



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,**  
**ELECTRÓNICA Y SISTEMAS**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**  
**ELÉCTRICA**



**DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA PARA EL ACARREO  
DE ROCA CHANCADA PARA LA EMPRESA DE BENEFICIOS  
MINEROS KORY ANCA E.I.R.L.**

**TESIS**

**PRESENTADA POR:**

**OLIVER BLADIMIR ALLCA RIVA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**PUNO – PERÚ**

**2024**



## Reporte de similitud

NOMBRE DEL TRABAJO

**DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADO  
RA PARA EL ACARREO DE ROCA CHANC  
ADA PARA LA EMPRESA DE BENEFICIOS  
MINEROS KORY ANCA E.I.R.L.**

AUTOR

**OLIVER BLADIMIR ALLCA RIVA**

RECuento de palabras

**33615 Words**

RECuento de caracteres

**182303 Characters**

RECuento de páginas

**251 Pages**

Tamaño del archivo

**5.0MB**

Fecha de entrega

**Jun 12, 2024 11:36 AM GMT-5**

Fecha del informe

**Jun 12, 2024 11:39 AM GMT-5**


### ● 19% de similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 18% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 9% Base de datos de trabajos entregados
- 2% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

### ● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 10 palabras)

  
Marcos José Villanueva Carnejo  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA  
C.I.P. 00153

  
Subdirector de Investigación  
MSc. Felipe Condori Chambilla  
EPIME

Resumen



## DEDICATORIA

A mis padres Edson Allca y Dina Riva, quienes estuvieron presentes en el proceso de mi formación universitaria, apoyándome con enseñanzas, valores y actos de perseverancia. A mis hermanos, con quienes siempre podía contar cuando los necesitaba. A mi compañera de vida, Rocio, y a mi hija Karoly, con quienes comencé toda esta travesía universitaria, incentivándome a insistir, y demostrando que rendirse nunca es una opción.



## AGRADECIMIENTOS

Debo agradecer de manera muy sincera y especial a cada uno de los docentes de mi primera casa de estudios, la Universidad Nacional del Altiplano, escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por concederme su apoyo y compartir sus conocimientos durante mi formación universitaria.

Agradezco a la Empresa de Beneficios Mineros Kory Anca E.I.R.L. por acogerme en sus instalaciones y brindarme su confianza permitiéndome desenvolverme profesionalmente para el óptimo desarrollo de mi investigación de tesis.



## ÍNDICE GENERAL

	<b>Pág.</b>
<b>DEDICATORIA</b>	
<b>AGRADECIMIENTOS</b>	
<b>ÍNDICE GENERAL</b>	
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>	
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	
<b>ÍNDICE DE ANEXOS</b>	
<b>ACRÓNIMOS</b>	
<b>RESUMEN .....</b>	<b>23</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>24</b>
<b>CAPÍTULO I</b>	
<b>INTRODUCCIÓN</b>	
<b>1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....</b>	<b>26</b>
<b>1.2. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>26</b>
1.2.1. Hipótesis General.....	26
1.2.2. Hipótesis Específicas .....	26
<b>1.3. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>27</b>
<b>1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>27</b>
1.4.1. Objetivo General .....	27
1.4.2. Objetivos Específicos.....	27
<b>CAPÍTULO II</b>	
<b>REVISIÓN DE LITERATURA</b>	



<b>2.1.</b>	<b>ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>28</b>
2.1.1.	Antecedentes Nacionales .....	28
2.1.2.	Antecedentes Internacionales.....	31
<b>2.2.</b>	<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>35</b>
2.2.1.	Faja Transportadora .....	35
2.2.2.	Tipos de Fajas Principales.....	37
2.2.2.1.	Dependiendo del Tipo de Tejido. ....	37
2.2.2.2.	Dependiendo de la Disposición del Tejido. ....	38
2.2.2.3.	Dependiendo el Aspecto del Área de Soporte de la Carga. ....	38
2.2.3.	Clasificación de las Fajas Según Grado .....	38
2.2.4.	Empalmes de Fajas Transportadoras.....	38
2.2.4.1.	Empalme vulcanizado .....	39
2.2.4.2.	Empalme de fajamiento mecánico .....	39
2.2.5.	Ancho de Faja .....	40
2.2.6.	Diseño de la Faja Transportadora .....	41
2.2.7.	Configuraciones de Transportadores.....	42
2.2.8.	Características de los Materiales .....	43
2.2.9.	Parámetros de la Faja Transportadora.....	45
2.2.9.1.	Ancho de Faja .....	45
2.2.9.2.	Velocidad de la Faja .....	46
2.2.9.3.	Áreas de Carga de la Faja Acanalada.....	47
2.2.9.4.	Capacidad de la Faja Transportadora .....	49
2.2.10.	Rodillos o Polines .....	51
2.2.10.1.	Clasificación de los Rodillos Según su Vida Útil .....	52



2.2.10.2. Clasificación de los Rodillos Según su Servicio.....	53
2.2.10.3. Clasificación Genérica de Polines Para Faja Transportadora .....	53
2.2.10.4. Espaciamiento Entre Rodillos.....	57
2.2.10.5. Selección de Rodillos.....	59
2.2.10.6. Procedimiento de Selección de Rodillos.....	62
2.2.10.7. Valores de Carga Para Rodillos.....	63
2.2.11. Poleas .....	65
2.2.11.1. Diametro de Poleas .....	66
2.2.11.2. Ancho de Poleas.....	66
2.2.11.3. Poleas Motrices o de Mando .....	67
2.2.11.4. Polea de Cola. ....	68
2.2.11.5. Poleas Deflectoras y Tensoras.....	69
2.2.12. Sistema De Limpieza (Limpiadores) .....	69
2.2.12.1. Tipos de Limpiadores.....	70
2.2.13. Tensores Automáticos.....	71
2.2.13.1. Ubicación .....	71
2.2.14. Sistema de Accionamiento.....	72
2.2.15. Variadores de Frecuencia.....	72
2.2.15.1. Funcionalidad.....	73
2.2.15.2. Aplicaciones.....	73
2.2.16. Demanda de Potencia.....	74
2.2.17. Tensión Efectiva.....	74
2.2.17.1. Fórmula Básica Para Calcular la Tensión Efectiva ( $T_e$ ):.....	75
2.2.18. Tensiones Máxima y Mínima de Faja.....	80



2.2.18.1. Tensión Máxima de la Faja. ....	80
2.2.18.2. Tensión Mínima de la Faja ( $T_{min}$ ) .....	82
2.2.19. Relaciones de Tensión y Flecha de Faja Entre los Rodillos .....	82
2.2.19.1. Tensión del Lado Flojo ( $T_2$ ) .....	82
2.2.19.2. Tensión ( $T_b$ ).....	83
2.2.19.3. Tensión de Fricción de Retorno de la Faja ( $T_{yr}$ ) .....	83
2.2.20. Diámetro del Eje de Polea.....	84
2.2.20.1. Determinación de la Fuerza Resultante .....	84
2.2.20.2. Determinación de la Polea y el Diámetro de Eje .....	85
2.2.21. El Acero Utilizado en la Construcción de Estructuras.....	87
2.2.21.1. Propiedades Físicas y Mecánicas del Acero. ....	88
2.2.22. Perfiles de Acero .....	90
2.2.22.1. Angulo Estructural .....	90
2.2.22.2. Canales U .....	91
2.2.23. Análisis y Diseño Estructural del Acero .....	93
2.2.23.1. Proceso del Diseño Estructural .....	93
2.2.24. Método LRFD .....	95
2.2.24.1. Estados límite.....	97
2.2.24.2. Límites Tolerables de Deformación Para Miembros Estructurales.	99
2.2.24.3. Factores de Resistencia .....	100
2.2.24.4. Casos de Carga y Combinaciones.....	101
2.2.25. Uniones Soldadas .....	102
2.2.25.1. Tipos de Soldaduras Estructurales .....	102





2.2.26. Armadura Tipo Pratt .....	103
2.2.27. Robot Structural Analysis .....	104
2.2.27.1. Ventajas .....	104
2.2.27.2. Cálculo, Normativa y Códigos Internacionales de Diseño .....	104
2.2.28. Norma E.020 Cargas .....	105
2.2.28.1. Carga Básica de Nieve Sobre el Suelo (Qs).....	105
2.2.28.2. Carga de Nieve Sobre los Techos (Qt).....	105

### **CAPÍTULO III**

#### **MATERIALES Y MÉTODOS**

<b>3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>106</b>
<b>3.2. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>106</b>
<b>3.3. ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>106</b>
<b>3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>107</b>
3.4.1. Población.....	107
3.4.2. Muestra .....	107
<b>3.5. METODOLOGÍA .....</b>	<b>107</b>
<b>3.6. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS.....</b>	<b>108</b>
3.6.1. Recolección de Datos .....	108
3.6.2. Técnica de Análisis .....	109
<b>3.7. PROCEDIMIENTO DE DATOS .....</b>	<b>109</b>
3.7.1. Consideraciones del Estado del Material .....	109
3.7.2. Consideración de la Cantidad de Material a Procesar.....	110
<b>3.8. VARIABLES .....</b>	<b>110</b>
3.8.1. Operacionalización de Variables.....	110



<b>3.9. UBICACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>110</b>
3.9.1. Ubicación .....	111
3.9.2. Localización Geográfica .....	111
<b>3.10. ACCESIBILIDAD A LA ZONA DE INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>112</b>

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

<b>4.1. RESULTADOS .....</b>	<b>113</b>
4.1.1. Parámetros de Diseño.....	113
4.1.2. Datos del Material .....	113
4.1.3. Selección del Ancho de Faja .....	114
4.1.4. Obtención de la Velocidad de la Faja .....	114
4.1.4.1. Capacidad.....	114
4.1.4.2. Capacidad Equivalente.....	114
4.1.5. Cálculo del Peso del Material a Transportar ( $W_m$ ) .....	115
4.1.6. Cálculo Estimado del Peso Lineal de la Correa ( $W_b$ ) .....	116
4.1.7. Cálculo y Selección de los Polines de Carga y Retorno .....	116
4.1.7.1. Espaciamiento de Polines .....	116
4.1.7.2. Valores de Carga Sobre los Polines.....	117
4.1.7.3. Selección de Pesos Promedios de Rodillos Abarquillados de Carga y Retorno.....	120
4.1.8. Cálculo del Requerimiento de Potencia Para Accionar la Faja.....	121
4.1.8.1. Cálculo de la Tensión Efectiva de la Faja .....	121
4.1.8.2. Potencia del motor a seleccionar.....	130
4.1.8.3. Cálculo de Tensiones de la Faja en Polea de Cola y Motriz .....	130



4.1.9. Selección de Diámetros y Anchos de Poleas .....	132
4.1.9.1. Selección del Diámetro y Ancho de la Polea Motriz .....	132
4.1.9.2. Selección del Diámetro y Ancho de la Polea de Cola.....	133
4.1.9.3. Selección Del Diámetro y Ancho de las Dos Poleas Deflectoras .	134
4.1.9.4. Selección del Diámetro y Ancho de Polea Tensora .....	135
4.1.10. Selección del Diámetro de Eje de las Poleas .....	135
4.1.10.1. Cálculo del Diámetro del Eje Utilizado en la Polea Motriz.....	136
4.1.10.2. Cálculo del Diámetro del Eje Utilizado en la Polea de Cola .....	141
4.1.10.3. Cálculo del Diámetro de Eje Utilizado en las Poleas Deflectoras	147
4.1.10.4. Cálculo del Diámetro de Eje Utilizado en la Polea Tensora .....	152
4.1.11. Cálculo del Templador de Gravedad.....	157
4.1.12. Selección De La Banda Transportadora.....	159
4.1.12.1. Tensión de Faja .....	159
4.1.12.2. Selección de Grado de la Cubierta.....	160
4.1.12.3. Tipo De Faja.....	160
4.1.12.4. Resistencia a la Rotura.....	161
4.1.12.5. Temperatura de Operación.....	161
4.1.12.6. Selección de la Banda .....	161
4.1.13. Distancia Mínima de Transición .....	162
4.1.13.1. Porcentaje del valor de la tensión .....	162
4.1.14. Selección de Limpiador de Correa.....	163
4.1.14.1. Selección de Limpiador Primario. ....	163
4.1.14.2. Selección de Limpiador Secundario. ....	164
4.1.14.3. Selección de limpiador en V.....	164



4.1.15. Selección de Faldón de Carga .....	164
4.1.16. Cálculo y Selección de Rodamientos y Soportes .....	165
4.1.16.1. Rodamientos y Soportes en Polea Motriz: .....	165
4.1.16.2. Rodamientos y Soportes en Polea de Cola: .....	168
4.1.16.3. Rodamientos y Soportes en Polea Deflectora: .....	170
4.1.16.4. Rodamientos y Soportes en Polea Tensora: .....	172
4.1.17. Cálculo y Selección del Sistema de Accionamiento .....	174
4.1.17.1. Determinación del Número de Vueltas (RPM) de la Polea de Accionamiento .....	175
4.1.17.2. Cálculo y Selección del Acoplamiento: .....	176
4.1.18. Cálculo y Selección de la Estructura Para el Transportador .....	177
4.1.18.1. Especificaciones de Estructuras .....	177
4.1.18.2. Cálculo de la Carga Viva: .....	178
4.1.18.3. Cálculo de la Carga Muerta: .....	179
4.1.19. Análisis y Diseño Estructural Mediante Método LRFD con el Programa Robot Structural .....	180
4.1.19.1. Normas Empleadas: .....	181
4.1.19.2. Perfiles Utilizados: .....	181
4.1.19.3. Casos de Carga .....	182
4.1.19.4. Diseño del Acero Estructural .....	184
4.1.19.5. Análisis Estructural .....	192
4.1.19.6. Uniones Soldadas .....	197
4.1.19.7. Placa y Pernos de Anclajes .....	199
4.1.20. Costos de la Estructura .....	200



4.1.21. Costo Total del Proyecto .....	202
4.1.22. Resumen de Resultados.....	203
4.1.23. Validación de Hipótesis .....	205
<b>4.2. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>206</b>
<b>V. CONCLUSIONES.....</b>	<b>208</b>
<b>VI. RECOMENDACIONES .....</b>	<b>209</b>
<b>VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>210</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>216</b>

**Área:** Ingeniería Mecánica

**Tema:** Diseño de Maquinas

**Fecha de Sustentación:** 13 de junio del 2024



## ÍNDICE DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1	Componentes de una faja transportadora ..... 36
Figura 2	Faja de lona..... 37
Figura 3	Recorridos típicos de fajas transportadoras ..... 43
Figura 4	Relación de las propiedades y las características generales de los materiales 44
Figura 5	Relación del ancho de faja y el tamaño de trozo del material ..... 45
Figura 6	Velocidades máximas para la faja ..... 47
Figura 7	Área de carga de faja acanalada ..... 48
Figura 8	Faja abarquillada de 20°-Distancia estándar al borde de tres rodillos iguales= $0.055b+0.9$ pulg. .... 49
Figura 9	Faja abarquillada de 35°-Distancia estándar al borde de tres rodillos iguales= $0.055b+0.9$ pulg. .... 50
Figura 10	Faja abarquillada de 45°-Distancia estándar al borde de tres rodillos iguales= $0.055b+0.9$ pulg. .... 50
Figura 11	Faja abarquillada de 45°-Distancia límite estándar de capacidad de la faja plana= $0.055b+0.9$ pulg. .... 51
Figura 12	Designación de rodillo..... 52
Figura 13	Clasificación de los rodillos ..... 53
Figura 14	Rodillos acanalados de transporte ..... 54
Figura 15	Rodillos de faja plana de transporte ..... 54
Figura 16	Rodillo de retorno..... 55
Figura 17	Rodillos de impacto abarquillados ..... 56
Figura 18	Rodillo de impacto para faja plana..... 56
Figura 19	Rodillo guía para faja abarquillada..... 57
Figura 20	Espaciamiento entre rodillos (S) ..... 58
Figura 21	Distancias mínimas de transición recomendadas ..... 59
Figura 22	Factor de ajuste del trozo $k_1$ ..... 60
Figura 23	Factores Ambientales y de Mantenimiento $K_2$ ..... 60
Figura 24	Factores de Servicio $K_3$ ..... 61



Figura 25	Factor de Corrección de la Velocidad de la Faja K4 .....	61
Figura 26	Valores de carga para rodillos CEMA A, lbs .....	63
Figura 27	Valores de carga para los rodillos CEMA B, lbs.....	64
Figura 28	Valores de carga para los rodillos CEMA C, lbs.....	64
Figura 29	Valores de carga para los rodillos CEMA D, lbs .....	64
Figura 30	Valores de carga para los rodillos CEMA E, lbs.....	65
Figura 31	Polea motriz.....	67
Figura 32	Polea de cola.....	69
Figura 33	Limpiador de faja primario.....	71
Figura 34	Limpiador de faja en V.....	71
Figura 35	Sistema de accionamiento .....	72
Figura 36	Variador de frecuencia.....	73
Figura 37	Variación del factor Kt de corrección de temperatura.....	77
Figura 38	Valores del factor Ky .....	79
Figura 39	Factor Corregido Ky .....	80
Figura 40	Resultante de fuerzas radiales en poleas.....	85
Figura 41	Angulo Estructural.....	90
Figura 42	Dimensiones estándar de perfil angular.....	91
Figura 43	Perfil en U.....	92
Figura 44	Dimensión estándar de perfiles en U .....	92
Figura 45	Estado límite de falla .....	98
Figura 46	Estado límite de servicio.....	99
Figura 47	Flecha de barra.....	99
Figura 48	Desplazamiento de nudo.....	100
Figura 49	Tipos de soldadura.....	103
Figura 50	Armadura tipo Pratt .....	104
Figura 51	Localización de la investigación.....	111
Figura 52	Zona del proyecto de investigación .....	112
Figura 53	Transportador Inclinado Con Polea Motriz De Cabeza.....	131
Figura 54	Fuerzas que actúan en la polea motriz.....	136
Figura 55	Fuerzas que actúan en la polea de cola.....	141



Figura 56	Fuerzas que actúan en las poleas deflectoras.....	147
Figura 57	Fuerzas que actúan en las poleas deflectoras.....	152
Figura 58	Reacciones en los apoyos en el eje de polea motriz.....	165
Figura 59	Reacciones en los apoyos en el eje de polea de cola.....	168
Figura 60	Reacciones en los apoyos en el eje de poleas deflectoras.....	170
Figura 61	Reacciones en los apoyos en el eje de polea tensora.....	172
Figura 62	Configuración del método LRFD en Robot Structural.....	181
Figura 63	Configuración de la norma LRFD ASCE 7-10 en Robot Structural.....	181
Figura 64	Creación del tipo de carga permanente o muerta, en Robot Structural.....	182
Figura 65	Carga viva distribuida.....	183
Figura 66	Carga por nieve, distribuida.....	184
Figura 67	Combinación de carga 1.....	185
Figura 68	Combinación de carga 2.....	185
Figura 69	Combinación de carga 3.....	185
Figura 70	Verificación de los grupos de secciones.....	187
Figura 71	Resultado de la verificación de secciones desde el punto de vista resistente.....	187
Figura 72	Cálculo de secciones óptimas para ULS.....	188
Figura 73	Dimensionamiento óptimo de las secciones.....	188
Figura 74	Creación de combinación de carga para (SLS).....	190
Figura 75	Creación de barra para (SLS).....	190
Figura 76	Creación de límites de flecha y desplazamiento de nudos.....	191
Figura 77	Cálculo de secciones por estado límite de servicio.....	191
Figura 78	Resultado del cálculo de secciones por estado límite de servicio.....	192
Figura 79	Diagrama de fuerza cortante.....	193
Figura 80	Diagrama de momento flector.....	193
Figura 81	Deformaciones sobre los elementos estructurales.....	194
Figura 82	Desplazamiento entre 2 puntos de apoyo.....	195
Figura 83	Tensiones normales.....	196
Figura 84	Reacciones y momentos en los puntos de apoyo de la estructura.....	197
Figura 85	Selección de la norma de uniones de acero EN 1993-1-8:2005/AC:2009.....	197
Figura 86	Selección de plancha de 20 mm de espesor, para unión viga-viga.....	198





Figura 87	Sección de soldadura en vigas .....	198
Figura 88	Sección de soldadura en vigas .....	199
Figura 89	Creación de los grupos de perfiles y sus precios de material y transporte ....	200
Figura 90	Creación de los parámetros para la protección de los perfiles estructurales .	201
Figura 91	Asignación del coeficiente por pérdida de material .....	201



## ÍNDICE DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1 Tolerancias de diámetros de poleas .....	67
Tabla 2 Estado de elementos y sus factores de resistencia .....	101
Tabla 3 Operacionalización de variables .....	110
Tabla 4 Accesibilidad a la zona de investigación .....	112
Tabla 5 Costos de la estructura .....	202
Tabla 6 Costo de la faja transportadora .....	202



## ÍNDICE DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
ANEXO 1 Tablas .....	216
Tabla 1.1 Características del material.....	216
Tabla 1.2 Peso específico de materiales .....	216
Tabla 1.3 Peso de Faja Promedio Estimado .....	217
Tabla 1.4 Peso Promedio de Rodillos Abarquillados de Carga – Rodillos de Acero....	217
Tabla 1.5 Peso Promedio De Rodillos de Retorno – Rodillos De Acero .....	217
Tabla 1.6 Tensión por Resistencias de las Poleas .....	218
Tabla 1.7 Factor de Arrollamiento CW.....	218
Tabla 1.8 Calidad de Servicio en el Recubrimiento de la Correa.....	218
Tabla 1.9 Valores de Tensión Para Fajas de Pliegues Múltiple .....	218
Tabla 1.10 Máxima Tensión de Poleas.....	219
Tabla 1.11 Pesos de Poleas Soldadas de Tambor de Acero .....	220
Tabla 1.12 Selección de Ejes Para Poleas de Carga Radial Resultante.....	221
Tabla 1.13 Diámetro Máximo de los Ejes Según el Diámetro de las Poleas .....	223
Tabla 1.14 Factor de Concentración de Esfuerzos de Fatiga.....	223
Tabla 1.15 Distancia Mínima de Transición Recomendadas .....	223
Tabla 1.16 Espesor de Recubrimiento de Banda en Función del Tamaño del Material..	224
Tabla 1.17 Tipo de Correas Transportadoras Poliéster/Nylon .....	224
Tabla 1.18 Soporte de pie - Chumacera, (2 – 214").....	225
Tabla 1.19 Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, (2 – 214").....	226



Tabla 1.20	Rodamiento de Bolas a Rotula de (50 – 80 mm).....	227
Tabla 1.21	Chumacera, (136" – 1716").....	228
Tabla 1.22	Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, (1316" – 1716").....	229
Tabla 1.23	Rodamiento de Bolas a Rotula sobre un manguito de fijación de (25 – 45 mm) .....	230
Tabla 1.24	Chumacera, (112" – 11516").....	231
Tabla 1.25	Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, (112" – 11516").....	232
Tabla 1.26	Rodamiento de Bolas a Rotula de (25 – 45 mm).....	233
Tabla 1.27	Motorreductor Sew 0.37 Kw – 1750 Rpm .....	234
Tabla 1.28	Acoplamiento Tipo T10 .....	235
Tabla 1.29	Secciones de Estructura .....	236
Tabla 1.30	Clasificacion de polines.....	237
Tabla 1.31	Consideraciones en el Ancho de Polea.....	237
Tabla 1.32	Valores de A .....	237
ANEXO 2	Planos de faja transportadora.....	237
Plano 2.1	Estacion de Rodillos de Impacto .....	238
Plano 2.2	Estacion de Rodillos de Carga.....	239
Plano 2.3	Estacion de Rodillos de Transición .....	240
Plano 2.4	Estacion de Rodillo de Retorno .....	241
Plano 2.5	Polea Motriz .....	242
Plano 2.6	Polea de Cola .....	243
Plano 2.7	Polea Deflectora .....	244



Plano 2.8	Polea Tensora .....	245
Plano 2.9	Elementos Estructurales de Armadura Tipo Pratt .....	246
Plano 2.10	Armadura Tipo Pratt.....	247
ANEXO 3	Fotografías.....	247
Foto 3.1	Planta de Beneficios Mineros Kory Anca E.I.R.L .....	248
Foto 3.2	Condición Climatológica con Presencia de Nieve .....	248
Foto 3.3	Material Proveniente de Mina Rinconada .....	248
Foto 3.4	Chancadora primaria.....	249
Foto 3.5	Tolva de material fino.....	249
Foto 3.6	Molino 4x4 de molienda primario .....	249
ANEXO 4:	Declaracion jurada de autenticidad de tesis.....	24950
ANEXO 5:	Autorización para el depósito de tesis en el repositorio institucional .....	24951



## ACRÓNIMOS

CEMA:	Conveyor Equipment Manufacturers Association (Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte)
LRFD:	Load and Resistance Factor Design (Diseño de Factores de Carga y Resistencia)
ASTM:	American Society for Testing and Materials (Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales)
ASCE:	American Society of Civil Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Civiles)
AISC:	American Institute of Steel Construction (Instituto Americano de Construcción de Acero)
SRL:	Sociedad Comercial de Responsabilidad Limitada
SENAMHI:	Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú
VVVF:	Variador de Velocidad Variador de Frecuencia
SKF:	Svenska Kullagerfabriken (Fábrica sueca de rodamientos de bolas)
ELU:	Estado Límite Ultimo
ELS:	Estado Límite de Servicio
ELF:	Estado Límite de Falla



## RESUMEN

El presente estudio responde a la necesidad de la empresa Kory Anca E.I.R.L. de mecanizar el acarreo de roca chancada desde la tolva de finos hasta el equipo de molienda, permitiendo un procesamiento continuo y reduciendo costos, riesgos operativos y tiempos muertos de los trabajadores. Por ello, este estudio tuvo como objetivos seleccionar los accesorios y equipos adecuados para el diseño de la faja transportadora utilizando el método CEMA, así como diseñar y simular la estructura de la cinta transportadora utilizando el software Robot Structural basado en el método LRFD. Se desarrollo una metodología basada en tres etapas. Primero, se recopilaron datos preliminares esenciales para el diseño de la faja transportadora, como la capacidad de transporte, distancia de transporte, pendiente, peso del material, características del material, condiciones ambientales y periodo de funcionamiento. En la segunda etapa, se utilizó la metodología CEMA para el diseño y cálculo de los componentes y mecanismos de accionamiento de la faja transportadora. La tercera etapa se centró en el análisis y diseño estructural utilizando el software Robot Structural basado en el método LRFD, ASCE 7-10. Adicionalmente, se realizó una revisión bibliográfica de libros, manuales y normas como la E 0.20 y el Euro código EN 2005/AC 2009. Se emplearon tablas y figuras para una presentación más clara y comprensiva del tema. Se llegó a la conclusión de que es posible diseñar una faja transportadora con una capacidad de 2.4 Tn/h y una longitud de 13 m, utilizando metodologías de diseño apropiadas para garantizar su óptimo funcionamiento y eficiencia.

**Palabras clave:** Diseño, Faja Transportadora, Robot Structural.



## ABSTRACT

The present study addresses the need of the company Kory Anca E.I.R.L. to mechanize the transport of crushed rock from the fines hopper to the grinding equipment, enabling continuous processing while reducing costs, operational risks, and worker downtime. Therefore, this study aimed to select the appropriate accessories and equipment for the design of the conveyor belt using the CEMA method, as well as to design and simulate the structure of the conveyor belt using Robot Structural Analysis software based on the LRFD method. A methodology based on three stages was developed. First, essential preliminary data for the conveyor belt design was collected, including transport capacity, transport distance, slope, material weight, material characteristics, environmental conditions, and operating period. In the second stage, the CEMA methodology was used for the design and calculation of the conveyor belt's components and drive mechanisms. The third stage focused on the structural analysis and design using Robot Structural Analysis software based on the LRFD method, ASCE 7-10. Additionally, a literature review of books, manuals, and standards such as E 0.20 and Eurocode EN 2005/AC 2009 was conducted. Tables and figures were used for a clearer and more comprehensive presentation of the topic. It was concluded that it is possible to design a conveyor belt with a capacity of 2.4 Tn/h and a length of 13 m, using appropriate design methodologies to ensure optimal functioning and efficiency.

**Keywords:** Design, Conveyor Belt, Structural Robot.





# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

La situación actual que enfrenta la empresa de beneficios mineros kory Anca E.I.R.L., es de trasladar de La forma continua manualmente la roca chancada, ya que la empresa no cuenta con sistema mecanizado para el transporte del material, entre la tolva de finos y el equipo de molienda (molino), es que me motiva a realizar el diseño de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada, Considerando su fiabilidad y disponibilidad (funcionamiento ininterrumpido), beneficios ambientales, seguridad, costos laborales reducidos en comparación con otros modos de transporte, bajos costos de energía, mantenimiento económico y capacidad para transportar a largas y cortas distancias. Planteando como objetivo general de este proyecto de investigación, diseñar y seleccionar los componentes mecánicos de una faja transportadora, para el acarreo de roca chancada para la empresa de beneficios mineros kory Anca E.I.R.L. Para esto nos enfocamos en los dos principales objetivos específicos. Primero, seleccionar los accesorios y equipos adecuados para el diseño de la faja transportadora. Segundo, diseñar y simular los bastidores y la estructura para la cinta transportadora usando Robot Structural.



## **1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La empresa de beneficios mineros kory Anca E.I.R.L., al igual que otras pequeñas y medianas empresas dedicadas a la recuperación de oro proveniente de minas subterráneas, opera una planta de beneficios mineros mediante los procesos de chancado, molienda y clasificación. La situación actual que se llegó a identificar es que la empresa podría mejorar el proceso de transporte de roca chancada. Se observó que un operario transporta constantemente la roca chancada en una carretilla desde la tolva de finos hacia la molienda primaria, la cual se realiza por medio de un molino de bolas 4x4, corriendo el riesgo de sufrir accidentes.

## **1.2. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.2.1. Hipótesis General**

Aplicando el método de CEMA es posible diseñar el sistema de transporte por medio de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada y usando el software Robot Structural se puede diseñar los bastidores y estructura.

### **1.2.2. Hipótesis Específicas**

- Aplicando el método de CEMA es posible diseñar el sistema de transporte por medio de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada
- Utilizando el software Robot Structural se puede diseñar los bastidores y estructura.



### **1.3. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN**

El presente Proyecto de investigación está enfocado en el diseño y análisis estructural de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada, que busca satisfacer las necesidades de un trabajo mecanizado que mitigue el cansancio y el riesgo de sufrir accidentes por trabajos manuales, así también evolucionar en el proceso de recuperación de oro con la integración de equipos especializados. Sirviendo también como modelo para futuros proyectos de empresas mineras.

### **1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **1.4.1. Objetivo General**

Diseñar y seleccionar los componentes mecánicos de una faja transportadora, para el acarreo de roca chancada para la empresa de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L.

#### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Seleccionar los accesorios y equipos adecuados para el diseño de la faja transportadora.
- Diseñar y simular los bastidores y la estructura para la faja transportadora usando el software Robot Structural.



## CAPÍTULO II

### REVISIÓN DE LITERATURA

#### 2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

A lo largo de la historia, se han llevado a cabo varios estudios sobre el diseño de fajas transportadoras. En el pasado, se solía elegir los componentes basándose únicamente en la observación visual. Sin embargo, con el tiempo, se produjeron numerosos accidentes importantes. Para abordar este problema, se optaba por dimensionar excesivamente los perfiles, las uniones, los rodillos y las correas. Aunque esto resolvía el problema, surgían nuevos inconvenientes relacionados con el presupuesto y el exceso de peso de las estructuras. La introducción de software especializado permitió superar estos desafíos, pero persistió la tendencia a sobredimensionar los componentes. Por esta razón, en esta tesis se realiza un análisis y se implementan mejoras empleando metodologías y software de última generación.

En la actualidad existen bandas regulables en cuanto a la velocidad que requiera el procesamiento de materiales. Esencialmente, los motores eléctricos no siempre producen la velocidad o frecuencia requerida por el equipo asociado al que sirven. Aquí se utiliza un convertidor de frecuencia, que actúa como intermediario para que solo se utilice la energía necesaria.

##### 2.1.1. Antecedentes Nacionales

Bustinza & Márquez (2019) en su investigación buscan diseñar una mejora tecnológica para el transporte de material minado con una capacidad de 30,000 toneladas diarias y una distancia de 4 km, garantizando una alimentación constante de mineral y minimizando los costos de operación y mantenimiento.



El desarrollo del proyecto es de naturaleza básica, abarcando tanto el diseño como el nivel descriptivo de ingeniería. Además, incluirá la planificación y programación completas de los trabajos de montaje y desarrollo, comenzando el proyecto desde cero. Se realizó la simulación y análisis de los componentes estructurales de la cinta transportadora en sus puntos críticos a lo largo de toda su longitud. El proyecto tiene una duración total de 283 días, desde las movilizaciones hasta las pruebas sin carga, con media carga y a plena carga. Asimismo se determinó el costo total es de \$ 6'164'809.60.

Colque (2018) en su investigación se centra en el diseño de una faja transportadora horizontal (tramo de descarga), específicamente en la configuración y selección de frames, correas y rodillos, excluyendo los elementos de máquinas. Esto se debe a que el tema es muy específico y un diseño general abarcaría múltiples disciplinas y sería extremadamente laborioso. El diseño del soporte de la faja horizontal pondrá especial énfasis en el análisis de velocidad de deslizamiento y las uniones empernadas, aprovechando el conocimiento adquirido en los cursos de pregrado. Sin embargo, el análisis crítico se enfocará en el criterio de cortante, ya que la faja soporta cargas dinámicas y es más probable que se produzcan fallas en este tipo de unión. Se utiliza métodos de diseño que comienzan con la recolección de datos aproximados de las tensiones en la correa horizontal obtenidos en campo. Esto incluye mediciones preliminares de tensiones, dimensiones, tolerancias y perfiles, entre otros aspectos. No se trata de una simple réplica, ya que los diseños observados se mejoran con mis propias medidas y selección de elementos. El objetivo de este



trabajo es aportar utilizando herramientas como software especializado, normas, y el estándar CEMA 550.

Villacorta (2019) profundiza en las complejidades del desarrollo de cintas transportadoras realizadas con tecnología propia. El emocionante título, “La fabricación de una cinta transportadora de bagazo de caña de azúcar de 60 t/h de 150 m de largo”, ya revela el tema sobre el intrincado funcionamiento de la ingeniería moderna. El objetivo principal fue de elegir cuidadosamente las partes de una faja de 150 metros de largo que están destinadas a soportar una entrada incesante de bagazo de caña de azúcar de 60 toneladas por hora. Imagínese esto: el presente de Agrolmos S.A.A. es una actuación dinámica de este enorme equipo impulsado y dirigido con el deseo de entregar los desechos fibrosos en los pozos de compostaje, un ejercicio de eficiencia y verdor que ahora está ocurriendo. Ahora, cuando empezamos a adentrarnos, comienza el viaje metodológico en el que las infraestructuras a prueba de balas de la Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte (CEMA) serán una fuente de inspiración. El intrépido grupo de ingenieros equipados con una poderosa y sólida herramienta “SolidWorks” aborda el desafío mecánico de analizar el bloque transportador rígido utilizando el método de análisis centrado en la estática. El Capítulo I prepara el escenario, pintando un vívido retrato del enigma logístico de Agrolmos y el imperativo que impulsa nuestra búsqueda de la perfección de los transportadores: con el fin de reducir la entrega de transporte a granel, las mercancías se racionalizarán y se harán de la manera correcta sin ninguna distracción. El capítulo II describe el ritmo del proceso de cálculo, revelando el legendario enredo virtualmente laberíntico de la guía CEMA en detalle. Aquí, las ecuaciones se apoyan



con gráficos y las tablas exhiben los parámetros de funcionamiento como; velocidad y potencia que guían la selección de las maravillas mecánicas: rodillos, poleas, correa, conducción, limpieza, transmisión y estructura de respaldo. En el Capítulo III, nos embarcamos en una peregrinación de procedimientos, reuniendo las reliquias sagradas de la información: la capacidad de carga del transportador, las reglas del material, la altura y la longitud del transportador. A partir de estos conjuntos de datos de gran utilidad, diseñamos una estrategia, decidimos el ancho de la banda, la velocidad y, finalmente, elegimos una combinación de los mejores componentes del transportador, en consecuencia, que cumplirá perfectamente con los requisitos. Finalmente, el Capítulo IV presenta los frutos de nuestro trabajo: Tendrá variables que incluyen, entre otras, el ancho de la correa (30 pulgadas), la velocidad de la correa (1,71 m/s), la potencia motriz (20 hp), etc. Y no se detiene en este punto. Se realiza análisis estático a la estructura del transportador con el software SolidWorks.

### **2.1.2. Antecedentes Internacionales**

Puente (1999), en su investigación titulada: “Diseño De Un Transportador De Carga” Menciona que su investigación fue con la intención primordial de servir como una fuente informativa sobre el diseño en general, tanto para estudiantes de la disciplina como para profesionales de la industria que enfrentan desafíos relacionados con el transporte de materias primas y productos. El objetivo de esta tesis es implementar los principios teóricos del diseño mecánico en un proyecto concreto, específicamente en un transportador de carga, y utilizar conceptos de selección de materiales en su desarrollo. La elección de este tema de tesis se debe a la alta demanda en la industria minera, donde estos transportadores son comúnmente empleados.



Estos transportadores no solo permiten la extracción continua de productos mineros, sino que también posibilitan su clasificación antes de ser transportados a largas distancias.

Concluyendo:

En cuanto a los ejes, el material más económico sería el acero al carbono laminado en caliente, que, sin embargo, requeriría un mecanizado considerable. Por otro lado, las barras de acero que han sido sometidas a un proceso de estirado en frío son ampliamente preferidas para aplicaciones de transmisión de potencia general que otros procesos, ya que requieren menos mecanizado. El estirado en frío no solo mejora la resistencia a la tracción y el límite elástico del material a través del flujo difusional del mismo.

En cuanto al contenido de azufre, se utiliza en ejes forjados que se incluyen en motores de combustión interna y vagones de ferrocarril, y suele estar entre el 0.45% y 0.50%. Del amplio espectro de tipos de acero utilizados para tales aplicaciones, el acero 1045 es el más común. A veces se utilizan aceros aleados tratados térmicamente, que son más persistentes, dúctiles y lo suficientemente fuertes para soportar situaciones de carga inesperadas, impactos y fatiga. Las aleaciones más comunes utilizadas para la construcción de ejes son el acero 4140, que es un acero Cr-Mo, seguido por el acero 4340 Cr-Ni-Mo y por último el A8640.

Para el diseño de la polea motriz, se ha seleccionado un acero 1035 (de medio carbono) con un límite de fluencia de 79,000 lbs/pulg<sup>2</sup>, laminado en frío, ya que se considera adecuado para el servicio requerido.





Loli (2016) en su investigación “Metodología de planificación a cielo abierto considerando incorporación de in Pit Crusher and Conveyors” busca como objetivo principal desarrollar una metodología adaptable al sector minero polimetálico mediante el uso del sistema In-Pit Crushing and Conveying (IPCC), el cual ofrece diversas configuraciones que lo hacen atractivo. Se comenzó con un análisis detallado del transporte de materiales, sintetizando variables influyentes como el costo del combustible. Luego, se evaluó la evolución del costo de la mina en función de la profundidad, mediante la simulación del sistema tradicional de carguío y transporte, considerando el consumo de combustible de la flota de camiones. Para modelar el costo de la mina, se asumió que el combustible representa el 25% del costo total, continuando con la optimización, planificación y evaluación de cada escenario.

Los resultados muestran variaciones en el material a remover, tanto en mineral como en desmonte. Aunque el costo de capital inicial del IPCC es elevado, se compensa con su larga vida útil y menores costos operativos. Es crucial determinar la ubicación óptima de los chancadores semi-móviles y semi-fijos en el yacimiento, no solo desde una perspectiva de costos, sino también mediante una evaluación del Valor Actual Neto (VAN). Según el caso, existe la posibilidad de reemplazar completamente la flota de camiones por correas transportadoras y chancadores móviles, lo cual reduciría significativamente el costo de la mina, dependiendo de la configuración del IPCC y la situación actual de los precios del petróleo y la fuente de energía del país. Se recomienda utilizar gráficos como referencia para evaluaciones futuras y realizar estudios más profundos sobre esta metodología.



Reyes et al. (2019) en su trabajo “Estudio de parámetros de diseño y operación en transportadores de bagazo” se llevó a cabo una evaluación de la capacidad, la potencia demandada y el índice de consumo de los transportadores continuos de sólidos en el área de bagazo, así como su relación con los parámetros de diseño en una planta azucarera. Se analizó cómo la velocidad, la altura de la guardera y el ancho afectan estos parámetros en este tipo de transportadores. Las conclusiones obtenidas permiten a la entidad realizar sus operaciones de manera más eficiente, además de proporcionar estrategias para reducir los tiempos de inactividad debido a frecuentes fallas. Estos resultados pueden ser aplicados tanto en otras industrias azucareras como en sectores con equipos de características similares.

Gómez & Correa (2011) en su artículo “Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento en empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos” tiene como objetivo proponer un enfoque metodológico para el diseño de bandas transportadoras utilizadas en la manipulación de materiales en las operaciones de un patio de almacenamiento de carbón, utilizando técnicas cuantitativas de diseño de experimentos y simulación discreta orientada a objetos. Para alcanzar este objetivo, se consideran varios aspectos relacionados con la minería del carbón en Colombia, como la cadena de suministro, la logística, la gestión de almacenes, los patios de almacenamiento y las bandas transportadoras.

Como conclusión, el artículo señala que las operaciones en el patio de almacenamiento influyen directamente en la satisfacción del cliente y en la eficiencia logística en la minería del carbón, destacando así la importancia de usar equipos



mecánicos de manejo de materiales como las bandas transportadoras. Además, se identificó que el uso del diseño de experimentos y la simulación discreta orientada a objetos mejora las capacidades de diseño o mejora de las bandas transportadoras. El diseño de experimentos ayuda a identificar y evaluar los factores que afectan el tiempo promedio de transporte del carbón en el patio de almacenamiento, mientras que la simulación permite representar en 3D los diferentes experimentos, facilitando una toma de decisiones eficiente.

## **2.2. MARCO TEÓRICO**

### **2.2.1. Faja Transportadora**

CEMA (2016) afirma lo siguiente:

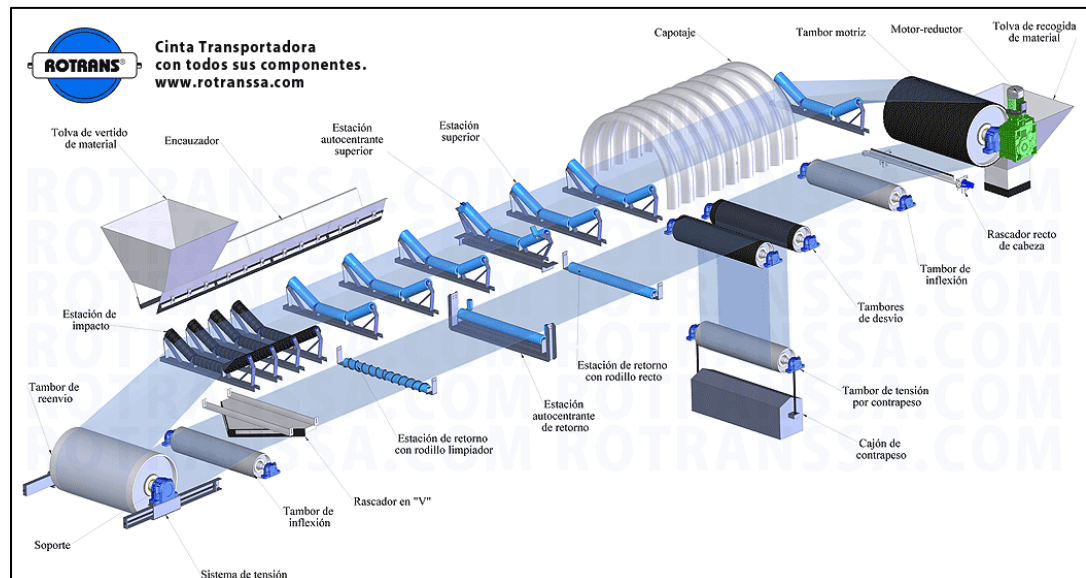
Las bandas transportadoras han sido las más utilizadas en todas las actividades de transporte que involucran materiales a granel debido a sus ventajas inherentes, que incluyen su economía y seguridad durante la operación, fiabilidad, versatilidad y capacidad para mover volúmenes pequeños, medianos y grandes de material. Además, estos componentes son lo suficientemente versátiles como para llevar a cabo más tareas dentro del proceso de producción, además de la demanda asociada con su deber principal de controlar el flujo de materiales mientras la planta está en funcionamiento.

Habría menos trabajo y menos energía movida a lo largo de las cintas transportadoras en comparación con otros medios de transporte. Tras la crisis del petróleo de los años setenta, fue muy ventajoso para las empresas que utilizaban cintas

transportadoras trasladarse a áreas que anteriormente se consideraban fuera del alcance de su aplicación. (pág. 2)

**Figura 1**

*Componentes de una faja transportadora*



Nota: Cinta transportadora con sus componentes (Rotrans S.A., 2024)

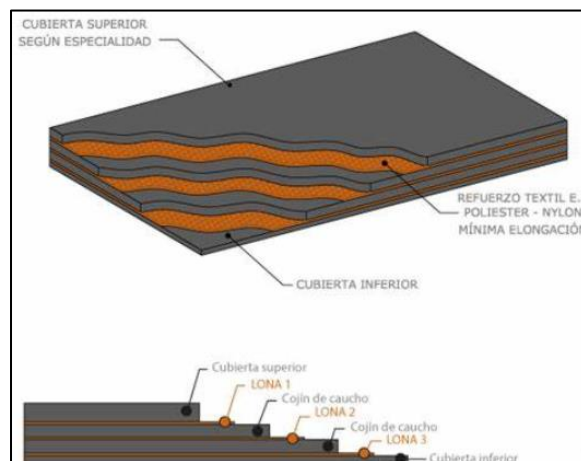
Ballón (2015) declara lo siguiente:

La banda transportadora constituye la pieza fundamental de la faja. Y su costo representa hasta el 60% del costo total. Las fajas transportadoras están fabricadas con alambre o textil (armadura o funda) y se encargan de absorber las fuerzas de tracción generadas y de unir múltiples capas de tejido para protegerlas contra daños mecánicos y la humedad, los textiles se suelen vulcanizar con una capa de caucho o plástico. Debido a que están estrechamente acoplados, los alargamientos de la carcasa y la cubierta son los mismos, y como el nivel de esfuerzo específico aumenta de manera proporcional al módulo de elasticidad, el refuerzo soporta casi todas las operaciones debido a que el módulo de elasticidad del

caucho está vinculado con la resistencia del material textil o metálico. Por lo que los cálculos se realizan sobre esta base, ignorando la resistencia del caucho. Además de las fuerzas de soporte a lo largo de su eje longitudinal, la correa también debe soportar fuerzas transversales resultantes de la adaptación a la forma de la ranura, el impacto en la zona de carga, la erosión del material y su composición química. Conducta en algunos casos. También debe poder resistir los elementos de la atmósfera. (págs. 13,14)

## Figura 2

### *Faja de lona*



Fuente: Constitución de la lona de faja (Newtecbr, 2022)

### 2.2.2. Tipos de Fajas Principales

Existen 3 tipos de fajas según (Garcia Carbajal, 2013)

#### 2.2.2.1. Dependiendo del Tipo de Tejido.

- De algodón.
- De tejidos sintéticos.
- De cables de acero.



#### **2.2.2.2. Dependiendo de la Disposición del Tejido.**

- De varias telas o capas.
- De tejido sólido (solid woven)

#### **2.2.2.3. Dependiendo el Aspecto del Área de Soporte de la Carga.**

- Lisa (aspecto más corriente)
- Rugosa
- Con nervadura, bordes o tacos laterales vulcanizados.

#### **2.2.3. Clasificación de las Fajas Según Grado**

**Faja Grado 1.-** La cubierta de esta banda está fabricada con caucho natural, caucho sintético o una combinación de ambos, seleccionada para ofrecer la mejor resistencia posible a cortes, rayones y abrasión. Además, cuenta con una capa delgada de compuesto de caucho entre los pliegues para garantizar una resistencia máxima a la flexión. (García, 2013)

**Faja Grado 2.-** Cuenta con una fina capa de compuesto de caucho entre los pliegues. El compuesto de caucho específico utilizado con este tejido garantiza una adecuada resistencia a la flexión en condiciones de funcionamiento estándar, donde se emplean diámetros de poleas recomendados y las condiciones de operación son menos exigentes que las que requieren una banda de grado 1. (García, 2013)

#### **2.2.4. Empalmes de Fajas Transportadoras**

Existen 2 tipos de empalmes según (García, 2013)



#### **2.2.4.1. Empalme vulcanizado**

##### **Ventajas:**

- Tiene el esfuerzo de uso más alto.
- Gran tiempo de servicio.
- Es liso y continuo, no permite filtración de material a través de ella, ni tampoco interfiere con los limpiadores de faja.

##### **Desventajas:**

- Gasto inicial mayor, El vulcanizado es pesado y difícil de mover debiéndose acondicionar apoyos.
- La provisión del tensor es más costosa.
- La renovación de un empalme vulcanizado es tiempo consumido y costoso.

#### **2.2.4.2. Empalme de fajamiento mecánico**

##### **Ventajas:**

- Rápido de instalar respecto a un empalme vulcanizado.
- Gasto inicial bajo
- Se reducen al mínimo los problemas relacionados con la trayectoria del tensor. En caso de que las variaciones en la longitud de la banda excedan la capacidad de ajuste del tensor, la banda puede ser recortada y reemplazada de manera rápida y a un costo relativamente bajo.



### **Desventajas:**

- Menor esfuerzo, no pudiéndose utilizar valores de tensión totales altas.
- La exposición de los filos de la faja cortada al efecto de la humedad y del material puede tener un efecto de desgaste en el armazón tejido de la faja.
- Lograr una unión mecánica que pueda considerarse a prueba de fugas es muy complicado cuando se trabajan con materiales finos.
- En servicio en caliente, el fajamiento retiene el calor y lo transmite directamente hacia el armazón de la faja, pudiendo generar el desgaste prematuro del empalme.

#### **2.2.5. Ancho de Faja**

Según (CEMA, 2016). El ancho de la banda suele expresarse en pulgadas, y los anchos disponibles de los fabricantes de bandas transportadoras enumerados en este manual son los siguientes: 18", 24", 30", 36", 42", 48", 54", 60" y 62", o 72", 84" y 96" pulgadas.

