

**UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN  
APILADOR TELESCÓPICO RADIAL DE 100  
TONELADAS POR HORA DE 1/2" DE PIEDRA  
CHANCADA**

**TESIS**

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

**AUTOR**

Raúl Martín, Ramirez Borja

Código 201310249

**ASESOR**

Helard Henry Álvarez Sánchez

Lima – Perú

Octubre 2020

*Dedicatoria:*

Dedico la presente tesis a mi madre, Andrea Borja, y a mi hermano, Yerson Ramirez, por brindarme su apoyo incondicional en todo momento y ayudarme a superar cada obstáculo presente en el camino. A mi padre, Marcos Ramirez, que desde el cielo me guía y protege cada día para poder lograr todos mis objetivos.

*Agradecimientos:*

Agradezco al profesor Helard Álvarez y a la profesora Ximena Guardia por brindarme su apoyo en todo el proceso de la tesis y se logre terminar de manera exitosa. Agradezco a mis compañeros de trabajo por brindarme sus conocimientos y apoyarme en el tiempo de desarrollo de la presente tesis.

# TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO.....	20
1.1 Apilador telescópico radial.....	20
1.1.1 Aplicaciones de un apilador telescópico radial .....	21
1.1.2 Apilamiento de agregados .....	24
1.1.3 Componentes de un apilador telescópico radial.....	29
1.2 Diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial.....	49
1.2.1 Criterios de diseño para un apilador telescópico radial.....	49
1.2.2 Programas.....	53
1.3 Agregados.....	54
1.3.1 Tipos de agregados.....	55
CAPÍTULO II METODOLOGÍA.....	58
2.1 Características y capacidad de transporte del material a transportar.....	59
2.2 Diseño del sistema de transporte .....	62
2.2.1 Diseño del sistema de la banda transportadora .....	62
2.2.2 Dimensionamiento del sistema de giro .....	84
2.2.3 Dimensionamiento del sistema de levantamiento.....	87
2.2.4 Diseño del sistema telescópico .....	89
2.2.5 Diseño en Solidworks del sistema mecánico del apilador telescópico radial.....	92
CAPÍTULO III RESULTADOS .....	93
3.1 Dimensiones iniciales de la banda transportadora .....	93
3.2 Rodillos del sistema de banda transportadora seleccionados.....	95
3.3 Tensiones y potencia en la banda transportadora.....	99
3.4 Banda transportadora.....	100
3.5 Polea del sistema de banda transportadora.....	101
3.6 Dimensiones de la banda transportadora obtenidas mediante Belt Analyst 19....	103

3.7	Dimensiones del equipo del sistema de giro seleccionado.....	106
3.8	Dimensiones del equipo del sistema de levantamiento seleccionado .....	109
3.9	Dimensiones del equipo del sistema telescópico .....	112
3.10	Diseño del sistema mecánico en Solidworks .....	114
CONCLUSIONES.....		118
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....		120
ANEXOS .....		125

# ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
<b>Tabla 1.1</b> Materiales para fabricación de bandas transportadoras.....	32
<b>Tabla 1.2</b> Calidad de los recubrimientos para las bandas transportadoras. ....	34
<b>Tabla 1.3</b> Selección de polea dependiendo de la tensión aplicada. ....	39
<b>Tabla 1.4</b> Tipos de estaciones de rodillos en una banda transportadora.....	42
<b>Tabla 1.5</b> Modelos de bombas hidráulicas.....	46
<b>Tabla 1.6</b> Límites de granulometría del agregado fino. ....	57
<b>Tabla 1.7</b> Límites de granulometría del agregado grueso. ....	57
<b>Tabla 2.1</b> Códigos de material dependiendo de características .....	60
<b>Tabla 2.2</b> Fluidez – ángulo de recargo y ángulo de reposo.....	61
<b>Tabla 2.3</b> Velocidad máxima recomendada.....	64
<b>Tabla 2.4</b> banda de 35° inclinación - tres rodillos iguales .....	66
<b>Tabla 2.5</b> Clasificación de rodillos .....	69
<b>Tabla 2.6</b> Espaciamiento sugerido entre rodillos .....	69
<b>Tabla 2.7</b> Tiempo de vida de un rodillo.....	71
<b>Tabla 2.8</b> Peso estimado de la banda, lbs/ft. ....	75
<b>Tabla 2.9</b> Factor Ky por grado de inclinación, peso y longitud de la banda. ....	76
<b>Tabla 2.10</b> Factor de envolvimiento Cw (superficies rugosas) .....	77
<b>Tabla 2.11</b> límites de envolvimiento. ....	78
<b>Tabla 2.12</b> ancho de la cara de la polea recomendada. ....	80
<b>Tabla 2.13</b> Índice de carga de neumáticos .....	85
<b>Tabla 2.14</b> Evaluación de criterio .....	90
<b>Tabla 3.1</b> Propiedades físicas de ½” de piedra chancada.....	93
<b>Tabla 3.2</b> Estimación inicial de la banda transportadora.....	94
<b>Tabla 3.3</b> Cálculo de dimensionamiento de la sección transversal de la banda transportadora.....	94
<b>Tabla 3.4</b> Tabla de clasificación de rodillo seleccionado según CEMA. ....	95
<b>Tabla 3.5</b> Espaciamiento de los rodillos del apilador telescópico radial.....	96
<b>Tabla 3.6</b> Cálculo de carga de los rodillos del sistema de la banda transportadora.....	96
<b>Tabla 3.7</b> Resumen de selección de rodillos.....	98

<b>Tabla 3.8</b>	Tensiones calculadas para las dos bandas transportadoras.....	99
<b>Tabla 3.9</b>	Tensiones de la banda, fricción, polea de cola y mínima. ....	99
<b>Tabla 3.10</b>	Tensión del lado de carga y lado descolgado de la banda transportadora. ....	100
<b>Tabla 3.11</b>	Potencia estimada para cada banda transportadora. ....	100
<b>Tabla 3.12</b>	Descripción de la faja transportadora seleccionada .....	101
<b>Tabla 3.13</b>	Dimensionamiento de polea .....	102
<b>Tabla 3.14</b>	Selección de soportes para el eje de la polea cabeza.....	103
<b>Tabla 3.15</b>	Tabla comparativa de resultados de CEMA y Belt Analyst 19.....	106
<b>Tabla 3.16</b>	Parámetros iniciales de selección de neumáticos. ....	107
<b>Tabla 3.17</b>	Neumático seleccionado. ....	107
<b>Tabla 3.18</b>	Cálculo de relación de transmisión. ....	108
<b>Tabla 3.19</b>	Estimación de peso total del apilador telescópico radial.....	109
<b>Tabla 3.20</b>	Parámetros iniciales para selección del pistón hidráulico. ....	110
<b>Tabla 3.21</b>	Dimensiones del pistón seleccionado. ....	110
<b>Tabla 3.22</b>	Parámetros de selección del kit hidráulico.....	111
<b>Tabla 3.23</b>	Especificaciones técnicas del kit hidráulico.....	111
<b>Tabla 3.24</b>	Estimación de fuerza necesaria.....	113
<b>Tabla 3.25</b>	Características del winche. ....	114

# ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.1</b> Apilador telescópico radial extendido. ....	20
<b>Figura 1.2</b> Transporte de un apilador telescópico radial. ....	21
<b>Figura 1.3</b> Apilamiento de piedra chancada mediante un apilador telescópico radial. ....	22
<b>Figura 1.4</b> proceso de lixiviación. ....	23
<b>Figura 1.5</b> Apilador telescópico radial para carga de buques. ....	24
<b>Figura 1.6</b> Segregación de agregados en la polea de descarga de un apilador. ....	25
<b>Figura 1.7</b> Apilamiento utilizando un apilador telescópico radial. ....	26
<b>Figura 1.8</b> Sistema automatizado de apilamiento Superior Telectacker. ....	26
<b>Figura 1.9</b> Apilamiento mediante el método de pila en hilera. ....	27
<b>Figura 1.10</b> Figura métodos de apilamiento para un apilador telescópico. ....	28
<b>Figura 1.11</b> Componentes de un sistema de transporte de un apilador telescópico. ....	29
<b>Figura 1.12</b> Banda transportadora. ....	30
<b>Figura 1.13</b> Banda transportadora con pliegos. ....	32
<b>Figura 1.14</b> Banda transportadora con cordones de acero. ....	33
<b>Figura 1.15</b> Estilos de agrupación de cuerdas de acero en bandas transportadoras. ....	33
<b>Figura 1.16</b> Beneficios del uso de cubiertas en bandas transportadoras. ....	35
<b>Figura 1.17</b> Criterios de selección para una banda transportadora. ....	36
<b>Figura 1.18</b> Sistema de transmisión de una banda transportadora. ....	37
<b>Figura 1.19</b> Gráfica de niveles de tensión con múltiples motores en una banda transportadora. ....	38
<b>Figura 1.20</b> Tipos de recubrimientos de poleas para bandas transportadoras. ....	39
<b>Figura 1.21</b> Lista de modelos de poleas para banda transportadora. ....	40
<b>Figura 1.22</b> Piezas internas de una polea. ....	41
<b>Figura 1.23</b> Esquema de una tolva de descarga para una banda inclinada. ....	43
<b>Figura 1.24</b> Componentes de un sistema hidráulico. ....	45
<b>Figura 1.25</b> Pivoteo de un apilador telescópico radial. ....	47
<b>Figura 1.26</b> Acoplador de quinta rueda con respectivo perno rey acoplador. ....	48
<b>Figura 1.27</b> Sistema Festoon. ....	48
<b>Figura 1.28</b> Esquema de criterios para el diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico	



radial. ....	50
<b>Figura 1.29</b> Temas a desarrollar mediante el uso de CEMA. ....	51
<b>Figura 1.30</b> Página principal de operaciones de Belt Analyst 19.....	54
<b>Figura 1.31</b> Servicios ofrecidos por MSC softwares. ....	54
<b>Figura 1.32</b> Proporciones típicas en volumen absoluto de los componentes del concreto. ....	55
<b>Figura 1.33</b> Clasificación de agregados según su granulometría. ....	56
<b>Figura 2.1</b> Esquema de metodología aplicada para el diseño del apilador telescópico radial. ....	58
<b>Figura 2.2</b> Modelo del sistema de transporte del apilador telescópico radial.....	62
<b>Figura 2.3</b> Sección transversal de una banda transportadora .....	67
<b>Figura 2.4</b> Grafico de desalineamiento de rodillos .....	70
<b>Figura 2.5</b> Factor K2 .....	71
<b>Figura 2.6</b> Factor K3A efecto de la velocidad en el tiempo de vida .....	72
<b>Figura 2.7</b> Factor K3B.....	72
<b>Figura 2.8</b> Factores adicionales .....	73
<b>Figura 2.9</b> Factor Kt .....	74
<b>Figura 2.10</b> Sistema de transmisión de la banda transportadora .....	78
<b>Figura 2.11</b> Cálculo de banda transportadora en Software Belt Analyst 19.....	81
<b>Figura 2.12</b> Dimensionamiento de carga en software Belt Analyst 19. ....	82
<b>Figura 2.13</b> Selección de estándar en software Belt Analyst 19 .....	83
<b>Figura 2.14</b> Reporte en software Belt Analyst 19.....	83
<b>Figura 2.15</b> Sistema de giro en un apilador telescópico radial.....	84
<b>Figura 2.16</b> Sistema de levantamiento del apilador telescópico radial .....	87
<b>Figura 2.17</b> Generación de conceptos.....	90
<b>Figura 2.18</b> Sistema mecánico del movimiento telescópico. ....	91
<b>Figura 2.19</b> Diseño de un apilador en Solidworks .....	92
<b>Figura 3.1</b> Listado de rodillos seleccionados para el sistema de la banda transportadora. ....	97
<b>Figura 3.2</b> Estructura de clase ingenieril de una polea. ....	102
<b>Figura 3.3</b> Cobertura Herringbone para poleas.....	102
<b>Figura 3.4</b> Parámetros iniciales de la banda transportadora en Belt Analyst 19. ....	104
<b>Figura 3.5</b> Dimensionamiento de la banda transportadora en Belt Analyst 19. ....	104
<b>Figura 3.6</b> Cálculo de carga en los rodillos por Belt Analyst 19. ....	105
<b>Figura 3.7</b> Gráfica de niveles de tensión en recorrido de la banda transportadora. ....	106
<b>Figura 3.8</b> Motor seleccionado para el sistema de giro.....	108

<b>Figura 3.9</b>	Posicionamiento del motor en el sistema de giro .....	108
<b>Figura 3.10</b>	Pistón hidráulico seleccionado. ....	110
<b>Figura 3.11</b>	Kit hidráulico seleccionado por Parker. ....	111
<b>Figura 3.12</b>	Lubricante del sistema de levantamiento. ....	112
<b>Figura 3.13</b>	Modelo del sistema telescópico.....	113
<b>Figura 3.14</b>	Bastidor principal del apilador telescópico radial.....	115
<b>Figura 3.15</b>	Bastidor telescópico del apilador telescópico radial .....	115
<b>Figura 3.16</b>	Apilador telescópico radial retraído. ....	116
<b>Figura 3.17</b>	Apilador telescópico radial extendido. ....	116
<b>Figura 6.1</b>	Lista de materiales con propiedades.....	126
<b>Figura 6.2</b>	Ancho y velocidad de la banda transportadora.....	127
<b>Figura 6.3</b>	Selección de rodillos. ....	130
<b>Figura 6.4</b>	Selección de motor reductor eléctrico. ....	131
<b>Figura 6.5</b>	Selección de banda transportadora.....	132
<b>Figura 6.6</b>	Selección del pistón hidráulico. ....	133
<b>Figura 6.7</b>	Selección del kit hidráulico. ....	134
<b>Figura 6.8</b>	Tabla de lubricantes recomendados. ....	135
<b>Figura 6.9</b>	Tabla de neumáticos Bridgestone.....	136
<b>Figura 6.10</b>	Tabla de winches disponibles ellsen.....	137
<b>Figura 6.11</b>	Costo del sistema mecánico del apilador telescópico radial. ....	138
<b>Figura 6.12</b>	Plano del apilador telescópico radial. ....	139
<b>Figura 6.13</b>	Plano del bastidor principal.....	140
<b>Figura 6.14</b>	Plano del bastidor telescópico. ....	141
<b>Figura 6.15</b>	Plano del sistema de giro.....	142
<b>Figura 6.16</b>	Plano del sistema de levantamiento.....	143
<b>Figura 6.17</b>	Plano del sistema telescópico. ....	144

# ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
<b>ANEXO 1: LISTA DE MATERIALES CON PROPIEDADES FÍSICAS .....</b>	<b>126</b>
<b>ANEXO 2: ANCHO Y VELOCIDAD DE LA BANDA TRANSPORTADORA .....</b>	<b>127</b>
<b>ANEXO 3: SELECCIÓN DE RODILLOS .....</b>	<b>128</b>
<b>ANEXO 4: SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR ELÉCTRICO .....</b>	<b>131</b>
<b>ANEXO 5: SELECCIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA.....</b>	<b>132</b>
<b>ANEXO 6: SELECCIÓN DEL PISTÓN HIDRÁULICO .....</b>	<b>133</b>
<b>ANEXO 7: SELECCIÓN DEL KIT HIDRÁULICO .....</b>	<b>134</b>
<b>ANEXO 8: TABLA DE LUBRICANTES RECOMENDADOS .....</b>	<b>135</b>
<b>ANEXO 9: TABLA DE NEUMÁTICOS BRIDGESTONE.....</b>	<b>136</b>
<b>ANEXO 10: TABLA DE WINCHES DISPONIBLES ELLSEN .....</b>	<b>137</b>
<b>ANEXO 11: COSTO DEL SISTEMA MECÁNICO DEL APILADOR TELESCÓPICO RADIAL.....</b>	<b>138</b>
<b>ANEXO 12: PLANO DEL APILADOR TELESCÓPICO RADIAL .....</b>	<b>139</b>
<b>ANEXO 13: PLANO DEL BASTIDOR PRINCIPAL.....</b>	<b>140</b>
<b>ANEXO 14: PLANO DEL BASTIDOR TELESCÓPICO .....</b>	<b>141</b>
<b>ANEXO 15: PLANO DEL SISTEMA DE GIRO .....</b>	<b>142</b>
<b>ANEXO 16: PLANO DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO .....</b>	<b>143</b>
<b>ANEXO 17: PLANO DEL SISTEMA TELESCÓPICO .....</b>	<b>144</b>

## RESUMEN

El presente trabajo de investigación se enfocó en el diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial para el apilamiento de 100 toneladas por hora de piedra chancada. Asimismo, este equipo debe contar con la capacidad de poder extenderse hasta obtener una longitud de 48 218 metros y una altura máxima de 7 784 metros. Mediante dicha información brindada se realizó una estimación de la velocidad de extensión del bastidor telescópico de 0.18 m/s, velocidad de giro de 0.42 m/s y velocidad de levantamiento del apilador telescópico radial de 0.025 m/s.

El dimensionamiento de los componentes del sistema de transporte se realizó bajo las normas técnicas de CEMA descritas en el manual para diseño de bandas transportadoras “Belt Conveyor for Bulk Materials” y luego corroborados mediante el software Belt Analyst 19 brindado por Overland Industries. El dimensionamiento y selección de los componentes del sistema de giro y sistema de levantamiento se realizó mediante la recopilación de información de investigaciones realizadas y manuales de proveedores especializados en el mercado. El sistema telescópico fue diseñado en base de la generación de conceptos y evaluación de la mejor alternativa para la presente tesis. Asimismo, el diseño tridimensional del apilador telescópico radial se realizó mediante Solidworks para corroborar la correcta selección de los componentes de todos los sistemas diseñados.

Los resultados obtenidos permitieron estimar la potencia necesaria del motor eléctrico para el sistema de transporte, giro y levantamiento de aproximadamente 7.5 hp, así como 2.1 hp y 4 hp respectivamente. En adición, el sistema telescópico debe contar con un cable con una longitud mínima de 147 metros y una fuerza estimada de 30 KN para que el bastidor telescópico pueda realizar el movimiento de expansión y retracción.

### **PALABRAS CLAVES:**

*Apilamiento, piedra chancada, sistema mecánico, apilador telescópico radial, CEMA, Belt Analyst 19, generación de conceptos, Solidworks.*

## **ABSTRACT**

### **DESIGN OF THE MECHANICAL SYSTEM OF A RADIAL TELESCOPIC STACKER OF 100 TONS PER HOUR OF ½” OF CRUSHED STONE**

The present research focused on the design of the mechanical system of a radial telescopic stacker for the stacking of 100 tons per hour of crushed stone. Moreover, the machinery must have the ability to extend to a length of 48 meters and accomplish a maximum height of 7 meters. Taking into account these initial parameters, it has made an estimate of the extension speed of the telescopic frame of 0.18 m/s, speed of rotation of 0.42 m/s and lifting speed of the radial telescopic stacker of 0.025 m/s.

The design of the components of the transport system was carried out under the CEMA technical standards described in the Belt Conveyor for Bulk Materials design manual, and then corroborated by the Belt Analyst 19 software provided by Overland Industries. The design and selection of the components of the rotation system and the system of lifting was developed through the collection of information of researches and manuals of specialized suppliers in the market. The telescopic system was designed based on the generation of concepts and evaluation of the best alternative for this thesis. Likewise, the three-dimensional design of the radial telescopic stacker was designed using Solidworks to corroborate the correct selection of the components of all the designed systems.

The obtained results allowed to estimate the necessary power of the electric motor for the transport system, rotation system and lifting system of approximately 7.5 hp, 2.1 hp and 4 hp respectively. In addition, the telescopic system must have a cable with a minimum length of 147 meters and an estimated force of 30 KN, so that the telescopic frame can perform the expansion and retraction movement.

#### **KEYWORDS:**

*Stacking, crushed stone, mechanical system, radial telescopic stacker, CEMA, Belt Analyst 19, concept generation, Solidworks.*

# INTRODUCCIÓN

Uno de los sectores de mayor importancia en el Perú es el sector construcción. Esto se debe a que las actividades que desarrolla genera dinamismo en la economía del país ya que incrementa la relación con otras industrias por la necesidad de insumos y materiales de construcción [1]. Asimismo, la necesidad de mano de obra para la realización de los proyectos genera empleabilidad en todo el país. Sin embargo, los antecedentes políticos negativos y fenómenos naturales han logrado que los ingresos del sector disminuyan y a su vez el PBI del Perú. Entre los años 2012 y 2017, según estadísticas del Banco Central de Reserva del Perú, el sector construcción ha tenido una reducción de su PBI de 15.8% a 2.3% [2].

Las empresas de construcción desarrollan métodos que facilitan la toma de decisiones para optimizar los costos y obtener los máximos beneficios [3]. De esta manera, tomaron medidas drásticas, lo cual tuvo como consecuencia el aumento de desempleo, la falta de puntualidad en pagos por servicios y falta de capital para la realización de obras. En el año 2015, hubo una reducción en el consumo de cemento en 5.73% comparado a los que hubo entre los años 2005 al 2012 y la menor inversión en avances de obra de 26.27% [4].

Debido al importante rol que cumple el sector construcción en la economía de una nación esta debe desarrollar cambios para mejorar los servicios y productos por medio de la tecnología e innovación social [3].

La aplicación de tecnología puede lograr cumplir con las necesidades del trabajo a un bajo precio de adquisición y lograr su máximo rendimiento durante el proceso de operación. De esta manera, la aplicación de un apilador telescópico radial para el sector construcción logra la reducción de procesos, equipos y por ende los costos se optimizan. Por ello, la presente tesis busca el diseño de un sistema mecánico el cual permita el apilamiento de 100 toneladas por hora de piedra chancada de ½” para una empresa peruana dedicada al sector construcción en Pisco.

Para el desarrollo de la presente tesis se trabajará cumpliendo los estándares establecidos por “Conveyor Equipment Manufacturers Association” (en adelante, CEMA). En adición, los modelamientos de los sistemas mecánicos se realizarán mediante el programa “Solidworks”.

## **Alcance**

El presente trabajo de investigación tiene como finalidad desarrollar la ingeniería básica del sistema mecánico de un apilador telescópico radial y obtener los componentes correctamente seleccionados para lograr su óptimo rendimiento con los parámetros alcanzados; los cuales son, el transporte y apilamiento de ½ pulgada de piedra chancada a una distancia máxima de 48 218 metros con una elevación de 7 784 metros.

Los cálculos para el dimensionamiento y posicionamiento de las piezas mecánicas de los sistemas de transporte y apilamiento del equipo se realizarán bajo los cálculos y estándares establecidos por CEMA. Asimismo, este se diseñará en tercera dimensión mediante el programa “SolidWorks” con la finalidad de corroborar la correcta selección de los componentes.

Es importante precisar que la presente tesis solo se enfoca en la ingeniería básica del apilador telescópico, mas no en su fabricación ni en el cálculo de los costos asociados.

## **Antecedentes**

Hasta los años 2000, en las industrias relacionadas al sector construcción tales como empresas cementeras, se utilizaban camiones y cargadores frontales como métodos de apilamiento. Además de ser ineficiente, este método conlleva la exposición de los trabajadores a mayores peligros, genera una mayor contaminación en el medio ambiente [5], así como pérdidas económicas por generar retrasos y no cumplir con las demandas de la empresa por lo cual había una exigencia mayor al momento de laborar. De esta manera, a partir del año 2002, se empezó a diseñar los primeros apiladores estáticos los cuales eran

diseñados específicamente para una sola operación y no podían ser trasladados. Asimismo, todo el material apilado era concentrado en un solo punto y no podía ser distribuido de manera eficiente por toda el área asignada.

Empresas constructoras al ver la necesidad de optimizar sus procesos y aprovechar al máximo sus recursos, innovaron el diseño del apilador y le brindaron la función de poder tener un giro radial asignando un punto fijo como pivote. Esto les brindó la facilidad de distribuir todo el material de una manera más eficiente en un área asignada, reduciendo la necesidad de equipos cargadores y personal asignado para mezclar el material apilado. Sin embargo, para ciertas compañías estos equipos no cubrían con todas las necesidades debido a que seguían siendo maquinarias estáticas de gran dimensión y debido a que ciertos procesos conllevan al transporte de grandes magnitudes de material este no logra cubrir la demanda solicitada.

Debido a lo mencionado anteriormente, industrias como Superior industries, McCloskey international, Rock Systems, Astec Bulk Handling Solutions, etc iniciaron el diseño de apiladores telescópicos radiales. Estos equipos brindaron diversas facilidades que en la actualidad no solo abarcan industrias constructoras, sino también pesqueras y mineras. A partir de ello, a nivel mundial se han elaborado diversas investigaciones, patentes y sistemas de mejora para cubrir las diversas demandas de los usuarios. A continuación, se mencionan algunas de las investigaciones realizadas.

- Portable radial stacking conveyor [6]

Patente desarrollada por Superior Industries en donde explican el diseño estructural y mecánico de un apilador telescópico radial, mencionando sus dimensiones y datos de operación de la maquinaria.

- Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón minera [7]

Esta tesis fue desarrollada por un estudiante de la universidad católica de Santa



María en Arequipa en el año 2014. En ella se elaboró un apilador radial cumpliendo todos los requerimientos brindados por la empresa.

- Diseño estructural de un apilador radial con capacidad para transportar 275 T / H de arena para concreto [8]

Esta tesis fue desarrollada por un estudiante de la Pontificia Universidad Católica del Perú en el año 2015. Con el fin de cumplir la necesidad de manejar de manera apropiada la demanda incrementada de uno de los agregados más importantes: la arena fina. Por ello, el diseño propuesto fue un apilador radial.

A pesar de que el sistema de apilamiento telescópico radial es uno de los equipos que cubre la mayor demanda de los clientes disminuyendo los costos asociados, hasta el momento no se ha presentado una investigación a profundidad sobre estos equipos más que solo patentes de todo el equipo y ciertos subsistemas de la maquinaria. Por lo cual, la presente investigación brindará más información sobre el diseño de los subsistemas mecánicos que involucra un apilador telescópico radial.

## **Justificación y motivación**

Un apilador telescópico radial es un equipo cuyo principal objetivo es transportar material y apilarlo en uno de los extremos de manera ordenada dependiendo de las preferencias del cliente. Esta maquinaria logra transportar desde 500 hasta 5 000 toneladas por hora de material y dependiendo de la longitud del equipo y del ancho de la banda transportadora [9].

En la actualidad, un apilador telescópico radial es conocido por su eficiencia ya que permite la reducción de material segregado en el camino debido a las condiciones aplicadas para el diseño del sistema de transporte.

Por otro lado, las empresas reducen sus costos tanto por mantenimiento preventivo como por la evasión de mantenimientos correctivos. Asimismo, la maquinaria

reduce el consumo de combustible en el proceso y número de operadores necesarios por los sistemas automatizados que posee, reduciendo aún más los costos. Por último, en el área laboral se genera un mejor ambiente de trabajo ya que no genera ruido, polvo ni tráfico [10].

La empresa solicitante tiene como objetivo el desarrollo de proyectos de construcciones metálicas y civiles. Esta empresa labora con sectores tales como minería, pesquería, metalurgia y construcción viéndose involucrada por las diferentes etapas del desarrollo de la ingeniería hasta presentar culminada la construcción del diseño propuesto [11]. En la actualidad, muchas empresas se ven en la necesidad de realizar un recorte en los costos de construcción de un proyecto para mantener una ventaja competitiva en el mercado [12].

En el año 2016, la empresa solicitante adjudicó un proyecto con una empresa dedicada al sector construcción en la ciudad de Pisco para lo cual necesita una maquinaria que permita el apilamiento de 100 toneladas por hora de ½” de piedra chancada; en ese sentido, se requiere de un apilador telescópico radial que le permita optimizar sus costos y cumplir sus necesidades. La presente tesis busca realizar el diseño requerido por la empresa peruana, el cual puede ser aplicado en la construcción del proyecto de Pisco o en cualquier construcción que tenga similares condiciones de procesamiento de material.

## **Objetivo general**

Diseñar el sistema mecánico de un apilador telescópico radial para 100 toneladas por hora de piedra chancada de ½” según requerimientos solicitados.

## **Objetivos específicos**

- Diseñar el sistema de transporte mediante bandas transportadoras basado en las normas técnicas CEMA y corroborar los cálculos mediante el software Belt Analyst 19

- Diseñar el sistema de levantamiento, sistema de giro y sistema telescópico de un apilador telescópico radial cumpliendo los requerimientos del cliente.
- Realizar el dimensionamiento tridimensional mediante el software Solidworks.
- Realizar los planos del sistema mecánico del apilador telescópico radial.

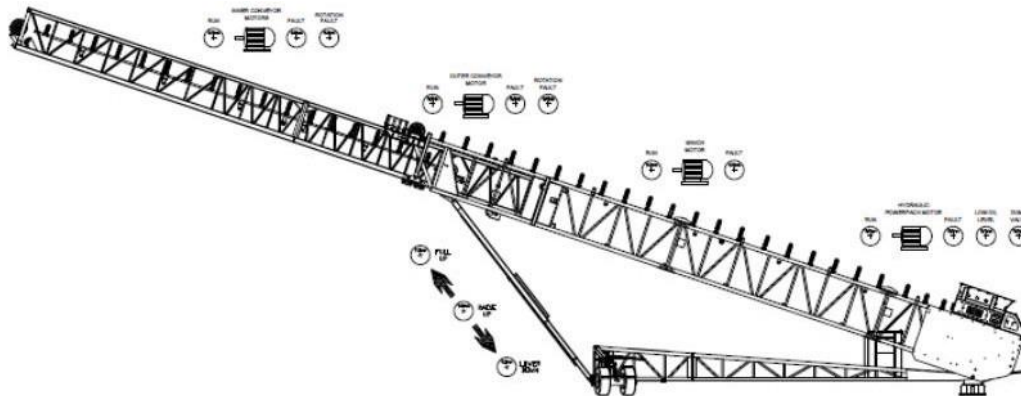
# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Apilador telescópico radial

Un apilador telescópico radial es un equipo que permite conglomerar material con determinadas propiedades físicas y mecánicas en una determinada área asignada en uno de los extremos, buscando ser lo más eficiente posible mediante sistemas automatizados capaces de calcular el adecuado posicionamiento de la maquinaria. La particularidad de este equipo con respecto a otros es que permite que el aparato pueda realizar giro, levantamiento y extensión, lo cual permite que pueda llegar a puntos de difícil acceso.

Un apilador telescópico radial está compuesto por dos estructuras con una banda transportadora en cada una como se muestra en la **Figura 1.1**, de esta manera, una de las estructuras se extiende, logrando la segregación de material en diferentes posiciones y dando un mayor volumen a la pila formada [13].



**Figura 1.1** Apilador telescópico radial extendido.

Fuente: Telestack. Manual for the safe use, operation and maintenance of your Telestack Equipment [14].

Además, este equipo puede ser transportado con mayor facilidad que otros debido a su doble estructura, una de ellas es de mayor tamaño permitiendo que la otra parte pueda retraerse y alojarse en el interior de la primera estructura y reducir el ángulo de inclinación al mínimo posible para que pueda ser transportado mediante un camión que cuenta con

neumáticos que cumplen la función de acarrear la parte superior del equipo según se muestra en la **Figura 1.2**.



**Figura 1.2** Transporte de un apilador telescópico radial.  
Fuente: Superior. Telestacker Conveyor Brochure [9]

Asimismo, presenta la posibilidad de tener una mayor estabilidad al instante de estar en operación ya que cuenta con un sistema radial apartado del sistema de movilización, lo cual evita a que el equipo pierda balance. Esto es debido a que la estructura radial se extiende de forma perpendicular a la estructura principal con una determinada distancia que permite transmitir las vibraciones provocadas por la operación y tener la capacidad de comportarse como un soporte de todo el equipo.

En la actualidad, existen apiladores telescópicos radiales desde 500 hasta 5000 toneladas por hora [9]. La capacidad de cada una de ellas va a depender de las exigencias del cliente y serán comparadas con los modelos existentes en el mercado. Por ello, fabricantes afirman que un apilador telescópico radial puede tener una capacidad de hasta 50% más que un apilador convencional [13].

### **1.1.1 Aplicaciones de un apilador telescópico radial**

Debido a las grandes facilidades que presenta un apilador telescópico radial, diversas industrias han visto la opción de adquirir este equipo para brindar una mayor agilidad a los procesos, obtener mayor eficiencia y reducir el número de personal y equipos adicionales.

A continuación, se hará mención de la aplicación del equipo en diferentes sectores industriales para obtener mejores resultados en cada proceso.

#### 1.1.1.1 Construcción

En el sector construcción, el uso de apiladores telescópicos radiales es de mayor frecuencia en las empresas cementeras debido a que necesitan dar cumplimiento a la demanda de agregados para la elaboración de concreto. El transcurrir de los años y el crecimiento del sector constructivo, hizo demanda de cemento se incremente [15], por lo cual la disposición de agregados es vital para un proceso eficaz y sin complicaciones.

Un apilador telescópico radial brinda la facilidad de apilar el agregado de manera distribuida sin afectar los estándares de calidad del concreto como se muestra en la **Figura 1.3**. Debido a las facilidades de extensión y giro, permite que el material segregado cuente con dimensiones proporcionales en toda la pila. De esta manera, cargadores frontales reducen su tiempo de transporte, ya que no tendrán la necesidad de recolectar material en dos puntos distintos para obtener una mezcla óptima.



**Figura 1.3** Apilamiento de piedra chancada mediante un apilador telescópico radial.  
Fuente: Telestack, Telestack Aggstack range demonstrating outstanding results [16].

#### 1.1.1.2 Minería

Los procesos de lixiviación están compuestos por un conjunto de equipos, la mayoría de ellos bandas transportadoras que llevan a apilar todo el mineral en una determinada zona. Hace unos años atrás, el equipo crítico que realizaba el apilamiento era una apiladora radial.

Sin embargo, las empresas mineras se han visto en la necesidad de incrementar su capacidad, mantener una continuidad de flujo de material y reducir el número de paradas [17]. Esto conllevó a que estas empresas apuesten por una nueva tecnología: El apilador telescópico radial según se muestra en la **Figura 1.4**, ya que este equipo permite que el material a lixiviar esté mejor distribuido en la zona debido a su facilidad para extenderse y no provoca “picos de tierra” que usualmente eran provocados por apiladores radiales [17].



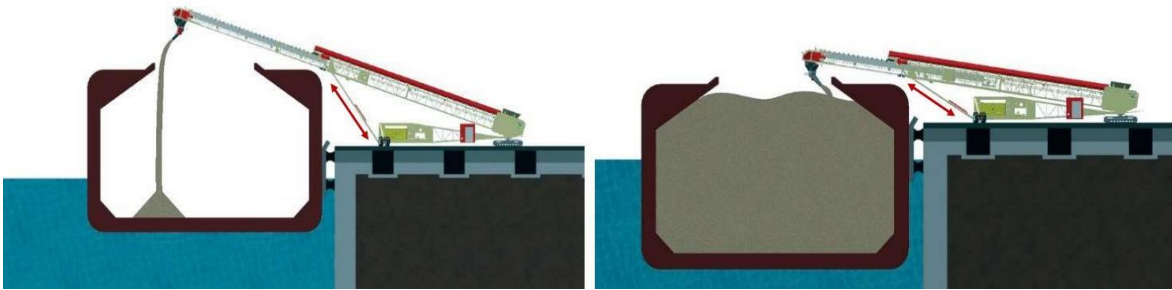
**Figura 1.4** proceso de lixiviación.

Fuente: E. and M. Journal. Maximize Heap Leach Site Mobility [17]

### 1.1.1.3 Marina

A menudo, empresas encargadas de realizar la carga de material a un barco lo hacen mediante un equipo llamado “Shiploader”. Este equipo está sujeto a dos rieles en el puerto que permiten su movimiento a lo largo de la embarcación. Los “Shiploader” están diseñados para mantener una sola posición por lo cual es de mayor dificultad realizar una distribución uniforme de material en la zona de cargo de la embarcación.

La aplicación de un apilador telescópico radial en esta labor resulta de gran ayuda debido a las facilidades de extensión y giro. Esto permite que el material sea distribuido en zonas de difícil acceso y se realice menos movimientos para el llenado del área a realizar el apilamiento aplicando métodos como se muestra en la **Figura 1.5**. Jarrod Felton afirma que la cantidad de movimientos que se realiza para el llenado de una embarcación se redujeron de 35 a 7 [13].



**Figura 1.5** Apilador telescópico radial para carga de buques.

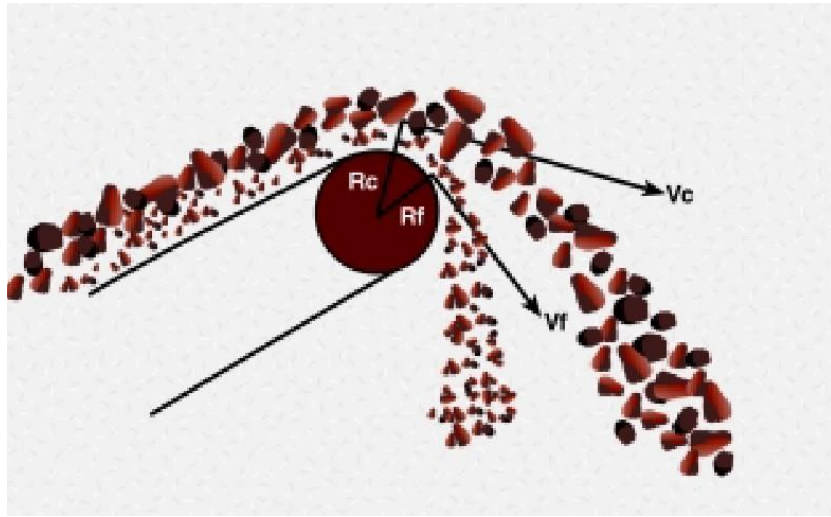
Fuente: R.baxter, N. Hastings, A.Law, and E.J. Glass, Brochure Telestack [18].

### 1.1.2 Apilamiento de agregados

Varias compañías que cuentan con diferentes procesos para la realización de un producto necesitan constantemente atender la demanda. Con el transcurrir del tiempo, esta demanda tiende a incrementarse, por lo cual mantener la disponibilidad de ella se torna complicado. Uno de los métodos para atender la demanda es el apilamiento de material en una determinada zona. En su mayoría, empresas optan por la adquisición de apiladores para la realización de esta tarea. Sin embargo, este proceso presenta ciertas complicaciones. Segregación, degradación y contaminación son los problemas más comunes en apilamiento [19].

