



UNIVERSIDAD DE
COSTA RICA

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE CLINKER EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE CEMENTO

Trabajo Final de Graduación sometido a la consideración de la

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

Como parte de los requisitos
para aspirar al título y grado de

**LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS EN
SISTEMAS DE PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS.**

Cristian González Muñoz

Emanuel Jiménez Molina

María José Obando Hernández

Sede Interuniversitaria de Alajuela

Julio, 2019

Hoja del Tribunal


Este proyecto de graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica con Énfasis en Sistemas de Protección Contra Incendios.



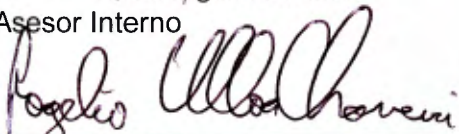
Mag. Jhymer Rojas Vásquez
Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica



Mag. Adolfo Elizondo Mora,
Asesor Director



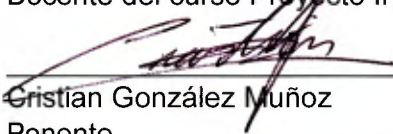
Lic. Giovanni Rignioni Acuña
Asesor Interno



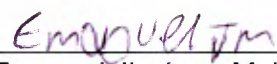
Mag. Rogelio Ulloa
Asesor Externo



Lic. Pablo Soto Ortega
Docente del curso Proyecto Ingeniería Mecánica



Cristian González Muñoz
Ponente



Emanuel Jiménez Molina
Ponente



María José Obando Hernández
Ponente

Agradecimientos

Agradecemos al Ing. Adolfo Elizondo Mora por todo el apoyo, comprensión, orientación y por brindarnos una mano amiga durante este proceso de conclusión de nuestros estudios universitarios.

A la empresa Holcim por permitirnos desarrollar nuestro Proyecto Final de Graduación, al Ing. Giovanni Rignioni y al Ing. Rogelio Ulloa por toda su ayuda y por su a todas las personas que de una forma u otra colaboraron en el desarrollo de nuestro Proyecto Final de Graduación.

Dedicatoria

Agradezco primero a Dios por darme la fortaleza para concluir con mis estudios. A mi madre por inculcarme los valores de responsabilidad, esfuerzo, perseverancia, por la formación y herramientas que me ha dado para enfrentar las adversidades de la vida.

A mi hermana Marcela por todo su apoyo y motivación, por estar siempre conmigo en los momentos más importantes de mi vida, por enseñarme a ser valiente y a salir siempre adelante.

Y a mis compañeros por el compromiso mostrado durante todo este proceso.

María José Obando Hernández

Quiero agradecer en primer lugar a Dios por darme la oportunidad de llegar a este punto de mi vida y permitirme culminar mi Trabajo Final de Graduación.

Muy especialmente dedico este logro a mis padres, quienes han sido mis grandes pilares en la vida, enseñándome buenos valores, siempre me han dado su apoyo y han creído en mí.

A mis hermanos, quienes de igual manera siempre han estado ahí dándome palabras de apoyo y me han alentado a seguir adelante.

A mis compañeros y profesores, por la dedicación y el compromiso que mostraron a lo largo del proceso de elaboración de este trabajo.

Por último, a todas las personas que de una u otra manera me han apoyado y han creído en mi a lo largo de este proceso.

Cristian Alonso González Muñoz

Este proyecto se lo dedico a mis padres que siempre me motivaron a estudiar, me aconsejaron e hicieron gran esfuerzo para ayudarme a alcanzar mis metas. A mis hermanos que con su ejemplo me impulsaron a luchar. A mis compañeros, amigos y profesores que fueron parte de esta linda etapa de mi vida.

A Dios por llenarme de fuerza para luchar y cubrirme con tantas bendiciones.

Emanuel Jiménez Molina

Índice General

Capítulo 1.....	1
Introducción.....	1
1.1. Descripción General.....	2
1.2. Objetivos.....	4
1.2.1. Objetivo General.....	4
1.2.2. Objetivos Específicos.....	4
1.3. Justificación	5
1.4. Antecedentes	6
1.5. Metodología	10
1.6. Alcance y limitaciones.....	12
1.6.1. Alcance	12
1.6.2. Limitaciones	13
Capítulo 2.....	14
Procesos de fabricación, almacenamiento, transporte y extracción de clinker en una planta productora de cemento.	14
2.1. Clinker de cemento Portland	15
2.1.1. Propiedades del clinker	16
2.1.2. Materiales para el manejo de clinker.....	17
2.2. Almacenamiento de clinker	18
2.2.1. Formas de construcción y necesidades de espacio	20
2.2.2. Criterios de selección.....	21
2.2.3. Llenado y vaciado de silos y otras estructuras.....	21
2.3. Métodos de extracción	22
2.8. Transportadores continuos.....	30
2.8.1. Bandas y bandas transportadoras.....	30
2.8.2. Composición de la banda transportadora.....	31
2.8.4. Selección de bandas transportadoras.....	31
2.8.5. Componentes de una banda transportadora.	32

2.8.6.	Capacidad de la banda.....	34
2.8.7.	Sistema de transmisión	37
2.8.8.	Sistema de tensión.....	40
2.8.9.	Aceleración y desaceleración.....	45
2.8.10.	Distancia de transición.....	46
2.8.11.	Diámetro del eje de la polea impulsora y de retorno	49
2.8.12.	Criterios de diseño y selección de rodillos	51
2.8.13.	Rodillos de impacto y punto de alimentación de la banda transportadora	54
2.8.14.	Otros accesorios requeridos en los sistemas de transporte continuo	55
2.9.	Análisis de fuerzas en el reclamador.....	61
2.9.1.	Análisis estático de fuerzas en el reclamador.....	62
2.9.2.	Materiales utilizados en el diseño	63
2.9.3.	Análisis del fenómeno del pandeo.....	63
2.9.4.	Tensión en el soporte dos.....	66
2.9.5.	Flexión en el brazo del reclamador.....	67
2.10.	Factibilidad del proyecto mediante estudio de ingeniería económica.....	69
2.10.1.	Estimaciones económicas.....	69
2.10.2.	Recuperación de capital y valor anual	69
Capítulo 3.....		72
Determinación de la configuración óptima para el sistema de extracción y transporte de clinker.....		72
3.1.	Selección del mecanismo óptimo para extracción de clinker.	73
3.1.1.	Mecanismo de descarga de silos CENTREX®.....	73
3.1.2.	Reclamador triturador de tornillo Claudius Peters	75
3.1.3.	Reclamador.	77
3.2.	Selección del reclamador.....	78
3.2.1.	Reclamador de pared	78
3.2.2.	Reclamador de portal.....	81
3.2.3.	Principales componentes	81
3.2.4.	Reclamador longitudinal lateral.....	84
Capítulo 4.....		86

Diseño del sistema de extracción y transporte de clinker	86
4.1. Diseño del reclamador	87
4.1.1. Diseño del sistema de arrastre del material.....	87
4.1.2. Cálculo del diámetro de la Catarina	89
4.1.3. Cálculo la longitud del material en contacto con el brazo.....	90
4.1.4. Volumen desplazado por revolución	91
4.1.5. Velocidad de rotación de la cadena	92
4.1.6. Volumen desplazado por barrido	92
4.1.7. Tiempo por barrido.....	93
4.1.8. Velocidad de traslación	93
4.1.9. Distancia de inserción de la pala en el material	94
4.1.10. Calculo de potencia requerida para el arrastre de material y traslación del reclamador.....	94
4.2. Diseño y selección de bandas transportadoras	95
4.2.1. Ancho de banda y velocidad de operación	96
4.2.2. Potencia de la banda	96
4.2.3. Calculo de las tensiones de la banda transportadora.	98
4.2.4. Tensión de aceleración y tiempo de aceleración	99
4.2.5. Selección de los rodillos de carga y retorno del transportador continuo	100
4.3. Cálculo de los esfuerzos en los soportes	101
4.3.1. Pandeo en el soporte uno.....	101
4.3.2. Carga última a resistir.....	102
4.3.3. Cálculo del diámetro del soporte dos.....	104
4.3.4. Flexión en el brazo del reclamador.....	104
4.4. Análisis de flujo másico	105
4.4.1. Tiempo de llenado.....	106
4.4.2. Tiempo de vaciado.....	106
4.5. Selección del cable de la tensión uno	107
4.6. Selección del mecanismo encargado del movimiento vertical del brazo.....	107
Capítulo 5.....	109
Análisis económico.....	109

5.1. Alternativas analizadas	110
5.2. Alternativa a implementar.....	110
5.1.2. Cálculo de la recuperación de capital	110
5.1.3. Parámetros considerados para el análisis de Costo de Operación Anual ..	111
Capítulo 6.....	112
Análisis de resultados	112
6.1. Capacidad de almacenamiento	113
6.2. Reclamador.....	114
6.3. Cálculo de potencias y selección de los motores eléctricos	116
6.3.1. Alimentación eléctrica de los motores.....	117
6.3.2. Protección IP utilizada	117
6.3.3. Eficiencia de los motores seleccionados	118
6.4. Dimensionamiento de los ejes de transmisión.....	121
6.5. Sistema de bandas transportadoras.....	123
6.6. Análisis de fuerzas y esfuerzos en los diversos componentes del reclamador .	127
6.6.1. Análisis de fuerzas en los diferentes elementos estructurales del reclamador	128
6.6.2. Análisis de esfuerzos en la cadena de rodillos.....	132
6.6.3. Análisis de deflexión en las vigas del brazo.....	134
Capítulo 7.....	135
Conclusiones.....	135
7.1. Parámetros de diseño	136
7.2. Diseños preliminares del sistema de extracción de Clinker.....	136
7.3. Configuración de los componentes de diseño.....	137
7.4. Diseño de la maquinaria que compone el sistema	137
7.5. Factibilidad económica y presupuesto del sistema.....	138
Capítulo 8.....	139
Recomendaciones.....	139
8.1. Bajantes superiores	140
Bibliografía	142
Anexos	144

Índice de Figuras.

Figura 1.1 Diagrama de producción de cemento. (Fuente: Autores).....	6
Figura 1.2. Diagrama de proceso de almacenamiento y extracción de clinker. (Fuente: Autores).....	8
Figura.2.1. Fotografía clinker almacenado. (Fuente: Autores).	16
Figura 2.2. Diversas configuraciones de silos y galerones para almacenamiento de clinker. (Fuente: Clinker Storage Systems AUMUND).....	19
Figura 2.3. Reclamador de acción frontal. (Fuente: Parques de almacenamiento Technik, Claudius Peters).....	23
Figura 2.4. Reclamador de acción frontal. (Fuente: Stacker and Reclaimer systems for cement plants, FL Smidth).....	23
Figura 2.5. Reclamador de acción lateral de dos brazos. (Fuente Stacker and reclaimer systems for cement plants, FL Smidth).	24
Figura 2.6. Reclamador de acción lateral. (Fuente: Stacker and Reclaimer systems for cement plants, FL Smidth.).....	25
Figura 2.7 Elementos de una cadena de rodillos. (Fuente: Pertuz, Alberto. p. 3).....	26
Figura 2.8. Variables de diseño de una cadena de rodillos de doble torón. (Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley p. 887).....	28
Figura 2.9 Ejemplo de un sistema de bandas transportadoras. (Fuente. Google Images)	32
Figura 2.10. Rodillos (Fuente:Google Images).....	33
Figura 2.11. Sección transversal de la banda transportadora. (Fuente: Dunlop Conveyor Handbook).....	36
Figura 2.12. Diversas configuraciones de la transmisión en el sistema de bandas transportadoras. (Fuente: Manual de ingeniera bandas transportadoras).....	38
Figura 2.13. Sistemas de tensión en bandas transportadoras. (Fuente: Conveyor Belt Desing Manual Bridgestone).....	41
Figura 2.14 Diagrama de tensiones en una banda transportadora. (Fuente: RULMECA Technical Information project and desing criteria for belt conveyors).....	42
Figura 2.15. Distancia de transición con polea terminal a la mitad de la altura de canalizacion (Fuente: Fenner-Dunlop Conveyor Handbook).....	47
Figura 2.16. Distancia de transición con polea terminal a la altura del rodillo de carga. (Fuente: Fenner-Dunlop Conveyor Handbook).....	48
Figura 2.17 Suma vectorial para calcular la resultante en el eje de la polea de las tensiones (Fuente: RULMECA Technical Information Project and Desing Criteria for Belt Conveyors).....	50
Figura 2.18 Configuración del punto de alimentación en una banda transportadora. (Fuente: RULMECA Technical Information project and desing criteria for belt conveyors).....	54
Figura 2.19 Dispositivos de limpieza primarios y secundarios en la polea impulsora de una banda transportadora. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook).....	56

Figura 2.20 Tensores primarios y secundarios (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)	57
Figura 2.21 Sistema de alineamiento para una banda transportadora. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)	58
Figura 2.22 Sistemas de revestimiento de la polea (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)	59
Figura 2.23. Dispositivo de Sellado para bandas transportadoras (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook).....	60
Figura 2.24. Dispositivos de seguridad para manos y dedos en bandas transportadoras. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)	61
Figura 2.25. Elementos del reclamador bajo análisis estático (Fuente: Autores).....	62
Figura 2.26 Carga crítica de pandeo. (Fuente: F.P Beer, Mecánica de Materiales)	64
Figura 2.27 Longitudes efectivas de columnas para varias condiciones de extremo. (Fuente: F.P Beer, Mecánica de Materiales)	65
Figura 2.28 Fenómeno de flexión en vigas (Fuente: Ferdinand P. Beer Mecánica de Materiales).....	68
Figura 3.1. Silo Discharge CENTREX®. (Fuente: AUMUND).....	74
Figura 3.2. Reclamador triturador de tornillo Claudius Peters. Fuente (Claudius Peters)..	76
Figura 3.3. Reclamador de pared y arreglo de bandas transportadoras. (Fuente: Autores)	80
Figura 3.4. Reclamador de Portal y arreglo de bandas. (Fuente: Autores)	83
Figura 3.5. Reclamador Lateral Longitudinal y arreglo de bandas. (Fuente: Autores)	85
Figura 4.1. Diseño de pala para arrastre de material. (Fuente: Autores).....	88
Figura 4.2. Heavy Duty Reclaimer Chain-Outside Roller. (Fuente: THIELE®)	89
Figura 4.3. Diseño catarina de 7 dientes. (Fuente: Autores).....	90
Figura 4.4 Análisis geométrico pila de almacenamiento de clinker. (Fuente: Autores)	91
Figura 4.5 Análisis fenómeno pandeo en soporte 1. (Fuente: Autores).	102
Figura 4.6 Viga perfil W aleta ancha. (Fuente: Ferdinand P. Beer Mecánica de Materiales 6ta Ed).....	105
Figura 4.7 Análisis flujo másico en la tolva de alimentación de los molinos (Fuente: Autores).....	106
Figura 6.1 Diagrama de la capacidad final de almacenamiento de clinker en el almacén longitudinal. (Fuente: Autores)	114
Figura 6.2. Curva de eficiencia (%) vs potencia (kW). Fuente (Roydisa).....	119
Figura 6.3 Análisis de esfuerzos en los eslabones de la cadena de rodillos mediante SolidWorks® (Fuente: Autores)	133

Índice de Cuadros

Cuadro 2.1. Propiedades físicas del clinker.....	17
Cuadro 2.2. Composición química del clinker	17
Cuadro 2.3. Requerimientos Químicos del acero al Manganeso ASTM A128/ A 128M-93 (2003).....	18
Cuadro 6.2 Características del reclamador.....	115
Cuadro 6.3 Características del brazo.....	115
Cuadro 6.4 Características del sistema de desplazamiento	116
Cuadro 6.5 Características de los motores.....	119
Cuadro 6.6 Especificación caja reductora de la cadena	120
Cuadro 6.7 Especificación caja reductora para mecanismo de traslación.....	121
Cuadro 6.8 Dimensionamiento eje transmisión de la catarina.....	122
Cuadro 6.9 Dimensionamiento eje de las ruedas	122
Cuadro 6.10 Características de las bandas transportadoras	123
Cuadro 6.11 Especificación banda longitudinal (sentido oeste-este)	124
Cuadro 6.12 Especificación banda lateral (sentido norte-sur)	125
Cuadro 6.13 Potencia requerida para el sistema de bandas transportadoras	126
Cuadro 6.14 Especificación caja reductora para polea impulsora de la banda longitudinal	127
Cuadro 6.15 Especificación caja reductora para polea impulsora banda lateral	127
Cuadro 6.16 Dimensiones viga perfil W para el brazo	134

Índice de gráficos

Grafico 6.1 Tensión T_1 (kN) en función del ángulo α ($^\circ$). (Fuente: Autores).....	129
Grafico 6.2 Fuerza T_2 (kN) en función del ángulo α ($^\circ$). (Fuente: Autores).....	130
Grafico 6.3 Fuerza T_{OC} en función del ángulo α ($^\circ$) (Fuente: Autores)	131
Grafico 6.4 Fuerza F_D (kN) en función del ángulo α ($^\circ$) .(Fuente: Autores).....	132

Índice de Anexos

Anexo A 1 Heavy duty reclaimer chain-outside roller THIELE. (Fuente: THIELE Reclaimer Chain).....	144
Anexo A 3 Velocidades máximas permitidas en relación del ancho de banda y de las características físicas del material a transportar (Fuente: RULMECA: Technical Information and desing criteria for belt conveyors)	145

Anexo A 4. Ancho de banda mínimo en función de la carga de ruptura y el ángulo de canalización (Fuente: RULMECA: Technical Information and desing criteria for belt conveyors)	146
Anexo A 5. Coeficiente de área transversal K (Fuente: Conveyor Belt desing Manual Bridgestone).....	147
Anexo A 6. Coeficiente de fricción y longitud horizontal ajustada de la banda transportadora (Fuente: Conveyor Belt Desing Manual Bridgestone)	148
Anexo A 7. Espaciamiento máximo permitido para rodillos de carga y retorno según el ancho de banda. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors)	148
Anexo A 8. Coeficiente fijo de resistencia (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Crietria for belt conveyors)	149
Anexo A 9. Peso de las partes móviles de la banda transportadora. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors)	150
Anexo A 10. Coeficiente pasivo de resistencia. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	150
Anexo A 11. Coeficiente de fricción interna (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors)	151
Anexo A 12. Peso de la banda transportadora (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	152
Anexo A 13. Factor de envoltura. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	153
Anexo A 14. Diámetros mínimos de polea recomendados (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	154
Anexo A 15. Velocidad máxima y revoluciones por minuto según diámetro del rodillo. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Design Criteria for belt conveyors).....	155
Anexo A 16. Diámetro de rodillos recomendado según el ancho de banda. (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	155
Anexo A 17. Factor de participación Fp en el rodillo sometido a mayor carga (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt Conveyors).....	156
Anexo A 18. Factor de servicio Fs (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt Conveyors).....	156
Anexo A 19. Factor ambiente Fm (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors).....	157
Anexo A 20. Factor de impacto Fd (Fuente: RULMECA: Technical Information and desing criteria for belt conveyors).....	157
Anexo A 21. Factor de velocidad Fv (Fuente: RULMECA: Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors)	158
Anexo A 22. Características de las cubiertas de las bandas trasportadoras (Fuente: Dunloflex®, Bandas Transportadoras Dunlop).....	159
Anexo A 23. Guía para la selección de limpiadores primarios (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook).....	160

Anexo A 24. Guía para la selección de limpiadores secundarios (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook).....	161
Anexo A 25. Sistemas de sellado Trellex Clamp-on (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook).....	162
Anexo A 26. Análisis de fuerzas en el reclamador. (Fuente: Autores)	163
Anexo A 27. Fuerza mínima de rotura del cable según T_1 calculada. (Fuente: Northern Strands).....	166
Anexo A 28. Propiedades físicas del acero estructural HSS grado 46 (Fuente: Engineers Edge).....	167
Anexo A 29. Cuadro para la selección del Winche (Fuente: Dymont).....	168
Anexo A 30. Análisis de fuerzas cortantes y momento Flector en el brazo del reclamador. (Fuente: Autores).....	169

Simbología

\$USD	Dólares
°	Grados
°C	Grados Celsius
daN	DecaNewtons
E	Módulo de Young
HP	caballos de fuerza
I	Momento de Inercia
In	pulgadas
kg	kilogramo
kg/m	kilogramo por metro lineal
kg/mm	kilogramos por milímetros
kPa	Kilo Pascales
kW	kilowatts
m	metros
m/min	metros por minuto
m/s	metros por segundo
m ²	metros cuadrados
m ³ /h	metros cúbicos por hora
m ³ /rev	metros cúbicos por revolución
mm	milímetros
MPa	Mega Pascales
N	Newtons
Nm	Newton metro
Pa	Pascales
rad/s	radianes por segundo
rpm	revoluciones por minuto
s	segundos
t	tonelada
t/h	tonelada por hora
t/m ³	tonelada por metro cubico
η	eficiencia
ω	velocidad rotacional

Resumen

El presente informe de trabajo final de graduación presenta el proceso de diseño y selección de las máquinas y mecanismos necesarios para conformar el sistema encargado de la extracción y transporte de *clinker* desde un almacén longitudinal hacia el elevador de cangilones para la alimentación de los molinos tres y cinco, el cual permitirá un flujo constante de 150t/h de *clinker* con el fin de mantener de manera continua el proceso de fabricación de cemento.

El sistema se compone de un mecanismo encargado de la extracción de dicho material conocido como reclamador lateral, diseñado específicamente para cumplir con los requisitos de espacio y operación indicados por la empresa Holcim la cual se dedica a la producción, empaque y distribución de cemento.

Además, como parte del sistema se diseñó un arreglo de bandas transportadoras las cuales se encargarán de conducir el *clinker* desde el almacén longitudinal hasta el punto de descarga a partir del cual será transportado hacia los molinos tres y cinco para continuar con el proceso de la fabricación.

Con la implementación de este nuevo sistema se logrará eliminar problemáticas presentes actualmente en la fábrica derivadas del mal funcionamiento de los equipos instalados actualmente encargados del proceso de extracción y transporte de *clinker* desde el almacén longitudinal, además de mejorar las condiciones ambientales y operacionales en el lugar de almacenamiento y descarga de *clinker*.

Capítulo 1

Introducción

1.1. Descripción General

En el presente proyecto final de graduación se desarrolló el diseño y la selección de los mecanismos necesarios que conforman el sistema de extracción de *clinker* desde el almacén longitudinal hasta los elevadores de cangilones de *clinker* para lograr que el sistema extraiga una tasa de 150 t/h de *clinker* para el abastecimiento de los molinos tres y cinco. El desarrollo este proyecto se realizó para la empresa Holcim, ubicada en Agua Caliente de Cartago, Costa Rica.

La empresa se dedica a la producción completa de cemento, la cual inicia con la extracción de las materias primas, las cuales se obtienen de minas ubicadas cerca del lugar, para luego realizar la calcinación de estas, posteriormente se realizan los procesos de producción, ensacado, almacenamiento y distribución de cemento.

El *clinker* de cemento Portland se obtiene a partir de la calcinación de harina cruda, la cual se comprende de una mezcla de caliza, puzolana y hierro que juntos, provean las cantidades necesarias de carbonato de calcio (CaCO_3), sílice (SiO_2), alúmina (Al_2O_3) y demás componentes (MgO , SO_3 , Fe_2O_3) a 1.450°C , temperatura conocida como temperatura de clinkerización o sinterización.

Posterior a la calcinación y enfriamiento, es transportado a su lugar de almacenamiento, actualmente la planta cuenta con dos sistemas de almacenamiento de *clinker* diferentes, el primero un silo con una capacidad de almacenamiento de 20.000 toneladas de *clinker*. El silo posee un sistema de extracción que se comprende de dispositivos reguladores de flujo, cuatro en total, los cuales descargan directamente a una banda transportadora que dirige el

material hacia los elevadores de cangilones, la configuración interna del silo hace que todo el material logre fluir sin atascamientos ni problemas.

El segundo sistema de almacenamiento consiste en un almacén longitudinal con una capacidad de almacenamiento de 6.000 toneladas de *clinker*, el almacén longitudinal cuenta con su propio sistema de extracción, el cual es el que actualmente presenta problemas debido a diversos factores, entre ellos la configuración estructural y geométrica del almacén longitudinal que genera volumen muerto, un mecanismo de extracción deficiente y problemas graves de atascamiento. Esta problemática provoca que no se logre extraer el flujo necesario de *clinker* (150 t/h) esto para abastecer las tolvas de alimentación de los molinos para la producción de cemento con una capacidad de 50 toneladas.

Como solución se propuso el diseño, selección y acondicionamiento de los mecanismos necesarios con el fin de que estos se adecuen al espacio disponible actual donde se encuentra el almacén longitudinal y que en conjunto logren extraer el flujo requerido de *clinker* para la producción, y que además extraiga la mayor cantidad material desde el almacén longitudinal eliminando o reduciendo el problema de volumen muerto.

Para esto se caracterizó el material con el fin de obtener los parámetros de diseño necesarios para el sistema, además se investigó cuales mecanismos se ajustaban mejor a esta tarea, siempre tomando en cuenta el espacio disponible para este. Además, se realizó un estudio económico sobre los costos anuales de operación del sistema comparándolo con las otras alternativas, así como también un presupuesto de este, con el fin de analizar su viabilidad para un futuro desarrollo en la planta.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Diseñar el proceso de extracción y transporte de *clinker* desde un almacén longitudinal, que garantice el flujo requerido a los molinos de una planta productora de cemento.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Definir los parámetros de diseño del sistema de extracción y transporte de *clinker*, que se ajusten a los parámetros operacionales de la planta productora de cemento.
- Formular varios diseños preliminares considerando los requerimientos del proceso, y seleccionar el más viable.
- Configurar los componentes del sistema, que aseguren la continuidad del proceso, así como también las modificaciones en el diagrama de flujo.
- Diseñar la maquinaria que conformará el sistema de extracción y transporte de *clinker* adaptándola al espacio existente.
- Valorar la factibilidad de ejecución del proyecto, desde el punto de vista económico, mediante un presupuesto de este.

1.3. Justificación

El sistema de extracción y almacenamiento de clinker presentaba un incorrecto funcionamiento generando problemas en la producción de cemento, por esta razón se buscaba una solución que se ajustara a los requerimientos de la planta, tanto económicos, como de operación y espacio.

Debido principalmente a la limitante de espacio presente en la planta, así como también comportamiento de fluidez del material, es que la opción más viable a desarrollar fue el diseño de un mecanismo de extracción conocido como reclamador lateral, el cual junto con otros mecanismos de transporte continuo conforman el sistema de extracción de clinker desde el almacén longitudinal hasta el elevador de cangilones, dichos mecanismos se ajustaron a los parámetros de operación de la planta productora de cemento.

El presente proyecto final de graduación tiene como objetivo final dar una solución definitiva a esta problemática de almacenamiento y extracción presente actualmente en la planta, que sea viable desde el punto de vista tanto económico como ingenieril.

1.4. Antecedentes

En la planta de cemento Holcim ubicada en Agua Caliente de Cartago se llevan a cabo una serie de procesos mediante los cuales se transforma una materia prima (caliza) en un producto final para consumo de la población, en este caso cemento. Para lograr la elaboración del cemento la planta cuenta con diferentes sistemas y mecanismos, que funcionan en conjunto con el fin de mantener la una producción continua y óptima, de modo que el fallo en alguno de estos sistemas afecta la totalidad de la producción. La Figura 1.1 muestra un diagrama del proceso de fabricación de cemento.

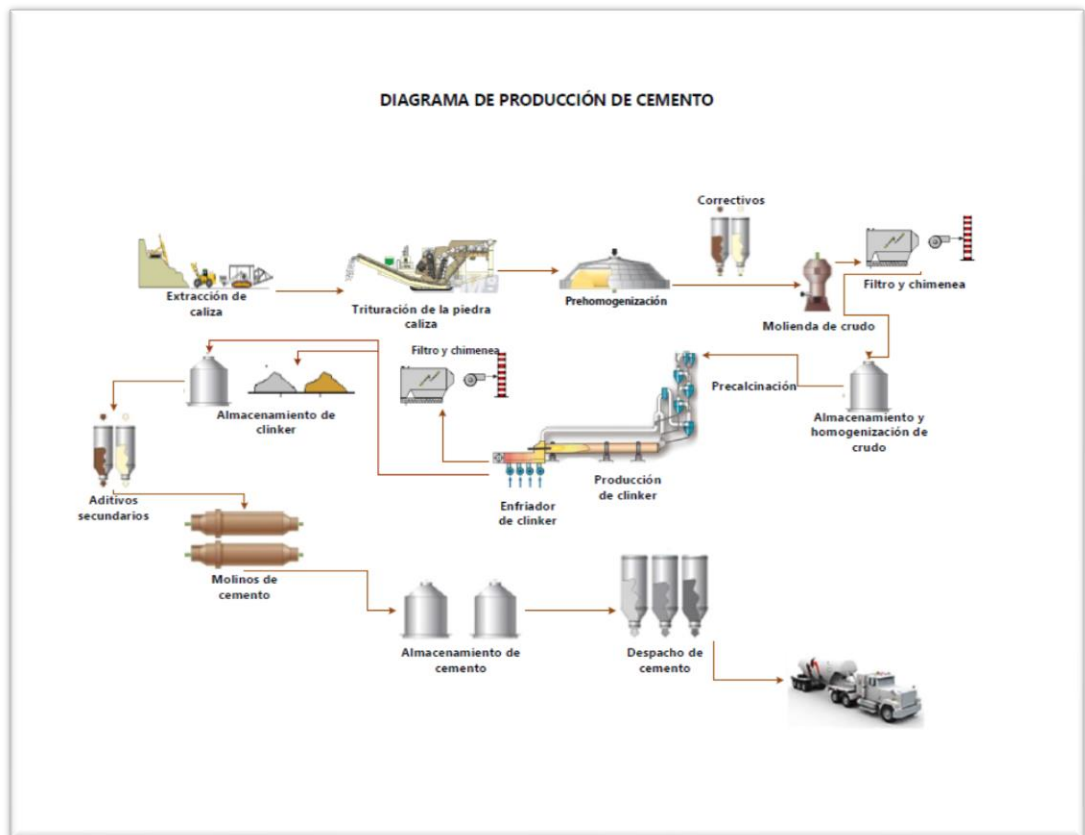


Figura 1.1 Diagrama de producción de cemento. (Fuente: Autores)

Actualmente, se presenta un problema con la extracción de *clinker* almacenado en el almacén longitudinal, esto debido a que el mecanismo encargado de la extracción se encuentra fuera de operación como consecuencia de diversos eventos que han afectado de manera significativa su desempeño.

El almacén longitudinal de *clinker* se construye en 1.963 junto con el mecanismo de extracción, esto con el fin de almacenar y abastecer el molino de cemento, el cual requería un flujo para su operación de 25 t/h, para el año 1.965 se realiza la instalación de un nuevo molino el tercero en la planta, con capacidad de producción de 50 t/h de cemento, sin embargo, aunque la producción aumentó debido a requerimientos del mercado, el sistema de extracción no sufrió modificaciones, dado que este se había diseñado tomando en cuenta un futuro crecimiento.

En 1.973 se sustituye el horno, por uno con una mayor capacidad de producción el cual emplea *bunker* como combustible, con este cambio, la producción de *clinker* mejora, ya que se obtiene un producto con una granulometría más constante.

En 1.995 se instala un nuevo molino para la fabricación de harina cruda, liberando el molino que llevaba a cabo este proceso, a este molino se le realizan modificaciones para ser utilizado en la fabricación de cemento (cuarto molino), con estos nuevos ajustes la demanda de *clinker* desde el almacén longitudinal aumenta, por lo que se presenta la necesidad de modificar el sistema de transporte (bandas y elevador de cangilones), pero se mantiene el sistema de extracción original.

Para el 2.001, se pone en funcionamiento un molino especial para combustibles sólidos (carbón mineral), con el uso de este nuevo combustible la granulometría del *clinker* comienza a variar, presentando más polvo que el que se obtenía anteriormente.

Desde su instalación, el mecanismo encargado de la extracción se desempeñó de la manera eficiente, entregando el flujo requerido por la planta para mantener la producción de cemento sin contratiempos, a pesar de los aumentos en la producción y cambios en la granulometría del *clinker*. La Figura 1.2 muestra el diagrama del sistema almacenamiento y extracción de *clinker* presente en la planta productora de cemento actualmente.

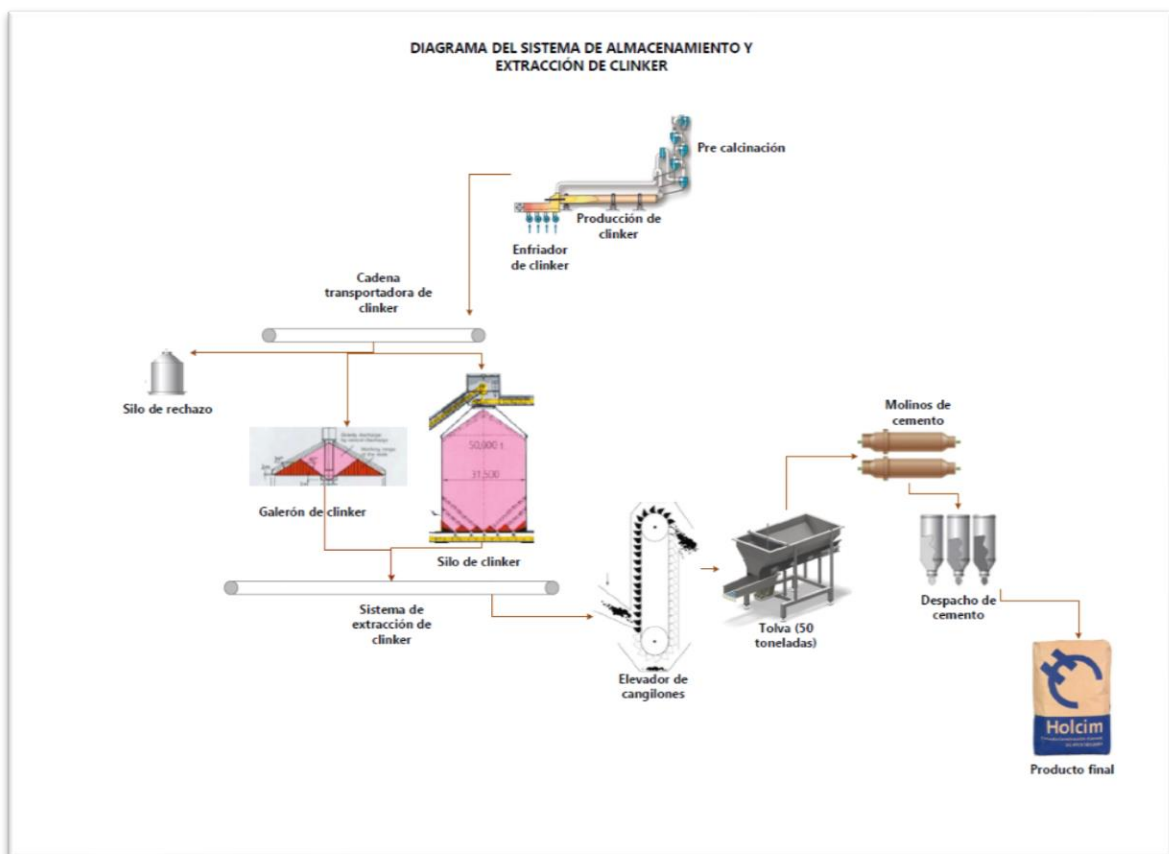


Figura 1.2. Diagrama de proceso de almacenamiento y extracción de clinker. (Fuente: Autores)

En el 2.006 se pone en marcha un nuevo horno con lo cual se sustituye el carbón como combustible y se comienza a utilizar *coke* para el proceso, a raíz de este cambio en la línea de producción, se obtuvo un *clinker* aún más polvoriento y

con una granulometría más fina, provocando que su manipulación con los equipos instalados se dificulte. El sistema más afectado con la nueva consistencia del *clinker* es el de transporte debido al gran porcentaje de polvo se fuga, este se encuentra confinado (no sale al medio ambiente), por lo que se empieza a acumular dentro del túnel de transporte, generando obstrucciones que interferían con la operación del sistema.

Con la instalación del nuevo horno, se realizaron ciertas modificaciones en la planta, con las cuales se retiró un sistema de bombeo que evitaba que el nivel freático alcanzara el túnel de transporte, con lo cual se suma un problema más, el aumento de la humedad en el túnel provoca que las acumulaciones de polvo de *clinker* reaccionen y fragüen generando obstrucciones de gran tamaño.

Con el fin de dar solución a esta problemática se le hicieron diversas intervenciones al galerón, la cuales no han logrado con éxito solucionar el problema, en el 2.009 se decide disminuir el trayecto del mecanismo de extracción con el fin de instalar dos tolvas con bajantes y válvulas reguladoras de flujo, pero estos bajantes al momento de descargar sobre la banda de transporte producen mucho escape de polvo por lo que se instalaron dos filtros sobrepuestos, esta intervención requirió una gran inversión por parte de la empresa pero no logro dar solución al sistema, por el contrario genero más contratiempos ya que en el espacio entre las tolvas no se podía extraer *clinker* y el trayecto del mecanismo de extracción se había acortado, disminuyendo significativamente la extracción.

En el 2.011 se decide sacar de operación los filtros, esto generó que se desarrollen ciertas condiciones en el canal de descarga poco óptimas para la permanencia de personas durante la operación del sistema. Con el fin de dar solución a este problema en el año 2.015 se instala un sistema de ventilación forzada, el cual requirió de una gran inversión y no se obtuvieron los resultados esperados.

Además, con el fin de aprovechar al máximo la cantidad de *clinker* almacenado se decidió utilizar un cargador frontal para movilizar el material acumulado en las zonas muertas generadas por la configuración geométrica del almacén longitudinal la cual no provee las condiciones para que el *clinker* fluya de manera natural, y poder descargarlo hasta las tolvas, esto hizo que en algunas zonas del sistema de extracción se compactara el *clinker* e hiciera complicada la extracción del material, sumado a esto la gran cantidad de polvo provoca daños tanto en el motor del cargador como en la cabina del operador, por lo que su uso no es recomendado.

1.5. Metodología

La metodología utilizada en el presente proyecto se basa en diversas etapas las cuales se desarrollaron de la siguiente manera.

1.5.1. Recopilación de información referente al material, así como también variables de operación y espacio de la planta y mecanismos utilizados en la actualidad para este tipo de procesos.

- Caracterización del material a extraer y transportar, en este caso el *clinker* mediante visitas a la planta de producción de cemento para recolectar los datos tanto históricos como actuales que permitieron establecer las consideraciones de diseño.
- Análisis de diagramas de flujo de los sistemas de almacenamiento y extracción de *clinker* presentes en la planta, así como también la verificación del estado actual de los equipos involucrados en el proceso.
- Levantamiento del espacio disponible para el desarrollo del sistema extracción y transporte de *clinker*.

- Recopilación y análisis de literatura, fichas técnicas de fabricantes y demás información, mediante la cual se pueda determinar la mejor solución que se ajuste a las características operacionales y de espacio en la planta.

1.5.2. Ejecución de las actividades pertinentes que permitan el logro de cada uno de los objetivos planteados en el presente proyecto.

- Análisis de las diferentes opciones comerciales actuales que mejor se ajustaran al proceso, a partir de las cuales se desarrollaron diversas propuestas con el fin de definir la mejor opción para la conformación del sistema.
- Desarrollo de una memoria de cálculo donde se cuantifico el diseño tanto dimensional como de operación de los mecanismos seleccionados que conforman el sistema de extracción de *clinker* desde el almacén longitudinal.
- Desarrollo de un análisis económico, mediante la elaboración un presupuesto para determinar la viabilidad del proyecto desde el punto de vista económico.

1.5.3. Elaboración de la documentación de resultados y entregables

- Elaboración de los planos del sistema de extracción y transporte de *clinker* diseñado mediante la utilización de un paquete de dibujo asistido por computadora.
- Elaboración del diagrama de flujo del nuevo proceso de extracción y transporte de *clinker* desde el almacén longitudinal hasta el elevador de cangilones.

1.6. Alcance y limitaciones

1.6.1. Alcance

El alcance de este proyecto comprende el diseño del sistema de extracción y transporte de *clinker* desde el almacén longitudinal hasta los elevadores de cangilones con en el fin de lograr el flujo requerido (150 t/h) para la alimentación de los molinos tres y cinco.

Mediante la realización de un análisis de las opciones comerciales existentes para este tipo de procesos, así como también el espacio disponible, diagrama de flujo del proceso actual, y características físicas y químicas del material a manipular se determinarán los mecanismos y componentes óptimos para el nuevo sistema, que ejecuten la tarea de la mejor manera, logrando reducir y en algunos casos eliminar diversos problemas presentes actualmente en la fábrica de cemento, derivados del mal funcionamiento de los equipos actuales y las características del material y el lugar.

Con el fin de lograr la funcionalidad óptima del sistema se plantearon ciertas recomendaciones para la modificación estructural del almacén longitudinal, así como también el sistema de apilamiento de material utilizado en la actualidad, esto con el fin de asegurar la correcta operación del sistema diseñado para el proceso de extracción y transporte.

El proceso de automatización del sistema no forma parte del alcance de este proyecto, así como también el desarrollo de planos o diseño estructural para mejoras del almacén longitudinal.

Como parte del alcance se entrega los planos generales con el diseño del nuevo sistema, así como también las modificaciones del diagrama de flujo del sistema actual, incluyendo el nuevo proceso de extracción y transporte de *clinker* desde el almacén longitudinal.

Para finalizar se realizará el estudio económico del nuevo sistema con el fin de determinar la viabilidad económica para su futura implementación en la planta productora de cemento.

1.6.2. Limitaciones

Entre las limitaciones se encontró el espacio destinado para esto, el sistema se debía ajustar al espacio de ubicación actual del almacén longitudinal, ya que su crecimiento vertical y axial se dificulta dado que los alrededores del almacén longitudinal se encuentran edificaciones entre ellas, el silo de *clinker* de 20.000 toneladas al costado este , el molino de puzolana al costado oeste del galerón, el aerodeslizador de puzolana al costado norte, el molino de cemento tres y un taller mecánico al costado sur, por las cuales no es viable modificar de manera significativa el espacio.

Entre las características propias del material a manipular se encuentra la abrasividad, la cual, al no poseer equipos en el país para la realización de las pruebas de laboratorio pertinentes que determinan el índice de abrasividad de los materiales, no se logró conocer la abrasividad real del *clinker* producido en la planta productora de cemento, a raíz de esto es que se realizó únicamente la recomendación y no la selección de materiales resistentes a la abrasión para la construcción de la maquinaria que estará en contacto directo con el material.

