEC-para-%C3%81reas-Clasificadas/A-Prueba-de-Polvo/W22Xec---Seguridad-Aumentada-Ex-ec-DIP-Ex-tc/W22Xec-IE3-55-kW-4P-225S-M-3F-440-V-60-Hz-IC411---TEFC---B3T/p/12978547>.

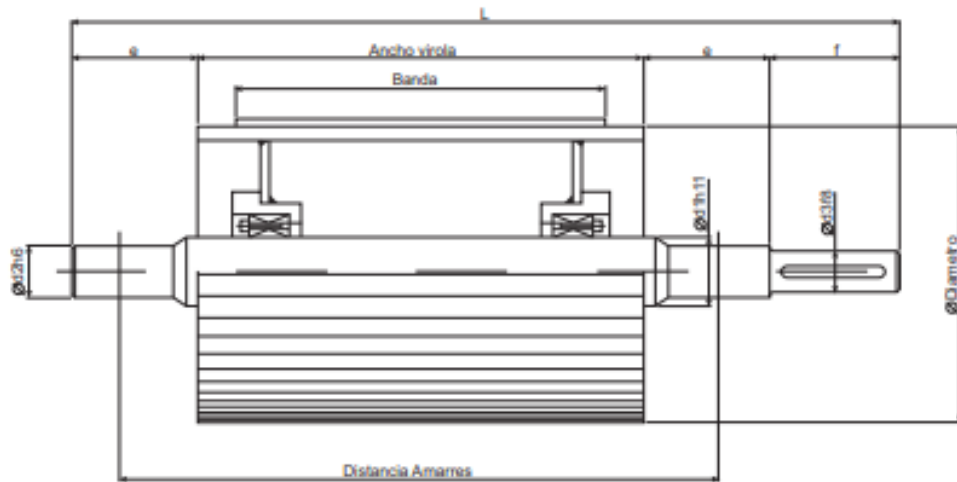
ANEXOS

Anexo A. Selección de Poleas

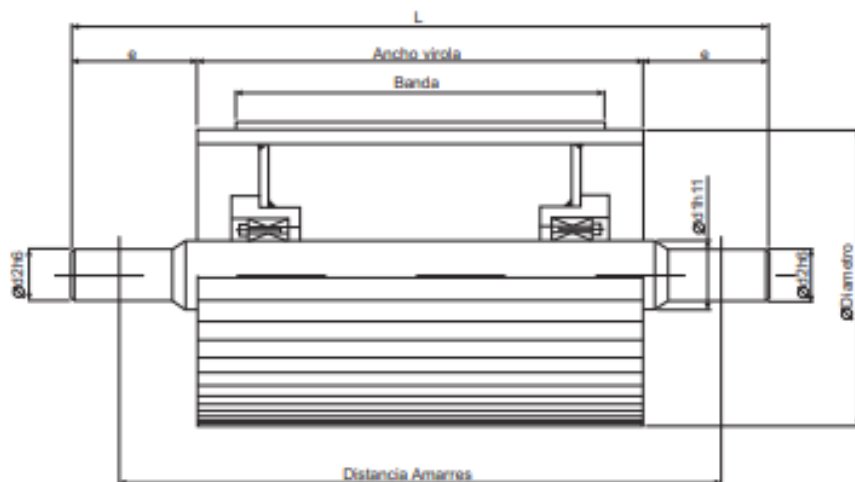


DIMENSIONES

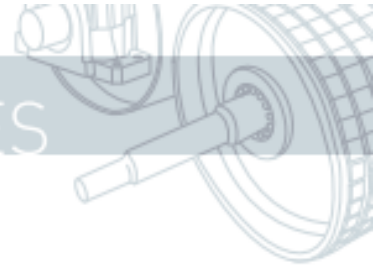
TAMBOR MOTRIZ



TAMBOR CONDUCIDO



Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)



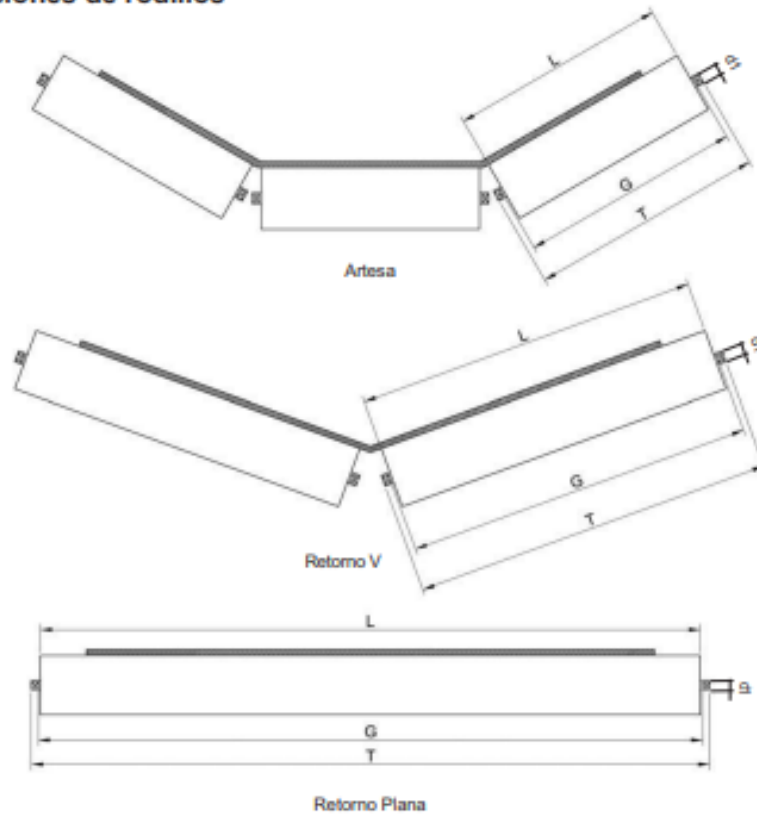
Banda	Ancho Virela	Distancia Amarres	f	e	L	Diametro	d1	d2	d3
400	500	675	60	100	795	315	50	60	35
			65	120	805	600	70	50	45
			80	150	835	900	90	65	60
500	600	775	65	120	905	315	70	50	45
			80	150	935	600	90	60	55
			90	160	955	900	110	80	75
650	750	950	65	120	1060	315	70	50	45
			80	150	1110	600	90	60	55
			90	160	1130	900	110	80	75
			110	190	1170	630	130	100	95
800	950	1150	65	120	1260	315	70	50	45
			80	150	1310	600	90	60	55
			90	160	1330	900	110	80	75
			110	190	1370	630	130	100	95
			120	230	1390	800	150	125	120
1000	1150	1350	65	120	1260	315	70	50	45
			80	150	1310	600	90	60	55
			90	160	1330	900	110	80	75
			110	190	1370	630	130	100	95
1200	1400	1650	120	230	1390	800	150	125	120
			140	270	1430	1000	190	160	155
			65	120	1260	315	70	50	45
			80	150	1310	600	90	60	55
1400	1600	1900	90	160	1330	900	110	80	75
			110	190	1370	630	130	100	95
			120	230	1390	800	150	125	120
			140	270	1430	1000	190	160	155
			180	300	1510	1000	190	160	155
1600	1800	2200	200	350	1550	1250	260	200	195
			80	150	1310	315	70	50	45
			90	160	1330	600	90	60	55
			110	190	1370	900	110	80	75
			120	230	1390	630	130	100	95
			140	270	1430	800	150	125	120
1800	2000	2450	180	300	1510	1000	190	160	155
			200	350	1550	1250	260	200	195
			80	150	1310	315	70	50	45
			90	160	1330	600	90	60	55
			110	190	1370	900	110	80	75
			120	230	1390	630	130	100	95
			140	270	1430	800	150	125	120
2000	2200	2700	180	300	1510	1000	190	160	155
			200	350	1550	1250	260	200	195
			260	460	1670	1400	350	300	295
			80	150	1310	315	70	50	45
			90	160	1330	600	90	60	55
			110	190	1370	900	110	80	75
			120	230	1390	630	130	100	95
			140	270	1430	800	150	125	120