Principalmente, dependiendo de la velocidad, las cintas transportadoras anchas con mayor capacidad tienden a seguir estas dos propiedades juntas. Sin embargo, el grosor de la banda de la gama más estrecha puede medirse en función del material que se esté manejando. Las bandas no deben ser tan estrechas que las piezas más grandes y las partículas finas caigan accidentalmente del borde de la banda transportadora. Además, el ancho interior y en tamaño en las rampas la carga y la





separación entre los faldones deben ser adecuadas para permitir el paso sin obstáculos de piezas de diversos tamaños. (pág. 44)

### **2.2.6. Diseño de la Faja Transportadora**

Según (CEMA, 2016). El diseño exitoso de un transportador debe comenzar con una evaluación precisa de las propiedades de los materiales a transportar.

En la selección de una banda transportadora tiene un gran impacto el material que se procesa. Los materiales pueden variar desde partículas muy finas, como polvo químico, hasta tamaños grandes, como minerales, piedras, carbón o troncos de madera.

Con frecuencia, los materiales que podrían adherirse o pegarse por otros medios se manejan con éxito en las cintas transportadoras. Esto incluye materiales calientes como arena de fundición, materiales sintéticos y gránulos de mineral de hierro.

Las fajas transportadoras también están influenciadas en la capacidad horaria de funcionamiento operación continua. Cargar y descargar secciones de retorno o vaciarlas, La capacidad de transporte disminuye considerablemente a medida que aumenta el ángulo.

Los sistemas de cintas transportadoras pueden adaptarse al terreno existente en pendientes de entre el 30% y el 35%, en comparación con pendientes del 6% al 8%, que son los límites efectivos para el transporte de camiones.



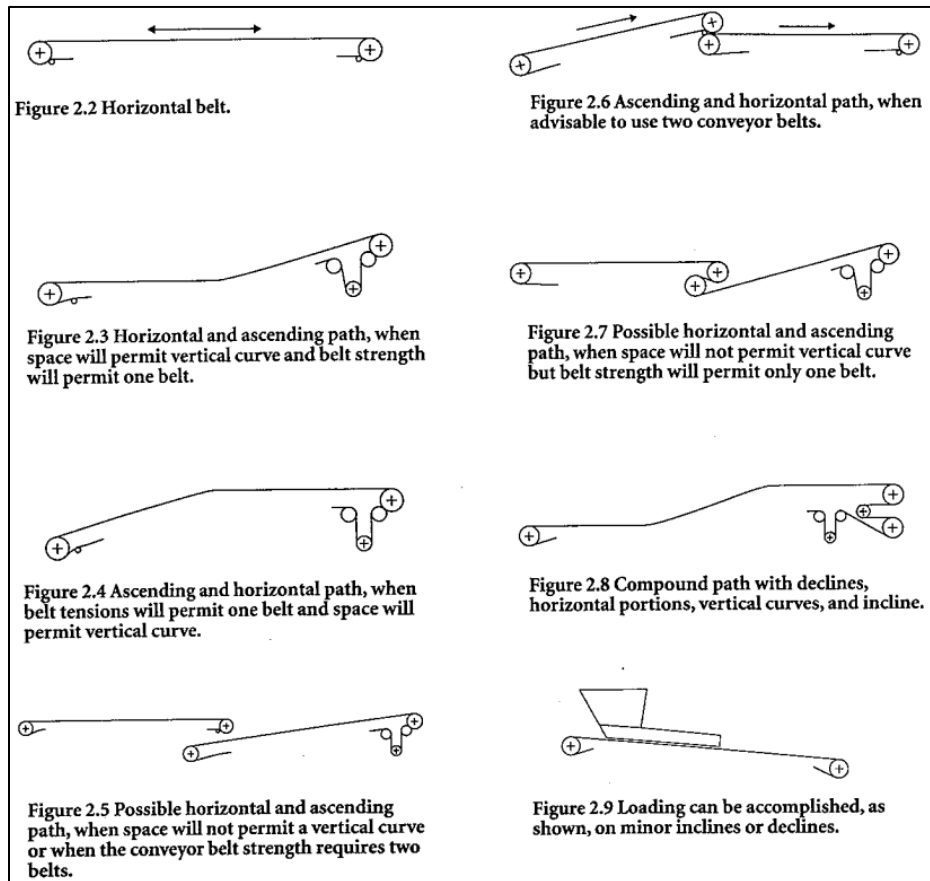
### **2.2.7. Configuraciones de Transportadores.**

Los transportadores a menudo están óptimamente configurados, lo que permite rutas de viaje infinitas. Además de esto, existen disposiciones como: inclinación horizontal con pendientes positivas o negativas, curvas cóncavas y convexas, o incluso una combinación de todas ellas. Además, las operaciones de la cinta transportadora permiten múltiples opciones de carga y descarga.

En este caso, cada cinta transportadora podría construirse de la manera que se desee, ya sea con una trayectoria limitada por la capacidad, el ángulo de inclinación o la falta de espacio. Los perfiles presentados también tienen su importancia; mencionemos un aspecto aquí, la transferencia entre transportadores puede evitarse si es posible, por dos razones principales: primero, las cintas transportadoras de los puntos de carga se desgastan más y, segundo, se genera más polvo y el medio de tránsito puede obstruirse. Por razones de la estructura siguiente, la que se visualiza en la Figura 2.3 es más ideal que las estructuras, las cuales se visualizan en las Figuras 2.5 y 2.7.

### Figura 3

#### Recorridos típicos de fajas transportadoras



Nota: Recorridos típicos de fajas transportadoras (CEMA, 1997)

#### 2.2.8. Características de los Materiales

Un diseño eficaz de una cinta transportadora debe comenzar con una comprensión exacta de las características del material a transportar. Algunas características clave que se deben identificar son:

- Ángulo de reposo: Es el ángulo que forma la superficie de un montón de material, libremente constituido, con la horizontal.
- Ángulo de sobrecarga: Este es el ángulo que forma la superficie del material en reposo con respecto a la cinta transportadora en movimiento. Este ángulo

generalmente es de 5° a 15° menor que el ángulo de reposo, aunque en algunos materiales puede ser hasta 20° menor.

- La fluidez del material se determina observando su ángulo de reposo y su ángulo de sobrecarga, lo cual permite calcular la cantidad de material que puede ser transportada con seguridad en una cinta según su sección transversal. Asimismo, este parámetro también señala el ángulo seguro de inclinación que puede tener la cinta transportadora. La fluidez del material está determinada por características como el tamaño y la forma de las partículas, la rugosidad o suavidad de la superficie de las partículas, la proporción de partículas finas y gruesas presentes, y la humedad contenida en el material.

La figura 4 muestra la relación típica entre las propiedades mencionadas anteriormente y las características generales de los materiales.

**Figura 4**

*Relación de las propiedades y las características generales de los materiales*

Fluidez muy libre 1*	Fluidez libre 2*	Fluidez promedio 3*		Pesada 4*
ángulo de sobrecarga de 5°	Ángulo de sobrecarga de 10°	Ángulo de sobrecarga de 20°	Ángulo de sobrecarga de 25°	Ángulo de sobrecarga de 30°
0° - 19° ángulo de reposo	20° - 29° ángulo de reposo	30° - 34° ángulo de reposo	35° - 39° ángulo de reposo	40° - a más ángulo de reposo
Características del material				
Tamaño uniforme, partículas redondeadas muy pequeñas, tanto si están húmedas o muy secas: piedra sílice seca, cemento, concreto húmedo	Partículas pulidas, redondeadas, secas, de peso medio: granos sin pelar y frejoles	Materiales Irregulares, granulares o en trozos de peso medio, tales como antracita y carbón de piedra, semilla de algodón, arcilla, etc.	Materiales comunes típicos: carbón bituminoso, piedra, mayoría de minerales	Materiales irregulares, fibrosos, que se pueden atorar: astillas de madera, bagazo, arena de fundición templada.

Nota: Tabla de Fluidez – Ángulo de sobrecarga – Ángulo de reposo (CEMA, 2016)

## 2.2.9. Parámetros de la Faja Transportadora

### 2.2.9.1. Ancho de Faja

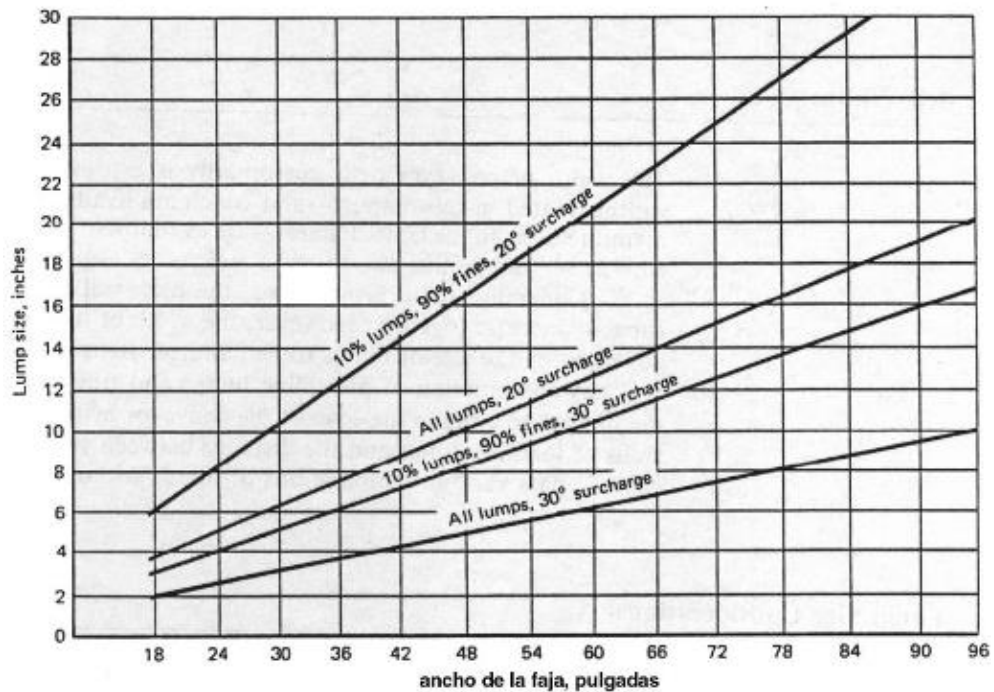
(CEMA, 2016) menciona lo siguiente:

Teniendo en consideración el tamaño de trozo, es un método para calcular el ancho de la banda para un tamaño de pieza particular.

La figura 5 muestra un diagrama simple que ilustra la amplitud de la banda necesaria para un tamaño específico de material en diversas combinaciones entre trozos y finos, y para diferentes ángulos de sobrecarga.

**Figura 5**

*Relación del ancho de faja y el tamaño de trozo del material*



Nota: Anchuras requeridas para tamaños específicos de trozos, con la condición de que los finos no superen el 10% del tamaño máximo del trozo. (CEMA, 1997).



### 2.2.9.2. Velocidad de la Faja

(CEMA, 2016) señala lo siguiente:

Las velocidades adecuadas dependen en gran medida de las características del material a transportar, la capacidad deseada y las tensiones de la banda utilizadas.

A pesar de que incrementar la velocidad puede disminuir el ancho y las tensiones de la banda, es crucial considerar cuidadosamente estos beneficios en relación con posibles desventajas. Estas pueden incluir un aumento en el desgaste de la banda, la degradación del material, pérdidas por viento, impacto de los trozos en los rodillos transportadores y, en general, una vida útil más corta para todos los componentes del transportador.

En casos donde el material es fino y seco y la velocidad de la banda es alta, el polvo del material puede ser intolerable. Asimismo, en caso de que el material sea pesado, contenga trozos grandes o tenga bordes de partículas angulares y afilados, una velocidad de descarga alta podría provocar un desgaste excesivo en los conductos de descarga o transferencia. (págs. 44,45)

En la figura 6 se presentan pautas generales para las velocidades máximas recomendadas de las cintas transportadoras.

**Figura 6**

*Velocidades máximas para la faja*

Material que se transporta	Velocidad de la faja (ppm)	Ancho de la faja (pulgadas)
Granos u otros materiales no abrasivos de buena fluidez	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Hulla, arcilla húmeda, mineral suave, capas de desperdicio, piedra chancada fina. □	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Mineral pesado, duro, de bordes afilados, piedra chancada de cuarzo.	350	18
	500	24-36
	600	mayor de 36
Arena de Fundición, preparada o húmeda; arena molida con pequeños núcleos, con o sin pequeñas piezas de fundición (no tan calientes como para dañar la faja)	350	Cualquier ancho
Arena de fundición preparada y materiales húmedos similares (o secos, abrasivos) descargados de la faja por desviadores de bordes de caucho.	200	Cualquier ancho
Materiales no abrasivos descargados de la faja por medio de desviadores.	200, salvo pulpa de madera dónde 300 a 400 son preferibles	Cualquier ancho
Fajas Alimentadoras, planas o acanaladas para alimentar materiales finos, no abrasivos o medianamente abrasivos, de tolvas y recipientes.	50 a 100	Cualquier ancho

Nota: Tabla de las velocidades de cinturón máximas recomendadas (CEMA, 2016)

**2.2.9.3. Áreas de Carga de la Faja Acanalada**

La sección transversal de carga se divide en dos secciones: una es la sección trapezoidal y la otra es la sección del segmento circular. La suma de éstas dos áreas se conoce como área de sobrecarga, que es igual al área total de la sección transversal.

$\alpha$  = Angulo de sobrecarga en grados

$\beta$  = Angulo de rodillo en grados

$A_s$  = Área de sobrecarga en pulgadas cuadradas

$A_b$  = Área trapezoidal de la base, en pulgadas cuadradas

$l$  = Longitud, uno de los bordes del área trapezoidal

$l_1$  = Longitud, otro de los bordes del área trapezoidal

$j$  = Altura del área trapezoidal, en pulgadas

$m$  = Longitud biselada del trapecioide

$r$  = Radio del arco de sobrecarga, en pulgadas

$f$  = Proyección horizontal del lado biselado del trapecioide, en pulgadas

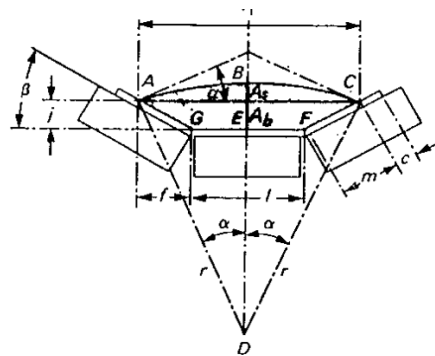
$c$  = Distancia límite, límite del material hacia el límite de la faja, en pulgada

$b$  = Ancho de la faja en pulgadas

Distancia límite standard  $c = 0.055b + 0.9$ , en pulgadas

### Figura 7

Área de carga de faja acanalada



Nota: Área de carga de sección transversal (CEMA, 1997).



### 2.2.9.4. Capacidad de la Faja Transportadora

Las capacidades de las correas transportadoras corrugadas y lisas se detallan en las figuras del 8 al 11. Estas tablas están proporcionadas para configuraciones corrugadas de 20°, 35° y 45°, así como para correas lisas, teniendo en cuenta diversos ángulos de sobrecarga que se relacionan con las propiedades de desmoronamiento de los materiales a transportar, y con velocidades de la cinta transportadora de 100 pies por minuto.

#### Figura 8

*Faja abarquillada de 20°-Distancia estándar al borde de tres rodillos*

*iguales=0.055b+0.9 pulg.*

Ancho de la faja (pulg)	A <sub>1</sub> – Sección transversal de carga (pie <sup>3</sup> )							Capacidad en 100 PPM (pie <sup>3</sup> /Hr)						
	Angulo de sobrecarga							Angulo de sobrecarga						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	0.089	0.108	0.128	0.147	0.167	0.188	0.209	537	653	769	886	1005	1128	1254
24	0.173	0.209	0.246	0.283	0.320	0.359	0.399	1041	1258	1477	1698	1924	2155	2394
30	0.284	0.343	0.402	0.462	0.522	0.585	0.649	1708	2060	2414	2772	3137	3511	3897
36	0.423	0.509	0.596	0.684	0.774	0.866	0.960	2538	3057	3579	4107	4645	5196	5765
42	0.588	0.708	0.828	0.950	1.074	1.201	1.332	3533	4250	4972	5703	6447	7210	7997
48	0.781	0.940	1.099	1.260	1.424	1.592	1.765	4691	5640	6594	7560	8544	9552	10592
54	1.002	1.204	1.407	1.613	1.822	2.037	2.258	6013	7225	8444	9678	10935	12223	13552
60	1.249	1.501	1.753	2.009	2.270	2.537	2.812	7498	9006	10522	12057	13621	15223	16876
72	1.826	2.192	2.560	2.933	3.312	3.701	4.102	10961	13155	15364	17599	19876	22210	24617
84	2.513	3.014	3.519	4.030	4.551	5.085	5.635	15079	18089	21119	24186	27309	30511	33813
96	3.308	3.967	4.631	5.302	5.986	6.687	7.411	19850	23806	27787	31816	35921	40128	44466

Nota: Tabla de faja abarquillada de 20° (CEMA, 2016).

**Figura 9**

*Faja abarquillada de 35°-Distancia estándar al borde de tres rodillos*

$$iguales=0.055b+0.9pulg.$$

Ancho de la faja (pulg)	A <sub>1</sub> – Sección transversal de carga (pie <sup>3</sup> )							Capacidad en 100 PPM (pie <sup>3</sup> /Hr)						
	Angulo de sobrecarga							Angulo de sobrecarga						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	0.144	0.160	0.177	0.194	0.212	0.230	0.248	864	964	1066	1169	1274	1381	1492
24	0.278	0.309	0.341	0.373	0.406	0.440	0.474	1668	1857	2048	2241	2438	2640	2847
30	0.455	0.506	0.557	0.609	0.662	0.716	0.772	2733	3039	3346	3658	3975	4300	4636
36	0.676	0.751	0.826	0.903	0.980	1.060	1.142	4058	4508	4961	5419	5886	6364	6857
42	0.940	1.044	1.148	1.254	1.361	1.471	1.585	5644	6266	6891	7524	8169	8830	9511
48	1.248	1.385	1.523	1.662	1.804	1.949	2.099	7491	8312	9138	9974	10825	11698	12598
54	1.599	1.774	1.950	2.128	2.309	2.494	2.686	9598	10646	11700	12768	13855	14969	16118
60	1.994	2.211	2.429	2.651	2.876	3.107	3.345	11966	13269	14850	15906	17257	18642	21058
72	2.913	3.229	3.547	3.869	4.197	4.532	4.879	17484	19378	21285	23215	25182	27196	29275
84	4.007	4.440	4.876	5.317	5.766	6.226	6.701	24043	26641	29256	31902	34597	37360	40210
96	5.274	5.842	6.415	6.994	7.584	8.189	8.812	31645	35058	38490	41966	45506	49134	52876

Nota: Tabla de faja abarquillada de 35° (CEMA, 2016).

**Figura 10**

*Faja abarquillada de 45°-Distancia estándar al borde de tres rodillos*

$$iguales=0.055b+0.9pulg.$$

Ancho de la faja (pulg)	A <sub>1</sub> – Sección transversal de carga (pie <sup>3</sup> )							Capacidad en 100 PPM (pie <sup>3</sup> /Hr)						
	Angulo de sobrecarga							Angulo de sobrecarga						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	0.170	0.184	0.199	0.214	0.230	0.245	0.262	1021	1109	1198	1289	1380	1475	1572
24	0.327	0.355	0.383	0.411	0.439	0.469	0.499	1967	2132	2299	2467	2638	2814	2996
30	0.536	0.580	0.625	0.670	0.716	0.763	0.812	3218	3484	3752	4023	4299	4581	4873
36	0.795	0.860	0.926	0.992	1.060	1.129	1.200	4775	5165	5558	5955	6360	6775	7204
42	1.106	1.195	1.286	1.377	1.470	1.566	1.664	6636	7175	7717	8265	8824	9397	9987
48	1.467	1.585	1.704	1.825	1.948	2.074	2.204	8803	9514	10229	10953	11690	12445	13224
54	1.879	2.030	2.182	2.336	2.492	2.653	2.819	11276	12182	13094	14017	14957	15921	16915
60	2.342	2.529	2.718	2.909	3.104	3.303	3.509	14053	15179	16312	17458	18626	19823	21059
72	3.420	3.693	3.967	4.245	4.528	4.818	5.117	20524	22160	23807	25473	27171	28910	30705
84	4.702	5.076	5.452	5.832	6.220	6.617	7.027	28216	30458	32713	34997	37322	39706	42165
96	6.188	6.678	7.172	7.671	8.180	8.701	9.239	37128	40071	43032	46029	49081	52210	55437

Nota: Tabla de faja abarquillada de 45° (CEMA, 2016).

**Figura 11**

*Faja abarquillada de 45°-Distancia límite estándar de capacidad de la faja plana=0.055b+0.9pulg.*

Anchura de la faja (pulg)	A <sub>c</sub> – Sección transversal de carga (pie <sup>3</sup> )							Capacidad en 100 PPM (pie <sup>3</sup> /Hr)						
	Angulo de sobrecarga							Angulo de sobrecarga						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18		0.020	0.041	0.062	0.083	0.105	0.127		123	246	372	498	630	762
24		0.039	0.077	0.117	0.157	0.198	0.241		232	466	702	942	1190	1444
30		0.063	0.126	0.190	0.255	0.321	0.390		376	756	1137	1527	1928	2340
36		0.092	0.185	0.280	0.376	0.474	0.575		555	1113	1677	2253	2844	3450
42		0.130	0.257	0.387	0.520	0.656	0.796		768	1540	2322	3120	3936	4776
48		0.169	0.340	0.512	0.688	0.868	1.053		1016	2037	3072	4126	5208	6318
54		0.216	0.434	0.654	0.879	1.109	1.346		1298	2604	3927	5273	6654	8076
60		0.269	0.540	0.814	1.093	1.380	1.675		1614	3240	4885	6560	8278	10050
72		0.392	0.786	1.186	1.593	2.010	2.440		2353	4720	7116	9558	12060	14640
84		0.538	1.080	1.628	2.186	2.758	3.349		3229	6478	9767	13117	16550	20091
96		0.707	1.419	2.139	2.873	3.625	4.400		4243	8514	12835	17238	21750	26404

Nota: Tabla de faja abarquillada de 45° plana (CEMA, 2016).

### 2.2.10. Rodillos o Polines

Los rodillos deben cumplir con importantes requisitos, como proporcionar el adecuado soporte y protección para la cinta transportadora, así como el respaldo adecuado para la carga transportada.

Los rodillos utilizados en las cintas transportadoras para materiales a granel son diseñados con una variedad de diámetros y equipados con rodamientos y sellos montados en ejes.

La fuerza de fricción del rodillo tiene un impacto directo en la tensión de la cinta y, en consecuencia, en la potencia necesaria. El tamaño del rodillo, la configuración de los rodamientos y las especificaciones de los sellos son los principales elementos que influyen en esta fuerza de fricción.

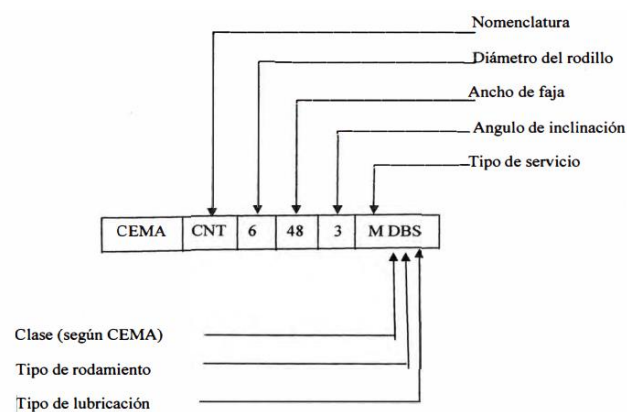
### 2.2.10.1. Clasificación de los Rodillos Según su Vida Útil

(CEMA, 2016) clasifico a los rodillos basándose en su vida útil. A continuación, se indican las capacidades de carga que los rodillos de las categorías CEMA B, C, D y E que pueden manejar.

- CEMA B, duración operativa de 30,000 horas a una velocidad de rotación de 500 revoluciones por minuto.
- CEMA C, duración operativa de 30,000 horas a una velocidad de rotación de 500 rpm.
- CEMA D, duración operativa de 60,000 horas a una velocidad de rotación de 500 rpm.
- CEMA E, duración operativa de 60,000 horas a una velocidad de rotación de 500 rpm.

**Figura 12**

*Designación de rodillo*



Nota: Designación de rodillo (CEMA, 1997)

### 2.2.10.2. Clasificación de los Rodillos Según su Servicio

La elección del diámetro adecuado del rodillo, así como del tamaño del rodamiento y del eje, se determina según el tipo de uso, las condiciones de funcionamiento, la carga transportada y la velocidad de la banda. Para simplificar y verificar con precisión esta selección, los diversos diseños pueden clasificarse según se detalla en la figura 13.

#### Figura 13

##### *Clasificación de los rodillos*

Clasificación	Número de serie de la matriz	Diámetro del rodillo (pulgadas)	Descripción
A4	I	4	Servicio liviano
A5	I	5	“ ”
B4	II	4	“ ”
B5	II	5	“ ”
C4	III	4	Servicio medio
C5	III	5	“ ”
C6	IV	6	“ ”
D5	NA	5	“ ”
D6	NA	6	“ ”
E6	V	6	Servicio pesado
E7	VI	7	“ ”

Nota: Tabla de clasificación del rodillo (CEMA, 2016).

### 2.2.10.3. Clasificación Genérica de Polines Para Faja Transportadora

(CEMA, 2016) refiere lo siguiente:

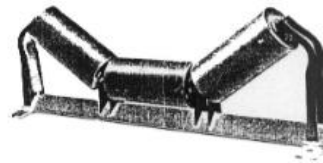
Existen dos categorías fundamentales de rodillos para cintas transportadoras: los rodillos de carga, que sostienen la sección cargada de la cinta transportadora, y los rodillos de retorno, que sostienen la sección vacía de retorno de la cinta transportadora. Vea las figuras 7, 8, 9, 10, 11 y 12.

## Rodillos Transportadores

Existen dos disposiciones principales. Una se emplea para cintas acanaladas y típicamente consta de tres rodillos, con los dos exteriores inclinados hacia arriba, mientras que el rodillo central se encuentra en posición horizontal. La otra disposición se utiliza para respaldar cintas planas y generalmente comprende un solo rodillo horizontal colocado entre dos carcasas que se fijan directamente a la estructura del transportador.

### Figura 14

*Rodillos acanalados de transporte*



Nota: (CEMA, 2016).

### Figura 15

*Rodillos de faja plana de transporte*



Nota: (CEMA, 2016).

## Rodillos de Retorno

Generalmente, se trata de rodillos horizontales situados entre carcasas que suelen ser fijadas en la parte inferior de la estructura. Estas configuraciones suelen emplearse para respaldar el tramo de retorno de la faja, siendo comúnmente fijadas debajo de las placas inferiores de los largueros

que sostienen los rodillos de transporte. Esta disposición es preferible para permitir una visibilidad adecuada del tramo de retorno de la faja por debajo de la estructura del transportador. La figura 16 muestra un ejemplo típico de un rodillo de retorno.

### **Figura 16**

#### *Rodillo de retorno*



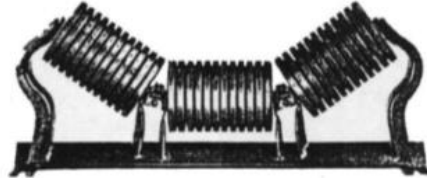
Nota: (CEMA, 2016).

### **Rodillos de Impacto**

Usualmente, los “Rodillos amortiguadores”, están fabricados con un material elástico. Se utilizan en puntos de carga donde el impacto resultante del tamaño y peso del material manejado podría causar daños significativos a la cinta transportadora si se utilizara un soporte rígido. Un tipo comúnmente empleado consiste en un conjunto de tres rodillos, cada uno compuesto por discos elásticos espaciados entre sí. Se fabrican también rodillos de impacto similares para soportar cintas planas. Consulte las figuras 17 y 18. Los rangos de carga de los rodillos de impacto no son mayores que los de los rodillos convencionales. Los discos elásticos tienden a desgastarse en beneficio de la protección de la cinta transportadora.

### **Figura 17**

#### *Rodillos de impacto abarquillados*



Nota: Rodillos de impacto abarquillados de amortiguamiento de caucho (CEMA, 2016).

### **Figura 18**

#### *Rodillo de impacto para faja plana*



Nota: Rodillos de impacto para faja plana de amortiguamiento de caucho (CEMA, 2016)

### **Rodillos Guía**

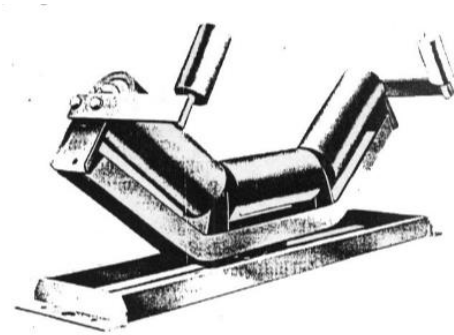
A veces, a pesar de todos los esfuerzos por instalar y mantener correctamente la correa, pueden existir factores que la hagan aflojar. Para abordar este problema, los fabricantes de transportadores a menudo incluyen guías en las correas. Estas guías, cuando se mantienen adecuadamente, ayudan a mantener la correa alineada en diversas condiciones.

El sistema de transportador está diseñado para permitir que los rodillos se desplacen fuera de la línea central. Cuando la correa se mueve sobre estos rodillos desplazados, la empujan de vuelta hacia la línea central, asegurando que todo permanezca correctamente alineado. Puede consultar la figura 19 para obtener ayuda. En general, las tensiones más altas en la correa tienden a reducir la efectividad de estos rodillos guía.



### **Figura 19**

#### *Rodillo guía para faja abarquillada*



Nota: (CEMA, 1997).

#### **2.2.10.4. Espaciamiento Entre Rodillos**

Al seleccionar el espaciado de los rodillos, es importante tener en cuenta varios factores, como el peso de la cinta, el peso del material transportado, la capacidad de carga de los rodillos, la flexión de la cinta, la durabilidad de los rodillos, los rangos de carga de la cinta y la tensión de la misma.

#### **Espaciamiento de los Rodillos de Carga**

La figura 20 exhibe los espaciamientos habituales recomendados en disposiciones en forma de arco para aplicaciones prácticas de ingeniería. Por lo general, cuando no hay una restricción específica en cuanto al valor de flexión de la cinta, se deben emplear estas cifras de espaciamiento en conjunto con los datos sobre la selección de la flexión. El espaciado típicamente varía en incrementos de 6 pulgadas.

## Espaciamiento de los Rodillos de Retorno

Los espaciamientos estándar recomendados para el funcionamiento de la cinta transportadora también se encuentran en la figura 20. Para cintas de estructura pesada con un ancho de 18 pulgadas o más, se sugiere determinar el espaciamiento de los rodillos de retorno considerando los valores de carga de los rodillos y las consideraciones de flexión.

### Figura 20

#### *Espaciamiento entre rodillos (S)*

Ancho de la faja (pulgadas)	Rodillos abarquillados						Rodillos de retorno
	Peso del material maniobrado, en lbs por pie cúbico						
	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	5.5 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

Nota: Tabla de espaciamiento normal recomendado para rodillos (S) (CEMA, 2016).

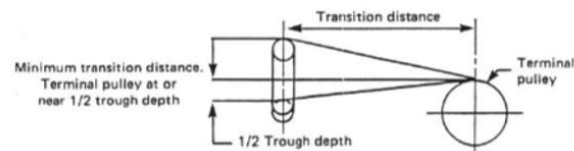
### Espaciamiento Entre Rodillos Adyacentes a Poleas Terminales.

Cuando la correa pasa sobre el rodillo de acanaladura para alcanzar la polea final, tira de los lados de la correa, apretando los bordes. Si la tensión en los bordes supera su límite, puede provocar el estiramiento de los bordes de la correa, lo que podría causar problemas de alineación. Por otro lado, si hay mucha distancia entre los rodillos de acanaladura y la polea final, existe una alta probabilidad de derrame de carga.

Dependiendo de la distancia de transición, se pueden utilizar uno, dos o más rodillos de transición para soportar la correa entre el último rodillo de acanaladura normal y la polea terminal. Estos rodillos pueden colocarse a un ángulo fijo o ajustable de forma concéntrica. La tabla 9 muestra las distancias de transición recomendadas para varios ángulos de acanaladura, tensiones y tipos de correa. En ningún caso deben superarse los valores de carga de los rodillos.

**Figura 21**

*Distancias mínimas de transición recomendadas*



Angulo del rodillo	% del valor de la tensión	Faja tejida	Fajas con alma de acero
20°	Mayor de 90	0.9b	2.0b
	60 a 90	0.8b	1.6b
	Menos de 60	0.6b	1.0b
35°	Mayor de 90	1.6b	3.4b
	60 a 90	1.3b	2.6b
	Menos de 60	1.0b	1.8b
45°	Mayor de 90	2.0b	4.0b
	60 a 90	1.6b	3.2b
	Menos de 60	1.3b	2.3b

Angulo del rodillo	% del valor de la tensión	Faja tejida	Fajas con alma de acero
20°	Mayor de 90	1.8b	4.0b
	60 a 90	1.6b	3.2b
	Menos de 60	1.2b	2.8b
35°	Mayor de 90	3.2b	6.8b
	60 a 90	2.4b	5.2b
	Menos de 60	1.8b	3.6b
45°	Mayor de 90	4.0b	8.0b
	60 a 90	3.2b	6.4b
	Menos de 60	2.4b	4.4b

Nota: Tabla de distancias mínimas de transición (CEMA, 2016)

### 2.2.10.5. Selección de Rodillos

Una vez establecido el ancho y la velocidad de la cinta transportadora, se hace indispensable elegir los rodillos más adecuados, lo

cual se basa en tres condiciones bien conocidas: el tipo de uso, las propiedades del material a transportar y la velocidad de la cinta.

### Tipo de Servicio.

La principal consideración recae en las condiciones de operación en las que se utilizarán los rodillos. Esto abarca las horas de funcionamiento diarias, la expectativa de vida útil del sistema transportador en su conjunto y el entorno en el que los rodillos estarán en funcionamiento. Se proporcionan listas de factores de servicio basadas en experiencias recopiladas en campo en las figuras del 22 al 25.

### Figura 22

*Factor de ajuste del trozo  $k_1$*

Tamaño máximo del trozo (pulgadas)	Peso del material, lbs/cu. ft. $K_1 = 1.1$						
	50	75	100	125	150	175	200
4	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2
10	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.2
12	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

Nota: Tabla de factor de ajuste del peso del material (CEMA, 2016)

### Figura 23

*Factores Ambientales y de Mantenimiento  $K_2$*

Condiciones Ambientales	Mantenimiento		
	Bueno	Promedio	Escaso
Limpio	1.00	1.08	1.11
Moderado	1.06	1.10	1.13
Sucio	1.09	1.12	1.15

Nota: Tabla de factores de mantenimiento (CEMA, 2016)

## Figura 24

### *Factores de Servicio $K_3$*

Operación	Factor
Menos de 6 horas al día	0.8
Entre 6 y 9 horas al día	1.0
Entre 10 y 16 horas al día	1.1
Más de 16 horas al día	1.2

Nota: Tabla de factores de servicio (CEMA, 2016)

## Figura 25

### *Factor de Corrección de la Velocidad de la Faja $K_4$*

Velocidad de la faja (ppm)	Diámetro de los rodillos, en pulgadas			
	4	5	6	7
100	0.80	0.80	0.80	0.80
200	0.83	0.80	0.80	0.80
300	0.90	0.85	0.83	0.81
400	0.95	0.91	0.88	0.85
500	0.99	0.95	0.92	0.88
600	1.03	0.98	0.95	0.92
700	1.05	1.01	0.98	0.95
800	-	1.04	1.00	0.97
900	-	1.06	1.03	1.00
1000	-	-	1.05	1.02

Nota: Tabla de factores de corrección de velocidad de faja (CEMA, 2016)

## Clase de Material Transportado

Las propiedades del material que se maneja influyen directamente en la selección de los rodillos. El peso del material determina la capacidad de carga, así como el espaciado de los rodillos, mientras que el tamaño de los trozos modifica el efecto del peso mediante el factor de impacto. En la Tabla 10 se combinan el peso por unidad y el tamaño de las piezas en un conjunto de factores empíricos. Se observa que, el término “Tamaño máximo del trozo” se refiere al tamaño más grande que pueda ser manejado en algún momento, en lugar del “tamaño promedio”.



### 2.2.10.6. Procedimiento de Selección de Rodillos

Para seleccionar apropiadamente un rodillo, primero es necesario determinar la carga ajustada, está es la carga manejada por el rodillo, pero afectada por factores de tamaño de trozo, condiciones ambientales y factores de servicio.

$$\text{Carga del rodillo real} = IL = (W_b + W_m) \times S_i \dots \dots \dots \text{ec.}(\alpha)$$

$$\text{Carga ajustada} = AL$$

Donde:

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) \dots \dots \dots (\beta)$$

$W_b$  = peso de la faja (lbs por pie)

$W_m$  = peso del material (lbs por pie)

$S_i$  = Espaciamiento del rodillo (pie) (Ver tabla 8)

$K_1$  = Factor de ajuste por tamaño de trozo (Ver tabla 10)

$K_2$  = Factores Ambientales y de Mantenimiento (Ver tabla 11)

$K_3$  = Factores de Servicio (Ver tabla 12)

$K_4$  = Factor de Corrección de la Velocidad de la Faja. (Ver tabla 13)

### 2.2.10.7. Valores de Carga Para Rodillos

La duración operativa de los rodillos se determina por una combinación de diversos factores, como los sellos, los rodamientos, el grosor de la cubierta, el mantenimiento, las condiciones ambientales y la densidad del material. Aunque la vida útil de los rodamientos a menudo se utiliza como indicador de la vida útil de los rodillos, es importante reconocer el impacto de otras variables. Por ejemplo, la efectividad de los sellos puede ser más relevante en la determinación de la duración de los rodillos que la de los rodamientos.

Las figuras del 26 al 30 muestran los valores de carga para rodillos de igual longitud de los tipos CEMA A, B, C, D y E. Estos valores se basan en un período mínimo de 90,000 horas para la vida útil de los rodamientos a 500 RPM. Se debe tener en cuenta que estos valores de carga son los mínimos para los rodillos clasificados según la normativa CEMA. Los valores de carga reales proporcionados por los fabricantes pueden ser mayores. (CEMA, 2016)

#### Figura 26

*Valores de carga para rodillos CEMA A, lbs*

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retorno
	20°	35°	45°	
18	300	300	300	150
24	300	300	289	125
30	300	280	270	100
36	275	256	248	75

Nota: Tabla de valores de carga rodillo tipo A (CEMA, 2016)

### Figura 27

*Valores de carga para los rodillos CEMA B, lbs*

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retomo
	20°	35°	45°	
18	410	410	410	220
24	410	410	410	190
30	410	410	410	165
36	410	410	396	155
42	390	363	351	140
48	380	353	342	130

Nota: Tabla de valores de carga rodillo tipo B (CEMA, 2016)

### Figura 28

*Valores de carga para los rodillos CEMA C, lbs*

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retomo
	20°	35°	45°	
18	900	900	900	475
24	900	900	900	325
30	900	900	900	250
36	900	837	810	200
42	850	791	765	150
48	800	744	720	125
54	750	698	675	*
60	700	650	630	*

Nota: Tabla de valores de carga rodillo tipo C (CEMA, 2016)

### Figura 29

*Valores de carga para los rodillos CEMA D, lbs*

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retomo
	20°	35°	45°	
24	1200	1200	1200	600
30	1200	1200	1200	600
36	1200	1200	1200	600
42	1200	1200	1200	500
48	1200	1200	1200	425
54	1200	1116	1080	375
60	1150	1070	1035	280
72	1050	977	945	155

Nota: Tabla de valores de carga rodillo tipo D (CEMA, 2016)



**Figura 30**

*Valores de carga para los rodillos CEMA E, lbs*

Ancho de la faja (pulgadas)	Angulo de abarquillamiento			Retorno
	20°	35°	45°	
36	1800	1800	1800	1000
42	1800	1800	1800	1000
48	1800	1800	1800	1000
54	1800	1800	1800	925
60	1800	1800	1800	850
72	1800	1800	1800	700
84	1800	1674	1620	550
96	1750	1628	1575	400

Nota: Tabla de valores de carga rodillo tipo E (CEMA, 2016)

### 2.2.11. Poleas

Las poleas transportadoras juegan un papel crucial en el funcionamiento confiable y eficiente de los sistemas de cinta transportadora en todo el mundo. Dada su importancia, la selección adecuada de poleas se vuelve fundamental para garantizar el funcionamiento continuo del equipo. Una selección apresurada puede resultar en el uso de poleas inadecuadas en tamaño y especificaciones, lo que conduce a una falla prematura y costosos tiempos de inactividad. (Bustinza & Márquez, 2019)

Las poleas ubicadas en los extremos de la cinta tienen la función principal de controlar el movimiento de la misma. Se posicionan estratégicamente para facilitar la rotación de la cinta cargada en el punto de descarga y su retorno para cargar nuevamente en la zona de alimentación, manteniendo así un proceso continuo hasta que sea necesario detenerlo programada mente, por una emergencia o por activación de un sensor. (Bustinza & Márquez, 2019)

La parte crítica de las poleas es el eje y los cojinetes que se encuentran en sus extremos. Para su mantenimiento, se aplican métodos como el predictivo, que implica



el uso de equipos como termógrafos y medidores de vibración para detectar desequilibrios; además, se emplea el mantenimiento preventivo, que incluye la lubricación periódica de los cojinetes con la grasa recomendada por expertos en los intervalos establecidos. (Bustinza & Márquez, 2019)

#### **2.2.11.1. Diámetro de Poleas**

El diámetro de las poleas debe ser lo suficientemente grande para evitar la separación de las capas de la banda y el esfuerzo excesivo en ellas al pasar alrededor de las poleas. Aunque las poleas más grandes requieren más espacio y un mayor par, y afectan las relaciones de velocidad del equipo de reducción, estos inconvenientes suelen compensarse con ahorros en los costos de inversión y reemplazo de la banda. (Puente Sanchez, 1999)

#### **2.2.11.2. Ancho de Poleas**

El ancho de las poleas debe ser mayor que el de la banda. El estándar establece que las poleas deben exceder el ancho de la banda por 5.08 cm (2 pulgadas) para bandas de hasta 106.68 cm (42 pulgadas), por 7.62 cm (3 pulgadas) para bandas de entre 106.68 y 152.40 cm (42 a 60 pulgadas), y por 10.16 cm (4 pulgadas) para bandas de más de 152.40 cm (60 pulgadas). Sin embargo, para transportadores con configuraciones de terminales complejas o que manejan materiales pegajosos, son preferibles las poleas con caras más anchas que el estándar. (Puente Sanchez, 1999)

### 2.2.11.3. Poleas Motrices o de Mando

Según (Bustinza & Márquez, 2019) la polea motriz suele ser más resistente y recubierta con un material especial, típicamente caucho, para asegurar una fricción adecuada con la cinta transportadora y facilitar la transmisión del movimiento generado por el motor. Algunos revestimientos incluso están diseñados con formas autoalineante

#### Figura 31

*Polea motriz*



Nota: (Precision Pulley & Idler, 2019)

Las poleas motrices van acopladas al eje del motorreductor, y son las responsables de suministrar potencia de accionamiento a la faja. Formado por:

**Cuerpo.** - Hecho de placas de acero estructural ASTM A 36, este rodillo está construido con una estructura cilíndrica soldada.

#### Tabla 1

*Tolerancias de diámetros de poleas*

Diámetro de polea	Tolerancia en el diámetro
12" @ 26"	1/8" @ 1/4"
27" @ 66"	1/4" @ 5/8"

Nota: (CEMA, 2015)



**Caras laterales.** - Estos perfiles tienen un grosor variable, siendo más gruesos en la zona central para permitir la instalación del acoplamiento sin necesidad de soldadura, y más delgados hacia el exterior del cuerpo, donde se soldará en toda su extensión al cuerpo cilíndrico.

**Eje.** - De material Acero ASTM SAE AISI 1045, también conocido como C1045 cuyo mecanizado deberá cumplir con las tolerancias para el ajuste de rodamientos de las chumaceras y cubo respectivo, en un extremo del eje se mecanizará el canal chavetero para su posterior acoplamiento al motorreductor.

**Revestimiento.** – Normalmente, las poleas de mando llevan revestimiento para generar buena adherencia durante el contacto con la faja con la finalidad que la fricción resultante en dicho contacto ayude a una mayor tensión de faja en el accionamiento, el material de revestimiento es de caucho vulcanizado en caliente con dureza de 70 a 75 shore A

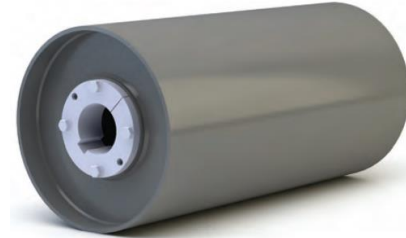
**Tipos de revestimiento:** liso, Herringbone (espina de pescado) Romboidal, con cerámica

#### **2.2.11.4. Polea de Cola.**

La polea de cola es más simple, también puede tener revestimiento su función es hacer que la faja gire en la zona de descarga y retorne al punto de alimentación vacía y por la parte inferior de la estructura mediante los polines de retorno. (Bustinza & Márquez, 2019).

### **Figura 32**

#### *Polea de cola*



Nota: (Precision Pulley & Idler, 2019)

#### **2.2.11.5. Poleas Deflectoras y Tensoras.**

Poseen características idénticas a las poleas de accionamiento, la diferencia es que poleas deflectoras solamente modifican trayectoria de faja, la polea tensora realiza la tensión necesaria para que la faja se mantenga firme y no produzca resbalamiento evitando caída de material.

#### **2.2.12. Sistema De Limpieza (Limpiadores)**

Según (Garcia, 2013) los dispositivos de limpieza de correas son componentes esenciales para el mantenimiento de la cinta transportadora y por ende para alargar la vida útil de los rodillos, Previenen el derrame del material adherido a la correa, evitando el bloqueo de los rodillos. Evitando que se conviertan por el paso de la faja en “cuchilla”, que deterioren la faja transportadora.

La correcta selección e instalación de los limpiadores evitan paradas y representan un gran ahorro en inversión en fajas y rodillos, siendo económica su instalación y de fácil operación y mantenimiento.

### 2.2.12.1. Tipos de Limpiadores

Son de tres tipos:

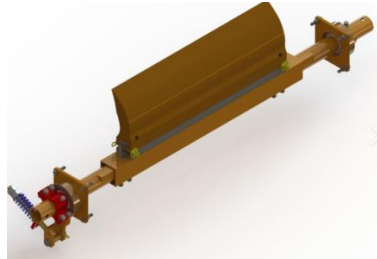
**Limpiadores de faja primario.** - Se instalan frente a polea de mando, las placas limpiadoras tienen contacto con la faja transportadora, separando un alto porcentaje del material transportado que está adherido a la faja. Las placas están fabricadas de poliuretano o uretano, mientras que las partes del limpiador que entran en contacto con el material son de acero inoxidable calidad 304. Esta configuración se ilustra en la Figura 33.

**Limpiador de faja secundario.** - Se instala junto a faja transportadora en el tramo de retorno a 100 mm aproximadamente del eje vertical de la polea de mando, cumplen la misma función que los limpiadores primarios, eliminando los materiales remanentes que el limpiador primario no pudo eliminarlo.

**Limpiador en forma de V.-** Se colocan en la parte delantera de la polea de cola (tensa) en el lado interno de la cinta transportadora. Consiste en un marco triangular hecho de perfiles de acero A-36 suspendido por vástagos con resortes ajustables para su apoyo sobre la cinta. Su instalación es esencial para eliminar cualquier residuo de material o herramientas que puedan transportarse en el interior de la cinta en el tramo de retorno, evitando así posibles interferencias con el funcionamiento del transportador de cinta. Normalmente, se instalan para desechar el material sobrante por ambos lados; en casos en los que se requiera desechar el material por un solo lado, se utilizan raspadores diagonales. Este tipo de raspador se visualiza en la Figura 34.

### **Figura 33**

*Limpiador de faja primario*



Nota: (Martin, 2019)

### **Figura 34**

*Limpiador de faja en V*



Nota: (Jayabaru, 2018)

## **2.2.13. Tensores Automáticos.**

Los tensores automáticos son la opción preferida para cualquier cinta transportadora, ya que pueden ser colocados en diferentes posiciones: horizontal, vertical o en pendiente, y pueden operar mediante gravedad o mediante energía, utilizando sistemas hidráulicos, eléctricos o neumáticos. El tensor por gravedad es el más utilizado.

### **2.2.13.1. Ubicación**

Pueden ser posicionados en cualquier punto del tramo de retorno de la cinta transportadora. La ubicación principal sería aquella donde estos tensores funcionen de manera más efectiva en relación con el accionamiento,

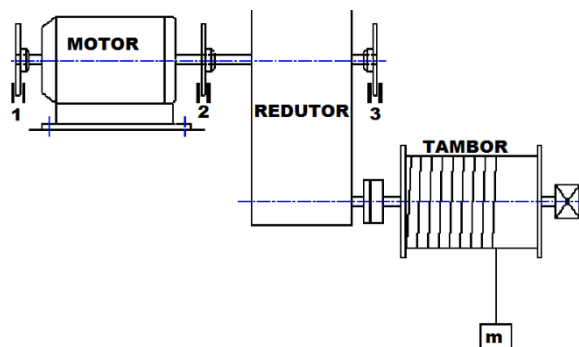
con el objetivo de mantener las tensiones de la cinta al mínimo. Respecto al requerimiento de fuerza, un tensor de cinta por gravedad debe proporcionar una fuerza equivalente a dos veces la tensión requerida de la cinta en el lugar de instalación.

#### 2.2.14. Sistema de Accionamiento

Se trata del conjunto de dispositivos encargados de proporcionar movimiento a la cinta transportadora cuando está completamente cargada. Está compuesto por el motor, el reductor de velocidad, un variador de frecuencia, necesario debido a la baja frecuencia requerida para la alimentación del procesamiento del material, los acoplamientos y la polea impulsora o motriz (Chegg, 2023). Un esquema de este sistema se visualiza en la Figura 35.

**Figura 35**

*Sistema de accionamiento*



Nota: (Chegg, 2023)

#### 2.2.15. Variadores de Frecuencia

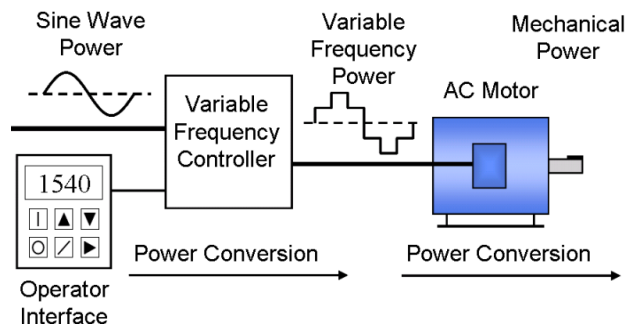
Es un sistema diseñado para regular la velocidad de rotación de un motor de corriente alterna (AC) al controlar la frecuencia de la corriente suministrada al motor. Un variador de frecuencia se considera un tipo específico de variador de velocidad.



