

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE SACRIFICIO DE 9000
TPH PARA EL EDIFICIO DE CHANCADO DE UNA UNIDAD MINERA – 2024”**

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

AUTORES:

JOEL ESTEBAN ALCEDO TAPIA

JHOEL ÁNGEL GÓMEZ VARGAS

ASESOR:

MG. ESTEBAN ANTONIO GUTIÉRREZ HERVÍAS

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Callao, 2024

PERÚ

INFORMACIÓN BÁSICA

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

UNIDAD DE INVESTIGACIÓN: Unidad de investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

TÍTULO: Diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024

AUTOR 1: Jhoel Ángel Gómez Vargas / DNI: 73965466

ORCID: 0009-0005-1177-7047

AUTOR 2: Joel Esteban Alcedo Tapia / DNI 76247310

ORCID: 0009-0002-9484-0803

ASESOR: Esteban Antonio Gutiérrez Hervías / DNI: 25669150

ORCID: 0009-0000-7186-1551

LUGAR DE EJECUCIÓN: Huari, Ancash, Perú

UNIDAD DE ANÁLISIS: Faja Transportadora de Sacrificio

TIPO / ENFOQUE / DISEÑO DE INVESTIGACIÓN: Aplicada/Cuantitativa/No experimental

TEMA OCDE: 2.03.01 Ingeniería Mecánica

HOJA DE REFERENCIA Y APROBACIÓN

MIEMBROS DE JURADO

PRESIDENTE DE JURADO DE TESIS: Dr. Juan Manuel Palomino Correa

SECRETARIO: Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa

MIEMBRO: Mg. Jose Luis Yupanqui Perez

ASESOR: Mg. Esteban Antonio Gutiérrez Hervías

N° DE LIBRO: 001

N° DE FOLIO: 218

N° DE ACTA: 192

FECHA DE APROBACIÓN DE TESIS: 17 de agosto del año 2024

RESOLUCIÓN DE CONSEJO DE FACULTAD: 150-2023-CU

**ACTA N°192 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

**LIBRO 001, FOLIO N°218, ACTA N°192 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE
TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO.**

A los 17 días del mes de agosto del año 2024, siendo las 11:05 a.m, se reunieron en el Auditorio "Ausberto Rojas Saldaña" sito Av. Juan Pablo II N° 306 Bellavista – Callao, los miembros del **Jurado Evaluador de Sustentación del I Ciclo Taller de Tesis 2024**, designado con Resolución de Consejo de Facultad N° 110-2024-CF-FIME – Callao, 23 de abril de 2024, para la obtención de los **TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- | | | |
|-----------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA | : | Presidente |
| ▪ Mg. ADOLFO ORLANDO BLAS ZARZOSA | : | Secretario |
| ▪ Mg. JOSÉ LUIS YUPANQUI PÉREZ | : | Vocal |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **JOEL ESTEBAN ALCEDO TAPIA**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, sustenta la tesis "**DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE SACRIFICIO DE 9000 TPH PARA EL EDIFICIO DE CHANCADO DE UNA UNIDAD MINERA – 2024**", cumpliendo con la sustentación en acto público de acuerdo al artículo 56° de la Resolución de Consejo Universitario N° 150 -2023-CU.- CALLAO, 15 de junio del 2023.

Con el quórum reglamentario, se dio inicio a la exposición de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición y la absolución de las preguntas formuladas por el jurado, y efectuada la deliberación pertinente, acordó por unanimidad: Dar por **APROBADO** en la escala de calificación cualitativa **BUENO**, y con calificación cuantitativa de **15 (QUINCE)**, conforme a lo dispuesto en el Artículo 24° del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 150-2023-CU- CALLAO, 15 de junio de 2023.

Se dio por cerrada la Sesión a las 11:35 a.m. del día 17 de agosto de 2024.



Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente



Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa
Secretario



Mg. José Luis Yupanqui Pérez
Vocal

**ACTA N°193 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

**LIBRO 001, FOLIO N°219, ACTA N°193 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE
TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO.**

A los 17 días del mes de agosto del año 2024, siendo las 11:05 a.m, se reunieron en el Auditorio "Ausberto Rojas Saldaña" sito Av. Juan Pablo II N° 306 Bellavista – Callao, los miembros del **Jurado Evaluador de Sustentación del I Ciclo Taller de Tesis 2024**, designado con Resolución de Consejo de Facultad N° 110-2024-CF-FIME – Callao, 23 de abril de 2024, para la obtención de los **TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- | | | |
|-----------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. JUAN MANUEL PALOMINO CORREA | : | Presidente |
| ▪ Mg. ADOLFO ORLANDO BLAS ZARZOSA | : | Secretario |
| ▪ Mg. JOSÉ LUIS YUPANQUI PÉREZ | : | Vocal |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **JHOEL ANGEL GOMEZ VARGAS**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, sustenta la tesis "**DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE SACRIFICIO DE 9000 TPH PARA EL EDIFICIO DE CHANCADO DE UNA UNIDAD MINERA – 2024**", cumpliendo con la sustentación en acto público de acuerdo al artículo 56° de la Resolución de Consejo Universitario N° 150 -2023-CU.- CALLAO, 15 de junio del 2023.

Con el quórum reglamentario, se dio inicio a la exposición de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición y la absolución de las preguntas formuladas por el jurado, y efectuada la deliberación pertinente, acordó por unanimidad: Dar por **APROBADO** en la escala de calificación cualitativa **BUENO**, y con calificación cuantitativa de **15 (QUINCE)**, conforme a lo dispuesto en el Artículo 24° del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 150-2023-CU- CALLAO, 15 de junio de 2023.

Se dio por cerrada la Sesión a las 11:35 a.m. del día 17 de agosto de 2024.



Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente



Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa
Secretario



Mg. José Luis Yupanqui Pérez
Vocal

INFORME FINAL DE TESIS - Alcedo Tapia - Gomez Vargas



Nombre del documento: INFORME FINAL DE TESIS - Alcedo Tapia - Gomez Vargas.pdf ID del documento: 5c5b7001afb6c07a87b8daa404df4bdb5e682ff1 Tamaño del documento original: 13,56 MB	Depositante: FIME PREGRADO UNIDAD DE INVESTIGACION Fecha de depósito: 13/8/2024 Tipo de carga: interface fecha de fin de análisis: 13/8/2024	Número de palabras: 29.559 Número de caracteres: 193.410
--	---	---

Ubicación de las similitudes en el documento:



Fuentes de similitudes

Fuentes principales detectadas

Nº	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	repositoriotec.tec.ac.cr https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/13211/TFG_Diana_Vargas_Bolaños.pdf	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (182 palabras)
2	repositorio.unprg.edu.pe https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/3627/BC-TES-TMP-2434.pdf?seque... 2 fuentes similares	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (275 palabras)
3	e-archivo.uc3m.es https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/10016/18109/2/PFC_Mario_Salinerio_Gervaso.pdf	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (81 palabras)
4	dspace.otalca.cl http://dspace.otalca.cl/bitstream/1950/12968/3/2020A000811.pdf	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (55 palabras)
5	stolzsa.com Transporte mecánico STOLZ, SA http://stolzsa.com/productos/transporte-mecanico-0 1 fuente similar	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (44 palabras)

Fuentes con similitudes fortuitas

Nº	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	repositorio.unab.cl https://repositorio.unab.cl/xmlui/bitstream/handle/ria/46876/a140352_Railen_E_Diseño_tecnico_de_...	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (33 palabras)
2	Documento de otro usuario #21b244 🔗 El documento proviene de otro grupo	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (25 palabras)
3	TesisDoctorado-CERNA REYES ROGELIO EFREN.pdf TesisDoctorado-CERNA ... #c2f4e1 🔗 El documento proviene de mi grupo	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (20 palabras)
4	repositorio.unac.edu.pe http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/20.500.12952/5917/1/TSP_SANCHEZ_GALLUFFI_FIME_2019...	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (16 palabras)
5	comeco.com.pe Fajas transportadoras: La opción más eficiente para el traslado ... https://comeco.com.pe/fajas-transportadoras-la-opcion-mas-eficiente-para-el-traslado-de-material...	< 1%		🔗 Palabras idénticas: < 1% (16 palabras)

Fuentes mencionadas (sin similitudes detectadas) Estas fuentes han sido citadas en el documento sin encontrar similitudes.

1	https://www.aisc.org/
2	https://www.bohlerperu.com/es/
3	https://www.din.de/en/about-standards/din-standards
4	https://www.din.de/en
5	https://docs.rs-online.com/d2e1/0900766b8113c78d.pdf

DEDICATORIA

A nuestros padres por todo el afecto, apoyo incondicional y sacrificio hecho por nosotros. Esta tesis es para ellos.

AGRADECIMIENTOS

Al Rey de los siglos, al inmortal e invisible,
al único y sabio Dios.

Gracias a toda nuestra familia por su
constante apoyo, tiempos de calidad y por la
formación en principios en casa.

Gracias a los docentes y compañeros de la
escuela de Ingeniería Mecánica de la
Universidad Nacional del Callao, quienes
fueron parte en nuestra formación
profesional.

Gracia a todos nuestros amigos y colegas
de trabajo por su apoyo y comprensión.

*“Y esta es la vida eterna: que te conozcan a
ti, el único Dios verdadero, y a Jesucristo, a
quien has enviado.” Juan. 17:3*

El mensaje de Cristo sigue vigente hoy en
día.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS	9
ÍNDICE DE ABREVIATURAS.....	11
RESUMEN	12
ABSTRACT	13
INTRODUCCIÓN	14
I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
1.1 Descripción de la realidad problemática.....	16
1.2 Formulación del problema.....	18
1.2.1 Problema general	18
1.2.2 Problemas específicos.....	18
1.3 Objetivos	18
1.3.1 Objetivo general.....	18
1.3.2 Objetivos específicos.....	18
1.4 Justificación.....	19
1.4.1 Justificación Teórica	19
1.4.2 Justificación Práctica	20
1.4.3 Justificación Económica	20
1.4.4 Justificación Ambiental	21
1.5 Delimitantes de la investigación	21
1.5.1 Delimitación teórica	21
1.5.2 Delimitación temporal	21
1.5.3 Delimitación espacial	21
II MARCO TEÓRICO	22
2.1 Antecedentes	22

2.1.1	Antecedentes internacionales.....	22
2.1.2	Antecedentes nacionales.....	24
2.2	Bases teóricas.....	26
2.2.1	Chancado de mineral.....	26
2.2.2	Transporte mecánico.....	29
2.2.3	Faja transportadora.....	30
2.2.4	Parámetros de diseño o datos de entrada.....	31
2.2.5	Flujo volumétrico y flujo másico.....	35
2.2.6	Resistencia al movimiento y potencia requerida para la condición de funcionamiento estable.....	38
2.2.7	Unidad de transmisión (Motor – acoplamiento – Reductor).....	41
2.2.8	Tensiones en las bandas.....	47
2.2.9	Banda o cinta.....	50
2.2.10	Polea.....	53
2.2.11	Eje de polea.....	59
2.2.12	Estación de polines.....	62
2.2.13	Otros componentes y/o repuestos.....	68
2.2.14	Cargas y combinación de cargas.....	68
2.3	Marco conceptual.....	69
2.4	Definición de términos básicos.....	71
III	HIPÓTESIS Y VARIABLES.....	73
3.1	Hipótesis.....	73
3.2	Operacionalización de las variables.....	74
IV	METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	75
4.1	Diseño metodológico.....	75
4.2	Método de investigación.....	75

4.3	Población y muestra.....	76
4.4	Lugar de estudio y periodo desarrollado	77
4.5	Técnicas e instrumentos para la recolección de la información	77
4.6	Análisis y procesamiento de datos.....	77
4.6.1	Diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio.....	78
4.6.2	Análisis de tensiones de la banda	119
4.6.3	Estimación de costos de fabricación.....	130
4.7	Aspectos éticos en investigación	135
V	RESULTADOS.....	136
5.1	Resultados descriptivos	136
5.1.1	Resultado general.....	136
5.1.2	Resultados de objetivo específico 1	136
5.1.3	Resultados de objetivo específico 2	136
5.1.4	Resultados de objetivo específico 3	137
5.2	Resultados inferenciales	137
VI	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	138
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	138
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares	138
6.3	Responsabilidad ética	139
VII	CONCLUSIONES.....	140
VIII	RECOMENDACIONES	141
IX	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	142
X	ANEXOS.....	146
10.1	Anexo 1: Matriz de consistencia	146
10.2	Anexo 2: Tablas de selección para el cálculo	147
10.3	Anexo 3: Cotizaciones y data sheet.....	165

10.4	Anexo 4: Planos de Arreglo General.....	198
10.5	Anexo 5: Manuales de instalación, operación y mantenimiento.....	203
10.6	Anexo 6: Cronograma de ejecución del diseño propuesto.....	208

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Caso minero	17
Figura 2.1 Simulación de los inicios del montaje del edificio de chancado	27
Figura 2.2 Simulación del final del montaje del edificio de chancado.....	27
Figura 2.3 Chancadora Giratoria FLS 1600 x 3300 TSUV	28
Figura 2.4 Selección de chancadora primaria	29
Figura 2.5 Vista general de una faja transportadora	30
Figura 2.6 Partes generales de la faja transportadora	31
Figura 2.7 Ángulo de reposo formado en el stockpile	32
Figura 2.8 Ángulo de sobrecarga formado en la carrera	33
Figura 2.9 Sección transversal teórica de relleno en el caso de transporte horizontal.....	35
Figura 2.10 Esquema de la disposición de la transmisión.....	42
Figura 2.11 Imagen ilustrativa de motor trifásico de fabricante WEG.....	43
Figura 2.12 Reductor ortogonal de fabricante WEG.....	45
Figura 2.13 Acoplamiento rígido.....	46
Figura 2.14 Acoplamiento flexible	46
Figura 2.15 Tensiones mínimas de la correa en el punto de entrada y salida de la correa en la polea motriz	47
Figura 2.16 Esquema de construcción de la cinta con pliegos.....	51
Figura 2.17 Ubicación de tipo de poleas 1, 2, 3, 4 y 5 en el transportador.....	56
Figura 2.18 Propiedades físicas de revestimiento de poleas de fabricante PPI56	
Figura 2.19 Tipos de poleas	57
Figura 2.20 Sistema de bloqueo sin chaveta.....	58
Figura 2.21 Principio de funcionamiento de apriete cónico en el cubo de bloqueo	59
Figura 2.22 Fuerzas sobre el eje.....	61

Figura 2.23 Distribución de los polines en una faja transportadora.....	63
Figura 2.24 Estación o polín de carga.....	65
Figura 2.25 Estación o polín de impacto	65
Figura 2.26 Estación o polín plano de retorno.....	66
Figura 2.27 Codificación de número de parte de fabricante PPI	66
Figura 4.1 Sección transversal de la carga	79
Figura 4.2 Distancias entre puntos de apoyo en eje de polea motriz	85
Figura 4.3 Diagrama de cuerpo libre (DCL) sobre polea motriz	86
Figura 4.4 Reacciones sobre la vertical	86
Figura 4.5 Reacciones sobre la horizontal	87
Figura 4.6 Ubicación de zona sísmica.....	89
Figura 4.7 Ubicación de la sección 1 - Estación de carga en la Faja Transportadora de Sacrificio	91
Figura 4.8 Vista general de la sección 1 - Estación de carga.....	91
Figura 4.9 Nodos de la Sección 1 - Estación de carga.....	91
Figura 4.10 Diagrama de carga viva en la Sección 1 - Estación de carga	92
Figura 4.11 Esfuerzos sobre arriostres A36 en la Sección 1 - Estación de carga	94
Figura 4.12 Esfuerzos sobre vigas longitudinales A36 en la Sección 1 - Estación de carga	95
Figura 4.13 Viga principal longitudinal en la Sección 1 - Estación de carga	96
Figura 4.14 Ubicación de la sección 2 – 21 m Truss en la Faja Transportadora de Sacrificio.....	98
Figura 4.15 Vista general de la Sección 2 – 21 m Truss	98
Figura 4.16 Nodos de la Sección 2 – 21 m Truss.....	99
Figura 4.17 Diagrama de cargas vivas en la Sección 2 – 21 m Truss.....	100
Figura 4.18 Esfuerzos sobre arriostres A36 en la Sección 2 – 21 m Truss....	101

Figura 4.19 Esfuerzos sobre arriostres A572 Gr.50 en la Sección 2 – 21 m Truss	102
Figura 4.20 Viga principal longitudinal en la Sección 2 – 21 m Truss	103
Figura 4.21 Ubicación de la Estación de transmisión intermedia en la Faja Transportadora de Sacrificio	105
Figura 4.22 Vista general de la Estación de transmisión intermedia en la Faja Transportadora.....	105
Figura 4.23 Nodos de la Estación de transmisión intermedia	105
Figura 4.24 Carga muerta en la Estación de transmisión intermedia	106
Figura 4.25 Esfuerzos máximos sobre arriostres A36.....	108
Figura 4.26 Esfuerzos máximos sobre arriostres A572 Gr.50.....	109
Figura 4.27 Tensiones máximas con factor de sobrecarga $\Omega = 3.0$	109
Figura 4.28 Análisis de pandeo en la viga longitudinal principal	110
Figura 4.29 Ubicación de la Estructura elevada en la Faja Transportadora de Sacrificio.....	112
Figura 4.30 Vista general de la Estructura elevada.....	113
Figura 4.31 Nodos de la Estructura elevada	113
Figura 4.32 Carga muerta de la Estructura elevada.....	114
Figura 4.33 Análisis de esfuerzos de las vigas A36	116
Figura 4.34 Análisis de esfuerzos de las vigas A572 Gr.50	117
Figura 4.35 Análisis de pandeo de la Estructura elevada	117
Figura 4.36 Esquema de la Faja Transportadora de Sacrificio.....	120
Figura 4.37 Geometría lineal de la Faja Transportadora de Sacrificio	120
Figura 4.38 Estructura de la sección de la cinta.....	124
Figura 4.39 Modelo dinámico de la Faja	126
Figura 4.40 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño.....	127

Figura 4.41 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño - velocidad detallada	127
Figura 4.42 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño - parada detallada	128
Figura 4.43 Tensiones de la cinta con capacidad de diseño	128
Figura 4.44 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño y arranque abortado	129
Figura 4.45 Tensiones de la cinta con capacidad de diseño y arranque abortado	130

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Propiedades físicas de algunos materiales	34
Tabla 2.2 Valores estándar del coeficiente hipotético f para estimar la FH en el lado carga y retorno para una relación de llenado φ entre 0.7 y 1.1	39
Tabla 2.3 Valores estándar del coeficiente C para instalaciones de faja transportadora de relaciones de llenado φ que oscilan entre 0.7 y 1.1	40
Tabla 2.4 Potencia nominal para motor según DIN EN IEC 60072-1.....	44
Tabla 2.5 Coeficientes de fricción recomendados μ para la fricción entre correas con cubierta de goma y superficies de poleas de diferentes acabados	48
Tabla 2.6 Materiales del pliego para cinta.....	51
Tabla 2.7 Evaluación de las propiedades del material	52
Tabla 2.8 Materiales de cobertura de cinta	53
Tabla 2.9 Características del diseño de cintas	53
Tabla 2.10 Valores estándar para el espesor mínimo de las capas de cobertura en el lado de transporte y en el lado de carrera de la correa	54
Tabla 2.11 Diámetro mínimo de las poleas del grupo A, B y C en relación con la utilización del factor de carga máximo de la polea en condiciones de funcionamiento estable	55
Tabla 2.12 Propiedades mecánicas del AISI 4140.....	60
Tabla 2.13 Valores recomendados para CT y CM	61
Tabla 2.14 Tipos de estaciones de polines	64
Tabla 2.15 Espaciado normal sugerido para estaciones.....	67
Tabla 3.1 Operacionalización de variable	74
Tabla 4.1 Parámetros o datos de entrada	78
Tabla 4.2 Valores CTr para tipos de cinta de fabricante DUNLOP	83
Tabla 4.3 Diámetros mínimos de poleas recomendados	83
Tabla 4.4 Propiedades de resistencia del ASTM A36	89

Tabla 4.5 Propiedades de resistencia del ASTM A992 / 572 Gr.50	90
Tabla 4.6 Propiedades de resistencia del ASTM 500 Gr. B	90
Tabla 4.7 Propiedades de resistencia del ASTM A325	90
Tabla 4.8 Propiedades de resistencia del ASTM A490	90
Tabla 4.9 Cargas básica sobre la Sección 1 - Estación de carga	92
Tabla 4.10 Cargas básica sobre la Sección 2 – 21 m Truss	100
Tabla 4.11 Cargas básicas sobre la Estación de transmisión intermedia	106
Tabla 4.12 Cargas básicas sobre la Estructura elevada	114
Tabla 4.13 Geometría de la Faja Transportadora de Sacrificio	120
Tabla 4.14 Tensión máxima sobre polea	121
Tabla 4.15 Tiempo y aceleración en arranque	121
Tabla 4.16 Tiempo y aceleración en frenado	122
Tabla 4.17 Tensiones sobre poleas en estado estacionario	122
Tabla 4.18 Tensiones en la correa en el arranque	122
Tabla 4.19 Tensiones en la correa en el frenado	123
Tabla 4.20 Lista de equipos y componentes principales	131
Tabla 4.21 Estimación de costos para la fabricación de la armadura	132
Tabla 4.22 Estimación de costos para la fabricación de torres de soporte	132
Tabla 4.23 Estimación de costos para la fabricación de la base de transmisión	133
Tabla 4.24 Resumen de costos de suministro y fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio	134

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

DIN: Deutsches Institut für Normung.....	12
ISO: Organización Internacional de Normalización.....	77
CEMA: Conveyor Equipment Manufacturers Association.....	21
AISC: American Institute of Steel Construction.....	21
ASTM: American Society for Testing and Materials.....	21
ASME: American Society of Mechanical Engineers.....	59
ANSI: American National Standards Institute.....	25
ASCE: American Society of Civil Engineers.....	77
RNE: Reglamento Nacional de Edificaciones.....	21
AWS: American Welding Society.....	77
SAE: Society of Automotive Engineers.....	77
SSPC: Steel Structures Painting Council.....	77
NDT: Non Destructive Testing.....	77

RESUMEN

Actualmente la Unidad Minera tiene la necesidad de optimizar sus operaciones mineras, en un contexto específico de reubicar la actual línea de chancado ubicada en la nueva área atractiva denominada Fase 9C que cuenta con mineral de alta ley del 97%Cu con respecto a lo que se transporta en la actualidad en las Fases 5C, 6C, 7C, 8C, 10C, equivalente del 76%Cu. Esto le permitirá aumentar la capacidad de producción de Cu en los próximos años a 53 Mton/año y una disminución en eliminación de desmonte o desperdicios. Por consiguiente, el objetivo principal del presente trabajo de investigación fue diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH de operación para reubicar la actual línea de chancado.

La metodología empleada del presente trabajo de investigación es de tipo tecnológico con nivel descriptivo y adoptó un enfoque cuantitativo, siendo el diseño de investigación de tipo No experimental.

Se logró diseñar la Faja Transportadora de Sacrificio, y para ello se calculó en base a la norma DIN 22101 y con sus resultados se seleccionaron sus componentes; además se desarrolló el cálculo estructural del bastidor mediante el método ASD a través del software Krasta. Se analizaron las tensiones de la banda en el arranque, frenado y estado estacionario, siendo validadas en el cálculo dinámico por el software SimulationX. Por último, se realizó un análisis técnico-económico asociado al suministro y fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio.

Con todo lo antes mencionado se logró presentar la propuesta de diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH que permite lograr la reubicación de la actual línea de chancado para incrementar la capacidad de producción anual a 53 MT/año.

Para finalizar, se presentaron planos de arreglo general de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH.

Palabras claves: Faja Transportadora, diseño mecánico, ley de mineral.

ABSTRACT

Currently the Mining Unit needs to optimize its mining operations, in a specific context of relocating the current crushing line located in the new attractive area called Phase 9C which has 97%Cu high grade ore compared to what is currently transported in Phases 5C, 6C, 7C, 8C, 10C, equivalent to 76%Cu. This will allow you to increase the production capacity of Cu in the coming years to 53 MTon/year and a decrease in removal of stripping or waste. Therefore, the main objective of this research work was to design a 9000 TPH Sacrificial Conveyor Belt to relocate the current crushing line.

The methodology used in this research work is of a technological type with a descriptive level and adopted a quantitative approach, being the research design of an experimental type.

The Sacrificial Conveyor Belt was designed, calculated based on DIN 22101 and its components were selected, and the structural design of the frame was developed using the ASD method using Krasta software. Belt stresses at start-up, braking and steady state were analyzed and validated in the dynamic calculation by SimulationX software. Finally, a technical-economic analysis was carried out associated with the supply and manufacture of the Slaughter Conveyor Belt.

With all the above mentioned, it was possible to present the design proposal of the 9000 TPH Slaughter Conveyor Belt that allows the relocation of the current crushing line to increase the annual production capacity to 53 MT/year.

Finally, general arrangement plans for the 9000 TPH Sacrificial Conveyor Belt were presented.

Keywords: Conveyor belt, mechanical design, mineral grade

INTRODUCCIÓN

Las fajas transportadoras en su no muy larga historia se han afianzado como un medio seguro y económico de transporte en multitud de minerías, industrias, y procesos de fabricación; su crecimiento, tanto en capacidades como en distancias, ha sido impresionante en los últimos 30 años. Desde aquellos comienzos, el empleo de fajas transportadoras se ha ido extendiendo hasta la actualidad de una forma progresiva a casi todos los materiales a granel encontrados en su estado natural y empleados en industrias de todo tipo, entre lo que podemos citar todos los minerales, piedras, gravas y tierras (Lopez Roa, 2002).

Uno de los mayores desafíos que enfrenta la industria minera es el traslado rápido, seguro y eficiente de materiales procesados. Para lograrlo el mercado ofrece una amplia gama de productos y aunque existen muchas opciones, las empresas mineras recurren cada vez más a las fajas transportadoras, una opción operativa y económica que permite mantener un alto índice de productividad. Además, considerando la implementación técnica, la seguridad, la protección ambiental y sobre todo el costo beneficio a largo plazo, están posicionándose como una solución perfecta para darle continuidad al negocio minero (Meneses, 2023).

En la presente investigación se buscó plantear una propuesta de diseño de Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH de capacidad de operación y 13200 TPH de capacidad nominal para el edificio de chancado en la Unidad Minera de forma que se logre la reubicación de la línea de chancado y así acceder a mineral de mayor ley que equivale al 97% Cu debajo de la trituradora actual, mejorando respecto al 76% Cu, y reducir la eliminación de desmonte en el caso de reservas.

Por otro lado, con la propuesta de este diseño, basada en la norma alemana (Deutsches Institut für Normung) DIN 22101 (2011) –y futura construcción– la Unidad Minera incrementaría la producción de Cu a 53 Mton/año en los años posteriores cuando se alcancen áreas de mayor ley de mineral.

El estudio planteó como objetivo principal diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024.

El presente trabajo de investigación consta de ocho secciones, la primera sección trata del Planteamiento del problema que presenta la Unidad Minera sobre el tema de reubicar la actual línea de chancado y acceder a mineral de mayor ley y así incrementar la producción de mineral, planteando el problema general. Asimismo, se formula el objetivo general, objetivos específicos, la justificación y delimitantes de la investigación. En la sección dos, se detalla el marco teórico, toma como referencias los Antecedentes Nacionales e Internacionales relacionada con el trabajo de investigación, se determinan las bases teóricas y los términos básicos de la investigación. La sección tres detalla las hipótesis planteadas, describe las variables de la investigación y desarrolla la operacionalización de variables. La sección cuatro describe el diseño metodológico, método de la investigación, las técnicas e instrumentos de recolección de datos y se muestra el proceso de diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH. La sección cinco se presenta los resultados adquiridos. La sección seis se desarrolla la discusión de resultados obtenidos en base a las investigaciones referidas anteriormente en los antecedentes. Las secciones siete y ocho describen las conclusiones y recomendaciones para el diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH, respectivamente.

I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

A nivel mundial, se obtuvo que Krol, y otros (2017), publicaron una investigación sobre un sistema eficaz de transporte subterráneo para mineral en Polonia. Los autores señalan que deficiencias en el sistema de transporte no permite que las operaciones se ejecuten de manera adecuada lo que impide que se cubran las necesidades productivas. Implementaron mejoras en el diseño de una cinta transportadora subterránea para el transporte de mineral, basándose en una amplia experiencia en análisis, prueba, diseño y cálculo de equipos adaptados a condiciones operativas específicas. Estas mejoras incluyeron el desarrollo de una cinta transportadora eficientemente energética y ruedas guía optimizadas. Las propuestas fueron evaluadas en bancos de pruebas de laboratorio y en una cinta transportadora experimental en la mina subterránea de KGHM "Lubin". Los resultados demostraron notables ahorros energéticos y menores costos de mantenimiento en comparación con un transportador estándar de referencia.

En Perú, Bravo (2023) detectó que el ensamblaje e instalación de la faja transportadora CV-009A de 60 pulgadas en el proceso de chancado cuaternario de la planta concentradora presentó una serie de obstáculos. La instalación de una faja transportadora se considera una labor compleja y crucial en el contexto de una planta concentradora, ya que ella juega un papel esencial en el traslado seguro y eficiente del mineral de cobre en planta, desde la etapa de chancado hasta las demás fases del proceso. Es por ello, que se propuso mejorar la eficacia del sistema de transporte de mineral de cobre.

Visto esto, la Unidad Minera tiene la necesidad de optimizar las operaciones mineras en un contexto específico. La reubicación de la línea de chancado producto de la nueva zona de exploración y explotación denominada Fase 9C, zona que cuenta con un 97% de ley de mineral respecto al 76% actual; esto conlleva a la implementación de una Faja

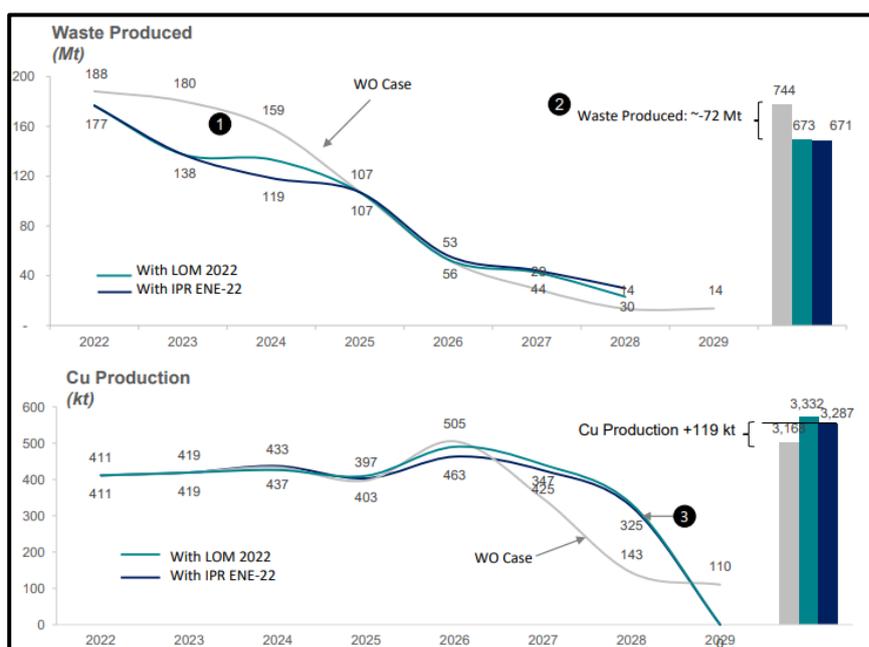
Transportadora de Sacrificio como una solución técnica para facilitar la movilidad y operatividad de la línea de chancado, generando un impacto positivo en la eficiencia y productividad de la mina.

Entre los problemas identificados es la de ingresar a una zona de mayor ley de mineral que se encuentra ubicada en el actual sistema de chancado de mineral que dentro de su sistema contempla el sistema de transporte de mineral, de tal forma que con el diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio se busca la reubicación de la línea de chancado, y el cálculo de la capacidad de tonelaje que procesa la chancadora es de acuerdo con la infraestructura actual de la Unidad Minera.

Como beneficio del nuevo diseño la Unidad Minera incrementaría la producción de Cu de 46 a 53 Mton/año en los años posteriores cuando se alcancen áreas de mayor ley de mineral.

Como gastos de funcionamiento el actual diseño tiene un valor de \$0.32/t mineral procesado vs el nuevo diseño que tendría \$0.18/t mineral procesado; principalmente debido a la menor longitud del transportador (1.4 km vs sistema actual: 3 km) y la pendiente negativa de cinta transportadora actual.

Figura 1.1 Caso minero



El trabajo de investigación tuvo como objeto realizar una propuesta de diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio y lograr la reubicación de la línea de chancado, esto para acceder a mineral de mayor ley equivalente al 97 % mejorando respecto al 76% de Cu, durante los próximos años, aumentando la producción de mineral y disminuir la producción del desmonte propio de la explotación del mineral. Ver Figura 1.1 para detalles gráficos.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?

1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cómo seleccionar los componentes mecánicos y establecer el cálculo y análisis estructural de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?
- ¿Cómo analizar las tensiones de la banda de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?
- ¿Cómo estimar los costos asociados a la fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024

1.3.2 Objetivos específicos

- Seleccionar los componentes mecánicos y establecer el cálculo y análisis estructural de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024

- Analizar las tensiones de la banda de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024
- Estimar los costos asociados a la fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024

1.4 Justificación

Hernández, y otros (2018) señalan que la justificación cumple la función de clarificar el propósito del proyecto, el cual debe ser relevante para respaldar su ejecución.

La realización de este trabajo de investigación se justificó en la necesidad de optimizar las operaciones mineras en un contexto específico. La reubicación de la línea de chancado producto de la nueva zona de exploración, y explotación conlleva a la implementación de una Faja Transportadora de Sacrificio como una solución técnica para facilitar la movilidad y operatividad de la planta, generando un impacto positivo en la eficiencia y productividad de la mina.

1.4.1 Justificación Teórica

Méndez (2012), indica que en la investigación, se establece una justificación teórica cuando la finalidad del estudio implica fomentar la reflexión y el debate académico en torno al conocimiento preexistente, cuestionar una teoría, comparar resultados o realizar una epistemología del saber ya establecido.

Desde el punto de vista teórico, este trabajo contribuyó a la investigación en ingeniería de procesos mineros al abordar el diseño de una infraestructura crucial para la reubicación de una línea de chancado. Se fundamentó en principios de mecánica de materiales, ingeniería de transporte y diseño de maquinaria, proporcionando un marco teórico sólido para el desarrollo del proyecto.

1.4.2 Justificación Práctica

Se sostiene que una investigación cuenta con una justificación práctica cuando su ejecución contribuye a abordar un problema o, al menos, presenta estrategias que, al ser implementadas, colaborarían en su resolución (Méndez, 2012).

Desde un enfoque práctico, la propuesta de diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio brindó una alternativa de solución para la mejora directa en la logística y eficiencia operativa de la mina. La implementación exitosa de esta solución contribuirá a la optimización de recursos, ingreso a áreas atractivas de mayor ley de mineral, reducción de tiempos de inactividad y aumento de la capacidad de procesamiento, lo que impactará positivamente en la rentabilidad y sostenibilidad de la operación minera.

1.4.3 Justificación Económica

Baena (2017), sostiene que en una investigación es esencial argumentar si existe la posibilidad de recuperar la inversión realizada en su desarrollo. Esta perspectiva puede entenderse como el enfoque de algunas investigaciones prácticas, las cuales tienen como objetivo que algún producto derivado pueda ser comercializado o contribuya al aumento de las ganancias de una empresa.

Desde el punto de vista económico, el trabajo de investigación se justificó por la necesidad de la empresa minera de llevar a cabo proceso de exploración y explotación, el cual requiere el diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio y la reubicación de la línea de chancado implica un incremento en la producción anual de 46 a 53 Mton/año y verse reflejado en las ventas, además de optimizar costos operativos a largo plazo. La eficiencia en la reubicación de la línea de chancado a través de una Faja Transportadora de Sacrificio minimizará los gastos asociados con la interrupción de operaciones, transporte de maquinaria pesada y otros costos asociados a la reorganización de la infraestructura minera.

1.4.4 Justificación Ambiental

Desde un enfoque ambiental, el diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH por ser un sistema de transportes mecanizados permitirá la reducción de la huella de carbono y la generación de polvo amigable con el medioambiente cumpliendo o superando los requisitos ambientales de la normativa peruana. Debido a esto la futura implementación impactará positivamente en el desarrollo y concientización de las comunidades y trabajadores de influencia.

Además, en cuanto a seguridad en el trabajo se obtendrá un mejor escenario debido a la reducción de la flota de transporte mejorando los eventos de seguridad de los trabajadores, los riesgos de congestión e interferencia.

1.5 Delimitantes de la investigación

1.5.1 Delimitación teórica

Se delimitó teóricamente a los conceptos de ciencias de los materiales, resistencia de materiales y diseño de máquinas; involucran tópicos como análisis de esfuerzos, torque, momento flector y torsor, diseño de perfiles y ejes. Además, el diseño se alineó al libro de prácticas de ingeniería y aplicaciones aceptadas según DIN 22101 - fajas transportadoras; además del CEMA 6ta edición y a las normas de materiales y especificaciones para edificaciones en acero: ASTM, AISC, RNE.

1.5.2 Delimitación temporal

Se delimitó temporalmente al tiempo que llevó a obtener la información necesaria para el trabajo de investigación. Este tiempo fue de 1 mes.

1.5.3 Delimitación espacial

Geográficamente, la investigación puede ser aplicada en una Unidad Minera. La delimitación espacial aseguró que los resultados y conclusiones sean aplicables y específicos a las circunstancias particulares de esta mina.

II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

2.1.1 Antecedentes internacionales

Vargas (2021), realizó una investigación sobre la “Propuesta de diseño de sistemas mecánicos para la instalación de bandas transportadoras, Hidrociclón y criba en la planta secundaria del Quebrador Ochomogo” como proyecto final de grado para optar el título de ingeniería en mantenimiento industrial por el Instituto Tecnológico de Costa Rica, cuyo objetivo era presentar una propuesta de diseño y costos necesarios para la ampliación de la planta de producción del Quebrador Ochomogo, que consistió en el diseño de las bandas transportadoras, así como la comprobación del diseño mecánico de las bases estructurales, para los equipos que componen la ampliación de dicha planta. La metodología comenzó con una investigación previa de los equipos, funciones y requerimientos, la inspección de la planta para observar el espacio, así como la investigación de los estándares utilizados para el diseño mecánico. Se concluyó que el proyecto otorga a la empresa una memoria de cálculo del diseño de una ampliación para aprovechar el espacio y tiempo en la línea de producción. Esto les facilitará la fabricación simultánea de hasta 5 productos, aumentando la disponibilidad de material para la venta y favorecerá la reducción de los costos de traslado de material dentro del inventario.

Ballesteros y otros (2017), realizaron una investigación titulado “Diseño e implementación de una banda transportadora para la reutilización de material no conforme en la empresa Colbee Ladrillera S.A.S” como trabajo de grado para optar al título de ingeniero electromecánico por la Universidad Francisco de Paula Santander en Cúcuta - Colombia, cuyo objetivo fue diseñar e implementar una banda transportadora para la reutilización de material no conforme en la empresa Colbee Ladrillera S.A.S. Para ello, se elaboró una investigación aplicada con diseño experimental, basada en el reconocimiento de los procesos de producción y análisis en la empresa Colbee Ladrillera S.A.S. A partir de los

conocimientos de las diferentes áreas y aplicaciones vistas, actividades de trabajo, equipos y personal involucrado. En los resultados se recolectó información acerca de bandas transportadoras, determinando las características principales y el respectivo funcionamiento. Seguidamente, se realizó el diseño de la banda transportadora, con el fin de obtener los parámetros ideales para la posterior implementación. Por último, y como aporte se adquieren los componentes necesarios y se implementó el diseño propuesto de la banda transportadora.

Jara y otros (2022), en su trabajo de titulación “Diseño para cinta transportadora de cobre” para optar el título de técnico universitario en proyecto y diseño mecánico por la Universidad Federico Santa María en Valparaíso - Chile, cuyo objetivo fue realizar el diseño de una cinta transportadora en el ámbito minero la cual tiene que transportar cobre para la minera Codelco Andina, debido que la capacidad de las cintas se vio sobrepasada y se requiere implementar más para poder tener un trabajo eficaz. La metodología de diseño utilizada es denominada Modelo de fases donde el autor postula que teniendo clara la necesidad, la solución de diseño se expresa en cuatro niveles distintos; análisis del problema, diseño conceptual, diseño de materialización, desarrollo de detalles. Se dan a conocer parámetros para el diseño de una cinta transportadora para el traslado de cobre de la minera “Codelco Andina”. Para realizar el diseño para el proyecto, se comenzó con una investigación para poder satisfacer todas las necesidades de la empresa mandante. La investigación ayudó a que cada dato sea preciso para poseer una base técnica y teórica que valide todo lo que se obtiene. Para esto, se calcularon los componentes principales, se estudió el terreno, se desarrolló la planimetría y diseño final del proyecto. Se llegó a la conclusión que fue fundamental validar el diseño en base a los cálculos para que cumpliera la funcionalidad requerida (transporte de cobre), estos fueron la base técnica para el desarrollo del problema que, sumado a un ítem de costos y presupuestos generan y garantizan una prefactibilidad del proyecto.

2.1.2 Antecedentes nacionales

Quispe (2023), en su tesis “Diseño de una faja transportadora móvil de mineral para reducir el tiempo de mantenimiento” para optar el título profesional de ingeniero mecánico por Universidad Continental de Arequipa – Perú, cuyo objetivo fue realizar el diseño y la selección de distintos componentes mecánicos para la construcción de una faja transportadora móvil con una longitud de 10 metros entre ejes y una capacidad de 440 toneladas por hora (TPH). Esta faja tendrá aplicaciones en el transporte de minerales o agregados hacia diversos equipos de chancado. La investigación, realizada conforme a las directrices de CEMA, empleó el software de ingeniería Solidworks Premium para diseñar una faja transportadora móvil capaz de retraerse 1.5 metros, optimizando así el área de mantenimiento de la chancadora giratoria MP800. Esta modificación redujo significativamente el tiempo de mantenimiento efectivo de 18.25 a 13 horas. La metodología de diseño aplicada es acorde a las normas VDI 2221, 2222 y 2225, se enfocó en obtener resultados adecuados, especialmente en la reducción del tiempo de mantenimiento. Los análisis de componentes y el diseño de mecanismos se llevaron a cabo siguiendo esta metodología, teniendo como aporte el diseño de una estructura que eficazmente disminuye el tiempo de mantenimiento del equipo.

En el trabajo de investigación de Villacorta, y otros, (2019) titulado “Diseño de una faja transportadora de 150 m para 60 t/h de bagazo de caña de azúcar”; trabajo para obtener el título profesional de ingeniero mecánico por Universidad Nacional de Trujillo de Perú, tuvo por objetivo diseñar y seleccionar los componentes mecánicos de una faja transportadora de 150 m de longitud, para transporte de bagazo de caña de azúcar a una capacidad de 60 t/h en la empresa Agrolmos S.A.A. Este trabajo se basó en la metodología de diseño de fajas transportadoras por la Asociación de fabricantes de equipos de transporte (CEMA) y la utilización del programa de ingeniería Solidworks como una herramienta de ayuda para análisis estático de la estructura del transportador. Teniendo como conclusión que

la metodología de diseño según CEMA le permitió diseñar un transportador de bagazo, para ello debió tener en cuenta los parámetros de diseño, ya que sin ello no es posible diseñar. Se obtuvo una faja de 30” de ancho de 4 lonas, de acuerdo con el catálogo de correas de la marca GOOD YEAR, se seleccionó la correa (EP 160, tipo PLYLON EP 630/4, espesor de 10.7 mm).

Caipo (2021), realizó una investigación sobre un “Diseño de faja transportadora de alimentación de 350 TN/H de concentrado de cobre con automatización oleohidráulica de tensado y tolva de recepción” para optar profesional de ingeniero mecánico por la Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa – Perú, cuyo objetivo fue diseñar la faja mediante un análisis mecánico estructural en contraste con estándares de diseño ANSI/AISC 360-10, CEMA B105.1, CEMA. La metodología fue cuantitativa. Se concluyó que se completó con éxito el diseño de una faja transportadora, abordando de manera integral los parámetros técnicos, se logró reducir significativamente los tiempos de diseño con el uso de software de análisis como ANSYS, Idea Statica y SAP 2000. Las conclusiones derivadas del análisis de datos revelaron la influencia del ángulo de fricción interna en la carga de corte y la tensión de la faja, así como la dependencia de la rigidez de la estructura de la tolva respecto a la altura equivalente. Los cálculos mecánicos y estructurales cumplieron con normativas, asegurando factores de seguridad adecuados. La definición geométrica del acarreo se basó en el ancho de la faja, complementado con sellos laterales para evitar derrames. En el diseño de poleas, se destacó la necesidad de contrastar esfuerzos y considerar modos de vibración. La selección de componentes siguió el procedimiento del fabricante. El esquema oleohidráulico satisface los requisitos de estandarización, representando una contribución significativa a la ingeniería de fajas transportadoras, y se resaltó la importancia de detallar planos generales, de montaje y ensamble para presentar los resultados de manera completa.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Chancado de mineral

El proceso de chancado o trituración de mineral en bruto es la primera etapa del procesamiento de minerales, que implica fragmentar el mineral en bruto en pedazos cada vez más pequeños para extraer minerales con mayor concentración en cuanto a pureza se refiere. Por lo general implica el uso de equipos mecánicos para triturar el mineral en trozos más reducidos según se requiera.

A. Edificio de chancado

El edificio chancado es la zona donde se encuentran instalados los equipos de procesamiento los cuales trabajan paralelamente para tratar el mineral. Aquí se da la primera etapa de reducción de tamaño ya que está seguidamente del minado.

El propósito de esta primera etapa es reducir el mineral a un tamaño que pueda ser transportado sin dificultades por fajas transportadoras a una segunda fase de chancado. Para llevar tal función, esta zona de trabajo por lo general debe estar compuesta con los siguientes equipos:

- Estructura o edificio principal
- Puente grúa
- Romperocas
- Tolva
- Chancadora primaria
- Chute de descarga
- Apron Feeder o alimentador de placas
- Faja transportadora

A continuación, se muestran las etapas de la construcción e instalación de un edificio de chancado.

Figura 2.1 Simulación de los inicios del montaje del edificio de chancado

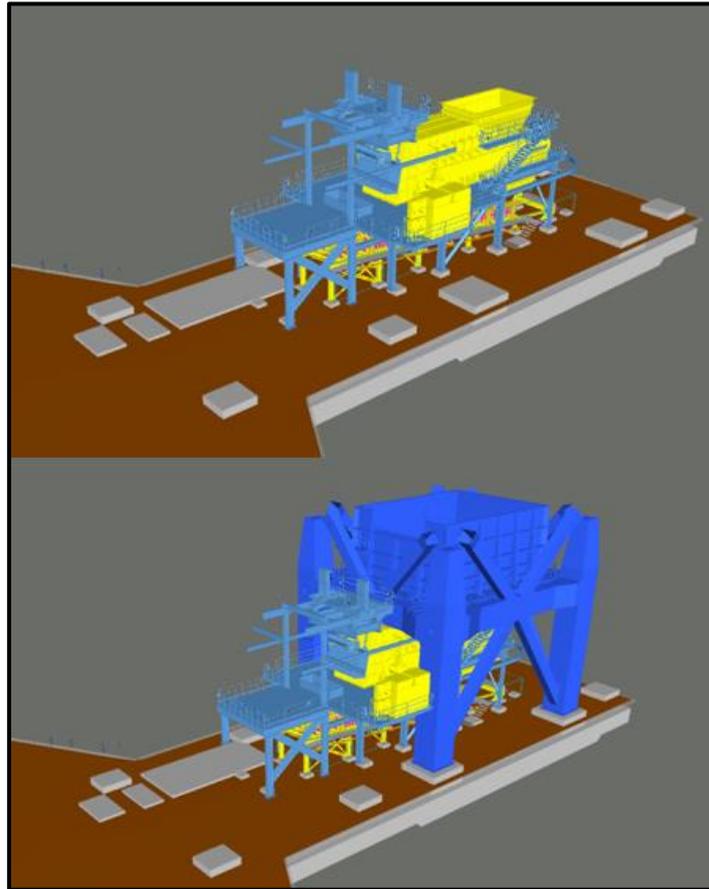
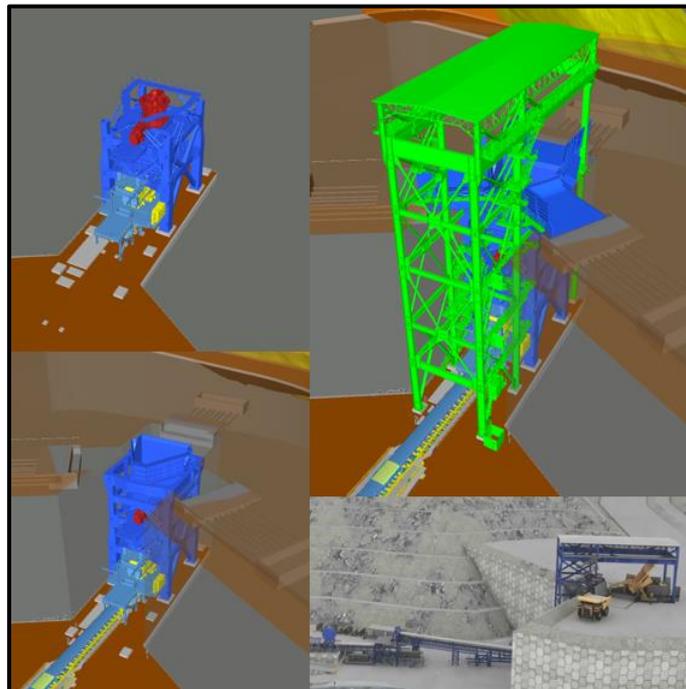


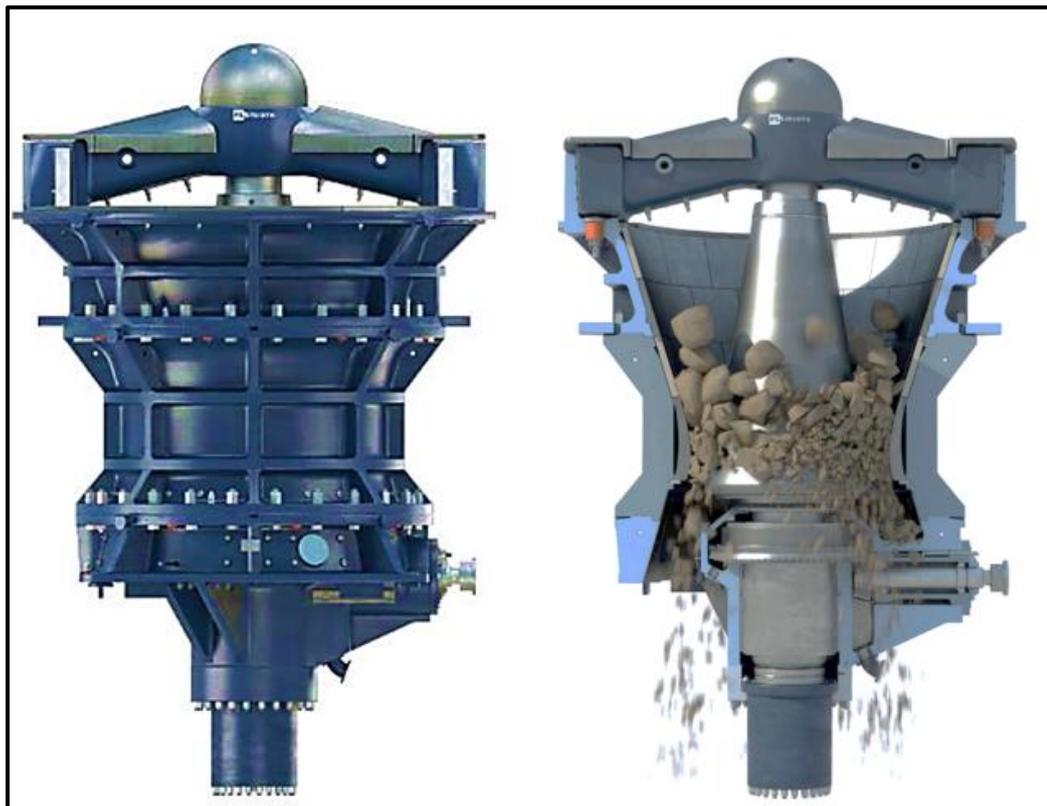
Figura 2.2 Simulación del final del montaje del edificio de chancado



B. Chancado primario

El objetivo principal del chancado primario es reducir el material a un tamaño que permita su transporte sobre una cinta transportadora. En la mayoría de las instalaciones de trituración que producen áridos, una trituradora de mandíbulas realiza la trituración primaria. Las plantas con capacidades muy altas normalmente utilizan una trituradora giratoria primaria. Cuando el material es fácil de triturar y no muy abrasivo, una trituradora de impacto puede ser la mejor opción para la trituración primaria (METSO, 2011).