Además, debe quedar claro que debido a la política de confidencialidad de la empresa ciertos resultados o detalles del proceso quedan por fuera de este informe.

Capítulo 2

Procesos de fabricación, almacenamiento, transporte y extracción de *clinker* en una planta productora de cemento.

La presente sección contiene todos los conceptos referentes a la industria del cemento, los cuales incluyen desde el proceso de fabricación, almacenamiento, mecanismos de extracción y transporte, así como también conceptos importantes referentes al diseño y selección de mecanismos específicos para este tipo de aplicaciones, desarrollados de manera que el lector pueda comprender de mejor manera el proyecto.

2.1. Clinker de cemento Portland

Se denomina *clinker* a la materia prima para la elaboración de cemento, el cual se obtiene por medio de la calcinación de crudo a 1.450 °C aproximadamente. Es un material sólido inorgánico granulado de color negro, inodoro, con un pH básico de 11,0 – 13,5, al mezclarlo con agua fragua, formando una masa dura, estable y resistente en condiciones ambientales normales. El *clinker* es químicamente estable mientras se mantenga almacenado de la manera correcta, se debe mantener alejado de los materiales incompatibles con este además se debe evitar al máximo la humedad en el recinto de almacenamiento ya que el *clinker* puede fraguar y también perder calidad. La Figura 2.1 muestra el *clinker* de cemento producido en la planta, almacenado en el almacén longitudinal.

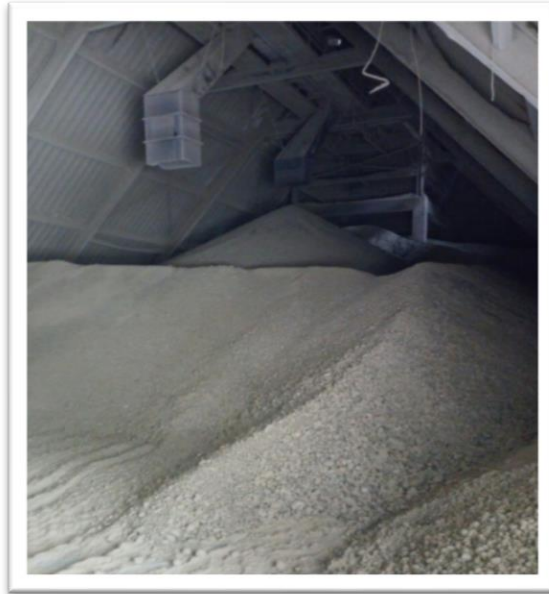


Figura.2.1. Fotografía clinker almacenado. (Fuente: Autores).

2.1.1. Propiedades del *clinker*

A continuación, se presentan cuadros resumen con las principales características físicas y composición del *clinker* de cemento producido en la planta, estas son específicas dado que como se indica en párrafos anteriores la composición del *clinker* varía según el método y velocidad de enfriamiento, así como también la temperatura de cocción, y estos parámetros son propios de cada planta productora de cemento.

El Cuadro 2.1 resume las propiedades físicas del *clinker* producido en la planta de cemento, el Cuadro 2.2 resume la composición química de este.

Cuadro 2.1. Propiedades físicas del *clinker*.

Propiedades Físicas del clinker		
Propiedad	Valor	Unidades
Color	negro	-
Olor	inodoro	-
Punto de clinkerización	1450	°C
Densidad Relativa	2,75-3,20	g/cm ³
Densidad Aparente	0,90-1,5	g/cm ³
Solubilidad en agua	0,1-1,5	g/l
Angulo de reposo	45	°
Granulometría	1-50,8	mm
Abrasividad	Muy abrasivo	-

Cuadro 2.2. Composición química del *clinker*

Composición química del clinker	
Compuesto	%
Oxido de Silicio (SiO ₂)	20,82
Oxido de Aluminio (Al ₂ O ₃)	4,99
Oxido de hierro III (Fe ₂ O ₃)	3,17
Oxido de Calcio (CaO)	64,93
Oxido de magnesio (MgO)	2,31
Trióxido de Azufre (SO ₃)	1,72
Oxido de Potasio (K ₂ O)	0,59
Oxido de Sodio (Na ₂ O)	0,4
Cloro (Cl)	0,02
Oxido de Fosforo III (P ₂ O ₅)	0,2
Managaneso (Mn)	0,09
Titanio (Ti)	0,31

2.1.2. Materiales para el manejo de *clinker*

Debido a las características físicas del *clinker* (abrasividad, granulometría), así como las condiciones normales de operación (alta temperatura, polvo), se requiere que los materiales para los equipos que trabajarán en contacto directo con el *clinker*

posean ciertas propiedades mecánicas, que alarguen la vida útil de estos, entre los materiales para el manejo de *clinker* se encuentran:

- **Acero al manganeso**

Consiste en un acero austenítico con capacidad de aumentar su dureza de 180 Brinell a 500 Brinell sin experimentar transformación martensítica, con un porcentaje de manganeso que va desde el 11% al 14%, dicho porcentaje se encuentra en función de las condiciones de operación y esfuerzos a los cuales se someterá el producto. El acero al manganeso se caracteriza por poseer una excelente resistencia al desgaste por abrasión e impacto, además de una excelente capacidad de endurecimiento por deformación.

El acero al manganeso es utilizado para la fabricación de piezas en la industria ferroviaria, minera, siderúrgica y de cemento.

El Cuadro 2.3 resume los diferentes grados de acero al manganeso y su respectiva composición química según la norma ASTM A128.

Cuadro 2.3. Requerimientos Químicos del acero al Manganeso ASTM A128/ A 128M-93 (2003)

Requerimientos químicos del Acero al Manganeso							
Grado	Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Silicio (Si)	Molibdeno (Mo)	Fosforo (P)	Niquel (Ni)
A	1,05-1,35 %	11,0% min	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
B-1	0,9-1,05 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
B-2	1,05-1,2 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
B-3	1,12-1,28 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
B-4	1,2 -1,35 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
C	1,05-1,35 %	11,5-14,0 %	1,5-2,5 %	1,0 % max.	-	0,07 % max	-
D	0,7-1,3 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	-	0,07 % max	3,0-4,0 %
E-1	0,7-1,3 %	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	0,9-1,2 %	0,07 % max	-
E-2	1,05-1,45%	11,5-14,0 %	-	1,0 % max.	1,8-2,1%	0,07 % max	-
F (J91340)	1,05-1,35 %	6,0-8,0 %	-	1,0 % max.	0,9-1,2 %	0,07 % max	-

2.2. Almacenamiento de *clinker*

Existen diversas formas de almacenar el *clinker* las cuales se diseñan y construyen en función de la capacidad de almacenaje, el subsuelo y las condiciones generales que presenta el sitio.

Una de las características principales es que deben de ser capaz de almacenar diferentes tipos de *clinker*, además de poseer la mayor capacidad efectiva posible y proporcionar un vaciado eficiente. La Figura 2.2 ilustra las diversas configuraciones existentes para el almacenamiento de *clinker*.

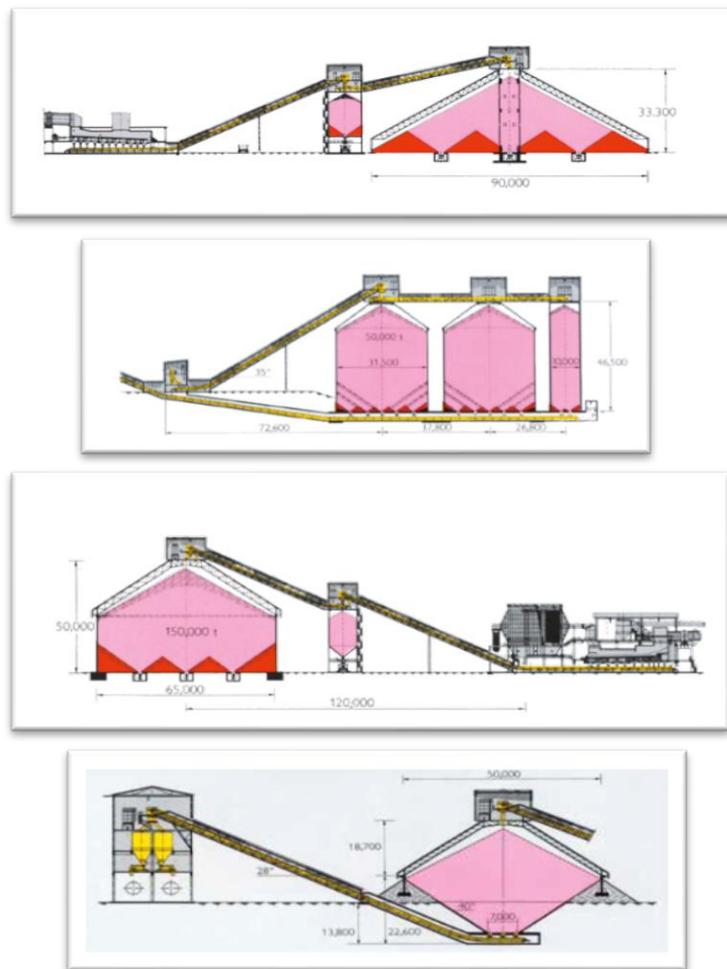


Figura 2.2. Diversas configuraciones de silos y galerones para almacenamiento de clinker. (Fuente: Clinker Storage Systems AUMUND).

2.2.1. Formas de construcción y necesidades de espacio

Las diversas configuraciones de silos, tienda cónica y estructuras tipo nave (galerones) se seleccionan de acuerdo con las características del suelo y el espacio disponible, en general cada una requiere de ciertas características a considerar las cuales hacen que sean aptas o no para determinados emplazamientos, así como también requieren de un elevado costo de construcción, por ejemplo existen ciertos tipos que requieren menos espacio en el suelo pero son de gran altura, por lo que requieren de una estructura bien cimentada, dicha cimentación requiere de mayores inversiones, además hay que tomar en cuenta la altura de los elevadores de cangilones, existe otro tipo de silo de almacenamiento, en el cual la descarga de material se encuentra sobre el nivel de piso, esto es ventajoso dado que el material se puede descargar directamente sobre los vehículos, sin embargo este tipo de construcción es bastante costosa.

Existen ciertos tipos que no son recomendables para terrenos donde el nivel freático se presente a poca profundidad, o el suelo presente problemas de excavación, dado que el túnel de descarga se encuentra a un nivel por debajo del suelo bastante considerable.

Otro aspecto a considerar es la capacidad efectiva, la cual se refiere a la cantidad de material que pueda extraerse de manera natural sin necesidad de recurrir a una fuente externa, los silos representan entre un 85 y un 90% de capacidad efectiva, la configuración tipo tienda cónica posee una capacidad efectiva de entre 55%-75% y las naves rondan 50%-85% de capacidad efectiva.

2.2.2. Criterios de selección

Para la selección de una determinada estructura para el almacenamiento de *clinker* en una planta productora de cemento se deben tomar en cuenta ciertos criterios, entre ellos

- Espacio disponible para la construcción.
- Características del subsuelo (Nivel freático).
- Capacidad de almacenamiento en función de la fluctuación del mercado.
- Normativa sobre protección al medio ambiente.
- Sistemas de vaciado y llenado de la estructura de almacenamiento que mejor se ajuste.
- Costos de construcción.
- La ergonomía de las estructuras y equipos para el mantenimiento o para el acceso
- La mantenibilidad de los equipos, es decir el fácil acceso para reparar los equipos.
- Cumplimiento con las regulaciones de seguridad ocupacional

2.2.3. Llenado y vaciado de silos y otras estructuras

Existen diversos mecanismos que se encargan del transporte del *clinker* cuando sale del horno hasta su lugar de almacenamiento, así como también su posterior distribución en la línea de producción, el principal objetivo que se busca es que estas operaciones se realicen de manera regular y uniforme, esto para evitar esfuerzos en la estructura de almacenamiento y sus cimientos.

Para la selección de estos mecanismos se debe tomar en cuenta las características propias del *clinker* producido en el lugar (temperatura, abrasividad, granulometría) además de la estructura de almacenamiento seleccionada, con la

finalidad de que cumplan con la capacidad requerida de flujo de *clinker* para la producción de cemento.

2.3. Métodos de extracción

En la presente sección se menciona y explica el método de operación algunos de los mecanismos de extracción más utilizados en este tipo.

- **Extracción de material mediante máquinas de acción frontal** el principio de operación de estos mecanismos se basa en la extracción de material desde los extremos de las pilas, constan de un mecanismo de transporte capaz únicamente de retirar material desde la base de la pila y mediante un sistema rastrillos, escarificadores accionados por cables o cadenas escarificadoras, el cual rasca el material de la sección frontal de la pila, logrando de esta manera el desprendimiento de material.

Los rastrillos o gradas están provistos de dientes recambiables, su inclinación se puede ajustar conforme al ángulo de reposo característico del material que extrae, el movimiento de vaivén del rastrillo es él que logra desprender el material

El escarificador accionado por cable realiza un movimiento similar al limpia parabrisas de un automóvil, esto mediante el accionamiento de dos cables guiados por poleas en la parte superior de un soporte ubicado de forma tal que coincida con la cima de la pila y en su parte inferior un sistema de corredera que se encarga de producir el movimiento de vaivén.

La Figura 2.3 y la Figura 2.4 son un ejemplo de máquinas de reclamado de acción frontal.



Figura 2.3. Reclamador de acción frontal. (Fuente: Parques de almacenamiento Technik, Claudius Peters).

Entre las ventajas de los mecanismos de acción frontal se encuentran la eficacia en la homogenización, ya que extraen material de toda la sección frontal de la pila.



Figura 2.4. Reclamador de acción frontal. (Fuente: Stacker and Reclaimer systems for cement plants, FL Smidth).

• **Extracción de material mediante máquinas de acción lateral** la Figura 2.5 y la Figura 2.6 muestran mecanismos de extracción de acción lateral, la extracción lateral de la pila se lleva a cabo mediante mecanismos con brazos o cadenas

escarificadoras, la operación de extracción se lleva a cabo mediante movimientos de avance y retroceso de la máquina acompañado de un movimiento de elevación y descenso del brazo escarificador. El brazo extrae material desde la parte superior de la pila hasta la base, durante este proceso la máquina retrocede lentamente provocando un desmoronamiento helicoidal en la cara frontal de la pila, el cual produce en efecto similar al de la extracción frontal.



Figura 2.5. Reclamador de acción lateral de dos brazos. (Fuente *Stacker and reclaimer systems for cement plants*, FL Smidth).

Este tipo de sistema de extracción se recomienda tanto para sistemas apilamiento de pirámides cónicas como el de hileras superpuestas.

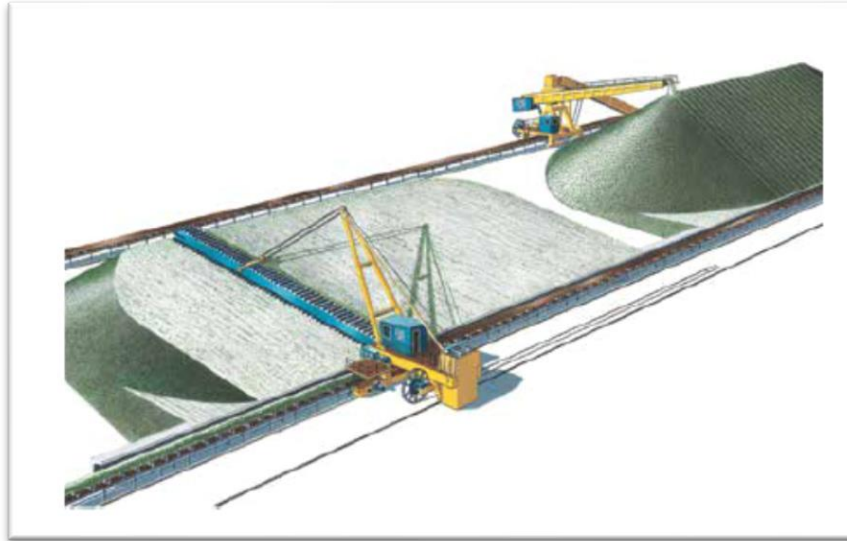


Figura 2.6. Reclamador de acción lateral. (Fuente: Stacker and Reclaimer systems for cement plants, FL Smidth.)

2.7. Cadenas de rodillos

La teoría dicta que los sistemas de transmisión por cadena son empleados para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos, los cuales se encuentran alejados entre sí. Para este proyecto, el sistema de transmisión por cadena es el utilizado para hacer operar las palas que se encuentran instaladas a lo largo del brazo del reclamador.

Importante mencionar que el sistema de transmisión por cadena del brazo del reclamador, fue seleccionado en función de los parámetros de diseño.

2.7.1. Características

Las características básicas y ventajas que poseen las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento

ni el arrastre, pueden trabajar con altas cargas, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

Por otro lado, entre las desventajas de utilizar estos tipos de sistemas de transmisión de potencia, destaca el alto costo que poseen, el ruido que estas ocasionan y el mantenimiento frecuente que necesitan para que operen adecuadamente.

2.7.2. Elementos que la componen

A continuación, se enumeran los principales componentes de una cadena de rodillos, la Figura 2.7 muestra cada una de las partes que componen una cadena de rodillos.

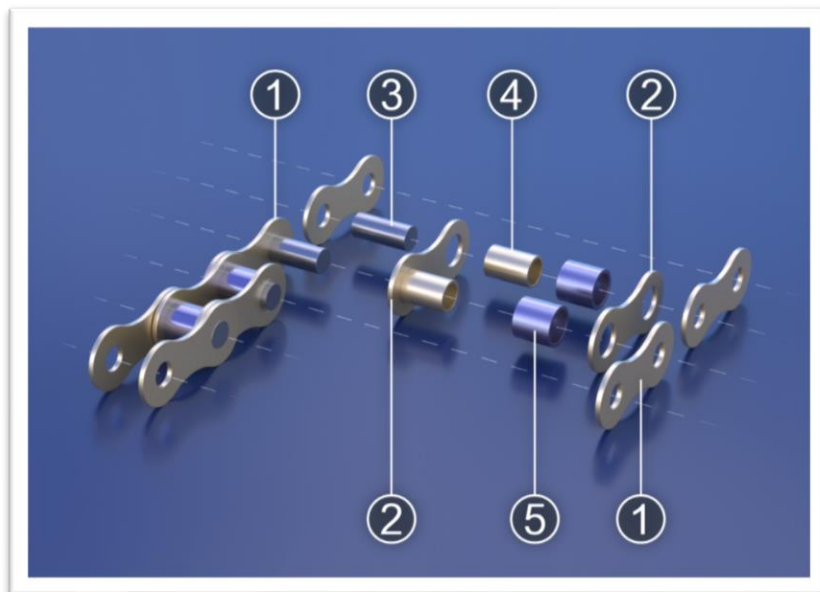


Figura 2.7 Elementos de una cadena de rodillos. (Fuente: Pertuz, Alberto. p. 3)

1. Placa exterior.
2. Placa interior.
3. Pasador.
4. Cojinete o buje.
5. Rodillo.

2.7.3. Variables de diseño de una cadena de rodillos

El diseño de las cadenas de rodillos depende de ciertas variables las cuales se deben calcular por medio de ecuaciones ya establecidas, así como también de parámetros que en muchos casos ya están tabulados y establecidos por los fabricantes de cadenas.

Se puede observar en la Figura 2.8, las variables más importantes que definen el diseño de una cadena, en este caso, se trata de una cadena de doble torón.

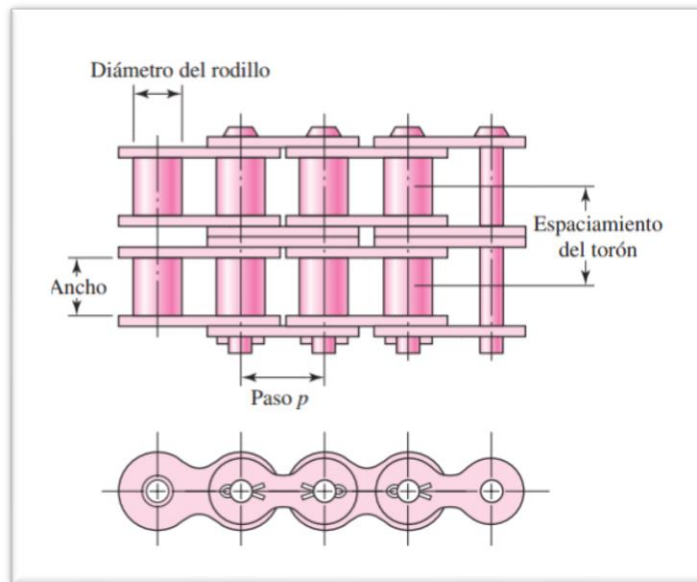


Figura 2.8. Variables de diseño de una cadena de rodillos de doble torón. (Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley p. 887)

Resulta importante mencionar que, para este caso, la cadena fue seleccionada de un fabricante y los únicos cálculos realizados fueron lo que se hicieron para determinar el paso y la velocidad traslación, los cuales se explican más adelante.

Asimismo, el número de dientes de las catarinas están directamente relacionado con las velocidades, aunque se considera ventajoso una catarina con un gran número de dientes, es recomendable que la catarina sea lo más pequeña posible, con respecto a esto, los autores Budynas y Nisbett (2008) manifiestan:

Aunque se considera deseable un gran número de dientes para la catarina impulsora, habitualmente resulta ventajoso obtener una catarina tan pequeña como sea posible, para lo cual se requiere una con un reducido número de dientes.

Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una catarina

impulsora con al menos 17 dientes; por supuesto que 19 o 21 proporcionarán una mejor esperanza de vida con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena. (p. 890).

De acuerdo con lo anterior, se tomaron las recomendaciones de los autores, en las que manifiestan que, para velocidades muy bajas como lo son en este caso, se utilizan números menores de dientes, sacrificando la esperanza de vida de la cadena, pero salvaguardando la correcta operación de esta. Lo anterior fue comprobado al investigar en fabricantes de cadenas para la industria cementera, los cuales utilizan números de dientes pequeños para sus cadenas, por lo que para el diseño y cálculos de la catarina se utilizó el número de 7 dientes y un paso de 250 mm, según el anexo A.1, y con estos datos y la ecuación 2.1 se calculó el diámetro de la Catarina a utilizar:

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad (2.1)$$

Donde p se refiere al paso de la cadena (in) y N el número de dientes.

Es importante mencionar que, las cadenas de rodillos rara vez fallan debido a la falta de resistencia a la tensión; es más normal que fallen porque se sometan a un gran número de horas de servicio.

La velocidad de traslación de la cadena se calculó con la ecuación que relaciona la velocidad rotación de una trayectoria circular con el radio de dicha trayectoria, se calcula mediante la ecuación 2.2.

$$V = \omega r \quad (2.2)$$

Donde V es la velocidad de traslación (m/s), ω es la velocidad rotacional (rad/s) y r el radio de giro (m).

2.8. Transportadores continuos

En esta sección se desarrollan conceptos referentes a métodos y sistemas de transporte de materiales a granel, así como diversos criterios de selección relacionados con estos sistemas. En especial se profundizará acerca del diseño de bandas transportadoras, así como también la justificación ingenieril del tipo de banda que sería la más apropiada para el acarreo del *clinker* desde el punto de descarga de este, hasta la llegada a los molinos.

2.8.1. Bandas y bandas transportadoras

Las bandas transportadoras han sido muy utilizadas a través de los años como sistemas de transporte de diferentes tipos de materiales, la gran aplicación de estas se debe principalmente a su versatilidad, reducción tanto en el personal como en el consumo de energía, además se puede esperar largos periodos entre mantenimiento y costos muy reducidos, ya que basados en la capacidad de transporte de estas, las bandas transportadoras pueden reducir hasta un 60% los costos del proyecto, comparadas con otros mecanismos de transporte.

El principal componente del sistema de banda transportadora, es la banda en sí, la cual cumple con dos funciones, la primera contener el material y la segunda la de transmitir la fuerza necesaria para mover la carga. Conforme han pasado los años se ha visto un avance en los materiales utilizados para la fabricación de las bandas, con el fin de lograr transportar mayores capacidades de material. Dicha fabricación se ha realizado totalmente con materiales sintéticos, con tejidos de

poliéster o poliamidas, los cuales tienen características de resistencia a la tracción, al choque y a la deformabilidad principalmente.

2.8.2. Composición de la banda transportadora

La composición de una banda transportadora está dividida en dos partes:

- **El cuerpo**, el cual debe de tener la suficiente resistencia a las condiciones de carga y operación a las que se someterá al trabajar. Puede ser de tipo tela o de cable de acero.
- **Las cubiertas**, las cuales deben de cumplir con las características físicas y químicas para operar óptimamente durante un lapso de vida.

Las telas son comúnmente utilizadas para reforzar las bandas transportadoras, estas telas son elaboradas con materiales como poliéster y nylon. La resistencia máxima de la banda depende el número de capas que tenga.

2.8.3. Cubiertas resistentes a la abrasión, temperatura, grasas entre otros.

En la actualidad se han logrado desarrollar diferentes compuestos para aumentar la vida útil de las cubiertas de, las cuales se diseñan para soportar rangos de temperatura de entre -60°C hasta 400°C, resistencia al fuego, aceite, grasa y abrasión, dependiendo de las condiciones de operación, (Ver anexo A.21).

Además, el aumento del ancho de las cubiertas proporciona gran resistencia al impacto y desgaste ocasionado por las grandes cargas de trabajo y el tipo de material transportado

2.8.4. Selección de bandas transportadoras

La selección correcta de una banda transportadora es aquella que resulta de los costos más bajos por tonelada de material transportado. La selección de la construcción de la banda se hace tomando en cuenta el tipo de transportador y la forma de su operación. En la Figura 2.9 ejemplifica un sistema de bandas transportadoras.

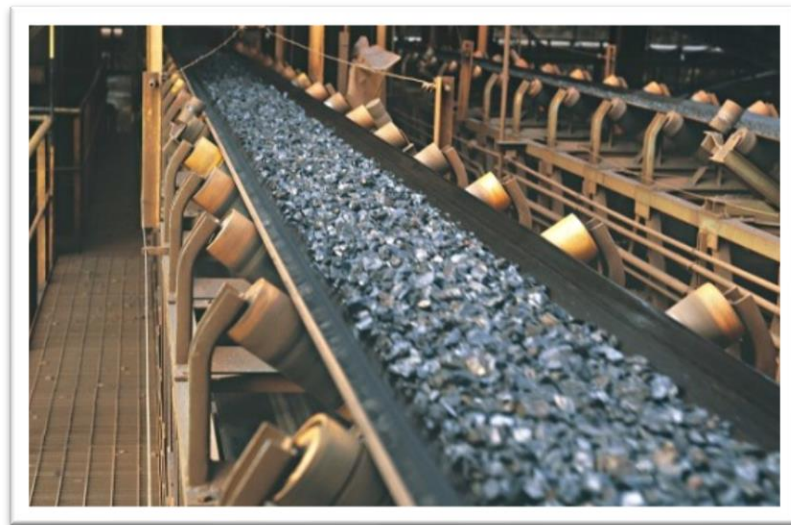


Figura 2.9 Ejemplo de un sistema de bandas transportadoras. (Fuente. Google Images)

2.8.5. Componentes de una banda transportadora.

Los elementos que componen una banda transportadora son los siguientes:

- **Banda**

Consiste en un miembro a tensión, que realiza el trabajo de transportar el material protegiendo el esqueleto del sistema de transporte, debe ser de un espesor específico con el fin de asegurar la vida útil del sistema.

El espesor, así como también el material de la cubierta de esta deben proporcionar los siguientes requisitos para la correcta operación del sistema de transporte: resistencia al corte y desgarramiento del material transportado,

resistencia a la abrasión, adhesión suficiente al esqueleto para disminuir los daños en la cubierta.

- **Rodillos**

Los rodillos son elementos fundamentales en un sistema de bandas transportadoras, en la que su calidad y mantenimiento deben ser muy exigentes ya que, si el giro de estos no es el adecuado, se presentarán varios problemas como desgates en los recubrimientos de la banda, aumenta la fricción y por ende el consumo de energía. Es importante mencionar que el ancho de la banda, así como también la densidad del material transportado son los parámetros que determinan la separación que tiene que haber entre los rodillos. En la Figura 2.10 se muestra un arreglo de rodillos para bandas transportadoras.



Figura 2.10. Rodillos (Fuente:Google Images)

- **Tipos De Rodillos**

Los más utilizados son:

Rodillos de Alineación: su función es alinear la banda dentro de la propia instalación.

Rodillos de Impacto: sirven para absorber los golpes provocados por la caída de bloques en las tolvas de recepción por lo que están recubiertos de discos de goma.

Rodillos de Retorno: están formados por discos de goma.

2.8.6. Capacidad de la banda

De acuerdo con Fenner-Dunlop (2009), “para una máxima eficiencia de transporte, los transportadores deben operar completamente cargados a su valor máximo de velocidad” (p. 2-2), por lo que es importante conocer a fondo cada factor implicado en el diseño de las bandas transportadoras para cumplir con el criterio anterior.

La capacidad de una banda transportadora depende de seis factores los cuales son: ancho, velocidad, densidad aparente del material y ángulo de sobrecarga, ángulo de inclinación, ángulo de canalización y configuración de los rodillos.

A continuación, se explica cada uno de los factores con sus características más importantes:

- **Ancho**

El ancho de la banda va a depender de los requerimientos de carga, el tamaño del material y a su vez la homogeneidad de este.

- **Velocidad de la banda**

Este factor va a ser influenciado por los requerimientos de carga y descarga, tamaño de material, estándares de mantenimiento, y las velocidades típicas de las bandas transportadoras se encuentran tabuladas en función del ancho

y del tipo de material. Altas velocidades se traducen en grandes incrementos del volumen de material transportado, al aumentar la velocidad también se produce una disminución en el peso de material transportado por metro lineal, y por lo tanto una reducción en costos de la estructura de soporte, rodillos y la banda misma.

Otros factores a tomar en cuenta son la abrasividad, tamaño del material y peso específico, ya que al incrementar estos, la velocidad debe reducirse.

- **Densidad aparente del material y ángulo de sobrecarga**

Debido a las ondulaciones que presenta la correa que pasa sobre los rodillos de carga, el ángulo de reposo del material se ve disminuido, a este ángulo se le conoce como ángulo de sobrecarga y es uno de los factores importantes a determinar ya que este sirve para conocer la capacidad de carga, ya que está directamente relacionado con el área de la sección transversal de la banda y por lo tanto al volumen que es capaz de transportar.

- **Angulo de inclinación**

Este ángulo cambia la capacidad de acarreo. Cuando la banda está inclinada la capacidad de transporte se ve disminuida ya que se reduce el área transversal de la banda. La reducción de la capacidad efectiva de acarreo usualmente no supera el 3%.

- **Angulo de canalización**

El ángulo de canalización es el que se forma entre el eje horizontal y los rodillos laterales de carga. Para bandas transportadoras de 3 rodillos lo más común es utilizar un ángulo de canalización de 35° pero es común hallar ángulos entre los 20° a 45°.

- **Configuración de los rodillos**

La configuración más utilizada es la de 3 rodillos de igual longitud, pero también las hay de 5 rodillos de diferentes longitudes.

La Figura 2.11 muestra un arreglo de 3 rodillos, mostrando el ángulo de canalización y el ángulo de sobrecarga. De esta manera, es posible tener una idea más clara de cómo será la sección transversal de las bandas transportadoras que se diseñarán contemplando todos los factores que están directamente relacionados.

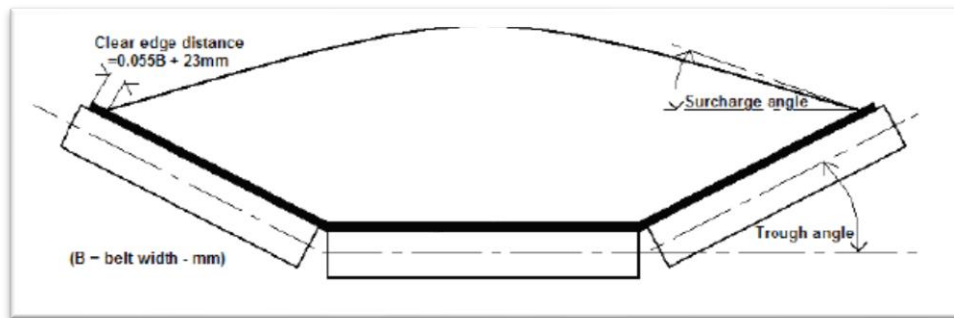


Figura 2.11. Sección transversal de la banda transportadora. (Fuente: Dunlop Conveyor Handbook)

La capacidad de la banda se calcula en función de la velocidad, ancho, ángulos de inclinación, canalización y las características físicas del material a transportar, esta se obtiene a partir de la ecuación 2.3.

$$Q_t = 60 * A * v * \gamma * s \quad (2.3)$$

Donde Q_t es la capacidad de la banda (t/h), A el área transversal de carga (m^2), v la velocidad de la banda (m/min), γ la gravedad específica aparente del material (t/m^3) y s el coeficiente del ángulo de inclinación/declinación.

El área transversal de carga se calcula según la ecuación 2.4

$$A = K(0,9B - 0,05)^2 \quad (2.4)$$

Donde K es el coeficiente de área transversal, y B es el ancho de la banda (m).

Para el cálculo del peso de material por metro lineal transportado por la banda se utiliza la ecuación (2.5)

$$q_G = \frac{Q_t}{2.6*v} \quad (2.5)$$

Donde Q_t es la capacidad de la banda (t/h) y v la velocidad de la banda transportadora (m/s).

2.8.7. Sistema de transmisión

Existen diversas configuraciones para la transmisión de la banda, ya sea de uno, dos o múltiples motores en las poleas, la Figura 2.12 ejemplifica las diversas configuraciones para la transmisión en bandas transportadoras. Es importante conocer la configuración del sistema de transmisión de la banda ya que el cálculo de la tensión máxima se encuentra en función del tipo de transmisión seleccionado para el sistema de transporte.

Además, para la especificación del sistema de transmisión se debe indicar la ubicación, así como también la potencia, velocidad de giro y el tipo de sistema de arranque, dichos valores permiten realizar una comparación con la potencia calculada e indican hasta qué punto se puede sobrecargar la banda.

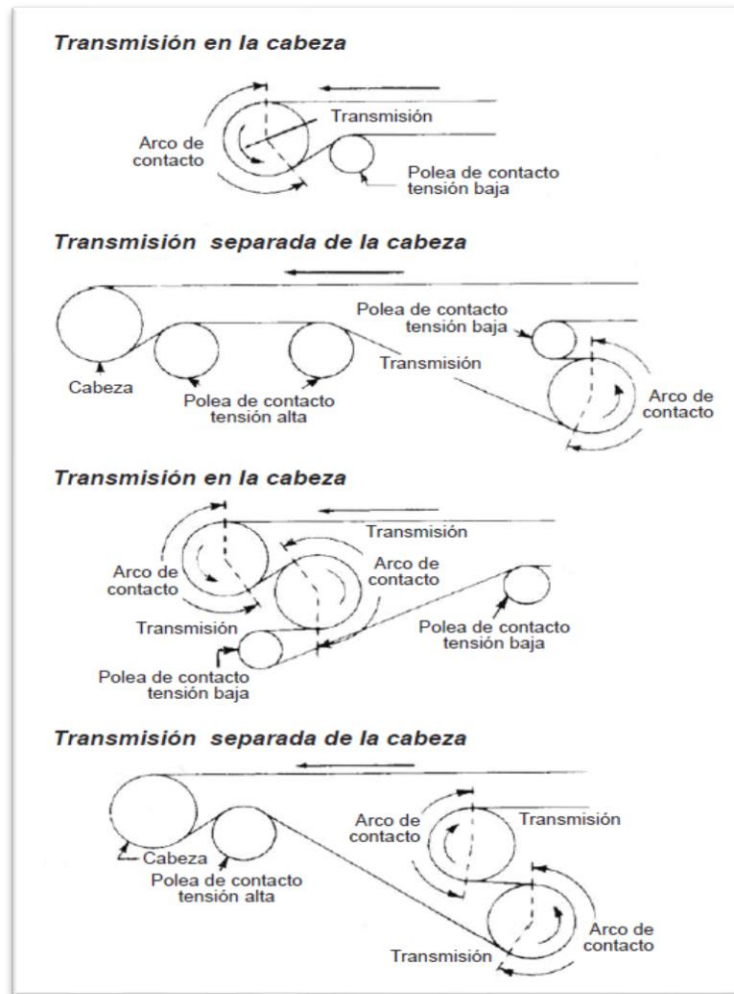


Figura 2.12. Diversas configuraciones de la transmisión en el sistema de bandas transportadoras.
(Fuente: Manual de ingeniería bandas transportadoras)

La potencia del eje del motor (P) requerida para mover una banda transportadora se calcula con la ecuación 2.6.

$$P = \frac{F_u * v}{100 * \eta} \quad (2.6)$$

Donde P es potencia del eje (kW), F_u es la fuerza tangencial (daN), v la velocidad de la banda transportadora (m/s) y η la eficiencia del reductor.

- **Fuerza tangencial F_u**

Para dimensionar y calcular la potencia absorbida por un transportador es necesario calcular las tensiones existentes en el punto crítico de la banda transportadora (punto bajo mayor fuerza). Esta sección varía según las condiciones y diseño de la banda transportadora.

La fuerza tangencial, generalmente se obtiene en la periferia de la polea impulsora. La fuerza total tangencial debe sobrepasar toda la resistencia que viene del movimiento y que consiste en la suma de las siguientes fuerzas:

- Fuerza necesaria para mover la banda cargada, esta debe sobre pasar la fuerza de fricción entre la banda, los rodillos de carga y retorno, así como también la polea de transmisión y la polea “snub”, la cual es la encargada de aumentar el ángulo de contacto entre la banda y la polea y de esta manera transmitir mejor el movimiento.
- Fuerza necesaria para sobrepasar la resistencia al movimiento horizontal del material, y la fuerza necesaria para sobrepasar la resistencia al movimiento que proporcionan diferentes accesorios en la banda.

La fuerza tangencial total en la periferia de la polea impulsora se calcula con la ecuación 2.7

$$F_u = [L * C_q * C_t * f(2q_b + q_G + q_{Ru} + q_{RO}) \pm (q_G * H)] * 0,981 \quad (2.7)$$

Donde L corresponde a la distancia horizontal entre centros de la banda transportadora (m), C_q el coeficiente fijo de resistencia, C_t el coeficiente pasivo de resistencia, f el coeficiente de fricción entre las partes que rotan del sistema, q_b el peso por metro lineal de la banda (kg/m), q_G el peso por metro lineal de material

transportado (kg/m), q_{RU} el peso de los rodillos de carga (kg/m), q_{RO} el peso de los rodillos de retorno (kg/m) y H el cambio de altura de la banda transportadora.

El peso de las partes que rotan superiores q_{RU} se calcula mediante la ecuación 2.8

$$q_{RU} = \frac{P_{prs}}{a_0} \quad (2.8)$$

Donde P_{prs} corresponde al peso de los rodillos de carga (kg) y a_0 el paso entre ellos (m).

El peso de las partes inferiores que rotan q_{RO} se obtiene mediante la ecuación 2.9

$$q_{RO} = \frac{P_{PRI}}{a_u} \quad (2.9)$$

Donde P_{pri} corresponde al peso de rodillos de retorno (kg) y a_u al paso entre ellos (m).

2.8.8. Sistema de tensión

La Figura 2.13 muestra los diferentes sistemas de tensión para bandas transportadoras, este sistema es el encargado de mantener la banda con la tensión necesaria de trabajo. En un sistema de bandas transportadoras es necesario y muy importante conocer el tipo de tensor que se utilizará para calcular la tensión del lado de retorno. Existen varios tipos de tensores: de gravedad vertical, gravedad horizontal, de tornillo y el tensor con sistema de potencia.

En un tensor de gravedad, la tensión real del lado de retorno puede determinarse cuando se conoce todo el peso soportado por la banda. Con la utilización de este tipo se consigue un tensado automático de la banda.

Por otro lado, en el tensor de tornillo, los ajustes son hechos manualmente por lo que la tensión real del lado de retorno es determinada fácilmente, ya que no hay un control específico sobre ella, excepto que será suficiente como para evitar deslizamiento entre polea y banda. Son comúnmente utilizados en bandas cortas, aproximadamente de hasta 30 o 40 metros.

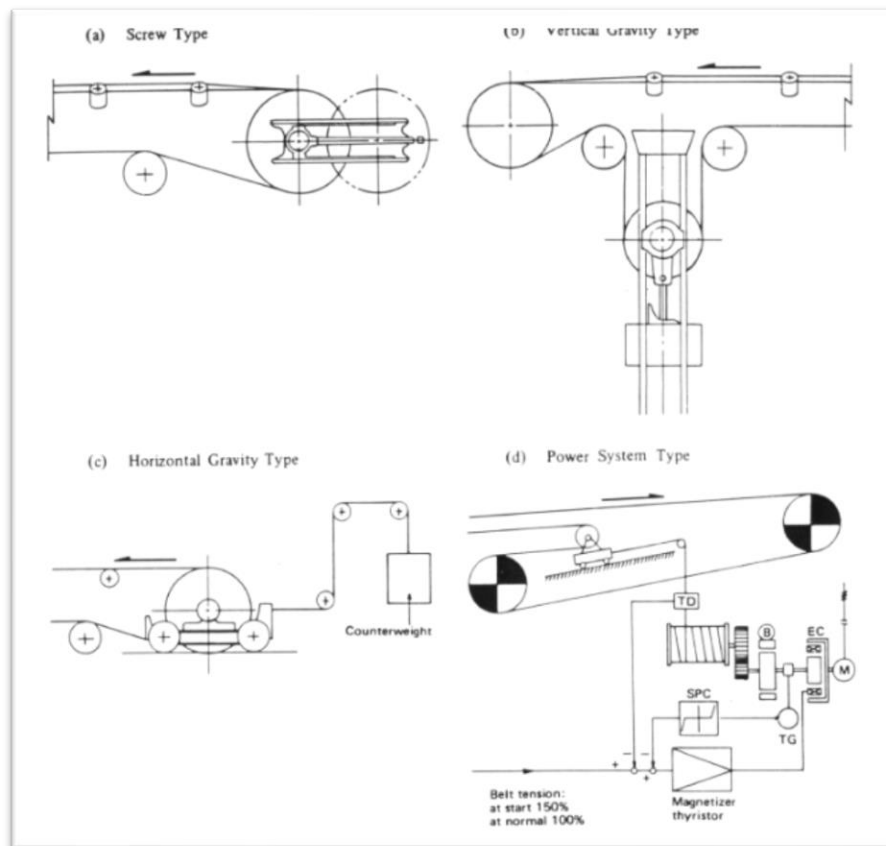


Figura 2.13. Sistemas de tensión en bandas transportadoras. (Fuente: Conveyor Belt Design Manual Bridgestone)

Las diferentes tensiones a la que se ve sometida una banda transportadora se pueden observar en la Figura 2.14 que muestra un diagrama de tensiones, las cuales se calculan como se muestra a continuación.