Medidas en milímetros

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

Anexo B. Selección de Polines de Carga y Retorno

Disposiciones de rodillos

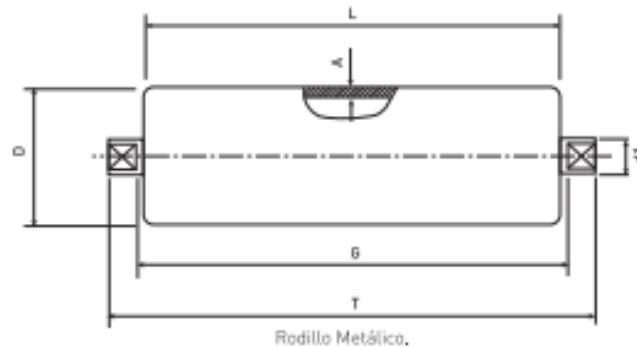


Dimensiones según DIN 15207

Ancho de banda	3 Rollers				2 Rollers				1 Roller			
	L	G	T	T	L	G	T	T	L	G	T	T
400	160	168	186	192	250	258	276	282	500	508	526	532
500	200	208	226	232	315	323	341	347	600	608	626	632
650	250	258	276	282	380	388	406	412	750	758	776	782
800	315	323	341	347	465	473	491	497	950	958	976	982
100	380	388	406	412	600	608	626	632	1150	1158	1176	1182
0	465	473	491	497	700	708	726	732	140	140	142	143
120	530	538	556	562	800	808	826	832	0	8	6	2
0	600	608	626	632	900	908	926	932	160	160	162	163
140	670	678	696	702	100	100	102	103	0	8	6	2
0	750	758	776	782	0	8	6	2	180	180	182	183
160	800	808	826	832	1100	1108	1126	1132	0	8	6	2

(mm)

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)



Rodillo Metálico.

Gama de Producto

Rodamiento	[D] Diámetro de tubo (mm)										[A] Espesores tubo (mm)					
	D/A	63,5/3	70/3	76/3	89/3	102/3,5	108/3,5	114/3,6	127/4	133/4	152/4	159/4,5	165/4,5	178/5	193/6,3	219/8
6204																
6205																
6305																
6306																
6307																
6308																
6310																
6312																

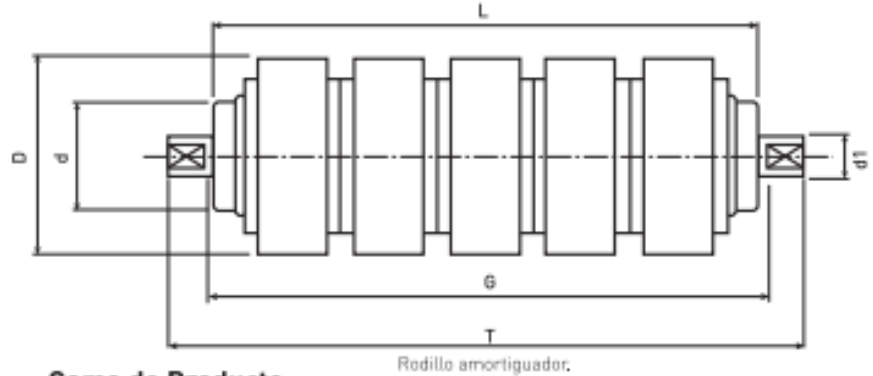
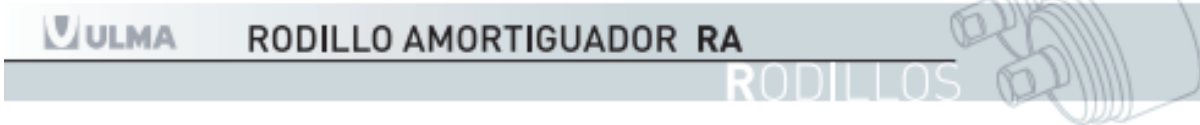
Pesos rodillos

D	dl(mm)	Longitud del rodillo L (mm)																
		200	290	315	390	465	530	600	670	750	930	1190	1400	1600	1800	2000	2200	
63	20	2/1,3	2,4/1,6	2,9/1,9	3,4/2,2	4,1/2,7	4,6/3	5,2/3,5	5,7/3,8	6,4/4,3	8/5,3	9,6/6,4	11,2/7,7	13,2/8,8	14,8/9,9	16,4/10,9	18/12	
	25	3,4/1,8	3,9/2,2	4,4/2,6	4,9/3	5,4/4,1	6/5	6,4/5	7,8/5,7	9,7/7,0	11,2/8,2	14/10,2	16,1/11,27	18/13,1	20/14,5	21,8/15,9		
	30	3,1/2,2	3,4/2,5	4,2/3,1	5/3,4	5,9/4	6,6/4,4	7,4/5,0	8,2/5,6	9,2/6,2	11,4/7,6	13,6/9,0	16,4/10,8	18,6/12,2	20,8/13,6	23/15	25,2/16,4	
101,6	20	2,9/2,3	3,4/2,6	4,2/3,2	4,9/3,7	5,8/4,5	6,4/5	7,4/5,7	8,2/6,3	9,1/7,0	11,4/8,7	13,7/10,5	16,2/12,3	18,8/14,4	21,1/16,3	23,4/17,2	25,7/19,7	
	25	3,4/2,7	4,3/3,2	5,1/3,8	5,9/4,3	7,0/5,1	7,8/5,4	8,7/6,2	9,4/6,9	10,6/7,6	13,2/9,4	15,7/11,2	18,9/13,2	21,4/15	24/16,8	26,5/18,5	29/20,2	
	30	3/2,3	3,6/2,8	4,4/3,4	5,1/3,9	6,2/4,8	6,9/5,3	7,8/6,1	8,6/7,5	12/9,3	14,4/11,2	17,4/13,5	19,7/15,3	22,1/17,5	24,3/19,1	26,8/20,9	29,3/21,5	
108	20	3/2,3	3,6/2,8	4,4/3,4	5,1/3,9	6,2/4,8	6,9/5,3	7,8/6,1	8,6/7,5	12/9,3	14,4/11,2	17,4/13,5	19,7/15,3	22,1/17,5	24,3/19,1	26,8/20,9	29,3/21,5	
	25	3/2,3	3,6/2,8	4,4/3,4	5,1/3,9	6,2/4,8	6,9/5,3	7,8/6,1	8,6/7,5	12/9,3	14,4/11,2	17,4/13,5	19,7/15,3	22,1/17,5	24,3/19,1	26,8/20,9	29,3/21,5	
	30	3/2,3	3,6/2,8	4,4/3,4	5,1/3,9	6,2/4,8	6,9/5,3	7,8/6,1	8,6/7,5	12/9,3	14,4/11,2	17,4/13,5	19,7/15,3	22,1/17,5	24,3/19,1	26,8/20,9	29,3/21,5	
	35																	
133	20	4,1/3,4	4,8/4,2	5,7/4,9	6,5/5,4	7,7/6,4	9,0/7,4	9,1/8,3	11,1/9,2	12,4/10,3	15,1/12,8	18,2/15,2	22,4/18,5	25,3/21,1	28,4/23,7	31,7/26,2	34,8/28,8	
	25	4,2/3,5	5,1/4,6	6,8/5,5	7,8/6,2	9,3/7,4	10,4/8,2	11,5/9,0	12,7/10	14/11,8	17,4/13,4	20,7/16,1	24,9/19,2	28,3/21,9	31,6/24,4	35/27	38,3/29,5	
	30	5,1/4,1	6,4/5,8	8,1/6,4	9,3/7,4	10,8/7,5	12/9,4	13,3/9,3	14,6/10,1	16,1/11,3	19,9/13,8	23,4/16,4	28,2/19,5	31,9/22,1	35,7/24,7	39,4/27,3	43,1/29,8	
	35																	
159	25	6,4/5,7	7,7/6,6	9,2/7,9	10,7/9,1	12,7/10,8	14,1/11,9	15,8/13,2	17,4/14,7	19,2/16,2	23,8/20	28,4/23,8	34,1/28,1	38,7/32,2	43,3/36,1	47,9/39,9	52,5/43,7	
	30	6,4/5,4	8,1/6,7	10,3/7,9	11,8/8,8	14/10,7	15,4/12	17,4/13,4	19,1/14,6	21,1/16,2	26/19,9	31/23,8	37,2/28,5	42/32,4	47,1/36,1	52,1/39,9	57/43,8	
	35																	
	40																	
	50																	
193	50																	
	60																	
	80																	

Peso rodillo Kg/peso partes rodantes del rodillo [Kg].