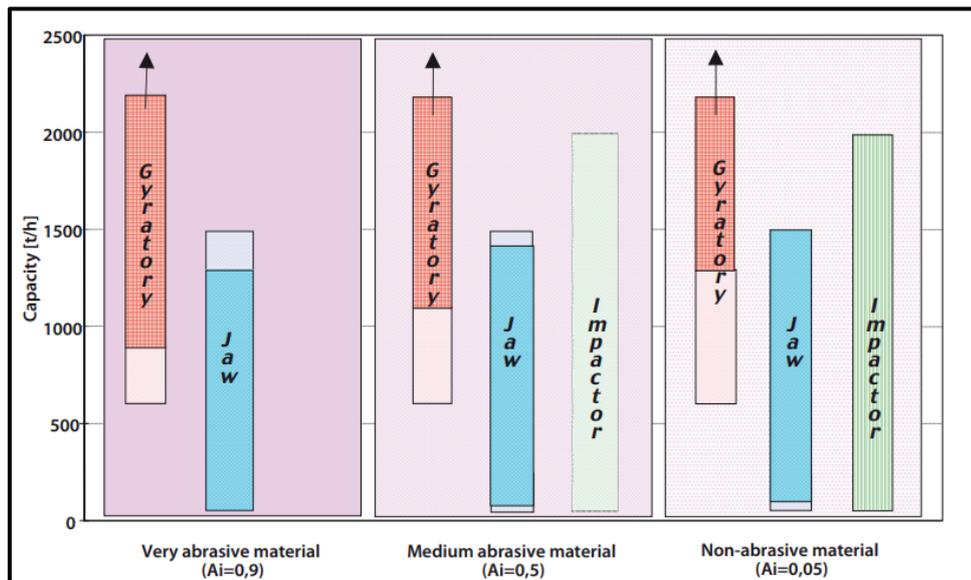
Figura 2.3 Chancadora Giratoria FLS 1600 x 3300 TSUV



Fuente: FLSmidth (2023)

La selección de la trituradora o chancadora primaria se puede resumir como se muestra en el siguiente diagrama. La información contenida es sólo indicativa y no una regla rígida.

Figura 2.4 Selección de chancadora primaria



Fuente: METSO (2011)

2.2.2 Transporte mecánico

El Transporte mecánico integra el conjunto de equipos y dispositivos necesarios para transportar el producto de forma mecánica entre diferentes puntos de una instalación.

En función de la forma, producto a transportar y trazado de transporte, se elige el tipo de equipo a utilizar:

- Fajas transportadoras
- Elevadores de cangilones
- Transportadores de cadena
- Transportadores de rosca sin fin
- Apiladores

La compañía MARTIN (2009) sostiene que, de todos los sistemas de manejo de materiales, las fajas transportadoras típicamente operan con el menor costo de transporte por tonelada, el menor costo de mantenimiento por tonelada, el menor costo de energía por tonelada y el menor costo de mano de obra por tonelada. Estas ventajas no pueden materializarse si no se hace una consideración cuidadosa del material a

granel que se manejará y del proceso general cuando se especifica el sistema de un transportador.

Figura 2.5 Vista general de una faja transportadora



Fuente: PHOENIX (2004)

2.2.3 Faja transportadora

Cada faja transportadora que maneja material a granel está compuesta de seis elementos principales:

A. La banda

Forma la superficie móvil sobre la cual se transporta el material

B. Las poleas

Soportan y mueven la banda y controlan la tensión de ésta

C. La propulsión

Imparte la energía a una o más poleas para mover la banda

D. La estructura

Soporta y alinea los componentes giratorios

E. Los sistemas de soporte para bandas

Soportan los tramos de carga y retorno de la banda

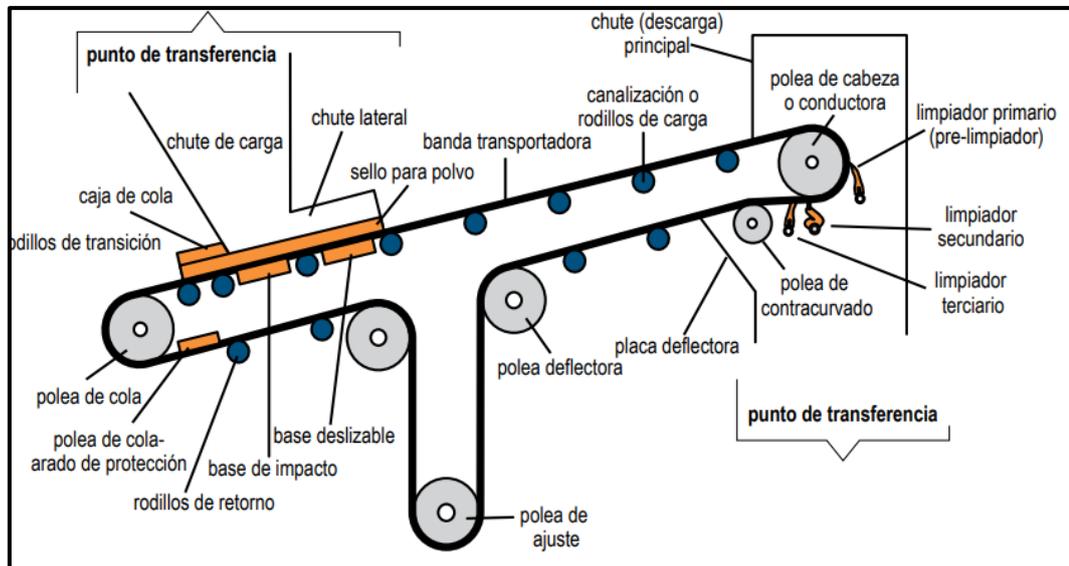
F. Los sistemas de transferencia

Cargan o descargan el cargamento de un transportador

Otra parte de todo transportador es el equipo auxiliar instalado para mejorar la operación del sistema. Esto incluiría – como se muestra en la Figura 2.6 – componentes como ajustes, limpiadores de banda, detectores de metales, chutes laterales y sellos, sistemas de soporte para

bandas, interruptores de seguridad, balanza, cubiertas, sistemas de supresión del polvo o colección del polvo y sistemas de protección ambiental.

Figura 2.6 Partes generales de la faja transportadora



Fuente: MARTIN (2009)

2.2.4 Parámetros de diseño o datos de entrada

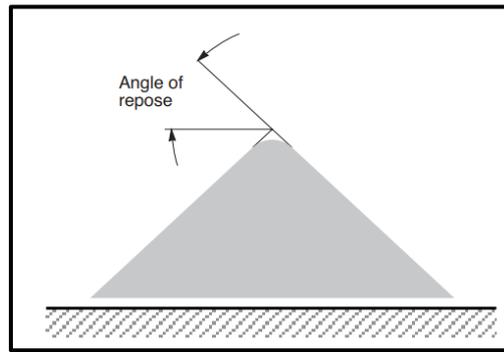
A. Ángulo de reposo

Mulani (2002) comenta al respecto lo siguiente:

Cuando el material se deja caer al suelo éste reposa con cierta inclinación con respecto a la horizontal. Esta inclinación mantiene un valor más o menos fijo para un material particular (en condiciones específicas) y se conoce como ángulo de reposo. Ver Figura 2.7.

Si el material cae desde un punto, se forma una pila cónica cuya altura aumenta con la adición de material. El gránulo de material en la superficie inclinada está en un estado de equilibrio entre el componente de gravedad que intenta tirarlo hacia abajo y la fuerza de fricción que se opone al movimiento.

Figura 2.7 Ángulo de reposo formado en el stockpile



Fuente: RULMECA (2003)

Además, añada que el ángulo de reposo del material es un parámetro importante porque decide la forma y el volumen del material en acopios, almacenamiento y transporte. El ángulo de reposo del material es susceptible a variaciones debido a la humedad, etc. Estas variaciones deben tenerse en cuenta durante el diseño. Por ejemplo: se debe tomar el valor mínimo del ángulo de reposo para garantizar el volumen disponible en un área fija.

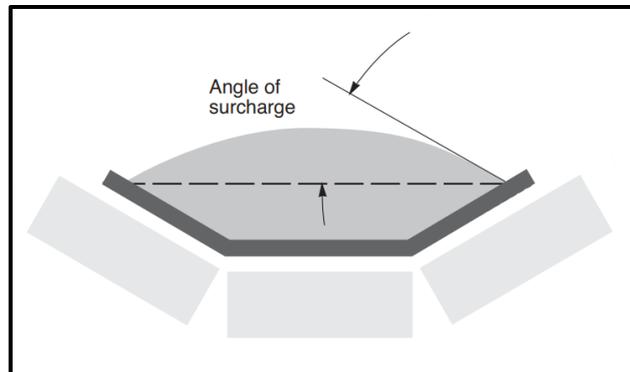
Se debe tomar el valor máximo del ángulo de reposo para encontrar la carga máxima que puede ocurrir en un área fija. El ángulo de reposo antes mencionado considera una superficie estacionaria para el reposo de los materiales y el material también se encuentra en condición estática (sin agitación).

B. Ángulo de sobrecarga

Sobre el ángulo de sobrecarga, Mulani (2002) indica que, si la superficie sobre la que reposa el material está en condiciones de vibración, la experiencia diaria muestra que el material tiende a asentarse/extenderse y tendrá menor inclinación de la superficie con respecto a la horizontal. Esta inclinación reducida se conoce como ángulo de sobrecarga, como se muestra en la Figura 2.8 (tenga en cuenta que el ángulo de sobrecarga

podría tener un significado completamente diferente en otros campos de la ingeniería).

Figura 2.8 Ángulo de sobrecarga formado en la carrera



Fuente: RULMECA (2003)

C. Abrasividad

Sobre la abrasividad y su impacto en la banda juntamente con la velocidad de esta, Mulani (2002) señala lo siguiente:

La abrasividad es el otro parámetro que afecta el desgaste de la correa y otros componentes del transportador que entran en contacto con el material. El transportador que maneja material más abrasivo debe tener una velocidad de correa menor para lograr una vida útil de los componentes, mientras que el material menos abrasivo se puede transportar a mayor velocidad. Esto afecta el tamaño del transportador y su costo.

D. Tamaño de material

Según Mulani (2002), el tamaño del material afecta en gran medida el ancho, la velocidad y la construcción de la correa. Un material muy grumoso con bordes afilados requerirá comparativamente menos velocidad para la correa. El tamaño del bulfo requiere cierto ancho mínimo de la correa.

A continuación, en la Tabla 2.1 se muestran algunas de las propiedades importantes de materiales/minerales a considerar:

Tabla 2.1 Propiedades físicas de algunos materiales

Material / Mineral	Densidad (T/m ³)	Angulo de reposo	Abrasividad	Corrosividad
Alúmina	0.8-1.04	22°	C	A
Oxido de Aluminio	1.12-1.92	-	C	A
Sulfato de Aluminio	0.864	32°	-	-
Sulfato de Amonio	0.72-0.93	32°	B	C
Cenizas, carbón, seco hasta 80 mm	0.56-0.64	40°	B	A
Cenizas, carbón, húmedo hasta 80 mm	0.72-0.80	50°	B	P
Carbonato de Bario	1.152	-	A	A
Bauxita, mine run	1.28-1.44	31°	C	A
Carburo de Calcio	1.12-1.28	-	B	B
Pellets de carbón negro	0.32-0.40	-	A	A
Carbón negro en polvo	0.06-0.11	-	A	A
Virutas de hierro fundido	2.08-3.20	-	B	A
Mineral de cromo	2-2.24	-	C	A
Carbón, antracita	0.96	27°	B	A
Carbón, lignito	0.64-0.72	38°	A	B
Cobre mineral	1.92-2.40	-	-	-
Sulfato de cobre	1.20-1.36	31°	A	-
Dolomita	1.44-1.60	-	B	A
Tierra húmeda con arcilla	1.60-1.76	45°	B	A
Sulfato de hierro	0.80-1.20	-	B	-
Grava	1.44-1.60	40°	B	A
Hierro mineral	1.36-1.44	35°	B	A
Hierro mineral chancado	1.28-1.36	-	B	A
Níquel mineral	2.40	-	C	A
Sulfato de magnesio	1.12	-	-	-
Manganeso mineral	2.00-2.24	39°	B	A
Roca fosfórica pulverizada	0.96	40°	B	A
Fosfato super molido	0.816	45°	B	B
Arena húmeda	1.76-2.08	45°	C	A
Arena seca	1.44-1.76	35°	C	A
Virutas de acero	1.60-2.40	-	C	A
Dióxido de titanio	0.4	-	B	A
Concentrado de zinc	1.20-1.28	-	B	A
Mineral de zinc	1.6	38°	-	-
Oxido de zinc pesado	0.48-0.56	-	A	A

A: No abrasivo/no corrosivo
 B: Medio abrasivo/medio corrosivo
 C: Muy abrasivo/ muy corrosivo

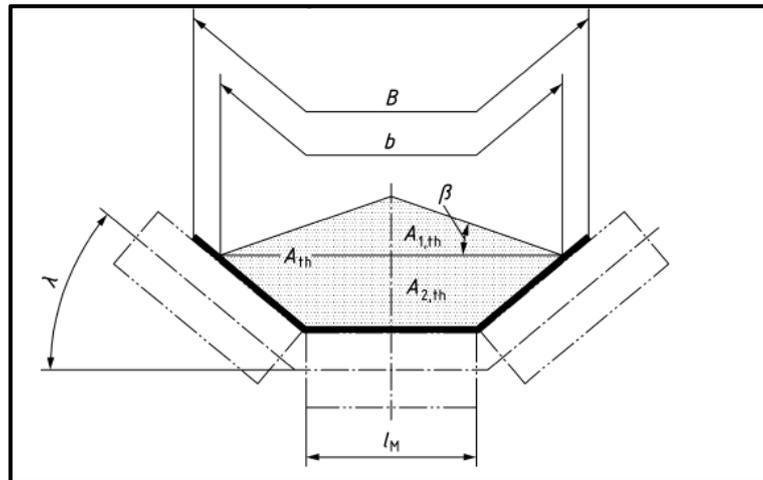
Fuente: RULMECA (2003)

Para ver las propiedades de otros materiales ver el Anexo 2.

2.2.5 Flujo volumétrico y flujo másico

El flujo volumétrico máximo y el flujo másico de una cinta transportadora están determinados por la sección transversal potencial de relleno, que depende del ángulo dinámico de pendiente del material transportado y de las condiciones de alimentación, entre otros factores (DIN 22101, 2011).

Figura 2.9 Sección transversal teórica de relleno en el caso de transporte horizontal



Fuente: DIN 22101 (2011)

$$A_{1,th} = [l_M + (b - l_M) \times \cos \lambda]^2 \times \frac{\tan \beta}{4} \quad (2.1)$$

$$A_{2,th} = \left[l_M + \frac{b - l_M}{2} \times \cos \lambda \right] \times \frac{b - l_M}{2} \times \sin \lambda \quad (2.2)$$

En la Figura 2.9 se muestra la sección transversal teórica de relleno que depende de la longitud y la disposición de los polines (ángulo de depresión), el ancho utilizable de la cinta b y el ángulo de pendiente equivalente β que describe una sección transversal de la misma área que la real. En este caso, el ancho útil b de la correa se calculará en función del ancho B de la correa como sigue:

$$B \leq 2000 \text{ mm} \quad b = 0.9 \times B - 50 \text{ mm} \quad (2.3)$$

$$B > 2000 \text{ mm} \quad b = B - 250 \text{ mm} \quad (2.4)$$

Donde:

$A_{1,th}$: Sección transversal parcial superior $m^2(mm^2)$

$A_{2,th}$: Sección transversal parcial inferior $m^2(mm^2)$

l_M : Longitud del rodillo central en un juego de 03 rodillos $m(mm)$

b : Ancho útil de la banda (mm)

λ : Angulo de abarquillamiento

β : Angulo de pendiente equivalente para el cálculo del $A_{1,th}$ ($^\circ$)

La selección de un ángulo de inclinación equivalente depende del material a transportar, así como de la longitud de la distancia de transporte. En caso de falta de experiencia en la selección de un ángulo de pendiente adecuado, se aplicará lo siguiente:

El valor será $\beta = 20^\circ$ para materiales con propiedades de flujo normal. Los valores por debajo de $\beta = 20^\circ$ hasta $\beta = 0^\circ$ serán característica de materiales casi líquidos. Se pueden aplicar ángulos de pendiente equivalentes de más de 20° sólo en caso de materiales con alta fricción interna.

Para juegos de 1 y 2 rodillos, la longitud del rodillo central se considerará $l_m = 0$.

Los siguientes parámetros pueden ser calculados en base a la sección transversal del llenado de mineral:

Flujo volumétrico teórico

$$I_{v,th} = A_{th} \times v \quad (2.5)$$

Y en base a la relación de llenado efectiva:

$$\varphi = \varphi_{Betr} \times \varphi_{St} \quad (2.6)$$

Flujo volumétrico nominal

$$I_{V,N} = \varphi \times I_{v,th} \quad (2.7)$$

Flujo másico nominal

$$I_{m,N} = \varphi \times \rho \times I_{v,th} \quad (2.8)$$

Carga lineal

$$m'_{L,N} = \varphi \times \rho \times A_{th} \quad (2.9)$$

Donde:

A_{th} : Area de sección transversal $m^2(mm^2)$

v : Velocidad de transporte (m/s)

φ : Relación de llenado efectiva

φ_{Betr} : Relación de llenado según condiciones de funcionamiento de faja

φ_{St} : Factor de reducción de relación de llenado para A_{th}

ρ : Densidad aparente del material transportado kg/m^3

Para transportadores horizontales y rectos, la sección transversal teórica se puede utilizar completamente si se suministra una alimentación uniforme de material y se garantiza un movimiento fluido de la cinta ($\varphi = \varphi_{Betr} = 1$).

El factor de reducción φ_{St} tiene en cuenta el hecho de que la sección transversal parcial $A_{1,th}$ se reduce bajo condiciones de transporte inclinadas:

$$\varphi_{St} = 1 - \frac{A_{1,th}}{A_{th}} \times (1 - \varphi_{St1}) \quad (2.10)$$

Una correa correctamente alineada, cargada uniformemente con material no grumoso y $\delta_{max.} \leq \beta_{dyn}$ se puede calcular de la siguiente manera:

$$\varphi_{St1} = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta_{max} - \cos^2 \beta_{dyn}}{1 - \cos^2 \beta_{dyn}}} \quad (2.11)$$

Donde:

φ_{St1} : Factor de reducción de relación de llenado para $A_{1,th}$

β_{dyn} : Angulo dinámico de pendiente del material transportado (°)

δ_{max} : Angulo de inclinación. > 0 cuesta arriba y < 0, cuesta abajo (°)

2.2.6 Resistencia al movimiento y potencia requerida para la condición de funcionamiento estable

Durante el funcionamiento estable, las fuerzas que resisten el movimiento de la correa (resistencias al movimiento) F_W se calculan mediante la suma de fuerzas de fricción, peso y masa.

$$P_W = F_W \times v \quad (2.12)$$

Donde:

P_W : Potencia total alrededor de la polea (kW)

F_W : Suma de todas las resistencias al movimiento (kN)

La suma de los tipos de resistencia al movimiento F_W es igual a la fuerza periférica total de la polea F_{Tr} que debe ser transmitido al cinturón. Y está dada por:

$$F_W = F_H + F_N + F_{St} + F_S = F_{Tr} \quad (2.13)$$

Donde:

F_H : Resistencia primaria (kN)

F_N : Resistencia secundaria (kN)

F_{St} : Resistencia al gradiente (kN)

F_S : Resistencia especial (kN)

F_{Tr} : Resistencia total alrededor de la polea (kN)

Resistencias primarias (lado carga y retorno)

$$F_H = l_i \times f \times g \times [m'_R + (m'_G + m'_{L,i}) \times \cos \delta] \quad (2.14)$$

Donde:

l_i : Longitud de la faja transportadora (m)

f_i : Coeficiente de fricción hipotético para calcular F_H

Ver Tabla 2.2 para valor de coeficiente de fricción.

g : aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

m'_R : carga lineal de las estaciones (polines) ($\frac{m}{s}$)

m'_G : Carga lineal de la banda ($\frac{m}{s}$)

m'_L : Carga lineal del material transportado ($\frac{kg}{m}$)

δ : Inclinación de la faja transportadora ($^\circ$)

Tabla 2.2 Valores estándar del coeficiente hipotético f para estimar la F_H en el lado carga y retorno para una relación de llenado φ entre 0.7 y 1.1

Características	Valores por características		
Fricción interna del material a transportar	Medio	Bajo	Alto
Alineación de faja transportadora	Medio	Bueno	Malo
Tensión de la banda	Medio	Alto	Bajo
Condiciones de operación	Medio	Bueno	Malo
Diámetro de polea	108 a 159	> 159	< 108
Distancia entre los polines lado carga m	1 a 1.5	< 1	> 1.5
Distancia entre los polines lado retorno m	2.5 a 3.5	< 2.5	> 3.5

Velocidad de la banda en m/s	2.5 a 3.5	< 4	> 6
Angulo de abarquillamiento en °	25 a 35	< 25	> 35
Temperatura ambiente en °C	15 a 25	> 25	< 15
<i>Coefficiente de fricción f</i>	Valor estándar ≈ 0.020	Causas	
		Reducción de coeficiente f	Incremento de coeficiente f
		0.010	0.040

Fuente: DIN 22101 (2011)

Resistencias secundarias

Para transportadores con un $L > 80 \text{ m}$ y un solo punto de alimentación, el cálculo se aproxima a:

$$F_N = (C - 1) \times F_H \quad (2.15)$$

El coeficiente C puede ser seleccionado de la Tabla 2.3 como sigue:

Tabla 2.3 Valores estándar del coeficiente C para instalaciones de faja transportadora de relaciones de llenado φ que oscilan entre 0.7 y 1.1

L (m)	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	≥2000
C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

DIN 22101 (2011)

Resistencia al gradiente (lado carga y retorno)

$$F_{St} = h \times g \times (m'_G + m'_{L,i}) \quad (2.16)$$

$$h = l_i \times \sin \delta \quad (2.17)$$

Hay que considerar que para un recorrido cuesta arriba $h > 0$ y $\delta > 0$; para uno cuesta abajo $h < 0$ y $\delta < 0$.

Resistencias especiales

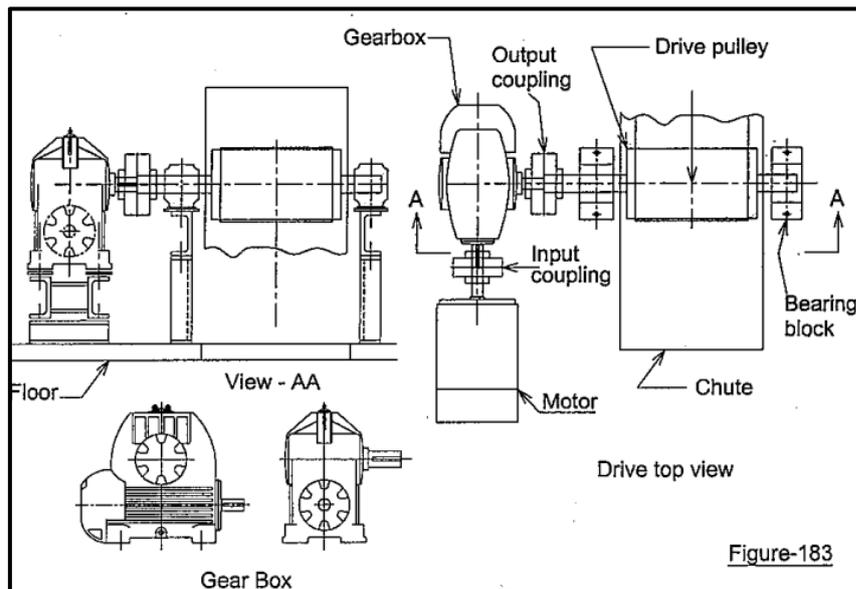
No aplicó para el presenta trabajo de investigación.

2.2.7 Unidad de transmisión (Motor – acoplamiento – Reductor)

Según Mulani (2002), el transportador incluye una o más unidades de accionamiento para proporcionar energía mecánica para operar el transportador. La unidad motriz aplica un par de torsión a la polea motriz, lo que genera tracción para la correa. A veces, el transportador de descenso será "regenerativo", es decir, tendrá una demanda de energía negativa en condiciones de carga. Dicho transportador generará continuamente energía, que será absorbida por la unidad de accionamiento y el sistema de energía eléctrica. Sin embargo, dicho transportador tendrá una demanda de energía positiva cuando funcione en vacío. Por lo tanto, se requiere una unidad de accionamiento para el transportador regenerativo para tirar de la correa durante el modo de potencia positiva y para sujetar la correa durante el modo de potencia negativa.

La Figura 2.10 muestra la unidad de accionamiento de un transportador, que generalmente constará de un motor eléctrico, una caja de engranajes reductora de velocidad, acoplamientos, retención, freno, protecciones de seguridad y bastidores de base para soportar los componentes anteriores en un solo conjunto. Los detalles de estos componentes se describen en este capítulo.

Figura 2.10 Esquema de la disposición de la transmisión



Fuente: Mulani (2002)

La unidad de transmisión para cinta transportadora siempre necesita una caja de cambios reductora de velocidad porque las RPM de la polea motriz son mucho menores en comparación con las rpm del motor. La relación de reducción de velocidad de la caja de cambios se selecciona de manera que sus rpm de salida en combinación con el diámetro de la polea resulten en la velocidad requerida de la correa.

A. Motor eléctrico

De acuerdo con Mulani (2002), la faja transportadora es una máquina de velocidad constante. No requiere variador de velocidad. El motor de inducción trifásico de CA, en combinación con otros elementos mecánicos y eléctricos del tipo/diseño apropiado, resulta ideal para el accionamiento de transportadores considerando los requisitos técnicos y el precio. Generalmente, el motor tiene 4 o 6 polos. Sin embargo, el motor de 8 polos también se utiliza para accionamientos con pocos kW o cuando la velocidad de la correa es muy baja. Esto lo dicta la economía general.

El motor de inducción trifásico de CA puede ser de tipo jaula de ardilla o de anillo colector dependiendo del diseño general del sistema de

accionamiento (tanto mecánico como eléctrico). Las características del motor eléctrico, el diseño del transportador, el diseño del suministro de energía eléctrica y los controles eléctricos para el accionamiento son complementarios entre sí, sin discrepancias.

Figura 2.11 Imagen ilustrativa de motor trifásico de fabricante WEG



Fuente: WEG (2024)

A continuación, se muestra la fórmula para calcular la potencia P_M del motor.

Para $F_W > 0$

$$P_M = \frac{P_W}{\eta} \quad (kW) \quad (2.18)$$

Para $F_W < 0$

$$P_M = P_W \times \eta \quad (kW) \quad (2.19)$$

Además,

$$\eta = \eta_M \times \eta_R \quad (2.20)$$

Donde:

T_{polea} : Torque en la polea motriz (kNm)

N : Velocidad de la polea (RPM)

η : Eficiencia del conjunto motor/transmisión

η_M : Eficiencia de transmisión del motor

η_R : Eficiencia de transmisión del reductor

La potencia del motor calculada P_M debe ser seleccionada a la potencia nominal P_N , que viene a ser el inmediato superior según valores estandarizados como se muestra en la Tabla 2.4

Tabla 2.4 Potencia nominal para motor según DIN EN IEC 60072-1

Potencias estándar (kW)						
1.5	2.2	3	4	5.5	7.5	11
15	18.5	22	30	37	45	55
75	90	110	132	160	200	250
315	400	500	630			

Fuente: UNE- IEC 60072-1 (2002)

B. Reductor

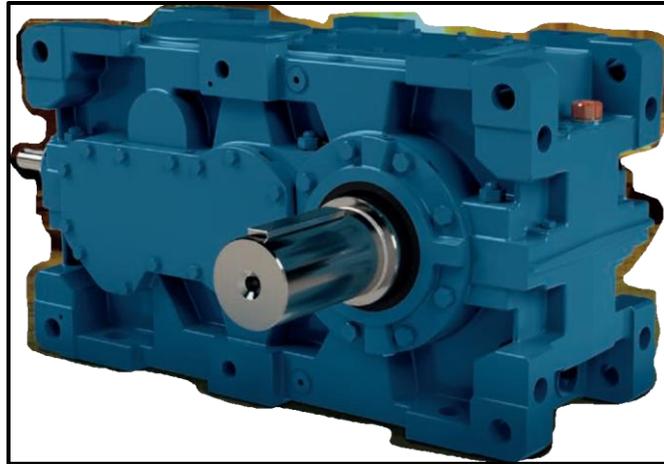
En referencia a los mencionado por Mulani (2002), para el accionamiento del transportador se utilizan cajas de engranajes industriales de construcción totalmente cerrada. Las cajas de cambios se seleccionan según las siguientes consideraciones básicas:

- La caja de cambios y sus componentes deben tener la resistencia mecánica necesaria con factores de seguridad para transmitir los pares/fuerzas más altas que se producen durante el proceso de arranque.
- Además, se deben considerar el número de arranques por hora, vida útil de diseño, horas de funcionamiento continuo por día, clasificación térmica, nivel de ruido operativo, límites de vibración, lubricación, etc.

Los componentes internos de la caja de cambios cumplen con la práctica de diseño del fabricante de la caja de cambios, ante el cual él es responsable de la garantía de desempeño contractual. Sin embargo, se debe tener debidamente en cuenta el tipo/calidad de los materiales, el método de mecanizado, el tratamiento térmico, el rectificado, los detalles del rodamiento, el procedimiento de montaje, la inspección, etc., de

acuerdo con el nivel deseado de calidad en rendimiento, confiabilidad y precio para la aplicación específica.

Figura 2.12 Reductor ortogonal de fabricante WEG



Fuente: WEG (2024)

C. Acoplamiento mecánico

La caja de engranajes montada en el eje necesita un acoplamiento para conectar el eje del motor con el eje de entrada de la caja de engranajes. Todas las demás cajas de engranajes necesitan dos acoplamientos, uno para conectar el eje del motor con el eje de entrada de la caja de engranajes y el otro acoplamiento para conectar el eje de salida de la caja de engranajes con el eje de las poleas motrices (Mulani, 2002).

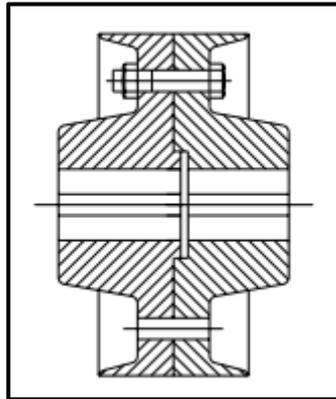
El acoplamiento entre el lado de entrada del motor y la caja de engranajes se llama acoplamiento de entrada o acoplamiento de alta velocidad (porque está ubicado en el lado de entrada de la caja de engranajes y gira a mayor velocidad en comparación con otros acoplamientos). El acoplamiento entre la caja de cambios y la polea motriz se llama acoplamiento de salida o acoplamiento de baja velocidad. El término acoplamiento de alta velocidad o acoplamiento de baja velocidad tiene fines de identificación únicamente y el término en sí no significa ninguna diferencia en el tipo de acoplamiento.

Tipo de acoplamientos

- **Acoplamiento rígido**

Los acoplamientos rígidos solo se utilizan en instalaciones pequeñas y a velocidades lentas. Proporcionan una unión fija entre dos ejes con alta precisión y torque de potencia. Este sistema no absorbe desviaciones o desalineamiento ya que no permite el movimiento axial entre ambos ejes. Se usan para las conexiones entre eje polea motriz – Eje reductor.

Figura 2.13 Acoplamiento rígido

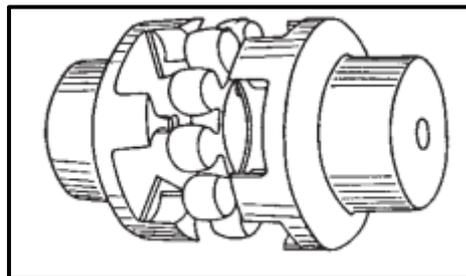


Fuente: DUNLOP (1994)

- **Acoplamiento flexible**

Los acoplamientos flexibles tienen la capacidad de absorber cualquier desalineamiento. Existe una amplia variedad en cuanto a diseño y construcción se refiere. Se una para unir eje de motor – eje reductor.

Figura 2.14 Acoplamiento flexible



Fuente: DUNLOP (1994)

- **Acoplamiento hidráulico**

Los acoplamientos de fluido o hidráulicos se utilizan a frecuentemente para accionamientos más grandes en combinación con motores de jaula de ardilla. Permiten una aceleración libre de carga del motor y, en consecuencia, con el aumento de llenado de aceite, proporcionan una

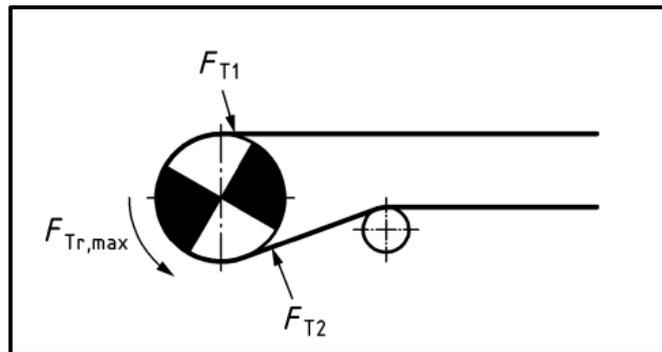
suave puesta en marcha continua del transportador de banda. El par máximo que se produce durante el proceso de puesta en marcha se limita al nivel más bajo posible. La cinta y las juntas de empalme se alivian y se conservan (DUNLOP, 1994).

2.2.8 Tensiones en las bandas

A. Tensiones en condición de funcionamiento estacionario

El funcionamiento de instalaciones de cintas transportadoras requiere tensiones mínimas en las correas para permitir la transmisión de fuerzas a la correa mediante agarre por fricción en las poleas motrices, para limitar el hundimiento de la correa y permitir que la correa sea guiada correctamente.

Figura 2.15 Tensiones mínimas de la correa en el punto de entrada y salida de la correa en la polea motriz



Fuente: DIN 22101 (2011)

$$F_{T1} = F_W \times \left[1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right] \quad (2.21)$$

$$F_{T2} = F_W \times \left[\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right] \quad (2.22)$$

Donde:

F_{T1} y F_{T2} : Tensiones en la banda en estado estacionario (kN)

μ : Coeficiente de fricción entre polea y banda

α : Ángulo de contacto entre polea y banda (rad.)

La Tabla 2.5 muestra los coeficientes de fricción preferidos μ para la fricción entre correas con cubiertas de goma y polea superficies de diferentes acabados para ser utilizados en el diseño de cintas transportadoras para la condición de funcionamiento constante.

Tabla 2.5 Coeficientes de fricción recomendados μ para la fricción entre correas con cubierta de goma y superficies de poleas de diferentes acabados

Condición de Operación	Coeficiente de fricción μ para superficie de polea de:			
	Acero	Poliuretano	Caucho	Cerámico
Seco	0.35 – 0.4	0.35 – 0.4	0.4 – 0.45	0.4 – 0.45
Húmedo (agua limpia)	0.1	0.35	0.35	0.35 – 0.4
Húmedo sucio (con lodo)	0.05 – 0.1	0.2	0.25 – 0.3	0.35

Para bandas revestidas con PVC se asumirán un 10% menos de los coeficientes mostrados

Fuente: DIN 22101 (2011)

B. Tensiones en condición de funcionamiento no estacionario

De acuerdo con la norma DIN 22101 (2011), para lograr tensiones mínimas de la correa, es necesario limitar las fuerzas periféricas totales de la polea en el arranque F_A generado en el extremo de la impulsión durante el funcionamiento a toda velocidad de la instalación del transportador de la correa. Sin embargo, la fuerza F_A no podrá disminuir por debajo de un valor mínimo determinado para salvaguardar el control positivo del proceso inicial de ruptura y puesta en marcha. Lo siguiente se recomienda especialmente para bandas grandes transportadores.

- La fuerza periférica máxima de la polea en el arranque F_A no debe superar 1.7 veces la fuerza F_{Wmax} .
- Para romper y acelerar las masas en los cordones superiores e inferiores, la fuerza disponible en las condiciones de arranque más desfavorables (condición de carga, distribución de la carga) debe ser igual al menos al 20 % del primario, las resistencias secundarias y

especiales que deben tenerse en cuenta y garantizar la puesta en marcha del transportador dentro del plazo máximo permitido de acuerdo con la clasificación térmica de los accionamientos.

- La fuerza F_A se seleccionará adecuadamente para garantizar el agarre por fricción entre el material transportado y la cinta transportadora para la aceleración de arranque correspondiente.

Factor K_A de arranque

Es necesario tener en cuenta que, en el momento del arranque, las fuerzas tangenciales se verán aumentadas. Para calcular el valor de ese aumento, se establece un factor " K_A ", de puesta en marcha. Este factor dependerá principalmente de la transmisión (específicamente viene dado según con el tipo de acoplamiento establecido en la transmisión).

Acoplamiento rígido

Tenemos que la fuerza alrededor de la polea motriz en el arranque F_A viene dado por:

$$F_A = K_A \times \frac{P_n \times \eta}{v} \quad (2.23)$$

Donde:

F_A : Fuerza tangencial en el arranque (kW)

P_N : Potencia instalada o requerida del motor (kW)

Factor de arranque $K_A = 2 - 2.2$

Si $F_A > F_W \times 2.5$, entonces F_A debe ser $= 2.5 \times F_W$

Acoplamiento flexible

$$F_A = K_A \times F_W \times \frac{P_n}{P_M} \quad (2.24)$$

Factor de arranque $K_A = 1.2 - 1.6$

La potencia instalada del motor puede ser sustancialmente superior a la necesaria, por lo que F_A debe ser inferior o igual a $F_W \times 2.5$

Acoplamiento hidráulico

$$F_A = K_A \times F_W \quad (2.25)$$

Factor de arranque $K_A = 1.2 - 1.5$, regulado por el volumen de aceite en el circuito de trabajo.

Para calcular las tensiones F_{T1} y F_{T2} con fuerzas tangenciales en el arranque, se debe considerar un mayor valor de fricción entre la polea y banda para evitar así deslizamientos entre ambos. Para este caso, las ecuaciones vienen determinadas de acuerdo con:

$$F_{T1,A} = F_A \times \left[1 + \frac{1}{e^{\mu_A \alpha} - 1} \right] \quad (2.26)$$

$$F_{T2,A} = F_A \times \left[\frac{1}{e^{\mu_A \alpha} - 1} \right] \quad (2.27)$$

Siendo:

$$\mu_A = \mu + 0.05$$

Donde:

μ_A : Coeficiente de fricción entre la banda y la polea en el arranque

$F_{T1,A}$ y $F_{T2,A}$: Tensiones en la banda en el arranque (kN)

2.2.9 Banda o cinta

Según la compañía DUNLOP (1994), la banda es el elemento más importante de una instalación de una faja transportadora. Agrega que tiene que ser capaz de realizar siguientes tareas:

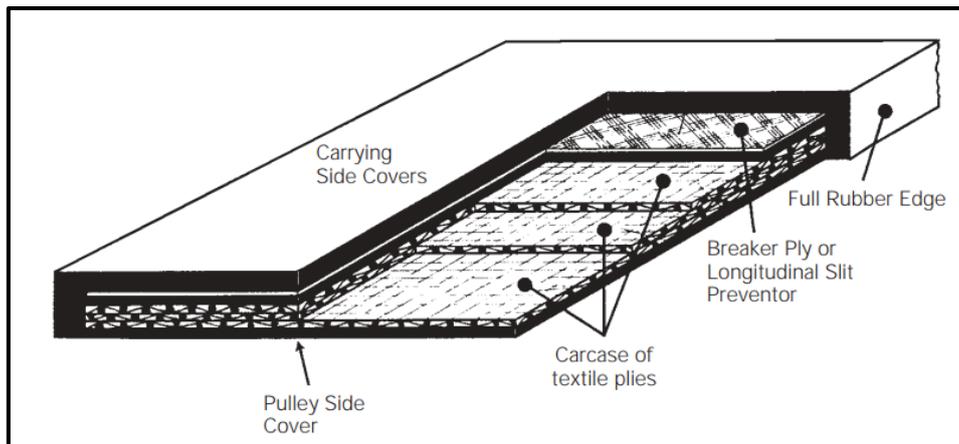
- Absorber las tensiones desarrolladas en el arranque del variador.
- Transportar la carga.
- Absorber la energía del impacto en el punto de carga.
- Resistir la temperatura y los efectos químicos (calor, aceite y grasa que contienen materiales, acidez, etc.).
- Cumplir con los requisitos de seguridad (resistente al fuego, antiestático, etc.).

En cuanto a su construcción la cinta transportadora consta de los siguientes componentes:

- Estructura compuesta por capas textiles, tejido de acero o cordón de acero.
- Cubiertas en diferentes calidades de caucho o PVC.
- Componentes adicionales (según sea necesario), como protección de bordes, protección contra impactos, prevención de cortes longitudinales, etc.
- Elementos de construcción especiales como perfiles en cintas inclinadas pronunciadas, tacos o bordes corrugados, etc.

Todos los elementos mencionados anteriormente deben considerarse cuidadosamente. La selección de la especificación de la correa depende de la aplicación.

Figura 2.16 Esquema de construcción de la cinta con pliegos



Fuente: DUNLOP (1994)

Para los tipos textiles, tejidos sólidos o reforzados con acero, los principales materiales utilizados son como sigue en la Tabla 2.6:

Tabla 2.6 Materiales del pliego para cinta

Símbolo	Material de capa
B	Algodón (fibra natural)
P	Poliamida (fibra sintética)
E	Poliéster (fibra sintética)
EP	Poliéster-poliamida (fibra sintética)
D	Aramida (fibra sintética)

F	Tejido de acero
ST	Cable de acero

Fuente: DUNLOP (1994)

DUNLOP (1994) añade que, en los tipos de capas textiles, las capas totalmente sintéticas han demostrado ser las más adecuadas a lo largo de los años, p. poliéster (E) en la deformación (dirección longitudinal) y poliamida (P) en la deformación (dirección transversal). La abreviatura de esta construcción de capas se llama EP.

Además, se están desarrollando carcasas de aramida (D) que son de alta resistencia a la tracción y bajo de elongación.

Las correas de cordón de acero tienen un alargamiento muy bajo y se utilizan predominantemente en instalaciones de largo recorrido.

Se muestran algunas propiedades en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7 Evaluación de las propiedades del material

Propiedad	Evaluación de las capas						
	B	P	E	EP	D	F	ST
Resistencia a la tracción	Medio	Muy bueno	Muy bueno	Muy bueno	Excelente	Muy bueno	Excelente
Adhesión	Medio	Muy bueno	Muy bueno	Muy bueno	Bueno	Muy bueno	Excelente
Elongación	Medio	Medio	Muy bueno	Muy bueno	Excelente	Excelente	Excelente
Resistencia a la humedad	Malo	Bueno	Muy bueno	Muy bueno	Muy bueno	Bueno	Muy bueno
Resistencia al impacto	Medio	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Muy bueno	Excelente

Fuente: DUNLOP (1994)

Para la cobertura, esta es protegida contra las influencias exteriores por las cubiertas que normalmente están hechas de caucho o PVC.

La superficie del lado carga depende de la carga misma, la inclinación de la instalación o dependiendo del uso de la correa, lisa, perfilada, hendida y con bordes ondulados. Además, la cobertura debe reunir las siguientes características: antífuma, resistente al calor, resistente a bajas temperaturas, resistente a grasas y aceite, etc.

Los materiales de fabricación de la cobertura se muestran a continuación en la Tabla 2.8:

Tabla 2.8 Materiales de cobertura de cinta

Símbolo	Material de cobertura
NR	Caucho natural
SBR	Caucho estireno - butadieno
NBR	Caucho de nitrilo
IIR	Caucho butílico
EPDM	Caucho etileno – propileno – dieno
CR	Caucho de cloropreno

Fuente: DUNLOP (1994)

Para valores de selección y cálculo de la banda debe considerarse la Tabla 2.9.

Tabla 2.9 Características del diseño de cintas

Tipos de cinta transportadoras estándar													
Con 1 tela	200/1	250/1	315/1	400/1	500/1	630/1	800/1	1000/1	1250/1	1600/1	2000/1	2500/1	3150/1
Con 2 telas	200/2	250/1	315/2	400/2	500/2	630/2	800/2	1000/2	1250/2	1600/2	2000/2	2500/2	3150/2
Más de 2	-	-	315/3	400/3	500/3	630/4	800/4	1000/5	1250/5	1600/5	2000/5	2500/5	3150/5
	Diseño de cinta según		Fuerza de rotura nominal $\frac{N}{mm}$				Empalme según		Eficiencia dinámica relativa del empalme				
Con 1 tela	DIN 22102-1		200 a 3150				Empalme de dedos DIN 22102-3		0.35				
Con 2 telas	DIN 22102-1		200 a 3150				DIN 22102-3, con elemento de tensión intermedia		0.35				
Más de 2	DIN 22102-1		315 a 3150				DIN 22102-3, con empalme escalonado		0.30				

Fuente: DIN 22102 (2020)

2.2.10 Polea

A. Cálculo del diámetro de polea motriz

Los diámetros mínimos de polea de una instalación de cinta transportadora vendrán determinados por el diseño y disposición, tensiones y método de empalme de la correa. Se hace una distinción entre los siguientes grupos de poleas al determinar los diámetros mínimos:

- Grupo A: Poleas motrices y todas las demás poleas en la zona de alta tensión de la correa
- Grupo B: Poleas de retorno en la zona de bajas tensiones de la correa

- Grupo C: Poleas desviadoras (cambio de dirección de carrera de la correa $\leq 30^\circ$)

Según la norma DIN 22101 (2011) tomada para el diseño, el cálculo del diámetro mínimo de polea viene dada por la siguiente fórmula:

$$D_{Tr} = C_{Tr} \times d_{Gk} \quad (2.28)$$

Donde:

D_{Tr} : Diámetro de polea (mm)

C_{Tr} : Coeficiente para cálculo de diámetro de polea

d_{Gk} : Espesor del elemento tensor longitudinal que soporta la carga (mm)

El Factor C_{Tr} es un coeficiente que depende del material del tensor según la siguiente se muestra a continuación:

Tabla 2.10 Valores estándar para el espesor mínimo de las capas de cobertura en el lado de transporte y en el lado de carrera de la correa

Material del elemento tensor	C_{Tr}
B (algodón)	80
P (Poliamida)	90
E (Poliéster)	108
St (alambre de acero)	145

Fuente: DIN 22101 (2011)

Cada diámetro determinado para las poleas del Grupo A de acuerdo con la descripción anterior se redondeará hacia arriba al siguiente valor estándar indicado en la Tabla 2.11. Los diámetros mínimos de las poleas del Grupo B y C serán elegidos en relación con el factor de carga de la polea de la Tabla 2.11 que es relevante para el Grupo A.

Tabla 2.11 Diámetro mínimo de las poleas del grupo A, B y C en relación con la utilización del factor de carga máximo de la polea en condiciones de funcionamiento estable

Diámetro mínimo en mm (sin revestimiento)												
D_{Tr} para un $C_{Tr} = 80$	Factor de carga de polea $\frac{k_{max}}{k_N} * 8 * 100\%$											
	Más de 100%			60% - 100%			30% - 60%			Hasta 30%		
	Grupo de polea			Grupo de polea			Grupo de polea			Grupo de polea		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
100	125	100		100								
125	160	125	100	125	100		100					
160	200	160	125	160	125	100	125	100		100	100	
200	250	200	160	200	160	125	160	125	100	125	125	100
250	315	250	200	250	200	160	200	160	125	160	160	125
315	400	315	250	315	250	200	250	200	160	200	200	160
400	500	400	315	400	315	250	315	250	200	250	250	200
500	630	500	400	500	400	315	400	315	250	315	315	250
630	800	630	500	630	500	400	500	400	315	400	400	315
800	1000	800	630	800	630	500	630	500	400	500	500	400
1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	630	500	630	630	500
1250	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	800	630
1400	1600	1400	1000	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1600	1800	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1800	2000	1800	1250	1800	1400	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000
2000	2200	2000	1400	2000	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000

k_{max} es la tensión media relacionada con el ancho en el punto de tensión máxima de la correa en la zona de las poleas del grupo A en funcionamiento estable.
condición.

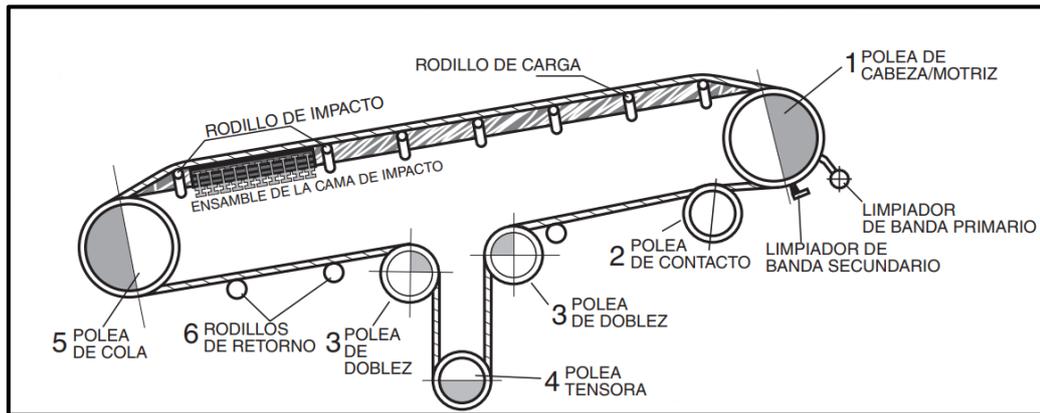
Fuente: DIN 22101 (2011)

B. Tipos de polea

Mulani (2002) resalta la importancia de la polea ya que está en contacto con la polea y porque afecta en gran medida el rendimiento del transportador.

De acuerdo con el manual CEMA 6th (2007), las poleas consisten en un aro o corona continua con un disco en cada extremo encajados con cubos a compresión.

Figura 2.17 Ubicación de tipo de poleas 1, 2, 3, 4 y 5 en el transportador



Fuente: MARTIN (2009)

Las poleas suelen estar cubiertas de algún tipo de goma, u otro material, con el objeto de incrementar el coeficiente de fricción entre la banda y la polea, así como también reducir el desgaste de la cara de la polea. Algunas formas en la cara del revestimiento se diseñan para lograr una acción autolimpiante sobre la superficie de la polea. Los revestimientos de goma normalmente van de 55 a 65 Shore A de dureza. En algunas poleas bien sea deflectoras o tensoras, el revestimiento en contacto con el lado carga, pudiese tener una capacidad de dureza más baja, dependiendo de la aplicación, ya que una goma más suave tiende a rechazar el pegado e incrustación del material sobre la cara de la polea.

Figura 2.18 Propiedades físicas de revestimiento de poleas de fabricante PPI

Material	Shore A ± 5	Resistencia a la tracción (PSI)	Elongación	Temperatura máxima	Temperatura mínima
SBR	45	1400	500%	107.2 °C	-45.5 °C
	60	1825	450%		
	70	2000	400%		
	80	2400	400%		
	90	N/A	N/A		
Neopreno	45	1500	400%	100 °C	-45.5 °C
	60	1800	350%		
	75	1850	290%		
	85	1600	200%		
Uretano	45	1960	710%	107.2 °C	-40 °C
	60	2770	570%		
	90	4700	450%		

Resistente a la abrasión	60	1325	450%	93.3 °C	-40 °C
Nitrilo	45	1210	840%	121.1 °C	-40 °C
	60	1870	690%		
EPDM	60	1500	450%	148.9 °C	-40 °C
	70	1080	520%		
Natural	50	3000	450%	82.2 °C	-42.8 °C
	90	1470	330%		

Fuente: PPI (2024)

En la Figura 2.19, se muestran los tipos de poleas más usados:

Figura 2.19 Tipos de poleas



Fuente: MARTIN (2009)

Sistema de bloqueo Keyless Locking (Cubo Lock)

De acuerdo con la compañía FENNER DRIVES (2012), el mercado global actual exige máquinas precisas y eficientes que optimizan la productividad y minimizan el material y costes de fabricación.

