

Universidad Técnica Federico Santa María
Departamento de Ingeniería Mecánica

*Diseño de elevador de cangilones con cangilones de
SBR y malla de poliéster*

Altura: 100 [m]

Capacidad: 100 [ton/h]

Material: Mena de cobre

Trabajo para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

Estudiante: Benjamín Henríquez Saavedra

Profesor guía: Ing. Rafael Mena Yanssen

Profesor correferente: Dr. Ing. Mario Toledo Torres



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: "Diseño mecánico de un elevador de cangilones para minerales, con capacidad de 100[ton/h] y 100[m] de elevación."

Nombre del candidato(a): Benjamín Nawel Henríquez Saavedra

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Casa Central **Departamento:** Departamento de Ingeniería Civil Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Rafael Mena Yanssen, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

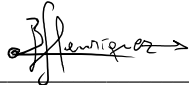
Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 30/06/2026

Firma: 

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 30/06/2026

Firma: 

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Agradecimientos

Me gustaría agradecer al profesor Ing. Rafael Mena Yanssen por su guía durante este proceso, por enseñarme a ver la situación desde un espectro más amplio, aterrizado y por motivarme a pensar fuera de lo convencional y perderle el miedo a lo convencional y a atreverme a innovar.

Agradezco profundamente a mi familia, Marcela, Hugo y Martina, por su apoyo y amor incondicional, siempre presentes en todo el proceso y que gracias al gran esfuerzo y sacrificio de ellos, tengo la oportunidad de formarme como la persona que quiero ser para mi futuro.

Agradezco a mis amigos y futuros colegas, por ser la estrella que siempre guía mi camino, apoyándome en los momentos buenos y malos, enseñándome a ser responsable, buena persona y que la unión es capaz de lograr cosas difíciles a la vez de disfrutar del proceso y de generar recuerdos inolvidables.

Agradezco a mi pareja, Francisca, por su apoyo incondicional, diversas ideas, paciencia y motivación, mostrándome que con cariño, compasión, empatía y el equipo correcto, se puede construir un mundo mejor.

Índice

Resumen	5
Abstract	5
1. Introducción	6
2. Objetivo general	7
2.1. Objetivos específicos	7
3. Alcances y limitaciones	7
4. Manejo vertical de materiales a granel	8
4.1. Propiedades del material	8
5. Elevador de cangilones a lo largo de la historia	10
5.1. Máquinas de la Edad Antigua	10
5.2. Primeros elevadores de cangilones industriales - Siglo XIX	12
5.3. Diseños modernos de elevadores de cangilones - Siglo XX	15
6. Marco Teórico	20
6.1. Transporte vertical de cangilones	20
6.2. Principio de funcionamiento	21
6.3. Tipos	22
6.3.1. Medio de transporte	23
6.3.2. Disposición	23
6.3.3. Capacidad	23
6.3.4. Carga	25
6.3.5. Descarga	25
6.4. Aplicaciones	30
6.5. Componentes del sistema	31
6.5.1. Estructura	31
6.5.2. Poleas y Ruedas dentadas	31
6.5.3. Órgano de tracción	32
6.5.4. Cangilones	33
6.5.5. Sistema propulsor	36
6.5.6. Sistema de atezado	37
6.6. Desviación de la correa	37
6.6.1. Principales Causas	37
6.6.2. Medidas de mitigación	38
7. Leyes, normas y guías	39

8. Diseño	40
8.1. Casos de interés actual	40
8.2. Bases de Diseño	40
8.3. Material a transportar	41
8.4. Tipo de elevador - Principales características	42
8.5. Cangilón	43
8.5.1. Dimensiones	43
8.5.2. Materiales de construcción	44
8.5.3. Propiedades del material compuesto	45
8.5.4. Fuerzas sobre las paredes	50
8.5.5. Esfuerzos sobre las paredes del cangilón	52
8.5.6. Análisis de Elementos Finitos del cangilón - Ansys	56
8.5.7. Procedimiento de manufactura	61
8.5.8. Unión a la correa	62
8.6. Trayectoria del material	64
8.7. Correa del elevador	65
8.7.1. Tipo de correa seleccionada	65
8.7.2. Dimensiones	66
8.7.3. Masa de la correa	67
8.8. Parámetros de funcionamiento básicos	67
8.8.1. Capacidad	67
8.8.2. Cantidad de cangilones	67
8.8.3. Masa de material por cangilón	67
8.8.4. Tensiones	68
8.9. Empalmes de la correa	71
8.10. Sistema Tensor	71
8.11. Potencia	73
8.12. Poleas	75
8.12.1. Manto	75
8.12.2. Tapas - End Disc	78
8.12.3. Corona	79
8.12.4. Recubrimiento de la polea	80
8.13. Ejes	81
8.14. Rodamientos	85
8.15. Manguitos de fijación	88
8.16. Freno anti-retorno (Backstop)	90
8.17. Motor	91
8.18. Reductor	91
8.19. Síntesis de Diseño	93
8.19.1. Plano general - Disposiciones	94
8.19.2. Plano Cangilón	95