Debido a que tanto el voltaje como la frecuencia son ajustados simultáneamente, a veces se les llama controladores VVVF (variador de voltaje, variador de frecuencia).

**Figura 36**

*Variador de frecuencia*



Nota: Estructura interna (Jincontent)

### 2.2.15.1. Funcionalidad

- Convierten el voltaje de entrada de una frecuencia fija (60 Hz) a una frecuencia variable.
- Regulan la velocidad de los motores de corriente alterna.

### 2.2.15.2. Aplicaciones

Los variadores de frecuencia tienen una amplia aplicación en la industria para regular la velocidad de diversas máquinas, incluyendo cintas transportadoras, tornos, bobinadoras, ventiladores, bombas, entre otras. Gracias a las entradas de referencia analógicas y a las múltiples funciones que ofrecen, posibilitan ajustar la frecuencia suministrada al motor según las exigencias del entorno actual.



### 2.2.16. Demanda de Potencia.

La potencia necesaria para el accionamiento de la cinta transportadora, medida en caballos de fuerza (hp), se calcula a partir de las libras de la tensión efectiva ( $T_e$ ), necesaria en la polea motriz para impulsar o frenar el transportador cargado a la velocidad de diseño de la cinta,  $V$ , en pies por minuto (ppm).

$$HP = \left( \frac{T_e \times V}{33\ 000} \right)$$

### 2.2.17. Tensión Efectiva

La tensión efectiva,  $T_e$ , representa la fuerza que incide sobre la polea motriz para impulsar o detener la cinta transportadora cargada a su velocidad de diseño. Para determinar su magnitud, es necesario identificar y evaluar cada fuerza que afecta a la correa y contribuye a la tensión total en la polea motriz.  $T_e$  se calcula como la suma total de las tensiones en la correa generadas por fuerzas como:

- La carga gravitatoria necesaria para elevar o descender el material transportado.
- La resistencia a la fricción de los componentes del transportador, la transmisión y todos los accesorios cuando se opera a su capacidad de diseño.
- La fricción generada por el material durante su transporte.
- La fuerza necesaria para continuar acelerando el material que se carga en el transportador desde un canal o alimentador.



### 2.2.17.1. F3rmula B3sica Para Calcular la Tensi3n Efectiva ( $T_e$ ):

$$T_e = (L \times K_t(K_x + K_y \times W_b + 0.015 \times W_b) + W_m(L \times K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

Donde:

$T_e$  = Tensi3n efectiva

V = La velocidad planificada de la cinta transportadora en ppm.

$K_t$  = Factor de correcci3n de la temperatura ambiental

H = La altura vertical a la que se eleva o desciende el material, en pies

$K_x$  = Factor usado para calcular la fuerza de fricci3n de los rodillos y la resistencia al deslizamiento entre la faja y los rodillos, en lbs por pie

$K_y$  = Factor de transporte empleado para estimar la resistencia de la cinta transportadora, considerando tanto la resistencia de la cinta como la resistencia de la carga en flexi3n, mientras la cinta y la carga se desplazan sobre los rodillos. Para el tamo de retorno usar la constante 0.15 en lugar de  $K_y$ . Ver  $K_{yr}$

L = Longitud del transportador en pies.

$T_{ac}$  = Total de las tensiones de los accesorios del transportador en lbs:

$$T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc}$$



$T_{am}$  = La fuerza necesaria para mantener una aceleración constante del material mientras se alimenta la cinta transportadora, medida en lbs

$T_p$  = La fuerza que surge de la resistencia de la cinta al doblarse alrededor de las poleas y de la resistencia de las poleas a girar sobre sus rodamientos, sumada para todas las poleas, medida lbs

$T_m$  = Tensión de la fuerza necesaria para elevar o baja la carga (material) en lbs

$$T_m = \pm H \times W_m$$

$T_{pl}$  = La fuerza que se genera debido a la resistencia por fricción de los desviadores, en lbs

$T_{sb}$  = La fuerza que se genera para superar la fricción de los faldones, en lbs

$T_{tr}$  = La fuerza que se genera debido a la resistencia por fricción de los rodillos de transporte y de retorno, en lbs.

$T_{yb}$  = La suma total de las fuerzas resultantes de la resistencia de la cinta al doblarse cuando se desplaza sobre los rodillos de transporte y de retorno, en lbs.

$T_{yc}$  = La fuerza que se origina debido a la resistencia de la cinta al doblarse mientras se desplaza sobre los rodillos de transporte, en lbs:

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

$T_{ym}$  = La fuerza generada por la resistencia del material al doblarse mientras se encuentra sobre los rodillos de transporte, en lbs:

$$T_{ym} = L \times K_y \times W_m$$

$T_{yr}$  = La fuerza resultante de la resistencia de la cinta al doblarse mientras se desplaza sobre los rodillos de retorno, en lbs:

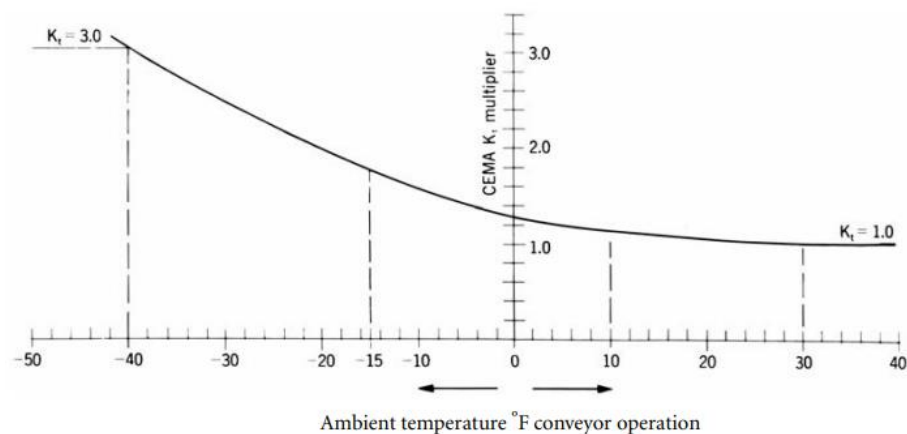
$$T_{yr} = L \times 0.015 \times W_b \times k_t$$

### Factor de Corrección de la Temperatura Ambiente ( $K_t$ )

La resistencia a la rotación del rodillo y la resistencia a la flexión de la cinta aumentan en condiciones de clima frío. En ambientes extremadamente fríos, es necesario emplear lubricantes adecuados en los rodillos para evitar que la resistencia a la rotación sea excesiva.

#### Figura 37

*Variación del factor  $K_t$  de corrección de temperatura.*



Nota: (CEMA, 2016)



$K_t$ , es un coeficiente multiplicador que incrementará el valor calculado de las tensiones de la cinta para compensar los aumentos de resistencia que podrían ocurrir debido a la reducción de la temperatura.

### **Factor de Fricción de Rodillo ( $K_x$ )**

La fuerza de fricción de los rodillos al girar y la resistencia al deslizamiento entre la cinta y los rodillos pueden determinarse mediante el factor multiplicador  $K_x$ .  $K_x$  una fuerza de rotación en libras por pie de longitud del transportador, tanto para los rodillos de transporte como para los de retorno. Para calcular el valor de  $K_x$  necesario para la rotación de los rodillos.

Los valores de  $K_x$  pueden calcularse de la ecuación:

$$K_x = 0.00068 \times (W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i}, \text{ tensión en lbs por pie de}$$

longitud de la faja

Donde  $A_i$  según (CEMA, 2016), puede asumir los siguientes valores:

$$A_i = 1.5 \text{ para polines } 6'', \text{ CEMA C6, C5.}$$

$$A_i = 1.8 \text{ para polines } 5'', \text{ CEMA B5, C5, D5.}$$

$$A_i = 2.3 \text{ para polines } 4'', \text{ CEMA B4, C4.}$$

$$A_i = 2.4 \text{ para polines } 7'', \text{ CEMA E7.}$$

$$A_i = 2.8 \text{ para polines } 6'', \text{ CEMA E6}$$

## Factor Para Calcular la Fuerza en la Faja y la Carga de Flexión Sobre los Rodillos ( $K_y$ )

Tanto la resistencia de la cinta al flexionarse al desplazarse sobre los rodillos como la fuerza de la carga transportada que flexiona la cinta generan tensiones en la cinta  $K_y$ . Este factor multiplicador se utiliza en el cálculo de estas fuerzas que tensionan la cinta. La figura 38 proporciona valores de  $K_y$  para los rodillos de transporte, que varían según los diferentes pesos por pie de cinta,  $W_b$ , y de carga,  $W_m$ , así como según el espaciado entre los rodillos. Si el porcentaje de pendiente o el ángulo de inclinación que forma el transportador con la horizontal varía al utilizar diferentes espaciados entre rodillos y no está especificado en la tabla 38, se debe utilizar la tabla 39 para determinar un valor corregido de  $K_y$ .

**Figura 38**

*Valores del factor  $K_y$*

Longitud del transportador	$W_b + W_m$ (lbs por pie)	Porcentaje de pendiente						
		0	3	6	9	12	24	33
		Grados aproximados						
		0	2	3.5	5	7	14	18
250	20	0.035	0.035	0.034	0.031	0.031	0.031	0.031
	50	0.035	0.034	0.033	0.032	0.031	0.028	0.027
	75	0.035	0.034	0.032	0.032	0.030	0.027	0.025
	100	0.035	0.033	0.032	0.031	0.030	0.026	0.023
	150	0.035	0.035	0.034	0.033	0.031	0.025	0.021
	200	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.024	0.018
	250	0.035	0.035	0.035	0.035	0.033	0.021	0.018
	300	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.019	0.018
400	20	0.035	0.034	0.032	0.030	0.030	0.030	0.030
	50	0.035	0.033	0.031	0.029	0.029	0.026	0.025
	75	0.034	0.033	0.030	0.029	0.028	0.024	0.021
	100	0.034	0.032	0.030	0.028	0.028	0.022	0.019
	150	0.035	0.034	0.031	0.028	0.027	0.019	0.016
	200	0.035	0.035	0.033	0.030	0.027	0.016	0.014
	250	0.035	0.035	0.034	0.030	0.026	0.017	0.016
	300	0.035	0.035	0.034	0.029	0.024	0.018	0.018
500	20	0.035	0.033	0.031	0.030	0.030	0.030	0.030
	50	0.034	0.032	0.030	0.028	0.028	0.024	0.023
	75	0.033	0.032	0.029	0.027	0.027	0.021	0.019
	100	0.033	0.031	0.029	0.028	0.026	0.019	0.016
	150	0.035	0.033	0.030	0.027	0.024	0.016	0.016
	200	0.035	0.035	0.030	0.027	0.023	0.016	0.016
	250	0.035	0.035	0.030	0.025	0.021	0.016	0.015
	300	0.035	0.035	0.029	0.024	0.019	0.018	0.018
	20	0.035	0.032	0.030	0.029	0.029	0.029	0.029
	50	0.033	0.030	0.029	0.027	0.026	0.023	0.021
	75	0.032	0.030	0.028	0.026	0.024	0.020	0.016

Nota: Tabla de valores para  $k_y$  (CEMA, 2016)

**Figura 39**

*Factor Corregido  $K_y$*

$W_b + W_m$ (lbs por pie)	$S_b$ (ft)	Valores de Referencia de $K_y$ para la interpolación									
		0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
<b>Menor de 50</b>	3.0	0.016	0.016	0.016	0.0168	0.0183	0.0197	0.0212	0.0227	0.0242	0.0257
	3.5	0.016	0.0160	0.0169	0.0189	0.0207	0.0224	0.0241	0.0257	0.0274	0.0291
	4.0	0.016	0.0165	0.0182	0.0204	0.0223	0.0241	0.0259	0.0278	0.0297	0.0316
	<b>4.5</b>	<b>0.016</b>	<b>0.018</b>	<b>0.020</b>	<b>0.022</b>	<b>0.024</b>	<b>0.026</b>	<b>0.028</b>	<b>0.030</b>	<b>0.032</b>	<b>0.034</b>
5.0	0.0174	0.0195	0.0213	0.0236	0.0254	0.0273	0.0291	0.0031	0.0329	0.0348	
<b>50 a 99</b>	3.0	0.016	0.0162	0.0173	0.0186	0.0205	0.0221	0.0239	0.026	0.0274	0.029
	3.5	0.016	0.0165	0.0185	0.0205	0.0222	0.024	0.0262	0.0281	0.030	0.0321
	<b>4.0</b>	<b>0.016</b>	<b>0.018</b>	<b>0.020</b>	<b>0.022</b>	<b>0.024</b>	<b>0.026</b>	<b>0.028</b>	<b>0.030</b>	<b>0.032</b>	<b>0.034</b>
	4.5	0.0175	0.0193	0.0214	0.0235	0.0253	0.0272	0.0297	0.0316	0.0335	0.035
5.0	0.0184	0.021	0.023	0.0253	0.027	0.029	0.0315	0.0335	0.035	0.035	
<b>100 a 149</b>	3.0	0.016	0.0164	0.0186	0.0205	0.0228	0.0246	0.0267	0.0285	0.0307	0.0329
	3.5	<b>0.016</b>	<b>0.018</b>	<b>0.020</b>	<b>0.022</b>	<b>0.024</b>	<b>0.026</b>	<b>0.028</b>	<b>0.030</b>	<b>0.032</b>	<b>0.034</b>
	4.0	0.0175	0.0197	0.0213	0.0234	0.0253	0.0277	0.0295	0.0312	0.033	0.035
	4.5	0.0188	0.0213	0.0232	0.0253	0.0273	0.0295	0.0314	0.033	0.0346	0.035
5.0	0.0201	0.0228	0.0250	0.0271	0.0296	0.0316	0.0334	0.035	0.035	0.035	
<b>150 a 199</b>	<b>3.0</b>	<b>0.016</b>	<b>0.018</b>	<b>0.020</b>	<b>0.022</b>	<b>0.024</b>	<b>0.026</b>	<b>0.028</b>	<b>0.030</b>	<b>0.032</b>	<b>0.034</b>
	3.5	0.0172	0.0195	0.0215	0.0235	0.0255	0.0271	0.0289	0.031	0.0333	0.0345
	4.0	0.0187	0.0213	0.0235	0.0252	0.0267	0.0283	0.0303	0.0325	0.0347	0.035
	4.5	0.0209	0.023	0.0253	0.0274	0.0289	0.0305	0.0323	0.0345	0.035	0.035
5.0	0.0225	0.0248	0.0272	0.0293	0.0311	0.0328	0.0348	0.035	0.035	0.035	
<b>200 a 249</b>	<b>3.0</b>	<b>0.016</b>	<b>0.018</b>	<b>0.020</b>	<b>0.022</b>	<b>0.024</b>	<b>0.026</b>	<b>0.028</b>	<b>0.030</b>	<b>0.032</b>	<b>0.034</b>
	3.5	0.0177	0.0199	0.0216	0.0235	0.0256	0.0278	0.0295	0.031	0.0327	0.0349
	4.0	0.0192	0.0216	0.0236	0.0256	0.0274	0.0291	0.0305	0.0322	0.0339	0.035
	4.5	0.021	0.0234	0.0253	0.0276	0.0298	0.0317	0.0331	0.0347	0.035	0.035
5.0	0.0227	0.0252	0.0274	0.0298	0.0319	0.0338	0.035	0.035	0.035	0.035	

Para usar esta tabla para corregir el valor de  $K_y$  para el espaciamiento del rodillo que se muestra en negrita, aplicar el procedimiento en los dos ejemplos anteriores.

Nota: Tabla de factor Corregido  $K_y$ , cuando se usan otros espaciamientos distintos a los tabulados (CEMA, 2016)

### 2.2.18. Tensiones Máxima y Mínima de Faja

Se abordarán las tensiones máximas y mínimas para los modelos de transportadores y accionamientos comunes presentados, junto con los procedimientos para calcular la tensión de la cinta en cualquier punto del transportador. Se proporcionarán fórmulas aplicables para varios modelos y accionamientos que incluyan poleas motrices simples, mientras que las tensiones asociadas con poleas motrices múltiples se tratarán de manera independiente." (CEMA, 2016)

#### 2.2.18.1. Tensión Máxima de la Faja.

La máxima tensión de operación se define como la máxima tensión en la correa, que se produce cuando la correa está transportando





continuamente la carga de diseño desde el punto de carga hasta el punto de descarga. La máxima tensión de operación generalmente ocurre en el punto de descarga en transportadores horizontales o inclinados, y en el punto de carga en transportadores de declive regenerativo. En transportadores compuestos, la máxima tensión de operación a menudo ocurre en otro punto. Debido a que la máxima tensión de operación debe conocerse para seleccionar la correa, tanto su ubicación como su magnitud deben determinarse. (CEMA, 2016)

### **Tensión Máxima de Arranque y Parada.**

El torque inicial de un motor eléctrico puede exceder el doble del valor nominal del motor a plena carga. Este exceso de torque transmitido a una faja transportadora podría generar tensiones de arranque varias veces superiores a la tensión de operación prevista. Para evitar daños progresivos en los empalmes y posibles fallos, es crucial evitar estas tensiones máximas de arranque. Cuando una faja se detiene rápidamente, especialmente en transportadores en pendiente, la inercia de la carga puede provocar tensiones significativas. (CEMA, 2016)

Por lo general, se recomienda que la tensión al arranque de la faja no exceda el 150% de la tensión de trabajo aceptable. Sin embargo, en transportadores con tensiones inferiores a 75 libras por pulgada de pliegue (o equivalente), este límite máximo puede aumentarse hasta un 180%. Para

determinar los valores finales permisibles de diseño, es aconsejable consultar con los fabricantes del equipo transportador o de la faja de caucho.

#### **2.2.18.2. Tensión Mínima de la Faja ( $T_{min}$ )**

En transportadores donde el accionamiento no está sobrecargado, es común que la tensión mínima en la faja ocurra en el extremo de la cola (alimentación). Por otro lado, en transportadores con sobrecarga en el accionamiento, esta tensión mínima suele encontrarse en la cabeza (descarga). La posición y la intensidad de esta tensión mínima están determinadas por el perfil del transportador y el tipo de accionamiento utilizado. (CEMA, 2016)

#### **2.2.19. Relaciones de Tensión y Flecha de Faja Entre los Rodillos**

Es importante restringir la deflexión de la faja entre los rodillos para prevenir la dispersión del material transportado por los bordes de la faja. La cantidad de deflexión entre los rodillos está influenciada por factores como el peso de la faja y del material, la distancia entre los rodillos y la tensión aplicada a la faja. (CEMA, 2016)

##### **2.2.19.1. Tensión del Lado Flojo ( $T_2$ )**

La cantidad mínima de tensión necesaria para evitar el derramamiento al operar la faja es el resultado del producto entre  $T_e$  y  $C_w$ . Sin embargo, para determinar la tensión mínima requerida en el tramo de transporte, se utiliza el valor previamente calculado de  $T_0$ , al cual se le suma o resta la tensión  $T_b$  y la fricción de la faja de retorno  $T_{yr}$ , o bien, se utiliza



la tensión mínima para operar sin derramamiento calculada como  $T_e \times C_w$ . Esto se logra mediante la reestructuración y la sustitución de términos pertinentes.

$$T_2 = T_0 \pm T_b \pm T_{yr} \text{ o } T_2 = T_e \times C_w$$

### 2.2.19.2. Tensión ( $T_b$ )

El peso del tramo de la faja de transporte y/o retorno en un transportador inclinado ubicada en la parte superior de la pendiente. Este aspecto debe tenerse en cuenta al calcular la tensión  $T_2$ , como se mencionó previamente.

$$T_b = H W_b$$

Dónde.

$W_b$  = Peso de la faja, lb por pie.

$H$  = Cambio neto en la elevación pie.

### 2.2.19.3. Tensión de Fricción de Retorno de la Faja ( $T_{yr}$ )

La fricción en el retorno de la faja se refiere a la tensión generada en la faja debido al desplazamiento de la misma cuando está vacía sobre los rodillos del tramo de retorno.

$$T_{yr} = 0.015 L \times W_b \times K_t$$

Dónde:



$L$  = Distancia, pie del transportador entre centros de Poleas terminales.

$K_t$  = factor de corrección de la temperatura, definido anteriormente. Para la temperatura sobre 32 °F,  $K_t = 1.0$

### **2.2.20. Diámetro del Eje de Polea**

Es una práctica recomendada en ingeniería seleccionar poleas y ejes de manera conjunta, ya que forman parte de una estructura compuesta y presentan características operativas interdependientes. Las poleas más comunes suelen consistir en un anillo continuo con discos en cada extremo que están presionados sobre un cubo. La mayoría de las poleas incluyen una arandela de refuerzo interna soldada dentro del anillo.

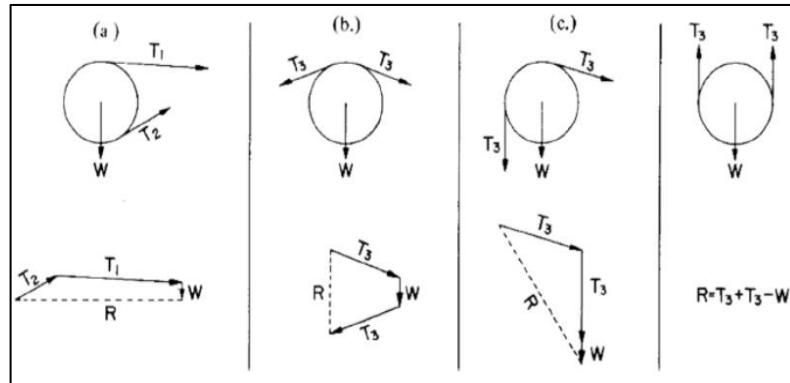
Además, se utilizan otros tipos de poleas, como las poleas con aletas auto limpiantes, las cuales se ubican en la cola, puntos de tensión o desalineación donde el material tiende a acumularse en la superficie de la polea.

#### **2.2.20.1. Determinación de la Fuerza Resultante**

La carga radial sobre la polea se compone del vector resultante de la tensión de la faja, el peso de la polea y el peso del eje. La fuerza del peso actúa en dirección descendente, mientras que la tensión opera en la dirección de la faja. Como se visualiza seguidamente:

**Figura 40**

*Resultante de fuerzas radiales en poleas*



Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015).

Dónde:

T1: Tensión en lado apretado, en libras.

T2: Tensión en lado flojo, en libras.

T3: Tensión en lado no accionado, en libras.

W: Peso, en libras.

R: Resultante radial en polea, en libras.

Te: Tensión efectiva ( $T_1 - T_2$ ), en libras.

Polea no motriz (sin torque ni sobrecarga)

### 2.2.20.2. Determinación de la Polea y el Diámetro de Eje

**Paso 1:** Calculamos el (PIW) dividiendo la tensión  $T_3$  entre el ancho de la faja. Posteriormente, identificamos el diámetro de la polea y el ángulo de contacto más apropiados según (Anexo 1 Tabla 1.10)

$$PIW = \frac{T}{A} \text{ (lbs./pulg.)}$$



**Paso 2:** Determinamos la fuerza resultante sobre la polea utilizando el diámetro de la polea calculado en el paso anterior y un diámetro de eje estimado.

**Paso 3:** Usando la fuerza resultante, el ancho de la polea adecuado y el parámetro L, determinamos el diámetro del eje conforme a él (Anexo 1 Tabla 1.11). El índice de carga entre la polea y el eje debe ser igual o mayor que el valor de la fuerza resultante R.

**Paso 4:** Verificamos que las dimensiones del diámetro del eje, la polea y el ancho de la polea se encuentren dentro de los estándares establecidos según él (Anexo 1 Tabla 1.13).

**Paso 5:** Confirmamos la sección calculada en el paso anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión y teniendo en cuenta las combinaciones de carga de momento y flexión que actúan sobre la polea.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Para la implementación de poleas y ejes según (CEMA Standard B105.1, 2015), los valores recomendados son:

D: Diámetro de eje, en pulgadas.

F.S: Factor de seguridad = 1.5.

Sf: Límite de fatiga de eje corregido =  $ka * kb * kc * kd * ke * kf * kg *$

$Sf * (v)$



Dónde:

Ka: Factor de superficie = 0.8 para ejes maquinados.

Kb: Factor de forma =  $D - (0.19)$

Kc: Factor de confiabilidad = 0.897

Kd: Factor de temperatura: 1.0 para temperaturas de  $-70^{\circ}\text{F}$  a  $+400^{\circ}\text{F}$ .

Ke: Factor de ciclo de servicio. 1.0 para ciclos de servicio que no exceden

$S_f *$

Kf: Factor de concentración de esfuerzos de fatiga:

Kg: Factor misceláneo. 1.0 para normal servicio de transporte.

Sf\*: 29,000 psi para SAE 1018. 41,000 psi para SAE 1045. 47,500 psi para SAE 4140 (recocido).

Sf\* = 0.50 x Esfuerzo de tensión último.

Sy: Esfuerzo de fluencia = 32,000 psi para SAE 1800. 45,000 psi para SAE 1045. 60,500 psi para SAE 4140 (recocido).

M: Momento de flexión (libras-pulgada) =  $R * A^2$

T: Momento de torsión (libras-pulgada) =  $T_e * r$ , r es radio de polea. Si el diámetro del eje calculado en el paso 4 es mayor que el paso 3, se debe usar este. Sí es menor, usar el diámetro del paso 3.

### 2.2.21. El Acero Utilizado en la Construcción de Estructuras

El acero es una mezcla de hierro con distintos elementos, como carbono, cobre, manganeso, silicio y níquel, etc. Los materiales disponibles deben contener un mínimo de impurezas, por ejemplo, la sustancia azufre. La plancha es sometida a un proceso de reducción de alta temperatura en horno, luego convertida en acero



El acero estructural es adecuado para soportar tensiones y significativamente económico en comparación con otros materiales de construcción, especialmente grandes proyectos de infraestructura debido a su peso ligero, facilidad de ejecución y corto tiempo de ejecución. Un acero altamente confiable es el elaborado bajo las normas ASTM.

### **2.2.21.1. Propiedades Físicas y Mecánicas del Acero.**

Estas son las propiedades que definen a esta aleación hierro-carbono y varían mucho en función de su composición y del porcentaje de impurezas como fósforo o azufre.

#### **Módulo de Elasticidad**

Se refiere a la tangente del ángulo formado por el tramo lineal de la curva esfuerzo-deformación del acero con la horizontal. Para todos los tipos de acero, se acepta un valor de  $2'100.000 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

#### **Límite de Tracción**

Se trata del esfuerzo máximo que puede soportar el acero antes de sufrir una falla, para el tipo de acero A-36, con un valor de  $4080 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

#### **Coefficiente de Poisson**

Es la relación entre la deformación transversal y longitudinal del acero. Para fines prácticos, la bibliografía sugiere usar un valor de 0.3 para cualquier tipo de acero.





### **Módulo de Elasticidad en Corte (G)**

Se define como la proporción entre el esfuerzo cortante aplicado y la deformación en el rango elástico. Su cálculo se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$G = \frac{E_s}{2(1 + \mu)}$$

Para el tipo de acero A-36, se puede utilizar el valor determinado de  $807.692 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

### **Densidad Específica**

Para cualquier tipo de acero, se emplea el valor de  $7850 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}$ , una cifra significativa en comparación con materiales como el hormigón. Sin embargo, debido a la esbeltez de las secciones metálicas, éstas resultan en una estructura global mucho más liviana.

### **Coefficiente de Dilatación Térmica**

Indica la variación dimensional por unidad de cambio de temperatura en el acero. Su valor puede considerarse como 0.000012.

### **Coefficiente de Amortiguamiento**

Este parámetro es crucial en el análisis sísmico como parte de la capacidad general de amortiguamiento de la estructura, y su valor depende de la normativa aplicada. Se puede adoptar un valor de 0.05.

### Resistencia Característica

Este valor corresponde al punto de cedencia del acero, es decir, el esfuerzo en el cual comienza a deformarse permanentemente. Para el acero A-36, se utilizará el valor de  $2550 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ .

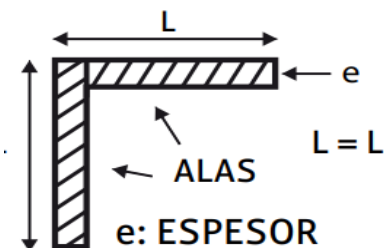
## 2.2.22. Perfiles de Acero

### 2.2.22.1. Angulo Estructural

Se refiere al acero que ha sido conformado mediante laminación en caliente y cuya sección transversal está compuesta por dos alas de igual longitud, dispuestas en ángulo recto, elaboradas con propiedades mecánicas ASTM A36. La figura 41, muestra las dimensiones estándar del perfil angular.

#### Figura 41

*Angulo Estructural*



Nota: (Aceros Arequipa, 2020)

Usos:

En la construcción de estructuras de acero para diversas aplicaciones, como plantas industriales, almacenes, techos de amplias dimensiones, construcción naval, carrocerías y torres de transmisión. Además, se emplea en la fabricación de elementos como puertas, ventanas, rejas, entre otros.

### Figura 42

#### *Dimensiones estándar de perfil angular*

DIMENSIONES pulg.	PESO NOMINAL		
	lb/pie	kg/m	kg/6m
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	0.93	1.38	8.29
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1.23	1.83	10.98
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	1.80	2.68	16.07
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2.34	3.48	20.89
2 x 2 x 1/8	1.65	2.46	14.73
2 x 2 x 3/16	2.44	3.63	21.79
2 x 2 x 1/4	3.19	4.75	28.48
2 x 2 x 3/8	4.70	6.99	41.97
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	3.07	4.57	27.41
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	4.10	6.10	36.61
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	5.90	8.78	52.68
3 x 3 x 1/4	4.90	7.29	43.75
3 x 3 x 5/16	6.10	9.08	54.47
3 x 3 x 3/8	7.20	10.72	64.29
3 x 3 x 1/2	9.40	13.99	83.93
4 x 4 x 1/4	6.60	9.82	58.93
4 x 4 x 5/16	8.20	12.20	73.22
4 x 4 x 3/8	9.80	14.58	87.50
4 x 4 x 1/2	12.80	19.05	114.29

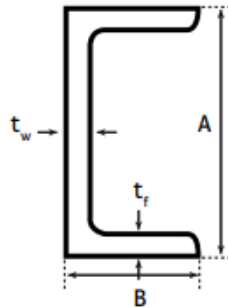
Nota: Tabla de dimensiones estándar de ángulos (Aceros Arequipa, 2020)

### 2.2.22.2. Canales U

Se trata de acero laminado en caliente con una sección en forma de "U", que presenta a las paralelas y posee tanto calidad estructural estándar como calidad estructural de alta resistencia, ya que cumple con las normativas ASTM A36 y ASTM A36/A572 (DUAL) al mismo tiempo. La figura 44, muestra las dimensiones estándar.

**Figura 43**

*Perfil en U*



Nota: (Aceros Arequipa, 2020)

**Figura 44**

*Dimensión estándar de perfiles en U*

DESIGNACIÓN NOMINAL		ÁREA pulg. <sup>2</sup>	BASE ALMA (A) pulg.	ALA (B) pulg.	ESPESOR NOMINAL (mm)	
pulg.	lb/pie				ALA (t <sub>w</sub> )	BASE/ALMA (t <sub>f</sub> )
2"	2.58	0.76	2.00	1.00	4.75	4.75
3"	4.10	1.21	3.00	1.41	6.93	4.32
3"	5.00	1.47	3.00	1.50	6.93	6.55
3"	6.00	1.76	3.00	1.60	6.93	9.04
4"	4.50	1.32	4.00	1.58	7.52	3.18
4"	5.40	1.59	4.00	1.58	7.52	4.67
4"	7.25	2.13	4.00	1.72	7.52	8.15
5"	6.70	1.97	5.00	1.75	8.13	4.83
5"	9.00	2.64	5.00	1.89	8.13	8.26
6"	8.20	2.40	6.00	1.92	8.71	5.08
6"	10.50	3.09	6.00	2.03	8.71	7.98
6"	13.00	3.83	6.00	2.16	8.71	11.10
7"	9.80	2.87	7.00	2.09	9.30	5.33
7"	12.25	3.60	7.00	2.19	9.30	7.98
7"	14.75	4.33	7.00	2.30	9.30	10.64
8"	11.50	3.38	8.00	2.26	9.91	5.59
8"	13.75	4.04	8.00	2.34	9.91	7.70
8"	18.75	5.51	8.00	2.53	9.91	12.37
9"	13.40	3.94	9.00	2.43	10.49	5.92
9"	15.00	4.41	9.00	2.49	10.49	7.24

Nota: Tabla de dimensiones estándar de perfiles en U (Aceros Arequipa, 2020)

**Propiedades Mecánicas:**

Según ASTM A36

- Límite de Fluencia = 250 MPa (25.5 kg/mm<sup>2</sup>) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 400 - 550 MPa (40.8 – 56.2 kg/mm<sup>2</sup>).
- Alargamiento en 200 mm: = 20.0% mínimo.



### **2.2.23. Análisis y Diseño Estructural del Acero**

El diseño estructural engloba las múltiples tareas llevadas a cabo por el diseñador para establecer la forma, dimensiones y especificaciones detalladas de una estructura. Esta parte de la construcción se encarga de absorber las fuerzas y cargas que actúan sobre ella durante su vida útil.

#### **2.2.23.1. Proceso del Diseño Estructural**

El diseño implica un proceso creativo para establecer las particularidades de un sistema de manera que se ajusten de manera óptima a sus metas. En el caso de un sistema estructural, el objetivo es resistir las fuerzas a las que estará expuesto sin experimentar colapsos o comportamientos inadecuados. Las opciones de diseño se ven afectadas por las limitaciones que provienen de la interacción con otros elementos del proyecto, además de las restricciones generales de presupuesto y plazos de ejecución.

#### **Estructuración**

En esta etapa del proceso se eligen los materiales que formarán parte de la estructura, así como su forma general, la disposición de sus elementos y sus dimensiones y características esenciales. Esta fase es crucial para la selección adecuada del sistema o esquema estructural, ya que la calidad de los resultados depende en gran medida de ello. En esta etapa, la creatividad y el criterio juegan un papel fundamental.



## Análisis

Bajo esta categoría se engloban las actividades destinadas a evaluar la respuesta de la estructura frente a diversas acciones externas que puedan afectarla. Esto implica determinar los efectos de las cargas que puedan incidir sobre la estructura durante su vida útil, para lo cual se requiere:

- Crear un modelo de la estructura, es decir, representar la estructura real mediante un modelo teórico que pueda ser analizado con los métodos de cálculo disponibles. En este proceso, es común cometer errores graves, como omitir elementos relevantes para la respuesta de la estructura o utilizar un modelo excesivamente simplificado que no refleje adecuadamente su comportamiento.
- Establecer las acciones de diseño. En muchas ocasiones, las cargas y otros factores que generan esfuerzos en la estructura están definidos por códigos, y es responsabilidad del proyectista adherirse a ellos. Sin embargo, también es responsabilidad del proyectista determinar el valor de diseño de algunas cargas, o al menos obtener datos locales sobre las condiciones ambientales que definan la acción de diseño.
- Evaluar los efectos de las acciones de diseño en el modelo de estructura seleccionado. Durante esta etapa, que constituye el análisis propiamente dicho, se calculan las fuerzas internas, momentos, torsiones, fuerzas axiales y cortantes, así como las deformaciones y deflexiones de la estructura. Los métodos de análisis suelen suponer un comportamiento elástico lineal.



## **Dimensionamiento**

En esta fase se detalla el diseño de la estructura y se verifica si cumple con los estándares de seguridad establecidos. Además, se elaboran los planos y especificaciones de construcción correspondientes. Estas tareas suelen estar estrechamente relacionadas con la aplicación de uno o más códigos que regulan el diseño de la estructura en cuestión. Los códigos y procedimientos específicos varían según el material y el sistema de construcción elegidos. Un aspecto fundamental en este proceso son los criterios de seguridad de la estructura y la estructuración de los procedimientos de diseño.

### **2.2.24. Método LRFD**

Para (Villarroel, 2016) el método LRFD (Load and Resistance Factor Design) Es un enfoque empleado ampliamente a nivel global para el diseño de estructuras de acero, siendo muy reconocido y aceptado internacionalmente.

Una de sus ventajas radica en la capacidad de diseñar estructuras de manera más económica, especialmente cuando las cargas vivas son inferiores a las muertas, ya que los factores de seguridad requeridos son menores (pág. 105)

Las cargas de trabajo o servicio ( $Q_i$ ) se multiplican por factores de carga o seguridad que siempre son mayores que 1.0. Estas cargas factorizadas se utilizan en el diseño de la estructura.

Los valores de los factores de carga varían según el tipo de combinación de las cargas.



La estructura se diseña de manera que tenga una resistencia última suficiente para resistir las cargas factorizadas. Esta resistencia se calcula como la resistencia teórica o nominal ( $R_n$ ) del elemento estructural, multiplicada por un factor de resistencia  $\phi$  que siempre es menor que 1.0.

La seguridad estructural del diseño se determina mediante la siguiente expresión:

$$\Sigma Q_u \leq \phi R_n$$

(Cargas Factorizadas)  $\leq$  (factor de resistencia) (resistencia nominal)

Donde:

$Q_u$  = Carga última, resultado de factorizar las siguientes acciones:

$D$  = Cargas muertas (Dead load)

$L$  = Cargas vivas (Live load)

$L_r$  = Cargas vivas en techos (Roof Live load)

$S$  = Cargas de nieve (Snow load)

$R$  = Carga inicial de agua de lluvia o hielo (Rain or ice load)

$W$  = Fuerzas de viento (Wind load)

El método LRFD se fundamenta en los principios de los estados límite. Un "estado límite" es la descripción de una condición en la cual una estructura o una parte de ella ya no puede cumplir su función original de diseño.





### **2.2.24.1.Estados límite**

Toda construcción debe poseer un sistema estructural que permita la adecuada distribución de las diversas cargas generadas, asegurando así la transmisión eficiente de estas fuerzas hasta la cimentación de manera continua. Asimismo, requiere una cimentación que garantice la correcta transferencia de dichas fuerzas al subsuelo. (Nicolas, 2007)

Cada estructura deberá ser diseñado con el fin de cumplir con los siguientes requisitos básicos:

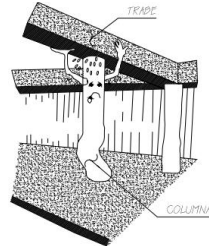
- Garantizar una seguridad adecuada contra la posible ocurrencia de estados límite de falla, considerando las combinaciones de cargas más adversas que puedan presentarse durante su vida útil.
- Evitar exceder cualquier estado límite de servicio bajo combinaciones de carga que no sean normales para las condiciones de operación habituales.

### **Estado límite de Falla**

Según (Nicolas, 2007), un estado límite de falla se define como una situación en la que se alcanza la capacidad de carga máxima de la estructura o de alguno de sus elementos, lo que incluye la cimentación, o cuando se producen daños irreversibles que afectan de manera significativa su resistencia frente a cargas adicionales. Ver figura 45.

## Figura 45

*Estado límite de falla*



Nota: (Nicolas, 2007)

## Estado Límite de Servicio

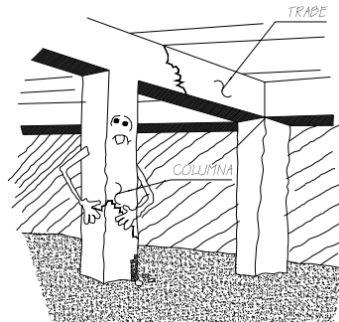
Según (Nicolas, 2007), un estado límite de servicio se caracteriza por la presencia de desplazamientos, grietas, vibraciones o daños que afectan el funcionamiento adecuado de la edificación, pero que no comprometen su capacidad para soportar cargas, como se ilustra en la figura 46.

Estos estados límites de servicio están relacionados con el uso previsto para la estructura y están directamente vinculados con las deformaciones dentro de ciertos límites aceptables. Para diseñar teniendo en cuenta los estados límites de servicio, es necesario en primer lugar establecer una combinación de cargas adecuada para este propósito. La ASCE 07 indica que podemos considerar las cargas muertas y vivas actuando simultáneamente, es decir, la combinación resulta en:

$$\text{SERV} = D + L$$

## Figura 46

*Estado límite de servicio*



Nota: (Nicolas Mendoza, 2007)

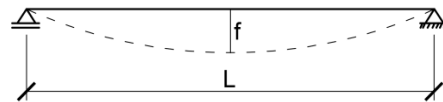
### 2.2.24.2. Límites Tolerables de Deformación Para Miembros

#### Estructurales

**Flecha de la Barra.** - Se entiende cuando el elemento se deflecta respecto de la geometría original. Ver figura 47.

## Figura 47

*Flecha de barra*



Nota: (Villaruel, 2016)

Flechas máximas de  $L/250$

**Desplazamiento de los Nudos.** - Valor máximo permitido para el movimiento o deformación que pueden experimentar puntos de conexión bajo cargas normales de funcionamiento. Este límite se establece con el fin de garantizar que la estructura sea segura y cumpla con los requisitos de rendimiento y resistencia especificados en el diseño. Superar este límite podría indicar un

riesgo de falla estructural o comprometer la integridad y estabilidad de la construcción.

### Figura 48

*Desplazamiento de nudo*



Nota: (Villaruel, 2016)

Desplazamientos máximos  $L/200$

#### 2.2.24.3. Factores de Resistencia

La máxima capacidad de resistencia de una estructura se basa en diversos factores, como la fuerza de los materiales, las dimensiones, las posibles imperfecciones en las teorías de análisis y otros parámetros que no pueden determinarse con precisión. Por lo tanto, se necesita calcular un factor que tenga en cuenta todas esas incertidumbres y garantice un nivel adecuado de seguridad durante el diseño estructural. Para realizar esta evaluación, se multiplica la resistencia teórica (conocida como resistencia nominal) de cada componente por un factor  $\phi$  de resistencia, el cual varía según el nivel de esfuerzo al que está expuesto el elemento estructural.

**Tabla 2**

*Estado de elementos y sus factores de resistencia*

<b>Elemento</b>	<b>Factor <math>\phi</math></b>
En compresión	0.65 – 0.75
En tracción (Por fluencia)	0.90
En tracción (Por rotura)	0.75
En flexión	0.90
En corte	0.90 – 1.00

Nota: (Villaruel, 2016)

#### **2.2.24.4. Casos de Carga y Combinaciones**

De acuerdo con el enfoque de LRFD, es necesario referirse a las pautas establecidas en la normativa ASCE-7 para determinar las combinaciones de cargas. Estas combinaciones, diseñadas para abordar los estados límite últimos, consisten en:

$$U1 = 1.4 D$$

$$U2 = 1.2 D + 1.6 L$$

Donde:

D = Carga Muerta

L = Carga Viva

#### **Verificación de Secciones**



La verificación de secciones implica la aplicación de las formulaciones y coeficientes de seguridad definidos en el método LRFD para evaluar la seguridad de los elementos estructurales. Este proceso proporciona una forma sencilla de determinar si las secciones utilizadas cumplen con los requisitos de carga y combinaciones del modelo.

#### **2.2.25. Uniones Soldadas**

La soldadura surge de la fusión de metales mediante el calentamiento para unirlos y formar un solo material. El arco eléctrico generado por la energía eléctrica sirve como fuente de calor, lo que la hace conocida como Soldadura al arco. Para evitar el efecto de desgaste por quemadura, las piezas que se sueldan deben tener un espesor superior a 2 mm.

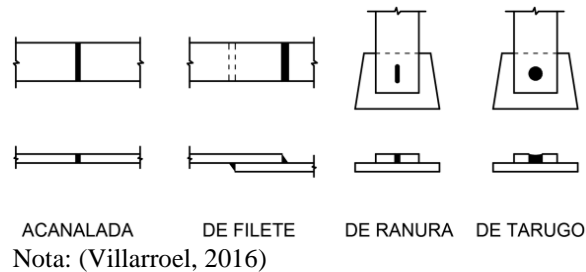
##### **2.2.25.1. Tipos de Soldaduras Estructurales**

Existen cuatro tipos:

- Soldaduras acanaladas
- soldaduras de filete
- soldaduras de tarugo
- soldaduras de Ranura

**Figura 49**

*Tipos de soldadura*



### **Soldadura Tipo Ranura o Tarugo**

Se utilizan exclusivamente cuando la unión que se va a soldar es difícil de acceder o cuando no hay suficiente espacio para llevar a cabo una soldadura de filete. Las soldaduras de filete son más resistentes a la tensión y a la compresión que al corte, por lo que los esfuerzos críticos en este tipo de soldaduras son los de corte. (Villarroel, 2016)

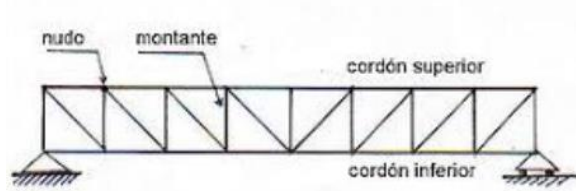
#### **2.2.26. Armadura Tipo Pratt**

Una armadura es un conjunto de barras rectas conectadas en nudos articulados, formando triángulos en un plano único. Está dispuesta de tal manera que las cargas externas se aplican a los nudos, lo que teóricamente solo ocasiona efectos de tensión y compresión.

En una armadura tipo pratt las barras verticales (montantes) trabajan a compresión mientras que las diagonales lo hacen a tracción. Se usan en luces moderadas entre 18 y 30 metros. (González et al. 2019)

## Figura 50

### *Armadura tipo Pratt*



Nota: (InfoBasicIngCivil, 2021)

### **2.2.27. Robot Structural Analysis**

El software de diseño estructural de Autodesk, Robot Structural Analysis Professional, es una herramienta de análisis de elementos finitos ideal para ingenieros que necesitan una solución para modelar, analizar y diseñar diversas estructuras, como de acero y hormigón, según euro códigos, códigos estadounidenses y estándares británicos, entre otros.

#### **2.2.27.1. Ventajas**

Autodesk Robot ofrece características destacadas como el cálculo de conexiones de acero, estructuras de madera, generación automática de diagramas de corte y momento flector, análisis de losas y efectos de torsión en secciones, y análisis rápido de punzonado, entre muchas otras opciones. Todo esto se presenta en una interfaz gráfica intuitiva, adecuada para profesionales en diseño y análisis estructural.

#### **2.2.27.2. Cálculo, Normativa y Códigos Internacionales de Diseño**

Autodesk Robot Structural abarca múltiples regulaciones, códigos y materiales de todo el mundo.





## 2.2.28. Norma E.020 Cargas

La sobrecarga de nieve en una superficie cubierta es el peso de la nieve que puede acumularse sobre ella en condiciones climáticas extremadamente desfavorables.

En áreas susceptibles a nevadas significativas, es crucial prestar especial atención a la elección adecuada de las inclinaciones de los techos.

La carga de nieve debe ser tratada como una carga viva. No es requerido incorporar simultáneamente el efecto del viento y la carga de nieve en el diseño.

### 2.2.28.1. Carga Básica de Nieve Sobre el Suelo ( $Q_s$ )

Para calcular este dato, es importante considerar las condiciones geográficas y climáticas de la zona donde estará situada la estructura. El valor mínimo de la carga básica de nieve sobre el suelo ( $Q_s$ ) será de 0,40 kPa (40 kgf/m<sup>2</sup>) que equivalen a 0,40 m de nieve fresca (peso específico de 1 kN/m<sup>3</sup> (100 kgf/m<sup>3</sup>) o a 0,20 m de nieve compactada (peso específico de 2 kN/m<sup>3</sup> (200 kgf/m<sup>3</sup>)).

### 2.2.28.2. Carga de Nieve Sobre los Techos ( $Q_t$ )

Para techos a una o dos aguas con inclinaciones menores o iguales a 15° (pendiente  $\leq 27\%$ ) y para techos curvos con una relación flecha/luz  $\leq 0,1$  o ángulo vertical menor o igual a 10° (calculado desde el borde hasta el centro) la carga de diseño ( $Q_t$ ), sobre la proyección horizontal, será:

$$Q_t = Q_s$$



## CAPÍTULO III

### MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación es aplicada, debido a que se emplean conocimientos en la práctica. La investigación desarrollada es cuantitativa, (Hernández et al., 2014), aseguran que: “En este enfoque los planteamientos a investigar son específicos y delimitados desde el inicio de un estudio. Los estudios cuantitativos siguen un patrón predecible y estructurado (el proceso)”.

#### 3.2. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

El diseño es no experimental, puesto que no se manipularon las variables como son; Capacidad de faja, Material a transportar, Altura del transportador y Longitud de faja. (Kerlinger & Lee, 2002). Aseguran que: La investigación no experimental implica una búsqueda sistemática y basada en la evidencia en la que el investigador carece de control directo sobre las variables independientes, ya sea porque sus manifestaciones ya han ocurrido o porque son intrínsecamente no manipulables. En este enfoque, se realizan inferencias sobre las relaciones entre variables sin intervenir directamente en la variación simultánea de las variables independiente y dependiente.

#### 3.3. ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN

El alcance es descriptivo, hace relación a que ya hay exploración, información tanto internacional, local y nacional, permite no solamente explorar, sino ir más allá como es el de



describir, para que otros estudios que vengan más adelante evolucionen un poco más el estado de arte.

### **3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **3.4.1. Población**

Algunas empresas en el rubro existentes en la zona de estudio:

- CORI PUNO S.A.C.
- TRES DIAMANTES S.A.C.
- PLANTA CONCENTRADORA CORPORACIÓN MINERA ANANEA S.A.

En estas empresas la aplicación de fajas transportadoras es sumamente útil para el transporte de mineral a procesar.

#### **3.4.2. Muestra**

La muestra de la investigación se basa en los diseños referidos en las diferentes empresas de beneficio minero, ya que aquellas cuentan con un sistema de transporte como lo son las fajas transportadoras.

### **3.5. METODOLOGÍA**

Conociendo de manera precisa la necesidad de la empresa de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L. se optó como método del desarrollo de esta tesis con las siguientes etapas: en primera etapa se procedió con la recopilación de los datos preliminares que rigen en el diseño de la faja transportadora, como la capacidad de transporte, distancia de transporte del



material, pendiente del mecanismo, peso promedio del material, características del material, condiciones ambientales y periodo de funcionamiento. como segunda etapa nos basamos a la metodología utilizada para el diseño y cálculo de componentes y mecanismos de accionamiento de fajas transportadoras, como la metodología CEMA (Asociación de Fabricantes de Equipos Transportadores), como tercera etapa se procedió al análisis y diseño estructural, basándonos en el método LRFD con ayuda del software Robot Structural. Adicionalmente, se llevó a cabo una revisión bibliográfica (incluyendo libros, manuales, etc.). Para una presentación más clara del tema, se emplearon tablas y figuras.