En comparación con la conexión tradicional métodos, está la mejor opción de unidades de bloqueo sin chavetas que ofrecen las siguientes ventajas:

- Una interferencia mecánica con una presión uniforme distribución similar a la lograda a través de un encogimiento

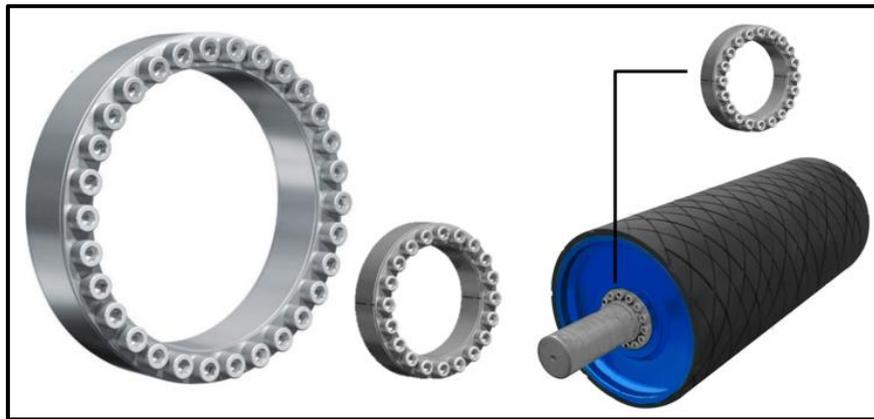
o ajuste a presión.

- Conexión entre eje y buje sin retroceso con ninguno

de los inconvenientes operacionales de las chavetas o las estrías.

- La capacidad de montar en la plataforma, que no necesita ser sobredimensionado para compensar los factores de muesca. Esto permite el uso de ejes y cojinetes más pequeños para diseños más rentables.

Figura 2.20 Sistema de bloqueo sin chaveta

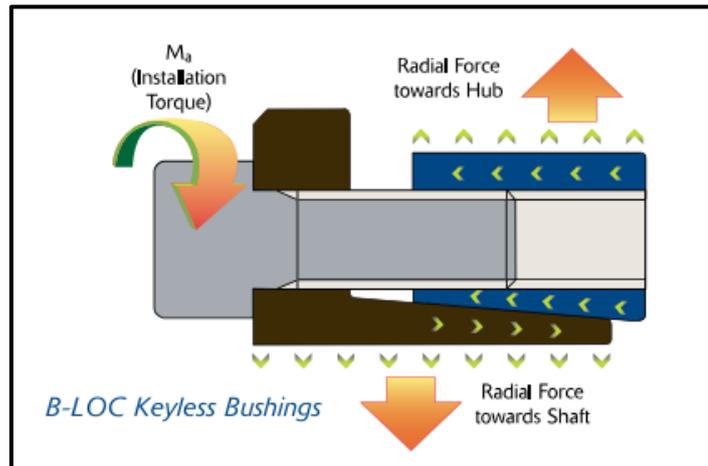


Fuente: FENNER DRIVES (2012)

Principio de operación

Aunque se ofrece en muchas formas y tamaños, los dispositivos de bloqueo sin chaveta funcionan con el principio de cuña simple. Se aplica una fuerza axial - por una tuerca hexagonal o una serie de tornillos anulares - para enganchar anillos de acero circulares con conos de acoplamiento. En el caso de los casquillos sin llave, la acción de cuña resultante crea una fuerza radial en los anillos cónicos, uno de los cuales se contrae para apretar el eje mientras el otro se expande y presiona en el agujero del componente. El producto de la fuerza radial aplicada al eje, el radio de ese eje y el coeficiente de fricción entre las superficies al estar unidos equivale a la capacidad nominal de par de la conexión.

Figura 2.21 Principio de funcionamiento de apriete cónico en el cubo de bloqueo



Fuente: FENNER DRIVES (2012)

2.2.11 Eje de polea

Los ejes que tienen secciones circulares se utilizan a menudo en el diseño de equipos mecánicos y maquinaria. Por ello, pueden estar sometidos a un esfuerzo o fatiga cíclica, la cual es causada por la flexión combinada y las cargas de torsión que deben transmitir o resistir (Hibbeler, 2011).

Los ejes fallan por fatiga debido a la torsión y flexión que existe sobre él. Para determinar el diámetro del eje es necesario analizar los momentos de flexión y torsión.

Método de esfuerzo máximos

De acuerdo con el código ASME el diseño se basa en la teoría del esfuerzo cortante máximo, para la cual se puede derivar fácilmente la siguiente ecuación según teorías sobre tensión/círculo de Mohr, etc.

T : Par sobre eje ($kN - m$)

M : Momento flector sobre eje ($kN - m$)

Torque o par equivalente $T_e = \sqrt{T^2 + M^2}$

Este es el par equivalente junto con el módulo polar de sección del eje, que proporciona el máximo esfuerzo cortante que se produce en el eje. Los valores de T y M son para estado estacionario, que se multiplican por

el factor C_T y C_M para tener en cuenta las diversas condiciones de aplicación, por lo tanto:

$$\text{Torque o par equivalente } T_e = \sqrt{(C_T \times T)^2 + (C_M \times M)^2}$$

Módulo polar de la sección $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$. El esfuerzo cortante de trabajo seleccionado es S_s . Por lo tanto, se tiene:

$$d = \left[\frac{16}{\pi \times S_s} \times \sqrt{(C_T \times T)^2 + (C_M \times M)^2} \right]^{1/3} \text{ (mm)} \quad (2.29)$$

El código recomienda considerar el esfuerzo cortante permisible S_s como se muestra a continuación:

$$S_s = 0.9 \times 0.3 \times (\text{límite de elástico}) \text{ o}$$

$S_s = 0.9 \times 0.18 \times (\text{resistencia a la tracción})$, lo que sea menor, cuando se trabaja sin chavetas.

Como alternativa, $S_s = 0.9 \times 0.75 \times 0.3 \times (\text{límite elástico})$ o

$S_s = 0.9 \times 0.75 \times 0.18 \times (\text{resistencia a la tracción})$, lo que sea menor, cuando se trabaja con chavetas.

Ver Tabla 2.12 para valores en el cálculo.

Tabla 2.12 Propiedades mecánicas del AISI 4140

Resistencia en estado recocido		Características mecánicas en estado bonificado						
Máx. $\frac{N}{mm^2}$	Dureza Brinell máx.	Diámetro		Límite elástico $\frac{N}{mm^2}$	Resistencia a la tracción $\frac{N}{mm^2}$	Elongación (Lo = 5D) %mín.	Resiliencia según DVM Joule	
		Desde	Hasta					
			16	835	1000 – 1300	10	34	
			16	40	715	1000 – 1200	11	41
			40	100	595	900 – 1100	12	41
770	241	100	160	530	800 – 950	13	41	
			160	250	490	750 – 900	14	41
			250	500	460	690 – 840	15	Consultar
			500	750	390	590 – 740	16	Consultar

Fuente: BÖHLER (2024)

Tabla 2.13 Valores recomendados para C_T y C_M

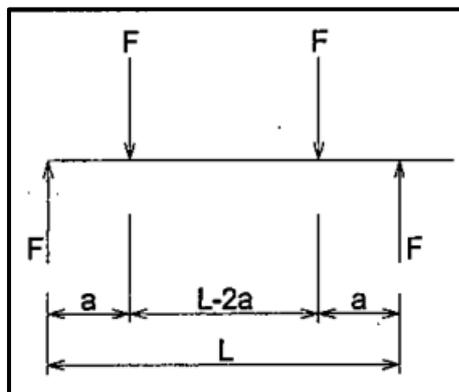
Naturaleza de la carga	C_T	C_M
Eje estacionario		
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2	1,5 a 2
Eje giratorio		
Carga aplicada constante	1.5	1
Carga aplicada repentina con golpes menores	1.5 a 2	1.5 a 2
Carga aplicada repentina con golpes fuertes	2 a 3	1.5 a 3

Fuente: ANSI/ASME B106.1M (1985)

Método por deflexión

De acuerdo con Mulani (2002), menciona que es importante, además, calcular el diámetro del eje de la polea en función de la desviación permitida del eje. Por desviación admisible del eje se debe entender la desviación angular del eje en el cubo. La deflexión del eje en otros lugares no afecta el rendimiento de la polea. La desviación angular del eje, en el rodamiento, se controla mediante la característica de autoalineación de los rodamientos.

Figura 2.22 Fuerzas sobre el eje



Fuente: Mulani (2002)

La Figura 2.22 muestra las fuerzas que actúan sobre el eje. Las fuerzas indicadas F actúan en las líneas centrales del diafragma y en las líneas centrales del rodamiento. El cubo y los diafragmas resisten la flexión del eje y aplican momentos resistentes. Sin embargo, estos momentos deben ignorarse para este ejercicio, porque la deflexión hipotética permisible que se considera es para desviar libremente el eje sin que los cubos lo

restringan. De esta forma, el eje se convierte en una viga simplemente apoyada sometida a fuerzas simétricas. La deflexión hipotética θ del eje en el cubo viene dada por la siguiente ecuación (considerando un eje de diámetro uniforme)

$$\theta = 3440 \times \frac{F \times a \times (L - 2a)}{2 \times E \times I} \text{ (minutos)} \quad (2.30)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times I}{\pi}} \quad (2.31)$$

Donde:

F: Reacción sobre el eje (kN)

a: Distancia brazo chumacera – bushing (m)

L: Longitud de eje (m)

E: Módulo de elasticidad → 210 GPa para el acero AISI 4140

I: momento de inercia (mm⁴)

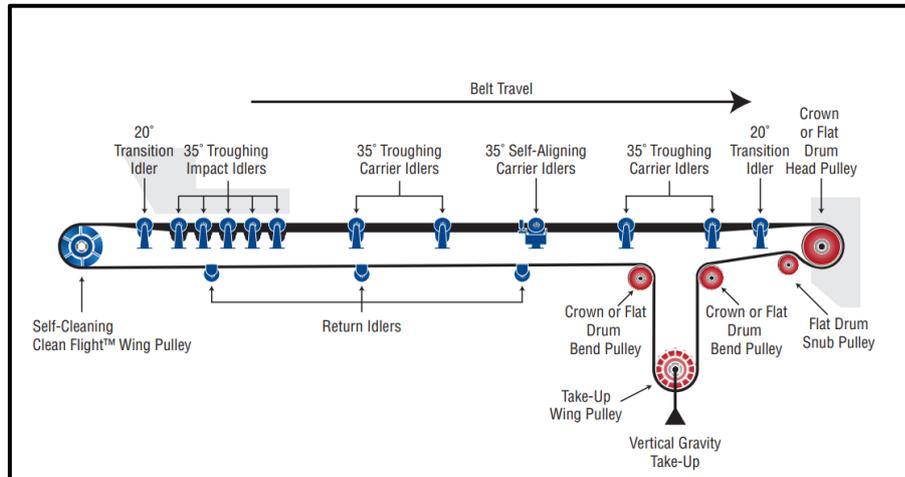
En el caso de eje enchavetado, el valor de deflexión hipotética se suele mencionar hasta 10 minutos (se recomienda hasta 6 o 7 minutos), ignorando el momento resistente del cubo. El tamaño del eje así decidido se adopta en la construcción de poleas.

En el caso de que el eje utilice un conjunto de bloqueo cónico, el fabricante del conjunto de bloqueo cónico especifica la deflexión relativa permitida en el cubo.

2.2.12 Estación de polines

De acuerdo con Mulani (2002), "Idler", "Juego de ruedas guía" o "estación de polines" se refiere una unidad de soporte completa que consta de rodillos junto con su marco de montaje. Añade, además, la importancia de estos elementos ya que las fajas transportadoras necesitan apoyo entre el cabezal y la polea alta, que se encuentran bastante separadas.

Figura 2.23 Distribución de los polines en una faja transportadora



Fuente: MARTIN (2009)

Mientras la cinta está en movimiento, los soportes deben tener forma de rodillos para evitar el deslizamiento de la correa sobre los soportes. El movimiento de la banda imparte un movimiento giratorio a los rodillos a una velocidad periférica correspondiente y, por lo tanto, la correa se mueve sobre los rodillos de soporte sin deslizarse. Por eso los rodillos son necesarios para las cintas transportadoras.

Principales funciones de los polines:

- 1) Soportar la correa junto con el material en el recorrido de transporte, con mínima resistencia al movimiento de la correa.
- 2) Sustener la correa en su recorrido de regreso, con una resistencia mínima al movimiento de la correa.
- 3) Formar el perfil de la canaleta para acomodar el material en el recorrido de transporte.
- 4) Proporcionar soporte especial al punto de carga para el posicionamiento adecuado del material en la correa, con mínimo desgaste de la correa.
- 5) Mantener la alineación de la correa en la longitud principal del transportador como resultado de la acción de alineación y por el agarre

por fricción con los polines, una vez que la correa se coloca en su posición.

Tipos de polines

Tabla 2.14 Tipos de estaciones de polines

Familia	Tipo de Estación
Carga	Carga
	Carga plana
	Carga garland
Impacto	Impacto
	Impacto plana
	Impacto garland
Retorno	Retorno plana
	Retorno con discos de goma
	Retorno helicoidal
	Retorno garland
	Retorno garland con discos de goma
	Retorno en V
	Retorno en V con discos de goma
Retorno en V invertida	
Centradora	Retorno en V invertida con discos de goma
	Centradora de carga con patines
	Centradora de retorno plana
	Centradora de retorno plana com patines
	Centradora de retorno con discos de goma
	Centradora de retorno con patines y discos de goma
	Centradora de retorno helicoidal
	Centradora de retorno helicoidal con patines
	Centradora de retorno en V con patines
	Centradora de retorno en V con patines y discos de goma

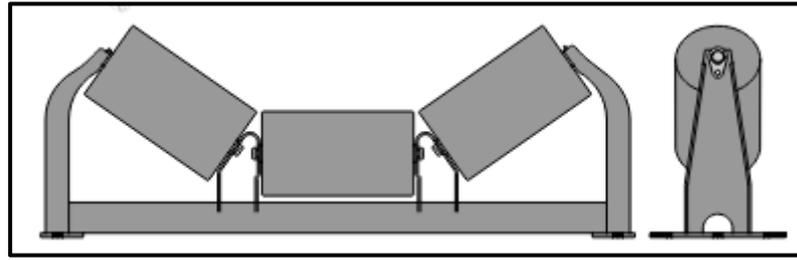
Fuente: PPI (2024)

A continuación, se muestran las estaciones de polines considerados en el diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio.

Para el presente trabajo de investigación se consideró las tablas para estaciones de carga de servicio pesado. Para los polines de carga e impacto se trabajó con un ángulo de abarquillamiento de 45°

- **Polines de carga de rodillos iguales**

Figura 2.24 Estación o polín de carga

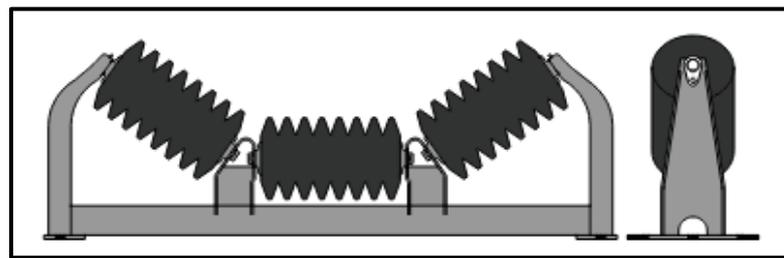


Fuente: PPI (2024)

Los polines o estaciones de carga soportan la correa y la carga en la sección de transporte del transportador. Diseñado para cumplir o superar los límites de carga establecidos por la Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte (CEMA).

- **Polines de impacto de rodillos iguales**

Figura 2.25 Estación o polín de impacto

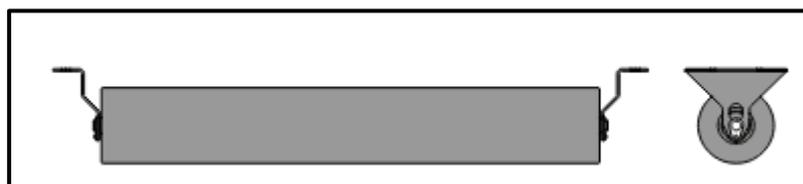


Fuente: PPI (2024)

Los polines o estaciones de impacto son una versión especial de los polines de carga, que proporcionan un rodillo con discos de goma que amortiguan el daño de la banda debido al impacto de los materiales que se cargan en la banda. El marco está reforzado adicionalmente para aumentar la rugosidad.

- **Polín plano de retorno**

Figura 2.26 Estación o polín plano de retorno

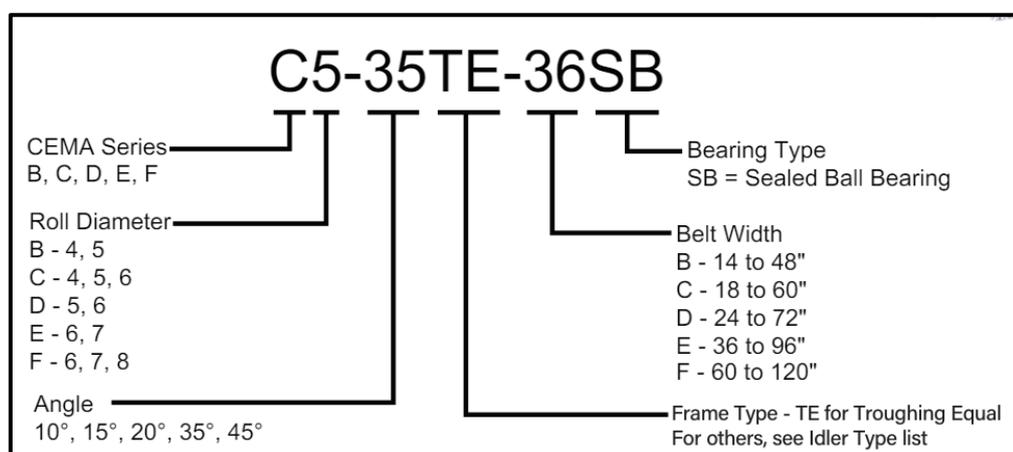


Fuente: PPI (2024)

Los rodillos de retorno soportan la banda durante la trayectoria de retorno y cumplen o superan los requisitos de carga de CEMA.

Numero de parte para identificación de estaciones de fabricante PPI

Figura 2.27 Codificación de número de parte de fabricante PPI



Fuente: PPI (2024)

Espaciamiento entre polines

De acuerdo con el manual CEMA 6th (2007), los factores a considerar para la selección del espaciamiento o separación de las estaciones de polines son: el peso de la correa, el peso del material, la clasificación de la estación, la flecha, la vida útil del bastidor, capacidad de la correa, y la tensión de la correa.

El espaciamiento graduado es más grande que el normal en las porciones de la cinta con alta tensión. A medida que la tensión se incrementa a lo largo de la cinta, se podrá incrementar el espaciamiento. El espaciamiento graduado se da usualmente cerca de los terminales de descarga y estos

son espaciados a la mitad (o menos) del espaciamiento normal sugerido en la Tabla 2.15.

Los espaciamientos extendidos y graduados no son comúnmente usados, pero si uno u otro es usado, se debería tener cuidado con no exceder la capacidad de la estación y los límites de la flecha durante el arranque y la parada.

El espaciamiento normal sugerido en las estaciones de retorno para el trabajo de las fajas transportadoras en general está dado también en la Tabla 2.15. Para correas con tejido pesado y con anchos de 48" o más, se recomienda que el espaciamiento sea determinado por el uso de la capacidad de carga del bastidor y las consideraciones de flecha.

Tabla 2.15 Espaciado normal sugerido para estaciones

Ancho de la banda (pulg.)	Estaciones de carga						Estaciones de retorno
	Peso de material transportado, $\frac{lbs}{ft^3}$						
	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: CEMA 6th (2007)

Es importante tener en cuenta otras referencias para el cálculo del espaciamiento. Se presenta a continuación cálculos recomendados por el fabricante DUNLOP (1994):

Lado carga

$l_o = 0.5$ a 1.0 m Pequeñas instalaciones o zonas de impacto

$l_o = 1.2$ m *aprox.* Instalación normal

$l_o = 1.4$ a 4.0 m Instalaciones con alta tensión

Lado retorno

$$l_u = (2 - 3) \times l_o \text{ m} \quad \text{Máximo aproximado de 6 m}$$

2.2.13 Otros componentes y/o repuestos

Como equipo, la faja transportadora lleva consigo otros componentes indispensables que le permite trabajar en mejores condiciones. Estos solo son seleccionados a partir de las dimensiones de la faja.

- Cobertura
- Prelimpiadores y limpiadores de banda
- Alineador de banda
- Tensor de banda
- Interruptor de parada de emergencia
- Balanza
- Detector de metales

2.2.14 Cargas y combinación de cargas

El Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento (2021), en su Reglamento Nacional de edificaciones – RNE norma E.090 señala que la resistencia requerida de la estructura y sus elementos debe ser determinada para la adecuada combinación crítica de cargas factorizadas. El efecto crítico puede ocurrir cuando una o más cargas no estén actuando. Para la aplicación del método ASD, las siguientes combinaciones deben ser investigadas:

$$U_1 = D + T \quad (2.32)$$

$$U_2 = (D + T) + (L + LLu) \quad (2.33)$$

$$U_3 = (D + T) + (Lr \text{ o } S \text{ o } R) \quad (2.34)$$

$$U_4 = (D + T) + 0.75(L + LLu) + 0.75(Lr \text{ o } S \text{ o } R) \quad (2.35)$$

$$U_5 = D + (1.0W \text{ o } 0.7E) \quad (2.36)$$

$$U_6 = D + 0.75(L + LLo) + 0.75W + 0.75(Lr \text{ o } S \text{ o } R) \quad (2.37)$$

$$U_7 = D + 0.75(L + LLo) + 0.75(0.7E) + 0.75S \quad (2.38)$$

$$U_8 = 0.6D + 1.0W \quad (2.39)$$

$$U_9 = 0.6D + 0.7E \quad (2.40)$$

Donde:

D: Carga muerta debido al propio peso de los elementos y equipos en él

L: Carga viva debida al uso/mantenimiento y sus ocupantes

LLo: Carga viva en operación normal

LLu: Carga viva, obstrucción o de operación

Lr: Carga viva del techo

W: Carga del viento

E: Carga de sismo según E. 030

S: Carga de nieve

R: Carga por lluvia o granizo

T: Carga por efectos térmicos

2.3 Marco conceptual

A. Diseño

De acuerdo con Budynas y Nisbett (2011), mencionan que:

“Diseñar es formular un plan para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema específico. Si el plan resulta en la creación de algo que tiene un carácter físico, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, utilizable, y comercializable por el fabricante.”

Hay roles claves que deben desempeñar los códigos y/o normas internacionales, los costos, la seguridad, herramientas de diseño computacional y consideraciones sobre responsabilidad del producto.

Además, los autores antes citados agregan que el proceso completo de diseño tiene las siguientes etapas: identificación de la necesidad general, definición del problema, síntesis, análisis y optimización, evaluación y presentación.

Por su lado Orlov (1974) señala que el problema fundamental del diseño reside en construir un equipo que responda lo más enteramente a las necesidades de la economía nacional, que dé el mayor efecto económico y que disponga de los índices más altos técnico-económicos y de explotación.

De lo antes mencionado podemos resaltar que ambos autores citados definen el diseño como una propuesta de solución y/o desarrollo a determinados problemas con parámetros de entrada establecidos para su comportamiento o fin; tal definición está alineado al presente trabajo.

B. Análisis de tensiones

Según la norma DIN 22101 (2011), la tensión de la correa en una instalación de cinta transportadora es una cantidad que varía a lo largo del recorrido de la instalación, y que se rige por las siguientes influencias:

- Longitud y recorrido de la instalación
- Número y disposición de las unidades
- Características de los equipos de conducción y frenado
- Tipo y disposición del dispositivo tensor de correa
- Condición de funcionamiento (condiciones de carga y movimiento)

Las tensiones de la correa deben mantenerse al valor más bajo posible en vista de la tensión y la disposición de la correa y de otras partes de la instalación.

C. Estimación de costos

Los costos estimados son a veces conocido como *costos predeterminados*, pues el costo de cada uno de sus elementos –materiales directo, mano de obra directo y carga fabril (costos indirectos de fabricación)– es estimado y calculado antes de comenzar las operaciones de fabricación (Neuner, 1980).

Además, el autor citado añade que estos estimados pueden ser obtenidos de anotaciones basadas en la experiencia de cálculos, fórmulas matemáticas, o simplemente por aproximaciones y que ellos deben ser computados para cada producto diferente.

2.4 Definición de términos básicos

- **Faja Transportadora de Sacrificio:** Equipo mecánico empleado para transporte de minerales. El término “sacrificio” únicamente hace referencia a que el equipo recibe los primeros impactos del acarreo del mineral transportado. De esta manera actúa de sacrificio para luego continuar a una siguiente faja.
- **Edificio de chancado:** Zona o estación donde confluyen los trabajos de la chancadora. Equipos como: Apron Feeder (equipo similar a las fajas transportadoras, pero que recibe los mayores impactos de carga pesada de mineral y se limita a su traslado a distancias cortas), la Faja Transportadora de Sacrificio, chutes, chancadora y otros más.
- **TPH:** Es el rendimiento o flujo másico expresando en toneladas por hora.
- **Unidad minera:** Lugar donde se identifica que existe un mineral para su posterior proceso de trabajo con personal, máquinas y otros recursos, para extraer el mineral, procesarlo y comercializarlo.
- **Ángulo de reposo:** Ángulo máximo (determinado por uno de los lados con la horizontal) con que un montículo de piedra, arena o mineral se mantiene estable sin que se produzca una falla por deslizamiento.

- **Ángulo de sobrecarga:** Angulo con la horizontal que adopta la superficie del material mientras este se encuentra sobre una banda transportadora en movimiento.
- **Tensión:** Es la magnitud que se genera cuando se aplica una carga en los extremos de un objeto, normalmente en su sección transversal. También se le llama fuerza de tracción o esfuerzo.
- **Torque:** Es una medida de la fuerza rotativa o torsión que actúa sobre un cuerpo. El torque mide la capacidad de una, o bien más, fuerzas de provocar un giro.
- **Flexión:** Tipo de deformación que se presenta en un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal cuando este está sometido a una o varias fuerzas.
- **Estructura metálica / bastidor / armadura:** Cuerpo rígido en la que se fijan de una forma u otra los distintos elementos, equipos y /o componentes de una zona de trabajo. Por lo general se fabrican de acero al carbono. Ejemplo son los bastidores, tijerales, superestructuras, plataformas y edificios.
- **Transmisión:** Es el mecanismo responsable de enviar o transmitir la potencia de un motor a algún otro componente, con el objetivo de mover las piezas internas necesarias para su correcto funcionamiento.

III HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

Se formulan hipótesis en las investigaciones que buscan probar el impacto que tienen algunas variables entre sí, o que predicen un dato o valor en una o más variables; fundamentalmente son estudios que muestran la relación causa efecto. Existen algunas investigaciones descriptivas que llevan hipótesis, pero debemos señalar que por lo general este tipo de estudio no suelen contener hipótesis, y ellos se debe a que en ocasiones es difícil precisar el valor que se puede manifestar en una variable (Hernández, y otros, 2018).

Por el nivel o alcance descriptivo de la investigación el trabajo no contó con hipótesis.

3.2 Operacionalización de las variables

Tabla 3.1 Operacionalización de variable

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Índice	Método	Técnica
Diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH	El diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio depende del pleno conocimiento de las características de construcción y las fuerzas involucrados que se aplican a todos los componentes del sistema. El diseño debe comenzar con una evaluación de las características del material transportado (Konakalla, y otros, 2013)	Para el diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio se debe conocer sus parámetros de entrada, con esto se obtiene las fuerzas sobre la banda. Luego se establece las bases de cálculo y dimensionamiento de componentes para su posterior selección y estimación de costos.	Selección de componentes mecánicos, y cálculo - análisis estructural	Método de cálculo	DIN/CEMA AISC/RNE	Sistémico / Diseño en ingeniería	- Documental - Revisión Bibliográfica
				Dimensiones	Longitudes (mm, m, pulg.)		
				Características del motor	Potencia y velocidad (HP / RPM)		
			Análisis de tensiones de la banda	Tensión	Fuerza (kN)		
				Velocidad de banda	Velocidad (m/s)		
	Estimación de costos	Materiales directos/Mano de obra directa/CIF	Valor venta (USD)				

IV METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

4.1 Diseño metodológico

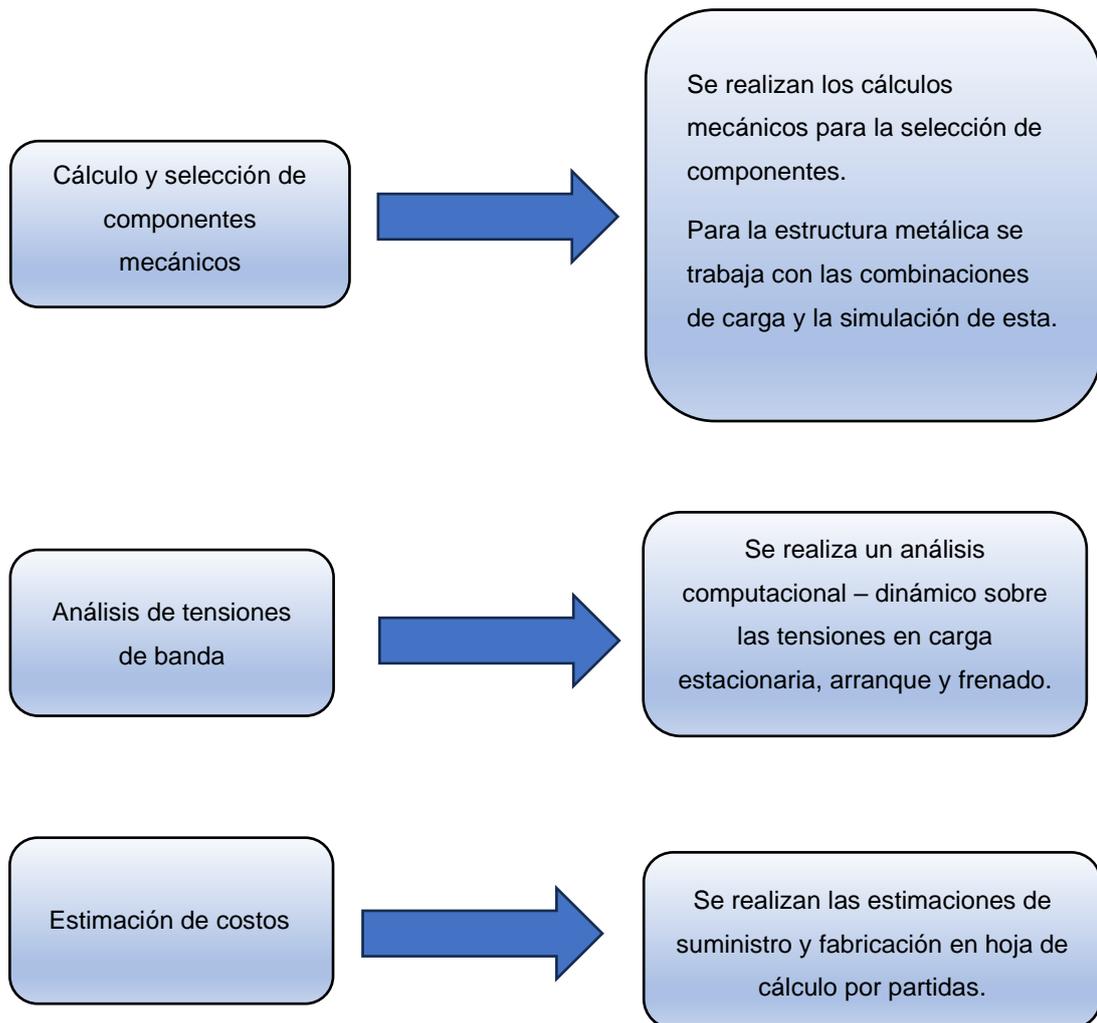
La investigación desarrollada fue de tipo aplicada, ya que utilizó el conocimiento científico para diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio, con el propósito de abordar el problema de reubicar una línea de chancado de capacidad de operación a 9000 TPH. Este enfoque concuerda con la perspectiva planteada por Espinoza (2014), quien sostiene que la investigación aplicada tiene como objetivo emplear el conocimiento científico para desarrollar tecnologías que puedan ser aplicadas de manera inmediata para solucionar diversas problemáticas.

El nivel o alcance de la investigación fue descriptivo y adoptó un enfoque cuantitativo al recopilar información proveniente de diversas fuentes, la cual incluyó datos numéricos, gráficos, entre otros elementos vinculados a la variable propuesta. Este método permitió realizar cálculos para alcanzar el objetivo propuesto.

El diseño fue no experimental, ya que no hubo manipulación directa de las variables. Este enfoque concuerda con la definición proporcionada por Valderrama (2013), para un estudio no experimental, el cual se lleva a cabo sin la manipulación intencional de variables. En cambio, se observarán los fenómenos en su entorno natural.

4.2 Método de investigación

Para cumplir con los objetivos planteados el método de la investigación empleó un método sistemático para diseñar la Faja Transportadora de Sacrificio, para poder reubicar la línea de chancado, lo que ameritó determinar y estudiar cada uno de sus componentes para su funcionamiento. De acuerdo con Espinoza (2014), el enfoque sistémico implica el estudio del objeto mediante la identificación de sus partes, permitiendo así observar su funcionamiento de manera dinámica, a través de un enfoque que se basa en la comprensión total.



4.3 Población y muestra

Neill, y otros (2017) el universo o la población se define como el conjunto integral de objetos y sujetos que serán objeto de investigación, y su elección se lleva a cabo en base a características específicas que puedan ofrecer información pertinente para abordar el problema de estudio. A su vez, el autor añade que en situaciones en las que tanto la muestra como la población son de tamaño reducido, suelen coincidir.

Para el presente trabajo de investigación la muestra coincidió con la población que estuvo protagonizada por la **Faja Transportadora de Sacrificio**.

4.4 Lugar de estudio y periodo desarrollado

El presente trabajo se desarrolló para unidad minera de Huari, Ancash, Perú. El periodo de desarrollo del diseño de la faja transportadora de sacrificio fue 6 meses.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

La técnica que se utilizó es documental debido que se han recolectado datos de la Unidad Minera con la ayuda de las hojas de datos, lista de equipos, memorias de cálculos de las bandas transportadoras existentes. (Espinoza, 2014)

La técnica que se utilizó es la revisión documental, bibliográfica, análisis de ingeniería, el cual consiste en la revisión de investigaciones asociadas a las variables de estudio, la recopilación de información de libros, artículos, catálogos de fabricantes, normas nacionales e internacionales y revistas científicas para reforzar el marco teórico de la investigación.

Lo antes mencionado hace referencia a las siguientes normas y códigos: DIN, CEMA, ISO, RNE, ASCE, ANSI, AISC, AWS, ASME, ASTM, SAE, SSPC; catálogo de fabricantes: Martin, Flexco, PPI, Dunlop, FAG, etc.

4.6 Análisis y procesamiento de datos

Los datos de entrada y condiciones de sitio para la conformidad de la propuesta fueron entregados por parte del cliente con el estudio de la Fase 9C del proyecto y con el estado de diseño actual.

Seleccionar los componentes mecánicos y análisis del diseño estructural

Para la selección de los equipos mecánicos se basó principalmente en consideraciones del proceso, específicamente en la capacidad de cada equipo para cumplir los objetivos del diseño tanto en cantidad como en calidad.

Para las condiciones técnicas mínimas de diseño y el cálculo de las estructuras metálicas se apoya en los criterios de diseño y especificaciones del proyecto. Para el análisis en la memoria de cálculo estructural de la Faja Transportadora de Sacrificio se usó el software KRASTA.

Análisis de Tensiones de la banda

Para analizar los procesos dinámicos que intervienen en el arranque y el frenado de la faja se fundamentó en la metodología de cálculo descrito en la norma DIN 22101. El software utilizado fue COMPRO como forma de verificación de las tensiones de la banda o cinta.

Costos asociados a la fabricación

Para la estimación de los costos o el presupuesto se desarrolló en base a las mejores prácticas de taller; considerando la mano de obra directa, materiales directos y los costos indirectos de fabricación.

Se incluyen las partidas: suministro, fabricación, NDT, granallado, pintura y preensamble.

Para el suministro se consideraron cotizaciones vigentes para el acero, pintura, componentes, equipos y demás. Para la mano de obra se trabajó con ratios de fabricación de experiencias acumuladas.

El presupuesto se desarrollará en la hoja de cálculo Excel.

4.6.1 Diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y/O COMPONENTES MECÁNICOS

A. Datos de entrada

Tabla 4.1 Parámetros o datos de entrada

Parámetro	Valor
Capacidad nominal	12,000 t/h
Capacidad de diseño	13,200 t/h
Distancia entre centros	105.675 m

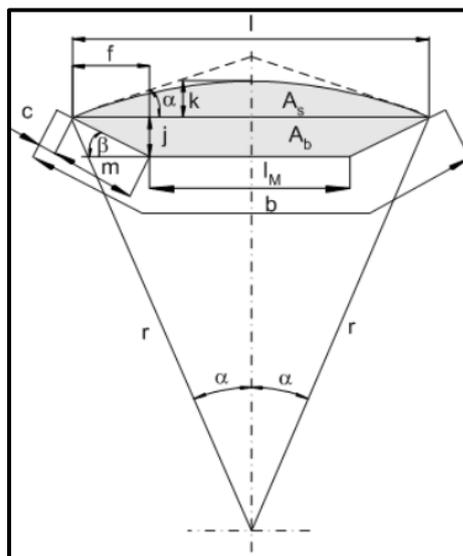
Velocidad de la cinta	3.25 m/s
Ancho de la banda	2,600 mm
Ancho útil de la banda	1,850 mm
Granulometría	P100: 300 mm
Densidad	1.8 t/m ³
Ángulo de reposo	37°
Ángulo de sobrecarga	20°
Inclinación de Faja	5.5°

Los datos de entrada coinciden con el estudio de la fase ECI y con el estado de diseño actual.

B. Área de la sección transversal

Para el presente cálculo no se utilizó las fórmulas de las bases teóricas para determinar el área transversal, puesto que están dadas para 3 rodillos de igual longitud (nuestro caso presenta el rodillo central más corto que los otros dos, llamado también “estaciones de artesas profundas” típico de un diseño súper pesado). Como alternativa al cálculo se determinó geoméricamente.

Figura 4.1 Sección transversal de la carga



100% CEMA – Sección de sección transversal
 Sección transversal superior $A_{1,th}$ 0.21 m²

Sección transversal inferior $A_{2,th}$	0.75 m ²
Longitud de rodillos laterales	1000 mm
Longitud de rodillo inferior	700 mm
Ángulo de sobrecarga	20°
Ángulo de abarquillamiento	45°

De los valores para la Figura 4.1 tenemos:

$$A_{1,th} = 0.21 \text{ m}^2$$

$$A_{2,th} = 0.75 \text{ m}^2$$

$$A_{th} = A_{1,th} + A_{2,th} = 0.21 + 0.75 = 0.96 \text{ m}^2$$

C. Capacidad de transporte de la Faja Transportadora

Hallamos el factor de inclinación para el área superior de la Ecuación 2.11:

$$\varphi_{St1} = \sqrt{\frac{\cos^2 5.5^\circ - \cos^2 20^\circ}{1 - \cos^2 20^\circ}} = 0.9599$$

Hallamos el factor de inclinación para el área total de la Ecuación 2.10:

$$\varphi_{St} = 1 - \frac{0.21}{0.96} \times (1 - 0.9599) = 0.991$$

Se tiene la tasa de llenado efectivo de la Ecuación 2.6:

$$\varphi = 0.653 \times 0.991 = 0.647$$

Entonces obtenemos la carga lineal de la faja de la Ecuación 2.7, y los flujos nominales de las Ecuaciones 2.8 y 2.9:

$$m'_{L,N} = 0.647 \times 1.8 \times 1,000 \times 0.96 = 1,118 \text{ kg/m}$$

$$I_{V,N} = 0.647 \times 0.96 \times 3.25 \times 3,600 = 7,267 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$I_{m,N} = 0.647 \times 0.96 \times 3.25 \times 1.8 \times 3,600 \approx 13,200 \text{ t/h}$$

D. Potencia de accionamiento de la cinta

Tenemos de la Tabla 2.2 y de los datos de entrada:

$$f = 0.02$$

$$l = 106.8 \text{ m}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$m'_R = \frac{(471 \text{ kg} \times 0.5)}{1.5} = 157 \text{ kg ... lado carga}$$

$$m'_R = \frac{(221 \text{ kg} \times 0.8)}{3} = 59 \text{ kg ... lado retorno}$$

$$m'_G = 108 \text{ kg/m}$$

$$m'_L = 1,118 \text{ kg/m}$$

$$\delta = 5.5^\circ$$

Resistencia primaria lado carga:

De la Ecuación 2.14 tenemos:

$$F_H = 105.7 \times 0.02 \times 9.81 \times [157 + (108 + 1,118) \times \cos 5.5^\circ] = 28.56 \text{ kN}$$

Resistencia primaria lado retorno:

De la Ecuación 2.14 tenemos:

$$F_H = 105.7 \times 0.02 \times 9.81 \times [59 + (108 + 0) \times \cos 5.5^\circ] = 3.453 \text{ kN}$$

Resistencia primaria total:

$$F_H = 28,56 + 3,453 = \mathbf{32.01 \text{ kN}}$$

Resistencia secundaria:

De la Ecuación 2.15 y Tabla 2.3 para un largo de 105 m, tenemos:

$$F_N = (1.756 - 1) \times 32.01 = \mathbf{24.2 \text{ kN}}$$

Resistencia al gradiente lado carga:

De las Ecuaciones 2.16 y 2.17 tenemos:

$$F_{St} = 105.7 \times \sin 5.5^\circ \times 9.81 (108 + 1,118) = 121.8 \text{ kN}$$

Resistencia al gradiente lado retorno:

De las Ecuaciones 2.16 y 2.17 tenemos:

$$F_{St} = -105.7 \times \sin 5.5^\circ \times 9.81 (108 + 0) = -10.73 \text{ kN}$$

Resistencia al gradiente total:

$$F_{St} = 121.8 - 10.73 = 111.1 \text{ kN}$$

Resistencias especiales:

No se consideró para esta tesis.

Resistencias al movimiento / fuerza periférica sobre polea motriz:

Finalmente, de la Ecuación 2.13 tenemos:

$$F_W = F_{Tr} = 32.01 + 24.2 + 111.1 = 167.3 \text{ kN}$$

E. Potencia requerida en el motor

Potencia requerida de polea motriz:

Primero determinamos la potencia sobre la polea debido a las fuerzas que actúan sobre ella usamos la Ecuación 2.12

$$P_W = 167.3 \times 3.25 = 543.8 \text{ kW}$$

Consideramos una eficiencia del reductor y posibles transmisiones como $\eta = 0.9$ en la Ecuación 2.18

$$P_M = \frac{543.8}{0.9} = 604 \text{ kW}$$

Por seguridad y según Tabla 2.4 estándar se escoge $P_N = 630 \text{ kW} = 845 \text{ HP}$

F. Tensiones de trabajo en la banda o cinta

Tensiones de la banda en estado estacionario

Para un coeficiente de fricción $\mu = 0.35$ (húmedo) según Tabla 2.5 y ángulo de contacto $\alpha = 177^\circ = \frac{59\pi}{60} \text{ rad} = 3.089 \text{ rad}$, tenemos:

$$F_{T1} = 167.3 \times \left[1 + \frac{1}{e^{0.35 \times 3.089} - 1} \right] = 253.2 \text{ kN}$$

$$F_{T2} = 167.3 \times \left[\frac{1}{e^{0.35 \times 3.089} - 1} \right] = 85.9 \text{ kN}$$

Ver Ecuaciones 2.21 y 2.22.

Tensiones de la banda en el arranque – estado no estacionario

De la Ecuación 2.24 para un acoplamiento flexible tenemos:

$$F_A = 1.2 \times 167.3 \times \frac{630}{604} = 209.4 \text{ kW}$$

$$\mu_A = 0.35 + 0.05 = 0.4$$

Las fuerzas en el arranque se determinan de las Ecuaciones 2.26 y 2.27.

$$F_{T1,A} = 209.4 \times \left[1 + \frac{1}{e^{0.4 \times 3.089} - 1} \right] = 295 \text{ kN}$$

$$F_{T2,A} = 209.4 \times \left[\frac{1}{e^{0.4 \times 3.089} - 1} \right] = 85.8 \text{ kN}$$

G. Diámetro y velocidad de giro de tambor motriz

A partir de nuestro tipo de banda EP 1250/4 20/10 38.1 mm tenemos de la Ecuación 2.28:

$$D_{Tr} = 108 \times (38.1 - 30) = 874.8 \text{ mm}$$

El valor de C_{Tr} viene dado de la Tabla 4.2 para una banda de 4 pliegos (múltiplos pliegos) según se ha seleccionado.

Tabla 4.2 Valores C_{Tr} para tipos de cinta de fabricante DUNLOP

C_{Tr}	Material de carcasa según tipo de cinta	
90	Poliamida (P)	
80	DUNLOFLEX	2 pliegos
95	TRIOFLEX	3 pliegos
108	SUPERFORT	Múltiplos pliegos
138	FERROFLEX	Tejido en acero
145	SILVERCORD	Cinta de cable de acero
100	DUNLOPLAST	Cinta monopliego

Fuente: DUNLOP (1994)

El valor obtenido es el diámetro mínimo. Según Tabla 4.3 se tomó el inmediato superior $\varnothing 1000 \text{ mm}$ para las poleas de cola y tensora $\varnothing 1250 \text{ mm}$ para la polea motriz y de cabeza.

Tabla 4.3 Diámetros mínimos de poleas recomendados

Cinta con alma textil EP DIN 22102

Carga de rotura (N/mm)	Ø Polea motriz (mm)	Ø Polea de cola (mm)	Ø Polea direccional (mm)
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
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: RULMECA (2003)

Para la velocidad de giro de la polea motriz tenemos:

Diámetro del tambor: $D = 1250 + 15 + 15 = 1280 \text{ mm}$ (espesor del casco + revestimiento)

$$N = \frac{60 \times 3.25}{\pi \times 1.28} = 48.5 \text{ RPM}$$

H. Diseño de eje de polea motriz

Cálculo de eje por deflexión

La fuerza total sobre la polea motriz $F = 253.2 + 85.9 = 339.1 \text{ kN}$

La fuerza resultante sobre el eje $F = 1.04 \times 339.1 = 352.7 \text{ kN}$, incluido el peso propio.

Por lo tanto, la fuerza sobre cada apoyo, incluido el efecto desalineador

$$F = \frac{1.05 \times 352.7}{2} = 185.2 \text{ kN}$$

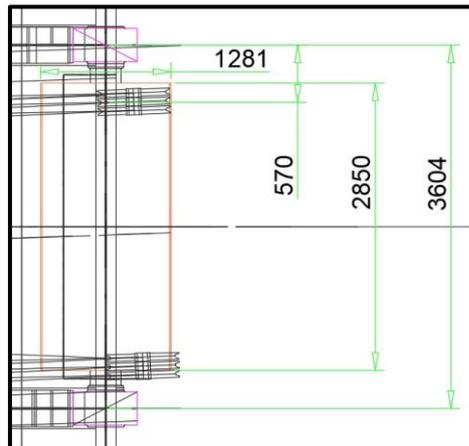
Hallamos el momento de inercia. Para este cálculo consideramos una deflexión $\theta = 3'$ (selección por diseñador) en la Ecuación 2.30, además de los valores de la Figura 4.2

$$I = \frac{3438 \times 185.2 \times 0.5(3.6 - 2 \times 0.5)}{2 \times 210 \times 3} = 6.569 \text{ mm}^4$$

Tenemos que el diámetro el eje de la polea motriz está determina por la Ecuación 2.31:

$$d = \sqrt[4]{\frac{659.9 \times 10^6 \times 64}{\pi}} = 340 \text{ mm}$$

Figura 4.2 Distancias entre puntos de apoyo en eje de polea motriz



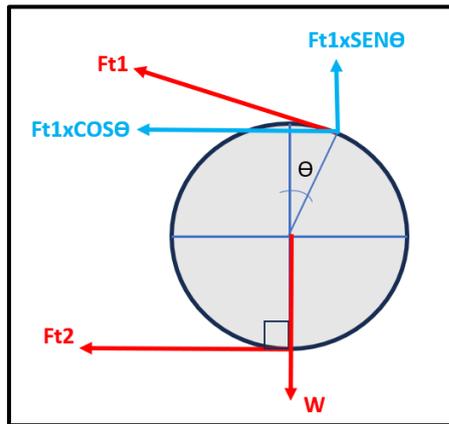
Cálculo de eje por esfuerzos máximos

El torque está dado por:

$$T = \frac{60 \times 543.8}{2\pi \times 48.5} = 107.1 \text{ kN} - m$$

El peso de la polea motriz (incluyendo el acero, caucho, cerámicos, cubos y pernería) es aproximadamente 3,000 kg. Entonces tenemos $W = 29.43 \text{ kN}$

Figura 4.3 Diagrama de cuerpo libre (DCL) sobre polea motriz



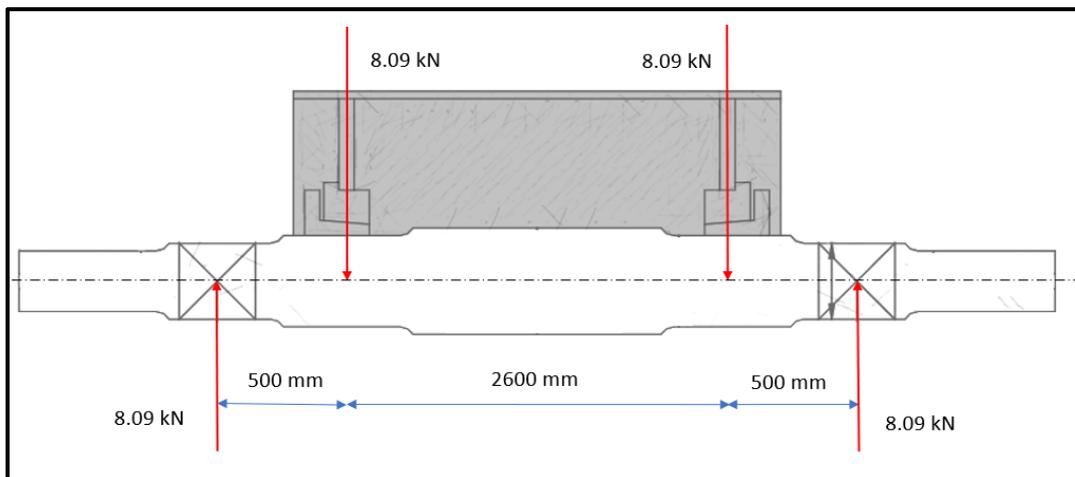
Carga vertical:

$$F_V = W - F_{T1} \sin(3^\circ)$$

$$F_V = 29.43 - 253.2 \sin(3^\circ) = 29.43 \text{ kN}$$

Las fuerzas en los apoyos en la vertical están dadas por: $F_{Apoyo V} = \frac{F_V}{2} = 8.09 \text{ kN}$

Figura 4.4 Reacciones sobre la vertical



Momento vertical

El momento máximo en la vertical viene dado por:

$$M_{V.max.} = 8.09 \times 0.5 = 4.045 \text{ kN} - m$$

Carga horizontal:

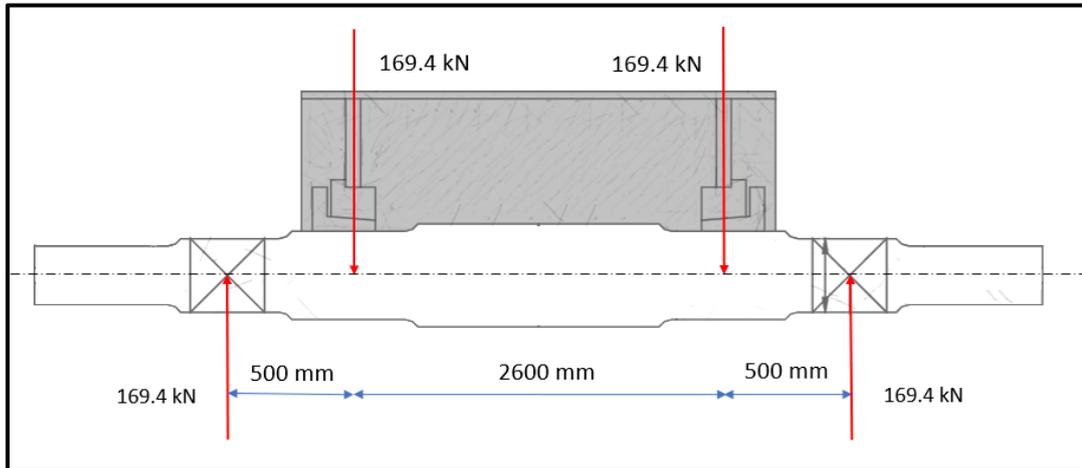
$$F_H = F_{T2} + F_{T1} \cos(3^\circ)$$

$$F_H = 85.9 + 253.2 \cos(3^\circ) = 339 \text{ kN}$$

Las fuerzas en los apoyos en la horizontal están dadas por: $F_{\text{Apoyo H}} =$

$$\frac{F_H}{2} = 169.4 \text{ kN}$$

Figura 4.5 Reacciones sobre la horizontal



El momento máximo en la vertical viene dado por:

$$M_{H.max.} = 169.4 \times 0.5 = 84.7 \text{ kN} - m$$

Momento resultante $M_{R.max} = \sqrt{4.045^2 + 84.7^2} = 84.7 \text{ kN} - m$

El esfuerzo permisible viene dado por:

$$S_s = 0.3 \times 0.9 \times 4.15 \times 10^5 = 1.121 \times 10^5 \text{ kPa}$$

$415 \frac{N}{mm^2}$ corresponde al material AISI 4140

Determinamos el diámetro del eje con la Ecuación 2.29:

$$d = \left[\frac{16}{\pi \times 1.121 \times 10^5} \sqrt{(3 \times 107.1)^2 + (3 \times 84.7)^2} \right]^{1/3} = 245 \text{ mm}$$

Como mayor restricción se tuvo que el diseño del eje debe tener una deflexión de 3', por lo tanto, para nuestra selección se debe trabajar con un eje de diámetro de 340 mm para la polea motriz.

ANÁLISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR

Las principales estructuras de soporte están cargadas estáticamente. Los efectos dinámicos están representados por cargas estáticas equivalentes. Las cargas de fatiga se tuvieron en cuenta si son relevantes para el diseño.

Como método para el diseño se utilizó en general ASD (diseño de resistencia permitida).

No formó parte de esta estructura (bastidor) los andenes, pasarelas y escaleras y construcciones auxiliares similares.

En el desarrollo, donde se indica "Supuestos de carga", solo se mostró las cargas generales como orientación aproximada. Estos se calcularon diferenciados en los respectivos capítulos de cada componente y se especificaron respectivamente.

Para mayor y detallada información se sugiere revisar la memoria de cálculo correspondiente donde se muestra el análisis de todos y cada uno de los perfiles usados, además, el análisis de detalles estructurales, deformaciones, anclajes y conexiones.

A. Normas y estándar nacionales/internacionales

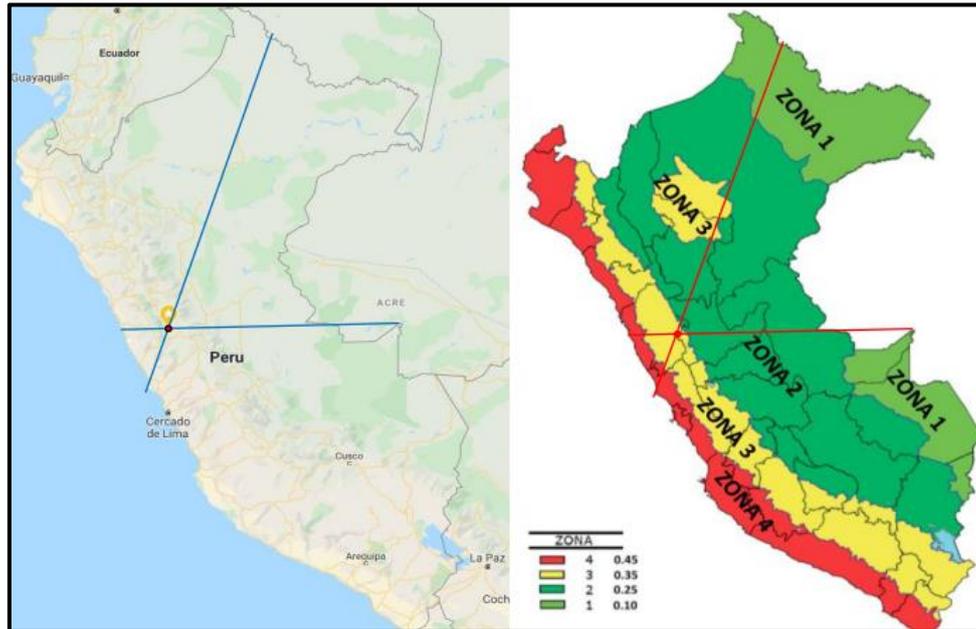
Norma técnica E.020	Cargas
Norma técnica E.030	Diseño sismorresistente
Norma técnica E.090	Estructuras metálicas
F.E.M. 2.131/2.132	Suposición de cargas
ASCE/SEI 7-16	Supuesto de carga de nieve/viento/sismo
DIN 22261-2:2016-10	Carga por material transportado
ANSI/AISC 360-16	Diseño de estructuras metálicas
ANSI/AISC 341-16	Provisiones sísmicas para EEMM

B. Condiciones ambientales

Temperatura mín./máx.	-3/18°C
Temperatura de diseño	30°C
Velocidad del viento (E.020)	85 km/h
Velocidad del viento (ASCE 7-16)	110.5 km/h
Altitud	4600 msnm
Precipitación media anual	1100 mm
Precipitación máx. 24 horas	62 mm
Carga mínima de nieve	0.4 kN/m ²

Zona sísmica (E.030)	3
Tipo de suelo (E.030)	
Tipo de suelo (equipo sobre sobre rocas)	S1
Tipo de suelo (moderadamente rígido)	S2
Tipo de suelo (ASCE/SEI 7-16)	
Tipo de suelo (equipo sobre sobre rocas)	B
Tipo de suelo (suelo rígido)	D

Figura 4.6 Ubicación de zona sísmica



C. Tiempo de vida

Vida útil del proyecto	25 años
Vida útil de las estructuras	50 años
Tiempo de trabajo por día	24 horas
Días de trabajo por año	365 días

D. Especificaciones del acero estructural y pernería

Módulo de elasticidad	E=29.000 ksi E=20.000 kN/cm ²
Módulo de corte	G=11.200 ksi G=7.720 kN/cm ²

Tabla 4.4 Propiedades de resistencia del ASTM A36

Requisitos de tracción para el ASTM A36
Planchas, perfiles y barras

Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	58-80 [400-550]
Límite elástico, ksi [MPa]	36 [250]
Planchas y barras	
Elongación en 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %	23
Perfiles	
Elongación en 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %	21

Fuente: ASTM A36 (2019)

Tabla 4.5 Propiedades de resistencia del ASTM A992 / 572 Gr.50

Requisitos de tracción para el ASTM 992 / 572 Gr.50	
Resistencia a la tracción, ksi [MPa]	65 [450]
Límite elástico, min, ksi [MPa]	50-65 [345-450]
Elongación en 8 in. [200 mm], min, %	18
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %	21

Fuente: ASTM A992 (2001)

Tabla 4.6 Propiedades de resistencia del ASTM 500 Gr. B

Requisitos de tracción para el ASTM 500 Gr. B	
Resistencia a la tracción, psi [MPa]	58 000 [400]
Límite elástico, min, psi [MPa]	46 000 [315]
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %	23

Fuente: ASTM A500 (2023)

Tabla 4.7 Propiedades de resistencia del ASTM A325

Requisitos de tracción para el ASTM A325	
Diámetro de 1/2"-1"	
Resistencia a la tracción	120 ksi 82.7 kN/cm ²
Diámetro de 1-1/8"-1-1/2"	
Resistencia a la tracción	150 ksi 103.4 kN/cm ²

Fuente: ASTM A325 (2014)

Tabla 4.8 Propiedades de resistencia del ASTM A490

Requisitos de tracción para el ASTM A490	
Diámetro de 1/2"-1-1/2"	
Resistencia a la tracción	150 ksi 103.4 kN/cm ²

Fuente: ASTM A490 (2012)

E. Memoria de cálculo de la "Sección 1 – Estación de carga"

DT 324X323.9X19X9

h	32.4	r	0	$I(x)$	206.228
b	32.39	$A(x)$	148.822	$I(y)$	30415.809
s	0.9	$A(y)$	102.568	$I(z)$	10762.305
t	1.9	$A(z)$	25.568	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

W12X72

h	31.24	r	0	$I(x)$	149.0
b	30.48	$A(x)$	136.13	$I(y)$	24849.0
s	1.09	$A(y)$	86.36	$I(z)$	8117
t	1.7	$A(z)$	29.478	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

2AngL3/8"X3"X3"

$A(x)$	28.956	$I(x)$	8.027
$A(y)$	12.065	$I(y)$	280.219
$A(z)$	12.065	$I(z)$	280.219
		(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

- h Peralte
- b Ancho del ala
- s Espesor del alma
- t Espesor del ala

Casos de carga básicas

Figura 4.10 Diagrama de carga viva en la Sección 1 - Estación de carga

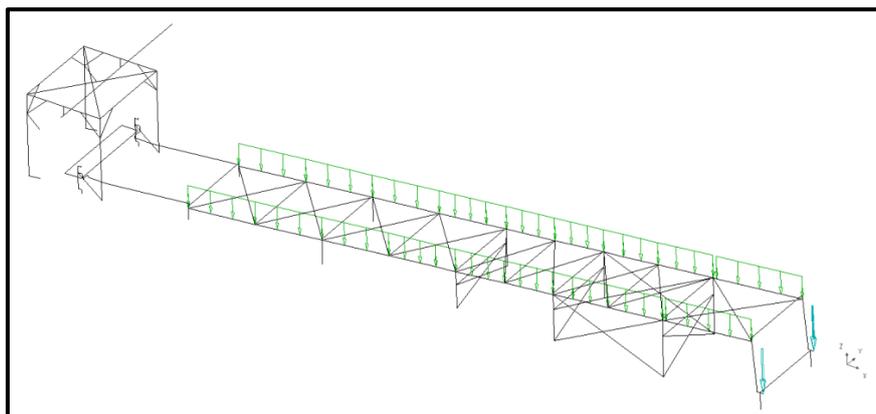


Tabla 4.9 Cargas básicas sobre la Sección 1 - Estación de carga

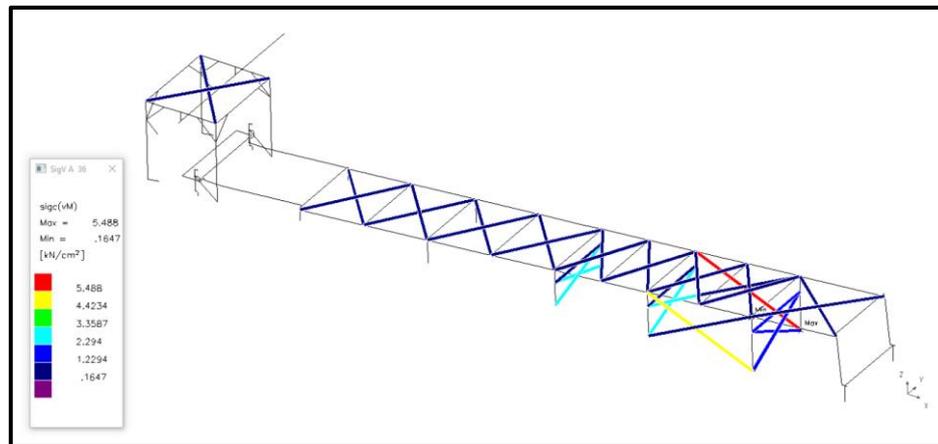
Descripción	X	Y	Z
-------------	---	---	---

Carga muerta				
Cargas en los nodos	0	0	-269.56	kN
Carga distribuida	0	0	-871.7024	kN
Carga total	0	0	-1141.262	kN
Momento resultante	-2.102E+5	1.7933E+6	0	kNcm
Carga viva				
Cargas en los nodos	0	0	-70.76	kN
Carga distribuida	0	0	-140.999	kN
Carga total	0	0	-211.759	kN
Momento resultante	-38116.78	3.9867E+5	0	kNcm
Carga de material (operación normal)				
Cargas en los nodos	0	0	-122.78	kN
Carga distribuida	0	0	-286.7562	kN
Carga total	0	0	-409.536	kN
Momento resultante	-409.536	7.9512E+5	0	kNcm
Carga por material (exceso de operación)				
Cargas en los nodos	0	0	-209.0	kN
Carga total distribuida	0	0	-487.948	kN
Carga total	0	0	-696.948	kN
Momento resultante	-1.2545E+5	1.3532E+6	0	kNcm
Carga de incrustación				
Cargas en los nodos	0	0	-56.5	kN
Carga distribuida	0	0	-42.44186	kN
Carga total	0	0	-98.9418	kN
Momento resultante	-18053.73	2.1955E+5	0	kNcm
Carga de tensión de banda				
Cargas en los nodos	398.7	0	31.4	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	398.7	0	31.4	kN
Momento resultante	5652.0	27102.29	-71766.0	kNcm
Carga por viento en X				
Cargas en los nodos	17.26	0	0	kN
Carga distribuida	72.50004	0	0	kN
Carga total	89.76004	0	0	kN
Momento resultante	761.6	13013.4591	-16528.20	kNcm
Carga por viento en Y				
Cargas en los nodos	0	45.27	0	kN
Carga distribuida	0	127.58041	0	kN
Carga total	0	172.8504	0	kN
Momento resultante	-31807.11	0	3.1608E+5	kNcm
Carga por nieve				
Cargas en los nodos	0	0	-31.6	kN
Carga distribuida	0	0	-61.4582	kN
Carga total	0	0	-93.0582	kN
Momento resultante	-16903.41	1.598E+5	0	kNcm
Carga sísmica en X				
Cargas en los nodos	48.98	0	0	kN

Carga distribuida	289.6146	0	0	kN
Carga total	338.5946	0	0	kN
Momento resultante	2336	55772.40	-62152.15	kNcm
Carga sísmica en Y				
Cargas en los nodos	0	100.381	0	kN
Carga distribuida	0	289.6146	0	kN
Carga total	0	389.995	0	kN
Momento resultante	-76345.78	0	6.5351E+5	kNcm
Carga sísmica en Z				
Cargas en los nodos	0	0	65.9660	kN
Carga distribuida	0	0	211.9979	kN
Carga total	0	0	277.9640	kN
Momento resultante	50915.665	-4.5744E+5	0	kNcm
Carga por temperatura				
Cargas en los nodos	40	0	0	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	40	0	0	kN
Momento resultante	0	3702.664	-7200	kNcm
Carga por VV obstrucción de chute				
Cargas en los nodos	0	0	0	kN
Carga distribuida	0	0	-425.9	kN
Carga total	0	0	-425.9	kN
Momento resultante	-76662.0	7.3539E+5	0	kNcm

Análisis de esfuerzos para vigas A36

Figura 4.11 Esfuerzos sobre arriostres A36 en la Sección 1 - Estación de carga



$$5.49 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 37.0%

incluyendo factor de sobrecarga:

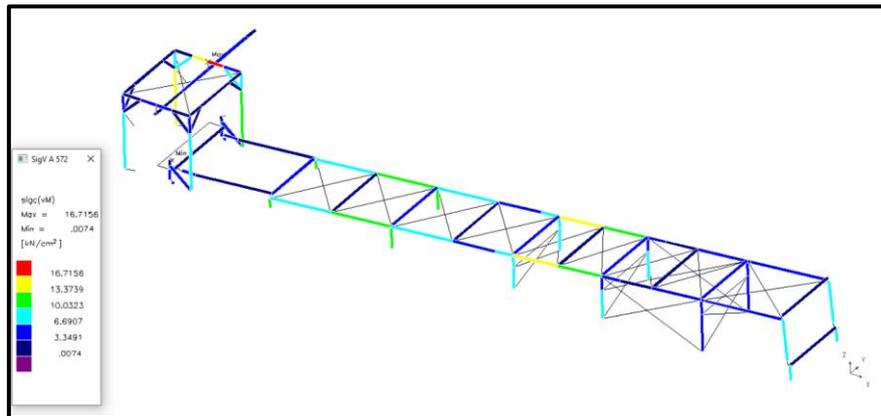
Esfuerzo máximo con factor de sobrecarga $\Omega = 2.0$. Verificación de arriostramientos.

$$3.62 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 24.4%

Análisis de esfuerzos para vigas A572 Gr.50

Figura 4.12 Esfuerzos sobre vigas longitudinales A36 en la Sección 1 - Estación de carga



$$16.71 \frac{kN}{cm^2} < 20.65 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 80.9%

incluyendo factor de sobrecarga:

$$19.05 \frac{kN}{cm^2} < 20.65 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

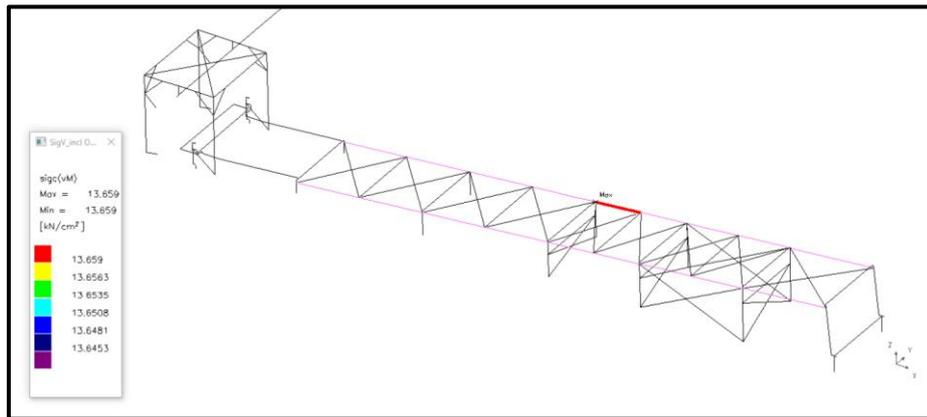
Utilización: 92.3%

Análisis de resistencia al pandeo

DT 324X324X19X9 (Viga longitudinal)

Esfuerzo máximo con factor de sobrecarga de $\Omega = 2.0$

Figura 4.13 Viga principal longitudinal en la Sección 1 - Estación de carga



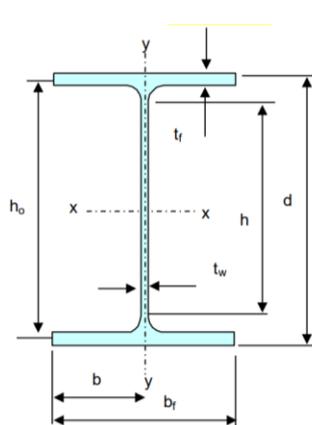
Datos de salida de simulador (para perfiles soldados)

Cargas combinadas

Datos de salida de simulador

$f_a =$		-2.4 kN/cm^2
$P_r =$	$A * f_a$	-357.3 kN/cm
$f_{bw} =$	M_{rx} / S_x	6.4 kN/cm^2
$M_{rx} =$		12020 kN/cm
$f_{bz} =$	M_{ry} / S_y	0.70 kN/cm^2
$M_{ry} =$		465 kN/cm
$f_v =$		7.20 kN/cm^2
$V_r =$	$A * f_v$	185.3 kN/cm

Sección transversal DT 324X324X19X9



$b_r =$	32.40 cm
$b =$	16.2 cm
$t_r =$	1.9 cm
$d =$	32.4 cm
$h =$	28.6 cm
$h_0 =$	30.5 cm
$t_w =$	0.9 cm
$A_f =$	123.1 cm^2
$A_w =$	25.7 cm^2
$A =$	148.9 cm^2

$I_x =$	30425 cm²	$I_y =$	10772 cm⁴
$S_x = W_w$	1878 cm ³	$S_y = W_y =$	665 cm ³
$Z_x =$	2062 cm ³	$Z_y =$	997 cm ³
$r_x = i_x =$	14.30 cm	$r_y = i_y =$	8.51 cm

Verificación:

Fuerza axial	$P_n = 4368.7 \text{ kN}$	
	$P_c = \frac{P_c}{\Omega_c} = 2616.0 \text{ kN}$	$\Omega_c = 1.67$
Flexión sobre X	$M_n = 69982 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 41905 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$
Flexión sobre Y	$M_n = 34406 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 20602 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$

Interacción: $\left| \frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{bcz}} \right| \leq 1.0$

$0.14 + 0.29 + 0.02 = 0.45 \leq 1.0 \dots \text{OK}$

Verificación de esfuerzo cortante:

$$\frac{h}{t_w} = 31.8 \leq 1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 59.2 \dots \text{OK}$$

$$t/t_w < 260 \rightarrow C_v = 1 \wedge k_v = 5$$

Para $1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} < \frac{h}{t_w} \leq 1.37 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 73.8$

$$C_v = \frac{1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}}}{\frac{h}{t_w}} = 1.86$$

Para $\frac{h}{t_w} > 1.37 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 73.8$

$$C_v = \frac{1.51 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}}}{\left(\frac{h}{t_w}\right)^2 F_y} = 4.3$$

$$C_v = 1.0$$

$$V_n = 0.6 \times F_y \times A_w \times C_v = 533 \text{ kN}$$

$$\Omega_V = 1.67$$

$$V_n / \Omega_V = 319 \text{ kN}$$

$$V_f = 185.3 \text{ kN}$$

Utilización: 58%

F. Memoria de cálculo de la “Sección 2 – 21 m Truss”

Figura 4.14 Ubicación de la sección 2 – 21 m Truss en la Faja Transportadora de Sacrificio

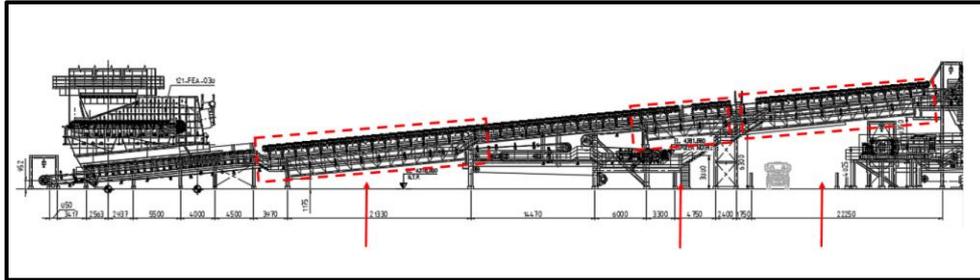
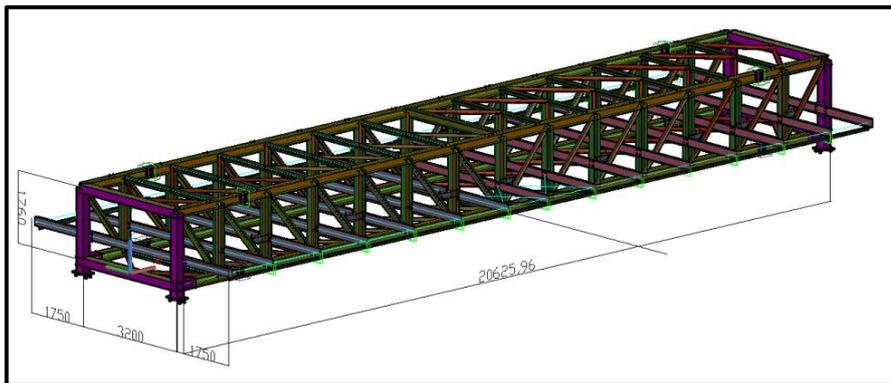
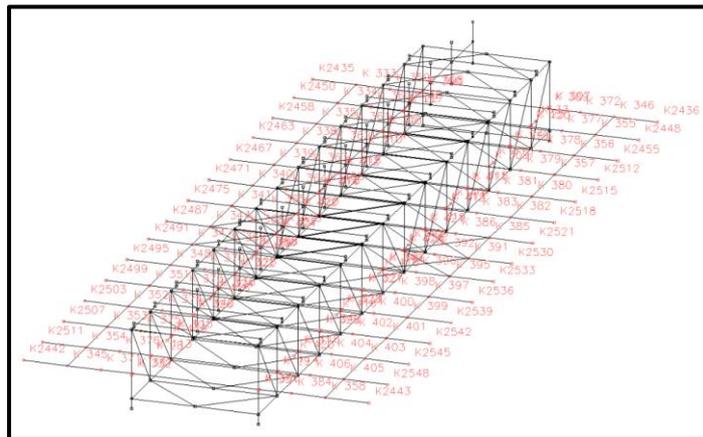


Figura 4.15 Vista general de la Sección 2 – 21 m Truss



Caso	Cantidad
Vigas	355
Nodos	574
Secciones transversales	10
Casos de carga	48
Casos masivos	22

Figura 4.16 Nodos de la Sección 2 – 21 m Truss



Sección transversal principales

W8X31

H	20.32	r	1.271	$I(x)$	26.967
b	20.31	$A(x)$	59.113	$I(y)$	4594.667
s	0.72	$A(y)$	37.235	$I(z)$	1537.145
t	1.1	$A(z)$	12.621	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

C8X11.5

h	20.32	r	0	$I(x)$	5.085
b	5.72	$A(x)$	21.74	$I(y)$	1353
s	0.56	$A(y)$	4.072	$I(z)$	54.526
t	0.99	$A(z)$	10.094	(C.G),(C,F)	(0,1.641,0),(0,-1.671,0)

L3X3X3/8"

a	7.62	$A(x)$	13.534	$I(y)$	112.046
b	7.62	$A(y)$	11.263	$I(z)$	29.111
s	0.65	$A(z)$	4.68	(C.G)	(0;2.218;2.218)
r	0.79	$I(x)$	4.084	(C,F)	(0;0.475;0.475)

- h Peralte
- a Ala
- b Ancho del ala
- s Espesor del alma
- t Espesor del ala

Casos de cargas básicas

Figura 4.17 Diagrama de cargas vivas en la Sección 2 – 21 m Truss

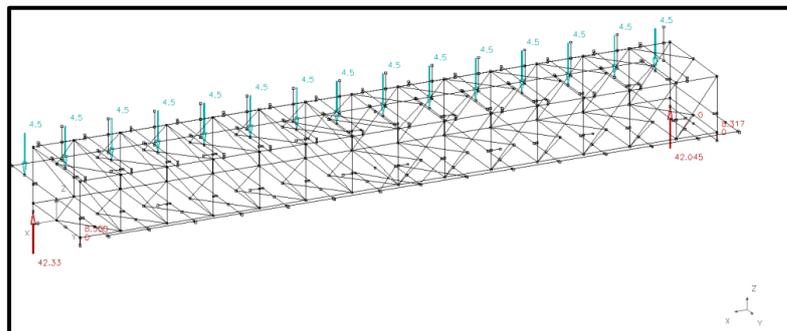


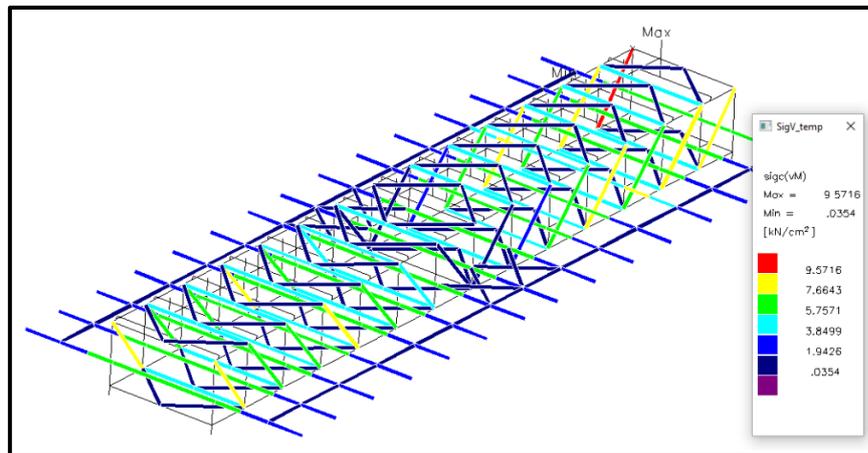
Tabla 4.10 Cargas básica sobre la Sección 2 – 21 m Truss

Descripción	X	Y	Z	
Carga muerta				
Cargas en los nodos	0	0	-204.567	kN
Carga distribuida	0	0	-198.7103	kN
Carga total	0	0	-403.2777	kN
Momento resultante	0	-4.2507E+5	0	kNcm
Carga viva				
Cargas en los nodos	0	0	-67.5	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	-67.5	kN
Momento resultante	16200.0	-69614.954	0	kNcm
Carga de material (operación normal)				
Cargas en los nodos	0	0	-260.4	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	-260.4	kN
Momento resultante	0	-2.5832E+5	0	kNcm
Carga por material (exceso de operación)				
Cargas en los nodos	0	0	-443.1	kN
Carga total distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	-443.1	kN
Momento resultante	0	-4.3956E+5	0	kNcm
Carga de incrustación				
Cargas en los nodos	0	0	-23.702	kN
Carga distribuida	0	0	-66.6000	kN
Carga total	0	0	-90.302	kN
Momento resultante	0	-1.1662E+5	0	kNcm
Carga por viento en X				
Cargas en los nodos	0	0	0	kN
Carga distribuida	86.3039	0	0	kN
Carga total	86.3039	0	0	kN
Momento resultante	0	7594.697	0	kNcm
Carga por viento en Y				
Cargas en los nodos	0	42	0	kN

Carga distribuida	0	50.1736	0	kN
Carga total	0	92.1736	0	kN
Momento resultante	-14532.102	0	-93443.25	kNcm
Carga sísmica en X				
Cargas en los nodos	117.025	0	0	kN
Carga distribuida	49.6775	0	0	kN
Carga total	166.7027	0	0	kN
Momento resultante	0	26779.84	0	kNcm
Carga sísmica en Y				
Cargas en los nodos	0	116.241	0	kN
Carga distribuida	0	49.6775	0	kN
Carga total	0	165.9194	0	kN
Momento resultante	-26732.841	0	-1.708E+5	kNcm
Carga sísmica en Z				
Cargas en los nodos	0	0	79.5771	kN
Carga distribuida	0	0	33.7807	kN
Carga total	0	0	113.3578	kN
Momento resultante	0	1.1641E+5	0	kNcm
Carga por temperatura				
Cargas en los nodos	0	0	0	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	0	kN
Momento resultante	0	0	0	kNcm

Análisis de esfuerzos para vigas A36

Figura 4.18 Esfuerzos sobre arriostres A36 en la Sección 2 – 21 m Truss



$$9.57 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 64.4%

Incluyendo el factor de sobrecarga:

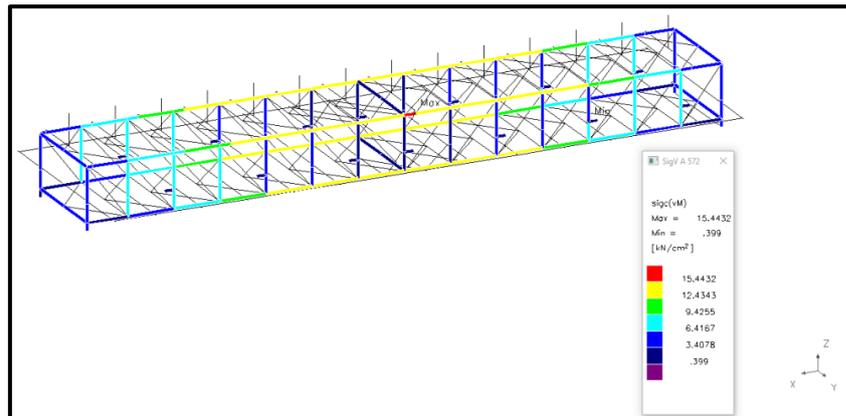
Esfuerzo máximo con factor de sobrecarga $\Omega = 2.0$. Verificación de arriostramientos.

$$6.2 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 41.7%

Análisis de esfuerzos para vigas A572 Gr.50

Figura 4.19 Esfuerzos sobre arriostrés A572 Gr.50 en la Sección 2 – 21 m Truss



$$15.44 \frac{kN}{cm^2} < 20.6 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 65%

Incluyendo el factor de sobrecarga:

$$15.3 \frac{kN}{cm^2} < 20.6 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

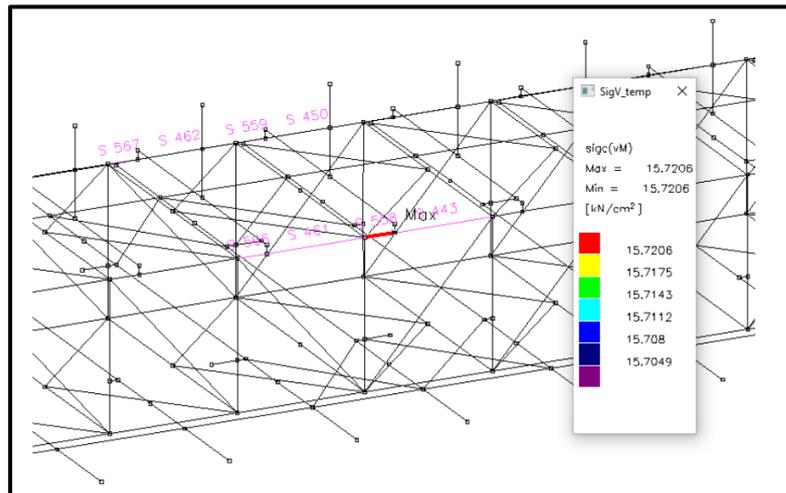
Utilización: 65%

Análisis de resistencia al pandeo

W8X31

Esfuerzo máximo con factor de sobrecarga de $\Omega = 2.0$

Figura 4.20 Viga principal longitudinal en la Sección 2 – 21 m Truss



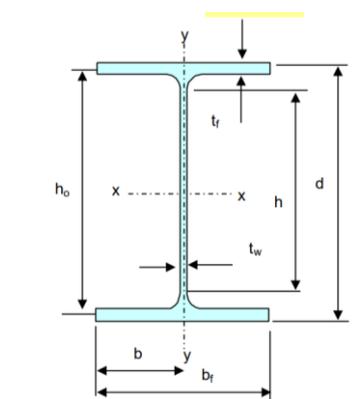
Datos de salida de simulador (para perfiles soldados)

Cargas combinadas

Datos de salida de simulador

$f_a =$		-13.00 kN/cm^2
$P_r =$	$A * f_a$	-768.4 kN/cm
$f_{bw} =$	M_{rx} / S_x	2.7 kN/cm^2
$M_{rx} =$		1231 kN/cm
$f_{bz} =$	M_{ry} / S_y	0.0 kN/cm^2
$M_{ry} =$		0.0 kN/cm
$f_v =$		1.00 kN/cm^2
$V_r =$	$A * f_v$	13.0 kN/cm

Sección transversal W8X31



$b_f =$	20.3 cm
$b =$	10.2 cm
$t_f =$	1.10 cm
$r =$	0.00 cm
$d =$	20.3 cm
$h =$	18.1 cm
$h_0 =$	19.2 cm
$t_w =$	0.72 cm
$A_f =$	46.1 cm^2
$A_w =$	13.0 cm^2
$A =$	59.1 cm^2

$I_x =$	4594 cm²	$I_y =$	1537 cm⁴
$S_x = W_w$	453 cm ³	$S_y = W_y =$	151 cm ³
$Z_x =$	488 cm ³	$Z_y =$	227 cm ³
$r_x = i_{x=}$	8.82 cm	$r_y = i_{y=}$	5.10 cm

$$C_w = \frac{I_y * h_0^2}{4} = 141650 \text{ cm}^6$$

$$J = \sum \frac{b * t^3}{3} = 20 \text{ cm}^4$$

Grado del acero ASTM A572 Grado 50

$E =$	29000 ksi	20000.0 kN/cm²
$G =$	11200 ksi	7720.0 kN/cm²
$F_u = \sigma_u$	65 ksi	44.9 kN/cm ²
$F_y = \sigma_y$	50 ksi	34.5 kN/cm ²

Longitudes sin esfuerzos

$K * L_{bx} = S_{kx}$	150 cm	$K * L_{by} = S_{ky}$	150 cm
Torsión	$L_{bz} = S_{kz}$	1035.0 cm	
$(K * L/r)_x = \lambda_x$	17	$(K * L/r)_y = \lambda_y$	29.4

$C_b = 1$ Supuesto conservador

Verificación:

Fuerza axial	$P_n = 1901.6 \text{ kN}$	
	$P_c = \frac{P_c}{\Omega_c} = 1138.7 \text{ kN}$	$\Omega_c = 1.67$
Flexión sobre X	$M_n = 7182 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 4300 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$
Flexión sobre Y	$M_n = 7798 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 4669 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$

Interacción: $\left| \frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{bcz}} \right| \leq 1.0$

0.14 + 0.29 + 0.02 = 0.45 ≤ 1.0 ... **OK**

G. Memoria de cálculo de la “Estación de transmisión intermedia”

Figura 4.21 Ubicación de la Estación de transmisión intermedia en la Faja Transportadora de Sacrificio

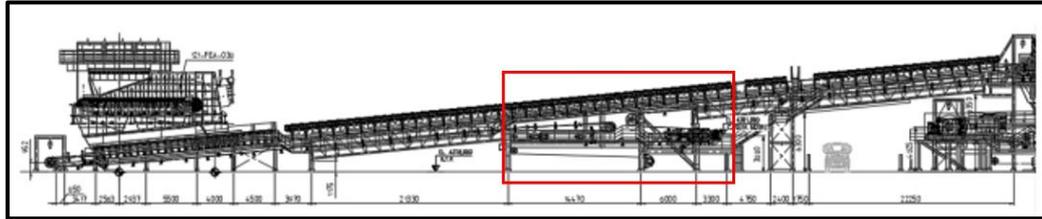
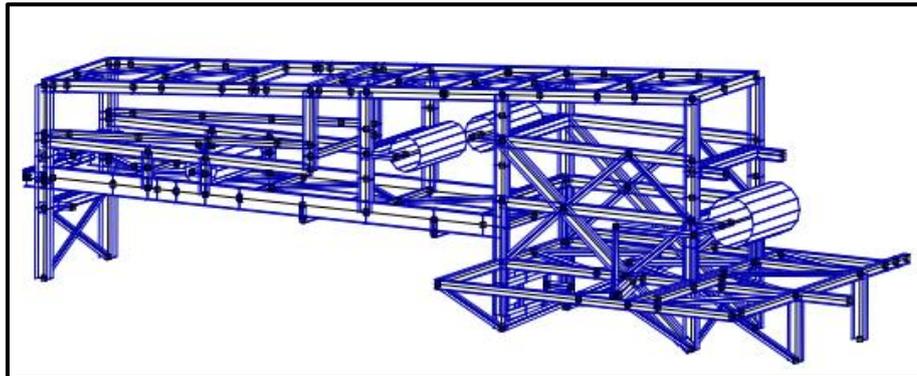
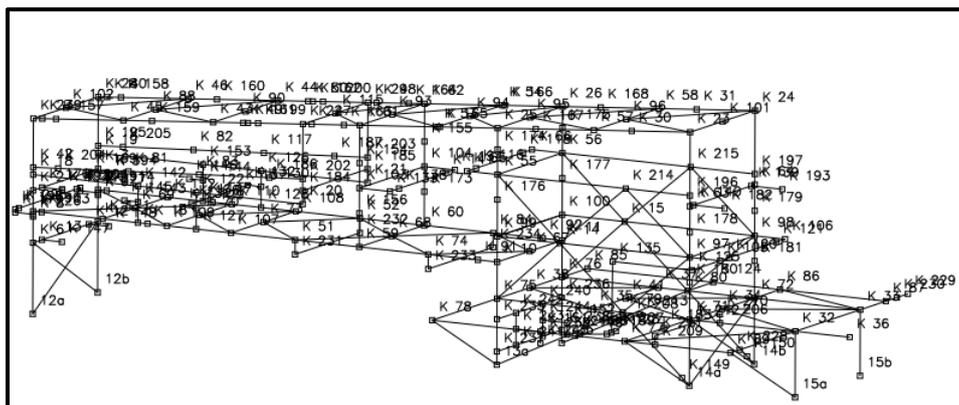


Figura 4.22 Vista general de la Estación de transmisión intermedia en la Faja Transportadora



Caso	Cantidad
Vigas	368
Nodos	247
Secciones transversales	254
Casos de carga	78
Casos masivos	18

Figura 4.23 Nodos de la Estación de transmisión intermedia



Sección transversal principales

DT 320X290X16X9

H	32	r	0	$I(x)$	114.63
b	29	$A(x)$	118.72	$I(y)$	23251.9
s	0.9	$A(y)$	77.333	$I(z)$	6505.483
t	1.9	$A(z)$	25.434	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

W14X68

H	35.56	r	0.0	$I(x)$	154.0
b	25.4	$A(x)$	129.03	$I(y)$	30052.0
s	1.05	$A(y)$	77.47	$I(z)$	5036.0
t	1.83	$A(z)$	33.436	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

W12X58

H	30.99	r	0.0	$I(x)$	107.0
b	25.4	$A(x)$	109.68	$I(y)$	19771.0
s	0.91	$A(y)$	69.003	$I(z)$	4454.0
t	1.63	$A(z)$	25.028	(C.G),(C,F)	(0,0,0),(0,0,0)

- h Peralte
- b Ancho del ala
- s Espesor del alma
- t Espesor del ala

Casos de cargas básicas

Figura 4.24 Carga muerta en la Estación de transmisión intermedia

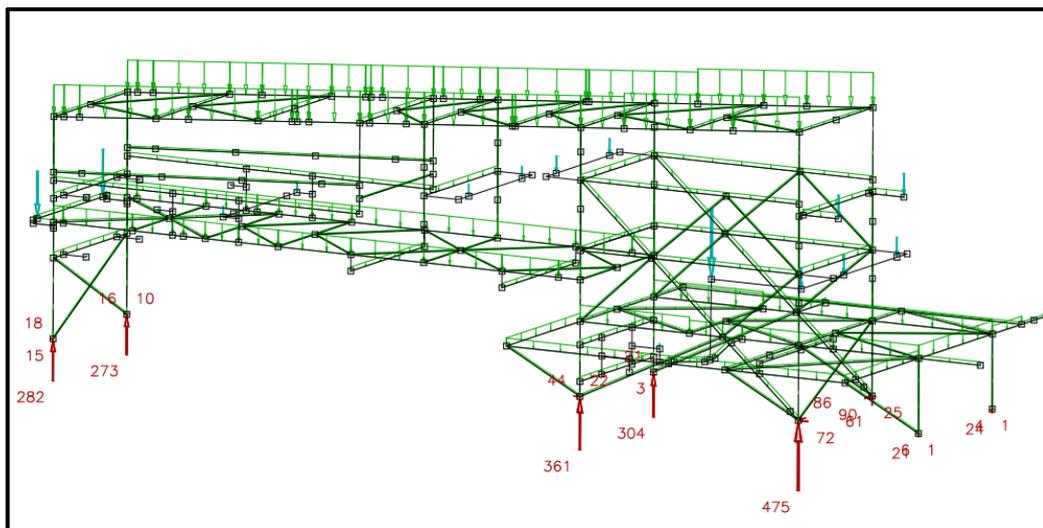


Tabla 4.11 Cargas básicas sobre la Estación de transmisión intermedia

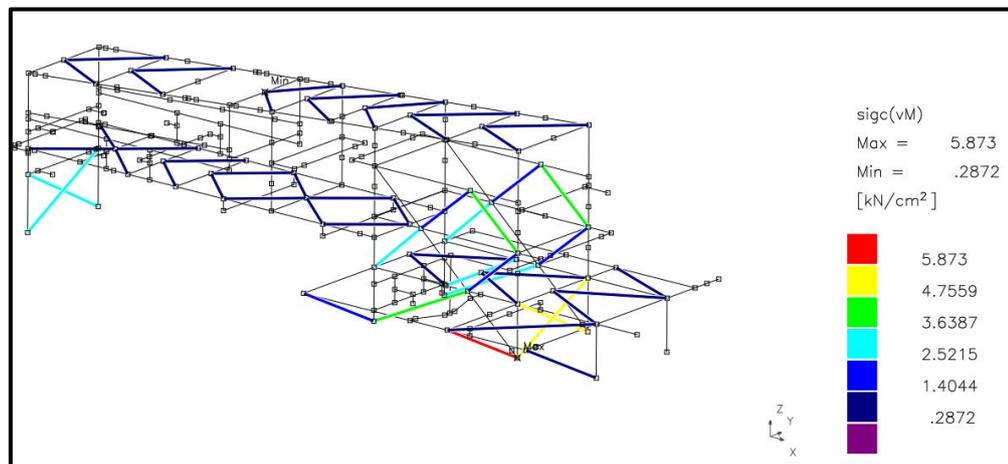
Descripción	X	Y	Z	
Carga muerta				
Cargas en los nodos	0	0	-852.12	kN
Carga distribuida	0	0	-924.4348	kN
Carga total	0	0	-1776.554	kN
Momento resultante	86007.285	2.1245E+6	0	kNcm
Carga viva				
Cargas en los nodos	0	0	-120.6	kN
Carga distribuida	0	0	-333.3414	kN
Carga total	0	0	-453.9414	kN
Momento resultante	22872.732	5.3427E+5	0	kNcm
Carga de material (operación normal)				
Cargas en los nodos	0	0	-199.2	kN
Carga distribuida	0	0	-254.6229	kN
Carga total	0	0	-453.822	kN
Momento resultante	.0124	3.956E+5	0	kNcm
Carga por material (exceso de operación)				
Cargas en los nodos	0	0	-338.7	kN
Carga total distribuida	0	0	-433.2697	kN
Carga total	0	0	-771.9697	kN
Momento resultante	0.021	6.7298E+5	0	kNcm
Carga de incrustación				
Cargas en los nodos	0	0	-50.7	kN
Carga distribuida	0	0	-42.325	kN
Carga total	0	0	-93.025	kN
Momento resultante	752.711	85030.805	0	kNcm
Carga por tensión de banda				
Cargas en los nodos	169.1	0	11.2	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	169.1	0	11.2	kN
Momento resultante	0	53791.66	0	kNcm
Carga por viento en X				
Cargas en los nodos	86.3	0	6	kN
Carga distribuida	148.7472	0	0	kN
Carga total	235.0472	0	6	kN
Momento resultante	-0.0005	78387.411	1317.459	kNcm
Carga por viento en Y				
Cargas en los nodos	0	70.5	0	kN
Carga distribuida	0	212.948	0	kN
Carga total	0	283.448	0	kN
Momento resultante	-1.2345E+5	0	2.9332E+5	kNcm
Carga por nieve				
Cargas en los nodos	0	0	-41.4	kN
Carga distribuida	0	0	-73.3994	kN
Carga total	0	0	-114.7994	kN
Momento resultante	2275.043	1.2259E+5	0	kNcm
Carga sísmica en X				

Cargas en los nodos	301.4295	0	24.0	kN
Carga distribuida	294.76446	0	0	kN
Carga total	596.19396	0	24.0	kN
Momento resultante	-0.0014	2.1997E+5	21501.831	kNcm
Carga sísmica en Y				
Cargas en los nodos	0	259.959	0	kN
Carga distribuida	0	294.76446	0	kN
Carga total	0	554.7234	0	kN
Momento resultante	-2.5697E+5	0	6.2809E+5	kNcm
Carga sísmica en Z				
Cargas en los nodos	0	0	189.2207	kN
Carga distribuida	0	0	215.7675	kN
Carga total	0	0	404.9883	kN
Momento resultante	-15739.335	-4.5903E+5	0	kNcm
Carga por temperatura				
Cargas en los nodos	0	0	0	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	0	kN
Momento resultante	0	0	0	kNcm

Análisis de esfuerzos para vigas A36

Esfuerzos máximos con factor de sobretensión $\Omega = 2$. Verificación de los arriostramientos en V.

Figura 4.25 Esfuerzos máximos sobre arriostrés A36

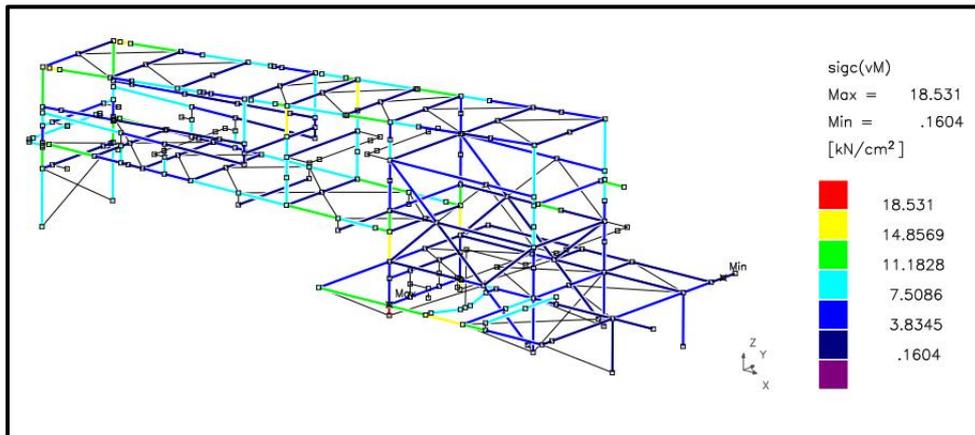


$$5.87 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 39.5 %

Análisis de esfuerzos para vigas A572 Gr.50

Figura 4.26 Esfuerzos máximos sobre arriostres A572 Gr.50

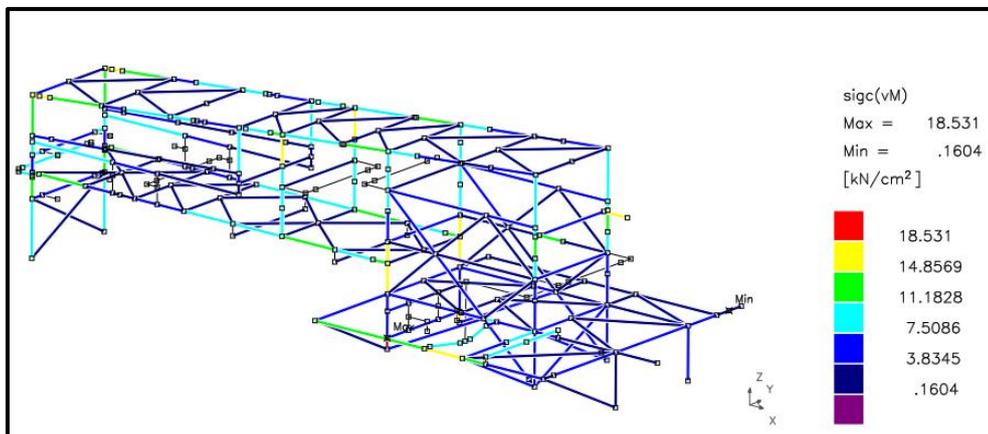


$$18.53 \frac{kN}{cm^2} < 20.65 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 89.7 %

Tensiones máximas con factor de sobrecarga $\Omega = 3$. Verificación de marcos de esquina.