8.19.3. Plano Eje	95
8.19.4. Plano Polea de cabeza	96
8.19.5. Alternativa de diseño	96
9. Conclusiones	98
10.Recomendaciones	98
Referencias	100
Anexo	105
Modelo 3D - Inventor	105

Resumen

En el siguiente trabajo se realizó un diseño técnico preliminar de un elevador de cangilones para una capacidad solicitada de 100 [ton/h], con 100 [m] de distancia entre ejes, elevando mena de cobre con una granulometría máxima de 200 [mm]. Para ello, se investigó acerca de la evolución de los elevadores de cangilones a través del tiempo, con los primeros ejemplares situados por el año 300 a.C. aproximadamente. Además, se estudiaron los principales componentes y sistemas que componen el elevador, así como su relación entre ellos, tipos y variantes, materiales de construcción y principios de funcionamiento.

Como resultado, se realizó un diseño preliminar de un elevador de cangilones, que utiliza una correa de carcasa de cables de acero (Steel Cord), con una capacidad teórica aproximada de 150 [ton/h], con una potencia teórica aproximada 100 [kW], para una velocidad de elevación de 3,2 [m/s], el cual transporta el material a granel mediante cangilones confeccionados con materiales compuestos, siendo el laminado de malla de poliéster en una matriz de SBR. Además, estos cangilones se unieron a la correa mediante un pegamento industrial polimérico (Fourthane Red Line) sin la necesidad de pernos o de perforación en la correa. Las dimensiones del cangilón son: 600 [mm] de proyección, 600 [mm] de profundidad y 500 [mm] de largo. Por otro lado, se diseñó un eje mediante esfuerzos máximos, fatiga y deflexión, llegando a un diámetro mínimo de 140 [mm]. Además, se utilizó un sistema tensor por gravedad mediante un contrapeso de 3200 [kg]. Por último, el elevador es impulsado por un motor eléctrico de 132 [kW], unido a un reductor de tres etapas de ejes perpendiculares, conectado al eje de cabeza del elevador.

Finalmente, las conclusiones de este trabajo abarcan la viabilidad técnica del diseño preliminar del elevador de cangilones con los parámetros de funcionamiento previamente mencionados, siguiendo las guías y normas industriales establecidas, enfocándose en la utilización de materiales compuestos para la fabricación de los cangilones y su validación teórica mediante el análisis de elementos finitos (FEA) y la mención de la posibilidad teórica de reemplazar el sistema de camiones mineros dedicados a la elevación de material de granel de mena de cobre.

Abstract

The following study presents a preliminary technical design of a bucket elevator for a required capacity of 100 [t/h], with a center-to-center distance of 100 [m], lifting copper ore with a maximum particle size of 200 [mm]. To this end, the historical evolution of bucket elevators was investigated, tracing the earliest examples back to approximately 300 B.C. Additionally, the main components and systems that comprise the elevator were studied, as well as their interrelationships, types and variants, construction materials, and operating principles.

As a result, a preliminary design of a bucket elevator was developed using a steel cord carcass belt, achieving an approximate theoretical capacity of 150 [t/h] and an approximate theoretical power

requirement of 100 [kW] at a lifting speed of 3,2 [m/s]. The material is transported in bulk by buckets made of composite materials, specifically a polyester mesh laminate within an SBR matrix. Furthermore, these buckets were bonded to the belt using an industrial polymeric adhesive (Fourthane Red Line), eliminating the need for bolts or belt perforations. The bucket dimensions are: 600 [mm] projection, 600 [mm] depth, and 500 [mm] width. Additionally, the drive shaft was designed considering maximum stress, fatigue, and deflection, resulting in a minimum diameter of 140 [mm]. A gravity tensioning system was implemented using a 3,200 [kg] counterweight. The elevator is driven by a 132 [kW] electric motor, coupled to a three-stage right-angle gearbox connected to the elevator's head shaft.

