

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE



Diseño y Análisis Técnico-Económico de un sistema
electro-hidráulico para optimizar el cambio de poleas
en cintas transportadoras de alta capacidad

ROBERTO AGUSTÍN RAVEST ENCALADA

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO, MENCIÓN ENERGÍA

PROFESOR GUIA: ING. RAFAEL MENA YANSSEN
PROFESOR CORREFETENTE: ING. LUIS GUZMÁN BONET

DICIEMBRE 2018

Resumen

Los transportadores de cinta, son actualmente el sistema líder en el transporte de materiales sólidos a granel, debido a sus ventajas inherentes como son los costos, seguridad, versatilidad, confiabilidad, rango de aplicación y conformidad con los requerimientos ambientales. Todo esto hace que los transportadores de cinta o correas transportadoras, sean el sistema más adecuado para la ejecución de numerosos procesos que tienen dentro de sus necesidades o funciones, el manejo de un flujo de material a granel. Como lo es la industria minera del cobre, que desarrolla su proceso basándose en el transporte de grandes flujos de material a granel.

Las correas transportadoras son sistemas que se componen de diversos equipos, entre los cuales se destacan las poleas, por su criticidad en el funcionamiento. Además, de desempeñar diferentes funciones como es la de conducir, deflectar, tensionar, generar cambios de dirección y asegurar el alineamiento de la cinta. Sin importar el tipo de polea o la función de esta, se encontrará sometida a desgaste, principalmente por en su superficie exterior, debido al contacto directo con la cinta, creando la necesidad de mantenerlas o reemplazarlas periódicamente.

En este trabajo se presenta el cambio de la polea deflectora de la cinta de transporte de mineral grueso de Minera Los Pelambres. Procedimiento que actualmente considera el uso de tecnología neumática para el desplazamiento de la polea, tarea necesaria para el cambio. Este proceso es uno de los más extensos durante el mantenimiento de la polea, razón por la cual se presenta como una oportunidad de mejora para el cambio de polea.

De esta manera, se realiza la propuesta de diseñar un sistema electro hidráulico encargado de optimizar el tiempo medio de reparación del cambio de polea en la cinta transportadora de mineral grueso de minera Los Pelambres. Este sistema está compuesto por una unidad motriz que alimenta dos cilindros oleo hidráulicos de doble efecto, que van montados sobre una estructura especialmente diseñada, que realizan el desplazamiento de la polea deflectora, en ambos sentidos, disminuyendo considerablemente los tiempos de traslado y optimizando tiempo medio de reparación del cambio de polea.

Finalmente se realiza el análisis económico del diseño propuesto, ya que dada la criticidad de este equipo para la operación de Minera Los Pelambres, se infiere que este puede generar un costo significativo. Además de buscar validar económicamente la innovación aplicada a la ingeniería de mantenimiento.

Abstract

Conveyor belts, are currently the leading system in solid material transport by weight, due to its inherent advantages such as costs, safety, versatility, reliability, variety of applications and compliance with environmental requirements. All of this, makes conveyor belts the most suitable system for the execution of numerous procedures that entail the flux of materials by weight. Such procedures are basic parts of the copper mining industry which develops its processes based in the transport of great flows of material.

Conveyor belts are systems composed of different equipment, among which, pulleys highlight due to its criticality in operation. These perform many functions such as driving, deflecting, stressing, generating direction changes and assuring the belt's alignment. No matter the type of pulley or its function, it will be subject to wear, mainly in its outer surface due to the contact with the belt, creating the necessity for maintenance or periodic replacement.

This paper presents the replacement of the deflector pulley of Minera Los Pelambres thick ore transport belt. Procedure that currently considers the use of pneumatic technology for pulley displacement, a necessary task for the replacement. This process is one of the most extensive during the maintenance of the pulley, which is why it is presented as an improvement opportunity for the change of the pulley.

In this way, the proposal is made to design an electro-hydraulic system in charge of optimizing the average repair time of the pulley change in the Minera Los Pelambres thick ore conveyor. This system is made up of a drive unit that feeds two double-acting hydraulic oil cylinders, which are mounted on a specially designed structure, which performs the displacement of the deflection pulley, in both directions, considerably reducing travel times and optimizing average time of pulley change repair.

Finally, the economic analysis of the proposed design is carried out, since given the criticality of this equipment for the operation of Minera Los Pelambres, it is inferred that this can generate a significant cost. In addition to seeking to economically validate the innovation applied to maintenance engineering

Objetivos

Objetivo General

El objetivo general de este trabajo, consiste en diseñar un sistema electro hidráulico que permita mejorar la modalidad utilizada en el cambio de poleas en cintas transportadoras de alto tonelaje, disminuyendo así los tiempos medios de reparación y mejorando sustancialmente las prestaciones técnicas en la labor.

Objetivos Específicos

- Análisis del proceso y la situación actual.
- Realizar ingeniería básica para un nuevo procedimiento de cambio de polea.
- Diseño de un sistema electro hidráulico, que mejorando los tiempos de reparación y procedimientos, con énfasis en el cumplimiento de las normas de seguridad, prevención de riesgos y responsabilidad con el medioambiente.
- Ejecutar un análisis técnico económico para la implementación del diseño propuesto.
- Exponer los potenciales beneficios de la implementación del diseño propuesto, en base a la mejora continua, asociada al mantenimiento minero.
- Análisis de resultados y conclusiones respecto del trabajo propuesto.

Alcance

El alcance del proyecto se centra en el sistema de cambio de la polea N°3 de la correa N°6 de minera Los Pelambres. Este modelo se podría replicar en las cintas N° 5 y 7 ya que operan en el mismo sistema de transporte, es decir, utilizan una cinta de igual ancho, poseen igual capacidad en la correa, misma configuración de poleas y dimensiones de equipos, empero debiesen modificarse algunos aspectos de procedimiento debido a diferencias en las estructuras de las estaciones de transferencia en las que se encuentran, las cuales pudiesen generar interferencias.

Tabla de Contenido

Resumen	3
Abstract.....	5
Objetivos.....	6
Objetivo General.....	6
Objetivos Específicos	6
Alcance	7
1. INTRODUCCIÓN.....	13
1.1 Preámbulo	13
1.1.1 Formulación Técnica del Problema.....	14
1.2 Presentación Faena: Minera Los Pelambres (MLP)	16
1.3 Descripción	17
2. CONTEXTO.....	18
2.1 SISTEMAS TRANSPORTADORES DE CINTA	18
2.1.1 Cintas Transportadoras.....	18
2.1.2 Sistema de Transporte Gravitacional	32
2.2 FUNDAMENTO TEÓRICO DE HIDRÁULICA	34
2.2.1 Hidráulica	34
3. ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO	46
3.1 Análisis Técnico	46
3.1.1 Descripción del Sistema Actual	46
3.1.2 Funcionamiento del modelo	48
3.1.3 Metodología de Solución	51
3.1.4 Cálculo de Parámetros de Diseño.....	52

3.2 Análisis Económico	94
3.2.1 Descripción.....	94
3.2.2 Modelo de evaluación económica	95
3.2.3 Extrapolación de Resultados: Evaluación Económica de Mejora aplicada a una Mantenimiento Mayor.	102
4. Procedimiento de Trabajo: Cambio de Polea	105
4.1.1 Consideraciones de Seguridad	105
4.1.2 Tareas Preliminares	107
4.1.3 Procedimiento Paso a Paso.....	108
Conclusiones.....	118
Referencias	120
Anexos.....	122
A. Cálculo Tensión efectiva (<i>Te</i>).....	122
B. Participación de la Minería en la Economía Nacional	136
C. Planos Componentes Sistema Electro Hidráulico	140
Viga Amarre.....	140
Bastidor Cilindros	141
Conjunto	142

Tabla de Ilustraciones

Ilustración 1 Ubicación Minera Los Pelambres	16
Ilustración 2: Configuración de Conjunto de Poleas	17
Ilustración 3: Componentes Sistema de Cinta Transportadora	20
Ilustración 4: Configuración de Cinta Transportadora	21
Ilustración 5: Vista en Corte de Cinta Phoenotec	23
Ilustración 6: Tipos de Polea	25
Ilustración 7 Bastidor de Carga Acanalado	28
Ilustración 8: Bastidor de Carga Plano	28
Ilustración 9: Bastidor de Retorno en V	29
Ilustración 10: Bastidor de Retorno Plano.....	29
Ilustración 11: Limpiador de Paleta Simple	31
Ilustración 12: Limpiador de Paleta Múltiple.....	31
Ilustración 13: Sistema de Transporte	33
Ilustración 14: Bomba de Engranajes Externos.....	37
Ilustración 15: Bomba de Paleta.....	38
Ilustración 16: Bomba de Pistones Radiales	39
Ilustración 17: Bomba de Pistones Axiales	40
Ilustración 18: Componentes de un Cilindro Hidráulico.....	41
Ilustración 19: Cilindro Hidráulico de doble efecto	43
Ilustración 20: Diagrama Válvula de Seguridad.....	44
Ilustración 21: Simbología de Divisor de Flujo.....	45
Ilustración 22: Diagrama Válvula Distribuidora Corredera	45
Ilustración 23: Inicio desplazamiento de polea con Tirfor	48

Ilustración 24: Concentración de Holgura en Polea Deflectora	49
Ilustración 25: Tirfor Neumático	50
Ilustración 26: Diagrama de Cuerpo Libre Fuerza de Tiro	54
Ilustración 27: Diagrama de Cuerpo Libre Fuerza de Empuje	57
Ilustración 28 Resumen Cilindro Hidráulico.....	68
Ilustración 29: Modelo Bastidor de los Cilindros.....	76
Ilustración 30: Bastidor Sometido a Esfuerzos.....	78
Ilustración 31: Viga Amarre	79
Ilustración 32: Distribución de Esfuerzos Viga Amarre	80
Ilustración 33: Gráfico Tipos de Centrales Hidráulicas	91
Ilustración 34: Ficha Técnica Central Hidráulica.....	92
Ilustración 35: Liberación Contrapeso	108
Ilustración 36: Instalación Prensas	109
Ilustración 37: Retiro freno Caliper polea n°1	109
Ilustración 38: Retiro Reductor de Velocidad	110
Ilustración 39: Pivoteo Polea n°1	110
Ilustración 40: Corte Transversal Prensa.....	111
Ilustración 41: Polea n°1 en posición de trabajo	112
Ilustración 42: Accionamiento freno polea n°2.....	112
Ilustración 43: Remoción freno polea n°3.....	113
Ilustración 44: Posición Inicial Cilindros Hidráulicos	114
Ilustración 45: Concentración de holgura de cinta alrededor de la polea.....	114
Ilustración 46: Ingreso Viga C	115
Ilustración 47: Cilindros Retraídos.....	116

Ilustración 48: Normalización de equipos	117
Ilustración 49: Ilustración Temperaturas Históricas de Salamanca.....	125
Ilustración 50: Diagrama de Cuerpo Libre en Polea	133
Ilustración 51: Aporte de la minería al PIB.....	137
Ilustración 52: Aporte minero a las exportaciones	138
Ilustración 53: Participación minera en inversión	139

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Preámbulo

En el siguiente trabajo se presenta el diseño de un sistema electro hidráulico encargado de optimizar el cambio de poleas en cintas transportadoras de alta capacidad, del sistema de transporte de mineral grueso de minera Los Pelambres. El sistema propuesto busca disminuir los tiempos medios de reparación del cambio de poleas a partir de innovación en mantención aplicando tecnología en una de las tareas más prolongadas del procedimiento. Además, se complementa éste con el análisis económico de la mejora propuesta buscando cuantificar el beneficio para el negocio a partir de su implementación.

Inmerso en un modelo de producción continuo como lo es la gran minería del cobre, que además posee un alto costo de falla [4], el desarrollo de tecnología aplicada es fundamental para mejorar las prestaciones del mantenimiento ya que esto genera un aumento de productividad al aumentar la disponibilidad [10] de sus plantas. Basándose en la mejora continua se busca lograr una política de mantenimiento mejorativa [10] en la cual se considere al mantenimiento como un generador de beneficios para el negocio.

En cuanto al modelo propuesto, se trata de un sistema electro hidráulico que se compone de un motor eléctrico que energiza una bomba oleo hidráulica, esta configuración se denomina central electro hidráulica, encargada de accionar dos cilindros de doble efecto, en paralelo. Cuya función es desplazar la polea deflectora desde su posición de trabajo hasta la posición de mantenimiento con lo cual se genera una holgura en la cinta, la cual es necesaria para obtener el espacio para retirar la polea a antigua y montar la nueva. Finalmente, se retorna el conjunto de la polea hasta la posición de trabajo y se reinicia la operación de la cinta transportadora.

1.1.1 Formulación Técnica del Problema

El actual procedimiento para el cambio de poleas de la cinta transportadora de mineral grueso de minera Los Pelambres presenta una serie de problemas y dificultades desde el punto de vista de seguridad, técnico y operacional, que poseen diferentes causas haciendo que modificar éste no es una situación simple ni trivial. La primera tiene relación con la configuración de las poleas y el espacio libre que existe entre la estructura soporte y la polea a cambiar, que sumado a las magnitudes de los equipos generan problemas para desplazar, realizar giros y levantar la polea. Desde el punto de vista operacional, se requiere detener por completo el funcionamiento de la mina y la planta concentradora ya que las correas transportadoras de mineral grueso son la conexión entre ambas áreas y dado el tiempo medio de reparación de la polea no se puede alimentar a la planta con la capacidad del stock pile. Finalmente, pero no menos importante es el aspecto de seguridad, ya que desplazar y sobre todo realizar maniobras de izaje con equipos de grandes magnitudes representa un peligro para los trabajadores quienes deben estar presentes en el área durante el desplazamiento de la polea y luego la deben afianzar al equipo de izaje.

Para comprender de mejor manera los problemas asociados al cambio de polea se debe explicar el procedimiento utilizado, el cual considera primeramente destensar la cinta transportadora bajando su contrapeso, para luego desplazar la polea deflectora con el fin de generar una holgura en la cinta, la cual se concentrará alrededor de la polea a cambiar de manera que pueda ingresar el equipo que retirará la polea y posteriormente posicionará la nueva. Esta situación se vuelve compleja debido a la ubicación y dimensiones de los equipos, puesto que el conjunto de la polea pesa aproximadamente 40 toneladas, posee un diámetro de 2.550 milímetros y un de largo 2.100 milímetros, por lo que el traslado, giro y elevación representan un reto desde el punto de vista técnico y de seguridad. El modelo actual contempla realizar el desplazamiento de la polea deflectora utilizando un sistema neumático, compuesto por dos tirfor de tiro, líneas de alimentación y un compresor de aire, además de estructuras metálicas auxiliares, necesarias para la fijación de los soportes de los tirfor. El principal problema radica en la limitada capacidad de carga y el flujo de alimentación discontinuo de la tecnología neumática, ocasionando que la velocidad de avance sea muy baja, de manera que el desplazamiento de la polea tarde demasiado tiempo, aproximadamente

10 horas en cada tramo. Otra desventaja del modelo es que los tirfor pueden únicamente aplicar una fuerza de tiro, y no de empuje, por cuanto cuando se encuentre montada la nueva polea se tendrán que volver a instalar los tirfor en una nueva posición para mover al conjunto en el sentido opuesto. Este problema genera aumentar los tiempos medios de reparación y con ello aumentar los costos ineficiencia, aumentando así los costos asociados al mantenimiento.

Son estas las razones que hacen del sistema a cargo del desplazamiento de la polea una situación problemática para su mantenimiento, por lo cual se opta por desarrollar una solución que entregue una mejor respuesta, disminuyendo los tiempos medios de reparación. De esta manera se diseña un sistema electro hidráulico compuesto por cilindros hidráulicos que optimizan el tiempo de reparación del cambio de polea a partir de la implementación de una tecnología más robusta, en cuanto a su capacidad de fuerza, velocidad de trabajo, seguridad de operación y método de operación, ya que ejecuta el desplazamiento en ambos sentidos en una misma configuración.

1.2 Presentación Faena: Minera Los Pelambres (MLP)

Minera Los Pelambres es un yacimiento de sulfuros ubicado en la comuna de Salamanca, región de Coquimbo, 240 kilómetros al norte de Santiago. Minera Los Pelambres produce concentrado de cobre, que contiene además oro y concentrado de molibdeno, que se obtiene mediante un proceso de molienda y flotación.

La propiedad de Los Pelambres corresponde en un 60% a Antofagasta Minerals, grupo minero chileno, dedicado a la explotación y producción de concentrado de cobre y molibdeno, y en un 40% a un consorcio de empresas japonesas, compuesto por Nippon LP Investment (25%) y Marubeni & Mitsubishi LP Holding BV (15%).

El yacimiento de Los Pelambres está ubicado en la cordillera de la comuna de Salamanca, y sus instalaciones abarcan las comunas de Salamanca, Illapel y Los Vilos, como se indica en la ilustración n°1, donde se encuentra el puerto de Punta Chungo, sector de carga del concentrado.



Ilustración 1 Ubicación Minera Los Pelambres

La compañía opera desde fines de 1999, en la provincia de Choapa, en la región de Coquimbo, con una capacidad de procesamiento de 228 mil toneladas promedio diarias de mineral, y una producción de alrededor de 98 toneladas diarias de concentrado de cobre. Los Pelambres ocupa el sexto lugar en producción a nivel nacional y es el séptimo productor de cobre a nivel mundial [6].

1.3 Descripción

El presente trabajo muestra cómo realizar el diseño técnico y posterior análisis económico de la mejora al modelo actual de mantenimiento del cambio de poleas en cintas transportadoras de gran envergadura, a partir del desarrollo de un sistema hidráulico encargado del desplazamiento de la polea deflectora, una de las tareas más demorosas de dicho cambio. Esta modificación disminuye sustancialmente los tiempos medios de reparación de la maniobra, disminuyendo con ello los costos de ineficiencia.

Esta mejora se logra a través del desarrollo de un sistema compuesto por dos cilindros hidráulicos de doble efecto, los cuales son instalados sobre un bastidor que se conecta al soporte de la polea N°3, como se indica en la ilustración n°2, con lo cual se puede desplazar el conjunto de la polea hasta la posición de mantención, para luego retornarla a su posición de trabajo.

Otro aspecto del proyecto, es dar a entender la importancia de la mejora continua en la operación y mantenimiento de la industria minera, la cual tiene costos altísimos, en parte asociados a ineficiencia.

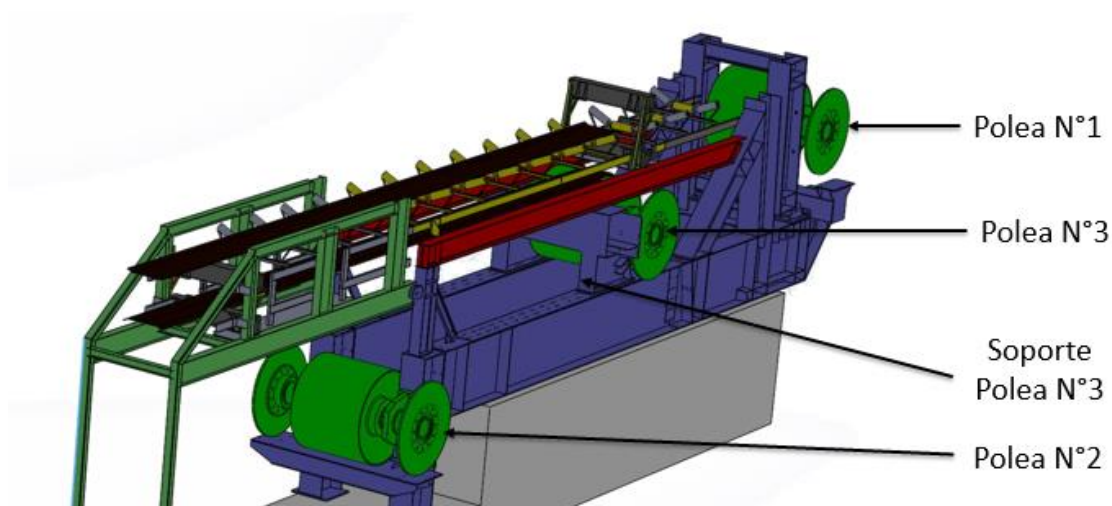


Ilustración 2: Configuración de Conjunto de Poleas

2. CONTEXTO

2.1 SISTEMAS TRANSPORTADORES DE CINTA

2.1.1 Cintas Transportadoras

Los transportadores de cintas o correas transportadoras, son en la actualidad el sistema líder en el transporte de materiales sólidos a granel, debido a sus ventajas inherentes como son, la economía, seguridad de operación, confiabilidad, versatilidad, y prácticamente un ilimitado rango de capacidades [1]. Además, estos transportadores son adecuados para la ejecución de numerosos procesos que tienen dentro de sus necesidades o funciones, el manejo de un flujo de material a granel. Otra ventaja que presentan radica en que poseen conformidad con los requerimientos ambientales, lo cual genera un incentivo para su selección, por encima de otros medios de transporte de materiales.

En conjunto con el constante avance de los fabricantes de transportadores de cintas, los cuales sistemáticamente se han anticipado a las necesidades de la industria, incorporando mejoras en los diseños, aumento de capacidades y prestaciones de las correas. Las cuales cada vez transportan más materiales, a mayores velocidades, y por mayores distancias y en áreas complejas. La confiabilidad y la seguridad también se destacan, ya que cuanto más fuertes y más duraderas son las cintas, también son mejores sus accionamientos y tecnologías de control.

El menor consumo energético, en la relación energía versus costos por tonelaje de transporte los ubica en una posición extremadamente favorable. Considerando el sostenido aumento de los precios de la energía, lo cual les otorga una ventaja primordial ante la elección de la tecnología de transporte de materiales. Al ser los transportadores de cinta operados por energía eléctrica, son menos afectados por la variación continua de los precios, carestía y otras limitaciones del combustible líquido.

En transportadores largos, la porción declinada a menudo asiste propulsando las porciones inclinadas y horizontales, siendo algunos de estos completamente regenerativos, como lo es el caso de éste estudio. El costo de la energía en los sistemas transportadores siempre ha

contribuido a su extremadamente bajo costo de operación en términos comparativos, esta ventaja se ha visto aumentada sustancialmente con el aumento del costo del combustible.

Los transportadores de cinta son capaces de manejar tonelajes de material a granel, que resultaría más costoso e impráctico si se transportara por otros medios. Ya que los transportadores de cinta operan continuamente, sin pérdida de tiempo por carga o descarga, o retornos de transportes vacíos. Los horarios y control de despacho son innecesarios cuando el material se puede cargar y descargar automáticamente.

Las correas transportadoras operan con muy alto grado de seguridad. Pocas personas son requeridas para la operación y se encuentran muy poco expuestas a peligros como lo pudieran estar en otros medios de transporte. Cabe destacar que el equipamiento del conveyor en sí mismo, puede protegerse de sobrecargas y malfuncionamiento, por la incorporación de dispositivos de seguridad eléctricos y mecánicos.

Desde el punto de vista medioambiental los transportadores de cinta son más aceptables que otros medios de transporte de materiales a granel ya que no contribuyen a la polución. Son provistos de estructuras que previenen el escape de polvo al ambiente, al mismo tiempo que los protegen de las condiciones atmosféricas, además no contaminan el aire con emisión de hidrocarburos. Los transportadores pueden diseñarse con tal criterio, que se pueda evitar el mínimo levantamiento de polvo y que de producirse éste quede encerrado dentro de los chutes y colectores.

Los sistemas de transportadores de cinta proporcionan la vía más corta de la distancia requerida entre los puntos de carga y descarga. Ellos pueden trabajar en terrenos con gradientes hasta de 35% en comparación con la limitante de 6% a 8% que puede aceptar el transporte por camión. Además los caminos del recorrido pueden ser flexibles, y la longitud de la ruta se puede extender repetidamente como se requiera.

2.1.1.1 Equipos

Los sistemas de cintas transportadoras se encuentran compuesto por diversos equipos, la mayoría de los cuales se pueden encontrar en todos los sistemas, aunque algunos presentan una cierta configuración debido a necesidades específicas.

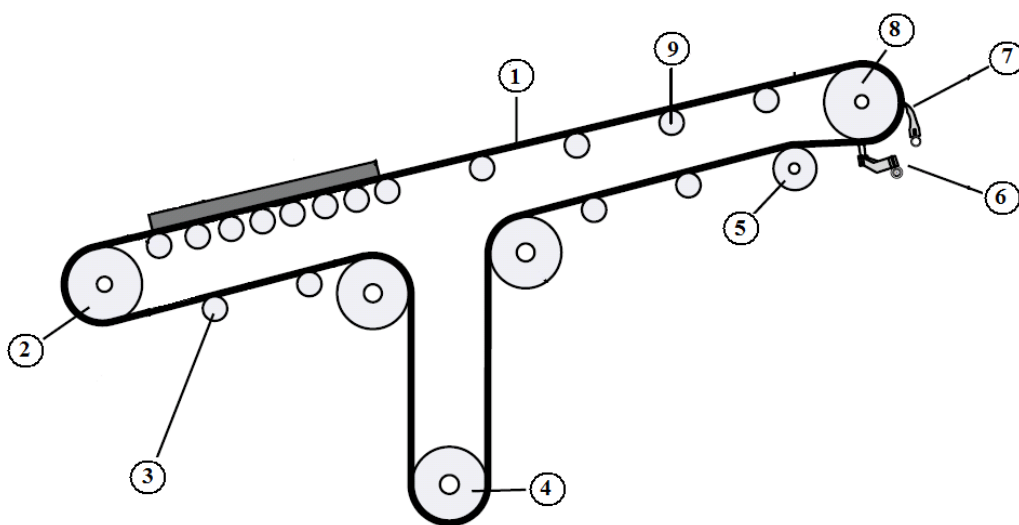


Ilustración 3: Componentes Sistema de Cinta Transportadora

La ilustración n°3 muestra los equipos principales de un sistema transportador de cinta, los cuales se enlistarán y definirán a continuación:

1. Cinta
2. Polea de Cola
3. Polines de retorno
4. Polea Tensora
5. Polea Deflectora
6. Limpiador Secundario
7. Limpiador Primario
8. Polea de Cabeza
9. Polines de Carga

En el sistema de transporte de mineral estudiado se utiliza un modelo de cinta transportadora compuesto por seis poleas y un contrapeso gravitacional, el cual se divide en dos secciones dejando tres poleas en cada una de las estaciones de transferencia. De estas tres poleas, dos son conectadas a los motores-generadores eléctricos, dejando a la tercera operar únicamente como polea deflectora. En tanto, la polea de cabeza actúa como la polea motriz.

Debido a la gran tensión de la correa se debe trabajar con un sistema de contrapeso por gravedad en vez de una polea tensora; la ilustración n° muestra el modelo empleado:

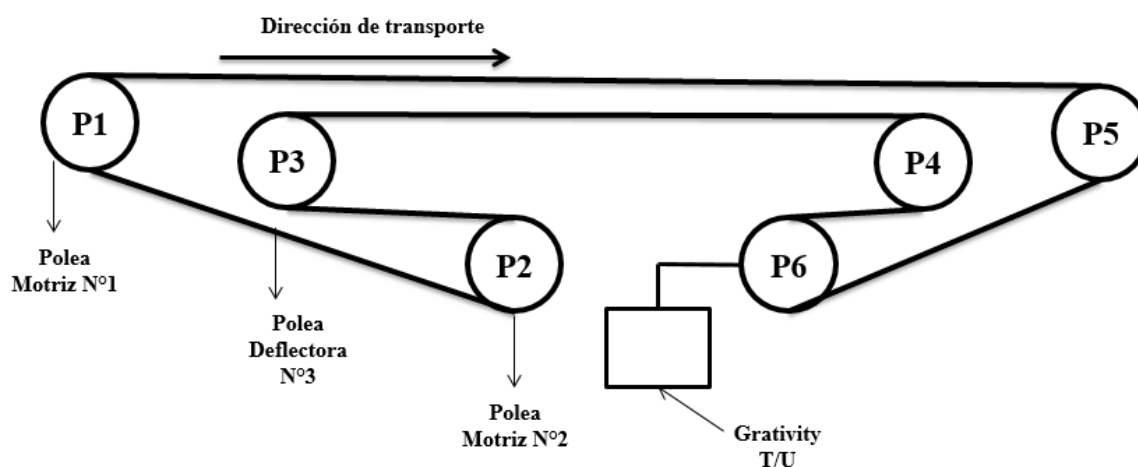


Ilustración 4: Configuración de Cinta Transportadora

P1: Polea de cabeza o Polea Motriz

P2: Polea de cola

P3: Polea deflectora

P5: Polea de cabeza o Polea Motriz

P6: Polea de cola

P7: Polea deflectora

Gravity T/U: Contrapeso Gravitacional.

2.1.1.2 Cinta

Su función es soportar el material en su superficie, al mismo tiempo que éste se traslada sobre los polines. La cinta debe poseer características tales que permita resistir las tensiones aplicadas, absorber los impactos al cargar el material, proveer la suficiente estabilidad para un correcto alineamiento y un buen soporte de la carga sobre los polines bajo cualquier condición de carga. Hay dos tipos principales de cintas; Las cintas con alma de telas y las cintas con alma de cables de acero. Ambas cumplen el mismo objetivo, darle resistencia a la tensión de la cinta, pero cada configuración tiene sus propias ventajas y desventajas [1].