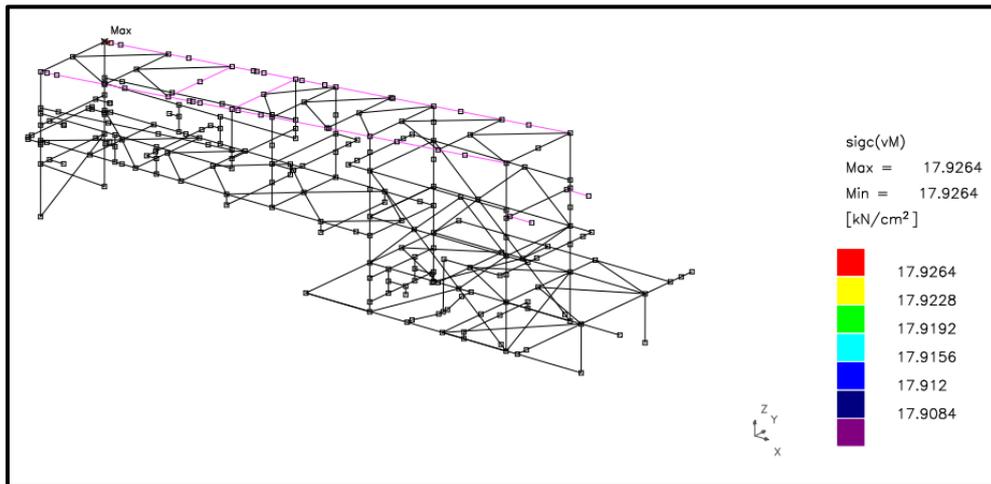
Figura 4.27 Tensiones máximas con factor de sobrecarga $\Omega = 3.0$



Análisis de resistencia al pandeo

DT 320X290X16X9 (viga longitudinal principal)

Figura 4.28 Análisis de pandeo en la viga longitudinal principal



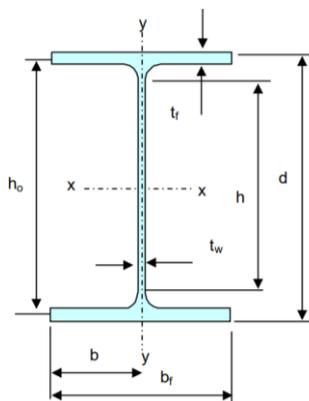
Datos de salida de simulador (para perfiles soldados)

Cargas combinadas

Datos de salida de simulador

$f_a =$		2.1 kN/cm²
$P_r =$	$A * f_a$	249.3 kN/cm
$f_{bw} =$	M_{rx} / S_x	15.70 kN/cm²
$M_{rx} =$		22816 kN/cm
$f_{bz} =$	M_{ry} / S_y	0.30 kN/cm²
$M_{ry} =$		135 kN/cm
$f_v =$		5.10 kN/cm²
$V_r =$	$A * f_v$	132.2 kN/cm

Sección transversal DT 320X290X16X9



$b_r =$	29 cm
$b =$	14.5 cm
$t_r =$	1.6 cm
$d =$	32 cm
$h =$	28.8 cm
$h_0 =$	30.4 cm
$t_w =$	0.9 cm
$A_f =$	92.8 cm ²
$A_w =$	25.9 cm ²
$A =$	118.7 cm²

$I_x =$	23252 cm²	$I_y =$	6505 cm⁴
$S_x = W_w$	1453 cm ³	$S_y = W_y =$	449 cm ³
$Z_x =$	1597 cm ³	$Z_y =$	673 cm ³
$r_x = i_x =$	13.99 cm	$r_y = i_y =$	7.40 cm

$$C_w = \frac{I_y * h_0^2}{4} = 1503027 \text{ cm}^6$$

$$J = \sum \frac{b * t^3}{3} = 86 \text{ cm}^4$$

Grado del acero ASTM A572 Grado 50

$E =$	29000 ksi	20000.0 kN/cm²
$G =$	11200 ksi	7720.0 kN/cm²
$F_u = \sigma_u$	65 ksi	44.9 kN/cm ²
$F_y = \sigma_y$	50 ksi	34.5 kN/cm ²

Longitudes sin esfuerzos

$K * L_{bx} = S_{kx}$	400 cm	$K * L_{by} = S_{ky}$	400 cm
Torsión	$L_{bz} = S_{kz}$	400 cm	
$(K * L/r)_x = \lambda_x$	28.6	$(K * L/r)_y = \lambda_y$	54.0

$C_b = 1$ Supuesto conservador

Verificación:

Fuerza axial	$P_n = 3308.1 \text{ kN}$	
	$P_c = \frac{P_c}{\Omega_c} = 1980.9 \text{ kN}$	$\Omega_c = 1.67$
Flexión sobre X	$M_n = 52591 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 3149.1 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$
Flexión sobre Y	$M_n = 23212 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_c}{\Omega_c} = 13899 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$

Interacción: $\left| \frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{bcz}} \right| \leq 1.0$

0.13 + 0.72 + 0.01 = 0.86 ≤ 1.0 ... **OK**

Verificación de esfuerzo cortante:

$$\frac{h}{t_w} = 32 \leq 1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 59.2 \dots \text{OK}$$

$$t/t_w < 260 \rightarrow C_v = 1 \wedge k_v = 5$$

$$\text{Para } 1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} < \frac{h}{t_w} \leq 1.37 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 73.8$$

$$C_v = \frac{1.10 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}}}{\frac{h}{t_w}} = 1.85$$

$$\text{Para } \frac{h}{t_w} > 1.37 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}} = 73.8$$

$$C_v = \frac{1.51 \sqrt{k_y \frac{E}{F_y}}}{\left(\frac{h}{t_w}\right)^2 F_y} = 4.3$$

$$C_v = 1.0$$

$$V_n = 0.6x F_y x A_w x C_v = 537 \text{ kN}$$

$$\Omega_V = 1.67$$

$$V_n / \Omega_V = 321 \text{ kN}$$

$$V_f = 132.2 \text{ kN}$$

Utilización: 41%

H. Memoria de cálculo de la “Estructura elevada”

Figura 4.29 Ubicación de la Estructura elevada en la Faja Transportadora de Sacrificio

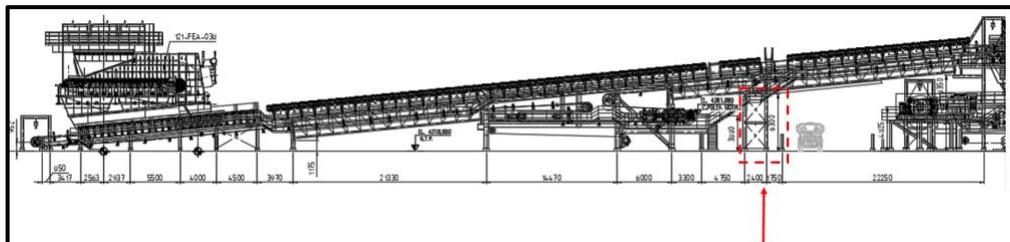
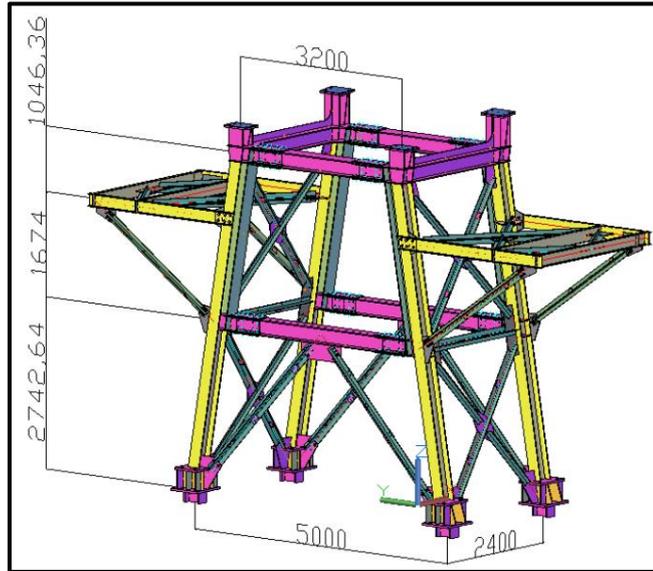
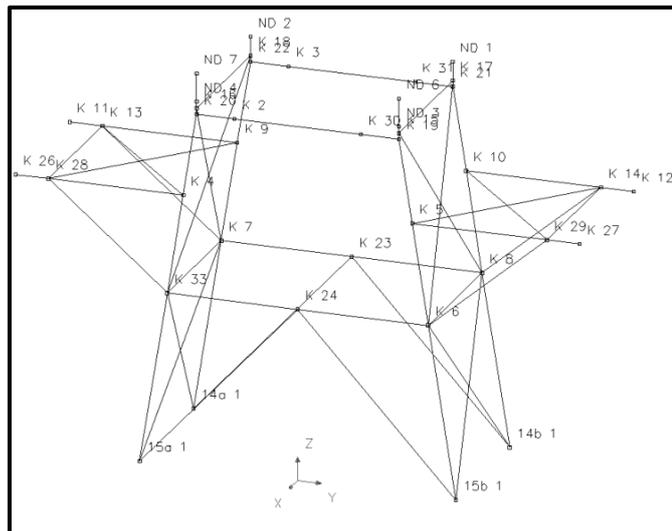


Figura 4.30 Vista general de la Estructura elevada



Caso	Cantidad
Vigas	66
Nodos	40
Secciones transversales	9
Casos de carga	58
Casos masivos	9

Figura 4.31 Nodos de la Estructura elevada



Sección transversal principales

W10X45

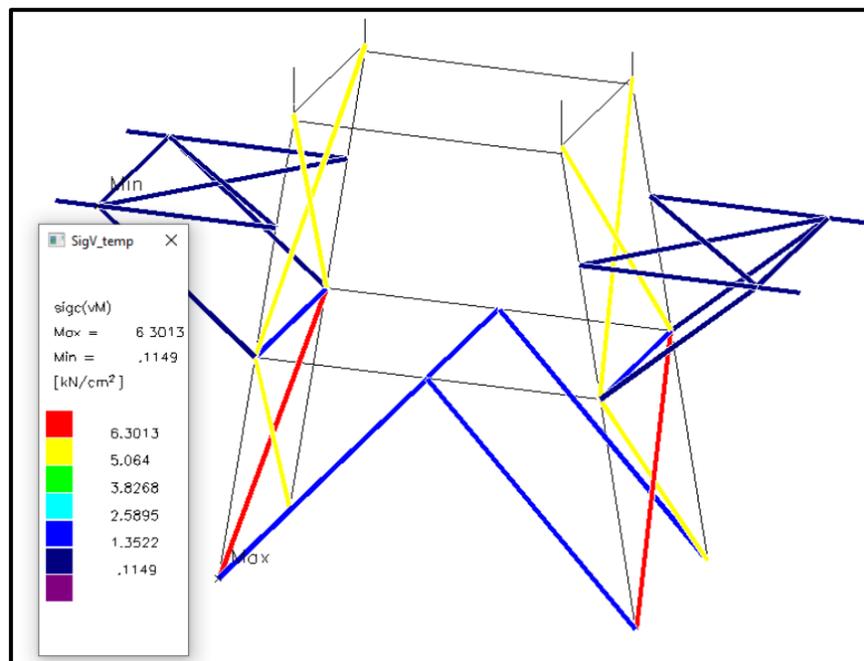
Descripción	X	Y	Z	
Carga muerta				
Cargas en los nodos	0	0	-328	kN
Carga distribuida	0	0	-64.661	kN
Carga total	0	0	-392.661	kN
Momento resultante	0	-34818.157	0	kNcm
Carga viva				
Cargas en los nodos	0	0	-111	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	-111	kN
Momento resultante	-7102.797	-9600	0	kNcm
Carga de material (operación normal)				
Cargas en los nodos	0	0	-199.5	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	-199.5	kN
Momento resultante	0	-15960	0	kNcm
Carga por material (exceso de operación)				
Cargas en los nodos	0	0	-360	kN
Carga total distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	0	kN
Momento resultante	0	-28800	0	kNcm
Carga de incrustación				
Cargas en los nodos	0	0	-68.8	kN
Carga distribuida	0	0	-5.0057	kN
Carga total	0	0	-73.8057	kN
Momento resultante	0	-3571.404	0	kNcm
Carga por viento en X				
Cargas en los nodos	172	0	0	kN
Carga distribuida	25.2146	0	0	kN
Carga total	197.2146	0	0	kN
Momento resultante	0	114926.72	0	kNcm
Carga por viento en Y				
Cargas en los nodos	0	100	0	kN
Carga distribuida	0	13.2164	0	kN
Carga total	0	113.2164	0	kN
Momento resultante	-83236.679	0	-13580.92	kNcm
Carga sísmica en X				
Cargas en los nodos	271.4	0	0	kN
Carga distribuida	19.398	0	0	kN
Carga total	290.798	0	0	kN
Momento resultante	0	1.7483E+5	0	kNcm
Carga sísmica en Y				
Cargas en los nodos	0	171.4	0	kN
Carga distribuida	0	19.398	0	kN
Carga total	0	190.798	0	kN
Momento resultante	-1.4344E+5	0	-22877.44	kNcm
Carga sísmica en Z				

Cargas en los nodos	0	0	-82.447	kN
Carga distribuida	0	0	14.1995	kN
Carga total	0	0	-68.2476	kN
Momento resultante	0	-5035.148	0	kNcm
Carga por temperatura				
Cargas en los nodos	0	0	0	kN
Carga distribuida	0	0	0	kN
Carga total	0	0	0	kN
Momento resultante	0	0	0	kNcm

Análisis de esfuerzos para vigas A36

Tensión máxima con factor de sobretensión $\Omega = 3.0$ en dirección y / $\Omega = 2.0$ en dirección x.

Figura 4.33 Análisis de esfuerzos de las vigas A36



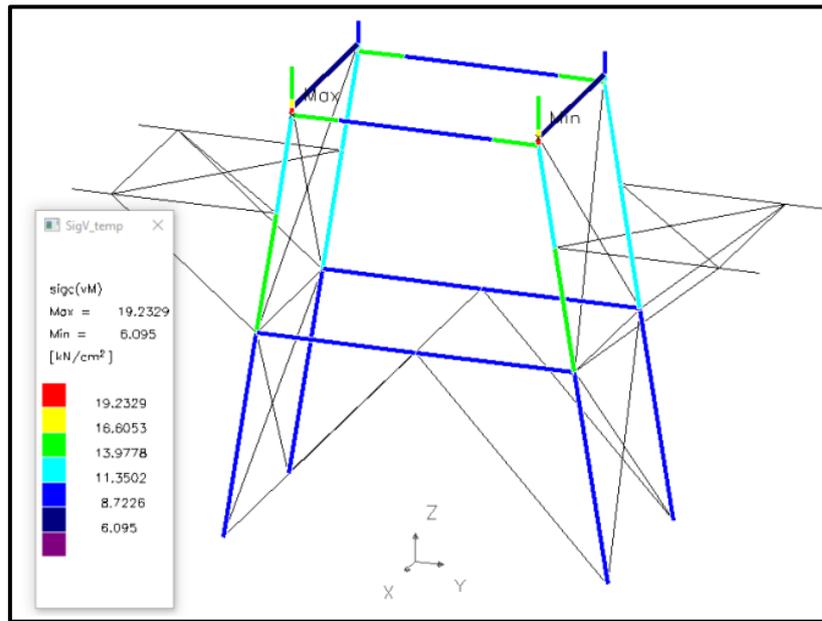
$$6.3 \frac{kN}{cm^2} < 14.85 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 42.4 %

Análisis de esfuerzos para vigas A572 Gr.50

Tensión máxima con factor de sobretensión $\Omega = 3.0$ en dirección y / $\Omega = 2.0$ en dirección x.

Figura 4.34 Análisis de esfuerzos de las vigas A572 Gr.50



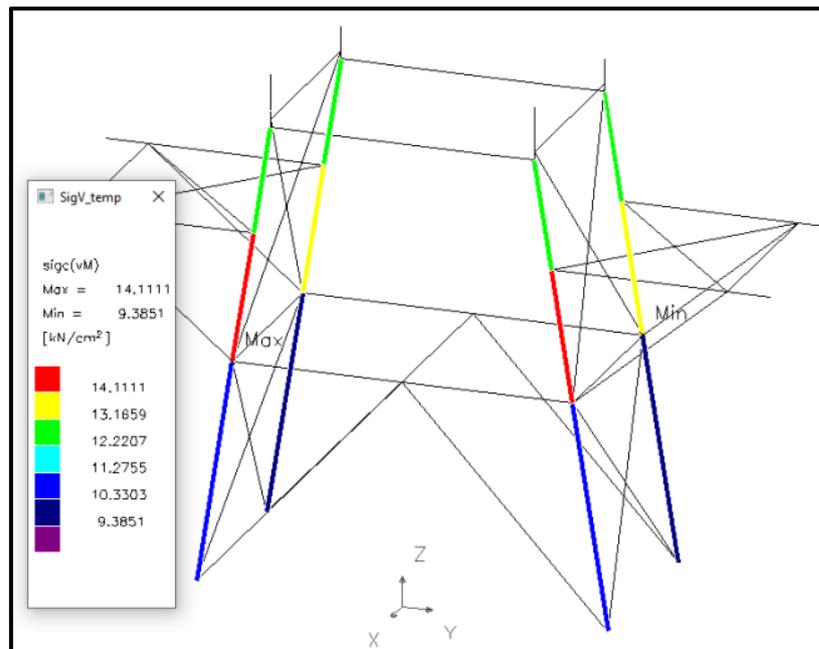
$$19.2 \frac{kN}{cm^2} < 20.6 \frac{kN}{cm^2}; \Omega = 1.67$$

Utilización: 93.2 %

Análisis de resistencia al pandeo

W10X45 (columnas)

Figura 4.35 Análisis de pandeo de la Estructura elevada



Tensión máxima con factor de sobretensión $\Omega = 2.0$ en dirección y.
 Verificación de la construcción del bastidor sin refuerzos.

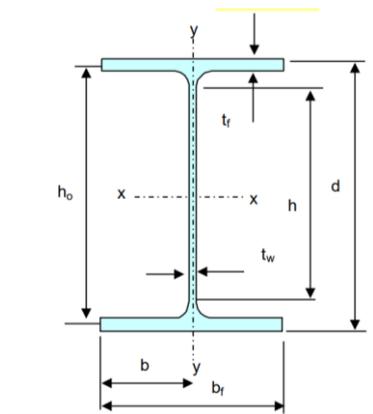
Datos de salida de simulador (para perfiles soldados)

Cargas combinadas

Datos de salida de simulador

$f_a =$		-4.22 kN/cm²
$P_r =$	$A * f_a$	-362.1 kN/cm
$f_{bw} =$	M_{rx} / S_x	11.5 kN/cm²
$M_{rx} =$		9271 kN/cm
$f_{bz} =$	M_{ry} / S_y	1 kN/cm²
$M_{ry} =$		218 kN/cm
$f_v =$		1 kN/cm²
$V_r =$	$A * f_v$	17.3 kN/cm

Sección transversal W10X45



$b_r =$	20.4 cm
$b =$	10.2 cm
$t_r =$	1.57 cm
$r =$	1.58 cm
$d =$	25.7 cm
$h =$	19.4 cm
$h_0 =$	24.1 cm
$t_w =$	0.89 cm
$A_f =$	68.5 cm²
$A_w =$	17.3 cm²
$A =$	65.8 cm²

$I_x =$	10323 cm²	$I_y =$	2223 cm⁴
$S_x = W_w$	803 cm³	$S_y = W_y =$	218 cm³
$Z_x =$	886 cm³	$Z_y =$	327 cm³
$r_x = i_x =$	10.97 cm	$r_y = i_y =$	5.09 cm

$$C_w = \frac{I_y * h_0^2}{4} = 323589 \text{ cm}^6$$

$$J = \sum \frac{b * t^3}{3} = 57 \text{ cm}^4$$

Grado del acero ASTM A572 Grado 50

$E =$	29000 ksi	20000.0 kN/cm ²
$G =$	11200 ksi	7720.0 kN/cm ²
$F_u = \sigma_u$	65 ksi	44.9 kN/cm ²
$F_y = \sigma_y$	50 ksi	34.5 kN/cm ²

Longitudes sin esfuerzos

$K * L_{bx} = S_{kx}$	570 cm	$K * L_{by} = S_{ky}$	300 cm
Torsión	$L_{bz} = S_{kz}$	300 cm	
$(K * L/r)_x = \lambda_x$	52	$(K * L/r)_y = \lambda_y$	58.9

$C_b = 1$ Supuesto conservador

Verificación:

Fuerza axial	$P_n = 2296.1 \text{ kN}$	
	$P_c = \frac{P_n}{\Omega_c} = 1374.9 \text{ kN}$	$\Omega_c = 1.67$
Flexión sobre X	$M_n = 28944 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_n}{\Omega_c} = 17332 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$
Flexión sobre Y	$M_n = 11271 \text{ kNcm}$	
	$M_c = \frac{M_n}{\Omega_c} = 6749 \text{ kN}$	$\Omega_b = 1.67$

$$\text{Interacción: } \left| \frac{f_{ra}}{F_{ca}} + \frac{f_{rbw}}{F_{cbw}} + \frac{f_{rbz}}{F_{bcz}} \right| \leq 1.0$$

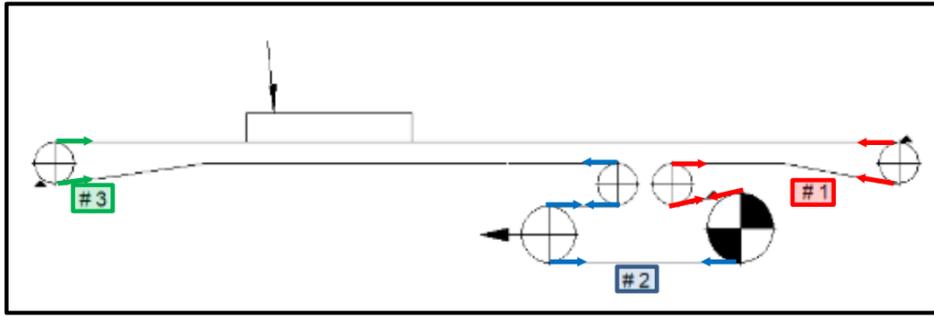
$$0.26 + 0.53 + 0.03 = 0.83 \leq 1.0 \dots \text{OK}$$

4.6.2 Análisis de tensiones de la banda

A. Data principal

Ancho de la banda	2600 mm
Velocidad de banda	3.25 m/s
Flujo másico	13200 t/h
Coefficiente de fricción (DIN 22101)	0.018
Coefficiente de fricción banda/polea	0.35

Figura 4.36 Esquema de la Faja Transportadora de Sacrificio

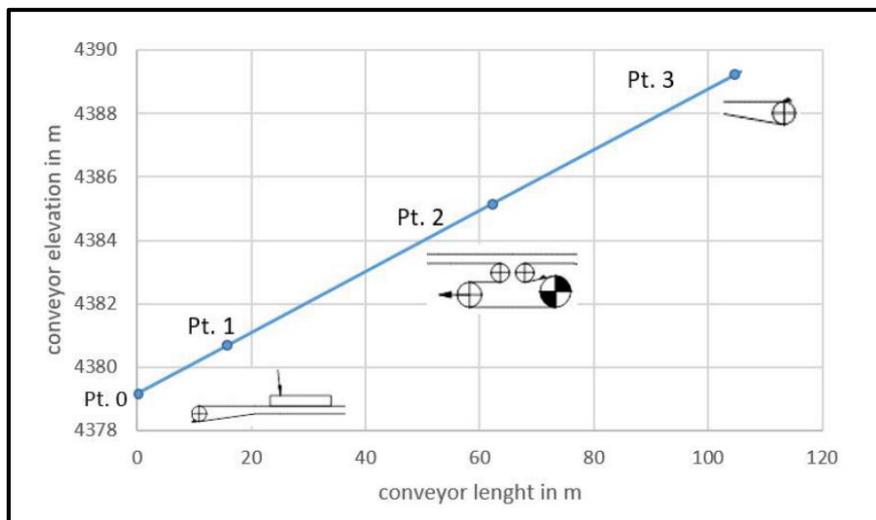


Geometría de la Faja

Tabla 4.13 Geometría de la Faja Transportadora de Sacrificio

N°	X (m)	Y (m)	Largo (m)	Inclin.	Unidad
Pt.0	0.0	4379	16.60	5.5°	Polea de cola
Pt.1	16.5	4381	46.56	5.5°	Sección de carga
Pt.2	62.9	4385	42.99	5.5°	Accionamiento y retorno
Pt.3	105.6	4389		5.5°	Polea de descarga

Figura 4.37 Geometría lineal de la Faja Transportadora de Sacrificio



Banda

Banda	Cinta 2600 mm EP 1250/4 20/10
Espesor	38 mm
Peso por metro lineal	108 kg/m
Módulo de elasticidad	13300 N/m

Unidad motriz

Tipo de unidad motriz	Motor asíncrono con VFD
Ratio de transmisión	35.5
Momento de inercia	2 kgm^2
Diámetro de polea motriz	1250 mm (sin revestimiento)
Potencia de motor	630 kW / 845 HP
Velocidad nominal de motor	1800 RPM
Momento de inercia	15 kgm^2
Factor de arranque máx.	1.09
Momento de inercia de acoples	15 kgm^2

Rodillos

Distancia entre rodillos de carga	1500 mm
Distancia entre rodillos de retorno	3000 mm
Diámetro de rodillos de carga	178 mm
Diámetro de rodillos de retorno	178 mm
Momento de inercia de rodillos de carga	0.623 kgm^2
Momento de inercia de rodillos de retorno	0.570 kgm^2

Poleas

Tabla 4.14 Tensión máxima sobre polea

Polea	Dia. (mm)	Largo (mm)	J (kg/m ²)	Angulo de contacto	Tensión máx.
Polea de cola (1)	1000	2850	1000	180	395.3
Polea de cabeza (2)	1250	2850	1200	180	580.9
Polea curva RB2 (1)	1250	2850	1200	172	579.5
Polea motriz RB2 (2)	1250	2850	1200	177	417.0
Polea tensora RB2 (3)	1000	2850	1000	180	430.8
Polea curva RB2 (4)	1000	2850	1000	175	426.5

Estación de recogida

Ubicación	RB2 (3)
Tipo	Winch take up
Fuerza tensora en vacío	377.3 kN
Distancia	0.602 m

B. Arranque

Tabla 4.15 Tiempo y aceleración en arranque

Carga	Run-up time (s)	Aceleración (m/s ²)
Todas las secciones cargadas	20	0.17
Todas las secciones vacías	20	0.17
Secciones ascendentes cargadas	20	0.17

Secciones descendentes cargadas	20	0.17
--	----	------

C. Frenado

Tabla 4.16 Tiempo y aceleración en frenado

Carga	Braking time (s)	Aceleración (m/s²)
Todas las secciones cargadas	3.58	-1
Todas las secciones vacías	3.94	-0.95
Secciones ascendentes cargadas	3.98	-1
Secciones descendentes cargadas	3.94	-0.95

D. Tensiones en la correa – estado estacionario

#1	Todas las secciones cargadas
#2	Todas las secciones cargadas (min. Resistencia)
#3	Todas las secciones vacías
#4	Secciones ascendentes cargadas
#5	Secciones descendentes cargadas

Tabla 4.17 Tensiones sobre poleas en estado estacionario

Punto de ubicación	#1 (kN)	#2 (kN)	#3 (kN)	#4 (kN)	#5 (kN)
Polea de cola (1) -	132.802	146.915	189.904	132.802	190.539
CB 1	134.970	146.822	192.072	134.970	192.446
CB 1	152.811	148.822	192.072	152.811	192.446
CB 2	216.390	208.784	198.155	216.390	197.794
Polea de cabeza	275.099	264.153	203.771	275.099	202.733
Polea de cabeza - (1)	277.699	265.713	206.371	277.699	204.293
Polea de cabeza (1) -	279.873	267.797	208.011	279.873	205.917
RB 2 - (1)	276.134	263.821	204.273	276.134	201.942
RB 2 (1) -	278.293	265.888	205.495	278.293	203.546
RB 2 - (2)	280.893	267.448	208.495	280.893	205.106
RB 2 (2) - (3)	132.098	147.238	187.827	132.098	189.813
RB 2 (3) - (4)	133.295	148.558	189.478	133.295	191.480
RB 2 (4) -	134.501	149.888	191.141	134.501	193.160
RB 1	130.452	145.583	187.093	130.452	188.855
Polea de cabeza	129.009	144.048	185.649	129.009	187.320
Polea de cabeza - (1)	131.609	145.608	188.249	131.609	188.880

E. Tensiones en la banda – arranque

Tabla 4.18 Tensiones en la correa en el arranque

Punto de ubicación	#1 (kN)	#3 (kN)	#4 (kN)	#5 (kN)
Polea de cola (1) -	124.878	188.798	124.878	177.623
CB 1	127.499	191.419	127.499	180.243
CB 1	145.340	191.419	145.340	198.084
CB 2	218.722	198.769	218.722	205.084
Polea de cabeza	286.483	205.556	289.483	212.221
Polea de cabeza - (1)	289.083	208.156	289.083	214.821
Polea de cabeza (1) -	291.863	210.331	291.863	217.046

RB 2 - (1)	289.085	207.552	289.085	214.268
RB 2 (1) -	291.861	209.720	291.861	216.486
RB 2 - (2)	294.461	212.320	294.461	219.086
RB 2 (2) - (3)	120.972	183.355	120.972	172.448
RB 2 (3) - (4)	122.757	185.649	122.757	174.653
RB 2 (4) -	124.557	187.960	124.557	176.875
RB 1	121.548	184.951	121.548	173.866
Polea de cabeza	120.475	183.878	120.475	172.794
Polea de cabeza - (1)	123.075	186.478	123.075	175.394

F. Tensiones en la banda – frenado

Tabla 4.19 Tensiones en la correa en el frenado

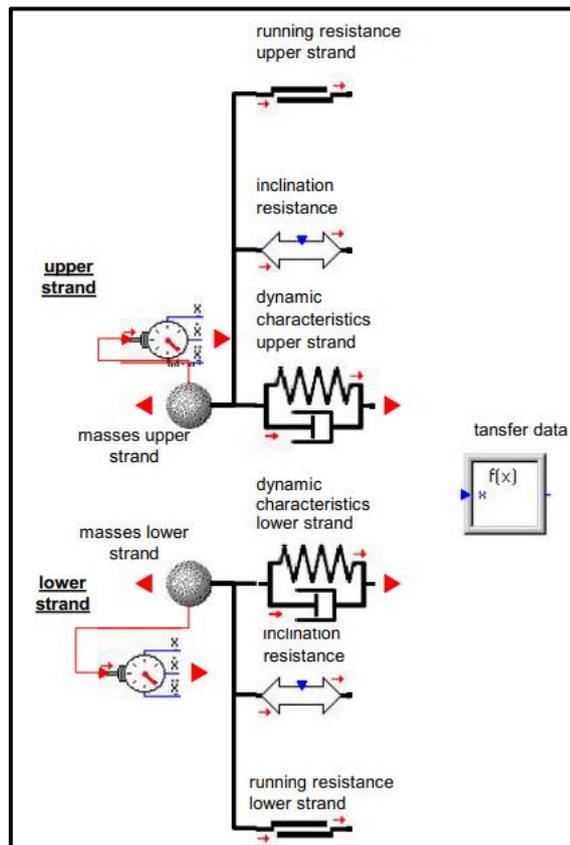
Punto de ubicación	#2 (kN)	#3 (kN)	#4 (kN)	#5 (kN)
Polea de cola (1) -	193.758	196.617	193.758	196.617
CB 1	192.984	195.980	192.984	195.980
CB 1	192.984	195.980	192.984	195.980
CB 2	194.812	194.193	194.812	194.193
Polea de cabeza	196.500	192.543	196.500	192.543
Polea de cabeza - (1)	196.500	192.543	196.500	192.543
Polea de cabeza (1) -	194.973	191.144	194.973	191.144
RB 2 - (1)	185.305	181.765	185.305	181.765
RB 2 (1) -	183.692	180.283	183.692	180.283
RB 2 - (2)	183.692	180.283	183.692	180.283
RB 2 (2) - (3)	214.610	216.377	214.610	216.377
RB 2 (3) - (4)	212.450	214.436	212.450	214.436
RB 2 (4) -	210.272	212.479	210.272	212.479
RB 1	199.802	202.323	199.802	202.323
Polea de cabeza	196.069	198.702	196.069	198.702
Polea de cabeza - (1)	196.069	198.702	196.069	198.702

G. Análisis dinámico de la Faja

Se usó el programa de cálculo SIMULATIONX para los cálculos dinámicos de la faja. El cálculo está basado en la norma DIN 22101 y también tiene en cuenta los resultados de las tesis doctorales y publicaciones internacionales.

Como método general, la faja analizada se considera un sistema electromecánico. El cálculo y análisis de su comportamiento dinámico se basa en el principio de d'Alembert. Siguiendo este principio, las cintas de transporte y retorno se subdividen en secciones de igual longitud.

Figura 4.38 Estructura de la sección de la cinta



Las masas de estas secciones se reducen a puntos de carga, cada uno consiste en el peso de:

- La cinta
- El material transportado
- El peso concentrado de las partes giratorias de los rodillos

Todas las masas de cada sección se integran en los respectivos puntos de carga, que se aplican a las cintas de transporte y retorno. La interacción de estos puntos de carga se consigue mediante elementos Kelvin-Voigt. El soporte elástico entre los rodillos y la cinta se modela como una carga móvil. Estos puntos de carga se combinan con la característica dinámica de la faja en cada sección (efecto de amortiguador y resorte).

Los puntos de fricción caracterizan la resistencia a la marcha, que se calcula según la norma DIN 22101, mientras que la resistencia de la

inclinación (gravedad) se tiene en cuenta como carga adicional. Ambos se combinan con la carga puntual (concentrada) de cada sección respectiva.

Los efectos de amortiguación y de resorte que se producen para la faja cargada y vacía en cada caso de carga particular se calculan utilizando el módulo de elasticidad y la frecuencia natural de las cintas de retorno y cargado de la faja. La inercia de las poleas de la cabeza y la cola se redujo a nodos giratorios. El par de accionamiento influye en estos nodos. El motor se representa mediante un modelo electrodinámico.

El modelo del convertidor de frecuencia (VFD), aplicado a la puesta en marcha del transportador, se deriva del software de simulación. El tiempo de arranque es de 20 segundos.

Para la rampa de bajada de la faja, el motor estará sin corriente. El freno mecánico se aplica a la faja con un par constante de 2000 Nm.

La estación de la tensión de la cinta se simula como una estación de tipo huinche, instalada en la estación motriz de la faja

H. Modelo dinámico de la Faja

La Figura 4.39 presenta el modelo del transportador. La estación motriz está situada en la cinta de retorno (un accionamiento). Esta estación de accionamiento incluye la polea motriz, la polea tensora y las dos poleas de flexión.

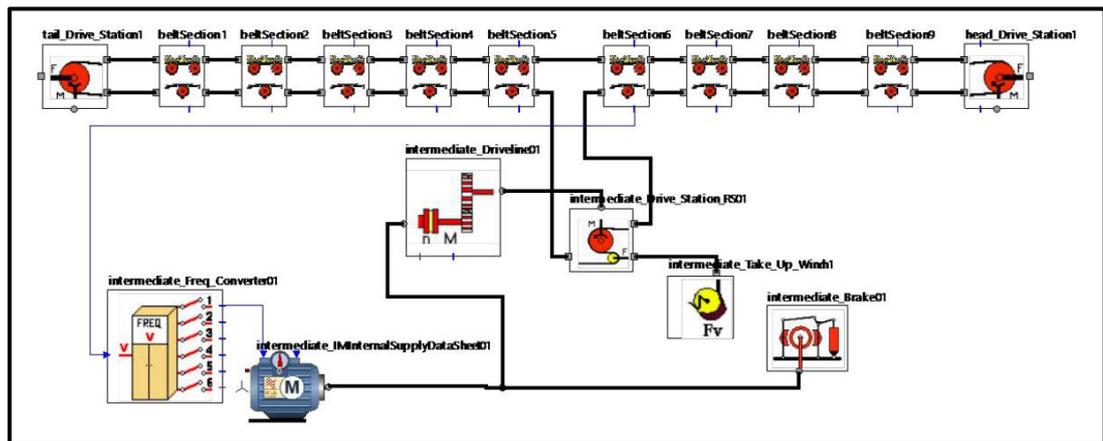
La polea motriz está conectada a la línea de transmisión para transferir el par.

El convertidor de frecuencia (VFD) proporciona el control de arranque.

El freno mecánico se aplica a la cinta con un par constante.

La estación de la tensión de la cinta se simula como una estación de tipo huinche, instalada como parte de la estación motriz.

Figura 4.39 Modelo dinámico de la Faja



Descripción del cálculo dinámico

El cálculo dinámico comienza con la tensión de la cinta. La Figura 4.40 comienza en $t = 25$ segundos después del inicio de la simulación, cuando las oscilaciones derivadas de la aplicación de la pretensión de la cinta han disminuido. La rampa de subida de la cinta procede después de 100 segundos. El tiempo de arranque es de 20 segundos. El transportador trabaja con una carga constante después de la fase de arranque. Para la parada del transportador, los accionamientos se desenergizan y los frenos mecánicos se aplican. En esta simulación, el procedimiento de la rampa de frenado comienza con un tiempo de simulación de 450 segundos. Este cálculo se realiza con los siguientes casos de carga:

- faja cargada con capacidad de diseño
- arranque abortado con la faja cargada con capacidad de diseño

Faja cargada con capacidad de diseño

Figura 4.40 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño

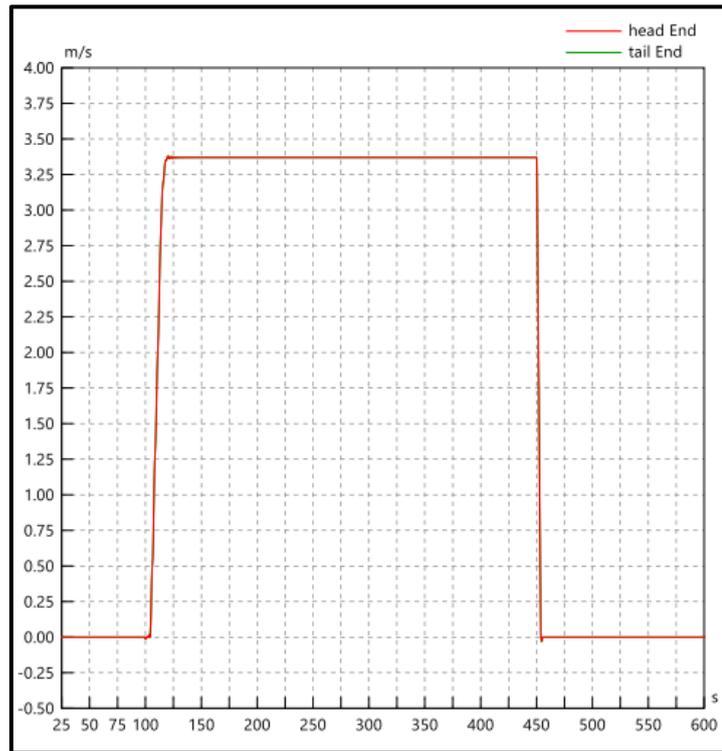


Figura 4.41 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño - velocidad detallada

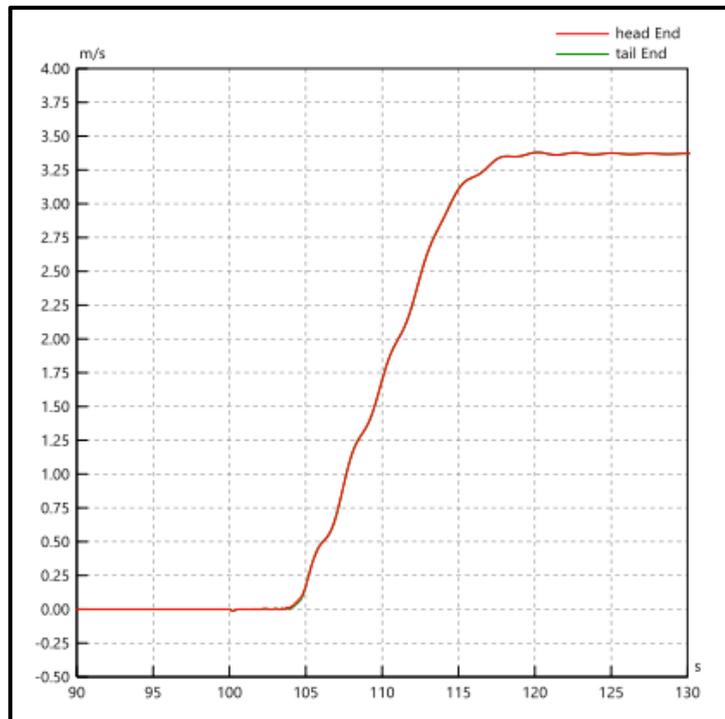


Figura 4.42 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño - parada detallada

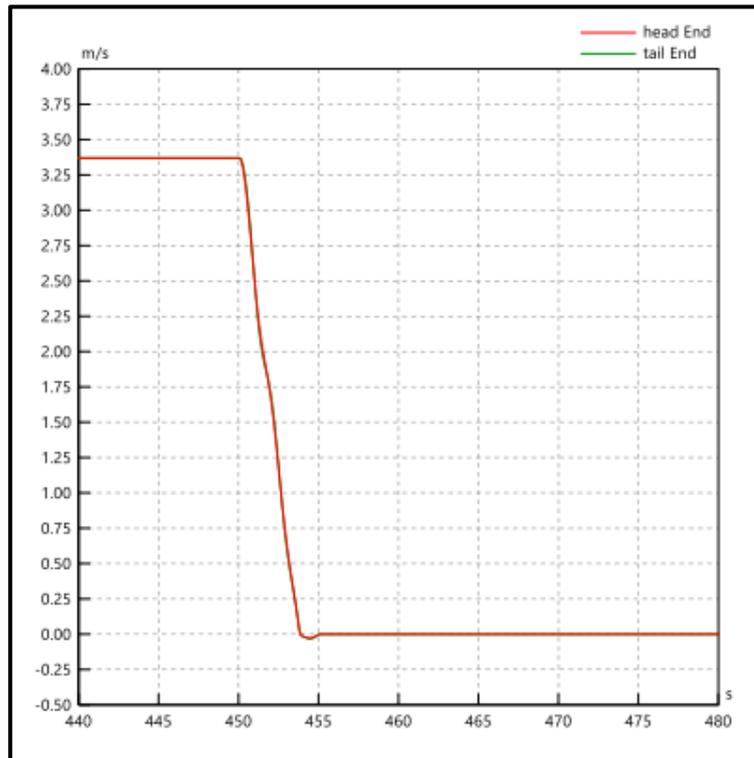
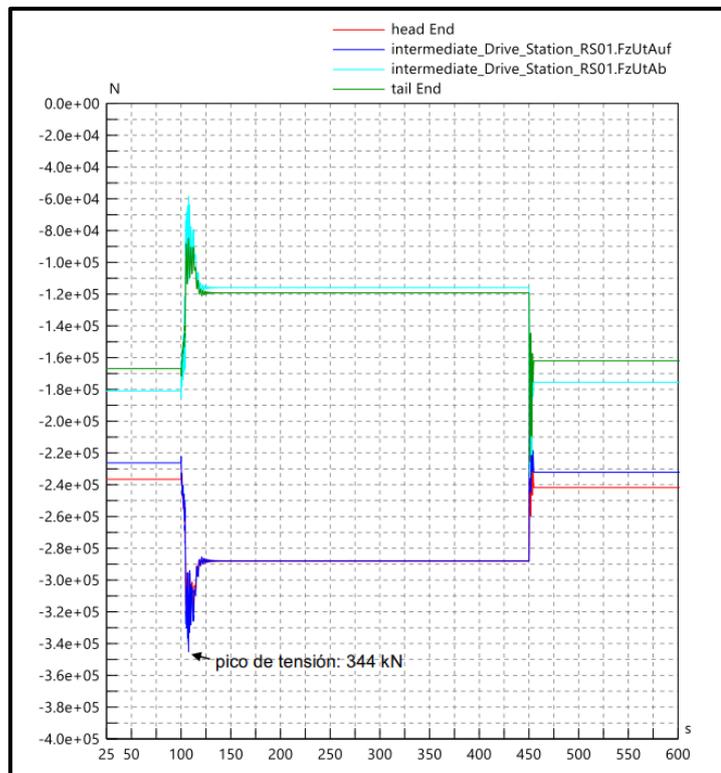


Figura 4.43 Tensiones de la cinta con capacidad de diseño



La simulación de la faja no muestra ninguna oscilación crítica. El pico de tensión de la cinta es de 344 kN en la cinta cargada de la polea motriz. Este pico corresponde a un factor de seguridad de la cinta $S_{pico} = 9.45$ para la operación con capacidad de diseño. El cálculo de la faja estándar muestra un valor medio de tensión de arranque de 294 kN. Teniendo en cuenta las cargas dinámicas adicionales, el análisis dinámico coincide con los resultados del cálculo de la faja estándar.

Arranque abortado con la faja cargada

Las Figura 4.44 y Figura 4.45 muestran la velocidad y las tensiones de la cinta con la faja cargada con capacidad de diseño y arranque abortado después de un tiempo de rampa de 10 segundos (el tiempo de rampa completo es de 20 segundos).

Figura 4.44 Velocidad de la cinta con capacidad de diseño y arranque abortado

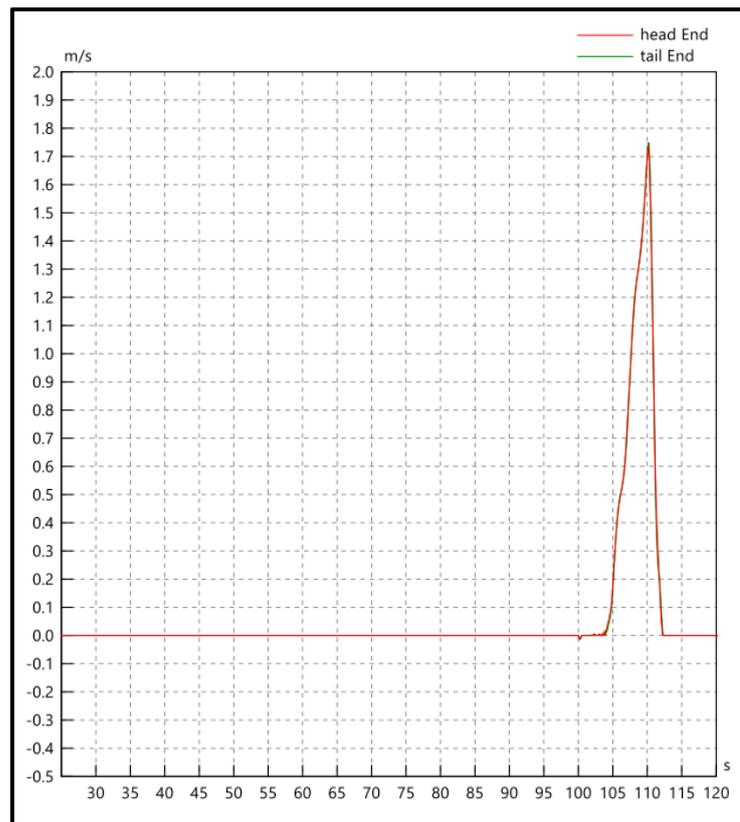
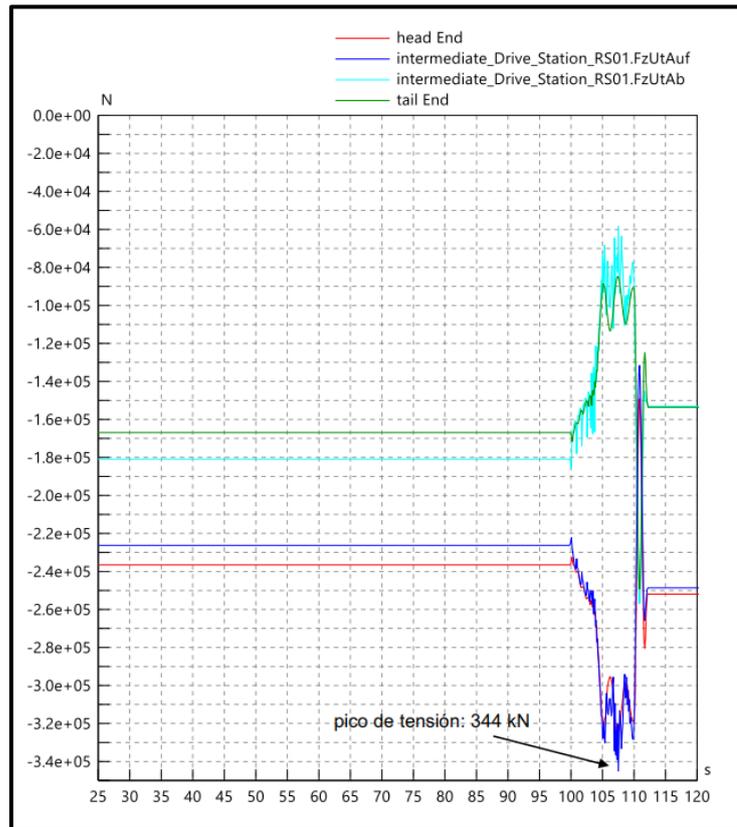


Figura 4.45 Tensiones de la cinta con capacidad de diseño y arranque abortado



El pico de tensión de la cinta es de 344 kN en la cinta cargada de la polea de cabeza (polea motriz). Este pico corresponde a un factor de seguridad de la cinta $S_{pico} = 9.45$ para la operación con capacidad de diseño. También con arranque abortado, no hay valores críticos de tensión de la cinta. Las tensiones máximas, así como el factor de seguridad de la cinta asociado, son los mismos que en la operación normal.