Ultimately, the conclusions of this work address the technical feasibility of the preliminary bucket elevator design under the previously mentioned operating parameters, following established industrial guidelines and standards. The focus centers on the use of composite materials for bucket manufacturing and their theoretical validation via Finite Element Analysis (FEA), as well as the mention of the theoretical viability of replacing dedicated mining haul trucks for lifting bulk copper ore.

1. Introducción

Al día de hoy, el manejo eficiente de materiales a granel es de vital importancia, en donde se busca mover grandes cantidades de sólidos sin empaquetar, los que individualmente presentan una forma irregular y un tamaño pequeño. Sin embargo, en grandes cantidades, estos materiales presentan un comportamiento peculiar, similar a los de un fluido, con características que dependen de las propiedades tanto del material como las del entorno.

Si bien los desafíos asociados al transporte de materiales a granel son diversos, en esta oportunidad se abordará el transporte vertical de material, en donde prima la condición de desplazar el material a gran altura con ángulos de inclinación muy pronunciados, idealmente, en 90 grados de inclinación respecto a la horizontal. Para ello, existen diversos tipos de máquinas que logran lo solicitado de forma eficaz y eficiente; dentro de este grupo, se destaca el Elevador de Cangilones o Elevador de Capachos, una de las máquinas más antiguas utilizada por la humanidad, que a través de innovaciones y evoluciones a lo largo de los siglos sigue actualmente vigente operando en diversas industrias, tales como minería, agraria, farmacéutica, química, alimenticia, entre otras.

Por ello, se investigó acerca de los fundamentos del funcionamiento de los elevadores de cangilones, cómo afectan las propiedades del material a este y los avances e innovaciones en la materia a lo largo de la historia. Dicha investigación se utilizó para la generación de un diseño de elevador de cangilones capaz de elevar carga a 100 metros de altura y una capacidad de transporte de 100 toneladas de material de mena de cobre por hora.

2. Objetivo general

Crear una solución de transporte vertical de material a granel a través del diseño de un elevador de cangilones enfocada en la pequeña y mediana minería, capaz de elevar el material a 100 [m] de altura, alcanzando una capacidad mínima de 100 [ton/h] para el manejo de material de mena de cobre.

2.1. Objetivos específicos

- Análisis del estado del arte de los elevadores de cangilones.
- Establecer los principios y fundamentos de funcionamiento del elevador de cangilones.
- Conocer los fundamentos del manejo de materiales.
- Investigar las características del material a transportar.
- Analizar catálogos de componentes de elevadores de cangilones presentes en el mercado y normas asociadas.
- Calcular parámetros necesarios para el diseño y selección de componentes.
- Realizar modelo CAD de componentes para ilustrar su funcionamiento y dimensiones.

3. Alcances y limitaciones

El alcance del presente trabajo se enfoca en el diseño teórico de un elevador de cangilones; el cual presenta un enfoque técnico, siguiendo la teoría actual y prácticas comunes en la industria. El enfoque principal comprende el cálculo de parámetros de funcionamiento, elementos de máquina, materiales compuestos, análisis de elementos finitos y selección de componentes a partir de catálogos comerciales.

Por otro lado, este trabajo se limita exclusivamente al diseño y análisis técnico, por lo tanto, no se realizó un análisis económico que evalúa el costo del diseño final, la mano de obra necesaria para su construcción ni el costo operacional de esta, así como las posibles ganancias al ser comparado con otros sistemas para manejo de material a granel.

4. Manejo vertical de materiales a granel

El transporte de materiales se encuentra presente en una gran variedad de rubros, destacando la industria alimenticia de granos, la química-farmacéutica y la minería. En Chile, esta última es de gran interés, debido a que el transporte de mineral dicta la producción de cobre, lo que impacta directamente en la economía del país. Un correcto manejo de materiales, mediante un sistema eficiente y confiable, es de vital importancia para alcanzar una excelencia operacional, con producciones de mayor capacidad y menores costos asociados al uso de energía y pérdidas del material.

Si bien la mayoría de estos sistemas de manejo de materiales corresponden a equipos de gran tamaño, con correas de varios kilómetros de largo y pendientes no tan grandes, existen situaciones en donde se requiere elevar el material una gran cantidad de metros sobre el suelo, con grandes pendientes que pueden llegar a alcanzar hasta los 90° de inclinación respecto a la horizontal. Para ello, se requiere de sistemas especializados para el trabajo, capaces de alcanzar capacidades competitivas de cientos de toneladas por hora. A esto se le denomina como transporte vertical de material a granel, el cual busca dar soluciones de forma efectiva, segura y confiable, capaz de cumplir con las exigencias y de resistir el desgaste generado por el mismo material.