El caso de estudio se centra en las correas de alma con cable de acero, pues éstas son utilizadas en condiciones de exigencias severas y caudales elevados, como ocurre en el caso de la minería áurea, cuprífera, de carbón, siderurgia, metalurgia e instalaciones portuarias.

Las principales ventajas de las Cintas con alma en cable de acero son:

- Mayor Resistencia: Debido a las propiedades del material del alma. Estas proporcionan una mayor resistencia a la ruptura. Cuando se trabaja con tensiones superiores a 2.500 [KN/m] se deben utilizar correas transportadoras con alma en cable de acero, las cuales pueden alcanzar una resistencia a la ruptura de 10.000 [KN/m] [7].
- Alta adhesión entre el caucho y el cable de acero: Los cordones de acero están recubiertos con zinc en su superficie, y también el caucho utilizado tiene la propiedad de buena adhesión con los cordones de acero. Sin embargo, el caucho está herméticamente adherido a los cordones de acero y es resistente a los golpes y difícil de romper. De esta forma, las bandas transportadoras tienen una larga vida. [8]
- Mayor fuerza en empalme: Un correcto empalme puede durar tanto como la cinta; además los empalmes pueden alcanzar una fuerza cercana a la que resiste la correa. [7]
- Mayor recorrido de la cinta: Este tipo de correa posee bajo estiramiento, por lo cual pueden abarcar grandes distancias, sin tener la necesidad de una estación de transferencia. [7]

- Mayor resistencia al impacto y baja deformación: El estiramiento está dado por el módulo de elasticidad del acero y la cantidad de cables del alma, llegando a ser un 0,25% del largo total de la cinta. La geometría de los cables de acero del alma le otorga una mayor capacidad de absorción de energía de impacto, comparadas con sus símiles de tejido reforzado. Además, permiten alojar piezas de gran peso sin deformaciones localizadas. [7]
- Buen Moldeamiento: Como el cuerpo de la banda no tiene esqueleto transversal o trama, es fácil formar un canal profundo, lo que permite que las bandas pueden cargar más materiales y prevenir el escape de los mismos [8]. Además de poseer buena flexibilidad transversal que hace posible la utilización de artesas profundas [10].
- Mayor Vida Operativa: Posee una excelente resistencia al desgaste, otorgándole una vida operativa más larga [8], asimismo el alma presenta mínimos riesgos de falla [7].

El caso de estudio trata de una cinta especial que combina un alma de cables de acero con un sistema de refuerzo transversal de fibras sintéticas de gran elongación, incorporados en la parte superior e inferior de la cinta, se muestra una vista en corte de esta cinta en la ilustración n°5, unida por un proceso de adhesión especial. Este tipo de cinta se llama “PHOENOTEC”. La cual fortalece la resistencia a la tensión de la cinta, con lo cual genera un aumento en su vida útil. Además, aumenta la resistencia al impacto, cortes y desgarros, otorgando una gran capacidad dinámica, estabilidad termal y resistencia a la humedad [9]. Con lo cual se obtiene una resistencia nominal de 7.800 [N/mm], mediante 93 cables de acero de 13 [mm] de diámetro y paso 18,8 +/- 1,5 [mm] [3].

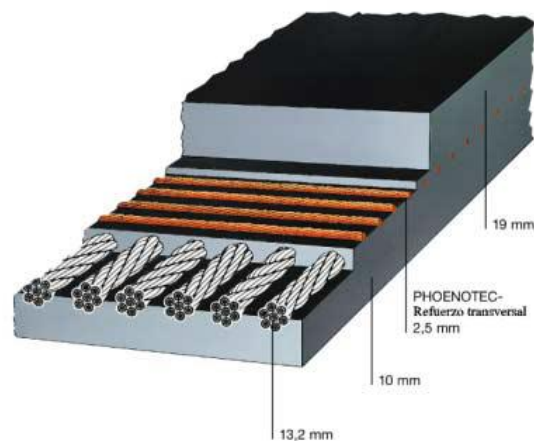


Ilustración 5: Vista en Corte de Cinta Phoenotec

2.1.1.3 Poleas

En ingeniería es práctico considerar poleas y ejes como un único componente, ya que forman una estructura compuesta por un eje pasado y un manto soldado. Además, cumplen con una misma función dentro de la operación, por lo que es correcto realizar esta consideración [1].

En cuanto al diseño, el diámetro del tambor o polea queda determinado por la tensión en la cinta. Tanto por la presión entre la cinta y la superficie del tambor, así como también sobre el cable de acero deben mantenerse dentro de determinados límites [3].

La fabricación de poleas ha avanzado mucho, desde las fabricadas en madera hasta las de hierro colado y de acero hoy en día. El crecimiento del uso de transportadores ha incrementado el desarrollo desde poleas hechas a la medida hasta poleas de acero estandarizadas en tamaño con rangos de aceptación universal [1].

La tendencia actual de sistemas de transportadores de más alto tonelaje, con correas más anchas y más fuertes, con tejidos de uno u otro acero o de pliegues textiles de alta resistencia, resalta el uso de poleas soldadas de acero hechas a la medida. Esta aplicación es denominada "Engineered Class" [1], aunque lo usual son las poleas estandarizadas, de acero, las cuales son fabricadas en un amplio rango de tamaños. Consisten en un aro o corona continua con un disco en cada extremo, encajados con cubos a compresión. En algunas poleas de cara ancha, discos intermedios reforzados son soldados en el interior del aro o corona.

También se presentan poleas del tipo de aletas auto-limpiantes que son usadas en el extremo de cola, en el compensador o en las partes deflectoras en los casos donde el material tiende a adherirse y crecer sobre la cara de la polea. Poleas de tipo magnético, son usadas para remover fragmentos de hierro desde el material transportado.

En la ilustración n°6, se muestran los tipos de poleas más comúnmente utilizados:



FIGURE 8.1. *Typical welded steel pulley.*



FIGURE 8.2. *Fabricated curve crown pulley.*



FIGURE 8.3. *Spun-end curve crown pulley.*



FIGURE 8.4. *Lagged welded steel pulley.*



FIGURE 8.5. *Welded steel pulley with grooved lagging.*

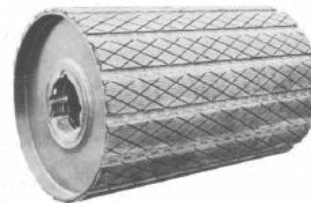


FIGURE 8.6. *Slide-lagged pulley.*

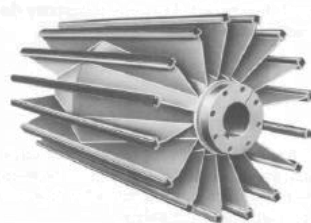


FIGURE 8.7. *Lagged wing pulley.*

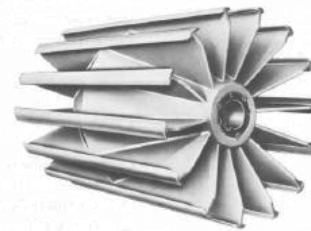


FIGURE 8.8. *Fabricated wing type of pulley.*

Ilustración 6: Tipos de Polea

Las poleas suelen estar cubiertas de algún tipo de goma u otro material, con el objeto de incrementar el coeficiente de fricción entre la banda y la polea, así como también reducir el desgaste de la cara de la polea. Algunas formas en la cara del revestimiento se diseñan para lograr una acción auto-limpiante sobre la superficie de la polea.

Los espesores pueden variar en milésimas de pulgada como los recubrimientos por rocío o baño, hasta los de medidas apreciables como los recubrimientos vulcanizados de goma sólida. Sobre los métodos de fijación, comúnmente son por tornillos, pintado, cementado, soldadura con puntos, y vulcanizado. Este último es mayormente preferido para trabajo pesado o en aplicaciones severas de servicio.

Los revestimientos de goma normalmente van de 55 a 65 Shore A de dureza. En algunas poleas, bien sea deflectoras o tensoras, el revestimiento en contacto con el lado carga, pudiese tener una capacidad de dureza más baja, dependiendo de la aplicación, ya que una goma más suave tiende a rechazar el pegado e incrustación del material sobre la cara de la polea.

2.1.1.4 Bastidores

Los sistemas de soporte de la cinta o también llamados polines, son tubos que tienen por función sostener la cinta y además facilitar el movimiento de ésta, tanto en el tramo de ida como en el de retorno. Estos pueden variar en su tamaño, forma y configuración, así como también la distancia entre cada uno, que va a depender en la zona que se ubique en la correa [1].

De los bastidores se requiere un buen soporte y una buena protección, tanto para la cinta como para la carga a ser transportada. Los bastidores para material a granel son diseñados para usar rodillos con varios diámetros, fijados con cojinetes y sellos antifricción y montados sobre ejes. La resistencia a la fricción de los rodillos de los bastidores influye sobre la tensión de la cinta y en consecuencia, con los requerimientos de potencia del transportador. El diámetro del rodillo, el diseño del cojinete, y los requerimientos de sellado, constituyen los mayores componentes que afectan la resistencia friccional. La selección del diámetro del rodillo y el tamaño del cojinete y el eje, están basados en el tipo de servicio, condición de operación, llevado de la carga, y la velocidad de la cinta [1].

Hay dos tipos básicos de bastidores para los transportadores de cinta: los bastidores de carga que son los que soportan el recorrido cargado de la cinta transportadora; y los bastidores de retorno que son los que soportan el recorrido vacío de retorno de la cinta transportadora [1]. Se profundizará más en los tipos de bastidores que son más utilizados.

2.1.1.4.1 Bastidores de carga.

Tienen dos configuraciones generales, una es usada para cintas acanaladas, y usualmente consta de tres rodillos. Los dos rodillos extremos están inclinados hacia arriba, quedando el central horizontal [1]. Se presenta un modelo de bastidor acanalado en la ilustración n°7.

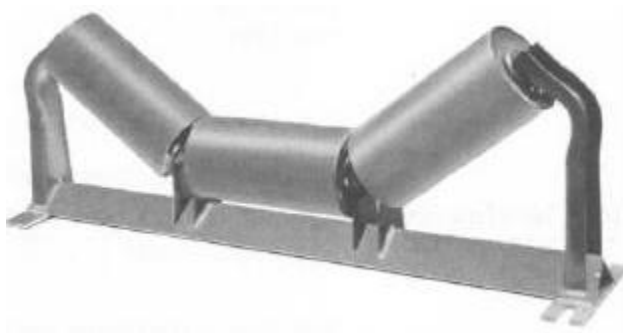


Ilustración 7 Bastidor de Carga Acanalado

La otra configuración es usada para soportar correas planas, y consiste en un simple rodillo horizontal posicionado entre cartelas que se pueden sujetar directamente a la armazón del conveyer [1]. Se muestra un modelo de bastidor plano en la ilustración n°8.



Ilustración 8: Bastidor de Carga Plano

2.1.1.4.2 Bastidores de retorno

Son rodillos horizontales posicionados entre cartelas que normalmente están sujetadas en la parte de abajo de la estructura soporte sobre la cual están montados los bastidores de carga. También se usan dos rodillos en "V" para mejor guía y más altas clasificaciones de carga [1]. En la ilustración n°9 se muestra un modelo de bastidor de retorno en "V" y su mecanismo de fijación.

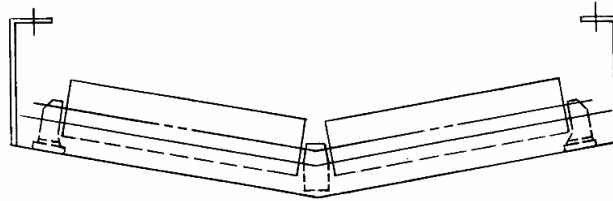


Ilustración 9: Bastidor de Retorno en V

2.1.1.4.3 Bastidor plano de retorno

Consiste en un sólo rodillo largo fijado en cada extremo a una ménsula o cartela, la cual se montará al armado de la estructura. La longitud del rodillo, el diseño de la ménsula, y el espaciamiento del hueco de montaje, deberían ser tal que se permitiera un adecuado movimiento lateral de la cinta, sin que se produjera contacto de los bordes de la cinta con cualquier parte estacionaria del conveyor o su armazón [1]. Se presenta un modelo de bastidor de retorno en la ilustración n°10.



Ilustración 10: Bastidor de Retorno Plano

Existen otros tipos de bastidores como lo son los bastidores autolimpiantes, los cuales tienen rodillos con discos de goma o helicoidales para prevenir la adhesión de los materiales en su superficie, ya que los materiales pueden ser abrasivos e ir desgastando la capa exterior del mismo bastidor. También están los bastidores de impacto, que como su nombre lo indica están hechos de un material resiliente, y son usados en los puntos de carga donde, por el impacto de material pesado y con terrón de cierto tamaño, la cinta pudiera sufrir serios daños, sobre todo si se usasen rodillos rígidos.

2.1.1.5 Limpiadores

Los limpiadores son elementos que tienen como función eliminar todo material que se haya adherido a la cinta. Aunque muchas veces no son considerados, los limpiadores son determinantes en la vida útil de la cinta. Elementos sólidos pueden atascarse en cierto punto y rozar con la cinta produciendo un desgaste nocivo a raíz de lo cual puede producirse un corte de cinta. Asimismo el material adherido a la cinta, con el tiempo puede ser fuente de desalineamiento.

Muchos materiales sobre la cinta son adherentes o pegajosos, parte de ellos no son descargados, regresando por la vía de retorno, depositándose en los bastidores y provocando desalineación en la correa, pudiendo incluso llegar a dañarse por recostarse a la estructura soporte. La idea entonces es ir limpiando la cinta una vez vaciada, antes que se ponga en contacto con cualquier polea deflectora o bastidor de retorno. Como el material adherente se puede pegar tanto en la cinta como en una polea deflectora, se han diseñado limpiadores para cada uno de esos elementos.

Para la cinta hay de varios tipos, debido a factores como la temperatura, el contenido de humedad y el tamaño del material, por lo cual el uso de uno u otro afectará a la efectividad del limpiador [1]. Los principales son los limpiadores de paletas, simple o múltiple y limpiadores rotatorios. El adecuado mantenimiento y ajuste de los limpiadores de cinta, reduce el desgaste en la misma y en las paletas. Para automatizar el ajuste por desgaste, las paletas se suelen montar en pivotes, en brazos con contrapeso o en resortes a tensión [1].

El principio de funcionamiento de los limpiadores de paleta simple es sencillo, se disponen a lo ancho de la cinta, en forma perpendicular o con un cierto grado de inclinación, permitiendo la correcta circulación de la correa y eliminando cualquier residuo que se encuentre. A continuación se diagrama un sistema de limpiador de paleta simple en la ilustración n°11.

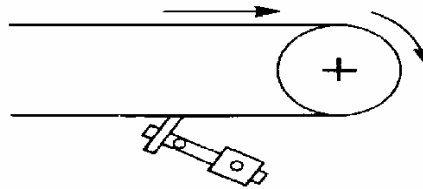


Ilustración 11: Limpiador de Paleta Simple

En tanto los de paleta articulada consisten en una serie de paletas cortas pivoteadas en brazos con resortes para mantener el contacto con la superficie de la correa, se muestra un diagrama en la ilustración n°12 ,eliminando cualquier residuo que se aloje en ella. Se debe vigilar el desajuste de dichos brazos, para asegurar su correcto funcionamiento.

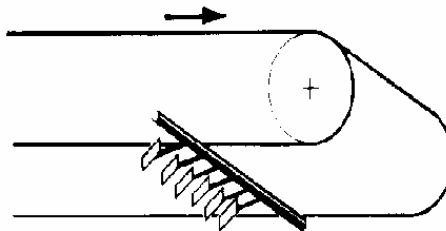


Ilustración 12: Limpiador de Paleta Múltiple

2.1.2 Sistema de Transporte Gravitacional

El sistema electro hidráulico se basa en la mejora del sistema de mantenimiento al cambio de poleas en cintas transportadoras de alto tonelaje en la industria minera; más específicamente en el sistema de transporte de mineral grueso de minera Los Pelambres, el cual es reconocido por la implementación de un sistema de generación de energía eléctrica a través del aprovechamiento de las fuerzas gravitatorias del material que desciende desde el área mina hasta la planta de tratamiento.

Este sistema de transporte debe abastecer de mineral grueso a la planta de tratamiento, la cual se debe ubicar alejada, debido al riesgo de avalanchas existente en el sector mina. Se presenta entonces, la necesidad de transportar el mineral desde el área mina hasta la planta, para lo cual fueron estudiadas diversas alternativas de transporte, definiendo como la solución más rentable el diseño e implementación de un sistema de transporte por correas, construido en túneles descendentes, con una longitud aproximada de 12 kilómetros. Esta solución minimiza la distancia de transporte; sin embargo, minimizar la longitud de transporte significa maximizar la pendiente de las correas y, sobre todo, las tensiones en la cinta, lo cual constituye un factor crítico de diseño, ya que se trata de la correa con mayor resistencia a la ruptura, hasta ese entonces construida. Se habían realizado empalmes de cintas de cable de acero con una resistencia de ruptura nominal ST 7500, en la mina subterránea Prosper Haniel en Alemania. Para el proyecto “Los Pelambres”, se consideró técnicamente factible el diseño de cintas con resistencia nominal ST 7800 y 50% de resistencia en el empalme. La restricción que impone la calidad de la cinta fue el criterio dominante en el proyecto y en la optimización del sistema de transporte [3].

Durante la etapa de desarrollo del sistema de transporte fue necesario considerar que tanto las unidades motrices de cada correa, como también las estaciones de transferencia entre ellas fueran dispuestas al exterior de los túneles, para permitir un fácil acceso a las instalaciones durante la construcción y para facilitar las labores de mantenimiento de los equipos.

El Sistema de Transporte está conformado por tres correas, denominadas CV-005, CV-006 y CV-007, de longitudes de 5.905 [m], 5.281 [m] y 1.467 [m] respectivamente, como se muestra en el diagrama de la ilustración n°13. La pendiente media del sistema es de 11%, presentando en algunos sectores pendientes hasta 24%. Tanto el concepto utilizado en el trazado de las correas, como también en la definición de la capacidad del sistema, no habían sido aplicados antes en el mundo en el transporte de minerales duros [3].

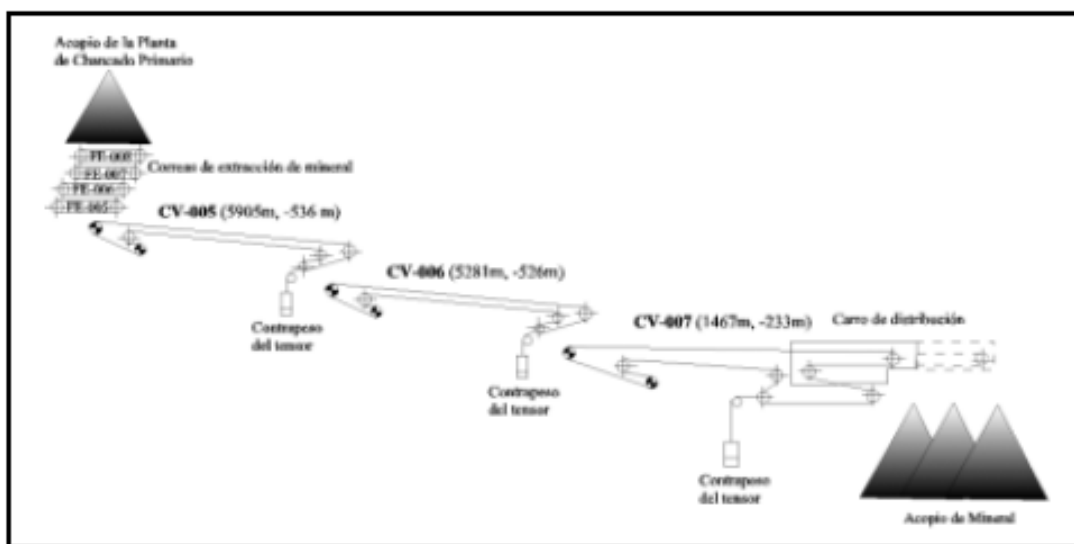


Ilustración 13: Sistema de Transporte

Desde la mina a la planta de proceso se desciende desde los 3.100 msnm hasta los 1.600 msnm aprovechando las fuerzas gravitatorias para generar energía eléctrica, la cual es aprovechada mediante una combinación de un motor - convertidor que genera energía eléctrica al operar en modo de frenado. El sistema de correas regeneradoras cuenta con 10 máquinas de inducción de 2,5 [MW] cada una, con un total de 25 [MW] de potencia instalada, y genera 22 [MW] de potencia media, lo que representa en la actualidad un 10 % del consumo de Minera Los Pelambres. Se destaca que las características de esta tecnología permiten catalogarla como “energía no convencional, económica y limpia” [6].

2.2 FUNDAMENTO TEÓRICO DE HIDRÁULICA

El modelo de este trabajo es un sistema electro hidráulico por lo cual se presenta el sustento teórico de la hidráulica a partir de la descripción de los fenómenos físicos que la rigen, para luego explicar su funcionamiento, uso y desarrollo a nivel industrial, así como también definir los equipos que se utilizan en el nuevo sistema diseñado.

2.2.1 Hidráulica

Es la rama de la mecánica de fluidos que estudia el comportamiento de los líquidos en su relación con las fuerzas a las que son sometidos y la reacción producida. Generalmente se utiliza al fluido como un medio para transmitir esta fuerza y finalmente actuar un mecanismo. Se puede diferenciar entre hidrostática e hidrodinámica, dependiendo si el fluido se encuentra en reposo o si se encuentra en movimiento, respectivamente. Los fluidos de trabajo más utilizados son el agua y aceite, esta tecnología denominada oleo hidráulica.

Se puede describir el funcionamiento de un sistema hidráulico a partir del principio de Pascal [11], como un método para transmitir energía empujando un líquido confinado para posteriormente transmitir esta presión con igual intensidad en todas direcciones y en todos los puntos del fluido.

Los modelos hidráulicos están compuestos por un transmisor de energía y un actuador. A estos se puede añadir un estanque o depósito del líquido, líneas de conexión, mandos y reguladores. Esta tecnología es ampliamente utilizada debido a su simplicidad, versatilidad y ventajas en la transmisión de energía.

Las principales ventajas de los sistemas hidráulicos son:

Capacidad:

Debido que opera con un fluido incompresible, como el agua pero principalmente aceite, admite una mayor capacidad de presión, por cuanto transmite mayor fuerza. En aplicaciones que se requiere mucha fuerza se opta por sistemas hidráulicos por sobre sistemas neumáticos [11].

Reversibilidad:

Un actuador hidráulico puede invertirse, instantáneamente, en pleno movimiento, sin problemas. Capacidad que poseen pocos accionadores primarios. Los que son reversibles, generalmente deben desacelerarse hasta una parada completa antes de invertirlos [11].

Velocidad variable:

Los sistemas hidráulicos pueden ejecutar su actuador, lineal o rotativo, en un amplio rango de velocidades, simplemente variando el suministro de la bomba o utilizando una válvula de control de caudal [11]. Otros sistemas de transmisión de energía poseen velocidad constante, por ejemplo, los sistemas eléctricos.

Protección contra sobrecargas:

Al añadir una válvula limitadora de presión en un sistema hidráulico se le protege contra las sobrecargas. De esta manera cuando la carga supera al límite de presión de la válvula, el caudal de la bomba se dirige al depósito, limitando la presión de salida. Por otra parte, esta válvula proporciona la capacidad de operar a una fuerza o torque de salida predeterminada [11].

Dimensiones:

Debido a la gran capacidad de presión y velocidad se puede proporcionar una alta potencia de salida con pequeños tamaños y un peso ligero [11].

Bloqueo:

Se pueden bloquear el sistema hidráulico sin producir daños a sus componentes; en casos de sobrecarga o cambio de dirección, se cierra el paso del caudal al actuador redirigiéndolo hasta el tanque para arrancar cuando sea necesario. En otros sistemas de transmisión de energía el bloqueo repentino puede dañar gravemente equipos [11].

Los sistemas hidráulicos están compuestos por un depósito o estanque, bombas, cilindros o actuadores, válvulas de control de dirección y líneas. A continuación se define y explica la función de cada equipo.

2.2.1.1 Bombas:

En un sistema hidráulico, la bomba convierte la energía mecánica de rotación en energía hidráulica impulsando fluido al sistema. Todas las bombas funcionan según el mismo principio, generando un volumen que va aumentando en el lado de entrada y disminuyendo en el lado de salida; pero los distintos tipos de bombas varían mucho en el método de desplazar dicho caudal.

Existen características que ayudan a describir la capacidad de las bombas, como lo son el desplazamiento de la bomba, que denota el volumen de líquido transferido por revolución, este se mide en [l/min]. O el caudal de la bomba, que expresa el caudal nominal que es capaz de desplazar la bomba, también se expresa en [l/min].

Las bombas se pueden diferenciar entre sí por el caudal suministrado al sistema, existiendo las de desplazamiento fijo o variable. Las bombas de desplazamiento fijo tienen un desplazamiento que no puede cambiarse sin reemplazar ciertos componentes. No obstante, en algunos tipos es posible hacer variar el tamaño de la cámara de bombeo y el desplazamiento, utilizando controles externos. Estas bombas se denominan bombas de desplazamiento variable.

Aunque la diferencia más significativa es la que viene dada por el mecanismo empleado para desplazar el caudal de fluido. Existiendo tres modelos de funcionamiento; bombas de pistones, bombas de paletas y bombas de engranajes.

2.2.1.1 Bombas de Engranajes

Una bomba de engranajes suministra un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro. Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por las placas laterales, llamadas frecuentemente placas de presión o de desgaste. Las bombas de engranajes no están equilibradas hidráulicamente debido a que la alta presión en el orificio de salida impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y cojinetes. Cojinetes grandes, incorporados en este diseño equilibran estas cargas [11]. Estas bombas pueden trabajar a presiones de hasta 3600 [psi] con una compensación adecuada de las cargas axiales.

En la ilustración n°14 se muestra la vista en corte de una bomba, una vista general exterior y las etapas de entrada, compresión y salida del fluido a través de los pistones de la bomba.

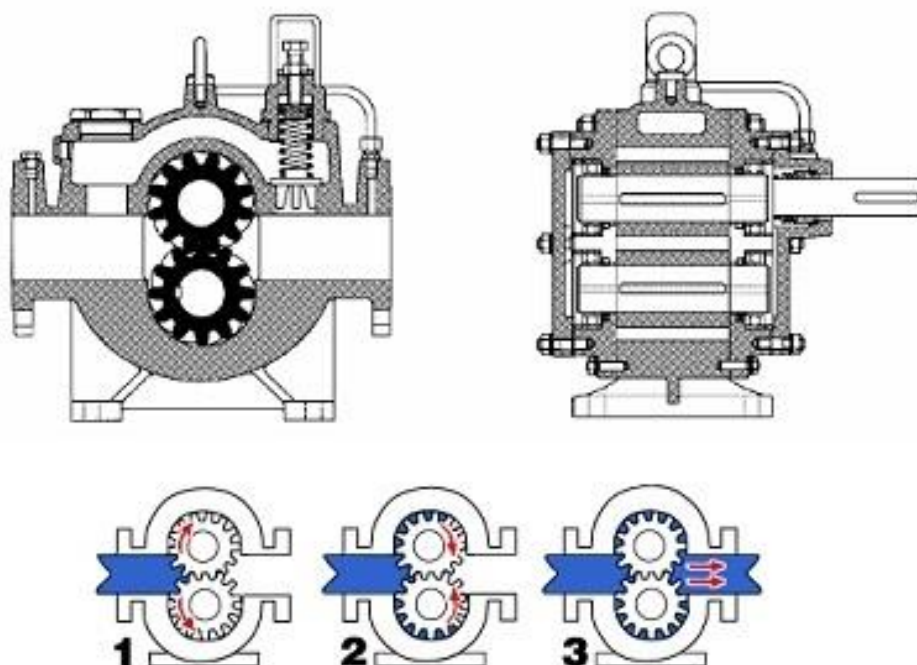


Ilustración 14: Bomba de Engranajes Externos

2.2.1.1.2 Bombas de Paletas

Este tipo de bomba posee un rotor ranurado que está acoplado al eje de accionamiento y gira dentro un anillo ovalado. Dentro de las ranuras del rotor están colocadas las paletas, que siguen la superficie interna del anillo cuando el rotor gira. Generalmente se requiere una velocidad mínima de 600 [rpm] en el arranque para que la fuerza centrífuga y la presión aplicada en la parte inferior de las paletas las mantenga apoyadas contra el anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, rotor, anillo y las dos placas laterales [11].