4.6.3 Estimación de costos de fabricación

Para determinar el monto estimado de la fabricación y suministro de la propuesta de diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio se dividió en 4 partidas, que fueron las siguientes:

- Suministro de partes y componentes (solo los de la Tabla 4.20)
- Fabricación de la armadura
- Fabricación de torres de soportes o estructura elevada
- Fabricación de la base de transmisión

a. Lista de suministro de equipos y componentes principales

Tabla 4.20 Lista de equipos y componentes principales

ITEM	DESCRIPCIÓN	Marca / Procedencia	UM	CANT.	EXW (USD)	FI	TAC (USD)	TOTAL
1	Banda EP1250/4 20/10 38MMX280M	Beltsiflex / España	C/U	1	148,400.00	1.00	148,400.00	148,400.00
2	Kit de empalme en caliente	Beltsiflex / España	SET	1	7,500.00	1.00	7,500.00	7,500.00
3	CUBIERTA + KIT DE INST.	Capotex / España	C/U	110	101.76	1.26	128.21	14,103.52
4	Limpiador primario	Martin / USA	SET	1	34,152.20	1.00	34,152.20	34,152.20
5	Limpiador secundario	Martin / USA	SET	1	26,062.50	1.00	26,062.50	26,062.50
6	V Plow	Martin / USA	SET	1	8,664.85	1.00	8,664.85	8,664.85
7	Diagonal	Martin / USA	SET	1	2,900.15	1.00	2,900.15	2,900.15
8	Motor 845 HP, 1800RPM/4160V/60HZ/3F	WEG / Brasil	C/U	1	74,849.00	1.00	74,849.00	74,849.00
9	Reductor ortogonal. 3 etapas / ratio 37.5 + acoples de alta y baja	WEG / Brasil	C/U	1	282,875.00	1.00	282,875.00	282,875.00
10	HEAD DRIVE PULLEY	Dirtex / Perú	C/U	1	40,390.00	1.00	40,390.00	40,390.00
11	HEAD RETURN PULLEY	Dirtex / Perú	C/U	1	27,260.00	1.00	27,260.00	27,260.00
12	TAIL RETURN PULLEY	Dirtex / Perú	C/U	2	21,960.00	1.00	21,960.00	43,920.00
13	HT BEND PULLEY	Dirtex / Perú	C/U	1	27,260.00	1.00	27,260.00	27,260.00
14	TAKE UP PULLEY	Dirtex / Perú	C/U	1	21,960.00	1.00	21,960.00	21,960.00
15	Estación de impacto F7-45TEI-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	15	2,013.00	1.00	2,013.00	30,195.00
16	Estación de carga F7-45TE-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	70	1,251.00	1.00	1,251.00	87,570.00
17	Estación de transición F745TET-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	6	1,440.00	1.00	1,440.00	8,640.00
18	Estación V de retorno F7-15VR-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	24	1,091.00	1.00	1,091.00	26,184.00
19	Estación plana de retorno F7-7R-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	14	1,044.00	1.00	1,044.00	14,616.00
20	Estación autoalineante F7-45TESA-102 GSH	Van Gorp / USA	SET	1	3,095.00	1.00	3,095.00	3,095.00
21	Soporte bipartido SNLD3056+ROD+ACC.	FAG / Alemania	SET	1	14,655.38	1.00	14,655.38	14,655.38
22	Soporte bipartido SNLD3052/ROD/ACC	FAG / Alemania	SET	2	9,823.56	1.00	9,823.56	19,647.12
23	Soporte bipartido SNLD3048/ROD/ACC	FAG / Alemania	SET	3	8,539.70	1.00	8,539.70	25,619.10
TOTAL (SIN IGV)								990,518.82

FI es el factor importación (calculado por cada compañía) que cuesta traer hasta almacén el repuesto o equipo según su procedencia y tipo de flete. Los que aparecen con el valor de la unidad "1", es porque el Exwork es en Perú. Las cantidades requeridas para el diseño deben ser según la Tabla 4.20

Para ver mayores detalles de los equipos y componentes seleccionados y sus partes ver Anexo 3. Para cronograma tentativo de la ejecución del diseño ver Anexo 5.

b. Fabricación de la armadura

Tabla 4.21 Estimación de costos para la fabricación de la armadura

ESTIMACIÓN DE COSTOS - ARMADURA DE FAJA T.		%INC.	USD/kg		USD
I	COSTOS DIRECTOS	77.9%			\$ 946,342.50
1.00	MATERIALES	32.6%	1.16	342,300 kg	\$ 396,416.00
1.01	Planchas, perfiles y tubos de acero estructural A36/A572 Gr.50/A 500 Gr. B	30.9%	1.15	326,000 kg	\$ 374,900.00
1.02	Pernería A325 / A490	1.8%	1.32	16,300 kg	\$ 21,516.00
2.00	CONSUMIBLES DE FABRICACIÓN	3.4%	0.13		\$ 41,256.50
2.01	Soldadura	1.6%	0.06	6,520 kg	\$ 19,560.00
2.02	Gases industriales	0.3%	0.01		\$ 3,522.00
2.03	Abrasivos	0.4%	0.02		\$ 5,134.50
2.04	Otros consumibles	1.1%	0.04		\$ 13,040.00
3.00	MANO DE OBRA	18.8%	0.70		\$ 228,200.00
4.00	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	5.8%	0.22		\$ 70,090.00
4.01	Equipos	5.1%	0.19		\$ 61,940.00
4.02	Herramientas menores	0.7%	0.03		\$ 8,150.00
5.00	SERVICIOS DE QC (ENSAYOS / PRUEBAS)	3.4%	0.13		\$ 40,860.00
5.01	Ensayos No Destructivos - NDT	1.6%	0.06		\$ 19,560.00
5.02	Dossier de Calidad	0.4%			\$ 5,000.00
5.03	Otros	1.3%	0.05		\$ 16,300.00
6.00	SERVICIOS / SUBCONTRATOS DE PROCESOS	14.0%			\$ 169,520.00
6.01	MO (granallado SP5 y pintado epóxico a 10 mils)	4.8%	0.18		\$ 58,680.00
6.02	Suministro de pintura	9.1%	0.34		\$ 110,840.00
II	COSTOS INDIRECTOS	6.9%			\$ 83,456.00
7.00	INGENIERÍA	2.5%	0.10		\$ 30,970.00
8.00	MANIOBRAS / TRANSPORTE INTERNO	3.8%	0.14		\$ 45,640.00
8.01	Grúa, montacarga	1.9%	0.07		\$ 22,820.00
8.02	Fletes	1.9%	0.07		\$ 22,820.00
9.00	CONSUMIBLES DE EMBALAJE	0.6%	0.02		\$ 6,846.00
9.01	Tacos, parihuelas, zunchos, film, cartón, etc.	0.6%	0.02		\$ 6,846.00
COSTO DE FABRICACIÓN		84.7%			\$ 1,029,798.50
GG + UTILIDAD		15.3%	18%		\$ 185,363.73
VALOR VENTA (SIN IGV)		100.0 %			\$ 1,215,162.23

RATIO VALOR VENTA 3.55 USD/kg

c. Fabricación de torres de soportes o estructura elevada

Tabla 4.22 Estimación de costos para la fabricación de torres de soporte

ESTIMACIÓN DE COSTOS – TORRES DE SOPORTE DE FAJA T.		%INC.	USD/kg		USD
I	COSTOS DIRECTOS	78.7%			\$ 281,795.00
1.00	MATERIALES	32.9%	1.15	102,000 kg	\$ 117,640.00
1.01	Planchas, perfiles y tubos de acero estructural A36/A572 Gr.50/A 500 Gr. B	32.1%	1.15	100,000 kg	\$ 115,000.00
1.02	Pernería A325 / A490	0.7%	1.32	2,000 kg	\$ 2,640.00
2.00	CONSUMIBLES DE FABRICACIÓN	3.5%	0.13		\$ 12,655.00
2.01	Soldadura	1.7%	0.06	2,000 kg	\$ 6,000.00
2.02	Gases industriales	0.3%	0.01		\$ 1,080.00
2.03	Abrasivos	0.4%	0.02		\$ 1,575.00
2.04	Otros consumibles	1.1%	0.04		\$ 4,000.00
3.00	MANO DE OBRA	19.6%	0.70		\$ 70,000.00
4.00	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	5.2%	0.19		\$ 18,500.00
4.01	Equipos	4.5%	0.16		\$ 16,000.00
4.02	Herramientas menores	0.7%	0.03		\$ 2,500.00
5.00	SERVICIOS DE QC (ENSAYOS / PRUEBAS)	3.1%	0.11		\$ 11,000.00
5.01	Ensayos No Destructivos - NDT	1.1%	0.04		\$ 4,000.00
5.02	Dossier de Calidad	1.1%			\$ 4,000.00
5.03	Otros	0.8%	0.03		\$ 3,000.00
6.00	SERVICIOS / SUBCONTRATOS DE PROCESOS	14.5%			\$ 52,000.00
6.01	MO (granallado SP5 y pintado epóxico a 10 mils)	5.0%	0.18		\$ 18,000.00
6.02	Suministro de pintura	9.5%	0.34		\$ 34,000.00
II	COSTOS INDIRECTOS	6.0%			\$ 21,540.00
7.00	INGENIERÍA	2.7%	0.10		\$ 9,500.00
8.00	MANIOBRAS / TRANSPORTE INTERNO	2.8%	0.10		\$ 10,000.00
8.01	Grúa, montacarga	1.4%	0.05		\$ 5,000.00
8.02	Fletes	1.4%	0.05		\$ 5,000.00
9.00	CONSUMIBLES DE EMBALAJE	0.6%	0.02		\$ 2,040.00
9.01	Tacos, parihuelas, zunchos, film, cartón, etc.	0.6%	0.02		\$ 2,040.00
COSTO DE FABRICACIÓN		84.7%			\$ 303,335.00
GG + UTILIDAD		15.3%	18%		\$ 54,600.30
VALOR VENTA (SIN IGV)		100.0%			\$ 357,935.30

RATIO VALOR VENTA

3.51 USD/kg

d. Fabricación de la base de transmisión

Tabla 4.23 Estimación de costos para la fabricación de la base de transmisión

ESTIMACIÓN DE COSTOS - BASE DE TRANSMISIÓN.		%INC.	USD/kg		USD
I	COSTOS DIRECTOS	80.3%			\$ 35,994.60
1.00	MATERIALES	18.1%	1.22	6,630 kg	\$ 8,101.60
1.01	acero estructural A36/A572 Gr.50/A 500 Gr. B	17.7%	1.22	6,500 kg	\$ 7,930.00
1.02	Pernería A325 / A490	0.4%	1.32	130 kg	\$ 171.60
2.00	CONSUMIBLES DE FABRICACIÓN	1.8%	0.13		\$ 825.50
2.01	Soldadura	0.9%	0.06	130 kg	\$ 390.00
2.02	Gases industriales	0.2%	0.01		\$ 72.00
2.03	Abrasivos	0.2%	0.02		\$ 103.50
2.04	Otros consumibles	0.6%	0.04		\$ 260.00
3.00	MANO DE OBRA	11.6%	0.80		\$ 5,200.00
4.00	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	3.3%	0.23		\$ 1,462.50
4.01	Equipos	2.9%	0.20		\$ 1,300.00
4.02	Herramientas menores	0.4%	0.03		\$ 162.50
5.00	SERVICIOS DE QC (ENSAYOS / PRUEBAS)	13.4%	0.93		\$ 6,025.00
5.01	Ensayos No Destructivos - NDT	1.6%			\$ 700.00
5.02	Dossier de Calidad	11.2%			\$ 5,000.00
5.03	Otros	0.7%	0.05		\$ 325.00
6.00	SERVICIOS / SUBCONTRATOS DE PROCESOS	32.1%			\$ 14,380.00
6.01	Alivio de tensiones por vibración	10.0%			\$ 4,500.00
6.02	Mecanizado de agujeros	14.5%			\$ 6,500.00
6.03	MO (granallado SP5 y pintado epóxico a 10 mils)	2.6%	0.18		\$ 1,170.00
6.04	Suministro de pintura	4.9%	0.34		\$ 2,210.00
II	COSTOS INDIRECTOS	3.7%			\$ 1,660.10
7.00	INGENIERÍA	1.4%	0.10		\$ 617.50
8.00	MANIOBRAS / TRANSPORTE INTERNO	2.0%	0.14		\$ 910.00
8.01	Grúa, montacarga	1.0%	0.07		\$ 455.00
8.02	Fletes	1.0%	0.07		\$ 455.00
9.00	CONSUMIBLES DE EMBALAJE	0.3%	0.02		\$ 132.60
9.01	Tacos, parihuelas, zunchos, film, cartón, etc.	0.3%	0.02		\$ 132.60
COSTO DE FABRICACIÓN		84.0%			\$ 37,654.70
GG + UTILIDAD		16.0%	19%		\$ 7,154.39
VALOR VENTA (SIN IGV)		100.0%			\$ 44,809.09

RATIO VALOR
VENTA

6.76 USD/kg

e. Resumen de costos

Tabla 4.24 Resumen de costos de suministro y fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	UM	kg	USD/kg	TOTAL
1	Equipos y componentes	1	Glb.	-	-	990,518.82
2	Armadura	1	Glb.	326,000	3.55	1,215,162.23
3	Torres de soporte	1	Glb.	100,000	3.51	357,935.30
4	Base de transmisión	1	Glb.	6,500	6.76	44,809.09
Valor venta (sin IGV)					USD	2,608,425.44

4.7 Aspectos éticos en investigación

Para el desarrollo del proyecto de investigación nos comprometimos a cumplir con el código de ética establecidos por la Universidad Nacional del Callao en el artículo N° 8 de los principios éticos del investigador según fue aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 260-2019-CU. - 16 de julio de 2019.

Por último, se garantizó la confidencialidad de la información de entrada proporcionada por la unidad minera.

V RESULTADOS

5.1 Resultados descriptivos

5.1.1 Resultado general

Se requiere instalar una Faja Transportadora de Sacrificio de 2600mmx106m (2600 mm de ancho y 106 m de largo entre centros) de servicio pesado para el edificio de chancado que deberá trabajar a una capacidad de operación de 9000 TPH y a una capacidad nominal de 13200 TPH. La longitud de la banda está determinada según la longitud a transportar y a las condiciones de sitio de la Unidad Minera.

5.1.2 Resultados de objetivo específico 1

- a) Se valida que la Faja Transportadora de Sacrificio para el edificio de chancado debe trabajar a una velocidad de 3.25 m/s.
- b) Para la distribución y traslado del mineral se debe trabajar en el lado carga con estaciones de polines de Ø7" con un ángulo de abarquillamiento de 45° de artesas profundas, y una separación entre estaciones de 1.5 m. Para el lado retorno se debe trabajar con el mismo diámetro de Ø7", pero con una separación de 3 m.
- c) Los diámetros de la polea motriz y de cabeza son de Ø1250 mm, mientras que para el resto de las poleas es de Ø1000 mm.
- d) Para vencer todas las fuerzas principales y secundarias sobre la polea motriz se requiere de un motor de 845 HP con una salida de 1800 RPM, y este conectado a un reductor ortogonal –ratio 37.5– con una salida final de 48 RPM, que es la velocidad que genera el torque en el tambor para darle movimiento.
- e) Los perfiles seleccionados y simulados bajo todos los casos de carga posible (método ASD) sobre el bastidor llevan un factor de seguridad de 1.67

5.1.3 Resultados de objetivo específico 2

- a) Para sobrellevar las tensiones máximas y evitar fallas por rotura en la correa, esta debe ser de 4 pliegues. De acuerdo con la norma DIN

22102 se debe seleccionar la correa EP 1250/4 con un espesor total de 38.1 mm.

- b) La tensión máxima de la banda en el estado estacionario y estado no estacionario (arranque) es 280.893 kN y 294 kN, respectivamente. Estas tensiones máximas se dan en la polea motriz.
- c) El cálculo dinámico da una tensión máxima de 344 kN teniendo un factor de seguridad de 9.45

5.1.4 Resultados de objetivo específico 3

- a) Para el suministro de los equipos y componentes principales se tuvo el valor venta de 990,518.82 USD + IGV.
- b) El valor venta estimado para el suministro y fabricación de la parte metálica (armadura + torres de soporte + base de transmisión) fue de 1,617,906.62 USD + IGV. Para la fabricación se tuvo como alcance el suministro, fabricación, preensamble, granallado y pintura.
- c) Monto estimado total del suministro y fabricación de la propuesta de diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio fue 2,608,425.44 USD + IGV.

5.2 Resultados inferenciales

Cuando el estudio tiene una finalidad netamente exploratoria o descriptiva, debemos preguntarnos: ¿podemos relacionar las variables? Si la respuesta es sí, es viable seguir con la estadística inferencial; pero si dudamos o el alcance se limitó a explorar y describir, el trabajo de análisis culmina y debemos comenzar a preparar el trabajo de la investigación (Hernández, y otros, 2018).

Dado que el presente trabajo fue descriptivo y contó con una sola variable no se presentaron resultados inferenciales.

VI DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

Se expuso en el capítulo 3.1 las razones por las que el presente trabajo no contó con hipótesis y por lo tanto no hubo una contrastación con los resultados obtenidos.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares

En el estudio de Jara y otros (2022), realizaron una investigación sobre el “Diseño para cinta transportadora de Cobre” cuyo objetivo fue realizar el nuevo diseño debido al aumento de su capacidad, proporcionan una metodología de diseño denominada “Modelo de fases” donde los autores postularon que teniendo clara la necesidad, la solución de diseño se expresa en cuatro niveles distintos; análisis del problema, diseño conceptual, diseño de materialización, desarrollo de detalles. Por su lado Vargas (2021), en su trabajo sobre la “Propuesta de diseño de sistemas mecánicos para la instalación de bandas transportadoras, Hidrociclón y criba en la planta secundaria del Quebrador Ochomogo”, proporcionó una valiosa metodología que comienza con una investigación previa de los equipos, funciones y requerimientos, así como la investigación de los estándares utilizados para el diseño mecánico. De la misma manera fue como se realizó el presente trabajo, partiendo de una necesidad o problema y haciendo uso de métodos, normas y técnicas para dar una solución en el nuevo diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio.

Caipo (2021), en su investigación sobre “Diseño de faja transportadora de alimentación de 350 TN/H de concentrado de cobre con automatización oleohidráulica de tensado y tolva de recepción”, su objetivo fue diseñar la faja mediante un análisis CEMA. De igual forma, Villacorta, y otros, (2019) en su diseño una faja transportadora de 150 m para 60 t/h” aplicaron la norma CEMA para su diseño.

Para el presente trabajo se estableció las bases de cálculo según DIN 22101. La diferencia entre CEMA y DIN al determinar la tensión efectiva está en el uso del coeficiente de fricción, porque DIN usa un coeficiente de

fricción global mientras que CEMA usa diferentes coeficientes de fricción en la rueda guía, la correa y el material. Esta diferencia en el coeficiente de fricción da como resultado diferentes formas de calcular la resistencia siendo la acumulación de la tensión efectiva. Esto finalmente se traduce en la selección de la potencia del motor que para DIN resuelve un motor de menor potencia que CEMA.

6.3 Responsabilidad ética

Los resultados obtenidos y el uso de la información en el presente trabajo de investigación son de la total responsabilidad de los autores.

VII CONCLUSIONES

Se logró diseñar la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para lograr la reubicación del edificio de chancado, y que permitirá explotar el mineral cuya ley es equivalente al 97%Cu, incrementando la producción a 53 Mton/año.

Se determinaron los parámetros de entrada para el diseño de la Faja Transportadora de Sacrificio, por ejemplo, el tipo de material a transportar es mineral de cobre, la densidad del mineral es 1.8 t/m^3 , el ángulo de reposo es 37° , el ángulo de sobrecarga es 20° , la capacidad de operación será de 9000 TPH y capacidad nominal de 13200 TPH, con una velocidad de transporte de 3.25 m/s, distancia entre centros de 105.675 m, inclinación de la faja 5.5° . Se seleccionó el tipo de banda EP 1250/4 20/10 – 38 mm, para la polea motriz y polea de cabeza se seleccionaron poleas de $\text{Ø}1250 \text{ mm}$, mientras que para las poleas de cola y polea tensora se seleccionaron de $\text{Ø}1000 \text{ mm}$ según tablas estándar. Se determinó los tipos de estaciones según part number de fabricante Van Gorp, de igual manera los limpiadores. Se seleccionó un motor eléctrico de 845 HP / 1800 RPM a 4200 msnm. Se logró efectuar el análisis estructural del bastidor mediante software obteniendo un factor de seguridad de 1.67.

Se determinaron las tensiones de la banda en sus tres estados: arranque, frenado y en régimen permanente. Se obtuvo del cálculo dinámico que el pico de tensión de la cinta cargada es de 344 kN sobre la polea de motriz. Este pico corresponde a un factor de seguridad de la cinta $S_{pico} = 9.45$ para la operación con capacidad de diseño. El cálculo de la faja estándar muestra un valor medio de tensión de arranque de 294 kN. También con arranque abortado, no hay valores críticos de tensión de la cinta. Las tensiones máximas, así como el factor de seguridad de la cinta asociado, son los mismos que en la operación normal. En resumen, los resultados del análisis dinámico son coherentes con los cálculos convencionales.

Se determinó que el valor venta estimado de suministro y fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio es de 2,608,425.44 USD + IGV.

VIII RECOMENDACIONES

- Se recomienda tener un stock apropiado para los repuestos críticos y así evitar gastos de logística innecesarios.
- Para el diseño se debe considerar que el equipo tendrá operación continua, 24 horas al día, todo el año. El diseño debe asegurar 25 años de operación de todo el equipo.
- Lo rodamientos del bastidor deben alcanzar una vida útil de al menos 60,000 horas, y 80,000 horas para las chumaceras.
- El diseño debe proporcionar condiciones seguras de trabajo para todas las necesidades operativas, tareas de mantenimiento incluyendo la sustitución de componentes, inspección, lubricación, lavado y similares. Se debe prestar especial atención a lo siguiente: acceso al transportador en todos los niveles; mantenimiento, reparación e inspección; cambios de banda y vulcanización; entrada a espacio confinado; vigilancia y protección; paradas de emergencia y a los dispositivos de protección del equipo (de acuerdo con MSHA, OSHA).
- Para garantizar que todos los componentes mecánicos sean suficientemente robustos, se deben aplicar a las cargas de diseño factores de servicio adecuados; este debe dar una capacidad de carga no inferior a 1.5 veces el par máximo de funcionamiento en estado continuo o la carga del equipo impulsado o 1.25 veces el par máximo de carga del motor de accionamiento.
- Es importante para una futura etapa de suministro y fabricación contar con hojas de datos de los equipos y componentes, así como certificados de calidad de cada material suministrado: acero estructural, bonificado; caucho natural 65 shore A, etc.
- Para la teoría de fajas transportadoras, diseño estructural y mecánico, así como las hojas de datos de las partes se recomienda manejar catálogos de fabricantes, handbooks y data sheets en inglés por tener mayor y mejor calidad de información.

IX REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI/AISC 360-22. 2022. Specification for Structural Steel Buildings. [En línea] 2022. <https://www.aisc.org/>.

ANSI/ASME B106.1M. 1985. Design of Transmission Shafting. [En línea] 1985.

ASTM A325-14. 2014. Standard Specification for Structural Bolts, Steel, Heat Treated, 120/105 ksi Minimum Tensile Strength. [En línea] 2014. www.astm.org.

ASTM A36/A36M. 2019. Standard especification for carbon structural steel. A36/A36M – 19. [En línea] 2019. www.astm.org.

ASTM A490-12. 2012. Standard Specification for Structural Bolts, Alloy Steel, Heat Treated, 150 ksi Minimum Tensile Strength. [En línea] 2012. www.astm.org.

ASTM A500/A500M – 23. 2023. Standard Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural. [En línea] 2023. www.astm.org.

ASTM A992/A992M-01. 2001. Standard Specification for Steel for Structural Shapes For Use in Building Framing. [En línea] 2001. www.astm.org.

BAENA, Guillermina. 2017. *Metodología de la Investigación*. Ciudad de Mexico : Grupo Editorial Patria, 2017. ISBN 978-607-744-748-1.

BALLESTEROS, Willigton y ANGARITA, Camilo. 2017. *Diseño e implementación de una banda transportadora para la reutilización de material no conforme en la empresa Colbee Iadrillera S.A.S.* Tesis. San José de Cúcuta : Repositorio Universidad Francisco de Paula Santander, 2017.

BÖHLER. 2024. Voestalpine High Performance Metals del Perú S.A. [En línea] 2024. <https://www.bohlerperu.com/es/>.

BRAVO, Alexander. 2023. *Montaje estructural y mecánico de una faja transportadora de 60" de ancho y 114.1 metros de longitud en una planta concentradora ubicada en Moquegua.* Tesis. Lima : Universidad Tecnológica del Perú, 2023.

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. 2011. *Mechanical engineering desing*. Ninth edition. New York : McGraw Hill, 2011. ISBN 978-0-07-352928-8.

CAIPO, Manuel. 2021. *Diseño de faja transportadora de alimentación de 350tn/h de concentrado de cobre con automatización oleohidráulica de tensado y tolva de recepción.* Tesis. Arequipa : Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, 2021.

CEMA 6th. 2007. *Belt conveyors for bulk materials.* SIXTH EDITION. Florida : s.n., 2007. ISBN 10: 1891171593 ISBN 13: 9781891171598.

DIN 22101. 2011. Continuous conveyors – Belt conveyors for loose bulk materials – Basis for calculation and dimensioning, DIN 22101:2011-12. [En línea] 2011. <https://www.din.de/en/about-standards/din-standards>.

DIN 22102. 2020. Conveyor belts with textile plies for bulk goods DIN 22102-1-2-3:2020-12. [En línea] 2020. <https://www.din.de/en>.

ESPINOZA, Ciro. 2010. *Metodología de la investigación científica.* Huancayo : Universidad Nacional del Centro del Perú, 2010. ISBN 978-612-00-0222-3.

FENNER DRIVES. 2012. Keyless Locking Devices - B-LOC. [En línea] 2012. <https://docs.rs-online.com/d2e1/0900766b8113c78d.pdf>.

FENNER DUNLOP CONVEYOR BELTING. 1994. Conveyor belt technique desing and calculation. [En línea] 1994. www.fennerdunlopemea.com.

FLSmidth. 2023. FLSmidth - TSUV Gyrotory Crusher. [En línea] 2023. <https://www.flsmidth.com/en-gb/es>.

HERNÁNDEZ SAMPIERI, Roberto. 2018. *Metodología de la investigación.* Sexta edición. Ciudad de México : Mc Graw Hill Education, 2018. pág. 600. ISBN 978-1-4562-2396-0.

HIBBELER, Russel. 2011. *Mecánica de materiales.* Naucalpan de Juárez : Pearson, 2011. ISBN 978-607-32-0559-7.

JARA, Felipe y MONTENEGRO, Matías. 2022. *Diseño para cinta transportadora de cobre.* Tesis. Valparaiso : Repositorio Universidad Técnica Federico Santa María, 2022.

KONAKALLA, Sri, VAITLA, Rakesh y POTHAMSETTY, Visweswarao. 2013. *Desing and selecting the proper conveyor-belt.* Mangalagiri : IJAET, 2013.

KROL, Robert, KAWALEC, Witold y GLADYSIEWICZ, Lech. 2017. An Effective Belt Conveyor for Underground Ore. [En línea] 2017. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/95/4/042047/pdf>.

LÓPEZ ROA, Agustín. 2002. *Cintas Transportadoras*. Madrid : CIE Inversiones Editoriales, 2002. ISBN 978-84-95312-99-0.

MARTIN. 2009. *Foundations*. Cuarta edición. Illinois : Martin Engineering, 2009. ISBN 978-0-9717121-1-9.

MÉNDEZ, Carlos. 2012. *Metodología: Diseño y desarrollo del proceso de investigación con énfasis en ciencias empresariales*. Ciudad de México : México: Limusa S.A, 2012. pág. 360. ISBN 6070505913.

MENDOZA, Edward, y otros. 2015. *Diseño de una banda transportadora y seleccionadora según peso*. Tesis. Bogotá : Escuela colombiana de carreras intermedias, 2015.

METSO. 2011. *Crushing and Screening Handbook*. [En línea] 2011. <https://www.metso.com/>.

Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento. 2021. Reglamento Nacional de Edificaciones - RNE. [En línea] 2021. <https://www.gob.pe/institucion/vivienda/informes-publicaciones/2309793-reglamento-nacional-de-edificaciones-rne>.

MULANI, Ishwar. 2002. *Engineering science and application desing for belt conveyor*. Pune : Mrs. Madhu I. Mulani, 2002. pág. 625.

NEILL, David y CORTEZ, Liliana. 2017. *Procesos y fundamentos de la investigación científica*. Machala : Universidad Técnica de Machala, 2017. ISBN 978-9942-24-093-4.

NEUNER, John. 1980. *Contabilidad de costos*. Segunda edición. Ciudad de México : UTEHA, 1980. pág. 959. Vol. I. ISBN 968-438-513-3.

ORLOV, P. 1974. *Ingeniería de diseño*. Primera edición. Moscú : MIR, 1974. Vol. I.

PHOENIX. 2004. Phoenix Conveyor Belts Desings Fundamentals. [En línea] 2004. www.phoenix-ag.com.

PPI. 2024. Precision Pulley & Idler: PPI-We keep it moving. [En línea] 2024. <https://www.ppi-global.com/>.

QUISPE, Dino. 2023. *Diseño de una faja transportadora móvil de mineral para reducir el tiempo de mantenimiento.* Tesis. Arequipa : Universidad Continental, 2023.

RULLI RULMECA S.p.A. 2003. Rollers and components for bulk handling. [En línea] 2003. https://rulmecacorp.com/Conveyor_Idler_Roller_catalog/Complete_Idler_Roller_Catalog.pdf.

Rumbo Minero. 2023. Fajas transportadoras: Accesorios y servicios de mantenimiento. [En línea] 2023. <https://www.rumbominero.com/revista/informes/fajas-transportadoras/>.

UNE- IEC 60072-1:2022. 2002. Rotating electrical machines . [En línea] 2002. <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/104321/8d1e44b286384bae9a9257f9d87f7f2b/IEC-60072-1-2022.pdf>.

VALDERRAMA, Santiago. 2013. *Pasos para elaborar proyectos y tesis de investigación científica.* 2da edición. Lima : Editorial San Marcos, 2013. pág. 466. ISBN 978-612-302-878-7.

VARGAS, Diana. 2021. *Propuesta de diseño de sistemas mecánicos para la instalación de bandas transportadoras, hidrociclón y criba en la planta secundaria del quebrador Ochomogo.* Tesis. Cartago : Repositorio Instituto Tecnológico de Costa Rica, 2021.

VILLACORTA, Melfin y LEÓN, Edward. 2019. *Diseño de una faja transportadora de 150m para 60 t/h de bagazo de caña de azúcar.* Tesis. Trujillo : Dspace Universidad Nacional de Trujillo, 2019.

WEG. 2024. WEG. [En línea] 2024. <https://www.weg.net/institucional/BR/es/>.

X ANEXOS

10.1 Anexo 1: Matriz de consistencia

PROBLEMAS	OBJETIVOS	VARIABLE	HIPÓTESIS	METODOLOGÍA
<p>Problema general ¿Cómo diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?</p>	<p>Objetivo general Diseñar una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024.</p>			<p>Tipo de investigación: Aplicada</p>
<p>Problemas específicos ¿Cómo seleccionar los componentes mecánicos y establecer el cálculo y análisis estructural de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?</p>	<p>Objetivos específicos Seleccionar los componentes mecánicos y establecer el cálculo y análisis estructural de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024.</p>	<p>Variable: Diseño de una Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH</p>		<p>Diseño: No experimental</p>
<p>¿Cómo analizar las tensiones de la banda de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?</p>	<p>Analizar las tensiones de la banda de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024.</p>	<p>Dimensiones: - Selección de componentes mecánicos, y cálculo - análisis estructural</p>	<p>No cuenta con hipótesis por tener un nivel o alcance descriptivo</p>	<p>Nivel: Descriptivo</p>
<p>¿Cómo estimar los costos asociados a la fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024?</p>	<p>Estimar los costos asociados a la fabricación de la Faja Transportadora de Sacrificio de 9000 TPH para el edificio de chancado de una Unidad Minera – 2024.</p>	<p>- Análisis de tensiones de la banda - Estimación de costos</p>		<p>Enfoque: Cuantitativo</p>
				<p>Método: Sistémico</p>
				<p>Técnica: Documentaria, Análisis de Ingeniería, Revisión Bibliográfica</p>

10.2 Anexo 2: Tablas de selección para el cálculo

Sr. No.	Material	Average bulk density (t = 1000 kg)		*Angle of surcharge (deg.)	Max. rec. conveyor Slope (deg.)	Abrasiveness
		lb/ft ³	t/m ³			
1	Acid phosphate	60	0.96	10	13	A2
2	Alum	50	0.80	25	22	A1
3	Alumina	55	0.90	10	12	A3
4	Aluminum Sulphate	54	0.90	20	17	A1
5	Ammonium chloride	50	0.80	10	10	A2
6	Ammonium nitrate	45	0.70	25	23	A2
7	Ammonium sulphate, granular	50	0.80	10	10	A1
8	Asbestos ore or rock	80	1.30	20	18	A3
9	Asbestos, shred	23	0.37	30	30	A1
10	Ashes, coal, dry	37	0.60	25	23	A1
11	Ashes, coal, wet	47	0.75	25	25	A2
12	Ashes, fly	43	0.70	30	23	A3
13	Ashes, gas producer, wet	75	1.20	30	28	A3
14	Asphalt	82	1.30	30	30	-
15	Bagasse	8	0.13	30	30	A1
16	Bark, wood, refuse	15	0.24	30	27	A2
17	Barley	38	0.60	10	12	A1
18	Barytes, powdered	130	2.10	10	15	-
19	Bauxite, ground, dry	68	1.10	20	18	A2

* Refer cl 3.7.0 for comment

Table- 1: Material Characteristics						
Sr. No.	Material	Average bulk density (t = 1000 kg)		*Angle of surcharge (deg.)	Max. rec. conveyor Slope (deg.)	Abrasive ness
		lb/ft ³	t/m ³			
20	Bauxite, mine run	85	1.36	20	17	A3
21	Bauxite, crushed, 3 inch	80	1.30	20	20	A3
22	Beans	45	0.70	5	7	A1
23	Beet pulp, dry	14	0.22	30	25	A1
24	Beet pulp, wet	37	0.60	30	25	A1
25	Beets, whole	48	0.75	20	20	A2
26	Bones	37	0.60	20	17	A2
27	Bone meal	57	0.90	20	25	A2
28	Borax	55	0.90	20	20	A2
29	Bran	18	0.30	10	12	A1
30	Brewers grain, spent, dry	28	0.45	30	27	A1
31	Brewers grain, spent, wet	58	0.90	30	27	A1
32	Brick	110	1.76	30	27	A3
33	Calcium carbide	75	1.20	20	18	A1
34	Carbon black, palletised	22	0.35	5	5	A1
35	Carbon black, powder	6	0.10	10	12	A1
36	Carborundum 3 in.	100	1.60	10	15	A3 / A4
37	Cashew nuts	35	0.56	30	22	A2
38	Cement, Portland	94	1.50	25	20	A2
39	Cement, Portland, aerated	67	1.06	5	10	A2
40	Cement clinker	85	1.36	25	18	A3
41	Chalk, lumpy	80	1.30	10	15	A1
42	Chalk, 100 mesh and under	70	1.10	25	28	A1
43	Charcoal	22	0.35	25	22	A1
44	Chrome ore	130	2.10	10	17	A3 / A4
45	Cinders, blast furnace	57	0.90	20	18	A3 / A4
46	Cinders, coal	40	0.65	20	20	A3 / A4
47	Clay, calcined	90	1.44	25	22	A3
48	Clay, dry, fines	110	1.76	20	22	A2 / A3
49	Clay, dry, lumpy	68	1.10	20	20	A2 / A3
50	Coal, anthracite, 0.125 in and under	60	0.98	20	18	A1
51	Coal, anthracite, sized	57	0.90	10	16	A2
52	Coal, bituminous, mined 50 mesh and under	52	0.83	30	24	A1
53	Coal, bituminous, mined and sized	50	0.80	20	16	A1
54	Coal, bituminous, mined, run of mine	50	0.80	25	18	A1
55	Coal, bituminous, mined, slack 0.5 in and under	47	0.75	25	22	A1
56	Coal, lignite	47	0.75	25	22	A1 / A2
57	Cocoa beans	35	0.56	10	12	A1
58	Coke, loose	30	0.48	30	18	A3
59	Coke, petroleum calcined	40	0.64	20	20	A2 / A3
60	Coke, breeze, 0.25 in and under	30	0.48	20	22	A3

* Refer cl 3.7.0 for comment

Table- 1: Material Characteristics

Sr. No.	Material	Average bulk density (t = 1000 kg)		*Angle of surcharge (deg.)	Max. rec. conveyor Slope (deg.)	Abrasive ness
		lb/ft ³	t/m ³			
61	Concrete, 4 in slump	130	2.10	10	22	A2
62	Concrete, 6 in slump	130	2.10	10	12	A2
63	Copper ore	135	2.17	20	20	A3
64	Copper sulphate	80	1.30	20	17	A1
65	Corn, ear	56	0.90	25	18	A1
66	Corn, shelled	45	0.70	10	10	A1
67	Commeal	40	0.65	20	22	A1
68	Cottonseed cake	42	0.67	20	20	A1
69	Cullet	100	1.60	20	20	A4
70	Earth, as dug, dry	75	1.20	20	20	A2
71	Earth, wet, with clay	105	1.70	30	23	A2
72	Feldspar	90	1.44	25	17	A2
73	Flaxseed	45	0.70	10	12	A1
74	Flour, wheat	38	0.60	30	21	A1
75	Flourspar	105	1.70	30	20	A2
76	Foundry sand, old sand cores etc	85	1.36	25	20	A3
77	Fullers earth, dry	32	0.50	10	15	A2
78	Fullers earth, oily	62	1.00	20	20	A2
79	Glass batch	90	1.44	10	22	A3 / A4
80	Grain, distillery, spent, dry	30	0.48	10	15	A1
81	Granite, broken, 3 in lumps	90	1.44	10	18	A4
82	Graphite, flake	40	0.65	10	15	-
83	Gravel, bank run	95	1.52	25	20	A2 / A3
84	Gravel, dry, sharp	95	1.52	20	16	A3
85	Gravel, pebbles	95	1.52	10	12	A2
86	Gypsum, dust, non-aerated	93	1.50	20	20	A1
87	Gypsum, dust, aerated	65	1.04	30	23	A1
88	Gypsum, 0.5 in screened	75	1.20	25	21	A1
89	Gypsum, 3 in lumps	75	1.20	10	15	A1
90	Ice, crushed	40	0.65	5	5	A1 / A2
91	Ilmenite ore	150	2.40	10	18	A3
92	Iron borings, machine shop	125	2.00	30	22	A4
93	Iron ore	100 to 200	1.6 to 3.2	20	18	A2 / A3 / A4
94	Iron ore, crushed	140	2.25	20	20	A2 / A3 / A4
95	Kaolin clay, 3 in and under	63	1.00	20	19	-
96	Kaolin talc, 100 mesh	50	0.80	30	23	-
97	Lead ores	235	3.80	10	15	A1 / A2
98	Lead oxides	60 to 150	1.0 to 2.4	25	20	A1
99	Lignite, air dried	50	0.80	10	18	A1 / A2
100	Lime, ground, 0.125 in and under	62	1.00	30	23	A1

* Refer cl 3.7.0 for comment

Sr. No.	Material	Average bulk density (t = 1000 kg)		*Angle of surcharge (deg.)	Max. rec. conveyor Slope (deg.)	Abrasive-ness
		lb/ft ³	t/m ³			
101	Lime, hydrated	38	0.60	25	21	A1
102	Lime, pebble	55	0.90	10	17	A1
103	Limestone, agricultural 0.125 in and under	68	1.10	10	20	A2
104	Limestone, crushed	87	1.40	25	18	A2
105	Linseed cake	50	0.80	20	15	A1
106	Linseed meal	27	0.43	20	20	A1
107	Litharge, pulverised (lead oxide)	225	3.60	10	15	A1
108	Magnesium chloride	33	0.53	30	23	-
109	Magnesium sulphate	70	1.10	10	15	-
110	Manganese ore	135	2.15	25	20	A3
111	Manganese sulphate	70	1.10	10	15	-
112	Marble, crushed 0.5 in and under	87	1.40	10	15	A2 / A3
113	Marl	80	1.30	10	17	A3
114	Mica, ground	14	0.22	20	23	-
115	Mica, pulverised	14	0.22	10	15	-
116	Mica, flakes	20	0.32	5	8	-
117	Milo maize	56	0.90	5	8	A1
118	Molybdenite, powdered	105	1.70	20	25	-
119	Mortar, wet	150	2.40	20	20	A2
120	Nickel-cobalt sulphate ore	80 to 150	1.3 to 2.4	10	20	A3
121	Oats	26	0.42	10	10	A1
122	Peanuts in shells	17	0.27	10	8	A1
123	Peanuts, shelled	40	0.65	10	8	A1
124	Peas, dried	47	0.75	5	8	A1
125	Phosphate, triple super, ground fertiliser	52	0.84	30	30	A2
126	Phosphate rock, broken, dry	80	1.30	10	14	A1 / A2
127	Phosphate rock, pulverised	60	0.96	25	25	A1 / A2
128	Potash ore	80	1.30	10	15	-
129	Pumice, 0.125 in and under	42	0.67	30	22	-
130	Pyrites, iron, 2-3 in lumps	140	2.25	20	17	A2
131	Pyrites, pellets	125	2.00	10	15	A2
132	Quartz	85	1.36	10	15	A3
133	Rice	40	0.65	5	8	A1
134	Rock, crushed	135	2.15	20	18	A2 / A3
135	Rubber, palletised	52	0.80	20	22	A1
136	Rubber, reclaim	28	0.45	20	18	A1
137	Rye	44	0.70	10	8	A1
138	Salt, common dry, coarse	47	0.75	10	20	A1 / A2
139	Salt, common dry, fine	75	1.20	10	11	A1
140	Sand, bank, damp	120	1.90	30	22	A2

* Refer cl 3.7.0 for comment

Table- 1: Material Characteristics						
Sr. No.	Material	Average bulk density (t = 1000 kg)		*Angle of surcharge (deg.)	Max. rec. conveyor Slope (deg.)	Abrasiveness
		lb/ft ³	t/m ³			
141	Sand, bank, dry	100	1.60	20	18	A2
142	Sand, foundry, prepared	85	1.36	30	24	A3
143	Sand, foundry, shakeout	95	1.50	25	22	A3
144	Sand, silica, dry	95	1.50	10	12	A3
145	Sand, core	65	1.04	25	26	-
146	Sandstone, broken	90	1.44	20	20	A3
147	Sawdust	12	0.20	25	22	A1
148	Sewage sludge	45	0.70	10	15	-
149	Shale, broken	95	1.50	10	18	A2
150	Shale, crushed	88	1.40	25	22	A2
151	Sinter	115	1.80	10	15	A4
152	Slag, blast furnace, crushed	85	1.36	10	10	A2 / A3
153	Slag, furnace, granular, dry	62	1.00	10	15	A2 / A3
154	Slag, furnace, granular, wet	95	1.50	30	22	A2 / A3
155	State	85	1.36	20	18	A2
156	Soap, beads or granules	20	0.32	10	12	A1
157	Soap, chips	20	0.32	10	18	A1
158	Soda ash, briquettes	50	0.80	10	7	A1 / A2
159	Soda ash, heavy	60	0.96	20	18	A1 / A2
160	Soda ash, light	27	0.43	25	22	A1
161	Sodium nitrate	75	1.20	10	11	A1
162	Sodium phosphate	57	0.90	10	16	A2
163	Soybeans, cracked	35	0.56	20	18	A2
164	Soybeans, whole	48	0.77	10	14	A2/A3
165	Starch	37	0.60	10	12	A1
166	Steel trimmings	75 to 150	1.2 to 2.4	20	18	-
167	Sugar, granulated	52	0.83	10	15	A1
168	Sugar, raw, cane	60	0.96	20	22	A1
169	Sulphate, powdered	55	0.90	10	21	-
170	Talc, powdered	55	0.90	10	12	A1
171	Titanium ore	150	2.40	10	18	-
172	Titanium sponge	65	1.04	30	25	-
173	Traprock	100	1.60	20	18	-
174	Triple super phosphate	52	0.80	20	20	A2
175	Vermiculite, expanded	16	0.25	20	23	-
176	Vermiculite ore	75	1.20	20	20	-
177	Walnut shells, crushed	40	0.65	20	20	A2 / A3
178	Wheat	48	0.77	10	12	A1
179	Wood-chips	20	0.32	30	27	A1
180	Zinc ore, crushed	160	2.60	25	22	-
181	Zinc ore, roasted	110	1.76	25	25	A2

* Refer cl 3.7.0 for comment

Table 3
Coefficient ϕ_{St} for the determination of volume flow of gradient belt conveyor systems

For conveyor systems which are stopped completely or in sections only, the achievable volume flow is lower than the theoretical volume flow stated in **Table 2**.

This must be multiplied by the coefficient ϕ_{St} for which DIN 22101 provides the relationship of the dynamical angle of inclination, the bulk material, the shape of the belt trough and the gradient of the system.

For bulk materials with a relatively high inner friction, the guide values given in the following table can be used in case of 3-part equal length carrying idler arrangements and usual troughing angles:

Angle of incline δ	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Coefficient ϕ_{St}	1.0	0.99	0.98	0.97	0.95	0.93	0.91	0.89	0.85	0.81

Example:

Belt width B	1000 mm
Conveying speed v	2.5 m/s
Troughing angle of the belt λ	30 °
Theoretical volume flow (l_{Vth}) _{v = 1 m/s} according to Table 2	396 m ³ /h
Conveyor system gradient	10 °
Associated coefficient ϕ_{St} according to Table 3	0.95
Achievable volume flow $l_v = 2.5 \cdot 396 \cdot 0.95 =$	941 m ³ /h



Table 4 — Standard values for the hypothetical friction coefficient f for estimating the total primary resistance in the upper and lower strands of conveyors with a filling ratio φ within the range 0,7 to 1,1

Characteristic	Values for characteristic		
	medium	low	high
Internal friction of material to be conveyed	medium	low	high
Belt conveyor alignment	medium	good	bad
Belt tension	medium	high	low
Operating conditions (dusty, sticky)	medium	good	bad
Idler diameter	108 to 159	> 159	< 108
Spacing of upper strand idlers in m	1,0 to 1,5	< 1,0	> 1,5
Spacing of lower strand idlers in m	2,5 to 3,5	< 2,5	> 3,5
Belt speed in m/s	4 to 6	< 4	> 6
Troughing angle in °	25 to 35	< 25	> 35
Ambient temperature in °C	15 to 25	> 25	< 15
Friction coefficient f	Standard value $\approx 0,020$	causes	
		reduction of friction coefficient f to 0,010	increase of friction coefficient f to 0,040

When the drives function as generators, an assumed smaller friction coefficient f leads to greater safety with regard to the dimensioning; for drives functioning as motors this effect will be achieved by assuming a larger friction coefficient f .

The application of these friction coefficients f in the calculation of primary resistances according to Equation (14) is acceptable only if the calculation does not need to be very accurate.

Table 5 — Standard values for coefficient C for belt conveyor installations with filling ratios φ ranging from 0,7 to 1,1

L in m	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	≥ 2000
C	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31	1,25	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,05

Table 6 gives preferred friction coefficients μ for the friction between belts with rubber covers and pulley surfaces of different finishes to be used in the design of belt conveyors for the steady operating condition.

Table 6 — Recommended friction coefficients μ for the friction between belts with a rubber cover^a and pulley surfaces of different finishes (see [10]) for the design of belt conveyor installations for the steady operating condition

Operating condition	Friction coefficients μ for pulley surfaces of			
	bright metal surface (plain steel pulley)	polyurethane lagging (arrow pattern)	rubber lagging (arrow pattern)	ceramic lagging with pores, (arrow pattern)
dry	0,35 to 0,4	0,35 to 0,4	0,4 to 0,45	0,4 to 0,45
wet (clear water)	0,1	0,35	0,35	0,35 to 0,4
wet dirty (with mud and clay)	0,05 to 0,1	0,2	0,25 to 0,3	0,35

^a For conveyor belts with a PVC cover approx. 10 % smaller friction coefficients shall be assumed.

Table 9
Values for $\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$ for the Determination of the Minimum Belt Forces to ensure the Transmission of the Peripheral Pulley Forces

Coefficient of friction μ	Angle of wrap α							
	170°	175°	180°	185°	190°	195°	200°	205°
0.05	6.25	6.06	5.88	5.71	5.55	5.39	5.24	5.10
0.10	2.90	2.80	2.71	2.62	2.54	2.47	2.39	2.32
0.15	1.78	1.72	1.66	1.60	1.55	1.50	1.45	1.41
0.20	1.23	1.19	1.14	1.10	1.06	1.03	0.99	0.96
0.25	0.91	0.87	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.69
0.30	0.70	0.67	0.64	0.61	0.59	0.56	0.54	0.52
0.35	0.55	0.52	0.50	0.48	0.46	0.44	0.42	0.40
0.40	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.34	0.33	0.31
0.45	0.36	0.34	0.32	0.31	0.29	0.28	0.26	0.25

Coefficient of friction μ	Angle of wrap α							
	210°	215°	220°	225°	230°	235°	240°	245°
0.05	4.97	4.85	4.72	4.61	4.50	4.39	4.29	4.20
0.10	2.26	2.20	2.14	2.08	2.02	1.97	1.92	1.87
0.15	1.36	1.32	1.28	1.25	1.21	1.18	1.14	1.11
0.20	0.92	0.89	0.87	0.84	0.81	0.79	0.76	0.74
0.25	0.67	0.64	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52
0.30	0.50	0.48	0.46	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38
0.35	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.31	0.30	0.29
0.40	0.30	0.29	0.27	0.26	0.25	0.24	0.23	0.22
0.45	0.24	0.23	0.22	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17

Table 10 — Values for the relative dynamic splice efficiency $k_{t,rel}$

Belt type	Belt design according to	Nominal breaking strength k_N N/mm	Splicing according to	Relative dynamic splice efficiency ^a $k_{t,rel}$
Textile belts with one ply	DIN 22102-1	630 to 3 150	DIN 22102-3 finger splice	0,35
Textile belts with two plies and thick intermediate layer	DIN 22102-1	200 to 2 000	DIN 22102-3, with intermediate tension member	0,35
Textile belts with more than two plies	DIN 22102-1	315 to 3 150	DIN 22102-3, with stepped splice	0,30
Textile belts with one ply	DIN 22109-1	800 to 3 150	DIN 22121	0,35
Textile belts with two plies	DIN 22109-2	800 to 1 600	DIN 22121 with intermediate tension member	0,30
Steel cord belts	DIN 22129-1 DIN EN ISO 15236-1	1 000 to 5 400	DIN 22129-4	0,45
Steel cord belts	Along the lines of DIN ISO 22129-1 DIN EN 15236-1 ^b	< 1 000 > 5 400	Along the lines of DIN 22129-4	0,45

^a Please note that it cannot be expected that the standard values are achieved with aged or used belts.
^b Translator's note. The German original is incorrect. The standard number should read "DIN EN ISO 15236-1".

Table 11 — Standard values for minimum thickness of cover layers on the carrying side and running side of the belt

Material of longitudinal tension member	Minimum thickness of cover layer (standard value)
B (cotton) P (polyamide) E (polyester)	1 mm to 2 mm depending on the textile structure
St (steel cords)	$0,7 \cdot d_{Gk}$, at least 4 mm, with transverse reinforcement possibly more than 4 mm

Table 13 — Parameter c_{Tr} for the determination of the minimum pulley diameter D_{tr}

Material of longitudinal tension member	c_{Tr}
B (cotton)	80
P (polyamide)	90
E (polyester)	108
St (steel cords)	145

Each diameter determined for Group A pulleys in accordance with the above description shall be rounded up to the next standard value indicated in Table 14. The minimum diameters of Group B and C pulleys shall be chosen in relation to the pulley load factor from Table 14 that is relevant for Group A.

Tab. 13 -Minimum pulley diameters recommended

belt breaking load N/mm	belt with textile core EP DIN 22102			belt with steel core ST DIN 22131		
	Ø motorised pulley mm	return pulley	direction change drum	Ø motorised pulley mm	return pulley	direction change pulley
200	200	160	125	-	-	-
250	250	200	160	-	-	-
315	315	250	200	-	-	-
400	400	315	250	-	-	-
500	500	400	315	-	-	-
630	630	500	400	-	-	-
800	800	630	500	630	500	315
1000	1000	800	630	630	500	315
1250	1250	1000	800	800	630	400
1600	1400	1250	1000	1000	800	500
2000	-	-	-	1000	800	500
2500	-	-	-	1250	1000	630
3150	-	-	-	1250	1000	630

Minimum diameters recommended for pulleys in mm up to 100% of the maximum working load as recommended RMBT ISO bis/3654

This table must not be applied to belt conveyors that convey material with a temperature over +110 °C or for conveyors installed where the ambient temperature is less than - 40 °C.

Once the diameter of the largest pulley has been determined to a standard size the diameter for pulley groups A, B, C can be obtained from the following table.

Pulley Diameter D_{Tr} (mm)	Diameter Of Pulley Groups (mm)		
	A	B	C
100	100	-	-
125	125	100	-
160	160	125	100
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1400	1400	1250	1000
1600	1600	1250	1000
1800	1800	1400	1250
2000	2000	1600	1250

The diameters shown in the above table apply to belts operating at 60% - 100% of allowable tension.

Value C_{Tr}

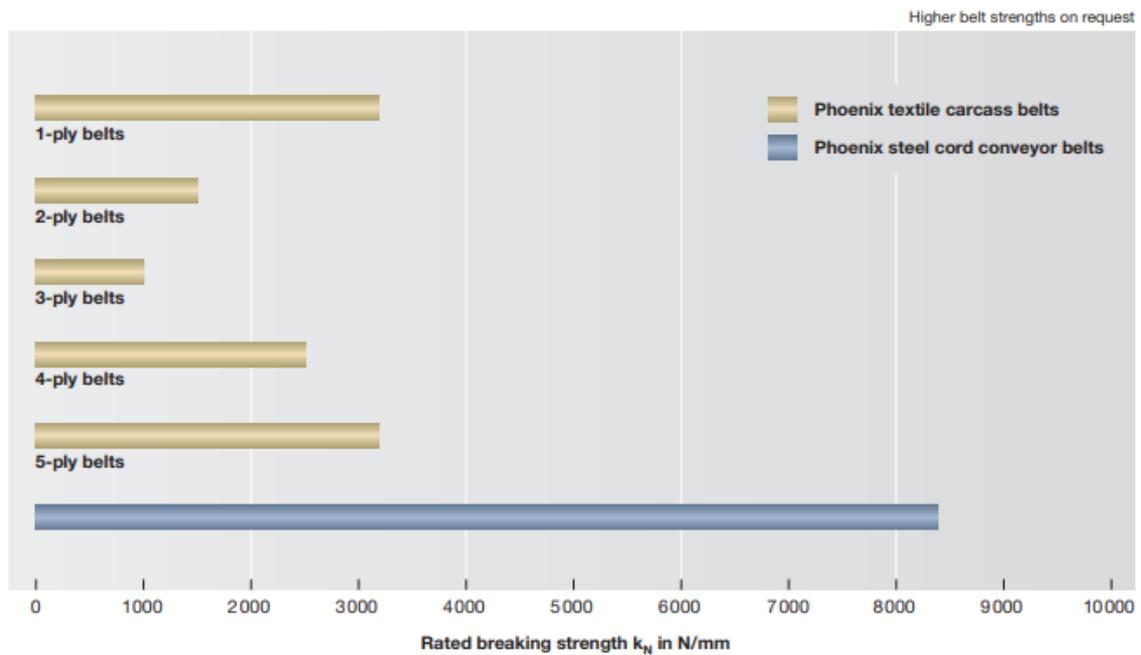
C_{Tr}	Material of Carcase in Warp or Belt Type	
90	Polyamide (P)	
80	DUNLOFLEX	2 ply Belt
95	TRIOFLEX	3 ply Belt
108	SUPERFORT	Multiply Belt (EP)
138	FERROFLEX	Steel weave Type
145	SILVERCORD	Steel Cord Belt
100	DUNLOPLAST	Monoply Belt

The calculated pulley diameter is rounded up to the next higher standard diameter or if working conditions are favourable may be rounded down.