### **3.6. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS**

Según Rojas (2011), las técnicas involucran la identificación de la descripción física de un documento, revista, tesis o libro, desde sus elementos formales como el título, autor, año de publicación, entre otros, hasta la descripción de su contenido, recogiendo las ideas más importantes. Por esta razón, se optó por utilizar la observación y el análisis documental como técnicas.

#### **3.6.1. Recolección de Datos**

La información se extrajo de manera presencial del circuito de molienda de la empresa de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L., como:

- Material a transportar
- Capacidad requerida
- Temperatura del material a transportar
- Tiempo de operación
- Longitud de la faja transportadora



- Configuración de la faja transportadora

### **3.6.2. Técnica de Análisis**

Con relación a los métodos empleados para recopilar información, se optó por instrumentos como:

- Un GPS, para la localización del proyecto de investigación.
- Software de diseño y análisis estructural, como lo es el Robot Structural.
- Investigaciones de diferentes autores de proyectos similares.

## **3.7. PROCEDIMIENTO DE DATOS**

Este proyecto de investigación desarrolla una metodología de diseño basado en el método CEMA para la selección de componentes de la faja transportadora, para lo cual se calcula:

### **3.7.1. Consideraciones del Estado del Material**

Mediante una observación insitu, se identificó el tipo de material que sería transportado mediante la faja transportadora.

- El material está compuesto por cuarzo, pirita, lutitas y pizarras en proporciones, con una granulometría de 1" de terrones irregular con finos.
- El material requiere ser transportado en una longitud de 13 m con una inclinación de 6. 83°



### 3.7.2. Consideración de la Cantidad de Material a Procesar

Esta evaluación se relaciona con la capacidad de molienda del molino de bolas 4x4, y de la necesidad del material a procesar por parte de la Empresa de Beneficios Mineros Kory Anca E.I.R.L.

En este caso se requiere de un procesamiento de material de 29.332 Tn por día. La empresa trabaja 16 horas continuas al día, por lo que procesa 1.833 Tn por hora

### 3.8. VARIABLES

Variable dependiente: Diseño de una faja transportadora

Variable independiente: Acarreo de roca chancada

#### 3.8.1. Operacionalización de Variables

**Tabla 3**

*Operacionalización de variables*

	<b>Variable</b>	<b>Dimensión</b>	<b>Indicador</b>
Dependiente	Diseño de una faja transportadora	Elementos de la faja transportadora	Método CEMA
Independiente	Acarreo de roca chancada	Propiedad de la roca	Densidad

Nota: Producción personal

### 3.9. UBICACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

La actual “EMPRESA DE BENEFICIOS MINEROS KORY ANCA E.I.R.L.”, lugar donde se hizo el estudio de investigación, se encuentra ubicado:

### 3.9.1. Ubicación

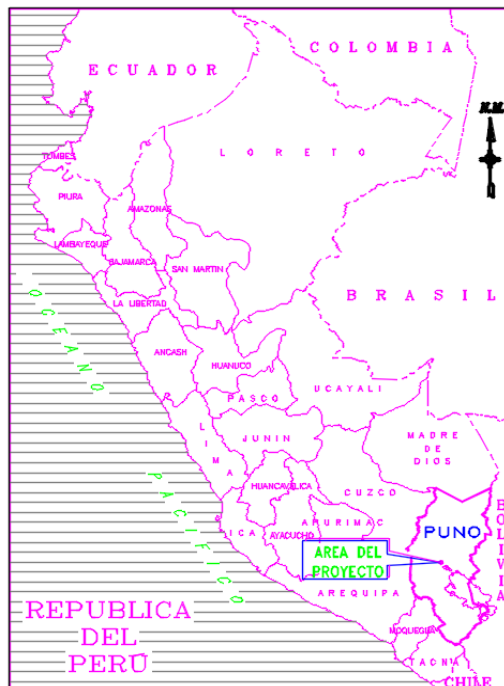
Comunidad : Orampillo  
Distrito : Ananea  
Provincial : San Antonio de Putina  
Región : Puno

### 3.9.2. Localización Geográfica

Latitud : 14. 646749°  
Longitud : -69.455482°  
UTM : 19 L 450952.332 8380695.172  
Altitud : 5000.32 m

### Figura 51

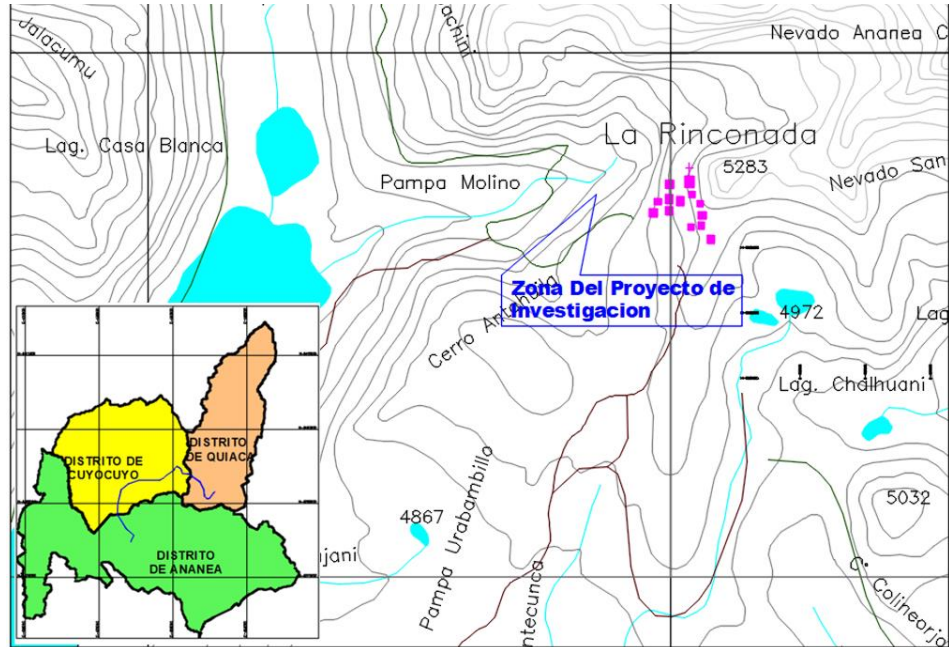
*Localización de la investigación*



Nota: Producción personal

**Figura 52**

*Zona del proyecto de investigación*



Nota: Producción personal

### 3.10. ACCESIBILIDAD A LA ZONA DE INVESTIGACIÓN

Se puede llegar a este lugar desde la ciudad de Puno por tierra, siguiendo una ruta hacia el noreste que incluye una carretera asfaltada en su mayor parte y luego una carretera afirmada, con solo unos pocos kilómetros antes de llegar al centro poblado de La Rinconada. Los detalles se encuentran en la tabla 4 que se visualiza a continuación:

**Tabla 4**

*Accesibilidad a la zona de investigación*

Tramo	Tiempo (h)	Carretera	Distancia (Km)
Puno – Juliaca	1	Asfaltada	40
Juliaca - Putina	1.5	Asfaltada	89
Putina – Ananea	1.5	Asfaltada	62
Ananea – Planta Kory Anca E.I.R.L.	0.6	Afirmada	20

Nota: Producción personal





## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 4.1. RESULTADOS

##### 4.1.1. Parámetros de Diseño

- Material a transportar : Roca chancada
- Capacidad de diseño : 1.8333 Tn/h, para efectos de cálculo y diseño, consideramos un adicional del 30 %, por lo que obtendríamos 2.4 Tn/h
- Centro a centro entre poleas : 13 m
- Altura : 2.67 m
- Pendiente de subida : 6. 83°
- Tiempo de servicio : 16 h/d

##### 4.1.2. Datos del Material

- Materia prima : Roca chancada
- Codificación del material : D6 (Anexo 1, tabla 1.1)
- Tamaño granulométrico : 1" E= terrones irregulares con finos
- Angulo de reposo : 30 - 34° fluidez promedio (figura 4)
- Material : Abrasivo (Anexo 1, tabla 1.1)
- Peso específico : 125 – 145 lb/pie<sup>3</sup>, (Anexo 1, tabla 1.2)
- Angulo de sobrecarga : 20° (figura 4)



### 4.1.3. Selección del Ancho de Faja

Usaremos las recomendaciones del manual CEMA para la selección de una velocidad tentativa.

Por observación del material en el lugar del proyecto, de la figura 6. Con descripción del material transportado; mineral pesado y resistente, con bordes afilados, compuesto por fragmentos triturados de cuarzo, escogemos; velocidad máx. de 350 ppm y un ancho de la faja de 18”.

### 4.1.4. Obtención de la Velocidad de la Faja

#### 4.1.4.1. Capacidad

$$CAP \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = tph \times \frac{2205}{\rho}$$

Considerando el peso específico del material  $\rho = 125 \frac{lb}{ft^3}$

$$CAP \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = 2.4 \times \frac{1}{125 \frac{lb}{ft^3}} \times 2205 \frac{lb}{Ton}$$

$$CAP \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = 42.336 \frac{ft^3}{hr}$$

#### 4.1.4.2. Capacidad Equivalente

$$CAP EQ \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = CAP \times \frac{100}{\text{Velocidad actual de faja}}$$



$$CAP EQ \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = 42.336 \frac{ft^3}{hr} \times \frac{100 \text{ ppm}}{V \text{ en ppm}}$$

De acuerdo a los datos obtenidos como lo son faja abarquillada de 20°, sobrecarga de 20° y faja de 18” de ancho.

De la tabla 3 seleccionamos la capacidad equivalente de  $1005 \frac{ft^3}{hr}$

Reemplazando valores en ecuación:

$$CAP EQ \left( \frac{ft^3}{hr} \right) = CAP \times \frac{100}{\text{Velocidad actual de faja}}$$

$$1005 \frac{ft^3}{hr} = 42.336 \frac{ft^3}{hr} \times \frac{100}{V \text{ en ppm}}$$

$$V \text{ en ppm} = 4.21 \text{ ppm} = 0.021 \text{ m/s}$$

#### 4.1.5. Cálculo del Peso del Material a Transportar ( $W_m$ )

Se sabe que:

- Capacidad de diseño = Q = 2.4 Ton/h
- Velocidad de la faja = V = 4.21 ppm

Reemplazando en la ecuación:

$$W_m = \frac{2205 \times CAP}{60 \times V}$$
$$W_m = \frac{2205 \times 2.4}{60 \times 4.21} = 20.95 \frac{lb}{ft}$$



#### 4.1.6. Cálculo Estimado del Peso Lineal de la Correa ( $W_b$ )

Basándonos en la información que poseemos, con un ancho de faja de 18” y un peso específico de  $125 \frac{lb}{ft^3}$  del material a transportar, elegimos de (Anexo 1, tabla 1.3)

$$W_b = \text{peso de la faja} = 4.5 \frac{lb}{ft} + 50\%$$

$$W_b = 6.75 \frac{lb}{ft}$$

#### 4.1.7. Cálculo y Selección de los Polines de Carga y Retorno

Considerando que el peso específico de nuestro material es de  $\rho = 125 \frac{lb}{ft^3}$

De la figura 13 seleccionamos la clasificación de rodillo C5 de servicio medio, matriz III, diámetro 5”

##### 4.1.7.1. Espaciamiento de Polines

Con los datos obtenidos de;  $\rho = 125 \frac{lb}{ft^3}$  y ancho de faja 18”

De tabla 8 seleccionamos los espaciamientos:

Rodillo de carga = 4.5 ft

Rodillo de retorno = 10 ft



#### 4.1.7.2. Valores de Carga Sobre los Polines

##### Polines de Carga

Carga del rodillo real (IL)

$$IL = (W_b + W_m) \times S_i \dots \dots \dots ec(\alpha)$$

de donde sabemos:

$$W_m = 20.95 \frac{lb}{ft}$$

$$W_b = 6.75 \frac{lb}{ft}$$

$$S_i = 4.5 ft$$

Reemplazando en ec. ( $\alpha$ )

$$IL = \left( 6.75 \frac{lb}{ft} + 20.95 \frac{lb}{ft} \right) \times 4.5 ft$$

$$IL = 124.65 lb$$

Carga ajustada (AL)

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) \dots \dots \dots (\beta)$$

Factor de tamaño ( $K_1$ )

Teniendo como trozo máximo 4", y el peso específico material  $125 \frac{lb}{ft^3}$

Seleccionamos de figura 22,  $K_1 = 1.0$

Factor de mantenimiento ( $K_2$ )

Considerando que se trabajara en ambiente abierto, las condiciones

ambientales serán sucias y su mantenimiento promedio

Seleccionamos de figura 23,  $K_2 = 1.12$

Factor de servicio ( $K_3$ )



Se tiene como dato la operación de 16 horas diarias

seleccionamos de figura 24,  $K_3 = 1.1$

Factor de corrección de velocidad ( $K_4$ )

Teniendo como velocidad de faja 4.21 ppm y el diámetro de rodillo de 5"

Extrapolamos valores de figura 25:

$$= \left( \frac{x - 0.8}{4.21 - 200} = \frac{0.80 - 0.80}{100 - 200} \right)$$

$x = 0.8$

Calculando.  $K_4 = 0.8$

Reemplazamos y resolvemos

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) \dots \dots \dots (\beta)$$

$$AL = (124.65 \times 1.0 \times 1.12 \times 1.1 \times 0.8) \dots \dots \dots (\beta)$$

$$AL = 122.85 \text{ lb}$$

Comprobación de la Carga Sobre los Rodillos de Carga

Con los datos ancho de faja 18" y 20° de abarquillamiento

De figura 28, seleccionamos valores de carga:

Para rodillos de carga = 900 lb

Para rodillos de retorno = 475 lb

Carga de rodillos = 122.85 lb < 900lb; ¡cumple!

**Polines de Retorno**

Carga del rodillo real (IL)

$$IL = (W_b + W_m) \times S_i \dots \dots \dots ec(\alpha)$$

de donde sabemos:



$W_m = 0$ , por ser rodillos de retorno, el cual no cuenta con carga del material

$$W_b = 6.75 \frac{lb}{ft}$$

$$S_i = 10 ft$$

$$IL = \left( 6.75 \frac{lb}{ft} + 0 \right) \times 10 ft$$

$$IL = 67.5 lb$$

### **Carga Ajustada (AL)**

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) \dots \dots \dots (\beta)$$

Factor de tamaño ( $K_1$ )

Teniendo como trozo máximo 4", y el peso del material  $125 \frac{lb}{ft^3}$

Seleccionamos de tabla 10;  $K_1 = 1.1$

Factor de mantenimiento ( $K_2$ )

Considerando que se trabajara en ambiente abierto, las condiciones ambientales serán sucias y su mantenimiento promedio

Seleccionamos de tabla 11;  $K_2 = 1.12$

Factor de servicio ( $K_3$ )

Se tiene como dato la operación de 16 horas diarias

seleccionamos de tabla 12;  $K_3 = 1.1$

Factor de corrección de velocidad ( $K_4$ )

Teniendo como velocidad de faja 4.21 ppm y el diámetro de rodillo de 5"

Extrapolamos valores de tabla 13:

$$X = \left( \frac{x-0.8}{4.21-200} = \frac{0.80-0.80}{100-200} \right) = 0.8$$



Calculando.  $K_4 = 0.8$

Reemplazamos y resolvemos

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) \dots \dots \dots (\beta)$$

$$AL = (67.5 \text{ Lb} \times 1.1 \times 1.12 \times 1.1 \times 0.8)$$

$$AL = 73.18 \text{ lb}$$

### **Comprobación de la Carga Sobre los Rodillos de Retorno**

Con los datos ancho de faja 18" y 20° de abarquillamiento, tenemos:

Para rodillos de carga = 900 lb

Para rodillos de retorno = 475 lb

Carga de rodillos = 73.18 lb < 475 lb; ¡cumple!

### **4.1.7.3. Selección de Pesos Promedios de Rodillos Abarquillados de Carga y Retorno**

#### **Rodillo de Carga:**

Con el ancho de faja 18" y clasificación de rodillo C5 de (Anexo 1, tabla 1.4) seleccionamos:

peso de rodillo de carga 19.1 lb

#### **Rodillo de Retorno:**

Con el ancho de faja 18" y clasificación de rodillo C5 de (Anexo 1, tabla 1.5) seleccionamos:

peso de rodillo de retorno 16.6 lb





#### 4.1.8. Cálculo del Requerimiento de Potencia Para Accionar la Faja

$$HP = \left( \frac{T_e \times V}{33\ 000} \right)$$

$T_e$  = tensión efectiva

V= velocidad de la faja

##### 4.1.8.1. Cálculo de la Tensión Efectiva de la Faja

Basándonos al manual CEMA, se calcula la fuerza efectiva para accionar la faja transportadora

$$T_e = (L \times K_t(K_x + K_y \times W_b + 0.015 \times W_b) + W_m(L \times K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = T_x + (T_{yc} + T_{yr}) + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = T_x + T_{yb} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

Cálculo de Tensión de Faja por Fricción Debido a Rodillos de Carga y Retorno ( $T_x$ )

$$T_x = L \times K_t \times K_x$$

Donde:

L= Distancia entre centros de polea motriz y conducida.

$K_x$ = Factor de fricción entre polines de carga y retorno con respecto a la faja

$K_t$ = Factor de temperatura ambiente

Por CEMA sabemos que:



$$K_x = 0.00068 \times (W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i}$$

Considerando:

$$W_m = 20.95 \frac{lb}{ft}$$

$$W_b = 6.75 \frac{lb}{ft}$$

$A_i$  = Factor de seguridad

Según (CEMA, 2016);  $A_i = 1.8$  para polines 5", CEMA B5, C5, D5.

$$A_i = 1.8$$

$$S_i = 4.5 \text{ ft}$$

Reemplazando valores en

$$K_x = 0.00068 \times (6.75 + 20.95) + \frac{1.8}{4.5}$$

$$K_x = 0.42$$

Selección de  $K_t$  = Factor de Corrección de la Temperatura

sabiendo que la altura ambiente de rinconada está entre -11.6 °C Y 11°C (11.12°F Y 51.8°F)

De la figura 37 calculamos  $K_t = 1$

Por lo tanto, la tensión de faja por fricción debido a rodillos de carga y retorno ( $T_x$ )

$$T_x = L \times K_t \times K_x$$



$$T_x = 13m \times \frac{1ft}{0.305m} \times 1 \times 0.42$$

$$T_x = 17.90 \text{ lb}$$

Cálculo de la Resistencia a flexión de la faja ( $T_{yb}$ )

$$T_{yb} = T_{yc} + T_{yr}$$

Cálculo de la tensión de la faja sobre los rodillos de avance ( $T_{yc}$ )

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

Cálculo del factor de flexión de faja ( $K_y$ )

con valores ( $W_m = 20.95 \frac{lb}{ft} + W_b = 6.75 \frac{lb}{ft}$ ),  $L = 42.65 \text{ ft}$  y

porcentaje de inclinación= 12%

De la figura 38, escogemos como resultado  $K_y = 0.031$

Por lo tanto, la tensión de la faja sobre los polines de avance ( $T_{yc}$ ),  
será

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

$$T_{yc} = 42.65 \times 0.031 \times 6.75 \times 1$$

$$T_{yc} = 8.92 \text{ lb}$$

Cálculo de la tensión por flexión de la faja sobre los polines de retorno ( $T_{yr}$ )

$$T_{yr} = L \times 0.015 \times W_b \times K_t$$

$$T_{yr} = 42.65 \times 0.015 \times 6.75 \times 1$$

$$T_{yr} = 4.32 \text{ lb}$$

Por lo que la resistencia a flexión de la faja será:

$$T_{yb} = T_{yc} + T_{yr}$$

$$T_{yb} = 8.92 \text{ lb} + 4.32 \text{ lb}$$

$$T_{yb} = 13.24 \text{ lb}$$

Cálculo de la Resistencia a flexión de la faja sobre los rodillos de transporte

( $T_{ym}$ )

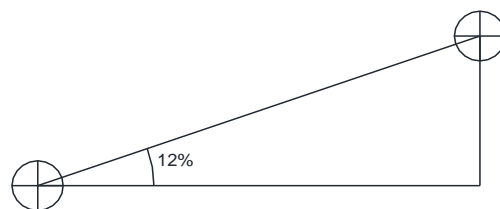
$$T_{ym} = L \times W_m \times K_y$$

$$T_{ym} = 42.65 \times 20.95 \times 0.031$$

$$T_{ym} = 27.7 \text{ lb}$$

Cálculo que resulta de tensión de la faja para elevar el material ( $T_m$ )

$$T_m = \pm H \times W_m$$



$$0.12 = \frac{H}{13}$$

$$H = 13 \times 0.12 = 1.56 = 5.11 \text{ ft}$$



Por lo que:

$$T_m = \pm H \times W_m$$

$$T_m = 1.56 \times \frac{1ft}{0.305m} \times 20.95 \frac{Lb}{ft}$$

$$T_m = 107.15 Lb$$

Cálculo que resulta de la tensión necesaria para subir o bajar la faja ( $T_b$ )

$$T_b = \pm H \times W_b$$

$$T_b = 1.56 \times \frac{1ft}{0.305m} \times 6.75 \frac{Lb}{ft}$$

$$T_b = 34.52 lb$$

Tensión que resulta de la aceleración del material cuando es alimentado ( $T_{am}$ )

$$T_{am} = F = MV_C$$

Donde:

M= Masa del material acelerado por segundo, slugs

W= Peso del material acelerado  $W = \frac{Q \times 2000}{3600}$ , lb/seg

W= Tph

$$g = 32.2 \frac{ft}{seg^2}$$

$$M = \frac{Q \times 2000}{3600 \times 32.2}$$

$V_c$ = Cambio de velocidad, pps, =  $\frac{V-V_0}{60}$



$V$  = Velocidad de diseño de la faja, ppm.

$V_0$  = La velocidad inicial de alimentación del material al ingresar a la cinta transportadora en ppm.

Por lo que:

$$T_{am} = \frac{Q \times 2000}{3600 \times 32.2} \times \frac{V - V_0}{60}$$

$$T_{am} = \frac{2.4 \times 2000}{3600 \times 32.2} \times \frac{4.21 - 0}{60}$$

$$T_{am} = 0.0029 \text{ lbs}$$

Total, de tensión de faja originada por los accesorios ( $T_{ac}$ )

$$T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc}$$

$T_{pl} = 0$ , por no contener desviadores

$T_{tr} = 0$ , por no contener volteadores

$T_{sb}$  = Tensión por la fricción de los faldones y el material

$$T_{sb} = T + 2 \times L_b \times 3$$

$$T = C_s \times L_b \times h_s^2$$

Donde:

$L_b$  = Altura del material en el faldón.

$C_s$  = Factor de fricción de los faldones según el tipo de material a transportar.

$$C_s = \frac{2 \times d_m}{288} \times \frac{1 - \sin \theta}{1 + \sin \theta}$$

$d_m$  = Densidad aparente del material  $\frac{lb}{pie^3}$



$\Theta$  = Ángulo de reposo del material.

Por lo que  $C_s$  resulta:

$$C_s = \frac{2 \times 125 \frac{lb}{ft^3}}{288} \times \frac{1 - \sin 34}{1 + \sin 34}$$

$$C_s = 0.245$$

$L_b$  = Longitud de faldones según recomendaciones CEMA, 2 ft por cada 100 ppm

$$L_b = \frac{4.21 ppm \times 2}{100}$$

$$L_b = 0.0842 \text{ ft}$$

$h_s$  = según recomendaciones CEMA 10% de ancho de faja

$$h_s = 0.1 \times 18$$

$$h_s = 1.8 \text{ pulg}$$

De  $T = C_s \times L_b \times h_s^2$

$$T = 0.245 \times 0.0842 \times 1.8^2$$

$$T = 0.067$$

Por lo que,  $T_{sb} = T + 2 \times L_b \times 3$

$$T_{sb} = 0.067 + 2 \times 0.0842 \times 3$$

$$T_{sb} = 0.57 \text{ lb}$$



$T_{bc}$  = Tensión por la fricción entre limpiadores y la faja

Por recomendaciones CEMA consideramos 5 lb x pulg de ancho de faja.

$$T_{bc} = 18 \text{ pulg} \times 5 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$T_{bc} = 90 \text{ lb}$$

Por lo tanto;  $T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc}$

$$T_{ac} = 0.57 + 0 + 0 + 90$$

$$T_{ac} = 90.57 \text{ lb}$$

Tensión debido a la flexión de faja al redor de la polea ( $T_p$ )

$$T_p = T_{pm} + T_{pc} + 2 \times T_{pdeflect.} + T_{ptens.}$$

$T_{pm}$  = Tensión en polea motriz

$T_{pc}$  = Tensión en la polea de cola

$T_{pdeflect.}$  = Tensión en polea deflectora

$T_{ptens.}$  = Tensión en polea tensora

Según recomendaciones (CEMA, 2016)

De (Anexo 1, tabla 1.6) seleccionamos:

$$T_{pm} = 200; T_{pc} = 200; T_{pdeflect.} = 100; T_{ptens.} = 200$$

Calculamos:





$$T_p = T_{pm} + T_{pc} + 2 \times T_{pdeflect.} + T_{ptens.}$$

$$T_p = 200 + 200 + 2 * 100 + 200$$

$$T_p = 800 \text{ lb}$$

Entonces de la fórmula inicial se tiene:

$$T_e = (L \times K_t(K_x + K_y \times W_b + 0.015 \times W_b)) + W_m(L \times K_y \pm H) + T_p \\ + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = T_x + (T_{yc} + T_{yr}) + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = T_x + T_{yb} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = (42.65 \times 1(0.42 + 0.031 \times 6.75 + 0.015 \times 6.75) \\ + 20.95(42.65 \times 0.031 + 5.11) + 800 + 0.0029 \text{ lb} \\ + 90.5) \text{ lb}$$

$$T_e = 1056.48 \text{ lb} = 0.48 \text{ Ton}$$

por lo tanto:

$$HP = \frac{T_e \times V}{33000} \text{ hp.}$$

$$\text{Pot.eje} = HP = \frac{1056.48 \times 4.21}{33000} \text{ hp.}$$

$$\text{Pot.eje} = 0.14 \text{ Hp.}$$



El motor trabajará a más de 4000 msnm. Se producirá una disminución de potencia debido al aumento de la altura  $HP = \frac{0.14}{0.99} hp = 0.14$  hp.

#### 4.1.8.2. Potencia del motor a seleccionar

$$POT = \frac{\text{Pot eje}}{N \text{ mecanica}} hp = \frac{0.14}{0.80} hp = 0.175 hp.$$

Por eficiencia del sistema eléctrico (90%),

$$Pot = \frac{0.175}{0.9} hp = 0.194 hp.$$

Seleccionamos un motor de 0.5 hp

#### 4.1.8.3. Cálculo de Tensiones de la Faja en Polea de Cola y Motriz

Sabemos que:

$$T_{\max} = T_1 = T_e + T_2, \quad T_2 = T_e * C_w \text{ (lbs)}$$

Donde:

$C_w$  = Factor de arrollamiento del ángulo de contacto, calculado según (Anexo 1, tabla 1.7)

Se calcula con las siguientes características:

Simple sin polea de reenvió, ángulo de arrollamiento 180°, polea recubierta y tensor automático.

De (Anexo 1, tabla 1.7) seleccionamos  $C_w = 0.50$ , por lo tanto;

### Tensión en el Punto de Mínima Tensión ( $T_0$ )

$$T_0 = 4.2 \times S_i \times (W_b + W_m)$$

$$T_0 = T_3 = 4.2 \times 4.5 \times (6.75 + 2.95) = 183.33 \text{ lbs}$$

$$T_0 = T_3 = 183.33 \text{ lbs}$$

### Tensión en el Lado Flojo ( $T_2$ )

Se está diseñando para una banda transportadora cuya configuración será para un transportador inclinado con polea motriz de cabeza, para lo cual escogemos la configuración más correcta según (CEMA, 2016).

$$T_2 = T_0 + T_b - T_{yr}$$

$$T_2 = 183.33 + 34.52 - 4.32$$

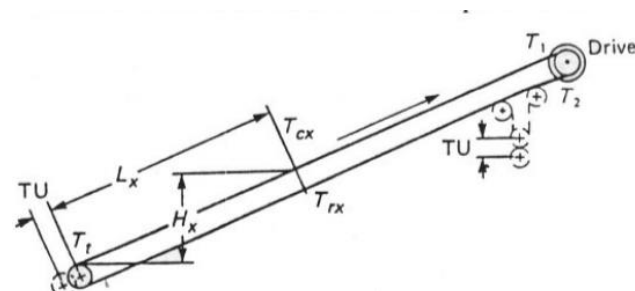
$$T_2 = 213.53 \text{ lb}$$

$$T_2 = T_e * C_w \text{ (lbs)} = 1056.48 * 0.5 \text{ (lbs)} = 528.24 \text{ lb}$$

Tomamos el mayor valor de  $T_2$ , por lo que  $T_2 = 528.24 \text{ lb}$

### Figura 53

*Transportador Inclinado Con Polea Motriz De Cabeza*



Nota: (CEMA, 2016)



### Tensión del Lado Apretado ( $T_1$ )

$$\therefore T_1 = T_e + T_2 = 1056.48 + 528.24$$

$$T_1 = 1584.72 \text{ lb}$$

### Tensión de Arranque ( $T_i$ )

$$T_{faja} = T_e - T_m = 1056.48 - 107.15$$

$$T_{faja} = 949.33 \text{ lb}$$

$$T_i = 2 \times T_{faja} + T_m + T_2 = 2 \times 949.33 + 107.15 + 528.24$$

$$T_i = 2534.05 \text{ lb}$$

#### 4.1.9. Selección de Diámetros y Anchos de Poleas

De acuerdo con el manual (CEMA Standard B105.1, 2015). Para poleas fabricadas en acero mediante soldadura, se calcula:

##### 4.1.9.1. Selección del Diámetro y Ancho de la Polea Motriz

Evaluamos el PIW y el arco de contacto polea-correa, para luego seleccionar el diámetro de polea de la tabla

$$PIW = \frac{T}{A} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Donde:

$T$  = Tensión máxima de la correa cuando es accionado por la polea motriz

$A$  = Ancho de la banda



Se sabe:  $T = T_1 = 1857.24 \text{ lb}$

$$PIW = \frac{1584.72}{18"} = 88.04 \text{ lb}$$

Con los datos  $PIW = 88.04$  y arco de contacto de  $180^\circ$

Ingresamos a (Anexo 1, tabla 1.10), seleccionamos:

- polea motriz de 10" de diámetro
- capacidad de  $105 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$

$105 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$  mayor a  $88.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$  que es lo requerido, por lo que está ¡ok!

Y de acuerdo a (Anexo 1, tabla 1.31) seleccionamos el ancho de la polea motriz

$$L_{\text{polea motriz}} = 18" + 2" = 20"$$

#### 4.1.9.2. Selección del Diámetro y Ancho de la Polea de Cola

Se sabe:

- $T = T_3 = 183.33 \text{ lb}$

$$PIW = \frac{T}{A} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = \frac{183.33}{18"} = 10.185 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Con los datos  $PIW = 10.182$  y arco de contacto de  $180^\circ$

Ingresamos a (Anexo 1, tabla 1.10), seleccionamos:

- Polea de cola de 8" de diámetro



- Capacidad de  $85 \frac{lb}{pulg}$ .

$85 \frac{lb}{pulg}$  mayor a  $10.185 \frac{lb}{pulg}$  que es lo requerido, por lo que está ¡ok!

Y de acuerdo a (Anexo 1, tabla 1.31), seleccionamos el ancho de la polea de cola

$$L_{\text{polea de cola}} = 20''$$

#### 4.1.9.3. Selección Del Diámetro y Ancho de las Dos Poleas Deflectoras

Tenemos como dato:

- $T = T_2 = 528.24 \text{ lb}$
- $A = 18''$
- Arco de contacto  $90^\circ$

$$PIW = \frac{T \text{ lb}}{A \text{ pulg}} = \frac{528.24}{18''} = 29.35 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Con los datos  $PIW = 29.35$  y arco de contacto de  $90^\circ$

Ingresamos a (Anexo 1, tabla 1.10), seleccionamos:

- Poleas deflectoras de 8" de diámetro
- Capacidad de  $35 \frac{lb}{pulg}$

$35 \frac{lb}{pulg}$  mayor a  $29.35 \frac{lb}{pulg}$  que es lo requerido, por lo que está ¡ok!

Y de acuerdo a (Anexo 1, tabla 1.31), seleccionamos el ancho de las poleas deflectoras



$$L_{\text{poleas deflectoras}} = 20''$$

#### 4.1.9.4. Selección del Diámetro y Ancho de Polea Tensora

Tenemos como dato:

- $T = T_2 = 528.24 \text{ lb}$
- $A = 18''$
- Arco de contacto =  $180^\circ$

$$PIW = \frac{T \text{ lb}}{A \text{ pulg}} = \frac{528.24}{18''} = 29.35 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Con los datos  $PIW = 29.35$  y arco de contacto de  $180^\circ$

Ingresamos a la tabla (Anexo 1, tabla 1.10), seleccionamos:

- Polea tensora de 8'' de diámetro
- Capacidad de  $85 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$ .

$85 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$  mayor a  $29.35 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$  que es lo requerido, por lo que está ¡ok!

Y de acuerdo a (Anexo 1, tabla 1.31), seleccionamos el ancho de la polea tensora

$$L_{\text{polea tensora}} = 20''$$

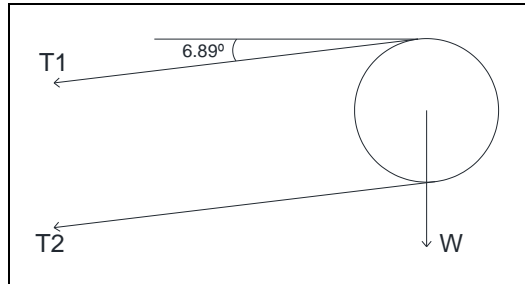
#### 4.1.10. Selección del Diámetro de Eje de las Poleas

(CEMA Standard B105.1, 2015), nos ayuda a calcular la resultante de la fuerza radial sobre la polea.

#### 4.1.10.1. Cálculo del Diámetro del Eje Utilizado en la Polea Motriz

**Figura 54**

*Fuerzas que actúan en la polea motriz*



Nota: Producción personal

Determinamos las fuerzas que afectan a la polea motriz, las cuales son:

- $T_2 = 528.24$
- $T_1 = 1584.72$
- $W = ?$

$$\sum F_x = (T_1 + T_2) \cos 6.89^\circ$$

$$\sum F_y = (T_1 + T_2) \operatorname{sen} 6.89^\circ + w$$

Dando como fuerza resultante:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{((T_1 + T_2) \times \cos(\theta))^2 + ((T_1 + T_2) \times \operatorname{sen}(\theta) + w)^2}$$

Donde:

$R$  = Fuerza radial resultante sobre la polea de accionamiento

$T_1$  = fuerza de tensión en el lado estirado de la polea motriz





$T_2$  = fuerza de tensión en el lado flojo de la polea motriz

$W$  = Peso de la polea motriz

Con el diámetro de polea igual a 10" y ancho de polea 20",

De (Anexo 1, tabla 1.11), obtenemos  $w = 60$  lb con un agujero máximo de  $\emptyset$  3".

Reemplazamos en

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{((T_2 + T_1) \cos(6.89^\circ))^2 + ((T_2 + T_1) \sin(6.89^\circ) + w)^2} \text{ (lb)}$$

$$\sqrt{((528.24 + 1584.72) \cos(6.89^\circ))^2 + ((528.24 + 1584.72) \sin(6.89^\circ) + 60)^2}$$

$$R = 2120.99 \text{ lb}$$

Sabiendo:

$A$  = Ancho de faja

$B$  = Separación entre los centros de los rodamientos.

$C$  = Ancho de polea

$R$  = Fuerza radial resultante

$L = B - A$  (pulgadas)

Con los datos  $A=20''$  Y  $R=2120.99$  lb

Ingresando a (Anexo 1, tabla 1.12), Seleccionamos:

-  $L = 12''$ ,



- Diámetro de eje  $2 \frac{3}{16}$ "

siendo  $R = 2200$  lb de tabla, mayor a  $R = 2120.99$  calculado, es conforme.

$$\frac{L}{2} = \frac{12}{2} = 6" = N$$

Con el dato Diámetro = 10"

De (Anexo 1, tabla 1.13) se verifica el diámetro eje seleccionado y este se encuentra dentro de los diámetros recomendados por CEMA.

Observamos que el máximo diámetro de eje de la polea recomendado es de  $2 \frac{15}{16}$ , datos obtenidos según (CEMA Standard B105.1, 2015)

### **Verificación de Elección del diámetro del eje de la polea motriz mediante el método de deflexión del eje**

Sabiendo:

Ancho de faja en pulgadas = 18"

$B =$  Separación entre los centros de los rodamientos =  $C+L = 20" + 12" = 32"$

$C =$  Ancho de polea = 20"

$R = 2120.99$

Para verificar el diámetro utilizamos el cálculo del diámetro mínimo del eje con la siguiente expresión:



$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Se recomienda los siguientes factores según (CEMA Standard B105.1, 2015)

Factor de seguridad F.S.= 1.5

### Límite de fatiga del eje corregido ( $S_f$ )

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_{f^*}$$

$K_a$ =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

$$K_b = \text{Factor de tamaño} = (D)^{-0.19} = 0.86, D = 2\frac{3}{16}''$$

$K_c$ = Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1 %

$K_d$ = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo 5 ° @ 1 0 °C)

$K_e$ = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de  $S_{f^*}$

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Considerando eje del material de Acero SAE 1045 y dureza Brinell < 200

Seleccionamos de (Anexo 1, tabla 1.14), chaveta perfilada  $K_f$ = 0.63

$K_g$ = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_{f^*}$ = 0.5,  $S_u$  siendo  $S_u$ = 82,000psi (eje Acero SAE 1045)

$$S_{f^*} = 0.5 \times 82000 = 41,000 \text{ ps}$$

$S_y$  = 45,000 psi para acero SAE 1045.

$M$  = Momento flector en  $\frac{lb}{pulg} = \frac{R \times A}{2}$ ; siendo  $R=2120.99$



Con eje de  $\varnothing 2 \frac{3}{16}$  "

Seleccionamos de (Anexo 1, tabla 1.32)

$$A = N + 1 \frac{5}{8} \text{ "}, A = 6 + 1.625 = 7.625 \text{ "}$$

por lo que;

$$\text{Momento flector: } M = \frac{R \times A}{2}$$

$$M = \frac{2120.99 \times 7.625}{2} = 8086.27 \text{ lbxpulg.}$$

Momento Torsor:  $T = T_e \times r$ ,

$$\text{siendo } T_e = T_1 - T_2 = 1584.72 - 528.24 = 1056.48 \text{ lb,}$$

$$r = \text{radio de la polea motriz} = \frac{10 \text{ "}}{2} = 5 \text{ "},$$

$$T = 1056.48 \times 5 \text{ "} = 5282.4 \text{ lbxpulg.}$$

Seleccionamos Acero SAE 1045,  $S_{f^*} = 41,000 \text{ psi}$

Reemplazamos valores en:

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_{f^*}$$

$$S_f = 0.8 \times (D)^{-0.19} \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41000$$

$$S_f = 15974.11 \text{ psi}$$

Reemplazamos valores en fórmula de deflexión de eje, obtenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{\left(\frac{8086.27}{15974.11}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{5282.4}{45,000}\right)^2}}$$

$$D = 1.99''$$

De esta manera comprobamos que  $D_{min} = 1.99''$  es menor a  $\emptyset 2\frac{3}{16}'' = 2.1875''$ , obtenido por tabla

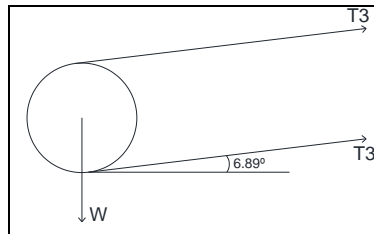
Por lo que es correcto la selección de diámetro de eje:

$$D = \emptyset 2\frac{3}{16} = 2.1875'', \text{ ¡ok!}$$

#### 4.1.10.2. Cálculo del Diámetro del Eje Utilizado en la Polea de Cola

##### Figura 55

*Fuerzas que actúan en la polea de cola*



Nota: Producción personal

##### Cálculo de la Fuerza Radial Resultante Sobre Polea de Cola

Hallamos las fuerzas que actúan sobre la polea de cola, los cuales son:

$$T_3 = 183.33 \text{ lb y } W = ?$$

$$\Sigma F_x = (T_3 + T_3) \cos 6.89^\circ$$

$$\Sigma F_y = (T_3 + T_3) \sin 6.89^\circ - w$$



Dando como fuerza resultante:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

Donde:

$R$  = fuerza radial resultante sobre la polea de cola

$T_3$  = Tensión en lados de polea de cola

$W$  = peso de la polea de cola

De (Anexo 1, tabla 1.11)

Calculamos  $w$ , con el diámetro de polea igual a 8" y ancho de faja 20", obtenemos un  $w = 45$  lb con un agujero máximo de  $\varnothing 2\frac{1}{2}$ ". Reemplazamos en

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{((T_3 + T_3) \cos 6.89^\circ)^2 + ((T_3 + T_3) \sin 6.89^\circ - w)^2} \text{ (lb)}$$

$$\sqrt{((183.33 + 183.33) \cos 6.89^\circ)^2 + ((183.33 + 183.33) \sin 6.89^\circ - 45)^2}$$

$$R = 364.01 \text{ lb}$$

Sabiendo:

- $A$  = Ancho de faja
- $B$  = Separación entre los centros de los rodamientos
- $C$  = Ancho de polea



- R= Fuerza radial resultante

$$L = B - A \text{ (pulgadas)}$$

Con los datos A=20" Y R= 364.01 lb

Ingresando a (Anexo A, tabla A.12), Seleccionamos:

- L= 14",
- Diámetro de eje  $1\frac{7}{16}$ "

Siendo R = 390 lb de tabla, mayor a R= 364.01 calculado, es conforme.

$$\frac{L}{2} = \frac{14}{2} = 7" = N$$

Con el dato Diámetro = 8"

De tabla (Anexo 1, tabla 1.13), Se verifica el diámetro del eje seleccionado y si está dentro de los diámetros sugeridos por CEMA.

Observamos que el máximo diámetro de eje de la polea recomendado es de  $2\frac{7}{16}$ , datos obtenidos según (CEMA Standard B105.1, 2015)

### **Verificación de Selección del Diámetro del Eje de Polea de Cola, por el Procedimiento de Deflexión del Eje.**

Sabiendo:

Ancho de faja en pulgadas = 18"



- B = Separación entre los centros de los rodamientos = C+L= 20” + 14” = 34”
- C = Ancho de polea = 20”
- R = 364.01lb

Para verificar el diámetro utilizamos el cálculo del diámetro mínimo del eje con la siguiente expresión:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Se recomienda los siguientes factores según (CEMA Standard B105.1, 2015)

Factor de seguridad F.S.= 1.5

Límite de fatiga del eje corregido ( $S_f$ )

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_{f^*}$$

$K_a$ =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

$$K_b = \text{Factor de tamaño} = (D)^{-0.19} = 0.93, D = 1\frac{7}{16}''$$

$K_c$ = Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1 %

$K_d$ = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo 5 °@1 0 °C)

$K_e$ = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de  $S_{f^*}$

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Considerando eje del material de Acero SAE 1045 y dureza Brinell < 200





Seleccionamos de (Anexo 1, tabla 1.14), chaveta perfilada  $K_f = 0.63$

$K_g =$  Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_{f^*} = 0.5$ ,  $S_u$  siendo  $S_u = 82,000$  psi (eje Acero SAE 1045)

$S_{f^*} = 0.5 \times 82000 = 41,000$  ps

$S_y = 45,000$  psi para acero SAE 1045.

M = Momento flector en  $\frac{lb}{pulg} = \frac{R \times A}{2}$ ; siendo R= 364.01

Con eje de  $1 \frac{7}{16}$  ",

Seleccionamos de (Anexo A, tabla A.32),

$A = N + 1 \frac{5}{8}$  ",  $A = 7 + 1.625 = 8.625$  "

por lo que;

Momento flector:  $M = \frac{R \times A}{2}$

$M = \frac{364.01 \times 8.625}{2} = 1569.81$  lbxpulg.

Momento Torsor:  $T = T_e \times r$ ,

siendo  $T_e = T_1 - T_2 = 1584.72 - 528.24 = 1056.48$  lb,

$r = \text{radio de la pole de cola} = \frac{8''}{2} = 4''$ ,

$T = 1056.48 \times 4'' = 4225.92$  lbxpulg.

Seleccionamos Acero SAE 1045,  $S_{f^*} = 41,000$  psi



Reemplazamos valores en:

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_f^*$$

$$S_f = 0.8 \times (D)^{-0.19} \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41000$$

$$S_f = 17300.61 \text{ psi}$$

Reemplazamos valores en fórmula de deflexión de eje, obtenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1569.81}{17300.61}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{4225.92}{45,000}\right)^2}}$$

$$D = 1.23''$$

De esta manera comprobamos que  $D_{min} = 1.23''$  es menor a  $\emptyset 1 \frac{7}{16}'' = 1.43''$ , obtenido por tabla

Por lo que es correcto la selección de diámetro de eje:

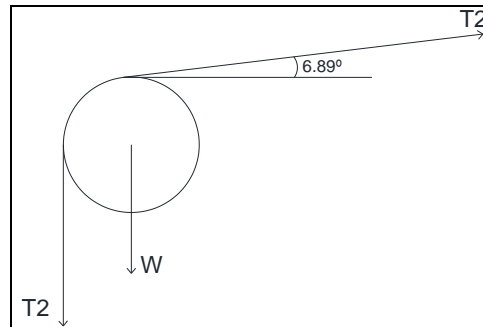
$$D = \emptyset 1 \frac{7}{16} = 1.4375'', \text{ ¡ok!}$$

### 4.1.10.3. Cálculo del Diámetro de Eje Utilizado en las Poleas

#### Deflectoras

#### Figura 56

*Fuerzas que actúan en las poleas deflectoras*



Nota: Producción personal

#### Cálculo de la Fuerza Radial Resultante Sobre las Poleas Deflectoras

Hallamos las fuerzas que actúan sobre la polea deflectora, los cuales son

$$T_2 = 528.24 \text{ y } W = ?$$

$$\sum F_x = T_2 \cos 6.89^\circ$$

$$\sum F_y = T_2 \sin 6.89^\circ - T_2 - w$$

Dando como fuerza resultante:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

Donde:

$R$  = fuerza radial resultante sobre la polea deflectora

$T_2$  = Fuerza de tensión en lados de polea deflectora



$W$  = peso de la polea deflectora

De (Anexo 1, tabla 1.11), calculamos  $w$ , con el diámetro de polea igual a 8" y ancho de faja 20", obtenemos un  $w = 45$  lb con un agujero máximo de  $\varnothing 2\frac{1}{2}$ ". Reemplazamos en:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{((T_2) \cos 6.89^0)^2 + ((T_2) \sin 6.89^0 - T_2 - w)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{((528.24) \cos 6.89^0)^2 + ((528.24) \sin 6.89^0 - 528.24 - 45)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = 731.43 \text{ lb}$$

Sabiendo:

- $A$ = Ancho de faja
- $B$ = Separación entre los centros de los rodamientos
- $C$ = Ancho de polea
- $R$ = Fuerza radial resultante
- $L = B - A$  (pulgadas)

Con los datos  $A=20$ " Y  $R=731.43$  lb ...

Ingresando a (Anexo 1, tabla 1.12), Seleccionamos:

- $L = 10$ "
- Diámetro de eje  $1\frac{11}{16}$ ,



siendo R de tabla 960 lb, mayor a  $R=731.43$  lb calculado, es conforme.

$$\frac{L}{2} = \frac{10}{2} = 5" = N$$

Con el dato de diámetro = 8"

De (Anexo 1, tabla 1.13),

Se verifica el diámetro eje seleccionado y este se encuentra dentro de los diámetros recomendados por CEMA.

Observamos que el máximo diámetro de eje de la polea recomendado es de 2

$$\frac{7}{16} "$$

Datos obtenidos según (CEMA Standard B105.1, 2015)

### **Verificación de Selección del Diámetro del Eje de Poleas deflectoras, por el Procedimiento de Deflexión del Eje.**

Ancho de faja en pulgadas = 18"

$$B = \text{Separación entre los centros de los rodamientos} = C+L = 20" + 10" = 30"$$

$$C = \text{Ancho de polea} = 20"$$

$$R = 731.43 \text{ lb}$$

Para verificar el diámetro utilizamos el cálculo del diámetro mínimo del eje con la siguiente expresión:



$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Se recomienda los siguientes factores según (CEMA Standard B105.1, 2015)

Factor de seguridad F.S.= 1.5

Límite de fatiga del eje corregido  $S_f$

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_f^*$$

$K_a$ =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

$K_b$ = Factor de tamaño =  $(D)^{-0.19} = 0.905$ ,  $D = 1\frac{11}{16}$ "

$K_c$ = Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1 %

$K_d$ = Factor de temperatura = 1 (rango de temperatura de trabajo 5 ° @ 1 0 °C)

$K_e$ = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de  $S_f^*$

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Considerando eje del material de Acero SAE 1045 y dureza Brinell < 200, Seleccionamos de tabla factor de concentración de esfuerzos de fatiga; chaveta perfilada  $K_f = 0.63$

$K_g$ = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_f^* = 0.5 \times S_u$  siendo  $S_u = 82,000$  psi (eje Acero SAE 1045)

$S_f^* = 0.5 \times 82000 = 41,000$  ps

$S_y = 45,000$  psi para acero SAE 1045.