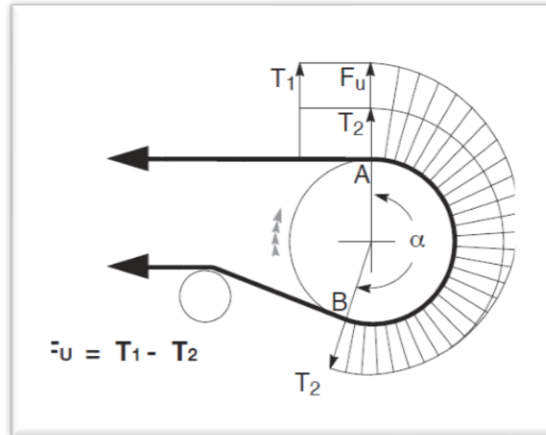


Figura 2.14 Diagrama de tensiones en una banda transportadora. (Fuente: RULMECA Technical Information project and desing criteria for belt conveyors)

- **Tensión del lado tenso (T_1) y tensión del lado flojo (T_2)**

La tensión en el lado tenso (daN) de la banda se calcula mediante la suma de la fuerza tangencial y la tensión en el lado flojo de la banda T_2 , ecuación 2.10.

$$F_1 = F_u + T_2 \quad (2.10)$$

A partir de estas tensiones se obtiene el torque necesario para iniciar el movimiento desde el reposo de la banda transportadora. Para mover la banda como se indica en la figura 2.14 desde el punto A al punto B, la tensión de la banda cambia exponencialmente desde el T_1 a T_2 , esta relación se describe mediante la ecuación 2.11

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha} \quad (2.11)$$

La relación de la ecuación 2.11 describe el principio mínimo de adherencia de la banda y la polea, si la relación es T_1/T_2 es menor, el movimiento no se podrá transmitir dado que la banda patinará en la polea de transmisión.

La tensión del lado flojo T_2 (daN) de la banda se obtiene mediante la ecuación 2.12

$$T_2 = F_u \frac{1}{e^{f\alpha-1}} \quad (2.12)$$

Donde F_u es la fuerza tangencial, calculada anteriormente y la expresión $\frac{1}{e^{f\alpha-1}}$ se conoce como factor de impulso, el cual está definida por el ángulo de contacto proporcionado por la polea “snub”.

Una vez dados los valores de tensión en el lado flojo y tenso de la banda se pueden analizar las tensiones en otras áreas críticas de la banda transportadora.

- **Tensión asociada al lado flojo de la polea de retorno (T_3)**

Esta tensión se genera en el lado flojo, en la polea de retorno de la banda transportadora, se obtiene a partir de la ecuación 2.13

$$T_3 = T_2 + (F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} + \dots + F_{rn}) \quad (2.13)$$

Donde F_r (daN) es la fuerza tangencial relativa de una sección de retorno de la banda.

- **Tensión Mínima (T_0)**

La tensión mínima es la tensión necesaria para limitar la caída de la banda entre un 1% y 2% del intervalo entre los rodillos de carga y retorno, además debe evitar el derrame de material y la excesiva resistencia pasiva provocada por la dinámica del material mientras la banda se desliza sobre los rodillos de carga.

La tensión mínima para mantener la caída de la banda en un 2% está dada por la ecuación 2.14

$$T_0 = 6.25(q_b + q_G) * a_0 * 0,981 \quad (2.14)$$

Donde q_b es el peso de la banda por metro lineal (kg/m), q_G el peso del material transportado por metro lineal (kg/m) y a_0 el paso entre los rodillos de retorno (m)

- **Tensión del dispositivo de tensión (Tg)**

Los principales dispositivos tensores utilizados en los sistemas de bandas transportadoras, como se menciona anteriormente son de tipo tornillo y de contrapeso. El dispositivo de tornillo se utiliza en sistemas de bandas transportadoras con una distancia entre centros de entre 30 o 40 m, cuando esta distancia supera los 40 m se utiliza el sistema de contrapeso como dispositivo tensor.

El mínimo movimiento requerido por el dispositivo tensor está determinado por el tipo de banda instalada en el proyecto, generalmente una banda transportadora con centro de Nylon requiere de un mínimo del 2% de la distancia entre centros de la banda transportadora, mientras que para una banda con centro de metal o hierro se recomienda un mínimo de 0,3+0,5% de la distancia entre centros de la banda.

La tensión requerida como contra peso en una banda transportadora horizontal se obtiene mediante la ecuación 2.15.

$$T_g = 2 * T_3 \quad (2.15)$$

- **Correcto dimensionamiento de una banda transportadora**

Un sistema de banda transportadora se considera bien dimensionado cuando la tensión mínima T_0 , para la correcta deflexión de la banda es menor en magnitud que la tensión asociada al lado flojo de la banda en la polea de retorno (T_3). Además,

la tensión T_2 siempre debe ser mayor o igual a la relación $F_u \times CW$ y se calcula mediante la ecuación 2.15.

$$T_2 = T_3 \pm F_r \text{ donde } T_3 \geq T_0 \quad (2.16)$$

2.8.9. Aceleración y desaceleración

El arreglo ideal para el arranque inicial de un sistema de transporte continuo mediante bandas transportadoras, es aquel que provee un aumento gradual y continuo en el torque, logrando alcanzar un valor suficiente para poner la banda en movimiento. Una vez que se ha logrado esto debe de haber una pausa que permita que las tensiones en el sistema se amortigüen, además el motor debe continuar con el aumento continuo y gradual en torque hasta alcanzar la velocidad de operación de la banda.

La tensión requerida para arrancar una banda transportadora desde el reposo es aproximadamente de 135% de la tensión máxima bajo carga de la banda. La tensión de aceleración se calcula mediante la ecuación 2.16 o mediante la ecuación 2.17

$$F_A = \frac{v(l+l_0)(W-W_m)}{588 t} \quad (2.17)$$

$$F_A = 0.35F_{max} \quad (2.18)$$

Donde v es la velocidad de operación de la banda (m/min), l la longitud horizontal de la banda transportadora(m), l_0 la longitud horizontal de la banda ajustada (m), W el peso de las partes móviles de la banda transportadora (kg), W_m el peso del material cargado por metro (kg/m), t el tiempo de aceleración (s) y F_{max} la tensión máxima de operación.

El tiempo de aceleración (s) se obtiene mediante la ecuación 2.18

$$t = \frac{v}{588 P_A k f} \quad (2.19)$$

Donde v es la velocidad de operación de la banda (m/min), k el factor de impulso, f el factor de fricción y P_A la relación entre la tensión de aceleración y la tensión máxima la cual esta descrita por la ecuación 2.20

$$P_A = \frac{F_A}{F_{max}} \quad (2.20)$$

Otro tema importante es la desaceleración de la banda, para evitar condiciones en las cuales el motor pueda volverse inestable y desbocarse, es necesario seleccionar un mecanismo de frenado que posea las siguientes características:

Para evitar estas condiciones, se debe seleccionar un mecanismo de frenado que posea las siguientes características:

- A prueba de fallos
- Deberá detener la banda en un tiempo razonable, para evitar daños severos en esta, los componentes de conducción y el propio freno
- Cuando el freno detenga el sistema, o se detenga por fallo, deberá tener suficiente toque para mantener la banda inmóvil bajo condiciones de carga máxima de operación.

2.8.10. Distancia de transición

En las zonas terminales las bandas transportadoras sufren una transformación de transportador de canal a transportador plano, a esta distancia se le conoce como distancia de transición. Por lo general la distancia de transición no debe ser menor que el ancho de la banda, esto con el fin de evitar tensiones excesivas.

En el caso en el que la distancia de transición sea mayor que el paso entre rodillos de carga, se acostumbra a reducir la inclinación de los rodillos gradualmente, de esta manera la banda cambiara gradualmente de curva a plana.

Existen dos métodos de obtener dicha distancia, uno para cuando la polea terminal se ubica a la mitad de la distancia de canalización, y el otro método para cuando las poleas terminales a la altura del rodillo de carga. La Figura 2.15 y la Figura 2.16 muestran las dos configuraciones para determinar la distancia de transición.

- **Distancia de transición con polea terminal a la mitad de la altura de canalización.**

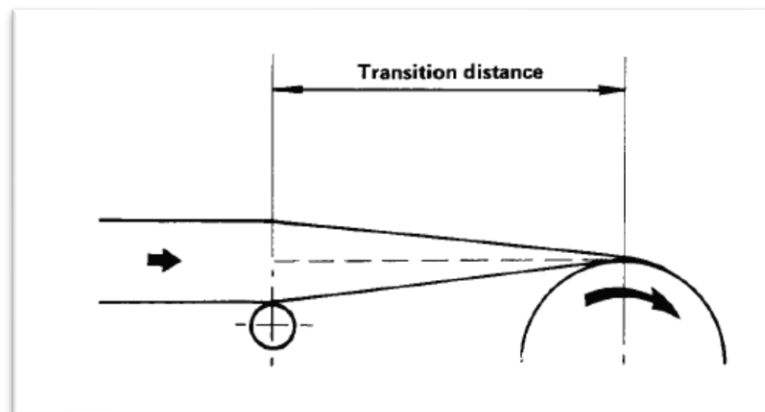


Figura 2.15. Distancia de transición con polea terminal a la mitad de la altura de canalización
(Fuente: Fenner-Dunlop Conveyor Handbook)

Para este caso, la distancia de transición b se calcula mediante la ecuación 2.21

$$b = \frac{5B}{3} \sqrt{\frac{1 - \cos \theta}{\epsilon}} \quad (2.21)$$

Donde B es el ancho de la banda (m), θ el ángulo de canalización (grados) y ϵ máxima elongación permisible de los bordes de la banda (0,2% para Stell Cord Belt y 0,8% para Fabric Belt).

- **Distancia de transición con la polea terminal a la altura del rodillo de carga**

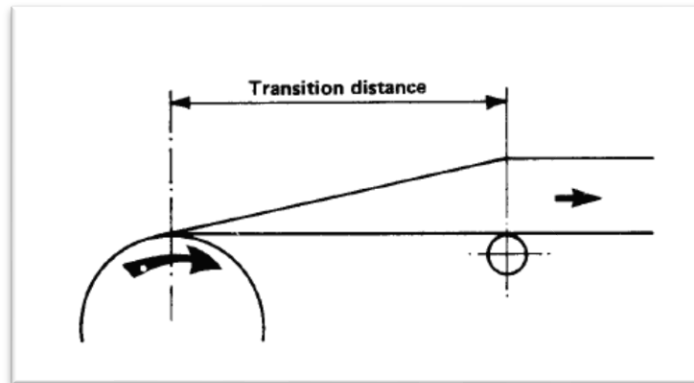


Figura 2.16. Distancia de transición con polea terminal a la altura del rodillo de carga. (Fuente: Fenner-Dunlop Conveyor Handbook)

Para este caso, la distancia de transición b se calcula mediante la ecuación 2.21

$$b = \frac{10B}{3} \sqrt{\frac{1 - \cos \theta}{\epsilon}} \quad (2.22)$$

Donde B es el ancho de la banda (m), θ el ángulo de canalización (grados) y ϵ máxima elongación permisible de los bordes de la banda

2.8.11. Diámetro del eje de la polea impulsora y de retorno

En un sistema de bandas transportadoras el dimensionamiento del eje de la polea impulsora y de retorno es de suma importancia, dado que este se ve sometido a constantes esfuerzos de flexión y torsión provocando fallas por fatiga.

Para obtener el diámetro requerido para el eje tanto de la polea impulsora como la de retorno, es necesario conocer ciertos parámetros, entre ellos el momento de torsión, el momento de flexión, además del momento de flexión ideal y el módulo de resistencia.

La Figura 2.17 muestra la suma vectorial de tensiones en la polea impulsora, la resultante de las tensiones se obtiene mediante la ecuación 2.23 y es el resultado de la suma vectorial de las tensiones T_1 y T_2 y el peso de la polea

$$C_p = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q^2} \quad (2.23)$$

Donde C_p es la resultante, T_1 y T_2 las tensiones calculadas anteriormente y q el peso de la polea impulsora o la de retorno según sea el caso.

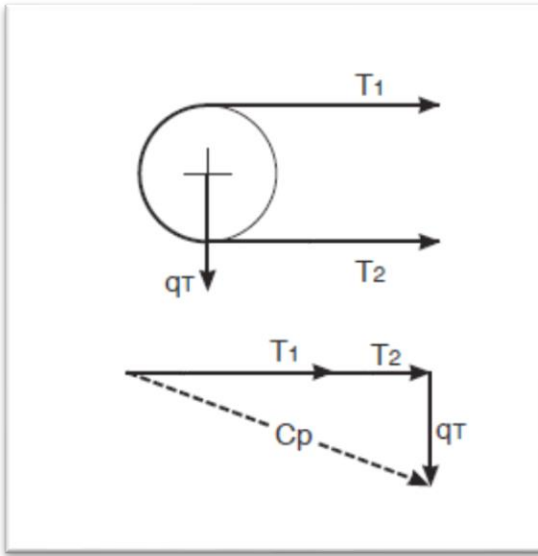


Figura 2.17 Suma vectorial para calcular la resultante en el eje de la polea de las tensiones (Fuente: RULMECA Technical Information Project and Desing Criteria for Belt Conveyors)

El momento de flexión se obtiene mediante la ecuación 2.24

$$Mf = \frac{Cp}{2} * a_g \quad (2.24)$$

Donde M_f es el momento de flexión, C_p la resultante de las tensiones y a_g la distancia entre los soportes y la brida de la polea.

El momento de torsión se obtiene mediante la ecuación 2.25

$$Mt = \frac{P}{n} * 954,9 \quad (2.25)$$

Donde M_t es el momento de torsión, P la potencia absorbida por el eje y n las revoluciones por minuto de la polea.

El momento de flexión ideal se obtiene mediante la ecuación 2.26

$$Mif = \sqrt{Mf^2 + 0,75 * Mt^2} \quad (2.26)$$

Donde M_{if} es el momento de flexión ideal, M_f el momento de flexión y M_t el momento de torsión.

El módulo de resistencia se obtiene mediante la ecuación 2.27

$$W = \frac{M_{if} * 1000}{\sigma_{amm}} \quad (2.27)$$

Donde M_{if} es el momento de flexión ideal y σ es un valor que depende del material a utilizar en el eje.

El diámetro del eje de la polea se obtiene mediante la ecuación 2.28

$$d = \sqrt[3]{\frac{W * 32}{\pi}} \quad (2.28)$$

2.8.12. Criterios de diseño y selección de rodillos

Los rodillos que soportan la banda juegan un papel muy importante en el sistema de transporte, la resistencia de estos al movimiento de la banda desde el reposo, tiene una gran influencia sobre la banda, así como también en la potencia requerida para mover la banda y mantener el movimiento de esta.

La selección se debe realizar teniendo en cuenta la velocidad y la carga que van a soportar.

- **Selección de los rodillos en función de la velocidad de la banda.**

A partir de la velocidad de la banda y el diámetro de los rodillos en función del ancho de banda se puede obtener las revoluciones por minuto de los rodillos mediante la ecuación 2.29

$$n = \frac{v * 1000 * 60}{D * \pi} \quad (2.29)$$

Donde D (mm) es el diámetro de los rodillos y v (m/s) la velocidad de la banda, en la selección del diámetro de los rodillos es importante notar que un rodillo de diámetro mayor tiene mejor rendimiento que un rodillo de diámetro menor, dado que el de mayor diámetro realiza menos revoluciones por minuto, hay una menor fricción de rodamiento y un desgaste menor entre la banda y los rodillos.

- **Selección de los rodillos en función de la carga**

La selección y el tipo de rodillos usados en una determinada banda transportadora, depende mayormente del ancho de la banda, el paso entre los rodillos y sobretodo la carga máxima a la que se ven sometidos.

Una vez que se definió las características de cada uno de los rodillos (carga, retorno, impactos), deben tomarse en cuenta varios factores operacionales, condiciones ambientales y velocidades de operación, se puede calcular la carga estática a partir de la ecuación 2.30

$$Ca = a_0 * \left(q_b \frac{lv}{3.6v} \right) 0.981 \quad (2.30)$$

Donde Ca es la carga estática (daN), a₀ el paso entre los rodillos de carga (m), q_b el peso de la banda por metro lineal (kg/m), lv la carga a transportar por la banda (t/h) y v la velocidad de operación de la banda (m/s).

Multiplicando la ecuación anterior por un factor de trabajo se puede obtener la carga dinámica en los rodillos de acanalamiento, el cálculo de la carga dinámica se describe mediante la ecuación 2.310

$$Ca_1 = Ca * Fd * Fs * Fm \quad (2.31)$$

Donde Ca₁ es la carga dinámica soportada por el juego de rodillos de carga (daN), Ca la carga estática (daN), Fd el factor de participación del rodillo bajo mayor esfuerzo, Fs el factor de servicio y Fm el factor de ambiente.

Multiplicando la carga dinámica por un factor de participación se puede obtener la carga sobre el rodillo que soporta mayor esfuerzo, en este caso el rodillo del centro. La carga sobre el rodillo bajo mayor esfuerzo se puede determinar mediante la ecuación 2.32

$$ca = Ca_1 * Fp \quad (2.32)$$

Donde Ca_1 es la carga dinámica (daN) y F_p el factor de participación.

La carga estática en los rodillos de retorno, sin ninguna carga de material está dada por la ecuación 2.33

$$Cr = a_u * q_b * 0.981 \quad (2.33)$$

Donde Cr es la carga estática soportada por los rodillos de retorno (daN), a_u el paso entre los rodillos de retorno y q_b el peso de la banda por metro lineal (kg/m).

Una vez obtenida la carga estática soportada por los rodillos de retorno, se puede calcular la carga dinámica a partir de la ecuación 2.34

$$Cr_1 = Cr * Fs * Fm * Fv \quad (2.34)$$

Donde Cr_1 es la carga dinámica en los rodillos de retorno (daN), F_s el factor de servicio, F_m el factor de ambiente y F_v el factor de velocidad.

A partir de la carga dinámica se obtiene la carga soportada en los rodillos de retorno mediante la ecuación 2.35

$$cr = Cr_1 * Fp \quad (2.35)$$

Una vez conocidos los valores de carga máxima en el rodillo de carga bajo mayor esfuerzo y los rodillos de retorno se debe seleccionar el o los rodillos con las características necesarias para soportar las cargas a las que será sometido.

2.8.13. Rodillos de impacto y punto de alimentación de la banda transportadora

El sistema de alimentación de la banda transportadora se debe diseñar y construir con el fin de minimizar el impacto y por ende el daño en la banda, los rodillos que soportan la banda en la zona de alimentación se conocen como rodillos de impacto, estos se deben espaciar a una distancia menor que la distancia de espaciamiento de los rodillos de carga, además es común que sean recubiertos de anillos de hule con el fin de amortiguar el impacto del material en el punto de alimentación.

Es preferible que el material impacte la banda con una dirección y velocidad que se aproximen a la del movimiento de esta, además es recomendable que el material sea depositado lo más cercano posible al centro de la banda. Además, es preferible que la altura de caída del material se reduzca al mínimo posible, cumpliendo siempre con los requerimientos de operación de la planta. La Figura 2.18 muestra la configuración de la tolva en el punto de alimentación de una banda transportadora.

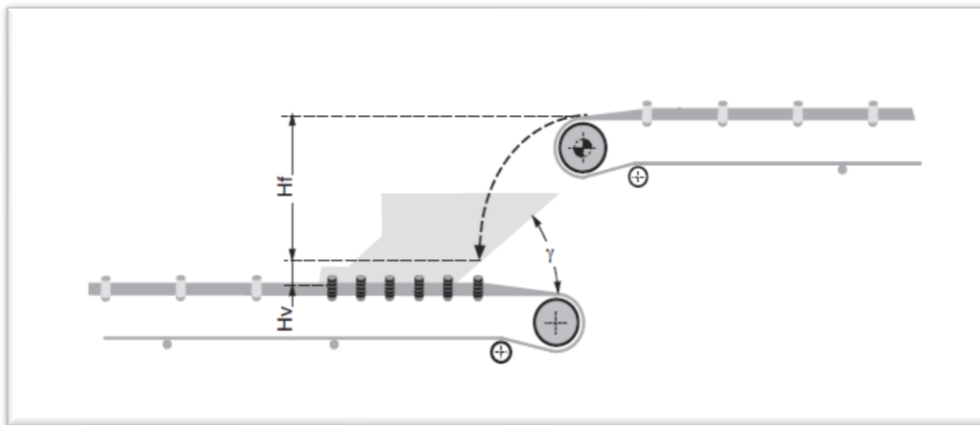


Figura 2.18 Configuración del punto de alimentación en una banda transportadora. (Fuente: RULMECA Technical Information project and desing criteria for belt conveyors)

La altura correcta de caída del material se obtiene mediante la ecuación 2.36

$$H_c = H_f + H_v * \sin^2 \gamma \quad (2.36)$$

Donde H_c es la altura correcta de caída del material (m), H_f altura de caída desde la cara superior de la banda transportadora al punto de contacto del material contenido en la tolva (m), H_v la altura del punto de contacto del material contenido en la tolva y la cara de la banda inferior (m) y γ el ángulo de inclinación de la tolva.

2.8.14. Otros accesorios requeridos en los sistemas de transporte continuo

Adicionalmente a todos los componentes mencionados anteriormente en este capítulo, los sistemas de bandas transportadoras requieren de accesorios de limpieza y cubiertas para alargar la vida útil del sistema, así como también asegurar el correcto funcionamiento de este.

- **Dispositivos de limpieza**

Utilizar un sistema eficiente de limpieza en la banda transportadora se puede traducir en una reducción en el tiempo de mantenimiento del sistema aumentando de esta manera la producción de manera proporcional a la cantidad de material recuperado en el proceso de limpieza, así como también un incremento significativo en la vida útil de las partes móviles.

Existen limpiadores primarios y secundarios, los primarios se encargan de remover el material grueso que se adhiere a la banda transportadora inmediatamente después de pasar por la polea impulsora y de esta manera mantener la banda lo más limpia posible, por el contrario los limpiadores secundarios se utilizan para remover las partículas más finas de material que se adhiera a la banda. La Figura 2.19 muestra los dispositivos de limpieza primarios y secundarios en la polea impulsora.

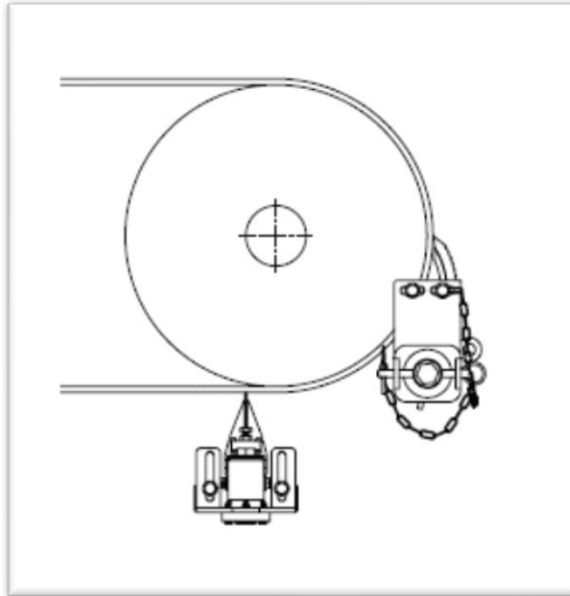


Figura 2.19 Dispositivos de limpieza primarios y secundarios en la polea impulsora de una banda transportadora. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

- **Tensores primarios y secundarios**

Varios parámetros afectan la eficiencia de los dispositivos de limpieza tanto primarios como secundarios en una banda transportadora, entre estos parámetros se encuentran el ángulo de contacto entre la banda y el dispositivo de limpieza ya sea primario o secundario, área de contacto y presión.

Cuando el dispositivo de limpieza se mantiene de forma segura en la posición correcta, los parámetros antes mencionados se mantienen en un nivel óptimo durante la vida útil del dispositivo de limpieza, de esta manera la eficiencia de los dispositivos de limpieza se optimiza de manera significativa y a la vez minimizando el mantenimiento del sistema. La Figura 2.20 muestra ejemplos de tensores primarios y secundarios.

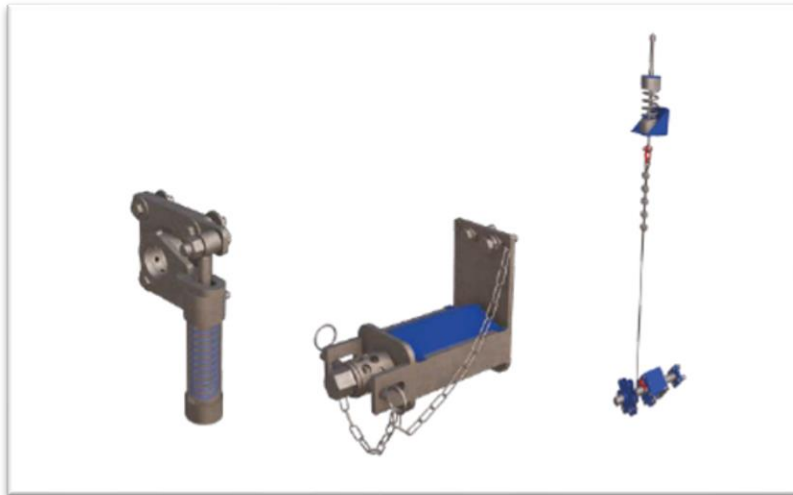


Figura 2.20 Tensores primarios y secundarios (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

- **Sistemas de alineamiento de la banda transportadora**

Una banda transportadora se ve sometida a múltiples esfuerzos debido al continuo impacto de los elementos que transporta es común que ocurra un desalineamiento de esta. Actualmente existen dispositivos que se encargan de alinear la banda de manera automática. Estos dispositivos generalmente se ubican en el retorno de banda, buscan mantener la banda alineada y de esta manera proteger el transportador del daño.

Esto se traduce en menos paradas de la banda transportadora debido al mantenimiento o ajustes para su alineación, además de menos intervenciones del personal y un ambiente de trabajo más productivo. La Figura 2.21 ejemplifica un sistema de alineamiento de una banda transportadora.

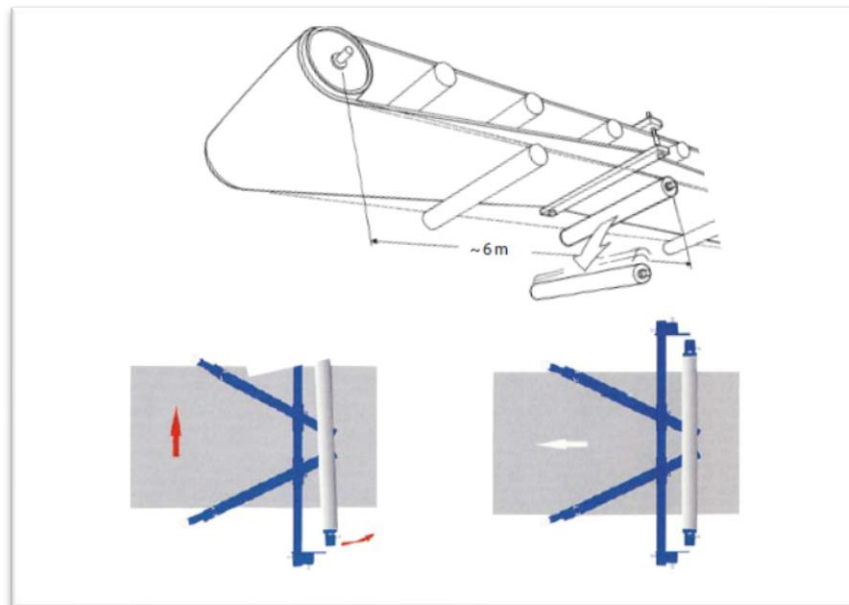


Figura 2.21 Sistema de alineamiento para una banda transportadora. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

- **Sistemas de revestimiento de la polea**

Su principal función mantener la polea y la banda siempre en contacto incrementando la fricción, de esta manera evitando el deslizamiento de la banda, esto a su vez aumenta la vida útil de la banda transportadora ya que el deslizamiento produce un daño significativo en esta sobre todo a altas velocidades, en casos extremos el deslizamiento de la banda puede provocar el sobrecalentamiento de esta e incluso iniciar un incendio, los sistemas de revestimiento de las poleas hacen un aporte importante en la seguridad del sistema. La Figura 2.22 muestra un sistema de revestimiento para poleas

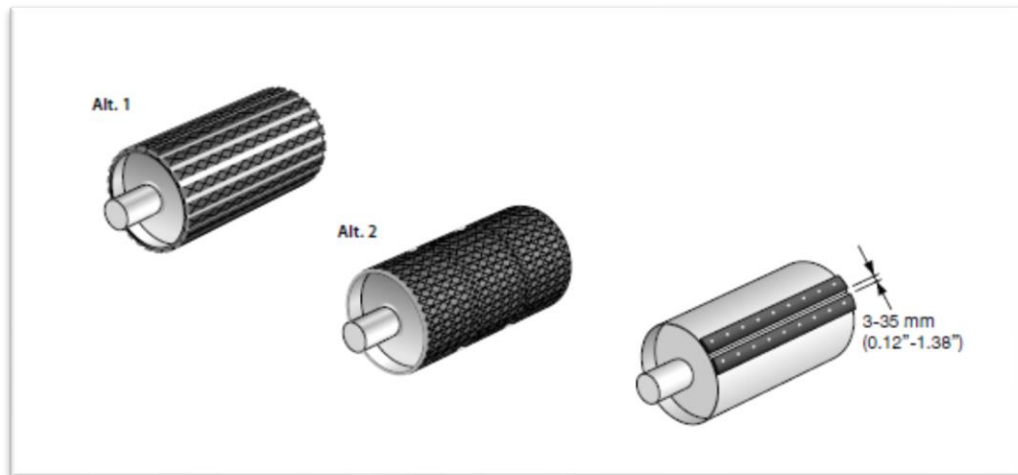


Figura 2.22 Sistemas de revestimiento de la polea (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

- **Sistemas de sellado**

Se utilizan como un sello de seguridad en el punto donde la tolva de alimentación descarga en la banda inferior, estos sellos previenen el derrame de material en el punto de carga, así como también el escape de polvo.

Existen varias ventajas en la utilización de sellos, entre ellas no hay pérdida de material y a la vez protege el equipo de daños consecuencia del escape de polvo, además de general un ambiente de trabajo más limpio protegiendo la salud de los operarios. La Figura 2.23 muestra los dispositivos de sellado de las bandas transportadoras.

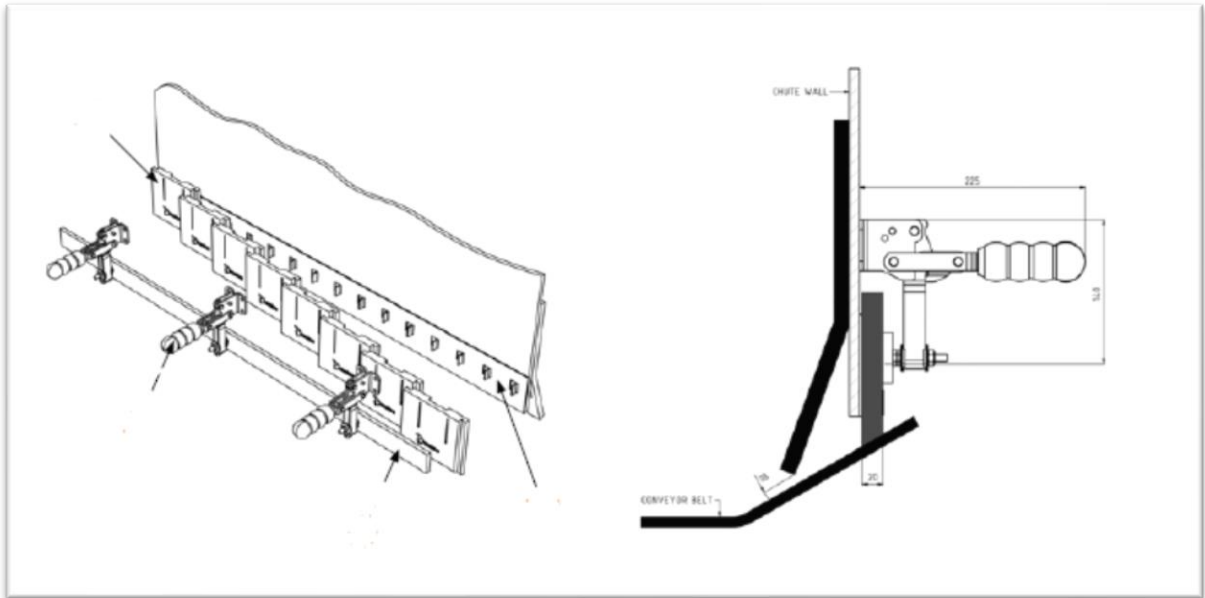


Figura 2.23. Dispositivo de Sellado para bandas transportadoras (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

- **Sistemas de seguridad**

Salud seguridad y protección ambiental son actualmente objetivos prioritarios en cualquier campo de trabajo hoy en día. Debido a la constante proximidad de maquinaria con componentes mecánicos en movimiento la seguridad es un factor de suma importancia.

Los sistemas anteriormente mencionados proveen ciertos parámetros de seguridad, sumado a esto el existen sistemas de protección de manos y dedos en los puntos cruciales, justo donde la banda se encuentra con la polea, estos sistemas además evitan que el material se quede atrapado en el espacio entre la banda y la polea, de esta manera previniendo daños severos en los equipos y por ende el paro innecesario de la producción. Estos problemas se pueden evitar bloqueando la zona de peligro con una barrera o un seguro en la polea impulsora, instalado de tal manera que no

entre en contacto con la banda dejando un espacio de aproximadamente 5mm, el cual es demasiado pequeño para dedos o manos. La Figura 2.24 contiene diferentes dispositivos de seguridad para manos y dedos en sistemas de bandas transportadoras.

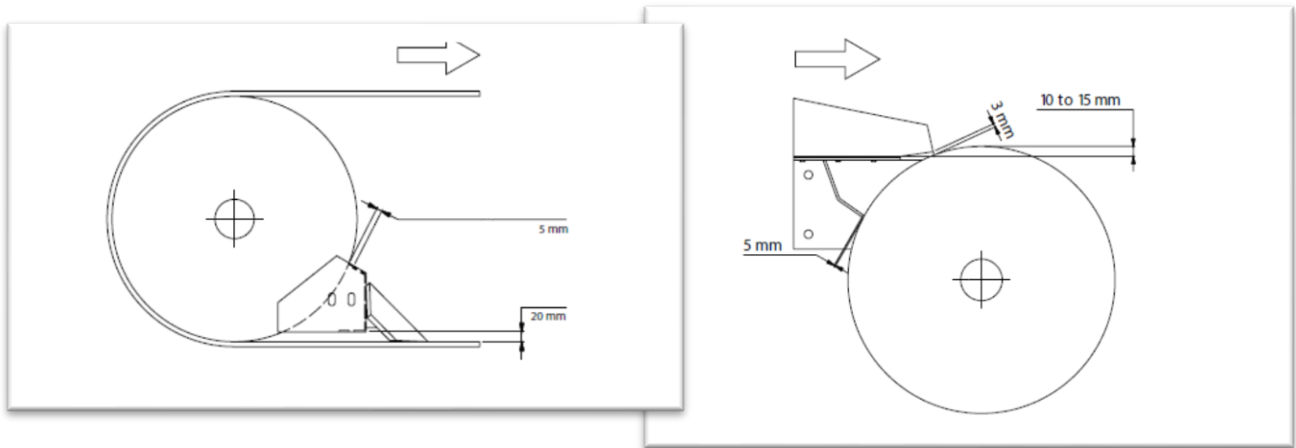


Figura 2.24. Dispositivos de seguridad para manos y dedos en bandas transportadoras. (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)

2.9. Análisis de fuerzas en el reclamador

En la siguiente sección se desarrollan los conceptos y consideraciones de diseño requeridas para el análisis estático de la estructura del reclamador, analizando los puntos críticos para esta manera determinar los perfiles, espesores y demás características físicas de los elementos estructurales que comprenden el mecanismo.

2.9.1. Análisis estático de fuerzas en el reclamador

Se realizó un análisis de fuerzas estático en todos los elementos que componen el reclamador, a partir de dichos esfuerzos para poder así calcular los espesores y diámetros mínimos que debían tener los elementos. La Figura 2.25 muestra los elementos analizados.

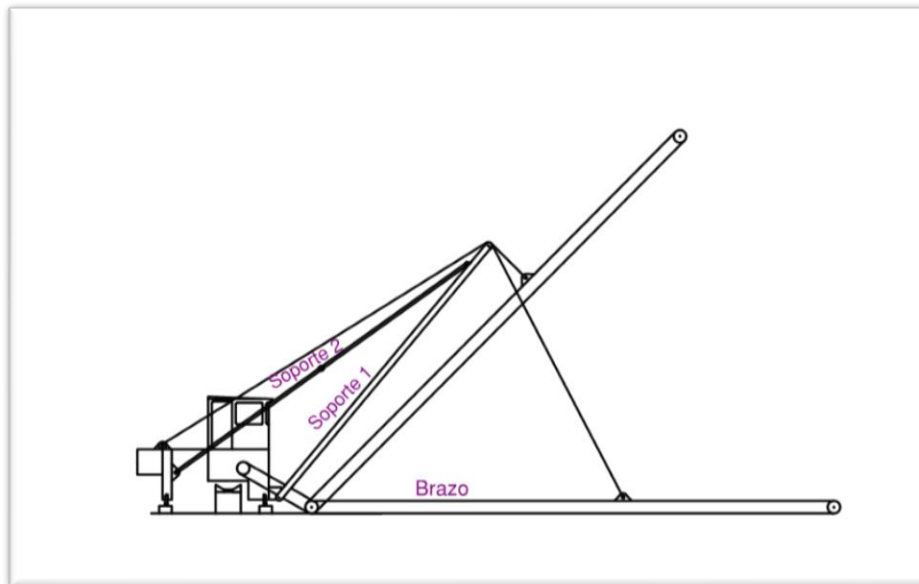


Figura 2.25. Elementos del reclamador bajo análisis estático (Fuente: Autores)

- **Cálculos de esfuerzos en los soportes**

Existen diferentes puntos críticos del reclamador en los cuales se realizó un estudio de esfuerzos para diseñar y seleccionar de manera correcta los elementos y evitar fallas tempranas en los mecanismos. Dichos análisis son los siguientes

- Pandeo en el soporte uno
- Tensión en el soporte dos
- Flexión en el brazo del reclamador

2.9.2. Materiales utilizados en el diseño

Para el diseño de los soportes y de la parte estructural del brazo, se consultó a un Ingeniero Civil de la Universidad de Costa Rica, el cual recomendó que para la aplicación lo más conveniente era utilizar acero estructural tipo HSS, grado 46, con un valor de resistencia de fluencia 317 MPa.

Este acero se utilizó para el diseño de los soportes y de la parte estructural del reclamador. Según el fabricante Villacero, los perfiles estructurales HSS son fabricados en frío lo cual le da una tolerancia uniforme, y sus propiedades le permiten tener un mejor comportamiento en la torsión, facilidad para pintar y perforarse.

Del mismo modo, para los elementos que están en contacto con el *clinker*, se utilizó acero al manganeso, el cual, según lo investigado, tiene una alta resistencia a la abrasión. Esto es muy importante, ya que, se ha mencionado en reiteradas ocasiones que el *clinker* es altamente abrasivo y de no seleccionar un material adecuado para esta condición, el desgaste de los materiales sería muy acelerado. Dicho material posee una resistencia a la fluencia de 320 MPa, y una resistencia última a la tensión de 880 MPa.

2.9.3. Análisis del fenómeno del pandeo

El pandeo o también llamado inestabilidad elástica y se presenta cuando al comprimir un elemento se lleva a cabo el desplazamiento transversal a la dirección de la compresión.

En el área de ingeniería estructural, el fenómeno se presenta en la mayoría de los casos en pilares y columnas, lo cual provoca una flexión adicional cuando el elemento se encuentre sometido a la acción de esfuerzos axiales importantes.

Se refiere a la deformación que ocasionará la fuerza T_1 ejercida en la parte superior del soporte uno el cual provocará este efecto no deseado por ningún diseñador de máquinas.

- **Ecuación de Euler para columnas articuladas**

El estudio por medio de la fórmula de Euler lo que busca es encontrar el valor crítico de la P , es decir, el valor P_{cr} de la carga para la cual la posición de la figura 2.23 deja de ser estable. Por lo cual si $P > P_{cr}$ el mínimo incremento en la fuerza provocará que el elemento se doble, en otras palabras, adoptará una forma crítica como la que se muestra en la Figura 2.26

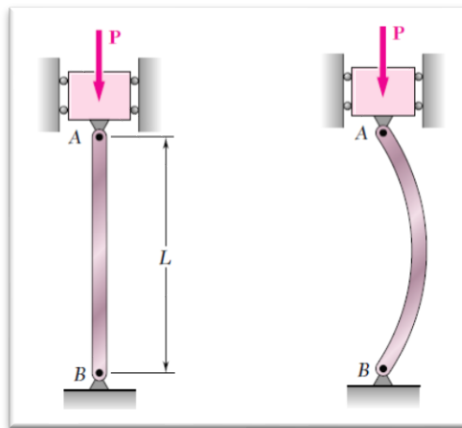


Figura 2.26 Carga crítica de pandeo. (Fuente: F.P Beer, Mecánica de Materiales)

La ecuación 2.37 muestra la fórmula de Euler, llamada así en honor del matemático suizo Leonhard Euler (1707-1783).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (2.37)$$

Donde E es el módulo de Young del material del que está hecho el material, I es el momento de inercia de la sección transversal y L es la longitud del elemento en cuestión.

Según la Figura 2.27, existen cuatro condiciones de pandeo para las columnas, las cuales definen las longitudes efectivas, y están en función de los apoyos. Para el caso del soporte uno, se comporta como el caso a), en donde la fuerza aplicada en la parte superior equivale a la T_1 y en la parte inferior se encuentra de manera fija por medio de pernos que la sujetan.