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

Anexo C. Selección de Polines de Impacto



Gama de Producto

RA	d/mm	89	108	133	159	127	133	139,7	152	159	152	159						
6204	d/mm	63,5	63,5	70	70	89	89	89	89	89	108	108						
6205	d/mm	127	133	139,7	152	159	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252		
6305	d/mm	89	89	89	89	89	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159		
6306	d/mm	127	133	139,7	152	159	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252		
6307	d/mm	89	89	89	89	89	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159		
6308	d/mm	152	159	165	180	193	180	193	215	215	252							
6310	d/mm	108	108	108	108	108	133	133	133	159	159							
6312	d/mm	180	215	215	252													

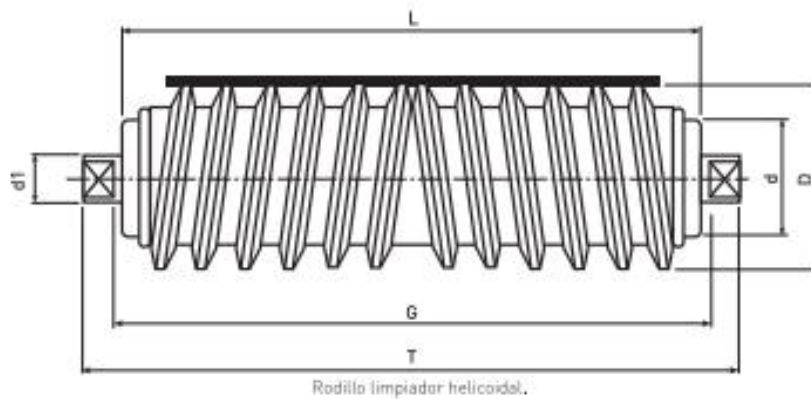
Pesos rodillos

d/D	d/mm	Longitud del rodillo L (mm)															
		200	250	315	380	465	530	600	670	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200
63/89	20	2,271,5	2,771,9	3,972,8	4,673,3	5,784,2	6,444,7	7,253,3	8%	8,598,4	11,386,5	13,570,2	16,472,4	18,701,7	20,371,7	23,571,4	25,571,4
63,5/108	20	3,272,4	3,893	4,703,6	5,643,3	6,975,4	7,861	8,768,8	9,879,9	10,986,6	13,891	16,128	20,176,1	23,178,6	25,820,8	28,823,2	31,575,4
89/133	20	3,973,1	4,703,9	5,847,7	7,158,8	8,571,1	9,679,9	11,091,1	12,070,0	13,571,3	16,874	20,677,3	24,720,7	28,574	31,826,8	35,470	38,473,8
89/159	25	5,173,7	6,44	7,753	9,364	11,273	12,993	15,018	16,914	19,146	23,175	27,521,3	31,574,4	35,727,4	39,730,6	42,733,4	45,736,2
108/159	20	4,644,1	5,705	6,886	8,272,2	9,985	12,170,0	13,672	15,373,5	17,075	24,21	28,625,7	34,821,3	39,706,7	44,479,9	49,574,5	54,679,3
108/180	25	6,652,2	7,761,1	9,477,6	11,107	13,511,1	15,712,4	18,113,9	19,715,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8
108/193	20	5,274,6	6,861,1	8,374	9,767	12,170,0	13,672	15,373,5	17,075	19,146	24,21	28,625,7	34,821,3	39,706,7	44,479,9	49,574,5	54,679,3
133/215	20	6,276,8	7,365,7	8,897	10,382,2	12,590,5	13,971,2	15,672,6	17,474,1	19,175,5	24,21	28,625,7	34,821,3	39,706,7	44,479,9	49,574,5	54,679,3
159/215	25	8,276,2	9,74	11,659	13,910,5	16,313	18,113,9	19,715,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8	
159/215	30	7,276,3	8,67	10,391	12,170,0	13,672	15,373,5	17,075	19,146	24,21	28,625,7	34,821,3	39,706,7	44,479,9	49,574,5	54,679,3	
159/215	35	8,276,2	9,74	11,659	13,910,5	16,313	18,113,9	19,715,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8	
159/215	40	9,276,2	10,74	12,897	15,170,0	17,172,4	19,175,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8		
159/215	45	10,276,2	11,74	14,397	16,172,4	18,175,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8			
159/215	50	11,276,2	12,74	15,897	17,172,4	19,175,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8			
159/215	55	12,276,2	13,74	17,397	18,172,4	20,175,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8			
159/215	60	13,276,2	14,74	18,897	19,172,4	21,175,3	21,072,5	26,722,3	31,826,3	38,332,3	44,377,3	49,741,6	55,445	60,176,8			

Peso rodillo Kg/peso partes rodantes del rodillo Klg.

Fuente: Obtenido del Catálogo de Componentes de Equipos de Transporte de Materiales de (ULMA 2016)

Anexo D. Selección del Limpiador de Faja y de Retorno



Gama de Producto


RLH				
6204	D(mm)	108	133	159
	d(mm)	63,5	89	89
6205	D(mm)	133	159	180
	d(mm)	89	89	108
6305	D(mm)	133	159	180
	d(mm)	89	89	108
6306	D(mm)	133	159	180
	d(mm)	89	89	108