Debido a que el anillo y el rotor son concéntricos, las cámaras van aumentando de tamaño, creando un vacío parcial que aspira fluido por el orificio de entrada. Cuando pasan por el centro, estas cámaras van disminuyendo de tamaño, impulsando el fluido hacia la salida. El desplazamiento de la bomba depende de la anchura del anillo, del rotor y de la distancia que la paleta puede extenderse desde la superficie del rotor a la del anillo [11]. En la ilustración n°16 se presenta una vista en corte en la cual se reconocen sus componentes.

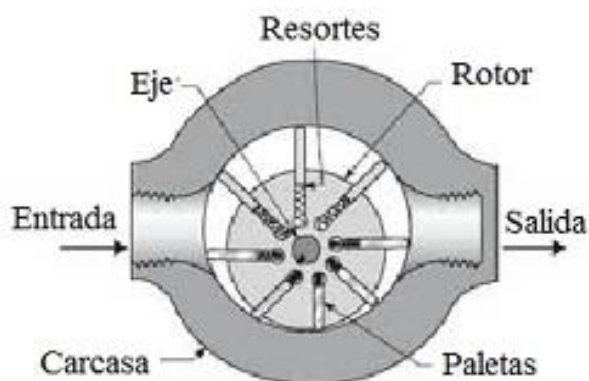


Ilustración 15: Bomba de Paleta

El contacto entre la superficie interna del anillo y la punta de las paletas significa que ambos están sometidos a desgaste. Para mantener un grado constante de contacto, las paletas salen más de sus ranuras cuando se desgastan. Las bombas de paletas cubren las zonas de caudales pequeños y medios con presiones de funcionamiento hasta 3000 [psi]. Son fiables, de rendimiento elevado y de fácil mantenimiento. Además, tienen un bajo nivel sonoro y una larga duración.

2.2.1.1.3 Bombas de Pistones

Estas bombas funcionan según el principio de que un pistón, moviéndose alternativamente dentro de un orificio, aspirará fluido al retraerse y lo expulsará en su carrera hacia adelante. Hay dos tipos de bombas: la de pistones radiales y la de pistones axiales, ambos están disponibles con desplazamiento fijo o variable.

Bombas de Pistones Radiales:

En esta bomba el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario y dentro de un anillo circular o rotor. A medida que va girando, la fuerza centrífuga, la presión hidráulica o alguna forma de acción mecánica, obliga a los pistones a seguir la superficie interna del anillo, que es excéntrico con relación al bloque de cilindros, se presentan estas en la ilustración n°17. Al tiempo que los pistones se desplazan alternativamente en sus cilindros, los orificios localizados en el anillo de distribución les permiten aspirar fluido cuando se mueven hacia fuera y descargarlo cuando se mueven hacia adentro. El desplazamiento de la bomba viene determinado por el tamaño y número de pistones y naturalmente, por la longitud de su carrera [11].

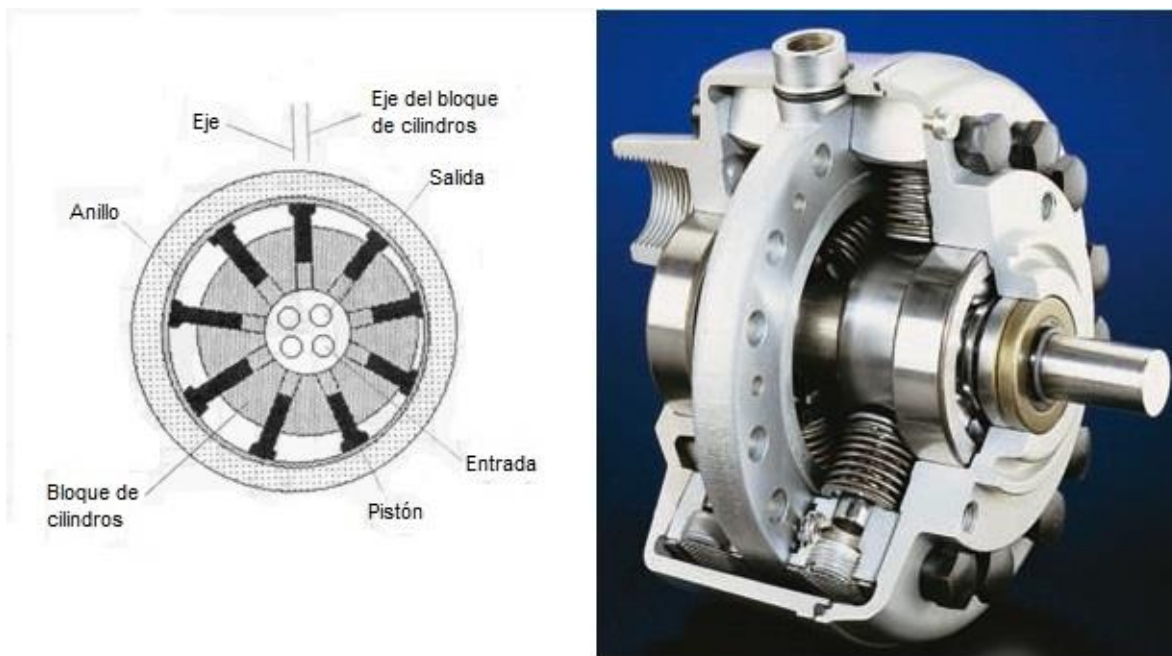


Ilustración 16: Bomba de Pistones Radiales

Bombas de Pistones Axiales:

En esta bomba el conjunto de los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje. El eje de accionamiento hace girar el barrilete, conteniendo los pistones que están ajustados en sus alojamientos y conectados mediante patines y una placa de soporte, de forma que los patines están apoyados sobre una placa circular inclinada, denominada placa de presión. A medida que el barrilete gira, los patines siguen la inclinación de la placa, haciendo que los pistones tengan un movimiento alternativo. Los orificios, en la placa de distribución, están dispuestos de tal forma que los pistones pasan por la entrada cuando empiezan a salir de sus alojamientos y por la salida cuando se les obliga a entrar [11]. Se presenta el diagrama y un cuerpo de bomba en la ilustración n°18.

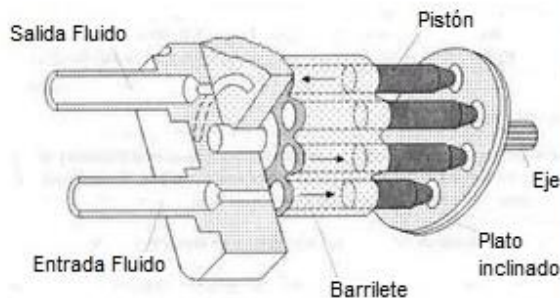


Ilustración 17: Bomba de Pistones Axiales

Para regular el caudal, solo hay que presionar el bloque basculante que contiene a la placa circular por medio de un tornillo empujador, de esa manera el ángulo de la placa circular variará para aumentar o disminuir la carrera de los pistones.

2.2.1.2 Cilindros Hidráulicos

En todas las aplicaciones hidráulicas, se debe transformar la energía contenida en el fluido a partir de la presión del mismo en energía mecánica, antes de realizar cualquier trabajo lineal o rotativo.

Los cilindros son actuadores lineales, que significa que convierten la energía en un movimiento o fuerza en línea recta. Aunque hay actuadores de tipo rotativo, los más conocidos y utilizados son los cilindros lineales [11].

Un cilindro hidráulico está compuesto por un cuerpo o camisa, un pistón, un vástago, entrada y salida de aceite y sellos mecánicos. Además de componentes como limpiadores del vástago, cojinetes de impacto, tubos de parada y ajustadores de carrera que son elementos complementarios que mejoran el funcionamiento del sistema. En la ilustración n°19 se muestra un cilindro hidráulico y sus componentes

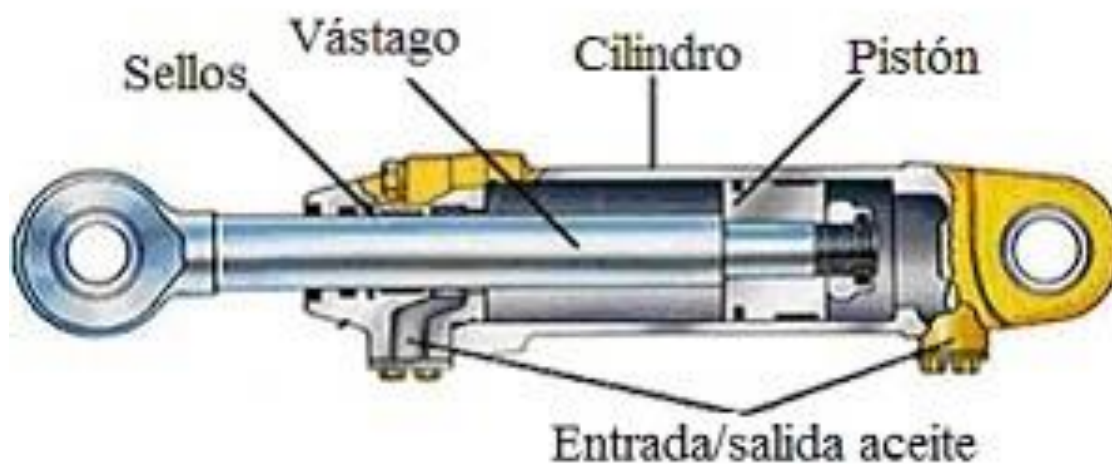


Ilustración 18: Componentes de un Cilindro Hidráulico

Las camisas son generalmente tubos de aceros sin costura. El pistón, que normalmente es de hierro o acero fundido, cuenta con sellos que reducen la fuga entre él y las paredes de la camisa. En tanto la entrada de aceite del cilindro se encuentra en las tapas de los extremos; estas pueden ir directamente fijas al final de la camisa, o afianzadas mediante tirantes y tuercas. El empaque del vástago es del tipo cartucho, en el que se encuentran tanto el sello como el empaque limpiador, con el fin de facilitar su sustitución [12].

Los amortiguadores se instalan a menudo en uno o ambos extremos de un cilindro a fin de desacelerarlo al llegar cerca del final de su carrera, evitando que el pistón golpee contra la tapa. La desaceleración comienza cuando el émbolo penetra la tapa y comienza a restringir el flujo de salida que viene de la camisa al orificio. El dispositivo de amortiguación incluye una válvula check para desviar el orificio en la carrera de regreso [12].

Los cilindros se clasifican como de simple o doble efecto. En los cilindros de simple efecto el aceite entra sólo por un lado del émbolo, por lo que sólo puede transmitir esfuerzo en un sentido. El retroceso se consigue, o bien por el peso propio del cilindro o por la acción de una fuerza externa. Por su parte, en los cilindros de doble efecto, el aceite puede entrar por los dos lados del émbolo, por lo que puede transmitir esfuerzo en los dos sentidos del movimiento [12].

Dado que la aplicación de estudio requiere de un movimiento lineal en ambos sentidos, se tratará con mayor énfasis a los cilindros de doble efecto.

2.2.1.2.1 Cilindros de Doble efecto con Vástago Simple

El cilindro de doble efecto o doble acción se denomina así porque es operado mediante fluido hidráulico en ambas direcciones. Esto significa que es capaz de proporcionar una carrera con potencia en cualquiera de los dos sentidos. Se conocen también como cilindros diferenciales porque presentan áreas distintas expuestas a la presión durante las carreras de entrada y salida del vástago. Esta diferencia es debido a la sección circular del vástago que reduce el área bajo presión durante su entrada [11].

En la ilustración n°20 se muestra un cilindro de doble efecto y se identifican sus componentes principales.

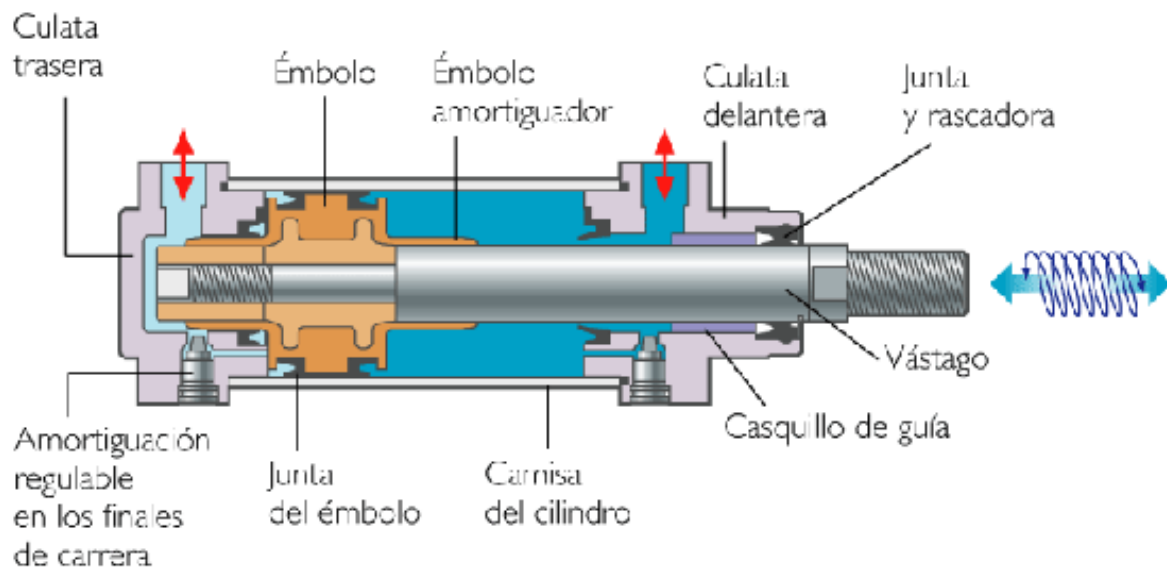


Ilustración 19: Cilindro Hidráulico de doble efecto

El vástago sale más despacio de lo que entra porque se requiere más fluido para llenar el área mayor del pistón. No obstante, se puede ejercer una fuerza superior porque la presión actúa sobre el área total del pistón. Cuando el vástago entra, el mismo caudal procedente de la bomba hace que éste se mueva más de prisa porque el área del lado del vástago es más pequeña. Con la misma presión del sistema, la fuerza máxima ejercida por el cilindro es también menor porque también lo es el área bajo presión. Estas diferencias de áreas influyen en gran porcentaje en el diseño de todo el sistema. De este ratio de áreas, se puede determinar las presiones máximas del sistema [12].

2.2.1.3 Válvulas

Las válvulas sirven como elementos de regulación, control y mando de la circulación del fluido hidráulico por el interior del circuito. Se diferencian según la función a cumplir, siendo las más comunes las válvulas controladoras de presión, de caudal, válvulas direccionales o distribuidoras y las válvulas de bloqueo o válvulas de cierre [11].

Existe un gran número de tipos de válvulas, definidas para aplicaciones específicas o sistemas especiales, por lo cual se definirán los tipos válvulas más comúnmente utilizados y los que tiene relación con el sistema electro hidráulico de este trabajo.

2.2.1.3.1 Válvulas de Presión

Las válvulas de presión actúan cuando la presión del fluido en el interior del circuito alcanza un cierto valor, llamado también valor de tarado. Según su función, las válvulas de presión se clasifican en:

Válvulas de seguridad: Este tipo de válvulas protegen al circuito de sobrepresiones. Son válvulas normalmente cerradas, que cuando se alcance una presión límite se activan y descargan el fluido.

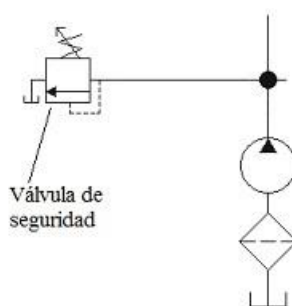


Ilustración 20: Diagrama Válvula de Seguridad

Válvulas Divisora de Flujo: Distribuyen el flujo en caudales idénticos para diferentes puntos de alimentación, son ampliamente utilizados en sistemas con actuadores en paralelo. Su simbología se muestra en la ilustración n°21.

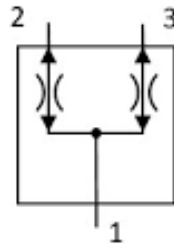


Ilustración 21: Simbología de Divisor de Flujo

Válvulas Direccionales: Distribuyen el flujo dentro del circuito hidráulico. Destacándose dos tipos.

Válvula Antirretorno: Permiten el paso del fluido en un sentido y lo impiden en el contrario.

Válvula Distribuidoras: Válvulas correderas o rotativas, encargadas de enlazar las líneas de presión o retorno con los actuadores. En las válvulas correderas se denomina con P, para la línea de presión; T, línea de retorno al tanque; A, B;... Las distintas líneas de los actuadores. En la ilustración n°22 se muestra su simbología y operación.

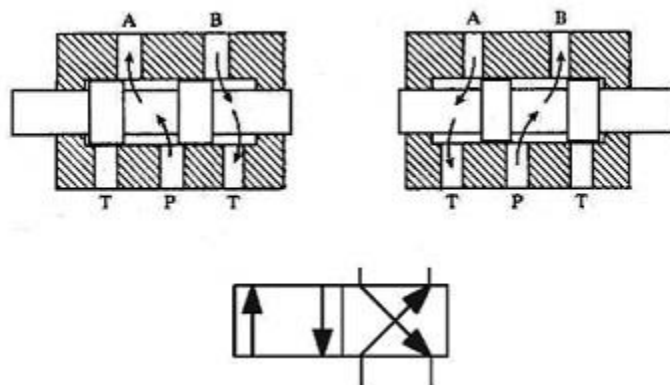


Ilustración 22: Diagrama Válvula Distribuidora Corredera

3. ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO

3.1 Análisis Técnico

3.1.1 Descripción del Sistema Actual

Para el cambio de polea se requiere separar la cinta de la superficie de la polea, lo que se logra desplazando la polea deflectora varios metros en la dirección de descarga y teniendo accionadas las prensas de la correa, buscando generar holgura en la cinta, que luego se concentrará sobre la polea para permitir el ingreso de una viga C que levantará y retirará la polea.

El desplazamiento de la polea n°3 se realiza utilizando dos tirfor neumáticos, ubicados en cada uno de los lados de la cinta, por debajo de ésta y los polines de carga. Éstos se montan en soportes de sujeción que van conectados a las vigas verticales de la estación, frente a estos se instalan los soportes donde se fijarán los cables del tirfor. Una vez acabada su instalación, se inicia el traslado del conjunto de la polea, a partir de la fuerza de tiro inducida por el sistema neumático.

Si bien el sistema compuesto por los tirfor neumáticos, cables metálicos y soportes de sujeción, logra realizar con éxito el desplazamiento de la polea deflectora éste es muy poco eficiente, ya que debido a su principio de funcionamiento la velocidad a la que puede operar es muy baja, así como también posee una limitada capacidad de carga, por lo cual no bastaría con aumentar la potencia del sistema, ya que ésta ya se encuentra operando a su máxima capacidad. Otra limitante de esta tecnología, se debe a que la fuerza es transmitida por medio de cables metálicos, lo cual hace que ésta puede generar una fuerza de tracción, pero no de compresión por lo cual, para el cambio de polea se deberá instalar dos veces el sistema de sujeción y los tirfor; la primera para tirar desde la posición de trabajo a la posición de mantenimiento y luego, una vez montada la nueva polea, para tirar desde la posición de mantenimiento hasta la posición de trabajo. Todas estas complicaciones hacen que el sistema sea una tarea crítica en el cambio de polea, ya que su extensión en el tiempo es muy

prolongada y no permite la realización de otras tareas en paralelo, debido al riesgo que significa el movimiento de equipos de estas dimensiones en altura física.

Es por lo anteriormente expresado que el sistema encargado del desplazamiento del conjunto de la polea se presenta como una oportunidad de mejora para el modelo de mantenimiento de cambio de poleas. Es así como se plantea diseñar un nuevo mecanismo encargado de realizar el traslado del conjunto de la polea, que disminuya significativamente los tiempos de reparación y aumente la seguridad de los operadores.

3.1.2 Funcionamiento del modelo

Previo al desplazamiento del conjunto, se deben retirar los pernos que conectan al bastidor con las vigas superior e inferior. También se deben retirar las líneas de alimentación de los discos de freno, líneas de lubricación de los descansos de la polea, sensores de control de temperatura y revoluciones, en general se deben retirar todos los elementos que interfieren en el traslado y posterior remoción de la polea. En tanto, para el funcionamiento de los tirfor se requiere de la instalación de cuatro puntos de anclaje y estructuras auxiliares de los elementos de tiro.

Una vez retirados los pernos de soporte de la polea y aseguradas las fijaciones de los tirfor se inicia el desplazamiento del conjunto, cómo se muestra en la ilustración 23, el cual se debe trasladar aproximadamente 5300 [mm] para llegar hasta su posición de mantenimiento, donde será removida y reemplazada por una nueva.



Ilustración 23: Inicio desplazamiento de polea con Tirfor

Debido al principio de funcionamiento de los tirfor, el desplazamiento de la polea emplea demasiado tiempo. Se considera que para desplazar un metro al conjunto de la polea el sistema tarda dos horas, por lo cual llevar la polea hasta su posición de mantenimiento toma aproximadamente diez horas. Otro aspecto a considerar es que el sistema neumático tiene únicamente la capacidad de tirar del conjunto y en ningún caso podrá empujar de éste para llevarlo de vuelta a la posición de trabajo, por lo que cuando se haya montado la nueva polea será necesario volver a posicionar los tirfor, esta vez en las vigas verticales del otro extremo de la estación desde la cual se tirará al conjunto.

Una vez situada la polea en su posición de mantenimiento se debe separar la cinta de la polea deflectora, para lo cual se utilizará un conjunto de tecles y yugos diseñados para ello. La separación entre la cinta y la polea debe ser de aproximadamente de 1000 [mm] desde el perímetro de esta, generándose una holgura como se muestra en la ilustración 24. Si al desmontar la polea se produjeran roces indeseados entre la superficie de la correa y la polea que está siendo retirada, se debe corregir la distancia libre entre correa y polea, tensando los tecles dispuestos para este efecto.

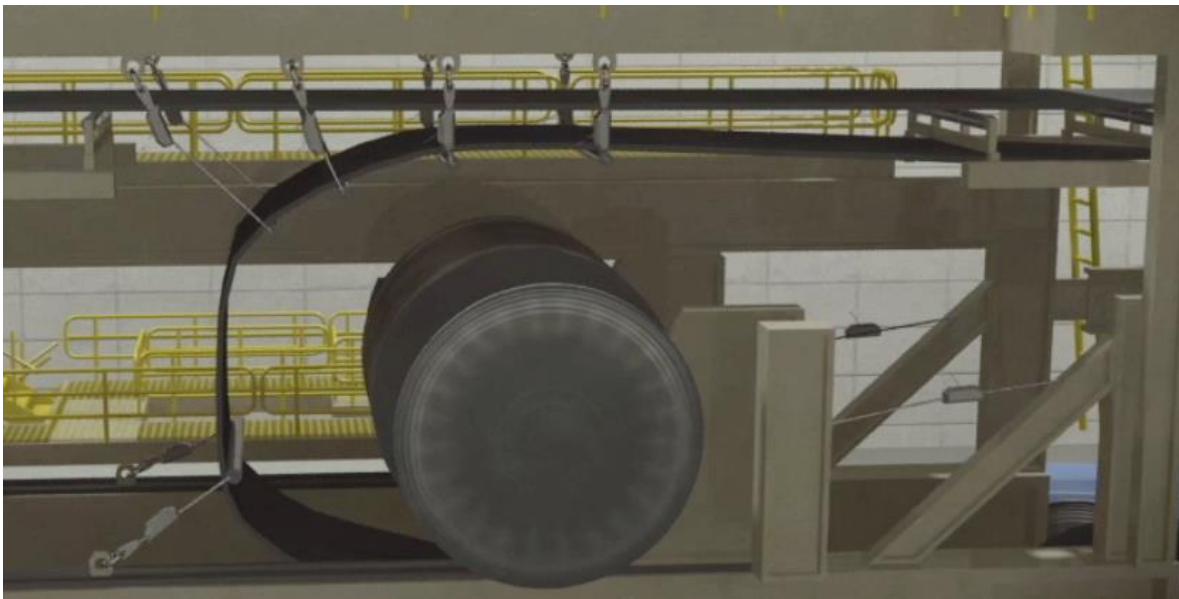


Ilustración 24: Concentración de Holgura en Polea Deflectora

Finalmente se desmonta la polea utilizando el puente grúa y una viga Tipo “C”, diseñada para el retiro de las poleas, la viga tipo “C” se inserta en el espacio generado entre la cinta y el extremo superior de la polea, luego se envuelve el manto de la polea con eslingas, las cuales se fijan al extremo inferior de la viga “C”. El izaje de la polea se realiza hacia el costado izquierdo, con respecto a la dirección de transporte. Por precaución para evitar daños, se deberán desmontar los discos de freno en forma previa al retiro de la polea.

3.1.2.1 Equipo Utilizado: Tirfor Neumático

El Tirfor es un aparato portátil de tracción y elevación con cable pasante, que cumple con las mismas funciones que un huinche. Su principio de funcionamiento es de arrastre del cable; éste, en lugar de enrollarse en un tambor como en los huinches clásicos, es arrastrado de manera rectilínea por dos mordazas. Este tipo de equipo funciona mediante aire comprimido, habitualmente en red o por proporcionado por un compresor, que accionan un pistón neumático encargado del arrastre del cable, transmitiendo el esfuerzo a las palancas de maniobra, ya sea marcha adelante o marcha atrás, por medio de una palanca telescópica extraíble. Además, posee un sistema de anclaje, que hace que se pueda fijar rápidamente a cualquier punto deseado que tenga la suficiente resistencia [13]. Se muestra un modelo de este equipo en la ilustración 25.



Ilustración 25: Tirfor Neumático

3.1.3 Metodología de Solución

Luego de analizar el procedimiento de cambio de polea, con especial detalle en el sistema encargado del desplazamiento de la polea, se entiende que esta es una actividad que tiene un potencial de mejora significativo debido a su duración. La cual corresponde al 18% de la duración total del cambio, y como se trata de una tarea de la ruta crítica no pueden ser realizadas otras actividades en paralelo que disminuyan el tiempo medio de duración del cambio de polea, por lo cual proponer una mejora en esta actividad significa una oportunidad de mejora relevante.

Para la propuesta de diseño de un nuevo sistema encargado del desplazamiento de la polea se deben definir variables principales del funcionamiento del modelo, que serán utilizadas como parámetros de entrada para el desarrollo y del resultado que se espera obtener. Entre estas se destacan. La seguridad, el sistema debe disminuir, intentando anular, la exposición al riesgo que se tiene con el modelo actual, pudiendo ser controlado remotamente y que no exista interferencia o tránsito en el sector mientras esté operando. Robustez y velocidad del sistema, ya que debe generar un esfuerzo de gran magnitud, mantenerlo constante durante el movimiento y realizarlo en un menor tiempo. Capacidad transmitir esfuerzos en ambos sentidos, a partir de una posición fija generar los dos desplazamientos que se requieren y con ello evitar cambios de posición o nueva instalación de este, disminuyendo con ello los tiempos de reparación.

Expuesta la problemática y los aspectos técnicos a considerar, se propone diseñar un sistema electro hidráulico, que transmita el esfuerzo mediante dos cilindros hidráulicos de doble efecto montados sobre una estructura, especialmente diseñada para ellos, que se ubique bajo la cinta transportadora en el tramo de retorno. Con estos se puede generar una fuerza de tiro y empuje con lo cual no se requerirán cambios en la posición e instalación del sistema para el desplazamiento en cada sentido, en un régimen de velocidad mayor que disminuirá el tiempo de desplazamiento de la polea y con ellos los tiempos medios de reparación y tiempos de ineficiencia.

3.1.4 Cálculo de Parámetros de Diseño

En el diseño de los cilindros el principal parámetro serán las fuerzas que se deben realizar para el desplazamiento de la polea, tanto para llevar al conjunto hasta su posición de mantenimiento como para luego retomar la posición de trabajo una vez montada la nueva polea.

En cuanto a los desplazamientos; primeramente se deberá mover el conjunto de la polea en el sentido de descarga de la cinta; esto es, en sentido descendente respecto de la inclinación que posee el sistema de transporte en la estación de transferencia. Para esto será necesario inducir una fuerza que tire del bastidor de la polea y lo lleve hasta su posición de mantenimiento, varios metros más abajo.

Una vez montada la nueva polea se deberá mover el conjunto de la polea hasta su posición de trabajo, para ello se deberá empujar al bastidor de la polea hasta que éste llegue a su posición de trabajo. Esta situación es la más crítica, en donde será necesario la mayor aplicación de fuerza, ya que se opone la componente de la fuerza peso del conjunto de la polea, y la fuerza ejercida por la tensión existente en la cinta transportadora, denominada tensión efectiva. Esta no era perceptible en la otra situación debido a que se encuentran accionadas las prensas de la correa y el desplazamiento es en sentido de descarga; en cambio ahora se encontrará la cinta sobre el manto de la polea y ésta se deberá mover en sentido de carga de la cinta.

3.1.4.1 Cálculo de Fuerzas

Se establecen relaciones a partir de la disposición física de los equipos en la estación de transferencia, para luego realizar un diagrama de cuerpo libre de las situaciones y finalmente en base a las leyes de movimiento de Newton [16] obtener las magnitudes de las fuerzas necesarios.