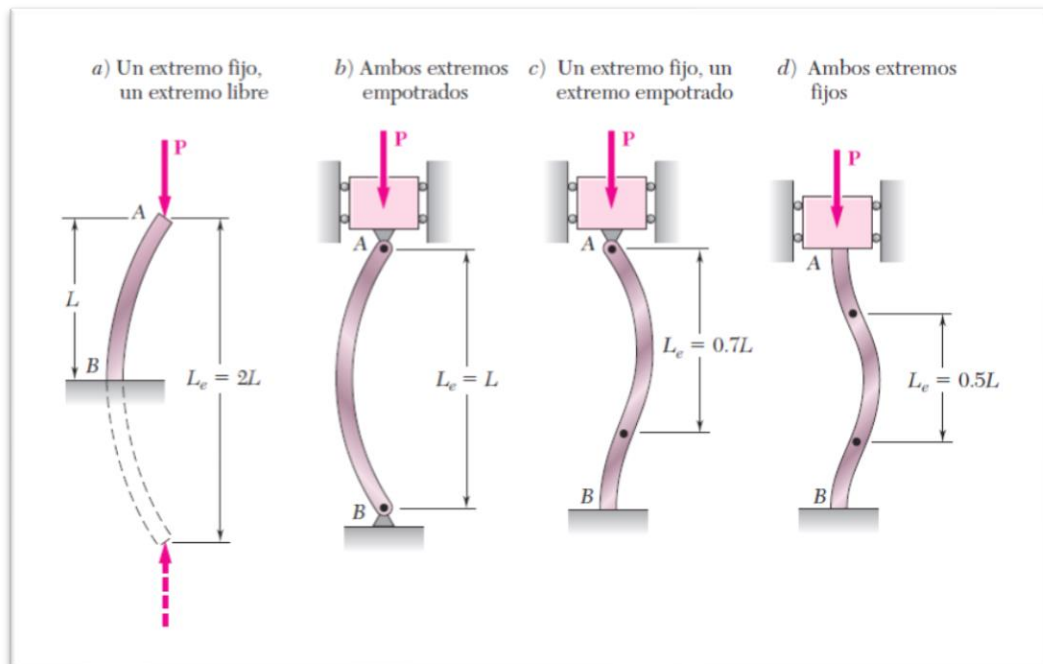


Figura 2.27 Longitudes efectivas de columnas para varias condiciones de extremo. (Fuente: F.P Beer, Mecánica de Materiales)

Dicho esto, la longitud efectiva que aplica según lo explicado anteriormente, es $L_e = 2L$, por lo que la ecuación 2.37, quedaría como sigue

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2} \quad (2.38)$$

2.9.4. Tensión en el soporte dos

En el soporte dos, lo único que se experimenta es tensión pura, ya que, si se experimentara compresión produciría pandeo en el elemento, lo cual no se quiere ni puede ocurrir.

La tensión en el soporte dos, es producida por la fuerza T_2 , la cual se encuentra actuando en el eje de acción del elemento, por lo que también podría llamarse esfuerzo normal. Por medio de la ecuación 2.39 conocida como ecuación general de esfuerzo, se realizó dicho cálculo, este es denotado por la letra griega sigma (σ).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.39)$$

Donde, σ es el esfuerzo normal, F es la fuerza que actúa en el eje axial del elemento y A es el área de la sección transversal.

La ecuación anterior podría reescribirse, sustituyendo en las variables de la ecuación, los parámetros que corresponden en este caso, y asumiendo que el área de sección transversal es un círculo, la cual quedaría como sigue

$$\sigma = \frac{4T_2}{\pi d^2} \quad (2.40)$$

Finalmente, despejando para el diámetro de la sección transversal, se tiene la ecuación 2.41

$$d = \sqrt{\frac{4T_2}{\pi\sigma}} \quad (2.41)$$

El material seleccionado para fabricar dicho elemento, también se utilizó el acero estructural tipo HSS, grado 46.

2.9.5. Flexión en el brazo del reclamador

En el ámbito ingenieril se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural extenso en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. Un caso típico y tal vez el más representativo son las vigas, las que están diseñadas para trabajar, principalmente, por flexión. Igualmente, no es para el único caso que aplica, ya que, el concepto de flexión se extiende a otros elementos estructurales como láminas o placas.

Para explicar el fenómeno de flexión, se dice que, un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra, de manera que la distancia a lo largo de cualquier punto de la curva que haya en ella no se modifica en función al valor de la deformación, que al final es producida por la fuerza que se aplica de manera vertical. En la Figura 2.28, se muestra una viga sometida a una fuerza vertical la cual genera flexión en ella y donde se puede apreciar el eje neutro y ver gráficamente la explicación anterior. Un dato importante de mencionar es que el esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

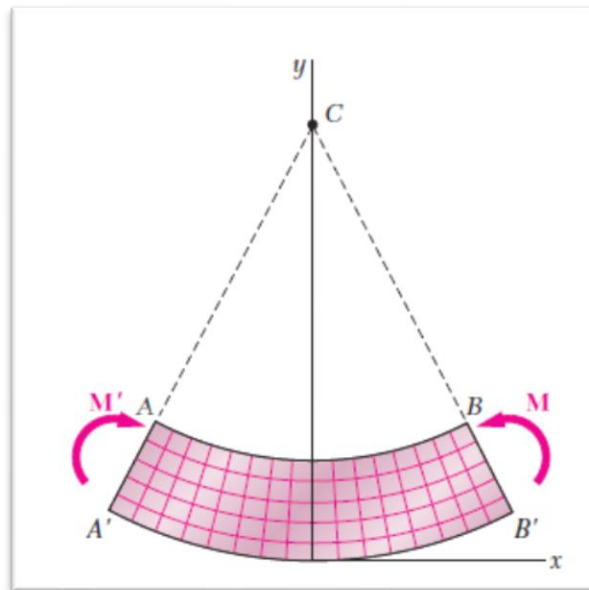


Figura 2.28 Fenómeno de flexión en vigas (Fuente: Ferdinand P. Beer Mecánica de Materiales)

El rasgo más destacado es que un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra, tal que, la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

Para el diseño de la viga del brazo del reclamador, se procedió a realizar un análisis de flexión, el cual consistió en el cálculo del momento máximo que se producía en la viga, para lo cual fue necesario realizar un análisis de fuerzas cortantes y momento flector. Dicho análisis se puede revisar detalladamente en el anexo A.25. Con este valor de momento máximo, se determinó el módulo elástico de la sección requerido para el dimensionamiento de la viga, esto se calculó mediante la ecuación 2.42

$$\sigma_m = \frac{M}{S} \quad (2.42)$$

Seguidamente, con el valor de módulo elástico de la sección, se decidió utilizar una viga con perfil W (perfiles de aleta ancha), pero el ensamble final estaría compuesto por dos vigas de perfil W, esto por temas de las limitantes que se tenían, como lo son el diámetro de la catarina, el acoplamiento eje – motor, entre otros.

2.10. Factibilidad del proyecto mediante estudio de ingeniería económica

Al momento de pensar en el desarrollo de un nuevo proyecto, uno de los aspectos más influyentes es el económico ya que este se encuentra directamente relacionado con la toma de decisiones sobre la viabilidad del proyecto a desarrollar.

Como parte de los primeros pasos que se deben de tomar están la comparación y descripción de posibles alternativas a realizar, estimaciones de ingresos y egresos, estimaciones de financiamiento, análisis mediante un modelo de ingeniería económica y por último el cálculo de la medida de valor para escoger la alternativa apropiada.

2.10.1. Estimaciones económicas

Las estimaciones económicas se basan en las entradas y salidas de dinero estas se conocen mejor como flujos de efectivo. Realizar estas estimaciones resulta de gran importancia, ya que sin ellas resulta imposible realizar un estudio de ingeniería económica.

2.10.2. Recuperación de capital y valor anual

La recuperación de capital de un proyecto dado depende de diversos factores tales como la TMAR (Tasa Mínima Aceptable de Retorno), VA (Valor Anual) y el Valor de Salvamento (S). A continuación, se definen conceptos importantes, los cuales serán utilizados posteriormente

- **Inversión inicial (P):** representa el costo inicial de todos los activos y servicios necesarios para empezar la alternativa. En el caso de que las

inversiones se tengas estimadas para varios años se debe de utilizar su valor presente como una inversión equivalente.

- **Valor de salvamento (S):** Es el valor estimado de los activos al final de su vida útil, su signo cambia dependiendo de si se anticipa la recuperación de valor monetario, si no tiene valor de recuperación o si se tiene que invertir para deshacerse del activo.
- **Cantidad anual (A):** Es la cantidad anual equivalente contempla costos exclusivos, costos de entradas y salidas, a menudo corresponde con un costo anual de operación (COA).

El valor anual VA para una alternativa está conformado por dos elementos, la recuperación de capital para la inversión inicial a una tasa de interés dada que por lo general es TMAR, el valor anual se obtiene mediante la ecuación 2.43

$$VA = -RC - A \quad (2.43)$$

Los valores de RC y A son negativo puesto que representan costos. La anualidad se calcula a partir de los costos periódicos uniformes y los posibles ingresos. Los factores P/A y P/F pueden ser necesarios para obtener el valor presente y luego calcular la anualidad a partir del presente A/P.

La recuperación de capital P para un activo, más el valor de capital en el tiempo a una tasa de interés particular, constituye un principio fundamental para un análisis económico. La recuperación de capital es el costo anual equivalente de la posesión del activo más el rendimiento sobre la inversión inicial.

La recuperación de capital para la cual se hace necesario tener el valor de inversión inicial y el valor de salvamento del equipo una vez que este haya cumplido su vida útil, mediante la siguiente ecuación 2.44

$$RC = -[P(A/P, i, n) - S(A/F, i, n)] \quad (2.44)$$

En donde $P(A/P, i, n)$ es el valor de la anualidad de un proyecto a partir de su costo inicial y $S(A/F, i, n)$ es el valor de salvamento.

$$P(A/P, i, n) = A/P = P \left[\frac{i(1+i)^n}{i(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.45)$$

Capítulo 3

**Determinación de la configuración óptima
para el sistema de extracción y transporte de
*clinker***

En el presente capítulo explica el proceso para la determinación de los mecanismos óptimos para conformar el sistema de extracción de *clinker* desde el almacén longitudinal hasta los elevadores de cangilones mediante el análisis de las ventajas y desventajas de diversas propuestas utilizando diferentes mecanismos desarrollados en la actualidad para este tipo de industria en específico.

3.1. Selección del mecanismo óptimo para extracción de *clinker*.

Para la determinación del mecanismo óptimo de extracción que cumpliera con los requisitos tanto de espacio, como operación de la planta (flujo 150 t/h) y características físicas del *clinker* (ángulo de reposo), que permitiera la extracción de la mayor la cantidad de material se plantearon tres propuestas cada una con un mecanismo de extracción diferente, se analizó las ventajas y desventajas de cada una con el fin de determinar el mejor mecanismo para llevar a cabo la tarea de extracción.

3.1.1. Mecanismo de descarga de silos CENTREX®

El mecanismo de extracción CENTREX® consiste en un brazo logarítmicamente diseñado que mueve el material hacia una salida en el centro del mecanismo debajo del cono interno donde el material es descargado en una tolva, el brazo actúa por debajo de la columna de material, abarcando la mayor cantidad de este de manera que no se quede acumulado en el silo. De esta forma el material descende uniformemente manteniendo la homogeneidad del material almacenado.

El diseño logarítmico del brazo evita que el material se compacte, impidiendo de esta manera obstrucciones en la descarga debido a material compactado, además minimiza el desgaste y requiere de una potencia de accionamiento menor. La Figura 3.1 muestra el mecanismo de extracción CENTREX® de AUMUND.

La capacidad de extracción se encuentra en función del diámetro del brazo y la velocidad de operación, las capacidades varían de 12 m³/h hasta 200 m³/h a una velocidad de 0,2 m/s, y de 70 m³/h a 1.000 m³/h con una velocidad de 1 m/s, con diámetros de brazo de 1 hasta 8 m de longitud. El CENTREX® posee diversas configuraciones y puede ser ubicado debajo de silos o estructuras de almacenamiento existentes.

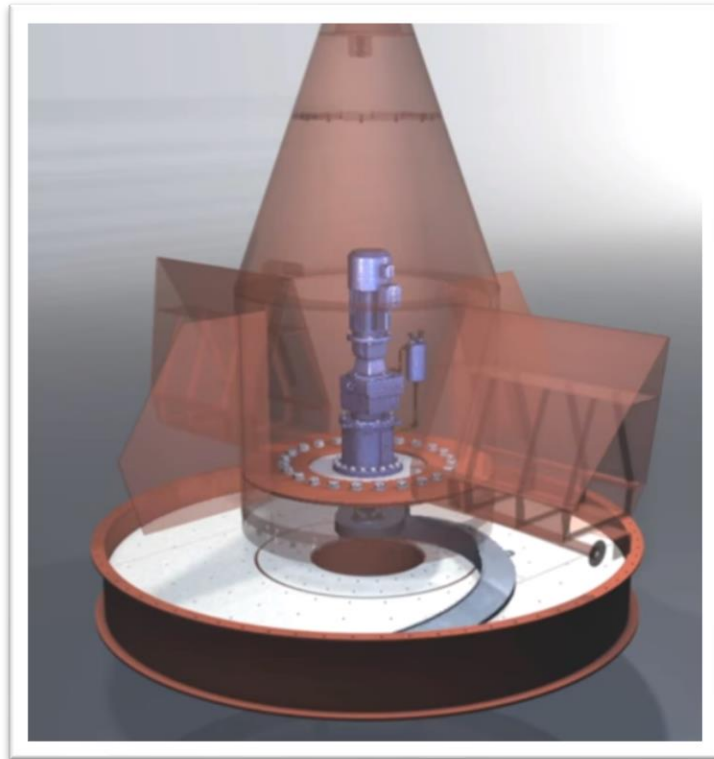


Figura 3.1. Silo Discharge CENTREX®. (Fuente: AUMUND)

Como propuesta se planteó un arreglo de tres mecanismos CENTREX® en línea descargando directamente en el túnel de transporte que actualmente opera en la planta, para lograr que el material fluyera de manera natural hacia el CENTREX® para ser descargado, se debía modificar el almacén longitudinal, dándole una geometría que permitiera que el material fluyera por gravedad. Esta geometría debía hacerse con forme al ángulo de reposo del *clinker*, para lograr esto se debía bajar

el túnel 6 metros por debajo del nivel del suelo, esto para construir una estructura con un ángulo de inclinación de 50°.

Esta geometría requería de grandes modificaciones estructurales en el almacén muy poco viables ya que con los cambios estructurales la capacidad de almacenamiento se reducía de manera considerable, se pasaba de 7.000 t de almacenamiento actual a 2.000 t, además del hecho del nivel subterráneo del túnel, ya que como se menciona en el capítulo 1, el nivel freático es un gran problema en la planta, ya que el nivel de humedad aumenta en el túnel haciendo que el *clinker* reaccione con el agua y provocando incrustaciones y atascamientos, estos factores convertían esta propuesta en poco viable por lo cual el mecanismo de extracción CENTREX® quedó descartado.

3.1.2. Reclamador triturador de tornillo *Claudius Peters*

Esta propuesta consistía en la instalación de un sistema de reclamado por tornillo ilustrado en la Figura 3.2, el cual recorrería el almacén longitudinalmente, arrastrando el material desde los bordes hasta el centro, donde se descargaría en un canal, ubicado en el centro del almacén, a todo lo largo de este.



Figura 3.2. Reclamador triturador de tornillo Claudius Peters. Fuente (Claudius Peters)

El canal descargaría el material en el túnel de transporte, con este mecanismo podría conservarse mucho de la estructura actual del almacén, incluyendo el método de almacenamiento actual (9 bajantes), debido a esta condición se requería el diseño y construcción de una estructura que diera protección a los reclamadores de tornillos, ya que estos recibirían la caída de material sobre ellos, por lo cual el impacto los dañaría, dicha estructura complicaría además el reclamado de material, ya que la mayor parte del mecanismo estaría cubierta, por lo que solo los extremos de este entrarían en contacto con el *clinker*, disminuyendo la capacidad de reclamado, por lo cual se dificultaría extraer la tasa requerida (150 t/h), además en el caso de que el almacén se encontrará lleno a su capacidad la movilidad del mecanismo se vería afectada.

Sumado el problema de volumen muerto seguiría presentándose, ya que no habría forma de extraer el material que se deposite sobre la estructura de protección del reclamador de tornillo, además de que el manteniendo se dificultaría ya que para

poder ingresar por una posible falla se debería vaciar por completo el almacén, interrumpiendo la línea de producción.

Debido a estos factores es que la propuesta de reclamador de tornillo tampoco resulta viable a desarrollar como solución a los problemas actualmente presentes en la planta productora de cemento.

3.1.3. Reclamador longitudinal lateral.

Esta propuesta consiste en el diseño de un mecanismo conocido como reclamador, el cual desempeñará la tarea de extracción del material desde el almacén longitudinal, con la utilización de este mecanismo se deberá reemplazar el túnel subterráneo de transporte por un sistema de bandas transportadoras.

El reclamador depositará el *clinker* directamente en una banda ubicada al costado norte del almacén, dicha banda transportadora recorrerá longitudinalmente el almacén, esta banda transportadora deberá depositar el *clinker* en una banda lateral ubicada al costado este del almacén, esto con el fin de alimentar los molinos 3 y 5.

La banda lateral descargará el *clinker* directamente hacia un bajante, el cual depositará el *clinker* de cemento en el sistema de bandas transportadoras que lo guiarán hacia los respectivos elevadores de cangilones.

Las ventajas del desarrollo de este sistema son varias entre ellas:

- Se tendrá un fácil acceso al interior del almacén por el costado sur de este, esto con el fin de futuros mantenimientos del sistema de extracción y transporte.
- El reclamador es capaz de extraer el 100% del material con el cual entre en contacto, es decir se solucionará el problema de volumen muerto significativamente

- Las modificaciones del almacén serán con el fin de la óptima operación del sistema, además la capacidad de almacenamiento no se ve tan afectada en comparación con las propuestas anteriores.
- Se mantendrán los bajantes actualmente instalados encargados de depositar el material en el almacén longitudinal.

Esta propuesta da solución a varios de los factores de la problemática presente actualmente en la planta productora de cemento, por cual se seleccionó como la más viable, y por ende es la que se desarrolla en las secciones siguientes del presente capítulo.

3.2. Selección del reclamador.

En la siguiente sección se analizan las ventajas y desventajas de tres propuestas de arreglos de equipos con modelos diferentes de reclamador, exponiendo los criterios que determinaron la selección del reclamador que mejor se ajustaba a los requerimientos tanto operacionales como de espacio de la planta productora de cemento.

3.2.1. Reclamador de pared

Este reclamador, al igual que los otros tipos, tiene elementos fundamentales para su funcionamiento tales como: el brazo, la estructura de control, la estructura para soporte del brazo, entre otras, las cuales tienen un costo asociado. Su funcionamiento se centra en la traslación de la máquina a lo largo el almacén haciendo el reclamado del material por medio de su brazo, con la diferencia de que tiene otro riel de traslación donde se apoya la estructura en la parte superior de la pared. En la Figura 3.3 se observa el arreglo de equipos planteado para esta propuesta.

Según lo investigado sobre este tipo de reclamador, este diseño es muy utilizado para pequeños montículos de material, donde la pared sobre la cual

descansa el material almacenado no es muy grande, así como también el material que se desea reclamar debe ser liviano.

La principal ventaja de este sistema radica en la posibilidad de aprovechar todo el volumen de almacenamiento disponible, sin dejar volúmenes muertos, utilizando la altura que debe tener el galerón para que el reclamador pueda operar sin problemas.

Por otro lado, tiene la desventaja de que, para este caso, se debe modificar considerablemente el almacén longitudinal, ya que se debe construir una pared que soporte todo el peso del *clinker* almacenado lo que implica que dicha pared deba tener un espesor muy amplio lo que conlleva un costo muy elevado.

A causa de lo anterior, este reclamador fue descartado para aplicar en este proyecto, se determinó que los costos eran muy elevados y que la ventaja más significativa de almacenar más material también la cumplía el otro tipo de reclamador que fue seleccionado.

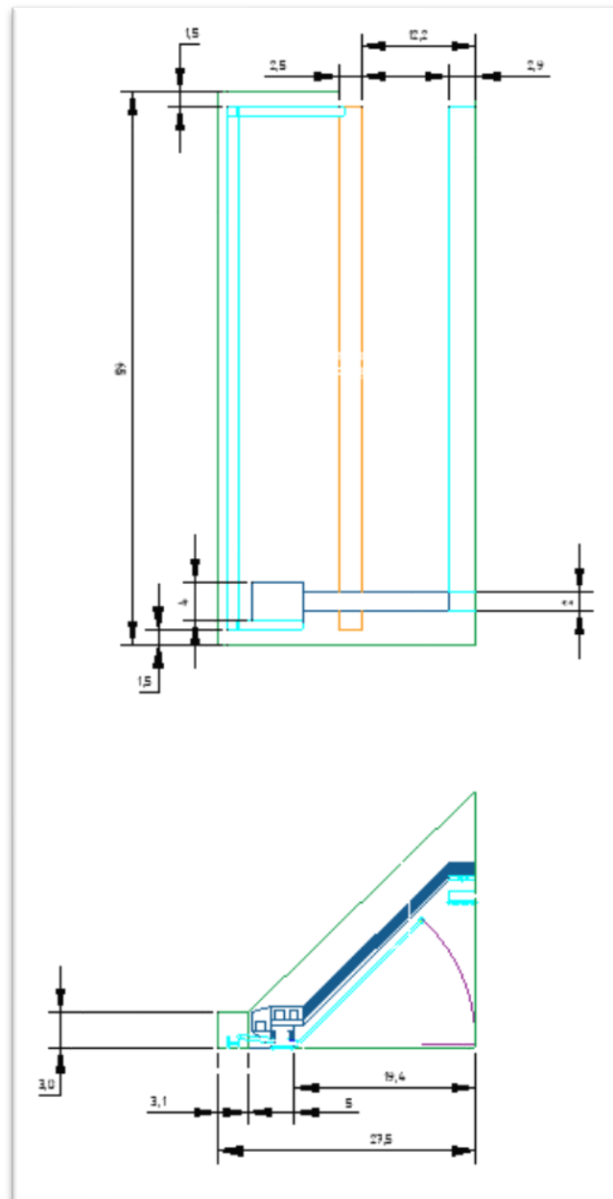


Figura 3.3. Reclamador de pared y arreglo de bandas transportadoras. (Fuente: Autores)

3.2.2. Reclamador de portal

El reclamador de portal es un mecanismo cuya estructura principal se ubica sobre un riel a un costado del montículo de material, utiliza un brazo en forma de V invertida o marco en forma de portal provisto con una cadena primaria y una secundaria que trabajan en ambos lados de la pila, mientras el portal se mueve sobre el conjunto de rieles ubicados a ambos lados del apilamiento. Este sistema se utiliza cuando no se requiere un proceso de mezcla en el material arrastrado. Este método de reclamado se puede utilizar para amplia gama de materiales, también puede utilizarse para reclamar más de un tipo de material, y presenta facilidad de expansión en la capacidad del aposento sin realizar muchas modificaciones. (McTurk, 2018). La Figura 3.4 muestra el arreglo planteado con este tipo de reclamador

3.2.3. Principales componentes

- **Carretillas de extremo:** Ubicadas en cada lado de la pila, están equipadas con ruedas impulsadas e impulsoras.
- **Estructura del portal:** consiste en un marco que da soporte a los varios elementos del sistema.
- **Brazo transportador:** consiste en un elemento sobre el cual se monta una cadena y las palas raspadoras de material.
- **Pivote:** El brazo transportador está montado sobre un pivote que permite al brazo posicionarse en la cara lateral de la pila, el pivote está ubicado al extremo de la descarga.
- **Transmisión por cadena:** la transmisión por cadena se monta encima del carro del extremo del lado de descarga. La cadena de transmisión suele girar a una velocidad fija.
- **Bobinas de cable:** el recuperador recibe alimentación y control a través de uno o varios cables desde un punto fijo cerca del riel. Esto se hace

generalmente mediante carretes de cable montados en los carros de extremo.

- **Canal de rampa:** en muchas instalaciones es necesario proporcionar un canal de rampa fijo corto en el extremo de descarga de los rascadores. Este canal de rampa y los raspadores elevan el material para proporcionar una altura de descarga por encima de una banda transportadora de línea de tierra.

Ventajas

- Se puede ajustar bien a la forma del galerón actual lo cual permite conservar la estructura actual. Hay que tener en cuenta que se puede reducir la capacidad de almacenamiento debido a que el reclamador de portal ocupa espacio a ambos lados del galerón.
- Puede reclamar de cualquier reserva de material en cualquier secuencia que se requiera.

Desventajas

- Si se desea mantener en el galerón la cantidad de toneladas de almacenamiento actuales es necesario realizar modificaciones estructurales.
- Este tipo de reclamador posee dos cadenas conectadas por una unión articulada la cual es movida por un pistón hidráulico, al poseer mayor cantidad de componentes se aumenta la posibilidad de fallo del mecanismo.

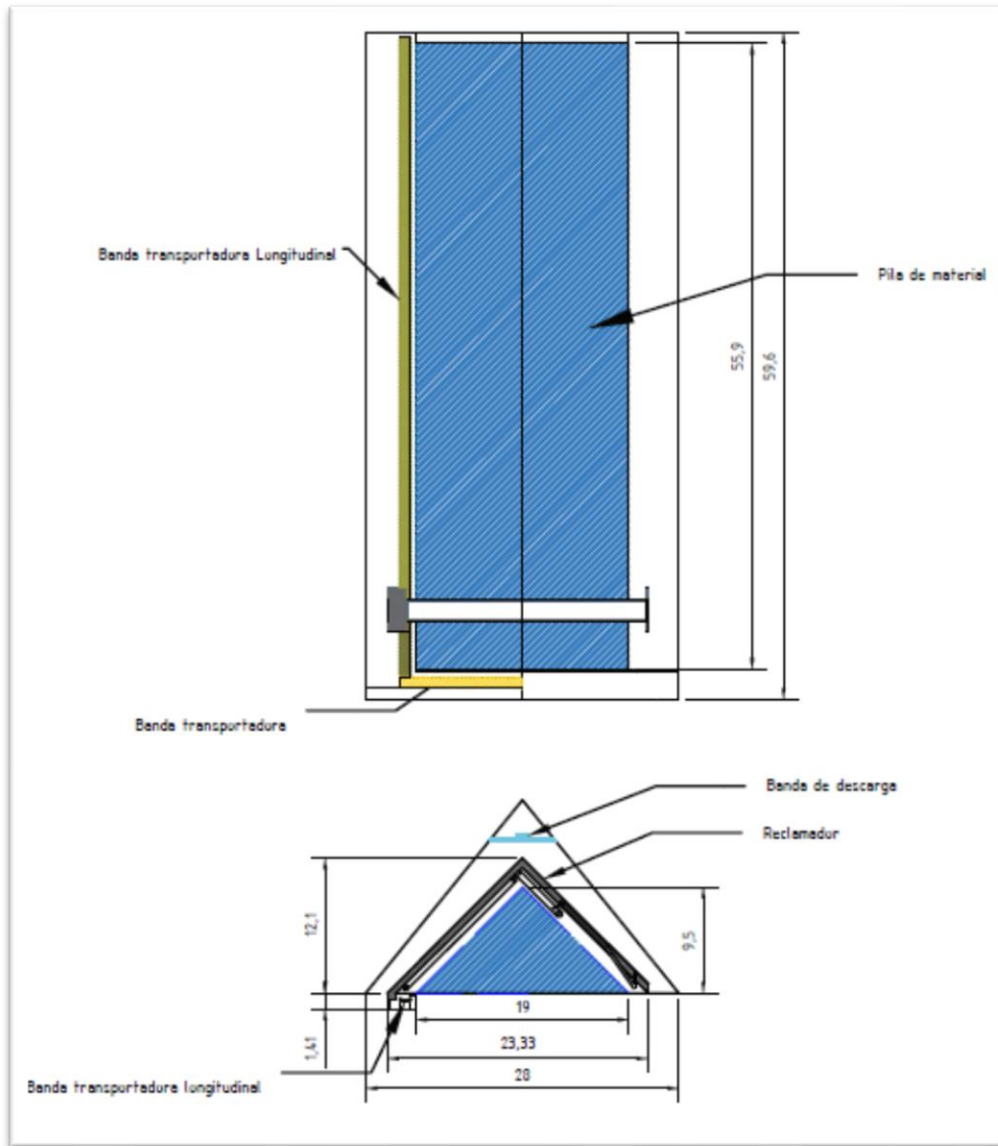


Figura 3.4. Reclamador de Portal y arreglo de bandas. (Fuente: Autores)

3.2.4. Reclamador longitudinal lateral.

El reclamador lateral longitudinal es un mecanismo muy versátil, es comúnmente utilizado en la industria minera, de fundición, conservación de agua y de cemento para extraer materiales apilados. Como su nombre lo indica el reclamador lateral se desplaza longitudinalmente dentro del parque o almacén sobre un riel, el brazo es sostenido mediante un mecanismo de polea el cual logra mantener y realizar el movimiento vertical de este. El brazo extrae el material mediante una cadena de arrastre y lo deposita directamente en una banda, la cual se encargará de su transporte.

La longitud del brazo puede variar desde 11 m hasta 36 m, con capacidades de extracción que van desde las 30 t/h hasta aproximadamente 700 t/h.

Su principio de funcionamiento ya se ha explicado en secciones anteriores, este a diferencia de los modelos anteriormente mencionados (Reclamador de pared y Reclamador de portal), no requiere de una estructura muy robusta para sostener el peso del brazo, este modelo utiliza un contrapeso ubicado del lado de la cabina de operación, el cual, cuenta con un sistema de poleas las cuales sostienen el brazo, además de llevar a cabo el movimiento vertical de este.

El hecho de no requerir de una estructura de soporte es principal ventaja de este modelo de reclamador, ya que la capacidad de almacenamiento se no se verá tan afectada (reducida) como en el caso del reclamador de portal y el de pared. Sumado a esto, al no poseer una estructura robusta facilita el acceso al almacén para tareas de mantenimiento, además se podrá conservar el método de descarga de *clinker* en el almacén (bajantes).

Las modificaciones estructurales del almacén serán con el único fin de el correcto funcionamiento del equipo, además de buscar ampliar la capacidad de almacenamiento lo mayormente posible sin interferir con las edificaciones

existentes en los alrededores de este. Por estas razones es que se selecciona el Reclamador longitudinal lateral como mecanismo a diseñar para llevar a cabo la tarea de extracción de *clinker* desde el almacén longitudinal en la planta de cemento de Agua Caliente de Cartago. La Figura 3.5 muestra la configuración de equipos y reclamador planteada para este proyecto.

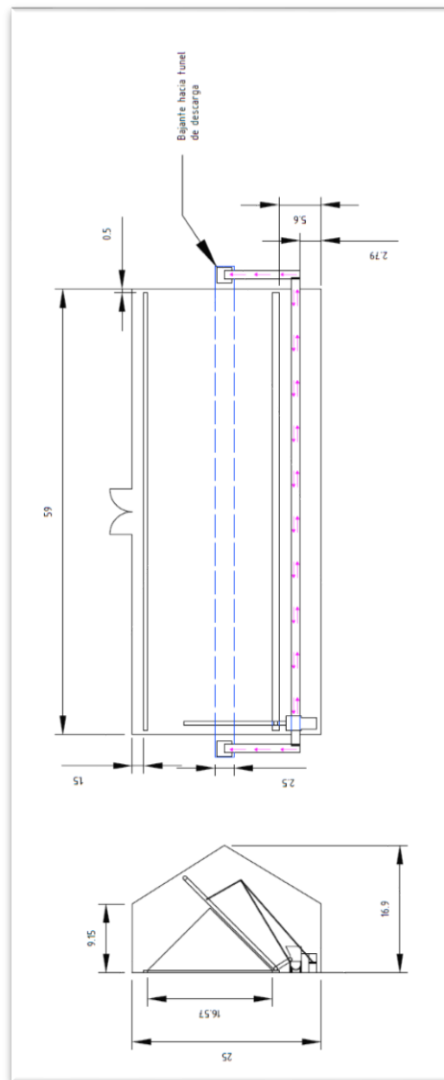


Figura 3.5. Reclamador Lateral Longitudinal y arreglo de bandas. (Fuente: Autores)

Capítulo 4

**Diseño del sistema de extracción y transporte
de *clinker***

En el presente capítulo se muestra la teoría, los criterios y ecuaciones necesarias en el desarrollo del diseño de cada uno de los mecanismos que componen el sistema, así como también detalla los criterios necesarios para la especificación de cada equipo.

4.1. Diseño del reclamador

4.1.1. Diseño del sistema de arrastre del material

El sistema de arrastre de material, está conformado principalmente por una cadena de arrastre, la cual es la encargada de conducir el material hacia la banda que se encuentra en la parte inferior de la cabina de mando del reclamador, esta descarga de material se logra mediante unas palas distribuidas de manera uniforme en toda la periferia de la cadena. La cadena de arrastre vista como un sistema, se compone de los siguientes elementos

- Palas
- Cadena
- Estructura
- Catarinas

Las dimensiones de las palas y el número total de palas en la cadena se determinaron con el fin de lograr y mantener el flujo de 150 t/h de *clinker* hacia los molinos de cemento. La Figura 4.1 muestra el diseño de las palas encargadas del arrastre del material.

El número total de palas se obtuvo mediante la ecuación 4.1

$$N_p = \frac{l_{cad}}{e_{palas}} \quad (4.1)$$

Donde N_p es el número total de palas, l_{cad} la longitud total de la cadena (m) y e_{palas} el espaciamiento entre palas (m).

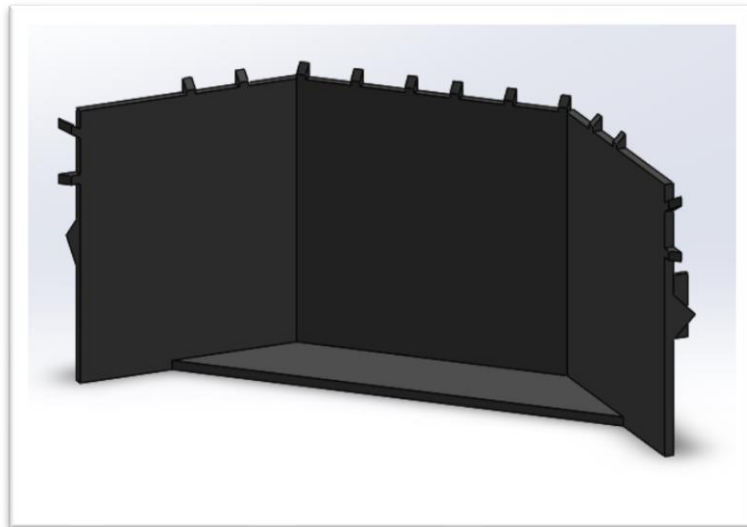


Figura 4.1. Diseño de pala para arrastre de material. (Fuente: Autores)

El diseño del sistema de arrastre es de suma importancia dado que a partir de este es que se logró dimensionar el reclamador en su totalidad y los demás componentes necesarios para lograr la operación de este, siempre en función del flujo requerido por la planta para la operación continua de los molinos.

En el caso de la cadena se seleccionó una cadena de rodillos del fabricante THIELE®, del tipo HDR-O (*Heavy Duty Reclaimer Chain-Outdise Roller*) con un paso de 250mm, la cual soporta un esfuerzo máximo de rotura de 250kN y un peso de 35 kg/m (ver anexo A.1).

Los *rollers* de la cadena ubicados en la parte exterior de esta, se deslizarán sobre unas vigas soporte las cuales componen el brazo del reclamador, a esta cadena se le añadieron las palas encargadas de raspar el *clinker* desde la pila de

almacenamiento para luego depositarlo en la banda transportadora. La Figura 4.2 muestra el tipo de cadena seleccionado para el diseño del reclamador.

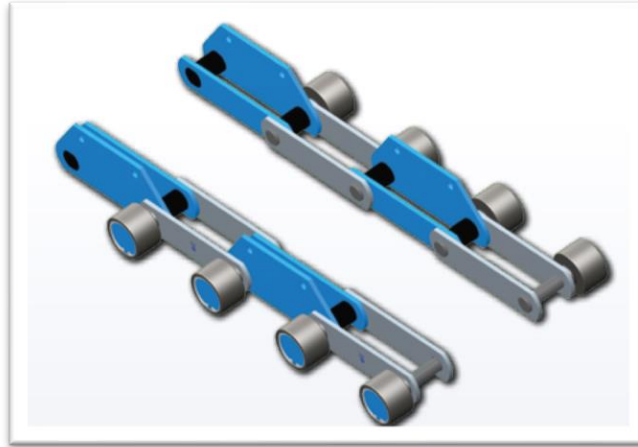


Figura 4.2. Heavy Duty Reclaimer Chain-Outside Roller. (Fuente: THIELE®)

4.1.2. Cálculo del diámetro de la catarina

Para el cálculo de la catarina de la cadena, se utilizó la ecuación 2.2, y para dicho cálculo se utilizó un paso de 250 mm, el cual se tomó del fabricante THIELE (ver anexo A.1), y se asumió un número de dientes igual a 7, esto como una recomendación de diseño por parte del fabricante mencionado anteriormente. Con esos datos, el diámetro de la catarina sería igual a 57,61 cm. La Figura 4.3 muestra el diseño de la catarina utilizada en el presente proyecto.

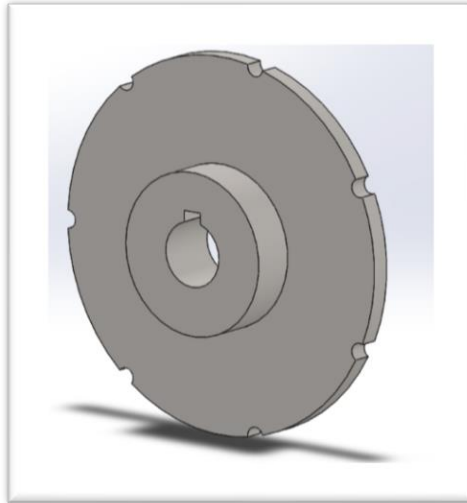


Figura 4.3. Diseño catarina de 7 dientes. (Fuente: Autores)

4.1.3. Cálculo la longitud del material en contacto con el brazo

Como se menciona en el capítulo 2 del presente documento, el reclamador lateral longitudinal se clasifica como un mecanismo de extracción de acción lateral en los cuales extracción se lleva a cabo mediante movimientos de avance y retroceso de la maquina completa a en todo lo largo de la pila de almacenamiento, en este caso 55 m, este movimiento se acompaña de un movimiento de elevación y descenso del brazo en la pila de almacenamiento además de un movimiento de rotación de la cadena de arrastre, estos movimientos se realizan de manera simultánea.

El brazo extrae material desde la parte superior de la pila hasta la base completando un rango de movimiento de 0-50°, mediante un análisis geométrico se logró determinar la longitud de material en contacto con el brazo en cada una de las posiciones dadas por el ángulo de ataque de este hacia el material, dicha longitud

se obtuvo mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2, la Figura 4.4 muestra el análisis geométrico realizado a la pila de material

$$dl = l_b - l_b \left(\frac{\sin \alpha}{\sin(135-\alpha)} \right) \quad (4.2)$$

$$l_{mc} = l_b - dl \quad (4.3)$$

Donde dl es el diferencial de longitud que no está en contacto con el material a un determinado ángulo (m), l_b la longitud del brazo (m) e l_{mc} la longitud del material en contacto con el brazo.

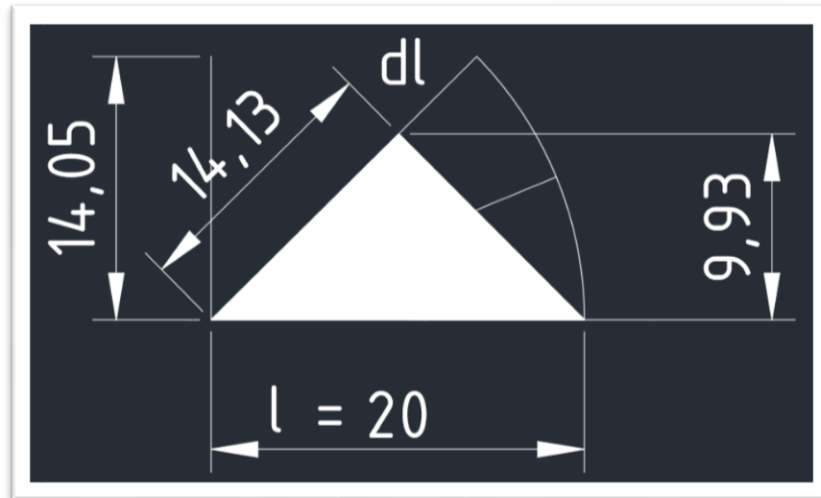


Figura 4.4 Análisis geométrico pila de almacenamiento de clinker. (Fuente: Autores)

A partir de este análisis se obtuvieron datos importantes para determinar las velocidades de operación del reclamador.

4.1.4. Volumen desplazado por revolución

El volumen de material desplazado en una revolución de la cadena se obtuvo mediante la ecuación 4.4, esto asumiendo en que una revolución de la cadena el número total de palas distribuidas en toda su periferia lograba realizar una descarga de material en la banda transportadora

$$V_{dr} = p_t * V_{dp} \quad (4.4)$$

Donde V_{dr} es el volumen de material desplazado en una revolución de la cadena (m^3), p_t el número total de palas y V_{dp} el volumen desplazado por pala (m^3).

4.1.5. Velocidad de rotación de la cadena

Para el diseño de la velocidad de rotación de la cadena, se concluyó que la mejor opción para cumplir con el objetivo requerido de flujo era mantener la velocidad de la cadena constante.

Esto se determinó de esta manera dado que un el mecanismo de arrastre de material, para este caso la cadena de rodillos junto con las palas es que más se ve sometido a esfuerzos, colocar un variador de frecuencia en la transmisión de potencia de la cadena representaría un punto de fallo, por lo tanto, se determinó mantener la velocidad de este constante. La velocidad de rotación de la cadena se calculó mediante la ecuación 4.4

$$v_{rc} = \frac{F_r}{V_{dr} * 60} \quad (4.5)$$

Donde v_{rc} es la velocidad de rotación de la cadena (rpm), F_r el flujo requerido (m^3/h) y V_{dr} el volumen desplazado por revolución (m^3/rev).