Pesos rodillos

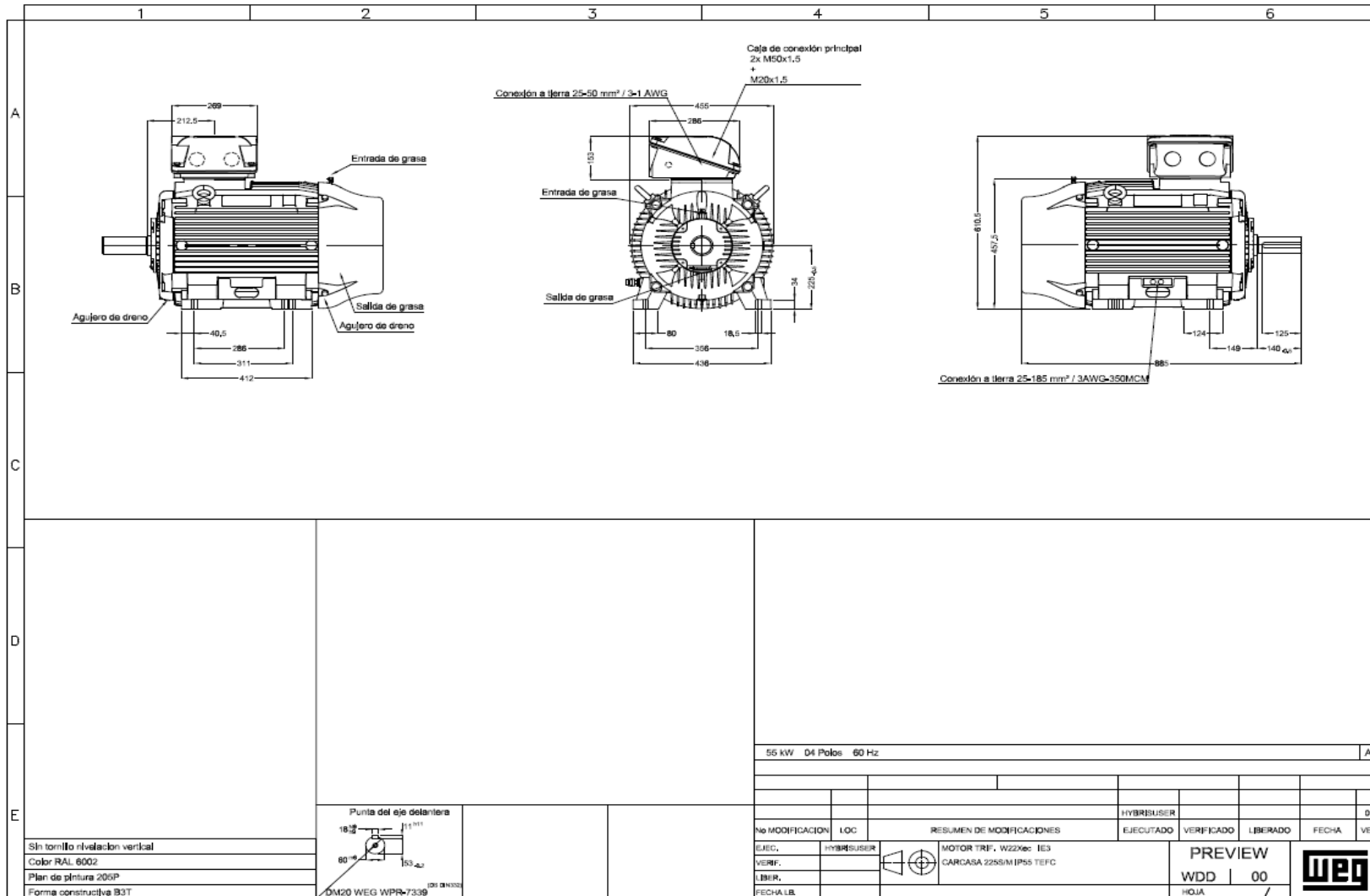
d/D	d/mm	Longitud del rodillo L (mm)										
		500	600	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200	2400
63,5/108	20	7,2/5,9	8,3/6,7	10,2/8,2	12,9/10,5	15,6/12,6	18,9/15,4	21,6/17,6	24,3/19,8	27/22	29,7/24,2	32,4/26,4
	20	8/6,8	9,3/7,7	11,4/9,5	14,4/12	17,4/14,5	21,1/17,6	24,1/20,2	27,3/22,7	30,2/25,3	33,2/27,7	36,2/30,3
89/133	25	9,6/7,5	10,6/8,2	13,4/10,4	16,5/12,7	19,7/15,1	23,8/18,2	27/20,6	30,1/23	33,4/25,5	36,7/28	40/30
	30	10,9/8	12,6/9	15,2/11	18,6/13,3	22,4/15,8	27,2/19,3	31,1/22	35/24,8	39/27,7	43/30,6	47/33,5
89/159	20	8,5/8,2	10,9/9,6	13,6/11,5	17/14,6	20,5/17,7	25/21,4	28,5/24,5	32/27,5	35,6/30,6	39,2/33,7	42,7/36,8
	25	11/9	12,2/9,8	15,4/12,4	19/15,2	22,6/18,1	27,4/21,9	30,9/24,6	34,6/27,5	38,4/30,5	42,2/33,6	45/36,6
	30	12,3/9,3	14,1/10,6	17,2/12,9	21,2/15,3	25,3/18,7	30,8/22,9	35,1/26	39,5/29,8	44,1/39,7	48,6/36,2	53,1/39,6

Peso rodillo Kg/peso partes rodantes del rodillo (Kg).

Anexo E. Ficha Técnica del Motor Eléctrico W22Xec IE3 55 kW 4P 225S/M 3F
440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3T

HOJA DE DATOS						
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula						
Cliente :						
Línea del producto : W22Xec IE3 Trifásico		Código del producto :		12978547		
Carcasa	: 225S/M	Tiempo de rotor bloqueado	: 37s (frío) 21s (caliente)			
Potencia	: 55 kW (75 HP)	Elevación de temperatura	: 80 K			
Polos	: 4	Régimen de servicio	: S1			
Frecuencia	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C hasta +40°C			
Tensión nominal	: 440 V	Altitud	: 1000 m			
Corriente nominal	: 89.0 A	Grado de protección	: IP55			
Corriente de arranque	: 668 A	Método de refrigeración	: IC411 - TEFC			
Ip/In	: 7.5	Forma constructiva	: B3T			
Corriente en vacío	: 33.5 A	Sentido de giro ¹	: Ambos			
Rotación nominal	: 1777 rpm	Nivel de ruido ²	: 67.0 dB(A)			
Resbalamiento	: 1.28 %	Método de Arranque	: Partida directa			
Torque nominal	: 30.1 kgfm	Masa aproximada ³	: 430 kg			
Torque de arranque	: 260 %					
Torque máximo	: 280 %					
Clase de aislamiento	: F					
Factor de servicio	: 1.00					
Momento de inercia (J)	: 0.7346 kgm ²					
Categoría	: N					
Potencia	50%	75%	100%	Fuerzas en la fundación		
Rendimiento (%)	94.5	95.0	95.4	Tracción máxima : 733 kgf		
Cos Φ	0.72	0.81	0.85	Compresión máxima : 1163 kgf		
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal						
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)
4.7	3.8	3.5	2.3	1.6	1.0	0.7
Tipo de cojinete		<u>Delantero</u>		<u>Trasero</u>		
Sello		6314 C3		6314 C3		
Intervalo de lubricación		WSeal		WSeal		
Cantidad de lubricante		12000 h		12000 h		
Tipo de lubricante		27 g		27 g		
		Mobil Polyrex EM				
Notas						
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma IEC 60034-1.		

Fuente: Obtenido de la página web de motores eléctricos (WEG 2023)









Fuente: Obtenido de la página web de motores eléctricos (WEG 2023)

R.. helical gear units

Selection tables for adapters for mounting IEC/NEMA motors (AMS...)

8

R167, $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$, $M_{2, \text{max}} / \text{Nm}$						20000 Nm					
i	n_2 min^{-1}	$M_{2, \text{max}}$ Nm	$F_{2, \text{ax}}$ N	$\varphi_{2, \text{ax}}$ °		160	180	AMS		280	
								200	225	250	280
 2											
10.24	137	18500	77500	5				4190	4190	6560	6560
11.99	117	19000	83300	5			3660	4920	4920	7690	7690
14.48	97	19700	89300	5	2640		4430	5950	5950	8530	9290
16.98	82	20000	95400	5	3100		5210	6990	6990	8970	10900
19.03	74	20000	100600	5	3480		5840	7850	7850	12200	12200
21.85	64	20000	107100	5	4000		6720	8820	8820	14000	14000
24.57	57	18400	120000	5	4510		6960	9030	9030	15800	15800
30.71	46	11700	120000	5	5650		7310	9470	9470		
37.74	37	10200	120000	5	6940		7720				
46.00	30	9460	120000	5	7940						
 3											
23.71	59	18800	114400	6				9610	9610	15000	15000
27.96	50	20000	119500	6			8440	11300	11300	17700	17700
34.41	41	20000	120000	6	6200		10400	13900	13900	19900	20000
39.92	35	20000	120000	6	7210		12100	16200	16200	20000	20000
44.87	31	20000	120000	6	8120		13600	18200	18200	20000	20000
51.76	27	20000	120000	6	9380		15700	20000	20000	20000	20000
58.65	24	20000	120000	6	10600		16300	20000	20000	20000	20000
67.40	21	20000	120000	6	12200		16900	20000	20000		
73.70	19	20000	120000	6	13300		17200	20000	20000		
82.91	17	20000	120000	5	14900		20000	20000	20000	20000	20000
93.19	15	20000	120000	5	16800		20000	20000	20000	20000	20000
107.49	13	20000	120000	5	19400		20000	20000	20000	20000	20000
121.81	11	20000	120000	5	20000		20000	20000	20000	20000	20000
139.98	10	20000	120000	5	20000		20000	20000	20000		
153.07	9.1	20000	120000	5	20000		20000	20000	20000		
186.93	7.5	20000	120000	5	20000		20000				
229.71	6.1	20000	120000	5	20000						