Table 12
Strength Range of Phoenix Conveyor Belts for Use Above and
Underground (Belt Breaking Strength in N/mm Belt Width)

Phoenix textile carcass conveyor belt									
1-ply belts									
Underground use	800/1	1000/1	1250/1	1600/1	2000/1	2500/1	3150/1		
2-ply belts									
Surface use	200/2	250/2	315/2	400/2	630/2	800/2	1000/2	1250/2	1600/2
Underground use	630/2	800/2	1000/2	1250/2	1600/2				
3-ply belts									
Surface use	315/3	400/3	500/3	630/3	800/3	1000/3			
4-ply belts									
Surface use	500/4	630/4	800/4	1000/4	1250/4	1600/4	2000/4	2500/4	
5-ply belts									
Surface use	630/5	800/5	1000/5	1250/5	1600/5	2000/5	2500/5	3150/5	

Phoenix steel cord conveyor belt							
Above and under-ground use	St 400	St 500	St 630	St 800	St 1000	St 1250	St 1600
	St 1800	St 2000	St 2500	St 3150	St 3500	St 4000	St 4500
	St 5000	St 5400	St 6300	St 7000	St 7500	St 8000	St 8500



Methods of Making Endless

Conveyor belting can be made endless using the following jointing methods:

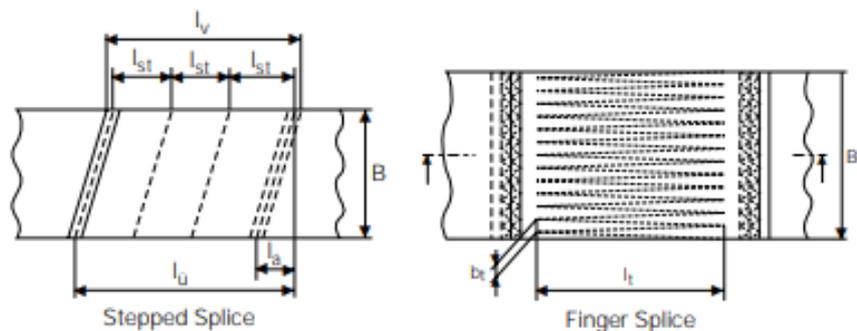
- Hot Vulcanised
- Warm Vulcanised
- Cold Vulcanised
- Mechanical Fastener

The durability obtained from these various methods depends on environmental conditions, splicing materials and the proficiency of the splicing personnel. The advice of the belt manufacture should be observed particularly the special recommendations that apply to certain belt types and qualities.

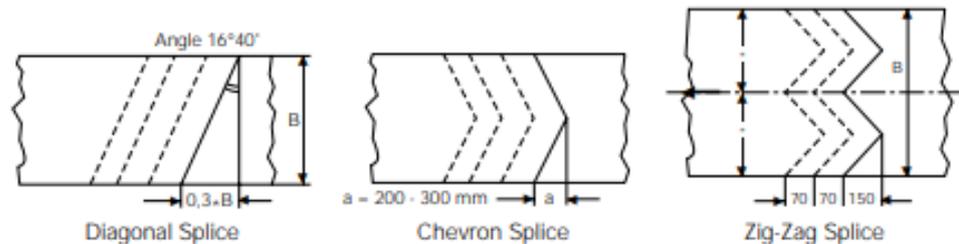
Hot Vulcanisation

With hot vulcanising, vulcanising presses are necessary. The vulcanisation takes place under a certain pressure and depending on cover quality, at a certain time and temperature. In general the vulcanising temperature lies between 140°C and 155°C. Vulcanisation times depend on the belt thickness and are of 20 to 45 minutes duration. With almost all belt types, the best results are achieved by the hot vulcanisation process with regard to strength and the retention of strength after prolonged periods of usage.

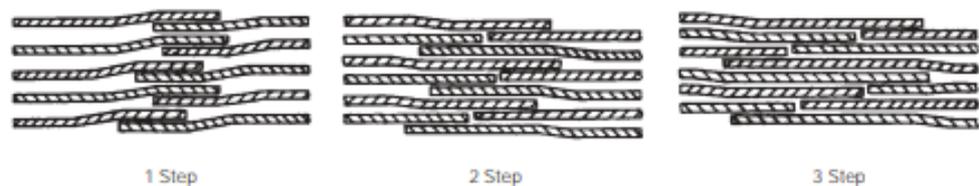
With **textile belts**, depending on carcass construction there are the stepped splice method (1 or more steps) and the finger splice method.



Depending on the **application** one differentiates between the straight joint (90° across the belt) the diagonal splice, the Chevron splice and the zig-zag splice (for short centre to centre distances or for weigher belts).



For **Steel Cord Belts** depending on tensile strength and the cord diameter the 1 to 4 step splice is used. With this the cords are laid together in a particular design.



Warm Vulcanisation

For the warm vulcanisation method, a press is likewise required. The joint can however be constructed with shorter overlap lengths. The vulcanisation temperature lies between 100°C to ca. 115°C. For the warm vulcanising process special vulcanising materials are required.

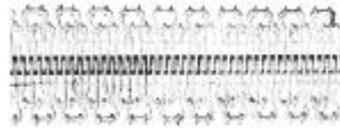
Cold Vulcanisation

With cold vulcanisation, the process takes place under ambient temperature conditions. The optimum strength is reached in ca. 24 hours. The quality of the joint is very dependent upon the ambient conditions, humidity, dustiness etc. Expenditure on equipment and time is much reduced.

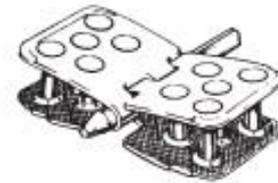
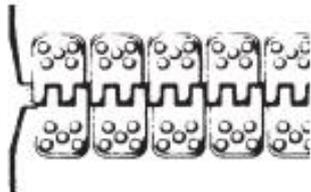
Mechanical Splice

The quickest and most cost effective joint is the mechanical splice. The strength however is significantly lower than that of a vulcanised splice joint.

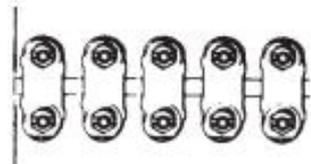
The mechanical fastener is well suited for quick emergency splicing or belt damage repair.



Steel Wire Hook Fastener



Hinged Fastener



Bolted Plate Fastener (Flexco)

PULLEY LAGGING



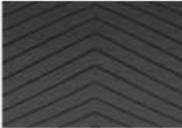
PPI has complete in-house pulley lagging capabilities. Every step of the pulley manufacturing and lagging process is controlled internally, which assures quality, prompt delivery and competitive pricing of lagged pulleys. Available in a wide variety of styles and thicknesses, lagging is primarily used to improve traction capabilities, resist abrasive conditions and extend pulley and belt life. The style of lagging required is usually influenced by operating conditions. While the standard is 60 durometer, it is available in various durometers, with 50 and 70 being the common alternatives. SBR is standard; neoprene, durometer and MSHA are available as well as a wide variety of other compounds.

Other lagging is available for specific applications. An example of this is ROUGHTOP LAGGING. This is used for small diameter drive pulleys. It is created by lagging the pulley, but before the rubber is cured, a special mold is applied to the lagging to cause the grooves to be formed in the lagging. It is cured with this form in place. It gives excellent traction, without cutting grooves. By forming the groove in the lagging, PPI can offer Roughtop on thin lagging, such as 1/4". Consult your sales representative for specific requirements.



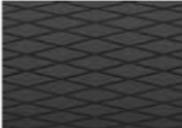
HERRINGBONE GROOVE LAGGING (HBG)

The style of lagging required is usually influenced by operating conditions. This style of grooving is where the points do not meet in the middle. This is normally used in drive pulleys, with the V pointing in the direction of rotation. (3/8" minimum thickness)



CHEVRON GROOVE LAGGING (CHE)

Similar to the herringbone style, we offer chevron based on customer preference. This is also used primarily on drive pulleys. (3/8" minimum thickness)



DIAMOND GROOVE LAGGING (DIA)

Diamond, or double HBG, or double chevron is primarily used for reversing conveyor drive pulleys. It is also often used for spare pulleys when one doesn't know the direction of rotation. (3/8" minimum thickness)



CIRCUMFERENTIAL GROOVE LAGGING (CIR)

This is used on non-drive pulleys for really wet applications or cold temperatures, which allows the lagging to deflect, keeping material from building up on the lagging. (3/8" minimum thickness)

ALIGNER GROOVE LAGGING (LOR)

This is a Lorig™ style lagging and is used on flat face pulleys. The lagging is machined flat, then grooves are machined in at an angle. This results in a training action. As the rubber is compressed by the belt, the lagging will deflect towards the center, helping to track the belt. (3/4" normal thickness)



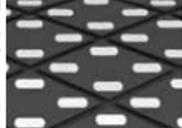
CERAMIC LAGGING

Ceramic lagging has ceramic tiles molded into a rubber compound. This makes for excellent traction, reduced slippage and offering excellent abrasion resistance.



VULCANIZED ENGINEERED CERAMIC LAGGING (VEC)

Our patented VEC Lagging starts with SBR or neoprene lagging that is hot vulcanized on a pulley. Our uniquely designed tiles are then embedded in the vulcanized lagging. This design eliminates seams, where failures often start. This process allows flexibility in tile coverage and grooving patterns as well.

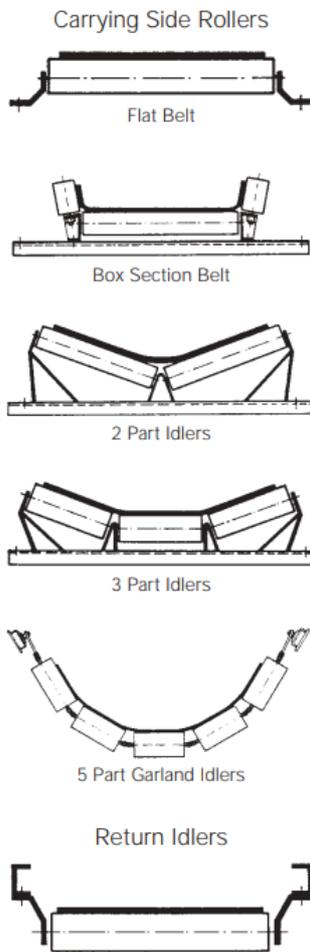


CRAFT-LAG®/EZ LAG

Craft-Lag and EZ lag are field replaceable lagging. Craft-Lag is bonded to rigid backing, then formed to a specific diameter. Craft-Lag can be used with or without retainers and is ideal for mining, crushed stone, sand and gravel, cement, agriculture, food processing, coal mining, power plants, feed and grain and general industry.



Idler Rollers Carrying and Return



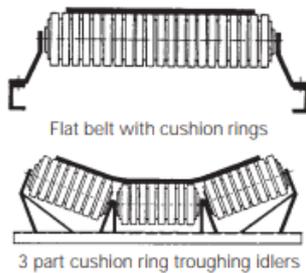
Mass m'_R (kg)

Belt width B (mm)	Idler Rollers	Idler Roller Diameter							
		51	63.5	88.9	108	133	159	193.7	219.1
300	flat	1.6	2.2	3.2					
	2 part	2.3	3.4	4.1					
400	flat	2.0	2.7	3.9	5.6				
	2 part	2.6	3.7	4.7	6.6				
	3 part	2.9	4.4	5.4	7.3				
500	flat	2.2	3.2	4.5	6.6				
	2 part	2.8	4.1	5.5	7.8				
	3 part	3.2	4.6	6.1	8.4				
650	flat		4.0	5.5	8.0	10.8			
	2 part		4.7	6.3	9.0	12.1			
	3 part		5.4	7.0	9.8	13.1			
800	flat		4.7	6.7	9.8	13.3			
	2 part		5.6	7.4	10.6	14.2			
	3 part		6.5	8.3	11.6	15.6			
	5 part			9.0	12.4	16.3			
1000	flat			9.4	11.7	15.9	21.9		
	2 part			11.3	13.2	17.8	24.7		
	3 part			13.0	13.6	18.2	26.3		
	5 part			13.8	14.2	18.9	28.0		
1200	flat				14.2	19.3	26.1		
	2 part				15.0	20.5	28.0		
	3 part				16.3	22.3	24.5		
	5 part				17.2	21.7	31.9		
1400	flat					21.8	29.3		
	2 part					23.3	31.6		
	3 part					25.0	35.5		
	5 part					24.3	35.0		
1600	flat					25.1	33.4		
	2 part					26.5	35.0		
	3 part					28.0	38.7		
	5 part					28.5	39.3		
1800	flat					27.6	37.8		
	2 part					29.1	39.5		
	3 part					30.7	42.4		
	5 part					31.5	42.5		
2000	flat					30.2	40.2	69.1	
	2 part					31.8	43.3	76.4	
	3 part					33.3	47.0	80.1	
	5 part					33.8	46.5	89.5	
2200	flat						46.5	77.8	88.0
	2 part						49.0	82.6	97.1
	3 part						50.1	93.2	111.0
	5 part						51.0	95.5	111.8

Impact Idlers

To moderate the effect of impact cushion ring idlers may be installed at the loading point.

Loading point - Carrying idler



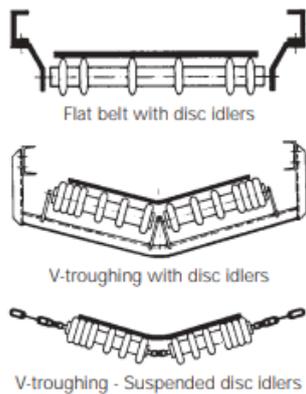
Mass m_R (kg)

Belt width (mm)	Tube-dia (mm)	Ring-dia (mm)	Cushion ring idlers	
			1 part	3 part
1000	88.9	156	19.1	21.1
1200	108	180	30.8	32.8
1400	108	180	35.7	40.5
1600	108	180	42.2	45.0
1800	133	215	67.1	71.1
2000	133	215	73.6	77.6
2200	133	215	80.1	84.1

Disc Support Idlers

Disc idlers can be installed on the return side run to reduce the effect of dirt build-up.

To assist tracking of the belt it is recommended that guide rollers be installed at ca. 50 m intervals.



Mass m_R (kg)

Belt width (mm)	Tube-dia (mm)	Disc-dia (mm)	Return idlers	
			1 part	3 part
400	51	120	4.0	5.0
500	57	133	5.7	6.8
650	57	133	6.8	8.1
800	63.5	150	11.7	13.2
1000	63.5	150	13.0	14.5
1200	88.9	180	22.2	23.9
1400	88.9	180	24.2	25.9
1600	108.0	180	31.9	33.9
		215	42.0	44.5
1800	108.0	180	34.3	36.3
		215	44.9	47.3
2000	108.0	180	38.3	40.0
		215	48.8	51.8
2200	133	215	59.8	62.8
		250	73.8	76.8

ASTM A36

TABLE 2 Tensile Requirements^A

Plates, Shapes, ^B and Bars:	
Tensile strength, ksi [MPa]	58–80 [400–550]
Yield point, min, ksi [MPa]	36 [250] ^C
Plates and Bars: ^{D,E}	
Elongation in 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	23
Shapes:	
Elongation in 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	21 ^B

^A See the Orientation subsection in the Tension Tests section of Specification **A6/A6M**.

^B For wide flange shapes with flange thickness over 3 in. [75 mm], the 80 ksi [550 MPa] maximum tensile strength does not apply and a minimum elongation in 2 in. [50 mm] of 19 % applies.

^C Yield point 32 ksi [220 MPa] for plates over 8 in. [200 mm] in thickness.

^D Elongation not required to be determined for floor plate.

^E For plates wider than 24 in. [600 mm], the elongation requirement is reduced two percentage points. See the Elongation Requirement Adjustments subsection under the Tension Tests section of Specification **A6/A6M**.

TABLE 3 Chemical Requirements

NOTE 1—Where “. . .” appears in this table, there is no requirement. The heat analysis for manganese shall be determined and reported as described in the heat analysis section of Specification **A6/A6M**.

Product	Shapes ^A	Plates > 15-in. [380 mm] Width ^B					Bars; Plates ≤ 15-in. [380 mm] Width ^B			
		To ¾ [20]. incl	Over ¾ to 1½ [20 to 40]. incl	Over 1½ to 2½ [40 to 65]. incl	Over 2½ to 4 [65 to 100]. incl	Over 4 [100]	To ¾ [20]. incl	Over ¾ to 1½ [20 to 40]. incl	Over 1½ to 4 [100]. incl	Over 4 [100]
Thickness, in. [mm]	All									
Carbon, max, %	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
Manganese, %	0.80–1.20	0.80–1.20	0.85–1.20	0.85–1.20	...	0.60–0.90	0.60–0.90	0.60–0.90
Phosphorus, max, %	0.04	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.04	0.04	0.04	0.04
Sulfur, max, %	0.05	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicon, %	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.15–0.40	0.15–0.40	0.15–0.40	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.40 max
Copper, min, % when copper steel is specified	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

^A Manganese content of 0.85–1.35 % and silicon content of 0.15–0.40 % is required for shapes with flange thickness over 3 in. [75 mm].

^B For each reduction of 0.01 percentage point below the specified carbon maximum, an increase of 0.06 percentage point manganese above the specified maximum will be permitted, up to the maximum of 1.35 %.

ASTM 500 Gr. B

TABLE 1 Chemical Requirements

Element	Composition, %			
	Grades B and D		Grade C	
	Heat Analysis	Product Analysis	Heat Analysis	Product Analysis
Carbon, max ^A	0.26	0.30	0.23	0.27
Manganese, max ^A	1.35	1.40	1.35	1.40
Phosphorus, max	0.035	0.045	0.035	0.045
Sulfur, max	0.035	0.045	0.035	0.045
Copper, min ^B	0.20	0.18	0.20	0.18

^A For each reduction of 0.01 percentage point below the specified maximum for carbon, an increase of 0.06 percentage point above the specified maximum for manganese is permitted, up to a maximum of 1.50 % by heat analysis and 1.60 % by product analysis.

^B If copper-containing steel is specified in the purchase order.

TABLE 2 Tensile Requirements

	Round, Square, Rectangular, and Special Tubular Shapes		
	Grade B	Grade C	Grade D
Tensile strength, min, psi [MPa]	58 000 [400]	62 000 [425]	58 000 [400]
Yield strength, min, psi [MPa]	46 000 [315]	50 000 [345]	36 000 [250]
Elongation in 2 in. [50 mm], min, % ^C	23 ^A	21 ^B	23 ^A

^A Applies to specified wall thicknesses (*t*) equal to or greater than 0.180 in. [4.57 mm]. For lighter specified wall thicknesses, the minimum elongation values shall be calculated by the formula: percent elongation in 2 in. [50 mm] = 61*t* + 12, rounded to the nearest percent. For A500M use the following formula: 2.4*t* + 12, rounded to the nearest percent.

^B Applies to specified wall thicknesses (*t*) equal to or greater than 0.120 in. [3.05 mm]. For lighter specified wall thicknesses, the minimum elongation values shall be by agreement with the manufacturer.

^C The minimum elongation values specified apply only to tests performed prior to shipment of the tubing.

ASTM 572 Gr.50

TABLE 1 Maximum Product Thickness or Size

Grade	Yield Point, min		Maximum Thickness or Size					
	ksi	[MPa]	Plates and Bars		Structural Shape Flange or Leg Thickness		Sheet Piling	Zeels and Rolled Tees
			in.	[mm]	in.	[mm]		
42 [290] ^A	42	[290]	6	[150]	all	all	all	all
50 [345] ^A	50	[345]	4 ^B	[100] ^B	all	all	all	all
55 [380]	55	[380]	2½	[64]	all	all	all	all
60 [415] ^A	60	[415]	2½ ^C	[64] ^C	2	[50]	all	all
65 [450]	65	[450]	2	[50]	2	[50]	all	all

^A In the above tabulation, Grades 42, 50, and 60 [290, 345, and 415], are the yield point levels most closely approximating a geometric progression pattern between 36 ksi [250 MPa], min, yield point steels covered by Specification A36/A36M and 100 ksi [690 MPa], min, yield strength steels covered by Specification A514/A514M.

^B Round bars up to and including 11 in. [275 mm] in diameter are permitted.

^C Round bars up to and including 3½ in. [90 mm] in diameter are permitted.

**TABLE 2 Chemical Requirements^A
(Heat Analysis)**

Diameter, Thickness, or Distance Between Parallel Faces, in. [mm] Plates and Bars	Structural Shape Flange or Leg Thickness, in. [mm]	Grade	Carbon, max, %	Manganese, ^B max, %	Phosphorus, ^F max, %	Sulfur, ^F max, %	Silicon	
							Plates to 1½ in. [40 mm] Thick, Shapes with Flange or Leg Thickness to 3 in. [75 mm] inclusive, Sheet Piling, Bars, Zeels, and Rolled Tees ^C	Plates Over 1½ in. [40 mm] Thick and Shapes with Flange Thickness Over 3 in. [75 mm]
							max, %	range, %
6 [150]	all	42 [290]	0.21	1.35 ^D	0.030	0.030	0.40	0.15–0.40
4 [100] ^E	all	50 [345]	0.23	1.35 ^D	0.030	0.030	0.40	0.15–0.40
2½ [64] ^F	all	55 [380]	0.25	1.35 ^D	0.030	0.030	0.40	0.15–0.40
2½ [64] ^F	≤2 [50]	60 [415]	0.26	1.35 ^D	0.030	0.030	0.40	0.15–0.40
>1½ – 2 [13–50]	>1–2 [25–50]	65 [450]	0.23	1.65	0.030	0.030	0.40	0.15–0.40
≤½ [13] ^H	≤1	65 [450]	0.26	1.35 ^D	0.030	0.030	0.40	^G

^A Copper when specified shall have a minimum content of 0.20 % by heat analysis (0.18 % by product analysis).

^B Manganese, minimum, by heat analysis of 0.80 % (0.75 % by product analysis) shall be required for all plates over ¾ in. [10 mm] in thickness; a minimum of 0.50 % (0.45 % by product analysis) shall be required for plates ¾ in. [10 mm] and less in thickness, and for all other products. The manganese to carbon ratio shall not be less than 2 to 1.

^C Bars over 1½ in. [40 mm] in diameter, thickness, or distance between parallel faces shall be made by a killed steel practice.

^D For each reduction of 0.01 percentage point below the specified carbon maximum, an increase of 0.06 percentage point manganese above the specified maximum is permitted, up to a maximum of 1.60 %.

^E Round bars up to and including 11 in. [275 mm] in diameter are permitted.

^F Round bars up to and including 3½ in. [90 mm] in diameter are permitted.

^G The size and grade is not described in this specification.

^H An alternative chemical requirement with a maximum carbon of 0.21 % and a maximum manganese of 1.65 % is permitted, with the balance of the elements as shown in Table 2.

^I A maximum phosphorus content of 0.04 % and a maximum sulfur content of 0.05 % are permitted for the following materials:

- Structural shapes
- Sheet piling
- Bars
- Plates with widths up to and including 15 in. [380 mm]

10.3 Anexo 3: Cotizaciones y data sheet



Conveyor Systems s
Especialistas en Fajas Transportac

COT. 02452-2024

Lima, 29 de mayo del 2024

Referencia: Cotización faja [REDACTED]

Estimado Joel:

Sirva el presente documento para hacerle llegar nuestros más cordiales saludos y presentarle nuestra mejor oferta por lo solicitado:

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNT US\$	VALOR DE COMPRA US\$
01	BANDA TRANSPORTADORA MARCA: BELTSIFLEX PROCEDENCIA: ESPAÑA TIPO EP 1250/4 LONAS: 04 POL/NYLON ANCHO: 2600 MM CUBIERTA SUPERIOR: 20 MM CUBIERTA INFERIOR: 10 MM ESPESOR TOTAL: 38 MM CALIDAD DE CUBIERTAS: DIN X ANTIABRASIVA / ANTICORTE RESISTENCIA A LA RUPTURA: 1250 N/mm DUREZA: 65º SHORE A CANTOS SELLADOS	280 MTS	530.00	148,400.00
02	KIT DE EMPALME AL CALIENTE	1 KIT	7,500.00	7,500.00

NUESTROS PRECIOS NO INCLUYEN EL 18% DE IGV

CONDICIONES DE VENTA:

- FORMA DE PAGO:
 - 40% con la O/C
 - SALDO: A TRATAR
- ENTREGA: 14 A 15 SEMANAS DE ENVIADA LA OC.

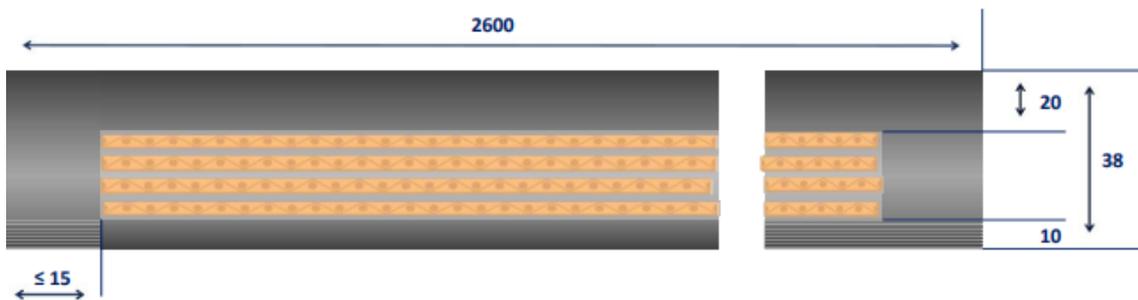
ATTE.

MIGUEL OLIVAS

1. DIMENSIONES / Dimensions

	TOLERANCIA / Tolerance	ESPECIFICACIONES / SPECIFICATIONS	UNIDADES / UNITS
ANCHO/ Width	±26	2600	mm
PESO/ Weight		app. 114,66	kg/m
ESPESOR / Thickness	±3,80	app. 38	mm
ESPESOR COBERTURA SUPERIOR/ Thickness of top cover.		20	mm
ESPESOR COBERTURA INFERIOR/ Thickness of bottom cover.		10	mm
ANCHO DE LOS CANTOS/ Width of the edges		≤ 15	mm

2. CROQUIS SECCION BANDA / Belt Section



3. CARACTERISTICAS TECNICAS / Technical quality characteristic

TEST	TOLERANCIA / Tolerance	ESPECIFICACIONES / SPECIFICATIONS	UNIDADES / UNITS
RESISTENCIA A LA RUPTURA NOMINAL /Nominal tensile strength		1250	N/mm
TIPO DE TEJIDO / Type of fabric		EP300	
NUMERO DE TEJIDOS / Insertion number		4	
Diámetro min. tambor (motriz/reenvio)/Min. Pulley diam. (driving/tail) 60-100%RMBT		1000/800	mm
ADHERENCIA / adhesion	DIN22102		
1.1. ENTRE TEJIDO Y GOMA DE ESPESORES / between ply - rubber sheet with thickness			
a) ENTRE 0,8 - 1,5 MM / between 0,8 - 1,5 mm		3,5	N/mm
b) MAS DE 1,5 MM. / over 1,5 mm		4,5	N/mm
1.2. ENTRE TEJIDO Y TEJIDO / between ply-ply		5	N/mm

4. PROPIEDADES FISICAS Y MECANICAS DEL CAUCHO / Physical and mechanical properties of rubber mixture

	GRADO X		
1. RESISTENCIA A LA ROTURA / tensile strength	Min	25	MPA (N/mm ²)
2. RESISTENCIA AL ALARGAMIENTO / Elongation at break		450	%
3. ABRASION / Abrasion	Max	120	mm ³
4. ENVEJECIMIENTO A 70°C DURANTE 168 h. / Air ageing resistance in temp. 70°C after 168 h.			
4.1. DISMINUCION EN LA RESISTENCIA A LA ROTURA / Decrease in tensile strength.		±25	%
4.2. DISMINUCION RESISTENCIA AL ALARGAMIENTO. / Decrease in elongation break		25	% max,
5. ENVEJECIMIENTO A 160°C DURANTE 168 h. según ISO 4195 / Air ageing resistance in temp. 160°C after 168 h. (ISO 4195)			
5.1. DISMINUCION EN LA RESISTENCIA A LA ROTURA / Decrease in tensile strength.		-	%
5.2. DISMINUCION RESISTENCIA AL ALARGAMIENTO. / Decrease in elongation break		-	% max,
5.3. INCREMENTO EN DUREZA / Hardness increase.		-	° Sh A, max.

MAIN RELEVANT STANDARD: X (ABRASION RESISTANT): DIN 22102 GRADE X. ISO 14890 GRADE H

DATA SHEET**Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage**

Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor

Frame	: 6810/11	Locked rotor time	: 16 s (hot) 29 s (cold)
Output	: 845 HP (630.10 kW)	Temperature rise	: 80 K
Poles	: 4	Duty cycle	: S1
Frequency	: 60 Hz	Ambient temperature	: -20 °C to +40 °C
Rated voltage	: 4160 V	Altitude	: 15088 ft
Rated current	: 109 A	Protection degree	: IP65
L. R. Amperes	: 1040 A	Cooling method	: IC611 - TEAAC
LRC	: 9.5 Code K	Mounting	: F-1/B3R(D)
No load current	: 50.0 A	Rotation ¹	: Clockwise
Rated speed	: 1790 rpm	Noise level ²	: 93.0 dB(A)
Slip	: 0.56 %	Vibration class	: A
Rated torque	: 2445 ft.lb	Starting method	: Inverter
Locked rotor torque	: 133 %	Coupling	: DIRECT
Pull up torque	: 100 %	Approx. weight ³	: 8467 lb
Breakdown torque	: 370 %	Painting plan	: 214P
Insulation class	: F	Color	: RAL 5009
Service factor	: 1.15		
Moment of inertia (J)	: 273 sq.ft.lb		

Output	50%	75%	100%	Load type	: -
Efficiency (%)	93.2	94.7	95.2	Load torque	: -
Power Factor	0.64	0.76	0.81	Load inertia (J=GD ² /4)	: -

	Drive end	Non drive end	Foundation loads	
Bearing type	6228-C3	6220-C3	Max. traction	:
Lubrication interval	4500 h	4500 h	Max. compression	:
Lubricant amount	53 g	31 g		
Lubricant type	MOBIL POLYREX EM			

Operation limits with inverter

DATA SHEET**Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage**

Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor

Thermal protection				
ID	Application	Type	Quantity	Sensing Temperature
1	Winding	PT100 - 3 wires	2 x Phase	-
2	DE bearing	PT100 - 3 wires	1 x Bearing	-
3	NDE bearing	PT100 - 3 wires	1 x Bearing	-

Space heater information
Voltage: 110-127/200-240 V
Output:

Material de la Placa Principal: Acero Inoxidable 304
 Planitud de los Pies
 Doble Puesta a Tierra - Uno exterior en la Carcasa y uno en el interior de la Caja de Conexiones
 Bobina Sellada
 Sellador: Permatex en las Juntas

Esta oferta se encuentra de acuerdo con los requisitos técnicos y comerciales recibidos y los detalles descritos en él. En el caso de cualquier especificación adicional o modificaciones, nos reservamos el derecho de revisar técnicamente y comercialmente esta oferta.

Precio de Venta

Producto	Descripción	Cant	Precio Neto Unitario	Precio Neto Total
1. 1538019098	MOTOR ELECTRICO TRIFASICO 845 HP 04 6810/11 4160 C/ 3 term 60Hz F-1/B3R(D) IP65 649332.2024 DIMENSIONS ACC. CONFIGURATION AV-1.2kV A 5.0kV WFH3 W Plazo de Entrega (Semanas) : 14	1 UN	USD 71,849.00	USD 71,849.00
Precio Neto Total				USD 71,849.00

9. Embalaje

Los precios incluyen embalajes estándar según WEG aptos para transporte marítimo y por carreteras.

Embalaje estándar (incluido en el precio)	Embalaje especial
---	-------------------

WEG PERÚ S.A.C | Oficina: Av. Circunvalación del Golf los Incas 134, Santiago de Surco | Almacén: Calle Marie Curie 451, Ate |



WEG PERU S.A.C



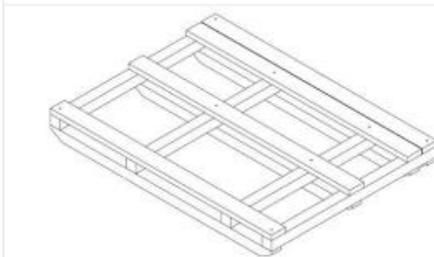
Cotización: 233491912 - 0

Tipo: Técnico/Comercial

Emisión: 24/05/2024

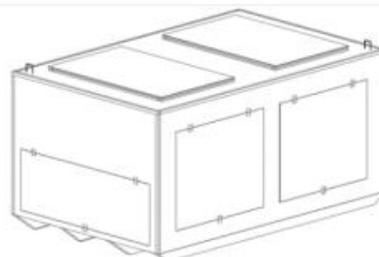
Pag: 8 / 9

Precio adicional por motor: US\$ 0.00



Pallet de madera, envuelto con plástico protector. El motor va anclado con pernos a la completamente cerrada base.

Precio adicional por motor: US\$ 3,000.00 (no incluye I. G. V.)



<p style="text-align: center;">WEG Prueba de Rutina (Routine Test)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Cold electric resistance measurement; - No load test (characteristic values); Absorbed power with rated voltage; Current with rated voltage; - Locked rotor torque (characteristic values); Current with rated voltage; Absorbed power with rated voltage; Rated voltage torque; - High potential test; - Direction of rotation. - Insulation resistance.
<p style="text-align: center;">WEG Prueba Tipo (Type Test)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Routine Test (as above); - Temperature rise test; - Hot electric resistance test; - No load test (characteristic curves); Absorbed power in relation to voltage; Current in relation to voltage; - Locked rotor torque (characteristic curves); Current in relation to the voltage; Absorbed power in relation to the voltage; Torque in relation to the voltage; - Tests related to absorbed power (characteristic values); Efficiency 100%, 75% and 50% of the rated output; Power factor 100%, 75% and 50% of the rated output; Current 100%, 75% and 50% of the rated output; Speed 100%, 75% and 50% of the rated output; - Breakdown torque test; - Polarization Index;
<p style="text-align: center;">Pruebas especiales (Special Tests)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Vibration Test (Measurement of no-load radial and axial vibration at rated voltage with the motor mounted on elastic pads) - Noise level.

0 Embalaje

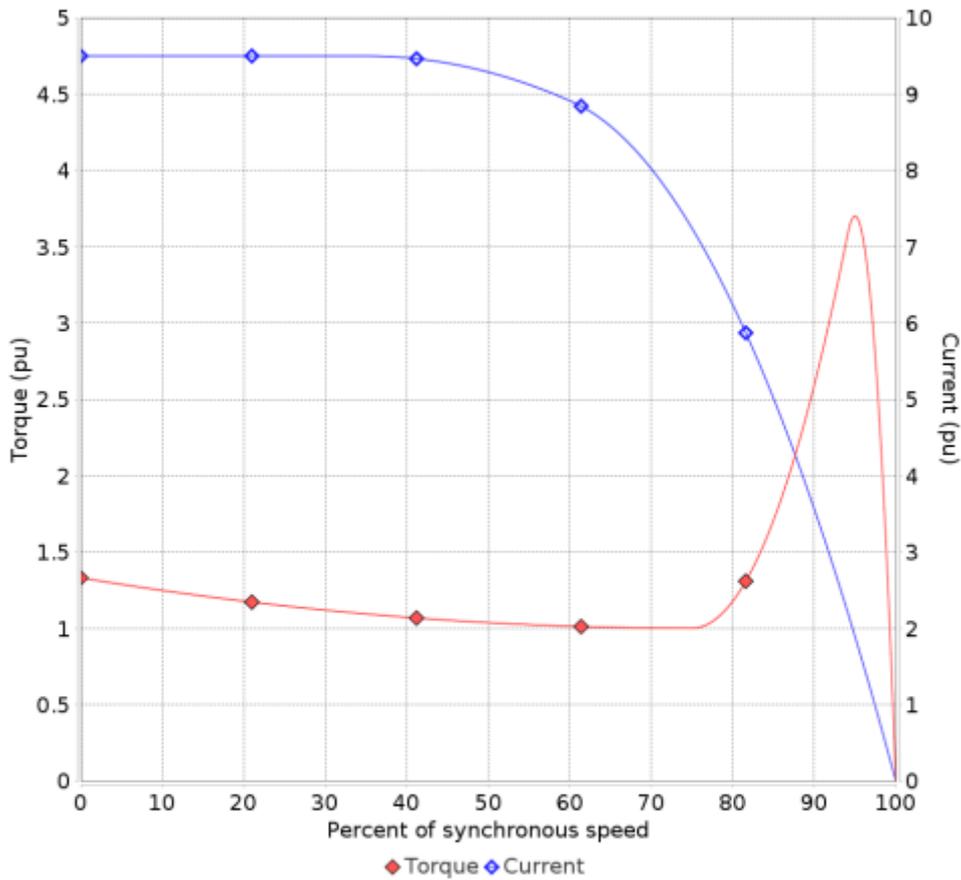
TORQUE AND CURRENT VS SPEED CURVE

Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage



Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor



Performance : 845 HP (630.10 kW) 4160 V 60 Hz 4P 6810/11

Rated current	: 109 A	Moment of inertia (J)	: 273 sq.ft.lb
LRC	: 9.5	Duty cycle	: S1
Rated torque	: 2445 ft.lb	Insulation class	: F
Locked rotor torque	: 133 %	Service factor	: 1.15
Breakdown torque	: 370 %	Temperature rise	: 80 K
Rated speed	: 1790 rpm		
Locked rotor time 100%	: 16 s (hot) 29 s (cold)		
Load inertia (J=GD ² /4)	: 273 sq.ft.lb		
Allowable run up time 100%	: 12 s (hot) 23 s (cold)		

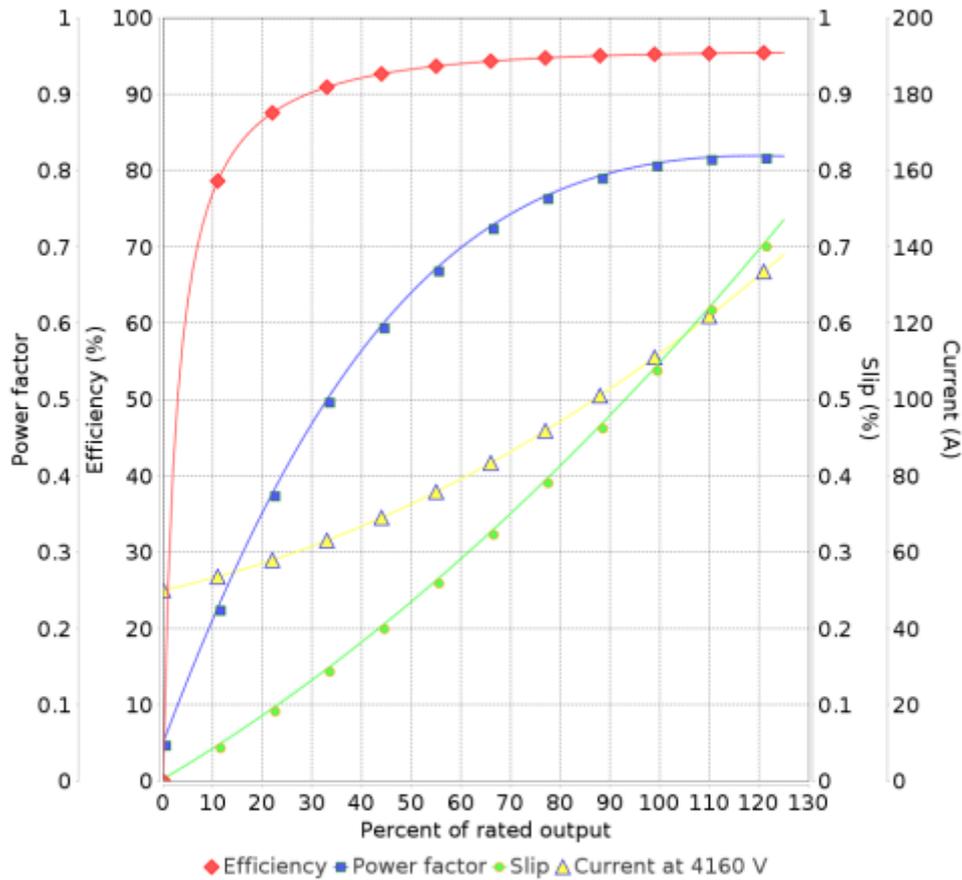
LOAD PERFORMANCE CURVE

Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage



Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor



Performance : 845 HP (630.10 kW) 4160 V 60 Hz 4P 6810/11

Rated current	: 109 A	Moment of inertia (J)	: 273 sq.ft.lb
LRC	: 9.5	Duty cycle	: S1
Rated torque	: 2445 ft.lb	Insulation class	: F
Locked rotor torque	: 133 %	Service factor	: 1.15
Breakdown torque	: 370 %	Temperature rise	: 80 K
Rated speed	: 1790 rpm		

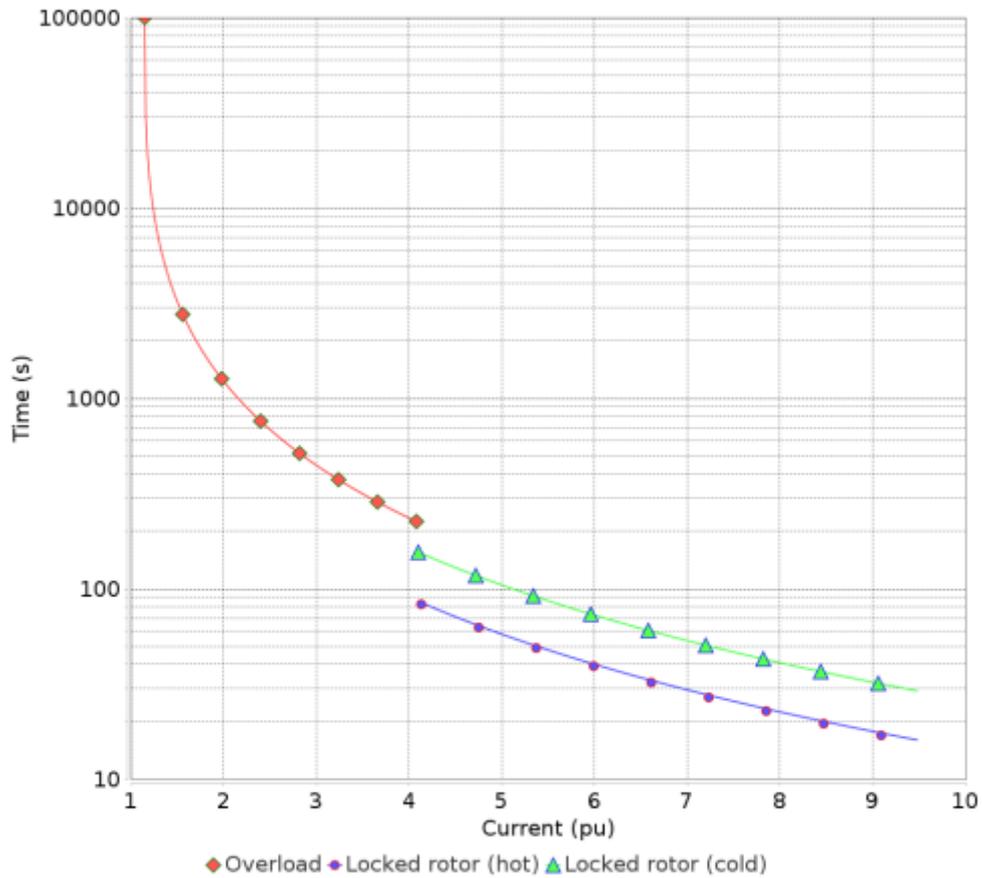
THERMAL LIMIT CURVE

Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage



Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor



Performance : 845 HP (630.10 kW) 4160 V 60 Hz 4P 6810/11

Rated current : 109 A

LRC : 9.5

Rated torque : 2445 ft.lb

Locked rotor torque : 133 %

Breakdown torque : 370 %

Rated speed : 1790 rpm

Heating constant : 59.7 min

Cooling constant : 179.1 min

Moment of inertia (J)

: 273 sq.ft.lb

Duty cycle

: S1

Insulation class

: F

Service factor

: 1.15

Temperature rise

: 80 K

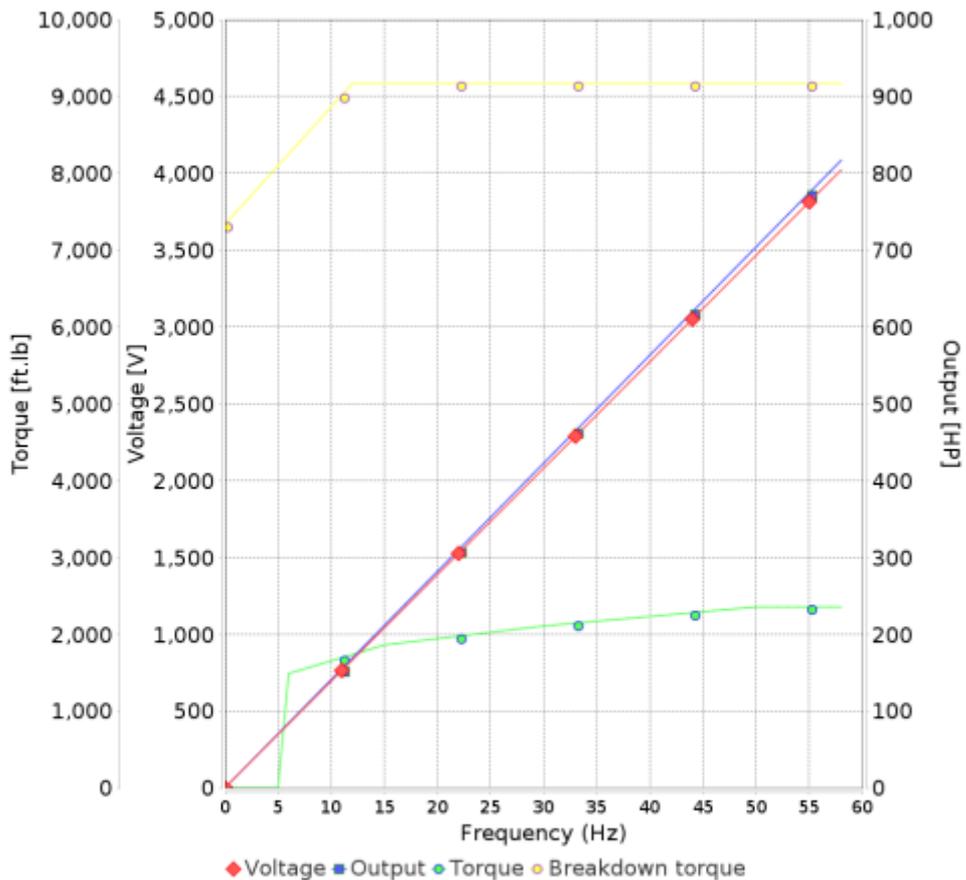
VFD OPERATION CURVE

Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage



Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor



Performance : 845 HP (630.10 kW) 4160 V 60 Hz 4P 6810/11

Rated current : 109 A
 LRC : 9.5
 Rated torque : 2445 ft.lb
 Locked rotor torque : 133 %
 Breakdown torque : 370 %
 Rated speed : 1790 rpm

Moment of inertia (J) : 273 sq.ft.lb
 Duty cycle : S1
 Insulation class : F
 Service factor : 1.15
 Temperature rise : 80 K

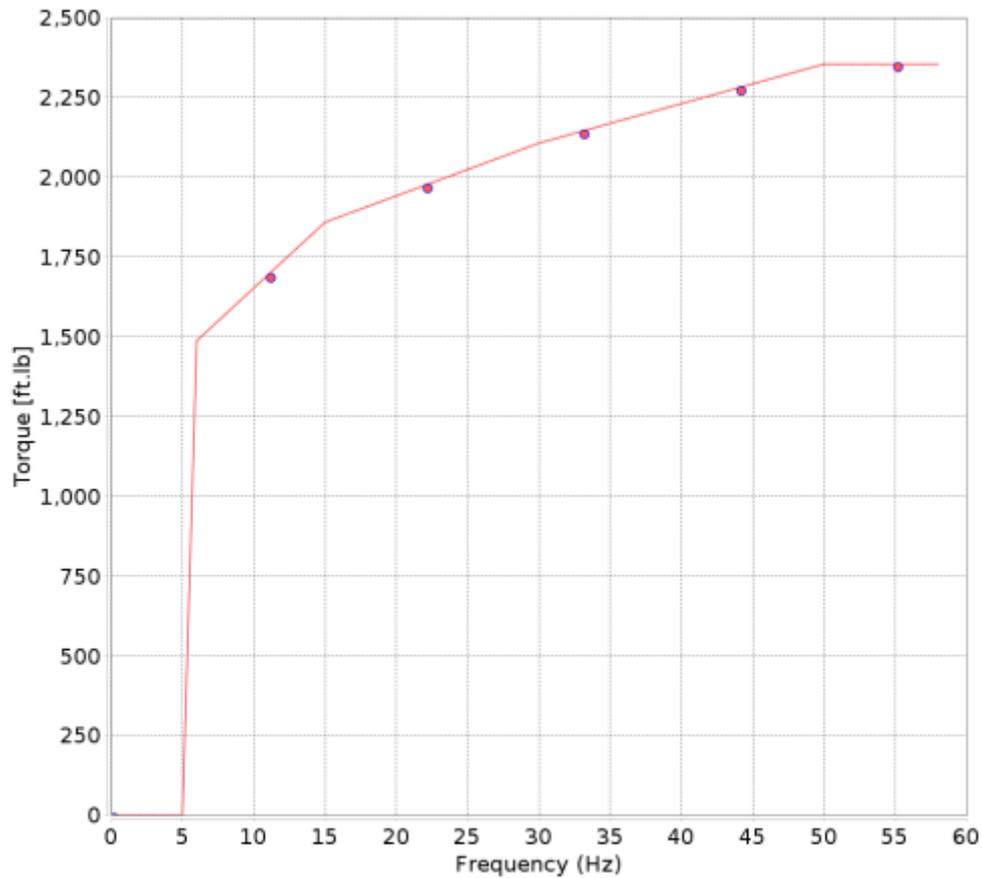
INVERTER CURVE WITH LOAD TORQUE

Three Phase Induction Motor - Squirrel Cage



Customer : VULCO PERU S/A

Product line : Special Motor



Performance : 845 HP (630.10 kW) 4160 V 60 Hz 4P 6810/11

Rated current	: 109 A	Moment of inertia (J)	: 273 sq.ft.lb
LRC	: 9.5	Duty cycle	: S1
Rated torque	: 2445 ft.lb	Insulation class	: F
Locked rotor torque	: 133 %	Service factor	: 1.15
Breakdown torque	: 370 %	Temperature rise	: 80 K
Rated speed	: 1790 rpm		

1. DIVISION MOTORES (WMO) // REDUCTORES

1.1. Reductores WEG

Item	DESCRIPCIÓN
10	REDUCTOR REDUCTOR ORTOGONAL ENGRANAJES HELICOIDALES E54 3 1:36,11 NAB <ul style="list-style-type: none"> • Intercambiador de calor aire-aceite
20	ACOPLAMIENTO DE ALTA (Motor- Reductor) ACOPL FLEXIBLE GSND-300 C/MECANIZADO DIAM. MAXIMO = 150mm
30	ACOPLAMIENTO DE BAJA (Reductor- Eje Polea) ACOPL RIGIDO NVD-200RR TIPO BRIDA C/MECANIZADO DIAM. MAXIMO = 380mm

3. Condiciones Comerciales

3.1. Precios

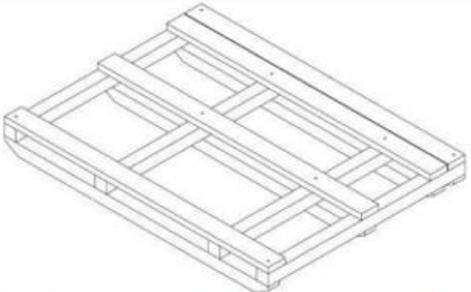
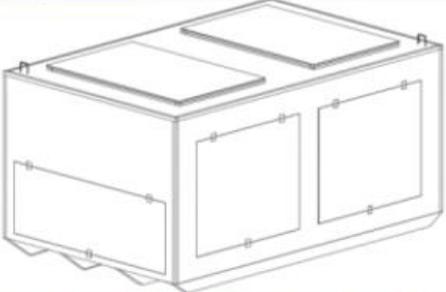
Los precios indicados en la presente cotización son precios netos y unitarios, de acuerdo a la lista de precios en vigor, conforme condiciones de pago abajo, válidas para las cantidades y especificaciones indicadas en esta cotización

Tag	Descripción	Cantidad	Unidad	P.N.U. USD	Total ítem
10	REDUCTOR WEG ORTOGONAL ENGRANAJES HELICOIDALES E54 3 1:36,51 NAB POTENCIA 630KW VELOCIDAD DE ENTRADA 1790 RPM RATIO 36.51 VELOCIDAD DE SALIDA 49 RPM INCLUYE: RETENES TACONITE / VITON INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE-ACEITE SENSORES DE VIBRACION 4-20 mA SENSORES DE TEMPERATURA 4-20mA RESPIRADOR GEL SILICA PLUG MAGNÉTICO HEATER 230VAC / 1PH VALVULA DE DRENAJE TIPO GLOBO PLAN DE PINTURA 212P / RAL 5009	1.00	Unidad	USD 230,000.00	USD 230,000.00
20	ACOPLAMIENTO DE ALTA (Motor-Reductor) ACOPL FLEXIBLE VULKAN GSND-300 C/MECANIZADO FS >2.2 DIAM. MAXIMO = 150mm	1.00	Unidad	USD 3,500.00	USD 3,500.00
30	ACOPLAMIENTO DE BAJA (Reductor-Eje de Polea) ACOPL RIGIDO VULKAN NVD-210RR TIPO BRIDA C/MECANIZADO FS >2.5 DIAM. MAXIMO = 425mm	1.00	Unidad	USD 49,375.00	USD 49,375.00
PRECIO TOTAL (No incluye IGV)				USD 282,875.00	

3.6. Embalaje

Los precios incluyen embalajes estándar según WEG aptos para transporte marítimo y por carreteras.