M = momento flector en  $\frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = \frac{R \times A}{2}$ ; siendo  $R=731.430$ ,

con eje de  $\varnothing 1 \frac{11}{16}$ "

$A = N + 1 \frac{5}{8}$ " ,  $A = 5 + 1.625 = 6.625$ "

por lo que;

Momento flector:  $M = \frac{R \times A}{2}$

$M = \frac{731.430 \times 6.625}{2} = 2422.861 \text{ lbxpulg.}$

Momento Torsor:  $T = T_e \times r$

siendo  $T_e = T_1 - T_2 = 1584.72 - 528.24 = 1056.48 \text{ lb}$

$r = \text{radio de polea deflectora} = \frac{8"}{2} = 4"$ ,

$T = 1056.48 \times 4 = 4225.92 \text{ lbxpulg.}$

Seleccionamos Acero SAE 1045,  $S_f^* = 41,000 \text{ psi}$

Reemplazamos valores en:

$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_f^*$

$S_f = 0.8 \times (D)^{-0.19} \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41000$

$S_f = 16781.49 \text{ psi}$

Reemplazamos valores en fórmula de deflexión de eje, obtenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2422.861}{16781.94}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{4225.920}{45,000}\right)^2}}$$

$$D = 1.36''$$

De esta manera comprobamos que  $D_{min} = 1.36''$  es menor a  $\emptyset 1 \frac{11}{16}'' = 1.6875''$ , obtenido por tabla

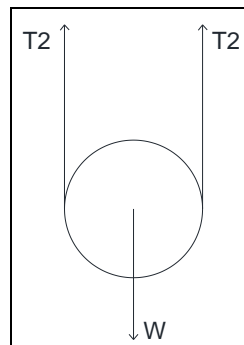
Por lo que es correcto la selección de diámetro de eje:

$$D = \emptyset 1 \frac{11}{16} = 1.68'', \text{ ¡ok!}$$

#### 4.1.10.4. Cálculo del Diámetro de Eje Utilizado en la Polea Tensora

##### Figura 57

*Fuerzas que actúan en las poleas deflectoras*



Nota: Producción personal

##### Cálculo de la Fuerza Radial Resultante Sobre la Polea Tensora

Hallamos las fuerzas que actúan sobre la polea deflectora:

$$T_2 = 528.24 \text{ y } W = ?$$

$$\Sigma F_x = 0$$





$$\sum F_y = 2T_2 - w$$

Dando como fuerza resultante:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

Donde:

$R$  = fuerza radial resultante sobre la polea de cola

$T_2$  = Fuerza de tensión en lados de polea tensora

$W$  = peso de la polea de tensora

De (Anexo 1, tabla 1.11), calculamos  $w$ , con el diámetro de polea igual a 8" y ancho de faja 20", obtenemos un  $w = 45$  lb con un agujero máximo de  $\varnothing 2\frac{1}{2}$ ". Reemplazamos en:

$$R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{(0)^2 + (2T_2 - w)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = \sqrt{(0)^2 + (2 \times 528.24 - 45)^2} \text{ (lb)}$$

$$R = 1011.480 \text{ lb}$$

Sabiendo:

- $A$  = Ancho de faja
- $B$  = Separación entre los centros de los rodamientos



- C= Ancho de polea
- R= Fuerza radial resultante

$$L = B - A \text{ (pulgadas)}$$

Con los datos A=20" Y R= 1011.480 lb

Ingresando a (Anexo 1, tabla 1.12), Seleccionamos:

- L= 10"
- Diámetro de eje  $1\frac{11}{16}$ ,

siendo R de tabla 1100 lb, mayor a R=1011.480 lb calculada, es conforme.

$$\frac{L}{2} = \frac{6}{2} = 3" = N$$

Con el dato de Diámetro= 8"

De (Anexo 1, tabla 1.13), se verifica el diámetro eje seleccionado y este se encuentra dentro de los diámetros recomendados por CEMA.

Observamos que el máximo diámetro de eje de la polea recomendado es de  $2\frac{7}{16}$ ", datos obtenidos según (CEMA Standard B105.1, 2015)

### **Verificación de Selección del Diámetro del Eje de Polea de Cola, por el Procedimiento de Deflexión del Eje.**

Sabiendo:

Ancho de faja en pulgadas = 18"

B = Separación entre los centros de los rodamientos = C+L= 20" + 6" = 26"



C = Ancho de polea = 20"

R = 1011.480 lb

Para verificar el diámetro utilizamos el cálculo del diámetro mínimo del eje con la siguiente expresión:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Se recomienda los siguientes factores según (CEMA Standard B105.1, 2015)

Factor de seguridad F.S.= 1.5

Límite de fatiga del eje corregido ( $S_f$ )

$$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_f^*$$

$K_a$ =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

$K_b$ = Factor de tamaño =  $(D)^{-0.19} = 0.91$ ,  $D = 1\frac{11}{16}$ "

$K_c$ = Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1 %

$K_d$ = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo 5 ° @1 0 °C)

$K_e$ = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de  $S_f^*$

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Considerando eje del material de Acero SAE 1045 y dureza Brinell < 200, seleccionamos de (Anexo 1, tabla 1.14), chaveta perfilada  $K_f= 0.63$



$K_g$  = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_{f^*} = 0.5 * S_u$  siendo  $S_u = 82,000$  psi (eje Acero SAE 1045)

$S_{f^*} = 0.5 * 82000 = 41,000$  ps

$S_y = 45,000$  psi para acero SAE 1045.

M = Momento flector en  $\frac{lb}{pulg} = \frac{R \times A}{2}$ ; siendo R= 1011.480

Con eje de  $1 \frac{11}{16}$  "

$A = N + 1 \frac{5}{8}$  ",  $A = 3 + 1.625 = 4.625$  "

por lo que;

Momento flector:  $M = \frac{R \times A}{2}$

$M = \frac{1011.480 \times 4.625}{2} = 2339.05$  lbxpulg.

Momento Torsor:  $T = T_e \times r$

siendo  $T_e = T_1 - T_2 = 1584.72 - 528.24 = 1056.48$  lb

$r = \text{radio de polea de cola} = \frac{8}{2} = 4$  "

$T = 1056.48 \times 4 = 4225.92$  lbxpulg.

Seleccionamos Acero SAE 1045,  $S_{f^*} = 41,000$  psi

Reemplazamos valores en:

$S_f = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times K_g \times S_{f^*}$



$$S_f = 0.8 \times (D)^{-0.19} \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41000$$

$$S_f = 16867.40 \text{ psi}$$

Reemplazamos valores en fórmula de deflexión de eje, obtenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1580.438}{16867.40}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{4225.920}{45,000}\right)^2}}$$

$$D = 1.23''$$

De esta manera comprobamos que  $D_{min} = 1.23''$  es menor a

$$\emptyset 1 \frac{11}{16}'' = 1.6875'', \text{ obtenido por tabla}$$

Por lo que es correcto la selección de diámetro de eje:

$$D = \emptyset 1 \frac{11}{16}'' = 1.6875'', \text{ ¡ok!}$$

#### 4.1.11. Cálculo del Templador de Gravedad

El templador es necesario en los transportadores de banda correctamente diseñados, ya que asegurara la tensión necesaria del lado flojo  $T_2$ , esto evitara que la correa se deslice, como también en el momento de la carga y otros puntos del transportador.

Calculamos la fuerza requerida de tensor automático o la fuerza del peso de este. Por CEMA utilizamos para cálculo la siguiente expresión:

$$W_g = \frac{2 \times T + W_f - W_p}{R}$$



Donde:

$W_g$  = Fuerza necesaria por el tensor.

T = Tensión de la cinta en el punto donde se instala: T2

$W_f$  = Fuerza para superar la fricción del carrito tensor.

$W_p$  = Fuerza asociada al peso del carrito del tensor, las poleas, el eje, entre otros componentes.

R = Ventaja mecánica.

Para un templador automático simple la ventaja mecánica R=1.

Teniéndose.

$$W_f = 0.10 \times P_c \times \cos \delta$$

$$W_p = P_c \times \sin \delta$$

Donde:

0.10 = Coeficiente de fricción

$\delta$  = Inclinación de la cinta transportadora

$P_c$  = Peso del tambor y carro guía = 1.4 x peso del tambor.

Por lo tanto:

$$P_c = 45lb \times 1.4 = 63 lb$$

$$T = T_2$$

$$\text{Reemplazando en: } W_g = \frac{2 \times T + W_f - W_p}{R}$$



$$W_g = \frac{2 \times 528.24 + (0.10 \times 63 \times \cos 6.89^\circ) - (63 \times \sin 6.89^\circ)}{1}$$

$$W_g = 1055.176 \text{ lb}$$

Interpretamos el resultado  $W_g = 1055.176 \text{ lb}$ , como la necesidad de que la fuerza suministrada por un contrapeso, principalmente de acero u otro material pesado, sea igual a la fuerza requerida  $W_g$ .

#### 4.1.12. Selección De La Banda Transportadora

Para determinar los espesores de cubierta, consideramos las propiedades del material a transportar, tales como:

- Tipo de material a transportar = roca chancada, considerado abrasivo
- Granulometría =  $\frac{1}{2}$ " a  $1\frac{1}{2}$ "
- Grado de recubrimiento = 2°

De (Anexo 1, tabla 1.16), seleccionamos para roca chancada, una cubierta exterior =  $\frac{3}{8}$ "

##### 4.1.12.1. Tensión de Faja

$$T_f = PIW = \frac{T_{\max}}{b}$$

Donde:



$$T_{\max} = T_1 =$$

Máxima fuerza de tensión de la correa cuando está en contacto con la polea

$$\text{motriz} = 1584.72 \text{ lb}$$

$$b = \text{Ancho de cinta en pulgadas} = 18''$$

$$T_f = PIW = \frac{1584.72 \text{ lb}}{18''}$$

$$T_f = 88.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

#### 4.1.12.2. Selección de Grado de la Cubierta

Según tablas (CEMA, 2016), y de acuerdo a nuestros requerimientos y al tipo de material con el que trabajaremos.

De (Anexo A, tabla A.8) seleccionamos el GRADO 2.

#### 4.1.12.3. Tipo De Faja

Nos apoyamos en las tablas (CEMA, 2016)

De (Anexo 1, tabla 1.9) Seleccionamos Empalme vulcanizado normal, 35 lb/pulg y Calculamos el número de pliegues

$$\text{Nro. Pliegues} = \frac{PIW}{\text{empalme}} = \frac{88.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}}{35 \frac{\text{lb}}{\text{pulg} \times \text{pliegue}}}$$

$$\text{Nro. Pliegues} = 2.25$$

$$\text{Nro. Pliegues} = 3$$



#### 4.1.12.4. Resistencia a la Rotura

por recomendación se adopta factor de seguridad = 5, Por ser de trabajo medio

se sabe:

$$PIW = \frac{T}{A} \text{ lb/pulg} = \frac{1584.72 \text{ lb}}{18"} = 88.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$\text{Multiplicamos por F.S. } PIW = F.S. \times PIW = 5 \times 88.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$PIW = 440.2 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = 77.092 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

#### 4.1.12.5. Temperatura de Operación

Seleccionamos banda EP, diseñadas para trabajar a la temperatura de operación mina a 5300 msnm y Temperatura= -11°C @ 11°C.)

#### 4.1.12.6. Selección de la Banda

Conforme a (Anexo A, tabla A.17), seleccionamos la banda de Poliéster-Nylon de tabla GOOD YEAR, para una resistencia a la rotura de 440.2 lb/pulg, corresponde una banda (Serie EP-250), Para una mayor resistencia en empalmes y a los esfuerzos en el arranque a que estará sometida la faja, finalmente se selecciona Faja EP- 800/3, con 3 pliegues, resistencia 457.0 lb/pulg, espesores de carcasa de 5.3 mm y un factor de impacto de 8000 lb-pulg



Siendo la resistencia de rotura 440.2 lb/pulg, < 457.0 lb/pulg, resistencia escogida. Es ¡conforme!

#### **4.1.13. Distancia Mínima de Transición**

Cuando se mueve el último rodillo hacia una posición de artesa curvada cerca de la polea terminal, los extremos de la cinta se elongan, lo que incrementa la tensión en los bordes externos. Si esta tensión supera el límite elástico, los bordes se estirarán y deformarán plásticamente, lo que puede ocasionar problemas de alineación. En contraste, si los rodillos curvados están demasiado alejados de la polea terminal, existe la posibilidad de que la carga se vierta.

##### **4.1.13.1. Porcentaje del valor de la tensión**

Porcentaje de la tensión = Resistencia a Rotura real dividida por la Resistencia a Rotura seleccionada.

Resistencia de Rotura real = 440.2 PIW (Tensión requerida en empalme de polea motriz). Resistencia a rotura seleccionada= 457 PIW (Tensión de faja seleccionada EP-800/3).

$$\% \text{ del valor de Tensión} = (440.2 / 457) \times 100 = 96.32 \%$$

Con este valor de porcentaje 96.32 % y artesa de 35°.

Seleccionamos de (Anexo 1, tabla 1.15), Distancia mínima de transición = 1.6b Siendo b = ancho de faja =18".



Por lo tanto: Distancia mínima= $1.6 \times 18'' = 28.8'' = 731.52$  mm. Las estaciones de transición deben ser colocadas a  $731.52 \pm 5$  mm, con respecto a la distancia desde el centro del eje neutro de las poleas de cola y motriz, respectivamente.

#### **4.1.14. Selección de Limpiador de Correa**

Teniendo en cuenta que el material abrasivo a transportar es roca chancada compuesta por minerales, metales y piedra, es necesario instalar limpiador primario, secundario y en v, para así garantizar el mayor tiempo de vida útil de los componentes involucrados

##### **4.1.14.1. Selección de Limpiador Primario.**

Para escoger los limpiadores, consultamos el catálogo de FLEXCO (Flexco, 1907).

Utilizando los parámetros que se detallan a continuación:

- Ancho de faja: 18''
- Velocidad de la banda= 4.21 ppm
- Diámetro de la polea Motriz= 10''
- Rango de temperatura=  $-11^\circ$  a  $11^\circ\text{C}$ ,

Consultamos el catálogo FLEXCO y seleccionamos Limpiador EZP-LS, con una velocidad máxima de 500 ppm, ancho de banda (12'' – 60'')



#### **4.1.14.2. Selección de Limpiador Secundario.**

De acuerdo a catálogo de FLEXCO y con las mismas características que se utilizó para el limpiador primario. Seleccionamos limpiador secundario chevron, con una velocidad máxima de 500 ppm, ancho de banda (18” – 84”)

#### **4.1.14.3. Selección de limpiador en V.**

Por su aplicabilidad necesaria en:

Cuidar de la polea de cola, descargar los desechos y el agua hacia ambos lados de la banda, elimina cualquier problema de rebote.

Seleccionamos limpiador flexco en arado V, para anchos de banda (18” – 96”)

#### **4.1.15. Selección de Faldón de Carga**

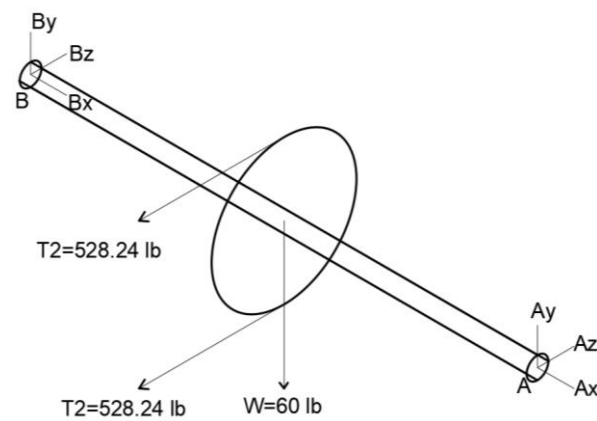
De catálogo (Flexco, 1907) seleccionamos faldón por ser de necesaria utilización puesto que sella completamente la zona de carga, es resistente al material a transportar, Seleccionamos RMC1 o Flex-Lok

#### 4.1.16. Cálculo y Selección de Rodamientos y Soportes

##### 4.1.16.1. Rodamientos y Soportes en Polea Motriz:

**Figura 58**

*Reacciones en los apoyos en el eje de polea motriz*



Nota: Producción personal

Cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos A y B, asumiendo que la polea motriz se encuentra en equilibrio

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_z = (T_2 + T_1) \cos 6.89^\circ$$

$$\sum F_y = (T_2 + T_1) \sin 6.89^\circ + w$$

Analizando la figura tenemos:

$$\sum F_x = 0$$



$$\sum F_z = (A_z + B_z) - (T_2 + T_1) \cos 6.89^\circ = 0$$

$$(A_z + B_z) - (528.24 + 1584.72) \cos 6.89^\circ = 0$$

$$A_z = 1048.85 \text{ lb} , B_z = 1048.85 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = (A_y + B_y) - (T_2 + T_1) \operatorname{sen} 6.89^\circ - W = 0$$

$$(A_y + B_y) - (528.24 + 1584.72) \operatorname{sen} 6.89^\circ - 60 = 0$$

$$A_y = 156.739 \text{ lb} , B_y = 156.739 \text{ lb}$$

**Calculamos la resultante en la siguiente ecuación:**

$$R_A = \sqrt{(\sum A_y)^2 + (\sum A_z)^2} \text{ (lb)} = \sqrt{(156.739)^2 + (1048.85)^2} \text{ (lb)}$$

$$R_A = 1060.497 \text{ lb} = 4.717 \text{ KN}$$

$$R_B = \sqrt{(\sum B_y)^2 + (\sum B_z)^2} \text{ (lb)} = \sqrt{(156.739)^2 + (1048.85)^2} \text{ (lb)}$$

$$R_B = 1060.497 \text{ lb} = 4.717 \text{ KN}$$

Le damos un factor de seguridad para el cálculo del 20%

$$P = 1060.497 \text{ lb} \times 1.2$$

$$P = 1272.596 \text{ lb} = 5660 \text{ N}$$

Vida nominal básica

$$L_n = \left( \frac{10^6}{60 \times n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^e$$



Donde:

$L_n$  = Asumimos vida útil de 100 000 h = aprox. 11.41 años

$n$  = Velocidad a la que trabajara el rodamiento en rpm = 1.61 rpm

$C$  = Parámetro de cálculo

$P$  = Carga inicial de cálculo

$e$  = Coeficiente dependiendo al tipo de rodamiento,  $e_{\text{bolas}} = 3$

Para hallar  $C$ , despejamos y obtenemos de la fórmula inicial:

$$C = \left( \frac{L_n \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{e}} \times P$$

$$C = \left( \frac{100\,000 \times 60 \times 1.61}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 5660\,N$$

$$C = 12.054\,KN$$

De acuerdo a nuestro resultado  $C = 12.054\,KN$  y el diámetro de eje  
 $= \varnothing 2 \frac{3}{16}'' = 55.56\,mm$ ,

Ingresamos a tablas SKF

De anexo 1 tabla 1.18, seleccionamos:

Rodamiento de bolas a rótula 1213 EKTN9, de acuerdo a tabla A.20  
el diámetro de eje requerido tiene una capacidad de carga radial de 27.6 KN,  
puesto que lo requerido es de 12.054 KN, entonces la selección es adecuada.

El rodamiento cuenta con manguito de fijación tipo HA 213 y Anillo de fijación 2 por soporte tipo FRB 14/120

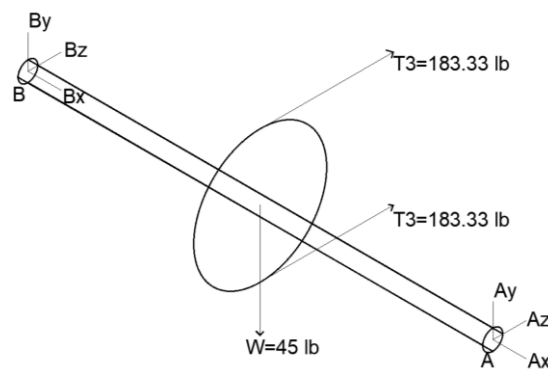
De anexo 1 tabla 1.19 seleccionamos:

- Soporte: SNL 513-611
- Obturaciones: TSN 513 GA
- Tapa lateral: ASNH 513-611

#### 4.1.16.2. Rodamientos y Soportes en Polea de Cola:

##### Figura 59

*Reacciones en los apoyos en el eje de polea de cola*



Nota: Producción personal

Cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos A y B, asumiendo que la polea de cola se encuentra en equilibrio, siendo la resultante  $R = 364.005 \text{ lb}$ , consideramos:

$$R_A = 182.005 \text{ lb} = 0.81 \text{ KN}$$

$$R_B = 182.005 \text{ lb} = 0.81 \text{ KN}$$

Le damos un factor de seguridad para el cálculo del 20%

$$P = 182.005 \text{ lb} \times 1.2$$





$$P = 218.406 \text{ lb} = 971.514 \text{ N}$$

Vida nominal básica

$$L_n = \left( \frac{10^6}{60 \times n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^e$$

Donde:

$L_n$  = Asumimos vida útil de 100 000 h = aprox. 11.41 años

$n$  = Velocidad a la que trabajara el rodamiento en rpm = 1.61

$C$  = Parámetro de cálculo

$P$  = Carga inicial de cálculo

$e$  = Coeficiente dependiendo al tipo de rodamiento,  $e_{\text{bolas}} = 3$

Para hallar  $C$ , despejamos y obtenemos de la fórmula inicial:

$$C = \left( \frac{L_n \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{e}} \times P$$

$$C = \left( \frac{100\,000 \times 60 \times 1.61}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 971.514 \text{ N}$$

$$C = 2.069 \text{ KN}$$

De acuerdo a nuestro resultado  $C = 2.069 \text{ KN}$  y el diámetro de eje

$= \varnothing 1 \frac{7}{16}'' = 36.513 \text{ mm}$ , ingresamos a tablas SKF:

De anexo 1 tabla 1.21, seleccionamos:

Rodamiento de bolas a rótula 1209 EKTN9, de acuerdo a anexo 1 tabla 1.23 tiene una capacidad de carga radial de 19 KN, puesto que lo requerido es de 2.069 KN, entonces la selección es adecuada. El rodamiento cuenta con manguito de fijación tipo HA 209 y Anillo de fijación 2 por soporte tipo FRB 5.5/85

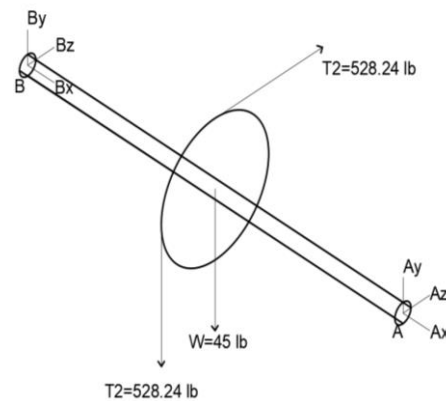
De anexo 1 tabla 1.22 seleccionamos:

- Soporte: SNL 509
- Obturaciones: TSN 509 GA
- Tapa lateral: ASNH 509

#### 4.1.16.3. Rodamientos y Soportes en Polea Deflectora:

##### Figura 60

*Reacciones en los apoyos en el eje de poleas deflectoras*



Nota: Producción personal

Cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos A y B, asumiendo que la polea deflectora se encuentra en equilibrio, siendo la resultante  $R = 731.43$  lb, consideramos:



$$R_A = 365.715 \text{ lb} = 1.627 \text{ KN}$$

$$R_B = 365.715 \text{ lb} = 1.627 \text{ KN}$$

Le damos un factor de seguridad para el cálculo del 20%

$$P = 365.715 \text{ lb} \times 1.2$$

$$P = 438.86 \text{ lb} = 1952.128 \text{ N}$$

Vida nominal básica

$$L_n = \left( \frac{10^6}{60 \times n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^e$$

Donde:

$L_n$  = Asumimos vida útil de 100 000 h = aprox. 11.41 años

$n$  = Velocidad a la que trabajara el rodamiento en rpm = 1.61

$C$  = Parámetro de cálculo

$P$  = Carga inicial de cálculo

$e$  = Coeficiente dependiendo al tipo de rodamiento,  $e_{\text{bolas}} = 3$

Para hallar  $C$ , despejamos y obtenemos de la fórmula inicial:

$$C = \left( \frac{L_n \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{e}} \times P$$

$$C = \left( \frac{100\,000 \times 60 \times 1.61}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 1952.128 \text{ N}$$

$$C = 4.158 \text{ KN}$$

De acuerdo a nuestro resultado  $C = 4.158 \text{ KN}$  y el diámetro de eje  $= \varnothing 1 \frac{11}{16}'' = 42.863 \text{ mm}$ , ingresamos a tablas SKF....

De anexo 1 tabla 1.24, seleccionamos:

Rodamiento de bolas a rótula 1210 EKTN9, que de acuerdo a tabla A.26 tiene una capacidad de carga radial de 22.9 KN, puesto que lo requerido es de 4.158 KN, entonces la selección es adecuada. El rodamiento cuenta con manguito de fijación tipo HA 210 y Anillo de fijación 2 por soporte tipo FRB 10.5/90

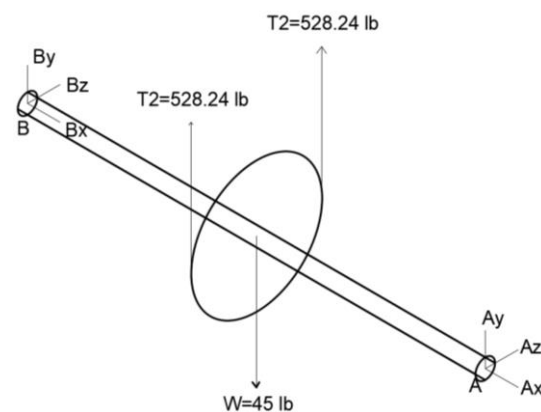
De anexo 1 tabla 1.25, seleccionamos:

- Soporte: SNL 510-608
- Obturaciones: TSN 510 GA
- Tapa lateral: ASNH 510-608

#### 4.1.16.4. Rodamientos y Soportes en Polea Tensora:

##### Figura 61

*Reacciones en los apoyos en el eje de polea tensora*



Nota: Producción personal



cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos A y B, asumiendo que la polea deflectora se encuentra en equilibrio, siendo la resultante  $R = 1011.480 \text{ lb}$ , consideramos:

$$R_A = 505.74 \text{ lb} = 2.25 \text{ KN}$$

$$R_B = 505.74 \text{ lb} = 2.25 \text{ KN}$$

Le damos un factor de seguridad para el cálculo del 20%

$$P = 505.74 \text{ lb} \times 1.2$$

$$P = 606.88 \text{ lb} = 2699.56 \text{ N}$$

Vida nominal básica

$$L_n = \left( \frac{10^6}{60 \times n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^e$$

Donde:

$L_n$  = Asumimos vida útil de 100 000 h = aprox. 11.41 años

$n$  = Velocidad a la que trabajara el rodamiento en rpm = 1.61

$C$  = Parámetro de cálculo

$P$  = Carga inicial de cálculo

$e$  = Coeficiente dependiendo al tipo de rodamiento,  $e_{\text{bolas}} = 3$

Para hallar  $C$ , despejamos y obtenemos de la fórmula inicial:

$$C = \left( \frac{L_n \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{e}} \times P$$



$$C = \left( \frac{100\,000 \times 60 \times 1.61}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 2462.61 \text{ N}$$

$$C = 5.749 \text{ KN}$$

De acuerdo a nuestro resultado  $C = 5.749 \text{ KN}$  y el diámetro de eje  $= \varnothing 1 \frac{11}{16}'' = 42.863 \text{ mm}$ , ingresamos a tablas SKF....

De Tabla anexo 1 tabla 1.24, seleccionamos:

Rodamiento de bolas a rótula 1210 EKTN9, que de acuerdo a tabla A.26 tiene una capacidad de carga radial de 22.9 KN, puesto que lo requerido es de 4.158 KN, entonces la selección es adecuada. El rodamiento cuenta con manguito de fijación tipo HA 210 y Anillo de fijación 2 por soporte tipo FRB 10.5/90

De anexo 1 tabla 1.25, seleccionamos:

- Soporte: SNL 510-608
- Obturaciones: TSN 510 GA
- Tapa lateral: ASNH 510-608

#### **4.1.17. Cálculo y Selección del Sistema de Accionamiento**

Según el cálculo de la potencia del motor  $Pot: 0.172 \text{ hp}$

Considerando una eficiencia mecánica del reductor del 95%

$$\text{Se tiene } Pot = \frac{0.172}{0.95} = 0.181 \text{ Hp.}$$



Por lo que seleccionamos un motor eléctrico WEG de  $0.5 \text{ cv} = 0.49315 \text{ Hp}$ ,  
por ser el inmediato superior comercial

#### **4.1.17.1. Determinación del Número de Vueltas (RPM) de la Polea de Accionamiento**

Tenemos:

$$\text{RPM} = \frac{V}{\pi \times D}$$

Donde:

RPM = Número de vueltas por minuto de la Polea de accionamiento.

V = Velocidad de transporte en pies/min, calculado.

D = Diámetro externo de la polea motriz en pies

Determinado mediante la consideración de los datos de las especificaciones técnicas y el cálculo de D, tenemos:

$$V = 4.21 \text{ ppm}$$

$$D = 10'' = 10'' / 12 = 0.833 \text{ pies}$$

Luego reemplazando los valores obtenemos:

$$\text{RPM} = \frac{4.21}{3.1415 \times 0.833} = 1.61 \text{ RPM}$$

Requiriéndose un reductor de

$$0.5 \text{ CV} \hat{=} 0.4931 \text{ HP} = 0.37 \text{ Kw}$$



$$\text{Relación de reducción } \frac{1750}{1.61} = 1086.95$$

De (anexo 1, Tabla 1.27), con un motor eléctrico de 0.37 Kw – 1750 rpm y relación de reducción de 1086.95, Seleccionamos:

Motorreductor SEW, Código: G58460 con características técnicas: 1.69 rpm, relación de transmisión de 1034, por ser el inmediato superior comercial.

#### 4.1.17.2. Cálculo y Selección del Acoplamiento:

De acuerdo a nuestros datos:

Potencia del motor = 0.5 HP

Velocidad resultante del motorreductor en la salida = 1.61 RPM

Basándonos a la fórmula del catálogo Rexnord

$$\text{Torque nominal} = \frac{\text{HP} \times 63000}{\text{RPM}}$$

$$\text{Torque nominal} = \frac{0.5 \times 63000}{1.61} = 19565.217 \text{ lb} - \text{pulg.}$$

Torque de operacion = F. S. × torque nominal

Seleccionamos factor de servicio de acuerdo a tabla de Rexnord,

F.S.= 1.5 (Para faja transportadora)

$$\begin{aligned} \text{Torque de operación} &= 1.5 \times 19565.217 \text{ lb} - \text{pulg} = \\ &29347.826 \text{ lb} - \text{pulg} \end{aligned}$$





Con el torque de operación=  $29347.826 \text{ lb} - \text{pulg}$  y el diámetro del eje de polea motriz =  $\emptyset 2 \frac{15}{16}'' = 2.937''$ ,

De (Anexo 1, Tabla 1.28), Optamos por un acoplamiento Falk de tipo Steelflex modelo T10, tamaño 1090T con  $33\,000 \text{ lb} - \text{pulg}$ .

#### **4.1.18. Cálculo y Selección de la Estructura Para el Transportador**

Es habitual económicamente, tomar en cuenta la altura aceptable de la estructura de 24'' o 42'' (61cm o 106.6cm). A alturas de transportador de hasta 12 ft (3.65 m), utilizamos 24'' (61 cm) para la estructura y a alturas mayores de 12 ft utilizaremos estructuras de 42'' (106.6cm)

De acuerdo a la altura de nuestro transportador utilizaremos estructuras de 24'' (61cm), con una longitud de transportador =  $13 \text{ m} = 42.65 \text{ ft}$ , seleccionamos el diseño óptimo de estructura según (Anexo 1, Tabla 1.29).

Teniendo como referencia el cuadro del catálogo (Martin, 1998) y el programa Robot Structural, se optó por elegir primera sección a 20 ft y la segunda sección a 20 ft, contando con una sola sección lateral.

##### **4.1.18.1. Especificaciones de Estructuras**

Se utilizarán:

- Largueros de perfil C (3''x4.1). detallando (3'' alma) x (0.17'' espesor) x (1.41'' de ala) y (4.1lb/ft de peso), material de acero ASTM A-36



- Se optará por utilizar celosías de tipo Pratt en las secciones estructurales. Con perfil L (2"x2"x1/8") y (1.65lb/ft de peso), material de acero ASTM A-36
- columnas de perfil C (3"x4.1). detallando (3" alma) x (0.17" espesor) x (1.41" de ala) y (4.1lb/ft de peso), material de acero ASTM A-36.
- Aceros de la empresa "ACEROS AREQUIPA", ya que dicha empresa comercializa los tipos de acero requerido.

#### 4.1.18.2. Cálculo de la Carga Viva:

$$\text{Peso del material: } 20.95 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \times 42.65 \text{ ft} = 893.5175 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de la faja: } 6.75 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \times 42.65 \text{ ft} = 287.887 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de polea motriz} = 60 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de polea de cola} = 45 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de poleas deflectoras: } 45 \times 2 = 90 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de poleas tensora: } 45 = 45 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de estaciones de polines CIT } 35^\circ \text{ (impacto) } 100\text{lb} \times 4 = 400 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de estaciones de polines CNT } 35^\circ \text{ (carga)=} 100\text{lb} \times 6 = 600 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de estaciones de polines CAT } 35^\circ \text{ (autoalineante)=} 120\text{lb} \times 1 = 120 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de estaciones de polines CNT } 20^\circ \text{ (transición) } 100\text{lb} \times 2 = 200 \text{ lb}$$

$$\text{Peso de estaciones de polines RNS (retorno)=} 43.427\text{lb} \times 3 = 130.31\text{lb}$$



Peso de estaciones de polines RAS (autoalineante)=110lb x 1 = 110 lb

Contrapeso para templador de gravedad = 1055.176 lb

TOTAL: = 4036.85 lb

#### 4.1.18.3. Cálculo de la Carga Muerta:

Largueros C (3"x4.1), 4.1 lb/ft x 42.65ft x 4unid. = 699.46 lb

Columnas C (3"x4.1), 4.1 lb/ft x 24.248ft = 99.42 lb

Diagonales, transversales, postes L (2"x2"x1/8") = 451.06lb

TOTAL: = 1249.94 lb

**Carga Por Viento 5% De C.V.** (Villacorta Corcuera, 2019) = 201.8425lb

**Carga Por Nieve (S)** = 537.74 lb

Según (E.020 Cargas, 2020) el valor mínimo para superficies menores a 15° la carga de diseño  $Q_t$  sobre la proyección horizontal se establecerá como  $Q_s$  (carga básica de nieve)

$$Q_t = Q_s$$

$$Q_s = 0.40 \text{ KPa}$$

$$Q_t = 0.40 \text{ KPa}$$

Calculamos la carga uniformemente distribuida en toda el área de la cinta transportadora



$$A_f = 0.46m \times 13m = 5.98 m^2$$

$$S = A_f \times Q_t = 0.40 KPa \times 5.98 m^2 = 2.39 KN$$

$$S = 537.74 lb$$

Donde:

$Q_t$  = carga de diseño

$Q_s$  = carga sobre el suelo

$A_f$  = área de la faja

$C_n$  = carga por nieve

**Otras Cargas:** motorreductor, templadores, carro guía, etc. 10% CV = 403.685 lb

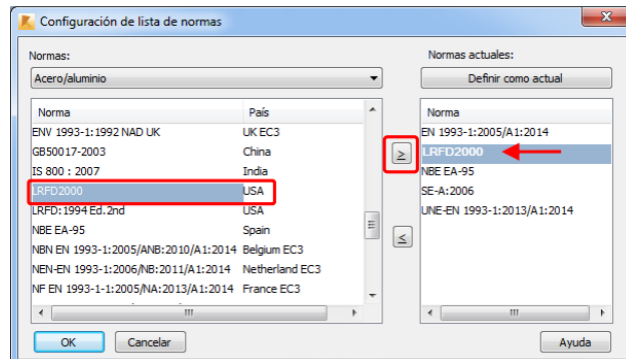
**Total, carga requerida = 7119.29 lb**

#### **4.1.19. Análisis y Diseño Estructural Mediante Método LRFD con el Programa Robot Structural**

El método LRFD (Load and Resistance Factor Design) es una técnica empleada para el diseño de estructuras metálicas que cuenta con amplia aceptación a nivel global, en las figuras 62 y 63, se visualiza la configuración del método LRFD y la normativa ASCE 7-10 en el programa Robot Structural.

**Figura 62**

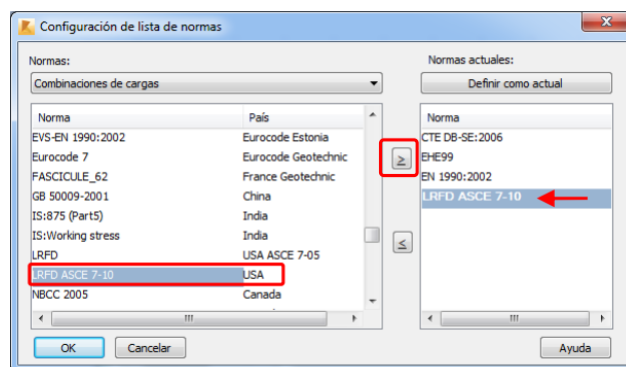
*Configuración del método LRFD en Robot Structural*



Nota: Producción personal

**Figura 63**

*Configuración de la norma LRFD ASCE 7-10 en Robot Structural*



Nota: Producción personal

#### **4.1.19.1. Normas Empleadas:**

- Perfiles Americanos AISC 15.0
- Propiedades mecánicas ASTM A36.

#### **4.1.19.2. Perfiles Utilizados:**

- Larguero superior : C (3x4.1)
- Larguero inferior : C (3x4.1)
- Diagonales : L (2x2X0.125)

- Transversales : L (2x2X0.125)
- Postes : L (2x2X0.125)
- Columnas : C (3x4.1)

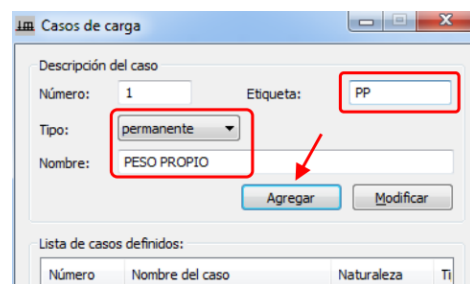
#### 4.1.19.3. Casos de Carga

##### Carga Muerta (D)

El programa nos permite la configuración y el cálculo del tipo de carga en el programa Robot Structural

##### Figura 64

*Creación del tipo de carga permanente o muerta, en Robot Structural*



Fuente: Producción personal

El peso propio de la estructura, calculado por el programa, es;  $D = 1939.18 \text{ lb}$

##### Carga Viva (L):

Asumimos la carga viva calculada más la carga “otros”

$$L = C.V. + C. \text{ otros} = 4036.85 \text{ lb} + 403.685 = 4440.535$$

calculamos la carga por partes iguales en las 2 cerchas

$$C_1 = \frac{4440.535}{2} = 2220.268 \text{ lb} = 9.876 \quad ; \quad C_2 = \frac{4440.535}{2} = 2220.268 \text{ lb} = 9.876 \text{ kn}$$

Distribuimos la carga calculada en los 13 m de cada cercha

$$C_{d1} = \frac{9.876}{13 \text{ m}} = 0.76 \frac{\text{KN}}{\text{m}} ; C_{d2} = \frac{9.876}{13 \text{ m}} = 0.76 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

### Figura 65

*Carga viva distribuida*



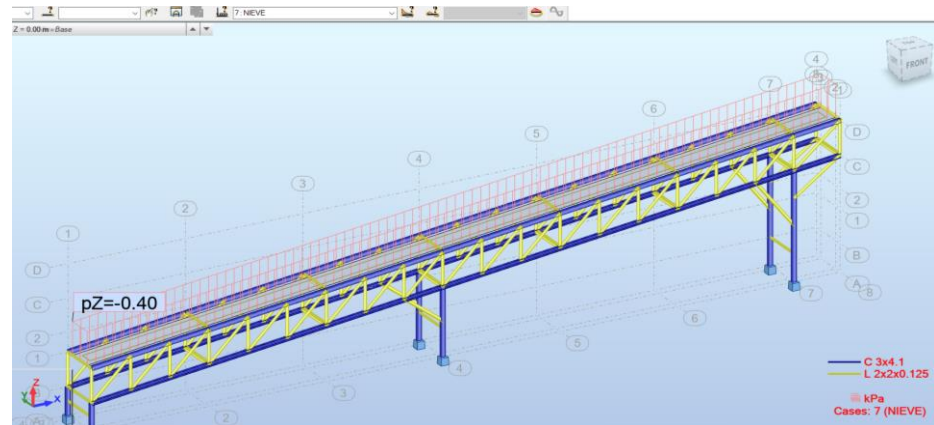
Nota: Producción personal

### Carga por Nieve (S):

Se considera la carga por nieve, por ser una zona de altas probabilidades de nieve. Según lo establecido en la norma E020, tomamos en cuenta la carga de nieve distribuida sobre la superficie de la banda,  $S = 40 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$ , en la figura 66, se visualiza la carga distribuida por nieve.

**Figura 66**

*Carga por nieve, distribuida*



Nota: Producción personal

#### 4.1.19.4. Diseño del Acero Estructural

De acuerdo con el método LRFD, necesitamos seguir las pautas de la normativa ASCE 7-10 para determinar las combinaciones de carga.

#### Combinaciones Para Estado Límite Ultimo (ULS)

Las combinaciones destinadas al estado límite ultimo comprenden:

- $U_1 = 1.4 D$
- $U_2 = 1.2 D + 1.6 L + 0.5 S$
- $U_3 = 1.2 D + 1.0 L + 1.0 W + 0.5 S$

Donde:

D = Carga muerta

L = carga viva

S = carga por nieve

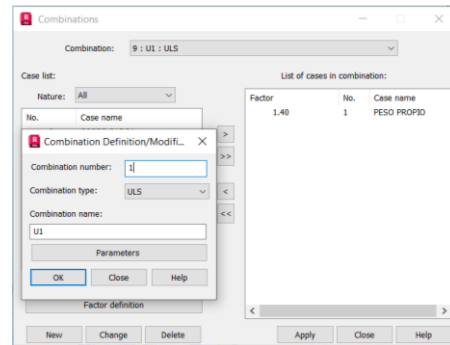
W = carga por viento



Procedemos a crear las combinaciones de carga para ULS, en el software

**Figura 67**

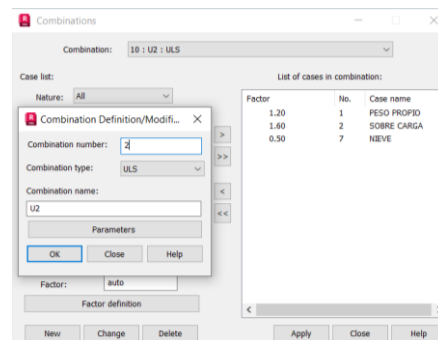
*Combinación de carga 1*



Nota: Producción personal

**Figura 68**

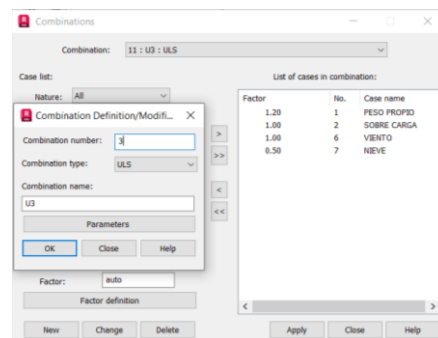
*Combinación de carga 2*



Nota: Producción personal

**Figura 69**

*Combinación de carga 3*



Nota: Producción personal



### **Verificación de Secciones:**

La confirmación de secciones involucra aplicar las fórmulas y los factores de seguridad definidos en el método LRFD para evaluar la seguridad de los componentes estructurales. Esta es una manera directa de determinar si las secciones que empleamos cumplen con los requisitos de carga y combinaciones del diseño.

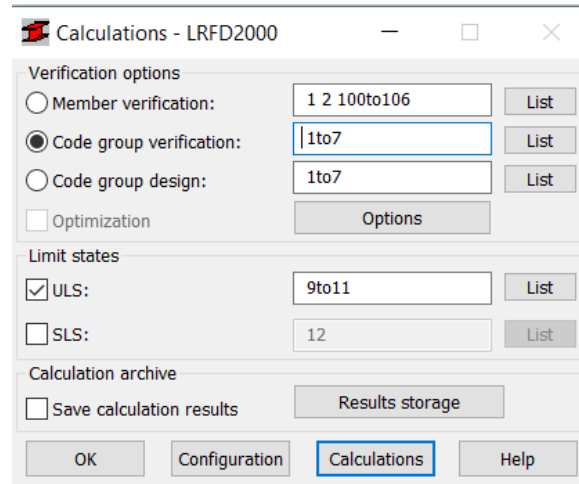
Para la verificación de secciones se formaron grupos de elementos estructurales, tales como:

- Grupo 1.- Largueros Superior
- Grupo 2.- Largueros Inferior
- Grupo 3.- Postes
- Grupo 4.- Diagonales
- Grupo 5.- Columnas
- Grupo 6.- Riostras
- Grupo 7.- Transversales

En la figura 70 se observa la verificación por medio de simulación y cálculo de los grupos de elementos estructurales

**Figura 70**

*Verificación de los grupos de secciones*



Nota: Producción personal

**Figura 71**

*Resultado de la verificación de secciones desde el punto de vista resistente*

LRFD2000 - Code Group Verification ( ULS ) 1to7

Results Messages

Member	Section	Material	Lay	Laz	Ratio	Case
Code group : 1 LARGUEROS SUPERIOR						
4	C 3x4.1	ASTM - A36	68.98	202.76	0.27	10 U2
Code group : 2 LARGUEROS INFERIOR						
11	C 3x4.1	ASTM - A36	68.31	200.77	0.31	10 U2
Code group : 3 POSTES						
74	L 2x2x0.125	ASTM - A36	38.71	38.71	0.07	11 U3
Code group : 4 DIAGONALES						
21	L 2x2x0.125	ASTM - A36	61.55	61.55	0.08	10 U2
Code group : 5 COLUMNAS						
115 BARRA ELS	C 3x4.1	ASTM - A36	65.94	193.81	0.16	10 U2
Code group : 6 RIOSTRAS						
116 BARRA ELS	L 2x2x0.125	ASTM - A36	71.39	71.39	0.04	10 U2
Code group : 7 TRANSVERSALES						
125 BARRA ELS	L 2x2x0.125	ASTM - A36	46.96	46.96	0.09	11 U3

Calc. Note Close

Help

Ratio

Analysis Map

Calculation points

Division: n = 3

Extremes: none

Additional: none

Nota: Producción personal

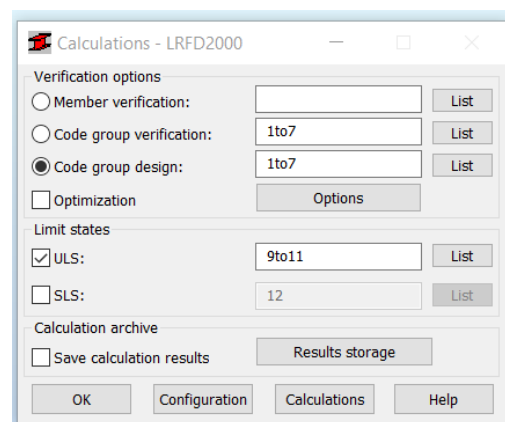
En la figura 71, el programa nos muestra el símbolo para los grupos de secciones. Entonces, la sección designada pasa la evaluación en términos de resistencia. Con el porcentaje de carga(ratio) que el perfil está soportando en comparación con su capacidad máxima.

## Diseño por Estado Límite Ultimo (ULS) – Método LRFD

Se seleccionó el dimensionamiento por grupos. El programa calculará secciones óptimas para estados límites últimos (ULS) con las combinaciones de carga U1, U2 Y U3

**Figura 72**

*Cálculo de secciones óptimas para ULS*



Nota: Producción personal

**Figura 73**

*Dimensionamiento óptimo de las secciones*

Member	Section	Material	Lay	Laz	Ratio	Case
<b>Code group : 1 LARGUEROS SUPERIOR</b>						
4	C 3x3.5	ASTM - A36	67.40	205.43	0.31	10 U2
	C 3x4.1		68.98	202.76	0.27	
<b>Code group : 2 LARGUEROS INFERIOR</b>						
11	C 3x3.5	ASTM - A36	66.74	203.42	0.35	10 U2
	C 3x4.1		68.31	200.77	0.31	
<b>Code group : 3 POSTES</b>						
74	L 2x2x0.125	ASTM - A36	38.71	38.71	0.07	11 U3
	L 2x2x0.1875		39.20	39.20	0.05	
<b>Code group : 4 DIAGONALES</b>						
21	L 2x2x0.125	ASTM - A36	61.55	61.55	0.08	10 U2
	L 2x2x0.1875		62.33	62.33	0.05	
<b>Code group : 5 COLUMNAS</b>						
115 BARRA ELS_115	C 3x3.5	ASTM - A36	64.43	196.37	0.17	10 U2
	C 3x4.1		65.94	193.81	0.16	
<b>Code group : 6 RIOSTRAS</b>						
116 BARRA ELS_116	L 2x2x0.125	ASTM - A36	71.39	71.39	0.04	10 U2
	L 2x2x0.1875		72.29	72.29	0.02	
<b>Code group : 7 TRANSVERSALES</b>						
125 BARRA ELS_125	L 2x2x0.125	ASTM - A36	46.96	46.96	0.09	11 U3
	L 2x2x0.1875		47.55	47.55	0.06	

Nota: Producción personal



El programa nos presenta dos alternativas de perfiles que satisfacen los requisitos estructurales, junto con los porcentajes de carga correspondientes, por conveniencia se selecciona las secciones primeramente utilizadas, ya que cumplen con las solicitaciones requeridas y es una sección con dimensión estándar que cuenta “Aceros Arequipa Perú”.

### **Diseño por Estado Límite de Servicio (SLS) – Método LRFD**

El diseño se realizó para estado límite de servicio, para lo cual se creó una combinación de cargas apropiadas para este fin.

La ASCE indica que podemos tomar en cuenta las cargas muertas y vivas actuando al mismo tiempo, la combinación será la siguiente:

$$SERV = D + L$$

$$U_4 = 1.0 D + 1.0 L$$

Donde:

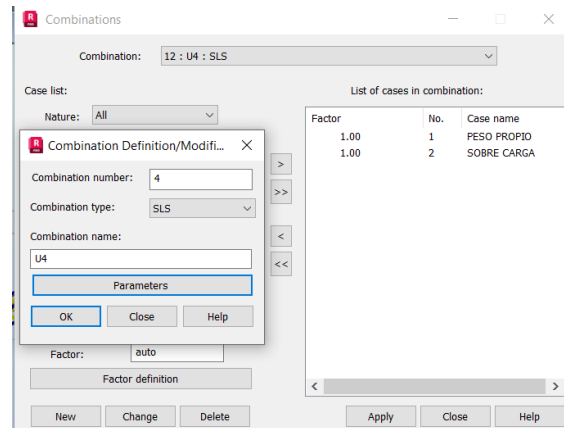
$D =$  *Carga muerta*

$L =$  *carga viva*

Procedemos a crear la combinación de carga para SLS. En el programa Robot Structural

**Figura 74**

*Creación de combinación de carga para (SLS)*



Nota: Producción personal

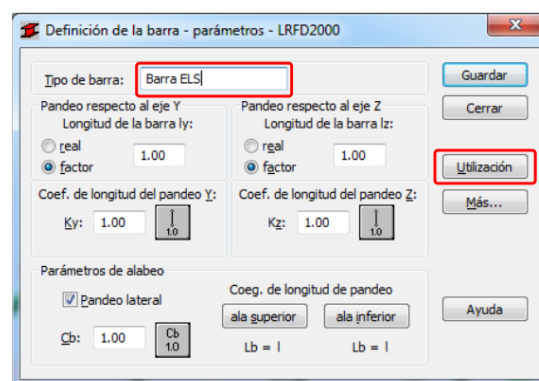
Antes de realizar los cálculos estructurales, es fundamental definir los niveles aceptables de deformación para los elementos estructurales, los cuales son:

- Flecha de barra
- Desplazamiento de los nudos

Se introdujo un nuevo tipo de barra para definir los criterios de servicio, y luego se aplicó este tipo a todos los elementos de la estructura.