R167, m /kg			AMS					
R	IEC	s	160	180	200	225	250	280
			650	650	670	680	700	700
			660	660	680	680	700	710
	NEMA	s	254/256	284/286	324/326	364/365	-	-
		650	650	670	670	-	-	
		660	660	670	670	-	-	

RF: + 6.4 kg / RM: + 200 kg

27797880EN - 03/2023

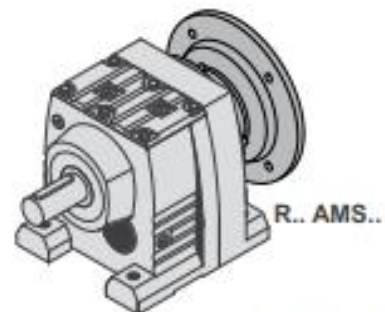
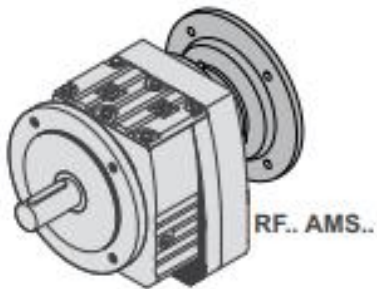
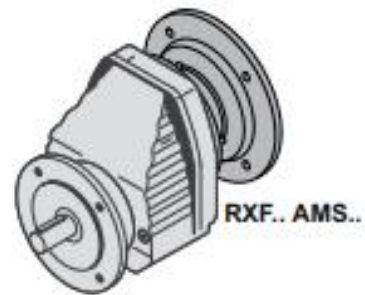
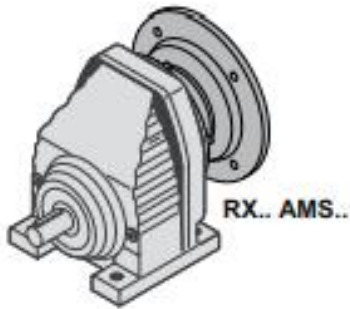
8

R.. helical gear units

Selection tables for adapters for mounting IEC/NEMA motors (AMS..)

8 R.. helical gear units

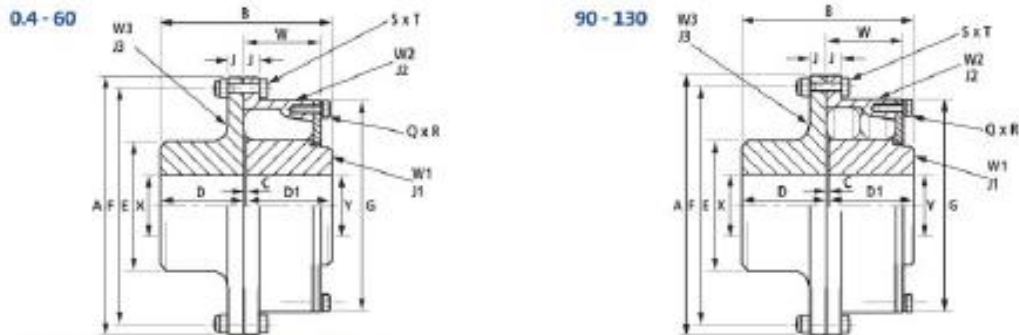
8.1 Selection tables for adapters for mounting IEC/NEMA motors (AMS..)



9007220696337291

27191810EN - 03/2023

PM Shaft to Shaft PM 0.4 to PM 130



Dimensions, Weight, Inertia and Alignment

COUPLING SIZE		0.4	0.7	1.3	3	6	8	12	18	27	40	60	90	130
DIMENSIONS (mm)	A	161.9	187.3	215.9	260.3	260	302	338	392	440	490	568	638	728
	B	103	110	130	143	175	193	221.5	254	290.5	329	377.5	432.5	487
	C	1	2	2	3	3	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6.5	7
	D	51	54	64	70	86	95	109	125	143	162	186	213	240
	D1	51	54	64	70	86	95	109	125	143	162	186	213	240
	E	76	92	108	122	135	148	168	195	220	252	288	330	373
	F	146	171.4	196.8	235	240	276	312	360	407	458	528	598	680
	G	133	157	181	214.3	222	245	280	320	367	418	479	548	620
	J	9.5	11	12	14.5	11	13.5	14	16	18.5	21	24	26.5	31
	Q	5	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	R	M8	M8	M8	M8	M8	M10	M12	M16	M16	M16	M20	M20	M24
	S	8	8	8	8	8	12	12	12	12	12	16	12	16
	T	M8	M8	M8	M8	M8	M12	M12	M16	M16	M16	M20	M20	M24
	W	36	39	46	60	81	89	102	118	134	152.7	175	200	226
MAX. X & Y (4)	41	51	64	73	85	95	109	125	143	162	186	213	240	
MIN. X (5)	27	27	35	37	50	62	68	80	90	105	120	140	160	
MIN. Y	27	27	37	40	50	55	65	70	85	105	110	140	160	
RUBBER ELEMENTS	Per Cavity	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2
	Per Coupling	10	10	12	12	16	16	16	16	16	16	16	32	32
MAXIMUM SPEED (rpm) (1)		7200	6300	5400	4500	4480	3860	3450	2975	2650	2380	2050	1830	1600
WEIGHT (3) (kg)	W1	1.9	2.8	4.5	6.9	8.9	11.62	17.74	27.0	40.18	59.5	89.45	132.0	191.11
	W2	2.0	2.9	4.6	6.0	6.55	10.92	15.86	24.59	35.34	50.47	77.80	111.96	165.24
	W3	2.8	4.3	6.6	10.0	10.84	15.14	21.24	33.03	47.80	69.32	104.63	151.78	222.39
	TOTAL	6.7	10.0	15.7	22.9	26.3	37.7	54.8	84.6	123.3	179.3	271.9	395.7	578.7
INERTIA (3) (kg m ²)	J1	0.002	0.004	0.008	0.018	0.026	0.050	0.101	0.203	0.392	0.756	1.491	2.872	5.330
	J2	0.006	0.014	0.019	0.049	0.072	0.149	0.273	0.560	1.041	1.898	3.867	7.188	13.680
	J3	0.005	0.013	0.025	0.05	0.058	0.116	0.194	0.406	0.748	1.345	2.719	4.955	9.565
ALLOWABLE MISALIGNMENT (2)														
RADIAL (mm)		0.8	0.8	0.8	1.2	1.5	1.6	1.6	1.6	1.9	2.1	2.4	2.8	3.3
AXIAL (mm)		0.8	1.2	1.2	1.2	1.25	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5	2.75	3.25	3.5
CONICAL (degree)		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

- (1) For operation above 80% of the declared maximum coupling speed, it is recommended that the coupling is dynamically balanced.
- (2) Installations should be initially aligned as accurately as possible. In order to allow for deterioration in alignment over time, it is recommended that initial alignment should not exceed 25% of the above noted data. The forces on the driving and driven machinery should be calculated to ensure that these do not exceed the manufacturers allowables.
- (3) Weights and inertias are calculated with mean bore for couplings up to and including PM600, and with maximum bore for PM900 and above.
- (4) Oversize shafts can be accommodated in large boss driving flanges, manufactured to customer's requirements.
- (5) PM0.4 - PM3 driving flanges are available with solid bores on request.