Las coordenadas verticales y horizontales han sido modificadas respecto al plano cartesiano. El eje de las abscisas será considerado como la inclinación de la cinta transportadora en la estación de transferencia, cuyo valor es de 6° sobre la horizontal. Al considerar la inclinación de la correa como eje horizontal se debe distribuir la fuerza peso en los dos nuevos ejes, de manera que la componente horizontal estará multiplicada por el coseno del ángulo de la inclinación y la componente vertical por el seno del ángulo de la inclinación.

A continuación se presentan las magnitudes de las variables que serán útiles en el cálculo de fuerzas:

Magnitud	Símbolo	Valor
Masa Conjunto Polea	m	40.000 [kg]
Coeficiente de roce estático metal – metal.	$\mu_{estático}$	0,3 [–]
Ángulo de Inclinación	α	6°
Aceleración de Gravedad	g	$9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Tabla 1 Magnitudes Equipos Conjunto Polea

3.1.4.1.1 Fuerza de Tiro (F_{Tiro})

Será la fuerza que se realizará cuando se quiera mover a la polea desde su posición de trabajo hasta su posición de mantenimiento. Al ejercer esta fuerza con los cilindros se realizará una fuerza de tiro, denominada (F_{Tiro}). A ella se opone la fuerza de fricción entre el soporte y la viga inferior (F_{roce}). En tanto la componente de la fuerza peso del conjunto de la polea tiene el mismo sentido que el de la fuerza de tiro. En el eje vertical únicamente se percibe la componente de la fuerza peso y la fuerza normal. Como lo muestra el diagrama de cuerpo libre de la ilustración 26.

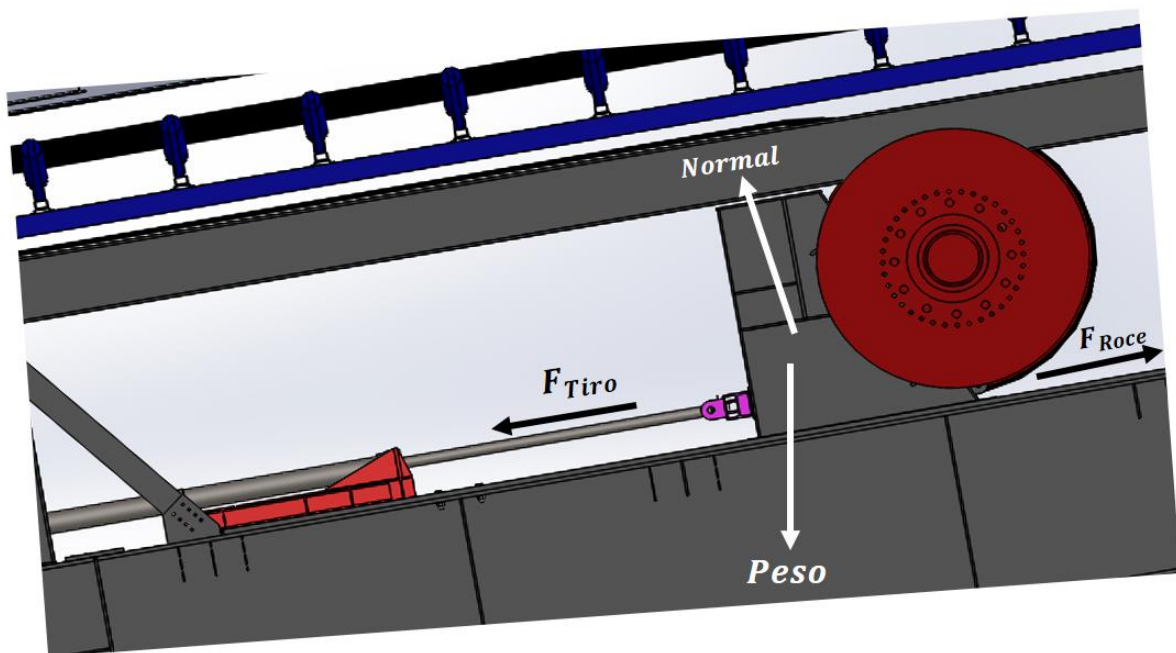


Ilustración 26: Diagrama de Cuerpo Libre Fuerza de Tiro

Luego, se desarrollan las ecuaciones que se obtiene a partir del diagrama de cuerpo libre de la situación, para analizar las fuerzas por eje y obtener las fuerzas que debe realizar el sistema electro hidráulico.

La sumatoria de fuerzas en el eje x, se expresa mediante la ecuación n°1:

$$\sum F_{eje\ x} := F_{Roce} - F_{Tiro} - Peso_x = m \cdot \vec{a} \quad (1)$$

La situación es a partir del reposo por lo cual la ecuación (1) queda simplificada a:

$$F_{Tiro} = F_{Roce} - Peso_x \quad (1)$$

La fuerza de roce, definida en la Ley de Coulomb de rozamiento [16] se define a partir del coeficiente de roce de los materiales en contacto y la fuerza normal a la superficie, este tiene su mayor valor cuando el deslizamiento es inminente, se define como:

$$F_{Roce} = \mu_{estático} \cdot N \quad (2)$$

Con:

$\mu_{estático}$: *Coeficiente de roce estático, propio de cada material [-].*

N : *Fuerza Normal.*

En tanto, la sumatoria de fuerzas en el eje vertical, se expresa en la ecuación (3):

$$\sum F_{eje\ y} := N - Peso_y = m \cdot \vec{a} \quad (3)$$

La cual se simplifica debido a que no existe movimiento en este eje, resultando:

$$N = Peso_y \quad (3)$$

Combinando las ecuaciones (3) y (2) y luego reemplazándolas en (1), se obtiene la expresión para la fuerza de tiro:

$$F_{Tiro} = \mu_{estático} \cdot Peso_y - Peso_x \quad (1)$$

$$F_{Tiro} = m g (\mu_{estático} \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (1)$$

$$F_{Tiro} = 76.058 \text{ [N]}$$

3.1.4.1.2 Fuerza de Empuje (F_{Empuje})

La fuerza de Empuje es la que se realizará cuando se quiera volver la polea hasta su posición de trabajo, en sentido ascendente. A esta fuerza (F_{Empuje}) se opone la fuerza de fricción entre el soporte y la viga inferior (F_{roce}), la tensión efectiva de la cinta (T_e) y la componente horizontal de la fuerza Peso. En tanto en el eje vertical únicamente se percibe la componente de la fuerza peso y la fuerza normal. Como lo muestra el diagrama de cuerpo libre de la ilustración 27:

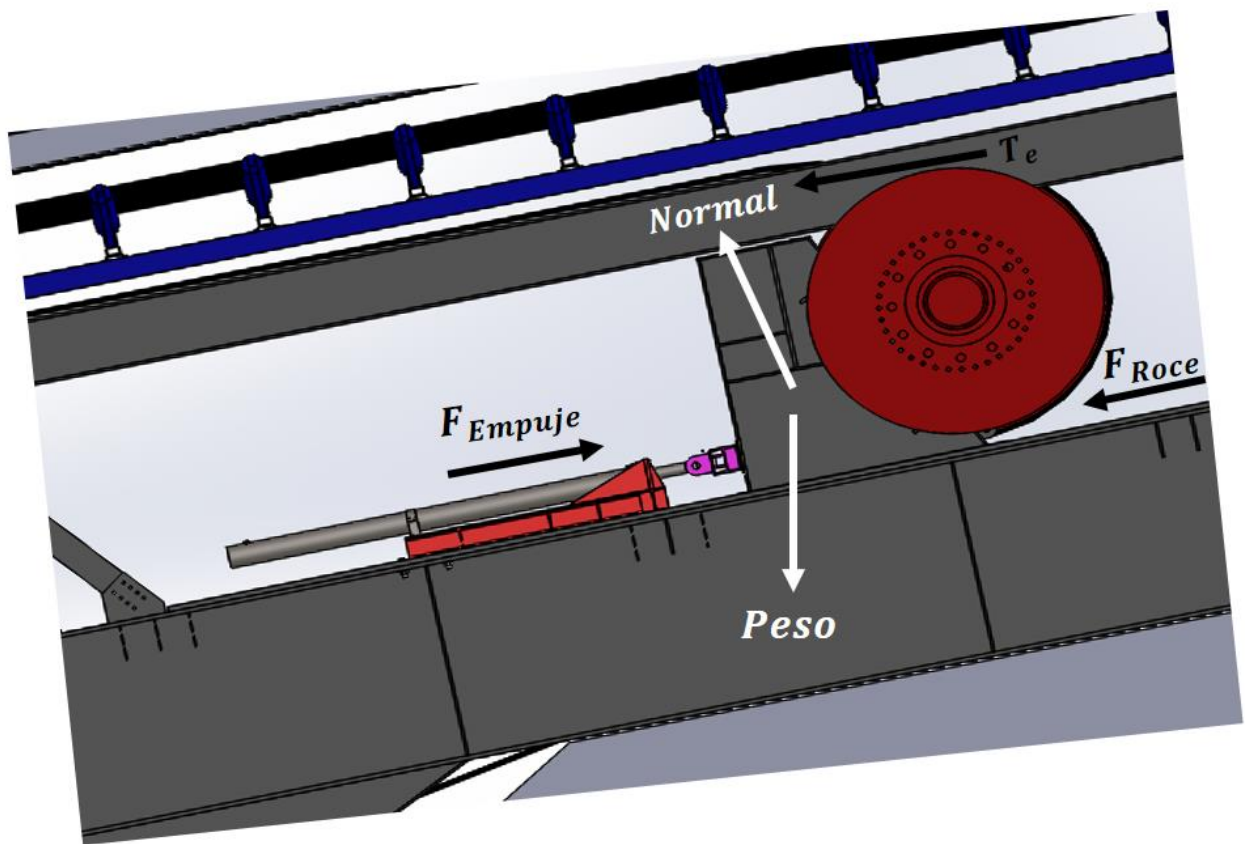


Ilustración 27: Diagrama de Cuerpo Libre Fuerza de Empuje

Queda entonces definir las ecuaciones a partir del diagrama de cuerpo libre de la situación

La sumatoria de fuerzas en el eje x, se expresa en la ecuación n°4:

$$\sum F_{eje\ x} := F_{Empuje} - T_e - F_{Roce} - Peso_x = m \cdot \vec{a} \quad (4)$$

Debido a que se trate de una situación estática, en la cual se debe retirar de la inercia al conjunto de la polea la aceleración es igual a cero, por lo tanto la fuerza ejercida por el cilindro queda definida como:

$$F_{Empuje} = F_{Roce} + T_e + Peso_x \quad (4)$$

La tensión efectiva de la cinta se obtiene a partir de la determinación del manual de CEMA [1], en la cual se reúnen todos los componentes que generan tensión en la correa .El cálculo detallado de esta se especifica en el anexo A.

En tanto, en el eje vertical intervienen la fuerza normal y la componente de la fuerza peso. Por lo tanto la sumatoria de Fuerzas en el eje y queda definida como se muestra en la ecuación n°5.

$$\sum F_{eje\ y} := N - Peso_y = m \cdot \vec{a} \quad (5)$$

Este eje no presenta movimiento por lo que la aceleración es nula. De manera que las fuerzas son de igual magnitud:

$$Peso_y = N \quad (5)$$

Al tratarse de un caso estático en el cual se busca iniciar el movimiento, la fuerza de roce adquiere su mayor valor, como se indica en la ecuación n°6:

$$F_{Roce} = \mu_{estático} \cdot N \quad (6)$$

Donde:

$\mu_{estático}$: *Coeficiente de roce estático, propio de cada material.*

N : *Fuerza Normal.*

Reemplazando la ecuación (5) en (6):

$$F_{Roce} = \mu_{estático} \cdot Peso_y \quad (6)$$

Para luego reemplazar la ecuación (6) en (4), y obtener la expresión para la fuerza de empuje:

$$F_{Empuje} = T_e + \mu_{estático} \cdot Peso_y + Peso_x \quad (4)$$

Queda determinada así la expresión con la que se puede obtener la fuerza de empuje. Basta entonces reemplazar con las magnitudes de los equipos y los coeficientes de los materiales para conseguir su valor

$$F_{Empuje} = T_e + \mu_{estático} \cdot Peso_y + Peso_x \quad (4)$$

$$F_{Empuje} = T_e + \mu_{estático} \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3) \quad (4)$$

$$F_{Empuje} = 558.888 [N] \quad (4)$$

Conocida la magnitud de la fuerza de empuje, se procede a dimensionar los componentes del sistema electro hidráulico.

3.1.4.2 Diseño del Sistema Electro Hidráulico

Una vez seleccionado el modelo a utilizar para el desplazamiento de la polea se inicia el dimensionamiento del sistema electrohidráulico. En el cual el primer componente a diseñar son los cilindros hidráulicos, los que estarán encargados de transmitir la fuerza hasta el conjunto de la polea. El parámetro de diseño principal para los cilindros son las fuerzas que deben realizar para mover la polea, luego se calculan las dimensiones específicas y finalmente se analizan los esfuerzos a los que se encuentra sometido.

Para el cálculo del cilindro hidráulico se consideran las indicaciones de la Norma DIN 24334. “Dimensiones principales de equipos oleo hidráulicos y cilindros oleo hidráulicos” [17].

3.1.4.2.1 Fuerza del cilindro

Lo primero que se debe decidir es el número de cilindros que se utilizarán para mover la polea. Se busca distribuir la fuerza en más de un punto a manera de evitar momentos imprevistos sobre su soporte además de realizar un desplazamiento rectilíneo del conjunto. La fuerza de cada cilindro se expresa como:

$$F_{Cilindro} = \frac{F_{Empuje\ Total}}{n^{\circ}\ Cilindros} [N] \quad (7)$$

Se opta por utilizar dos cilindros con lo cual se disminuye la fuerza aplicada, se emplean cilindros más pequeños y se evita producir un momento indeseado sobre el bastidor de la polea, para ello se posicionarán equidistantemente hacia cada extremo del bastidor. De esta manera la fuerza que ejecutará cada cilindro será:

$$F_{Cilindro} = \frac{F_{Empuje\ Total}}{2} [N] \quad (7)$$

$$F_{Cilindro} = 279.444 [N] \quad (7)$$

3.1.4.2.2 Diámetro del Cilindro y Vástago

Para el dimensionamiento de los cilindros, en específico el diámetro del cilindro y el vástago, se opta por medidas de cilindros comerciales, las cuales posteriormente deben ser analizadas para comprobar si cumplen con los requerimientos del régimen de trabajo. Específicamente con la fuerza necesaria y esfuerzos a los que estarán sometidos.

De esta manera se opta por un cilindro de 8 pulgadas y un vástago de 5 pulgadas de diámetro, medidas comerciales para estos equipos, las cuales fueron extraídas desde el catálogo “Hydraulic Cylinders RDH Series”[15] de la empresa Parker, ver tabla n°2, fabricante de equipos hidráulicos.

Minimum Standard Stroke

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	DD Mount	With Style 9 or 7A Rod End and Standard W Dimension	
				J Mount	All Other Mounts
1.50	1	0.625	3.03	No Min.	No Min.
	2	1.000	3.03	No Min.	No Min.
2.00	1	1.000	3.12	No Min.	No Min.
	2	1.375	3.12	No Min.	0.25
2.50	1	1.000	2.98	No Min.	No Min.
	2	1.750	2.98	No Min.	0.44
	3	1.375	2.98	No Min.	No Min.
3.25	1	1.375	3.61	No Min.	No Min.
	2	2.000	3.61	No Min.	0.65
	3	1.750	3.61	No Min.	0.19
4.00	1	1.750	3.52	No Min.	No Min.
	2	2.500	3.52	1.19	1.94
	3	2.000	3.52	No Min.	0.40
5.00	1	2.000	3.88	No Min.	0.15
	2	3.500	3.88	1.29	2.04
	3	2.500	3.88	0.43	1.18
	4	3.000	3.88	1.08	1.83
6.00	1	2.500	4.46	0.49	1.24
	2	4.000	4.46	2.26	3.01
	3	3.000	4.46	1.14	1.89
	4	3.500	4.46	1.35	2.10
7.00	1	3.000	5.10	0.95	1.95
	2	5.000	5.10	3.36	4.36
	3	3.500	5.10	1.16	2.16
	4	4.000	5.10	2.07	3.07
	5	4.500	5.10	2.65	3.65
8.00	1	3.500	5.54	0.94	1.94
	2	5.500	5.54	4.06	5.06
	3	4.000	5.54	1.86	2.86
	4	4.500	5.54	2.44	3.44
	5	5.000	5.54	3.15	4.15

Tabla 2 Medidas Cilindro Hidráulico Serie RDH

3.1.4.2.3 Presión de Trabajo y Presión de Norma

Se calcula la presión real del sistema o presión de trabajo para un cilindro, con las dimensiones seleccionadas. Para luego aproximar la presión de trabajo a una presión indicada en la norma [17]. Se calcula la presión del sistema o presión real de trabajo, como indica la ecuación n°8:

$$P_S = \frac{F_{Cilindro}}{\Delta A} [bar] \quad (8)$$

Donde:

P_S : Presión del Sistema o Presión real de trabajo

ΔA : Diferencia de Área entre el interior del Cilindro y el Vástago

Se calcula la diferencia de área, mediante la ecuación n°9:

$$\Delta A = A_{Cilindro} - A_{Vástago} \quad (9)$$

$$\Delta A = \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{Cilindro}^2 - \phi_{Vástago}^2) \quad (9)$$

Con:

$\phi_{Cilindro}$: Diámetro camisa del cilindro

$\phi_{Cilindro}$: Diámetro del Vástago

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$P_S = 141 [bar] \quad (8)$$

Conocida entonces la Presión real de trabajo (P_S) se aproxima esta al valor superior más cercano indicado en la norma (P_N). La presión de norma más cercana es:

$$P_N = 150 [bar] \quad (10)$$

3.1.4.2.4 Fuerza Disponible

Asumida entonces la presión del sistema se debe verificar que las fuerzas que ejercerán los cilindros sean mayor o igual a las fuerzas necesarias para mover al conjunto de la polea. Se compara la fuerza generada por el cilindro en cada sentido con la fuerza de tiro y de empuje respectivamente.

Para conocer la fuerza aplicada por el cilindro se considera el factor de carga del cilindro (γ), el cual representa la eficiencia de éste ya que existen pérdidas mecánicas por roce al interior de la camisa del cilindro. Su valor oscila entre 0,85-0,9 [15]. Para el cálculo se considerará el valor más conservador. De esta manera, la Fuerza disponible se define para la fuerza de empuje y tiro como:

Fuerza Empuje Disponible

$$F_{empuje} = P_N \cdot A_{cilindro} \cdot \gamma \quad (11)$$

$$F_{empuje} = 413.473 \text{ [N]} \quad (11)$$

Fuerza Tiro Disponible

$$F_{tiro} = P_N (A_{cilindro} - A_{vástago}) \cdot \gamma \quad (12)$$

$$F_{tiro} = 251.960 \text{ [N]} \quad (12)$$

En ambos casos las fuerzas disponibles son mayores a las fuerzas necesarias por lo cual el supuesto dado para las dimensiones del diámetro del vástago y la camisa del cilindro son correctas. Así como también la presión de norma que será la presión de trabajo.

Luego se calculan otras medidas del cilindro, como el espesor y se verificará el diámetro del vástago.

3.1.4.2.5 Espesor de pared

Para calcular el espesor mínimo de la pared del cuerpo del cilindro se utiliza la Norma DIN2413: “Teoría de cálculo de cilindros de paredes gruesas” [17]. Que define el espesor mínimo ($e_{\min}$) como se indica en la ecuación n°13:

$$e_{\min} = \frac{\phi_{\text{cilindro}}}{\left(\left(\frac{200 \cdot S_y}{1,11 \cdot P_N} \right) - 2 \right)} \quad (13)$$

Con:

ϕ_{cilindro} : Diámetro interior del cilindro, en [mm]

σ_{adm} : Esfuerzo admisible del material del cuerpo del cilindro, en $\left[\frac{kgf}{mm^2} \right]$

P_N : Presión de norma, en $\left[\frac{kgf}{mm^2} \right]$

El material utilizado en la camisa del cilindro es acero Bk+S St-52, con acabado rodado interior sin costura. Este material posee buenas propiedades mecánicas, por lo que es utilizado en la construcción de partes y piezas de mediana exigencia como ejes huecos, árboles de transmisión, bujes, polines y anillos. Además se utilizan en componentes oleo hidráulicos de equipos mineros, navales, forestales, industriales, tales como camisas, botellas, masas, manguitos y cilindros. Sus propiedades mecánicas se indican en la tabla n°3:

TIPO DE ACERO	Carga Rotura (Rm)	Límite Elástico (Rs)	Alarg. Mínimo
St-52 / E355 (BK+S) DIN-2391	$\geq 580 \text{ N/mm}^2$	$\geq 420 \text{ N/mm}$	10%
St-52 / E355 (BK) DIN-2391	$\geq 640 \text{ N/mm}^2$	80% (Rm)	4%
St-52.0 / E355 (DIN-2448)	$500 \pm 650 \text{ N/mm}^2$	$\geq 355 \text{ N/mm}^2$	21%

Tabla 3 Propiedades Mecánicas Acero Bk+S St-52

Los esfuerzos admisibles (σ_{adm}) son indicados en base a la norma DIN 19704:
de la tabla N°5, en base

TUBOS A PRESIÓN INTERNA O EXTERNA

$$\sigma_{Adm} = 0,5 * \sigma_e \quad (14)$$

$$\sigma_{Adm} = 210 [MPa] \quad (14)$$

Reemplazado en la formula (11) se obtiene la magnitud del espesor de pared:

$$e_{min} = 8,7491 [mm] \quad (13)$$

Se emplea un factor de seguridad igual a:

$$n = 2,177 [mm] \quad (15)$$

Para obtener un espesor comercial típico y un factor de seguridad conservador:

$$e = 19,05 [mm] = 0,75 [in] \quad (16)$$

$$e = 3/4 [in] \quad (16)$$

3.1.4.2.6 Diámetro mínimo del vástago

El vástago del cilindro estará sometido a una fuerza de tracción cuando ingresan los cilindros, por cuanto se debe verificar la medida del diámetro de este para saber si cumple con la medida mínima indicada por norma [17], para esto se utiliza la ecuación n°17, que indica cual será el valor mínimo que debe tener el vástago.

$$\phi_{vástago_{min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Tracción}}{(\pi \cdot \sigma_{adm})}} \quad (17)$$

El material utilizado en el vástago es SAE 1045 templado por inducción y cromado, en forma de barra de acero macizo recubierta en su superficie por una delgada capa de cromo. Esta barra recibe tratamiento térmico de temple por inducción antes de aplicar la capa de cromo, haciéndola de esta forma más resistente a impacto.

Por sus características de resistencia, dureza y su superficie suave, es un producto excelente para transmitir fuerza y por eso son utilizadas principalmente para la fabricación de vástagos en cilindros hidráulicos, eje de bombas y motores hidráulicos, guías y columnas. Sus propiedades mecánicas son:

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

Tabla 4 Tabla 2 Propiedades Mecánicas Acero SAE 1045

Para conocer el esfuerzo admisible (σ_{adm}), se debe utilizar la recomendación de norma DIN 19704[25], que indica los coeficientes de seguridad para diseño y cálculo de estructuras hidráulicas de acero, sus valores se obtienen en la tabla n°5:

COEFICIENTES DE SEGURIDAD DE ACUERDO CON NORMA DIN 19704 “CRITERIOS PARA DISEÑO Y CÁLCULO DE ESTRUCTURAS HIDRÁULICAS DE ACERO”	
TRACCIÓN	$s_A = 0,4 * s_e$
FLEXIÓN	$s_A = 0,4 * s_e$
COMPRESIÓN	$s_A = 0,66 * s_e$
CORTE SIMPLE	$s_A = 0,4 * 0,577 * s_e$
TUBOS A PRESIÓN INTERNA O EXTERNA	$s_A = 0,5 * s_e$
SOLDADURAS	$s_A = 0,25 * s_e$

Tabla 5 Criterios de Seguridad para Esfuerzos Admisibles

Para el esfuerzo de Tracción, el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{Adm} = 0,4 * \sigma_e \quad (18)$$

$$\sigma_{Adm} = 132 \text{ [MPa]} \quad (18)$$

De tal manera que el diámetro mínimo del vástago es:

$$\phi_{vástago_{\min}} = 19,06 \text{ [mm]} \quad (17)$$

El supuesto dado para la medida del vástago es correcto, ya que:

$$\phi_{Vástago} > \phi_{vástago_{\min}}$$

Con lo cual se obtiene un Factor de Seguridad igual a:

$$n = 6,43 \text{ [-]} \quad (18)$$

En la ilustración n°18, se muestra un cuadro resumen con las fuerzas y dimensiones del cilindro:

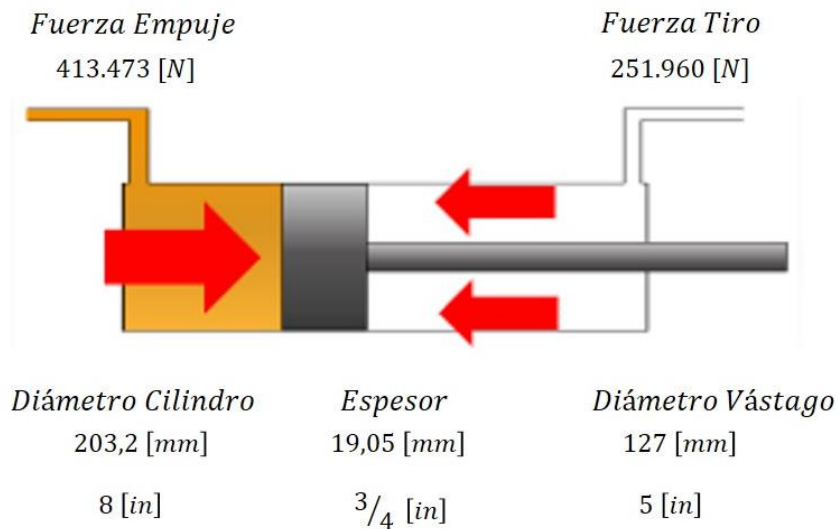


Ilustración 28 Resumen Cilindro Hidráulico

3.1.4.3 Cálculo de Esfuerzos

Se calculan los esfuerzos a los cuales se encontrará sometido el cilindro hidráulico, más específicamente el vástago de este. Ya que sobre este se aplicarán fuerzas de tracción y compresión que generarán esfuerzos de tracción y pandeo. Para el caso de los esfuerzos admisibles se toma en consideración la norma DIN 19704 [25], de la tabla n°5:

3.1.4.3.1 Tracción

Cuando ingresan los vástagos se realiza la fuerza de Tiro (F_{Tiro}), produciendo un esfuerzo de Tracción sobre este. Se debe analizar entonces si la magnitud es tal que pueda llegar a fallar dicho componente por este esfuerzo.

El esfuerzo de tracción se define como $\sigma_{Tracción}$ y se obtiene con la expresión de la ecuación n°19:

$$\sigma_{Tracción} = \frac{F_{Tiro}}{A_{vástago}} [MPa] \quad (19)$$

Reemplazando los valores por la fuerza de tiro y las dimensiones del vástago, se obtiene:

$$\sigma_{Tracción} = 19,89 \text{ [MPa]} \quad (19)$$

Se analiza el factor de seguridad de trabajo para el esfuerzo de tracción, que se expresa en la ecuación n°20:

$$n_{Tracción} = \frac{S_y}{\sigma_{Tracción}} [-] \quad (20)$$

$$n_{Tracción} = 5,6 [-] \quad (20)$$

La recomendación de norma [17] indica que el factor de seguridad mínimo para esfuerzos de tracción es igual 3.

$$n_{Tracción} > n_{Norma}$$

Por lo cual se puede concluir que el vástago no fallará por tracción y que además posee un factor de seguridad mayor al indicado en la norma.