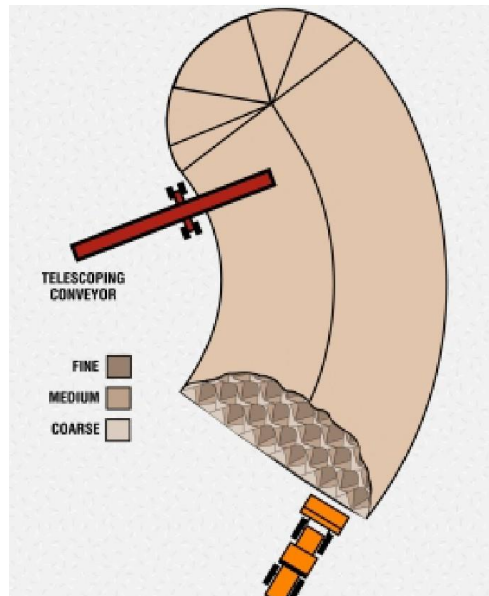
Debido al diseño del sistema de transporte, se genera una ligera vibración en la banda transportadora del apilador. Por ello, el material fino transportado se posiciona en la parte inferior de la banda y el material grueso en la parte superior de esta. Cuando el agregado llega a la polea de descarga del apilador, este se distribuye en dos direcciones como se puede observar en la **Figura 1.6**. En la posición más alejada se encuentra los materiales gruesos y en la posición más cercana los materiales finos; asimismo, provoca segregación del material por no formarse un soporte estable, lo cual permite que el material ruede a través de la pendiente formada [20].





**Figura 1.6** Segregación de agregados en la polea de descarga de un apilador.  
Fuente: B.D. Jerry Nohl P.E, Sotckpile Segregation [20].

Por lo anterior expuesto, diversas empresas han estudiado diferentes opciones para realizar el apilamiento. Sin embargo, uno de los métodos con mejores resultados es la aplicación de un apilador radial telescópico, ya que reduce en gran porcentaje la segregación dependiendo del método [20][21]. Este equipo es reconocido por su gran posibilidad de moverse en varias direcciones y extenderse, lo cual permite aplicar diferentes modelos de apilamiento para evitar la segregación de material y facilitar al operador de recolectar agregado surtido (fino y grueso) para el siguiente proceso. La **Figura 1.7** muestra el trabajo del apilador telescópico radial facilitando la operación de un cargador frontal a un solo movimiento de recolección de material apilado.



**Figura 1.7** Apilamiento utilizando un apilador telescópico radial.  
 Fuente: B.D. Jerry Nohl P.E, Sotckpile Segregation [20].

Los métodos de apilamiento de agregados han ido optimizándose con el transcurrir del tiempo. Compañías fabricantes de apiladores telescópicos radiales están provisionando a sus equipos con sistemas electrónicos que permiten al usuario poder seleccionar en una pantalla táctil el método de apilamiento que mejor le convenga como se muestra en la **Figura 1.8**; asimismo, permite realizar el cálculo del volumen final del material apilado y permite detectar fallas en el sistema [9].

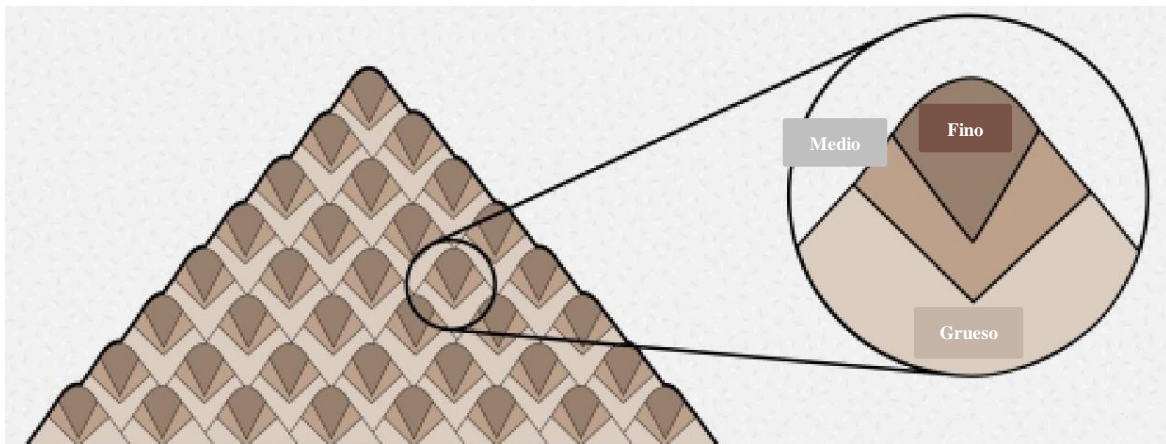


**Figura 1.8** Sistema automatizado de apilamiento Superior Telestacker.  
 Fuente: Superior. Telestacker conveyor brochure [9].

Como se mencionó anteriormente, hay diferentes métodos de apilamiento y cada uno tiene características diferentes con respecto a la segregación de material. Es decir, los estilos de apilamiento permiten una mejor distribución de material y menor segregación de material. A continuación, se hará mención de los métodos utilizados para lograr un apilamiento adecuado [20].

### **Pila en hilera**

Este modelo se caracteriza por la formación de pilas pequeñas que el apilador telescópico radial va formando con respecto a su posición. De esta manera logra apilar en varios niveles. Cuando se desee recolectar material no será necesario mezclar agregados finos y gruesos debido a que este estilo permite combinarlos desde un inicio. Como se puede observar en la **Figura 1.9**, el apilamiento en hilera genera pequeños cúmulos de material correctamente distribuido.



**Figura 1.9** Apilamiento mediante el método de pila en hilera.  
Fuente: B.D. Jerry Nohl P.E, Stockpile Segregation [20].

### **Pila en línea**

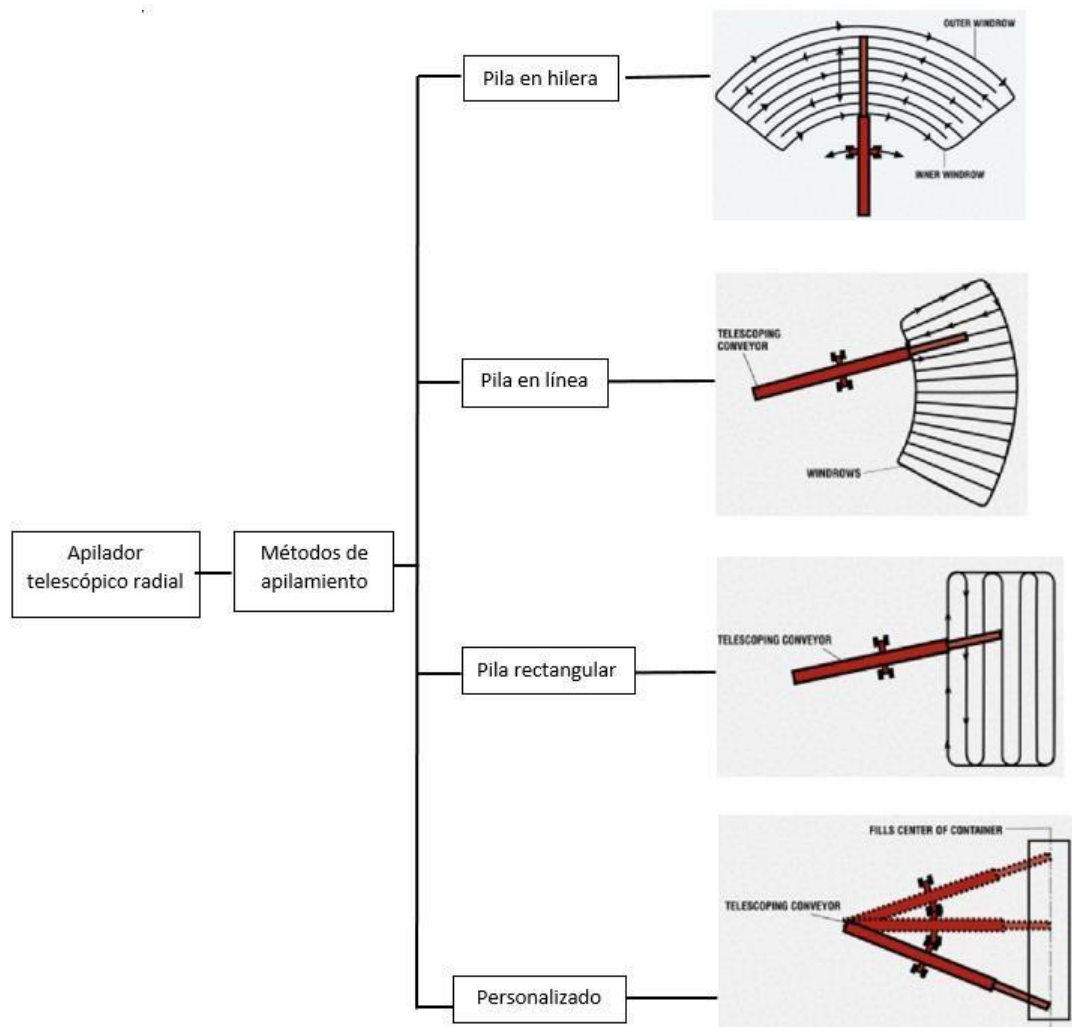
Este estilo de apilamiento se caracteriza por formar hileras de forma concéntrica al apilador telescópico radial. Es decir, la estructura secundaria está en constante extensión y contracción. De esta manera se va formando los niveles hasta la capacidad máxima de la pila.

### **Pila rectangular**

Este método es utilizado para construir hileras con un diseño rectangular. Este estilo es recomendado con la finalidad de aprovechar los espacios reducidos.

### Pila personalizada

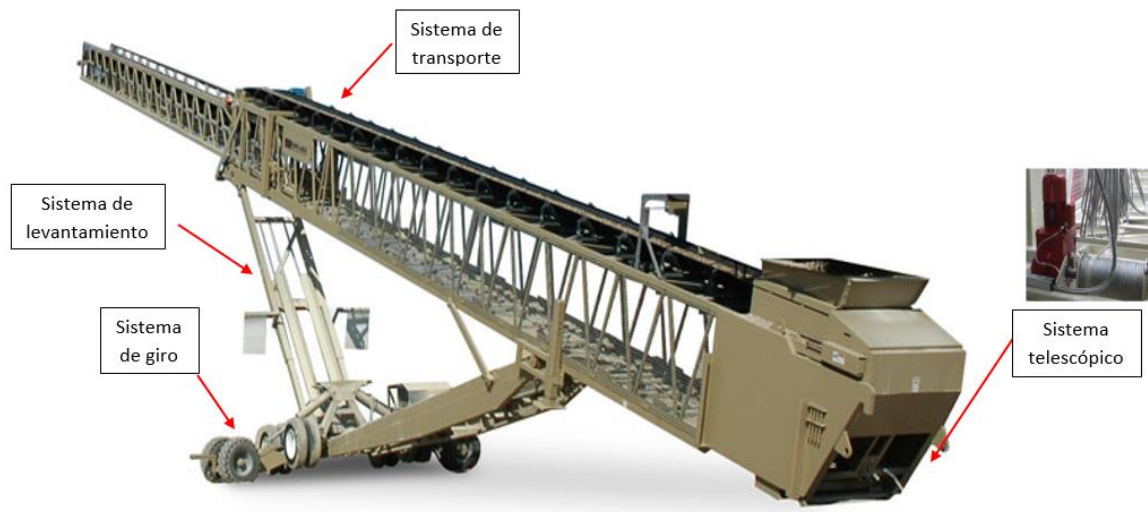
El cliente tiene control del equipo, lo que le permite realizar los movimientos longitudinales y radiales a gusto del operario para poder cumplir con sus necesidades. Este método es utilizado para el llenado de buques en donde se busca maximizar el llenado de los depósitos de la embarcación. En la **Figura 1.10** se aprecia los diferentes estilos de apilamiento que se puede realizar mediante un apilador telescópico radial.



**Figura 1.10** Figura métodos de apilamiento para un apilador telescópico.  
Fuente: Elaboración propia en base a [9] y [20].

### 1.1.3 Componentes de un apilador telescópico radial

El sistema mecánico de transporte de materiales de un apilador telescópico radial está compuesto por varios componentes que permiten que el material sea transportado al menor costo con la máxima eficiencia posible, por lo cual cada modelo tiene una configuración que se adapta según las necesidades del cliente. La **Figura 1.11** muestra los componentes del sistema de transporte del apilador telescópico radial. El principal objetivo de una adecuada configuración del sistema mecánico es el transporte de material sin detenerse hasta que llegue a su punto de descarga, la cual puede ser en metros o kilómetros. Asimismo, este equipo busca trasladar el material de forma continua de materiales mezclados u homogéneos [22].



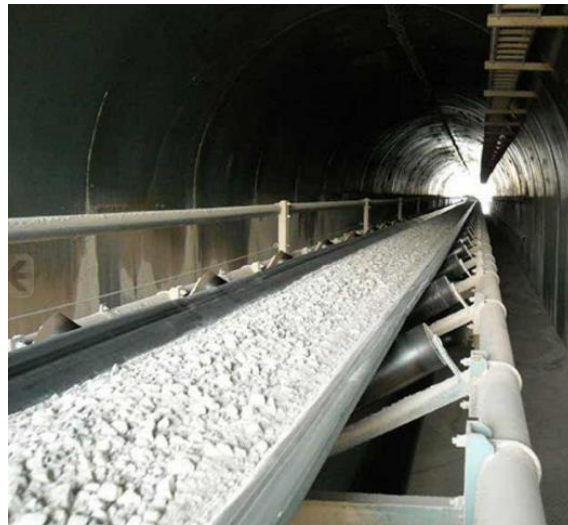
**Figura 1.11** Componentes de un sistema de transporte de un apilador telescópico.  
Fuente: Elaboración propia.

#### 1.1.3.1 Bandas transportadoras

A través de los años, la implementación de bandas transportadoras en diversas industrias se ha incrementado de manera exponencial debido a los beneficios que esta brinda. Compañías del sector minero, construcción y marina afirman que uno de los motivos por el cual estos equipos son adquiridos es debido a que facilitan los procesos al mantener una continuidad y reducir el número de paradas debido a su autonomía y poca necesidad de

realizar reparaciones [23]. Por los puntos expuestos, empresas reconocidas a nivel mundial tienden a utilizar en sus procesos bandas transportadoras debido a su eficiencia, bajo costo de adquisición y facilidades de mantenibilidad [24].

En la actualidad existen cintas transportadoras capaces de transportar hasta 5000 toneladas por hora y ciertas cintas pueden llegar a tener una longitud de hasta 30 kilómetros [25]. Sin embargo, cada diseño de banda transportadora dependerá de las exigencias de la zona de trabajo, ya que la finalidad es reducir los costos de transporte que pueden llegar a representar uno de los mayores gastos en las operaciones de diferentes sectores industriales. Según lo mencionado, para el adecuado diseño del mecanismo de transporte es necesario realizar estudios de la zona a implementar y tener definidas las necesidades que este equipo debe cubrir. Con ello, encargados en el diseño del sistema de transporte pueden realizar los cálculos necesarios y seleccionar la adecuada banda transportadora con las dimensiones correctas como se muestran en la **Figura 1.12** que pueda brindar el mejor desenvolvimiento y asegurar la máxima vida útil del componente del equipo.



**Figura 1.12** Banda transportadora.

Fuente: R. Greva, J. Homisin, P. Kassay, and J.K.N. Ak. The analyse of vibrations after changing shaft coupling in drive belt conveyor [26].

### **Composición de una banda transportadora**

La estructura de una banda o banda transportadora está principalmente conformada por un núcleo en la parte interna y los protectores en la parte superior e inferior, los cuales

presentan un mayor desgaste. Sin embargo, existen diferentes configuraciones que permiten el mejor desempeño de la banda al momento de realizar la aplicación.

Cada tipo de banda transportadora tiene una capacidad de carga y desgaste. Unas soportan que el material transportado tenga una geometría más punzante mientras otras solo pueden trabajar con materiales finos. Además, el modo en el que el material impacta en la banda determina cuál es la óptima para cumplir el trabajo deseado.

Las fallas de resistencia que tiene la banda transportadora son debido al mal cálculo de altura de lanzamiento del material y al inadecuado diseño y selección de componentes [27].

La banda debe ser capaz de soportar las fuerzas transmitidas por los demás componentes. Para ello, uno de los requerimientos fundamentales en el diseño de la banda es la adecuada tensión de la misma. En el mercado se encuentra una gran variedad de bandas. Sin embargo, las bandas más utilizadas son de caucho – textil, constituida por pliegos de caucho reforzados con fibra natural o sintética. Asimismo, existe la configuración que cuenta con cordones de acero en su interior [27].

### **Carcasa**

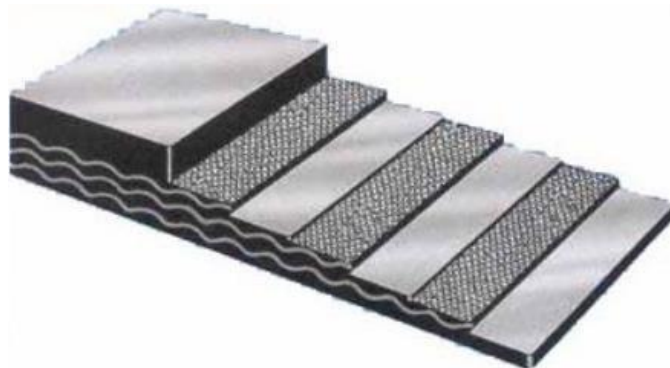
Se le denomina carcasa al refuerzo interno que se encuentra en una cinta transportadora. Esta puede estar constituida de diferentes formas y con diferentes materiales. Sin embargo, el diseño y el material de la banda tiene que estar adaptado para la resistencia a esfuerzos longitudinales y transversales según sea la demanda [28]. Asimismo, esta debe ser capaz de soportar la fuerza de tracción al momento de encender el equipo y las fuerzas provocadas por impacto del agregado transportado [29]. Para ello, se debe tener en consideración las condiciones de trabajo que tendrá la cinta transportadora para realizar un estudio del punto máximo de esfuerzo de tensión y en base a ello seleccionar la banda más adecuada para la labor. A continuación, la **Tabla 1.1** presenta una lista con los materiales mayormente utilizados en la fabricación de bandas transportadoras. Estos están presentados con su composición y sus principales características.

Nombre Común	Composición	Comentarios generales
Algodón	Celulosa natural	Usualmente utilizado para grandes extensiones de banda. Sin embargo, este material es propenso al moho por su gran absorción de humedad y por ello se reduce su resistencia a esfuerzos.
Vidrio	Vidrio	Alta resistencia. Muy poca elongación. Usualmente utilizado para labores de alta temperatura.
Kevlar	Aramida	Material de elevada resistencia y muy poca elongación. En elevadas temperaturas el material no se derrite pero sí se descompone
Nomex	Aramida	Material de elevada resistencia y elevada elongación. Excelente para labores de alta temperatura.
Nylon	Poliamida	Material de alta resistencia y elevada elongación. Resistente a la abrasión, fatiga e impacto de material. Moderada absorción de humedad y resistente a derretirse.
Polyester	Polyester	Material de alta resistencia y baja elongación. Resistente a la abrasión y fatiga. Baja absorción de humedad y resistente a derretirse.
Cables de acero	Acero	Muy elevada resistencia y muy baja elongación. Excelente en todas las características. Resistente a la abrasión y fatiga.

**Tabla 1.1** Materiales para fabricación de bandas transportadoras.

Fuente: Elaboración propia en base a [29] y [30].

Uno de los diseños mayormente usados en la industria es la banda transportadora compuesta por pliegos como se muestra en la **Figura 1.13**. Esta puede ser fabricada con materiales que cuentan con un entramado único que permite soportar las fuerzas de tracción y peso, así como alargar el ciclo de vida de la banda transportadora [29]. Cada diseño está basado en ciertas características del material transportado, lo que permitirá cumplir con las especificaciones técnicas brindadas.



**Figura 1.13** Banda transportadora con pliegos.

Fuente: Interempresas.net, Cintas transportadoras y alimentadores para sólidos [31].



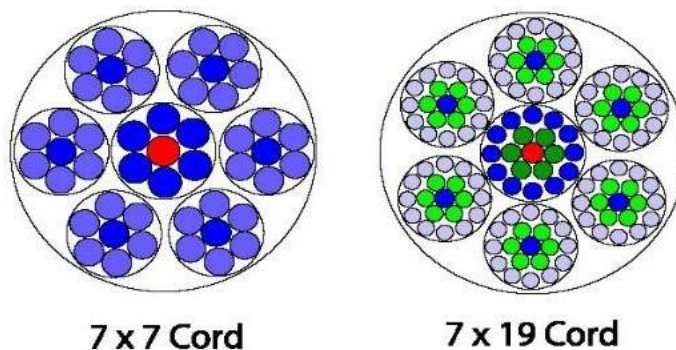
Asimismo, un modelo propuesto para la realización de bandas transportadoras es el que cuenta con cordones de acero en su interior como se muestra en la **Figura 1.14**. Este es capaz de soportar altos esfuerzos de tensión. Este diseño es muy utilizado para cintas de largas distancias y puede llegar a tener una elongación de las cuerdas de 0.25 % en su máxima capacidad, lo cual lo hace ideal para soportar elevados esfuerzos de tensión [29].



**Figura 1.14** Banda transportadora con cordones de acero.

Fuente: Interempresas.net, Cintas transportadoras y alimentadores para sólidos. [31].

Asimismo, las bandas transportadoras con cordones de acero, cuenta con dos modalidades de agrupar las cuerdas. Cada cordón puede contar con un conjunto de 7 grupos que en su interior tiene 7 tiras de acero. Sin embargo, existe un modelo que cuenta con un conjunto que tienen en su interior 7 grupos; pero cada grupo de cordones está compuesto por 19 tiras de acero lo que conlleva a una mayor resistencia a los puntos débiles de fractura por esfuerzos de tensión [29]. La **Figura 1.15** muestra las dos opciones de estilos de agrupación de cuerdas de acero para una banda transportadora.



**Figura 1.15** Estilos de agrupación de cuerdas de acero en bandas transportadoras.

Fuente: G. Chandrashekhar, Conveyor belt manual [29].

### **Aislante protectora**

El enjebado que se encuentra entre los pliegos o cordones de acero en las bandas transportadoras es el responsable de brindar una protección adicional a las cubiertas. Sin embargo, estos cuentan con un rol de vital importancia ya que ayuda a reducir la transmisión de fuerzas producidas por las cargas transportadas [25]. De esta manera, el tiempo de vida de una cinta transportadora puede extenderse.

### Cubiertas

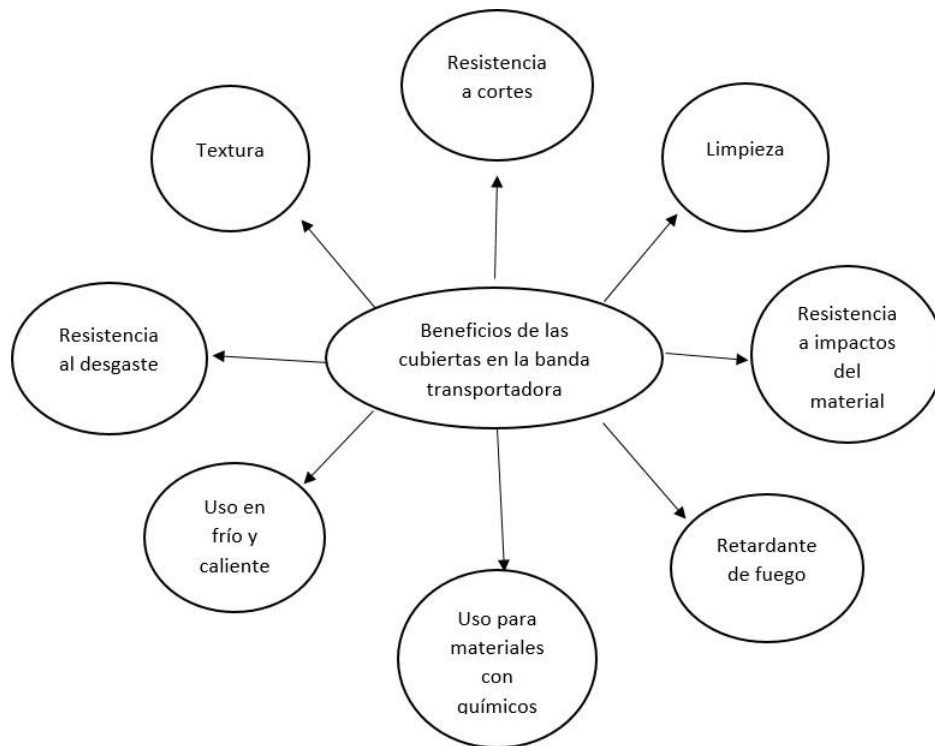
La carcasa de la banda transportadora está envuelta por un material que usualmente es un elastómero. Este jebe brinda protección a la parte central de la banda, ya que está expuesto a desgaste abrasivos por el agregado transportado, fatiga, daños químicos y daños a causa de aspectos climáticos. La cubierta superior contará con un mayor espesor que la cubierta inferior debido a que la primera es la que recibe todo el impacto del material y la inferior solo tiene contacto con los rodillos [25].

Las normas DIN 22102 y 22131 establecieron las categorías W, X, Y, Z para diferenciar las propiedades mecánicas de los recubrimientos para la adecuada selección de la banda transportadora [32]. Debido a la exposición química y humedad que se puede encontrar el equipo, fabricantes realizan el moldeado de la banda en los extremos laterales para evitar la penetración de estos a la carcasa de la banda; sin embargo, este proceso eleva el costo de adquisición de la cinta transportadora [25]. En la siguiente **Tabla 1.2** se muestra la resistencia de tracción y alargamiento que puede presentar una banda transportadora dependiendo de su clase seleccionado, mientras que en la **Figura 1.16** muestra los beneficios que puede tener una banda transportadora dependiendo de los materiales con que está fabricado.

Calidad de los recubrimientos	w	x	Y	z
Resistencia a la tracción longitudinal (N/mm <sup>2</sup> )	18	25	20	15
Alargamiento de rotura longitudinal (%)	400	450	400	350
Abrasión	90	120	150	250

**Tabla 1.2** Calidad de los recubrimientos para las bandas transportadoras.

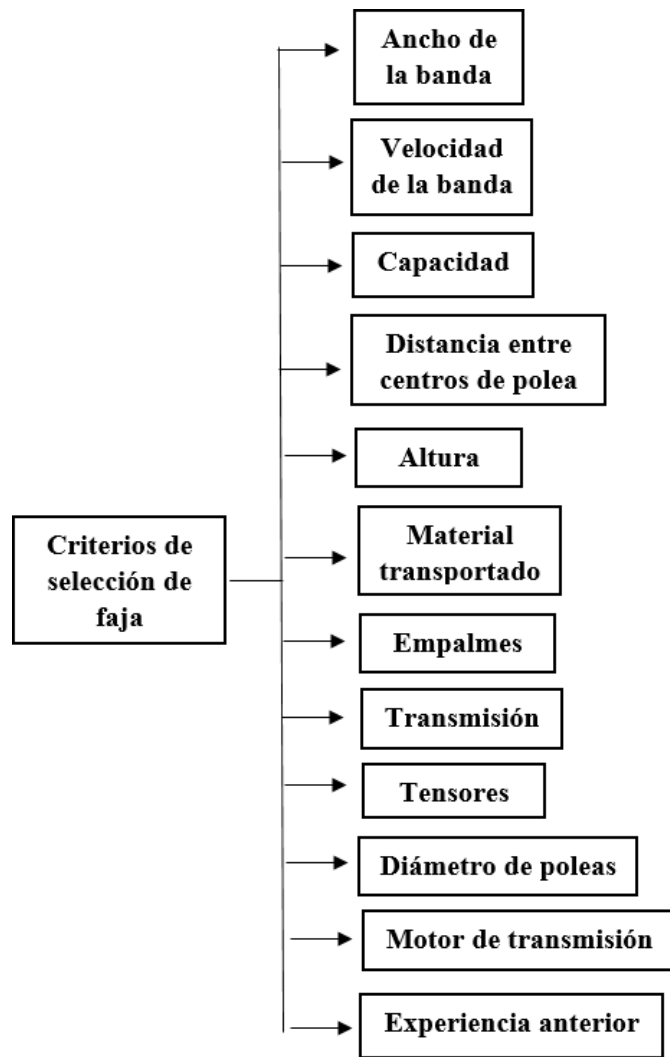
Fuente: G.J. Gil Berru, Diseño de un sistema de transporte de concentrado de minerales a través de una banda tubular de 3000 m [32].



**Figura 1.16** Beneficios del uso de cubiertas en bandas transportadoras.  
Fuente: G. Chandrashekar, Conveyor belt manual [29].

### **Criterio para selección de banda**

Para la adecuada selección de una banda transportadora se tiene que tener en consideración una serie de parámetros, los cuales afectarán directamente el comportamiento de la banda transportadora. Estos factores varían dependiendo del uso que se le desea dar al equipo. Asimismo, se debe estimar el desgaste y el ciclo de vida que se desea de la banda [33]. Estas serán determinadas según los cálculos realizados brindados por “Conveyor Equipment Manufacturers Association” (en adelante, CEMA). A continuación, la **Figura 1.17** hará mención a los factores determinantes para la selección de una banda transportadora [34].

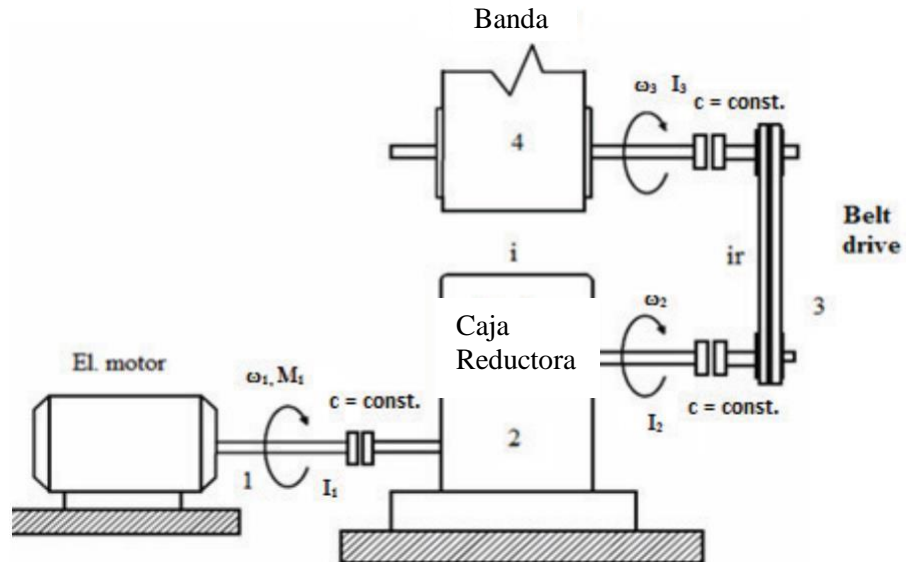


**Figura 1.17** Criterios de selección para una banda transportadora.  
 Fuente: CONTITECH, Manual de ingeniería de las bandas transportadoras [34].

### 1.1.3.2 Sistema de transmisión

El encargado principal de transmitir la potencia necesaria para el movimiento de la banda transportadora y lograr el transporte de un punto de carga al de descarga es el sistema de transmisión, el cual está compuesto por un motor eléctrico cuya potencia es calculada según las normas CEMA y una caja reductora encargada de aumentar el torque necesario para generar el movimiento en la banda transportadora y transportar el material indicado. Estos dos componentes están conectados mediante un eje y acople, que a su vez tiene como

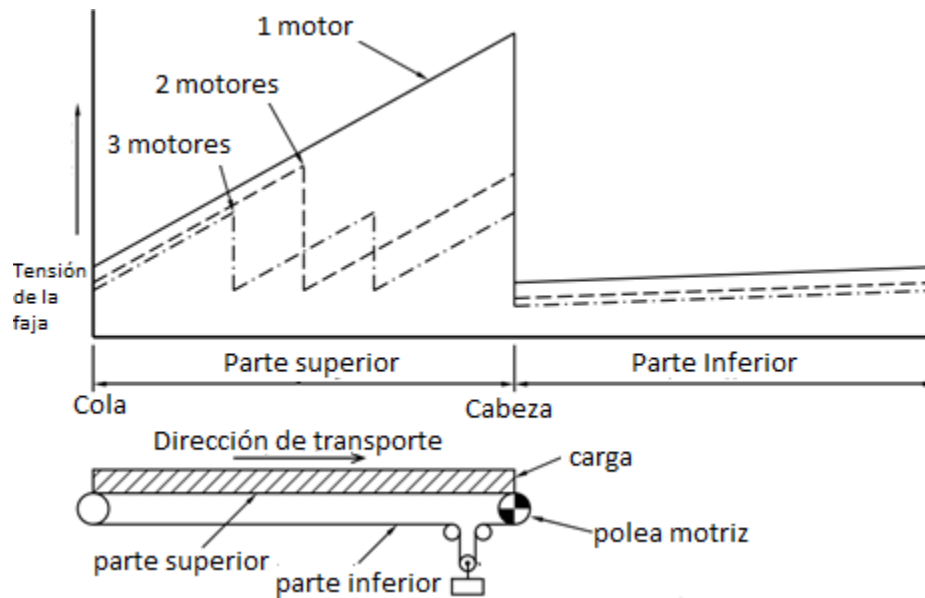
principal función reducir las vibraciones generadas por la operación del motor como se muestra en la **Figura 1.18** [26].



**Figura 1.18** Sistema de transmisión de una banda transportadora.

Fuente: S. Gramblivka, R. Kohar, and M. Stopka, Dynamic analysis of mechanical conveyor drive system [35].

Los incrementos de producción en las diferentes industrias han generado la necesidad de aumentar la capacidad de las bandas transportadoras. Esto conlleva a la optimización e implementación de los componentes existentes y nuevos, respectivamente. Asimismo, problemas con respecto a la excesiva tensión de la banda provocaban roturas en ellas y por consecuencia la paralización de la producción, lo cual conlleva a elevadas pérdidas económicas. Por ello, se implementó motores conectados en un sistema de transporte. De esta manera se pudo comprobar la disminución de tensión en la banda, lo cual reduce los gastos de operación[36].



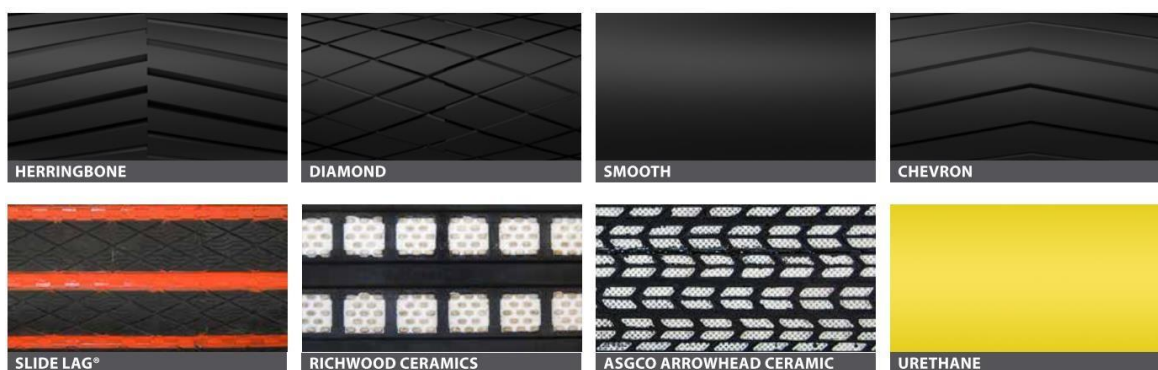
**Figura 1.19** Gráfica de niveles de tensión con múltiples motores en una banda transportadora.  
Fuente: A.J.G. Nutall, Design aspects of multiple driven conveyors [36].

En la **Figura 1.19** se puede apreciar que conforme la banda en la parte superior va avanzando desde la polea de reenvío hasta la polea motriz, la tensión de la banda va incrementando hasta llegar a un punto máximo, el cual es la zona de descarga. Sin embargo, se concluye que una vez que la banda se encuentre retornando a la polea de reenvío en la parte inferior, los niveles de tensión disminuyen notoriamente [36]. Asimismo, la cantidad de motores adicionales a la transmisión del sistema son determinantes para disminuir los niveles de tensión, lo que denota que, a mayor cantidad de motores conectados al sistema, mayor es la disminución de los niveles de tensión.

### 1.1.3.3 Polea

Uno de los componentes críticos en el diseño de un apilador telescópico radial son las poleas o también llamadas tambores. Estas se encuentran ubicadas en los extremos de la banda transportadora. Su principal función es transmitir la fuerza del motor hacia la banda transportadora. Por ello, determinar el diámetro y material de una polea es de suma importancia para la adecuada operación del equipo ya que ayuda a determinar el tiempo de vida de la banda y la tensión en la cual se encontrará esta [37].

A partir del conocimiento del tipo, ancho y tensión de la banda es posible determinar el modelo adecuado de polea para la operación deseada [7]. Para la debida selección de una polea se debe tener conocimiento de los modelos disponibles en el mercado y cuáles son sus beneficios. Uno de los principales componentes que cuenta una polea es el recubrimiento en la parte exterior. En la actualidad, existe una variedad de protectores con diversos diseños y fabricados con materiales que tienen como principal función, reducir el desgaste abrasivo que presenta la polea al momento de ser operada. Algunas alternativas se pueden apreciar en la **Figura 1.20**.



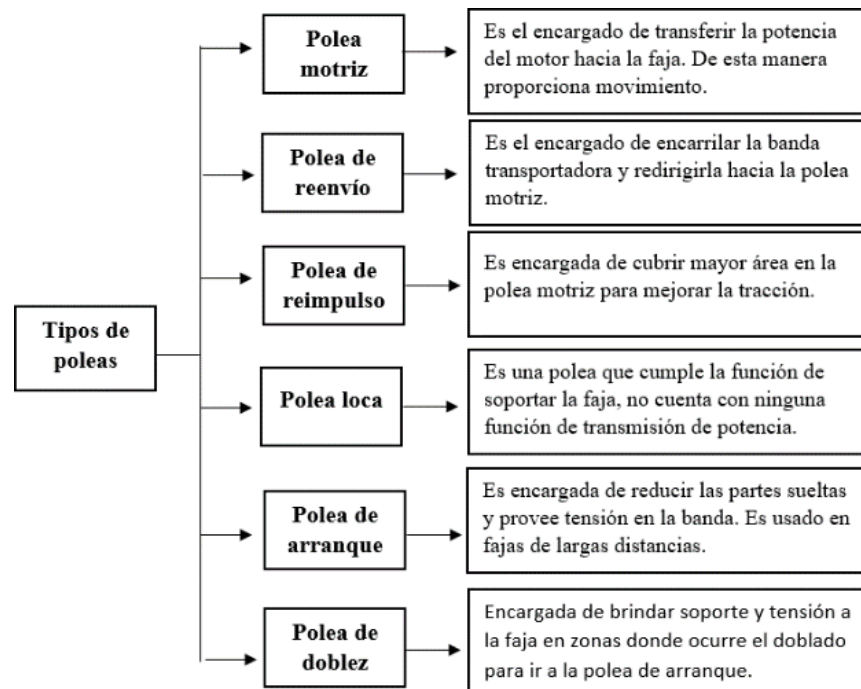
**Figura 1.20** Tipos de recubrimientos de poleas para bandas transportadoras.  
Fuente: Superior industries, Conveying components product handbook [38].