4.1.6. Volumen desplazado por barrido

Como se menciona anteriormente el reclamador lateral longitudinal lleva a cabo tres movimientos de manera casi simultánea, para cumplir con el flujo es necesario que este realice barridos para una misma posición del brazo a todo lo largo de la pila de almacenamiento, esto con el fin de asegurar contacto del brazo con el material y por ende el flujo requerido. El volumen desplazado por barrido a lo largo de la pila de almacenamiento se obtuvo mediante la ecuación 4.6

$$V_{db} = \frac{l_{mc} * l_{mc} * \sin \alpha}{2} * l_a \quad (4.6)$$

Donde V_{db} es el volumen desplazado por barrido (m^3), l_{mc} la longitud de material en contacto con el brazo (m) y l_a la distancia efectiva de almacenamiento de clinker, α el ángulo de ataque del brazo hacia el material.

4.1.7. Tiempo por barrido

El tiempo que tarda el reclamador en completar un barrido a lo largo de la pila de material se determinó mediante la ecuación 4.7

$$t_b = \frac{T_{db}}{F_r} \quad (4.7)$$

Donde t_b es el tiempo que tarda el reclamador en realizar un barrido a todo lo largo de la pila de almacenamiento en una determinada posición (h), T_{db} el tonelaje desplazado por barrido en esa posición (t) y F_r el flujo requerido (t/h). el tiempo determinado mediante estos cálculos es de suma importancia dado que este determina la velocidad de traslación requerida y además sirve de verificación de dimensionamiento, dado que este tiempo determina si se está cumpliendo con la velocidad de llenado de la tolva de alimentación de los molinos.

4.1.8. Velocidad de traslación

La velocidad de traslación del reclamador se calculó mediante la ecuación 4.8, una consideración de diseño recomendada por la literatura y fabricantes de esta industria fue la de mantener la velocidad de la cadena constante y variar la velocidad de traslación, y de esta manera lograr mantener el flujo requerido por la planta.

$$v_t = \frac{l_a}{t_b * 3600} \quad (4.8)$$

Donde v_t es la velocidad de traslación (m/s), l_a la distancia efectiva de almacenamiento de clinker (m) y t_b el tiempo por barrido (h).

4.1.9. Distancia de inserción de la pala en el material

La longitud total de inserción de la pala en el material se obtuvo mediante un análisis geométrico a partir del ángulo de ataque del brazo en el material y las dimensiones de la pala, así como también la longitud de material en contacto, la ecuación 4.9 describe el análisis geométrico desarrollado para determinar este parámetro

$$d_i = \sin \theta * l_{mc} \quad (4.9)$$

Donde d_i es la distancia que se inserta la pala en el material (m), θ el ángulo de ataque del brazo y l_{mc} la longitud de material en contacto.

4.1.10. Cálculo de potencia requerida para el arrastre de material y traslación del reclamador

Para el cálculo de potencia requerida para el arrastre de material se determinó que la potencia mínima requerida para el mecanismo de arrastre, debía ser capaz de poner en movimiento saliendo desde el reposo el mecanismo de arrastre completo, es decir las dos cadenas de rodillos y las 72 palas, superando la inercia de estos elementos.

Esta potencia se determinó mediante la ecuación 4.10

$$H = \frac{Fv}{33\,000} \quad (4.10)$$

Donde H es potencia requerida (HP), F fuerza (lbf) y v velocidad (ft/min).

Para determinar la potencia mínima requerida para realizar el movimiento de traslación del reclamador se tuvo en cuenta el peso total de este, sumando cada una de las partes que lo componen (brazo completo, cabina, contrapeso), este peso se dividió en dos, ya que únicamente dos de las cuatro ruedas serán impulsadas.

La fuerza mínima necesaria para realizar el movimiento de rotación de las ruedas del reclamador debe superar la fricción estática entre las ruedas y la superficie del riel, como coeficiente de fricción estática de acero con acero se utilizó el valor de 0,74, conociendo esta fuerza y el diámetro de las ruedas seleccionado se conoce el torque requerido para el movimiento, una vez conocido esto y mediante la ecuación 4.11 se determinó la potencia mínima requerida en la traslación del reclamador.

$$P = \tau\omega \quad (4.11)$$

Donde P es potencia (kW), τ el torque (kNm) y ω la velocidad angular requerida (rad/s).

4.2. Diseño y selección de bandas transportadoras

Para el diseño y selección de los componentes del sistema de bandas transportadoras se requirió determinar una serie de parámetros, los cuales son necesarios para la especificación de cada componente del sistema, dichos parámetros incluyen capacidad de la banda, potencia requerida y tensión máxima de operación, estos a su vez se encuentran en función de otros parámetros como lo son el ancho de la banda, velocidad, peso de los componentes, ángulo de inclinación, ángulo de canalización y sobrecarga, así como también parámetros característicos del material a transportar.

Todas las ecuaciones y cuadros que se utilizaron en el diseño del sistema de bandas transportadoras se tomaron del *Conveyor Belt Design Manual de*

Bridgestone, así como también del *Conveyor Handbook de Fenner Dunlop* y el manual *RULMECA Technical Information, Project and desing criteria for belt conveyors*.

4.2.1. Ancho de banda y velocidad de operación

La ecuación 2.3 define el cálculo para obtener la capacidad de la banda transportadora, la cual se encuentra en función de la velocidad, ancho de banda y el área transversal de carga, a partir de esta y conociendo la capacidad requerida para este proyecto es que se logra determinar el ancho de banda y velocidad de operación óptimos para cumplir con el flujo de *clinker* requerido

El área transversal de carga se obtiene mediante la ecuación 2.4, el coeficiente K cuadro 5 del *Conveyor Belt Desing Manual de Bridgestone* (ver anexo 4), el cual se encuentra en función del número de rodillos y ángulo de canalización y sobrecarga, para obtener la capacidad de la banda requerida se realizaron varias iteraciones entre los ángulos de sobrecarga y canalización, tomando en cuenta los valores recomendados por los fabricantes para el tipo de material transportar, dichos ángulos definen el coeficiente de área.

Una vez determinada el área transversal de carga con las diferentes configuraciones para los rodillos de carga, mediante la ecuación 2.3 se logró determinar el ancho de banda óptimo y la velocidad de operación para lograr el flujo requerido de *clinker* (150 t/h), iterando valores de ancho de banda comerciales y velocidades de transporte respetando los criterios máximos y mínimos indicados por los fabricantes para el tipo de material y condiciones de operación del sistema.

4.2.2. Potencia de la banda

La potencia mínima del eje del motor P (kW) requerida para mover la banda transportadora se calculó con la ecuación 2.4, la cual es el resultado de la relación entre la fuerza tangencial, la velocidad de la banda y la eficiencia del reductor

La fuerza tangencial, como se explica en el capítulo anterior, debe sobrepasar la resistencia que oponen ciertas fuerzas al movimiento de la banda, se obtiene mediante la ecuación 2.5, como coeficiente fijo de resistencia se utilizaron los valores de 2 para la banda longitudinal y 3,98 para la banda lateral, dichos valores se encuentran tabulados en función de la distancia entre centros de la banda transportadora (ver anexo A.7).

Para los valores de coeficiente pasivo de resistencia y el coeficiente de fricción interna se tomaron los valores de 1 y 0,025 respectivamente para ambas bandas, dichos coeficientes se determinaron mediante cuadros (ver anexo A.9 y A.10) las cuales relacionan estos valores con las condiciones de operación, características físicas del material a transportar y la temperatura.

El cálculo del peso de la banda por metro lineal se determinó según lo indicado por RULMECA en su manual de diseño (*Technical Information, Project and design criteria for belt conveyors*), el cual relaciona un peso por metro lineal del centro de banda transportadora según su carga máxima de rotura (ver anexo A.11), a dicho valor debió sumársele, como se indica en el manual el número de capas que componen la cubierta superior e inferior de la banda multiplicado por el valor 1,15 kg/mm de cubierta.

El peso de las partes móviles de carga y retorno por metro lineal se calculó como lo indican las ecuaciones 2.8 y 2.9, dividiendo el peso de dichas partes, el cual depende del ancho de banda y diámetro del rodillo, entre el paso máximo permitido entre estos.

Una vez conocidos todos estos datos se determinó la fuerza F_u necesaria para poner en movimiento la banda transportadora, además de esta manera determinar la potencia mínima requerida para el funcionamiento del sistema de transporte.

4.2.3. Cálculo de las tensiones de la banda transportadora.

Para asegurar el correcto funcionamiento de la banda transportadora, es necesario calcular las tensiones a las que esta se ve sometida, entre ellas la tensión del lado del retorno, la tensión lado flojo y el lado tenso, las cuales se relacionan directamente con la fuerza tangencial y son las responsables de desplazar la carga ya sea horizontal o verticalmente, así como también girar la banda cuando esta se encuentra vacía. La tensión del lado del retorno es la tensión que se le adiciona a la banda mediante los diversos mecanismos existentes para evitar que esta “patine”.

- **Tensión del lado tenso (T_1) y tensión del lado flojo (T_2)**

La tensión del lado flojo T_2 se obtuvo mediante la ecuación 2.12, la cual se obtiene mediante la multiplicación de la fuerza tangencial calculada anteriormente y el factor de impulso, dicho factor depende directamente del ángulo de contacto entre la polea y la banda y se encuentra tabulado (ver anexo A.12).

Para el cálculo de la tensión del lado tenso T_1 se utilizó la ecuación 2.10, la cual relaciona fuerza tangencial, la tensión del lado flojo y la tensión del lado tenso, la cual es la que se desconocía.

- **Tensión Mínima (T_0)**

La tensión mínima, como se explicó en el capítulo anterior es la tensión mínima requerida para mantener la caída de la banda a un porcentaje mínimo, para este caso se desea que la caída de la banda entre los rodillos se mantenga en un mínimo del 1 %, para esto la tensión mínima se calculó mediante la ecuación 2.14 a las cuales se le aplica un factor de seguridad de 12,5, para mantener esta condición.

- **Tensión (T_3)**

Es la tensión resultante de la suma algebraica de la tensión T_2 y las fuerzas tangenciales asociadas al retorno de la banda transportadora.

- **Tensión lado de retorno (T_g)**

Para el caso de la banda longitudinal el tipo de dispositivo tensor requerido en el lado del retorno es el tensor de tipo contra peso, para determinar la magnitud del dispositivo tensor de la banda se utilizó la ecuación 2.15.

Para el caso de la banda lateral el dispositivo tensor requerido es el de tipo tornillo, para este tipo de dispositivo la tensión del lado del retorno se ajusta en sitio, tomando siempre en cuenta el mínimo desplazamiento requerido por el dispositivo.

- **Verificación de dimensionamiento**

Para verificar el correcto dimensionamiento de la banda transportadora como se explicó en el capítulo 2, la tensión Mínima T_0 debe ser menor en magnitud que la tensión T_3 . En este caso en específico el valor teórico calculado de T_0 es mayor que el valor de T_3 , por lo que debe realizarse la debida corrección, para esto se asumió que $T_3=T_0$, y a partir esto se recalcularon todas las tensiones, cumpliendo de esta manera con las relaciones planteadas en el capítulo anterior, y de esta manera determinar la tensión real requerida en el lado del retorno por el dispositivo tensor.

4.2.4. Tensión de aceleración y tiempo de aceleración

Como se menciona en capítulos anteriores la tensión requerida para mover desde el reposo una banda transportadora es aproximadamente un 135% de la tensión máxima bajo carga de la banda transportadora, utilizando la ecuación 2.8 se obtuvo la tensión máxima de arranque de la banda.

La ecuación 2.20 se utilizó para determinar la relación entre la tensión de arranque y la fuerza máxima bajo carga de la banda transportadora, una vez obtenido este valor se determinó el tiempo requerido para mover la banda desde el reposo hasta su velocidad de operación, esto mediante la ecuación 2.18.

4.2.5. Selección de los rodillos de carga y retorno del transportador continuo

Para la determinación del diámetro óptimo tanto de los rodillos de carga, así como también los de retorno se realizó el procedimiento indicado por RULMECA en el manual *Technical Information, Project and desing criteria for belt conveyors*. Primero se determinó el diámetro según la velocidad de operación de estos, esto se realizó mediante la ecuación 2.29, con la cual se obtuvo las revoluciones por minuto de los rodillos y a partir de estas seleccionar el diámetro óptimo según el Cuadro 15 del manual RULMECA (Ver anexo A.14).

Además, para la correcta selección del diámetro del rodillo se debió tomar en cuenta el ancho de la banda, los diámetros de los rodillos se encuentran tabulados según el ancho de banda y velocidad de operación en el Cuadro 16 del manual RULMECA (Ver anexo A.15).

Una vez determinada la selección por velocidad de rotación, se procedió a realizar la selección por carga a la que se verán sometidos.

Para esto fue necesario determinar una serie de parámetros, entre ellos el factor de participación F_p obtenido del Cuadro 17 del Manual RULMECA (Ver anexo A.16), el cual está en función del ángulo de acanalamiento, para este caso el factor de participación para un ángulo de acanalamiento de 35° es de 0,67.

El factor de servicio se obtiene del cuadro 18 (Ver anexo A.17), la cual tabula el factor F_s según las horas de operación por día, para este caso se utilizó el valor de 1,2, tomando en cuenta que el sistema va a operar por más de 16 horas por día.

El factor de ambiente se obtuvo del cuadro 19 (Ver anexo A.18) del manual RULMECA, para este caso se utilizó el valor de 1.1, ya que el *clinker* es un material sumamente abrasivo.

El factor de impacto F_d , se obtuvo del cuadro 20 (Ver anexo A.19), en este caso se asumió el valor de 1,02 para materiales con un tamaño de entre 100 y 150 mm y una velocidad de 2 m/s.

El factor de velocidad se obtiene del cuadro 21 (Ver anexo A.20) el cual se encuentra relacionado a la velocidad de la banda y el diámetro de los rodillos, este factor se obtuvo mediante la interpolación entre las velocidades de 0,5 m/s y 1,0 m/s para un diámetro de rodillo de 108 mm, mediante este procedimiento de determino que el factor de velocidad F_v era de 0,81.

Una vez determinados los factores necesarios, se calculó la carga estática, a partir de la ecuación 2.30, a partir de la carga estática en los rodillos y mediante la ecuación 2.31 se calculó la carga dinámica en los rodillos.

Utilizando la ecuación 2.32 se obtuvo la carga sobre el rodillo sometido a mayor esfuerzo, para el arreglo planteado en este sistema se trata del rodillo central.

La carga estática en el rodillo de retorno se calculó mediante la ecuación 2.33, para el momento en el cual no hay material en la banda transportadora. La carga dinámica en los rodillos de retorno se obtiene a partir de la carga estática y mediante la ecuación 2.34.

4.3. Cálculo de los esfuerzos en los soportes

4.3.1. Pandeo en el soporte uno

Como se mencionó, el soporte uno lo que experimenta es el fenómeno de pandeo, esto por la fuerza T_1 aplicada sobre él.

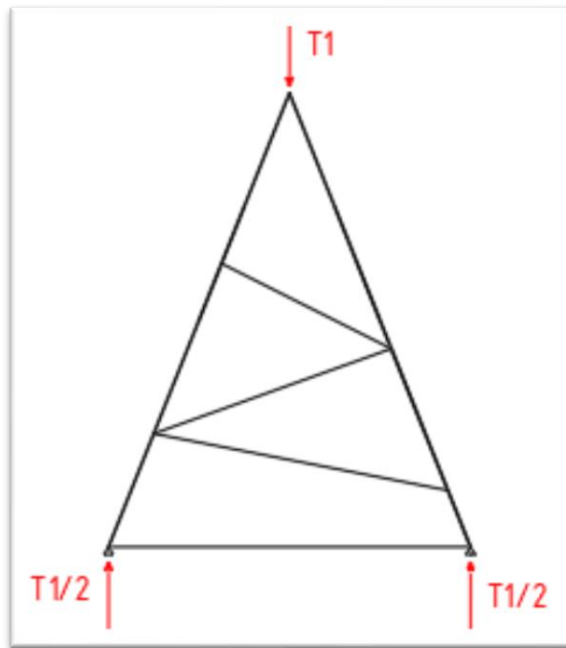


Figura 4.5 Análisis fenómeno pandeo en soporte 1. (Fuente: Autores).

Como se aprecia en la Figura 4.5, en la parte superior del soporte se aplica una fuerza T_1 , la cual en cada uno de los apoyos se puede apreciar como $T_{1/2}$, con esto resulta más sencillo observar lo que sucede en el soporte uno, para posteriormente realizar el cálculo de pandeo.

4.3.2. Carga última a resistir

Se procedió a calcular la carga última que debe de resistir el soporte, esto con el valor más alto de T_1 , y aplicando los respectivos componentes, resultó la ecuación 4.12

$$P_U = T_1 * \cos(\theta_5) + T_1 * \cos(90 - \gamma) \quad (4.12)$$

Al introducir los valores correspondientes a la ecuación 4.12, quedaría como resultado

$$P_U = 147,42 \text{ kN} = 15,03 \text{ t} \quad (4.13)$$

Esta fuerza de 147,42 kN calculada, es la fuerza o carga última, es decir, el resultado de la fuerza crítica del cálculo de pandeo no puede exceder esta fuerza, ya que esto significaría que el elemento va a fallar lo cual claramente es lo que no se quiere.

Para que sea posible realizar una adecuada selección de dicho soporte, se seleccionó un tubo rectangular tipo HSS, con una sección transversal de 150 mm x 200 mm, con un espesor de 7,94 mm el cual presenta como parámetros, una resistencia a la fluencia de 317 MPa, el módulo de Young (E) es de 2100000 kg/cm², I_x: 3017,68 cm⁴.

Seguidamente, se aplicó la ecuación 2.38, sustituyendo los valores anteriores, dando como resultado, un valor de

$$F_{cr} = 12,92 \text{ t} \quad (4.14)$$

Retomando el resultado de la carga última, la cual dio como resultado 6.13 t, por lo explicado mediante la figura 4.2, por lo que $\frac{P_U}{2} = 7.51 \text{ t}$. Para dicha carga última, se asume un factor de seguridad de 1,5 por recomendación del Ingeniero Civil consultado, por lo que el cálculo anterior quedaría de la siguiente manera

$$\frac{P_U}{2} = 7,51 \text{ t} * 1,5 = 11,27 \text{ t} \quad (4.13)$$

$$11,27 \text{ t} < F_{cr} \quad (4.14)$$

De acuerdo con lo anterior, la fuerza crítica calculada es mayor que el valor de la carga última en cada apoyo del soporte, por lo que se concluye que para la carga

que se tiene, el perfil rectangular de 150 mm x 200 mm x 7,94 mm, funciona de buena manera y el soporte uno no va a colapsar en ningún momento.

4.3.3. Cálculo del diámetro del soporte dos

Para este caso, se utilizó la ecuación 2.41, con la cual se calculó el diámetro mínimo que debe de tener el soporte dos. Para realizar dicho cálculo, se tiene un valor de la tensión dos de 132,95 kN y una resistencia a la fluencia por parte del material de 317 MPa.

Con los valores anteriores, se aplica la ecuación 2.41 y se tiene un valor mínimo del diámetro del soporte dos de 2,31 cm, por lo que para este caso se seleccionó un elemento de sección circular de 2,54 cm de diámetro el cual es el valor comercial más próximo hacia arriba.

4.3.4. Flexión en el brazo del reclamador

Mediante un análisis de flexión en el brazo se determinó el momento flector máximo al que este se verá sometido, a partir del momento máximo calculado (ver anexo A.29) y mediante la ecuación 2.42, se obtuvo el módulo elástico de la sección mínimo requerido para la viga.

A partir de este valor se procedió a realizar iteraciones en las dimensiones de la viga perfil W (alma, altura y aleta), con las cuales el valor del módulo de sección cumpliera con el valor obtenido mediante el análisis de momento flector máximo, con este análisis se logró determinar las dimensiones de la viga requeridas. La figura 4.3 muestra las principales dimensiones de una viga perfil W de aleta ancha.

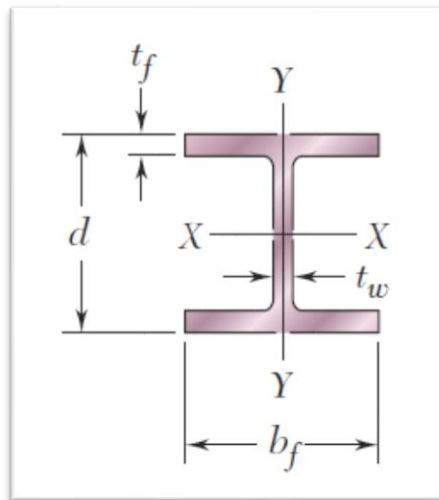


Figura 4.6 Viga perfil W aleta ancha. (Fuente: Ferdinand P. Beer Mecánica de Materiales 6ta Ed)

4.4. Análisis de flujo másico

Un tema muy importante en este proyecto es el flujo másico de *clinker*, ya que se debe garantizar que tolva siempre tenga material que descargar, esto por motivo de que el proceso no se puede detener nunca.

Para este análisis, se procedió a fijar ciertos parámetros, los cuales se mencionan a continuación

- **Masa de la tolva:** 50 t
- **Densidad del clinker:** 1.300 kg/m³

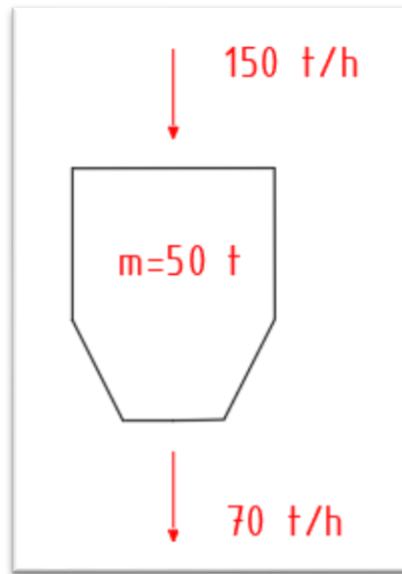


Figura 4.7 Análisis flujo másico en la tolva de alimentación de los molinos (Fuente: Autores)

Para obtener el valor de la masa de la tolva en unidades volumétricas, basta con aplicar la ecuación básica que relaciona la masa, el volumen y la densidad de un material, con lo que el resultado sería: $38,46 \text{ m}^3$.

Con el resultado anterior, se procedió a determinar el tiempo que tarda en llenarse y en vaciarse la tolva, a continuación, se presenta dicho análisis

4.4.1. Tiempo de llenado

El tiempo de llenado se determinó al dividir el volumen entre el flujo volumétrico, por lo que para el tiempo de llenado se obtuvo un resultado de $t = 19,8 \text{ min}$.

4.4.2. Tiempo de vaciado

De igual manera, el tiempo de vaciado de la tolva se calculó de igual manera, y el resultado en este caso fue de $t = 42,85 \text{ min}$.

Este análisis, aunque fue sencillo, los resultados del tiempo obtenidos fueron de suma importancia para poder realizar el análisis y los cálculos de velocidades de operación del reclamador (traslacional y rotacional de la cadena), así como también del sistema de bandas transportadoras, para poder extraer el flujo másico requerido.

4.5. Selección del cable de la tensión uno

Para realizar la selección del cable a utilizar que levanta el soporte uno y a su vez el brazo del reclamador, se procedió a consultar a los fabricantes de cables, con lo cual se decidió realizar el análisis con *Northern Strands*, el cual fábrica cables de acero para la industria minera.

Los principales motivos por los que fue seleccionado dicho cable, fue ya que posee torones internos y externos compactados, también tiene alta capacidad de carga, alta resistencia al desgaste y a la fatiga, lo cual son propiedades muy importantes en este proyecto.

Se procedió a comparar la fuerza T_1 la cual tiene una magnitud máxima de 84,3 kN, la cual se comparó con la fuerza mínima de rotura, de acuerdo con el anexo A.14, para el calibre del cable de 19 mm dicha fuerza es de 314 kN.

De acuerdo con lo anterior, este calibre de cable cumple con la fuerza T_1 que se tiene, lo anterior queda demostrado mediante la siguiente desigualdad

$$F_{m\acute{a}x} < F_{rotura} \quad (4.15)$$

$$84,3 \text{ kN} < 314 \text{ kN} \quad (4.16)$$

4.6. Selección del mecanismo encargado del movimiento vertical del brazo

Para seleccionar el mecanismo encargado de levantar todo el peso del brazo del reclamador por medio del cable seleccionado en el capítulo anterior, se procedió a buscar fabricantes de estos dispositivos, y se decidió seleccionar uno de la marca

Dymot. Este mecanismo debía ser capaz de soportar una fuerza con una magnitud de 84,3 kN, el cual es el valor de la tensión uno, y también el diámetro del cable tenía que ser de 19 mm o mayor, el cual fue el resultado del cálculo que se realizó anteriormente.

En función de los parámetros descritos, se puede apreciar en el anexo A.24, que el *winche* que cumple con los requerimientos que se tiene es el del modelo 7, el cual posee una carga de trabajo segura de 10.700 kg con lo cual cumpliría lo que necesita soportar, ya que, la magnitud de la tensión uno en unidades de másicas sería de 8.593 kg.

Asimismo, también se cumple el requerimiento del diámetro del cable, el cual debía ser como mínimo de 19 mm, y el seleccionado tiene un diámetro de 28 mm. De igual forma, el valor de potencia para el modelo seleccionado es de 18,5 kW, lo cual es un valor con mucho sentido ya que el valor de la fuerza que tiene que soportar el alto.

En el cuadro del anexo A.24 se pueden revisar todas las características y datos del modelo seleccionado para esta aplicación.

Capítulo 5

Análisis económico

5.1. Alternativas analizadas

Tras haber sido planteada la problemática presente en el sistema de extracción de *clínker* actual, se procedió a buscar en el mercado sistemas que pudieran ser una solución viable. Después de dicha investigación, se encontraron tres opciones en el mercado las cuales consistían en construir un silo, un sistema basado en la movilización por tornillo sin fin y un sistema que trabajará por medio de un reclamador lateral y un arreglo de bandas transportadoras.

5.2. Alternativa a implementar

Después de comparar las alternativas, se decidió realizar el reclamador lateral y el arreglo de bandas transportadoras, ya que resultaba ser la alternativa más factible y resolvía todos los problemas presentados por la empresa.

Cabe mencionar que, en este proyecto se sabe que todas las alternativas son capaces de alcanzar el objetivo establecido, por lo que se eligió la alternativa que le representaba a la empresa un menor costo de operación.

5.1.2. Cálculo de la recuperación de capital

Teniendo en cuenta la importancia del sistema de extracción para la empresa y bajo el supuesto de que se pagará con capital propio invertido en su totalidad al principio del proyecto, se procede a realizar un cálculo de recuperación de capital con el objetivo de calcular el costo de operación anual y hacer una comparación con respecto a los costos de operación anual que implica la compra de un silo nuevo o mejorar el sistema de extracción actual. Para esto se pretende disolver la inversión inicial a la cual se le hará un estudio de anualidad a partir del presente para así lograr repartir el costo de la inversión inicial en función del tiempo.

La alternativa desarrollada consiste en hacer un análisis de rendimiento económico del reclamador para determinar su valor anual durante cada uno de los años de vida útil de este y así estimar la rentabilidad del proyecto.

5.1.3. Parámetros considerados para el análisis de Costo de Operación Anual

- Inversión inicial, es decir los costos de inversión del proyecto y los costos de mantenimiento futuros.

Inversión inicial considerada: 925.000 \$USD (La empresa paga con su capital el 100% del costo del proyecto en el año cero)

Costos de operación anuales considerados: \$USD 0,08 millones.
(Empieza a regir desde el año uno)

- Tasa de interés o tasa de retorno por periodo i , por lo general la TMAR (Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento)

TMAR: 30% (Fuente: Holcim S.A)

- Numero de periodos de interés n , meses, años, días.

Vida útil: 10 años (Fuente: Holcim S.A)

- El valor de salvamento, es decir la cantidad de dinero que se pretende obtener por la venta del equipo una vez concluida su vida útil.

Valor de salvamento: \$USD 0 (Fuente: Holcim S.A)

Capítulo 6

Análisis de resultados

En el presente capítulo se presentan los resultados obtenidos mediante todos los cálculos realizados en el diseño del sistema de extracción de *clinker* para la planta productora de cemento, así como también el análisis de estos.

Todos los resultados que se presentan se derivan de los requerimientos y variables de diseño solicitados por la planta, tomando siempre en cuenta los valores críticos de cada parámetro de diseño.

6.1. Capacidad de almacenamiento

Para el desarrollo del análisis del reclamador se plantearon ciertos parámetros referentes a la pila de almacenamiento de *clinker*, estos parámetros se exponen en el cuadro 6.1

Cuadro 6.1 Características de la pila de almacenamiento de *clinker*

CARACTERÍSTICAS DEL LA PILA DE ALMACENAMIENTO		
Parámetro	Valor	Unidades
Material	Clinker	-
Angulo de reposo	45	-
Ancho de la pila	18	m
Largo de la pila	55	m
Altura de la pila	7,5	m
Altura almacen	16,9	m
Numero de bajantes	7	-
Capacidad de almacenamiento	4800	m ³
	6240	t

Utilizando un arreglo de 7 bajantes distribuidos de manera uniforme, se forma una pila de 7 conos con una altura de 7,5 m, con una base de 18 m y un largo de almacenamiento de 55 m, para una capacidad total de almacenamiento de 6.240 t de clinker, de esta manera se mantiene la capacidad de almacenamiento actual de

la planta. La Figura 6.1 muestra un diagrama de la pila de almacenamiento planteada para el análisis del reclamador lateral del presente proyecto.

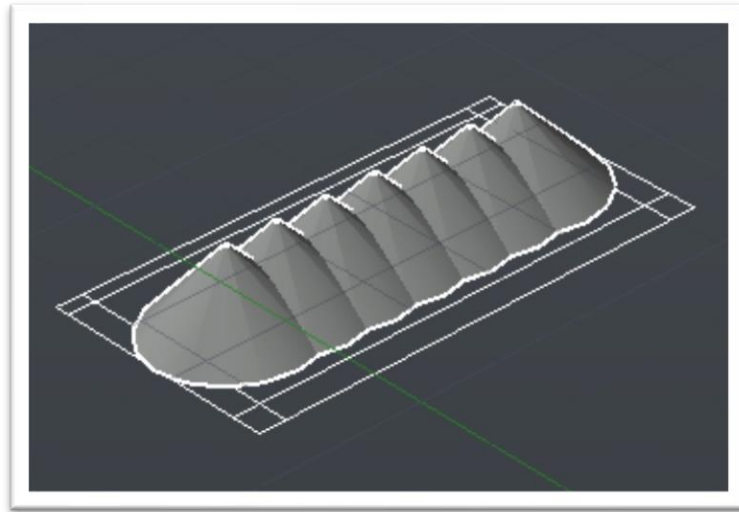


Figura 6.1 Diagrama de la capacidad final de almacenamiento de *clinker* en el almacén longitudinal. (Fuente: Autores)

Mediante este nuevo arreglo se deberán modificar las dimensiones actuales del galerón, en sentido norte-sur y este-oeste, respetando las colindancias de los edificios que se encuentran actualmente en la planta, dichas modificaciones están en función del correcto funcionamiento del sistema de extracción de *clinker*.

6.2. Reclamador longitudinal lateral

El reclamador lateral diseñado en este proyecto cuenta con un brazo de 18m de largo, con el fin de cubrir lateralmente la pila de almacenamiento, buscando lograr un contacto máximo del brazo y el material apilado para de esta forma extraer la mayor cantidad de material reduciendo al máximo los volúmenes muertos. El cuadro 6.2 resume las principales características del reclamador.

Cuadro 6.1 Características del reclamador

CARACTERISTICAS DEL RECLAMADOR		
Parámetro	Valor	Unidades
Tipo	Reclamador lateral	-
Largo del brazo	18	m
Rango de movimiento	0-50	°
Capacidad de reclamado	151,78	t/h
Largo de desplazamiento	55	m

El mecanismo para la extracción de *clinker* está compuesto de dos cadenas de rodillos, a las cuales se añadió un número determinado de palas, las cuales desplazarán el material hacia el sistema de bandas transportadoras. Todas las dimensiones obtenidas para este sistema se calcularon en función del flujo requerido (150t/h). En el cuadro 6.3 se muestran las principales características y dimensiones del mecanismo de extracción de *clinker*.

Cuadro 6.2 Características del brazo.

CARACTERISTICAS DEL BRAZO		
Parámetro	Valor	Unidades
Equipo de transporte	Cadena con palas	-
Tipo de cadena	Cadena de rodillos	-
Distancia entre catarinas	17	m
Paso de la cadena	0,25	m
Número de palas	72	-
Paso entre palas	0,50	m
Tamaño de las palas	0,60x0,25	m
Material desplazado por pala	0,012	t
Diámetro Catarina	0,57	m
Diámetro del eje Catarina	0,068	m
Diámetro del eje del pivote	0,068	m
Velocidad de la cadena	0,18	m/s
	0,31	rad/s

Para cumplir con el flujo requerido de 150 t/h de *clinker* se determinó que se requirieron 72 palas distribuidas en toda la periferia de la cadena, separadas 0,5 m entre ellas, cada una con una capacidad para desplazar 0,01 t de *clinker*, a una velocidad constante de 0,18m/s.

El reclamador realizará de manera simultánea dos movimientos para lograr extraer el material de la pila, para esto durante el movimiento de la cadena para acarrear el material, este deberá realizar barridos a todo lo largo de la pila de almacenamiento, con una velocidad máxima de 0,045m/s, impulsando dos de las cuatro ruedas con mediante motores eléctricos, el cuadro 6.4 resume las características del sistema de traslación.

Cuadro 6.3 Características del sistema de desplazamiento

SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO		
Parámetro	Valor	Unidades
Velocidad de traslación	0,045	m/s
Número de ruedas	4	-
Diámetro de la rueda	0,5	m
Diametro del eje de la rueda	0,096	m
Distancia de desplazamiento	55	m

6.3. Cálculo de potencias y selección de los motores eléctricos

En la presente sección se exponen los resultados obtenidos de los cálculos de potencia requeridos, así como los parámetros tomados en cuenta para la selección de cada uno de estos.

6.3.1. Alimentación eléctrica de los motores

Según se consultó al personal de Holcim S.A, la alimentación eléctrica con la que se cuenta en la planta es de 480 V, trifásico, por la que todos los motores y demás equipos eléctricos seleccionados operan con dichas condiciones.

6.3.2. Protección IP utilizada

La protección IP significa, por sus siglas en inglés, protección contra el ingreso, el cual es un sistema de clasificación de los productos que podrían estar expuestos a líquidos, lluvia, hielo, corrosión y contaminantes tales como polvo.

El número de la protección IP contiene dos números (e.g. IP65) dichos números se relacionan con el nivel de protección proporcionado por un producto. El primer número se refiere a la protección de los sólidos y el segundo número se refiere a la protección de los líquidos. Para los motores seleccionados para esta aplicación, y tomando en consideración el sitio donde se van a encontrar instalados y la operación, se seleccionó la protección IP55.

- **Grado de protección para la protección contra contactos y cuerpos extraños: primera cifra**

La primera cifra, la cual corresponde al número 5, se refiere a la protección contra el polvo, lo cual significa que la penetración de polvo no se impide completamente, pero éste no debería penetrar en cantidades que pudieran perjudicar el funcionamiento o la seguridad del aparato.

- **Grado de protección contra agua: segunda cifra**

De igual manera, la segunda cifra, que corresponde igualmente al número 5, se refiere a la protección contra agua proyectada, lo cual quiere decir que el chorro de agua contra la caja desde cualquier dirección no debe tener efectos nocivos.

Aclarado lo anterior se concluye que con la protección seleccionada IP55, los motores cumplen su funcionamiento a cabalidad sin que afecte el ambiente de trabajo con el que se cuenta en el almacén longitudinal donde se encuentran instalados.

6.3.3. Eficiencia de los motores seleccionados

Para determinar la eficiencia con la que trabajarían los motores, se tomó en cuenta el factor operacional versus el económico, al igual que se ha hecho en todo el proyecto. Tomando en consideración lo anterior, se seleccionó trabajar con un nivel de eficiencia IE2, dicho grado de eficiencia corresponde a eficiencia alta.

Los motores seleccionados giran a 1800 rpm, por lo que se puede concluir que tienen 4 polos. En la figura 6.2, se puede observar la curva de eficiencia (%) vs potencia (kW), en la cual, si se compara con el motor de motor potencia seleccionado para este proyecto, dicho valor está por el orden de 3 kW, y si se aprecia la eficiencia a la que corresponde sería de 87%, y la potencia del motor más grande es de 45 kW, la cual corresponde a una eficiencia máxima de 95%, por lo que se concluye que desde el motor más pequeño, hasta el más grande cuentan con un porcentaje de eficiencia bastante aceptable, sin embargo no se seleccionó el de eficiencia Premium (IE3) por temas de índole económicos.

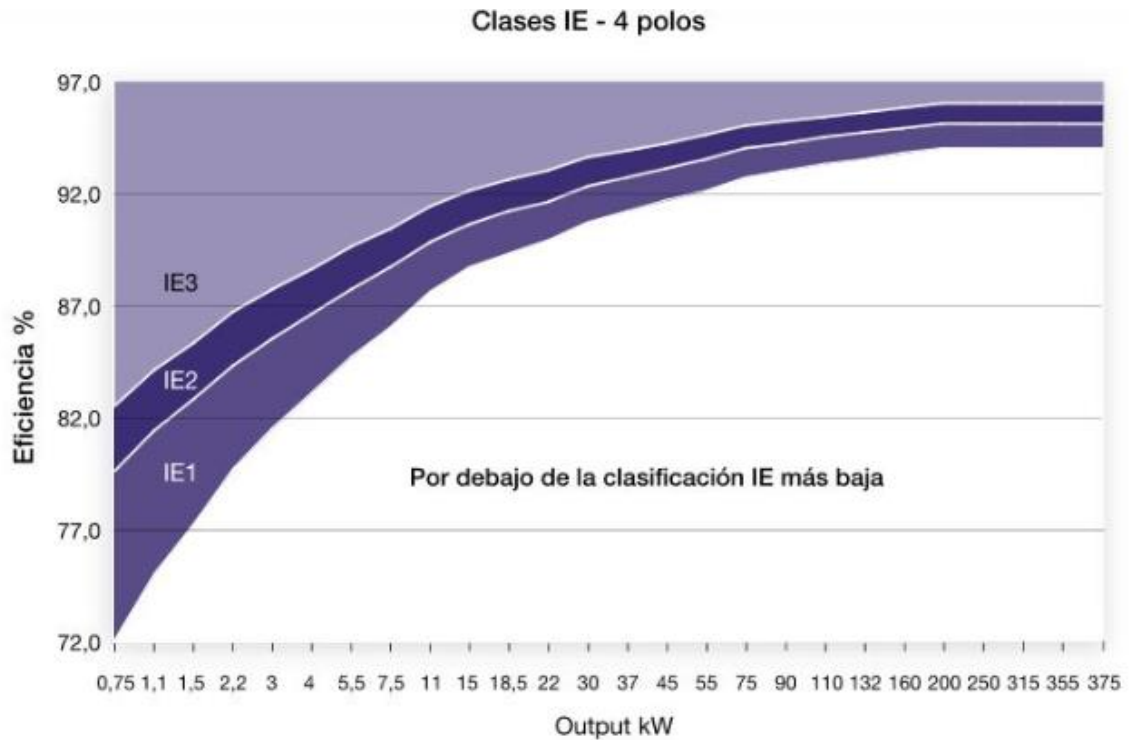


Figura 6.2. Curva de eficiencia (%) vs potencia (kW). Fuente (Roydisa)

Los resultados del cuadro 6.5 muestran la fuerza, la velocidad de operación y también la potencia calculada para el motor que impulsa cada cadena del brazo del reclamador. Como se puede observar, el resultado obtenido es de 38.62 kW, sin embargo, el motor comercial que se encontró es de 45 kW de potencia, con eficiencia IE2, girando a una velocidad de 1750 rpm, tipo TEFC (cerrado).

Cuadro 6.4 Características de los motores

MOTORES		
Parámetro	Valor	Unidades
Transmision cadena	38	kW
Transmision ruedas	3,47 x2	kW
Transmision Winche	18,5	KW

Con respecto a la información del cuadro 6.5, se logra apreciar el resultado del sistema de tracción del reclamador, para el cual se consideró utilizar dos motores, cada uno impulsando dos ruedas de las cuatro que se tiene. En cuanto al resultado de potencia que se calculó, para cada motor dio un valor de 3,47 kW.

Con el dato anterior, se seleccionó un motor con un valor de potencia comercialmente existente, el cual fue de 4 kW también girando a 1750 rpm, y con eficiencia IE2, del tipo TEFC (cerrado).

Para lograr obtener la velocidad de salida requerida tanto en el reclamador, como la cadena se hizo necesaria la especificación de cajas reductoras los cuadros 6,6 y 6,7 resumen los parámetros necesarios para la selección de las cajas reductoras, el factor de servicio (horas de servicio/ día), que se utilizó para estos casos fue de 1,25.

Cuadro 6.5 Especificación caja reductora de la cadena

Reductor cadena		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	0,00	m/s
	1800,00	rpm
Velocidad de salida	1,75	m/s
	58,70	rpm
Potencia de entrada requerida	38,62	kW
Potencia de entrada nominal	45,00	kW
	60,35	HP
Potencia Equivalente	75,43	HP
Relación de transmisión	30,66	-

*Horas de servicio por día

Cuadro 6.6 Especificación caja reductora para mecanismo de traslación

Reductor traslacion		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	0,00	m/s
	1800,00	rpm
Velocidad de salida	0,05	m/s
	1,73	rpm
Potencia de entrada requerida	3,47	kW
Potencia de entrada nominal	4,00	kW
	5,36	HP
Potencia Equivalente	6,71	HP
Relación de transmisión	1039,26	-

*Horas de servicio por día

6.4. Dimensionamiento de los ejes de transmisión

En el dimensionamiento del eje de la catarina impulsora se tomaron en cuenta los esfuerzos de flexión y torsión a los cuales se verá sometido, una vez determinados dichos esfuerzos se obtuvo el diámetro mínimo del eje, a ese valor se le aplicó un factor de seguridad de 1,5, con lo cual se obtiene un diámetro final de 68mm para el eje de la catarina, además asumió que eje requerido para el punto de pivote del brazo deberá poseer las mismas dimensiones del eje de transmisión de la catarina. El cuadro 6.8 muestra los parámetros involucrados en el dimensionamiento del eje, así como también el diámetro final obtenido

Cuadro 6.7 Dimensionamiento eje transmisión de la catarina

Eje de transmisión catarina		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Potencia	38616,1	kW
ω_{catarina}	6,1	rad/s
T	6281,8	Nm
M_{xy}	117,7	Nm
M_{zx}	3625,4	Nm
τ_{perm}	440000000,0	Pa
T_{max}	7253,9	Nm
c	0,023	m
d	0,045	m
	0,068	

Como se mencionó anteriormente, únicamente se impulsarán dos de las cuatro ruedas, por lo que los esfuerzos de flexión y torsión soportados por los ejes de estas se calcularon a partir de esta consideración, de igual manera se aplicó un factor de seguridad de 1,5 con lo cual se obtiene un diámetro de 96 mm para el eje de las ruedas. El Cuadro 6.9 resume los parámetros utilizados para el dimensionamiento del eje de las ruedas.