3.1.4.3.2 Pandeo

Cuando sale el vástago se realiza la fuerza de Tiro (F_{Empuje}), produciendo un esfuerzo de Pandeo sobre éste. Se debe analizar entonces si la magnitud es tal que pueda llegar a fallar dicho componente por este esfuerzo. El primer paso para el cálculo de Pandeo es definir el tipo de columna, diferenciándose entre columnas cortas o columnas largas, ya que dependiendo del tipo será diferente el criterio de análisis [18]. El tipo de columna se obtiene a partir de la correlación que existe entre el grado de esbeltez (λ) y la relación de esbeltez (C_c) de la columna, la cual se defino como:

Si $\lambda > C_c \rightarrow$ Se utiliza el metodo de Columna larga o criterio de Euler

Si $\lambda < C_c \rightarrow$ Se utiliza el método de Columna larga o criterio de Jhonson

Se debe calcular el grado de esbeltez (λ) y la relación de esbeltez (C_c) para conocer el criterio a utilizar. El grado de esbeltez se obtiene mediante la ecuación n°21:

$$\lambda = \frac{L_e}{r_{\min}} \quad (21)$$

Donde:

L_e : Largo efectivo de Pandeo, en [mm]

$r_{\min}$: Radio mínimo de giro, en [mm]

El largo efectivo de Pandeo (L_e) dependerá del largo de la columna, la carrera del vástago y la condición de los extremos, o método de fijación del cilindro.

$$L_e = k \cdot L \text{ [mm]} \quad (22)$$

Para la fijación de los cilindros se opta por el modelo “foot mounting”, que se indica en la tabla n°7 obtenida desde el catálogo del proveedor [15], que disminuye los efectos del esfuerzo de Pandeo al tener un extremo empotrado y el otro extremo articulado guiado. Con esta configuración se obtiene un factor para las condiciones de extremo igual a:

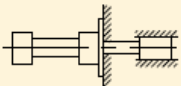
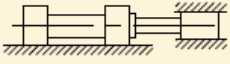
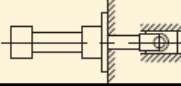
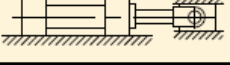
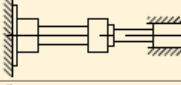
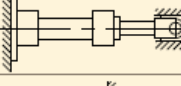
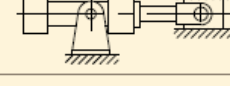
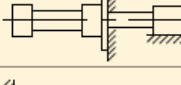
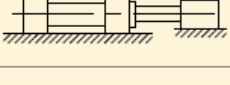
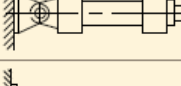
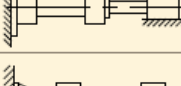
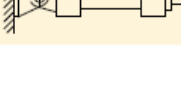
Cylinder Mounting Style	Rod End Connection and Load Guidance	Type of Mounting		Apply Stroke Factor of
MF3 Front flange and MS2 foot mountings	Load is fixed and rigidly guided			0.5
MF3 Front flange and MS2 foot mountings	Load is pivoted and rigidly guided			0.7
MF4 Rear flange mounting	Load is fixed and rigidly guided			1.0
MF4 Rear flange and MT4 trunnion mountings	Load is pivoted and rigidly guided			1.5
MF3 Front flange and MS2 foot mountings	Load is supported but not rigidly guided			2.0
MP3 Rear pivot and MP5 mountings	Load is pivoted and rigidly guided			2.0
MF4 Rear flange mounting	Load is supported but not rigidly guided			4.0
MP3 Rear pivot and MP5 mountings	Load is supported but not rigidly guided			4.0

Tabla 6 Condiciones de Extremo de Cilindros Hidráulicos “Hydraulic Cylinders, Series RDH”

$$k = 0,7 \text{ [-]}$$

Reemplazando el valor de k en la ecuación n°22:

$$L_e = k \cdot L \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$L_e = 0,7 \cdot 3000 \quad (22)$$

$$L_e = 2100 \text{ [mm]} \quad (22)$$

En tanto el radio mínimo de giro ($r_{\min}$) depende de la geometría de la columna, ya que este se obtiene a partir del momento de inercia y el área de la sección transversal de la misma, el procedimiento de cálculo se expone en la ecuación n°23:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (23)$$

Con:

I: Momento de inercia de la columna, en $[mm^4]$

A: Sección transversal de la columna, en $[mm^2]$

Como se trata de una columna circular su momento de inercia será:

$$I = \frac{\pi \cdot \emptyset^4}{64} \quad (24)$$

En tanto la sección transversal es:

$$A = \frac{\pi \cdot \emptyset^2}{4} \quad (25)$$

Al combinar las ecuaciones (24) y (25) se simplifica la expresión del radio mínimo de giro a:

$$r_{\min} = \frac{\emptyset}{4} \quad (23)$$

$$r_{\min} = 31,75 [mm]$$

Se obtiene así un grado de esbeltez:

$$\lambda = 66,14 [mm] \quad (21)$$

En tanto, la ecuación n°26 muestra cómo se expresa la relación de esbeltez:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} \quad (26)$$

Donde los términos representan:

E: Módulo de Elasticidad del Acero

S_y: Esfuerzo de Fluencia del material del vástago

Se reemplazan los valores en la ecuación (5) y se obtiene la relación de esbeltez:

$$C_c = 137,96 [mm] \quad (26)$$

Comparando el valor de relación de esbeltez con el grado de esbeltez, se nota que la primera es mayor.

$$C_c > \lambda$$

Por lo tanto se utiliza el método de Johnson, con la consideración de columna corta [18], que plantea al esfuerzo crítico como:

$$\sigma_{critico} = S_y \cdot \left(1 - \left(\frac{S_y \cdot \lambda}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right)^2 \right) [MPa] \quad (27)$$

De esta manera se obtiene un esfuerzo crítico de Pandeo igual a:

$$\sigma_{critico} = 193 [MPa] \quad (27)$$

En tanto, el esfuerzo de pandeo de trabajo será:

$$\sigma_{Pandeo} = \frac{F_{Empuje}}{A_{vástago}} [MPa] \quad (28)$$

$$\sigma_{Pandeo} = 32,64 [MPa] \quad (28)$$

Con lo que se obtiene un factor de seguridad al Pandeo:

$$n_{Pandeo} = \frac{S_y}{\sigma_{Pandeo}} [-] \quad (29)$$

$$n_{Pandeo} = 5,9 [-]$$

La recomendación de norma [17] indica que el factor de seguridad mínimo para esfuerzos de Pandeo es igual 3.

$$n_{Pandeo} > n_{Norma}$$

Por lo cual se puede concluir que el vástago no fallará por Pandeo y que además posee un factor de seguridad mayor al indicado en la norma

3.1.4.4 Sistema Soporte de los Cilindros

El soporte de los cilindros es un sistema compuesto por dos piezas, la primera es el bastidor, el cual está encargado de la fijación, suportación e instalación de los cilindros y la viga de amarre, encargada de unir los cabezales de los cilindros con el bastidor de la polea. Para el diseño de ambas se debieron considerar dimensiones físicas de terreno, para luego desarrollar un modelo que no genere interferencias y cumpla con las solicitudes de trabajo. En este ámbito los aspectos principales a considerar son:

- Buena Resistencia a Esfuerzos: Debe tener una buena resistencia a esfuerzos de tracción y compresión.
- Sujeción: Generar condiciones de sujeción que disminuya los esfuerzos de pandeo.
- Fabricación: Simple, a partir de materiales comerciales.
- Instalación: Debe considerar una fácil instalación en terreno, evitando interferencias y reprocesos in-situ.
- Mantenibilidad: Buen y cómodo acceso a los cilindros para realizar mantenimiento.

3.1.4.4.1 Bastidor

Para el bastidor, o soporte de los cilindros, se diseña una estructura a partir de materiales comerciales que tengan buena resistencia a esfuerzos de tracción y compresión, además debe proveer buenas condiciones de sujeción para los cilindros con lo cual se disminuyen los esfuerzos de pandeo.

La base del conjunto está compuesto por vigas H, específicamente vigas HEB 220 calidad ASTM A-36, reforzadas con atiesadores verticales, también cuenta con una sección vertical plana por sobre las vigas que será por donde se operarán los cilindros y soportes horizontales a cada lado para ser izada. En la ilustración n°29 se presenta el modelo del bastidor:

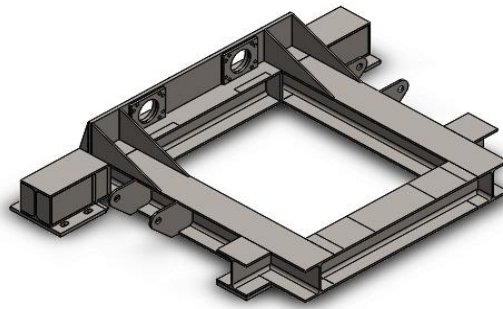


Ilustración 29: Modelo Bastidor de los Cilindros

El cálculo del bastidor se realiza mediante métodos de elementos finitos [21], con simulación en software debido a las ventajas que posee para modelar configuraciones complejas.

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico de resolución de problemas de Mecánica de Sólidos que resulta de gran importancia por su utilidad práctica. Es un método que no proporciona la solución “exacta” a un problema dado, sino que, en realidad, posibilita obtener una solución aproximada a problemas continuos. El método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes, o elementos, interconectadas entre sí a través de los nodos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nodos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de

rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas, siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras, permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar, de una forma aproximada, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento. Finalmente, se obtiene el campo tenso-deformacional en su interior, y así luego se puede comprobar que la pieza analizada cumple con los requisitos estructurales esperados [21].

Se modela el sólido con elementos de geometría triangular, en la cual se aplicará refinamiento del tamaño y cantidad de nodos en los puntos de concentración de esfuerzos. Que pueden ser discontinuidades en la sección transversal, contacto de varias áreas, cambios abruptos de dirección, entre otros. El resultado del enmallado se expone en la tabla nº8:

Tipo de malla	Malla sólida
Mallado utilizado:	Malla fina
Puntos Jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.5 mm
Tolerancia	2.75 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	69766
Número total de elementos	37136

Tabla 7: Propiedades de la malla

Una vez refinado el enmallado, se procede a la resolución de las deformaciones y tensiones en el cuerpo. El criterio de falla utilizado por el programa o solver para determinar el esfuerzo estático permisible será la teoría de energía de distorsión elástica, representada por la tensión de Von Mises [22].

El bastidor sometido a esfuerzos se muestra en la ilustración n°30:

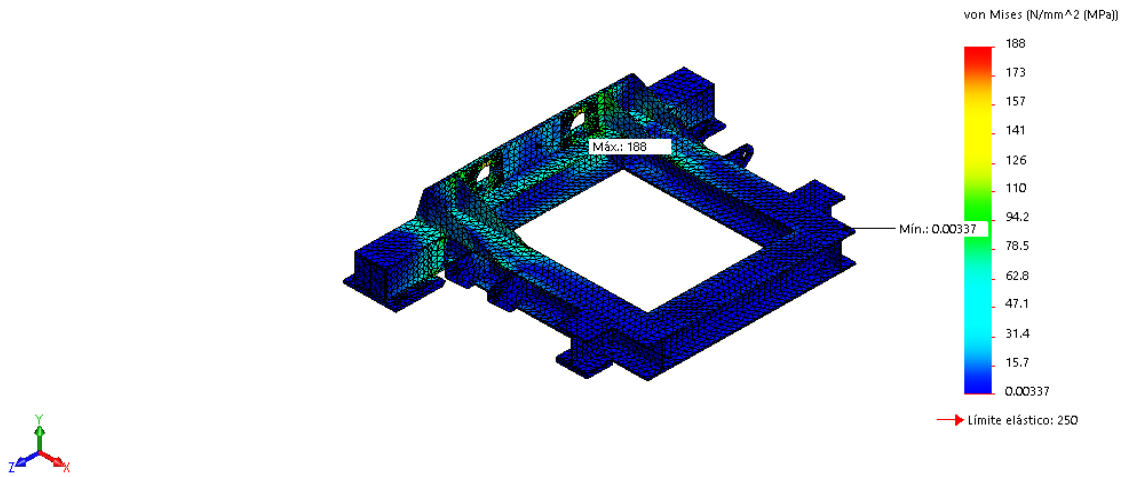


Ilustración 30: Bastidor Sometido a Esfuerzos

En cuanto al valor del esfuerzo, se obtiene:

$$\sigma_{Von Mises} = 188 [MPa] \quad (28)$$

El cual se compara con el esfuerzo máximo permisible para conocer si la estructura cumple con la sollicitación estática aplicada.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{Von Mises}} [-] \quad (29)$$

Dado el material, ASTM A-36, cuyo $S_y = 250 [MPa]$, se obtiene un factor de seguridad igual a:

$$n = 1,33 [-] \quad (29)$$

Por lo cual el diseño cumple con las sollicitaciones de trabajo.

3.1.4.4.2 Viga Amarre

Para la conexión entre el bastidor de la polea y los cilindros se utiliza una viga de amarre la cual está encargada de transmitir los esfuerzos de manera controlada y distribuirlos en toda la extensión del soporte de la polea. Además se utiliza un mecanismo de sujeción que ayuda a disminuir los efectos de pandeo, ya que utiliza fijación articulada que conecta al cabezal de los cilindros con un pasador a la viga de amarre. La viga está construida en base a materiales comerciales, específicamente una Viga HEB 220, reforzada con atiesadores verticales y tapas en el plano horizontal. También posee soportes verticales para ser izada.

En cuanto al cálculo, este se realiza mediante un Análisis Estático con simulación en software por método de elementos finitos [21]. El modelo se presenta en la ilustración n°31:

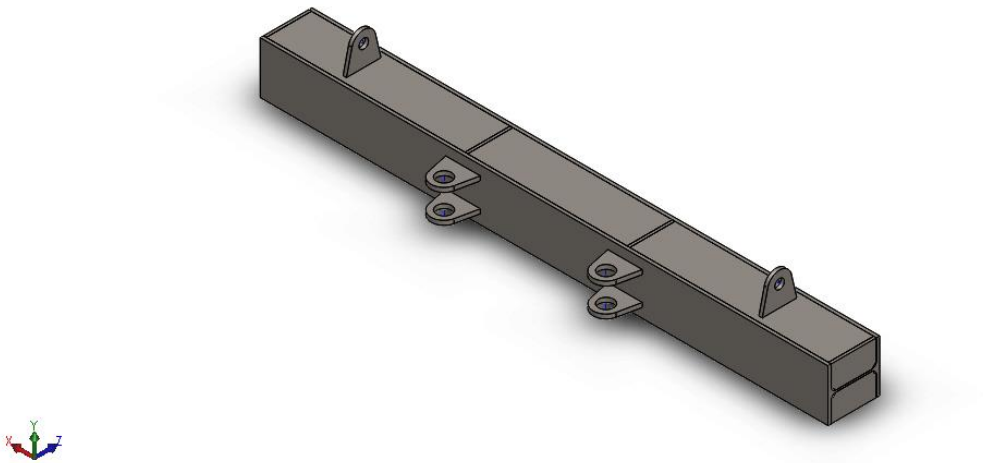


Ilustración 31: Viga Amarre

Para el análisis se realiza un enmallado tradicional, el cual se afina en puntos críticos para obtener un resultado más representativo, el detalle del enmallado se muestra en la tabla n°11:

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	30 mm
Tolerancia	1.5 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	71396
Número total de elementos	37225

Tabla 8: Propiedades Malla Estudio

Para la resolución de las deformaciones y tensiones en el cuerpo el criterio de falla utilizado por el programa para determinar el esfuerzo estático permisible será la teoría de energía de distorsión elástica, representada por la tensión de Von Mises [22]. La cual se comparará con el límite elástico del material para conocer si cumple con las solicitaciones. En la ilustración n° 32 se muestra la simulación de la viga sometida al esfuerzo.

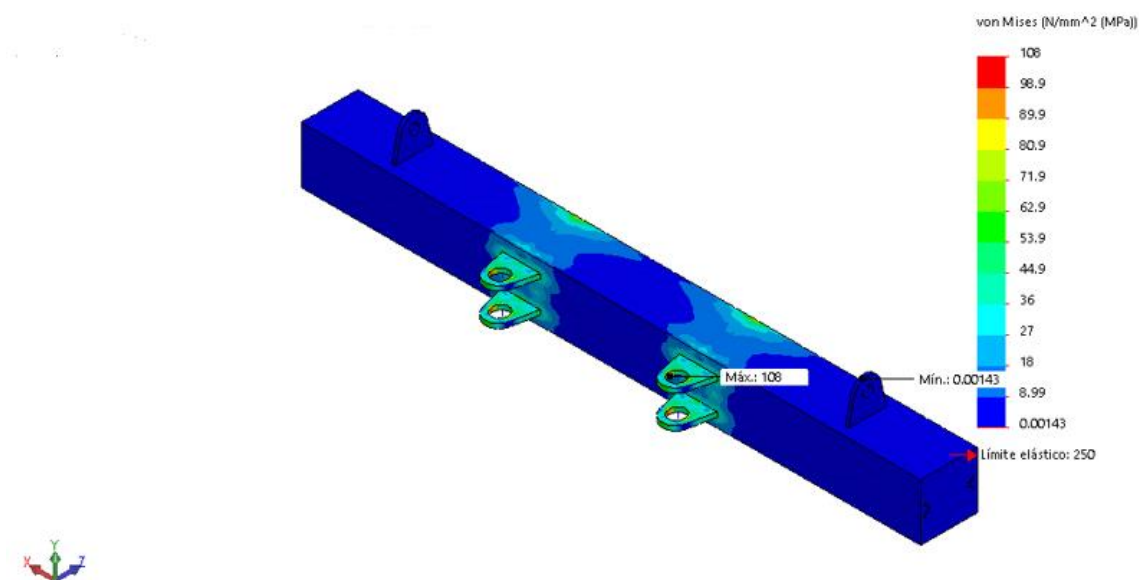


Ilustración 32: Distribución de Esfuerzos Viga Amarre

Se obtiene entonces la Tensión de Von Mises, que tiene un valor máximo de:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 108\ [MPa] \quad (28)$$

De manera que el esfuerzo aplicado genera un factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{Von\ Mises}} [-] \quad (29)$$

Dado el material, un acero ASTM A-36, cuyo $S_y = 250\ [MPa]$. Se obtiene un factor de seguridad de:

$$n = 2,31 [-] \quad (29)$$

Por lo cual el diseño de la viga de amarre cumple con las solicitaciones de trabajo y opera con un factor de seguridad razonable.

3.1.4.5 Cálculo Central Hidráulica

Una vez dimensionados los parámetros principales de los cilindros hidráulicos será necesario calcular su sistema de accionamiento. El cual estará compuesto por una central oleo hidráulica, mangueras, válvulas de control, una bomba oleo hidráulica y un motor eléctrico, que serán los encargados de transmitir la potencia necesaria al sistema.

Para su selección se consideran como parámetros de entrada la velocidad, caudal de aceite y la potencia de los cilindros. Los cálculos realizados se basan en recomendaciones del fabricante en su catálogo “Hydraulic Formulary”, de BOSCH Rexroth [19].

3.1.4.5.1 Velocidad del Cilindro

La velocidad de desplazamiento será calculada a partir del recorrido, o carrera de los cilindros, para un tiempo dado. Luego se compara este valor con valores estándar de cilindros hidráulicos, ya que si este valor se encuentra sobre los valores tradicionales disminuirá el factor de carga máxima de los cilindros y con ello la fuerza disponible. Se calcula la velocidad como la carrera del cilindro en el tiempo de ciclo:

$$v = \frac{Carrera}{tiempo\ ciclo} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (30)$$

Se busca completar cada ciclo de desplazamiento en 5 minutos, por cuanto la velocidad será:

$$v = \frac{2 * 3}{300} = 0,02 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (30)$$

El supuesto dado para el tiempo en que se debe realizar el recorrido del cilindro es correcto, ya que la velocidad es menor al valor máximo admisible indicado en el catálogo del fabricante. Esta velocidad se considerará para el dimensionamiento de la central hidráulica.

3.1.4.5.2 Caudal Teórico

El caudal necesario para producir el movimiento del cilindro, es claro que este caudal variará para el movimiento de extensión y retracción del vástago, por lo cual se calcula el de mayor magnitud que será cuando salga el vástago. Se obtiene un valor teórico de caudal, el cual será útil para conocer la potencia del sistema.

$$Q_{teo} = 6 \cdot A_{cilindro} \cdot v \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (31)$$

Este depende directamente de su geometría, tamaño y velocidad. Se expresa entonces como:

$$Q_{ext} = \frac{6}{100} \frac{\pi \phi_{cilindro}^2}{4} v \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (31)$$

Reemplazando con las medidas del cilindro se obtiene que el caudal necesario para extender los vástagos, que es igual:

$$Q_{teo} = 39 \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (31)$$

3.1.4.5.3 Caudal Real

Existen diversas condiciones que generan una reducción en el caudal de aceite suministrado, siendo la principal el paso por componentes del sistema o pérdidas internas, estas se deben considerar para calcular el caudal real de aceite. Para cuantificarlo se aplica el cociente entre el caudal teórico y la eficiencia volumétrica del sistema.

$$Q_{real} = \frac{Q_{teo}}{\eta_{vol}} \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (32)$$

El valor de la eficiencia volumétrica se encuentra entre el 90% - 95%, según indicación de fabricante [18]. Se utilizará el valor más conservador para el cálculo, de manera que el caudal real es igual:

$$Q_{real} = 43 \left[\frac{lt}{min} \right] \quad (32)$$

3.1.4.5.4 Volumen Extensión

Se debe conocer la cantidad de aceite necesaria para extender el vástago, el cual depende de la geometría, tamaño, carrera y velocidad de los cilindros.

$$V_{ext} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot \phi_{cilindro}^2 \cdot h [lt] \quad (33)$$

Reemplazando con las medidas del cilindro se obtiene que el caudal necesario para extender el vástago es:

$$V_{ext} = 97 [lt] \quad (33)$$

3.1.4.5.5 Volumen Retracción

Es necesario también, conocer el caudal requerido para ingresar el vástago, que también está relacionado con la geometría, tamaño, carrera y velocidad de los cilindros:

$$V_{Ret} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot (\phi_{cilindro}^2 - \phi_{vástago}^2) \cdot h [lt] \quad (34)$$

Al reemplazar con las medidas del cilindro, se obtiene:

$$V_{ret} = 59 [lt] \quad (34)$$

3.1.4.5.6 Volumen Estanque

Conocido el volumen necesario para cada movimiento del vástago se podrá conocer el volumen del estanque de la central. Para el cual se deben considerar, la cantidad de cilindros y un factor de servicio que integra el volumen de aceite en las líneas y válvulas además de sobre dimensionar al estanque para aumentar la circulación del aceite y disminuir la transferencia de calor del fluido.

$$V_{Estanque} = n^{\circ}_{cilindros} (V_{Ret} + V_{ext}) f_{servicio} [lt] \quad (35)$$

El factor de servicio será un 25%, el cual es un valor bastante conservador. De manera que el volumen del Estanque será:

$$V_{Estanque} = 391 [lt] \quad (35)$$

3.1.4.5.7 Potencia Cilindro

Para determinar la potencia que consume el cilindro se considera la mayor fuerza que este ejerce, en este caso la fuerza de Empuje, y la velocidad de desplazamiento. Siendo el resultado del producto de estas la potencia necesaria del cilindro:

$$W_{Cilindro} = v \cdot F_{empuje} [W] \quad (36)$$

Se obtiene una potencia para cada cilindro igual a:

$$W_{Cilindro} = 11,439 [KW] \quad (36)$$

3.1.4.5.8 Potencia de la Bomba

El caudal de aceite a presión que acciona los cilindros será entregado por una bomba óleo hidráulica, la cual debe dimensionarse a partir de la presión de trabajo, caudal de aceite, número de cilindros y la eficiencia total del sistema. A partir de la siguiente expresión:

$$W_{Bomba} = n^{\circ}_{Cilindros} \left(\frac{P_{Norma} \cdot Q}{600 \cdot \eta_{ges}} \right) [W] \quad (37)$$

Se obtiene una bomba con una potencia de:

$$W_{Bomba} = 35,416 [KW] = 47[HP] \quad (37)$$

Conocida la potencia requerida por la bomba se debe calcular la potencia del motor eléctrico que energizará el sistema.

3.1.4.5.9 Potencia Motor

Para dimensionar la potencia del motor que accionará el sistema electro hidráulico, se requiere como parámetro de entrada la potencia de la bomba y la eficiencia del motor, ya que existen pérdidas en el sistema de acoplamiento motor bomba y otras fuentes propias del motor como pérdidas de bobinados del estator, perdidas de rotor, pérdidas de cargas parásitas, entre otras. De esta manera la fórmula para calcular la potencia del motor es:

$$W_{Th\ Motor} = \frac{W_{Bomba}}{\eta} \quad (38)$$

La eficiencia del motor se obtiene por recomendación de fabricante en base al rango de potencia del sistema, esta se muestra en la tabla n°9:

Potencia [HP]	Eficiencia	
	Nominal %	Mínimo %
[0 - 7.5 [	87.5	85.5
[7.5 – 20 [	90.2	88.5
[20 – 75]	93.0	91.7

Tabla 9: Eficiencia Motores Eléctricos

Se utiliza un criterio conservador de diseño, por lo cual se utilizará la eficiencia mínima, con lo que se obtiene una potencia teórica del motor:

$$W_{Th\ Motor} = 54 \text{ [HP]} \quad (38)$$

Además para los motores eléctricos se utiliza un factor de corrección para la potencia que se llama factor de servicio, el cual es indicado por la NEMA (National Electrical Manufacturers Association) que viene dado según la potencia y velocidad del giro del motor. Este factor se obtiene desde la tabla n°10:

Hp	Service Factor					
	Synchronous Speed, Rpm					
	3600	1800	1200	900	720	600
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4	...	...
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4	...	...
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4	...	...
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35	...	...
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35	...	...
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35	...	...
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*	...	...
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*	...	...
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*	...	...
1-1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
250	1.0	1.15*	1.15*	1.15*	...	...

Tabla 10: Factor de Servicio Motor Eléctrico

Finalmente, la potencia real del motor eléctrico es:

$$W_{Motor} = W_{ThM} \cdot SF = 62 [HP] \quad (39)$$

3.1.4.5.10 Válvulas

El sistema electro hidráulico se regula, controla y comanda mediante válvulas, las que están encargadas de distribuir y direccionar el fluido, controlar la presión y el caudal y bloquear o cerrar el sistema. Las válvulas que se utilizarán en el sistema serán:

Válvula Distribuidora

Para el control direccional del fluido se emplea una válvula 4/3, la cual cuenta con tres posiciones y con dos vías al actuador, permitiendo accionar al cilindro en extensión y retracción y una tercera posición para cuando no se utiliza el sistema.

Válvula Reguladora de Caudal

Se encarga de regular la velocidad de extensión y retracción del cilindro, controlando el flujo volumétrico de alimentación a los cilindros. Este tipo de válvulas actúan estrangulando el paso del fluido que entra o sale en el órgano cuya velocidad de trabajo se está regulando

Divisor de Flujo

Es la encargada de controlar el caudal que se inyecta a los actuadores, entregando dos caudales iguales en cada salida para sincronizar los cilindros.

3.1.4.5.11 Manguera

El sistema hidráulico trabaja en un régimen de alta presión por lo que se deben dimensionar las líneas de transmisión del fluido. Debido a la extensión y sinuosidades del recorrido se utilizarán mangueras hidráulicas, las que se deben dimensionar en diámetro y verificar que cumplan con la presión de trabajo, para ello se toma en consideración la norma DIN 24334 [17] y parámetros operacionales del sistema.

Diámetro

Para el cálculo del diámetro se requiere conocer el caudal y velocidad de circulación del aceite en el circuito. Para el caudal se considerará el caso más desfavorable que es el de extensión de los cilindros.

$$\phi_T = \sqrt{\frac{Q_b}{v_{aceite}} \frac{4}{\pi}} \quad [m] \quad (40)$$

El valor de la velocidad del aceite depende de la presión del sistema y se entrega como consideración de norma, se obtiene el valor desde la tabla n°11:

Presión [Kg/cm ²]	0 -10	10 – 25	25 – 50	50 – 100	100 – 150	150 – 200	< 200
Velocidad [m/s]	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6

Tabla 11: Velocidades de Circulación de Aceite

Reemplazando con el factor de la tabla y condiciones del régimen de trabajo, se obtiene el diámetro de la manguera, que es:

$$\phi_{T_{min}} = 12,916 \text{ [mm]} \quad (40)$$

Que es el diámetro mínimo que debe tener la manguera. Luego se selecciona una manguera comercial que cumpla con las solicitudes del diámetro y la presión de trabajo.

Desde el catálogo de Parker [15] se busca una manguera que cumpla con los requisitos de diámetro y presión de trabajo, en la tabla n°12 se muestran modelos que deben ser seleccionados según estos parámetros:

Diámetro interno		Presión trabajo	Radio curvatura mm
Pulgadas	mm		
3/8"	10	4000	125
1/2"	12.7	4000	90
5/8"	15.8	4000	100
3/4"	19	4000	120
1 "	25.4	4000	150
1 1/4"	31.8	3000	210

Tabla 12: Dimensiones Manguera Hidráulica

El modelo seleccionado es el 722 TC SAE 100R12, que posee un cuerpo de hule sintético con cuatro refuerzos de acero en espiral, que le entrega gran flexibilidad y disminuye los radios de curvatura,

3.1.4.5.12 Central Hidráulica

Basta entonces dimensionar la central que accionará el sistema electro hidráulico, a partir de los valores calculados se realiza la selección de una central que cumpla con los requerimientos del sistema. Para ello, se selecciona un equipo de la Marca Eaton, fabricante de centrales electro hidráulicas, desde su catálogo “Standar Package Systems” [26]. Se utilizan como parámetros de entrada la potencia del motor y el volumen del estanque de aceite, para luego ingresar a un gráfico del fabricante y seleccionar el tipo de central.