El Instituto Nacional de Estándares De América (ANSI) define la clasificación de cargas, dimensiones permitidas, posicionamiento de los elementos necesarios y el ajuste necesario de estos para el adecuado funcionamiento para las poleas de acero soldado en el estándar número B105.1 [30]. La selección de la polea dependerá de la tensión calculada para el sistema de transporte. Si el rango de tensión es menor a 1300 N/cm se utiliza las “poleas convencionales”, si este está entre 1300 y 4500 N/cm se utilizan las “poleas de clase de ingeniería” y para tensiones mayores a 4500 N/cm se utilizan las “poleas de sección T” [39], como se puede apreciar en la **Tabla 1.3**.

Tensión	Unidad	Tipo de polea
$a < 1300$	N/cm	Polea convencional
$1300 < a < 4500$	N/cm	Polea de clase de ingeniería
$a > 4500$	N/cm	Polea de sección T

**Tabla 1.3** Selección de polea dependiendo de la tensión aplicada.  
Fuente: R.R. Patel, Studies on some aspects of conveyor drive pulley design [39].

Asimismo, dependiendo del posicionamiento de la banda se puede asignar un tipo de polea que pueda cumplir una labor específica para mejorar el rendimiento del sistema de transporte del equipo [37], como se aprecia en la **Figura 1.21**. Este dependerá de los requerimientos del cliente para optimizar su proceso y reducir al mínimo las paradas por desajuste de la banda, pérdida de tensión y pérdida de potencia. Además, la adición de un tipo de polea dependerá de la longitud de la banda transportadora.



**Figura 1.21** Lista de modelos de poleas para banda transportadora.  
Fuente: Pro Cal Innovations LLC, Conveyor pulley selection guide [37].

#### 1.1.3.4 Rodillos

Los rodillos en un sistema de transporte como el de una banda transportadora, tienen una gran importancia debido a que estos son los encargados de brindar un soporte sobre todo el recorrido de la cinta y asegurar la continuidad del material transportado. Asimismo, estos componentes deben estar adecuadamente seleccionados debido a que pueden generar mayores desgastes por fricción sobre la superficie en la banda transportadora [7].



Dependiendo de la aplicación que se desee dar, existen recubrimientos en los rodillos que ayudarán a alargar su tiempo de vida. Los recubrimientos disponibles en el mercado pueden ser de goma, HDPE, cerámico y poliuretano [40].

En la actualidad, la separación que existe entre los rodillos varía entre 0.8 a 2.5 metros a lo largo de toda la banda transportadora; sin embargo, por motivos de ahorro económico se ha incrementado la separación hasta 3 metros manteniendo los estándares de calidad y tiempo de vida de los componentes [41]. Un rodillo está compuesto por un eje, una carcasa de acero con recubrimiento dependiendo de la zona en la cual se posicionará y protectores para evitar el desgaste prematuro del componente. La **Figura 1.22** Piezas internas de una polea. muestra la explosión de un rodillo para apreciar sus componentes.


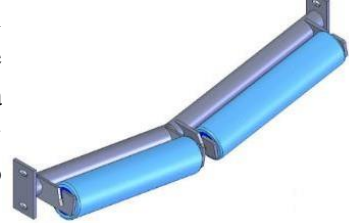
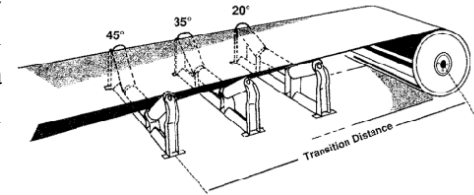




**Figura 1.22** Piezas internas de una polea.

Fuente: I. Douglas Manufacturing Co. Componentes para el manejo de materiales [42].

Existe una gran variedad de rodillos en el mercado; sin embargo, estos se diferencian por su capacidad de carga, resistencia, velocidad y fricción. Las principales características que están normalizadas son el diámetro exterior de la pieza. Los rodillos con diámetros de 4 y 5 pulgadas son ideales para el transporte de material liviano y recorren a una velocidad entre 1.5 m/s y 3 m/s; además, los rodillos con diámetros entre 6 y 7 pulgadas son mayormente utilizados para el transporte de materiales pesados y recorren a una velocidad entre 4 m/s y 5 m/s [43].

La disposición de este componente se localiza en la parte superior e inferior de la estructura de una banda transportadora. La selección del rodillo se realiza dependiendo de la posición en la banda transportadora, recubrimiento, ángulo de reposo del material e impacto. La **Tabla 1.4** muestra modelos estandarizados de estaciones de rodillos con su respectiva descripción y beneficios.

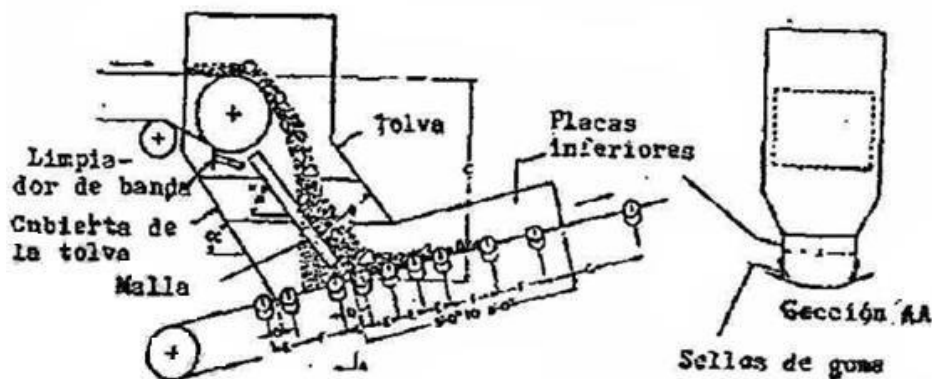
Tipo de estación	Descripción	Diseño
<b>Estaciones de carga</b>	Ubicados en la parte superior a lo largo de la banda transportadora. Cumplen la función de ser soporte de la banda transportadora a lo largo de su recorrido en la parte superior.	
<b>Estaciones de retorno</b>	Ubicados en la parte inferior a lo largo de la banda transportadora. Estos deberían ser diseñados con la misma severidad que son diseñados los rodillos superiores, ya que presentan un mayor espaciamiento y posibilidades de un desgaste prematuro de la banda transportadora.	
<b>Estaciones de ángulo variable</b>	Capacidad de variar la posición angular de los rodillos laterales dependiendo del posicionamiento de la banda transportadora. Los rodillos se disponen en 3 posiciones: 20°, 35° y 45°.	
<b>Estaciones de impacto</b>	Rodillos utilizados en la zona de alimentación de la banda transportadora fabricados con materiales de alta resistencia.	
<b>Estaciones auto centradoras</b>	Rodillos que tienen la función de alinear la banda transportadora.	

**Tabla 1.4** Tipos de estaciones de rodillos en una banda transportadora.  
Fuente: Elaboración propia en base a [43], [42] y [44]

### 1.1.3.5 Chute

Los chutes o tolvas de descargas son componentes utilizados para la transferencia de material de un nivel a otro de manera continua, eficiente y segura. Estos dispositivos ayudan a reducir el impacto que se puede producir por los agregados sobre la cubierta de la banda transportadora; de esta manera, el ciclo de vida de esta se incrementa [45]. El adecuado funcionamiento de este se asegura con el flujo continuo de material sin conglomeración en su interior [32]. Para ello es necesario tener el conocimiento del flujo deseado en el sistema, las propiedades mecánicas del material y el ángulo de descarga.

Debido a que los chutes son puntos de transferencia de un sistema a otro, están muy expuestos a los daños por abrasividad en las paredes. Además, se debe tener en consideración la posibilidad de conglomeración de material en los puntos de salida del chute [46]. Por ello, cada tolva de descarga debe ser diseñada con respecto a los requerimientos del cliente para poder seleccionar el recubrimiento necesario para las paredes y dimensionar con precisión las medidas de los puntos de salida. La **Figura 1.23** muestra el esquema interno del diseño de un chute de descarga.



**Figura 1.23** Esquema de una tolva de descarga para una banda inclinada.  
Fuente: J.Puente. Diseño de un transportador de carga [45].

### 1.1.3.6 Sistema de elevación

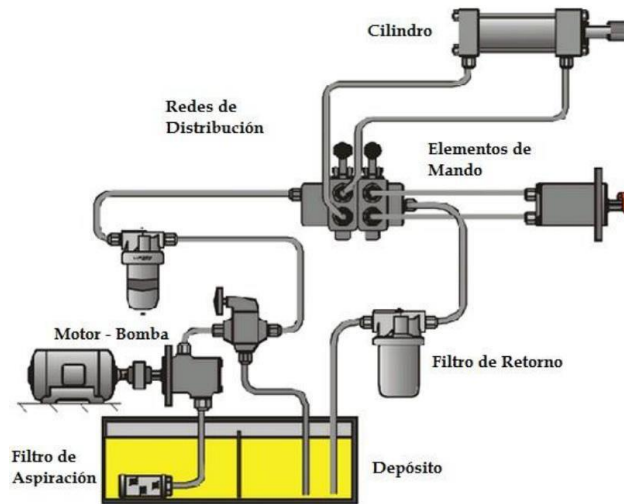
La posibilidad de que un apilador tenga la facilidad de poder extenderse y retraerse, dependiendo del uso que se desee dar da grandes resultados con respecto a un ahorro

económico para una compañía [21]. El método convencional para aprovechar al máximo el área, consistía en contar con un número definido de apiladores convencionales que tienen que estar posicionados en diferentes extremos para lograr rellenar con material en toda el área deseada; sin embargo, la posibilidad de extenderse facilita el apilamiento de grandes áreas y una mejor distribución de material con solo un equipo. Asimismo, debido a que la adhesión de material en la banda transportadora tiene un grado de libertad que va desde los +15 hasta los -15 grados desde el ángulo de diseño permite tener una menor altura de caída del material; por lo cual, el material se encuentra mejor conglomerado [7]. Además, la portabilidad del equipo es factible ya que el sistema de elevación permite que el equipo pueda retraerse hasta su máxima expresión para que mediante los neumáticos que cuenta en la base del sistema, pueda ser acarreado en la carretera.

### **Sistema hidráulico**

Un sistema hidráulico es un conjunto de componentes conectados entre sí que permiten la transformación de energía mecánica en energía hidráulica [47]. Este es posible mediante el accionamiento de una bomba que succiona un fluido o aceite hidráulico, el cual se deposita en un tanque y es descargado de la bomba a una determinada presión para que atraviese un filtro que permitirá la limpieza de cualquier partícula que pueda provocar el desgaste prematuro de algún componente en el recorrido por el sistema.

Una vez se extraído cualquier contaminante del fluido, este pasa hacia el cilindro hidráulico que permitirá el levantamiento de la estructura [48]. En adición, el sistema hidráulico cuenta con válvulas que permiten el adecuado funcionamiento de este sin exponer a riesgos mayores a los operarios y a la eficiencia del sistema. La **Figura 1.24** muestra la distribución de los componentes de un sistema hidráulico.

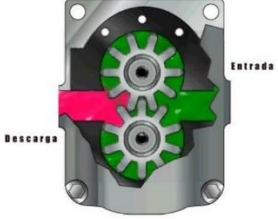
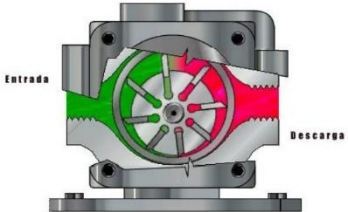
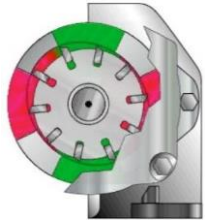



**Figura 1.24** Componentes de un sistema hidráulico.

Fuente: R.A. Sucari Acuña, Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón mineral [7].

Uno de los componentes críticos en el sistema hidráulico es la bomba hidráulica, ya que dependiendo de su adecuada selección se asegura el funcionamiento del sistema cumpliendo con los requerimientos de diseño deseados.

Debido a lo mencionado, para el uso en el sector industrial se utiliza bombas con desplazamiento positivo. Existe una variedad de diseños de bombas, cuya selección dependerá del caudal y la presión deseada del sistema [48]. En la **Tabla 1.5** se muestra los modelos de bombas hidráulicas utilizados dependiendo de la operación deseada a realizar.

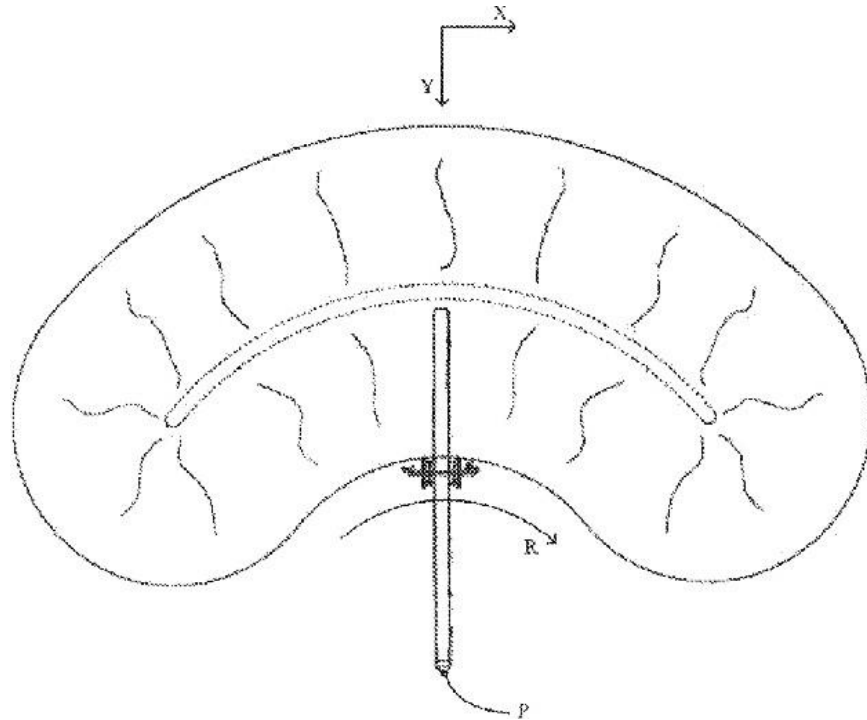
Modelos de bombas hidráulicas		
Modelo	descripción	diseño
<b>Bomba de engranajes</b>	Es un modelo compuesto por dos engranajes. El engranaje impulsor es la que transmite la energía mecánica al engranaje impulsado, haciendo que ambos elementos giren. Entre ellos se dispone del fluido que es expulsado a una determinada presión por el otro extremo al punto de entrada.	
<b>Bomba de paletas</b>	<b>No balanceada:</b> El eje del rotor se encuentra descentrado, lo cual al momento de ser accionado genera una fuerza centrífuga que permite que las paletas tengan contacto con la carcasa de la bomba, generando un sello y a medida que va girando el volumen va disminuyendo, siendo expulsado por el orificio de salida.	
	<b>Balanceada:</b> En este modelo la carcasa de la bomba pasa de tener una forma circular a una ovalada con el fin de contrastar la diferencia de presiones que se presentaba en el modelo no balanceado.	
<b>Bomba de émbolos o pistones</b>	Este modelo presenta la función de convertir el movimiento giratorio de un eje a un movimiento axial de un pistón.	

**Tabla 1.5** Modelos de bombas hidráulicas.  
Fuente: Elaboración propia en base a [7] y [49].

### 1.1.3.7 Sistema de giro

El sistema de giro de un apilador telescópico radial es de suma importancia; ya que, la posibilidad de poder ocupar una mayor área para el depósito del material transportado no sería posible de no ser por el accionamiento de este sistema adherido. La característica del movimiento radial que se puede generar en un apilador es que al tener la principal estructura en donde se ubica la banda transportadora una longitud definida, el acumulamiento de material transportado tiene una forma de riñón como se muestra en la **Figura 1.25**[6]. Sin

embargo, si la longitud de la estructura principal es variable, se puede lograr diferentes diseños de apilamiento de agregados.



**Figura 1.25** Pivoteo de un apilador telescópico radial.

Fuente: P.S. Morris and R.B.M. Murdock, Portable Radial Stacking Conveyor [6].

El pivoteo de un apilador telescópico radial cuenta de una tornamesa en la parte inferior del punto de carga, la cual está sujeta a una estructura fija mediante un acoplador de quinta rueda, como se muestra en la **Figura 1.26**, lo cual brinda estabilidad al equipo al momento de realizar el giro [8]. En adición, el equipo cuenta con una estructura abatible en la parte inferior de los cilindros hidráulicos que permite la movilidad radial de la estructura superior del apilador y reduce el balanceo de este por condiciones climáticas o vibraciones producto de la operación del equipo.



**Figura 1.26** Acoplador de quinta rueda con respectivo perno rey acoplador.

Fuente: R. Navarro, Diseño estructural de un apilador radial con capacidad para transportar 275 T/H de arena para concreto [8].

### 1.1.3.8 Sistema Telescópico

El apilador telescópico radial se caracteriza de los demás modelos principalmente por la posibilidad de extender el bastidor telescópico alojado en el interior del bastidor principal y el cual cuenta con rieles que permite que la estructura pueda extenderse a lo largo de longitud diseñada. Los diseños telescópicos existentes en el mercado para un equipo como el de la presente tesis son dirigidos de manera electrónica como el sistema Festoon mostrada en la **Figura 1.27**. El beneficio de contar con un sistema electrónico para la extensión es el ahorro de espacio y cable, ya que cuenta con un tablero de pequeñas dimensiones y un cable con la longitud necesaria para la extensión.



**Figura 1.27** Sistema Festoon.

Fuente: duct o wire, Heavy Duty 12 Gauge C-Track System Components [50].

Sin embargo, el sistema electrónico de extensión disponible no se encuentra disponible en el país como unidad y su solicitud es mediante una exportación el cual eleva



de manera considerable los costos de fabricación de la presente tesis. Asimismo, este sistema cuenta con componentes de fabricación única para este tipo de componentes, lo cual complica la reparación y mantenimiento del sistema telescópico.

La presente tesis tiene la necesidad de diseñar un sistema mecánico para que el bastidor telescópico pueda extenderse y retraerse hasta la longitud establecida. Los componentes del sistema telescópico deben ser de fácil adquisición y a un costo considerable. La metodología de diseño contempla la evaluación de diferentes sistemas disponibles en el mercado; posteriormente, la adaptación al apilador telescópico radial.

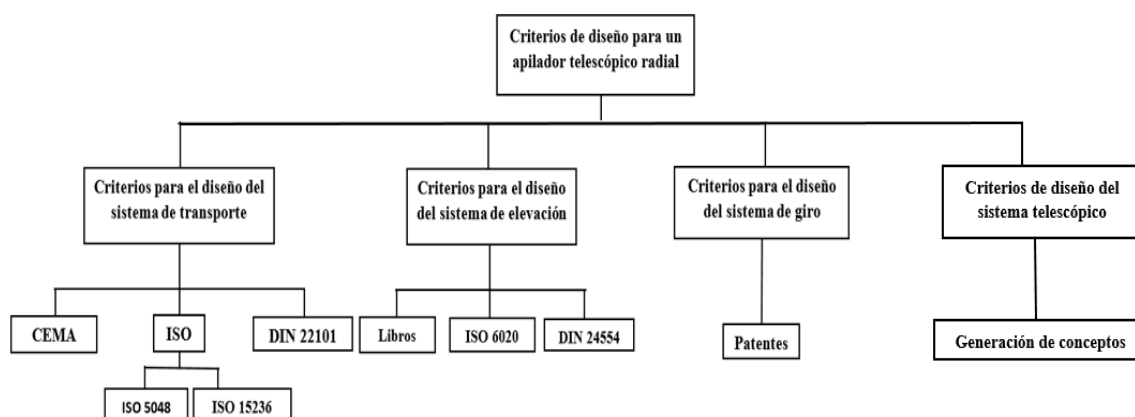
## **1.2 Diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial**

En la actualidad, existe una gran cantidad de estándares y catálogos para el diseño y selección de componentes para una banda transportadora. Sin embargo, entre las entidades y empresas especializadas en el diseño y fabricación de este sistema de transporte hay un consenso para realizar la debida selección de los componentes y brindar una confiabilidad en momento de realizar la operación [8].

Asimismo, un diseño de sistema mecánico para un apilador telescópico radial tiene que ser económicamente viable en la adquisición de sus componentes, operatividad y mantenimientos a realizar [14] [51]. Asimismo, este equipo debe ser seguro para los operarios que serán encargados de operar el equipo y realizar las inspecciones necesarias en caso se produzca una falla o necesite el reemplazo de una pieza.

### **1.2.1 Criterios de diseño para un apilador telescópico radial**

El diseño del sistema de transporte, sistema de elevación y sistema de giro del apilador telescópico radial se debe realizar bajo los estándares establecidos por cada una de las entidades especializadas en cada uno de los sistemas [52] en la siguiente **Figura 1.28**.

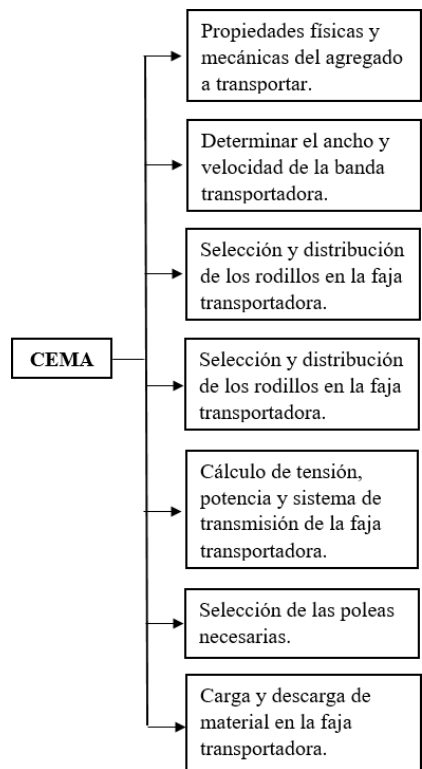


**Figura 1.28** Esquema de criterios para el diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial.  
Fuente: Elaboración propia en base a [30], [53].

### 1.2.1.1 Criterios de diseño del sistema de transporte

Debido a la alta demanda por parte de las empresas de contar con sistemas de alta confiabilidad, entidades han establecido normas y criterios de diseño para la adecuada operación de un sistema por bandas transportadoras cumpliendo los requerimientos del cliente. Deutsches Institut für Normung (en adelante, DIN) estableció la norma DIN 22101:2011-12 en donde indican los cálculos básicos y dimensionamientos para bandas transportadoras. En adición, The International Organization for Standardization (en adelante, ISO) cuenta con la ISO 15236-1 y la ISO 5048 en la cual se indica las especificaciones técnicas para el adecuado dimensionamiento de la banda; asimismo como los componentes necesarios para su adecuado funcionamiento [53].

Asimismo, CEMA es una entidad dedicada a brindar criterios de diseño para sistema de transporte [30]. Los cálculos de diseño de sistema de transporte y la selección de los componentes necesarios para el adecuado funcionamiento de este se basan en los criterios de diseño establecidos por CEMA. En la **Figura 1.29** se explica paso a paso los cálculos necesarios para cada componente del conjunto del sistema de la banda transportadora.



**Figura 1.29** Temas a desarrollar mediante el uso de CEMA.

Fuente: Conveyor Equipment Manufacturers Association, Belt conveyors for bulk materials[30].

### 1.2.1.2 Criterios de diseño del sistema de elevación

Para el diseño del sistema de elevación se realizará una revisión de textos especializados en el diseño de sistemas hidráulicos, ya que el izaje se realizará mediante cilindros hidráulicos. Estos textos son de soporte para la correcta estimación de las fuerzas necesarias que deben ejercer los pistones hidráulicos para el levantamiento de la estructura superior. En adición, las selecciones de los equipos serán en base a los cálculos realizados por la revisión de la literatura realizada y cumpliendo los requerimientos establecidos por DIN 24554 o ISO 6020 [53].

Para poder realizar los cálculos es necesario tener los pesos de la estructura sola y con material transportado, para poder determinar la presión necesaria. Una vez determinada la presión del sistema, se realiza la selección de la bomba y el fluido que, dependiendo de su viscosidad, permitirá el correcto funcionamiento del sistema [48]. Asimismo, dependiendo de los requerimientos del cliente se debe tomar en consideración la altura máxima deseada

que debe alcanzar el sistema, así como su contracción para que sea posible transportarlo. Factores adicionales como el clima, eficiencia de los componentes del sistema como el motor y la bomba hidráulica, deben ser tomados en consideración.

### **1.2.1.3 Criterios de diseño del sistema de giro**

La elaboración del sistema de giro se basa en las patentes que tienen como principal objetivo optimizar el movimiento radial de un apilador telescópico radial o implementar un sistema de giro a un apilador convencional [54]. El diseño del sistema de giro dependerá de las áreas donde operará el equipo; asimismo, el complemento de movimiento radial debe ser capaz de compactarse y ser lo suficientemente pegado a la estructura con el fin que el equipo pueda ser transportado por la carretera [6].

En la actualidad, los sistemas de giro cuentan con frenos de emergencia ante cualquier parada inesperada; asimismo, la aplicación de pistones hidráulicos que permiten la extensión del complemento. Por ello, es necesario, complementar los cálculos aplicados en un sistema hidráulico para el diseño del sistema de giro.

### **1.2.1.4 Criterios de diseño del sistema telescópico**

La elaboración del diseño del sistema telescópico dependerá de la metodología de diseño propuesto por “Product Design and Development” de Karl T. Ulrich and Steven D. Eppinger [55]. En dicha metodología se aplica la generación de conceptos el cual depende de la evaluación de diferentes alternativas; en base a ello se realizará una selección de los componentes más ideales para el sistema telescópico que cumpla con los requerimientos establecidos como la fácil adquisición, costos y que se adapte a las dimensiones del equipo.

La aplicación de un winche es una de las alternativas más factibles debido a la posibilidad de brindar una gran extensión de cable y que esta pueda retraerse ocupando un espacio mínimo. Para lograr que el bastidor telescópico pueda extenderse y retraerse debe contar con un conjunto de poleas posicionadas a lo largo de la estructura de manera que el cable pueda cruzar a través de ellas y generar la tensión necesaria para lograr el movimiento telescópico en el equipo.

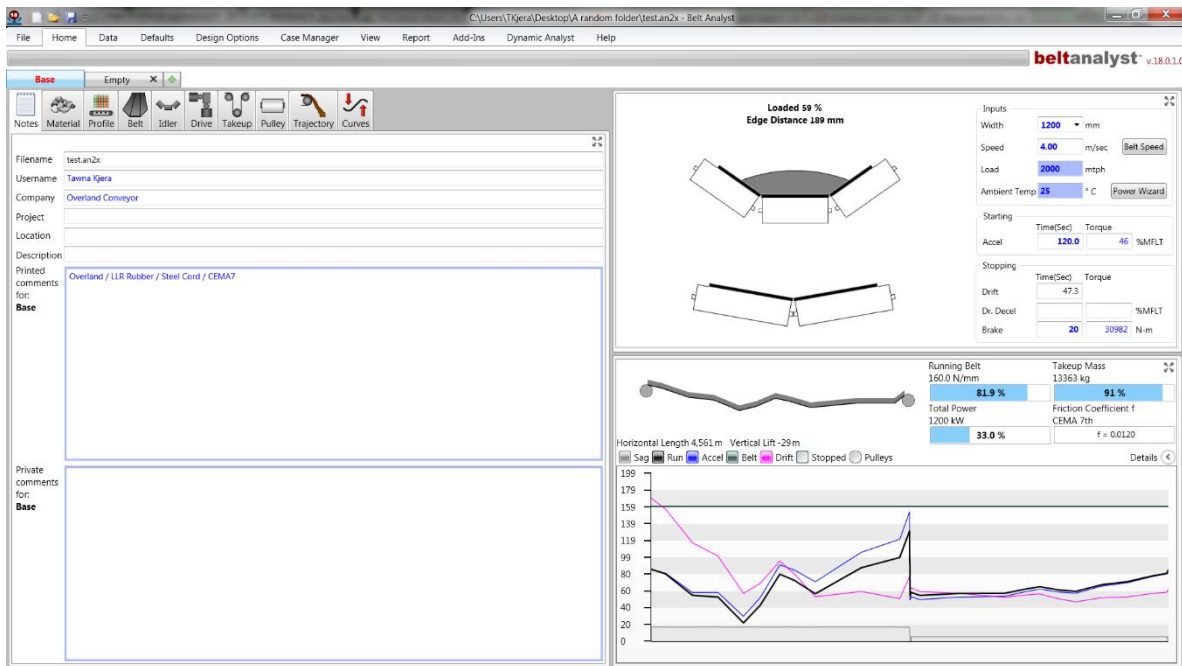
## 1.2.2 Programas

En la elaboración del sistema mecánico del apilador telescópico radial es necesario el soporte de programas especializados en el diseño de bandas transportadoras. Para el sistema mecánico de transporte, la presente tesis cuenta con la aplicación de Belt Analyst 19 para la corroboración de cálculos desarrollados mediante las ecuaciones brindadas por CEMA. Asimismo, Solidworks es una herramienta especializada en diseños tridimensionales; de esta manera, el software brindará la facilidad de diseñar los sistemas mecánicos como el sistema de transporte, levantamiento, giro y telescópico y ensamblarlos para corroborar que todas las dimensiones logren complementarse de la mejor manera.

### 1.2.2.1 Belt Analyst 19 software

Overland Technologies es una compañía dedicada al rubro del diseño y elaboración de programas para el análisis y simulación de diseños como bandas transportadoras, chutes y conexión de tuberías. Asimismo, Belt Analyst 19 es un programa elaborado por la compañía anteriormente mencionada desde 1991 [60].

Con la asistencia de este programa es posible la realización de cálculos tanto de dimensionamiento de bandas transportadoras, como de los componentes adicionales para su correcta operación. Una vez realizado todos los cálculos necesarios, el programa tiene la posibilidad de presentar un reporte completo con todos los parámetros establecidos y elementos seleccionados. Belt Analyst 19 brindará la comprobación de todos los componentes seleccionados para el sistema de transporte estén trabajando bajo los límites establecidos de la tensión de banda transportadora. De no ser así, Belt Analyst 19 brinda la opción de cambiar las dimensiones o estimar la medida necesaria para el adecuado funcionamiento. La **Figura 1.30** nos muestra la interfaz del programa Belt Analyst 19.



**Figura 1.30** Página principal de operaciones de Belt Analyst 19.  
Fuente: Overland Technologies, Belt Analyst 19 conveyor design software.

### 1.2.2.2 Solidworks software

La **Figura 1.31** nos muestra Solidworks que es un programa para realizar el dimensionamiento de los componentes en tercera dimensión, asignar materiales y ensamblarlos, el cual es provisto por la empresa “Dassault Systems softwares”. Los motivos por el cual empresas reconocidas en manufactura adquieren los programas de Dassault Systems son principalmente para realizar el dimensionamiento de piezas que van a ser manufacturadas, dimensionamiento de equipos para una obra, secuencias de montaje, etc.



**Figura 1.31** Servicios ofrecidos por MSC softwares.  
Fuente: Solidworks, Introducción a Solidworks [56].

## 1.3 Agregados

A lo largo de la historia, los agregados han sido de suma importancia cuando nos referimos a la construcción de infraestructuras. Con el transcurrir de los años este ha abarcado más sectores en los cuales la determinación de la cantidad de agregados afecta tanto en los

aspectos técnicos como en lo económico. Los proyectos en los cuales los agregados tienen un gran uso son la construcción de puentes, infraestructuras, carreteras y plantas industriales [57]. Además, la adecuada selección del tipo de agregado determina el cumplimiento de las especificaciones técnicas requeridas para la infraestructura.

Evaluaciones realizadas concluyen que los agregados en su mayoría ocupan entre el 60 y el 75% del volumen del cemento como se muestra en la **Figura 1.32**[58]. Por ello es de vital importancia una adecuada administración de estos recursos, ya que podrían representar grandes pérdidas económicas e incumplimiento de los estándares de calidad para una empresa constructora o cementera.



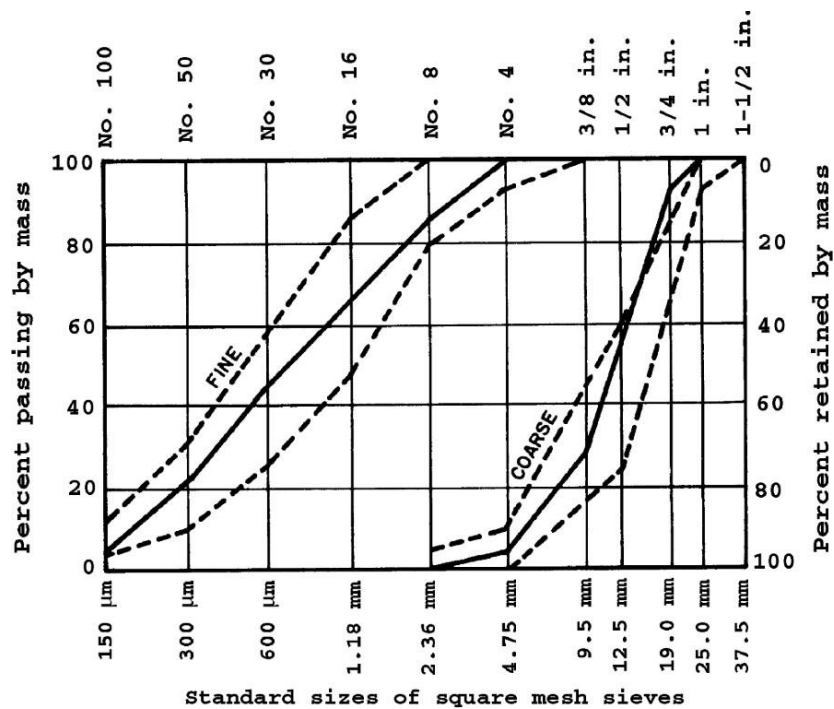
**Figura 1.32** Proporciones típicas en volumen absoluto de los componentes del concreto.  
Fuente: C.Nmai, Aggregates for concrete [59].

### 1.3.1 Tipos de agregados

El origen de las rocas es un factor determinante para las propiedades de los agregados, ya que se determinan aspectos como la densidad, esfuerzos, espesor, dureza, permeabilidad o composición [60]. Por ello, a partir de un análisis de las zonas provenientes de los agregados se puede representar las características de cada uno, lo cual ayudará a determinar con mayor precisión las propiedades de cada agregado existente en el mercado. Sin embargo, este análisis puede ser costoso, por lo que las empresas constructoras prefieren clasificar sus

agregados dependiendo de su granulometría y el porcentaje que este pertenecerá a la mezcla dependerá de la experiencia del encargado en supervisar la obra.

La Normativa ASTM C33 que se muestra en la **Figura 1.33** es la que brinda la clasificación para agregados, ya sea esta fina o gruesa [59][58]. Estos determinan las especificaciones de granulometría necesarias para la mezcla de concreto, así como la calidad de este. Asimismo, el Perú cuenta con la norma técnica NTP 400.011.2008 la cual describe también las definiciones y clasificaciones de agregados para concreto [61]. Estas determinan que los materiales que pasan por mallas de hasta 4.75 mm (No. 4) son agregados finos; asimismo, los materiales que quedan retenidos en esta malla son denominados agregados gruesos [59][58].



**Figura 1.33** Clasificación de agregados según su granulometría.

Fuente: R.A. Arrarte Mera and R.A.A. Mera, ¿Es competitiva la industria cementera peruana? [15].

### 1.3.1.1 Agregados finos

Los agregados finos provienen de la desintegración de materia a través del tiempo. Para que sea considerado un agregado fino debe cumplir con los estándares brindados por ASTM C33. Esta comprobación se realiza mediante el porcentaje de material que pasa a



través de mallas de diferentes tamaños. Asimismo, la **Tabla 1.6** límite para que sea considerado un agregado fino debe ser de 4.75 mm o malla N°4 [59].

Tamiz		% que pasa ( en masa)
9.5 mm	3/8"	100
4.75 mm	N°4	95 a100
2.36 mm	N°8	80 a 100
1.18 mm	N°16	50 a 85
600 $\mu$ m	N°30	25 a60
300 $\mu$ m	N°50	5 a 30
150 $\mu$ m	N°100	0 a 10

**Tabla 1.6** Límites de granulometría del agregado fino.  
Fuente: C.Nmai. Aggregates for concrete [59].

### 1.3.1.2 Agregados gruesos

La clasificación de agregados gruesos se realiza de igual manera que los agregados finos, realizando pruebas mediante el método de porcentaje de pasante de malla y cumpliendo con los estándares de ASTM C33. La **Tabla 1.7** muestra los requerimientos para que un material sea considerado un agregado grueso. Este deberá tener un mayor porcentaje de pasantes a partir de tamiz de 4.75 mm (N° 4) [62].

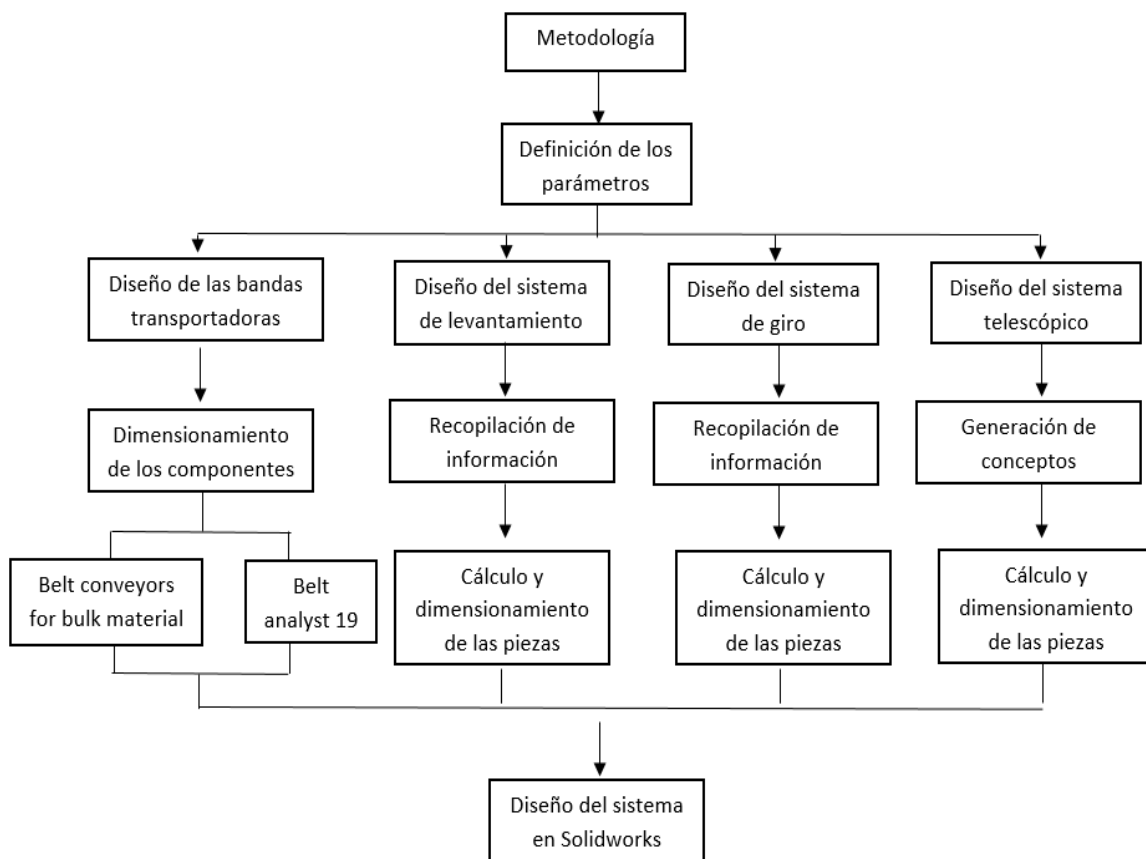
Tamiz		% que pasa ( en masa)
37.5 mm	1 1/2"	100
25 mm	1"	80 a 100
12.5 mm	1/2"	25 a 60
4.75 mm	N°4	0 a 10
2.36 mm	N°8	0 a 5

**Tabla 1.7** Límites de granulometría del agregado grueso.  
Fuente: C.Nmai. Aggregates for concrete [59].

## CAPÍTULO II

# METODOLOGÍA

El presente capítulo tiene como finalidad explicar la metodología aplicada para el diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial cumpliendo ciertos parámetros iniciales el material transportado, la distancia deseada de transporte, la altura y tonelaje deseado. La **Figura 2.1** muestra la metodología aplicada para el diseño del sistema mecánico del equipo, la cual se basó en una recopilación de información de manuales, reportes y tesis; cumpliendo con los estándares de CEMA [30] y estándares internacionales para el diseño de sistemas hidráulicos.