**Figura 75**

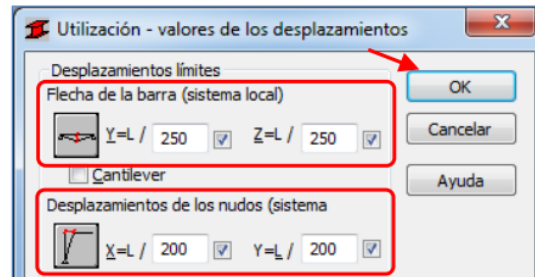
*Creación de barra para (SLS)*



Nota: Producción personal

**Figura 76**

*Creación de límites de flecha y desplazamiento de nudos*



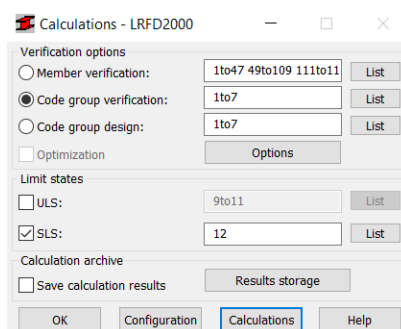
Nota: Producción personal

Se configuró flechas límites de  $L/250$  y desplazamientos límites  $L/200$ , son valores que cumplen con los estándares establecidos por la normativa en determinadas condiciones de uso. Ahora, todos los elementos tienen este tipo de barra asignado.

Después de haber configurado la combinación de servicio y asignado el tipo de barra con los límites correspondientes de servicio, seleccionamos la opción SLS y elegimos el caso de carga 4 (combinación U4).

**Figura 77**

*Cálculo de secciones por estado límite de servicio*



Nota: Producción personal

## Figura 78

*Resultado del cálculo de secciones por estado límite de servicio*

LRFD2000 - Code Group Verification ( SLS ) 1to7

Results Messages

Member	Section	Material	Ratio(uy)	Case (uy)	Ratio(uz)	Case (uz)	Ratio(vx)	Case (vx)	Ratio(vy)	Case (vy)
Code group : 1 LARGUEROS SUPERIOR										
108	C 3x4.1	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.01	12 U4	0.00	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 2 LARGUEROS INFERIOR										
1	C 3x4.1	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.01	12 U4	0.01	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 3 POSTES										
103	L 2x2x0.125	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.00	12 U4	0.04	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 4 DIAGONALES										
100	L 2x2x0.125	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.00	12 U4	0.03	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 5 COLUMNAS										
144 BARRA ELS	C 3x4.1	STEEL	0.00	12 U4	0.02	12 U4	0.08	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 6 RIOSTRAS										
47 BARRA ELS	L 2x2x0.125	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.01	12 U4	0.04	12 U4	0.00	12 U4
Code group : 7 TRANSVERSALES										
121 BARRA ELS	L 2x2x0.125	ASTM - A36	0.00	12 U4	0.00	12 U4	0.00	12 U4	0.00	12 U4

Nota: Producción personal

Los resultados proporcionados por Robot Structural confirman que los perfiles elegidos satisfacen completamente los estados límites de servicio.

### 4.1.19.5. Análisis Estructural

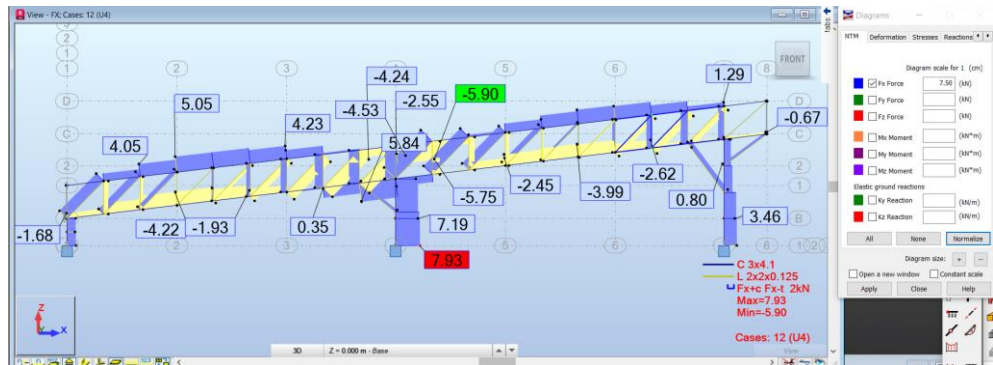
#### Fuerza Cortante

Una vez calculada la estructura, sometemos a la estructura a un análisis estructural. En la figura 79 podemos apreciar el diagrama de fuerza cortante sometido a la carga muerta, carga viva, carga por viento y carga por nieve.



**Figura 79**

*Diagrama de fuerza cortante*



Nota: Producción personal

Las fuerzas cortantes máxima y mínima que actúan sobre los nodos son:

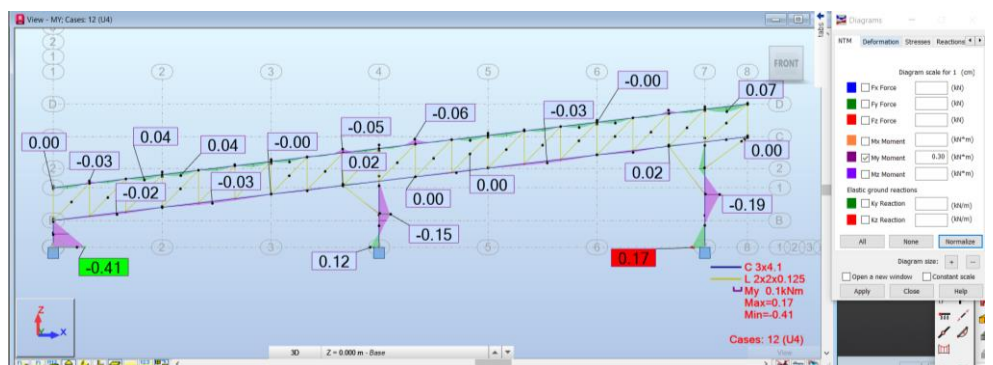
- fuerza cortante máximo = 7.93 KN
- fuerza cortante mínimo = -5.90 KN

### Momento Flector

La figura 80 exhibe el diagrama de momento flector debido a las cargas

**Figura 80**

*Diagrama de momento flector*



Nota: Producción personal

Los momentos flectores, máximo y mínimo que actúan sobre los nodos, son los siguientes:

- Momento flector máximo =  $0.17 \frac{KN}{m}$
- Momento flector mínimo =  $- 0.41 \frac{KN}{m}$

### Deformaciones

La figura 81 muestra la deformación máxima de 3.10 mm y mínima de 0.06 mm, que sufren los perfiles debido a las cargas.

### Figura 81

*Deformaciones sobre los elementos estructurales*



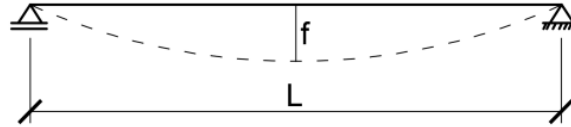
Nota: Producción personal

### Desplazamiento Límite

El desplazamiento límite se evalúa mediante la flecha de la barra, que indica cuánto se desvía con respecto a la geometría original.

## Figura 82

*Desplazamiento entre 2 puntos de apoyo*



Nota: Producción personal

Para este diseño de estructura contamos con dos tramos de secciones iguales de 20 ft o 6.10 m

Primer tramo:

$$f_1 = \frac{L}{250} = \frac{6.10}{250} = 0.0244 \text{ m} = 24.4 \text{ mm}$$

En la figura 81 observamos que en el primer tramo la deformación máxima es igual a 1.88 mm < 24.4 (desplazamiento límite), por lo que el desplazamiento de 1.88 mm está en lo permisible, ¡ok!

Segundo tramo:

$$f_2 = \frac{L}{250} = \frac{6.10}{250} = 0.0244 \text{ m} = 24.4 \text{ mm}$$

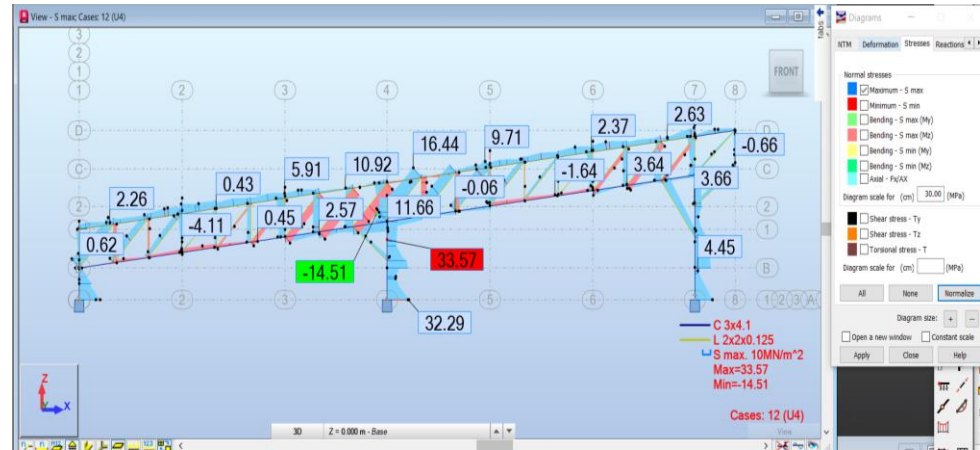
En la figura 81 observamos que en el segundo tramo la deformación máxima es igual a 3.10 mm < 24.4 (desplazamiento límite), por lo que el desplazamiento de 3.10 mm está en lo permisible, ok!

## Tensiones Normales

La figura 61 muestra el diagrama de tensiones normales debido a las cargas

**Figura 83**

*Tensiones normales*



Nota: Producción personal

El análisis de tensiones arroja los valores de esfuerzos máximos y mínimos siguientes:

- Esfuerzo máximo =  $33.57 \frac{MN}{m^2}$
- Esfuerzos mínimos =  $-14.51 \frac{MN}{m^2}$

El límite de fluencia de los perfiles de la marca Aceros Arequipa que se propuso como elementos estructurales es de:

$$\text{Límite de fluencia} = 250 \frac{MN}{m^2}$$

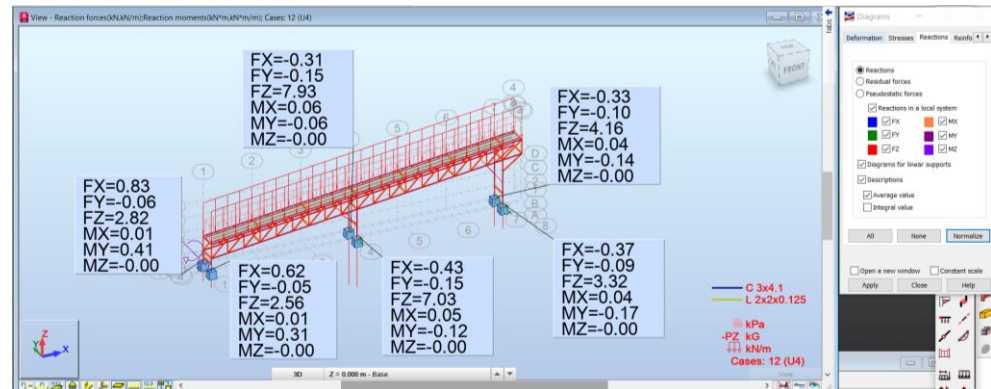
Por lo que el esfuerzo máximo calculado de  $33.57 \frac{MN}{m^2} < 250 \frac{MN}{m^2}$ . Está

dentro de lo permisible. ¡OK!

## Reacciones y Momentos en los Apoyos

Figura 84

Reacciones y momentos en los puntos de apoyo de la estructura



Nota: Producción personal

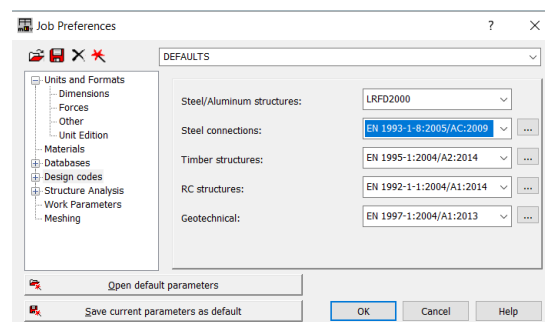
### 4.1.19.6. Uniones Soldadas

Para esta estructura utilizaremos la soldadura tipo filete, ya que es más resistente a la tensión y la compresión, Con espesor de soldadura de 5 mm aprox.

La normativa utilizada en Robot Structural para calcular las uniones de acero es la que corresponde al Euro código EN 2005/AC 2009

Figura 85

Selección de la norma de uniones de acero EN 1993-1-8:2005/AC:2009



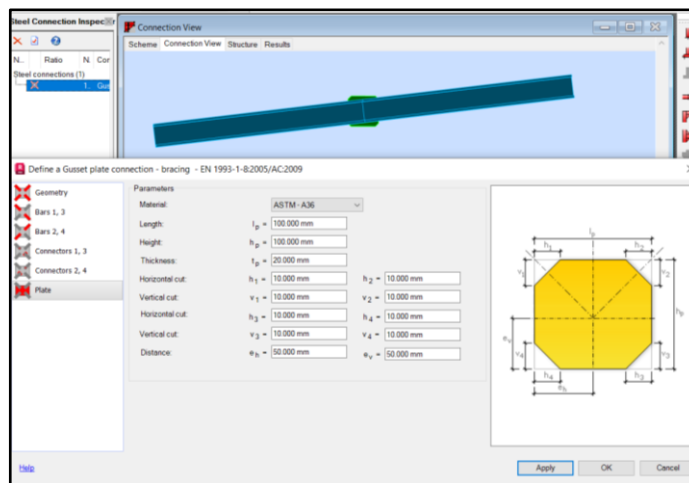
Nota: Producción personal

## Unión Viga-Viga

La figura 86 muestra las dimensiones de la plancha de unión que se utilizó para la unión de las vigas de la estructura

### Figura 86

*Selección de plancha de 20 mm de espesor, para unión viga-viga*

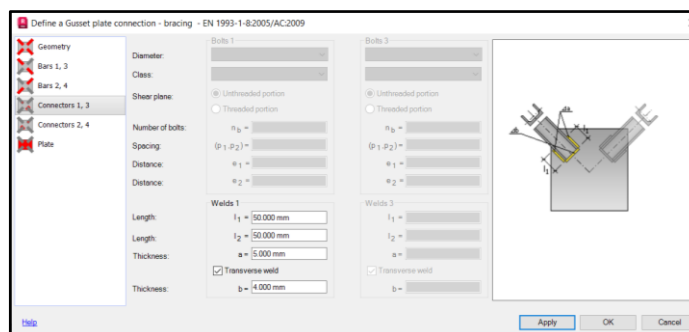


Nota: Producción personal

En la figura 87 muestra la configuración del largo L1 y L2 igual a 50 mm en ambos casos, espesor a = 5 mm y espesor transversal b = 4 mm de la soldadura en ambas vigas.

### Figura 87

*Sección de soldadura en vigas*



Nota: Producción personal

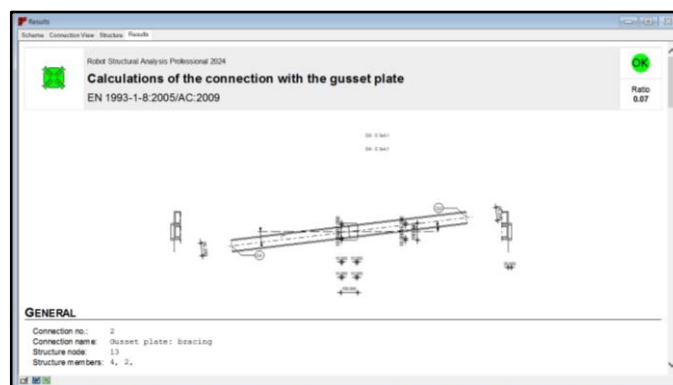
## Comprobación de la Unión Soldada

Después de establecer la forma y los elementos de la unión soldada, se llevó a cabo una evaluación para determinar si cumple con los requisitos estructurales de la normativa elegida.

Cargamos los casos de carga y activamos las combinaciones de cálculo ya creadas con anterioridad. Para luego realizar el cálculo de la unión soldada

### Figura 88

*Sección de soldadura en vigas*



Nota: Producción personal

La figura 88 evidencia que la unión soldada satisface con todos los requisitos estructurales, con una relación de resistencias de 0.07 (extremadamente prudente), ¡ok!

#### 4.1.19.7. Placa y Pernos de Anclajes

Para el diseño de placas y pernos de anclaje en Robot Structural, se optó por elegir un nudo que incluye un soporte y su columna correspondiente. Para lo cual añadiremos pernos de anclaje de  $\frac{3}{4}$ " y placas de espesor de 19

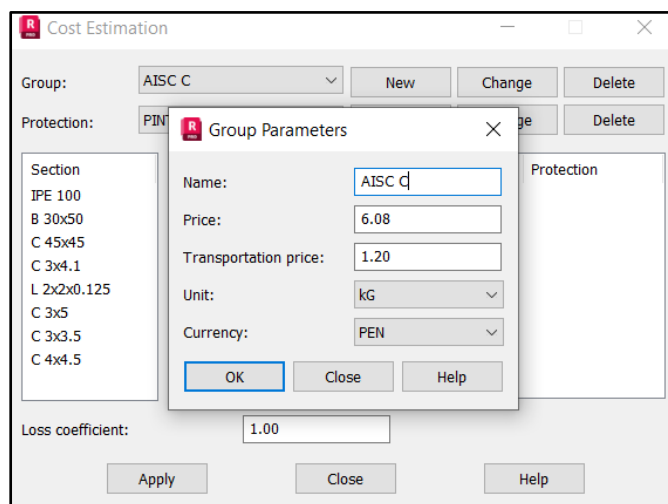
mm, en los nudos que contienen apoyo y columna. Como cimentación se opta por dimensiones del bloque de 0.30x0.30x0.30 m y un concreto con resistencia a la compresión de  $210 \frac{Kg}{cm^2}$

#### 4.1.20. Costos de la Estructura

Para el presupuesto de los perfiles estructurales, se calculó utilizando el programa Robot Structural

#### Figura 89

*Creación de los grupos de perfiles y sus precios de material y transporte*



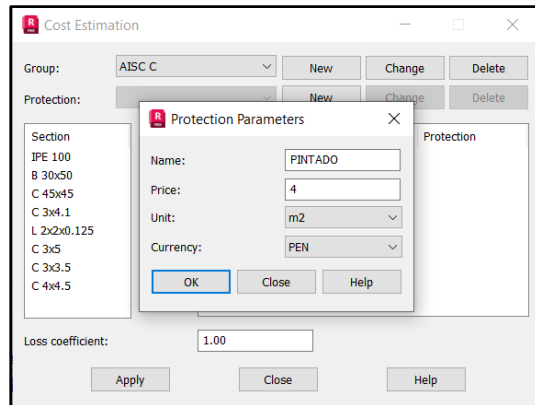
Nota: Producción personal

La figura 89 evidencia la creación de los tipos de perfiles utilizados, precios de los perfiles de S/. 6.08 por kg, según empresa aceros Arequipa y precio del transporte de S/. 1.20 por kg según empresa de transportes SHALOM



**Figura 90**

*Creación de los parámetros para la protección de los perfiles estructurales*

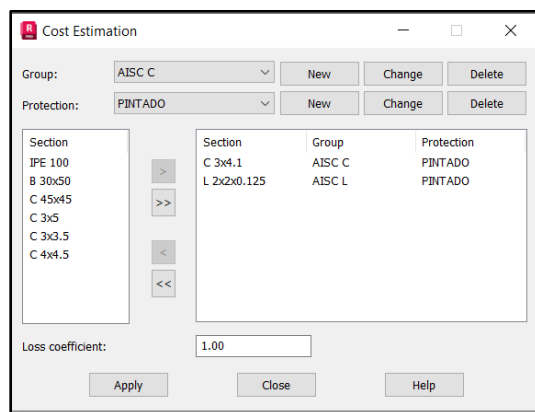


Nota: Producción personal

La figura 90 evidencia la creación de los parámetros para la protección de los perfiles estructurales, esto incluye la aplicación de pinturas, barnices, productos anticorrosivos, y similares

**Figura 91**

*Asignación del coeficiente por pérdida de material*



Nota: Producción personal

Una vez seleccionado los perfiles que componen la estructura y los costos de estos, introducimos un coeficiente de 1 para tener en cuenta la pérdida de material debido a cortes u otros factores. La tabla 5 exhibe el costo estimado de la estructura.



**Tabla 5**

*Costos de la estructura*

<b>Sección</b>	<b>Masa (KG)</b>	<b>Precio del material (KG)</b>	<b>Material transportado</b>	<b>Precio de protección</b>	<b>Precio total</b>
C 3x4.1	363.17	2208.09	435.81	66.67	2710.57
L 2x2x0.125	199.89	1215.33	239.87	64.31	1519.51
<b>Total</b>	<b>563.06</b>	<b>3423.42</b>	<b>675.68</b>	<b>130.98</b>	<b>4230.08</b>

Nota: Producción personal

#### 4.1.21. Costo Total del Proyecto

**Tabla 6**

*Costo de la faja transportadora*

<b>Elemento</b>	<b>N° de estaciones</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio total</b>
POLIN (CNT - 20°)	2	S/ 200.00	S/ 400.00
POLIN (CNT - 35°)	6	S/ 200.00	S/ 1,200.00
POLIN (CIT - 35°)	4	S/ 300.00	S/ 1,200.00
POLIN (RNS)	3	S/ 100.00	S/ 300.00
POLIN (CAT)	1	S/ 400.00	S/ 400.00
POLIN (RAS)	1	S/ 180.00	S/ 180.00
POLEA MOTRIZ	1	S/ 740.00	S/ 740.00
Chumacera (SNL 513-611 )	2	S/ 112.20	S/ 224.40
Rodaminto (1213 EKTN9)	2	S/ 17.20	S/ 34.41
POLEA DE COLA	1	S/ 480.00	S/ 480.00
Chumacera (SNL 509 )	2	S/ 63.58	S/ 127.16
Rodaminto (1209 EKTN9)	2	S/ 11.22	S/ 22.44
POLEA DEFLECTORA	2	S/ 300.00	S/ 600.00
Chumacera (SNL 510-608)	2	S/ 69.19	S/ 138.38
Rodaminto (1210 EKTN9)	2	S/ 12.72	S/ 25.43
POLEA TENSORA	1	S/ 480.00	S/ 480.00
Chumacera (SNL 510-608)	2	S/ 69.19	S/ 138.38
Rodaminto (1210 EKTN9)	2	S/ 12.72	S/ 25.43
FAJA	1	S/ 798.20	S/ 798.20
ESTRUCTURA	1	S/ 4,230.08	S/ 4,230.08
<b>TOTAL</b>			<b>S/ 11,744.31</b>

Nota: Producción personal



#### 4.1.22. Resumen de Resultados

En relación a los objetivos de este estudio se obtuvo los siguientes resultados:

**Para el objetivo general:** “Diseñar y seleccionar los componentes mecánicos de una faja transportadora, para el acarreo de roca chancada para la empresa de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L.” se logró diseñar y seleccionar los componentes para una faja transportadora de 13 m de longitud con una capacidad de 2.4 Tn/h de roca chancada y una inclinación de 6.83°.

**Para el primer objetivo:** de “Seleccionar los accesorios y equipos adecuados para el diseño de la faja transportadora.” se han diseñado y seleccionado cuidadosamente los componentes que se describirán a continuación:

**Banda:**

- Good Year (EP- 800/3), con 3 pliegues y ancho de la Banda de 18"

**Poleas:**

- Polea motriz de  $\text{Ø } 10''$  y eje de acero C1045 de  $\text{Ø } 2\frac{3}{16}''$ .
- Polea de cola de  $\text{Ø } 8''$  y eje acero C1045 de  $\text{Ø } 1\frac{7}{16}''$ .
- Polea deflectora y tensora de  $\text{Ø } 8''$  y eje de acero C1045 de  $\text{Ø } 1\frac{11}{16}''$ .

**Chumaceras o soportes de pie:**

- Chumacera para eje de polea motriz tipo SNL 513-611 con rodamiento tipo 1213 EKTN9.
- Chumacera para eje de polea de cola tipo SNL 509 con rodamiento tipo 1209 EKTN9.



- Chumacera para ejes de polea tensora y deflectora tipo SNL 510-608 con rodamiento tipo 1210 EKTN9.

**Polines o rodillos:**

- Polines de carga, transición, impacto y retorno de  $\varnothing 5''$
- Inclinación de los Rodillos de  $35^\circ$  para carga e impacto y  $20^\circ$  para transición

**Templador:**

- Templador de gravedad de 1055.176 lb,

**Motor eléctrico:**

- Motor eléctrico trifásico SEW G58460 de 0.5 HP para el accionamiento de la polea motriz.
- Motorreductor SEW, Código: G58460
- Acople Falk tipo Steelflex T10, Tamaño 1090T

**Para el segundo objetivo:** de “Diseñar y simular los bastidores y la estructura para la faja transportadora usando el software Robot Structural.” Se considero conveniente elegir la armadura tipo Pratt como soporte estructural, empleando los siguientes perfiles de la marca aceros Arequipa:

- Largueros pratt (Perfil C 3"x4.1)
- Columnas (Perfil C 3"x4.1)
- Riostras, diagonales pratt y postes pratt (Perfil L 2"x2"x1/8")



#### 4.1.23. Validación de Hipótesis

Los resultados obtenidos en relación a las hipótesis planteadas en el presente estudio son los siguientes:

**Hipótesis General:** “Aplicando el método de CEMA es posible diseñar el sistema de transporte por medio de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada y usando el software Robot Structural se puede diseñar los bastidores y estructura.” esta hipótesis es válida, ya que el análisis de los resultados es satisfactorio. Por lo tanto, con el diseño de la faja transportadora es factible proponer la construcción e instalación del transportador requerido por la empresa de beneficios mineros kory Anca E.I.R.L.

**Primera Hipótesis Específica:** "Aplicando el método de CEMA es posible diseñar el sistema de transporte por medio de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada." Esta hipótesis también es válida, como se evidenció en el análisis de los resultados la metodología CEMA es óptima para el diseño de los componentes de las fajas transportadoras.

**Segunda Hipótesis Específica:** "Utilizando el software Robot Structural se puede diseñar los bastidores y estructura." Esta hipótesis es válida igualmente, como se evidenció en el análisis estructural realizado por el software.

## 4.2. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Concluido el trabajo de investigación del diseño de una faja transportadora para el acarreo de roca chancada para la empresa de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L., se tiene en consideración para el diseño de la faja transportado el análisis del material a transportar, la utilización de tablas CEMA, así como también el software Robot Structural apoyado en el método LRFD (Load and Resistance Factor Design)

Al realizar el diseño de la faja transportadora de 13 m de longitud con una capacidad de 2.4 Tn/h de roca chancada, el empleado de la empresa ya no tendría que cargar manualmente los materiales, evitando así el esfuerzo físico y reduciendo el riesgo de accidentes laborales.

Ramón (2016) señala que la introducción de las cintas transportadoras aporta un valor significativo en términos de seguridad tanto para el personal como para los equipos. Así mismo Arévalo y Teófilo (2018) indican que la instalación de fajas transportadoras conlleva un aumento notable en la producción. Sin embargo, también señalan que este incremento puede resultar en la reducción de empleos, por lo que es necesario proporcionar capacitación al personal para que puedan desempeñar otras funciones.

Guinde (2017), señala que las cintas transportadoras ayudan a prevenir que los trabajadores se vean sometidos a cargas excesivas, lo cual es una tarea común en cualquier entorno laboral y puede ser la causa de lesiones y fatiga física, ya sea de forma repentina o acumulativa. Estas lesiones tienen una mayor incidencia en la región lumbar de la espalda, Héctor (2015) menciona que una vez que el sistema de banda transportadora propuesto está en funcionamiento, puede manejar y transportar toda la materia prima depositada sobre ella,



lo que implica solo una modificación parcial del proceso de producción. Además, puede transportar una mayor cantidad de materia prima, lo que contribuirá a aumentar la eficiencia del proceso y, como resultado, mejorar la rentabilidad, Chilán (2014) describe una alternativa de mejora que implica la introducción de bandas transportadoras. Esto resultaría en una disminución del personal de carga y descarga del 36% al 18%, con una reubicación del personal restante en otras áreas, lo que generaría un ahorro económico para la empresa. Los autores señalan que, si bien la implementación de este sistema conlleva una reducción del personal, también mejora la producción industrial, lo que a su vez incrementa la rentabilidad.

Al considerar la correlación entre los diversos autores y los hallazgos de esta investigación, es evidente que la aplicación del método CEMA junto con el uso del software Robot Structural en la integración de una máquina industrial, como la faja transportadora, puede contribuir al desarrollo sostenible de las industrias modernas, promoviendo su competitividad y aumentando su fiabilidad. Esta implementación garantizará una mayor seguridad, calidad y eficiencia en la producción.



## V. CONCLUSIONES

**PRIMERA:** Utilizando la metodología CEMA y el software Robot Structural, se logró diseñar y seleccionar los componentes adecuados para una faja transportadora de 13 metros de longitud, con una inclinación de  $6.83^\circ$ , para el acarreo de 2.4 Tn/h de roca chancada. En conclusión, el uso de estas dos herramientas proporciona un diseño eficiente y confiable, cumpliendo con altos estándares de calidad para el acarreo de roca chancada.

**SEGUNDA:** Con el método CEMA, se logró diseñar y seleccionar los accesorios y equipos adecuados para una faja transportadora. Durante esta fase se utilizó ecuaciones de cálculo, tablas, y recomendaciones CEMA, que hicieron que este estudio sea óptimo y confiable.

**TERCERA:** Utilizando el software Robot Structural, se logró diseñar y simular los bastidores y la estructura para la faja transportadora. En este proceso, se recalcularon las estructuras sujetas a cargas extremas o esfuerzos críticos, y se demostró mediante cálculos que no hubo fallos; todas cumplen con las normas de seguridad y además tenían un coeficiente de seguridad óptimo para llevar a cabo los trabajos. Se consideró necesario incluir un sistema de soporte tipo Pratt, para el cual se realizaron los cálculos pertinentes. Este sistema se montó utilizando una armadura con diagonales, postes verticales y largueros principales. Se eligieron perfiles utilizando el criterio de tensión, empleando pruebas de fluencia, fractura, flexión y fuerza cortante mediante el método LRFD. Se observó que la prueba de flexión fue la más exigente.





## VI. RECOMENDACIONES

**PRIMERA:** Es aconsejable recolectar adecuadamente los datos iniciales, como el material a transportar, la capacidad necesaria, la temperatura del material, el tiempo de operación, la longitud y la configuración de la faja transportadora, ya que estos datos influirán significativamente en el diseño y la elección de los componentes mecánicos de las fajas transportadoras.

**SEGUNDA:** Se recomienda utilizar normas y catálogos, entre otros recursos, como complemento a la metodología CEMA para lograr un diseño óptimo y una correcta selección de los diversos componentes de una faja transportadora. Además, se aconseja reemplazar los rodillos dañados por otros del mismo tipo, ya sean de impacto, carga, transición o retorno, debido a que son los que más se desgastan.

**TERCERA:** Se sugiere considerar todos los casos de carga que afectan a este tipo de estructuras para un buen análisis estructural. Asimismo, se propone a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica adquirir las licencias del software Robot Structural, ya que es de mucha utilidad para el diseño y simulación de estructuras de material metálico, madera, concreto, etc. Para este proyecto de investigación, se utilizó el software con una licencia de estudiante.



## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aceros Arequipa. (Abril de 2020). *AcerosArequipa*. Obtenido de 2020:  
<https://acerosarequipa.com/sites/default/files/fichas/2020-09/hoja-tecnica-angulos-estructurales.pdf>
- AISC - American Institute of Steel Construction. (2016). *Specification for Structural Steel Buildings*. Chicago, Estados Unidos de America. Obtenido de  
<https://www.aisc.org/globalassets/aisc/publications/standards/a360-16-spec-and-commentary.pdf>
- Asociacion Latinoamericana del Acero. (2010). *Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero*. Santiago, Chile. Obtenido de  
[https://www.academia.edu/32787016/Manual\\_AISC](https://www.academia.edu/32787016/Manual_AISC)
- Ballón Salazar, D. G. (2015). *Diseño y Selección de una Faja Tripper para un Sistema de Transporte de Concentrado de Cobre con Capacidad de 600 Ton/Hr [Tesis de Ingeniería, Universidad Católica de Santa María]*. Repositorio Institucional. Obtenido de <https://repositorio.ucsm.edu.pe/handle/20.500.12920/3007>
- Bustinza Gamero, P. I., & Márquez Chávez, J. D. (2019). *Mejora Tecnológica para Transporte de Material Minado con Capacidad de 30000 Toneladas/Día y una Distancia de 4 Kilómetros [Tesis de pre grado, Universidad Católica de Santa María]*. Repositorio institucional. Obtenido de  
<https://repositorio.ucsm.edu.pe/handle/20.500.12920/9084>
- CEMA. (1997). *"Belt Conveyors for Bulk Materials" 5ta edición, 7ma edición*.
- CEMA. (26 de Agosto de 2015). *CEMA ESTANDAR B-105*. Recuperado el 12 de Diciembre de 2023, de Cemanetuat: <https://www.cemanetuat.com/wp-content/uploads/2019/06/CEMA-B105.1-2015-REVIEW-2019.pdf>
- CEMA. (14 de Abril de 2016). *Belt Conveyors for Bulk Materials*. (Vol. 1). (S. Diaz Duarte, Trad.) Obtenido de FLIPHTML5: <https://fliphtml5.com/ucie/wbqd>



- CEMA Standard B105.1. (26 de Agosto de 2015). *Especificaciones para poleas transportadoras de acero soldadas con cubos tipo compresion*. Obtenido de Cematuat: <https://www.cemanetuat.com/wp-content/uploads/2019/06/CEMA-B105.1-2015-REVIEW-2019.pdf>
- Chegg. (23 de Noviembre de 2023). *Chegg.com*. Obtenido de <https://www.bing.com/images/search?view=detailV2&ccid=%2BFXbR8uy&id=209A0750B0C9959638AC3C1F6FC554B8F0DF73C0&thid=OIP.-FXbR8uyuMqg-4YUZYjiKQHAEb&mediaurl=https%3A%2F%2Fmedia.cheggcdn.com%2Fmedia%2F62c%2F62c131e7-649f-4b2f-bf4b-e8337d18f6f3%2Fphp9SbFl7&cdn>
- Colque Huillca, W. (2018). *Diseño del tramo de descarga de una faja transportadora tipo troughed de 26 m de longitud y ancho de correa de 48 pulgadas evaluada por CEMA standard 550 [Tesis de pre grado, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa]*. Repositorio Institucional. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/8747>
- E.020 Cargas. (Diciembre de 2020). *Departamento de Normalización*. Obtenido de Estado Peruano: <https://www.gob.pe/institucion/sencico/informes-publicaciones/887225-normas-del-reglamento-nacional-de-edificaciones-rne>
- ECORSA. (2016). *Fajas transportadoras*.
- Flexco. (1907). *Limpiador*. Obtenido de Flexco socios en productividad: <https://www.flexco.com/NA/ES/Flexco.htm>
- García Carbajal, O. D. (2013). *Diseño de una faja transportadora de 48 pulgadas de ancho y 328 pies de longitud para transportar zinc a 1200 t/h de capacidad de diseño [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de Ingeniería]*. Repositorio Institucional, Lima. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.14076/13497>
- Gómez M, R. A., & Correa E, A. A. (2011). *Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento en empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos [Tesis, Universidad*



*Nacional de Colombia*]. Repositorio Institucional. Obtenido de  
<https://repositorio.unal.edu.co/handle/unal/40341>

González, J., Mendez, L. F., Fonseca, J. P., & Hernández, R. T. (2019). *Armadura tipo Pratt*. Obtenido de Tecnológico de Monterrey:  
[https://www.academia.edu/41126474/Armadura\\_Pratt](https://www.academia.edu/41126474/Armadura_Pratt)

Good Year. (1999). *Correas Pylon EP*. Obtenido de GoodYear Productos de Ingeniería:  
[https://www.goodyearrubberproducts.com/spanishpdfs/plylon\\_total.pdf](https://www.goodyearrubberproducts.com/spanishpdfs/plylon_total.pdf)

Hernandez Sampieri, R., Fernandez Collado, C., & Baptista Lucio, P. (2014).  
*METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION* (6 ed.). Colonia Desarrollo Santa Fe,  
España: McGRAW-HILL / INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.  
Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/libro?codigo=775008>

InfoBasicIngCivil. (2021). *Estudio de vigas de celosías (Cerchas)*. Obtenido de  
<https://infobasicingcivil.blogspot.com/2021/02/estudio-de-vigas-de-celosia-cerchas.html>

Jayabaru. (20 de Julio de 2018). *Belt Cleaner [Fotografía]*. Obtenido de Jayabaru Group:  
<https://jayabarugroup.com/our-products/>

Jincontent. (s.f.). *Jincontent.com*. Obtenido de Jincontent.com:  
<https://www.bing.com/ck/a?!&&p=522a3f2fa6d7368bJmltdHM9MTcwNDMyNjQwMjZpZ3VpZD0wNWQzOTQ1NC1iN2U5LTYzZGEtMjFhOS04NDA2YjY1NjYyODQmaW5zaWQ9NTE4Mg&ptn=3&ver=2&hsh=3&fclid=05d39454-b7e9-63da-21a9-8406b6566284&psq=variadores+de+frecuencia+pdf&u=a1aHR0cHM6Ly9zZWl>

Kerlinger, F., & Lee, H. (2002). *Metodologia de la investigacion*. Obtenido de  
<https://idoc.pub/documents/idocpub-d477ek09z242>

Kerlinger, N, F., & Lee, B, H. (2002). *INVESTIGACION DEL COMPORTAMIENTO*.  
California, Mexicoa: McGRAW-HILL.



- Loli Morales, W. C. (2016). *Metodología de planificación a cielo abierto considerando incorporación de in Pit Crusher and Conveyors [Tesis de post grado, Universidad de Chile]*. Repositorio Institucional. Obtenido de <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/138826>
- Lopez, V. D. (2008). *Bandas Transportadoras*. Madrid: Departamento de Ingeniería Mecánica. .
- Manual de productos FLEXO. (2009). “*Limpiadores para banda transportadora*”.
- Martin. (1998).
- Martin. (23 de Abril de 2019). *limpiador primario QCI XHD [Fotografía]*. Obtenido de MARTIN® ENGINEERING: <https://martin-engineering.com.br/es/problema-resuelto-martin-liderazgo-en-limpiadores-de-fajas/>
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. México: Pearson.
- Newtechr. (18 de diciembre de 2022). *newtechr.com.br*. Obtenido de newtechr.
- Nicolas Mendoza, C. (2007). *Analisis y Diseño Estructural en Acero, de una Nave Industrial con las Especificaciones A.I.S.C. Metdo L.R.F.D. 1993. [Tesis de pregrado, Instituto Politecnico Nacional]*. Repositorio institucional, México. Obtenido de <https://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/540/1/Tesis%20pdfnicolasmendoza.pdf>
- Ortiz Vásquez, M., & Verastegui Alegria, J. R. (2021). *Implementacion de un sistema automatizado para máquinas industriales: una revisión sistematica [Tesis de pregrado, Universidad Privada del Norte]*. Repositorio institucional. Obtenido de <https://hdl.handle.net/11537/27273>
- Perez, J. L. (2016). *Analisis para la implementación de una banda transportadora para mineral en el circuito de chancado de la CIA minera Maperu*. Huancayo.



- Precision Pulley & Idler. (2019). *Linea completa de productos y servicios PPI*. Obtenido de [https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/crp\\_002-05\\_sp\\_fullline\\_catalog\\_web.pdf](https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/crp_002-05_sp_fullline_catalog_web.pdf)
- Puente Sanchez, J. (1999). *DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE CARGA*. Estado de Nuevo León, Mexico.
- Ramón. (2016). *Propuesta de diseño de un sistema de automatización de una cinta*.
- RegalRexnord. (2023). *Acoplamientos*. Obtenido de RegalRexnord.com: [https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/421-110\\_catalog?lang=es-mx](https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/421-110_catalog?lang=es-mx)
- Reyes Pérez, R. M., Pérez Catellanos, E., & Rodríguez Gallardo, E. (2019). *Estudio de parámetros de diseño y operación en transportadores de bagazo [revista, Ciencias Holguin]*. Obtenido de <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=181558076004>
- Rojas, C. I. (2011). *ELEMENTOS PARA EL DISEÑO DE TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN: UNA PROPUESTA DE DEFINICIONES Y PROCEDIMIENTOS EN LA INVESTIGACION CIENTIFICA*. TOLUCA, MEXICO. Obtenido de <https://www.redalyc.org/pdf/311/31121089006.pdf>
- ROSSI MOTORIDUTTORI. (s.f.). *REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES COAXIALES*.
- Rotrans S.A. (2024). *Cintas transportadoras Rotrans*. Obtenido de Rotranssa: <https://rotranssa.com/cintas-transportadoras>
- RULMECA, R. (2010). *Manual de rodillos y componentes para transporte de materiales a granel; Tercera Edición*. Italia;.
- SKF. (Enero de 2019). *Rodamientos*. Obtenido de SKF.com: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/erratapages/rbc17000>
- TECNOLOGIA. (2016). *Estructuras metalicas*. Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/estructuras/estructuras-metalicas.html>



Villacorta Corcuera, M. Y. (2019). *Diseño de una faja transportadora de 150 m para 60 t/h de Bagazo de Caña de Azúcar [Tesis de grado, Universidad Nacional de Trujillo]*.

Repositorio institucional, Trujillo. Obtenido de

<https://hdl.handle.net/20.500.14414/16060>

Villaruel Bejarano, C. E. (2016). *Estructuras de Acero con AUTODESK ROBOT*

*STRUCTURAL ANALYSIS 2016*. Bolivia. Obtenido de

<https://www.ingcivilfree.org/2020/06/estructuras-de-acero-con-autodesk-robot.html>

WEG. (04 de Septiembre de 2023). *Motorreductor Magmax*. Obtenido de WEG.NET:

<https://www.weg.net/catalog/weg/AR/es/Reductores-e->

[Motorreductores/Motorreductores/Magmax/Magmax/p/MKT\\_WMO\\_AL\\_TEXT\\_I](https://www.weg.net/catalog/weg/AR/es/Reductores-e-Motorreductores/Motorreductores/Magmax/Magmax/p/MKT_WMO_AL_TEXT_I)

[MAGE\\_GEAREDMOTOR\\_MAGMAX](https://www.weg.net/catalog/weg/AR/es/Reductores-e-Motorreductores/Motorreductores/Magmax/Magmax/p/MKT_WMO_AL_TEXT_I)

## ANEXOS

### ANEXO 1: Tablas

**Tabla 1.1**

#### *Características del material*

Descripción de la clase de material		
	Características	Código
<b>Tamaño</b>	Muy fino hasta malla 100	A
	Fino hasta 1/8"	B
	Granula hasta 1/2"	C
	Aterronado sobre 1/2"	D
<b>Angulo de reposo</b>	Muy libre ángulo de reposo 20°	1
	Libre fluidez ángulo de reposo 20°a30°	2
	Muy fluido ángulo de reposo 30°a45°	3
	Pesado, ángulo de reposo sobre 45°	4
<b>Abrasividad</b>	No abrasivo	5
	Abrasivo	6
	Muy abrasivo	7
	Muy cortante	8
<b>Características diversas</b>	Muy polvoriento	L
	Desarrolla características de fluidez	M
	Contiene polvos explosivos	N
	Contiene agentes contaminantes	P
	Degradable	Q
	Vapor dañino	R
	Altamente corrosivo	S
	Medio corrosivo	T
	Higroscópico	U
	Miscible	V
	Presenta aceites	W
	Envasado sobre presión	X
	Muy ligero	Y
Elevada temperatura	Z	

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.2**

#### *Peso específico de materiales*

Material	Peso específico, Lb/pulg <sup>3</sup>	Angulo de Reposo	Inclinación Max.	Código
Aceite aglutinado	48-50	45		D45W
Recortes de acero	75-150	35	18	E37V
Afrecho	oct-20	30-44		B35NY
Oxido de aluminio	70-120	29		A27M
Arcilla chancada	85-90	39	22	C36
Arcilla seca fina	100-120	35	20-22	C37
Arena	26-31	21	10	C25M
Arena molida	19-24		30-40	C35NY
Arena sílice seca	90-100	20-29		B27
Azúcar refinada húmeda	50-65	60	44	C35X
Azúcar refinada seca	50-55	50-55	30-44	B35PU
Bagazo	07-ene	45		E45Y
Caña de azúcar cortada	15-16		45	E45V
Cal hidratada hasta 1/8"	40		40	B35X
Cal, piedra chancada	85-90	38	18	C36X
Carbón de piedra extraído, hasta 1/4 bituminoso	43-50	40	22	C35T
Carbón de piedra extraído hasta 1/8" antracita	60	35	18	B35TY
Cemento clinker	75-95	38	20	D37
Cemento Portland	72-99	30-44	20-23	A36M
Mineral de Cobre	120-150	30-44	20	D3
Harina de pescado	35-40			B45W
Mineral de plomo	200-270	30	15	B36RT
Roca chancada	125-145			D26
Sal común fina	70-80	25	11	D26TUV
Sal común gruesa	40-55			C36TU
Trigo	45-48	28	12	C25N
Yeso en trozos	75-80			D46
Zinc mineral calcinado	110	38	20	C36
Zinc mineral concentrado	75-80			B26

Nota: (CEMA, 2016)



**Tabla 1.3**

*Peso de Faja Promedio Estimado*

Ancho de la faja en pulgs. (b)	Material transportado, lbs/ft <sup>3</sup>		
	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4	4.5
24	4.5	5.5	6
30	6	7	8
36	9	10	12
42	11	12	14
48	14	15	17
54	16	17	19
60	18	20	22
72	21	24	26
84	25	30	33
96	30	35	38

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.4**

*Peso Promedio de Rodillos Abarquillados de Carga – Rodillos de Acero*

Ancho de la faja (pulgadas)	Clasificación de rodillos CEMA										
	A4	A5	B4	B5	C4	C5	C6	D5	D6	E6	E7
18	12.7	16.2	15.0	19.2	14.5	19.1	26.7				
24	15.8	21.2	18.3	24.2	17.5	23.2	32.6	23.2	32.6		
30	18.9	25.0	21.8	28.3	20.5	26.8	38.0	26.8	38.0		
36	22.0	28.6	25.3	33.0	23.5	31.3	43.6	31.3	43.6	64.8	81.8
42			30.8	38.1	26.5	35.2	49.2	35.2	49.2	73.3	91.7
48			32.9	41.6	29.5	39.3	54.8	39.3	54.8	81.9	101.3
54						45.9	62.3	45.9	62.3	93.6	121.8
60						50.1	68.3	50.1	68.3	102.2	132.7
72								57.9	77.8	119.4	154.5
84										132.0	164.0
96										145.3	173.0

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.5**

*Peso Promedio De Rodillos de Retorno – Rodillos De Acero*

Ancho de la faja (pulgadas)	Clasificación de rodillos CEMA										
	A4	A5	B4	B5	C4	C5	C6	D5	D6	E6	E7
18	11.9	15.5	13.1	16.3	12.2	16.6	21.6				
24	15.6	19.2	16.3	20.9	15.2	20.1	27.1	20.9	30.1		
30	18.5	23.2	19.5	24.5	18.2	24.0	32.3	25.8	35.4		
36	21.9	27.1	22.7	28.5	21.2	28.0	37.6	30.1	40.5	59.0	70.0
42			26.0	33.0	24.6	32.1	43.3	34.3	47.2	67.4	80.1
48			27.4	36.1	27.6	36.1	48.4	38.7	54.4	75.6	89.9
54								43.4	60.8	83.2	99.9
60								49.2	68.1	92.2	109.4
72								55.1	74.9	109.4	129.0
84										114.0	136.2
96										122.0	149.8

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.6**

*Tensión por Resistencias de las Poleas*

Localización de la polea	Grado de envolvente de la correa	Lbs de tensión en la línea de la faja
Lado Tenso	150°@240°	200lbs/polea
Lado flojo	150°@240°	150lbs/polea
Todas otras poleas	Menos que 150°	100lbs/polea

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.7**

*Factor de Arrollamiento  $C_W$*

Tipo de Polea Motriz	Arrollamiento $\theta$	Tensor automático		Tensor manual	
		Polea desnuda	Polea recubierta	Polea desnuda	Polea recubierta
Simple sin polea de reenvío	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
Simple con polea de reenvío	200°	0.72	0.42	1.0	0.7
	210°	0.66	0.38	1.0	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.30	0.8	0.6
Dual	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	-	-

\* Los valores duales se basan en una distribución ideal entre la polea primaria y secundaria.