La ilustración n°33 indica el tipo de central según la potencia requerida y el volumen o capacidad del estanque. Se indican los valores el sistema a utilizar como parámetros de entrada del gráfico:

$$W_{Motor} = 62 [HP] \quad (39)$$

$$V_{Estanque} = 83 [gal] \quad (35)$$

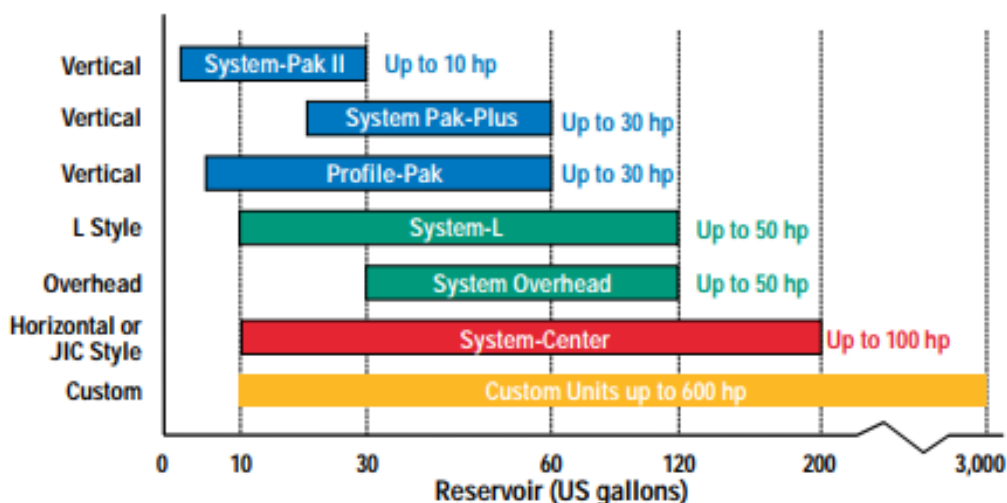


Ilustración 33: Gráfico Tipos de Centrales Hidráulicas

Se obtiene que el modelo de central es de Sistema Central. En esta versión de centrales se puede elegir entre tres diferentes tipos de bombas, que puede ser bomba de engranajes, bomba de paleta y bomba de pistón.

La selección del tipo de bomba más indicada se realiza según el caudal volumétrico y presión de trabajo, los valores de estas variables son:

$$P_{Trabajo} = 2176 [psi] \quad (10)$$

$$\dot{Q} = 15 [gpm] \quad (32)$$

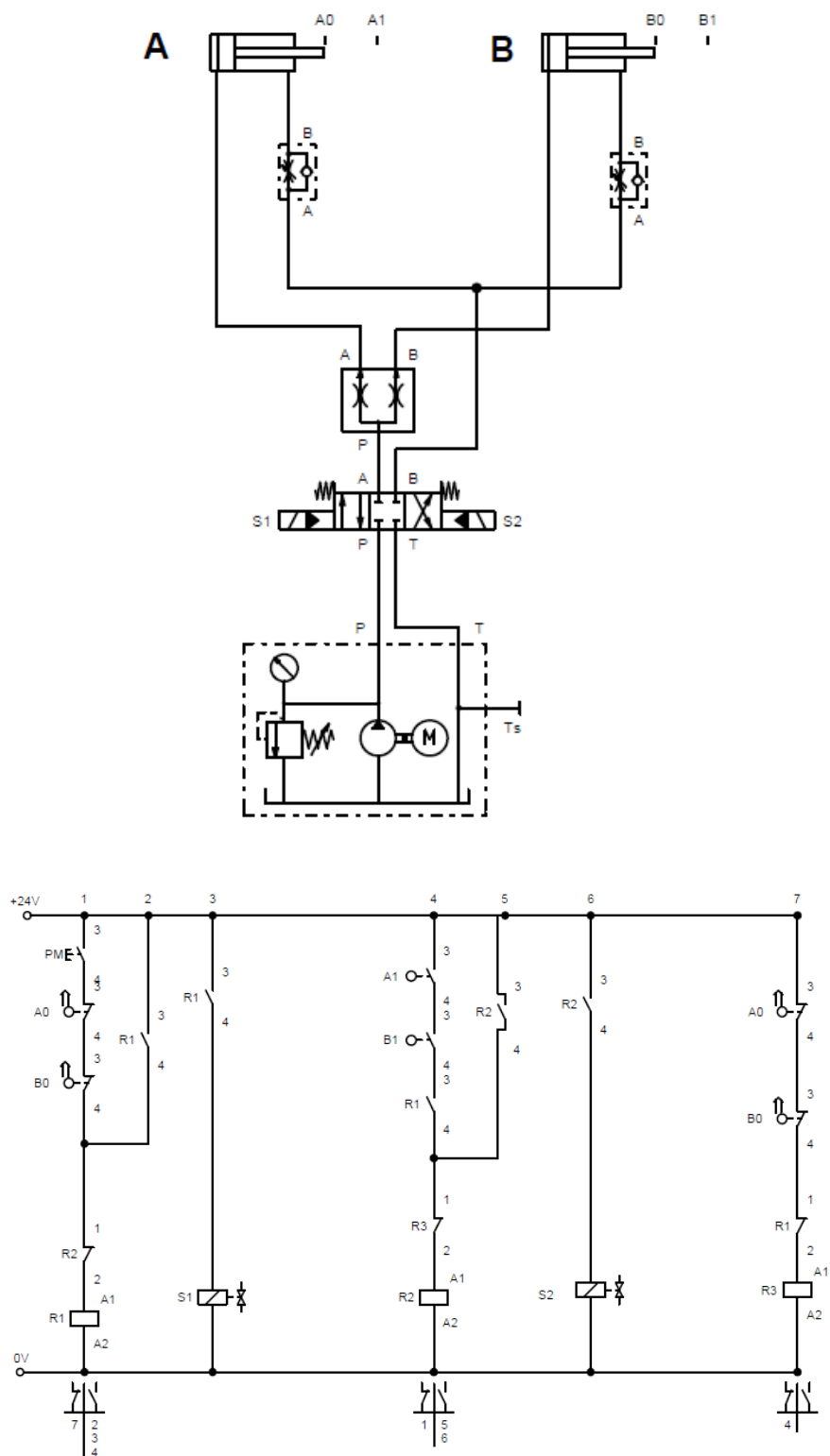
En la ilustración n°34 se muestran los rangos de operación de cada tipo de bomba, por lo cual se debe seleccionar el que mejor se adecue a las solicitudes del sistema:

SYSTEM STYLE	SYSTEM-CENTER		
			
Family Code	PSSC		
Pump	Gear	Vane	Piston
Pump Flow-Max GPM	10.5	91.0	45.0
Pump Flow- Min GPM	2.2	1.5	5.0
Pump Pressure Rating	3000	3000	4000
Motor HP (Max)	100		
Motor HP (Min)	0.75		
Reservoir Size (Max) Gal.	120 (Non-JIC Style) 200 (JIC Style)		
Reservoir Size (Min) Gal.	10		
Available Valve Sizes	D03	D05	D08
Maximum No of Valve Stations (Parallel Manifold)	8	8	4
Maximum No of Valve Stations (Series Manifold)	4	-	-

Ilustración 34: Ficha Técnica Central Hidráulica

Finalmente se selecciona una Central de Sistema Central con Bomba de Pistón dado el caudal y presión de trabajo.

3.1.4.5.13 Plano Sistema Hidráulico



3.2 Análisis Económico

3.2.1 Descripción

El diseño e implementación del sistema electro hidráulico en el cambio de polea genera una serie de beneficios tanto técnicos como económicos, por cuanto se realiza la cuantificación del dividendo monetario esperado con su implementación. Se realiza esta cuantificación para demostrar la importancia del desarrollo ingenieril y de tecnología aplicada al mantenimiento en la operación minera, dada la relevancia de esta en la economía del país [Anexo B] y la relación que posee esta industria con sus costos de ineficiencia[10].

La optimización del cambio de polea puede ser considerada una aplicación de ingeniería de mantenimiento basado en una política de mantención mejorativa [10] orientada a la generación de valor para el negocio, a partir de la disminución de los costos globales de mantenimiento. Dada la criticidad de este equipo y su tiempo medio de reparación., polea de la cinta transportadora del sistema de transporte de mineral grueso de Minera Los Pelambre, la tarea de mantención tiene un importante efecto económico puesto que puede realizarse únicamente durante una mantención mayor, periodo en donde se detiene por completo la operación de la planta y la mina.

Con este análisis se busca relacionar a la política de mantención como una actividad productiva, entendiéndola como una combinación de gestión, finanzas e ingeniería aplicada a los equipos y procesos para optimizar económicamente el costo del ciclo de vida de los activos. En definitiva considerar a la ingeniería de mantenimiento como una actividad que genera valor para el negocio a partir de otorgar dinamismo al proceso de mejoramiento continuo [10].

3.2.2 Modelo de evaluación económica

Se presenta un modelo de evaluación económica para cuantificar costo total de una tarea de mantenimiento, el cual se aplicará para calcular el costo del cambio de polea sin el diseño del sistema electro hidráulico, para luego obtener el costo de la tarea de mantención con la implementación del sistema electro hidráulico, con lo cual se consigue cuantificar el beneficio generado a partir de este.

Se presente entonces el método para calcular el costo de una tarea de mantención:

$$C_{Mtto} = C_I + C_{Recursos} \text{ [\$ USD]} \quad (41)$$

El segundo término, asociado a los recursos utilizados durante la tarea de mantenimiento puede ser desglosado como:

$$C_{Mtto} = C_I + C_{M.O} + C_{Equipos y Repuestos} \text{ [\$ USD]} \quad (41)$$

Se definen, y se desarrolla el modelo de cálculo de cada uno de estos costos:

Costo de Ineficiencia ($C_{Ineficiencia}$):

Se trata del costo asociado a la detención del activo, que se cuantifica por la producción que se está dejando de percibir. Para conocerlo se debe calcular la producción de la cinta, que resulta del producto de la capacidad de carga, ley del material y el factor de recuperación de la planta, se definirán estos términos para luego utilizarlos con mayor facilidad.

Capacidad de Carga ($\dot{m}$): Flujo másico, depositado en la cinta transportadora, este se mide en toneladas por hora o [tph]. En condiciones de operación normal la capacidad de carga de la cinta transportadora es de 9500 [tph].

Ley del material (l_m): Porcentaje de cobre que encierra una determinada muestra de roca. Cuando se habla de una ley del 1% significa que en cada 100 kilogramos de roca mineralizada hay 1 kilogramo de cobre puro [23]. Para el caso de estudio se considera la ley histórica del yacimiento que es 0,7%.

Factor de recuperación (f_R): Cantidad, expresada en porcentaje, de cobre valioso que posee el concentrado recuperado luego de ser tratado el mineral chancado en la planta de recuperación [23]. Se considera un valor promedio histórico de la planta de tratamientos, que es de un 85%.

Precio del Cobre (C_{Cu}): El precio del cobre nunca es fijo y varía constantemente, dependiendo fundamentalmente de la oferta y la demanda así como de la actividad económica global. El valor del cobre se fija día a día en la Bolsa de Metales de Londres (LME, por sus siglas en inglés), lugar donde esta materia prima, y otros commodities, son transados. Para el caso de estudio se considera el precio promedio anual correspondiente al año 2017, que es de 2,8 [USD \$/lb] [24].

Para el caso de la cinta transportadora, el C_i se calcula como:

C_i : Costo de ineficiencia por hora, se mide en [USD/hr]

$$C_i = \dot{m} \cdot l_m \cdot f_R \cdot C_{Cu} \text{ [USD/hr]} \quad (42)$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$C_i = 345.531 \text{ [USD/hr]} \quad (42)$$

Que representa la producción que se deja de percibir al tener detenida la cinta transportadora por una hora. Ahora se debe obtener el costo por la cantidad de horas que dura el cambio de polea, que se obtendrá como:

$$C_I = C_i \cdot t \text{ [USD]} \quad (43)$$

t : Tiempo de la ruta crítica de la tarea de mantenimiento, se mide en [hr]

$t = 117 \text{ [hr]}$, se obtiene desde Carta Gantt Mantención Mayor [20].

Se obtiene así el costo de ineficiencia asociada a la detención de la cinta transportadora:

$$C_I = \$40.778.176 \text{ [USD]} \quad (41.1)$$

Costo de Mano de Obra ($C_{M.O}$)

Es el costo resultante de la remuneración más los costos del empleador por concepto de remuneración extraordinaria, aportes patronales y servicios de bienestar del personal. En este caso como se trata de un trabajo esporádico se utiliza el concepto de contrato por faena.

Para el cálculo se utiliza un modelo que cuantifica el costo como el producto del valor unitario de la hora persona por el total de horas personas de la tarea de mantenimiento, este y los demás datos utilizados se obtienen directamente de la empresa que recibe los servicios, en este caso el área de ingeniería de confiabilidad de MLP [20].

El modelo se representa como:

$$C_{M.O} = C_{HH} \cdot t' \text{ [\$ USD]} \quad (44)$$

C_{HH} : Costo de la hora persona, se mide en [\$/hr]

$$C_{HH} = \$ 20.000 \text{ [\$ clp/hr]}$$

Se utiliza un costo único por concepto de hora persona, ya que esta es la modalidad adoptada por la compañía minera MLP, haciendo que quienes presten el servicio diferencien los pagos dependiendo de su función.

t' : Fuerza laboral que se tiene para la tarea de mantenimiento, se mide en [HH]

Para el cambio de cinta se trabaja en horario continuado en turnos de doce horas, cada turno está compuesto con la estructura que se presenta en la tabla n°13:

Especialidad	Día	Noche
Líder	1	1
Mecánicos	23	23
Soldadores	12	12
Eléctricos	2	2
Hidráulicos	2	2
Operador Puente Grúa	1	1
APR	1	1
Total	42	42

Tabla 13: Dotación de Personal Cambio de Polea por turno

De manera que la fuerza laboral empleada en todos los turnos del cambio de cinta es igual a:

$$t' = 4.914 [HH]$$

Resultando un costo por concepto Mano de Obra de:

$$C_{M.O} = \$ 150.797[USD] \quad (41.2)$$

Costo Repuesto (C_{Rep})

Corresponde al valor de adquirir una nueva polea. Cómo se trata de un equipo crítico se trabaja con el repuesto original de fabricante, en este caso el proveedor es “RWE Maintenance & Engineering Center”, empresa de procedencia alemana por lo que el equipo está valorizado en euros, y su valor es de:

$$C_{Rep} = 315.000 [\$ \text{€}] \quad (41.3)$$

Para analizar todos los costos en una misma moneda, se llevarán todos los valores a dólares.

$$C_{Rep} = \$ 371.457[USD] \quad (41.3)$$

Conocidos los términos de cada componente del costo, realiza el cálculo del Costo Total de la tarea de Mantención:

$$C_{Mantención} = C_i \cdot t + C_{HH} \cdot t' + C_{Rep} [\$ USD] \quad (41)$$

El cual asciende a:

$$C_{Mantención} = \$ 41.300.430 [USD] \quad (41)$$

Se realiza la evaluación de la distribución de costo, representada por la participación porcentual, para comprender la magnitud e importancia de cada uno.

<i>Costo</i>	<i>Valor [\$ USD]</i>	<i>Participación Porcentual [%]</i>
$C_{Ineficiencia}$	\$ 40.778.176	98,74 %
$C_{Repuesto}$	\$371.457	0,90 %
$C_{M.O}$	\$150.797	0,36 %

Tabla 14: Distribución Costos Mantenición

Se trata de una distribución muy parcializada, lo que vuelve redundante realizar un análisis de sensibilidad para los costos. Por lo cual se analiza directamente el nuevo costo de la tarea de mantenimiento, con la inclusión del sistema electro hidráulico. Esta modificación implica una disminución en el costo de ineficiencia debido a la disminución de los tiempos medios de reparación y un aumento en el costo de repuestos y equipos por la adquisición del sistema electro hidráulico. Se busca evaluar si esta inversión representa un retorno económico que apalanque la implementación del sistema electro hidráulico en futuros cambios de polea.

Se incluirá entonces un nuevo término que represente la diferencia de los costos de mantenimiento, ese será definido como beneficio y será simbolizado con el símbolo π . Si su valor es positivo y representativo en el total del costo de mantenimiento indicará que la modificación es rentable.

Se define al beneficio como:

$$\pi = \Delta C_{Mantenición} \text{ [\$ USD]} \quad (45)$$

Para esto, se debe calcular el nuevo costo de mantenimiento del cambio de polea con la implementación del sistema electro hidráulico. Este se denominará $C_{Mantenición_1}$ y se calculará mediante:

$$C_{Mantenición_1} = C_i \cdot t_1 + C_{HH} \cdot t'_1 + C_{Rep_1} \text{ [\$ USD]} \quad (46)$$

El costo de ineficiencia horario y el costo de hora persona se mantienen constantes en la ecuación n°46. En tanto, se deben recalcular los tiempos de detención, fuerza laboral utilizado y el costo de repuestos y equipos.

El nuevo tiempo de duración del mantenimiento o tiempo de la ruta crítica del cambio de polea, se obtiene desde la consideración de la disminución del tiempo del traslado de la polea con la implementación del sistema electro hidráulico. De esta manera el nuevo tiempo será:

$t_1 = \text{Tiempo de la ruta crítica del mantenimiento, con el sistema electro hidráulico.}$

$$t_1 = 98 [hr]$$

Luego, el nuevo costo de ineficiencia es:

$$C_I = \$34.156.079 [USD] \quad (47)$$

La fuerza laboral empleada, mantiene su significado empero cambia su valor, ya que disminuyen la cantidad de turnos o duración de la tarea de mantenimiento. Su nuevo valor es:

$$t_1' = 4116 [HH]$$

Con lo que el costo de mano de obra, es:

$$C_{MO} = \$126.851 [USD] \quad (48)$$

Esta vez el costo de repuestos considera la nueva polea, la central electro hidráulica, los cilindros, válvulas e instrumentación y la estructura de soporte o bastidor de los cilindros. Con lo cual es nuevo costo de repuestos y equipos se define como:

$$C_{Rep_1} = C_{Polea} + C_{Sistema Hidráulico} + C_{Bastidor} [USD] \quad (49)$$

Los valores se consiguen en base a cotizaciones realizadas por los fabricantes de los sistemas a Minera Los Pelambres, estos se obtienen desde el departamento de ingeniería de confiabilidad [20]. El valor total de repuestos es de:

$$C_{Rep_1} = \$ 404.324 [USD] \quad (49)$$

El nuevo costo de mantención, o costo del mantenimiento con la implementación del sistema electro hidráulico es:

$$C_{Mantención_1} = \$ 34.687.254 [USD] \quad (46)$$

Con el nuevo costo se puede calcular el beneficio generado, que corresponde a la diferencia de los costos de mantención. De esta manera, el beneficio económico es:

$$\pi = \$ 6.613.177 [USD] \quad (45)$$

Por lo cual se concluye que el diseño e implementación del sistema electro hidráulico encargado del desplazamiento de la polea en el cambio de esta, es un modelo muy conveniente ya que disminuye significativamente los tiempos medios de reparación y genera un beneficio económico que representa un 16% del costo original de la tarea de mantenimiento.

3.2.3 Extrapolación de Resultados: Evaluación Económica de Mejora aplicada a una Mantención Mayor.

Se realiza el análisis de un supuesto que considera implementar una mejora en la ruta crítica de una mantención mayor en todo el sistema de transporte de mineral grueso, la cual tiene el mismo impacto en la disminución porcentual de los tiempos de ineficiencia que la implementación del sistema electro hidráulico de este trabajo. Con lo cual se busca cuantificar el beneficio económico que significaría esta mejora.

Para cuantificar el costo de la mantención mayor se utiliza el mismo modelo que se utilizó para calcular el costo de la tarea de mantención de la ecuación (41), pero esta vez es una proyección de costo por lo que se añade el sufijo Pr:

$$C_{MttoPr} = C_I + C_{M.O} + C_{Repuestos} \text{ [\$USD]} \quad (50)$$

Costo de Ineficiencia (C_I):

El costo de ineficiencia considera el tiempo total de la duración de la mantención mayor. En tanto el costo de ineficiencia por hora se mantiene, ya que la producción que se está dejando de percibir es la misma que la de tener detenida la correa transportadora.

$$C_{I\ Pr} = C_i \cdot t \text{ [\$ USD]} \quad (51)$$

La duración total de la mantención mayor será el valor del tiempo, que es igual a:

$t = 176 \text{ [hr]}$, se obtiene desde *Carta Gantt Mantención Mayor* [20].

En tanto el costo de ineficiencia horario es el mismo que se calculó antes:

$$C_i = \$ 345.531 \text{ [USD/hr]}$$

De esta manera el costo de ineficiencia asciende a:

$$C_{I\ Pr} = \$ 61.341.530 \text{ [USD]} \quad (51)$$

Costo de Mano de Obra ($C_{M.O}$)

Para calcular el costo de la mano de obra se utiliza el mismo modelo, que en este caso requiere la demanda de la fuerza laboral para todas las actividades de mantenimiento del sistema de transporte de mineral, que abarca desde el área de chanchado primario hasta la tercera estación de transferencia o estación de transferencia de la planta de tratamiento. Se utiliza el mismo costo horario que en el cambio de polea.

$$C_{M.O_{Pr}} = C_{HH} \cdot t' \text{ [\$ USD]} \quad (52)$$

Con:

$$C_{HH} = \$ 20.000 \text{ [\$ clp/hr]}$$

$$t' = 36.081 \text{ [HH]}, \text{ se obtiene desde Carta Gantt Mantención Mayor [20]}$$

Se obtiene un costo por concepto de mano de obra igual a:

$$C_{M.O_{Pr}} = \$ 1.111.909 \text{ [USD]} \quad (52)$$

Costo Repuesto (C_{Rep})

Considera la sumatoria de los costos de los repuestos que se utilizan en las actividades de mantenimiento en todo el sistema de transporte de mineral grueso, que son principalmente repuestos del poste de chancador, reemplazos de piezas de desgaste en feeders, cambio en tramos de correa y una nueva polea. En total alcanzan la suma de:

$$C_{Rep} = \$ 1.840.246 \text{ [USD]} \quad (53)$$

Con lo que se obtiene un Costo Total del Mantenimiento Mayor del Sistema de Transporte de Mineral Grueso de:

$$C_{Mtto_{Pr}} = \$64.293.685 \text{ [\$ USD]} \quad (50)$$

Al igual que en el caso de estudio de este trabajo, la mejora considera aplicar una reducción en los tiempos medios de reparación con lo que se disminuyen los costos de ineficiencia, empero se mantienen constantes los costos de mano de obra y de repuestos ya que al tratarse de equipos críticos no se reducirán para asegurar su correcto funcionamiento.

La reducción propuesta, disminuye en un 16% el total del tiempo de intervención, con lo que el nuevo costo de mantenimiento se debe recalcular, para luego conocer el beneficio económico proyectado.

$$C_{MttoPr_1} = C_{Inef_1} + C_{M.O} + C_{Repuestos} \text{ [\$ USD]} \quad (54)$$

De esta manera se logra el beneficio económico proyectado por la disminución del tiempo de reparación para la mantención mayor del sistema de transporte de mineral grueso es:

$$\pi_{Pr} = \Delta C_{Mantención} \text{ [\$ USD]} \quad (55)$$

$$\pi_{Pr} = \$ 9.822.231 \text{ [USD]}$$

Este beneficio proyectado es un valor considerable, ya que corresponde a un 15% del costo total de la mantención mayor. Mantención que congrega la mayor parte de los costos del presupuesto asignado al mantenimiento.

Este resultado proyectado, clarifica que el desarrollo de la ingeniería de mantenimiento debe enfocarse en mejoras que optimicen los tiempos medios de reparación de los equipos o sistemas mineros. Ya que los costos asociados a ineficiencia superan por mucho los costos por servicios y repuestos. Dicho de otra manera, se deben desarrollar políticas de mantenimiento que tenga directa relación o directo impacto en las mejoras productivas.

4. Procedimiento de Trabajo: Cambio de Polea

4.1.1 Consideraciones de Seguridad

Antes de iniciar los trabajos se deben tomar diferentes consideraciones de seguridad, respecto a los diferentes riesgos que estarán presentes durante la ejecución de las tareas dentro de los cuales se destacan:

Pérdida de Control Maniobras de Izaje

Existe un riesgo debido a carga suspendida desde un puente grúa, ya que se realizan diferentes maniobras en las cuales se trasladan equipos por este medio. Se bloquean las zonas afectadas, prohibiendo el transito del personal.



Liberación Repentina de Energía: Cinética, Eléctrica e Hidráulica

En el área de trabajo se encuentran presentes energías en diferentes estados por cuanto se debe tener especial cuidado con cada una de ellas.

En relación a la energía eléctrica de los equipos se realiza el procedimiento de bloqueo directamente en la alimentación para eliminar los riesgos de descarga eléctrica.

Para la energía hidráulica se despresurizan las líneas de aceite, con tal de eliminar el riesgo producido por una fuga repentina o el rasgado de las mismas durante los trabajos.

Para el caso de la energía cinética se detienen los equipos que pudiesen generar algún incidente por el movimiento de estos o la proyección de material desde estos.



Pérdida de Equilibrio Sin Control: Caída de distinto nivel

Durante las labores se tendrán que ubicar operarios en zonas que presentan irregularidades en su base o estructuras con diferentes alturas, por cuanto el riesgo de caídas o pérdidas de equilibrio aumenta considerablemente razón por la cual los trabajadores que ingresen a estas áreas deberán hacerlo con arnés de seguridad, afianzándose a las líneas de vida dispuestas para ello.



Trabajo en Caliente: Soldadura al arco y corte con oxígeno

Durante la remoción de piezas y otros elementos se utilizarán equipos de soldadura al arco y oxicorte por lo cual se genera un riesgo de quemadura debido a las altas temperaturas de trabajo de estos. Este se disminuye bloqueando las zonas de trabajo con cierres mediante mantas de cuero para evitar la proyección de partículas hacia el exterior, además los operarios que manipulan estos equipos deben vestirse con trajes especiales de cuero que recubran por completo su cuerpo y el uso de máscaras para la cara



Peligro de Atrapamiento y Apriete: Trabajo con componentes móviles y rodillos giratorios

Existe peligro de apriete cuando se trabaja en la correa transportadora, se debe tener cuidado de que ni las manos, brazos o piernas se encuentre entre la cinta transportadora y los polines.

En el caso de rodillos giratorios, nadie deberá encontrarse en los lugares indicados con esta señal. A su vez, nadie podrá encontrarse en la zona de seguridad durante la instalación de componentes móviles.



4.1.2 Tareas Preliminares

Antes de iniciar el cambio de polea se deben realizar una serie de tareas necesarias para el mantenimiento. Dado que se trata de un espacio reducido, que además se encuentra saturado de estructuras, líneas y equipos que son utilizados durante la operación de la correa transportadora. Los cuales obstaculizarán las maniobras del cambio de polea produciendo interferencias entre equipos, por lo cual una vez detenidos los equipos se deben retirar o reubicar. Además los repuestos y equipos auxiliares que se utilizarán durante el mantenimiento de la polea deben ser llevados hasta el punto de trabajo, específicamente hasta la loza inferior de la estación de transferencia de mineral. A continuación se enlistan las tareas previas:

- Remover Interferencias:
 - Bandeja eléctrica
 - Barandas
 - Cajas control eléctricas
 - Estructura escalera
 - Estructura piso
 - Red de incendio
- Instalar anclajes para yugos espaciadores de la correa.
- Limpieza bastidor de la polea.
- Lubricación Viga Soporte.
- Llevar estructuras al área de trabajo
 - Escalera acceso
 - Prensas correa
 - Viga C o C Frame polea
 - Viga C o C Frame prensas
 - Yugos prensas

4.1.3 Procedimiento Paso a Paso

Se exponen los pasos a realizar para llevar a cabo el cambio de polea deflectora:

4.1.3.1 Detención de Correa:

Como primer paso se debe detener la correa, cumpliendo con el procedimiento de bloqueo de equipo.

4.1.3.2 Destensado de Correa:

Se debe bajar el contrapeso que se encuentra en la estación de transferencia de mineral, como se muestra en la ilustración n°35, hasta que los cables que tiran la correa queden totalmente sueltos. El carro tensor deberá avanzar hasta el límite de su recorrido.