**Figura 2.1** Esquema de metodología aplicada para el diseño del apilador telescópico radial.  
Fuente: Elaboración propia

## 2.1 Características y capacidad de transporte del material a transportar

Para la elaboración de la presente tesis se debió tener en consideración el comportamiento dinámico que presenta el material a transportar. La solicitud del cliente fue que el apilador telescópico radial tuviera la capacidad de transportar piedra chancada de ½ pulgada de tamaño.

Con dicha información se realizó una revisión de las propiedades físicas que presenta el material y su clasificación en cuanto a tamaño, fluidez dependiente del ángulo de reposo, abrasividad y algunas características adicionales propias de cada material (humedad, emisión de polvo, corrosión, temperatura, etc.), para realizar la adecuada selección de componentes para el sistema de transporte del equipo. En la **Tabla 2.1** se puede apreciar la clasificación del material en base a todas las características mencionadas [30].






Características del material	Descripción	Código
<b>Tamaño</b>	Muy fino - malla 100 y menos	A
	Fino - 1/8 pulgada y menos	B
	Granular - menos de 1/2 pulgada	C
	Grumoso - contiene grumos mayores a 1/2 pulgada	D
	Irregular - fibroso, entrelazado y esteras enredadas	E
<b>Fluidez ángulo de reposo</b>	Flujo muy suelto - ángulo de reposo menor a 19 grados	1
	Flujo libre - ángulo de reposo entre 20 y 29 grados	2
	Flujo medio - ángulo de reposo entre 30 y 39 grados	3
	lento - ángulo de reposo mayor a 40 grados	4
<b>Abrasividad</b>	No es abrasivo	5
	Abrasivo	6
	Muy abrasivo	7
	Muy cortante - corta la banda transportadora	8
<b>Características Misceláneos (una característica o más)</b>	Muy polvoso	L
	Aireado y características desarrolladas de fluidez	M
	Contiene polvo explosivo	N
	Contaminable, daños en uso o facilidad de venta	P
	Degradable, daños en uso o facilidad de venta	Q
	Emite humos perjudicables o polvo	R
	Altamente corrosivo	S
	Medio corrosivo	T
	Higroscópico	U
	Entrelazados o esteras	V

	Aceites y químicos presentes - puede afectar productos de jebe	W
	Paquetes sobre presión	X
	Muy liviano y suave - voladizo con el viento	Y
	Temperatura elevada	Z

**Tabla 2.1** Códigos de material dependiendo de características  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

El diseño del sistema de transporte debe tener en consideración que el material va a ser transportado a una determinada distancia, velocidad y ángulo que pueden variar dependiendo de las necesidades en el momento de operación. Además, la composición mecánica del equipo hace que el material transportado pase por los rodillos, lo cual genera cierta vibración; debido a ello, las partículas de menores dimensiones tienden a ubicarse en la parte inferior de la pila formada en la banda transportadora [20]. Por otro lado, el sobredimensionamiento de la pila en la banda transportadora genera una dispersión de material a lo largo del trayecto, lo cual dificulta cumplir con el peso estimado calculado por hora.

Debido a todo lo mencionado anteriormente, los cálculos realizados en el sistema de transporte tuvieron el objetivo de formar una sección transversal correspondiente a la indicada por CEMA. En la **Tabla 2.2** se puede observar la clasificación en base a los estándares internacionales de CEMA para la adecuada estimación de pila formada en el momento del transporte del material. Con ello, la fluidez del material a lo largo de la banda transportadora es continua y mantiene la estimación inicial de volumen calculado para la operación.

Fluidez				
Fluidez muy libre 1*	Fluidez libre 2*	Fluidez mediana 3*		Lento 4*
Ángulo de recargo				
5°	10°	20°	25°	30°
				
Ángulo de reposo				
0-19°	20-25°	30-34°	35-39°	40°-más
Características del material				
Tamaño uniforme, partículas redondas muy pequeñas, muy mojado o muy seco, como arena seca, concreto húmedo, etc.	Redondos, partículas pulidas secas, de peso mediano, como granos enteros y frijoles.	Irregular, granular o materiales grumosos de mediano peso, como carbón, etc.	Material típico común como carbón, piedra, mayoría de minerales, etc.	Irregular, fibroso, materiales entrelazados, como trozos de madera, etc.

**Tabla 2.2** Fluidez – ángulo de recargo y ángulo de reposo  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

En la **Tabla 2.2** se muestra que dependiendo del nivel de fluidez del material, se le asigna un ángulo de recargo y un ángulo de reposo adecuado para la pila formada en la banda transportadora; asimismo, en la parte inferior se menciona las características físicas de los materiales que permiten realizar una mejor relación con los ángulos alcanzados por CEMA.

En el **ANEXO 1** se aprecia una lista con todos los materiales considerados para ser transportados mediante una banda transportadora hasta la fecha. En ella se aprecia el peso estimado en libras por pie cúbico, el ángulo de reposo en grados, el máximo ángulo de inclinación para ciertos materiales en grados y el código asignado según la clasificación elaborada por CEMA.

## 2.2 Diseño del sistema de transporte

La presente tesis tiene como finalidad que el apilador telescópico radial tenga la capacidad de poder extenderse una determinada distancia y contraerse para ser transportado; por lo cual, se necesita de dos estructuras metálicas y cada una con una banda transportadora. Al momento que el equipo esté en operación, las dos bandas deben trabajar de manera simultánea, manteniendo la misma velocidad y capacidad de transporte por hora.

El sistema de transporte está compuesto por el sistema de la banda transportadora, sistema de giro y sistema hidráulico. A continuación, se detalla los procedimientos para el diseño de cada uno de estos sistemas.

### 2.2.1 Diseño del sistema de la banda transportadora

En la actualidad, el dimensionamiento de todos los componentes que conforman el sistema de transporte mediante una banda están estandarizados bajo un conjunto de normas de diferentes organizaciones. Sin embargo, la presente tesis se elaboró bajo los estándares indicados en la quinta edición de *“Belt conveyors for bulk materials”* de CEMA [30]. Asimismo, los cálculos se realizaron siguiendo las indicaciones y recomendaciones de las tesis de *“Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón mineral”* y *“Diseño estructural de un apilador radial con capacidad para transportar 275 T/H de arena para concreto”* [7] [8]. La **Figura 2.2** muestra un prototipo de diseño de banda transportadora.



**Figura 2.2** Modelo del sistema de transporte del apilador telescópico radial.  
Fuente: 911 Metallurgist, fajas transportadoras [63].

En los siguientes párrafos se describe los cálculos a realizar para el dimensionamiento de la banda transportadora. El dimensionamiento de los rodillos, polea, sistema de transmisión (motor y reductor), son fundamentales para el adecuado cálculo de tensiones y de aquella manera poder seleccionar la banda correcta.

### 2.2.1.1 Dimensionamiento inicial de la banda transportadora

La adecuada selección de la banda transportadora depende del material que será transportado; por lo cual, la correcta estimación de los parámetros iniciales indicados por CEMA en la clasificación de materiales fue fundamental para el correcto dimensionamiento y selección del tipo de material de la banda con la cual se va a trabajar y en base a ello se seleccionó una banda disponible en el mercado que esté acorde con las condiciones establecidas.

Se estableció los datos iniciales para la estimación de la velocidad y ancho de la banda. En la **Tabla 2.3** se encuentra una clasificación de rangos de velocidad y ancho de banda recomendados por el tipo de material deseado a transportar. Asimismo, la capacidad deseada ayudó a estimar la velocidad y ancho de la banda promedio establecidos en el **ANEXO 2**.

Material transportado	Velocidad de la banda (fpm)	Ancho de la banda (pulgadas)
Granos u otros de fluidez libre, materiales no abrasivos	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Carbón, arcilla húmeda, minerales suaves, sobrecargado y tierra, piedra chancada fina	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-95
Pesado, duro, mineral puntas cortantes, piedra chancada gruesa	350	18
	500	24-36
	600	36- más
Arena fundida, preparada o húmeda, con pequeñas partículas de fierro	350	Cualquier ancho
	200	Cualquier ancho

Material transportado	Velocidad de la banda (fpm)	Ancho de la banda (pulgadas)
Arena fundida preparada o similar a la húmeda, material descargado de la banda por jebes		
Materiales descargados no abrasivos	200, excepto para pulpa de madera, donde 300 y 400 es preferible	Cualquier ancho
Bandas alimentadoras, planas o inclinadas, para alimentar finos, no abrasivos o medio abrasivos materiales desde chutes o tolvas	Desde 50 hasta 100	Cualquier ancho

**Tabla 2.3** Velocidad máxima recomendada  
Fuente: CEMA. Belt Conveyors for bulk materials [30].

Los cálculos a realizar en la presente tesis fueron con el sistema inglés de unidades, por lo cual se realizó las conversiones necesarias para una adecuada estimación. La **Ecuación 2.1** realizó la conversión de la capacidad deseada en toneladas por hora a pies cúbicos por hora.

$$\frac{ft^3}{hr} = \frac{tph \times 2000}{densidad\ del\ material}$$

**Ecuación 2.1** Cálculo de capacidad en pies cúbicos por hora.

Una vez realizada la conversión, la **Ecuación 2.2** realizó un cálculo equivalente de capacidades si la velocidad fuera a 100 pies por minuto.

$$Capacidad\ (equivalente) = \left( \frac{ft^3}{hr} \right) \times \left( \frac{100}{velocidad\ actual\ de\ la\ faja\ (fpm)} \right)$$

**Ecuación 2.2** Cálculo de capacidad equivalente a cien pies por minuto.

La selección de un ángulo de inclinación para los rodillos que estarán posicionados a lo largo de la banda transportadora, ayudó a obtener una estimación inicial de la velocidad y ancho de la banda. En la actualidad, los rodillos con un ángulo de inclinación de 20 grados, 35 grados y 45 grados son mayormente usados debido a su capacidad de carga y gran facilidad de reducir el esparcimiento de material en el camino; asimismo, el ángulo de rodillo utilizado por la mayoría de proveedores es el de 35 grados de inclinación; esto se debe a los avances tecnológicos desarrollados para bandas transportadoras [30].

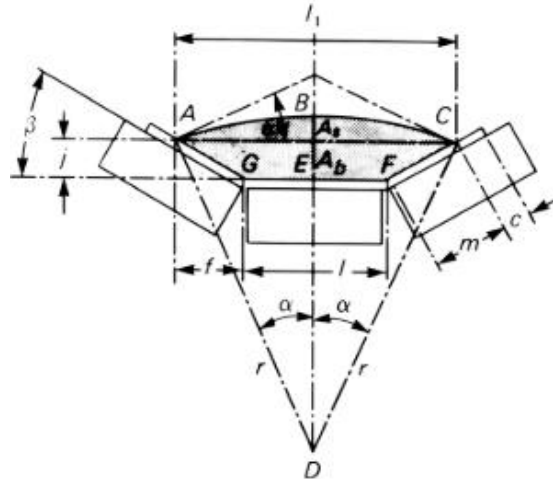


Mediante la **Tabla 2.4** se seleccionó el mejor ancho de banda para la operación deseada en base a los ángulos de recargo para el área seccional de carga y una capacidad calculada a 100 pies por minuto.

Ancho de la banda (Pulgadas)	At - Sección transversal de la carga (ft <sup>2</sup> )							Capacidad a 100 FPM (ft <sup>3</sup> /hr)						
	Ángulo de recargo							Ángulo de recargo						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	0.144	0.16	0.177	0.194	0.212	0.23	0.248	864	964	1066	1169	1274	1381	1492
24	0.278	0.309	0.341	0.373	0.406	0.44	0.474	1668	1857	2048	2241	2438	2640	2847
<b>30</b>	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	0.98	1.06	1.142	4058	4508	4961	5419	5886	6364	6857
42	0.94	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	1.95	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	14580	15906	17275	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	4.44	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

**Tabla 2.4** banda de 35° inclinación - tres rodillos iguales  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

La **Figura 2.3** ayudó a determinar con mayor exactitud las distancias y áreas que se pueden localizar en la sección transversal de una banda transportadora en operación. El ancho de la banda determinado es fundamental para la estimación de las distancias que deben estar bajo los estándares de CEMA y obtener la máxima eficiencia de operación.



**Figura 2.3** Sección transversal de una banda transportadora  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Donde:

- $\alpha$ : ángulo de recargo, grados.
- $\beta$ : ángulo de rodillo, grados.
- $A_s$ : área de recargo, pulgadas cuadrados.
- $A_b$ : área de la base trapezoidal, pulgadas cuadrados.
- $l$ : longitud, un lado del área trapezoidal, pulgadas.
- $l_1$ : longitud, otro lado del área trapezoidal, pulgadas.
- $j$ : altura del área trapezoidal, pulgadas.
- $m$ : longitud inclinada del trapezoide, pulgadas.
- $r$ : radio del arco de recargo, pulgadas.
- $f$ : proyección horizontal del lado inclinado del trapezoide, pulgadas.
- $c$ : distancia del borde de la banda,  $c = 0.055 b + 0.9$ , pulgadas.
- $b$ : ancho de la banda, pulgadas.

La **Figura 2.3** muestra una serie de valores establecidos que fueron cálculos mediante las ecuaciones brindadas por CEMA, las mismas que se muestran a continuación:

$$\text{Área trapezoidal (AECFG)} A_b = \left( \frac{l + l_1}{2} \right) j$$

**Ecuación 2.3** Cálculo de área de la carga a transportar.

$$\text{Ancho de la banda, } b = 1 + 2m + 2c$$

**Ecuación 2.4** Cálculo del ancho de la banda transportadora.

$$l_1 = l + 2f$$

**Ecuación 2.5** Cálculo de la longitud horizontal de la banda transportadora.

$$f = m \cos \beta$$

**Ecuación 2.6** Cálculo de la proyección horizontal del rodillo inclinado.

$$l = 0.371b + 0.25$$

**Ecuación 2.7** Cálculo de la longitud horizontal del rodillo.

$$c = 0.055b + 0.9$$

**Ecuación 2.8** Cálculo de la longitud libre de carga.

$$b = 0.371b + 0.25 + 2m + 2(0.055b + 0.9)$$

**Ecuación 2.9** Cálculo opcional del ancho de la banda transportadora.

$$2m = b - 0.418b - 0.25$$

**Ecuación 2.10** Cálculo de la longitud inclinada de los dos rodillos con carga.

$$m = 0.2595b - 1.025$$

**Ecuación 2.11** Cálculo de la longitud inclinada de un rodillo con carga.

### 2.2.1.2 Dimensionamiento de los rodillos

Para el adecuado dimensionamiento de los rodillos se consideró el tipo de rodillo que se desea implementar y su ángulo de 35 grados. Empresas manufactureras utilizan los rodillos pasantes los cuales presentan una inclinación que está normada por CEMA. Estos rodillos brindan la facilidad de mantener la pila formada dentro de la banda y evitar el dispersamiento de material su recorrido. Por motivos de avances tecnológicos, la mayoría de empresas deciden utilizar los rodillos de 35 grados; por lo que para la presente tesis se utilizó dicha

inclinación.

CEMA presenta una clasificación de los rodillos utilizados para la construcción de las bandas transportadoras que se muestra en la **Tabla 2.5**, en la que el diámetro del rodillo se selecciona dependiendo de la severidad de carga. Dicha clasificación se presenta en la siguiente tabla.

Clasificación	Número de serie anterior	Diámetro del rodillo (pulgadas)	Ancho de la banda (pulgadas)	Descripción
A4	ESTANDAR RETIRADO OCTUBRE 1, 1996			
A5				
B4	II	4"	18" hasta 48"	Trabajo Liviano
B5	II	5"	18" hasta 48"	Trabajo Liviano
C4	III	4"	18" hasta 60"	Trabajo Mediano
C5	III	5"	18" hasta 60"	Trabajo Mediano
C6	IV	6"	24" hasta 60"	Trabajo Mediano
D5	Ninguno	5"	24" hasta 72"	Trabajo Mediano
D6	Ninguno	6"	24" hasta 72"	Trabajo Mediano
E6	V	6"	36" hasta 96"	Trabajo Pesado
E7	VI	7"	36" hasta 96"	Trabajo Pesado

**Tabla 2.5** Clasificación de rodillos  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

El espaciamiento que debe haber entre los rodillos se estimó en base a la carga a transportar deseada y al ancho de la banda calculada conforme a la **Tabla 2.6**.

Ancho de la banda (Pulgadas)	Espaciamiento para rodillos inclinados (ft)						Rodillos de retorno (ft)
	Peso del material transportado, lbs/cu ft						
	30	50	75	100	150	200	
18	5.5	5.0	5.0	4.5	4.5	4.5	10.0
24	5.0	4.5	4.5	4.0	4.0	4.0	10.0
30	5.0	4.5	4.5	4.0	4.0	4.0	10.0
36	5.0	4.5	4.0	3.5	3.5	3.5	10.0
42	4.5	4.5	4.0	3.0	3.0	3.0	10.0
48	4.5	4.0	4.0	3.0	3.0	3.0	10.0
54	4.5	4.0	3.5	3.0	3.0	3.0	10.0
60	4.0	4.0	3.5	3.0	3.0	3.0	10.0
72	4.0	3.5	3.5	2.5	2.5	2.5	8.0
84	3.5	3.5	3.0	2.5	2.5	2.0	8.0
96	3.5	3.5	3.0	2.0	2.0	2.0	8.0

**Tabla 2.6** Espaciamiento sugerido entre rodillos  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Los cálculos empezaron con la estimación de carga en los rodillos, tanto de la parte superior como de la inferior. Estos deben ser menores que los límites de carga especificados por el fabricante. La **Ecuación 2.12** estima la carga que hay en los rodillos en libras.

$$\text{Cálculo de carga en rodillos (lbs)} = CIL = ((WB + Kl))xSI + IML$$

**Ecuación 2.12** Cálculo de carga en los rodillos.

Donde:

WB= Peso de la banda (lbs/ft)

WM= Peso del material (lbs/ft) = (Qx2000)/(60xVee)

Q= Cantidad del material transportado (**TPH**)

Vee=Velocidad de la banda (fpm)

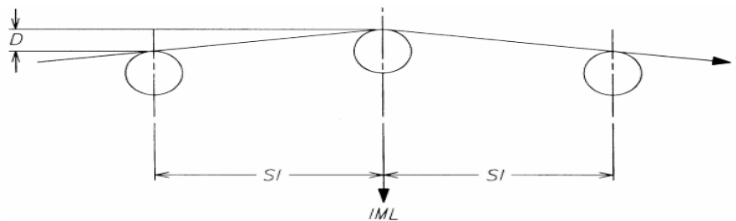
SI= Espaciamiento de rodillos (ft)

Kl= Factor de ajuste por grumos

IML= Desalineamiento de rodillos por carga (lbs) = (D x T) / (6 x SI)

D= Desalineamiento (pulgadas)

T= Tensión de la banda (lbs)



**Figura 2.4** Grafico de desalineamiento de rodillos  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

La **Figura 2.4** muestra un modelo de posible desalineamiento de los rodillos de carga que puede presentarse en la banda transportadora cuando este en operación. Este tipo de fallas puede generar grandes daños a todo el sistema de transporte por las vibraciones que se generaría.

De la misma manera que el cálculo de carga para los rodillos superiores se realizó para los rodillos inferiores. La **Ecuación 2.13** estima la carga que hay en los rodillos en libras.

$$\text{Cálculo de carga en rodillos (lbs)} = CIL_R = (WBxSI) + IML$$

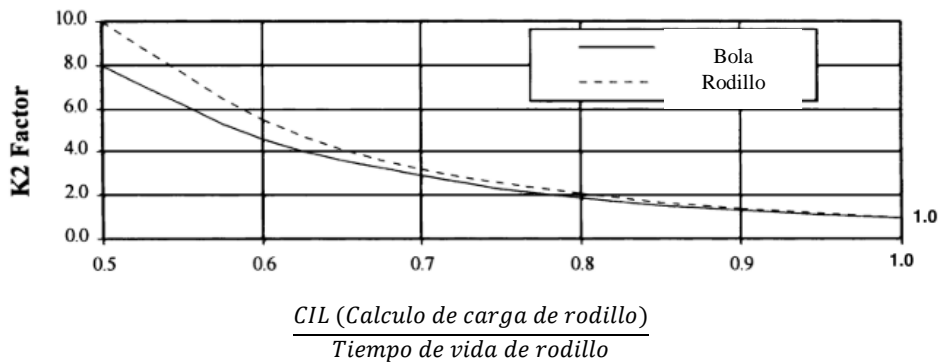
**Ecuación 2.13** Cálculo de carga en los rodillos de retorno.

La selección de cada rodillo dependió de varios factores como condiciones de trabajo, condiciones climáticas, fallas del sistema, fallas de otros sistemas que afectan al rendimiento de los rodillos y el material transportado. CEMA asignó un tiempo de vida promedio a cada clase de rodillo. La **Tabla 2.7** muestra el tiempo estimado de vida de los rodillos en horas a una velocidad promedio de 500 rpm.

Clase	Tiempo de vida L10 (hrs)	Velocidad (rpm)
CEMA B	30,000	500
CEMA C	30,000	500
CEMA D	60,000	500
CEMA E	60,000	500

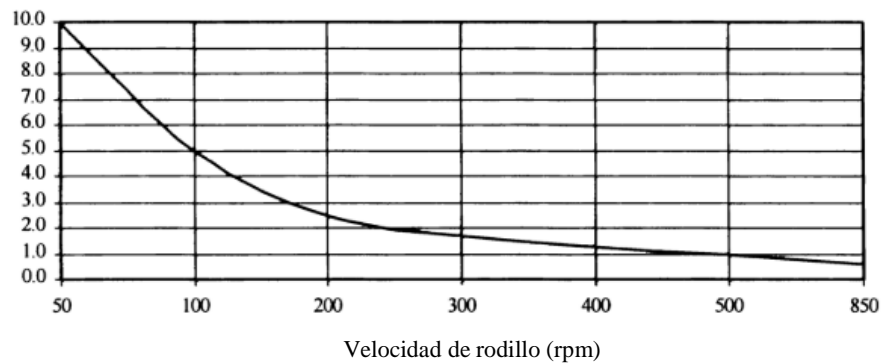
**Tabla 2.7** Tiempo de vida de un rodillo  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Una vez estimada la carga de los rodillos tanto superiores como inferiores se realizó la estimación del factor de efectos en el tiempo de vida promedio. La **Figura 2.5** muestra el factor de carga determinado para los rodillos, los cuales afectan directamente al tiempo estimado de vida, prolongando la vida de esta.



**Figura 2.5** Factor K2  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

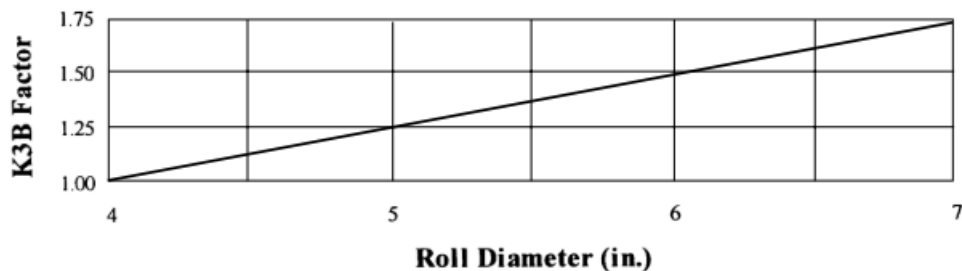
La **Figura 2.6** muestra el factor de efectos en tiempo de vida por la revolución de los rodillos. Este demuestra a que la velocidad estimada sea menor que 500 fpm, el tiempo de vida estimado sería mayor, por lo tanto, se mediante la **Figura 2.6** se puede utilizar el factor calculado para ser multiplicador del tiempo de vida del rodillo.



$$rpm = \frac{Velocidad\ de\ la\ faja\ (fpm) \times 12}{Diametro\ de\ rodillo\ (in) \times \pi}$$

**Figura 2.6** Factor K3A efecto de la velocidad en el tiempo de vida  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

La **Figura 2.7** muestra el factor de efectos en tiempo de vida por el diámetro de los rodillos. Este demuestra a que a mayor sea el diámetro de los rodillos el tiempo de vida estimado es mayor. Por lo tanto, se utilizó el factor por diámetro como multiplicador para el tiempo de vida del rodillo.



**Figura 2.7** Factor K3B  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

La **Figura 2.8** muestra una serie de factores que pueden impactar de manera negativa el tiempo de vida útil de los rodillos. Por ello, para tener una estimación más aproximada del tiempo de vida del rodillo, se estimó cada uno de los factores de los gráficos mostrados y se los multiplicó por el tiempo de vida de los rodillos brindado por el fabricante.





Figure 5.20 K4A = Effect of maintenance on potential idler life.

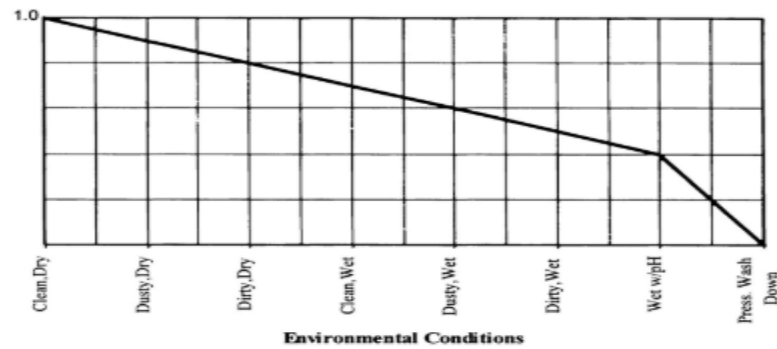


Figure 5.21 K4B = Effect of environmental conditions on potential idler life.

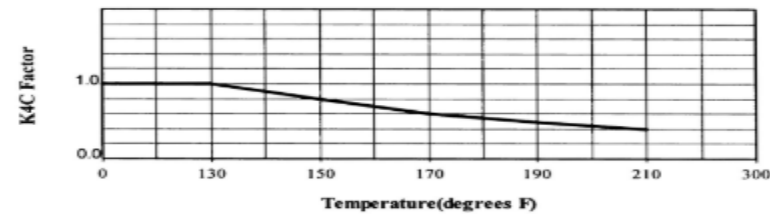


Figure 5.22 K4C = Effect of operating temperature on potential idler life.

**Figura 2.8** Factores adicionales

Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Una vez determinados los factores se calculó la carga de los rodillos y se realizó la selección dependiendo del fabricante a escoger a través de la siguiente ecuación.

$$\text{Carga de los rodillos final (lbs)} = \text{CIL} * \text{factores}$$

**Ecuación 2.14** Cálculo de carga de los rodillos multiplicado por los factores.

**2.2.1.3 Estimación de la tensión efectiva y potencia de la banda**

La **Ecuación 2.15** se utilizó para realizar el cálculo de la tensión efectiva de la banda.

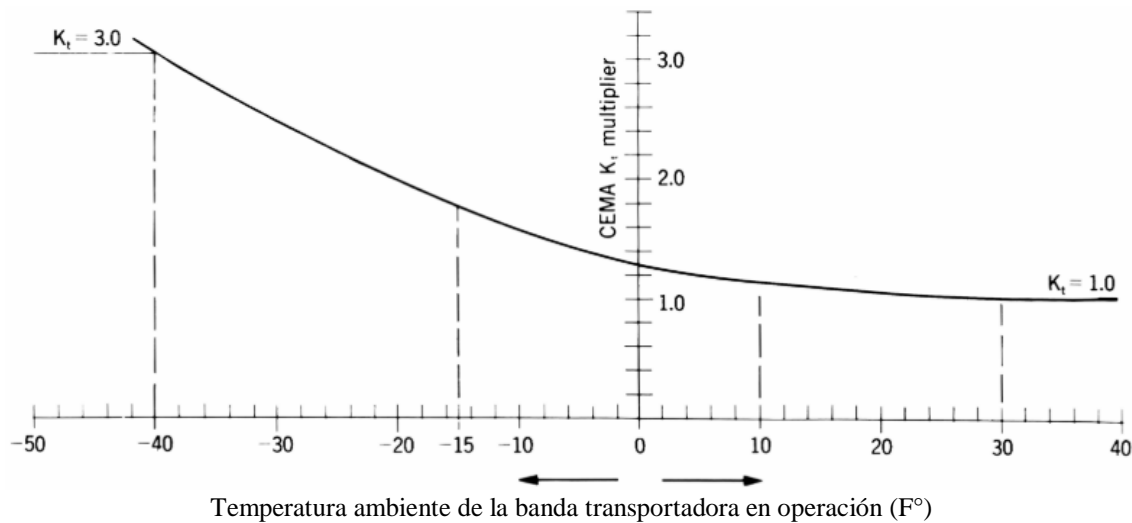
Sin embargo, esta depende de varios factores de corrección, que se detallan a continuación.

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

**Ecuación 2.15** Cálculo de la tensión efectiva de la banda transportadora.

Los factores de corrección de temperatura (en adelante,  $K_t$ ), factor de fricción en los rodillos (en adelante,  $K_x$ ) y factor de cálculo de fuerzas en la banda y flexión en los rodillos (en adelante,  $K_y$ ) son fundamentales para la determinación de las tensiones en todo el sistema.

La **Figura 2.9** determina el factor  $K_t$  en grados Fahrenheit que determina la fricción en los rodillos que puede ocurrir dependiendo de la temperatura del lugar de operación.



**Figura 2.9** Factor  $K_t$

Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

La **Tabla 2.8** determina el peso que puede tener la banda transportadora dependiendo del ancho de esta y del peso de la carga transportada.

Ancho de la banda (Pulgadas)	Peso del material transportado, lbs/cu ft		
	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4.0	4.5
24	4.5	5.5	6.0
30	6.0	7.0	8.0
36	9.0	10.0	12.0
42	11.0	12.0	14.0
48	14.0	15.0	17.0
54	16.0	17.0	19.0
60	18.0	20.0	22.0
72	21.0	24.0	26.0

Ancho de la banda (Pulgadas)	Peso del material transportado, lbs/cu ft		
	30-74	75-129	130-200
84	25.0	30.0	33.0
96	30.0	35.0	38.0

**Tabla 2.8** Peso estimado de la banda, lbs/ft.  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Una vez estimado el peso de la banda, se puede determinar el valor de  $K_x$  mediante la **Ecuación 2.16**.

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

**Ecuación 2.16** Cálculo del factor por fricción en los rodillos.

Donde:

$K_x$  = Factor de fricción en los rodillos.

$W_b$  = Peso de la banda (lbs/ft)

$W_m$  = WM = Peso del material (lbs/ft)

$S_i$  = Espaciamiento de rodillos (ft)

$A_i$  = 1.5 para 6" diámetro de rodillo, CEMA C6, D6

$A_i$  = 1.8 para 5" diámetro de rodillo, CEMA B5, C5, D5

$A_i$  = 2.3 para 4" diámetro de rodillo, CEMA B4, C4

$A_i$  = 2.4 para 7" diámetro de rodillo, CEMA E7

$A_i$  = 2.8 para 6" diámetro de rodillo, CEMA E6

$K_y$  es un factor que se utilizó para determinar la tensión que hay en la banda transportadora cuando se mueve a través de los rodillos y la carga que genera tensiones cuando esta se mueve a través de la banda. Mediante la **Tabla 2.9** se estimó el factor  $K_y$ , conociendo la longitud de la banda transportadora y la suma de pesos de la banda y el material.

Longitud de banda	Wb + Wm (lbs/ft)	Porcentaje de inclinación						
		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

**Tabla 2.9** Factor Ky por grado de inclinación, peso y longitud de la banda.  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Los factores estimados dieron paso a realizar el cálculo de tensiones y mediante ellos se pudo realizar el cálculo de la tensión efectiva y las demás tensiones fundamentales como la tensión del lado tenso de la banda (T1), tensión del lado descolgado (T2), etc. Las ecuaciones son las siguientes.

- $T_x$ , fricción de los rodillos =  $L \times K_x \times K_t$
- +  $T_{yc}$ , flexión de la banda sobre los rodillos =  $L \times K_y \times W_b \times K_t$
- +  $T_{yr}$ , flexión de la banda sobre los rodillos de retorno =  $L \times 0.015 \times W_b \times K_t$
- +  $T_{ym}$ , flexión del material =  $L \times K_y \times W_m$
- +  $T_m$ , asenso o desenso =  $H \times W_m$
- +  $T_p$ , resistencia de la polea
- +  $T_{am}$ , aceleración del material
- +  $T_{ac}$ , accesorios

$$T_e = LK_t(K_x + K_yW_b + 0.015W_b) + W_m(LK_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

**Ecuación 2.17** Cálculo de la tensión efectiva.

CEMA recomienda realizar el cálculo de mínima tensión ( $T_0$ ) que se encontrará en todo el sistema de la banda transportadora, por lo cual se cuenta con la **Ecuación 2.18**.

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

**Ecuación 2.18** Cálculo de la tensión mínima de la banda.

Asimismo, la tensión del lado flojo ( $T_2$ ) de la banda transportadora es determinada en

la **Ecuación 2.19** y **Ecuación 2.20**.

$$T_2 = C_w * T_e$$

**Ecuación 2.19** Cálculo de la tensión descolgada mediante el factor de envolvimiento.

$$T_2 = T_0 \pm T_b \pm T_{yr}$$

**Ecuación 2.20** Cálculo de la tensión descolgada mediante la sumatoria de otras tensiones.

Donde:

$T_2$  = Tensión del lado descolgado (lbs)

$C_w$  = Factor de envolvimiento

$T_e$  = Tensión efectiva (lbs)

$T_0$  = Tensión mínima (lbs)

$T_b$  = Tensión de la banda (lbs)

$T_{yr}$  = Tensión de la banda sobre los rodillos (lbs)

Con la **Tabla 2.10** se calcula el factor de envolvimiento  $C_w$ , el cual se utiliza en la **Ecuación 2.19**.

Tipo de polea de accionamiento	Envolvimiento $\theta$	Polea Descubierta	Polea Cubierta	Polea Descubierta	Polea Cubierta
Simple, sin tensor	180°	0.84	0.5	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1	0.7
Simple, con tensor	210°	0.66	0.38	1	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.3	0.8	0.6
Dual	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	-	-

**Tabla 2.10** Factor de envolvimiento  $C_w$  (superficies rugosas)

Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

El lado de mayor tensión de la banda ( $T_1$ ) se calculó con la **Ecuación 2.21**.

$$T_1 = T_e + T_2$$

**Ecuación 2.21** Cálculo de la tensión máxima.

El cálculo de tensión producida en el arranque del equipo ( $T_{arranque}$ ) se calculó con la **Ecuación 2.22**.

$$T_{arranque} = 2(T_e - T_m) + T_m + T_2$$

**Ecuación 2.22** Cálculo de tensión de arranque

Una vez calculada la tensión efectiva de la banda transportadora se pudo calcular la potencia necesaria (*hp*) mediante la **Ecuación 2.23**.

$$hp = \frac{T_e \times V}{33,000}$$

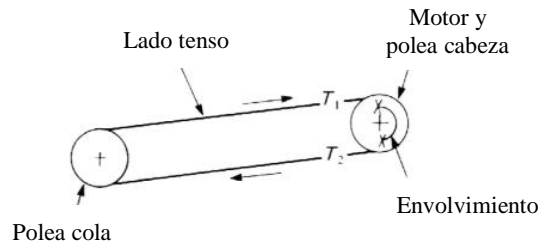
**Ecuación 2.23** Cálculo de potencia de la banda.

Donde:

Hp = Potencia de la banda transportadora (hp).

V = Velocidad de la banda transportadora (fpm).

La presente tesis tiene como esquema de transmisión el uso de dos poleas de giro horario y el sistema de transmisión de potencia ubicada en la polea de cabeza, como se aprecia en la **Figura 2.10**. De esta manera, la banda transportadora se encontró tensionada en la parte superior de carga y suelta en la parte inferior del sistema.



**Figura 2.10** Sistema de transmisión de la banda transportadora  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Debido a que el diseño del presente sistema es para un apilador telescópico radial no es necesario contar con un rodillo tensionado debido a la longitud. Por ello el ángulo que abarca banda alrededor de la polea se puede determinar mediante la **Tabla 2.11**.

Tipo de accionamiento de polea	Límites de envolvimiento	
	Desde	Hasta
Simple - sin tensor	180°	180°
Simple - con tensor	180°	240°
Dual	360°	480°

**Tabla 2.11** límites de envolvimiento.  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].

Asimismo, se realizó el cálculo de potencia de la polea mediante la **Ecuación 2.24**.

$$P = \frac{200x V}{33,000}$$

**Ecuación 2.24** Cálculo de potencia de la polea cabeza

Donde:

P = Potencia de la polea (hp).

V= Velocidad de la banda transportadora (fpm).

Una vez obtenido los valores de la potencia de la banda y la potencia de la polea se puede realizar la selección del motor a utilizar para la banda transportadora. Sin embargo, es necesario agregar un porcentaje de pérdidas producidas por el motor reductor, para lo cual se consideró un 5%.

$$P = (hp \text{ de la faja} + hp \text{ polea}) \times 5\% \text{ pérdidas de reductor}$$

**Ecuación 2.25** Cálculo de la potencia total necesaria.

Además, la adecuada selección del motor, se tomó en consideración el número de revoluciones y el torque necesario para el funcionamiento de la banda mediante las siguientes ecuaciones.

$$N = V/2\pi r$$

**Ecuación 2.26** Cálculo de revoluciones necesarias de la polea.

$$T = T_{efectiva} * \frac{D_{polea}}{2}$$

**Ecuación 2.27** Cálculo del torque necesario de la banda transportadora.

Donde:

N= Numero de revoluciones por minuto (rpm).