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.8**

*Calidad de Servicio en el Recubrimiento de la Correa*

Grado recubrimiento	Cualidades			Aplicaciones Generales
	Resistencia al corte	Resistencia a la abrasión	Resistencia al aceite	
<b>Servicio General</b>				
Grado N°1	excelente	excelente	No recomendado	Material grande, filo cortante para servicio muy pesado
Grado N°2	Buena	Excelente	No recomendado	Material clasificado con acción cortante, abrasivo para servicio pesado
Grado N°3	Bajo	Buena	Limitado	Material pequeño, clasificado, servicio general liviano

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.9**

*Valores de Tensión Para Fajas de Pliegues Múltiple*

Identificación de Tejido	Valor de Tensión, lb por pulg. por pliegue	
	Empalme de Fijamiento Mecánico Normal	Empalme Vulcanizado Normal
Pliegue Múltiple 35	27	35
Pliegue Múltiple 43	33	43
Pliegue Múltiple 50	40	50
Pliegue Múltiple 60	45	60
Pliegue Múltiple 70	55	70
Pliegue Múltiple 90	-	90
Pliegue Múltiple 120	-	120
Pliegue Múltiple 155	-	155
Pliegue Múltiple 195	-	195

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.10**

*Máxima Tensión de Poleas*

Máxima tensión de poleas Lbs/pulg.														
Angulo de Contacto	Diámetro de Poleas(pulg)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
10	65	80	95	120	145	175	205	260	345	430	520	605	690	775
20	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
30	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
40	35	45	55	70	85	100	120	150	200	245	295	345	395	445
50	30	40	45	60	70	80	100	130	170	215	255	300	340	385
60	50	40	45	60	70	85	100	125	165	205	250	290	330	375
70	30	40	50	60	75	85	105	130	175	220	260	305	350	395
80	30	45	50	65	80	95	115	140	190	230	285	330	375	425
90	35	45	55	70	85	100	120	150	200	255	305	355	405	455
100	40	50	60	75	90	110	130	160	215	270	325	380	430	485
110	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
120	45	55	65	85	105	120	145	185	245	305	365	425	490	550
130	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
140	55	65	80	105	125	150	180	225	300	375	450	525	600	675
150	65	75	90	115	140	170	200	250	335	425	505	590	570	755
160	70	80	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	346	460	575	690	805	920	1035

Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015)



**Tabla 1.11**

*Pesos de Poleas Soldadas de Tambor de Acero*

PESOS DE POLEA SOLDADAS DE TAMBOR DE ACERO (LB)																				
POLEA		ANCHO DE FAJA(PULGADAS)																		
Diámetro (pulg)	Agujero máximo (pulg)	18	24	30	36	42	48	54	60	72	84	96	ANCHO DE LA SUPERFICIE DE LA POLEA							
		20	22	24	26	30	32	36	38	44	46	51	54	57	60	63	66	78	90	102
6	2-1/2"	30	35	35	40	40	45	45	50	60	60	65	65	70	75	80				
8	2-1/2"	45	50	50	55	60	65	70	75	80	85	95	100	105	110	115				
10	2-1/2"	55	60	60	65	70	75	85	90	100	105	110	120	125	130	135	140			
	3"	60	65	70	75	80	85	95	100	110	115	120	125	130	140	145	150			
12	3-1/2"	75	80	80	85	90	95	105	110	120	125	130	135	140	145	150	155			
	2-1/2"	70	75	75	85	90	100	105	115	120	130	140	150	155	160	165	175			
14	3	80	85	90	100	105	110	115	125	130	135	145	155	160	170	175	180			
	3-1/2"	95	100	105	110	115	120	125	135	145	150	160	165	170	175	180	190			
16	2-1/2"	85	90	95	100	110	120	135	145	165	180	195	205	215	225	235	245			
	3	95	100	105	115	120	130	145	155	180	195	210	220	230	240	250	260			
	3.5	105	110	115	130	140	150	160	175	190	205	220	230	240	245	255	265			
	4	130	135	140	150	160	170	185	200	210	220	235	245	255	260	275	280			
18	2.5	105	110	115	130	140	150	160	175	200	220	235	240	250	260	270	280			
	3	115	125	130	140	150	165	170	185	220	240	250	260	270	280	290	300			
	3.5	130	135	140	155	160	170	180	200	225	240	260	265	275	285	295	310			
	4	160	165	175	185	195	205	215	225	245	260	280	285	290	300	310	325			
20	2.5	125	130	140	160	170	185	200	215	240	265	280	300	310	320	330	350			
	3	135	150	160	180	190	205	215	230	250	275	290	305	320	335	345	360			
	3.5	145	155	160	180	200	215	225	240	265	275	295	310	330	345	355	375			
	4	175	185	190	215	225	235	250	270	295	310	330	355	375	400	410	430			
	4.5	200	205	210	235	250	260	275	290	315	325	345	370	385	410	425	450			
24	2.5	145	160	170	190	200	215	230	260	300	310	330	350	370	390	400	420			
	3	160	170	180	200	220	240	250	275	300	320	350	365	380	390	400	420			
	3.5	170	180	195	210	225	240	270	285	300	330	360	375	390	400	415	435	500	550	600
	4	190	200	215	240	250	270	285	305	330	360	400	410	425	435	450	470	550	600	660
	4.5	210	225	235	265	280	290	305	325	350	375	400	425	440	455	475	500	580	630	700
	5																	600	650	700
30	6																750	825	900	
	3	200	210	230	250	265	285	300	325	400	425	450	475	500	510	525	550			
	3.5	215	225	245	265	280	300	315	350	400	435	460	485	500	515	535	560	600	675	750
	4	235	245	265	285	300	350	345	380	410	450	500	520	540	560	580	600	700	750	825
	4.5	255	265	280	300	315	335	370	400	460	480	500	550	570	590	610	635	725	800	900
	5	280	290	300	335	365	400	420	440	500	530	560	615	635	655	680	710	900	950	1050
	6																	1100	1200	1300
	7																	1100	1200	1300
36	8																1200	1300	1400	
	3	315	330	350	380	400	430	450	485	525	550	660	700	750	800	850	900			
	3.5	325	340	360	390	410	440	475	500	550	600	660	700	750	800	850	900	925	1000	1100
	4	350	375	400	425	450	475	500	525	575	635	700	750	800	825	860	900	1100	1200	1300
	4.5	370	385	400	435	460	490	520	550	600	650	700	780	815	860	900	950	1100	1200	1400
42	5	400	420	440	470	500	525	550	580	630	690	750	840	870	900	950	1000	1200	1300	1400
	6	525	550	575	600	625	650	680	740	775	825	875	900	925	950	1000	1050	1500	1600	1700
	7	550	560	575	600	650	675	725	750	800	850	900	950	975	1000	1050	1100	1500	1700	1800
	8																	1600	1800	1900
	10																	2200	2300	2500
	3.5	450	475	500	550	590	625	650	675	800	840	880	925	950	1000	1075	1150	1400	1500	1700
	4	475	500	540	575	600	650	675	700	800	850	900	950	975	1000	1100	1200	1400	1500	1700
4.5	490	500	550	600	625	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1500	1600	1800	
48	5	530	550	575	630	675	700	735	775	850	925	960	1000	1050	1100	1200	1300	1900	1900	2100
	6	635	660	690	735	765	800	835	875	1000	1030	1100	1250	1250	1275	1300	1400	1700	2000	2200
	7	725	750	800	850	900	950	1000	1050	1150	1175	1250	1375	1375	1400	1475	1550	2000	2100	2300
	8			850	900	950	1000	1050	1100	1200	1250	1300	1450	1450	1500	1550	1600	2100	2300	2500
	10																	2700	2900	3200

Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015)

**Tabla 1.12**

*Selección de Ejes Para Poleas de Carga Radial Resultante*

		Carga Radial en libras														
D pulg.	L	POLEA FACE WIDTH ( PULGADAS )														
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66	
1-3/16"	2	1000	920	780	670	590	530	440	350	290	240	210	180	170	160	
	6	570	520	440	380	340	300	250	200	160	140	120	100	94	90	
	10	400	370	310	270	230	210	170	140	110	96	82	73	66	63	
	14	300	280	240	200	180	160	130	110	87	74	63	56	51	48	
1-7/16"	3	1500	1500	1400	1200	1100	950	790	620	510	440	370	330	300	290	
	6	1000	1000	950	820	720	640	530	420	350	300	250	220	200	190	
	10	700	700	660	570	500	450	370	290	240	210	180	160	140	130	
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	110	
1-11/16"	3	2400	2400	2400	2300	2000	1800	1500	1200	980	830	710	630	570	540	
	6	1600	1600	1600	1600	1400	1200	1000	800	660	560	480	430	380	370	
	10	1100	1100	1100	1100	960	850	700	560	460	390	340	300	270	260	
	16	780	780	780	750	660	590	490	380	320	270	230	210	180	180	
1-15/16"	3	3700	3700	3700	3700	3500	3100	2600	2100	1700	1400	1200	1100	990	940	
	6	2500	2500	2500	2500	2400	2100	1800	1400	1100	980	840	740	670	640	
	10	1700	1700	1700	1700	1700	1500	1200	970	800	680	580	520	470	440	
	16	1200	1200	1200	1200	1100	1000	840	670	550	470	400	360	320	310	
2-3/16"	3	5300	5300	5300	5300	5300	5100	4200	3300	2800	2400	2000	1800	1600	1500	
	8	2900	2900	2900	2900	2900	2800	2300	1900	1500	1300	1100	990	890	850	
	12	2200	2200	2200	2200	2200	2100	1700	1400	1100	970	820	730	660	630	
	18	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1200	980	810	690	590	530	470	450	
2-7/16"	4	6300	6300	6300	6300	6300	6300	5600	4400	3700	3100	2700	2400	2100	2000	
	8	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3600	2900	2400	2000	1700	1500	1400	1300	
	12	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2700	2100	1700	1500	1300	1100	1000	970	
	18	2100	2100	2100	2100	2100	2100	1900	1500	1300	1100	910	810	730	690	
2-11/16"	4	8100	8100	8100	8100	8100	8100	8100	6400	5300	4500	3800	3400	3100	2900	
	8	5300	5300	5300	5300	5300	5300	5300	4200	3400	2900	2500	2200	2000	1900	
	12	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3100	2600	2200	1900	1600	1500	1400	
	18	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2200	1800	1600	1300	1200	1100	1000	
2-15/16"	4	10600	10600	10600	10600	10600	10600	10600	9100	7500	6400	5500	4900	4400	4200	
	8	6900	6900	6900	6900	6900	6900	6900	6000	4900	4200	3600	3200	2900	2700	
	14	4600	4600	4600	4600	4600	4600	4600	3900	3200	2800	2300	2100	1900	1800	
	20	3400	3400	3400	3400	3400	3400	3400	2900	2400	2000	1700	1600	1400	1300	
3-7/16"	6	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	10100	8500	7200	6400	5700	5500	
	10	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	7400	6300	5300	4700	4200	4000	
	14	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	5800	4900	4200	3700	3300	3200	
	20	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	4400	3800	3200	2800	2500	2400	
3-15/16"	6	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	14200	12000	10600	8900	9000	
	10	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	10600	8900	7900	7100	6700	
	14	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	8400	7100	6300	5600	5300	
	20	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	6400	5400	4800	4300	4100	
4-7/16"	8	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19100	16100	14200	12700	12100	
	12	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	14800	12500	11100	9900	9400
	16	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12100	10300	9100	8100	7700
	22	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9500	8100	7100	6400	6000



4-15/16"	8	25200	25200	25200	25200	25200	25200	25200	25200	25200	23600	20800	18500	17600
	12	19900	19900	19900	19900	19900	19900	19900	19900	19900	18600	16400	14600	13900
	16	16400	16400	16400	16400	16400	16400	16400	16400	16400	15400	13500	12100	11500
	22	13000	13000	13000	13000	13000	13000	13000	13000	13000	12200	10700	9600	9100
5-7/16"	10	26600	26600	26600	26600	26600	26600	26600	26600	26600	26600	25100	22300	21100
	14	22000	22000	22000	22000	22000	22000	22000	22000	22000	22000	20700	18400	17500
	18	18700	18700	18700	18700	18700	18700	18700	18700	18700	18700	17700	15700	14900
	24	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	14500	12800	12200
6"	10	35700	35700	35700	35700	35700	35700	35700	35700	35700	35700	35700	33100	31300
	14	29500	29500	29500	29500	29500	29500	29500	29500	29500	29500	29500	27300	25900
	18	25100	25100	25100	25100	25100	25100	25100	25100	25100	25100	25100	23300	22100
	24	20600	20600	20600	20600	20600	20600	20600	20600	20600	20600	20600	19000	19000
6-1/2"	12	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	39200	38000
	16	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	33200	32100
	20	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	28800	27800
	26	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	23200
7"	12	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000	49000
	16	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400	41400
	20	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900	35900
	26	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900	29900
7-1/2"	14	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100	54100
	18	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500	46500
	22	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800	40800
	28	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400	34400
8"	14	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700	65700
	18	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400	56400
	22	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500	49500
	28	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800	41800
8-1/2"	16	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700	67700
	20	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400	59400
	24	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900	52900
	30	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400	45400
9"	16	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400	80400
	20	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500	70500
	26	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500	59500
	32	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500	51500
9-1/2"	16	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500	94500
	22	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100	78100
	28	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500	66500
	34	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900	57900
10"	16	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000	110000
	22	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100	91100
	28	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600	77600
	36	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800	64800

Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015)

**Tabla 1.13**

*Diámetro Máximo de los Ejes Según el Diámetro de las Poleas*

<b>MAXIMO DIAMETRO DEL EJE</b>			
<b>Diámetro poleas pulgadas</b>	<b>Máximodiámetro del eje recomendado pulgadas</b>	<b>Diámetro poleas pulgadas</b>	<b>MáximoDiámetro del eje recomendado pulgadas</b>
8	2-7/16"	24	6
10	2-15/16"	30	8
12	3-7/16"	36	10
14	3-15/16"	42	10
16	4-7/16"	48	10
18	4-15/16"	54	10
20	4-15/16"	60	10

Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015)

**Tabla 1.14**

*Factor de Concentración de Esfuerzos de Fatiga*

<b>ACERO</b>	<b>Chaveta perfilada</b>	<b>Chaveta corrediza</b>
<b>BHN&lt;200</b>	<b>0.63</b>	<b>0.77</b>
<b>BHN&gt;200</b>	<b>0.5</b>	<b>0.63</b>

Nota: (CEMA Standard B105.1, 2015)

**Tabla 1.15**

*Distancia Mínima de Transición Recomendadas*

<b>Angulo del rodillo</b>	<b>% del valor de transicion</b>	<b>Faja tejida</b>	<b>Faja con alma de acero</b>
20°	Mayor de 90	0.9b	2.0b
	60 a 90	0.8b	1.6b
	Menos de 60	0.6b	1.0b
35°	Mayor de 90	1.6b	3.4b
	60a 90	1.3b	2.6b
	Menos de 60	1.0b	1.8b
45	Mayor de 90	2.0b	4.0b
	60 a 90	1.6b	3.2b
	Menos de 60	1.3b	2.3b

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.16**

*Espesor de Recubrimiento de Banda en Función del Tamaño del Material*

frecuencia	Grado de recubr.	No abrasivos Material clase 5				Abrasivos Material clase 6				Muy abrasivos Material clase 7				Muy abrasivos y cortantes Material clase 8			
		Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre
		0.2	3 2 1	(3/16) (3/32) 0.07	(3/16) (1/8)	(5/16) (1/4)	(3/16) (5/16)	(3/16) (1/8)	(3/8) (1/4)	- (3/8)	- (3/8)	(5/16) (7/32)	- (1/8)	- 3/8	- 3/8	3/8 5/16	- 1/8
0.4	3 2 1	(1/8) (1/16") (3/32)	(3/16) (3/32)	(3/16) (1/8)	(1/4) (3/16)	(7/32) (3/32)	(1/16) (1/8)	(3/8) (1/4)	- (3/8)	(3/16) (1/8)	5/16 1/4"	- 3/8	- 3/8	7/32 5/32	3/8 5/16	- 3/8	- 3/8
0.6	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/32) (3/32) (3/32)	(9/32) (1/8)	(3/16) (3/16)	(5/32) (3/32)	(9/32) (1/8)	- (3/16)	- (1/4)	- (1/8)	- 5/32	- 1/4	- 3/8	- 1/8	7/32	3/8	3/8
0.8	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(1/8) (3/32) (3/32)	(3/16) (1/8)	(5/16) (3/16)	(1/8) (3/32)	(7/32) (1/8)	(3/16) (5/32)	(7/32) (3/16)	(1/8) (1/8)	5/32 1/8	5/16 7/32	3/8 3/8	1/8 1/8	7/32 5/32	3/8 5/16	3/8 3/8
1	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/16) (3/32) (3/32)	(5/32) (1/8)	(1/4) (3/16)	(3/32) (3/32)	(3/16) (1/8)	(5/32) (5/32)	(3/16) (3/16)	(1/8) (1/8)	1/8 1/8	1/4 3/16	3/8 3/8	1/8 1/8	3/16 1/8	3/8 1/4	- 3/8
1.5	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/16) (3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(3/16) (3/16)	(3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(5/32) (5/32)	(3/16) (3/16)	(1/8) (1/8)	1/8 1/8	3/16 3/16	1/4 7/32	1/8 1/8	1/8 1/8	1/4 3/16	3/8 1/4
2	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/16) (3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(3/16) (3/16)	(3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(5/32) (5/32)	(3/16) (3/16)	(1/8) (1/8)	1/8 1/8	3/16 3/16	1/4 7/32	1/8 1/8	1/8 1/8	1/4 3/16	3/8 1/4
3	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/16) (3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(3/16) (3/16)	(3/32) (3/32)	(3/16) (1/8)	(5/32) (5/32)	(3/16) (3/16)	(1/8) (1/8)	1/8 1/8	- 3/16	7/32 3/16	1/8 1/8	1/8 1/8	3/16 3/16	1/4 1/4
4	3 2 1	(1/16) (1/16) (1/16)	(3/16) (3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(3/16) (3/16)	(3/32) (3/32)	(1/8) (1/8)	(5/32) (5/32)	(3/16) (3/16)	(1/8) (1/8)	1/8 1/8	3/16 3/16"	7/32 3/16	1/8 1/8	1/8 1/8	3/16 3/16	1/4 1/4

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.17**

*Tipo de Correas Transportadoras Poliéster/Nylon*

Tipo PLYLON®		EP 500/2	EP 800/3	EP 1000/4	EP 1250/5	EP 1600/6
Número de telas		2	3	4	5	6
Empalmes mecánicos	Kn/m de ancho	48,0	72,0	95,0	-	-
	lbf/pul de ancho	280,0	411,0	540,0	-	-
Empalmes vulcanizados	Kn/m de ancho	52,0	80,0	104,0	130,0	160,0
	lbf/pul de ancho	300,0	457,0	600,0	750,0	914,0
Peso aproximado de la carcasa	Kg/m2	5,7	6,6	7,1	9,0	11,0
	Lb/ft2	1,2	1,3	1,4	1,8	2,2
Peso de Cubierta 1/32 pul						
Espesor B o stacker	Kg/m2	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Espesor de la carcasa	mm	4,6	5,3	5,6	7,1	8,6
	pul	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
Indice de impacto	Lb -pul	6500	8000	9000	9800	10500

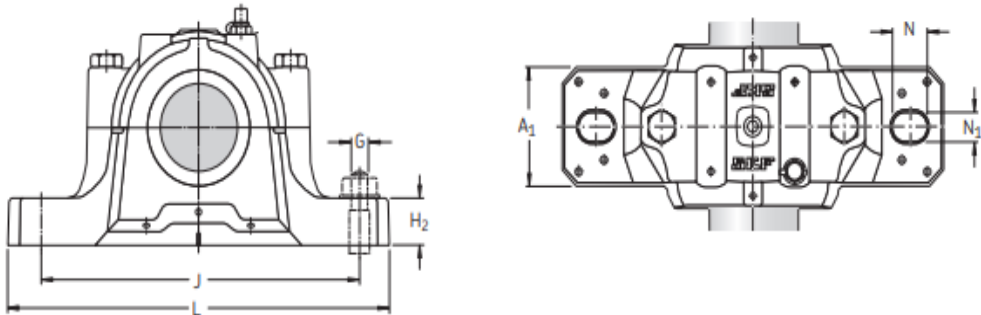
Obs.:Para empalmes mecánicos, recomendamos las grampas Flexco, Minet, Farpa, Mastin, Steelace, Haydon y Nilos, apropiadas para el servicio mencionado.

Nota: (Good Year, 1999)



**Tabla 1.18**

*Soporte de pie - Chumacera, (2 – 2 1/4")*



Eje d <sub>a</sub>	Asiento del rodamiento		Anchura entre obturaciones		Rodamientos apropiados y componentes asociados				Manguito de fijación	Anillos de fijación	Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula obturado Rodamiento de rodillos toroidales CARB	Anillos de fijación	Anillos de soporte
	C <sub>a</sub>	D <sub>a</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	Rodamiento de bolas a rótula	Manguito de fijación	Anillos de fijación	Rodamiento de rodillos a rótula					
	pulg./mm	mm	mm		-								
2 50,8	44	100	107	165	1211 EKTN9	HE 211 B	FRB 11.5/100	2211 EKTN9 22211 EK BS2-2211-2CSK/VT143 C 2211 KTN9	HE 311 B HE 311 B HE 311 BE HE 311 BE	FRB 9.5/100 FRB 9.5/100 FRB 6.5/100 FRB 9.5/100			
	51	120	122	170	1311 EKTN9 21311 EK	HE 311 HE 311	FRB 11/120 FRB 11/120	2311 K 22311 EK -	HE 2311 B HE 2311 B -	FRB 4/120 FRB 4/120 -			
2 3/8 53,975	48	110	117	175	1212 EKTN9	HS 212	FRB 13/110	2212 EKTN9 22212 EK BS2-2212-2CSK/VT143 C 2212 KTN9	HS 312 HS 312 HS 312 E HS 312 E	FRB 10/110 FRB 10/110 FRB 7/110 FRB 10/110			
	56	130	127	175	1312 EKTN9 21312 EK	HS 312 HS 312	FRB 12.5/130 FRB 12.5/130	2312 K 22312 EK -	HS 2312 HS 2312 -	FRB 5/130 FRB 5/130 -			
2 3/16 55,563	51	120	122	180	1213 EKTN9	HA 213	FRB 14/120	2213 EKTN9 22213 EK BS2-2213-2CSK/VT143 C 2213 KTN9	HA 313 HA 313 HA 2313 E HA 313 E	FRB 10/120 FRB 10/120 FRB 6.5/120 FRB 10/120			
	58	140	138	180	1313 EKTN9 21313 EK	HA 313 HA 313	FRB 12.5/140 FRB 12.5/140	2313 K 22313 EK -	HA 2313 HA 2313 -	FRB 5/140 FRB 5/140 -			
2 3/4 57,15	51	120	122	180	1213 EKTN9	HE 213	FRB 14/120	2213 EKTN9 22213 EK BS2-2213-2CSK/VT143 C 2213 KTN9	HE 313 HE 313 HE 2313 E HE 313 E	FRB 10/120 FRB 10/120 FRB 6.5/120 FRB 10/120			
	58	140	138	180	1313 EKTN9 21313 EK	HE 313 HE 313	FRB 12.5/140 FRB 12.5/140	2313 K 22313 EK	HE 2313 HE 2313	FRB 5/140 FRB 5/140			

Fuente: (SKF, 2019)

**Tabla 1.19**

*Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, (2 – 2 1/4")*

Eje $d_a$	Soporte Dimensiones										Masa pulg. kg	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral	
	A	A <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G					G
	pulg./mm mm														pulg. kg
2 50,8	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	5/8	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609	TSN 511 L TSN 511 A TSN 511 C TSN 511 SE TSN 511 NDE	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609
	110	80	150	80	30	230	275	24	18	16	5/8	6,50	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611	TSN 611 G TSN 611 A TSN 611 C TSN 611 SE TSN 611 NDE	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611
2 3/8 53,975	105	70	134	70	30	210	255	24	18	16	5/8	5,10	SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610	TSN 512 GS TSN 512 A TSN 512 C TSN 512 SS TSN 512 NDS	ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610v ASNH 512-610 ASNH 512-610
	115	80	156	80	30	230	280	24	18	16	5/8	7,00	SNL515-612 SNL515-612 SNL515-612 SNL515-612 SNL515-612	TSN 612 GS TSN 612 A TSN 612 C TSN 612 SS TSN 612 NDS	ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612
2 3/16 55,563	110	80	149	80	30	230	275	24	18	16	5/8	6,50	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611	TSN 513 GA TSN 513 AE TSN 513 CE TSN 513 SA TSN 513 NDA	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611
	120	90	177	95	32	260	315	28	22	20	3/4	9,50	SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613	TSN 613 GA TSN 613 AE TSN 613 CE TSN 613 SA TSN 613 NDA	ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613
2 1/4 57,15	110	80	149	80	30	230	275	24	18	16	5/8	6,50	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611	TSN 513 GE TSN 513 A TSN 513 CE TSN 513 SE TSN 513 NDE	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611
	120	90	177	95	32	260	315	28	22	20	3/4	9,50	SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613	TSN 613 GE TSN 613 A TSN 613 CE TSN 613 SE TSN 613 NDE	ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.20**

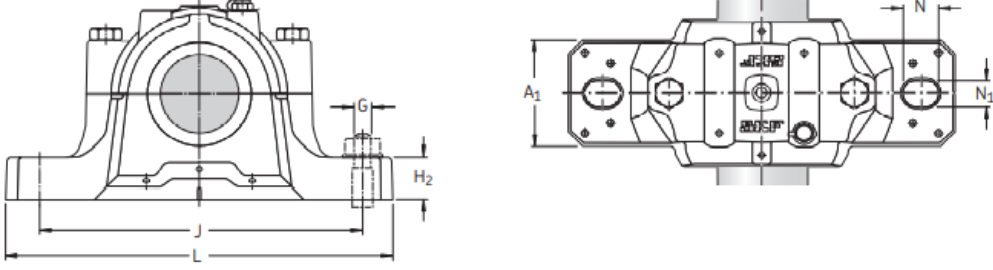
*Rodamiento de Bolas a Rotula de (50 – 80 mm)*

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>L</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
50	90	20	26,5	9,15	0,48	16 000	10 000	0,53	▶ 1210 ETN9	▶ 1210 EKTN9
	90	23	22,9	8,15	0,42	-	4 800	0,57	▶ 2210 E-2RS1TN9	▶ 2210 E-2RS1KTN9
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,6	▶ 2210 ETN9	▶ 2210 EKTN9
55	110	27	43,6	14	0,72	12 000	8 000	1,2	▶ 1310 ETN9	▶ 1310 EKTN9
	110	40	43,6	14	0,72	-	4 000	1,65	▶ 2310 E-2RS1TN9	▶ 2310 E-2RS1KTN9
	110	40	63,7	20	1,04	14 000	9 500	1,65	▶ 2310	▶ 2310 K
60	100	21	27,6	10,6	0,54	14 000	9 000	0,71	▶ 1211 ETN9	▶ 1211 EKTN9
	100	25	27,6	10,6	0,54	-	4 300	0,79	▶ 2211 E-2RS1TN9	▶ 2211 E-2RS1KTN9
	100	25	39	13,4	0,7	12 000	8 500	0,81	▶ 2211 ETN9	▶ 2211 EKTN9
65	120	29	50,7	18	0,92	11 000	7 500	1,6	▶ 1311 ETN9	▶ 1311 EKTN9
	120	43	76,1	24	1,25	11 000	7 500	2,1	▶ 2311	▶ 2311 K
	110	22	31,2	12,2	0,62	12 000	8 500	0,9	▶ 1212 ETN9	▶ 1212 EKTN9
70	110	28	31,2	12,2	0,62	-	3 800	1,05	▶ 2212 E-2RS1TN9	▶ 2212 E-2RS1KTN9
	110	28	48,8	17	0,88	11 000	8 000	1,1	▶ 2212 ETN9	▶ 2212 EKTN9
	130	31	58,5	22	1,12	9 000	6 300	1,95	▶ 1312 ETN9	▶ 1312 EKTN9
75	130	46	87,1	28,5	1,46	9 500	7 000	2,6	▶ 2312	▶ 2312 K
	120	23	35,1	14	0,72	11 000	7 000	1,15	▶ 1213 ETN9	▶ 1213 EKTN9
	120	31	35,1	14	0,72	-	3 600	1,4	▶ 2213 E-2RS1TN9	▶ 2213 E-2RS1KTN9
80	120	31	57,2	20	1,02	10 000	7 000	1,45	▶ 2213 ETN9	▶ 2213 EKTN9
	140	33	65	25,5	1,25	8 500	6 000	2,45	▶ 1313 ETN9	▶ 1313 EKTN9
	140	48	95,6	32,5	1,66	9 000	6 300	3,25	▶ 2313	▶ 2313 K
85	125	24	35,8	14,6	0,75	11 000	7 000	1,25	▶ 1214 ETN9	-
	125	31	35,8	14,6	0,75	-	3 400	1,45	▶ 2214 E-2RS1TN9	-
	125	31	44,2	17	0,88	10 000	6 700	1,5	▶ 2214	-
90	150	35	74,1	27,5	1,34	8 500	6 000	3	▶ 1314	-
	150	51	111	37,5	1,86	8 000	6 000	3,9	▶ 2314	-
	130	25	39	15,6	0,8	10 000	6 700	1,35	▶ 1215	▶ 1215 K
95	130	31	58,5	22	1,12	9 000	6 300	1,6	▶ 2215 ETN9	▶ 2215 EKTN9
	160	37	79,3	30	1,43	8 000	5 600	3,55	▶ 1315	▶ 1315 K
	160	55	124	43	2,04	7 500	5 600	4,7	▶ 2315	▶ 2315 K
100	140	26	39,7	17	0,83	9 500	6 000	1,65	▶ 1216	▶ 1216 K
	140	33	65	25,5	1,25	8 500	6 000	2	▶ 2216 ETN9	▶ 2216 EKTN9
	170	39	88,4	33,5	1,5	7 500	5 300	4,2	▶ 1316	▶ 1316 K
105	170	58	135	49	2,24	7 000	5 300	6,1	▶ 2316	▶ 2316 K

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.21**

*Chumacera, (1  $\frac{3}{16}$ " – 1  $\frac{7}{16}$ " )*



Eje $d_a$	Asiento del rodamiento $C_a$ $D_a$		Anchura entre obturaciones $A_2$ $A_3$		Rodamientos apropiados y componentes asociados					
					Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula	Manguito de fijación	Anillos de fijación 2 por soporte	Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula Rodamiento de rodillos toroidales CARB	Manguito de fijación	Anillos de fijación 2 por soporte
pulg./mm	mm	mm	mm	mm	-					
<b>1 <math>\frac{3}{16}</math></b> 30,163	34	72	94	145	<b>1207 EKTN9</b> -	HA 207 -	FRB 8.5/72 -	<b>2207 EKTN9</b> <b>22207 EK</b> - <b>C 2207 KTN9</b>	HA 307 HA 307 - HA 307 E	FRB 5.5/72 FRB 5.5/72 - FRB 5.5/72
	39	80	97	145	<b>1307 EKTN9</b> <b>21307 CCK</b>	HA 307 HA 307	FRB 9/80 FRB 9/80	<b>2307 EKTN9</b> - - -	HA 2307 - - -	FRB 4/80 - - -
<b>1 <math>\frac{1}{4}</math></b> 31,75	39	80	97	150	<b>1208 EKTN9</b> -	HE 208 -	FRB 10.5/80 -	<b>2208 EKTN9</b> <b>22208 EK</b> - <b>C 2208 KTN9</b>	HE 308 HE 308 - HE 308 E	FRB 8/80 FRB 8/80 - FRB 8/80
	41	90	102	150	<b>1308 EKTN9</b> <b>21308 EK</b>	HE 308 HE 308	FRB 9/90 FRB 9/90	<b>2308 EKTN9</b> <b>22308 EK</b> - -	HE 2308 HE 2308 - -	FRB 4/90 FRB 4/90 - -
<b>1 <math>\frac{3}{8}</math></b> 34,925	39	80	97	150	<b>1208 EKTN9</b> -	HS 208 -	FRB 10.5/80 -	<b>2208 EKTN9</b> <b>22208 EK</b> <b>BS2-2208-2CSK/VT143</b> <b>C 2208 KTN9</b>	HS 308 HS 308 HS 2308 E HS 308 E	FRB 8/80 FRB 8/80 FRB 5.5/80 FRB 8/80
	41	90	102	150	<b>1308 EKTN9</b> <b>21308 EK</b>	HS 308 HS 308	FRB 9/90 FRB 9/90	<b>2308 EKTN9</b> <b>22308 EK</b> - -	HS 2308 HS 2308 - -	FRB 4/90 FRB 4/90 - -
<b>1 <math>\frac{7}{16}</math></b> 36,513	30	85	97	150	<b>1209 EKTN9</b> -	HA 209 -	FRB 5.5/85 -	<b>2209 EKTN9</b> <b>22209 EK</b> <b>BS2-2209-2CSK/VT143</b> <b>C 2209 KTN9</b>	HA 309 HA 309 HA 309 E HA 309 E	FRB 3.5/85 FRB 3.5/85 FRB 1/85 FRB 3.5/85

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.22**

Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, ( $1\frac{3}{16}$ " –  $1\frac{7}{16}$ " )

Eje $d_2$	Soporte Dimensiones										Masa pulg. kg	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral	
	A	$A_1$	H	$H_1$	$H_2$	J	L	N	$N_1$	G					
$1\frac{3}{16}$ 30,163	82	52	93	50	22	150	185	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,20	SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606	TSN 507 L TSN 507 A TSN 507 C TSN 507 SA TSNA 507 NDA	ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606
	85	60	108	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,90	SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607	TSN 607 G TSN 607 A TSN 607 C TSN 607 SA TSN 607 NDA	ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607
$1\frac{1}{4}$ 31,75	85	60	108	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,90	SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607	TSN 508 GE TSN 508 AE TSN 508 CE TSN 508 SE TSN 508 NDE	ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607
	90	60	113	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	3,20	SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608	TSN 608 GE TSN 608 AE TSN 608 CE TSN 608 SE TSN 608 NDE	ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608
$1\frac{3}{8}$ 34,925	85	60	108	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,90	SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607	TSN 508 L TSN 508 A TSN 508 C TSN 508 SS TSN 508 NDS	ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607
	90	60	113	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	3,20	SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608	TSN 608 G TSN 608 A TSN 608 C TSN 608 SS TSN 608 NDS	ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608
$1\frac{7}{16}$ 36,513	85	60	109	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,90	SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509	TSN 509 GA TSN 509 AE TSN 509 CE TSN 509 SA TSN 509 NDA	ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509
	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	$\frac{5}{8}$	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609	TSN 609 GA TSN 609 AE TSN 609 CE TSN 609 SA TSN 609 NDA	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609

Fuente: (SKF, 2019)

**Tabla 1.23**

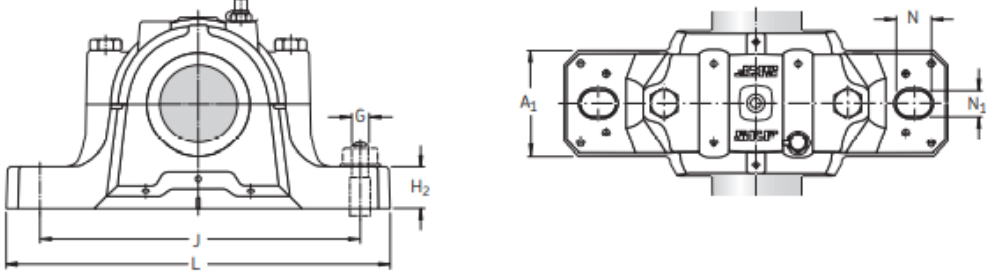
*Rodamiento de Bolas a Rotula sobre un manguito de fijación de (25 – 45 mm)*

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	▶ 1205 ETN9	▶ 1205 EKTN9
	52	18	14,3	4	0,21	-	9 000	0,16	▶ 2205 E-2RS1TN9	▶ 2205 E-2RS1KTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	▶ 2205 ETN9	▶ 2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	▶ 1305 ETN9	▶ 1305 EKTN9
	62	24	19	5,4	0,28	-	7 500	0,34	▶ 2305 E-2RS1TN9	▶ 2305 E-2RS1KTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	▶ 2305 ETN9	▶ 2305 EKTN9
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	▶ 1206 ETN9	▶ 1206 EKTN9
	62	20	15,6	4,65	0,24	-	7 500	0,26	▶ 2206 E-2RS1TN9	▶ 2206 E-2RS1KTN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	▶ 2206 ETN9	▶ 2206 EKTN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	▶ 1306 ETN9	▶ 1306 EKTN9
	72	27	22,5	6,8	0,36	-	6 700	0,51	▶ 2306 E-2RS1TN9	▶ 2306 E-2RS1KTN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,5	▶ 2306	▶ 2306 K
35	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,32	▶ 1207 ETN9	▶ 1207 EKTN9
	72	23	19	6	0,31	-	6 300	0,41	▶ 2207 E-2RS1TN9	▶ 2207 E-2RS1KTN9
	72	23	30,2	8,8	0,455	18 000	12 000	0,4	▶ 2207 ETN9	▶ 2207 EKTN9
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,51	▶ 1307 ETN9	▶ 1307 EKTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	-	5 600	0,7	▶ 2307 E-2RS1TN9	▶ 2307 E-2RS1KTN9
	80	31	39,7	11,2	0,59	16 000	12 000	0,68	▶ 2307 ETN9	▶ 2307 EKTN9
40	80	18	19,9	6,95	0,36	18 000	11 000	0,42	▶ 1208 ETN9	▶ 1208 EKTN9
	80	23	19,9	6,95	0,36	-	5 600	0,5	▶ 2208 E-2RS1TN9	▶ 2208 E-2RS1KTN9
	80	23	31,9	10	0,51	16 000	11 000	0,51	▶ 2208 ETN9	▶ 2208 EKTN9
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,68	▶ 1308 ETN9	▶ 1308 EKTN9
	90	33	33,8	11,2	0,57	-	5 000	0,96	▶ 2308 E-2RS1TN9	▶ 2308 E-2RS1KTN9
	90	33	54	16	0,82	14 000	10 000	0,93	▶ 2308 ETN9	▶ 2308 EKTN9
45	85	19	22,9	7,8	0,4	17 000	11 000	0,47	▶ 1209 ETN9	▶ 1209 EKTN9
	85	23	22,9	7,8	0,4	-	5 300	0,53	▶ 2209 E-2RS1TN9	▶ 2209 E-2RS1KTN9
	85	23	32,5	10,6	0,54	15 000	10 000	0,55	▶ 2209 ETN9	▶ 2209 EKTN9
	100	25	39	13,4	0,7	12 000	8 500	0,96	▶ 1309 ETN9	▶ 1309 EKTN9
	100	36	39	13,4	0,7	-	4 500	1,3	▶ 2309 E-2RS1TN9	▶ 2309 E-2RS1KTN9
	100	36	63,7	19,3	1	13 000	9 000	1,25	▶ 2309 ETN9	▶ 2309 EKTN9

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.24**

*Chumacera, ( $1\frac{1}{2}$ " –  $1\frac{15}{16}$ " )*



Eje $d_a$	Asiento del rodamiento $C_a$ $D_a$		Anchura entre obturaciones $A_2$ $A_3$		Rodamientos apropiados y componentes asociados					
	$C_a$	$D_a$	$A_2$	$A_3$	Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula	Manguito de fijación	Anillos de fijación 2 por soporte	Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula Rodamiento de rodillos a rótula obturado Rodamiento de rodillos toroidales CARB	Manguito de fijación	Anillos de fijación 2 por soporte
pulg./mm	mm	mm	mm	mm	-					
$1\frac{1}{2}$ 38,1	30	85	97	150	<b>1209 EKTN9</b> -	HE 209 -	FRB 5.5/85 -	<b>2209 EKTN9</b> <b>22209 EK</b> <b>B52-2209-2CSK/VT143</b> <b>C 2209 KTN9</b>	HE 309 HE 309 HE 309 E HE 309 E	FRB 3.5/85 FRB 3.5/85 FRB 1/85 FRB 3.5/85
	44	100	107	155	<b>1309 EKTN9</b> <b>21309 EK</b>	HE 309 HE 309	FRB 9.5/100 FRB 9.5/100	<b>2309 EKTN9</b> <b>22309 EK</b> -	HE 2309 HE 2309 -	FRB 4/100 FRB 4/100 -
$1\frac{11}{16}$ 42,863	41	90	102	155	<b>1210 EKTN9</b> -	HA 210 -	FRB 10.5/90 -	<b>2210 EKTN9</b> <b>22210 EK</b> <b>B52-2210-2CSK/VT143</b> <b>C 2210 KTN9</b>	HA 310 HA 310 HA 310 E HA 310 E	FRB 9/90 FRB 9/90 FRB 6.5/90 FRB 9/90
	48	110	117	165	<b>1310 EKTN9</b> <b>21310 EK</b>	HA 310 HA 310	FRB 10.5/110 FRB 10.5/110	<b>2310 K</b> <b>22310 EK</b> -	HA 2310 HA 2310 -	FRB 4/110 FRB 4/110 -
$1\frac{3}{4}$ 44,45	41	90	102	155	<b>1210 EKTN9</b> -	HE 210 -	FRB 10.5/90 -	<b>2210 EKTN9</b> <b>22210 EK</b> <b>B52-2210-2CSK/VT143</b> <b>C 2210 KTN9</b>	HE 310 HE 310 HE 310 E HE 310 E	FRB 9/90 FRB 9/90 FRB 6.5/90 FRB 9/90
	48	110	117	165	<b>1310 EKTN9</b> <b>21310 EK</b>	HE 310 HE 310	FRB 10.5/110 FRB 10.5/110	<b>2310 K</b> <b>22310 EK</b> -	HE 2310 HE 2310 -	FRB 4/110 FRB 4/110 -
$1\frac{15}{16}$ 49,213	44	100	107	165	<b>1211 EKTN9</b> -	HA 211 -	FRB 11.5/100 -	<b>2211 EKTN9</b> <b>22211 EK</b> <b>B52-2211-2CSK/VT143</b> <b>C 2211 KTN9</b>	HA 311 HA 311 HA 311 E HA 311 E	FRB 9.5/100 FRB 9.5/100 FRB 6.5/90 FRB 9.5/100
	51	120	122	170	<b>1311 EKTN9</b> <b>21311 EK</b>	HA 311 HA 311	FRB 11/120 FRB 11/120	<b>2311 K</b> <b>22311 EK</b>	HA 2311 HA 2311	FRB 4/120 FRB 4/120

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.25**

*Soporte de Pie SNL Para Rodamientos Sobre un Manguito de Fijación, ( $1\frac{1}{2}$ " –  $1\frac{15}{16}$ ")*

Eje $d_a$	Soporte Dimensiones											Masa pulg. kg	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral
	A	$A_1$	H	$H_1$	$H_2$	J	L	N	$N_1$	G	G				
	pulg./mm mm														
$1\frac{1}{2}$ 38,1	85	60	109	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	2,90	SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509	TSN 509 GE TSN 509 AE TSN 509 CE TSN 509 SE TSN 509 NDE	ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509
	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	$\frac{5}{8}$	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609	TSN 609 GE TSN 609 AE TSN 609 CE TSN 609 SE TSN 609 NDE	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609
$1\frac{14}{16}$ 42,863	90	60	113	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	3,20	SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608	TSN 510 GA TSN 510 A TSN 510 C TSN 510 SA TSN 510 NDA	ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608
	105	70	134	70	30	210	255	24	18	16	$\frac{5}{8}$	5,10	SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610	TSN 610 GA TSN 610 A TSN 610 C TSN 610 SA TSN 610 NDA	ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610
$1\frac{3}{4}$ 44,45	90	60	113	60	25	170	205	20	15	12	$\frac{1}{2}$	3,20	SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608	TSN 510 L TSN 510 A TSN 510 C TSN 510 SE TSN 510 NDE	ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608
	105	70	134	70	30	210	255	24	18	16	$\frac{5}{8}$	5,10	SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610	TSN 610 G TSN 610 A TSN 610 C TSN 610 SE TSN 610 NDE	ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610
$1\frac{15}{16}$ 49,213	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	$\frac{5}{8}$	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609	TSN 511 L TSN 511 A TSN 511 C TSN 511 SA TSN 511 NDA	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609
	110	80	150	80	30	230	275	24	18	16	$\frac{5}{8}$	6,50	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611	TSN 611 G TSN 611 A TSN 611 C TSN 611 SA TSN 611 NDA	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611

Nota: (SKF, 2019)



**Tabla 1.26**









*Rodamiento de Bolas a Rotula de (25 – 45 mm)*

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	▶ 1205 ETN9	▶ 1205 EKTN9
	52	18	14,3	4	0,21	-	9 000	0,16	▶ 2205 E-2RS1TN9	▶ 2205 E-2RS1KTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	▶ 2205 ETN9	▶ 2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	▶ 1305 ETN9	▶ 1305 EKTN9
	62	24	19	5,4	0,28	-	7 500	0,34	▶ 2305 E-2RS1TN9	▶ 2305 E-2RS1KTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	▶ 2305 ETN9	▶ 2305 EKTN9
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	▶ 1206 ETN9	▶ 1206 EKTN9
	62	20	15,6	4,65	0,24	-	7 500	0,26	▶ 2206 E-2RS1TN9	▶ 2206 E-2RS1KTN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	▶ 2206 ETN9	▶ 2206 EKTN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	▶ 1306 ETN9	▶ 1306 EKTN9
	72	27	22,5	6,8	0,36	-	6 700	0,51	▶ 2306 E-2RS1TN9	▶ 2306 E-2RS1KTN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,5	▶ 2306	▶ 2306 K
35	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,32	▶ 1207 ETN9	▶ 1207 EKTN9
	72	23	19	6	0,31	-	6 300	0,41	▶ 2207 E-2RS1TN9	▶ 2207 E-2RS1KTN9
	72	23	30,2	8,8	0,455	18 000	12 000	0,4	▶ 2207 ETN9	▶ 2207 EKTN9
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,51	▶ 1307 ETN9	▶ 1307 EKTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	-	5 600	0,7	▶ 2307 E-2RS1TN9	▶ 2307 E-2RS1KTN9
	80	31	39,7	11,2	0,59	16 000	12 000	0,68	▶ 2307 ETN9	▶ 2307 EKTN9
40	80	18	19,9	6,95	0,36	18 000	11 000	0,42	▶ 1208 ETN9	▶ 1208 EKTN9
	80	23	19,9	6,95	0,36	-	5 600	0,5	▶ 2208 E-2RS1TN9	▶ 2208 E-2RS1KTN9
	80	23	31,9	10	0,51	16 000	11 000	0,51	▶ 2208 ETN9	▶ 2208 EKTN9
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,68	▶ 1308 ETN9	▶ 1308 EKTN9
	90	33	33,8	11,2	0,57	-	5 000	0,96	▶ 2308 E-2RS1TN9	▶ 2308 E-2RS1KTN9
	90	33	54	16	0,82	14 000	10 000	0,93	▶ 2308 ETN9	▶ 2308 EKTN9
45	85	19	22,9	7,8	0,4	17 000	11 000	0,47	▶ 1209 ETN9	▶ 1209 EKTN9
	85	23	22,9	7,8	0,4	-	5 300	0,53	▶ 2209 E-2RS1TN9	▶ 2209 E-2RS1KTN9
	85	23	32,5	10,6	0,54	15 000	10 000	0,55	▶ 2209 ETN9	▶ 2209 EKTN9
	100	25	39	13,4	0,7	12 000	8 500	0,96	▶ 1309 ETN9	▶ 1309 EKTN9
	100	36	39	13,4	0,7	-	4 500	1,3	▶ 2309 E-2RS1TN9	▶ 2309 E-2RS1KTN9
	100	36	63,7	19,3	1	13 000	9 000	1,25	▶ 2309 ETN9	▶ 2309 EKTN9

Nota: (SKF, 2019)

**Tabla 1.27**

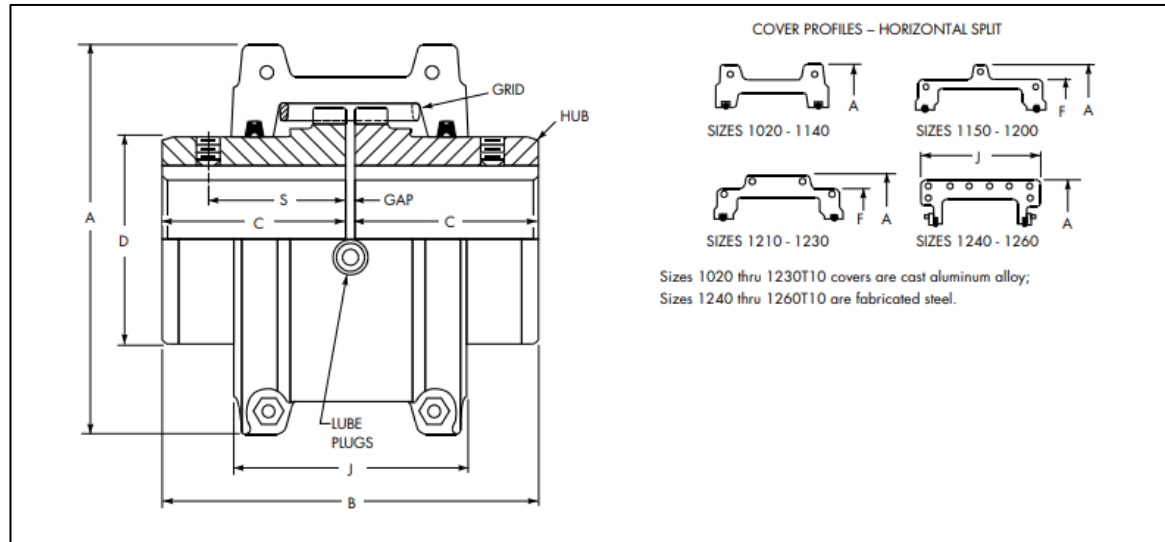
*Motorreductor Sew 0.37 Kw – 1750 Rpm*

 <b>0,37 kW - 1750 rpm</b> 						
rpm	Itot	fs	Fr (N)	código	páginas	
						
7,20	243	3,35	8000	G56247	60 a 62	
6,07	288	2,83	8000	G56248	60 a 62	
5,03	347	2,35	8000	G56250	60 a 62	
4,50	389	2,10	8000	G56251	60 a 62	
4,03	434	1,88	8000	G56252	60 a 62	
3,53	495	1,65	8000	G56253	60 a 62	
3,26	537	1,52	8000	G56254	60 a 62	
4,23	414	4,27	9000	G58252	63 a 65	
3,80	461	3,83	9000	G58253	63 a 65	
3,38	518	3,41	9000	G58254	63 a 65	
3,21	545	0,98	8000	G56455	75 a 77	
2,99	586	0,91	8000	G56456	75 a 77	
3,15	555	2,08	9000	G58455	78 a 80	
2,83	618	1,87	9000	G58456	78 a 80	
2,54	689	1,67	9000	G58457	78 a 80	
2,35	745	1,55	9000	G58458	78 a 80	
1,94	901	1,28	9000	G58459	78 a 80	
1,69	1,034	1,12	9000	G58460	78 a 80	
1,52	1,154	1,00	9000	G58461	78 a 80	
1,40	1,248	0,92	9000	G58462	78 a 80	
1,29	1,355	0,85	9000	G58463	78 a 80	
1,16	1,508	0,77	9000	G58464	78 a 80	

Nota: (WEG, 2023)

**Tabla 1.28**

*Acoplamiento Tipo T10*



Sizes 1020 thru 1230T10 covers are cast aluminum alloy;  
Sizes 1240 thru 1260T10 are fabricated steel.