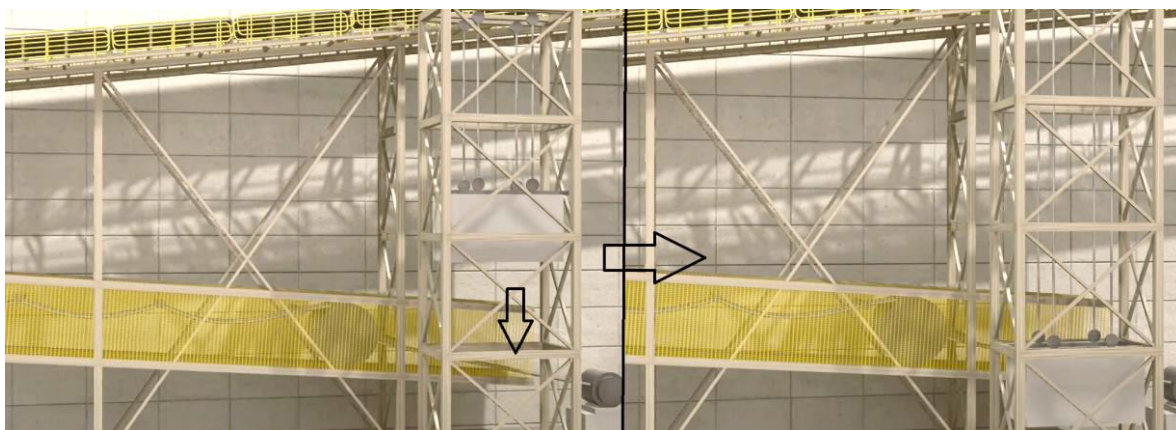


Ilustración 35: Liberación Contrapeso

4.1.3.3 Limpieza y lubricación:

Para asegurar un correcto desplazamiento de la polea n°3, se debe limpiar la zona del bastidor de la polea y la viga soporte en todo el recorrido de ella.

4.1.3.4 Instalar sin accionar prensas mecánicas, lado carga y retorno:

Con la ayuda de la viga C de las prensas y el puente grúa se instalan, sin accionar, las prensas en el lado de carga y retorno de la correa, como se indica en la ilustración n°36. Para esto se deben retirar las estaciones de polines del sector.



Ilustración 36: Instalación Prensas

4.1.3.5 Abrir y Retirar los frenos Polea 1 y 3:

Se deben liberar los frenos de las poleas n° 1 y n°3, para posteriormente retirarlos de manera que las poleas puedan desplazarse hasta posición de recambio. Primeramente se libera la presión de aceite del actuador para luego retirar los anillos de retención. En la ilustración n°37 se muestra este proceso.



Ilustración 37: Retiro freno Caliper polea n°1

4.1.3.6 Desacoplar reductores de velocidad polea n°1:

Los reductores generan interferencia, ya que la polea n°1 deberá desplazarse para generar holgura en la cinta, por lo cual se deben retirar estos junto con sus botes del sistema de accionamiento. Antes de desacoplar el reductor se deben instalar laines en el bote del sistema de accionamiento para conservar el alineamiento. Luego, se retiran los pernos del acoplamiento de unión reductor polea. Para después separar el reductor de la polea mediante maniobras con tecles manuales. Finalmente se retira el bote del sistema de accionamiento. El antes y después de esta situación se muestra en la ilustración n°38.



Ilustración 38: Retiro Reductor de Velocidad

4.1.3.7 Mover la Polea n°1:

Cómo se indicó anteriormente, se debe realizar un desplazamiento de la polea n°1 mediante la instalación de dos cilindros hidráulicos, con lo cual se busca generar una primera holgura en la correa. Este primer desplazamiento, de 300 [mm] aproximadamente, se realiza con la finalidad de liberar la polea de la cinta. La posición inicial y la de una vez accionados los cilindros se muestra en la ilustración n°39.



Ilustración 39: Pivoteo Polea n°1

4.1.3.8 Activar prensas mecánicas:

Se deben cerrar las prensas para poder retornar el bastidor de la polea n°1 a su posición, manteniendo la holgura generada en la cinta. Estas tienen un mecanismo compuesto por dos pares de cuñas, las que se instalan en los extremos exteriores de la correa, colocándose una contra la otra, es decir, se monta una sobre la otra pero con sentidos opuestos para permitir el desplazamiento de la correa en el sentido de trabajo e impidiendo el desplazamiento en el sentido de retorno de la correa, ya que estas se traban. Además, se instalan pernos espárragos para asegurar el cierre de las prensas.

Para comprender el mecanismo de las prensas se muestra en la ilustración n°40 una vista en corte transversal, en ella se muestra la cuña en color rojo y la contra-cuña en color azul.

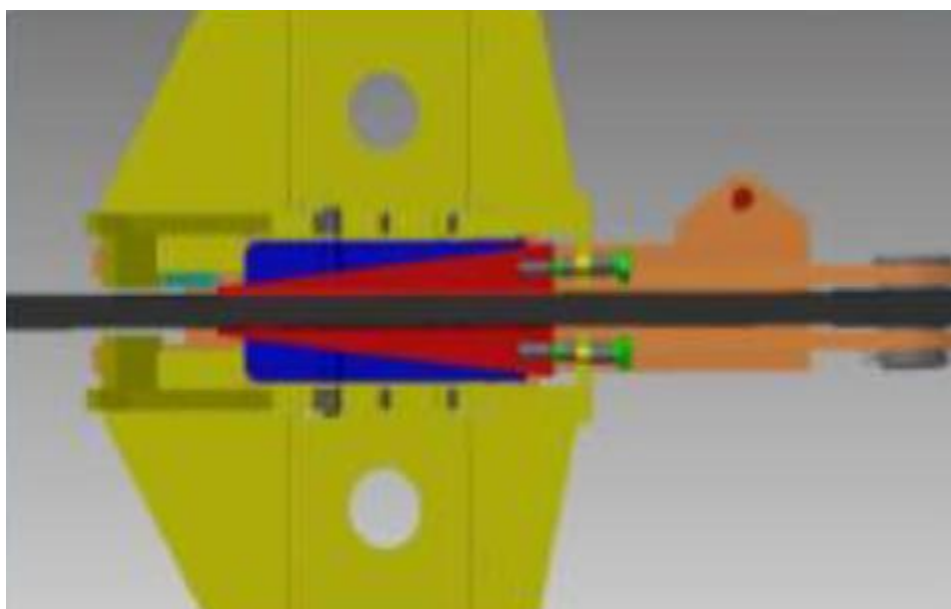


Ilustración 40: Corte Transversal Prensa

4.1.3.9 Retorno a posición de polea n°1:

Una vez instalada y accionada la prensa mecánica del lado de carga se retraen los cilindros hidráulicos hasta lograr que el bastidor de la polea retorne a su posición original, como se indica en la ilustración n°41.



Ilustración 41: Polea n°1 en posición de trabajo

4.1.3.10 Aplicar freno Polea n°2:

Interesa que la holgura que se genere con el desplazamiento de la polea n°3 quede alrededor de esta misma. Por lo cual se acciona el freno de la polea n°2, como se indica en la ilustración n°42, para evitar un retroceso inesperado de la cinta.

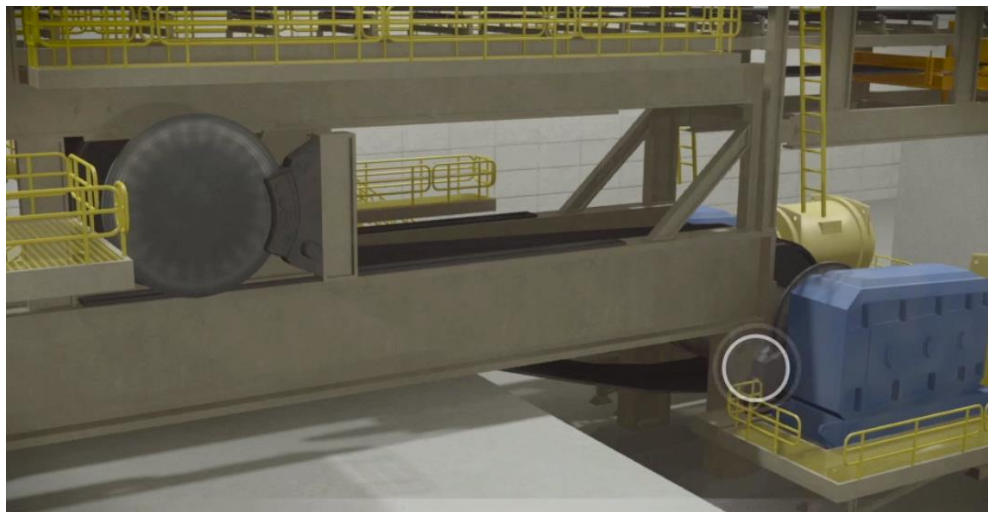


Ilustración 42: Accionamiento freno polea n°2

4.1.3.11 Retirar freno polea n°3:

El freno, la instrumentación y líneas de la polea n°3 generan interferencia, ya que impiden retirar la polea antigua. Por lo que se debe remover antes de iniciar el desplazamiento de esta. En la ilustración n°43 se muestra el antes y el después de retirar estos componentes.

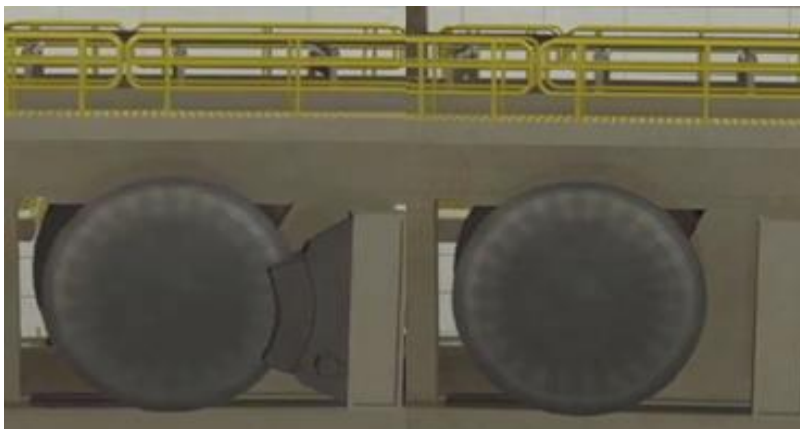


Ilustración 43: Remoción freno polea n°3

4.1.3.12 Desplazar polea deflectora n°3:

Mediante el uso del sistema electro hidráulico se desplaza la polea n°3 a través de la viga estructural base, con la finalidad de generar la holgura necesaria para retirar la polea deflectora.

El desplazamiento total se realizar en dos tramos. En primer lugar se debe desacoplar y retirar los pernos del bastidor de la polea a la viga horizontal estructural, para luego activar la unidad hidráulica y realizar el primer desplazamiento de la polea, de aproximadamente tres metros. Luego se vuelve a repetir este procedimiento, para realizar el desplazamiento total necesario de la polea deflectora. El posicionamiento inicial del sistema electro hidráulico se muestra en la ilustración n° 44.

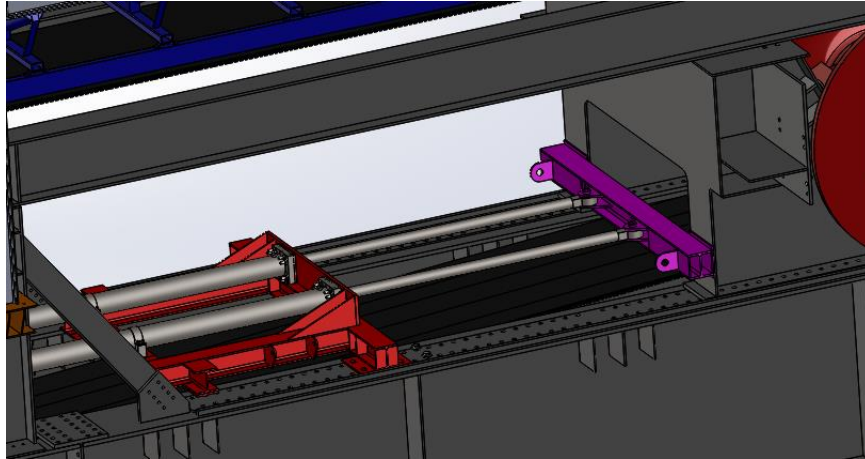


Ilustración 44: Posición Inicial Cilindros Hidráulicos

Para esta actividad se considera en las tareas previas la limpieza y lubricación del riel, o viga horizontal, para asegurar el correcto desplazamiento de la polea.

4.1.3.13 Concentrar comba de la correa:

Una vez generada la holgura en la cinta, se debe concentrar esta alrededor del perímetro de la polea deflectora. Para ello, se instalan tubos espaciadores entre la correa y el manto de la polea. A estos tubos se fijan tecles manuales, que tensarán en la cinta separándola de la polea. Se muestra el resultado final de este proceso en la ilustración n° 45. De esta manera queda liberada la polea para su retiro e instalación de una nueva.

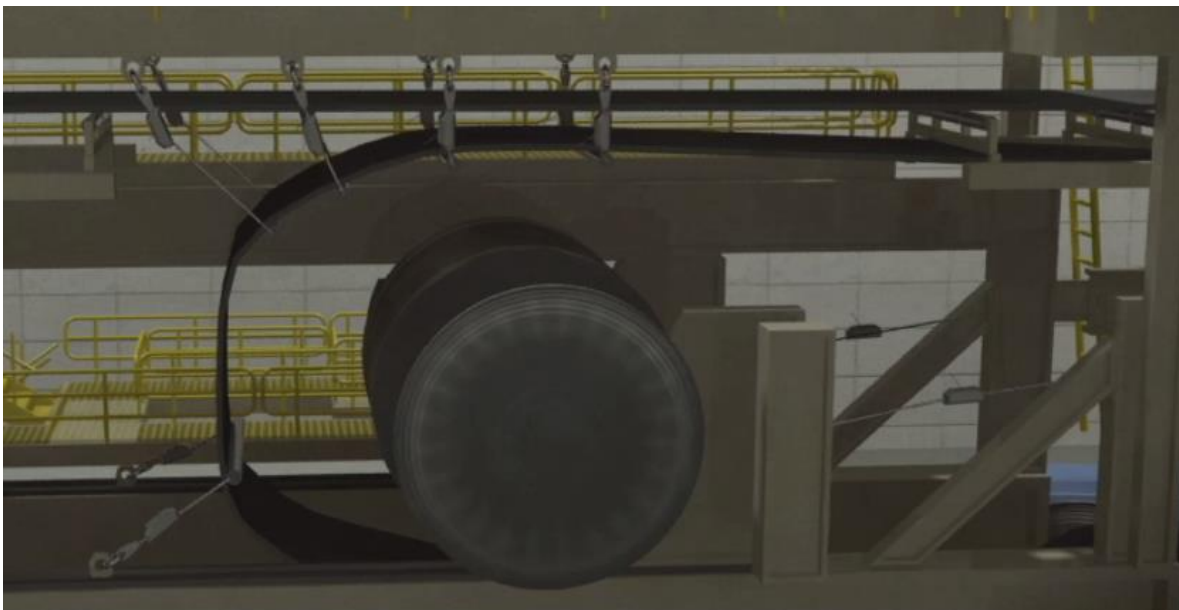


Ilustración 45: Concentración de holgura de cinta alrededor de la polea

4.1.3.14 Retirar polea n°3:

Ingresa la viga C posicionándose sobre la polea deflectora, luego esta es estrobada con eslingas por sobre su manto, como se indica en la ilustración n°46.



Ilustración 46: Ingreso Viga C

Posteriormente se eleva la polea, 500 [mm] aproximadamente, para poder retirarla del sector bajo correa. Una vez que la viga sale por completo de la estructura, se gira en 90° y se retira a un lugar inferior de la loza de la estación de transferencia.

4.1.3.15 Instalar la polea nueva:

Se utiliza nuevamente el puente grúa, la viga C y eslingas para ingresar la nueva polea hasta su posición de mantenimiento. Una vez ubicada, se fijan los descansos de la polea, se instala el disco de freno y el Caliper. Sólo una vez afianzada la polea a su bastidor, se retira la viga C desde debajo de la correa.

4.1.3.16 Liberar holgura de la correa:

Antes de retornar la polea a la posición de trabajo, se debe liberar la holgura de la cinta para que esta quede en contacto con la polea. Para esto, se destensan los tecles manuales y se retiran los yugos. Además se repone el trozo de viga madre que fue removido, para que pudiese ingresar la viga C.

4.1.3.17 Llevar Polea a posición de Trabajo:

Para llevar la polea hasta su posición de trabajo se accionan los cilindros hidráulicos. Los cuales inician el recorrido retraídos, como se indica en la ilustración n°47.

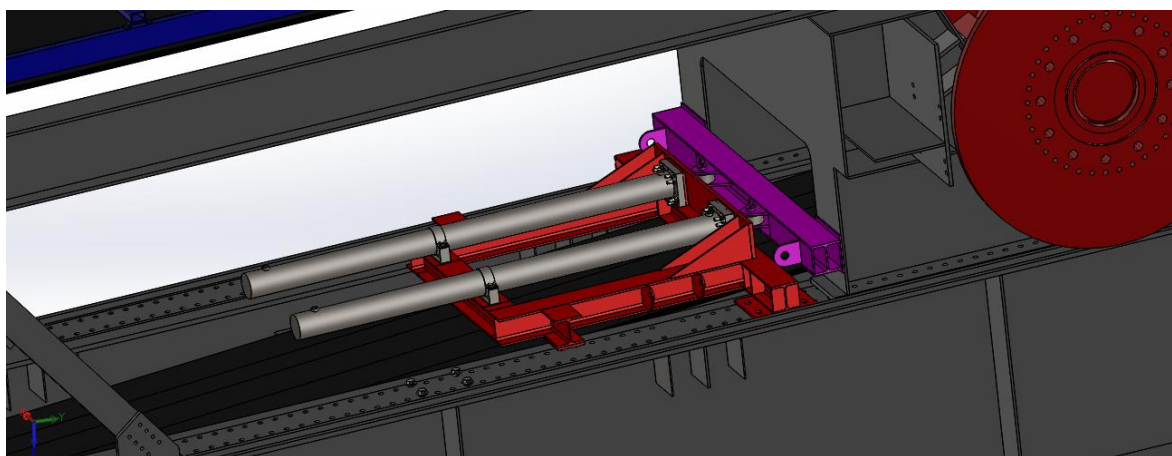


Ilustración 47: Cilindros Retraídos

Una vez en la posición final, se asegura el bastidor de la polea con los pernos de anclaje, los cuales deben ser calibrados con una llave de torque.

4.1.3.18 Devolver tensión a Correa:

Se suelta el freno de la polea n°2, para luego realizar el pivoteo de la Polea n°1, liberando la presión en las prensas mecánicas y devolver la tensión a la cinta, haciendo que esta se distribuya uniformemente sobre el manto de la polea.

4.1.3.19 Reposición y Normalización de equipos:

Se retiran los equipos que fueron instalados para las tareas de cambio de polea, y se reubican los equipos que fueron desconectados, como es el caso de los reductores de velocidad de la

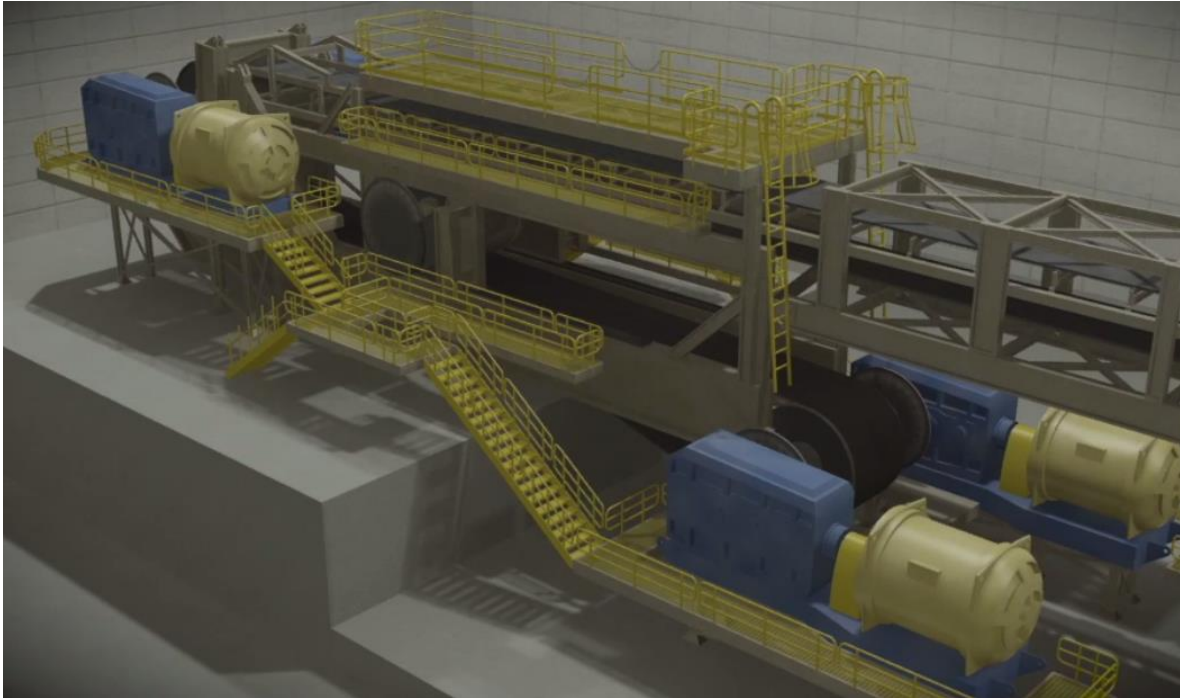


Ilustración 48: Normalización de equipos

Se debe verificar el correcto funcionamiento de todos los sistemas e instrumentación de la estación de transferencia que fueron intervenidos durante el cambio de polea. Para esto se instala la estructura y conectan los sensores de monitoreo de empalme, se normaliza la red de incendio y se normalizan las conexiones eléctricas e hidráulicas del sistema de freno. Para finalizar se desbloquea la cinta y se retiran los bloqueos de todos los equipos de la estación de transferencia.

Conclusiones

Luego de analizar con detalle el procedimiento de cambio de polea de la correa de transporte de mineral grueso de minera Los Pelambres, se determina que existen varios ámbitos para mejorar el desempeño del mantenimiento. El principal aspecto a mejorar es la duración del tiempo medio de reparación, razón por lo cual se diseña un sistema que optimice la tarea de mayor duración. La cual consiste en el desplazamiento de la polea. Esta tarea representa el 18% de la duración total del cambio de polea y es estrictamente necesaria puesto es que generar holgura en la cinta y proporcionar mantenibilidad al retiro de la polea.

Para mejorar la condición del cambio de polea actual se propone diseñar un nuevo sistema que optimiza el desplazamiento de la polea, para lo cual se define una metodología de solución que indica los aspectos críticos que debe poseer el mecanismo de solución. Destacándose el control de los riesgos de seguridad, que implica el desplazamiento de un equipo de grandes dimensiones y la disminución del tiempo de traslado de la polea hasta su posición de mantenimiento. También debe considerar la capacidad de transmitir el esfuerzo en ambos sentido, para evitar cambios en la posición e instalación del sistema.

En base a estas características se selecciona un sistema electro hidráulico, dada la versatilidad y robustez de esta tecnología. Se considera también, la capacidad de ser operada remotamente, controlando así los riesgos críticos de la operación. Además de ser una tecnología capaz de inducir una mayor velocidad en el desplazamiento de la polea, y la capacidad de transmitir el esfuerzo en ambos sentidos al efectuarlo mediante cilindros de doble efecto.

El sistema está compuesto por un motor eléctrico que alimenta a una bomba oleo hidráulica, la cual transmite un caudal a dos cilindros hidráulicos de doble efecto. Los que montados sobre un bastidor estructural, especialmente diseñado, pueden tirar del conjunto de la polea para llevarla hasta su posición de mantenimiento y luego empujar al conjunto, una vez que la nueva polea se encuentre montada, hasta su posición de trabajo.

Al analizar el impacto de la implementación del sistema electro hidráulico, encargado del desplazamiento de la polea, en la duración del cambio de polea se nota una disminución de un 16% en el tiempo medio de reparación. Reducción significativa, puesto que dada la

criticidad del equipo para la operación significa un aumento de la disponibilidad de toda la planta concentradora, y por ende un aumento de producción relevante. Además, esta atenuación de los tiempos medios de reparación le otorga validez técnica al desarrollo de este trabajo, que plantea la optimización del cambio de polea de la cinta transportadora de mineral grueso de minera Los Pelambres,

La aplicación del sistema electro hidráulico y la optimización de los tiempos medios de reparación poseen también un ámbito de análisis económico. Que se puede estudiar a partir del aumento de la disponibilidad de la planta, que genera un aumento de producción que antes de la implementación del sistema no se tenía. Este beneficio generado, desarrollado en el capítulo n°3.2.2, demuestra la relevancia que tienen los costos de ineficiencia versus los otros costos asociados al mantenimiento en la industria minera, y la relevancia que posee en el mantenimiento el desarrollo e innovación aplicado a mejoras de desempeño y disminución de los tiempos medios de reparación.

Finalmente se da una mirada de potencial de progreso para futuros estudios asociados al diseño e innovación aplicada a la ingeniería de mantenimiento del rubro minero. Entendiendo que la aplicación de una estrategia de mantenimiento basada en los costos globales, atendiendo primeramente la resolución de problemas crónicos y situaciones adversas que se presentan constantemente, es un impulsor de la competitividad y productividad de la industria, a partir de la disminución de los costos de mantenimiento. En momentos que los costos de producción aumentan debido a la disminución paulatina de las leyes de mineral de los yacimientos.

Referencias

- [1] Manual CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association), “Transportadores de Cinta”
- [2] Catastro de Equipamiento Minero, Edición especial 2008-2009, Correas Transportadoras. Minería Chile
- [3] “Sistema de Transporte por Correas en Túneles Descendentes en Los Andes Chilenos”, W. Dittrich y O. Einkenkel.
- [4] La Clase Ejecutiva, “¿Qué barreras culturales traban la innovación en la minería chilena?”
<http://claseejecutiva.emol.com/1203/las-barreras-culturales-traban-la-innovacion-mineria/>
- [5] Consejo Minero, “Industria Minera”
<https://consejominero.cl/inicio/chile-pais-minero/la-industria-minera/>
- [6] Sitio Web Minera Los Pelambres,
<https://web.pelambres.cl/>
- [7] Wenco Steel Cord, Conveyor Belting
- [8] Join & Belt “Banda transportadora STEEL CORD con alma en cable de acero”
- [9] “Fundamentos de Diseño de las Correas Transportadoras” Phoenix.
- [10] “Manual de Gestión de Activos y Mantenimiento”, Adolfo Arata A y Luciano Furlanetto.
- [11] “Manual de Oleohidráulica Industrial”, VICKERS SYSTEMS
- [12] “Industrial Actuator Products - Hydraulic and Pneumatic Cylinders Hydraulic accumulator”, Parker Cylinder.
- [13] “Tirfor para la elevación y tracción”, Tractel.
- [14] “Procedimiento de trabajo para cambio de poleas n°1,2 y 3”, SKSI Industrial.
- [15] “Hydraulic Cylinders, Series RDH”, Parker Hydraulics.

- [16] “Física Universitaria Volumen I”, Sears & Zemansky, 12va Edición.
- [17] Norma DIN 24334. “Dimensiones principales de equipos oleo hidráulicos y cilindros oleo hidráulicos”
- [18] Elementos de Máquinas, Profesor Franco Perazzo M., Capítulo 2 “Vigas y Columnas”.
- [19] “Hydraulic Formulary”, Rexroth, BOSCH Group, Autor: Houman Hatami.
- [20] Departamento de Ingeniería de Confiabilidad Minera Los Pelambres.
- [21] “El Método de los Elementos Finitos”, Volumen I, O. C. Zienkiewicz – R. L. Taylor.
- [22] “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Octava edición, Richard G. Budynas & J. Keith Nisbett.
- [23] “Propiedades del Cobre”, Codelco Educa, <https://www.codelcoeduca.cl>
- [24] “Precio de los Metales, COCHILCO, <https://www.cochilco.cl>
- [25] Norma DIN 19704. “Criterios para diseño y cálculo de estructuras de acero”
- [26] “Standar Package Systems”, Eaton.

Anexos

A. Cálculo Tensión efectiva (T_e)

La tensión efectiva (T_e) corresponde a la diferencia escalar de tensiones de la cinta antes y después de pasar por la polea motriz, es también considerada como la tensión total requerida en la cinta para la propulsión en el sistema de accionamiento. Su expresión viene dada por el CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) [1]. En ella se identifican ocho fuerzas que componen la tensión efectiva (T_e), en la ecuación (A.1) muestra cómo influyen estas:

$$T_e = T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac} \quad [lb] \quad (A.1)$$

Donde:

T_x : Tensión resultante de la resistencia por fricción de los polines de carga y de retorno, [lb].

T_{yc} : Tensión resultante de la resistencia a la flexión de la cinta mientras está sobre los polines de carga, [lb].

T_{yr} : Tensión resultante de la resistencia a la flexión de la cinta mientras está sobre los polines de retorno, [lb].

T_{ym} : Tensión resultante de la resistencia a la flexión del material mientras está con la cinta sobre los polines de carga, [lb].

T_m : Tensión resultante de la fuerza necesaria para elevar o descender el material transportado, [lb].

T_p : Tensión total requerida para rotar cada polea, [lb].

T_{am} : Tensión resultante de la fuerza para acelerar el material cuando es alimentado continuamente a la cinta, [lb].

T_{ac} : Tensión total generada por accesorios, [lb].