V= Velocidad de la banda transportadora (pulgadas por minuto).

#### 2.2.1.4 Selección de la banda transportadora

La selección de la banda transportadora se realizó en base a los datos solicitados por el proveedor, que para fines de la presente tesis fue Goodyear. El modelo de banda ofrecido y el cual se adapta mejor a las condiciones del estudio debido a su comportamiento en el uso de transporte de arena, grava y piedra chanchada, es el de materiales de poliéster y nylon, la cual es llamada Pylon por el proveedor. Este modelo está hecho de varias capas del material mencionado y su selección dependió del cálculo de tensión por pulgada de ancho y el número de pliegues.

$$T_f = \frac{T_1}{\text{ancho de faja}}$$

**Ecuación 2.28** Cálculo de tensión de la banda por libra por pulgada de ancho.

Donde:

$T_f$  = Tensión de la banda (lbs/ft ancho)

$T_1$  = Tensión máxima de la banda (lbs)

#### 2.2.1.5 Selección de la polea

El tipo de banda seleccionado por el proveedor de banda transportadora también brinda información de la polea adecuada para el sistema dependiendo de la tensión con la cual se desea trabajar. En la actualidad, sistemas de apiladores telescópicos radiales están compuestos por poleas de acero soldado con recubrimiento. De esta manera, la presente tesis tiene la finalidad de realizar el adecuado transporte de un material abrasivo que se encuentre disponible en el mercado, por lo cual se optó por un tipo de polea de acero soldado con recubrimiento. Asimismo, CEMA brinda recomendaciones para el dimensionamiento de las poleas en la **Tabla 2.12**.

Ancho de la banda transportadora b (pulgadas)	Ancho de cara de la polea (pulgadas)	Distancia entre el chute de descarga (pulgadas)	Espaciamiento de la banda de retorno (pulgadas)
42 a menos	b+2	Pf + 3	2 1/2
mas de 42	b+3	Pf + 4	3

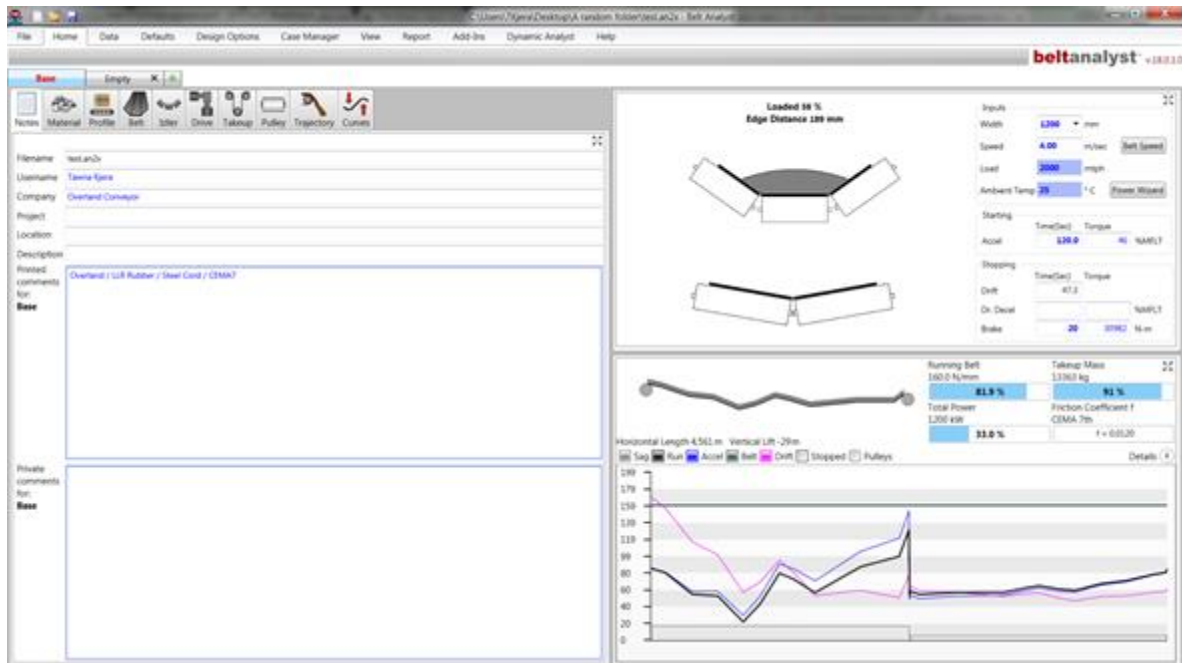
**Tabla 2.12** ancho de la cara de la polea recomendada.  
Fuente: CEMA, Belt conveyors for bulk materials [30].



### 2.2.1.6 Uso del software Belt Analyst 19

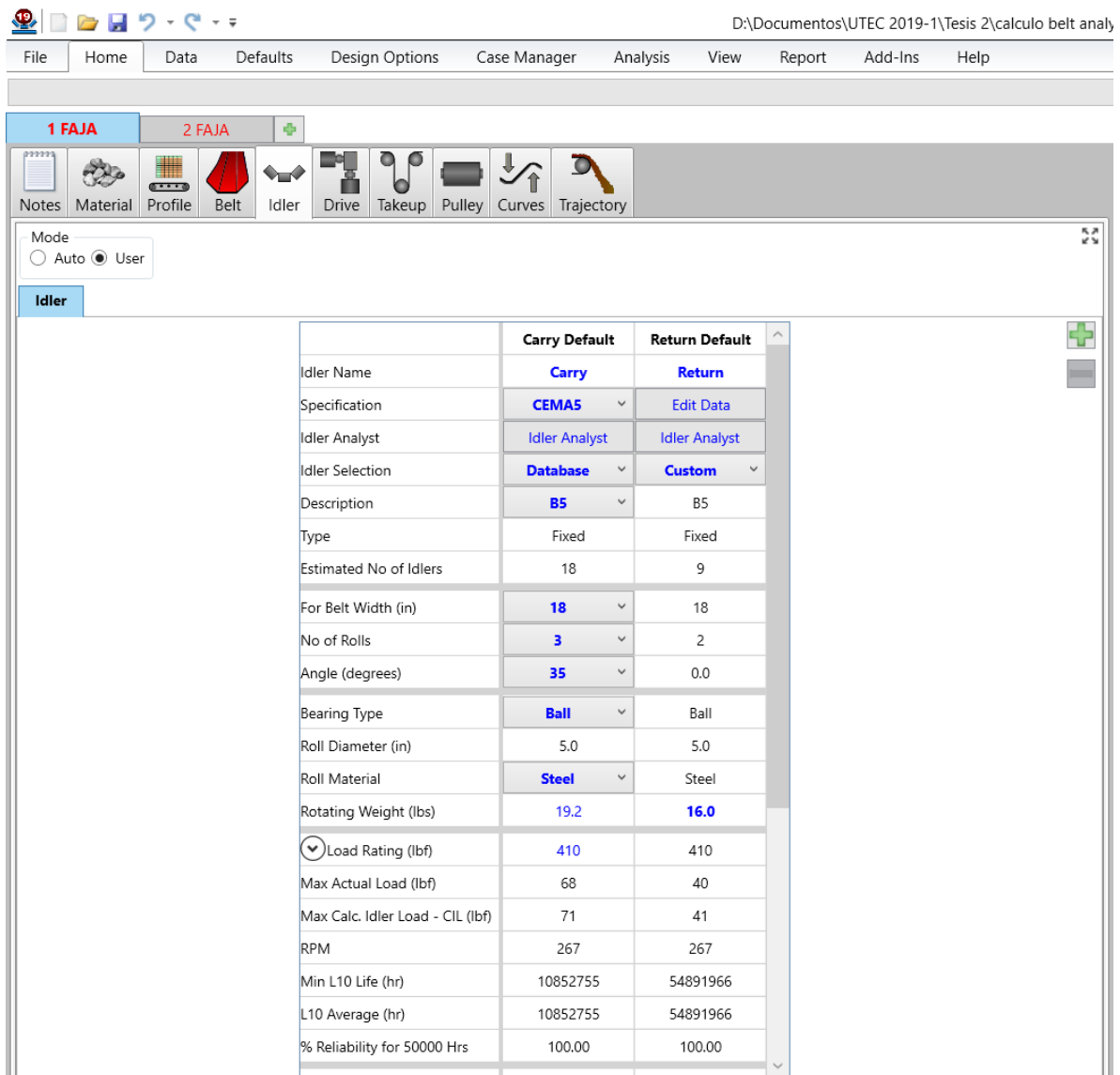
Los cálculos realizados para la banda transportadora fueron verificados mediante el software Belt Analyst 19. Mediante dicho programa se pudo ensamblar todo el sistema de transporte del apilador telescópico radial y verificar bajo las reglas CEMA si estos habían sido correctamente dimensionados.

El primer paso es realizar el dimensionamiento de la banda mediante las herramientas brindadas en el lado izquierdo de la hoja de dibujo del programa como se muestra en la **Figura 2.11**.



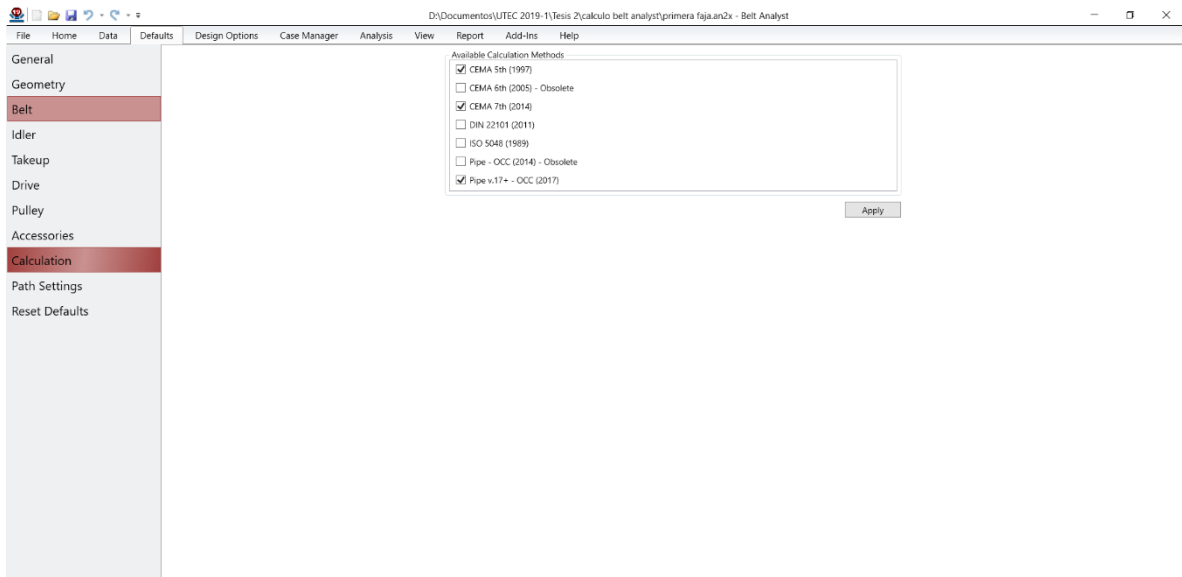
**Figura 2.11** Cálculo de banda transportadora en Software Belt Analyst 19.  
Fuente: Software Belt Analyst 19.

Asimismo, la dimensión de la pila a través de la banda transportadora se obtiene indicando la inclinación de los rodillos, ancho de la banda transportadora, alineamiento de la banda y la pila deseada a formar. Este se realiza completando la tabla mostrada en la **Figura 2.12**.

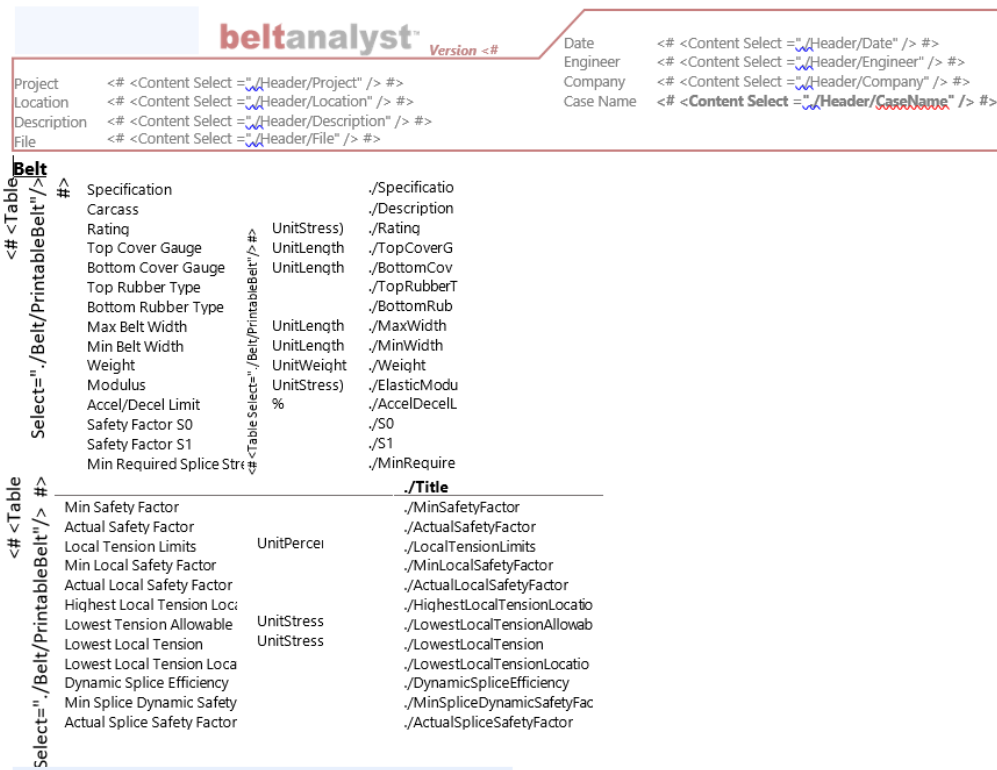


**Figura 2.12** Dimensionamiento de carga en software Belt Analyst 19.  
Fuente: Software Belt Analyst 19.

El programa brinda la opción de realizar cálculo de la banda bajo varios estándares establecidos como es ISO, DIN y CEMA. Una vez realizada la selección de la norma deseada, el programa realizó el cálculo y brindó un reporte de los datos obtenidos como se muestra en la **Figura 2.13** y **Figura 2.14**.



**Figura 2.13** Selección de estándar en software Belt Analyst 19  
Fuente: Software Belt Analyst 19.



**Figura 2.14** Reporte en software Belt Analyst 19.  
Fuente: Software Belt Analyst 19.

### 2.2.2 Dimensionamiento del sistema de giro

El sistema de giro diseñado para la presente tesis tiene como referencia la “*Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón mineral*” [7]. La **Figura 2.15** muestra los componentes y como esta ensamblado el sistema de giro seleccionado. Este cuenta con dos neumáticos de diferentes diámetros y cuyo neumático de menor diámetro va acoplado a un motor mediante un eje.



**Figura 2.15** Sistema de giro en un apilador telescópico radial

Fuente: R. Sucari Acuña, *Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón mineral* [7].

Por otro lado, el peso de toda la estructura superior del apilador telescópico radial es soportado mediante una estructura, la cual contará con un conjunto de neumáticos. En la industria de apiladores, equipos de mayor capacidad utilizan 4 neumáticos como soporte para el sistema de giro. Asimismo, el área de trabajo presenta un suelo compactado que no cuenta con grietas ni obstrucciones en el camino. Por ello, la presente tesis propone un sistema de 4 neumáticos, los cuales realizarán el giro del equipo.

La selección de los neumáticos se realizó mediante la estimación total del peso y como este se ha distribuido mediante la **Ecuación 2.29**.

$$P_{\text{neumatico}} = \frac{\text{Peso total}}{\text{Cantidad de neumaticos}} \text{ kg}$$

**Ecuación 2.29** Cálculo de peso por neumático.

En base al resultado obtenido por la carga de los neumáticos se seleccionó un índice de carga para el neumático, mediante los modelos ofrecidos por un proveedor, los cuales se muestran en la **Tabla 2.13**.

## INDICE DE CARGA DE NEOMATICOS

### 01. Índice de carga(LI)

El índice de carga indica la carga máxima por cada modelo de neumático. Por ejemplo, un neumático con LI de 100 tiene capacidad para portar una carga máxima por modelo de 800kg.

LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg
0	45	40	140	80	450	120	1,400	160	4,500	200	14,000	240	45,000
1	46.2	41	145	81	462	121	1,450	161	4,625	201	14,500	241	46,250
2	47.5	42	150	82	475	122	1,500	162	4,750	202	15,000	242	47,500
3	48.7	43	155	83	487	123	1,550	163	4,875	203	15,500	243	48,750
4	50	44	160	84	500	124	1,600	164	5,000	204	16,000	244	50,000
6	53	46	170	86	530	126	1,700	166	5,300	206	17,000	246	53,000
7	54.5	47	175	87	545	127	1,750	167	5,450	207	17,500	247	54,500
8	56	48	180	88	560	128	1,800	168	5,600	208	18,000	248	56,000
9	58	49	185	89	580	129	1,850	169	5,800	209	18,500	249	58,000
10	60	50	190	90	600	130	1,900	170	6,000	210	19,000	250	60,000
11	61.5	51	195	97	615	131	1,950	171	6,150	211	19,500	251	61,500
12	63	52	200	92	630	132	2,000	172	6,300	212	20,000	252	63,000
13	65	53	206	93	650	133	2,060	173	6,500	213	20,600	253	65,000
14	67	54	212	94	670	134	2,120	174	6,700	214	21,200	254	67,000
15	69	55	218	95	690	135	2,180	175	6,900	215	21,800	255	69,000
16	71	56	224	96	710	136	2,240	176	7,100	216	22,400	256	71,000
17	73	57	230	97	730	137	2,300	177	7,300	217	23,000	257	73,000

**Tabla 2.13** Índice de carga de neumáticos  
Fuente: Catálogo de Goodyear.

El sistema de transmisión del apilador telescópico radial involucra el acoplamiento de un motor que irá conectado mediante un eje a un neumático de menor dimensión que el seleccionado anteriormente debido a que este, mediante la fricción, realizará el

accionamiento de giro al neumático de mayor dimensión.

Según lo mencionado en el párrafo anterior, se realizó el dimensionamiento del eje que conectará el motor con el neumático de transmisión. Para ello se obtuvieron los datos de velocidad de giro deseado para el equipo; asimismo, el número de revoluciones por minuto necesario se calculó mediante la **Ecuación 2.30**.

$$n = V/(dx\pi)$$

**Ecuación 2.30** Cálculo de número de revoluciones.

Donde:

$n$  = Revoluciones por minuto (rpm).

$V$  = Velocidad tangencial (m/s)

El torque ( $T$ ) necesario para el giro del eje se calculó mediante la siguiente ecuación.

$$T[N.m] = \frac{60 P [w]}{2\pi n[r/min]}$$

**Ecuación 2.31** Cálculo del torque necesario

Donde:

$T$  = Torque necesario (N.mm).

$P$  = Potencia necesaria del sistema (W).

$n$  = Revoluciones por minuto (rpm).

Según el material seleccionado para el eje se realizó el cálculo del diámetro mediante la siguiente ecuación.

$$d \geq \left(\frac{16T}{\pi S_{sd}}\right)^{1/3}$$

**Ecuación 2.32** Cálculo del diámetro del eje de transmisión

Donde:

$d$  = diámetro del eje (mm).

$T$  = Torque necesario (N.mm).

$S_{sd}$  = Momento polar (mm<sup>4</sup>)

El cálculo de la relación de transmisión en las ruedas se realizó con la **Ecuación 2.33**. Gracias a ello, la selección del neumático que irá en contacto con el neumático de mayor dimensión y el motor, fue preciso.

$$D1 * N1 = D2 * N2$$

**Ecuación 2.33** Cálculo de relación de diámetros y revoluciones.

Donde:

$D1$  = Diámetro mayor (mm)

$N1$  = Número de revoluciones del diámetro mayor (rpm)

$D2$  = Diámetro menor (mm)

$N2$  = Número de revoluciones del diámetro menor (rpm)

### 2.2.3 Dimensionamiento del sistema de levantamiento

El sistema hidráulico es el encargado de variar la altura a la cual el apilador telescópico radial va a operar. Un modelo de sistema de levantamiento se muestra en la **Figura 2.16**. Asimismo, mediante aquel sistema, la estructura de la banda transportadora secundaria podrá operar.



**Figura 2.16** Sistema de levantamiento del apilador telescópico radial  
Fuente: Telestack Aggstack, Telestack Aggstack range demonstrating outstanding results [16].

Por ello, los cálculos deben tomar en consideración cuál es el rango de ángulos en los que el pistón hidráulico se va a posicionar. Además, el peso de la estructura es reflejado en los pistones hidráulicos, por lo cual fue de suma importancia realizar la verificación de que el sistema se encontrará operativo en su máxima capacidad y en su posición más crítica.

Los datos de entrada son los siguiente:

- Peso de la estructura (kg)
- Peso de la estructura y carga (kg)
- Altura mínima (m)
- Altura máxima (m)
- Angulo mínimo de operación (grados)
- Angulo máximo de operación (grados)

Según proveedores y recomendaciones de estudios de investigación realizados, debido a los parámetros de trabajo para el equipo, la presión recomendada para el equipo es de 200 bar por lo cual mediante la **Ecuación 2.34** se puede determinar el diámetro del vástago con la presión asignada para el trabajo de izaje del equipo.

$$d = \sqrt{\frac{F * 4}{P * \pi}}$$

**Ecuación 2.34** Cálculo de diámetro del vástago

Donde:

$d$  = diámetro del vástago (mm)

$F$  = Fuerza (N/mm)

$P$  = Presión (psi)

Una vez realizada la selección del pistón hidráulico para el levantamiento del equipo, fue necesario realizar la selección del equipo que accionará el pistón. El caudal fue pieza fundamental para determinar la potencia necesaria del motor para el sistema hidráulico, así como el tiempo de izaje deseado para el equipo. La **Ecuación 2.35** y **Ecuación 2.36** muestran



el cálculo de caudal y de potencia necesaria para el motor, respectivamente.

$$Q = \frac{\pi * D^2 * C}{4 * T}$$

**Ecuación 2.35** Cálculo del caudal necesario para el sistema hidráulico.

$$Potencia = P * Q * 0.000583$$

**Ecuación 2.36** Cálculo de la potencia necesaria para el sistema hidráulico.

Donde:

$Q$  = Caudal del sistema hidráulico (lts/min)

$D$  = Diámetro del vástago (m)

$C$  = Carrera (m)

$T$  = Torque necesario (N.m)

$P$  = Potencia necesaria (Watts)

Una vez realizado el cálculo de potencia, se realizó la selección del motor adecuado para el sistema mediante el catálogo brindado por el proveedor.

#### **2.2.4 Diseño del sistema telescópico**

La presente tesis realizó el diseño mecánico de un sistema telescópico estudiando diversas alternativas y metodologías de construcción utilizando el modelo de diseño propuesto por “Product Design and Development” de Karl T. Ulrich and Steven D. Eppinger [55]. Para ello, múltiples modelos existentes en el mercado fueron revisados e interpretados para su adecuada adaptación al sistema telescópico del apilador telescópico radial.

Una vez obtenida las diversas alternativas se buscó adaptar los componentes existentes en el mercado y mediante la **Figura 2.17** se buscó conglomerar los componentes para realizar el mecanismo telescópico del equipo de la presente tesis. En ella se ve involucradas piezas de diferentes sistemas desde los más simples como el sistema de ajuste en las cortinas hasta sistemas de equipos completos como el ajuste de altura del gancho de una grúa torre. En base a ello, se desgloso los componentes con la finalidad de buscar una

alternativa viable y que logre ensamblarse y adaptarse bien a las dimensiones del equipo.

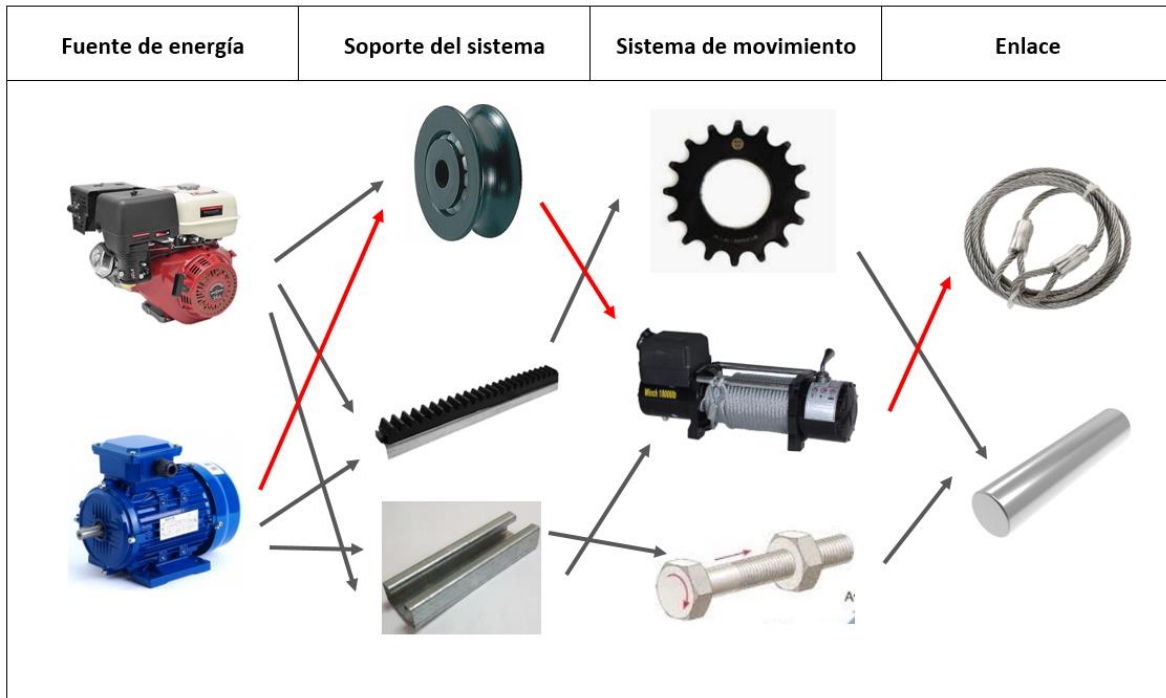


Figura 2.17 Generación de conceptos.

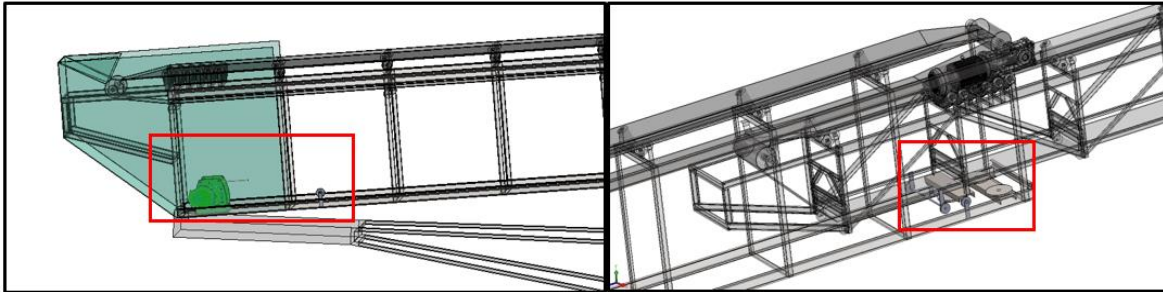
A cada una de las alternativas conglomeradas con los diversos componentes se le asignó un porcentaje y una puntuación a cada una de ellas dependiendo de los aspectos que deben cumplir para el adecuado funcionamiento del sistema, además de costos de adquisición y mantenimiento que deben ser considerados al momento de realizar el diseño.

	Mantenibilidad		Confiabilidad		Costo		Peso		Duración		TOTAL	20
	20%		20%		30%		15%		15%		100%	
<b>Alternativa 1</b>	11	2.2	12	2.4	10	3	11	1.65	12	1.8	<b>11.05</b>	20
<b>Alternativa 2</b>	13	2.6	14	2.8	12	3.6	11	1.65	13	1.95	<b>12.6</b>	20
<b>Alternativa 3</b>	16	3.2	15	3	12	3.6	16	2.4	15	2.25	<b>14.45</b>	20
<b>Alternativa 4</b>	10	2	11	2.2	10	3	12	1.8	12	1.8	<b>10.8</b>	20
<b>Alternativa 5</b>	14	2.8	16	3.2	11	3.3	18	2.7	14	2.1	<b>14.1</b>	20

Tabla 2.14 Evaluación de criterio

Fuente: Elaboración propia

La **Tabla 2.14** muestra la evaluación realizada a las diferentes alternativas encontradas mediante la generación de conceptos obteniendo como mejor propuesta la alternativa 3 la cual está compuesta por un winche eléctrico y conjunto de poleas que realizaran el movimiento telescópico del bastidor telescópico.



**Figura 2.18** Sistema mecánico del movimiento telescópico.

La **Figura 2.18** muestra el modelo del sistema mecánico seleccionado para el apilador telescópico radial. Este está compuesto por un winche que tiene un cable que entrecruza un conjunto de poleas fijas y móviles las cuales permitirán la extensión del equipo y mediante un contrapeso se realiza la retracción del bastidor telescópico modulado por la velocidad de giro del winche.

La estimación de potencia y longitud de cable necesario para la adecuada operación del sistema dependerá del peso estimado para el bastidor telescópico, la velocidad de operación del sistema y la distancia estimada de extensión del bastidor telescópico. Dependiendo del número de poleas se estima la distribución de fuerza derivada del peso del bastidor mediante la **Ecuación 2.37**.

$$T = \frac{F}{N^{\circ} \text{ cables}}$$

**Ecuación 2.37** Tensión en el cable del winche.

Donde:

T= Tensión en el cable (N)

F= Fuerza (N)

$$L = N * l$$

**Ecuación 2.38** Longitud del cable.

Donde:

L= Longitud del cable total.

N= Número de cables soportando el peso.

l= Longitud deseada de desplazamiento.

La **Ecuación 2.38** muestra el cálculo realizado para determinar la longitud mínima que debe contar el cableado del winche en base al desplazamiento que debe tener el bastidor telescópico para cumplir el requerimiento de longitud máxima establecido para la presente tesis.

### 2.2.5 Diseño en Solidworks del sistema mecánico del apilador telescópico radial

La presente tesis utilizó como asistente de diseño computacional el software Solidworks, el cual tiene la capacidad de dimensionar cualquier tipo de pieza asignándole el material deseado para una vez culminado el ensamble, realizar la verificación de que todos los sistemas diseñados logren complementarse en el apilador telescópico radial.

El diseño comprendió del ensamble de un conjunto de componentes que fueron diseñados de manera independiente con sus respectivas dimensiones calculadas y la asignación del material brindado en la especificación del proveedor seleccionado. La **Figura 2.19** muestra un modelo de apilador diseñado en el programa Solidworks.



**Figura 2.19** Diseño de un apilador en Solidworks  
Fuente: Software Solidworks.

## CAPÍTULO III

### RESULTADOS

El presente capítulo muestra los resultados obtenidos aplicando la metodología desarrollada en el **Capítulo II**. Para ello, se realizó una verificación de todos los pasos a seguir mediante la literatura y revisión de proyectos de diseños de bandas transportadoras. Asimismo, los resultados obtenidos estuvieron dentro de los parámetros establecidos por la norma CEMA.

#### 3.1 Dimensiones iniciales de la banda transportadora

Para realizar el dimensionamiento de todos los componentes mecánicos para la presente tesis fue necesario determinar las propiedades físicas del material a transportar. Mediante la fuente de datos brindados por CEMA se pudo determinar las características principales del material, así como su densidad y comportamiento en el instante que es transportado. Como se observa en la **Tabla 3.1**, CEMA clasificó el material de 1/2" de piedra chancada con un código C37. Ello clasifica a 1/2" de piedra chancada como un material abrasivo, granular y de flujo medio con un peso promedio de 90 lbs/ pie<sup>3</sup>. Asimismo, CEMA asignó que dicho material debe tener un ángulo de reposo y un ángulo de recargo de 20 grados y 30 grados, respectivamente.

<b>Propiedades físicas</b>			
<b>Características:</b>	Granular - menos de 1/2 pulgada	C	
	Flujo medio - ángulo de reposo entre 30 y 39 grados	3	
	Muy abrasivo	7	
<b>Código de material</b>	Piedra chancada, 1/2"	C37	
	Peso promedio	90	lbs/ pie <sup>3</sup>
	Ángulo de reposo	30-44	grados
<b>Fluidez</b>	Ángulo de recargo	20	grados
	Ángulo de reposo	30	grados

**Tabla 3.1** Propiedades físicas de 1/2" de piedra chancada.

Fuente: Elaboración propia

Con la información mencionada anteriormente, la **Tabla 3.2** muestra las recomendaciones de CEMA respecto a una velocidad y un ancho de banda recomendada para el adecuado transporte del material sin producir esparcimiento de ello en el camino. Asimismo, los cálculos son en unidades inglesas, por lo cual fue necesario realizar la conversión de la capacidad a pies cúbicos por hora.

<b>Estimación inicial de la banda transportadora</b>			
<b>Estimación inicial</b>	Velocidad	350	fpm
	Ancho de la banda	18	pulg.
<b>Convertir</b>	TPH a ft <sup>3</sup> /hr	100	TPH
		2222.22	pie <sup>3</sup> /h
	Capacidad equivalente a 100 fpm	634.92	pie <sup>3</sup> /h

**Tabla 3.2** Estimación inicial de la banda transportadora.

Fuente: Elaboración propia

El ancho de la banda transportadora inicialmente estimado determinó las dimensiones de la sección transversal de la banda transportadora con material transportado. En la **Tabla 3.3** se observa las medidas que se observaría en la banda transportadora en operación. Asimismo, las medidas obtenidas verifican que el material transportado no va a esparcirse en el instante que es transportado; por lo cual, la banda transportadora de 18 pulgadas de ancho es el ideal para realizar la operación.

<b>Cálculo – Dimensionamiento de la sección transversal</b>		
Ángulo de recargo	20	grados
Ángulo de rodillo	35	grados
Distancia del borde, c	1.890	pulg.
Longitud de rodillos, l	6.928	pulg.
Longitud inclinada, m	3.646	pulg.
Proyección horizontal, f	2.987	pulg.
Longitud de rodillos, l1	12.901	pulg.
Altura vertical, j	2.091	pulg.
Área trapezoidal, Ab	20.734	Pulgada <sup>2</sup> .
Radio, r	18.860	Pulgada.
Área circular, As	9.843	Pulgada <sup>2</sup> .
Área total, At	0.212	Pie <sup>2</sup>

**Tabla 3.3** Cálculo de dimensionamiento de la sección transversal de la banda transportadora

Fuente: Elaboración propia

### 3.2 Rodillos del sistema de banda transportadora seleccionados

Las empresas manufactureras diseñan los rodillos en base a estándares establecidos por CEMA. Debido a ello, el primer paso para el adecuado dimensionamiento de rodillos fue determinar la categoría a la cual debe pertenecer los rodillos del apilador telescópico radial en base al material que se va a transportar. La **Tabla 3.4** muestra la clasificación seleccionada la cual fue B5, que es la adecuada para trabajos livianos con anchos de banda transportadora de entre 18 hasta 48 pulgadas. Asimismo, la clasificación B5 de CEMA determina que el diámetro ideal de rodillos para dicho trabajo es de 5 pulgadas. Por otro lado, se le asignó un ángulo de inclinación de 35 grados a los rodillos, debido a que son los mayormente utilizados en el mercado.

Clasificación de rodillos	
Clasificación seleccionada	B5
Ancho de faja (pulgadas)	18-48
Descripción	Trabajo liviano
Número de serie	II
Diámetro de rodillo	5 pulgadas

**Tabla 3.4** Tabla de clasificación de rodillo seleccionado según CEMA.  
Fuente: Elaboración propia.

Mediante el peso del material transportado se pudo determinar el espaciamiento necesario de los rodillos de todo el sistema de la banda transportadora. El peso estimado de ½" piedra chancada es de aproximadamente 90 lbs/ pie<sup>3</sup>; por lo cual, el peso más próximo a ello según la tabla por CEMA es de 100 lbs/ pie<sup>3</sup>.

En la **Tabla 3.5** se muestra el espaciamiento calculado para los rodillos de carga es de 5 pies y para los rodillos inferiores es de 10 pies, esto debido a que no cuentan con una carga. Los rodillos de impacto cuentan con un espaciamiento de 2.5 pies debido a que CEMA establece que estos componentes deben tener un 50% de espaciamiento con respecto a los rodillos de carga.

<b>Espaciamiento de rodillos</b>	
<b>Rodillos superiores</b>	5 pie
<b>Rodillos inferiores</b>	10 pie
<b>Rodillos de impacto</b>	2.5 pie

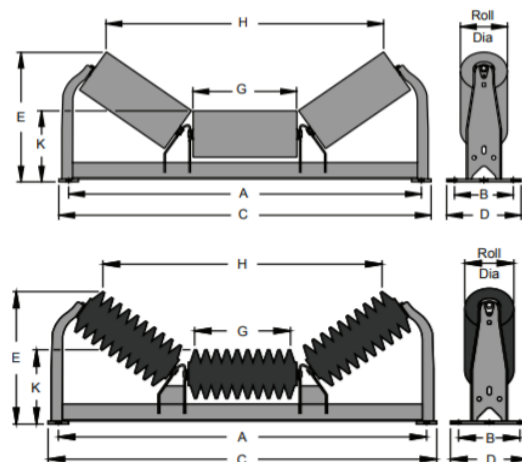
**Tabla 3.5** Espaciamiento de los rodillos del apilador telescópico radial  
Fuente: Elaboración propia

El cálculo de carga de los rodillos se hace en base a la sumatoria de pesos estimados, los cuales son la banda y el material, que tienen un peso de 4 lbs/pie y 9.52 lbs/pie respectivamente. Con dichos datos se pudo obtener los valores de la **Tabla 3.6** en libras. En ella se puede observar que los rodillos de carga tienen un mayor peso debido al material que transportan.