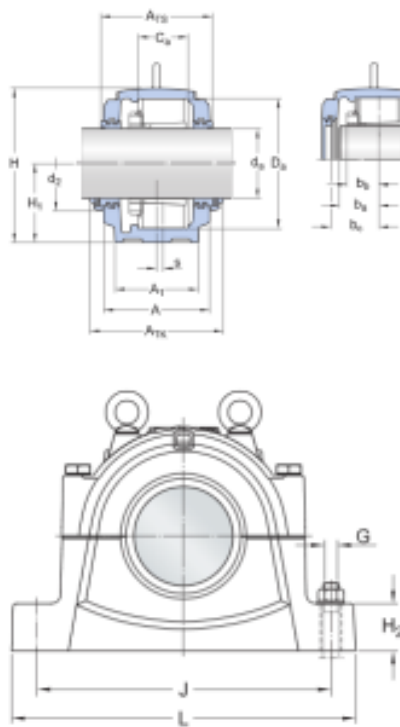
Fuente: Obtenido del catálogo RB and PM Hi – Tec Industrial Couplings (Renold, 2008)



Technical Specification

Associated products

Housing	SNL 3040
Labyrinth seal	2 x TS 40/150
End cover	ETS 40
Bearing	22234 CCK/W33
Adapter sleeve	H 3134
Locating ring	2 x FRB 18/310



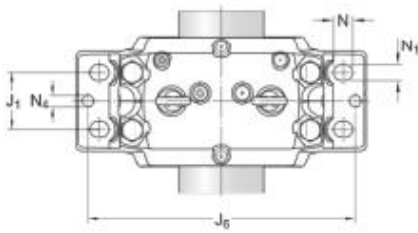
Dimensions

d_a	150 mm	Shaft diameter
C_a	122 mm	Width of bearing seat
D_a	310 mm	Diameter of bearing seat
A	260 mm	Width
A_1	210 mm	Foot width
A_{TS}	270 mm	Width across labyrinth seals
H	375 mm	Height
H_1	190 mm	Centre height of bearing seat
H_2	80 mm	Foot height
J	480 mm	Distance between attachment bolts
J_1	120 mm	Distance between attachment bolts
L	560 mm	Length
N	34 mm	Length of attachment bolt hole
N_1	28 mm	Width of attachment bolt hole
s	10 mm	Offset between housing and bearing centre line

Shaft end

b_s min.	77 mm	Distance bearing centre line to shaft end
b_s max.	112	Distance bearing centre line to shaft end

Fuente: Obtenido de la página web de chumaceras (SKF 2023)



mm

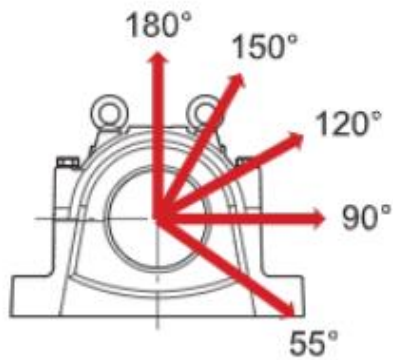
b_b	71.5 mm	Distance bearing centre line to side face of lock nut
b_c	117.5 mm	Distance bearing centre line to end cover

Dowel pins

J_6	520 mm	Distance between dowel pins
N_4	max. 20 mm	Diameter of dowel pins

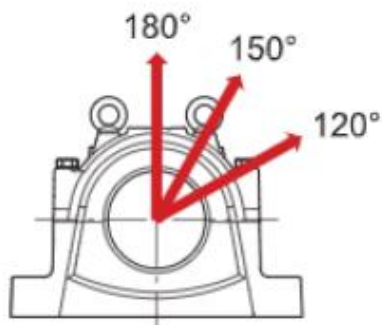
Breaking loads, housing

P_{0°	2 200 kN	Breaking load
P_{55°	2 700 kN	Breaking load
P_{90°	1 300 kN	Breaking load
P_{120°	1 000 kN	Breaking load
P_{150°	880 kN	Breaking load
P_{180°	1 100 kN	Breaking load
P_a	710 kN	Breaking load



Yield point, cap bolts

Q_1	1 800 kN	Load carrying ability of cap bolts
Q_1	1 040 kN	Load carrying ability of cap bolts
Q_1	900 kN	Load carrying ability of cap bolts



Mass

Fuente: Obtenido de la página web de chumaceras (SKF 2023)

Anexo I. Informe de cálculo de placa base y anclaje



Current Date: 08/08/2023 12:14

Units system: Metric

File name: D:\2.-THINK BIG\5.-CLIENTES\32.-David\4.-Placa base\Placa de faja.cnx\

Steel connections

Results

Connection name : Pinned BP
Connection ID : 1

Family: Column - Base (CB)
Type: Base plate
Código de diseño: AISC 360-10 LRFD, ACI 318-08

SOLICITACIONES

Descripción	Pu [Ton]	Mu22 [Ton*m]	Mu33 [Ton*m]	Vu2 [Ton]	Vu3 [Ton]	Tipo de carga
D	-0.13	0.00	0.00	-0.03	0.00	Design
EQ	-0.11	-0.02	0.00	-0.05	0.00	Design
V	-0.40	0.00	0.00	-0.08	0.00	Design
SX	-0.01	-0.01	0.00	0.02	-0.04	Design
SY	0.03	0.01	0.00	-0.04	0.00	Design
W	-0.02	-0.01	0.00	0.02	0.00	Design
C1	-0.33	-0.03	0.00	-0.12	0.00	Design
C2	-0.93	-0.03	0.00	-0.23	0.00	Design
C3	-0.69	-0.03	0.00	-0.18	0.00	Design
C4	-0.30	-0.03	0.00	-0.09	0.00	Design
C5	-0.71	-0.03	0.00	-0.16	0.00	Design
C6	-0.23	-0.02	0.00	-0.05	0.00	Design
C7	-0.70	-0.03	0.00	-0.16	-0.04	Design
C8	-0.65	-0.02	0.00	-0.22	0.00	Design
C9	-0.68	-0.02	0.00	-0.20	0.04	Design
C10	-0.72	-0.04	0.00	-0.14	0.00	Design
C11	-0.22	-0.03	0.00	-0.06	-0.04	Design
C12	-0.18	-0.01	0.00	-0.11	0.00	Design
C13	-0.21	-0.01	0.00	-0.09	0.04	Design
C14	-0.25	-0.03	0.00	-0.04	0.00	Design

Diseño en el eje mayor
Placa base (AISC 360-10 LRFD)

CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

Dimensions	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<u>Placa base</u>						
Distancia del ancla al borde	[cm]	4.37	0.64	--	✓	
Tamaño de soldadura	[1/16in]	6	2	--	✓	table J2.4

VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
<u>Base de concreto</u>						
Aplastamiento por axial	[kg/m2]	2330664.00	35686.73	C10	0.02	🟢 DG1 3.1.1;
<u>Placa base</u>						
Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento)	[Ton*m/m]	0.46	0.06	C10	0.14	🟢 DG1 Eq. 3.3.13, DG1 Sec 3.1.2
Flexión en fluencia (interfaz de tensión)	[Ton*m/m]	0.46	0.02	SY	0.05	🟢 DG1 Eq. 3.3.13
<u>Columna</u>						
Resistencia de la soldadura	[Ton/m]	223.74	0.60	SY	0.00	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4, DG1 p. 35
Resistencia de la soldadura a corte método elástico	[Ton/m]	149.16	0.90	C2	0.01	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4
Resistencia de la soldadura a axial método elástico	[Ton/m]	223.74	0.15	C7	0.00	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4

Relación 0.14

Diseño en el eje menor
Placa base (AISC 360-10 LRFD)

CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

Dimensions	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<u>Placa base</u>						
Distancia del ancla al borde	[cm]	4.37	0.64	--	✓	
Tamaño de soldadura	[1/16in]	6	2	--	✓	table J2.4

VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
<u>Base de concreto</u>						
Aplastamiento por axial	[kg/m2]	2330664.00	35686.73	C10	0.02	🟢 DG1 3.1.1;
<u>Placa base</u>						
Flexión en fluencia (interfaz de aplastamiento)	[Ton*m/m]	0.46	0.06	C10	0.14	🟢 DG1 Eq. 3.3.13, DG1 Sec 3.1.2
Flexión en fluencia (interfaz de tensión)	[Ton*m/m]	0.46	0.02	SY	0.05	🟢 DG1 Eq. 3.3.13
<u>Columna</u>						
Resistencia de la soldadura	[Ton/m]	223.74	0.60	SY	0.00	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4, DG1 p. 35
Resistencia de la soldadura a corte método elástico	[Ton/m]	149.16	0.11	C7	0.00	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4
Resistencia de la soldadura a axial método elástico	[Ton/m]	223.74	5.41	C10	0.02	🟢 p. 8-9, Sec. J2.5, Sec. J2.4

Relación 0.14

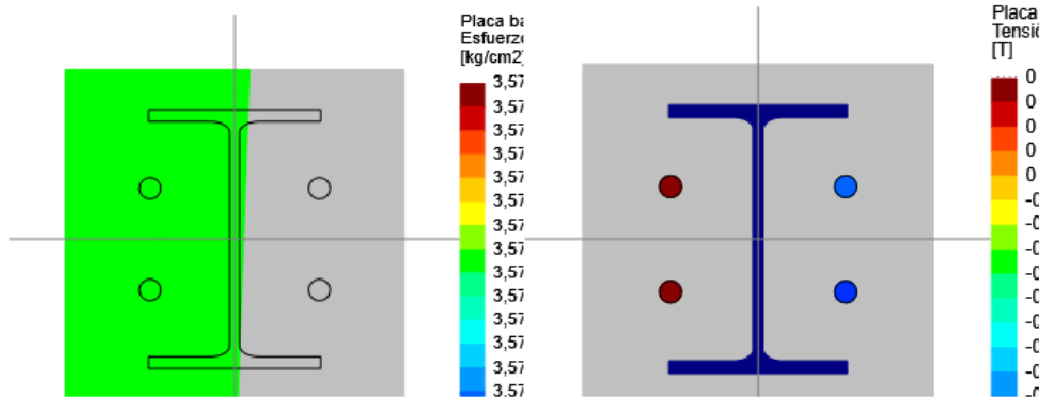
		Eje mayor Anclas				
CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS						
Dimensions	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<u>Anclas</u>						
Espaciamiento entre anclas	[cm]	6.00	5.08	--	✓	Sec. D.8.1
Recubrimiento de concreto	[cm]	9.37	7.62	--	✓	Sec. 7.7.1
Longitud efectiva	[cm]	20.83	--	39.17	✓	

VERIFICACIÓN DE DISEÑO						
Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
Tensión en anclas	[Ton]	2.80	0.05	SY	0.02	Eq. D-3
Arrancamiento de ancla en tensión	[Ton]	3.46	0.05	SY	0.01	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas en tensión	[Ton]	3.46	0.09	C14	0.03	Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Extracción por deslizamiento de ancla en tensión	[Ton]	4.14	0.05	SY	0.01	Sec. D.4.1.1
Corte en el ancla	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04	Eq. D-20
Arrancamiento de ancla a corte	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04	Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	1.79	0.23	C2	0.13	Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de ancla a corte	[Ton]	6.93	0.06	C2	0.01	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	6.93	0.11	C2	0.02	Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Interacción tensión corte	[Ton]	1.20	0.00	EQ	0.00	Eq. D-3, Eq. D-4, Sec. D.4.1.1, Eq. D-5, Eq. D-20, Sec. D.7
Relación	0.13					

		Eje menor Anclas				
CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS						
Dimensions	Unit	Value	Min. value	Max. value	Sta.	References
<u>Anclas</u>						
Espaciamiento entre anclas	[cm]	6.00	5.08	--	✓	Sec. D.8.1
Recubrimiento de concreto	[cm]	9.37	7.62	--	✓	Sec. 7.7.1
Longitud efectiva	[cm]	20.83	--	39.17	✓	

VERIFICACIÓN DE DISEÑO						
Verification	Unit	Capacity	Demand	Ctrl EQ	Ratio	References
Tensión en anclas	[Ton]	2.80	0.05	SY	0.02	Eq. D-3
Arrancamiento de ancla en tensión	[Ton]	3.46	0.05	SY	0.01	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas en tensión	[Ton]	3.84	0.11	SY	0.03	Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Extracción por deslizamiento de ancla en tensión	[Ton]	4.14	0.05	SY	0.01	Sec. D.4.1.1
Corte en el ancla	[Ton]	1.46	0.06	C2	0.04	Eq. D-20
Arrancamiento de ancla a corte	[Ton]	1.39	0.01	C7	0.01	Sec. D.4.1.1
Arrancamiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	1.91	0.04	C7	0.02	Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de ancla a corte	[Ton]	6.93	0.01	C7	0.00	Eq. D-4, Sec. D.4.1.1
Desprendimiento de grupo de anclas a corte	[Ton]	10.00	0.04	SX	0.00	Eq. D-5, Sec. D.4.1.1
Interacción tensión corte	[Ton]	1.20	0.00	EQ	0.00	Eq. D-3, Eq. D-4, Sec. D.4.1.1, Eq. D-5, Eq. D-20, Sec. D.7
Relación	0.04					
Relación de resistencia crítica global	0.14					

Biaxial
Máxima compresión (C10)

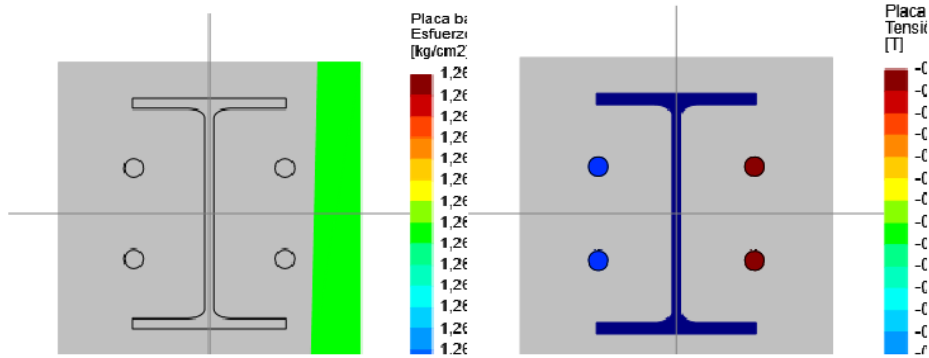


Máximo esfuerzo en el concreto	3.57	[kg/cm2]
Mínimo esfuerzo en el concreto	3.57	[kg/cm2]
Máxima tensión en las anclas	0.02	[Ton]
Mínima tensión en las anclas	0.00	[Ton]
Ángulo del eje neutro	0.00	
Longitud de aplastamiento	10.86	[cm]

Tensiones en anclas

Ancla	Transversal [cm]	Longitudinal [cm]	Corte [Ton]	Tensión [Ton]
1	-5.00	3.00	-0.04	0.00
2	-5.00	-3.00	-0.04	0.00
3	5.00	-3.00	-0.04	0.02
4	5.00	3.00	-0.04	0.01

Máxima tensión (SY)



Máximo esfuerzo en el concreto	1.26	[kg/cm2]
Mínimo esfuerzo en el concreto	1.26	[kg/cm2]
Máxima tensión en las anclas	0.05	[Ton]
Mínima tensión en las anclas	0.01	[Ton]
Ángulo del eje neutro	0.00	
Longitud de aplastamiento	3.27	[cm]