Cuadro 6.8 Dimensionamiento eje de las ruedas

Eje de transmisión ruedas		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Potencia	3472,157	W
ω_{rueda}	0,181	rad/s
T	19143,48	Nm
M_{xy}	121,40	Nm
M_{zx}	7760,87	Nm
τ_{perm}	440000000,00	Pa
T_{max}	20657,17	Nm
c	0,032	m
d	0,064	m
	0,096	

6.5. Sistema de bandas transportadoras

El sistema de bandas transportadoras de *clinker* desde el almacén longitudinal se compone de dos bandas, una recorriendo el almacén de en sentido oeste a este, la cual descarga en la segunda banda transportadora la cual tiene un recorrido de norte a sur, esta banda transportadora se ubicará por fuera del almacén, la transición entre las dos bandas es de 90°, el cuadro 6.10 muestra las principales características de las bandas transportadoras.

Cuadro 6.9 Características de las bandas transportadoras

CARACTERISTICAS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS		
Parámetro	Valor	Unidades
Ancho de banda	0,9	m
Ángulo de canalización	35	°
Ángulo de sobrecarga	30	°
Velocidad	0,75	m/s
Capacidad	199	t/h

La banda longitudinal (sentido oeste-este) posee ciertas características, las cuales se encuentran resumidas en el Cuadro 6.11, al poseer una distancia entre centros que supera los 40m, requiere de un sistema de tensión en el retorno de tipo contrapeso, además esta banda no cuenta con rodillos de impacto, dado que la su alimentación no será en un punto determinado, el tipo de banda seleccionado es de tipo *Fabric Belt* (carcasa de tela), además el recubrimiento deberá proporcionar resistencia a la temperatura y abrasión (ver anexo A.21).

Cuadro 6.10 Especificación banda longitudinal (sentido oeste-este)

CARACTERISTICAS BANDA LONGITUDINAL		
Parámetro	Valor	Unidades
Distancia entre centros	60	m
Tipo de Banda	Fabric Belt	
Espesor	13,5	mm
Core	Nylon	-
Recubrimiento	Hule	-
Dispositivo Tensor	Contrapeso	-
Diámetro Polea impulsora	0,50	m
Diámetro Polea Retorno	0,40	m
Diámetro Polea Snub	0,30	m
Diámetro Polea Contrapeso	0,40	m
Diámetro Rodillo de carga	0,108	m
Diámetro rodillo de retorno	0,108	m
Diámetro eje polea impulsora	0,072	m
Diámetro eje polea retorno	0,072	m

La banda lateral posee 14m de distancia entre centros, por lo que un sistema de tensión de tipo tornillo deberá ser instalado para su correcto funcionamiento, este tipo de sistema de tensión se calibra en sitio, además esta banda transportadora se ubicará por fuera del almacén por lo que además de los accesorios para el correcto funcionamiento y mantenimiento de esta se le deberá instalar una cubierta que la proteja de las condiciones climatológicas. El cuadro 6.12 resume las principales características de la banda lateral (sentido norte-sur).

De igual manera, esta banda deberá ser de tipo *Fabric Belt* (carcasa de tela), con recubrimiento resistente a la abrasión y temperatura (ver anexo A.21).

Esta banda además contará con una tolva en su punto de alimentación (punto de descarga la banda longitudinal), esto con el fin de evitar derrames de material, así como también el escape de polvo, para evitar derrames de material esta tolva, contará con sellos en el punto de contacto entre la tolva y la banda lateral (ver anexo A.24).

Cuadro 6.11 Especificación banda lateral (sentido norte-sur)

CARACTERISTICAS BANDA LATERAL		
Parámetro	Valor	Unidades
Distancia entre centros	14	m
Tipo de Banda	Fabric Belt	
Espesor	13,5	mm
Core	Nylon	-
Recubrimiento	Hule	-
Dispositivo Tensor	Tornillo	-
Diámetro Polea impulsora	0,50	m
Diámetro Polea Retorno	0,40	m
Diámetro Polea Snub	0,30	m
Diámetro Rodillo de carga	0,108	m
Diámetro rodillo de retorno	0,108	m
Diámetro eje polea impulsora	0,072	m
Diámetro eje polea retorno	0,072	m

Entre los accesorios requeridos por ambas bandas se encuentran

- Dispositivos de limpieza primarios y secundarios
- Tensores primarios y secundarios (para el correcto funcionamiento de los dispositivos de limpieza).
- Dispositivos de alineamiento
- Dispositivos de protección de manos y dedos en la cabeza y la cola de la banda.

Cada uno de estos dispositivos deberán ser instalados y seleccionados según las recomendaciones de los fabricantes (ver anexo A.22, A.23, A.24).

El cálculo de la potencia requerida para la transmisión del movimiento del sistema de bandas transportadoras se encuentra directamente relacionado con las tensiones a las que se ve sometida la banda durante su operación, la potencia requerida para cada banda transportadora se encuentra en el cuadro 6.13, la opción comercial seleccionada fue de 4 kW girando a 1750 rpm, y con eficiencia IE2, del tipo TEFC (cerrado) para ambas bandas.

Cuadro 6.12 Potencia requerida para el sistema de bandas transportadoras

MOTORES		
Parámetro	Valor	Unidades
Potencia banda lateral	3,1	kW
Potencia banda longitudinal	3,7	kW

De igual manera, como se menciona anteriormente para lograr obtener la velocidad de operación de las bandas se requiere la especificación de cajas reductoras, los cuadros 6.14 y 6.15 resumen los parámetros requeridos para la especificación de las cajas reductoras para el sistema de bandas transportadoras.

Cuadro 6.13 Especificación caja reductora para polea impulsora de la banda longitudinal

REDUCTOR BANDA LONGITUDINAL		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	0,00	m/s
	1800,00	rpm
Velocidad de salida	0,75	m/s
	29,00	rpm
Potencia de entrada requerida	3,77	kW
Potencia de entrada nominal	4,00	kW
Potencia Equivalente	5,36	HP
Potencia Equivalente	6,71	HP
Relación de transmisión	62,07	-

*Horas de servicio por día

Cuadro 6.14 Especificación caja reductora para polea impulsora banda lateral

REDUCTOR BANDA LATERAL		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	0,00	m/s
	1800,00	rpm
Velocidad de salida	0,75	m/s
	29,00	rpm
Potencia de entrada requerida	3,10	kW
Potencia de entrada nominal	4,00	kW
Potencia Equivalente	5,36	HP
Potencia Equivalente	6,71	HP
Relación de transmisión	62,07	-

*Horas de servicio por día

6.6. Análisis de fuerzas y esfuerzos en los diversos componentes del reclamador

En la siguiente sección se analizan los resultados obtenidos mediante los análisis estáticos y de esfuerzos realizados a los diferentes elementos que

componen el reclamador esto a manera de justificar las selecciones realizadas a partir de estos análisis.

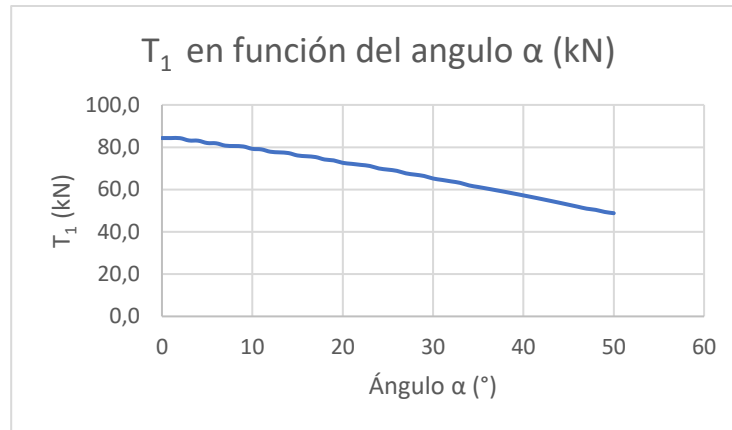
6.6.1. Análisis de fuerzas en los diferentes elementos estructurales del reclamador

Como se menciona en capítulos anteriores a algunos elementos que componen el reclamador se les realizó un análisis de fuerzas estático para cada una de las posiciones del rango de movimiento para el que fue diseñado el reclamador lateral del presente proyecto, esto con el fin de determinar los puntos críticos de diseño de estos, y así seleccionar el perfil estructural que mejor se ajustara y desempeñara la tarea.

- **Tensión T_1 en función del ángulo α sobre el brazo del reclamador**

El gráfico 6.1 muestra el comportamiento de la tensión T_1 la cual corresponde a la tensión ejercida por el cable del mecanismo encargado del movimiento vertical del brazo, el punto máximo se encuentra en la posición cuando $\alpha=0^\circ$, es decir cuando el brazo se encuentra de manera completamente horizontal, en su posición más baja.

Gráfico 6.1 Tensión T_1 (kN) en función del ángulo α (°). (Fuente: Autores)



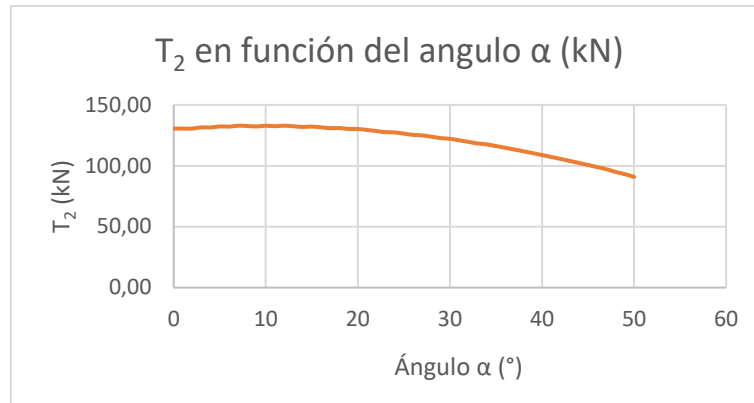
A partir del gráfico se puede observar que la tensión se comporta de manera casi lineal y bastante uniforme con una pendiente relativamente baja, es decir durante todo el rango de movimiento del brazo del reclamador no ocurren valores pico irregulares de tensión que puedan representar un futuro fallo del elemento analizado.

El valor máximo de tensión obtenido mediante los cálculos realizados fue el valor utilizado para la selección del mecanismo encargado del movimiento del brazo (Winche) cual tiene una magnitud máxima de 84,3 kN, este valor se comparó con la fuerza mínima de rotura de un cable de calibre de 19mm (ver anexo A.26) dicha fuerza es de 314 kN.

- **Fuerza T_2 en función del ángulo α sobre soporte 1**

El Gráfico 6.2 muestra el comportamiento de la fuerza T_2 que ejerce sobre el soporte 1 (ver figura 2.25), el cual es el encargado de soportar el brazo.

Gráfico 6.2 Fuerza T_2 (kN) en función del ángulo α ($^\circ$). (Fuente: Autores)



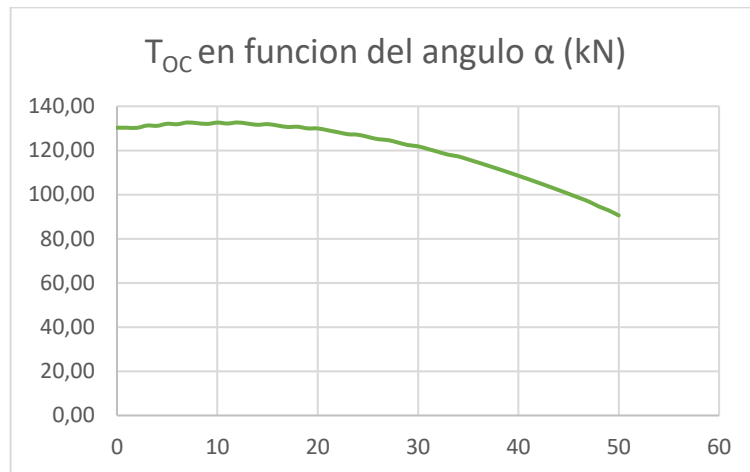
Por medio del gráfico se puede observar que el valor máximo de la fuerza es cuando $\alpha=0^\circ$, con una magnitud de 135 kN aproximadamente, el cual se da cuando el brazo se encuentra en posición totalmente horizontal. Si se analiza ese resultado y se observa el comportamiento del gráfico a lo largo de todo el recorrido, es posible observar que dicho comportamiento tiene mucho sentido, ya que, en cuanto más cerca de la horizontal se encuentre el brazo del reclamador, va a tener que soportar más peso el elemento sobre el cual está la tensión T_2 , ya que como se mencionó en capítulos anteriores de este escrito, este elemento siempre va a estar en tensión ya que de lo contrario se produciría pandeo lo cual es algo que no se quiere ni en este ni en ningún elemento.

De igual manera, el cambio en la magnitud de la fuerza en $\alpha=0$ y en $\alpha=50$ no es muy significativo, se observa que el cambio disminuye en 40 kN, y es a partir del valor $\alpha=20^\circ$ cuando se empieza a dar el cambio en la fuerza, es decir, el cambio de los 40 kN se da en los últimos 30° de recorrido, esto se puede justificar de una manera muy sencilla, ya que cuando el brazo del reclamador va subiendo porque el montículo de material se encuentra en un ángulo elevado, el brazo descansa sobre dicho montículo de material por lo que el valor de la fuerza T_2 se ve disminuida.

- **Fuerza T_{OC} en función del ángulo α sobre soporte 2**

El gráfico 6.3 muestra el comportamiento de la fuerza T_{OC} , la cual se ejerce sobre el soporte dos, dicha fuerza sale del hecho de que el soporte está constituido de dos elementos acoplados por una unión pernada, por lo que la fuerza es la que va desde los puntos O y C.

Gráfico 6.3 Fuerza T_{OC} en función del ángulo α (°) (Fuente: Autores)

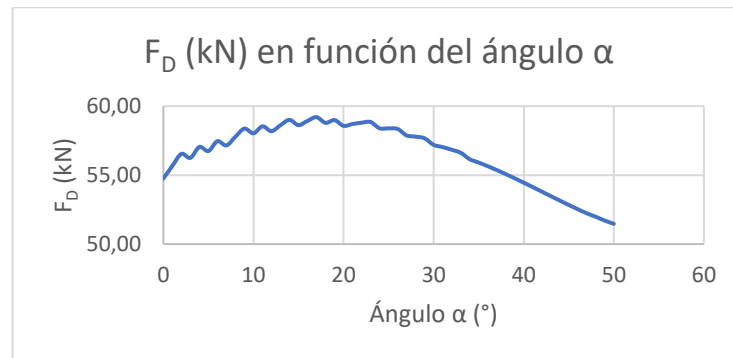


Observando el comportamiento de la tensión T_{OC} en el gráfico, se muestra muy similar al gráfico 6.2, el cual era el comportamiento esperado, ya que en la posición de $\alpha=0^\circ$ es en la posición en la que el soporte dos tiene que resistir más peso, y en la posición máxima de recorrido en donde $\alpha=50^\circ$, la fuerza tiene una disminución en su magnitud. También es posible observar que no se muestran picos en la curva y más bien esta presenta un comportamiento muy uniforme, lo que garantiza una mayor vida a los elementos ya que no van a sufrir cambios bruscos a lo largo del recorrido.

- **Fuerza F_D en función del ángulo α sobre soporte 3**

Para este caso el punto D se ubica en justamente en el punto de descarga de la cadena hacia el sistema de transporte continuo encargado de conducir el clinker hacia los molinos, el gráfico 6.4 muestra el comportamiento de las fuerzas explicadas anteriormente sobre el punto de descarga de material.

Gráfico 6.4 Fuerza F_D (kN) en función del ángulo α (°). (Fuente: Autores)



El gráfico muestra un comportamiento oscilatorio entre los 0-30° del rango total de movimiento del brazo, dicho comportamiento no oscila de manera muy significativa, es decir la diferencia entre lo punto altos y bajos no presentan cambios muy bruscos que puedan afectar futuramente el reclamador y por ende provocar una falla en el punto analizado, entre los 30-50° el comportamiento de las fuerzas aplicadas sobre este punto se comporta de manera más estable, alcanzando el punto más bajo de fuerza en el punto más alto de movimiento del brazo.

6.6.2. Análisis de esfuerzos en la cadena de rodillos

Mediante la herramienta de diseño SolidWorks® se realizó un análisis de esfuerzos en los eslabones de la cadena para determinar si la fuerza aplicada sobre estos sobrepasaría el límite elástico del material y por ende fallaría, la figura 6.3

muestra el resultado del análisis realizado a un ensamble de eslabones que componen la cadena.

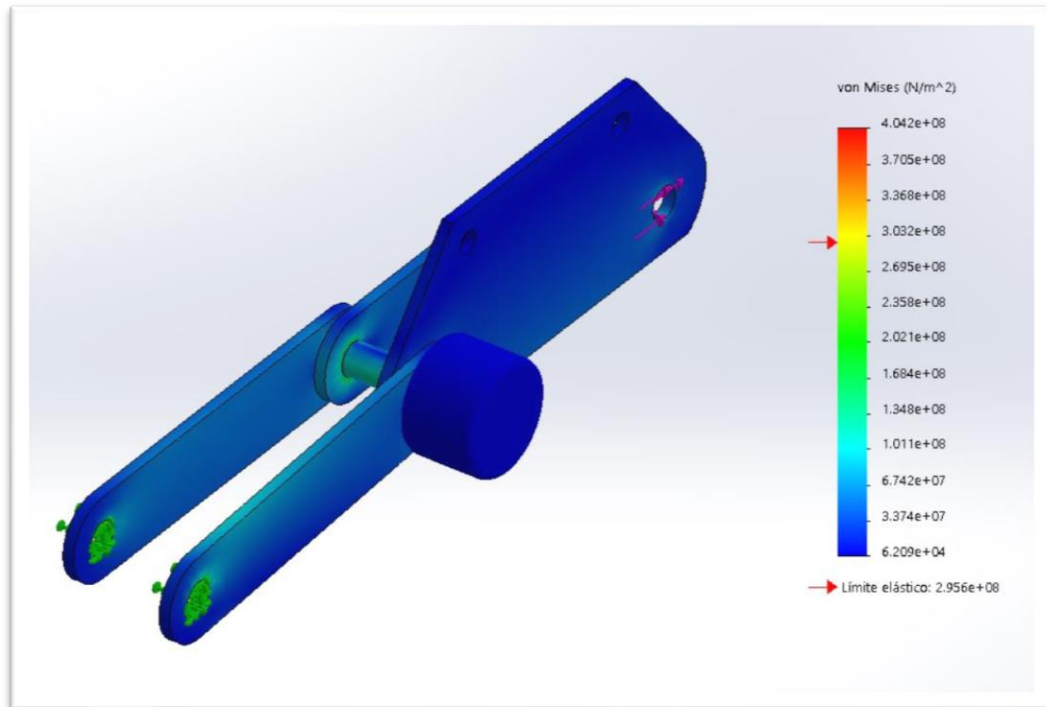


Figura 6.3 Análisis de esfuerzos en los eslabones de la cadena de rodillos mediante SolidWorks®
(Fuente: Autores)

De la Figura 6.3 se logra observar que la fuerza aplicada a la cadena para acarrear el material desde la pila de almacenamiento hasta el punto de descarga sobre la banda transportadora no supera el límite elástico del material (punto amarillo de la línea de colores)

Además, observando las tonalidades resultantes en los puntos de unión de los eslabones, así como también, el cuerpo del eslabón el esfuerzo sobre estos se encuentra muy por debajo del límite elástico, de esta manera no aseguramos que la cadena seleccionada para el reclamador lateral de este proyecto cumple con los parámetros requeridos para llevar a cabo la tarea de acarreo de *clinker*

6.6.3. Análisis de deflexión en las vigas del brazo

Para determinar las dimensiones de la viga requeridas para soportar el momento flector máximo obtenido mediante el análisis de deflexión (Anexo A.29), se realizaron una serie de iteraciones con el fin de obtener un módulo elástico S_{min} igual o mayor al obtenido mediante los cálculos. El gráfico 6.16 resume las dimensiones requeridas para la viga, estas dimensiones no corresponden a valores comerciales dado que la viga debía cumplir con una altura determinada para su correcto ensamblaje en el brazo del reclamador, razón por la cual se dimensionó en su totalidad.

Cuadro 6.15 Dimensiones viga perfil W para el brazo

Dimensiones de la viga perfil W		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
t_f	20,5	mm
t_w	20,5	mm
b_f	250	mm
d	570	mm
c	285	mm

Capítulo 7

Conclusiones

7.1. Parámetros de diseño

Después de realizar el presente Trabajo Final de Graduación, y respondiendo el primer objetivo específico, se concluye que los parámetros de diseño son las siguientes:

Se definió el espacio de almacenamiento, con medidas de 55 m de largo y 18 m de ancho, con las cuales se empezó a trabajar en el arreglo de máquinas y mecanismos que iban a componer el sistema de extracción de *clinker*.

Asimismo, otro parámetro de diseño importante fue la densidad relativa promedio del material, la cual se fijó en 1.300 Kg/m³, según lo investigado en información del material suministrado por la empresa.

De igual manera, un parámetro muy importante fue la capacidad de almacenamiento del almacén longitudinal, el cual fue un parámetro que se tuvo que definir desde el inicio, aunque tuvo varias modificaciones a lo largo del proyecto, hasta que con trabajos de optimización y con las dimensiones del almacenamiento a utilizar, se calculó y se fijó una capacidad de almacenamiento de 9.900 m³, o su equivalencia de 9,9 t, lo cual es un número muy importante y satisfactorio para el grupo de trabajo, ya que se elevó la capacidad de almacenamiento que se tenía inicialmente que era de 6 t aproximadamente.

7.2. Diseños preliminares del sistema de extracción de Clinker

Se procedió a realizar distintos diseños de manera preliminar, analizando a detalle cada uno, con lo que posible seleccionar el reclamador lateral como el

mecanismo idóneo, esto en función de las características y limitantes que se tenían para realizar el proyecto.

7.3. Configuración de los componentes de diseño

Como parte del proceso de darle respuesta al tercer objetivo específico planteado, se realizó la configuración de los componentes, de tal manera que hiciera del sistema el más operante y eficiente posible. Esta configuración consistió en la colocación de las bandas, una de manera longitudinal a lo largo del almacén, y la otra de manera transversal, lo cual permitió un correcto depósito de material en las bandas, y a su vez de este al final del recorrido.

7.4. Diseño de la maquinaria que compone el sistema

Teniendo definido el espacio de almacenamiento a utilizar, se diseñó la maquinaria que compone el sistema, empezando por el reclamador y todos los subsistemas que lo componen (palas y cadena, sistema de tracción, entre otros), así como también el arreglo de bandas que se diseñó en función del flujo de diseño que se tenía desde un inicio el cual era de 150 t/h.

Por otro lado, por medio de la cinética y cinemática de los distintos componentes, se realizaron estudios de esfuerzos a los elementos para así garantizar que fueran capaces de resistir las cargas a las cuales son sometidos.

Asimismo, con esos análisis de esfuerzos, se logró seleccionar los materiales a utilizar, así como también, se optimizó al máximo todos los elementos, esto con el fin de hacer más liviano todo el conjunto, para finalmente reducir las potencias de los motores, siempre buscando el correcto funcionamiento de todas las máquinas y mecanismos implicados, pero también buscando que el sistema sea económicamente viable.

7.5. Factibilidad económica y presupuesto del sistema

Desde el punto de vista financiero, se realizó un estudio de ingeniería económica, el cual arrojó resultados muy interesantes en cuanto a materia económica se refiere. El cálculo que se realizó fue con respecto al costo de operación anual, el cual se llama recuperación de capital.

El resultado arrojó que, en cada uno de los 10 años, el rendimiento total equivalente del sistema debe ser de, al menos, 299.203,68 \$USD anuales para recuperar justo la inversión del valor presente inicial, más el rendimiento requerido 30% anual, el cual es un dato establecido y suministrado por la empresa.

Asimismo, por medio del presupuesto realizado, fue posible concluir que el sistema diseñado es económicamente factible, ya que, la opción de construir un silo que era la otra solución a los problemas del sistema actual, era una opción muy costosa (según se consultó a la empresa, el precio de la inversión inicial ronda los 15.000.000 \$USD), y con el sistema diseñado se están cumpliendo todas las especificaciones de trabajo, además se está conservando el almacén con el que se cuenta y todo se está llevando a cabo con 925.000 \$USD, lo cual es una diferencia de dinero bastante considerable para cualquier empresa.

Capítulo 8

Recomendaciones

8.1. Bajantes superiores

La principal recomendación es modificar el sistema de llenado del almacén, cambiando como se llena actualmente e instalar sensores y válvulas de compuerta en cada descarga. La función de los sensores es que, cuando el reclamador se encuentra trabajando de solo un lado del almacén, los sensores que están en las salidas de ese mismo lado, reconozcan que el reclamador está operando debajo de ellas e de inmediato bloqueen las salidas para que no salga material por esos bajantes y no le caiga material encima del reclamador.

Asimismo, las salidas del lado opuesto donde estaría operando el reclamador, estarían abiertas descargando material por ellas y llenando el otro lado donde no se encuentra el reclamador.

8.2. Modificaciones estructurales

En el ámbito estructural, es necesario realizar diversas modificaciones para que el sistema diseñado opere correctamente. Cuando se diseñó el sistema, se tomó en cuenta las limitaciones de espacio que se tenían con todos los límites físicos, sin embargo, para poder aumentar la capacidad de almacenamiento se amplió dicho espacio donde va a estar el material.

Estas modificaciones son en función de las dimensiones que se establecieron y se requiere de un profesional en el área civil para que haga el diseño y el análisis estructural requerido según los parámetros que se establecieron en el presente trabajo final de graduación.

8.3. Variadores de velocidad

Para este caso, se necesitará instalar dos variadores de velocidad para cada uno de los motores de traslación, los cuales serán los encargados de mantener la velocidad requerida y diseñada en función de extraer el flujo másico requerido.

Estas máquinas son necesarias para que el sistema opere de manera correcta, sin embargo, se sale del alcance por lo que únicamente se menciona en este capítulo como una recomendación para que sea tomada en cuenta a la hora de implementar el sistema de extracción de clinker en la planta.

Bibliografía

Aumund, (2015) *Clinker Storage Systems* (pdf). Recuperado de <http://www.aumund.com/> [Consulta 25 octubre 2017].

Beer, F. P., E. Russell Johnston, J., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2013). *Mécanica de Materiales*. Mexico: McGraw-Hill.

Bridgestone, () Conveyor Belt Desing Manual. Bridgestone Corporation Recuperado de <https://es.scribd.com/doc/28382884/Conveyor-Belt-Design-Manual-Bridgestone-1>

Claudius Peters (2017) *Cemento Technik* (pdf). Recuperado de <http://www.claudiuspeters.com/> [Consulta 25 octubre 2017]

Claudius Peters, (2017) *Parques de Almacenamiento Technik* (pdf). Recuperado de <http://www.claudiuspeters.com/> [Consulta 25 de octubre 2017]

Contitech (2001). *Manual de Ingeniera Bandas Transportadoras*. Contitech Conveyor Belt Group.

Contitech (2017) Continental Conveyor Belt Installation, Maintenance & Troubleshooting Guide (pdf) Recuperado de <http://contitech.us/> [Consulta 25 setiembre 2018].

Deodalkar, S. P. (2009) *Handbook for desiging cement plants*. BS Publications.

Duda, W. H., (1977) *Manual Tecnologico del cemento*. Barcelona: Editores Técnicos Asociados, S.A.

Dunlop (2017) Dunlop Conveyor Belting Dunloflex® (pdf) Recuperado de <http://dunlopconveyorbelting.com/> [Consulta 15 mayo 2018].

F. L. Smidth, (2013) Stacker and reclaimer systems for cement plants (pdf). Recuperado de <http://www.flsmidth.com/> [Consulta 25 octubre 2017].

Fenner Dunlop (2009) Conveyor Handbook. (pdf). Recuperado de http://www2.hcmuaf.edu.vn/data/dangnh/file/5_Fenner%20Dunlop_%202009_%20Conveyor%20Handbook.pdf [Consulta 14 mayo 2017].

Labahn, O., Kohlhaas, B. Binder, U., Bomke, E., Funke, G., Klein-Albenhausen, H. K., *et ál* (1985) *Prontuario del Cemento*. Barcelona: Editores Técnicos Asociados S.A.

Larson, T. D (1963) *Concretos de cemento Portland y Asfálticos*. Mexico D.F: Compañía Editorial Continental, S.A.

Metso (2017) Metso Conveyor Solutions Handbook (pdf) Recuperado de <http://metso.com/> [Consulta 18 mayo 2018].

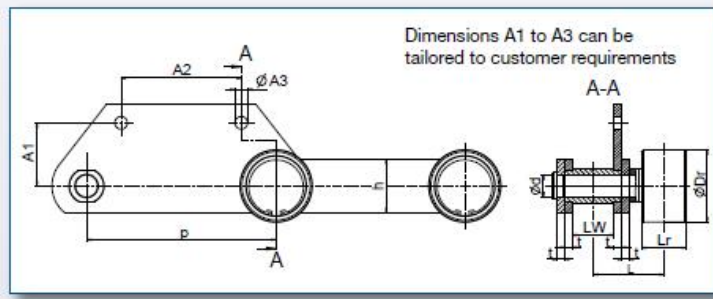
Pettijohn, F. J., (1963) *Rocas Sedimentarias*. Buenos Aires: EUDEBA Editorial Univesitaria de Buenos Aires.

Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* . Mexico: McGraw-Hill.

Anexos

Anexo A

Anexo A 1 Heavy duty reclaimer chain-outside roller THIELE. (Fuente: THIELE Reclaimer Chain)



Chain	F_{Br} [kN]	p [mm]	LW [mm]	h x t [mm]	d [mm]	Dr [mm]	Lr [mm]	L [mm]	Weight [kg/m]
HDR-O 25	250	250	45	60 x 8	24	85	55	80	35
HDR-O 40	400	250 / 315	50	65 x 10	26	85	55	90	38 / 35
HDR-O 60	600	315	60	85 x 10	32	100	60	95	41
HDR-O 80	800	315 / 400	70	95 x 12	36	120	70	110	52 / 47
HDR-O 100	1000	400	90	110 x 12	42	130	75	125	62
HDR-O 130	1300	400 / 500	100	110 x 16	45	130	75	140	72 / 67
HDR-O 160	1600	400 / 500	110	115 x 20	50	150	90	160	90 / 85
HDR-O 200	2000	500	120	135 / 120 x 20	55	170	100	170	100
HDR-O 250	2500	500	130	145 / 130 x 25	60	180	110	190	125
HDR-O 300	3000	500	150	165 / 150 x 25	68	180	110	200	145
HDR-O 350	3500	500	170	175 / 160 x 30	74	200	130	230	175

F_{Br} = breaking strength
p = pitch

LW = clearance
h x t = plate section

d = pin diameter
Dr = roller diameter

Lr = roller width
L = distance between centres

weight indication
for one strand

Anexo A 2 Velocidades máximas permitidas en relación del ancho de banda y de las características físicas del material a transportar (Fuente: RULMECA: *Technical Information and desing criteria for belt conveyors*)

Tab. 3 - Maximum speeds advised

Lump size max. dimensions		Belt min. width	max. speed			
uniform up to mm	mixed up to mm	mm	A	B	C	D
50	100	400	2.5	2.3	2	1.65
75	150	500				
125	200	650	3	2.75	2.38	2
170	300	800	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	1000	4	3.65	3.15	2.65
350	500	1200				
400	600	1400	4.5	4	3.5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4.5	3.5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4.5	4

- A** - Light sliding material non abrasive, specific weight from 0.5 ÷ 1,0 t/m³
B - Material non abrasive, medium size, specific weight from 1.0 ÷ 1.5 t/m³
C - Material moderately abrasive and heavy with specific weight from 1.5 ÷ 2 t/m³
D - Abrasive material, heavy and sharp over 2 t/m³ specific weight

Anexo A 3. Ancho de banda mínimo en función de la carga de ruptura y el ángulo de canalización
(Fuente: RULMECA: *Technical Information and desing criteria for belt conveyors*)

Tab. 4 - Minimum belt width

in relation to belt breaking load and roller inclinations.

Breaking load N/mm	Belt width		
	$\lambda = 20/25^\circ$ mm	$\lambda = 30/35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
250	400		
315	400	400	450
400	400	400	450
500	450	450	500
630	500	500	600
800	500	600	650
1000	600	650	800
1250	600	800	1000
1600	600	800	1000

For belts with higher breaking loads than those indicated in the table, it is advisable to consult the actual belt manufacturer.

Anexo A 4. Coeficiente de área transversal K (Fuente: *Conveyor Belt desing Manual Bridgestone*)

TABLE 5.
Coefficient of Sectional Area "K"

Carrier Type	Trough Angle	Surcharge Angle (degree)		
		10	20	30
Flat	0	0.0295	0.0591	0.0906
3-Idler rolls trough	10	0.0649	0.0945	0.1253
	15	0.0817	0.1106	0.1408
	20	0.0963	0.1245	0.1538
	25	0.1113	0.1381	0.1661
	30	0.1232	0.1488	0.1754
	35	0.1348	0.1588	0.1837
	40	0.1426	0.1649	0.1882
	45	0.1500	0.1704	0.1916
	50	0.1538	0.1725	0.1919
	55	0.1570	0.1736	0.1907
	60	0.1568	0.1716	0.1869
5-Idler rolls trough	30	0.1128	0.1399	0.1681
	40	0.1336	0.1585	0.1843
	50	0.1495	0.1716	0.1946
	60	0.1598	0.1790	0.1989
	70	0.1648	0.1808	0.1945

Anexo A 5. Coeficiente de fricción y longitud horizontal ajustada de la banda transportadora
(Fuente: *Conveyor Belt Desing Manual Bridgestone*)

TABLE 11.
Friction Coefficient of Idlers "F" and Adjusted
Horizontal Length of Conveyor "L₀"

f	L ₀ (m)	Conveyor Conditions
0.03	49	a) Conveyors with poor alignment; temporary or portable conveyors b) Conveyors operating in extremely cold conditions with frequent stopping and starting, or extended operations at or below -40°C.
0.022	66	Permanent or other conveyors with good alignment and normal, regular maintenance.
0.012	156	In cases where the braking power of a downhill conveyor must be calculated.

Anexo A 6. Espaciamiento máximo permitido para rodillos de carga y retorno según el ancho de banda. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab. 6 - Maximum advised pitch of troughing sets

Belt width mm	Pitch of sets upper specific weight of conveyed material t/m ³			lower m
	< 1.2 m	1.2 ÷ 2.0 m	> 2.0 m	
300	1.65	1.50	1.40	3.0
400				
500				
650				
800	1.50	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200	1.20	1.00	0.80	3.0
1400				
1600				
1800				
2000	1.00	0.80	0.70	3.0
2200				

Anexo A 7. Coeficiente fijo de resistencia (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Design Criteria for belt conveyors*)

Tab. 7 - Coefficient of fixed resistance

Centres m	C _q
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7
150	1.5
200	1.4
250	1.3
300	1.2
400	1.1
500	1.05
1000	1.03

Anexo A 8. Peso de las partes móviles de la banda transportadora. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab.11 - Weight of rotating parts of the rollers (upper/lower)

Belt width mm	Roller diameter mm									
	89		108		133		159		194	
	Pprs Kg	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri
400	—	—	—							
500	5.1	3.7	—							
650	9.1	6.5	—							
800	10.4	7.8	16.0	11.4	—					
1000	11.7	9.1	17.8	13.3	23.5	17.5				
1200			20.3	15.7	26.7	20.7	—			
1400					29.2	23.2	—			
1600					31.8	25.8	—			
1800							47.2	38.7	70.5	55.5
2000							50.8	42.2	75.3	60.1
2200							—	—	—	—

Anexo A 9. Coeficiente pasivo de resistencia. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab. 8 - Coefficient of passive resistance given by temperature

Temperature °C	+ 20°	+ 10°	0	- 10°	- 20°	- 30°
Fattore Ct	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

Anexo A 10. Coeficiente de fricción interna (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Design Criteria for belt conveyors*)

Tab. 9 - Coefficient of internal friction **f** of materials and of the rotating parts

Horizontal belt conveyor rising and gently falling	speed m/s					
	1	2	3	4	5	6
Rotating parts and material with standard internal friction	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
Rotating parts and material with high internal friction in difficult working conditions	from 0,023 to 0,027					
Rotating parts of a conveyor in descent with a brake motor	from 0,012 to 0,016					

Anexo A 11. Peso de la banda transportadora (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

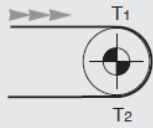
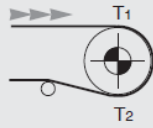
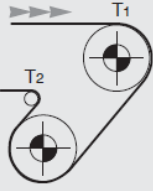
Tab.10 - Belt core weight q_{bn}

Breaking force of belt N/mm	Belt with textile inserts (EP) Kg/m ²	Belt with metal inserts Steel Cord (ST) Kg/m ²
200	2.0	-
250	2.4	-
315	3.0	-
400	3.4	-
500	4.6	5.5
630	5.4	6.0
800	6.6	8.5
1000	7.6	9.5
1250	9.3	10.4
1600	-	13.5
2000	-	14.8
2500	-	18.6
3150	-	23.4

The weights are indicative of the belt core with textile or metallic inserts in relation to the class of resistance.

Anexo A 12. Factor de envoltura. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab. 12 - Wrap factor Cw

Drive arrangement	Angle of wrap	tension unit or counterweight pulley		screw tension unit pulley	
		unlagged	lagged	unlagged	lagged
	180°	0.84	0.50	1.20	0.80
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	0.70
	220°	0.62	0.35	0.90	0.65
	240°	0.54	0.30	0.80	0.60
	380°	0.23	0.11	-	-
	420°	0.18	0.08	-	-

Anexo A 13. Diámetros mínimos de polea recomendados (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab. 13 - Minimum pulley diameters recommended

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

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

Anexo A 14. Velocidad máxima y revoluciones por minuto según diámetro del rodillo. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Design Criteria for belt conveyors*)

Tab. 15 - Maximum speed and numbers of roller revolutions

Roller diameter mm	Belt speed m/s	r.p.m.
		n
50	1.5	573
63	2.0	606
76	2.5	628
89	3.0	644
102	3.5	655
108	4.0	707
133	5.0	718
159	6.0	720
194	7.0	689

Anexo A 15. Diámetro de rodillos recomendado según el ancho de banda. (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Design Criteria for belt conveyors*)









Tab.16 - Roller diameter advised

Belt width mm	For speed								
	≤ 2 m/s			2 ÷ 4 m/s			≥ 4 m/s		
	Ø roller mm								
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 and more	194			194			194		

One may have indicated more diameters where the choice will be made in relation to the material lump size and the severity of working conditions.

Anexo A 16. Factor de participación F_p en el rodillo sometido a mayor carga (Fuente: *RULMECA: Technical Information and Design Criteria for belt Conveyors*)

Tab. 17 - Participation factor F_p - loaded rate on the most loaded roller

0°	20°	20°	30°	35°	45°	30°-45°	60°
							
1.00	0.50	0.60	0.65	0.67	0.72	~ 0.52 - 0.60	0.47
						Shorter central roller	5 rollers garland

Anexo A 17. Factor de servicio F_s (Fuente: *RULMECA: Technical Information and Design Criteria for belt Conveyors*)

Tab. 18 - Service factor

Life	F_s
Less than 6 hours per day	0.8
From 6 to 9 hours per day	1.0
From 10 to 16 hours per day	1.1
Over 16 hours per day	1.2

Anexo A 18. Factor ambiente Fm (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Desing Criteria for belt conveyors*)

Tab. 19 - Environment factor

Conditions	Fm
Clean and regular maintenance	0.9
Abrasive or corrosive material present	1.0
Very abrasive or corrosive material present	1.1

Anexo A 19. Factor de impacto Fd (Fuente: RULMECA: *Technical Information and desing criteria for belt conveyors*)

Tab. 20 - Impact factor Fd

Material lump size	Belt speed m/s						
	2	2.5	3	3.5	4	5	6
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
150 ÷ 300 mm in layers of fine material	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33
150 ÷ 300 mm without layers of fine material	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.50
300 ÷ 450 mm	1.20	1.32	1.50	1.70	1.90	2.30	2.80

Anexo A 20. Factor de velocidad F_v (Fuente: RULMECA: *Technical Information and Design Criteria for belt conveyors*)

Tab. 21 - Speed factor F_v

Belt speed m/s	Roller diameter mm						
	60	76	89-90	102	108-110	133-140	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

Anexo A 21. Características de las cubiertas de las bandas transportadoras (Fuente: Dunloflex®, Bandas Transportadoras Dunlop)

UNA AMPLIA GAMA DE CUBIERTAS DE GRAN CALIDAD

Todas las cubiertas Dunlop son anti-estáticas, según el estándar EN 20284

Versiones de cubiertas Dunlop	Calidad DIN	Calidad EN/ISO	Temperatura admitida, en °C*			Polímero base	Características técnicas Zona de aplicación	
			Min. Ambiente	material cont.	material max.			
Resistente a la abrasión	RA	Y	D	-30	80	100	SBR	Gran resistencia a la abrasión en condiciones de servicio normales. Resistencia al desgaste adicional para cubrir los requisitos de transporte de materiales muy abrasivos. Excelente resistencia a cortes, impactos, abrasión y rasurado resultante de grandes trozos de materiales pesados y cortantes y caídas desde grandes alturas.
	RS	W	D	-40	80	90	NR/SBR	
	RE	X	H	-40	80	90	NR	
Resistente al calor	Betahete	T		-20	150	170	SBR	Resistencia al calor en el caso de materiales a temperaturas moderadas. Mayor resistencia al calor en el caso de materiales a temperaturas elevadas controladas. Mayor resistencia al calor en el caso de condiciones de servicio industriales, hasta 400°C durante períodos cortos (coque, escoria de hulla, etc.)
	Starhete	T		-20	180	220	IIR	
	Deitahete	T		-20	200	400	EPDM	
Resistente a aceites y grasas	ROM	G**		-20	80	90	SBR/NBR	Resistente al aceite y grasa en la mayoría de productos con aceites y grasas animales y vegetales. Resisten al aceite y grasas para productos que contienen aceites minerales.
	ROS	G		-20	80	120	NBR	
Resistente al fuego	BVX	K/S***		-20	80	90	SBR	Resistente al fuego para el transporte de materiales inflamables y explosivos, como por ejemplo polvo de carbón, etc. Cumple la norma EN 20340. Las mismas características que ROM y además resistente al fuego. Cumple la norma EN 20340. Las mismas características que ROS y además resistente al fuego. Cumple la norma EN 20340.
	BVROM	K/S***		-20	80	90	SBR/NBR	
	BVROS	K/S***		-20	80	90	NBR	

* En el caso de correas de ascensores, se aplican otros valores. Para temperaturas bajas por favor pida información relativa a nuestra gama Coldstar.