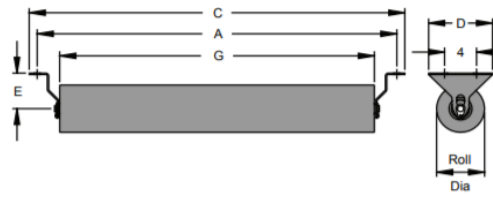
<b>Cálculo de carga de los rodillos</b>		
<b>CIL (cálculo de carga de rodillos)</b>	67.744	lbs
<b>CILR (cálculo de carga de rodillos de retorno)</b>	40.125	lbs

**Tabla 3.6** Cálculo de carga de los rodillos del sistema de la banda transportadora  
Fuente: Elaboración propia

Los rodillos seleccionados son de la marca “Precision Pulley & Idler” (en adelante, PPI), cumpliendo con los estándares establecidos, los cuales son CEMA B5 con 5 pulgadas de diámetro. Debido a que el presente sistema cuenta con dos bandas transportadoras, se realizó el cálculo del número de rodillos para cada uno cumpliendo los mismos estándares establecidos. La **Figura 3.1** muestra de manera gráfica el diseño de los rodillos de carga, rodillos de impacto y los rodillos de retorno seleccionados para el sistema de la banda transportadora.







**Figura 3.1** Listado de rodillos seleccionados para el sistema de la banda transportadora.  
Fuente: PPI, Engineering and Dimensions of Idler [64]

En la **Tabla 3.7** se muestra la lista de rodillos necesarios para el adecuado funcionamiento del sistema de la banda transportadora para la presente tesis. En ella se puede observar la descripción, código del producto y la cantidad necesaria para cumplir con el requerimiento del cliente el cual es la longitud de transporte de material deseado. En el **ANEXO 3** se observa a mayor detalle los rodillos seleccionados por PPI.

<b>Resumen de selección de rodillos</b>						
<b>1 banda transportadora</b>	<b>Descripción</b>	<b>Diámetro (pulg.)</b>	<b>CEMA</b>	<b>Marca</b>	<b>N° parte</b>	<b>Cantidad</b>
	Rodillos	5	B	PPI	B5-35TE-18SB	17
	Rodillos de impacto	5	B	PPI	B5-35TEI-18SB	6
	Rodillos de retorno	5	B	PPI	B5-R-18SB	9
<b>2 banda transportadora</b>	<b>Descripción</b>	<b>Diámetro (pulg.)</b>	<b>CEMA</b>	<b>Marca</b>	<b>N° parte</b>	<b>Cantidad</b>
	Rodillos	5	B	PPI	B5-35TE-18SB	15
	Rodillos de impacto	5	B	PPI	B5-35TEI-18SB	6
	Rodillos de retorno	5	B	PPI	B5-R-18SB	8

**Tabla 3.7** Resumen de selección de rodillos.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3 Tensiones y potencia en la banda transportadora

Para realizar la adecuada selección de la banda transportadora fue necesario determinar todas las tensiones que se encontrarán a lo largo del sistema. Estas tensiones se encuentran en la **Tabla 3.8**, en donde se puede observar que la primera banda transportadora cuenta con una mayor tensión que la segunda banda, debido a la diferencia de longitudes existentes.

Tipo de tensión	Símbolo	Banda transportadora 1		Banda transportadora 2	
Tensión fricción	$T_x$	33.37	lbs	30.71	lbs
Tensión flexión rodillos	$T_{yc}$	6.51	lbs	5.99	lbs
Tensión flexión rodillos retorno	$T_{yr}$	5.42	lbs	4.99	lbs
Tensión flexión banda	$T_{yb}$	11.93	lbs	10.98	lbs
Tensión empuje material	$T_{ym}$	15.50	lbs	14.26	lbs
Tensión material	$T_m$	118.42	lbs	69.05	lbs
Tensión aceleración material	$T_{am}$	10.06	lbs	200.00	lbs
Tensión polea	$T_p$	200.00	lbs	10.06	lbs
Tensión accesorios	$T_{ac}$	0.00	lbs	0.00	lbs
Tensión efectiva	$T_e$	<b>389.29</b>	<b>lbs</b>	<b>335.06</b>	<b>lbs</b>

**Tabla 3.8** Tensiones calculadas para las dos bandas transportadoras.

Fuente: Elaboración propia

El presente sistema cuenta con solo dos poleas, las cuales son la polea de cabeza con el sistema de transmisión (motor y caja reductora). La **Tabla 3.9** muestra la tensión de la banda, tensión por fricción, tensión en la polea de cola y tensión mínima.

Tipo de tensión	Símbolo	Banda transportadora 1		Banda transportadora 2	
Tensión de banda	$T_b$	49.74	lbs	29.00	lbs
Tensión flexión rodillos retorno	$T_{yr}$	5.42	lbs	4.99	lbs
Tensión polea cola	$T_t$	284.00	lbs	284.00	lbs

**Tabla 3.9** Tensiones de la banda, fricción, polea de cola y mínima.

Fuente: Elaboración propia

Como se aprecia en la **Tabla 3.9**, las tensiones estimadas son las resultantes de la fuerza transmitida por la carga del material y la de los mismos componentes que son parte del sistema de la banda transportadora. Asimismo, se calculó la tensión efectiva en el sistema con el cual se aseguró que el sistema resista dicha tensión como mínimo en operación.

Por otro lado, en la **Tabla 3.10** se puede observar que la banda transportadora solo cuenta con dos tensiones fundamentales, las cuales son la tensión en el lado de carga y la tensión del lado de retorno; asimismo, se adicionó la tensión en el instante de arranque del sistema.

Tipo de tensión	Símbolo	Banda transportadora 1		Banda transportadora 2	
Tensión mínima	<b>T2</b>	328.31	lbs	308.01	lbs
Tensión máxima	<b>T1</b>	717.60	lbs	643.07	lbs
Tensión de arranque	<b>T arranque</b>	988.46	lbs	909.08	lbs

**Tabla 3.10** Tensión del lado de carga y lado descolgado de la banda transportadora.

Fuente: Elaboración propia

El cálculo de potencia se estimó mediante la tensión efectiva calculada para cada banda transportadora por lo cual en la **Tabla 3.11** se puede observar que las potencias estimadas para cada una de las bandas resultan próximas debido a la similitud que presentan las dos bandas transportadoras.

Característica	Símbolo	Banda transportadora 1	Banda transportadora 2
Potencia	Hp	4.13	3.55

**Tabla 3.11** Potencia estimada para cada banda transportadora.

Fuente: Elaboración propia

Para la presente tesis se seleccionó un motor reductor de la marca WEG con código G58222.

### 3.4 Banda transportadora

Una vez estimadas las tensiones efectuadas en las bandas transportadoras se pudo realizar la adecuada selección de la banda, para lo cual se trabajó con Goodyear debido a la amplia experiencia que presenta la empresa respecto a la elaboración de bandas transportadoras y sus diversas aplicaciones en el campo en donde no ha presentado mayores complicaciones según reseñas elaboradas de los clientes en el sector minero y construcción.

La **Tabla 3.12** muestra las características físicas de la banda transportadora seleccionada por Goodyear. Esta cuenta con dos pliegos de poliéster con una capacidad de 220 PIW por pliegue. El ancho seleccionado para la banda transportadora es de 18 pulgadas

debido a los porcentajes de tensión que puede presentar la banda transportadora dependiendo de su máxima capacidad.

Por motivos de seguridad y disponibilidad en el mercado, se asumió que la banda transportadora podría soportar tensiones mayores de 80%, por lo cual la banda de 18 pulgadas es la ideal para la operación del apilador telescópico radial.

Descripción	Pylon plus 220/2
Número de pliegos	2
Tipo de fabricación	P/P
Promedio de elongación permanente	0.8
Vulcanizado y engrapado rating (PIW)	220
Nom. Calibre de cuerpo	0.121
Nom. Peso del cuerpo (lb/ft <sup>2</sup> )	0.76
Módulo elástico (PIW)	23,000
Ancho máximo de faja - 35 grados	42
Ancho mínimo de faja - 35 grados	18
<b>Diámetro de polea</b>	
Tensión sobre 80%	16 pulg.
Tensión entre 60% hasta 80%	14 pulg.
Tensión entre 40% hasta 60%	10 pulg.
Tensión hasta 40%	10 pulg.
Tensión de cola y tensión	10 pulg.

**Tabla 3.12** Descripción de la faja transportadora seleccionada  
Fuente: Elaboración propia

### 3.5 Polea del sistema de banda transportadora

Una vez determinadas las tensiones en la banda transportadora y la selección de la banda, se pudo realizar los cálculos adecuados para el dimensionamiento de las poleas (cabeza y cola) de la banda transportadora.

Según el ancho de la banda inicialmente estimado, la polea debe contar con un ancho de superficie mayor a dos pulgadas de la banda transportadora. Asimismo, en la **Tabla 3.13** se muestra que la banda transportadora seleccionada indica que por el tipo y ancho de la banda a utilizar se debe tener en consideración un diámetro de polea dependiendo del

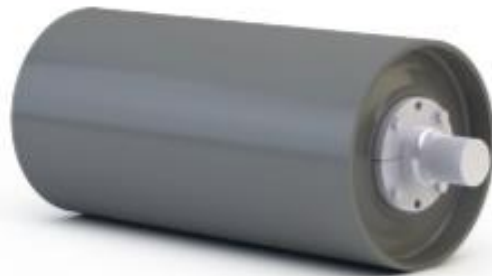
porcentaje de tensiones estimado para el trabajo del sistema, de tal manera que el diámetro de la polea seleccionado para el sistema fue de 16 pulgadas.

<b>Dimensionamiento de polea</b>	
Diámetro	16 Pulg.
Ancho de la superficie de la polea	20 Pulg.

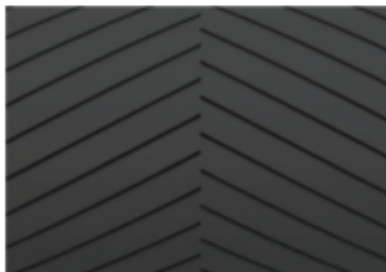
**Tabla 3.13** Dimensionamiento de polea  
Fuente: Elaboración propia

La presente tesis utilizó como proveedor de todas las poleas del apilador telescópico radial a Precision Pulley and Idler (en adelante, PPI). Dicha empresa brinda la opción de categorías de poleas dependiendo del uso y ambiente de trabajo. El caso del apilador telescópico radial se ubicaría en la provincia de Pisco para realizar solo el apilamiento de piedra chancada de 1/2” pulgada, por lo cual, la estructura de la polea podría ser de uso convencional; sin embargo, al ser la piedra un material altamente abrasivo, la polea debe contar con un recubrimiento.

El recubrimiento más utilizado en el mercado para protección de cobertura de poleas es “Herringbone”, el cual se muestra en la **Figura 3.3**. Este recubrimiento es económico y cumple perfectamente con su función de brindar protección a la superficie metálica de la polea.



**Figura 3.2** Estructura de clase ingenieril de una polea.



**Figura 3.3** Cobertura Herringbone para poleas.

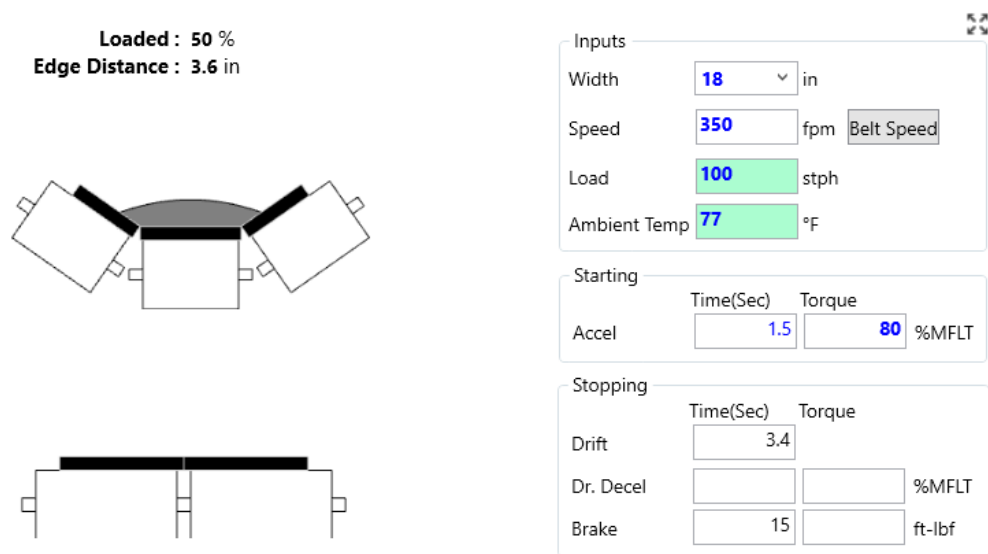
La polea de cabeza es la encargada de transmitir la potencia del motor a la banda transportadora mediante un eje que conecta al motor reductor con la polea. Para realizar el adecuado dimensionamiento del eje de la polea, se sugirió seguir las recomendaciones del proveedor calculando las fuerzas resultantes de la polea, esta metodología va aplicada en todas las poleas del apilador telescópico radial (polea cabeza y polea cola). De esta manera se determinó que el diámetro del eje de las poleas debe ser de 1 7/16 pulgada. En base a ello, la **Tabla 3.14** muestra que se realizó la selección del cubo que conecta el eje con la polea y la chumacera encargada de soportar el peso de este y evitar su flexión.

<b>Selección de soportes de eje</b>		
<b>Descripción</b>	<b>Empresa</b>	<b>N° de parte</b>
Cubo	PPI	X50107
Chumacera	PPI	SCM 606200C

**Tabla 3.14** Selección de soportes para el eje de la polea cabeza.  
Fuente: Elaboración propia

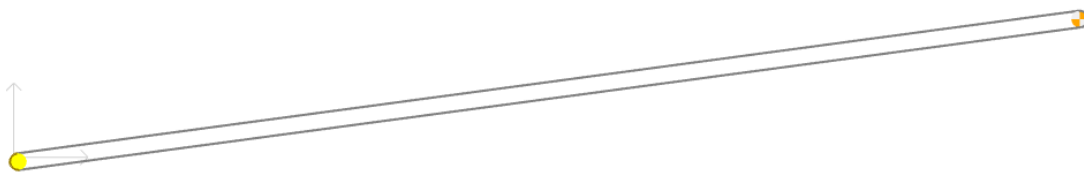
### **3.6 Dimensiones de la banda transportadora obtenidas mediante Belt Analyst 19**

Los parámetros iniciales estimados antes de realizar el dimensionamiento de la faja fueron fundamentales para la simulación de la banda en el software Belt Analyst 19, mediante este se pudo corroborar el comportamiento de la banda en todo su recorrido y cuáles son las tensiones estimadas y si estas son menores que el límite permisivo de tensión por la banda transportadora de fábrica. La **Figura 3.4** muestra los parámetros iniciales introducidos al software, en donde se puede observar que la banda transportadora del apilador telescópico radial estaría a un 50% de su capacidad con un espaciado en los bordes de 3.6 pulgadas.



**Figura 3.4** Parámetros iniciales de la banda transportadora en Belt Analyst 19.

Por otro lado, en la **Figura 3.5** se muestra el dimensionamiento de la banda transportadora en el software Belt Analyst 19. Se puede apreciar que la polea superior es la que viene acoplada con un motor reductor, asimismo, la longitud y altura máxima de trabajo son graficados en el software. De esta manera, el software reconoce la dirección, largo y alto de trabajo de la banda transportadora.



**Figura 3.5** Dimensionamiento de la banda transportadora en Belt Analyst 19.

La **Figura 3.6** muestra los resultados obtenidos por los cálculos de carga en los rodillos. En ellos, se asignó la clasificación CEMA B5 con un diámetro de 5 pulgadas a cada uno de los rodillos, el número de rodillos por cada uno, el ángulo de inclinación, así como la separación para los rodillos superiores y rodillos inferiores de 5 pies y 10 pies, respectivamente. Los resultados obtenidos demuestran que los cálculos realizados para los rodillos mediante el “Belt conveyors for bulk materials” de CEMA son correctos para el apilador telescópico radial seleccionado debido a que se obtuvo los valores de 68 y 40 libras



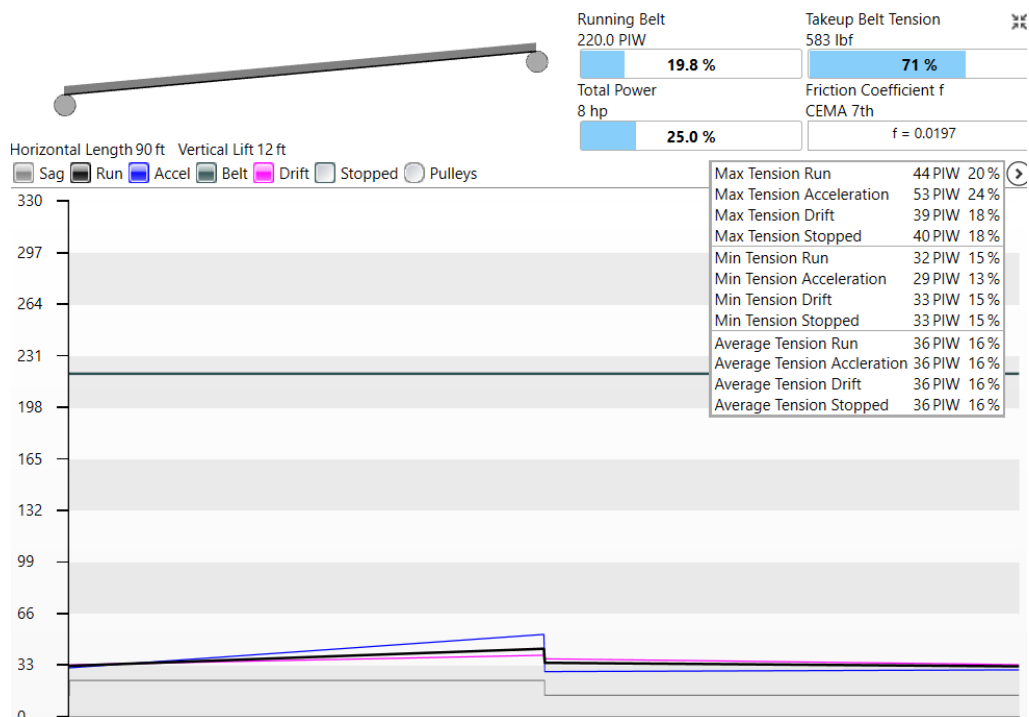
para la carga en los rodillos de carga y rodillos de retorno, respectivamente, los cuales fueron calculados para el material seleccionado (piedra chancada de ½”) en el software Belt Analyst 19. Asimismo, se asignó rodamientos de bola completamente sellados, obteniendo 267 revoluciones por minuto.

Idler Name	Carry	Return
Specification	CEMA5	Edit Data
Idler Analyst	Idler Analyst	Idler Analyst
Idler Selection	Database	Custom
Description	B5	B5
Type	Fixed	Fixed
Estimated No of Idlers	18	9
For Belt Width (in)	18	18
No of Rolls	3	2
Angle (degrees)	35	0.0
Bearing Type	Ball	Ball
Roll Diameter (in)	5.0	5.0
Roll Material	Steel	Steel
Rotating Weight (lbs)	19.2	16.0
Load Rating (lbf)	410	410
Max Actual Load (lbf)	68	40
Max Calc. Idler Load - CIL (lbf)	71	41
RPM	267	267

**Figura 3.6** Cálculo de carga en los rodillos por Belt Analyst 19.

Belt Analyst 19 cuenta con una serie de información con respecto a los modelos de bandas transportadoras disponibles en el mercado. Por lo cual, seleccionando el modelo de banda para el sistema de transporte, que para la presente tesis es de 220 libras por pulgada de ancho y, seleccionando el material de la banda, podemos definir el límite máximo permisible de tensión en la banda transportadora.

De esta manera, el material y los componentes de la banda transportadora seleccionados definieron las tensiones provocadas en operación por el sistema, las cuales se ven reflejadas en la **Figura 3.7**. Las tensiones provocadas en el sistema son muy bajas con respecto al límite máximo permisible de tensión en la banda transportadora. Por ello, el dimensionamiento y selección de componentes para la banda transportadora fue el adecuado.



**Figura 3.7** Gráfica de niveles de tensión en recorrido de la banda transportadora.

La **Tabla 3.15** muestran los resultados obtenidos por la metodología de CEMA y aplicando el software Belt Analyst 19. En ella se puede observar una ligera variación aplicando los diferentes métodos; sin embargo, los resultados aún están dentro del límite permisivo de resistencia de la banda transportadora.

Descripción	CEMA	BELT ANALYST 19	Unidad
CIL	67.74	68.00	lbs
CILR	40.13	40.00	lbs
Te (Tensión efectiva)	389.29	386.00	lbs
T1 (Tensión Superior)	717.60	780.00	lbs
T2 (Tensión inferior)	328.31	370.00	lbs
T arranque	988.46	954.80	lbs
Potencia motor	7.12	7.50	HP

**Tabla 3.15** Tabla comparativa de resultados de CEMA y Belt Analyst 19

### 3.7 Dimensiones del equipo del sistema de giro seleccionado

El dimensionamiento del sistema de giro está conformado por un conjunto de neumáticos que están encargados de soportar la carga de todo el equipo de manera

distribuida. Para ello, se utilizó el peso estimado para el sistema hidráulico que es de 8,859.37 kg. Debido a las dimensiones del equipo y al peso del material transportado, se realizó una estimación de distribución de peso.

La **Tabla 3.16** muestra los parámetros iniciales tomados en consideración para realizar el dimensionamiento del sistema de giro y la selección del tipo de neumático como la velocidad tangencial, tiempo estimado de 120 segundos, ángulo de giro máximo y distribución de pesos en los neumáticos.

<b>Parámetros iniciales de selección de neumáticos</b>		
Peso total	8,859.37	kg
Velocidad tangencial	0.42	m/s
Giro	60.00	grados
Longitud de radio	50.49	m
Tiempo	120.00	segundos
Velocidad angular	0.01	rad/s
Número de neumáticos	4.00	unid.
Peso x neumático	2,214.84	kg x unid.

**Tabla 3.16** Parámetros iniciales de selección de neumáticos.  
Fuente: Elaboración propia.

La **Tabla 3.17** muestra el neumático seleccionado mediante un índice de carga relacionado al peso a soportar por el neumático. El fabricante Bridgestone fue seleccionado debido a la experiencia que cuenta en el área de servicios industriales y componentes de equipos mecánicos de gran volumen.

<b>Neumático seleccionado</b>		
<b>Código</b>	12.00/R20	
<b>Índice de carga</b>	176A5	
<b>Carga máxima</b>	7100	kg
<b>Diámetro</b>	1139	mm
<b>Velocidad angular en neumático grande</b>	0.37	rad/s

**Tabla 3.17** Neumático seleccionado.  
Fuente: Elaboración propia.

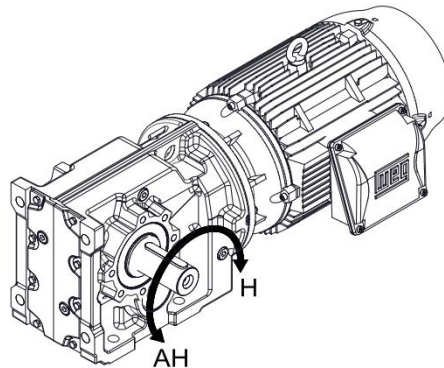
El sistema estará complementado mediante un neumático de menor diámetro que se situará en la parte superior del sistema e irá conectado a un motor mediante un eje. Para ello se seleccionó un neumático de 500 mm de diámetro. Asimismo, mediante la ecuación de relación de transmisión se calculó la velocidad angular del neumático de menor diámetro y mediante el torque ejercido se realizó el cálculo de potencia, cuyos resultados se ven

mostrados en la **Tabla 3.18**.

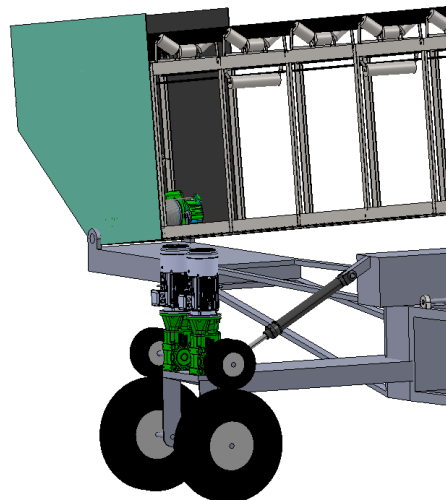
<b>Cálculo de relación de transmisión y potencia</b>		
<b>N1 - Neumático mayor diámetro</b>	3.53	rpm
<b>D1 - Neumático mayor diámetro</b>	1.14	m
<b>D2 - Neumático menor diámetro</b>	0.50	m
<b>N2 - Neumático menor diámetro</b>	8.04	rpm
<b>Torque</b>	1,860.47	N.m
<b>Velocidad angular en neumático menor diámetro</b>	0.84	rad/s
<b>Potencia</b>	1,565.70	watts
	2.10	HP

**Tabla 3.18** Cálculo de relación de transmisión.  
Fuente: Elaboración propia

Con la potencia y las revoluciones necesarias por minuto se realizó la selección del motor la cual es de la empresa WEG con código G58246 la cual se muestra en la **Figura 3.8** y el posicionamiento del motor el sistema de giro se muestra en la **Figura 3.9**.



**Figura 3.8** Motor seleccionado para el sistema de giro



**Figura 3.9** Posicionamiento del motor en el sistema de giro

### 3.8 Dimensiones del equipo del sistema de levantamiento seleccionado

El sistema de levantamiento de la presente tesis está conformado por un kit hidráulico y un pistón hidráulico, el cual es el encargado de realizar el izaje de toda la estructura y sistema mecánico del apilador telescópico radial. En la **Tabla 3.19** se realizó la estimación del peso de todo el apilador telescópico radial, el cual es fundamental para el dimensionamiento del pistón hidráulico y el kit hidráulico.

Descripción	Peso Unitario (kg)	Cantidad	Unidades	Peso Total
Polea	81.00	4.00	Unid.	324.00
Rodillos de carga	13.15	34.00	Unid.	447.24
Rodillos de retorno	7.26	16.00	Unid.	116.12
Faja (kg/m <sup>3</sup> )	4.00	67.79	m <sup>3</sup>	123.00
Material (kg/m <sup>3</sup> )	9.52	699.60	m <sup>3</sup>	3,021.01
Estructura 1	2500.00	1.00	unid.	2,500.00
Estructura 2	2200.00	1.00	unid.	2,200.00
motor	64.00	2.00	unid.	128.00
<b>Total</b>				<b>8,859.37</b>

**Tabla 3.19** Estimación de peso total del apilador telescópico radial  
Fuente: Elaboración propia

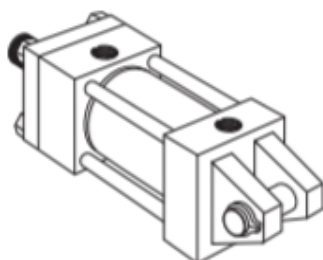
El sistema de levantamiento contará con 2 pistones hidráulicos, debido a ello el peso total estimado fue dividido en 2 y en base a ello se calculó un diámetro del vástago para el pistón hidráulico. Debido a que los dos tendrán la misma distancia de separación, estos tendrán los mismos cálculos y valores determinados. La **Tabla 3.20** muestra los parámetros iniciales y el diámetro mínimo que debe tener el vástago del pistón hidráulico, por lo cual, mediante catálogos de la empresa Parker, proveedor del sistema de levantamiento, se realizó la selección de los componentes hidráulicos del sistema.

Descripción	Valor	Unidades
Peso total	8,859.37	Kg.
Peso por pistón	4,429.69	Kg.
gravedad	9.81	m/s <sup>2</sup>
altura	7784	mm
ángulo mínimo	20	grados
ángulo máximo	30	grados
Carrera	2000	mm
Presión de trabajo	180	bar
	2610.68	psi
	18.00	N/mm <sup>2</sup>
Fuerza estimada	127054.6	N

Descripción	Valor	Unidades
	127.05	kN
Diámetro min.	94.80	mm
	9.48	cm
	3.73	pulg.

**Tabla 3.20** Parámetros iniciales para selección del pistón hidráulico.  
Fuente: Elaboración propia

Parker brinda una amplia variedad de pistones hidráulicos en base a la aplicación y posicionamiento que se le desea dar; sin embargo, la consideración que se tuvo que tener presente en la selección es que el apilador telescópico radial tiene que tener la capacidad de poder variar de ángulo y retraerse a su posición mínima. Por lo mencionado, se consideró la selección de un pistón hidráulico con la capacidad de pivotar como se muestra en la **Figura 3.10**.



**Figura 3.10** Pistón hidráulico seleccionado.

La **Tabla 3.21** muestra las dimensiones del pistón hidráulico seleccionado **ANEXO 6** de la marca Parker; asimismo, las áreas y el volumen del lubricante hidráulico en el pistón fueron estimados mediante los diámetros brindados por el proveedor. Mediante el volumen estimado del pistón y el tiempo de levantamiento, se pudo determinar el caudal necesario para el funcionamiento.

Dimensiones del pistón hidráulico		
Diámetro vástago, dst	10.16	cm
Diámetro pistón, dk	15.24	cm
Carrera	200.00	cm
Superficie del pistón, Ak	182.41	cm <sup>2</sup>
Superficie del vástago del pistón, Ast	81.07	cm <sup>2</sup>
Superficie anular del pistón, Ak-Ast	101.34	cm <sup>2</sup>
Volumen del cilindro general	20,268.30	cm <sup>3</sup>

**Tabla 3.21** Dimensiones del pistón seleccionado.  
Fuente: Elaboración propia.

Parker brinda la posibilidad de poder armar el conjunto del sistema hidráulico en base a los datos ya calculados como la potencia necesaria y el caudal necesario de operación, los cuales se muestran en la **Tabla 3.22**.

<b>Parámetros para selección del kit hidráulico</b>		
Velocidad	2.50	cm/s
Tiempo	80.00	segundos
Caudal	63.34	cm <sup>3</sup> /s
	1.00	gpm
Potencia por pistón	2.04	Hp
Potencia por dos pistones	4.08	Hp

**Tabla 3.22** Parámetros de selección del kit hidráulico.  
Fuente: Elaboración propia.

El kit hidráulico seleccionado por Parker se muestra en el **ANEXO 7**, el cual está constituido por una válvula de alivio, un manifold, un tanque de lubricante, sensores de nivel, filtro de elemento, manómetro, una bomba de engranajes y un motor. Las características específicas del kit hidráulico se encuentran en la **Tabla 3.23**, con ellas se pudo realizar la instalación del sistema con los pistones hidráulicos mediante mangueras.



**Figura 3.11** Kit hidráulico seleccionado por Parker.

<b>Especificaciones técnicas kit hidráulico</b>	
<b>N° Pieza</b>	H1B3.2MO\\I4
<b>Tamaño reservorio</b>	10 Galones
<b>Control de presión</b>	Sistema de presión B con válvula de alivio y válvula de descarga ( 2 vías 120 VAC)
<b>Motor Seleccionado</b>	5.6 kW Standard 60 Hz Motor
<b>Flujo de bomba</b>	Bomba de engranajes - 3.2 GPM
<b>Manifold</b>	Presión y puerto de retorno bloqueado con válvula de alivio

**Tabla 3.23** Especificaciones técnicas del kit hidráulico.  
Fuente: Elaboración propia.

Uno de los elementos de suma importancia en el sistema hidráulico para el levantamiento del equipo es el fluido que se va a utilizar. Dependiendo de la viscosidad del mismo, el pistón generará la presión necesaria para realizar el movimiento lineal de izaje. La **Figura 3.12** muestra el lubricante a utilizar el cual es ISO VG 32 según recomendaciones de Fabricantes.

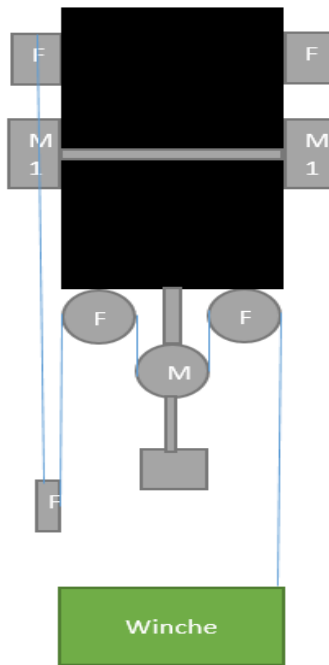


**Figura 3.12** Lubricante del sistema de levantamiento.

### **3.9 Dimensiones del equipo del sistema telescópico**

La **Figura 3.13** muestra el ensamble del winche y las poleas diseñadas para el sistema telescópico del apilador telescópico radial. El sistema cuenta con un winche con un motor eléctrico, el cual es capaz de realizar el izaje del bastidor telescópico mediante dos poleas fijas y una móvil. Asimismo, el sistema contará con un conjunto de poleas que servirán de guía y soporte para el bastidor telescópico y estarán ubicados en el extremo del bastidor principal. Las poleas guías estimadas para el sistema telescópico estarán instaladas sobre unas corredizas en la parte estructural, las cuales servirán de guía para la adecuada extensión del bastidor telescópico.





**Figura 3.13** Modelo del sistema telescópico.

La longitud estimada de extensión para el apilador telescópico radial es de 21 metros de desplazamiento. Esto se debe a que se estimó una distancia aproximada de 3 metros de estructura del apilador que se encontrará en el interior del bastidor principal por motivos de estabilidad del equipo. Asimismo, se tiene un peso estimado para el bastidor telescópico, incluyendo el contrapeso de 6087.18 kg. Este incluye los pesos de todos los componentes mecánicos calculados y seleccionados. La **Tabla 3.24** muestra la tensión T1 distribuida por el cable a través del sistema. La tensión T1 resulta ser menor que la tensión T2 debido a que el peso del bastidor telescópico se distribuye a través de la cuerda, la cual se secciona en 2 ayudando a reducir la fuerza necesaria a aplicar en el winche para realizar el movimiento. De dicha manera, la fuerza necesaria que tiene que aplicar el winche en el cable debe ser de 29,857.61 Newton según los cálculos que se presentan en la **Tabla 3.25**.

Descripción	Cantidad	Unidad
Masa	6,087.18	Kg.
T2, peso	59,715.22	N
T1, cable	29,857.61	N
F1, winche	29,857.61	N

**Tabla 3.24** Estimación de fuerza necesaria.

La **Tabla 3.25** muestra las características que debe presentar el winche a seleccionar

en base a los resultados obtenidos en la **Tabla 3.24**. Debido a que el número de poleas diseñadas para el presente sistema telescópico es dos, la cuerda necesita el doble de extensión y, en adición, la longitud de cuerda estimada para recorrer por las poleas guías, la cual debe contar con una longitud mínima de 147 metros para que el cableado cubra todo el sistema de poleas y logre extenderse la longitud deseada. Se estimó el tiempo deseado de extensión y retracción en 120 segundos a una velocidad de 0.18 m/s según consultas realizadas al cliente y recomendaciones de fabricantes. De esta manera se estimó que la potencia requerida del motor del winche eléctrico para que pueda cumplir con los requerimientos del cliente es de 7.01 Hp.

<b>Características del Winche</b>		
<b>Long. Mínima</b>	147	m
<b>Fuerza Mínima</b>	29,857.61	N
<b>Tiempo de subida</b>	120	seg.
<b>Velocidad</b>	0.18	m/s
<b>Potencia</b>	5,225.08	watts
	7.01	Hp

**Tabla 3.25** Características del winche.

El winche seleccionado es el modelo JM 3.2B de la marca ELLSEN, la cual tiene una potencia de 10 Hp y una longitud máxima de 195 metros. Asimismo, el winche seleccionado cuenta con un cable de acero de 16 mm de diámetro, el cual puede soportar aproximadamente 16 toneladas de peso. De esta manera, los requerimientos mínimos deseados para el sistema telescópico del apilador telescópico radial son cumplidos.

### **3.10 Diseño del sistema mecánico en Solidworks**

La presente tesis utilizó Solidworks como herramienta principal para el diseño tridimensional del sistema mecánico del apilador telescópico radial.

Los componentes mecánicos fueron los primeros en ser dimensionados dependiendo de las medidas seleccionadas y los brindados por el proveedor. Estos componentes fueron el chute de descarga, los rodillos de carga inclinados, los rodillos de impacto, los rodillos de retorno, la polea de cabeza y cola y moto reductor.

El apilador telescópico radial cuenta con dos bastidores, principal y telescópico, que

van unidos mediante una guía en la parte estructural. Por ello, el ensamble de los componentes se realizó en el bastidor correspondiente como se muestra en la **Figura 3.14** y **Figura 3.15** correspondientes al bastidor principal y bastidor telescópico, respectivamente.



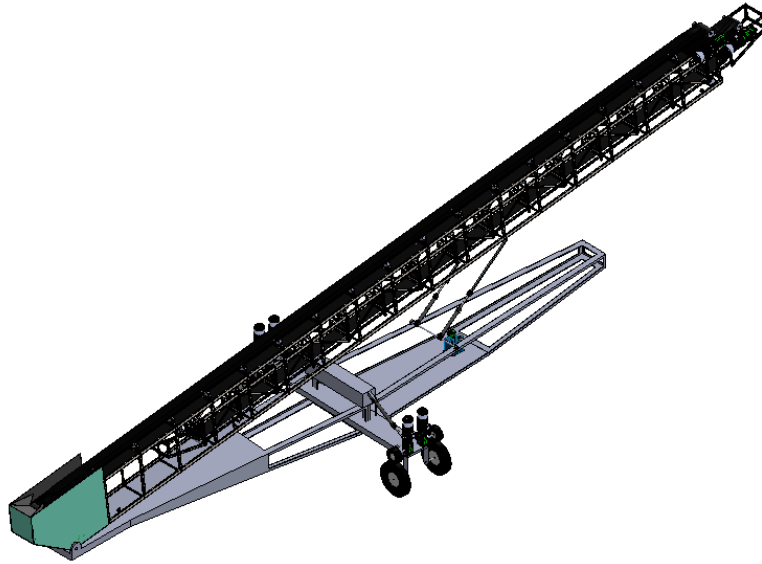
**Figura 3.14** Bastidor principal del apilador telescópico radial.



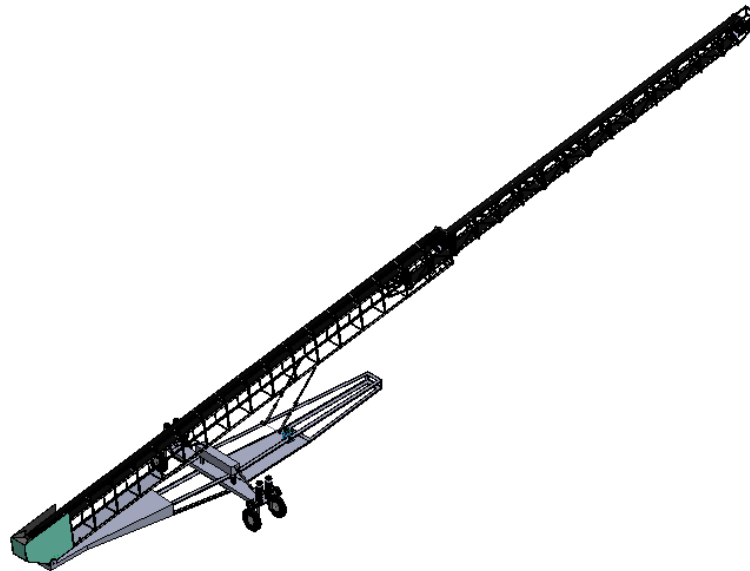
**Figura 3.15** Bastidor telescópico del apilador telescópico radial.