Durante el cambio de polea la correa se encuentra vacía, por lo cual se descartan todos los factores que incluyan el transporte de material, los cuales son: T_{ym} , T_m y T_{am} . De manera que la ecuación (A.1) quedará redefinida como:

$$T_e = T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_p + T_{ac} \quad (A.1)$$

Se estudian en profundidad los componentes que permanecen en la ecuación (A.1):

$$T_x = L \cdot K_x \cdot K_t \quad (A.2)$$

$$T_{yc} = L \cdot K_y \cdot K_t \cdot W_b \quad (A.3)$$

$$T_{yr} = L \cdot 0,015 \cdot W_b \cdot K_t \quad (A.4)$$

Donde los coeficientes K y W corresponden a factores de la correa, el material transportado y temperatura.

L : Largo horizontal del transportador, en pie [ft].

K_t : Factor de corrección por temperatura ambiente, [-].

K_x : Factor de fricción de los polines, en $\left[\frac{lb}{ft} \right]$.

K_y : Factor para el cálculo de resistencia a la flexión de la cinta y el material, [-].

W_b : Densidad lineal de la cinta, en $\left[\frac{lb}{ft} \right]$.

Algunos de estos factores son calculados, en tanto otros se obtienen de tablas y recomendaciones del manual CEMA [1].

K_t :

Este factor tiene como objetivo corregir el efecto que tiene la temperatura sobre algunos elementos de la correa transportadora. Las bajas temperaturas afectan a la lubricación de los polines, aumentando así su resistencia a la rotación. Además al disminuir la temperatura se incrementa la resistencia a la flexión de la cinta, debido a que esta se endurece. En tanto las altas temperaturas ambientales no afectan perjudicialmente en este factor. En la Figura A-1 se ve cómo se comporta este.

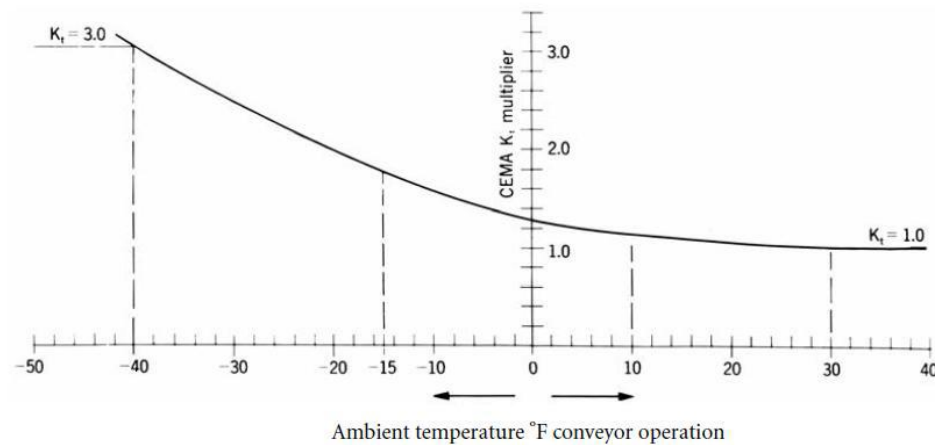


Ilustración A1: Gráfico factor K_t .

Se realiza una interpolación de las temperaturas a las que está expuesta la correa durante el año con su respectiva frecuencia, de manera de obtener un factor lo más realista posible:

TABLA CLIMÁTICA // DATOS HISTÓRICOS DEL TIEMPO SALAMANCA

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temperatura media (°C)	20.5	20.3	18.4	15.7	12.7	10.7	10.7	11.3	13	15.2	17.7	19.6
Temperatura mín. (°C)	13.7	13.4	11.3	8.9	6.8	5.1	4.8	5.3	6.9	8.7	10.7	12.7
Temperatura máx. (°C)	27.4	27.3	25.6	22.5	18.7	16.3	16.6	17.4	19.2	21.7	24.7	26.5
Temperatura media (°F)	68.9	68.5	65.1	60.3	54.9	51.3	51.3	52.3	55.4	59.4	63.9	67.3
Temperatura mín. (°F)	56.7	56.1	52.3	48.0	44.2	41.2	40.6	41.5	44.4	47.7	51.3	54.9
Temperatura máx. (°F)	81.3	81.1	78.1	72.5	65.7	61.3	61.9	63.3	66.6	71.1	76.5	79.7
Precipitación (mm)	1	2	2	5	40	57	53	45	16	9	4	1

Ilustración 49: Ilustración Temperaturas Históricas de Salamanca

Tras el análisis se considera que el factor de temperatura no genera incidencia en el resultado de la tensión de la correa, ya que el resultado de este es:

$$K_t = 1,0 [-]$$

K_x :

Es un factor que cuantifica la resistencia por fricción de los rodamientos de los polines y el roce por resbalamiento entre los polines y la cinta. Cada uno de estos elementos provoca pequeñas resistencias, pero al contar con varios elementos es necesario considerarlos, para aquello basta conocer la distancia que hay entre ellos, como se ve en la formula (A.5).

$$K_x = 0,00068 (W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i} \quad (A.5)$$

Con:

W_b : Densidad Lineal de la cinta, en [lb/ft].

W_m : Densidad Lineal del material, en [lb/ft].

A_i : Tensión necesaria para superar la resistencia por fricción de los polines, en [lb]

S_i : Espaciamiento entre polines, en [in]

Los valores de A_i son valores promedio los cuales están tabulados dependiendo del tipo de construcción de los polines utilizados en la cinta.

$A_i = 1,5$ [lb] para polines de 4 [in] de diámetro, CEMA C6, D6.

$A_i = 1,8$ [lb] para polines de 5 [in] de diámetro, CEMA A5, B5, C5, D5.

$A_i = 2,3$ [lb] para polines de 6 [in] de diámetro, CEMA A4, B4, C4.

$A_i = 2,4$ [lb] para polines de 7 [in] de diámetro, CEMA E7.

$A_i = 2,8$ [lb] para polines de 8 [in] de diámetro, CEMA E6.

Para transportadores declinados que sean regenerativos, se debe considerar un factor:

$$A_i = 0$$

De esta manera el multiplicador K_x de la cinta en estudio es únicamente efecto del peso de la cinta y el material, obteniendo un valor igual a:

$$K_x = 0,166 [-] \quad (A.5)$$

K_y :

El multiplicador K_y es parte del cálculo de la tensión resultante debido a la resistencia a la flexión de la cinta sobre los polines de carga. Como los polines son un punto de apoyo para la cinta y entre ellos no hay nada más que la sostiene, existe la tendencia a formar una catenaria. La cual es un efecto no deseado en la cinta, ya que genera resistencia al movimiento. En el caso de una correa con carga es más evidente este efecto, pero en este caso no se aprecia tanto.

Hay más de una manera de obtener el factor K_y , dependiendo de las características del sistema transportador a diseñar o evaluar. La primera es mediante dos tablas entregadas por CEMA. En las cuales los parámetros de entrada son la longitud de la cinta, las densidades lineales de la correa y el material y el ángulo o pendiente de ascenso o descenso del sistema transportador, pudiendo ser en grados o porcentaje.

Para el caso de transportadores cuya longitud es mayor a los 3000 [ft] y o en que la suma de las densidades lineales de la correa y el material sea mayor a 300 libras por pie, es decir

$W_b + W_m > 300 [lb/ft]$, se debe emplear otro método para obtener el multiplicador K_y , el cual es mediante la ecuación (A6):

$$K_y = (W_b + W_m) \cdot A \cdot 10^{-4} + B \cdot 10^{-2} [-] \quad (A.6)$$

Donde A y B son constantes obtenidas de tablas del manual CEMA, cuyo parámetro de entrada es la tensión tentativa promedio de la cinta y el espaciamiento entre polines. De ser necesario se debe interpolar para utilizar los valores de la tabla, así como también se debe iterar la tensión promedio tentativa una vez que se conozca el valor real de la tensión promedio hasta que la solución converja.

El manual CEMA indica que si la tensión de la cinta sobrepasa la 16.000 [lb] automáticamente toma se el valor de 0,016 [-] para el multiplicador K_y .

$$K_y = 0,016 [-] \quad (A.6)$$

T_p :

Esta es la tensión necesaria para hacer rotar cada polea. Para mantener un giro continuo en cada polea se requiere vencer dos fuentes de roce, la primera es generada por la resistencia de la cinta para flectarse sobre las poleas. Esta resistencia depende del diámetro de la polea y de la rigidez de la cinta, la cual a su vez depende de la temperatura ambiente y del tipo de construcción de la cinta. La otra fuente de roce es la resistencia a rotar de la polea, la cual se genera en los rodamientos, sellos y en el lubricante.

El manual de CEMA une todas estas fuentes y las agrupa en una tabla, en donde la tensión dependerá del ángulo de abrace y el lado en el cual se encuentra la polea, ya sea el lado tenso o el lado tenso. Estos valores se muestran en la Tabla A- (Tabla 6-5 dentro del manual).

Location of Pulleys	Degrees Wrap of Belt	Pounds of Tension at Belt Line
Tight side	150° to 240°	200 lbs/pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs/pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs/pulley

Tabla 15: Tensión en Poleas

Las poleas motrices no deben ser contabilizadas para obtención de T_p . Donde sí se contabiliza la resistencia a la rotación de las poleas motrices para el cálculo de la potencia total requerida.

El primer valor de la Tabla A- es 200 [lb], este es para toda polea que este en contacto con la parte con mayor tensión de la cinta. Y además con un ángulo de abrasamiento de entre 150° hasta los 240°.

El lado más tenso de la cinta generalmente aquel que va entre la polea de cola hasta la polea motriz siguiendo el sentido de avance. El resto de la cinta presenta menores tensiones.

El segundo valor de la Tabla A- es 150 [lb], debe ser utilizado para cualquier polea dentro del mismo rango ángulo de abrazamiento mencionado anteriormente, pero en contacto con el lado menos tenso de la cinta.

El último valor de la Tabla A- corresponde para cualquier polea que tenga menos de 150° de ángulo de abrazamiento. Independiente en qué lado de la cinta se encuentre.

Finalmente se recomienda duplicar el valor de T_p de cada polea que no tenga rodamientos antifricción.

De esta manera, se obtiene:

$$T_p = 200 + 2 * 150 = 500 [lb] \quad (A.)$$

T_{ac} :

Esta la tensión total generada por accesorios tales como faldones, trippers, stackers, deflectores y limpiadores. Este factor agrupa el efecto de los accesorios en cuatro categorías las cuales se suman entre sí como se ve en la Fórmula

$$T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc} \text{ [lb]} \quad (A.)$$

Donde cada término representa:

T_{sb} : Resistencia generada por fricción entre la cinta y los faldones, en [lb].

T_{pl} : Resistencia generada por deflectores, en [lb].

T_{tr} : Resistencia generada por trippers y stackers, en [lb].

T_{bc} : Resistencia generada por limpiadores, en [lb].

En las condiciones del sistema estudiado no se consideran trippers ni stackers por lo cual el factor Tensión en componentes es igual a cero.

$$T_{tr} = 0$$

$$T_{pl}$$

El uso de un desviador en un conveyor requerirá de una tensión adicional de la cinta para vencer el desvío propio y la resistencia por fricción que se desarrolla.

Ya que en una cinta plana pueden fijarse más de un desviador, rara vez se coloca más de uno al mismo tiempo sobre el mismo camino de la cinta. Sin embargo, cuando se usan plows proporcionales (con cada plow tomando una fracción de la carga desde la cinta) dos o hasta tres plows separados, pueden estar simultáneamente en contacto con el camino de carga de la cinta.

Para aproximar la cantidad adicional de halado, que normalmente se requerirá por un buen ajustado, y por plows con zapatas de goma, la tabla 6 -6 proporciona algunos valores aproximados que pueden ser usados.

Type of plow	Additional belt pull per plow, at belt line (lbs per inch belt width)
Full vee or single slant plow removing all material from belt	5.0
Partial vee or single slant plow removing half material from belt	3.0

Tabla 16: Tensión por Desviador de Cinta

En función de la configuración de poleas, se considera:

$$T_{pl} = 5 \cdot b$$

$$b: 60 [in]$$

(A.)

$$T_{pl} = 360 [lb]$$

T_{bc}

Tensión por mecanismos de limpieza, los raspadores o barredores adicionan tensión directamente al halado de la cinta. Algunas veces más de uno de estos dispositivos son empleados en una simple cinta. El halado que generalmente de ellos se requiere, es de 2 a 3 libras por pulgada de ancho de paleta de cada raspador empleado.

Los cepillos rotatorios y similares sistemas rotatorios de limpieza, no aportan apreciable tensión de halado si se manejan independientemente y tienen su ajuste correcto; pero, si están manejados desde el eje de accionamiento del conveyor, una adecuada potencia adicional deberá ser incorporada para la operación de dichos mecanismos. Para el valor de esta fuerza se debe consultar a los especialistas.

Tensiones T_1 y T_2

La fuerza requerida para mover la cinta debe provenir de la polea motriz, donde la fricción entre ambas genera una diferencia de tensión, conocida como tensión efectiva (T_e). A continuación se representa esta diferencia entre la tensión (T_1) y la tensión (T_2) en la polea motriz.

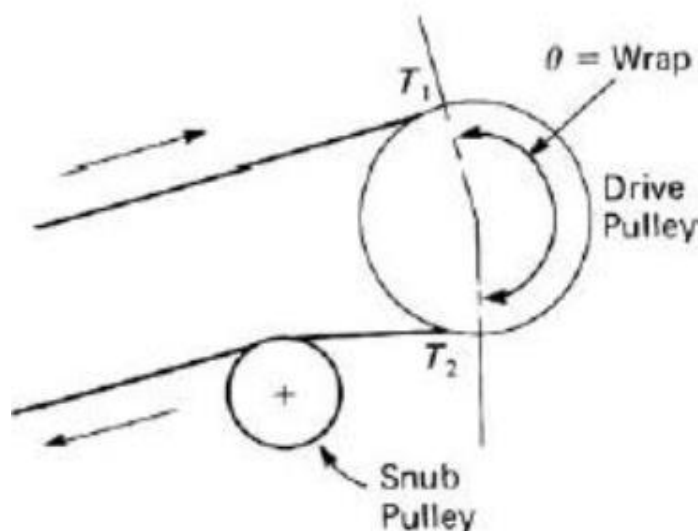


Ilustración 50: Diagrama de Cuerpo Libre en Polea

En términos matemáticos se expresa mediante:

$$T_e = T_1 - T_2 \text{ [lb]} \quad (A.)$$

Donde cada término representa:

T_e : Tensión efectiva en la cinta, en [lb]

T_1 : Tensión del lado tirante de la cinta, en [lb]

T_2 : Tensión del lado flojo de la cinta, en [lb]

En la fórmula (A.) se puede notar que la mayor tensión en toda la cinta es (T_1). Por lo cual es de gran importancia, ya que esta será la tensión utilizada para el cálculo de motores y estructuras de los equipos.

Existe una relación para el accionamiento de la polea, que asocia la tensión del lado flojo y la tensión efectiva de la cinta con el ángulo de abrace de la polea motriz y el coeficiente de roce con la cinta, que ayuda a conocer la tensión máxima de esta:

$$C_w = \frac{T_2}{T_e} = \frac{1}{e^{f \cdot \theta} - 1} \quad [-] \quad (A.)$$

Con:

C_w : Factor de enrollamiento, en $[-]$.

f : Coeficiente de fricción entre la cinta y la polea.

θ : Ángulo de abrace, en radianes, en radianes.

Para el coeficiente de roce entre el caucho, recubrimiento de la polea, y la cinta se considera el caso más desfavorable, el cual es:

$$f = 0,35 \quad [-]$$

En tanto el ángulo de abrace de la polea motriz con la cinta es:

$$\theta = 3,491 \quad [rad]$$

Al combinar la ecuación (A.) con (A.) se obtiene una expresión para la tensión máxima de la cinta:

$$\frac{T_1 - T_e}{T_e} = \frac{1}{e^{f \cdot \theta} - 1} \quad [-] \quad (A.)$$

Despejando la ecuación, se obtiene:

$$T_1 = T_e \cdot \left(\frac{1}{e^{f \cdot \theta} - 1} + 1 \right) \quad [lb] \quad (A.)$$

Esta será la expresión, tensión máxima en la cinta, la cual se considerará para el cálculo del sistema electro hidráulico.

$$T_1 = 90.072 [lb] \quad (A.)$$

En términos del sistema internacional de unidades:

$$T_1 = 400.976[N] \quad (A.)$$

B. Participación de la Minería en la Economía Nacional

La minería es una de las principales actividades económicas del país debido a aporte en diferentes aspectos, como lo son su contribución al PIB, impacto en el volumen de exportaciones, aporte en ingresos fiscales, generación de empleo, entre otros.

En el plano internacional la minería nacional es líder en la producción mundial de cobre y un actor importante en la producción de otros minerales, este aspecto se cuantifica en la siguiente gráfica.

Mineral	Producción en Chile	Participación en la producción mundial	Ranking en la producción mundial	Participación en reservas mundiales
Cobre	5,50 millones de TM	27%	1	22%
Oro	35,83 TM	1%	14	7%
Plata	1.260 TM	5%	6	5%
Molibdeno	62,75 mil TM	20%	2	11%
Hierro	9,6 millones de TM	<1%	13 - 15	<1%

Tabla 17: Producción Nacional de Minerales

Se destaca entonces que la posición de liderazgo puede ser proyectada dada la participación en las reservas mundiales de minerales, lo que acompañado del grado de madurez de la industria hacen prever un escenario favorable para esta actividad.

En el plano de la economía local, se destaca la participación de la industria minera en el PIB del país, siendo esta actividad una de las principales contribuyentes. Aunque, muy marcado por las fluctuaciones de precios, la participación de la minería en el PIB se ha ubicado en torno al 9%, desde mínimos en torno al 7% en algunos años de los 90, hasta máximos sobre el 20%, en algunos años de la segunda mitad de la década del 2000, periodo denominado como súper ciclo de la minería del cobre debido a alta cotización. A continuación se expone la participación del PIB minero al PIB nacional:

PIB del sector minero y su aporte al PIB nacional

2003 - 2018

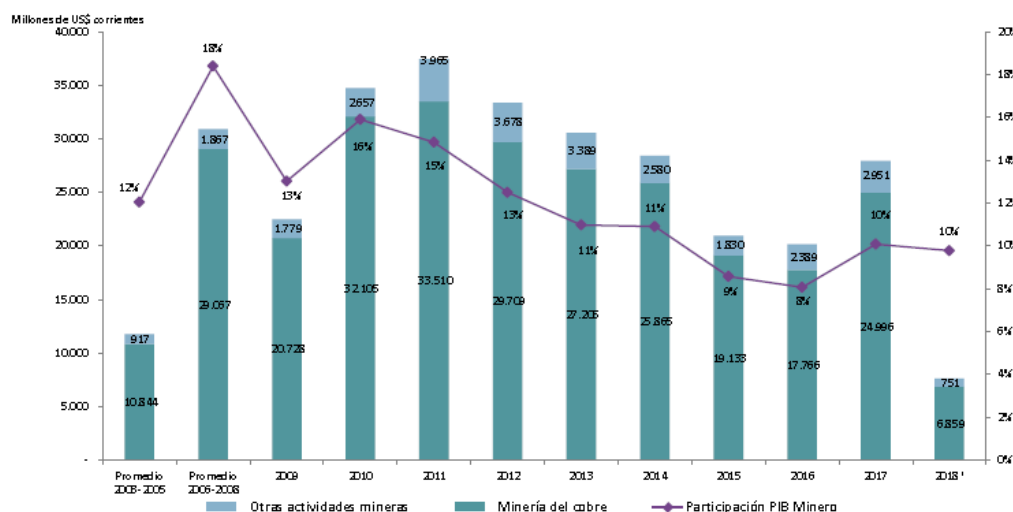


Ilustración 51: Aporte de la minería al PIB

Esta situación se nota con mayor fuerza en la zona centro norte del país, regiones en las cuales se localizan la mayoría de las exploraciones del país. En estas el PIB minero es aún más predominante, logrando su mayor relevancia en la región de Antofagasta en donde alcanza un 47% del PIB de la región.

En cuanto a las exportaciones, la minería es la principal industria concentrando un 55% del total de las exportaciones del país, durante el año 2017. En los periodos anteriores se registraron porcentajes de exportaciones similares, obteniendo un máximo en el año 2010 en donde este valor alcanzó un 62,7%. Se presenta una gráfica que muestra el porcentaje de participación de las exportaciones mineras en el país y los ingresos que generaron desde el 2003 a la fecha.

Exportaciones mineras y participación en el total 2003 – 2018

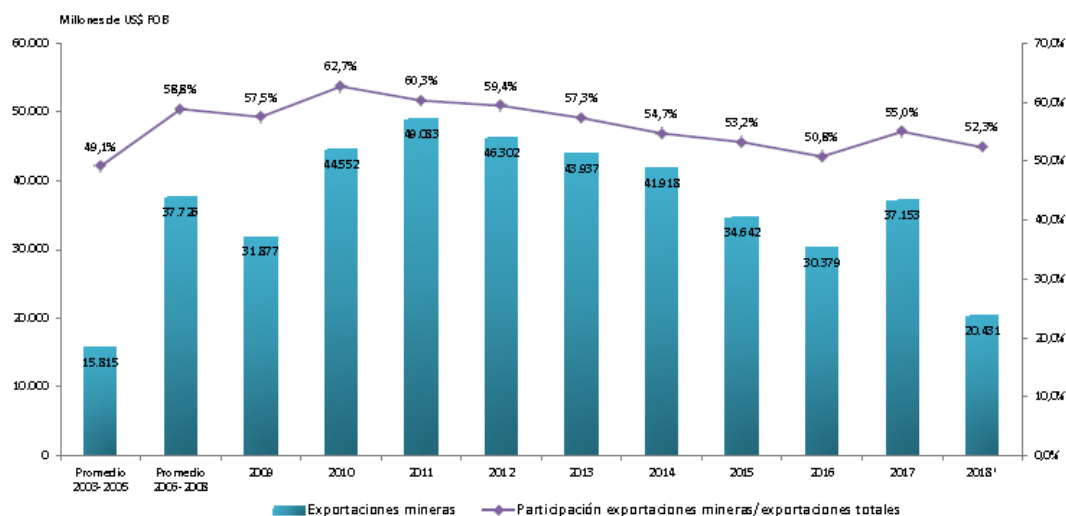


Ilustración 52: Aporte minero a las exportaciones

Con ello se apalanca que la actividad minera sea un importante factor en los ingresos fiscales directos y la empleabilidad del país. Para la recaudación fiscal durante el año 2017 la minería significó un 4,6%, en tanto para la empleabilidad del país alcanzó un 9%, que se distribuye con un aporte del 3% en forma directa y 6% indirectamente. Existen casos de regiones en los que este número se vuelve mucho más representativo, como lo es el caso de la región de Antofagasta en donde la minería escala al 62% de la empleabilidad.

También se destaca la relevancia de la industria minería en la inversión de proyectos en el país, esta es una importante fuente de inversión tanto propia como extranjera siendo el segundo sector económico con mayor inversión, es superada únicamente por el sector de servicios financieros. Durante el año 2016 la minería significó el 18% del total de los fondos que se invirtieron en el país, por un monto cercano a los \$8.600 millones de dólares.

Inversión de la minería y participación en el total país

2008 – 2016

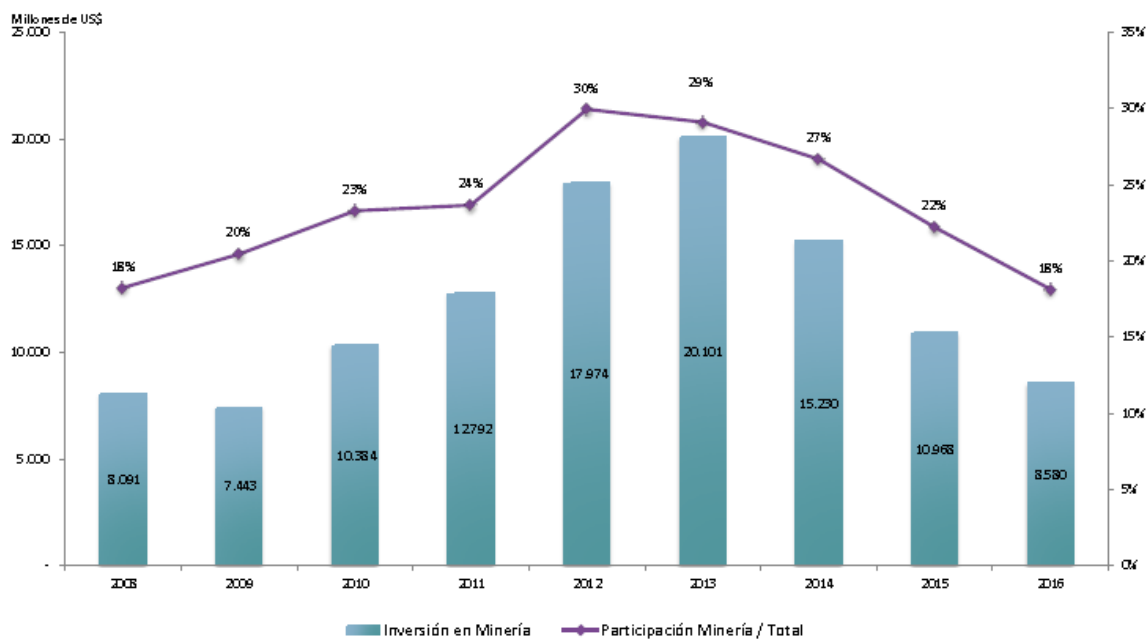
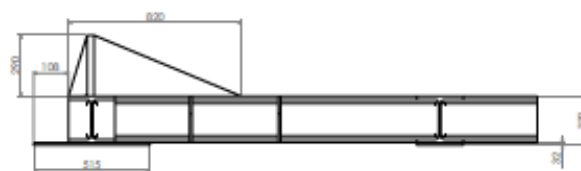


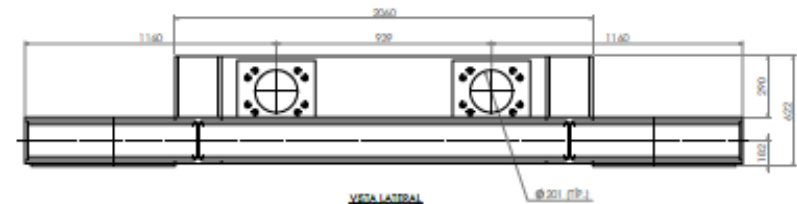
Ilustración 53: Participación minera en inversión

[illegible]

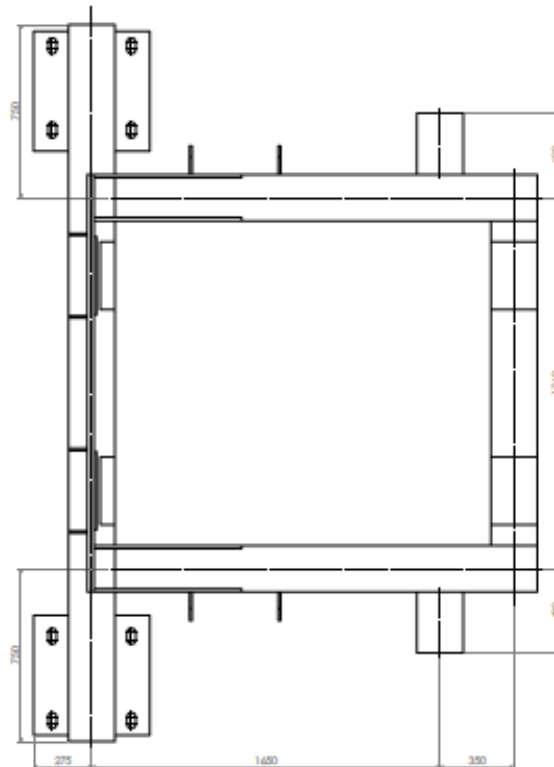
Bastidor Cilindros



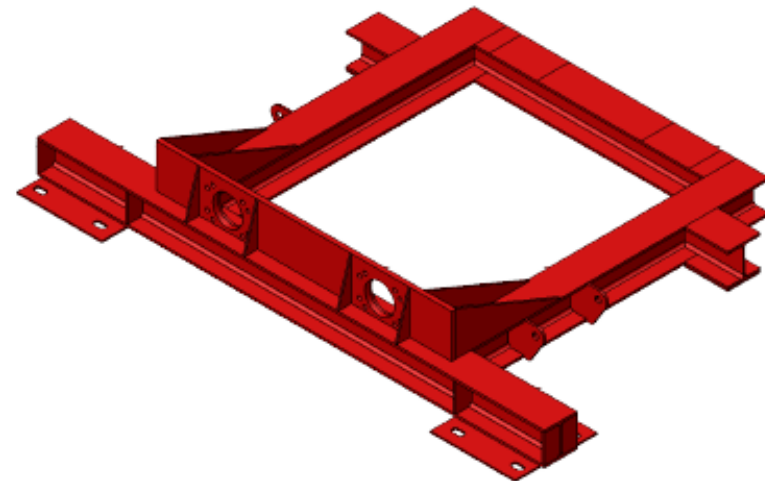
VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 10



VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 10



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10



ESCALA 1:10

[illegible]