** En algunos casos (productos que contienen altas concentraciones de aceites animales y vegetales) debe seleccionarse ROS.

*** K = resistente al fuego con cubiertas.
S = resistente al fuego con o sin cubiertas.

Hay otras versiones de cubiertas para aplicaciones especiales disponibles bajo pedido.

Anexo A 22. Guía para la selección de limpiadores primarios (Fuente: *Metso Conveyor Solutions Handbook*)

Selection guide

- Primary Cleaners

Just follow these three steps

1. Find the **belt width, belt speed and pulley diameter** of the conveyor and select the cleaner size listed in the table on this page opposite.
2. If you end up with more than one option, refine your search by checking the material application that it being conveyed in the table below.
3. If you are unsure, please do not hesitate to get in touch with your Metso representative.

Required data

1. Belt width - BW
2. Belt speed - BS
3. Pulley diameter
4. Material characteristics
5. Application temperature (if above 70 °C or below -30 °C)
6. Types of belt steel (if not vulcanized, contact your Metso representative)
7. One-way or reversing (if reversing, contact your Metso representative)
8. Condition of the belt:
 - It = New belt
 - U = Used belt*
 - W = Worn belt**

* The condition of the belt is crucial for the effectiveness of the cleaner.



Pos.	Belt cleaner	Belt width - BW* (mm)	Belt speed - BS (m/s)	Pulley diameter - (mm)
1	ABC-ONE70	500-2000	< 3.5	300-600
2	ABC-ONE70	500-2000	< 3.5	300-600
3	ABC05	500-2000	< 3.5	350-600
4	ABC00	500-2000	< 3.5	350-600
5	ABC70	500-2000	< 3.5	350-600
6	ABC-HMS	500-2000	< 3.5	300-800
7	ABC00-HD	500-2000	< 4.5	600-1000
8	ABC70-HD	500-2000	< 4.5	600-1000
9	ABC00-HD-L	600-3000	< 6.0	800-1600
10	ABC00-HD-XL	700-3300	< 6.0	1000-2000

* Other widths available upon request.

Description	Hardness	Material/Application
PU70	70 Sh A / 65 Sh D (patented)	Super soft hardness for abrasive materials in mining and aggregate applications. Especially good for wet and sticky applications (e.g. iron ore, granite, clay)
PU00	90 Sh A	Standard hardness in the industry for mining and aggregate applications. For less abrasive materials (e.g. limestone, lignite, soft coals/ores).
PU05	95 Sh A	Hard PU mainly for pulp and paper, wood handling and saw mills, and other non-abrasive materials.
HMS	Extra-fine tungsten carbide H100-1600	For cutting and abrasive materials like recycled glass, crushed flintstone, etc. Also good for sticky materials.



Selection guide - Secondary Cleaners



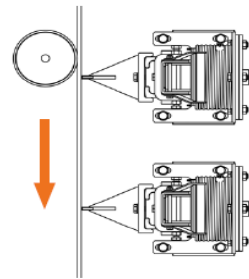
Just follow these three simple steps

1. Find the belt speed and width, and select the cleaner size listed in the table on the page opposite.
2. If you end up with more than one option, refine your search by checking the material/application that is being conveyed in the table below.
3. If you are unsure, please do not hesitate to get in touch with your Metso representative.

Required data

1. Belt width - BW
2. Belt speed - BS
3. Material characteristics
4. Application temperature (if above 70 °C or below -30 °C, contact your Metso representative)
5. Type of belt splice (if not vulcanised, contact your Metso representative)
6. One-way or reversing (if reversing, contact your Metso representative)
7. Condition of the belt:
 - N = New belt
 - U = Used belt*
 - W = Worn belt*

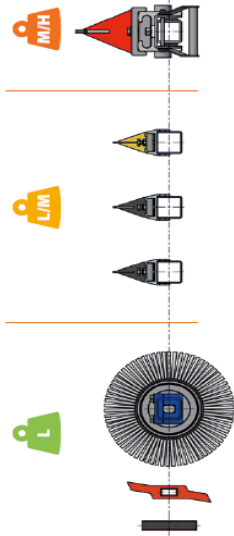
- * The condition of the belt is crucial for the effectiveness of the cleaner.



If the cleaner is placed away from the head drum, install a support roller to avoid belt curling.

Many conveyors can be satisfactorily cleaned with a primary and a secondary cleaner, but to achieve higher efficiency some applications need additional secondary cleaners.

Anexo A 23. Guía para la selección de limpiadores secundarios (Fuente: Metso Conveyor Solutions Handbook)



Pos.	1	2	3	4	5	6	7
	Belt cleaner		Belt Width - BW (mm)	Belt Speed - BS (m/s)		Other	
1	ABC EASY						Blade
2	ABC MC-LT		<3.5				Blade
3	ABC BRUSH		500-1800	<2.5			Set
4	ABC T-HS RU		500-2000	<3.5			Set
5	ABC T-HMS RU		500-2000	<3.5			Set
6	ABC T-HMS PU		500-2000	<3.5			Set
7	ABC T-HMS HD-L PU		750-3000	<5.0			Set

Description	Hardness	Material/Application
Rubber/PE	60 Sh A	A sandwich construction of polyethylene and rubber, both hardwearing materials. This multipurpose cleaner is suitable for a variety of light-duty applications, can also be used as a V-ploughy diagonal plough.
PU95	95 Sh A	The hard polyurethane material gives excellent rigidity and balanced performance. If your mobile crusher has a simple plank-type cleaner, this product provides an economical solution for improving performance.
Nylon/Steel		Our blades are made of high-quality, hardwearing nylon. They are chosen for their durability and resistance to abrasion, especially with rock materials. We also offer brushes made with a combination of nylon and steel for use in the glass recycling industry.
Hardened steel (HS)		A hardened steel blade makes this cleaner a cost-effective option for handling non-abrasive materials such as pulp and paper, and wood handling.
Extra fine tungsten carbide H400-1600	H400-1600	Thanks to a super-fine tungsten carbide blade, this cleaner provides the very best performance when handling abrasive materials in mining and aggregates.

Anexo A 24. Sistemas de sellado Trellex Clamp-on (Fuente: *Metso Conveyor Solutions Handbook*)



Trellex Clamp-On

This neatly designed sealing system is suitable for most common applications, safely sealing the area where the chute meets the conveyor.

Material properties:
Made of foam PU, a material developed specially for this application, the product is delivered in blocks of two type of lengths. The PU material has lower wear properties than the belt itself, which means that there is no risk of grooves forming on the belt, even when used over extended periods. And when the PU starts to wear down, it is easy to readjust the position of the sealing system and keep the seal tight.

Special features:
A bearing plate is screwed or welded to the chute wall. The foam PU blocks are then hooked onto the plate's profile and clamped into position with a horizontal aluminium profile. To adjust their height, the clamps can just be released and the PU blocks manoeuvred into the new position. Where two PU blocks overlap, an overlapping Z-profile guarantees a tight seal.



Technical description
Material: 1. Foam PU
2. Galvanized steel 3. Aluminium
Hardness: 85 / 73 Shore A
Density: 103 g/cm³
Colour: Black




Part no.	Spare parts	Description	Weight (kg)
43271215		TRELLEX CLAMP-ON SET BOTH SIDES L=1200 W/16X150 SEALING BLOCKS	142,7
MM0396966		TRELLEX CLAMP-ON SET BOTH SIDES L=1200 W/16X150 WO WL	75,9
43271260		TRELLEX CLAMP-ON SET BOTH SIDES L=1700 W/4X600 SEALING BLOCKS	23,6
MM0396967		TRELLEX CLAMP-ON SET BOTH SIDES L=1700 W/4X600 WO WL	6,6
43270150	4	TRELLEX CLAMP-ON SEALING BLOCK L=150	0,1
43270500		TRELLEX CLAMP-ON SEALING BLOCK L=600	0,1
43270000	3	TRELLEX CLAMP-ON CLAMP	
43271201	2	TRELLEX CLAMP-ON CLAMPING BAR L=1200	
43271200	1	TRELLEX CLAMP-ON GUIDE PLATE L=1200	

93 | Conveyor Accessories

Sealing Systems | 94

Anexo A 25. Análisis de fuerzas en el reclamador. (Fuente: Autores)

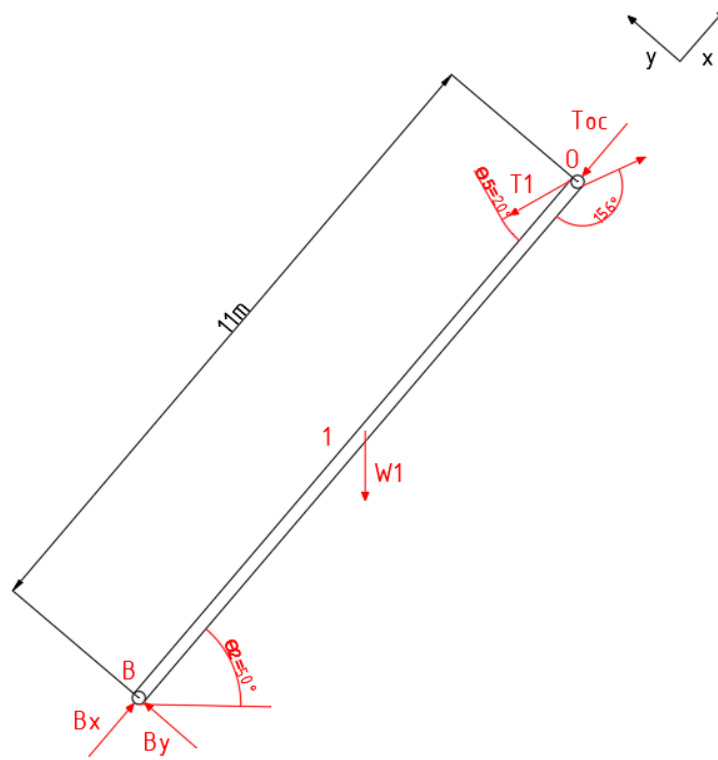


Diagrama de cuerpo libre en el brazo:

$$\sum M_A = 0$$

$$T_1 = \frac{mg \cos \alpha * \left(\frac{l}{2}\right)}{\text{sen} \gamma * a}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = T_1 * \cos \gamma + mg * \text{sen} \alpha$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y = mg * \cos\alpha - T_1 * \text{sen}\gamma$$

Diagrama de cuerpo libre en el soporte 1:

$$\sum M_B = 0$$

$$T_2 = \frac{mg \cos\theta_2 * \left(\frac{n}{2}\right) + T_1 * n * \cos(90 - \gamma) - \text{sen}\theta_5}{\text{sen}\theta_3 * (m)}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x = T_1 * \cos\theta_5 + T_2 * \cos\theta_3 + mg * \text{sen}\theta_2$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y = mg * \cos\theta_2 - T_1 * (\cos(90 - \gamma) - \text{sen}\theta_5) - T_2 * \text{sen}\theta_3$$

$$\sum M_B = 0$$

$$T_2 = \frac{mg \cos\theta_2 * \left(\frac{l}{2}\right) - T_1 \text{sen}\theta_5 * n}{\text{sen}\theta_3 * m}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x = T_1 * \cos\theta_5 + T_2 * \cos\theta_3 + mg * \text{sen}\theta_2 - T_1 * \text{sen}(90 - \gamma)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y = mg * \cos\theta_2 + T_1(\cos(90 - \gamma) - \text{sen}\theta_5) - T_2$$

D.C.L soporte 2a:

$$\sum F_x = 0$$

$$T_{OC} = mg * \text{sen}\theta_4 - T_2$$

D.C.L soporte 2b:

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x = T_{OC} + mg * \text{sen}\theta_4$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = mg * \cos\theta_4$$

Anexo A 26. Fuerza mínima de rotura del cable según T₁ calculada. (Fuente: Northern Strands)

DIÁMETRO NOMINAL		PESO NOMINAL		FUERZA MÍNIMA DE ROTURA	
mm	In	kg/m	lb/ft	Fuerza (kN)	Carga (lbs)
19	3/4	1.70	1.15	314	70,600
20		1.89	1.27	348	78,200
22		2.28	1.54	421	94,700
	7/8	2.33	1.57	430	96,600
24		2.72	1.83	501	113,000
25		2.95	1.98	544	122,000
	1	3.05	2.05	561	126,000
26		3.19	2.14	588	132,000
28		3.70	2.49	682	153,000
	1-1/8	3.85	2.59	710	160,000
30		4.25	2.85	783	176,000
	1-1/4	4.76	3.20	877	197,000
32		4.83	3.25	891	200,000
34		5.46	3.67	1010	226,000
35	1-3/8	5.76	3.87	1060	239,000
36		6.12	4.11	1130	253,000
38	1-1/2	6.82	4.58	1260	282,000
40		7.55	5.07	1390	313,000
41	1-5/8	8.04	5.40	1480	333,000
42		8.33	5.60	1530	345,000
44		9.14	6.14	1680	379,000
	1-3/4	9.33	6.27	1720	386,000
46		9.99	6.71	1840	414,000
48	1-7/8	10.9	7.31	2000	451,000
50		11.8	7.93	2180	489,000
	2	12.2	8.19	2250	505,000
52		12.8	8.58	2350	529,000
54	2-1/8	13.8	9.30	2540	570,000
56		14.8	9.95	2730	613,000
58	2-1/4	15.9	10.7	2930	658,000
60	2-3/8	17.2	11.5	3170	712,000
64	2-1/2	19.3	13.0	3560	801,000
65		19.9	13.4	3680	826,000

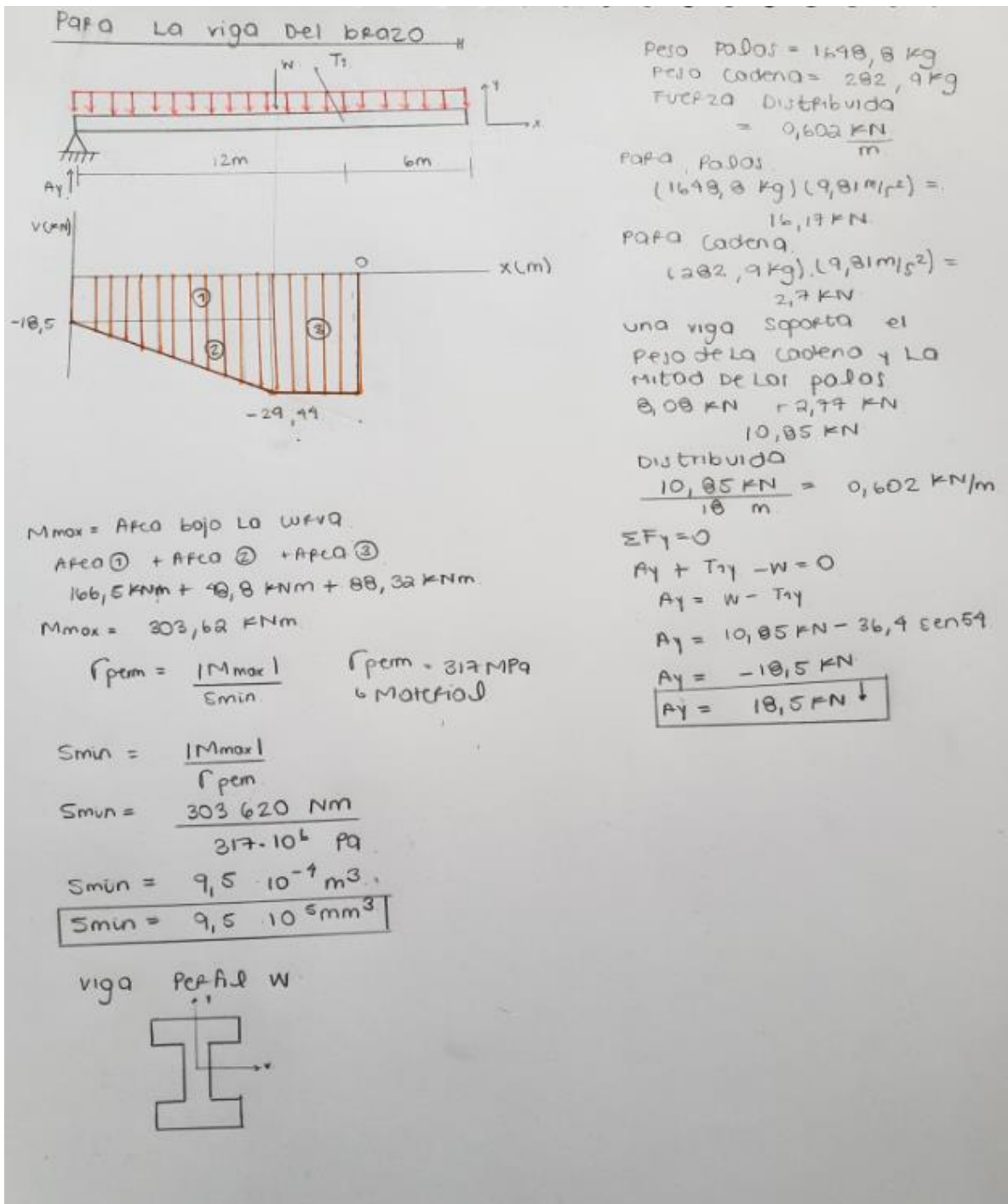
Anexo A 27. Propiedades físicas del acero estructural HSS grado 46 (Fuente: Engineers Edge)

Shape h x b x t	Design Wall Thickness, t in.	Nominal Wt lb/ft	Area, A in ²	b/t	h/t	Axis x - x				Axis Y-Y				Torsion		Surface Area ft ² /ft
						I	S	r	Z	I	S	r	Z	J	C	
						in ⁴	in ³	in.	in ³	in ⁴	in ³	in.	in ³	in ⁴	in ³	
8 x 6 x 5/8	0.625	50.81	14.9	6.00	9.20	119	29.8	2.83	38.0	75.5	25.2	2.25	31.0	158	48.6	2.15
x 1/2	0.500	42.05	12.4	8.40	12.4	103	25.8	2.88	32.2	65.7	21.9	2.30	26.4	135	40.8	2.19
x 3/8	0.375	32.58	9.58	12.8	18.1	83.7	20.9	2.96	25.6	53.5	17.8	2.36	21.0	107	32.0	2.23
x 5/16	0.313	27.59	8.12	16.0	22.4	72.5	18.1	2.99	22.0	46.5	15.5	2.39	18.0	91.4	27.2	2.24
x 1/4	0.250	22.42	6.59	20.8	28.8	60.1	15.0	3.02	18.0	38.6	12.9	2.42	14.8	74.9	22.2	2.26
x 3/16	0.188	17.08	5.03	28.7	39.4	46.9	11.7	3.05	13.9	30.2	10.1	2.45	11.4	57.7	17.0	2.28
8 x 4 x 5/8	0.625	42.30	12.4	2.80	9.20	85.2	21.3	2.62	28.8	27.6	13.8	1.49	17.3	73.2	30.2	1.82
x 1/2	0.500	35.24	10.4	4.40	12.4	75.2	18.8	2.69	24.7	24.6	12.3	1.54	15.0	64.1	25.8	1.86
x 3/8	0.375	27.48	8.08	7.47	18.1	61.9	15.5	2.77	19.9	20.6	10.3	1.60	12.2	52.2	20.5	1.89
x 5/16	0.313	23.34	6.87	9.58	22.4	54.0	13.5	2.80	17.1	18.1	9.05	1.62	10.5	45.2	17.6	1.91
x 1/4	0.250	19.02	5.59	12.8	28.8	45.1	11.3	2.84	14.1	15.3	7.65	1.65	8.72	37.5	14.5	1.93
x 3/16	0.188	14.53	4.28	18.1	39.4	35.4	8.85	2.88	11.0	12.1	6.05	1.68	6.79	29.2	11.2	1.95
8 x 3 x 1/2	0.500	31.84	9.36	2.40	12.4	61.1	15.3	2.55	21.0	12.1	8.07	1.14	10.1	35.7	18.3	1.69
x 3/8	0.375	24.93	7.33	4.80	18.1	51.0	12.8	2.64	17.0	10.4	6.93	1.19	8.31	29.9	14.8	1.73
x 5/16	0.313	21.21	6.24	6.38	22.4	44.8	11.2	2.68	14.7	9.26	6.17	1.22	7.25	26.3	12.8	1.74
x 1/4	0.250	17.32	5.09	8.80	28.8	37.6	9.40	2.72	12.2	7.90	5.27	1.25	6.05	22.1	10.6	1.76
x 3/16	0.188	13.25	3.90	12.8	39.4	29.7	7.42	2.76	9.51	6.33	4.22	1.27	4.74	17.4	8.23	1.78
8 x 2 x 3/8	0.375	22.37	6.58	2.13	18.1	40.1	10.0	2.47	14.2	3.86	3.86	0.766	4.83	12.6	9.09	1.56
x 5/16	0.313	19.08	5.62	3.19	22.4	35.5	8.88	2.51	12.3	3.53	3.53	0.793	4.28	11.4	8.00	1.58
x 1/4	0.250	15.62	4.59	4.80	28.8	30.1	7.52	2.56	10.3	3.08	3.08	0.819	3.63	9.84	6.72	1.60
x 3/16	0.188	11.97	3.53	7.44	39.4	23.9	5.98	2.60	8.04	2.53	2.53	0.847	2.89	7.95	5.30	1.61
7 x 5 x 1/2	0.500	35.24	10.4	6.40	10.4	63.5	18.1	2.47	23.1	37.3	14.9	1.89	18.2	79.9	28.8	1.86
x 3/8	0.375	27.48	8.08	10.1	15.5	52.2	14.9	2.54	18.5	30.8	12.3	1.95	14.6	64.2	22.8	1.89
x 5/16	0.313	23.34	6.87	12.8	19.2	45.5	13.0	2.57	16.0	27.0	10.8	1.98	12.6	55.4	19.5	1.91
x 1/4	0.250	19.02	5.59	16.8	24.8	38.0	10.9	2.61	13.2	22.6	9.04	2.01	10.4	45.6	16.0	1.93
x 3/16	0.188	14.53	4.28	23.4	34.0	29.8	8.51	2.64	10.2	17.8	7.12	2.04	8.12	35.3	12.3	1.95

Anexo A 28. Tabla para la selección del Winche (Fuente: Dymont)

TYPE / MODEL	ITEM NR	MOTOR	TEST LOAD LAYER 1	SWL TOP LAYER	ROPE SPEED LAYER 1	ROPE Ø	DRUM CAPACITY	WORKING LENGTH	MASS
1	4635	3kW - 4P	1.8 Ton	1.4 Ton	7.2 m/min	13 mm	160 m	112 m	476 kg
2	4500	4kW - 4P	2.5 Ton	2.2 Ton	5.8 m/min	13 mm	130 m	91 m	593 kg
3	4502	5,5kW - 4P	3.5 Ton	3.0 Ton	6.4 m/min	16 mm	90 m	63 m	721 kg
4	4462	7,5kW - 4P	5.5 Ton	4.5 Ton	5.4 m/min	20 mm	120 m	84 m	780 kg
5	4519	11kW - 4P	6.5 Ton	5.5 Ton	7.2 m/min	22 mm	190 m	133 m	1280 kg
6	4520	15kW - 4P	8.5 Ton	8.0 Ton	6.0 m/min	26 mm	130 m	91 m	1337 kg
7	4629	18.5kW - 4P	11.5 Ton	10.7 Ton	6.5 m/min	28 mm	180 m	126 m	1703kg
8	4387	22kW - 6P	15.0 Ton	12.8 Ton	6.0 m/min	32 mm	110 m	110 m	2535 kg

Anexo A 29. Análisis de fuerzas cortantes y momento Flector en el brazo del reclamador. (Fuente: Autores)



Anexo A.31. Presupuesto Sistema de Extracción de clinker (Fuente: Autores)

Presupuesto Sistema de Extracción de Clinker

Tipo de Cambio ¢ 585,00

Reclamador lateral: 150 t/h

Subsistema 1: Brazo y cadena

Motores				
Elemento	Cant	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Motor de la cadena: 45 kW, 480V / 3F / 60Hz	1	\$2 475,00	¢1 447 875,00	¢1 447 875,00
Winche con motor de 18.5 kW, 480V / 3F / 60Hz	1	\$6 300,00	¢3 685 500,00	¢3 685 500,00
Cable, l: 15 m d: 28 mm	1	\$850,00	¢497 250,00	¢497 250,00
Subtotal				¢5 630 625,00

Reductores de velocidad				
Elemento	Cant (unid)	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Reductor motor de cadena	1	\$1 150,00	¢672 750,00	¢672 750,00
Reductor motor de traslación	2	\$750,00	¢438 750,00	¢877 500,00
Subtotal				¢1 550 250,00

Cabina de control				
Elemento	Cant	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Acero estructural HSS grado 46 (ton)	7,4	\$1 500,00	¢877 500,00	¢6 493 500,00
Equipos mecánicos y eléctricos		\$78 550,00	¢45 951 750,00	¢45 951 750,00
Subtotal				¢52 445 250,00

Cadena y palas				
Elemento	Cant	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Cadena	2	\$5 500,00	¢3 217 500,00	¢6 435 000,00
Palas. Material: Acero al manganeso	72	\$50,00	¢29 250,00	¢2 106 000,00
Subtotal				¢6 435 000,00

Materiales soportes y brazo				
Elemento	Cant (ton)	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Acero estructural HSS grado 46	6,3	\$1 500,00	¢877 500,00	¢5 528 250,00
Subtotal				¢5 528 250,00

Subsistema 2: Sistema de tracción

Motor y reductor de velocidad				
Elemento	Cant (unid)	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Motor de traslación: 2.2 kW, 480V / 3F / 60Hz	2	\$320,00	¢187 200,00	¢374 400,00
Ruedas	4	\$1 150,00	¢672 750,00	¢2 691 000,00
Rodamientos	4	\$250,00	¢146 250,00	¢585 000,00
Eje de las ruedas	2	\$850,00	¢497 250,00	¢994 500,00
Subtotal				¢4 644 900,00

Variador de velocidad motor de traslación				
Elemento	Cant (unidad)	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Variador de velocidad motor de traslación	2	\$2 650,00	¢1 550 250,00	¢3 100 500,00
Subtotal				¢3 100 500,00

Subsistema 3: Sistema de bandas				
Banda longitudinal				
Elemento	Cant	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Sistema completo de banda longitudinal	1	\$73 500,00	¢42 997 500,00	¢42 997 500,00
Subtotal				¢42 997 500,00

Banda lateral				
Elemento	Cant	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Sistema completo de banda lateral	1	\$29 850,00	¢17 462 250,00	¢17 462 250,00
Subtotal				¢17 462 250,00

Instalación y programación				
Instalación y programación				
Elemento	Cant (horas)	Unid Dólares	Unid Colones	Sub totales
Instalación del proyecto	480	\$16,00	¢9 360,00	¢4 492 800,00
Programación de los equipos y puesta en marcha	50	\$50,00	¢29 250,00	¢1 462 500,00
Capacitación de personal técnico	50	\$30,00	¢17 550,00	¢877 500,00
Mantenimiento durante un año	30	\$25,00	¢14 625,00	¢438 750,00
Subtotal				¢7 271 550,00

Total Subsistema 1: Brazo y cadena	¢71 589 375,00
Total Subsistema 2: Sistema de tracción	¢7 745 400,00
Total Subsistema 3: Sistema de bandas	¢60 459 750,00
Total Instalación y programación	¢7 271 550,00
Utilidad (15%)	¢169 125 986,25
Imprevistos (10%)	¢161 772 682,50
Subtotal	¢477 964 743,75
IV (13%)	¢62 135 416,69
GRAN TOTAL	¢540 100 160,44

Anexo B. Memorias de cálculo

Anexo C. Planos ilustrativos del sistema de extracción de *clinker* desde el almacén longitudinal.

En esta sección, los planos pierden la escala para incluirlos en tamaño carta, sin embargo, los planos originales escalados se encuentran en el CD adjunto.

DATOS GENERALES DEL PROYECTO	
Proyecto	Diseño del Sistema de extracción de clinker en una planta productora de cemento.
Sistema	Bandas Transportadoras

Sistema de bandas transportadoras		
Criterios de diseño		
Parámetro	Valor	Unidades
Flujo másico	150	t/h
Granulometría	1-50,8	mm
Abrasividad	Muy abrasivo	-
Temperatura	180	°C

Dimensiones de la banda longitudinal		
Parámetro	Valor	Unidades
Ancho	900	mm
Velocidad	45	m/min
	0,75	m/s
Canalización	35	°
Sobrecarga	30	°
Capacidad	199	t/h
q _G	73,64	kg/m

Dimensiones de la banda lateral		
Parámetro	Valor	Unidades
Ancho	900	mm
Velocidad	45	m/min
	0,75	m/s
Ang. Canalización	35	°
Ang. Sobrecarga	30	°
Capacidad	199	t/h
q _G	73,64	kg/m

Potencia de la banda Longitudinal		
Criterios de diseño		
Parámetro	Valor	Unidades
L	60	m
Cq ¹	2	-
Ct ²	1	-
f ³	0,025	-
q _b ⁴	13,2	kg/m
q _G ⁵	73,6	kg/m
Pprs ⁶	16,9	-
Ppri ⁷	12,4	-
a ₀ ⁸	1,275	m
a _u ⁹	3	m
qRU	4,1	kg/m
qRO	13,3	kg/m
H	0	m
Fu	345,6	daN
v	0,75	m/s
n	0,86	-
P	3,0	kW
	4,0	Hp
	3,8	kW
	5,1	Hp

- *1 Coeficiente de resistencia tabla 7 Manual RULMECA ROLLERS
 *2 Coeficiente pasivo de resistencia tabla 8 Manual RULMECA ROLLERS
 *3 Coeficiente de fricción interna tabla 9 Manual RULMECA ROLLERS
 *4 Peso de la banda por metro lineal más cobertura tabla 10 Manual RULMECA ROLLERS
 *5 Peso del material transportado por metro lineal
 *6 Tabla 11 Manual RULMECA ROLLERS
 *7 Tabla 11 Manual RULMECA ROLLERS
 *8 paso rodillos de carga tabla 6 Manual RULMECA ROLLERS
 *9 paso entre los rodillos de retorno tabla 6 Manual RULMECA ROLLERS

Potencia de la banda lateral		
Criterios de diseño		
Parámetro	Valor	Unidades
L	14	m
Cq	3,98	-
Ct	1	-
f	0,025	-
qb	13,2125	kg/m
qG	73,64	kg/m
Pprs	16,9	
Ppri	12,35	
a0	1,275	m
au	3	m
qRU	4,116666667	kg/m
qRO	13,25490196	kg/m
H	0	m
Fu	284,8512583	daN
v	0,75	m/s
n	0,86	-
	2,484167951	kW

Tensiones banda longitudinal		
Criterios de diseño		
Parámetro	Valor	Unidades
Fu	345,62	daN
Cw	0,66	-
a ₀	1,28	m
T ₂	228,11	daN
T ₁	573,72	daN
F _a	294,62	daN
F _r	51,00	daN
T ₃	279,11	daN
T ₀	1357,91	daN

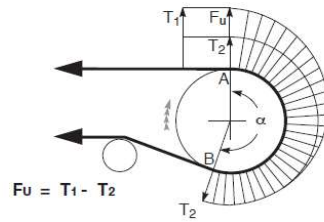
Tensiones banda lateral		
Criterios de diseño		
Parámetro	Valor	Unidades
Fu	284,85	daN
Cw	0,95	-
a ₀	1,28	m
T ₂	270,61	daN

P	3	Hp
	3,105209938	kW
	4,16415512	Hp

T ₁	555,46	daN
F _a	136,80	daN
F _r	23,68	daN
T ₃	294,29	daN
T ₀	1357,91	daN

Verificación de dimensionamiento		
El valor de T ₃ es menor que el valor de T ₀ por lo tanto se requiere de un contrapeso, asumiendo entonces T ₃ =T ₀ , se recalculan los valores de T ₂ y T ₁		
T ₃	1357,911696	daN
T ₀	1357,911696	daN
T ₂	1408,911434	daN
T ₁	1754,527255	daN
T _G	2715,823392	daN
	2768,423438	kg
T _{umax}	19,49474728	N/mm
Breaking load	194,9474728	daN/mm

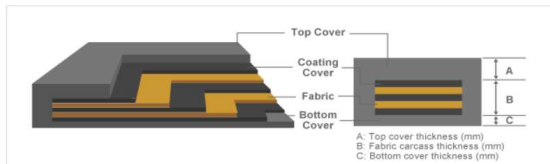
Fig.21



Especificaciones de la banda longitudinal (Fabric conveyor belt)		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Be	87	cm
l	60	m
v	45	m/min
ciclos	2,666666667	min
Fmax	1325,9468	kg
SFz ¹	11	-
Resistencia a la tracción	167,648446	kg/cm
Wm	73,64	kg
Número de capas ²	4	-
Espesor de la cubierta superior de caucho ³	6,5	mm
Espesor de la cubierta inferior de caucho ⁴	3,25	mm
T ₅	13,15	mm
t ₁	6,5	mm
t ²	3,4	mm
t ₃	3,25	mm
B	90	cm
K ₆	1,15	
W ₁ ⁷	13,61025	kg/m

- *1 Factor de seguridad tabla 31b Conveyor Belt Desing Manual Bridgestone
- *2 número minimo de capas en función del soporte de carga Wm tabla 29 Conveyor Belt Desing Manu
- *3 Espesor de cubierta de caucho para Fabric Conveyor Belt tabla 32b Conveyor Belt Desing manual
- *4 Para Fabric Belt Conveyor se recomienda un espesor de 30-70% de la cubierta superior
- *5 Espesor de la banda
- *6 Gravedad especifica Tabla 36 Conveyor Belt desing manual
- *7 Peso de la banda

Diámetro de la polea (Fabric Conveyor Belt)		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
lea de transmisión	500	mm
Polea take-up	400	mm
Polea cola	400	mm
Polea Snub	300	mm

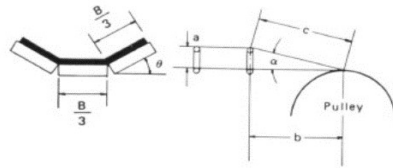


Espaciamento entre rodillos ¹	1,275	m
Tipo de banda	Fabric Conveyor Belt	-
Espesor	13,15	mm
Ciclos	2,666666667	-
Diámetro polea	500	mm
Recubrimiento	Hule	-

Dimensionamiento eje		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
T ₁	1754,5	daN
T ₂	1408,9	daN
qt	220,0	daN
P	3,8	kW
n	132,6	rpm
ag	0,2	m
Cp	3171,1	daN
Mf	285,4	daNm
Mt	27,1	daNm
Mif	286,4	daNm
σ	7,8	daN/mm ²
W	36619,2	mm ³
d	71,7	mm

Dimensionamiento eje		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
T ₁	1666,4	daN
T ₂	1381,6	daN
qt	220,0	daN
P	3,1	kW
n	132,6	rpm
ag	0,2	m
Cp	3056,0	daN
Mf	275,0	daNm
Mt	22,4	daNm
Mif	275,7	daNm
σ	7,8	daN/mm ²
W	35258,0	mm ³
d	68,1	mm

Distancia de transición banda longitudinal (Polea a la altura del rodillo de carga)		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
B	0,9	m
θ	35	°
ε	0,8	%
b	1,426	m



Reductor banda longitudinal		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio	1,25	-
Velocidad de entrada	1800	rpm
Velocidad de salida	0,75	m/s
	29	rpm
Potencia de entrada real	3,77	kW
Potencia de entrada nominal	4,00	kW
Potencia Equivalente	5,36	HP
	6,71	HP
Factor de transmisión	62,07	-
Vida útil	10 6	h

Estructura de soporte banda Longitudinal (Tubería rectangular)		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Distancia entre centros	60	m
Deflexion maxima	0,003	m
Dimensiones	80x60	mm
Espesor	4	mm
Momento de Inercia	0,000000879	m ⁴
W	852,02	N
E	2E+11	Pa
L	2,63	m
Peso por metro lineal	7,97	kg/m
Soportes requeridos	45,70	-
longitud del soporte	1,50	m
m de soporte requeridos	128,55	m
Peso tubo requerido	1320,63	kg

DATOS GENERALES DEL PROYECTO	
Proyecto	Diseño del Sistema de extracción de clinker en una planta productora de cemento.
Sistema	Cadena arrastradora

CRITERIOS DE DISEÑO		
Parámetro	Valor	Unidades
densidad relativa promedio	1300	Kg/m ³
Temperatura		°C
Flujo requerido	150	t/h
	115,3846154	m ³ /h

CARACTERISTICAS DEL ALMACEN		
Parámetro	Valor	Unidades
Largo	59	m
Ancho	32	m
Largo almacenamiento	55	m
Ancho almacenamiento	18	m
Altura	17	m
Altura bajantes	10	m
Área	1888	m
Longitud de almacenamiento	990	m
Capacidad de almacenamiento	4800	m ³
	6240	t

CARACTERISTICAS DE LAS PALAS		
Parámetro	Valor	Unidades
a (base mayor)	0,6	m
b (base menor)	0,31	m
c (altura trapecio)	0,1	m
h (altura pala)	0,25	m
Masa	22,9	kg
Volumen desplazado/ pala 1	0,011	m ³
Tonelaje/Pala 1	0,015	t
Volumen desplazado/ pala 2	0,009	m ³
Tonelaje/Pala 2	0,012	t
Número de palas	79,163	
Volumen desplazado	0,720	m ³
Tonelaje	0,936	t
Diametro Rueda dentada	0,570	m
Longitud de la cadena	39,581	m
Masa de cadena	311,100	kg
Espaciamiento entre palas	0,500	m
RPMpiñón	59,400	RPM
RPMcadena	2,970	RPM
ω piñón	6,220	rad/s
ω cadena	0,311	rad/s
Velocidad Linealcadena	0,177	m/s
Flujo	128,372	m ³ /h
	166,884	t/h

Potencia en la cadena		
Fuerza necesaria para arrastrar el material en contacto		
Parámetro	Valor	Unidades
Volumen desplazado/pala	0,011	m ³
Número de palas en contacto	39,581	palas
Volumen desplazado por las palas en contacto	0,450	m ³
Tonelaje desplazado	0,585	ton
Peso del material	5738,850	N
Coefficiente de fricción	0,700	Adim
Fuerza en la cadena	4017,195	N
Masa de cada pala	22,900	Kg
Masa de todas las palas	1812,829	Kg
Peso de todas las palas	17,784	kN
Masa de cada eslabón de cadena	4,510	Kg
Longitud de cada eslabón	0,574	m
Longitud de la cadena	39,581	m
Masa de toda la cadena	311,094	Kg
Peso de la cadena	3,052	kN
Masa de la viga	3529,000	kg
Peso de la viga	34,619	kN
Masa del brazo	9493,018	kg
Peso del brazo	93126,503	kN

Potencia del motor de la cadena		
Fuerza	5369,91514	Lb-f
Velocidad	34,98948818	ft/min
Potencia	56,937	HP
	42,45791359	kW

Dimensionamiento del eje de la catarina		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Potencia	42457,91	W
ω_{catarina}	5,59	rad/s
T	7593,92	Nm
Mxy	117,72	Nm
Mzx	3986,18	Nm
τ_{perm}	440000000	Pa
Tmax	8577,36	Nm
c	0,02	m
d	0,05	m
	0,07	m

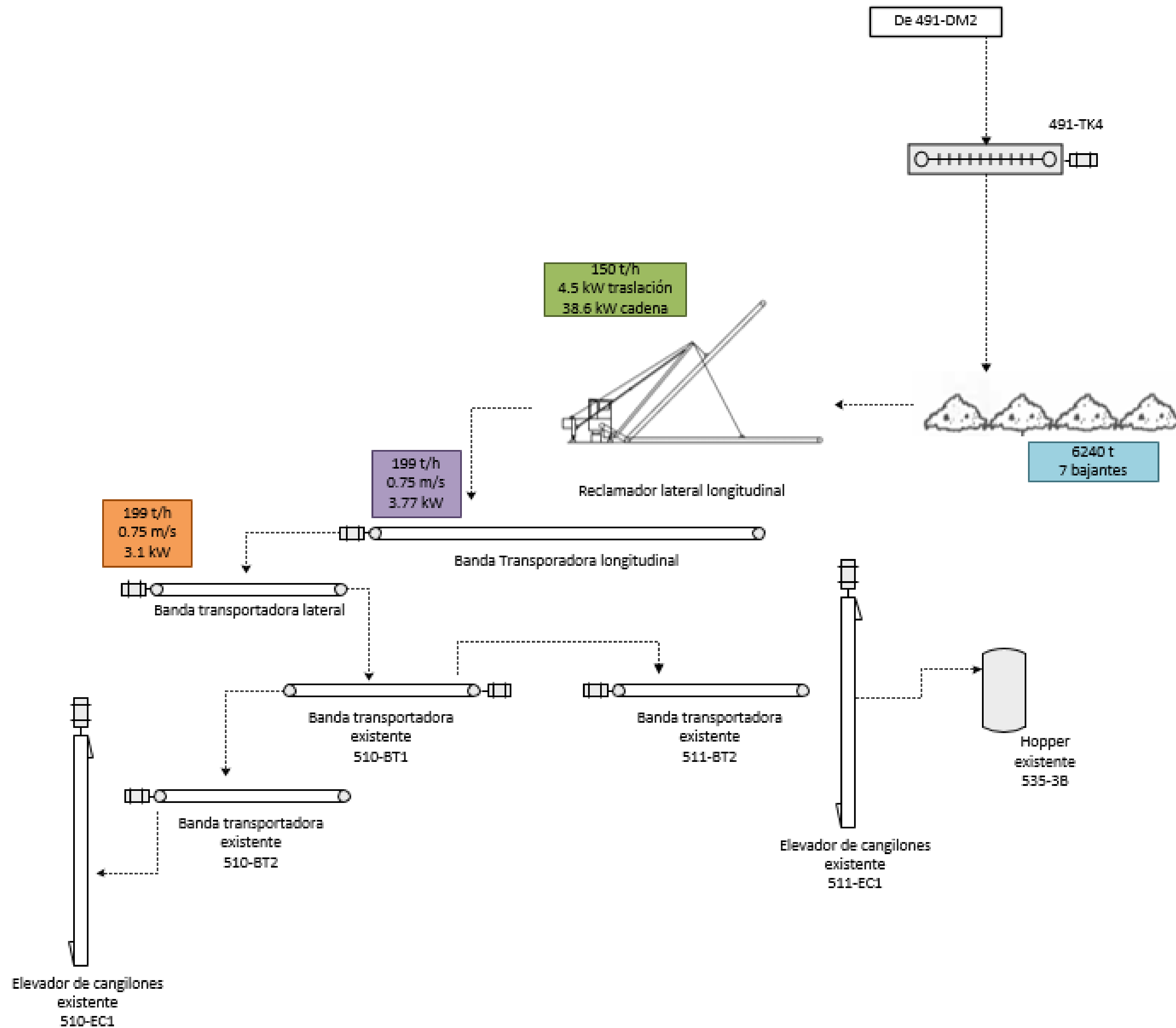
Potencia en la cadena		
Fuerza presente en la cadena, palas, cabina, brazo y contrapeso		
Parámetro	Valor	Unidades
Masa de cada pala	22,9	Kg
Masa de todas las palas	1812,83	Kg
Peso de todas las palas	17,78	kN
Masa de cada eslabón de cadena	4,51	Kg
Longitud de cada eslabón	0,57	m
Longitud de la cadena	39,58	m
Masa de toda la cadena	311,09	Kg
Peso de la cadena	3,05	kN
Masa de la viga	2995,40	kg
Peso de la viga	29,38	kN
Masa del brazo	8425,82	kg
Peso del brazo	82657,27	kN
Masa de la cabina del reclamador	175,44	Kg
Peso de la cabina del reclamador	1,72	kN
Masa del contrapeso	13838,84	Kg
Peso del contrapeso	135,76	kN
MASA TOTAL	22440,10	kg
PESO TOTAL	220,14	kN