Los sistemas mecánicos diseñados de los dos bastidores son ensamblados en un solo conglomerando, los demás componentes faltantes del apilador telescópico radial como los del sistema de giro, sistema de levantamiento y el sistema telescópico son ensamblados una vez obtenido todo el sistema de transporte unido. Asimismo, el apilador telescópico radial

diseñado en el software debe contar con la capacidad de que el bastidor principal pueda variar de ángulo y el bastidor telescópico pueda extenderse y retraerse como se muestran en la **Figura 3.17** y **Figura 3.17**, respectivamente.



**Figura 3.16** Apilador telescópico radial retraído.



**Figura 3.17** Apilador telescópico radial extendido.

En el ANEXO 12, ANEXO 13, ANEXO 14, ANEXO 15, ANEXO 16 y ANEXO

**17** se aprecia los planos del ensamble general del apilador telescópico radial y cada uno de los subsistemas que presenta el equipo, mencionando sus componentes y quiénes son sus proveedores.

## CONCLUSIONES

A continuación, se presentan las conclusiones redactadas para la presente tesis, las mismas que se sustentan en los objetivos planteados y en los estándares establecidos bajo las normativas de banda transportadoras y sistemas complementarios.

1. Se realizaron los cálculos del diseño del sistema de transporte de la banda transportadora empleando los estándares CEMA establecidos en “Belt Conveyors for Bulk Materials”. Asimismo, los componentes de los sistemas fueron seleccionados de los catálogos de Goodyear (banda transportadora) y PPI (los componentes de la banda transportadora).
2. Se estimó las tensiones y se verificó los resultados obtenidos mediante CEMA y mediante Belt Analyst 19. Obteniendo un resultado favorable con respecto a la banda transportadora seleccionada debido a que se presenta tensiones por debajo del límite permisible de la banda transportadora de aproximadamente 53 PIW.
3. Se realizó el dimensionamiento del sistema de giro obteniendo una potencia del motor de 2.1 Hp por neumático de marca Bridgestone modelo VHCS.
4. Se realizó el dimensionamiento del sistema de levantamiento obteniendo una potencia de 5.6 Hp con un caudal de 4.89 GPM, utilizando sistema de lubricación ISO VG 32 para el kit hidráulico a seleccionar. Los pistones hidráulicos son Parker modelo BB, los cuales presentan una carrera aproximada de 2 metros.
5. Se realizó la ingeniería básica del sistema telescópico mediante la generación de conceptos obteniendo como resultado la aplicación de un winche con una longitud de cable de 147 metros, la cual recorrerá un conjunto de poleas distribuidas en toda la estructura.
6. El winche eléctrico para el sistema telescópico debe contar con una potencia de 7.01 HP a una velocidad de 0.18 m/s. Mediante ello, el sistema telescópico diseñado se asemejará a los apiladores telescópicos en el mercado.

7. Se realizó el dimensionamiento de los componentes mecánicos del bastidor principal y bastidor telescópico, sistema de giro, sistema de levantamiento y sistema telescópico en Solidworks.
8. Se realizaron los planos de la ingeniería básica del sistema de transporte, sistema de giro, sistema de levantamiento y sistema telescópico.
9. El costo de los componentes seleccionados para el apilador telescópico radial es de aproximadamente USD 29,730.00 dólares, comprobándose que sigue siendo económico con respecto a la compra del apilador telescópico en el extranjero.
10. El Perú se encuentra en la capacidad de poder diseñar y fabricar un apilador telescópico radial a un menor costo del mercado internacional.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Pontificia Universidad Católica del Perú, “Informe de análisis sectorial: Sector construcción,” Lima, Perú, 2017.
- [2] Banco Central de Reserva del Peru, “Comportamiento del Producto Bruto Interno por Sectores Productivos (variaciones porcentuales reales),” Lima, 2017.
- [3] R. Stasiak-Betlejewska and M. Potkány, “Construction Costs Analysis and its Importance to the Economy,” *Procedia Econ. Financ.*, vol. 34, no. 15, pp. 35–42, 2015.
- [4] J. Palomino, J. Hennings, and V. R. Echevarría, “Análisis Macroeconómico Del Sector Construcción En El Perú,” *Quipukamayoc*, vol. 25 (47), no. 47, pp. 95–101, 2017.
- [5] M. J. Z. Tello, “Determinación de los contaminantes en fuentes móviles producto de la combustión del parque automotor diésel en el casco urbano de la ciudad de Lacatunga, Parroquia San Buenaventura,” Universidad Tecnica de Cotopaxi, Latacunga-Ecuador, 2017.
- [6] P. S. Morris and R. B. M. Murdock, “Portable Radial Stacking Conveyor,” 649895, 1996.
- [7] R. A. Sucari Acuña, “Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbon mineral,” Universidad católica de santa maría, 2014.
- [8] R. Navarro, “Diseño estructural de un apilador radial con capacidad para transportar 275 T / H de arena para concreto,” 2015.
- [9] Superior, “Telestacker Conveyor Brochure,” pp. 3–14.
- [10] Instituto de ingenieros de minas del peru, “Gasto de transporte en minería representa 44% del costo logístico,” 2010.
- [11] R&R Servicios Integrales y Proyectos S.A.C., “Brochure R&R Servicios Integrales y Proyectos S.A.C.,” 2017.



- [12] “Análisis del Sector Construcción,” pp. 1–46.
- [13] J. Nohl, B. Dominick, R. Kellenberger, and P. Schmidgall, “Portable Telescoping Radial Stacking Conveyor,” 2006.
- [14] Telestack, “Manual for the Safe Use , Operation and Maintenance off your TELESTACK EQUIPMENT,” pp. 10–144, 2012.
- [15] R. A. Arrarte Mera and R. A. A. Mera, “¿Es Competitiva La Industria Cementera Peruana?,” *Quipukamayoc*, vol. 20, no. 37, p. 106, 2014.
- [16] Telestack, “TELESTACK AGGSTACK® RANGE DEMONSTRATING OUTSTANDING RESULTS,” *Telestack Aggstack*, 2016.
- [17] E. and M. Journal, “Maximize Heap Leach Site Mobility,” *World mining equipment*, 2013.
- [18] R. Baxter, N. Hastings, A. Law, and E. J. . Glass, “Brochure Telestack,” vol. 39, no. 5, pp. 561–563, 2008.
- [19] G. Barbaccia, “Stockpile Management.”
- [20] B. D. Jerry Nohl P.E., “Stockpile Segregation,” *Pit Quarr.*, vol. 94, no. Issue 1, p. 44, 2001.
- [21] T. Q. G. E-commerce, “Telescopic Conveyor Technology,” no. October, pp. 27–28, 2002.
- [22] M. Salinero, “Diseño de una banda transportadora mediante guide de Matlab,” 2013.
- [23] Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, “NTP 89: Cinta transportadora de materiales a granel,” pp. 1–7, 1984.
- [24] E. Marcial and F. Tello, “Simulacion del control difuso de una banda transportadora en un sistema automatico de embalaje.,” 2001.
- [25] A. A. Heras Lopez, “Diseño de Cinta Transportadora e Estructura auxiliar para planta de procesado de arcillas,” 2014.
- [26] R. Grega, J. Homišin, P. Kaššay, and J. K. Ň. Ák, “The analyse of vibrations after

- changing shaft coupling in drive belt conveyer,” 2011.
- [27] A. Grincova, M. Andrejiova, D. Marasova, and S. Khouri, “Measurement and determination of the absorbed impact energy for conveyor belts of various structures under impact loading,” *Measurement*, vol. 131, pp. 362–371, 2019.
- [28] Jorvex y Compañía S.R.L., “Fajas Transportadoras con núcleo textil y cables de acero.”
- [29] G. Chandrashekhar, “Conveyor belt manual,” 2015.
- [30] Conveyor Equipment Manufacturers Association, *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 5th editio. 2002.
- [31] Interempresas.net, “Cintas transportadoras y alimentadores para sólidos,” 2018. [Online]. Available: [http://www.interempresas.net/ObrasPublicas/FeriaVirtual/Producto-Bandas-transportadoras-de-caucho-lisas-multicapa-\(EP\)-Aplicasa-95611.html](http://www.interempresas.net/ObrasPublicas/FeriaVirtual/Producto-Bandas-transportadoras-de-caucho-lisas-multicapa-(EP)-Aplicasa-95611.html).
- [32] G. J. Gil Berru, “Diseño de un sistema de transporte de concentrado de minerales a través de una faja tubular de 3000 m,” 2013.
- [33] J. Luis and A. Pérez, “Análisis para la implementación de una banda transportadora para mineral en el circuito de chancado de la CIA MINERA MAPERU,” 2016.
- [34] CONTITECH, “Manual de ingeniería de las bandas transportadoras,” *Conveyor Belt Gr.*, pp. 3–32, 2013.
- [35] S. Gramblička, R. Kohár, and M. Stopka, “Dynamic Analysis of Mechanical Conveyor Drive System,” *Procedia Eng.*, vol. 192, pp. 259–264, 2017.
- [36] A. J. G. Nuttall, “Design aspects of multiple driven belt conveyors,” 2007.
- [37] Pro Cal Innovations LLC, “Conveyor pulley selection guide,” 2014.
- [38] Superior industries, *Conveying components product handbook*. .
- [39] R. R. Patel, “Studies on some Aspects of Conveyor Drive Pulley Design,” no. May, pp. 1–6, 2011.

- [40] Ulma conveyor, “Rodillo,” 2017.
- [41] R. Król, W. Kawalec, and L. Gladysiewicz, “Selection of carry idlers spacing of belt conveyor taking into account random stream of transported bulk material,” vol. 18, no. 1, pp. 32–37, 2016.
- [42] I. Douglas Manufacturing Co., “Componentes para el manejo de materiales,” 2017.
- [43] H. R. H. Ruiz and A. M. Fiallos, “Software para diseño de transportadores de banda,” p. 213, 2002.
- [44] Rotrans S.A., “Modelo de rodillos inferiores,” 2018. [Online]. Available: <https://rotranssa.com/soporte-estaciones-de-rodillos/inferiores>.
- [45] J. Puente, “Diseño de un transportador de carga,” p. 177, 1999.
- [46] A. A. Duque Vega, “Rediseño de punto de transferencia en sistema de correas transportadoras de mineral de cobre, mediante método de elementos discretos (DEM),” 2015.
- [47] H. Giménez Marín, “Diseño de una bomba/motor hidráulica de pistones para impulsar aceite a presión o producir movimiento de rotación a partir de este,” Universitat politecnica de valencia, 2015.
- [48] E. Santos De la Cruz, O. Rojas Lazo, J. Yenque Dedios, and A. Lavado Soto, “Diseño y construcción de pistón hidráulico,” *Rev. la Fac. Ing. Ind. UNMSM*, vol. 8, pp. 13–17, 2005.
- [49] Interactive Industrial Training, *Hidráulica básica 3.0.* .
- [50] G. Steel, S. Steel, and T. Bar, “Heavy Duty 12 Gauge C-Track System Components.”
- [51] Precision pulley & idler Inc., “Instrucciones para estaciones de polines de correas transportadoras,” 2007.
- [52] R. Gaspar Balta, “Evaluacion de las fajas transportadoras para el incremento de la capacidad de carga del circuito conveyor en shougang hierro Peru S.A.A.,” 2016.
- [53] “Part 1: Design, dimensions and mechanical requirements for conveyor belts for

general use,” in *ISO 15236-1 Steel cord conveyor belts*, 2016, p. 5.

- [54] B. Nelson, S. Oberg, and S. Haugen, “Conveyor leveling systems and methods,” 15/233629, 2016.
- [55] K. T. Ulrich and S. D. Eppinger, *Product Design and Development*, 5th Editio. Irwin McGraw-Hill, 2012.
- [56] M. Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, 175 Wyman Street, Waltham, “Introducción a Solidworks,” *Solidworks*, pp. 12-4-6–18, 2015.
- [57] W. Langer, L. Drew, and J. Sachs, *Aggregate and the Environment*. 2004.
- [58] B. Brown, “Aggregates for concrete,” *Concr.*, vol. 32, no. 5, pp. 12–14, 1998.
- [59] C. Nmai, “Aggregates for concrete,” *Mater. Concr. Constr.*, pp. 1–26, 1999.
- [60] M. Alexander and S. Mindess, *Aggregate in Concrete*. 2005.
- [61] N. Técnica, “PERUANA AGREGADOS . Definición y clasificación de agregados para uso en morteros y hormigones ( concretos ),” 2009.
- [62] P. Perez, “Variación en la resistencia de testigos de concreto por el tamaño y forma de probetas,” 2011.
- [63] 911 Metallurgist, “Fajas transportadoras,” *911 Metallurgist*. [Online]. Available: <https://www.911metallurgist.com/metallurgia/fajas-transportadoras/>.
- [64] M. Minds and M. T. Match, “Engineering and Dimensions of idlers.”
- [65] R. Sem-fim, “Motorreductores e Redutores de Rosca Sem-Fim [www.wegcestari.com](http://www.wegcestari.com).”
- [66] “Ellsen Winch.” [Online]. Available: <https://ellsenwinches.com/>.

## **ANEXOS**

## ANEXO 1: LISTA DE MATERIALES CON PROPIEDADES FÍSICAS

Material	Average weight (lbs/cu ft)	Angle of repose (degrees)	Recommended maximum inclination (degrees)	Code
Traprock, ½-inch screenings	90-100	30-44		C37
Traprock, 2- to 3-inch lumps	100-110	30-44		D37
Tricalcium phosphate	21-50	45+		A45
Trisodium phosphate	60			D36
Trisodium phosphate, granular	60	30-44	11	B35
Trisodium phosphate, pulverized	50	40	25	B35
Urea pills, dry	43-46	25		B25
Vermiculite, expanded	16	45		C45Y
Vermiculite ore	70-80		20	D36Y
Walnut shells, crushed	35-45	30-44		B37
Wheat	45-48	28	12	C25N
Wheat, cracked	35-45	30-44		B35N
Wheat germ, dry	18-28	20-29		B25
White lead	75-100	30-44		A36MR
Wood chips	10-30	45	27	E45WY
Wood chips, hogged, fuel	15-25	45		D45
Wood shavings	8-15			E45V
Zinc concentrates	75-80			B26
Zinc ore, crushed	160	38	22	*
Zinc ore, roasted	110	38		C36
Zinc oxide, heavy	30-35	45-55		A45X
Zinc oxide, light	10-15	45		A45XY

\* May vary considerably — consult a CEMA member

**Figura 6.1** Lista de materiales con propiedades  
Fuente: Conveyor Equipment Manufacturers Association, Belt conveyors for bulk materials[30].

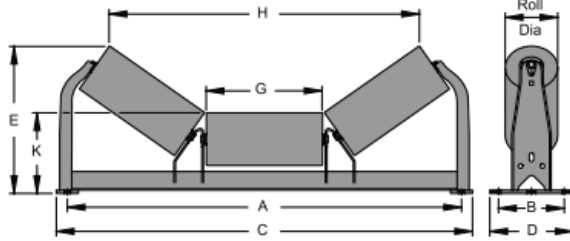
## ANEXO 2: ANCHO Y VELOCIDAD DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Material Being Conveyed	Belt Speeds (fpm)	Belt Width (inches)
Grain or other free-flowing, nonabrasive material	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Coal, damp clay, soft ores, overburden and earth, fine-crushed stone	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-95
Heavy, hard, sharp-edged ore, coarse-crushed stone	350	18
	500	24-36
	600	Over 36
Foundry sand, prepared or damp; shake-out sand with small cores, with or without small castings (not hot enough to harm belting)	350	Any width
Prepared foundry sand and similar damp (or dry abrasive) materials discharged from belt by rubber-edged plows	200	Any width
Nonabrasive materials discharged from belt by means of plows	200, except for wood pulp, where 300 to 400 is preferable	Any width
Feeder belts, flat or troughed, for feeding fine, nonabrasive, or mildly abrasive materials from hoppers and bins	50 to 100	Any width

**Figura 6.2** Ancho y velocidad de la banda transportadora.

Fuente: Conveyor Equipment Manufacturers Association, Belt conveyors for bulk materials[30].

## ANEXO 3: SELECCIÓN DE RODILLOS



Belt Width	Standard Dimensions				
	A	B	C	D	G*
14	23	6	25	8	5 7/16
16	25	6	27	8	6 3/4
18	27	6	29	8	6 3/4
20	29	6	31	8	7 5/8
24	33	6	35	8	8 15/16
30	39	6	41	8	11 1/8
36	45	6	47	8	13 1/4
42	51	7 1/2	53 1/2	9 1/2	15 7/16
48	57	7 1/2	59 1/2	9 1/2	17 5/8

### 20° EQUAL TROUGHER

Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-20TE-14SB	9 1/16	16 15/16	7	25	B5-20TE-14SB	9 1/2	16 9/16	7 1/2	28
16	B4-20TE-16SB	9 1/16	18 1/4	7	26	B5-20TE-16SB	9 1/2	17 7/8	7 1/2	29
18	B4-20TE-18SB	9 7/16	20 11/16	7	28	B5-20TE-18SB	9 15/16	20 3/8	7 1/2	32
20	B4-20TE-20SB	9 13/16	23 1/4	7	30	B5-20TE-20SB	10 1/4	22 7/8	7 1/2	34
24	B4-20TE-24SB	10 1/4	26 15/16	7	33	B5-20TE-24SB	10 11/16	26 11/16	7 1/2	38
30	B4-20TE-30SB	10 15/16	33 5/16	7	39	B5-20TE-30SB	11 7/16	32 15/16	7 1/2	43
36	B4-20TE-36SB	11 11/16	39 7/16	7	44	B5-20TE-36SB	12 3/16	39 1/16	7 1/2	49
42	B4-20TE-42SB	12 15/16	45 3/4	7 1/2	54	B5-20TE-42SB	13 7/16	45 3/8	8	60
48	B4-20TE-48SB	13 11/16	52 1/16	7 1/2	60	B5-20TE-48SB	14 3/16	51 11/16	8	66

### 35° EQUAL TROUGHER

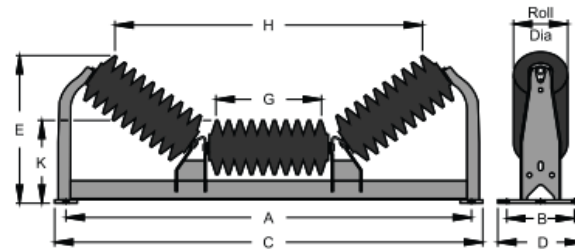
Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-35TE-14SB	10 1/4	15 1/2	7	26	B5-35TE-14SB	10 11/16	14 7/8	7 1/2	29
16	B4-35TE-16SB	10 1/4	16 13/16	7	27	B5-35TE-16SB	10 11/16	16 1/4	7 1/2	30
18	B4-35TE-18SB	10 15/16	18 15/16	7	29	B5-35TE-18SB	11 3/8	18 3/8	7 1/2	32
20	B4-35TE-20SB	11 1/2	21 1/4	7	31	B5-35TE-20SB	11 15/16	20 11/16	7 1/2	35
24	B4-35TE-24SB	12 1/4	24 11/16	7	34	B5-35TE-24SB	12 5/8	24 1/8	7 1/2	39
30	B4-35TE-30SB	13 1/2	30 1/2	7	40	B5-35TE-30SB	13 15/16	29 7/8	7 1/2	45
36	B4-35TE-36SB	14 11/16	36 1/8	7	45	B5-35TE-36SB	15 1/8	35 1/2	7 1/2	51
42	B4-35TE-42SB	16 7/16	41 7/8	7 1/2	56	B5-35TE-42SB	16 7/8	41 1/4	8	62
48	B4-35TE-48SB	17 11/16	47 5/8	7 1/2	62	B5-35TE-48SB	18 1/8	47 1/16	8	69

### 45° EQUAL TROUGHER

Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-45TE-14SB	11 3/16	14 1/8	7	27	B5-45TE-14SB	11 1/2	13 7/16	7 1/2	30
16	B4-45TE-16SB	11 3/16	15 7/16	7	28	B5-45TE-16SB	11 1/2	14 11/16	7 1/2	31
18	B4-45TE-18SB	12 1/8	17 1/4	7	31	B5-45TE-18SB	12 7/16	16 9/16	7 1/2	34
20	B4-45TE-20SB	12 11/16	19 3/8	7	33	B5-45TE-20SB	13 1/16	18 11/16	7 1/2	36
24	B4-45TE-24SB	13 5/8	22 9/16	7	35	B5-45TE-24SB	13 15/16	21 7/8	7 1/2	40
30	B4-45TE-30SB	15 3/16	27 11/16	7	41	B5-45TE-30SB	15 9/16	27 1/8	7 1/2	46
36	B4-45TE-36SB	16 11/16	32 15/16	7	47	B5-45TE-36SB	17 1/16	32 1/4	7 1/2	53
42	B4-45TE-42SB	18 11/16	38 1/4	7 1/2	63	B5-45TE-42SB	19 1/16	37 9/16	8	69
48	B4-45TE-48SB	20 1/4	43 9/16	7 1/2	68	B5-45TE-48SB	20 5/8	42 13/16	8	75



Belt Width	Standard Dimensions				
	A	B	C	D	G*
14	23	6	25	8	3 5/16
16	25	6	27	8	4 5/8
18	27	6	29	8	4 5/8
20	29	6	31	8	5 1/2
24	33	6	35	8	6 13/16
30	39	6	41	8	9
36	45	6	47	8	11 1/8
42	51	7 1/2	53 1/2	9 1/2	13 5/16
48	57	7 1/2	59 1/2	9 1/2	15 1/2



**20° EQUAL IMPACT TROUGHER**

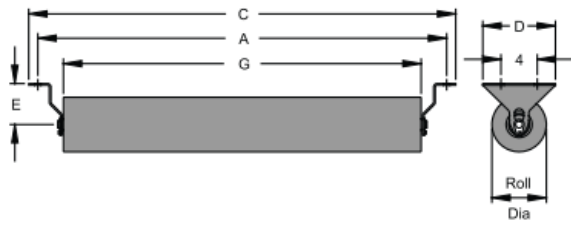
Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-20TEI-14SB	8 11/16	14 15/16	7	31	B5-20TEI-14SB	9 1/8	14 9/16	7 1/2	36
16	B4-20TEI-16SB	8 11/16	16 1/4	7	35	B5-20TEI-16SB	9 1/8	15 7/8	7 1/2	40
18	B4-20TEI-18SB	9 1/16	18 11/16	7	37	B5-20TEI-18SB	9 9/16	18 3/8	7 1/2	43
20	B4-20TEI-20SB	9 7/16	21 1/4	7	41	B5-20TEI-20SB	9 7/8	20 7/8	7 1/2	49
24	B4-20TEI-24SB	9 7/8	24 15/16	7	47	B5-20TEI-24SB	10 5/16	24 11/16	7 1/2	56
30	B4-20TEI-30SB	10 9/16	31 5/16	7	56	B5-20TEI-30SB	11 1/16	30 15/16	7 1/2	65
36	B4-20TEI-36SB	11 5/16	37 7/16	7	66	B5-20TEI-36SB	11 13/16	37 1/16	7 1/2	77
42	B4-20TEI-42SB	12 9/16	43 3/4	7 1/2	81	B5-20TEI-42SB	13 1/16	43 3/8	8	95
48	B4-20TEI-48SB	13 5/16	50 1/16	7 1/2	92	B5-20TEI-48SB	13 13/16	49 11/16	8	107

**35° EQUAL IMPACT TROUGHER**

Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-35TEI-14SB	9 5/8	13 3/4	7	32	B5-35TEI-14SB	10 1/16	13 1/8	7 1/2	37
16	B4-35TEI-16SB	9 5/8	15 1/16	7	36	B5-35TEI-16SB	10 1/16	14 1/2	7 1/2	41
18	B4-35TEI-18SB	10 5/16	17 3/16	7	38	B5-35TEI-18SB	10 3/4	16 5/8	7 1/2	44
20	B4-35TEI-20SB	10 7/8	19 1/2	7	42	B5-35TEI-20SB	11 5/16	18 15/16	7 1/2	50
24	B4-35TEI-24SB	11 5/8	22 15/16	7	48	B5-35TEI-24SB	12	22 3/8	7 1/2	57
30	B4-35TEI-30SB	12 7/8	28 3/4	7	60	B5-35TEI-30SB	13 5/16	28 1/8	7 1/2	67
36	B4-35TEI-36SB	14 1/16	34 3/8	7	68	B5-35TEI-36SB	14 1/2	33 3/4	7 1/2	79
42	B4-35TEI-42SB	15 13/16	40 1/8	7 1/2	83	B5-35TEI-42SB	16 1/4	39 1/2	8	96
48	B4-35TEI-48SB	17 1/16	46 7/8	7 1/2	95	B5-35TEI-48SB	17 1/2	45 5/16	8	109

**45° EQUAL IMPACT TROUGHER**

Belt Width	4" Roll Diameter					5" Roll Diameter				
	Part Number	E	H	K	WT	Part Number	E	H	K	WT
14	B4-45TEI-14SB	10 7/16	12 5/8	7	33	B5-45TEI-14SB	10 3/4	11 15/16	7 1/2	38
16	B4-45TEI-16SB	10 7/16	13 15/16	7	37	B5-45TEI-16SB	10 3/4	13 3/16	7 1/2	42
18	B4-45TEI-18SB	11 3/8	15 3/4	7	39	B5-45TEI-18SB	11 11/16	15 1/16	7 1/2	45
20	B4-45TEI-20SB	11 15/16	17 7/8	7	43	B5-45TEI-20SB	12 5/16	17 3/16	7 1/2	51
24	B4-45TEI-24SB	12 7/8	21 1/16	7	49	B5-45TEI-24SB	13 3/16	20 3/8	7 1/2	58
30	B4-45TEI-30SB	14 7/16	26 3/16	7	58	B5-45TEI-30SB	14 13/16	25 5/8	7 1/2	68
36	B4-45TEI-36SB	15 15/16	31 7/16	7	70	B5-45TEI-36SB	16 5/16	30 3/4	7 1/2	81
42	B4-45TEI-42SB	17 15/16	36 3/4	7 1/2	90	B5-45TEI-42SB	18 5/16	36 1/16	8	103
48	B4-45TEI-48SB	19 1/2	42 1/16	7 1/2	102	B5-45TEI-48SB	19 7/8	41 5/16	8	117






**RETURN**

Belt Width	4" Roll Diameter						5" Roll Diameter						Standard Dimensions		
	E=4½"			E=1½"			E=4½"			E=1½"					
	Part Number	D	WT	Part Number	D	WT	Part Number	D	WT	Part Number	D	WT	A	C	G
14	B4-R-14SB	8	14	B4-R-14SB-1	6	13	B5-R-14SB	8	17	B5-R-14SB-1	6	16	23	25	17 3/8
16	B4-R-16SB	8	15	B4-R-16SB-1	6	14	B5-R-16SB	8	18	B5-R-16SB-1	6	17	25	27	19 3/8
18	B4-R-18SB	8	16	B4-R-18SB-1	6	15	B5-R-18SB	8	19	B5-R-18SB-1	6	18	27	29	21 3/8
20	B4-R-20SB	8	17	B4-R-20SB-1	6	16	B5-R-20SB	8	20	B5-R-20SB-1	6	19	29	31	23 3/8
24	B4-R-24SB	8	19	B4-R-24SB-1	6	18	B5-R-24SB	8	23	B5-R-24SB-1	6	22	33	35	27 3/8
30	B4-R-30SB	8	22	B4-R-30SB-1	6	21	B5-R-30SB	8	26	B5-R-30SB-1	6	25	39	41	33 3/8
36	B4-R-36SB	8	25	B4-R-36SB-1	6	24	B5-R-36SB	8	30	B5-R-36SB-1	6	29	45	47	39 3/8
42	B4-R-42SB	8	28	B4-R-42SB-1	6	27	B5-R-42SB	8	33	B5-R-42SB-1	6	32	51	53	45 3/8
48	B4-R-48SB	8	31	B4-R-48SB-1	6	30	B5-R-48SB	8	37	B5-R-48SB-1	6	36	57	59	51 3/8

**Figura 6.3** Selección de rodillos.  
Fuente: PPI, Engineering and Dimensions of Idler [64]

## ANEXO 4: SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR ELÉCTRICO

$P_N = 5,50 \text{ kW}$

60 Hz				50 Hz				$i_m$			
$n_2$	$M_2$	$n_1 = 1750$	Fr	$n_2$	$M_2$	$n_1 = 1450$	Fr				
rpm	Nm	ts	kN	rpm	Nm	ts	kN				
346,49	152	1,12	4,2	287,09	183	0,93	**	5,05	N04314	47	
280,81	187	0,96	**	232,67	226	0,80	**	6,23	N04316	47	
235,07	223	0,85	**	194,78	270	0,70	**	7,44	N04317	47	
182,90	287	1,04	**	151,55	347	0,87	**	9,57	N04319	47	
148,24	354	0,87	**	122,82	428	0,72	**	11,81	N04322	47	
409,69	128	2,96	9,3	339,46	155	2,46	9,3	4,27	N05312	50	
324,96	162	2,54	9,3	269,25	195	2,10	9,3	5,39	N05314	50	
267,19	197	2,09	9,2	221,38	237	1,73	9,0	6,55	N05316	50	
227,02	231	1,77	9,0	188,10	279	1,47	8,7	7,71	N05317	50	
195,09	269	2,01	8,6	161,65	325	1,66	8,5	8,97	N05318	50	
186,22	282	1,45	8,0	154,30	340	1,20	8,2	9,40	N05319	50	
154,74	339	1,71	8,2	128,21	410	1,42	7,4	11,31	N05321	50	
127,23	413	1,45	7,4	105,42	498	1,20	6,0	13,75	N05322	50	
116,80	450	0,91	22,8	96,78	543	0,76	**	14,98	N05323	50	
108,11	486	1,23	6,0	89,57	586	1,02	**	16,19	N05324	50	
353,92	148	3,17	11,0	293,25	179	2,62	11,0	4,94	N06314	74	
280,73	187	2,67	11,0	232,60	226	2,22	11,0	6,23	N06316	74	
230,82	228	2,20	11,0	191,25	275	1,82	11,0	7,58	N06317	74	
196,12	268	1,87	11,0	162,50	323	1,55	11,0	8,92	N06318	74	
192,54	273	2,35	11,0	159,53	329	1,94	11,0	9,09	N06319	74	
160,87	326	1,53	11,0	133,30	394	1,27	11,0	10,88	N06320	74	
152,72	344	1,98	11,0	126,54	415	1,64	11,0	11,46	N06321	74	
132,65	396	1,26	11,0	109,91	478	1,05	**	13,19	N06322	74	
125,57	418	1,72	11,0	104,04	505	1,43	11,0	13,94	N06323	74	
106,69	492	1,52	11,0	88,40	594	1,26	11,0	16,40	N06324	74	
87,52	600	1,33	11,0	72,51	724	1,10	11,0	20,00	N06326	74	
79,28	663	1,10	11,0	65,69	800	0,91	**	22,07	N06327	74	
72,17	728	1,13	11,0	59,79	878	0,93	**	24,25	N06328	74	
62,88	835	0,93	**	52,10	1008	0,77	**	27,83	N06329	74	
221,20	237	3,83	17,0	183,28	287	3,17	17,0	7,91	N07318	94	
182,23	288	3,16	17,0	150,99	348	2,62	17,0	9,60	N07319	94	
153,88	341	2,67	17,0	127,50	412	2,21	17,0	11,37	N07321	94	
133,36	394	2,31	17,0	110,50	475	1,91	17,0	13,12	N07322	94	
113,44	463	1,96	17,0	93,99	559	1,63	17,0	15,43	N07323	94	
105,33	499	3,11	17,0	87,28	602	2,58	17,0	16,61	N07324	94	
93,83	560	1,63	17,0	77,74	676	1,35	17,0	18,65	N07325	94	
86,77	605	2,56	17,0	71,90	731	2,12	17,0	20,17	N07326	94	
73,28	717	2,16	17,0	60,71	865	1,79	17,0	23,88	N07327	94	
63,51	827	1,87	17,0	52,62	998	1,55	17,0	27,56	N07329	94	
54,02	972	1,59	17,0	44,76	1174	1,32	17,0	32,40	N07330	94	
44,68	1176	1,32	17,0	37,02	1419	1,09	**	39,17	N07331	94	
41,07	1279	1,21	17,0	34,03	1543	1,00	**	42,61	N07332	94	
33,83	1552	1,00	**	28,03	1874	0,83	**	51,72	N07334	94	
120,18	437	4,00	20,5	99,58	527	3,31	20,5	14,56	N08322	131	
99,29	529	3,66	20,5	82,27	638	3,03	20,5	17,63	N08325	131	
86,68	606	3,11	20,5	71,82	731	2,58	20,5	20,19	N08327	131	
74,50	705	2,72	20,5	61,73	851	2,25	20,5	23,49	N08329	131	
68,53	766	3,91	20,5	56,78	925	3,24	20,5	25,54	N08330	131	

**Figura 6.4** Selección de motor reductor eléctrico.

Fuente: R. Sem-fim, "Motorreductores e Redutores de Rosca Sem-Fim [www.wegcestari.com](http://www.wegcestari.com). [65]

## ANEXO 5: SELECCIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA

Pylon Plus® Conveyor Belt Data

	Pylon Plus 220/2	Pylon Plus 250/2	Pylon Plus 330/3	Pylon Plus 375/3	Pylon Plus 400/2	Pylon Plus 440/4	Pylon Plus 500/4	Pylon Plus 600/3	Pylon Plus 750/3
<b># of Plies</b>	2	2	3	3	2	4	4	3	3
<b>Fabric Type*</b>	P/P	P/N	P/P	P/N	P/P	P/P	P/N	P/P	P/P
<b>Average Permanent Elongation (%)**</b>	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	1.0
<b>Recommended Fastener Plate</b>	140	190	190	BR-10	BR-10	BR-10	BR-10	BR-10	BR-14
<b>Hinge</b>	R2	R2	R2	R5	R5	R5	R5-1/2	R5-1/2	R6
<b>Hinge</b>	U35A	U35A	U35A	U35	U35	U35	U35	U35	U37/U37A
<b>Imperial</b>									
Vulcanized & Fastener Rating (PIW)	220	250	330	375	400	440	500	600	750
Nom. Carcass Gauge (in.)	0.121	0.135	0.161	0.169	0.178	0.221	0.229	0.251	0.272
Nom. Carcass Weight (lb./sq. ft.)	0.76	0.85	1.06	1.07	0.97	1.39	1.45	1.44	1.61
Approximate 1/32 in. Cover Weight (lb./sq. ft.)	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19
Elastic Modulus (PIW)	23,000	30,000	34,500	45,000	44,000	46,000	60,000	66,000	67,500
Step Length (in.)***	10	10	10	10	16	10	10	16	18
<b>Metric</b>									
Vulcanized & Fastener Rating (kN/m)	39	44	58	66	70	77	88	105	131
Nom. Carcass Gauge (mm)	3.07	3.4	4.09	4.3	4.5	5.61	5.8	6.4	6.3
Nom. Carcass Weight (kg/sq. m)	3.7	4.2	5.2	5.2	4.7	6.8	7.1	7.0	7.3
Approximate 1mm Cover Weight (kg/sq. m)	1.17	1.17	1.17	1.17	1.17	1.17	1.17	1.17	1.17
Elastic Modulus (kN/m)	4030	5250	6040	7880	7710	8060	10,510	11,560	9840
Step Length (mm)***	250	250	250	250	410	250	250	410	460

Pylon Plus® rated belt tension can exceed 100%, with a maximum of 150%, during starting and stopping conditions. Fastener size recommendation may vary due to cover thickness, pulley diameters and system tension. Consult your Sales Representative or fastener manufacturer. R-6 fasteners must be installed with stainless steel rivets when belt tensions exceed 800 PIW (140 kN/m) for best results.

**Figura 6.5** Selección de banda transportadora.

Fuente: CONTITECH, “Manual de ingeniería de las bandas transportadoras,” Conveyor Belt Gr., pp. 3–32, 2013 [34].