Embalaje estándar (incluido en el precio)	Embalaje especial
Precio adicional por motor: US\$ 0.00	Precio adicional por motor: US\$ 3,000.00 (no

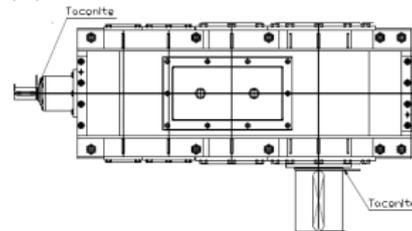
	incluye I. G. V.
	
Pallet de madera, envuelto con plástico protector. El motor va anclado con pernos a la base.	Base metálica y caja de madera completamente cerrada.

NOTA: La especificación indica "empacado adecuado" o "caja", permite la opción de ambos.

Especificaciones del producto

Producto	Descripción
1. 1538939546	REDUCTOR WEG ENGRANAJES HELICOIDALES E54 3 1:36,51 NAB

Línea de producto	HELIMAX
Tamaño del reductor	54
Par nominal [Nm]	270000.00
Par de salida [Nm]	117802.16
Máxima potencia [Kw]	1443.95
Factor de servicio mecánico	2.29
Relación de transmisión	36.51
Cantidad de etapas	3
Eficiencia [%]	96.00
Rotación de entrada [RPM]	1790
Rotación de salida [RPM]	49.03
Tipo de entrada	Eje macizo
Diámetro eje entrada [mm]	95.0
Tipo de eje de salida	Macizo
Diámetro eje salida [mm]	290.00
Disposición de los ejes	Ortogonal
Tipo de fijación	Carcaza
Posición de trabajo	P1
Potencia del motor [Kw]	630.00
Masa reductor [kg]	6000.00
Temperatura ambiente máxima [°C]	40
Temperatura ambiente mínima [°C]	0
Altitud [m.s.n.m.]	4600
Classificação de área	



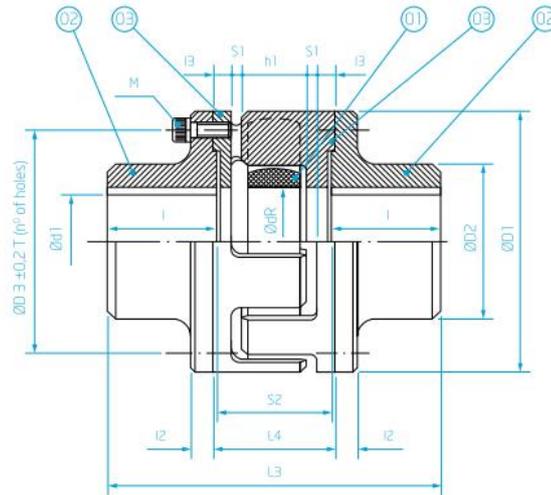
Retenedores WCG4SEAL (Taconite) / Viton
 Suministrado sin lubricante, con aditivo para almacenamiento por 12 meses
 Refrigeración por intercambiador de calor aire-aceite
 Visor de aceite tipo columna
 Tapón magnético
 Respirador gel silica
 Heater 230VAC / 1PH
 Válvula de drenaje de globo
 05 RTD Tipo PT100: 04 Bearing / 01 Aceite 4-20 mA
 02 Acelerómetros 4-20 mA
 Plan de Pintura 212P / Ral 5009
 Acoplamiento de alta motor-reductor Vulkan GSND-300
 Acoplamiento de alta reductor-eje de polea Vulkan NVD-200RR

FLEXOMAX GSN

SERIE SÉRIE
GSND

Acoplamiento con espaciador desplazable radialmente, esto permite el accionamiento independiente de la máquina accionadora o accionada. La remoción del espaciador permite el cambio del elemento elástico sin desplazar las máquinas acopladas.

Acoplamento com espaçador removível radialmente, o que permite o acionamento independente da máquina acionada ou acionadora. A remoção do espaçador permite substituir o elemento elástico sem o deslocamento das máquinas acopladas.



LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Tamaño Tamanho	Valores admisibles Valores admissíveis			Dimensiones Dimensões							
	T_{kn} [Nm] Torque nominal Torque Nominal	TK_{max} [Nm] Torque máximo Torque Máximo	N_{max} [rpm] Rotación Máxima Rotação Máxima	$d_{1\ min}$ [mm]	$d_{1\ max}$ [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_3 [mm]	d_R [mm]	L_3 [mm]	L_4 [mm]
100	300	600	7.250	10	45	105	67.50	90	42	151	56
125	560	1.120	6.000	13	56	126	84.00	108	55	170	61
145	900	1.800	5.250	13	67	145	100.00	125	64	189	71
170	1.425	2.850	4.500	18	83	170	125.00	150	90	217	71
200	2.475	4.950	3.750	20	100	200	150.00	177	100	274	81
230	3.870	7.740	3.250	20	118	230	178.00	207	115	301	86
260	5.970	11.940	3.000	32	130	260	195.00	234	140	321	101
300	8.775	17.550	2.500	32	150	300	225.00	268	162	369	111
360	14.550	29.100	2.150	32	180	360	270.00	328	215	469	130
400	20.025	40.050	1.900	32	200	400	300.00	365	250	492	130

l	l₂	l₃	S₁	S₂	h₁	T	M	W
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[ctd.]	[mm]	[kg] <small>consid. d_{min}</small>
49,00	10,00	10,50	5	53	24	6	M8	5,20
56,00	11,00	11,00	5	58	29	6	M10	8,20
60,50	12,00	13,50	5	68	34	6	M12	15,00
74,50	12,50	13,50	5	68	34	8	M12	26,00
98,50	14,50	14,50	6	77	40	8	M14	42,00
110,00	17,50	15,50	7	81	41	10	M14	59,00
112,50	22,50	16,50	8	96	52	10	M16	81,00
131,50	22,00	19,00	8	106	57	10	M20	115,00
172,00	25,00	26,00	8	125	62	12	M20	210,00
183,50	25,00	26,00	8	125	62	14	M22	290,00

DATA TECNICA ACOPLAMIENTO VULKAN	
CARACTERISTICAS DEL ACOPL	
DESCRIPCION	ACOPLAMIENTO RIGIDO TIPO BRIDA
MODELO	NVD-200RR
MARCA	VULKAN
PROCEDENCIA	BRASIL
POSICION DE MONTAJE	HORIZONTAL
APLICACION	MONTAJE SWING BASE
TORQUE DE OPERACION (Nm)	119,472
TORQUE NOMINAL DE ACOPL (Nm)	315,000
TORQUE MAXIMO DE ACOPL (Nm)	787,500
FACTOR DE SERVICIO	2.6
VELOCIDAD MAXIMA DE GIRO (RPM)	1,450
VELOCIDAD DE OPERACION (RPM)	49
DIAMETRO AGUJERO MAXIMO (mm)	425
DIAMETRO EJE CONDUCTOR (mm)	290
DIAMETRO EJE CONDUCIDO (mm)	260
LUBRICACION	NO REQUIERE
PESO (Kg)	977
OBSERVACIONES:	
INCLUYE PESTAÑA DE CENTRADO	
	

Lima, 30 de mayo del 2024

LT-21178/24
joelsteban.alcedo@mail.weir
966 372 179 / 947 568 774

Señores

Presente

Atención : **Joel Alcedo Tapia**
Costs Engineer

Referencia : ██████████

DIRTEX® CEMA APPROVED MEMBER

CEMA * U.S.A. y Norma Europea DIN
Conveyor Equipment Manufacturers Association

Polines DIRTEX Ø 90, 102, 108, 114, 127, 133, 152, 159,
178 y 203 mm; Ejes Ø 17, 20, 25, 30, 40, 50 y 60 mm.
Poleas
Limpiadores
Mecanismos Tensores (Take-Up)

Estimados Señores:

De acuerdo a lo solicitado, les presentamos nuestra mejor oferta por las Poleas marca **DIRTEX®**, de acuerdo a las siguientes características y les adjuntamos 08 hojas con Información Técnica:

Ítem	Cant.	Descripción	Valor Venta Unitario US\$	Valor Venta Total US\$
01	01 Und.	<p>HEAD DRIVE PULLEY, marca DIRTEX®, Ø 1,250 mm x 2,850 mm de longitud.</p> <p>Cuerpo: fabricado en plancha de acero ASTM A-36, espesor 25.4 mm (1").</p> <p>Eje: Ø 300 mm (eje central) / 280 mm (apoyo en Sistema de Bloqueo Keyless, cubo-lock) / 260 mm (apoyo en chumaceras) x 4,000 mm de longitud calidad SAE 1045.</p> <p>Sistema de Bloqueo: Keyless (cubo-lock), modelo 7012, eje Ø 280 mm fabricado en Alemania, torque: 260.791 Nm</p> <p>Recubrimiento: de caucho antiabrasivo con insertos Cerámicos, espesor 20 mm, dureza 60/65 Shore A, vulcanizado en caliente.</p> <p>Chumaceras: no incluye</p> <p>Marca DIRTEX®: HD 1250-2850-260</p>	40,390.00	40,390.00

02	01 Und.	<p>HEAD RETURN PULLEY, marca DIRTEX ®, Ø 1,250 mm x 2,850 mm de longitud.</p> <p>Cuerpo: fabricado en plancha de acero ASTM A-36, espesor 25.4 mm (1").</p> <p>Eje: Ø 280 mm (eje central) / 260 mm (apoyo en Sistema de Bloqueo Keyless, cubo-lock) / 240 mm (apoyo en chumaceras) x 3.700 mm de longitud calidad SAE 1045.</p> <p>Sistema de Bloqueo: Keyless (cubo-lock), modelo 7012, eje Ø 260 mm fabricado en Alemania, torque: 125.000 Nm</p> <p>Recubrimiento: de caucho antiabrasivo tipo Liso, espesor 15 mm, dureza 60/65 Shore A, vulcanizado en caliente.</p> <p>Chumaceras: no incluye</p> <p>Marca DIRTEX ®: HR 1250-2850-240</p>	27,260.00	27,260.00
03	02 Und.	<p>TAIL RETURN PULLEY, marca DIRTEX ®, Ø 1,000 mm x 2,850 mm de longitud.</p> <p>Cuerpo: fabricado en plancha de acero ASTM A-36, espesor 25.4 mm (1").</p> <p>Eje: Ø 260 mm (eje central) / 240 mm (apoyo en Sistema de Bloqueo Keyless, cubo-lock) / 220 mm (apoyo en chumaceras) x 3.700 mm de longitud calidad SAE 1045.</p> <p>Sistema de Bloqueo: Keyless (cubo-lock), modelo 7012, eje Ø 240 mm fabricado en Alemania, torque: 102.900 Nm</p> <p>Recubrimiento: de caucho antiabrasivo tipo Liso, espesor 15 mm, dureza 60/65 Shore A, vulcanizado en caliente.</p> <p>Chumaceras: no incluye</p> <p>Marca DIRTEX ®: TR 1000-2850-220</p>	21,960.00	43,920.00

04	01 Und.	<p>HT BEND PULLEY, marca DIRTEX ®, Ø 1,250 mm x 2,850 mm de longitud.</p> <p>Cuerpo: fabricado en plancha de acero ASTM A-36, espesor 25.4 mm (1").</p> <p>Eje: Ø 280 mm (eje central) / 260 mm (apoyo en Sistema de Bloqueo Keyless, cubo-lock) / 240 mm (apoyo en chumaceras) x 3.700 mm de longitud calidad SAE 1045.</p> <p>Sistema de Bloqueo: Keyless (cubo-lock), modelo 7012, eje Ø 260 mm fabricado en Alemania, torque: 125.000 Nm</p> <p>Recubrimiento: de caucho antiabrasivo tipo Liso, espesor 15 mm, dureza 60/65 Shore A, vulcanizado en caliente.</p> <p>Chumaceras: no incluye</p> <p>Marca DIRTEX ®: HB 1250-2850-240</p>	27,260.00	27,260.00
05	01 Und.	<p>TAKE UP PULLEY, marca DIRTEX ®, Ø 1,000 mm x 2,850 mm de longitud.</p> <p>Cuerpo: fabricado en plancha de acero ASTM A-36, espesor 25.4 mm (1").</p> <p>Eje: Ø 260 mm (eje central) / 240 mm (apoyo en Sistema de Bloqueo Keyless, cubo-lock) / 220 mm (apoyo en chumaceras) x 3.700 mm de longitud calidad SAE 1045.</p> <p>Sistema de Bloqueo: Keyless (cubo-lock), modelo 7012, eje Ø 240 mm fabricado en Alemania, torque: 102.900 Nm</p> <p>Recubrimiento: de caucho antiabrasivo tipo Liso, espesor 15 mm, dureza 60/65 Shore A, vulcanizado en caliente.</p> <p>Chumaceras: no incluye</p> <p>Marca DIRTEX ®: TU 1000-2850-220</p>	21,960.00	21,960.00

Valor Total de LT-21178/24 US\$ 160,790.00

CONDICIONES GENERALES DE VENTA:

Validez de la Oferta	:	30 días.
Impuestos	:	No incluye el 18% de I.G.V.
Plazo de Entrega	:	21 días de recibida su Orden de Compra.
Condiciones de Pago	:	Factura 30 días.
Lugar de Entrega	:	En sus almacenes de Lima hasta el Km. 18 de la Carretera Sur, Panamericana Norte y Carretera Central

DIRTEX® S.A.C. Diseña y fabrica Poleas de Mando, Tensoras, Deflectoras y Autolimpieza, de la marca **DIRTEX**® para la Gran Minería, Mediana Minería, Pequeña Minería, Cementeras, Constructoras y Azucareras, siendo líderes indiscutidos en el sector.

COMPONENTES DE LA POLEA DE MANDO, COLA, TENSORA Y DEFLECTORA MARCA DIRTEX®

Cuerpo: Fabricado en plancha rolada de acero calidad ASTM - A36 o con tubo de acero sin costura schedule 40, las fabricamos en diámetros desde 10 pulg. hasta 60 pulg. y en longitudes desde 21 pulg. a 78 pulg. según CEMA Standard B-105.1-2003 y para anchos de faja de 18 pulg. hasta 84 pulg. de longitud.

Discos laterales: Perfilados de espesor variable, de mayor espesor en la zona central para instalar el Sistema de Bloqueo Keyless Locking (Cubo-Lock®), a menor espesor hacia el exterior del cuerpo, donde es soldado en todo su perímetro al cuerpo cilíndrico de la polea.

Ejes: De acero SAE-1045 o VCL-4140 maquinados con tolerancias en los diámetros de los Sistema de Bloqueo Keyless Locking (Cubo-Lock®) y en los diámetros donde se montan las chumaceras.

Las Poleas de Mando llevan canal chavetero en un extremo para instalar Acoplamientos, Sprockets o Reductores Shaft Mount.

Sistema de Bloqueo Keyless Locking (Cubo-Lock®):

Son de fabricación alemana y los utilizados en todas nuestras Poleas para unir el Eje con el Cuerpo de la Polea mediante pernos tangenciales con altos torques de transmisión para diámetros de eje desde 70 mm. (Torque 5,450 Nm) hasta 340 mm. (Torque 266,500 Nm).



DIAM INTERIOR MANGUITO EJE (d) mm	DIAM EXTERIOR MANGUITO EJE (D) mm	ANCHO DEL MANGUITO (L3)	DIAM PERNO	CANTIDAD DE PERNOS	TORQUE (Nm)
70	110	28	M10 x 25	14	5,450
80	120	28	M10 x 25	14	6,160
90	130	28	M10 x 25	16	7,820
100	145	33	M12 x 30	14	11,100
110	155	33	M12 x 30	14	12,180
120	165	33	M12 x 30	16	15,200
130	180	38	M12 x 35	20	20,400
140	190	38	M12 x 35	22	24,200
150	200	38	M12 x 35	24	28,000
160	210	38	M12 x 35	26	32,500
170	225	44	M14 x 40	22	39,700
180	235	44	M14 x 40	24	45,700
190	250	52	M14 x 45	28	56,300
200	260	52	M14 x 45	30	63,500
220	285	56	M16 x 50	26	81,800
240	305	56	M16 x 50	30	102,900
260	325	56	M16 x 50	34	125,000
280	355	66	M18 x 60	32	153,000
300	375	66	M18 x 60	36	183,000
320	405	78	M20 x 70	36	250,000
340	425	78	M20 x 70	36	266,500

Tipos de Recubrimientos para las Poleas:

Liso, Herringbone, Romboidal o Cocada: Son de caucho antiabrasivo vulcanizado en caliente a temperaturas de hasta 140 °C, dureza de 60-65 shore A, en espesores de 10 mm, 12 mm, 15 mm. y 20 mm. o también en 3/8 pulg, ½ pulg, 5/8 pulg. y ¾ pulg.

Recubrimiento con insertos cerámicos: Los insertos cerámicos están pre vulcanizados en una superficie de caucho y posteriormente se realiza el vulcanizado final en el cuerpo de la polea a temperaturas de hasta 140 °C. En espesores de 12 mm, 15 mm. y 20 mm. o también en ½ pulg, 5/8 pulg. y ¾ pulg.

TIPO LISO**TIPO HERRINGBONE****TIPO ROMBOIDAL O COCADA****TIPO CON INSERTOS CERAMICOS**

Dirección de envío y facturación:

Lima

Perú

☎ 6187575

RUC: 20106740004

Contacto: JOEL ALCEDO TAPIA

Fecha de Cotización:

05-06-2024

Su Referencia:**Cotización # SO 2024/13377**

Nro	Descripción	Cantidad	Precio		Monto
			Unitario	Impuestos	
1	IDLER F7-45TEI-102 GSH POLIN DE IMPACTO VULCANIZADO EN CALIENTE (3 RODILLOS + BASTIDOR), CEMA F, DIAMETRO: 7", ANGULO: 45°, BANDA: 2,600 mm	10,00 Unidades	2.013,00	IGV	\$ 20.130,00
2	IDLER F7-45TE-102 GSH POLIN DE CARGA (3 RODILLOS + BASTIDOR), CEMA F, DIAMETRO: 7", ANGULO: 45°, BANDA: 2,600 mm	50,00 Unidades	1.251,00	IGV	\$ 62.550,00
3	IDLER F7-45TET-102 GSH POLIN DE TRANSICION (3 RODILLOS + BASTIDOR), CEMA F, DIAMETRO: 7", ANGULO VARIABLE: 5-45°, BANDA: 2,600 mm	3,00 Unidades	1.440,00	IGV	\$ 4.320,00
4	IDLER F7-15VR-102 GSH POLIN DE RETORNO EN V (2 RODILLOS + BASTIDOR), CEMA F, DIAMETRO: 7", ANGULO: 15°, BANDA: 2,600 mm	15,00 Unidades	1.091,00	IGV	\$ 16.365,00
5	IDLER F7-7R-102 GSH POLIN DE RETORNO DOBLE (2 RODILLOS + SOPORTES), CEMA F, DIAMETRO: 7", BANDA: 2,600 mm	10,00 Unidades	1.044,00	IGV	\$ 10.440,00
6	IDLER F7-45TESA-102 GSH POLIN AUTOALINEANTE DE CARGA (3 RODILLOS + 2 RODILLOS GUIA + BASTIDOR), CEMA F, DIAMETRO: 7", ANGULO: 45°, BANDA: 2,600 mm	1,00 Unidades	3.095,00	IGV	\$ 3.095,00

Importe libre de impuestos	\$ 116.900,00
IGV	\$ 21.042,00
Total	\$ 137.942,00

Términos**Términos de pago:** Crédito 30 días**Comercial:**CHRISTIAN PADILLA
Asesor Técnico Comercial

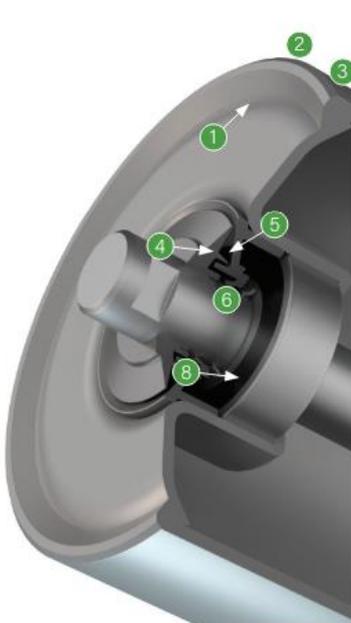
BELT CONVEYOR IDLERS

FEATURES

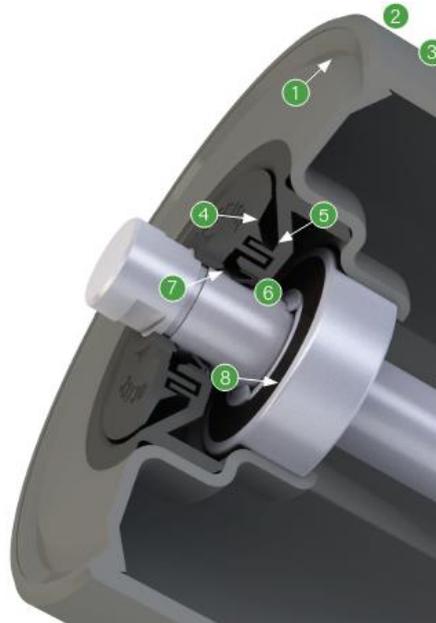
- Designed and manufactured for a long, trouble-free life
- Maintenance-free, high-quality sealed ball bearings
- Conforms to CEMA standards for dimensions and meets or exceeds series load ratings

HIGHLIGHTS

- | | |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> ① End bell to tube welds protected from belt wear by the full thickness of the tubing ② Full thickness tubing for the length of the roll with additional wall thickness options available ③ Low Total Indicator Run-out (TIR) or run-out ④ Large diameter stationary outer seal ⑤ Highly-effective centrifugal seal ⑥ Effective radial and labyrinth seals | <ul style="list-style-type: none"> ⑦ Long-lasting contact seal protected from the environment ⑧ High-quality ball bearing with manufacturer's contact seals and grease ⑨ Wide, heavy-duty formed end brackets ⑩ Tough foot pads for a solid base ⑪ Wide center brackets for heavy loads ⑫ Minimal roll gaps |
|---|---|



CEMA B



CEMA C, D, E, E+ and F





CEMA B

6203 - 17mm (0.67in)
17mm (0.67in)

BELT WIDTH	TROUGHING ANGLE			RETURN & FLAT	UNEQUAL	
	20°	35°	45°		20°	35°
18	410	410	410	220		
24	410	410	410	190	390	410
30	410	410	410	165	220	390
36	410	410	369	155	190	220
42	390	363	351	140	165	220
48	380	353	342	125	155	190

CEMA C

P4204 - 19mm (0.75in) / 19mm (0.75in)

BELT WIDTH	TROUGHING ANGLE			RETURN & FLAT	TWO-ROLL V-RETURNS	UNEQUAL (Picking)	LIVE SHAFT
	20°	35°	45°				
18	900	900	900	475	500	475	1,200
24	900	900	900	325	500	475	1,200
30	900	900	900	250	500	475	1,200
36	900	837	810	200	500	325	1,200
42	850	791	765	150	500	250	1,100
48	800	744	720	125	500	200	1,000
54	750	698	675	CEMA D	500	150	875
60	700	650	630	CEMA D	500	125	780
66				CEMA D	500		

CEMA D

6305 - 25mm (0.98in) / 25.4mm (1.00in)

18	1,200	1,200	1,200	600	850	600	1,400
24	1,200	1,200	1,200	600	850	600	1,400
30	1,200	1,200	1,200	600	850	600	1,400
36	1,200	1,200	1,200	600	850	600	1,400
42	1,200	1,200	1,200	500	850	600	1,400
48	1,200	1,200	1,200	425	850	530	1,275
54	1,200	1,116	1,080	375	850	440	1,150
60	1,150	1,070	1,035	280	850	400	1,000
66				215	850		
72	1,050	977	945	155	850	280	850
78				125	850		

CEMA E

6307 - 35mm (1.38in) / 35.5mm (1.40in)

36	1,800	1,800	1,800	1,000	1,300	1,260	2,100
42	1,800	1,800	1,800	1,000	1,300	1,200	2,100
48	1,800	1,800	1,800	1,000	1,300	1,000	2,100
54	1,800	1,800	1,800	925	1,300	1,000	2,100
60	1,800	1,800	1,800	850	1,300	1,000	2,100
66	1,800	1,800	1,800	775	1,300	1,000	2,100
72	1,800	1,800	1,800	700	1,300	925	2,100
78				625	1,300		2,100
84	1,800	1,674	1,620	550	1,300	775	1,825
90				475	1,300		
96	1,750	1,628	1,575	400	1,300	625	
102				250	1,300		

PPI E PLUS

6308 - 41mm (1.57in) / 43mm (1.69in)

36	2,100	2,100	2,100	1,200	1,600	1,495	2,100
42	2,100	2,100	2,100	1,200	1,600	1,440	2,100
48	2,100	2,100	2,100	1,200	1,600	1,200	2,100
54	2,100	2,100	2,100	1,110	1,600	1,200	2,100
60	2,100	2,100	2,100	1,020	1,600	1,200	2,100
66	2,100	2,100	2,100	930	1,600	1,155	2,100
72	2,095	2,095	2,095	840	1,600	1,110	2,100
78	2,095	2,095	2,095	720	1,600	980	2,100
84	2,090	2,090	2,090	605	1,600	850	1,825
90	2,085	2,085	2,085	520	1,600	795	
96	2,080	2,080	2,080	440	1,600	680	
102	2,075	2,075	2,075	275	1,600	510	

CEMA F

6310 - 50mm (1.97in) / 51mm (2.00in)

BELT WIDTH	TROUGHING ANGLE			RETURN & FLAT	TWO-ROLL V-RETURN*	UNEQUAL (Picking)
	20°	35°	45°			
60	3,000	3,000	3,000	1,500	2,100	2,000
66	3,000	3,000	3,000	1,350	2,100	2,000
72	3,000	3,000	3,000	1,200	2,100	1,900
78	3,000	3,000	3,000	1,050	2,100	1,700
84	3,000	3,000	3,000	900	2,100	1,500
90	3,000	3,000	3,000	750	2,100	1,350
96	2,800	2,800	2,800	600	2,100	1,200
102	2,800	2,800	2,800		2,100	1,050
108	2,800	2,800	2,800		2,100	900
114	2,800	2,800	2,800		2,100	750
120	2,800	2,800	2,800		2,100	600
126					2,100	



Propuesta Comercial
Nro:014640

Pág.: 01/01

MARTIN ENGINEERING PERU S.R.L.
Calle 2, Lote 7, Mz C,,
Urb. Industrial La M,Lima - Peru
customerservice@martin-eng.com
www.martin-eng.pe

Fecha de la Propuesta: 21/05/2024
Tasa de cambio: 3.736

Compañía : [REDACTED]
Atención : Luis Cisneros
Dirección : [REDACTED]
Teléfono : 980687216
Referencial : SOLICITUD DE COTIZACION
Moneda : Dolares Americanos

Itens cotizados :

Línea #	Cantidad	N° Parte	Descripción	Precio Unitario (US\$)	Total (US\$)
01	1.00	SH1X-A8U9810C3C	SHD-1200 CLNR ASM 108 W/TENS (EA)	34,152.20	34,152.20
02	1.00	DT2H-114T108ORPS	XHDDT SPLIT-TRK 114 SEC REV T LIMPIADOR SECUNDARIO DT2H FAJA 114 C/HOJA DE TUNGSTENO ASM 108 C/TENSIONADOR DE RESORTE	26,062.50	26,062.50
03	1.00	PLWVH-96ORT	XHD V-PLOW 120 ASM WITH ORG URE BLD (EA)	8,664.85	8,664.85
04	1.00	22662-96U	DIAG PLOW ASM 45 DEG 96 URETHANE (EA)	2,900.15	2,900.15

VULCO PERU S.A.

Total (US\$) 71,779.70

Términos de Pago: 100% PAGO ADELA
Validez: Válidos durante 30 días a partir de la fecha de cotización.
Impuesto: Precios no incluyen el 18% IGV.

Martin® SHD Cleaner



Martin® SHD Cleaner with
Spring Link Tensioner

Built for the widest, fastest, most heavily-loaded belts in the world, including yours....

Advanced Engineering and Formidable Construction Mean Effective Cleaning, Low Maintenance, and Long Life, Even Under the World's Most Punishing Conditions.

The **Martin® SHD Cleaner** was developed for effective belt cleaning with minimal maintenance and extended wear life. The Martin® SHD Cleaner has been proven on belts up to 120 in. (3000 mm) wide and speeds up to 1500 fpm (7.5 m/sec), carrying loads up to 300,000 tons per day. For consistent cleaning and long maintenance intervals, the Martin® SHD Cleaner is right for your conditions.

BENEFITS

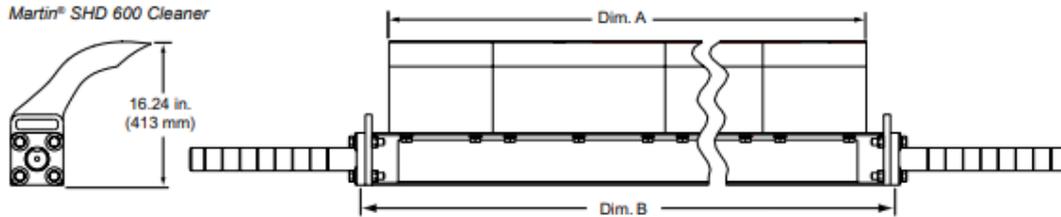
- **Massive Blades**
Blades are thick and robust to resist abuse and dissipate heat for extended wear life. Martin® SHD 1200 blades provide up to 12 in. (305 mm) of wearable material; Martin® SHD 600 blades provide 10.5 in. (267 mm).
- **Martin® CARP Constant Angle Blade Design**
Means continuous effective cleaning across all stages of blade life.
- **Structural Steel Beam Construction**
No more bent mainframes, even with high tonnages and large lumps.
- **System Engineering**
Design of cleaner and tensioner as one unit means consistent, effective cleaning with reduced service requirements.
- **Reduced Maintenance**
No need for re-tensioning or cleaner adjustment for the life of the blade, which reduces labor costs and downtime.
- **Urethane Options**
Choose blades from Standard (Orange) or High-Performance (Brown) Urethane. Both materials are MSHA-accepted (IC-95/6) for use in underground mining.
- **Guaranteed Blade Life**
Martin Engineering urethane technology and manufacturing options guarantee service life. The cost of replacement blades will be prorated if guaranteed life is not achieved. To determine the Guaranteed Wear Life for a specific application, see your Martin Engineering representative.

TECHNICAL DATA SHEET

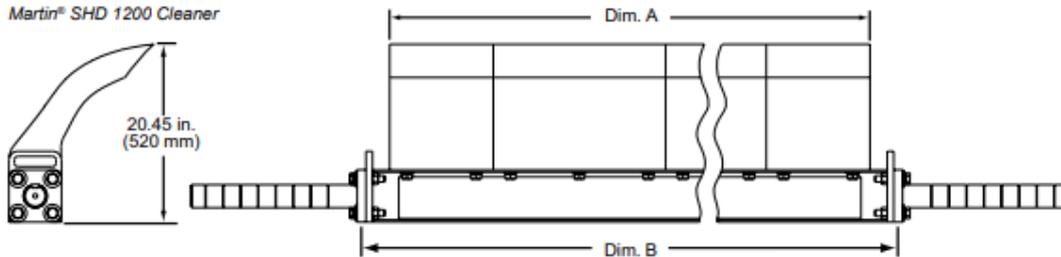
TECHNICAL DATA

Belt Width in. (mm)	Dim A in. (mm)	Dim B in. (mm)	No. of Blades		P/N	Shipping Weight	
			12 in. (300 mm) wide	20 in. (500 mm) wide		SHD 600 lb (kg)	SHD 1200 lb (kg)
42 (1000-1200)	39.38 (1000)	44.81 (1138)	0	2	SH1X-42X39XXXXX	268 (122)	289 (131)
48 (1200-1400)	43.31 (1100)	48.75 (1238)	2	1	SH1X-48X43XXXXX	301 (137)	329 (149)
54 (1400-1600)	51.19 (1200)	56.63 (1438)	1	2	SH1X-54X51XXXXX	335 (152)	369 (167)
60 (1600-1800)	59.06 (1500)	64.50 (1638)	0	3	SH1X-60X59XXXXX	370 (168)	409 (186)
72 (1800-2000)	70.88 (1800)	76.31 (1938)	1	3	SH1X-72X71XXXXX	423 (192)	470 (213)
84 (2000-2200)	78.75 (2000)	84.19 (2138)	0	6	SH1X-84X79XXXXX	458 (208)	510 (231)
96 (2200-2400)	82.69 (2100)	88.13 (2238)	2	3	SH1X-96X83XXXXX	476 (216)	531 (241)
108 (2600-2800)	98.44 (2500)	103.88 (2638)	0	5	SH1X-A8X98XXXXX	546 (247)	611 (277)
120 (2800-3000)	102.38 (2600)	107.81 (2738)	2	4	SH1X-C0XA2XXXXX	564 (256)	632 (287)

Martin® SHD 600 Cleaner



Martin® SHD 1200 Cleaner



Martin® DT2 Inline Cleaner XHD

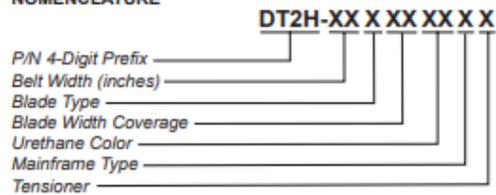


The **Martin® DT2 Inline Cleaner XHD** features rugged blades installed on a track that slides into cleaning position on a rugged steel mandrel. This unique design makes for a quick and easy service procedure that reduces conveyor downtime and improves productivity.

BENEFITS

- Removes Carryback, Saves Cleanup**
 Effective belt cleaning reduces plant cleanup chores and prolongs life of conveyor components.
- Reduces Downtime for Service**
 Slide-in/slide-out mandrel allows quick and easy blade replacement to increase conveyor availability. With on-site safety approvals, blades can be changed while the belt runs.
- Slide-Out/Slide-In Blade Change**
 Individual blade segments slide into sturdy track-forming cartridge. This cartridge slides over stainless steel mainframe into cleaning position.
- Split Track Cartridge**
 Split track cartridge design allows simple blade removal even with material accumulation.
- Built Strong for Tough Conditions**
 Massive Martin® XHD Blades stand up to challenging conditions, including heavy material loads and belt speeds up to 1200 fpm (6 m/sec).

NOMENCLATURE



Blade Type

- T:** Tungsten Carbide Reversing Blade
- A:** Inline Tungsten Carbide Blade
- U:** Urethane Reversing Blade

Urethane Color

- BR:** Brown
- GR:** Green
- OR:** Orange

Mainframe

- P:** Painted

Tensioner Type

- A:** Air Tensioner
- S:** Spring Tensioner

Martin® DT2
Inline Blade XHD



ORDER INFORMATION

Item	P/N
Cleaner Assembly (includes tensioner)	DT2H-XXXXXXXXX
Martin® Inline Replacement Blade	36937-T (Tungsten Carbide)
Martin® DT2 Reversing Replacement Blade	32494-TXX (Tungsten Carbide) 32494-06U (Urethane)

Martin® VPlow XHD

The [Martin® VPlow XHD](#) floats on the inside surface of a conveyor belt to effectively remove stray material in moderate to heavy-duty applications. The self-adjusting design provides effective cleaning in all states of blade wear.



BENEFITS

- **Modular Design**
Three piece bolt together frame for easier installation.
- **One Piece Urethane Nose**
Easy replacement and the Bull Nose design provides longer urethane life.
- **Longer Wear Life**
1.25 inch thick urethane side blades for longer wear and lower friction provide 3 inches of wear.
- **Reversible Mounts**
Allow the mounts to be positioned either inside or outside the stringers with rubber shock bushings that isolate the frame from the stringer.
- **Rugged Frame Construction**
Half inch thick steel frame for the toughest applications that also provides the ballast for blade tension.
- **Low Profile Construction**
The plow incorporates a low profile design with an overall height of 8.07 inches.

TECHNICAL INFO

The Martin® VPlow XHD fits belts from 42 to 120 inches (1000-2800 mm) wide with blade coverage of belt width plus 6 inches. It has an operating temperature of -20° to 160°F (-29° to 71°C) and can handle belt speeds over 1000 fpm (5.08 m/sec). Mounting hardware and safety cables are provided.



NOMENCLATURE



URETHANE COLOR

BR: Brown
GR: Green
OR: Orange

FRAME CONSTRUCTION/ TENSIONER OPTION

P: Painted
C: 304 Stainless Steel
T: Painted Steel Spring Tensioner
CT: 304 Stainless Steel Spring Tensioner

Martin® Diagonal Plow

For tail protection on reversing belts, specify the [Martin® Diagonal Plow](#). Hung from brackets on both sides of the conveyor, the Martin® Diagonal Plow floats on the belt surface to remove material without needing adjustment. The durable 60 Shore A Durometer Nitrile rubber blade provides 1.5 in. (38 mm) of wear in service temperatures to 250°F (121°C) and belt speeds up to 900 fpm (4.6 m/sec).



Belt Width* in. (mm)	Diagonal Plow with Rubber Blade P/N	Diagonal Plow with Urethane Blade P/N	Assembly Shipping Weight lb (kg)	Replacement Rubber Blade P/N	Replacement Urethane Blade P/N	Blade Shipping Weight lb (kg)
18 (400-500)	22662-18R	22662-18U	40 (18.1)	24112-18	25403-18	7 (3.2)
24 (500-650)	22662-24R	22662-24U	45 (20.4)	24112-24	25403-24	8 (3.6)
30 (650-800)	22662-30R	22662-30U	50 (22.7)	24112-30	25403-30	9 (4.1)
36 (800-1000)	22662-36R	22662-36U	55 (24.9)	24112-36	25403-36	10 (4.5)
42 (1000-1200)	22662-42R	22662-42U	60 (27.2)	24112-42	25403-42	12 (5.4)
48 (1200-1400)	22662-48R	22662-48U	65 (29.5)	24112-48	25403-48	14 (6.4)
54 (1400-1600)	22662-54R	22662-54U	70 (31.8)	24112-54	25403-54	15 (6.8)
60 (1600-1800)	22662-60R	22662-60U	75 (34.0)	24112-60	25403-60	17 (7.7)
72 (1800-2000)	22662-72R	22662-72U	80 (36.3)	24112-72	25403-72	19 (8.6)
84 (2000-2200)	22662-84R	22662-84U	90 (40.8)	24112-84	25403-84	21 (9.5)
96 (2200-2400)	22662-96R	22662-96U	100 (45.4)	24112-96	25403-96	23 (10.4)
120 (2800-3000)	22662-120R	22662-120U	120 (54.4)	24112-120	25403-120	28 (12.7)

*Metric dimensions indicate industry standards for metric belting, rather than a straight conversion.



Cliente	[REDACTED]		
Oferta	245430	Fecha	20/05/2024
Forma de pago	Pago anticipado		
Incoterm	EXW Olmedo, Valladolid		
Plazo de entrega	4-5 semanas		
Validez de la oferta	30 días		

CAPOTAJE CAPOARC C-1

Lín	Descripción	Cantidad	UM	Precio	Total
10	Capotaje para cinta transportadora Modelo: CAPOARC Herrajes: Cierre/bisagra C-1 Material: Chapa galvanizada. Avance: 1064 ± 30 mm. Completamente cerrado. Abatible por ambos lados y desmontable. Incluye todo lo necesario para su instalación: Angulares o pletinas de acero galvanizado sin bordes protegidos, con escotadura para atornillar o soldar al bastidor, tornillos autotaladrantes en dacromet, tornillos, tuercas y arandelas en dacromet. -- Ancho de banda: 2600 mm. -- Ancho del bastidor: 3100 mm. Peso : 27.2 kg/ud	110.00	ud	95.10	10,461.00
20	Dimensiones de envío: 2 pallets 3380 x 1150 x 2200 mm. Peso aproximado: 3200 kg.				
Total EUR presupuesto (I.V.A. no incluido)					10,461.00

10.5 Anexo 5: Manuales de instalación, operación y mantenimiento

Los manuales de instalación, operación y mantenimiento no están adjuntos en el presente trabajo por la cantidad de información (cantidad de páginas). Sin embargo, estas se encuentran a libre disposición en las respectivas páginas web (ver citas bibliográficas) de las marcas cotizadas en la Tabla 4.20.

A continuación, se muestran solo las portadas de los manuales de los principales equipos y repuestos de la Faja Transportadora de Sacrificio.



La garantía estándar de PPI exige el cumplimiento de las siguientes condiciones:

1. No permitir la acumulación de material extraño entre la correa y la polea. Evite la acumulación de material en la cara de la polea.
2. Los rodamientos y chumaceras han sido ensamblados siguiendo las instrucciones del fabricante y la información contenida en la orden. Para prolongar la vida útil, tenga precaución al limpiar y rearmar componentes, de acuerdo a las especificaciones del fabricante, en caso que se requiera hacer trabajos. Para mejorar la vida de los rodamientos y sellos, las chumaceras de los rodamientos deben ser correctamente alineadas en los ejes. Antes de instalar el set de la polea, verifique las superficies y orificios de montaje. Los rodamientos y chumaceras han sido llenados a niveles prudentes para evitar que la grasa sea expulsada durante el transporte y la manipulación. Esto reduce las posibilidades de condensación en la carcasa. Ésta es la práctica más aconsejable para rodamientos más grandes y utilizados en aplicaciones de menor velocidad, como los que usan las poleas. Por lo tanto, es posible que se pierda un poco de grasa durante la primera marcha de la polea. Esto es normal. Inmediatamente después de la puesta en marcha, reengrase las chumaceras y los sellos hasta que la grasa limpia brote por los sellos. Precision Pulley & Idler no se hace responsable por el desempeño de determinados lotes de grasa. Los cambios en las especificaciones, desempeño y garantía de los lubricantes serán responsabilidad del fabricante de dicho producto.
3. Las unidades que no sean puestas en servicio de inmediato deben ser guardadas de acuerdo a las pautas contenidas en las Instrucciones de Almacenamiento O de Almacenamiento Extendido.
4. Siga las instrucciones para la instalación de bujes que entregue PPI para sus bujes. Todas las instrucciones se entregan a solicitud del usuario o se pueden obtener en www.ppi-global.com, cliqueando sobre Manuales de Operación, bajo la etiqueta Recursos/Resources que desplegará una lista de opciones.

Recomendaciones de engrase:

PPI recomienda utilizar una grasa de alta calidad, en base al complejo de litio #2 en aplicaciones que trabajen con poleas de transportadoras. Las siguientes son las frecuencias de engrase sugeridas durante el uso inicial:

FRECUENCIA DE ENGRASE SUGERIDA

Condiciones	hasta 120°F (hasta 50°C)	120° to 200°F (50° to 90° C)
Limpia	2 a 6 meses	1 a 2 meses
Moderada	Mensual	1 a 4 semanas
Sucia	Semanal	1 a 7 días
Extremadamente sucia	Diario	Cada Turno
Poleas de Volteo	Diario a Semanal	Cada Turno

Verifique si la grasa presenta oleosidad o suciedad excesivas y ajuste la periodicidad de engrase, de acuerdo a sus observaciones. En caso de condiciones y/o temperaturas fuera de este rango, consulte con un proveedor de lubricantes de prestigio.

No está permitido hacer modificaciones u otros trabajos en el conjunto de la polea de un transportador sin previa autorización por escrito de Precision Pulley & Idler.

Las garantías no serán aplicables a ningún producto que haya sido sometido a mal uso, mala aplicación, negligencia (incluyendo, entre otros, mal mantenimiento y manipulación), accidentes, mala instalación, modificaciones (incluyendo, entre otros, uso de componentes o accesorios no autorizados), ajustes, reparaciones o lubricación. Dentro del mal uso también se considera, sin limitación implícita, el deterioro del producto o parte de éste provocado por efectos químicos, desgaste originado por la presencia de materiales abrasivos y lubricación inadecuada. PPI no garantiza aquellos elementos fabricados por terceros pero que han sido instalados en o anexados a nuestros productos, sino que se deberán aplicar aquellas garantías, explícitas o implícitas, otorgadas por el fabricante de ese componente, de existir alguna.

La responsabilidad por el diseño de los sistemas en cuanto a asegurar el correcto uso y aplicación de los productos de Precision Pulley & Idler dentro de sus especificaciones y capacidades publicadas le corresponderá únicamente al cliente. Lo anterior incluye, sin limitaciones implícitas, el análisis de las cargas generadas por las vibraciones dentro de la totalidad del sistema, independiente de cómo se hayan producido.

MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Guía de referencia rápida



WEG **CESTARI**
REDUCTORES

Índice

1. CONSIDERACIONES GENERALES	3
2. TRANSPORTE, MANIPULACIÓN Y ALMACENAMIENTO	3
2.1. Período sin funcionamiento.....	4
2.2. Almacenamiento por un período largo.	4
3. INSTALACIÓN	6
3.1. Instalación y desmontaje del accesorio Easylock Montaje.....	9
3.2. Instalación y desmontaje de la tapa de protección.....	10
3.3. Instalación del W-LOCK.....	10
4. LUBRICACIÓN	12
4.1. Reductores con sistema de lubricación y/o refrigeración.....	13
5. OPERACIÓN	14
6. MANTENIMIENTO	14
7. REPARACIONES	15
8. CONDICIÓN DE GARANTÍA	16
9. ORIENTACIONES AMBIENTALES	21

POLINES PARA CORREAS TRANSPORTADORAS

IMPORTANTE - INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

El cumplimiento de las normas de seguridad, incluyendo la normativa y reglamentos de seguridad OSHA y otros de aplicación federal, estatal y local será responsabilidad del usuario que instale el transportador de correa. La instalación de protecciones y de otros elementos de seguridad indicados en los estándares de seguridad dependerá del área y uso del sistema. Se deberá efectuar un estudio de seguridad previo de la aplicación de la correa y se deberán instalar protecciones en todos los puntos que así lo requieran. *Los Estándares de Seguridad para Transportadoras y Equipos Relacionados ANSI B20.1* sirven de guía para la construcción, instalación operación y mantenimiento seguro de correas transportadoras y equipos relacionados.

El objetivo establecido del Standard B20.1 del ANSI es ofrecer ciertas directrices y prácticas de seguridad que ayuden a crear un lugar de trabajo seguro. Es importante destacar que las mejores características de diseño y seguridad pierden todo valor si las prácticas de mantenimiento y operación son deficientes.

El amplio alcance del estándar B20.1 ASME/ANSI impide que sea incluido en este manual. Sin embargo, es muy recomendable que los encargados de garantizar la seguridad de la instalación, operación y mantenimiento de las correas transportadoras y equipos utilicen el estándar B20.1 como guía y referencia.

ALMACENAMIENTO Y PREPARACIÓN

Por lo general, los polines de correas son despachados al sitio de operaciones montados en estibas. Como suele ocurrir que los polines llegan mucho antes de su instalación, éstos deberán ser almacenados bajo techo para protegerlos de los efectos climáticos y otras condiciones adversas.

Previo a la instalación, revise en todos los polines la posible evidencia de daño en los rodillos o marco (bastidor) producto de mala manipulación. Verifique que todos los rodillos giren con facilidad. Los polines deben estar libres de cualquier elemento extraño que se pudiera haber acumulado durante el trayecto o el

almacenamiento. La presencia de objetos extraños en los rodillos de los polines puede dañar la correa.

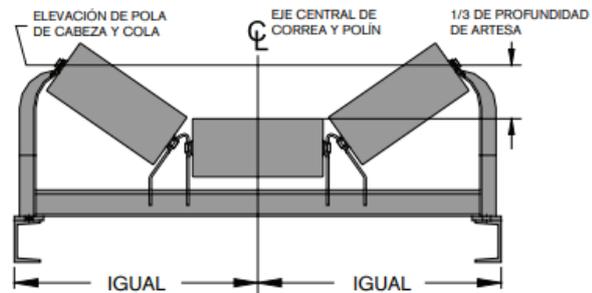
Para que la operación sea confiable y los polines entreguen una larga vida útil es importante ser muy cuidadoso en la etapa de instalación y operación. Se requerirán inspecciones y mantenimiento periódicos. La siguiente información se considera el mínimo cuidado recomendado. El entorno local, las condiciones de trabajo y la normativa podrán requerir mantenimiento más frecuente.

CÓMO FIJAR EL EJE CENTRAL DE LA CORREA

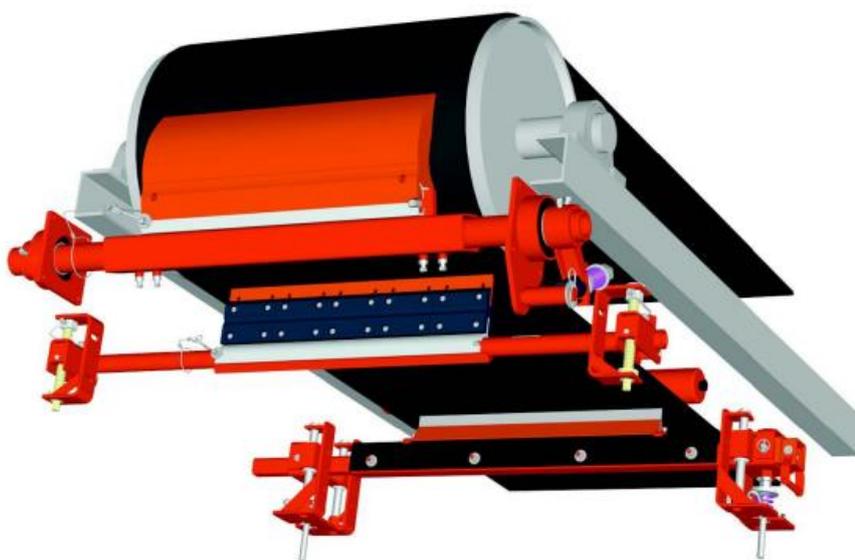
Antes de instalar los polines debe fijar el eje central de la correa. Una forma que se recomienda es estirar una cuerda de piano a lo largo de todo el bastidor de la correa transportadora o segmentos del bastidor en transportadores largos.

1. Asegure la cuerda en puntos convenientes del bastidor adosando un cáncamo a un trozo de acero.
2. Coloque el cáncamo en el centro de la correa. Recuerde mantener el cáncamo cerca de 1" a 2" (2.5 cm a 5 cm) por encima del rodillo central de los polines de carga.
3. Fije el soporte del cáncamo al marco del transportador.
4. Instale un soporte de cáncamo similar en el extremo opuesto o en un punto intermedio conveniente, si la correa presenta un ángulo, pendiente o curva.

5. Inserte la cuerda de piano, ajústela al eje central de la correa, tense y asegure la cuerda.



Prelimpiador y limpiador secundario



Instrucciones de uso

FAG



FAG Equipos y Servicios de Montaje y Mantenimiento para Rodamientos

Para una mayor fiabilidad operacional de los rodamientos

 APPLICATION ENGINEERING

 **DUNLOP**
CONVEYOR BELTING



INSTRUCCIONES PARA **EMPALME EN CALIENTE** DE BANDAS MULTICAPA

10.6 Anexo 6: Cronograma de ejecución del diseño propuesto