POTENCIA TRASLACION RECLAMADOR		
Parámetro	Valor	Unidades
Numero de ruedas	2	-
Diametro de las ruedas	0,5	m
Coefficiente Fricción acero-acero	0,74	-
Fuerza aplicada por rueda	137,59	kN
Fr por rueda	101,81	kN
τ	25,45	kNm
Vlineal traslación	0,05	m/s
ω traslacion	0,18	rad/s
Potencia Traslacion Reclamador	4,62	kW
	6,19	HP

Dimensionamiento del eje de las ruedas		
Parámetro	Valor	Unidades
Potencia	4616,62	W
ω rueda	0,18	rad/s
T	25453,38	Nm
Mxy	121,40	Nm
Mzx	10318,94	Nm
τ perm	440000000	Pa
Tmax	27465,80	Nm
c	0,04	m
d	0,07	m
	0,11	m

Reductor cadena		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	1800	rpm
Velocidad de salida	1,59	m/s
	53,39	rpm
Potencia de entrada requerida	42,46	kW
Potencia de entrada nominal	45,00	kW
	60,35	HP
Potencia Equivalente	75,43	HP
Relación de transmisión	33,71	-

Reductor traslacion		
Criterios		
Parámetro	Valor	Unidades
Factor de servicio*	1,25	-
Velocidad entrada	1800	rpm
Velocidad de salida	0,045	m/s
	1,7	rpm
Potencia de entrada requerida	4,6	kW
Potencia de entrada nominal	4	kW
	5,4	HP
Potencia Equivalente	6,7	HP
Relación de transmisión	1039,3	-



PROYECTO DE GRADUACIÓN:
DISEÑO DEL SISTEMA DE
EXTRACCIÓN DE CLÍNKER EN
UNA PLANTA PRODUCTORA DE
CEMENTO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS
EN PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE COSTA RICA



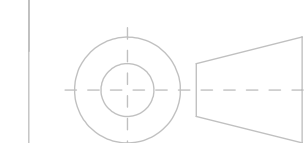
UNIVERSIDAD DE
COSTA RICA



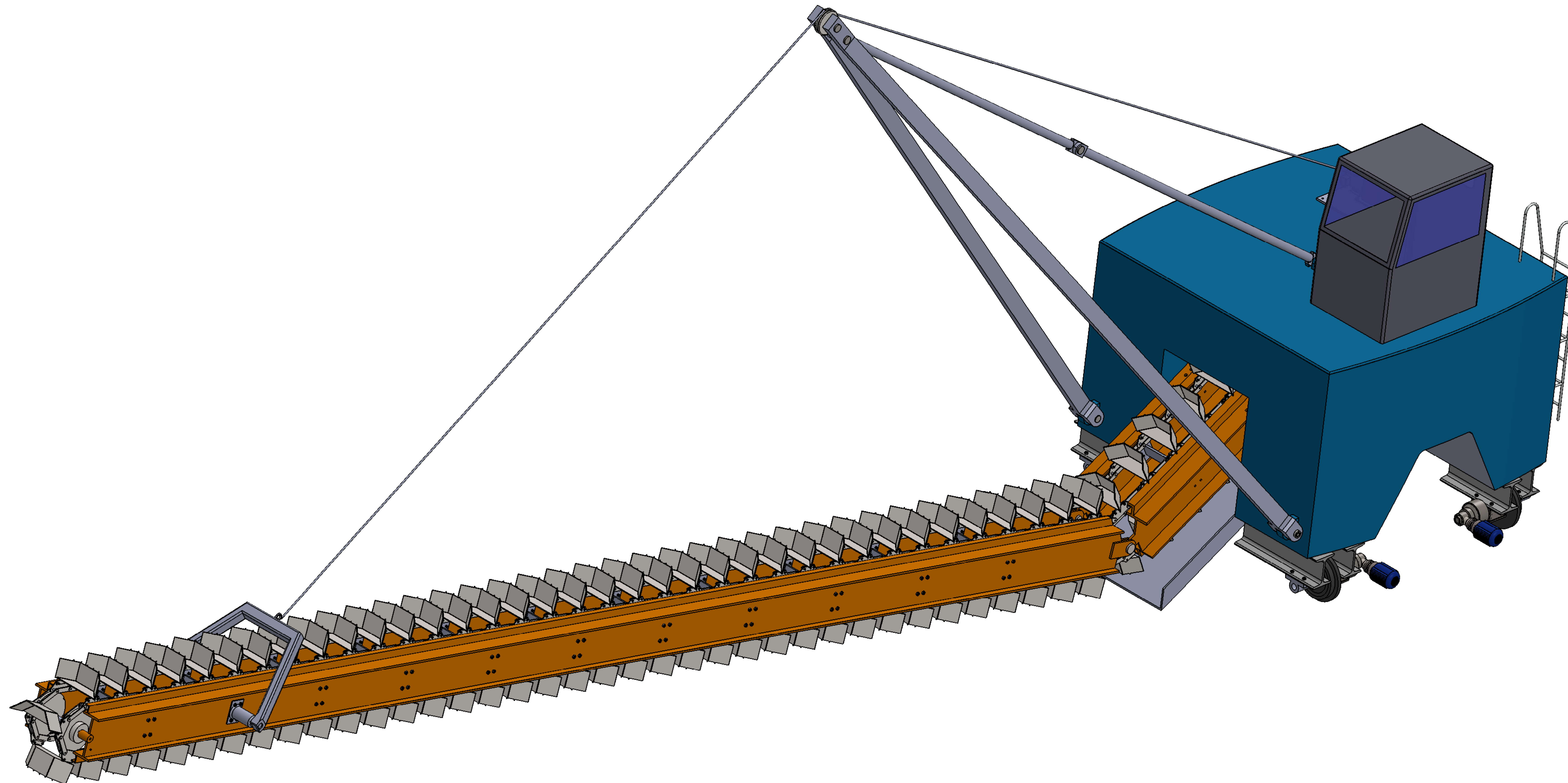
POSTULANTES:
CRISTIAN GONZÁLEZ MUNÓZ
EMANUEL JIMÉNEZ MOLINA
MARÍA JOSÉ OBANDO HERNÁNDEZ

ASESOR DIRECTOR:
ADOLFO ELIZONDO MORA
ASESOR INTERNO:
GIOVANNI RIGNIONI ACUÑA
ASESOR EXTERNO:
ROGELIO ULLOA CHAVERRI

CONTENIDO:
DIAGRAMA DE FLUJO
SISTEMA DE EXTRACCIÓN
Y TRANSPORTE DE
CLÍNKER



ESCALA	FECHA	DESCRIPCIÓN
INDICADA	JULIO 2019	DIAGRAMA DE FLUJO
CONSECUTIVO DE LÁMINA		13
UNIDADES: m		14
NOMBRE DE LÁMINA: M112		



PROYECTO DE GRADUACIÓN:
 DISEÑO DEL SISTEMA DE
 EXTRACCIÓN DE CLÍNKER EN
 UNA PLANTA PRODUCTORA DE
 CEMENTO

CARRERA:
 INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS
 EN PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

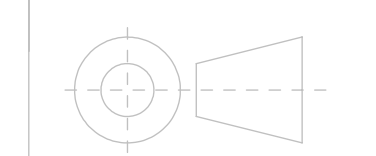
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA
 UNIVERSIDAD DE COSTA RICA



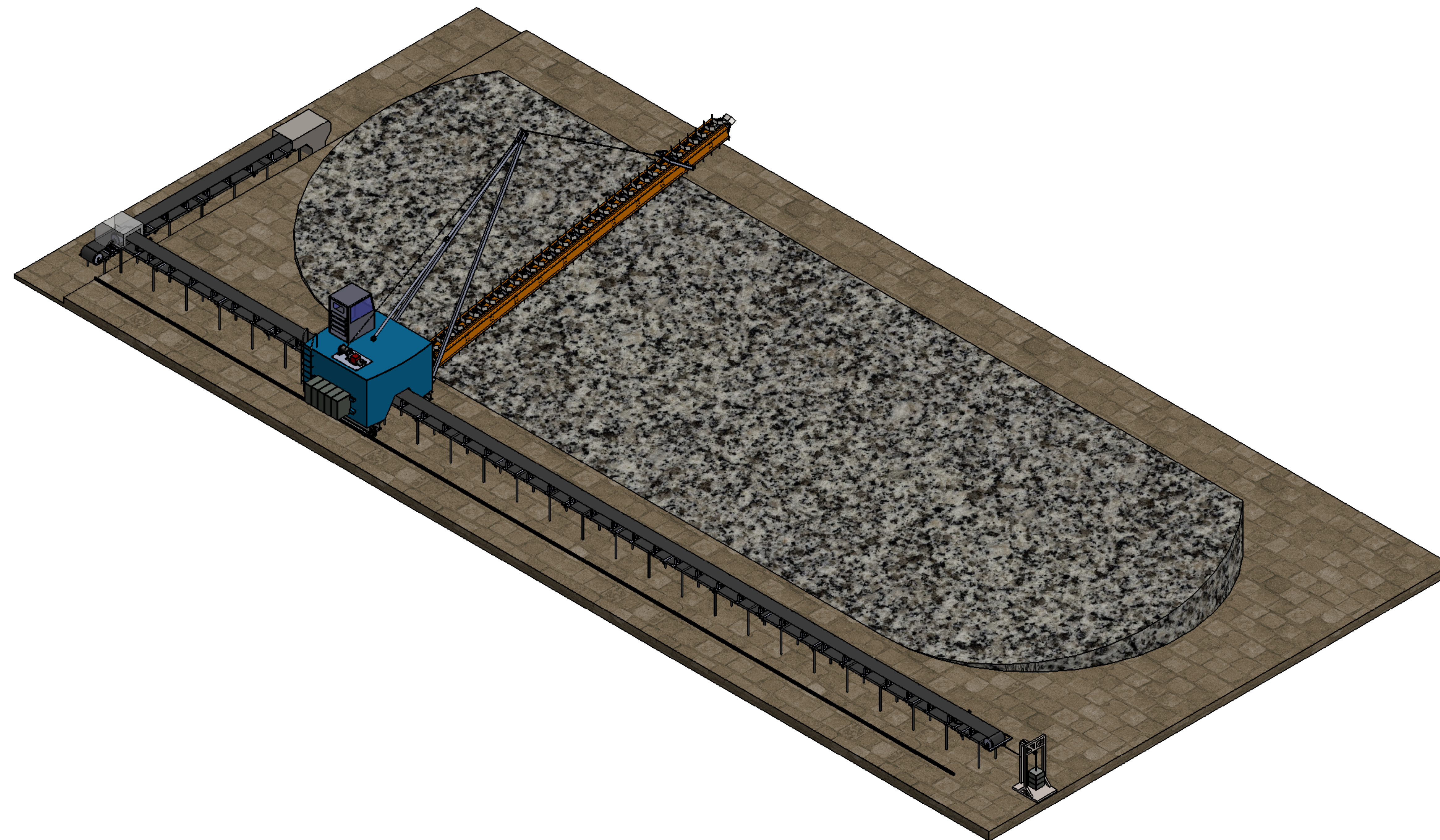
POSTULANTES:
 CRISTIAN GONZÁLEZ MUNÓZ
 EMANUEL JIMÉNEZ MOLINA
 MARÍA JOSÉ OBANDO HERNÁNDEZ

ASESOR DIRECTOR:
 ADOLFO ELIZONDO MORA
 ASESOR INTERNO:
 GIOVANNI RIGNIONI ACUÑA
 ASESOR EXTERNO:
 ROGELIO ULLOA CHAVERRI

CONTENIDO:
 VISTA ISOMÉTRICA DE
 RECLAMADOR
 LATERAL DE CLÍNKER



ESCALA	FECHA	DESCRIPCIÓN
1:20	JULIO 2019	RECLAMADOR LATERAL
UNIDADES DE LAMINA		14
UNIDADES: m		14
NOMBRE DE LAMINA: M113		14



PROYECTO DE GRADUACIÓN:
 DISEÑO DEL SISTEMA DE
 EXTRACCIÓN DE CLÍNKER EN UNA
 PLANTA PRODUCTORA DE CEMENTO

CARRERA:
 INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS
 EN PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

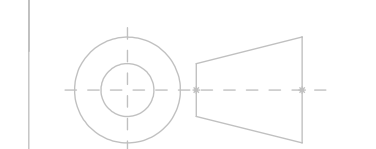
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA
 UNIVERSIDAD DE COSTA RICA



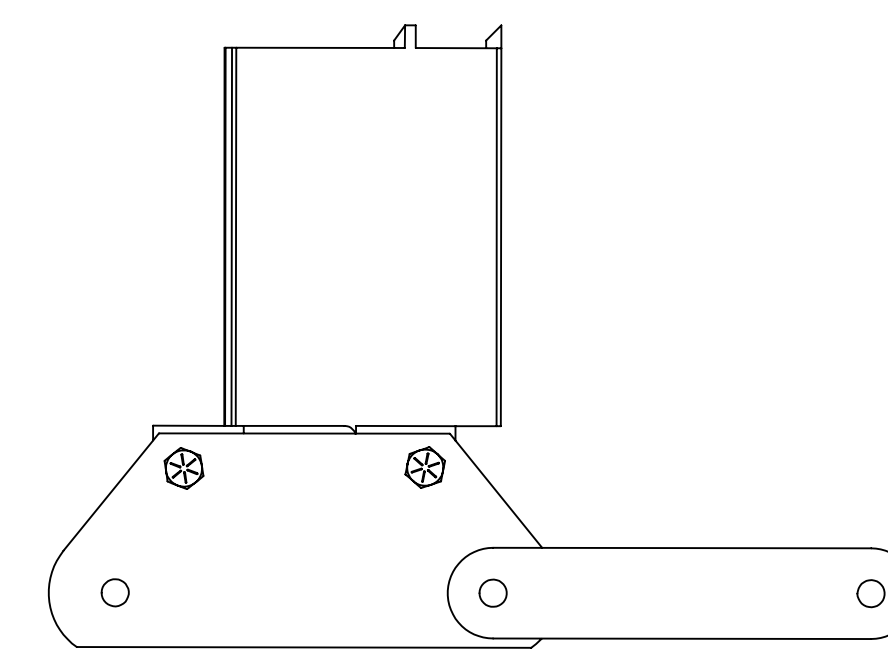
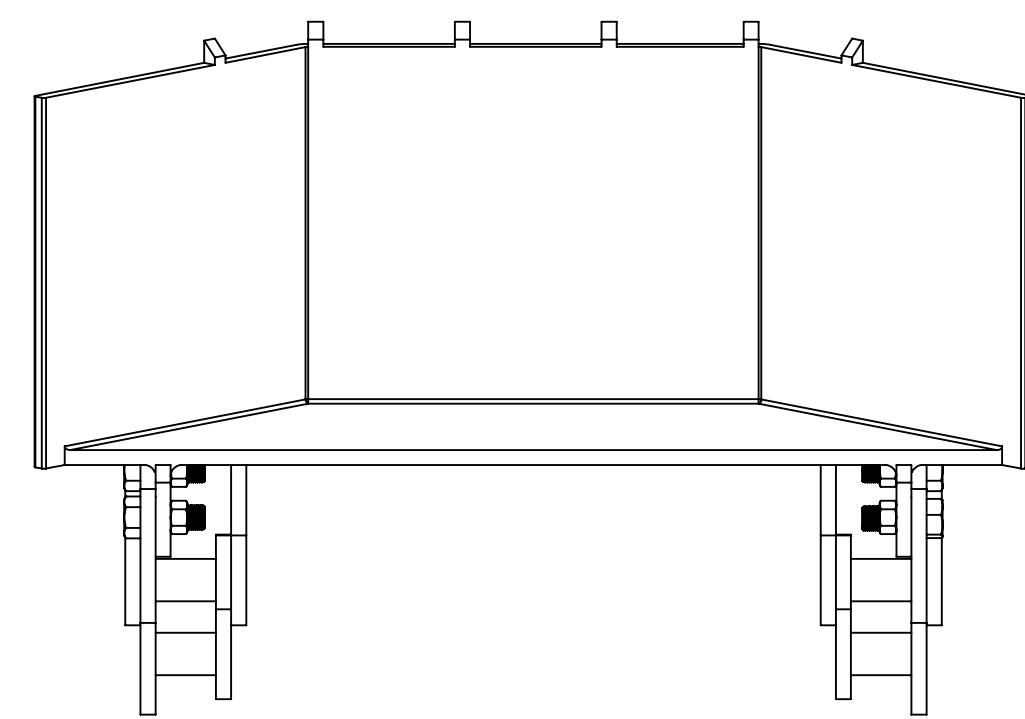
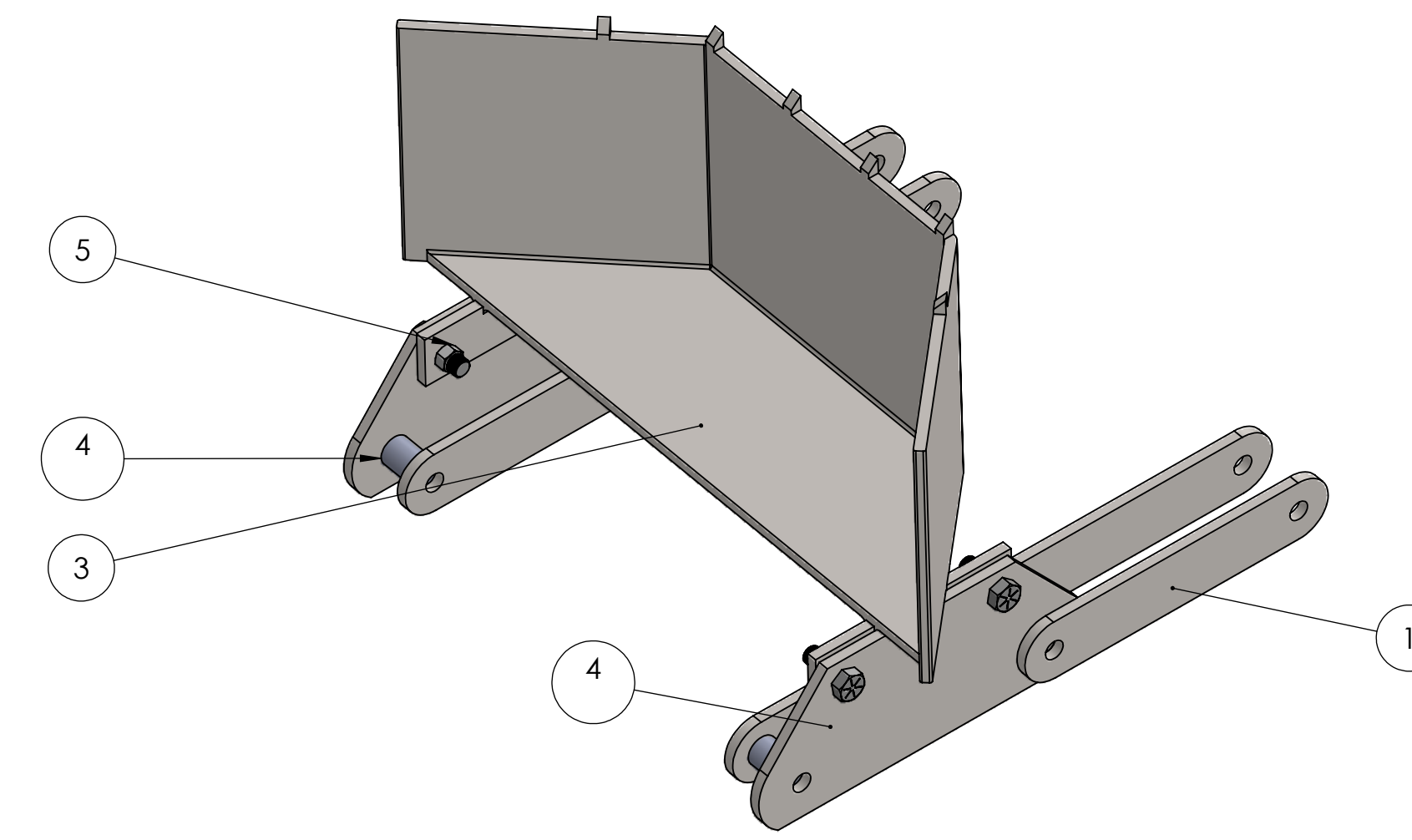
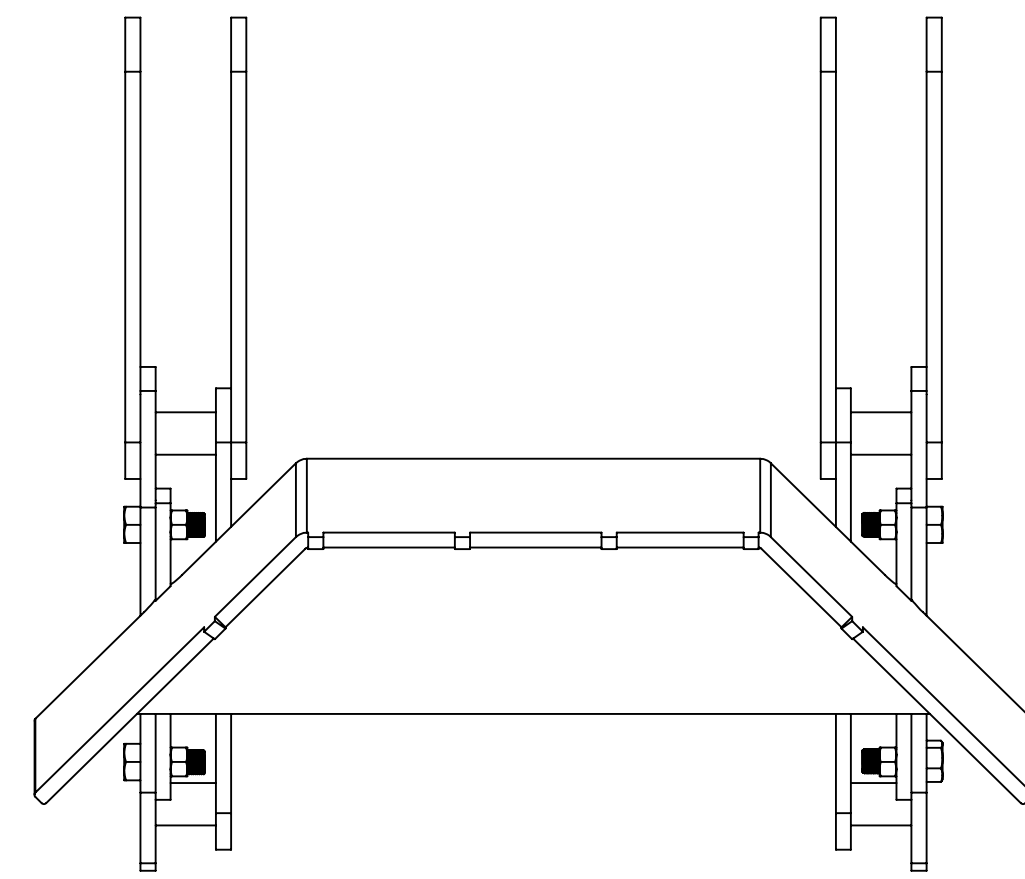
POSTULANTES:
 CRISTIAN GONZÁLEZ MUNÓZ
 EMANUEL JIMÉNEZ MOLINA
 MARÍA JOSÉ OBANDO HERNÁNDEZ

ASESOR DIRECTOR:
 ADOLFO ELIZONDO MORA
 ASESOR INTERNO:
 GIOVANNI RIGNIONI ACUÑA
 ASESOR EXTERNO:
 ROGELIO ULLOA CHAVERRI

CONTENIDO:
 Reclamador de
 clinker con sistema
 de cintas
 transportadoras



ESCALA	FECHA	DESCRIPCIÓN
1:100	JULIO 2019	Reclamador lateral de clinker
CONSECUTIVO DE LAMINA		1
UNIDADES: m		12
NOMBRE DE LAMINA: M100		



Numero de elemento	N° DE PIEZA	CANTIDAD
1	Eslabón	6
2	Eslabón con pestaña	2
3	Pala	1
4	Torón	4
5	Tornillo sujeción	4

PROYECTO DE GRADUACIÓN:
DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE CLÍNKER EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE CEMENTO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS EN PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

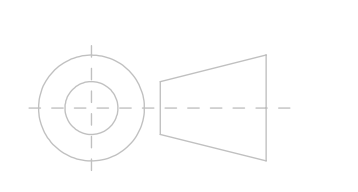
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE COSTA RICA



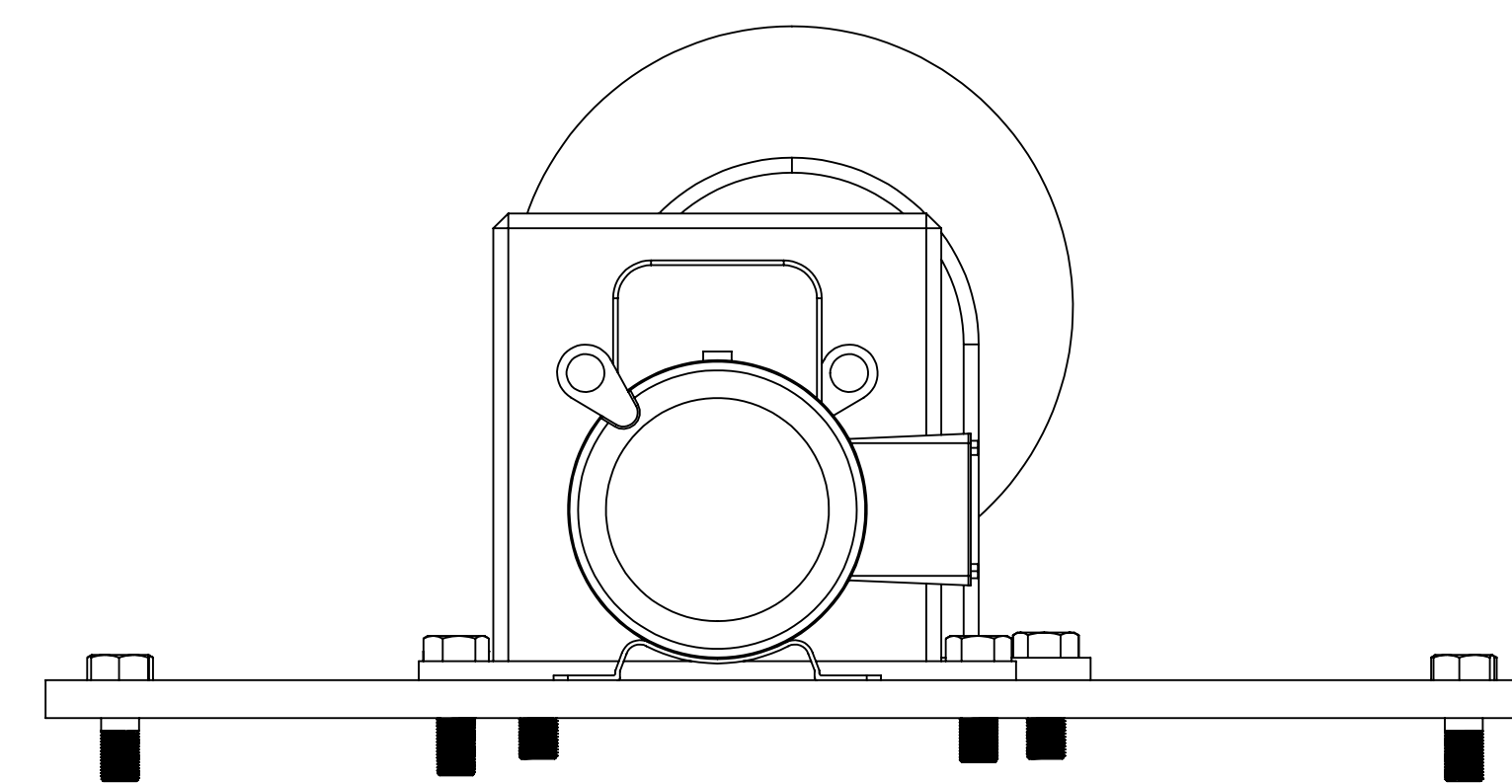
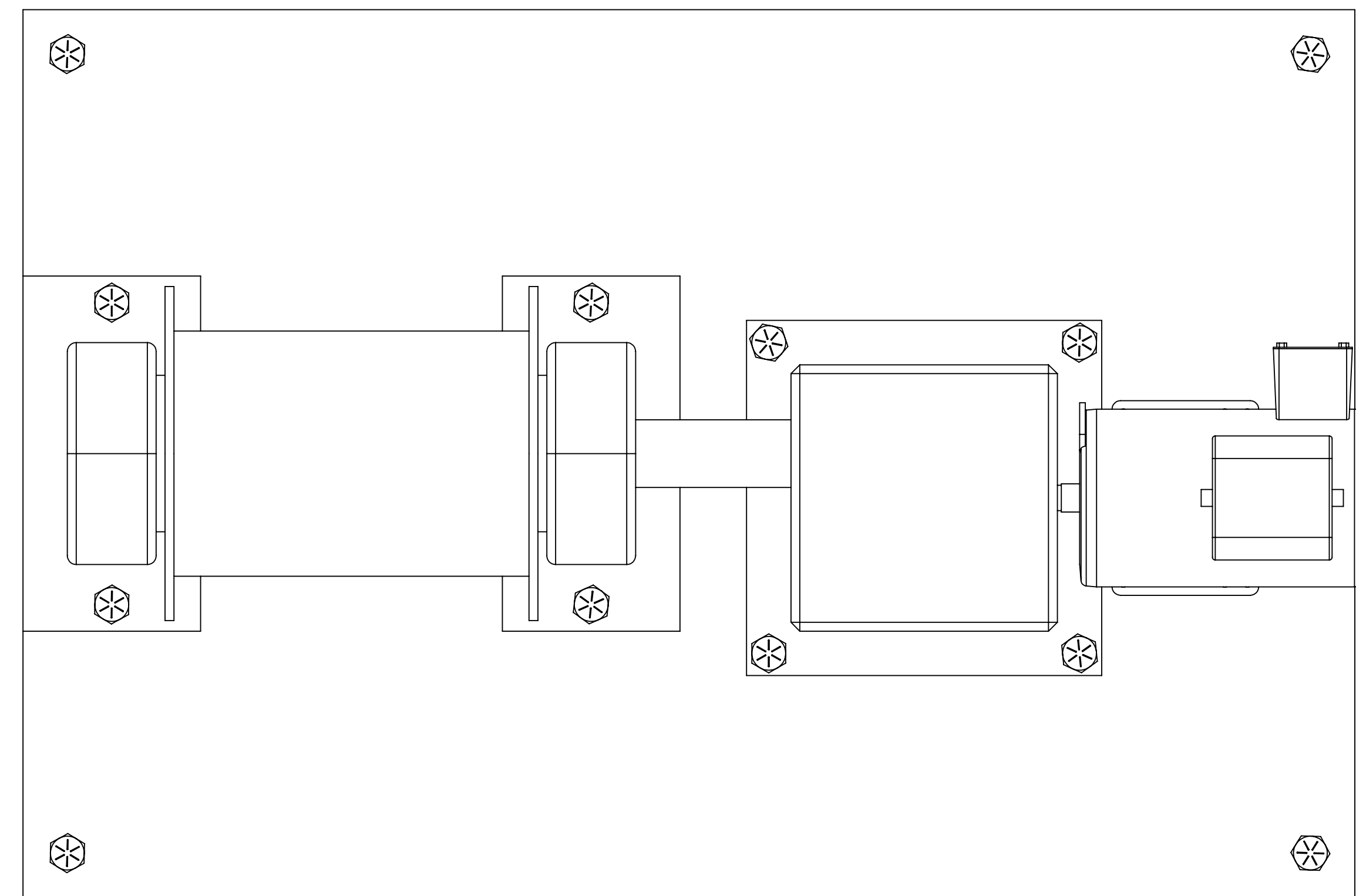
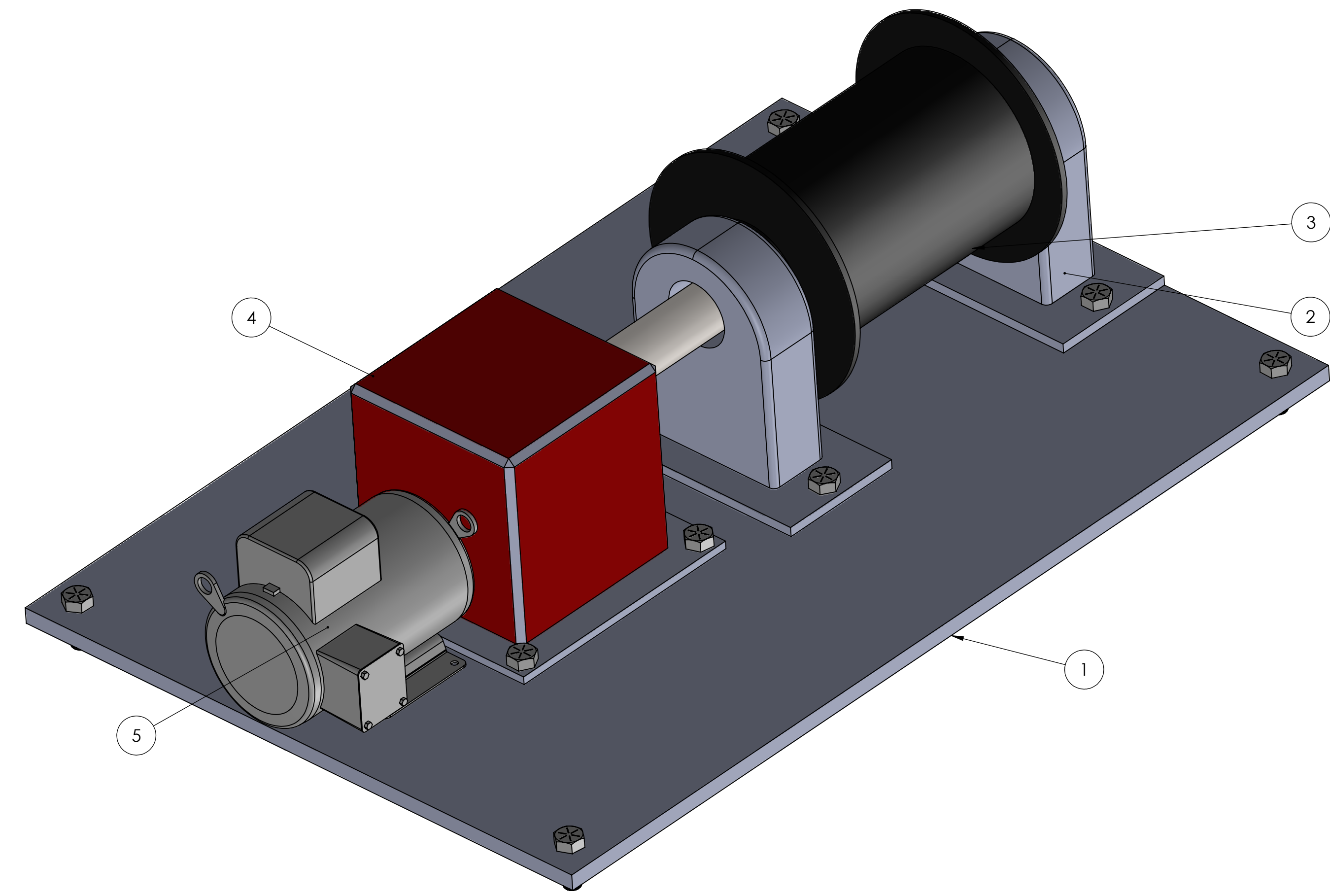
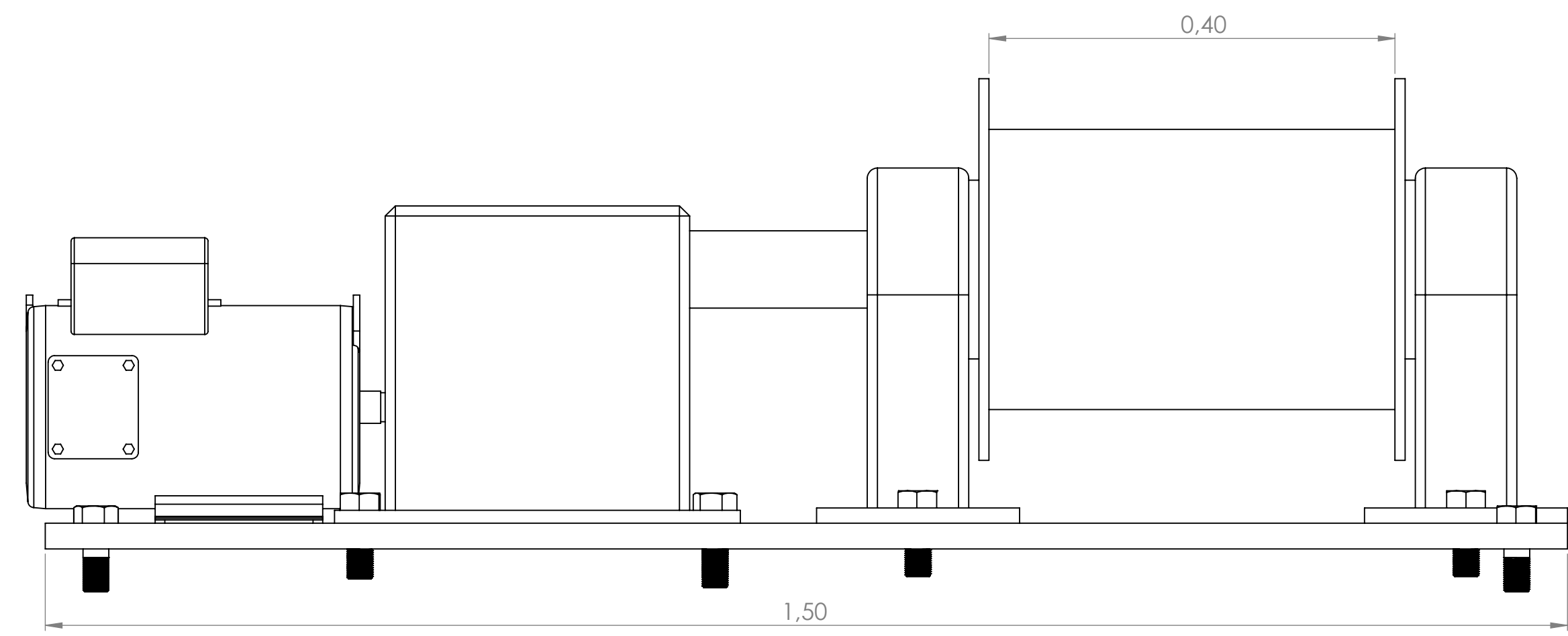
POSTULANTES:
CRISTIAN GONZÁLEZ MUNÓZ
EMANUEL JIMÉNEZ MOLINA
MARÍA JOSÉ OBANDO HERNÁNDEZ

ASESOR DIRECTOR:
ADOLFO ELIZONDO MORA
ASESOR INTERNO:
GIOVANNI RIGNIONI ACUÑA
ASESOR EXTERNO:
ROGELIO ULLOA CHAVERRI

CONTENIDO:
SECCIÓN DE LA CADENA EN UNIÓN CON LA PALA



ESCALA	FECHA	DESCRIPCIÓN
1:5	JULIO 2019	SECCIÓN CADENA
CONSECUTIVO DE LAMINA		4
UNIDADES: m		14
NOMBRE DE LAMINA: M103		



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base winche	1
2	Chumacera	2
3	Cilindro de cabrestante	1
4	Caja reductora	1
5	Motor	1

PROYECTO DE GRADUACIÓN:
DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE CLÍNKER EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE CEMENTO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA CON ÉNFASIS EN PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE COSTA RICA



POSTULANTES:
CRISTIAN GONZÁLEZ MUNÓZ
EMANUEL JIMÉNEZ MOLINA
MARÍA JOSÉ OBANDO HERNÁNDEZ

ASESOR DIRECTOR:
ADOLFO ELIZONDO MORA
ASESOR INTERNO:
GIOVANNI RIGNIONI ACUÑA
ASESOR EXTERNO:
ROGELIO ULLOA CHAVERRI

CONTENIDO:
MECANISMO TIPO WINCHE UTILIZADO PARA LEVANTAR EL BRAZO

ESCALA	FECHA	DESCRIPCIÓN
1:5	JULIO 2019	MECANISMO CABRESTANTE
UNIDADES: m		6
NOMBRE DE LAMINA: M105		14