## ANEXO 6: SELECCIÓN DEL PISTÓN HIDRÁULICO

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Diameter	Style 4 & 9		Style 8		Style 7 <sup>2</sup>		A	B <sup>+0.00 -0.05</sup>	D	NA	V	W	JJ Mount Only		
			KK Metric	KK UNF <sup>1</sup>	KK Metric	KK UNF	KK Metric	A1							RD max.	RT	WF
38.1 (1½")	1	15.9 (5/8")	M10x1.5	7/16 - 20	M12x1.5	1/2 - 20	-	21	19.0	28.55	13	14.3	6.4	15.9	54.0	9.5	25.4
	2	25.4 (1")	M20x1.5	3/4 - 16	M22x1.5	7/8 - 14	M16x1.5		28.6	38.07	22	23.8	12.7	25.4	63.5	9.5	35.0
50.8 (2")	1	25.4 (1")	M20x1.5	3/4 - 16	M22x1.5	7/8 - 14	M20x1.5	27	28.6	38.07	22	23.8	6.4	19.1	63.5	9.5	35.0
	2	34.9 (1 3/8")	M26x1.5	1 - 14	M30x2	1 1/4 - 12	M20x1.5		41.3	50.77	30	33.3	9.5	25.4	76.2	9.5	41.3
63.5 (2½")	1	25.4 (1")	M20x1.5	3/4 - 16	M22x1.5	7/8 - 14	-		28.6	38.07	22	23.8	6.4	19.1	63.5	9.5	35.0
	2	44.5 (1 3/4")	M33x2	1 1/4 - 12	M39x2	1 1/2 - 12	M27x2	35	50.8	60.30	36	42.9	12.7	31.8	88.9	9.5	47.7
	3	34.9 (1 3/8")	M26x1.5	1 - 14	M30x2	1 1/4 - 12	M27x2		41.3	50.77	30	33.3	9.5	25.4	76.2	9.5	41.3
82.6 (3 1/4")	1	34.9 (1 3/8")	M26x1.5	1 - 14	M30x2	1 1/4 - 12	-		41.3	50.77	30	33.3	6.4	22.2	76.2	9.5	41.3
	2	50.8 (2")	M39x2	1 1/2 - 12	M45x2	1 3/4 - 12	M33x2	44	57.1	66.65	41	49.2	9.5	31.8	101.6	15.9	50.8
	3	44.5 (1 3/8")	M33x2	1 1/4 - 12	M39x2	1 1/2 - 12	M33x2		50.8	60.30	36	42.9	9.5	28.6	88.9	9.5	47.7
101.6 (4")	1	44.5 (1 3/8")	M33x2	1 1/4 - 12	M39x2	1 1/2 - 12	-		50.8	60.30	36	42.9	6.4	25.4	88.9	9.5	47.7
	2	63.5 (2 1/2")	M48x2	1 3/8 - 12	M56x2	2 1/4 - 12	M42x2	55	76.2	79.35	55	60.3	9.5	34.9	114.3	15.9	57.2
	3	50.8 (2")	M39x2	1 1/2 - 12	M45x2	1 3/4 - 12	M42x2		57.1	66.65	41	49.2	6.4	28.6	101.6	15.9	50.8
127.0 (5")	1	50.8 (2")	M39x2	1 1/2 - 12	M45x2	1 3/4 - 12	-		57.1	66.65	41	49.2	6.4	28.6	101.6	15.9	50.8
	2	88.9 (3 1/2")	M64x2	2 1/2 - 12	M76x2	3 1/4 - 12	M48x2	62	88.9	107.92	75	85.7	9.5	34.9	146.1	15.9	57.2
	3	63.5 (2 1/2")	M48x2	1 3/8 - 12	M56x2	2 1/4 - 12	M48x2		76.2	79.35	55	60.3	9.5	34.9	114.3	15.9	57.2
	4	76.2 (3")	M58x2	2 1/4 - 12	M68x2	2 3/4 - 12	-		88.9	95.22	65	73.0	9.5	34.9	133.4	15.9	57.2
152.4 (6")	1	63.5 (2 1/2")	M48x2	1 3/8 - 12	M56x2	2 1/4 - 12	-		76.2	79.35	55	60.3	6.4	31.8	114.3	15.9	57.2
	2	101.6 (4")	M76x2	3 - 12	M95x2	3 3/4 - 12	M64x2	84	101.6	120.62	85	98.4	6.4	31.8	165.1	19.1	57.2
	3	76.2 (3")	M58x2	2 1/4 - 12	M68x2	2 3/4 - 12	-		88.9	95.22	65	73.0	6.4	31.8	133.4	15.9	57.2
	4	88.9 (3 1/2")	M64x2	2 1/2 - 12	M76x2	3 1/4 - 12	M64x2		88.9	107.92	75	85.7	6.4	31.8	146.1	15.9	57.2
177.8 (7")	1	76.2 (3")	M58x2	2 1/4 - 12	M68x2	2 3/4 - 12	-		88.9	95.22	65	73.0	6.4	31.8	133.4	15.9	57.2
	2	127.0 (5")	M90x2	3 1/2 - 12	M110x2	4 1/4 - 12	-		127.0	146.02	110	123.8	6.4	31.8	190.5	25.4	57.2
	3	88.9 (3 1/2")	M64x2	2 1/2 - 12	M76x2	3 1/4 - 12	-		88.9	107.92	75	85.7	6.4	31.8	146.1	15.9	57.2
	4	101.6 (4")	M76x2	3 - 12	M95x2	3 3/4 - 12	-		101.6	120.62	85	98.4	6.4	31.8	165.1	19.1	57.2
203.2 (8")	1	88.9 (3 1/2")	M64x2	2 1/2 - 12	M76x2	3 1/4 - 12	-		88.9	107.92	75	85.7	6.4	31.8	146.1	15.9	57.2
	2	139.7 (5 1/2")	M100x2	4 - 12	M130x2	5 1/4 - 12	-		139.7	158.72	120	136.5	6.4	31.8	209.6	19.1	57.2
	3	101.6 (4")	M76x2	3 - 12	M95x2	3 3/4 - 12	-		101.6	120.62	85	98.4	6.4	31.8	165.1	19.1	57.2
	5	127.0 (5")	M90x2	3 1/2 - 12	M110x2	4 1/4 - 12	-		127.0	146.02	110	123.8	6.4	31.8	190.5	25.4	57.2

**Figura 6.6** Selección del pistón hidráulico.

Fuente: E. Santos De la Cruz, O. Rojas Lazo, J. Yenque Dedios, and A. Lavado Soto, "Diseño y construcción de pistón hidráulico," Rev. la Fac. Ing. Ind. UNMSM, vol. 8, pp. 13–17, 2005.[48]

## ANEXO 7: SELECCIÓN DEL KIT HIDRÁULICO



Haga clic para ampliar la imagen

Parker H-Pak Hydraulic Power Units are ideal for many industrial applications. The space saving vertical style units are designed for quiet and leak-free operation. Available Parker filtration will help ensure a long service life.

N.º DE PIEZA::	H1B3.2M0W4
RESERVOIR SIZE:	10 Gallons
PRESSURE CONTROL:	B - System Pressure Relief Valve with Unloading Valve (2-way 120VAC)
MOTOR SELECTION:	Omit - Standard 60Hz Motor
PUMP FLOW:	3.2 GPM - 332-9111-062 Gear Pump
ELECTRIC MOTOR:	M - 7.5 (5.6) - 1725 - 213TC - 3
MANIFOLD:	O - Pressure and Return Port Block w/ Relief Valve; SAE-12 "P"&"T" PORT
ACCESSORIES:	Omit - No Accessories
INVERTER DRIVE:	Yes
CONTROL CONFIGURATION:	ANALOG SPEED CONTROL (4-20mA) UNIT WILL BE CONFIGURED TO OPERATE 500-2000 RPM FROM A 4-20mA INPUT SIGNAL.
VOLTAGE (3 PHASE):	INCOMING POWER 460VAC 3 PHASE 380-480V +10% /-15%

**Figura 6.7** Selección del kit hidráulico.

Fuente: B. Nelson, S. Oberg, and S. Haugen, "Conveyor leveling systems and methods," [54]

## ANEXO 8: TABLA DE LUBRICANTES RECOMENDADOS

### 6.2.3 LUBRICATION CHART

Detailed is a chart of lubricants recommended by Telestack for different machine elements and ambient temperature ranges.

Machine Element	Lubricant	Ambient Temperature	Trade Name	Grade
Bearings	Grease	-10 °C to +40 °C	EP 1	L-XACGB 1
		-10 °C to +40 °C	EP 2	L-XBDHB 2
		10 °C to +45 °C	HD 220	L-XDGFB 2
Gear Reducers	Gear Oil	-20 °C to +25 °C	Gear Oil 100	ISO VG 100
		-10 °C to +40 °C	Gear Oil 220	ISO VG 220
		0 °C to +45 °C	Gear Oil 460	ISO VG 460
Hydraulic System	Hydraulic Oil	-15 °C to +30 °C	Hydraulic Oil 32	ISO VG 32
		0 °C to +45 °C	Hydraulic Oil 68	ISO VG 68

**Figura 6.8** Tabla de lubricantes recomendados.

Fuente: B. Nelson, S. Oberg, and S. Haugen, "Conveyor leveling systems and methods," [54]

## ANEXO 9: TABLA DE NEUMÁTICOS BRIDGESTONE

Tire Size	Pattern	Type	Load Index/ Speed Symbol	Star Rating	Approximate Inflated Dimensions								OTD	Minimum Dual Spacing		Recommended Rim/Flange Height	Pattern	Star Rating	Inflation Pressure	Tire Load Limits at Various Speeds																			
					OD		OW		SLR		SLW			mm	inch					mm	inch	kPa	km/h	0		5		10		15		20		25		30		35	
					mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch												psi	mph	Static	Creep	3	5	9	12	15	19	22	19	22	19	22	19
12.00R20	VCH	T/T		★3	1140	44.9	315	12.4	512	20.2	360	14.2	29.5	380	15.0	8.50V	VCH	★3	1000	lbs	20350	20350	20350	20350	20350	20350	20350	20350	20350	19570	19570								
	VCHS	T/T	176A5	★3	1139	44.8	297	11.7	507	20.0	355	14.0	41.5	375	14.8		VCHS	★3	145	kg	7100	7100	7100	7100	7100	7100	7100	7100	7100	6570	6570								
12.00R24	VCH	T/T		★2	1254	49.4	323	12.7	558	22.0	376	14.8	29.5	--	8.50V	VCH	★2	960	kg	12420	11040	10005	9315	8970	8765	8625													
	VCHS	T/T	178A5	--	1263	49.7	310	12.2	580	22.8	351	13.8	42.0	--		VCHS	★1	139	lbs	27385	24345	22060	20540	19780	19320	19020													
14.00R24	VHB	T/T		★3	1357	53.4	383	15.1	630	24.8	410	16.1	23.5	450	17.7	10.00W	VHB	★3	1000	kg	18000	16000	14500	13500	13000	12700	12500	12400											
	VCH	T/T		★3	1393	54.8	390	15.4	610	24.0	460	18.1	32.0	480	18.9		VCH	★3	145	lbs	39690	35280	31970	29765	28665	28005	27560	27340											
	VCHS	T/T	196A5	★3	1412	55.6	383	15.1	626	24.6	445	17.5	63.0	480	18.9		VCHS	★3	1000	kg	18000	16000	14500	13500	13000	12700	12500	12400											
	VCHS	T/L	196A5	★3	1412	55.6	383	15.1	626	24.6	445	17.5	63.0	480	18.9		VCHS	★3	145	lbs	39690	35280	31970	29765	28665	28005	27560	27340											
14.00R24TG	VCHS	T/L	196A5	★3	1412	55.6	383	15.1	626	24.6	445	17.5	63.0	480	18.9	10.00VA	VCHS	★3	1000	kg	18000	16000	14500	13500	13000	12700	12500	12400											
16.00R25	VHB	T/L		★2	1484	58.4	440	17.3	690	27.2	475	18.7	22.5	513	20.2	11.25/2.0	VHB	★2	145	lbs	39690	35280	31970	29765	28665	28005	27560	27340											
	VCHD	T/L		--	1500	59.1	435	17.1	668	25.8	500	19.8	54.0	523	20.6		VRLS	★2	960	kg	21870	19440	17615	16400	15795	15430	15185	15065											
	VCHR	T/L	200A5	--	1504	59.2	435	17.1	674	26.5	500	19.7	50.0	--	VCHD		★2	139	lbs	48225	42865	38845	36165	34825	34025	33490	33220												
	VRLS	T/L	200A5	★2	1531	60.3	448	17.6	713	28.1	488	17.6	45.0	540	21.3		VCHR	★2	1000	kg	18200	18200	18200	18200	14000	14000	14000	12460	12460										
18.00R25	VHB	T/L		★3	1610	63.4	515	20.3	733	28.9	565	22.2	26.0	587	23.1	13.00/2.5	VHB	★3	145	lbs	40140	40140	40140	40140	30900	30900	30900	27475	27475										
	VEL	T/L		★3	1609	63.3	507	20.0	727	28.6	571	22.5	34.0	612	24.1		VEL	★3	1000	kg	30600	27200	24650	22950	22100	21590	21250	21080											
	VCHS	T/L	214A5	★3	1650	65.0	504	19.8	707	27.8	596	23.5	64.0	600	23.6		VCHS	★3	145	lbs	67475	59975	54355	50605	48730	47605	46855	46480											
	VSMS	T/L		★2	1681	66.2	512	20.2	730	28.7	592	23.3	84.5	612	24.1		VSMS	★2	960	kg	28800	25600	23200	21600	20800	20320	20000	19840											
23.5R25	VSDL	T/L		★2	1672	65.8	608	23.9	755	29.7	687	27.0	87.0	722	28.4	19.50/2.5	VSDL	★2	139	lbs	63505	56450	51155	47630	45865	44805	44100	43745											
18.00R33	VCHS	T/L	219A5	★3	1856	73.1	508	20.0	803	31.6	585	23.0	68.5	600	23.6	13.00/2.5	VCHS	★3	1000	kg	35100	31200	28275	26325	25350	24765	24375	24180											
																	VCHS	★3	145	lbs	77395	68795	62345	58045	55895	54605	53745	53315											

\*1 Compliant with the ETRTO standard of industrial tires  
\*2 Compliant with the ETRTO standard of industrial tires (For straddle carrier use only)

**Figura 6.9** Tabla de neumáticos Bridgestone.

Fuente: R. Sucari Acuña, Diseño, fabricación y montaje de un stacker radial de 400 TPH para el transporte de carbón mineral [7].



## ANEXO 10: TABLA DE WINCHES DISPONIBLES ELLSEN

Technical Parameters of JM Slow Speed Electric Winch								
Model	Rated load	Rated speed	Rope capacity	Rope diameter	Motor type	Motor power	Overall Dimensions	Overall weight
	KN	m/min	m	mm		KW	mm	KG
JM1	10	15	100	9.3	Y112M-6	3	620x701x417	270
JM1.6	16	16	150	12.5	Y132M-6	5.5	945x996x570	500
JM2	20	16	150	13	Y160M-6	7.5	945x996x570	550
JM3.2	32	9.5	150	15.5	YZR160M-6	7.5	1430x1160x910	1100
JM3.2B	32	12	195	15.5	YZR160M-6	7.5	1082x1014x610	536
JM5	50	10	270	21.5	YZR160L-6	11	1235x1230x805	1560
JM5B	50	9.5	200	21.5	YZR160L-6	11	1620x1260x945	1800
JM5C	50	9.5	250	21.5	YZR160L-6	11	1235x1230x805	1800
JM5D	50	15	250	21.5	YZR180L-6	15	1235x1230x805	1850
JM5E	50	20	250	21.5	YZR200L-6	22	1235x1230x805	2000
JM6	60	9.5	270	24	YZR180L-6	15	1235x1509x805	1800
JM8	80	8	250	26	YZR180L-6	15	2090x1475x956	2900
JM8B	80	9.5	350	26	YZR180L-6	15	1075x1598x985	2650
JM10	100	8	170	30	YZR200L-6	22	2090x1475x956	3000
JM10B	100	9.5	250	30	YZR200L-6	22	1705x2200x985	3500
JM12.5	125	8	300	34	YZR225M-6	30	2880x2200x1550	5000
JM13.5	135	0-5	290	28	YZR225S-8	22	2990x2363x1650	6500
JM16	160	10	500	37	YZR250M2-8	37	3750x2400x1850	8800
JM20	200	10	600	43	YZR280S-8	45	3950x2560x1950	9900
JM25	225	9	700	48	YZR280M-8	55	4350x2800x2030	13500
JM32	320	9	700	56	YZR135S-8	75	4500x2850x2100	14800
JM50	500	9	800	65	YZR315M-8	90	4930x3050x2250	19500
JM65	650	10.5	3600	64	LA8315-8AB	160	5900x4680x3200	46000

**Figura 6.10** Tabla de winches disponibles ellsen.

Fuente: "Ellsen Winch." [Online]. Available: <https://ellsenwinches.com/> [66]

## ANEXO 11: COSTO DEL SISTEMA MECÁNICO DEL APILADOR TELESCÓPICO RADIAL

Costo del sistema mecánico del apilador telescópico radial			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
<b>Sistema de banda transportadora</b>			<b>\$17,340.00</b>
Poleas	4	\$ 250.00	\$ 1,000.00
rodillos de carga	32	\$ 70.00	\$ 2,240.00
rodillos de retorno	17	\$ 60.00	\$ 1,020.00
rodillos de impacto	12	\$ 90.00	\$ 1,080.00
banda transportadora	1	\$ 8,000.00	\$ 8,000.00
Vulcanizado	2	\$ 1,200.00	\$ 2,400.00
motor reductor	2	\$ 800.00	\$ 1,600.00
<b>Sistema de levantamiento</b>			<b>\$ 3,200.00</b>
Pistón hidraulico	2	\$ 350.00	\$ 700.00
Kit hidraulico	1	\$ 2,500.00	\$ 2,500.00
<b>Sistema de giro</b>			<b>\$ 5,420.00</b>
Neumáticos mayores	4	\$ 380.00	\$ 1,520.00
Neumáticos menores	4	\$ 175.00	\$ 700.00
Pistón hidráulico	2	\$ 300.00	\$ 600.00
motor reductor	4	\$ 650.00	\$ 2,600.00
<b>Sistema telescópico</b>			<b>\$ 3,770.00</b>
winche electrico	1	\$ 3,500.00	\$ 3,500.00
poleas mayores	3	\$ 60.00	\$ 180.00
poleas menores	3	\$ 30.00	\$ 90.00
<b>TOTAL</b>			<b>\$29,730.00</b>

Figura 6.11 Costo del sistema mecánico del apilador telescópico radial.

## ANEXO 12: PLANO DEL APILADOR TELESCÓPICO RADIAL

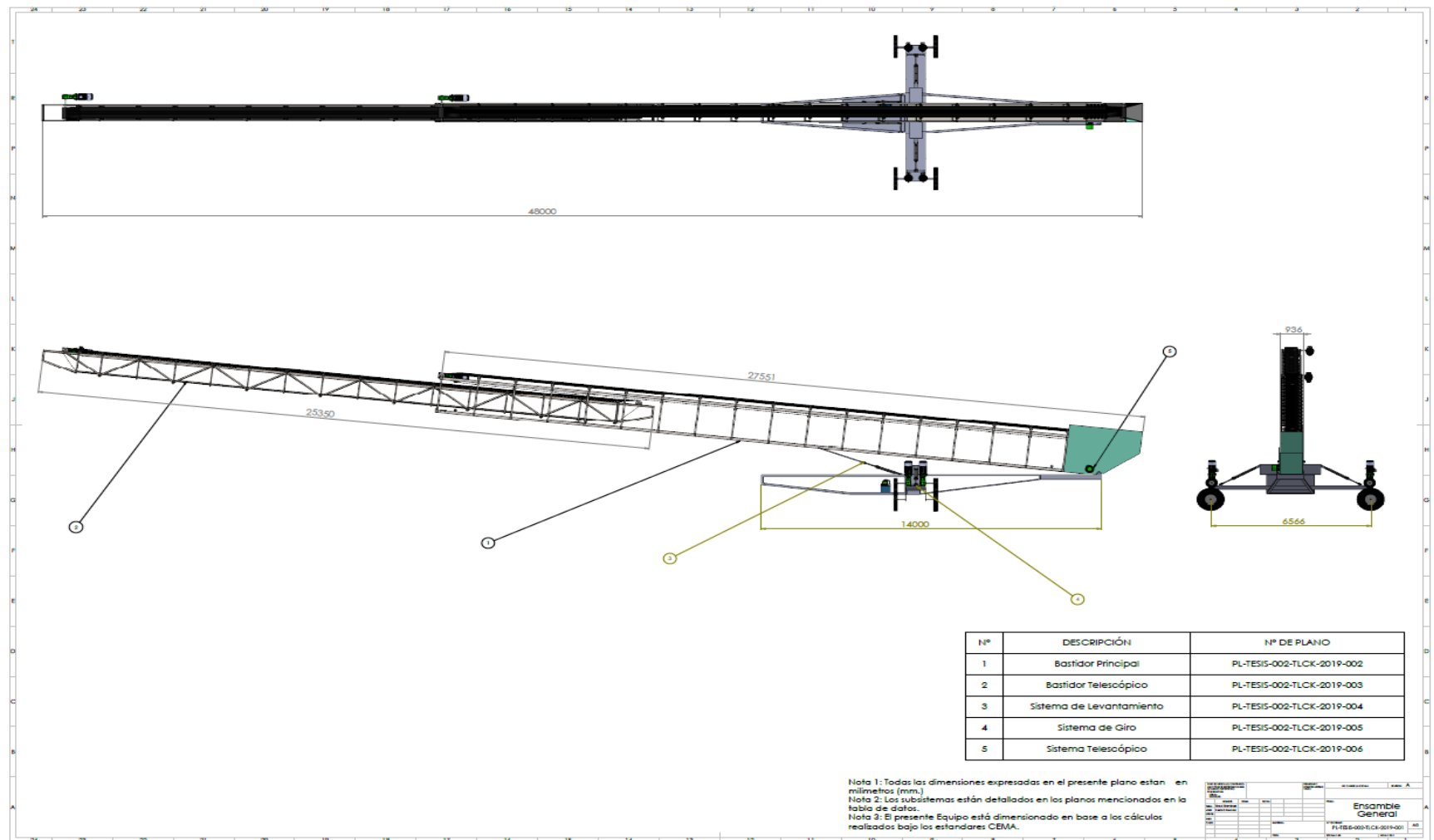
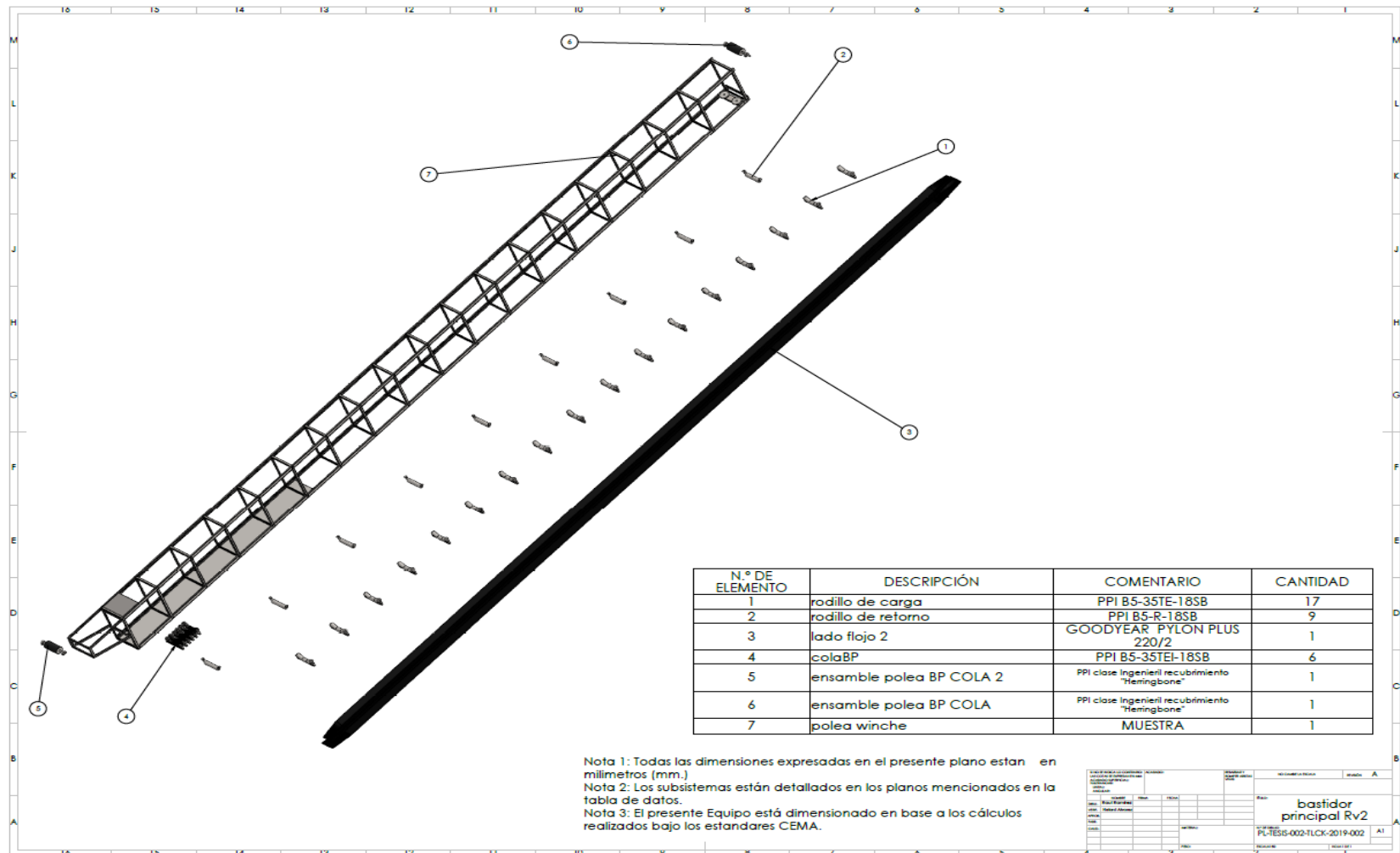


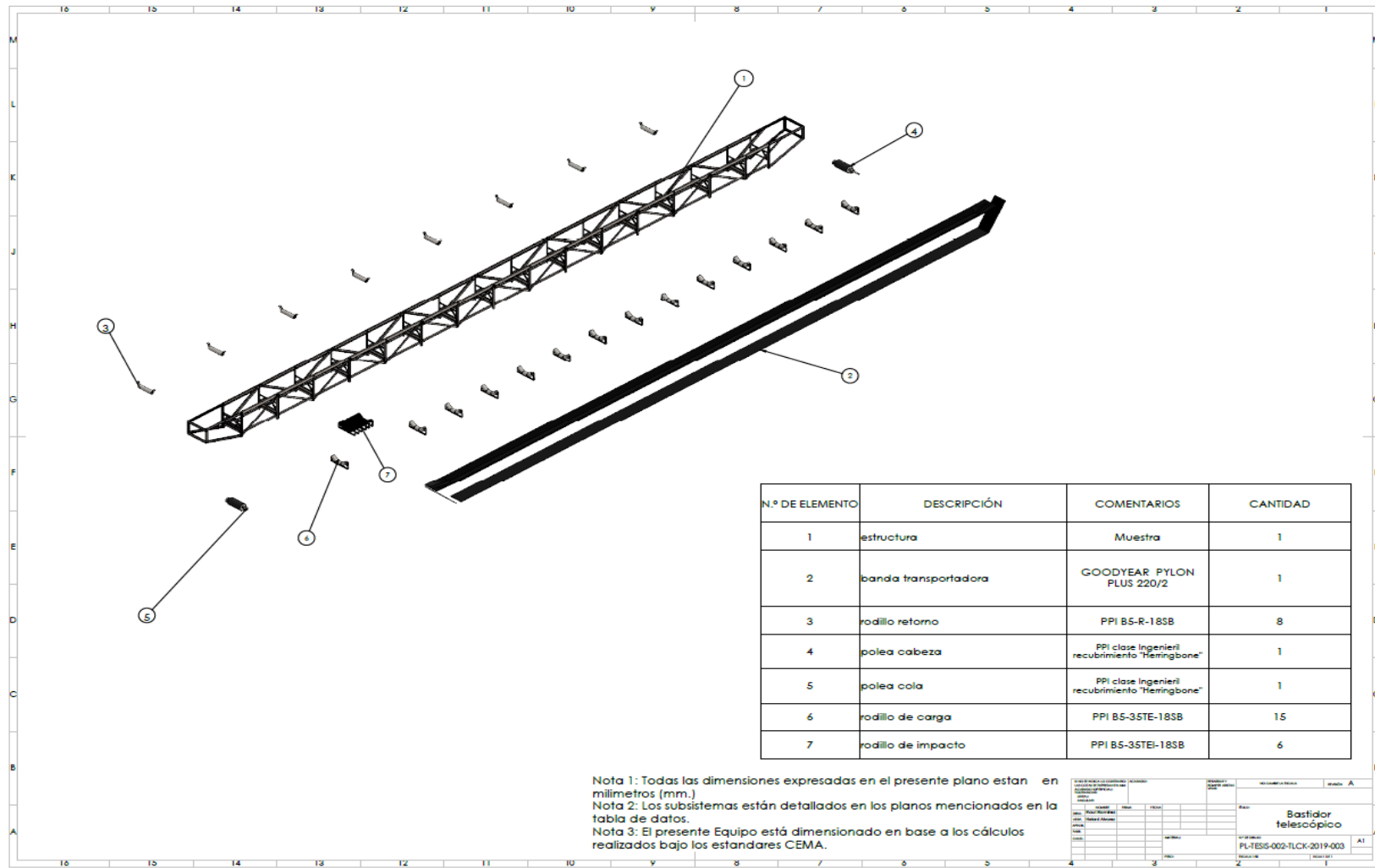
Figura 6.12 Plano del apilador telescópico radial.

## ANEXO 13: PLANO DEL BASTIDOR PRINCIPAL



**Figura 6.13** Plano del bastidor principal.

## ANEXO 14: PLANO DEL BASTIDOR TELESCÓPICO



**Figura 6.14** Plano del bastidor telescópico.

## ANEXO 15: PLANO DEL SISTEMA DE GIRO

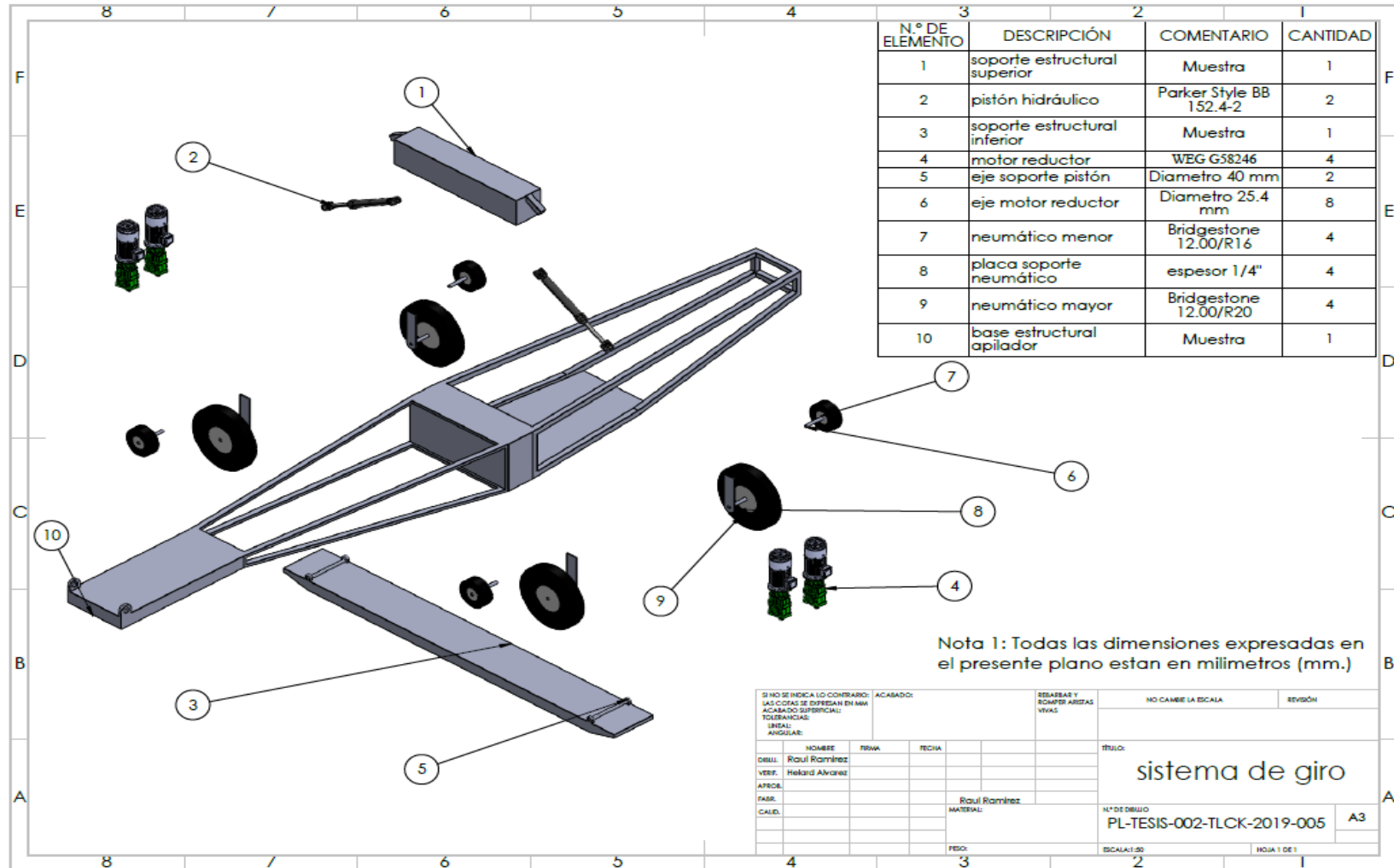


Figura 6.15 Plano del sistema de giro.

## ANEXO 16: PLANO DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO

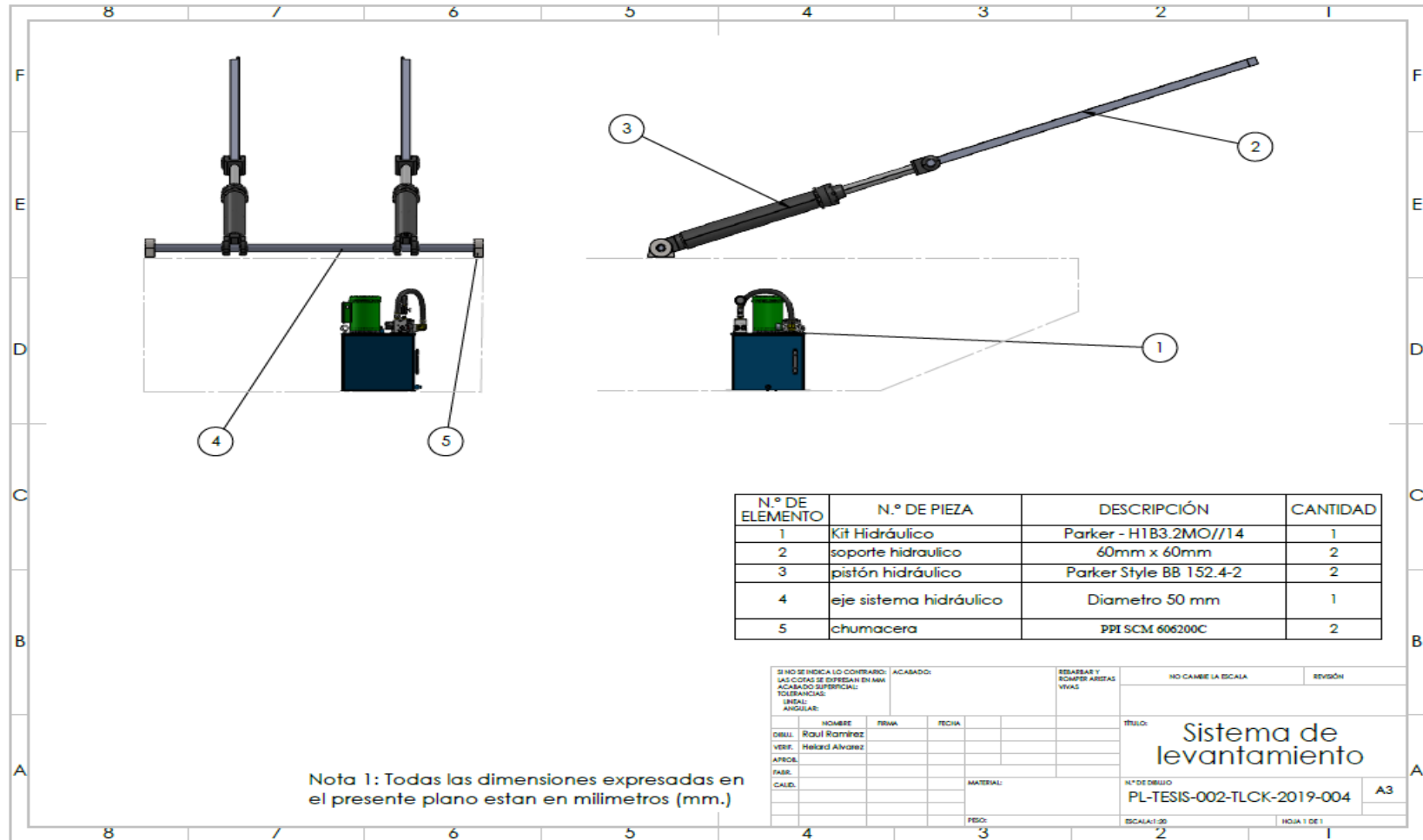


Figura 6.16 Plano del sistema de levantamiento.

## ANEXO 17: PLANO DEL SISTEMA TELESCÓPICO

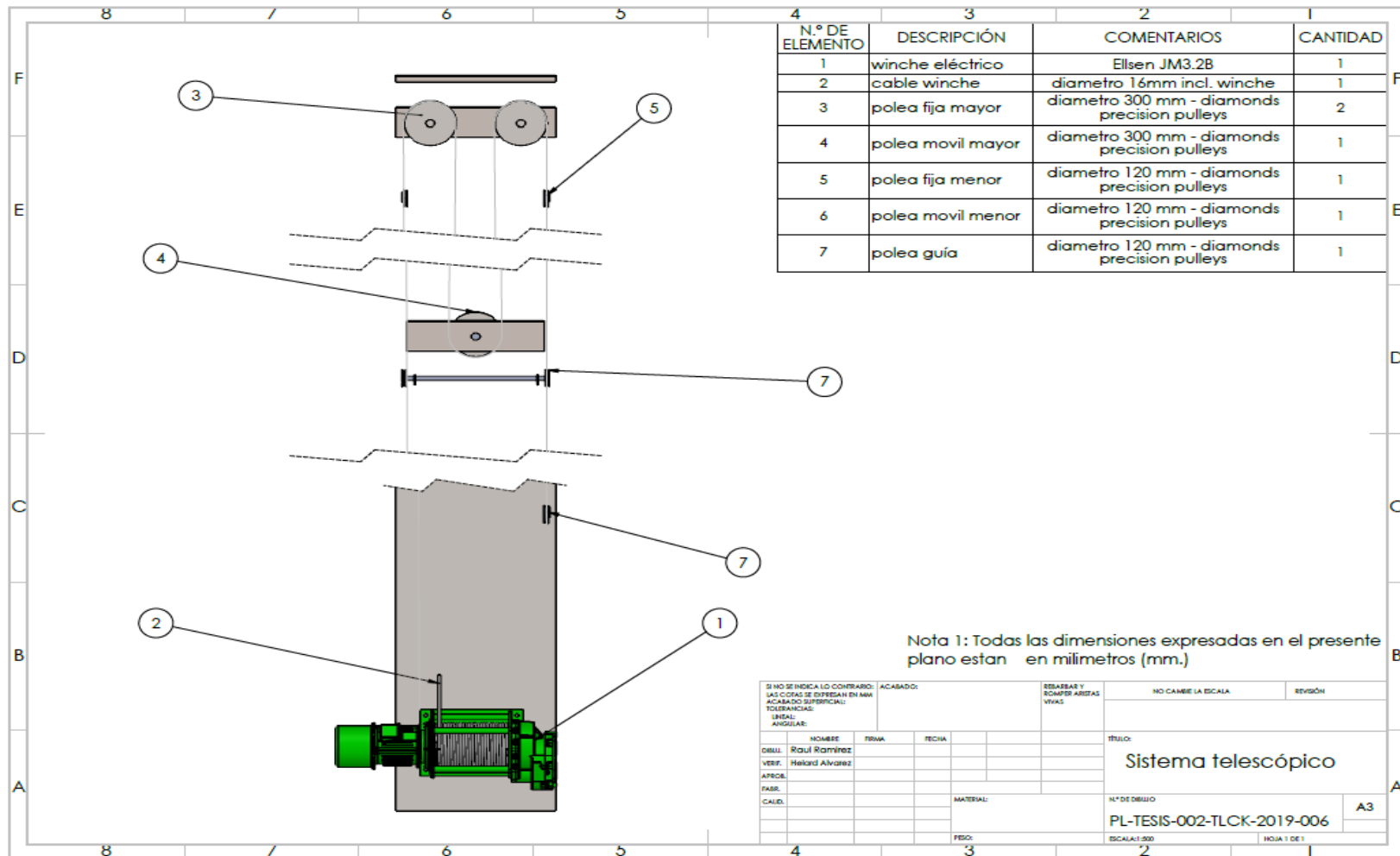


Figura 6.17 Plano del sistema telescópico.