**Dimensions (in)**

Size ①	Torque Rating (lb-in) ②	Allow Speed RPM ③	Max Bore ④	Min Bore ⑤	Cplg Wt with No Bore (lb)	Lube Wt (lb)	A	B	C	D	F	J	S	GAP
1020T	460	4500	1.125	0.500	4.2	0.06	3.82	3.88	1.88	1.56	—	2.62	1.54	0.125
1030T	1,320	4500	1.375	0.500	5.7	0.09	4.16	3.88	1.88	1.94	—	2.69	1.54	0.125
1040T	2,200	4500	1.625	0.500	7.4	0.12	4.50	4.12	2.00	2.25	—	2.75	1.58	0.125
1050T	3,850	4500	1.875	0.500	12	0.15	5.32	4.88	2.38	2.62	—	3.19	1.76	0.125
1060T	6,050	4350	2.125	0.750	16	0.19	5.82	5.12	2.50	3.00	—	3.68	2.06	0.125
1070T	8,800	4125	2.500	0.750	23	0.25	6.25	6.12	3.00	3.44	—	3.81	2.12	0.125
1080T	18,150	3600	3.000	1.062	39	0.38	7.50	7.12	3.50	4.12	—	4.55	2.54	0.125
1090T	33,000	3600	3.500	1.062	56	0.56	8.31	7.88	3.88	4.88	—	4.81	2.82	0.125
1100T	55,550	2440	4.000	1.625	93	0.94	9.88	9.69	4.75	5.59	—	6.12	—	0.188
1110T	82,500	2250	4.500	1.625	120	1.12	10.62	10.19	5.00	6.31	—	6.36	—	0.188
1120T	121,000	2025	5.000	2.375	179	1.62	12.12	12.00	5.88	7.06	—	7.54	—	0.250
1130T	176,000	1800	6.000	2.625	266	2.0	13.62	13.00	6.38	8.56	—	7.68	—	0.250
1140T	253,000	1650	7.250	2.625	392	2.5	15.12	14.75	7.25	10.00	—	7.92	—	0.250
1150T	352,000	1500	8.000	4.250	500	4.3	17.84	14.65	7.20	10.60	15.40	10.69	—	0.250
1160T	495,000	1350	9.000	4.750	681	6.2	19.76	15.85	7.80	12.00	17.20	10.96	—	0.250
1170T	660,000	1225	10.000	5.250	987	7.7	22.32	17.25	8.50	14.00	19.18	12.10	—	0.250
1180T	915,000	1100	11.000	6.000	1365	8.3	24.80	19.05	9.40	15.50	21.84	12.64	—	0.250
1190T	1,210,000	1050	12.000	6.000	1710	9.7	26.60	20.65	10.20	17.20	23.93	12.80	—	0.250
1200T	1,650,000	900	13.000	7.000	2331	12.4	29.80	22.25	11.00	19.60	26.00	14.00	—	0.250
1210T	2,200,000	820	14.000	7.000	3140	23.2	33.25	24.50	12.00	21.00	29.56	17.00	—	0.500
1220T	2,970,000	730	15.000	8.000	3935	35.4	36.25	26.10	12.80	22.50	32.37	19.30	—	0.500
1230T	3,850,000	680	16.000	8.000	4997	53.0	39.50	27.70	13.60	24.00	35.62	21.50	—	0.500
1240T	4,950,000	630	17.000	10.000	6504	74.5	42.80	29.50	14.50	25.50	—	25.50	—	0.500
1250T	6,600,000	580	18.500	10.000	8450	110.5	46.50	32.10	15.80	28.00	—	27.50	—	0.500

Nota: (RegalRexnord, 2023)

Tabla 1.29

Secciones de Estructura

LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES	LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES	LONGITUD TOTAL DE LA ESTRUCTURA (PIES)	LONGITUD DE LAS SECCIONES (PIES)			ESTRUCTURAS LATERALES
	16	20	24			16	20	24			16	20	24	
16	1	..	..	0	140	..	1	5	5	260	..	1	10	10
20	..	1	..	0	144	..	..	6	5	264	..	..	11	10
24	..	..	1	0	148	2	1	4	8	268	2	1	9	11
32	2	..	..	1	152	2	..	5	8	272	2	..	10	11
36	1	1	..	1	156	1	1	5	6	276	1	1	10	11
40	..	2	..	1	160	..	2	5	6	280	..	2	10	11
44	..	1	1	1	164	..	1	6	6	284	..	1	11	11
48	..	..	2	1	168	..	..	7	6	288	..	..	12	11
52	2	1	..	2	172	2	1	5	7	292	2	1	10	12
56	2	..	1	2	176	2	..	6	7	296	2	..	11	12
60	..	3	..	2	180	1	1	6	7	300	1	1	11	12
64	..	2	1	2	184	..	2	6	7	304	..	2	11	12
68	..	1	2	2	188	..	1	7	7	308	..	1	12	12
72	..	..	3	2	192	..	..	8	7	312	..	..	13	12
76	2	1	1	3	196	2	1	6	8	316	2	1	11	13
80	2	..	2	3	200	2	..	7	8	320	2	..	12	13
84	1	1	2	3	204	1	1	7	8	324	1	1	12	13
88	1	..	3	3	208	..	2	7	8	328	..	2	12	13
92	..	1	3	3	212	..	1	8	8	332	..	1	13	13
96	..	..	4	3	216	..	..	9	8	336	..	..	14	13
100	2	1	2	4	220	2	1	7	9	340	2	1	12	14
104	2	..	3	4	224	2	..	8	9	344	2	..	13	14
108	1	1	3	4	228	1	1	8	9	348	1	1	13	14
112	1	..	4	4	232	..	2	8	9	352	..	2	13	14
116	..	1	4	4	236	..	1	9	9	356	..	1	14	14
120	..	..	5	4	240	..	..	10	9	360	..	..	15	14
124	2	1	3	5	244	2	1	8	10	364	2	1	13	15
128	2	..	4	5	248	2	..	9	10	368	2	..	14	15
132	1	1	4	5	252	1	1	9	10	372	1	1	14	15
136	..	2	4	5	256	..	2	9	10	376	..	2	14	15

Nota: (Martin, 1998)

**Tabla 1.30**

*Clasificación de polines*

Cuadro de Rodillos estándar CEMA						
Servicio	Serie	Clase	Diámetro		EJE	Ancho de Faja pulg.
			RODILLO			
LIVIANO	LBBS	B	3.5pulg.	90 mm.	17	<a href="#">12@24</a>
			4	102		<a href="#">18@30</a>
			4.5	114		<a href="#">18@36</a>
MEDIANO	MCBS	C	4.5	114	20	<a href="#">18@42</a>
			5	127		<a href="#">18@48</a>
			6	152		<a href="#">24@60</a>
MEDIANO PLUS	MDBS	D	5	127	25/20	<a href="#">20@60</a>
			6	152		<a href="#">24@72</a>
PESADO	PEBS	E	6	152	30	<a href="#">36@72</a>
			7	178		<a href="#">36@84</a>
PESADO EXTRA	PFBS	F	7	178	40	<a href="#">60@96</a>

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.31**

*Consideraciones en el Ancho de Polea*

Recomendación del ancho de la Polea			
Ancho de Correa(pulg)	Ancho de Polea(pulg)	Distancia entre caras de Chute de descarga(pulg)	Ancho de Polea(*) (pulg)
Hasta 42"	b+2	Pf+3	b+no menos que 2 1/2" en cada cara
Sobre 42"	b+3	Pf+4	b+no menos que 3 en cada cara
b= Ancho de faja			
Pf=Ancho de la Polea			

Nota: (CEMA, 2016)

**Tabla 1.32**

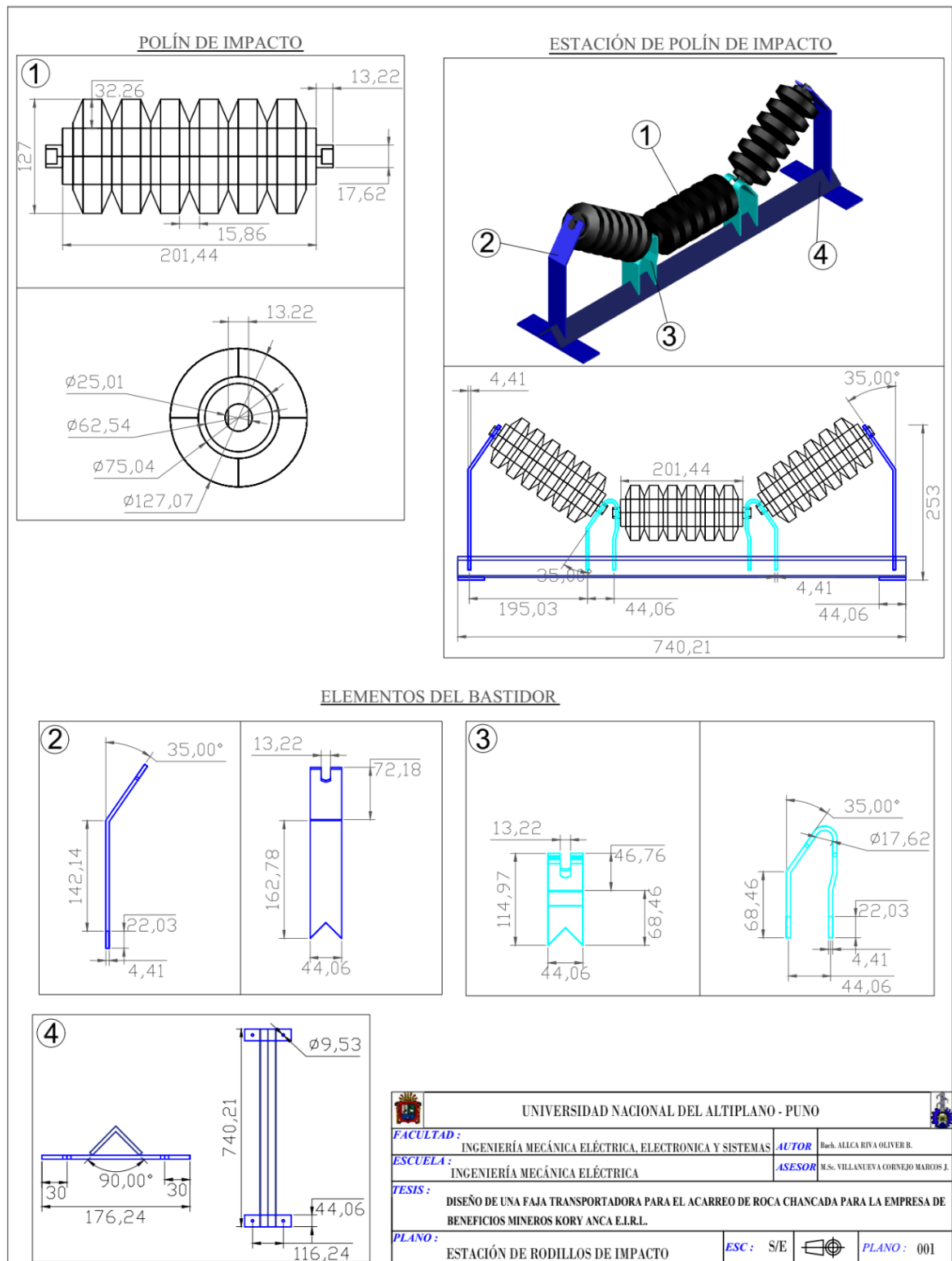
*Valores de A*

VALORES DE "A"	
Diámetro de ejes en pulgadas	A
1-3/16" a 2-7/16"	N+ 1-5/8"
2-11/16 a 2-15/16"	N + 1-3/4"
3-7/16"	N + 2-1/2"
3-15/16"	N + 2-3/4"
4-7/16"	N + 3
4-15/16"	N + 3-1/4"
5-7/16" a 6"	N + 4 -1/2"
6-1/2" a 7"	N + 5"
7-1/2" a 8"	N + 5-1/4"
8-1/2" a 10"	N + 6-1/4"

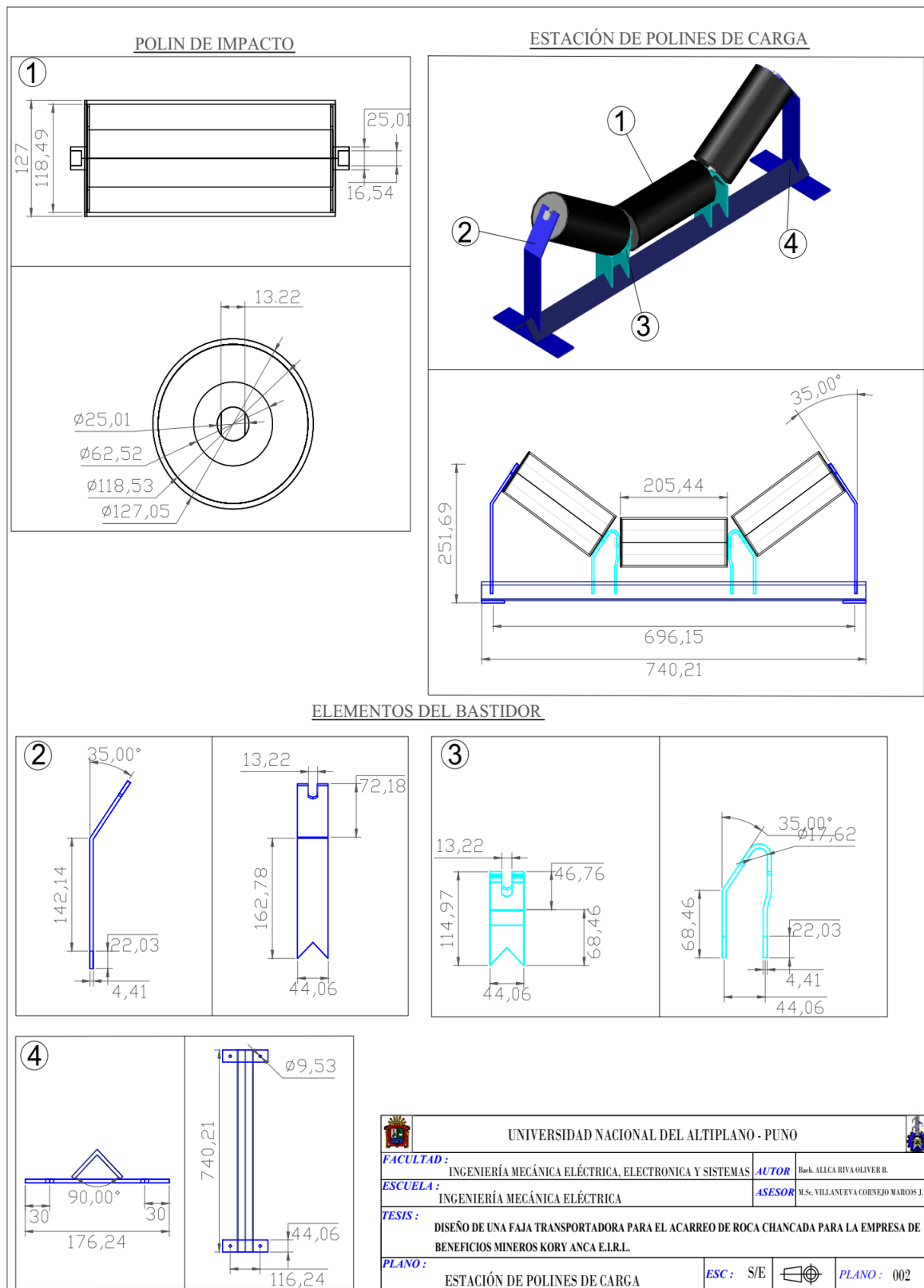
Nota: (CEMA, 2016)

## ANEXO 2: Planos de faja transportadora

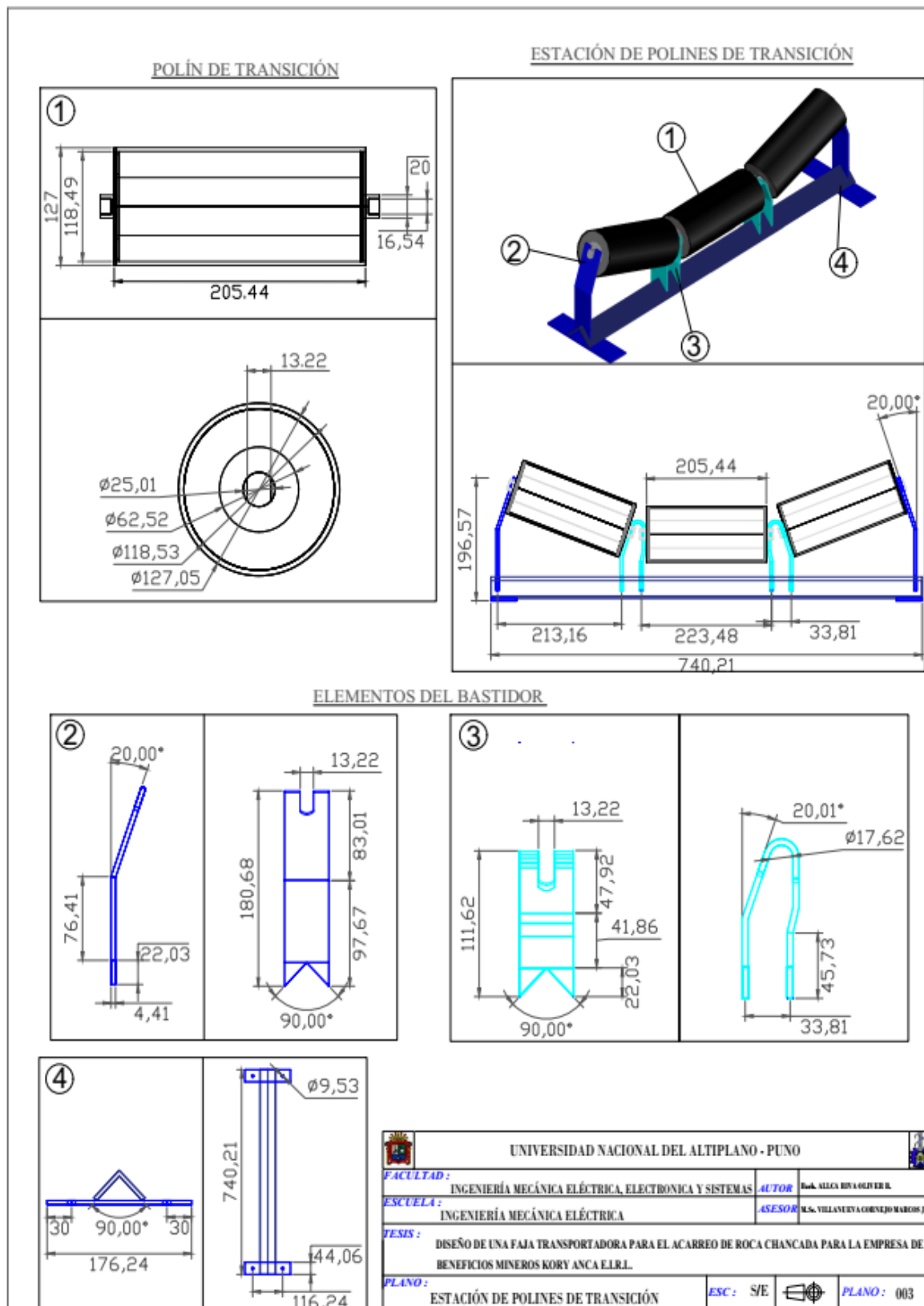
### Plano 2.1: Estacion de rodillos de impacto



## Plano 2.2: Estacion de rodillos de carga

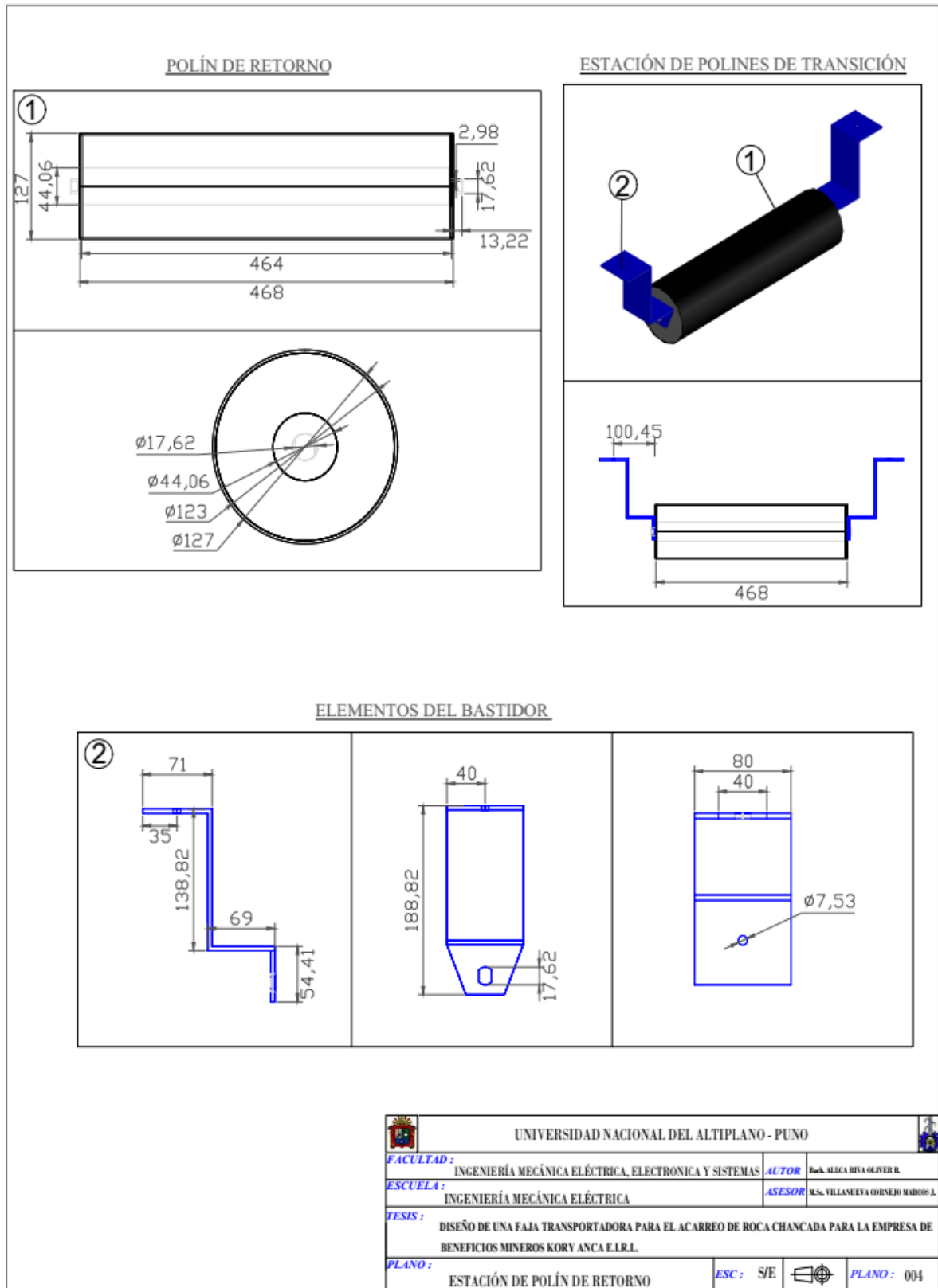


**Plano 2.3:** Estacion de rodillos de transición

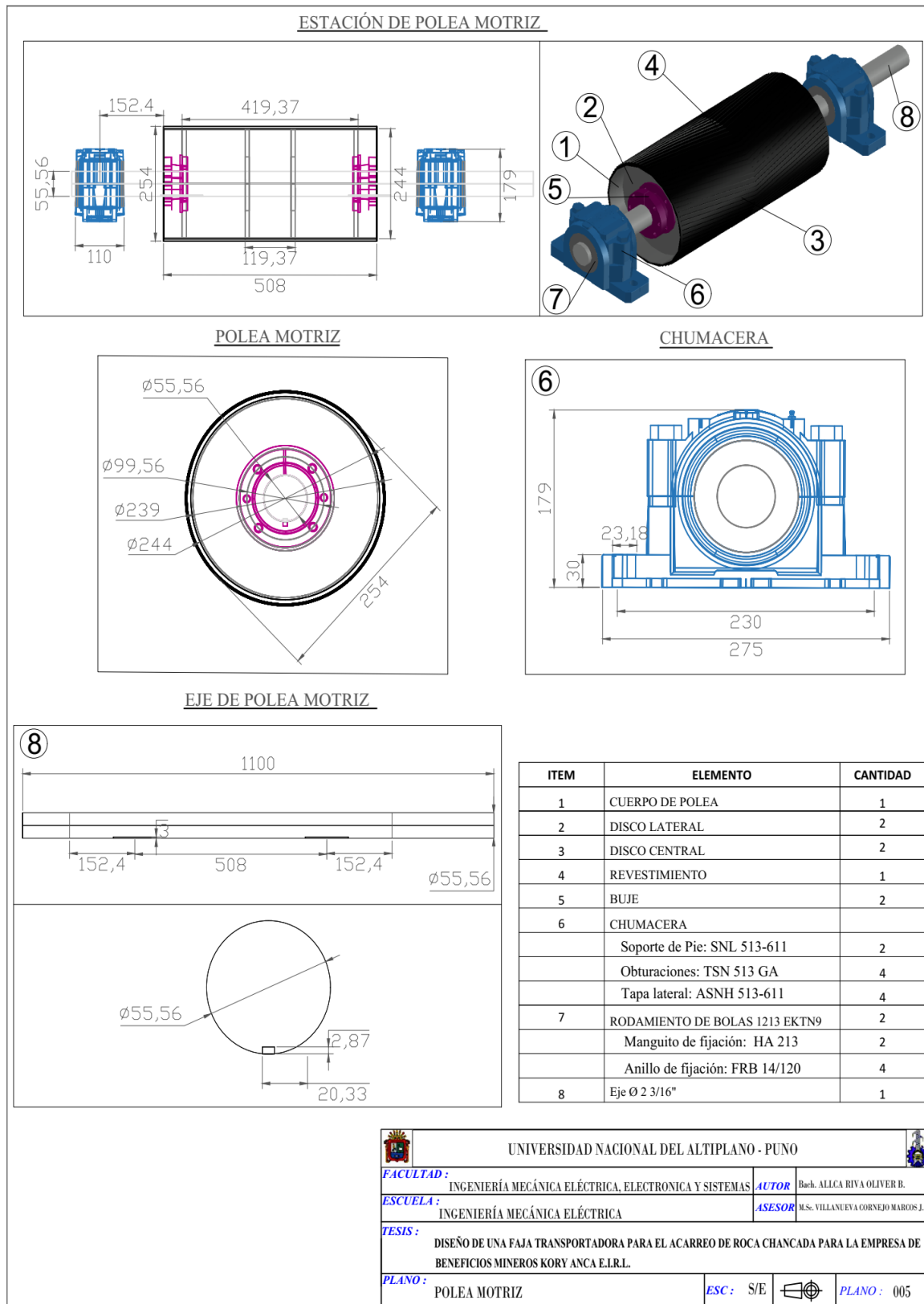




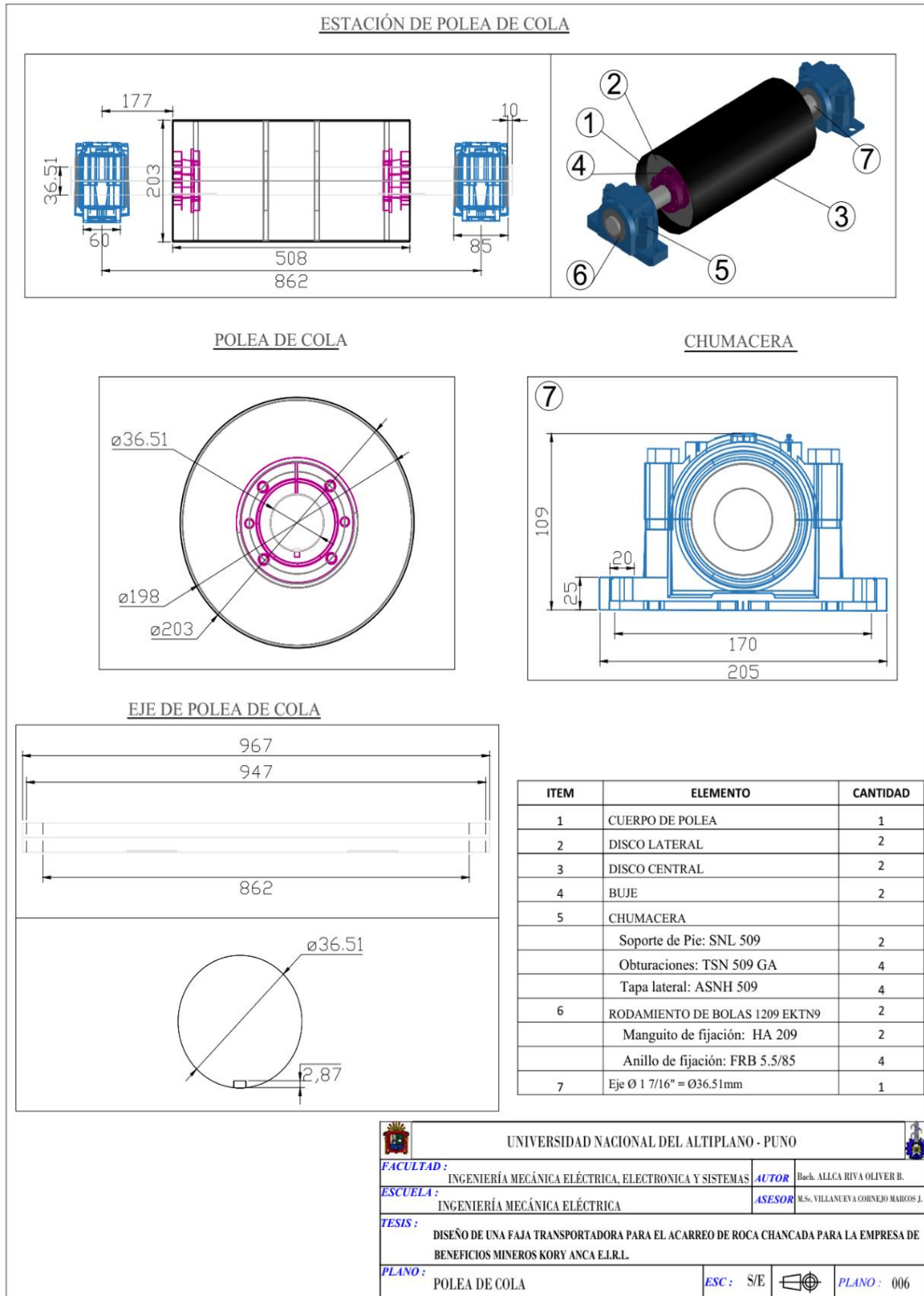
**Plano 2.4:** Estacion de rodillo de retorno



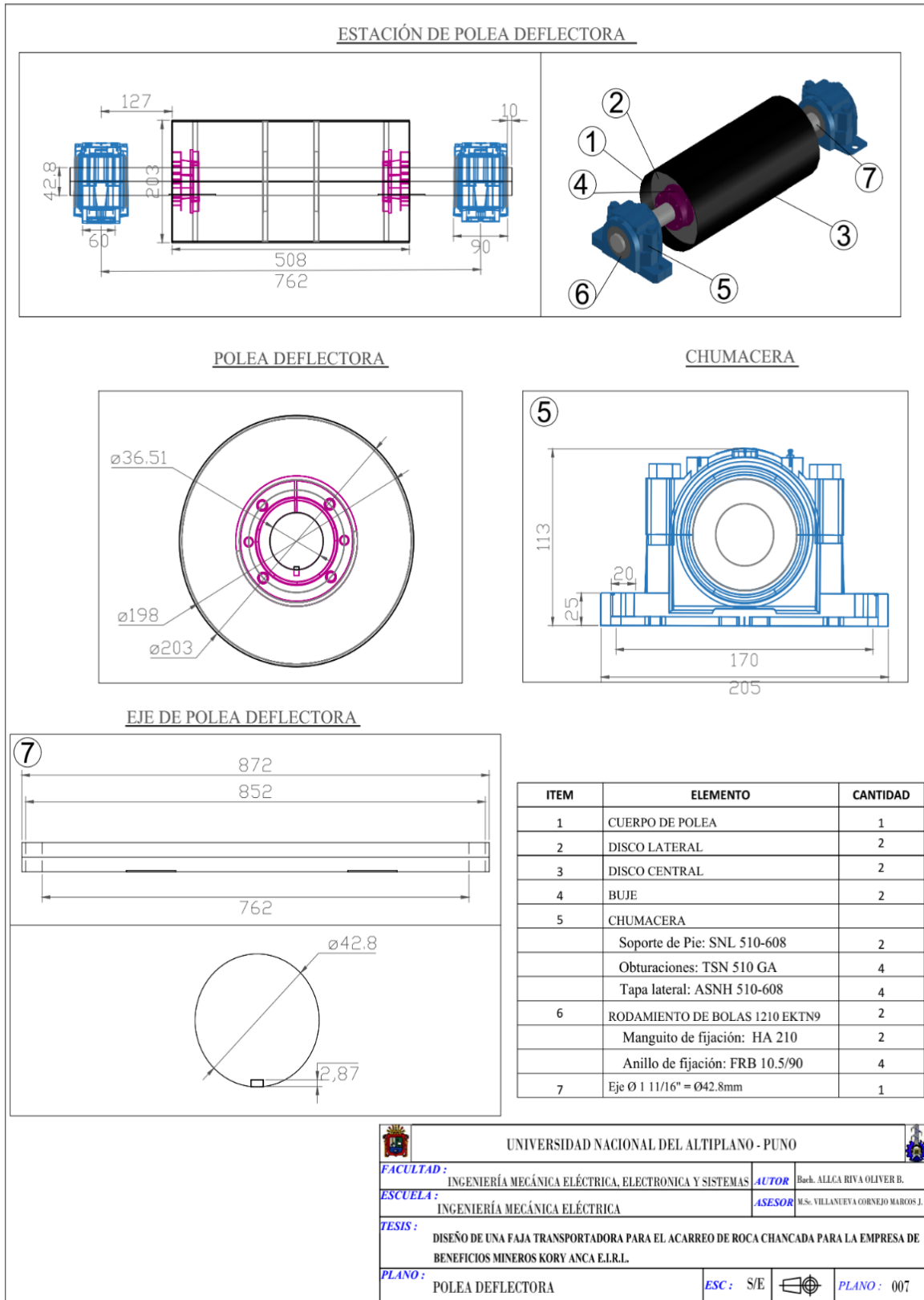
## Plano 2.5: Polea motriz



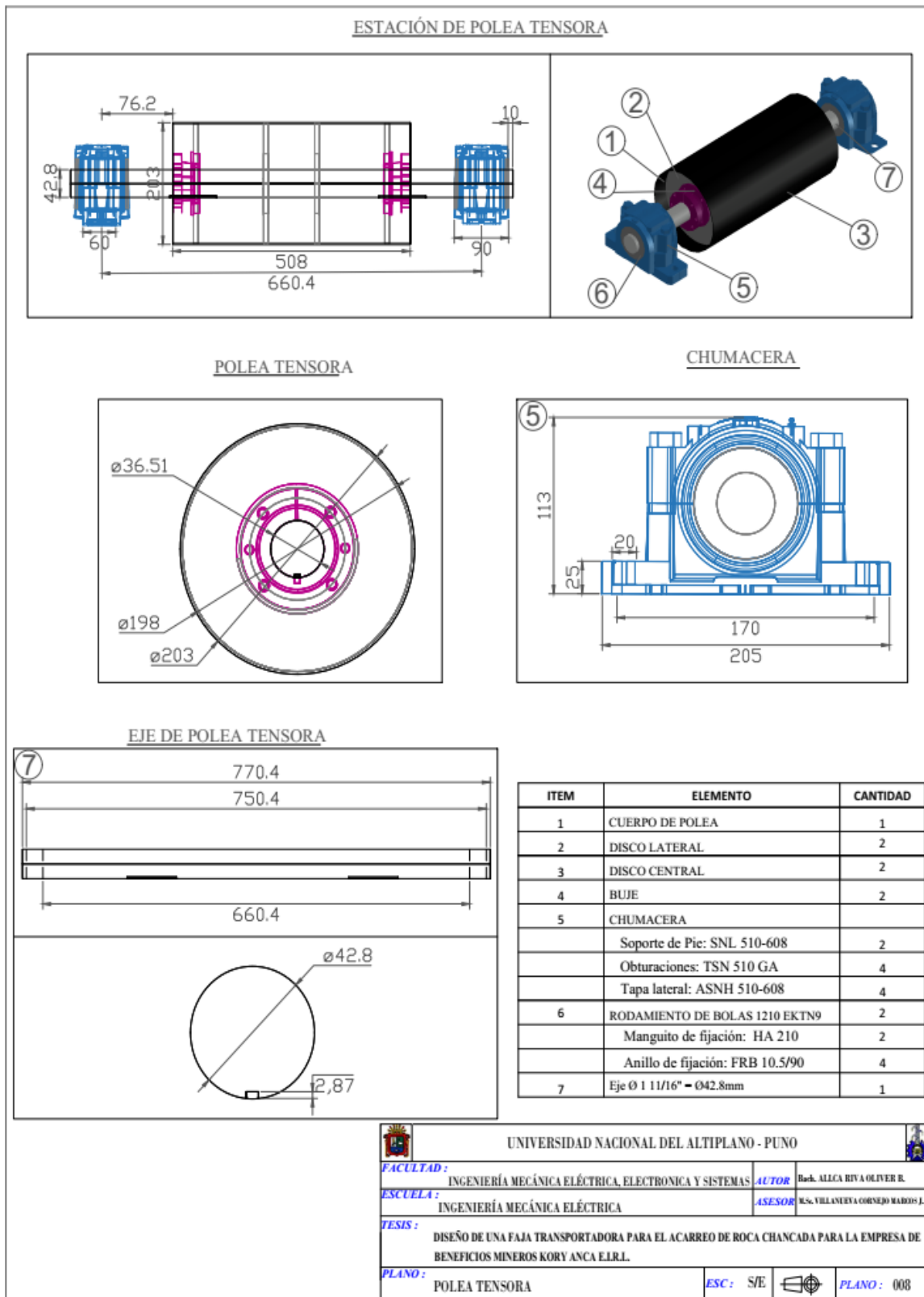
## Plano 2.6: Polea de cola



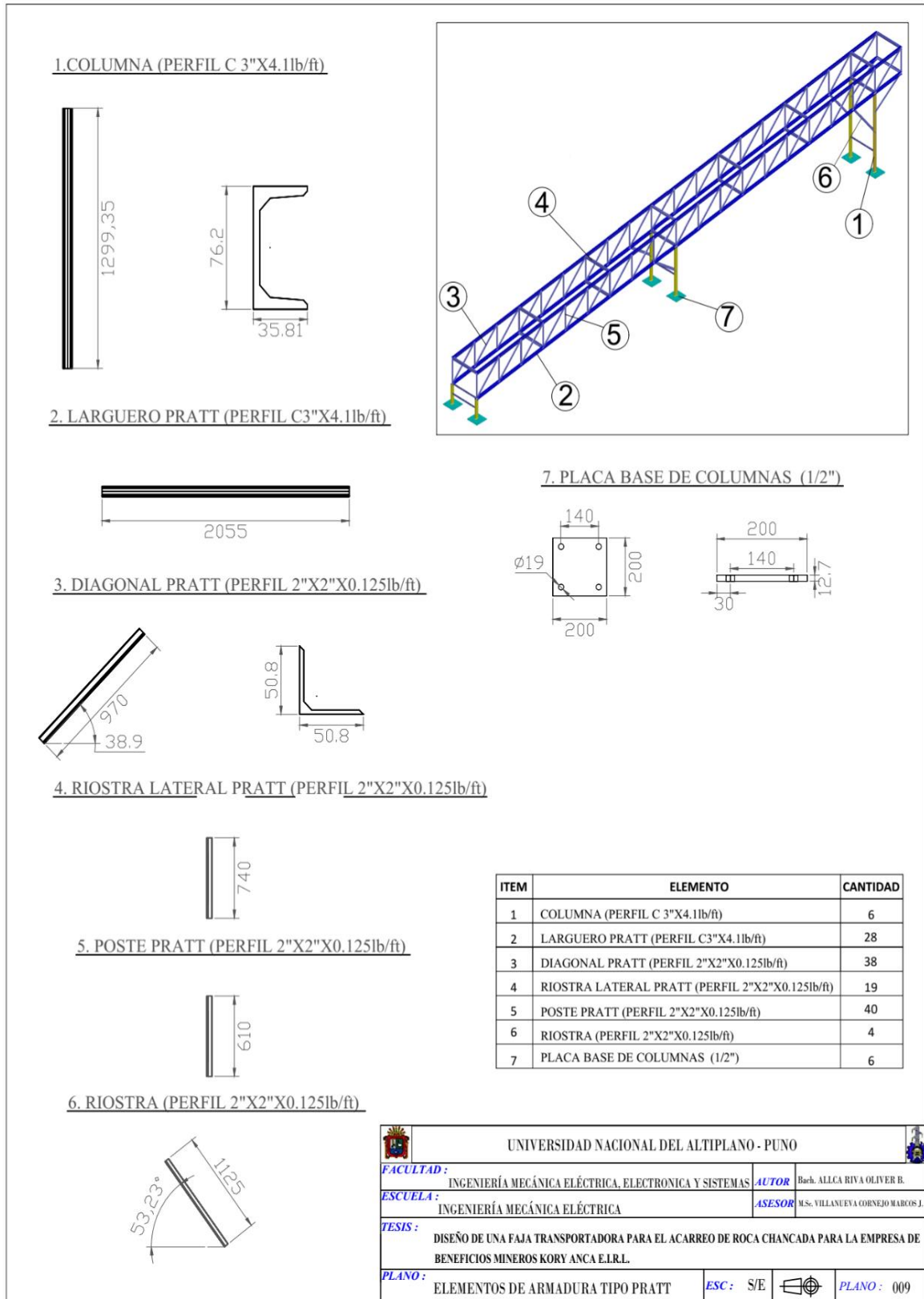
**Plano 2.7: Polea deflectora**



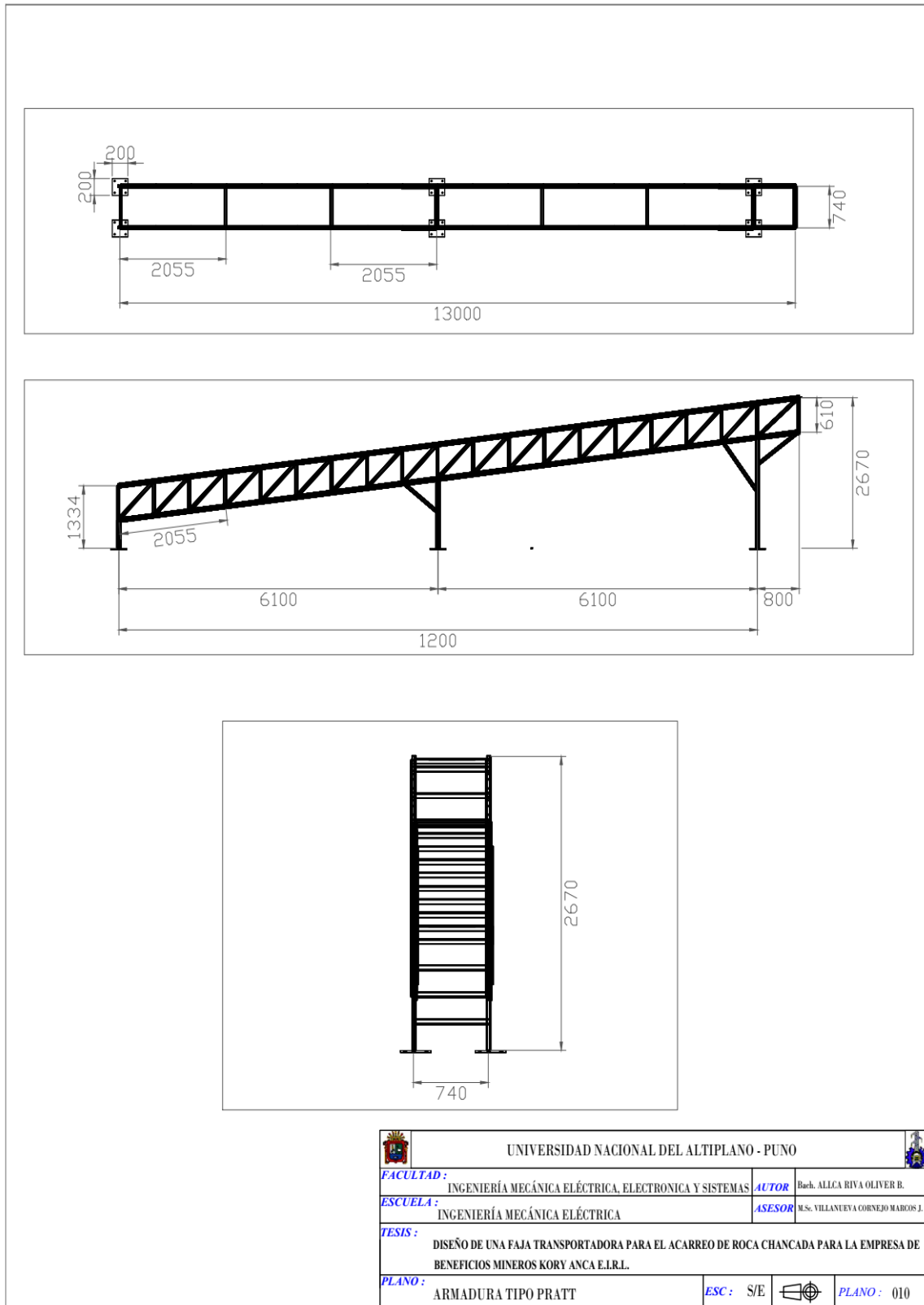
## Plano 2.8: Polea tensora



## Plano 2.9: Elementos estructurales de armadura tipo Pratt



**Plano 2.10:** Armadura tipo Pratt



### ANEXO 3: Fotografías

**Foto 3.1:** Planta de beneficios mineros Kory Anca E.I.R.L.



**Foto 3.2:** Condición climatológica con presencia de nieve



**Foto 3.3:** Material proveniente de mina Rinconada





**Foto 3.4:** Chancadora primaria



**Foto 3.5:** Tolva de material fino



**Foto 3.6:** Molino 4x4 de molienda primaria





## ANEXO 4: Declaración jurada de autenticidad de tesis



Universidad Nacional  
del Altiplano Puno



Vicerrectorado  
de Investigación



Repositorio  
Institucional

### DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD DE TESIS

Por el presente documento, Yo OLIVER BLADIMIR ALLCA RIVA  
identificado con DNI 70218304 en mi condición de egresado de:

Escuela Profesional,  Programa de Segunda Especialidad,  Programa de Maestría o Doctorado  
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

informo que he elaborado el/la  Tesis o  Trabajo de Investigación denominada:

“DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA PARA EL ALCARREO  
DE ROLA CHANCADA PARA LA EMPRESA DE BENEFICIOS  
MINEROS KORY ANCA E.I.R.L.”

Es un tema original.

Declaro que el presente trabajo de tesis es elaborado por mi persona y **no existe plagio/copia** de ninguna naturaleza, en especial de otro documento de investigación (tesis, revista, texto, congreso, o similar) presentado por persona natural o jurídica alguna ante instituciones académicas, profesionales, de investigación o similares, en el país o en el extranjero.

Dejo constancia que las citas de otros autores han sido debidamente identificadas en el trabajo de investigación, por lo que no asumiré como tuyas las opiniones vertidas por terceros, ya sea de fuentes encontradas en medios escritos, digitales o Internet.

Asimismo, ratifico que soy plenamente consciente de todo el contenido de la tesis y asumo la responsabilidad de cualquier error u omisión en el documento, así como de las connotaciones éticas y legales involucradas.

En caso de incumplimiento de esta declaración, me someto a las disposiciones legales vigentes y a las sanciones correspondientes de igual forma me someto a las sanciones establecidas en las Directivas y otras normas internas, así como las que me alcancen del Código Civil y Normas Legales conexas por el incumplimiento del presente compromiso

Puno 04 de JUNIO del 2024

FIRMA (obligatoria)



Huella



## ANEXO 5: Autorización para el depósito de tesis en el repositorio institucional



Universidad Nacional  
del Altiplano Puno



Vicerrectorado  
de Investigación



Repositorio  
Institucional

### AUTORIZACIÓN PARA EL DEPÓSITO DE TESIS O TRABAJO DE INVESTIGACIÓN EN EL REPOSITORIO INSTITUCIONAL

Por el presente documento, Yo OLIVER BLADIMIR ALLCA RIVA,  
identificado con DNI 70218304 en mi condición de egresado de:

Escuela Profesional,  Programa de Segunda Especialidad,  Programa de Maestría o Doctorado

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,  
informo que he elaborado el/la  Tesis o  Trabajo de Investigación denominada:

“ DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA PARA EL ACARREO  
DE ROCA CHANCADA PARA LA EMPRESA DE BENEFICIOS  
MINEROS KORY ANCA E.I.R.L. ”

para la obtención de  Grado,  Título Profesional o  Segunda Especialidad.

Por medio del presente documento, afirmo y garantizo ser el legítimo, único y exclusivo titular de todos los derechos de propiedad intelectual sobre los documentos arriba mencionados, las obras, los contenidos, los productos y/o las creaciones en general (en adelante, los “Contenidos”) que serán incluidos en el repositorio institucional de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno.

También, doy seguridad de que los contenidos entregados se encuentran libres de toda contraseña, restricción o medida tecnológica de protección, con la finalidad de permitir que se puedan leer, descargar, reproducir, distribuir, imprimir, buscar y enlazar los textos completos, sin limitación alguna.

Autorizo a la Universidad Nacional del Altiplano de Puno a publicar los Contenidos en el Repositorio Institucional y, en consecuencia, en el Repositorio Nacional Digital de Ciencia, Tecnología e Innovación de Acceso Abierto, sobre la base de lo establecido en la Ley N° 30035, sus normas reglamentarias, modificatorias, sustitutorias y conexas, y de acuerdo con las políticas de acceso abierto que la Universidad aplique en relación con sus Repositorios Institucionales. Autorizo expresamente toda consulta y uso de los Contenidos, por parte de cualquier persona, por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales de autor y derechos conexos, a título gratuito y a nivel mundial.

En consecuencia, la Universidad tendrá la posibilidad de divulgar y difundir los Contenidos, de manera total o parcial, sin limitación alguna y sin derecho a pago de contraprestación, remuneración ni regalía alguna a favor mío; en los medios, canales y plataformas que la Universidad y/o el Estado de la República del Perú determinen, a nivel mundial, sin restricción geográfica alguna y de manera indefinida, pudiendo crear y/o extraer los metadatos sobre los Contenidos, e incluir los Contenidos en los índices y buscadores que estimen necesarios para promover su difusión.

Autorizo que los Contenidos sean puestos a disposición del público a través de la siguiente licencia:

Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional. Para ver una copia de esta licencia, visita: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

En señal de conformidad, suscribo el presente documento.

Puno 04 de JUNIO del 2024

FIRMA (obligatoria)



Huella