Tensiones en anclas

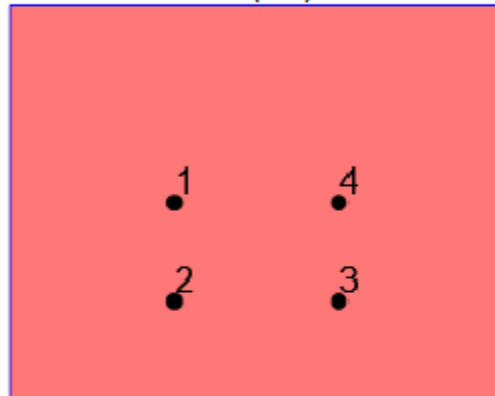
Ancla	Transversal [cm]	Longitudinal [cm]	Corte [Ton]	Tensión [Ton]
1	-5.00	3.00	-0.01	0.05
2	-5.00	-3.00	-0.01	0.05
3	5.00	-3.00	-0.01	0.01
4	5.00	3.00	-0.01	0.01

Tensiones en anclas

Ancla	Transversal [cm]	Longitudinal [cm]	Corte [Ton]	Tensión [Ton]
1	-5.00	3.00	-0.01	0.05
2	-5.00	-3.00	-0.01	0.05
3	5.00	-3.00	-0.01	0.01
4	5.00	3.00	-0.01	0.01

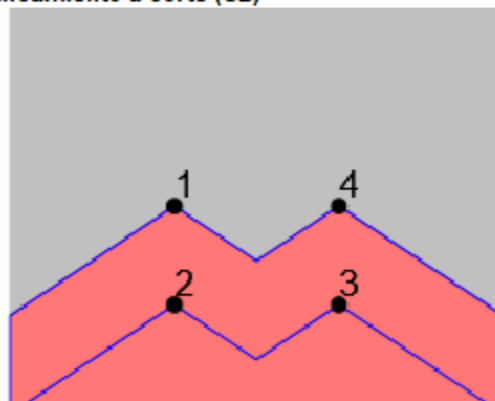
Eje mayor

Resultados para arrancamiento en tensión (C14)



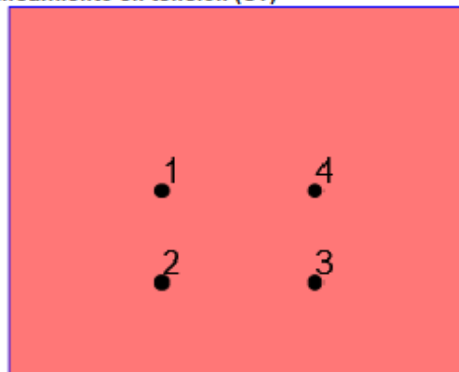
Grupo	Área [cm ²]	Tensión [Ton]	Anclas
1	900.00	0.09	3, 4

Resultados para arrancamiento a corte (C2)



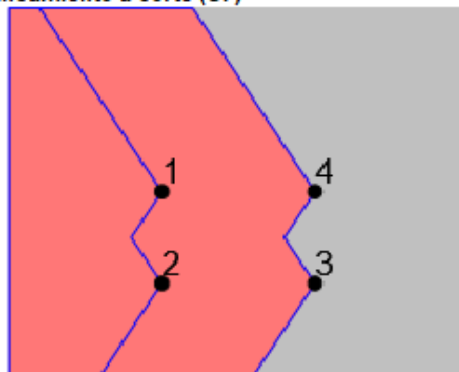
Grupo	Área [cm ²]	Corte [Ton]	Anclas
1	810.00	0.23	1, 2, 3, 4
2	540.00	0.11	2, 3

Resultados para arrancamiento en tensión (SY)



Grupo	Área [cm ²]	Tensión [Ton]	Anclas
1	900.00	0.11	1, 2, 3, 4

Resultados para arrancamiento a corte (C7)



Grupo	Área [cm ²]	Corte [Ton]	Anclas
1	450.00	0.02	1, 2
2	900.00	0.04	1, 2, 3, 4

Vigas H Alas Anchas WF

ESTÁNDAR AMERICANO

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA TÉCNICA	GRADO	LÍMITE DE FLUENCIA MPa ≥	CARGA DE ROTURA MPa ≥	ELONGACIÓN % ≥
ASTM A 36/A 36M		250	400 - 550	21 (2") 20 (8")
ASTM A 572/A 572M	50	345	450 min	21 (2") 16 (8")
ASTM A 992/A 992M		345	450 - 550	21 (2") 18 (8")

() Tamaño de probeta.

TOLERANCIAS:

De acuerdo al ASTM A 6/A 6M.

LONGITUD ESTÁNDAR:

30 pies y 40 pies.

QCQA01-F243/01/SEP 20

Anexo K. Margen de Error de los Softwares Utilizados

Propiedades mecánicas de los materiales empleados en el software SAP 2000

ASTM A-36 : $F_y = 36 \text{ ksi} = 248 \text{ MPa}$ $F_u = 58 \text{ ksi} = 400 \text{ MPa}$

ASTM A-992: $F_y = 50 \text{ ksi} = 345 \text{ MPa}$ $F_u = 65 \text{ ksi} = 448 \text{ MPa}$

Propiedades mecánicas de los materiales empleados según catalogo Aceros Arequipa

ASTM A-36 : $F_y = 250 \text{ MPa}$ $F_u = 400 - 550 \text{ MPa}$

ASTM A-992: $F_y = 345 \text{ MPa}$ $F_u = 450 - 550 \text{ MPa}$

En cuanto a las propiedades mecánicas de los materiales según el catálogo de Aceros Arequipa, se considerará como carga de rotura el valor mínimo.

Se empleará la siguiente fórmula para determinar el error porcentual de las propiedades mecánicas del acero estructural ASTM A - 36 y ASTM A - 9992.

$$E_p = \left| \frac{V_r - V_s}{V_r} \right| \times 100 \%$$

Donde:

E_p (%) : Error porcentual

V_r (MPa) : Valor real (según catalogo)

V_s (MPa) : Valor empleado en la simulación

Para el acero estructural ASTM A - 36:

Límite de Fluencia:

$$E_p = \left| \frac{250 - 248}{250} \right| \times 100 \% = 0.80 \%$$

Carga de rotura:

$$E_p = \left| \frac{400 - 400}{400} \right| \times 100 \% = 0.00 \%$$

El error porcentual del límite de fluencia para el acero estructural ASTM A - 36 es de 0.80%, el cual representa un valor insignificante para el análisis realizado. En cuanto a la carga de rotura, se presenta un error porcentual nulo.

Para el acero estructural ASTM A - 992:

Límite de Fluencia:

$$E_p = \left| \frac{345 - 345}{345} \right| \times 100 \% = 0.00 \%$$


Carga de rotura:

$$E_p = \left| \frac{450 - 448}{450} \right| \times 100 \% = 0.44\%$$

El error porcentual de la carga de rotura para el acero estructural ASTM A - 992 es de 0.44%, el cual representa un valor insignificante para el análisis realizado. En cuanto al límite de fluencia, se presenta un error porcentual nulo.

License Manager ✕

Licenses currently in use in this application

>  **Autodesk Inventor Professional 2024**
Device License : Educational institution - [Change license type](#)

Autodesk Plugins, Add-ons and Extensions

Additional licenses appear when you use a plugin, add-on, or extension.

Anexo M. Licencia de Prueba SAP 2000

S License Information ? X

License Details

Activation Key	Not Applicable
Computer ID	0bCd2fv4acRu8Ygw/aAo
Activation Type	Online
License Code	Not Applicable
License Type	Trial
License Status	Trial Activated
License Level	Trial
Instance Count	No limit
License Expires	Sat Jan 6 07:37:41 2024
Days Remaining	30

Maintenance Details


Maintenance Status	No Maintenance
--------------------	----------------

Manage License

Change Activation Key

Checkout License of maximum 30 days

Check-in License

OK Cancel 

Anexo N. Planos de la Faja Transportadora