Por esto último, es importante conocer las propiedades del material a granel con el que se trabajará, con el fin de entender la mejor forma de abordar la situación, dependiendo del material y capacidad requerida, evitando fallas por diseño incorrecto, desgaste prematuro, funciones de inocuidad y capacidades requeridas.

4.1. Propiedades del material

El manejo de materiales depende principalmente de las propiedades físicas de este, con ello, se puede seleccionar el mejor tipo de transporte, con equipos y materiales adecuados para soportar las cargas y desgaste generado por el material, así como alcanzar una eficiencia energética del sistema. Dichas propiedades de los materiales se encuentran descritas bajo la norma CEMA/ANSI 550 (2015) [1], en donde se explican a profundidad.

1. **Abrasividad:** Es la capacidad del material de desgastar a otro cuando se encuentra en movimiento, dependiendo de la dureza, forma, densidad aparente y tamaño de la partícula que se está manejando.
2. **Ángulo de Fricción Externa:** Obtenido a partir del gráfico de la relación del esfuerzo cortante y el esfuerzo normal entre el material y la pared o superficie de contacto. Es ángulo entre el esfuerzo normal (eje horizontal) y la tangente a la curva del gráfico. Esta tangente representa el coeficiente de roce entre el material y la superficie en contacto con el material, por lo que también se le conoce como la “Fricción de Pared”.
3. **Ángulo de Fricción Interna:** Es conocido como la cohesión del material, propiedad que indica que tanto se “adhiere” el material entre sí. Obtenido a partir del gráfico de relación entre

el esfuerzo normal y el esfuerzo de corte de partículas del mismo material.

4. **Ángulo de Máxima Inclinación:** Máximo ángulo respecto a la horizontal en el cual la cinta transportadora vacía es capaz de elevar el material deseado. Dicho ángulo es inversamente proporcional a la velocidad de la cinta transportadora.
5. **Ángulo de Reposo:** Es el ángulo entre la horizontal y la pendiente generada por el montículo de la pila de material, desde la base de este hasta su parte más alta. El ángulo de reposo varía según las propiedades del material, como densidad, tamaño de partícula, forma de partícula, humedad, entre otros.
6. **Ángulo de Deslizamiento:** Ángulo respecto a la horizontal de una superficie plana inclinada en donde el material empieza a deslizarse sobre esta hacia abajo por medio de su propio peso. El ángulo de deslizamiento depende de los siguientes factores: Material de la superficie, condición de la superficie, compactación del material y rapidez de cambio del ángulo de inclinación de la superficie.
7. **Ángulo de Sobrecarga:** Es el ángulo formado por la pendiente entre la horizontal y la parte superior del material cargado sobre una cinta transportadora. Este ángulo depende de la forma de la sección transversal de la cinta. Si la cinta es plana, el ángulo de sobrecarga es igual al ángulo de reposo del material. Si la cinta presenta lados inclinados, o presenta lados verticales con estilo de cajones, la parte superior del material genera un arco circular, por lo que el ángulo de sobrecarga es el formado entre la horizontal y la tangente al arco circular en el punto de contacto entre el arco y la cinta transportadora.
8. **Densidad del material:** Es la densidad del material aparente medida cuando la muestra no está compactada. Esta propiedad se subdivide en dos: densidad del material suelto y densidad del material vibrado. Esta última corresponde cuando la muestra de material se hace vibrar previamente a la medición y el valor puede ser menor a la densidad del material compactado.
9. **Cohesividad:** Propiedad que está determinada por cuanto las partículas individuales del material tienden a permanecer juntas o pegadas entre ellas. Esta característica puede aumentar la resistencia al esfuerzo de corte del material una vez que se le aplica presión. La cohesión se puede expresar como una sumatoria de esfuerzos de cizalle.
10. **Función de Fluidéz:** Propiedad del material caracterizada por la libertad de las partículas del material a moverse cuando el material a granel es puesto en movimiento por una fuerza, gravedad u otra opción. Cuando esta libertad del material se aproxima a cero, el material a granel tiende a reaccionar de forma lenta ante fuerzas aplicadas, generando arcos sobre aberturas o quedándose colgado sobre estructuras como chutes y tolvas, evitando que el material fluya.
11. **Tamaño y peso de bulto:** El tamaño de bulto es la máxima dimensión en pulgadas, milímetros o centímetros que puede alcanzar una partícula de material a granel, contemplando el largo, alto y profundidad. Asimismo, el peso de bulto corresponde al del bulto de mayor

tamaño, medido en gramos, libras o kilogramos. Existen tablas que clasifican el material según su tamaño y peso de bulto, en donde se distinguen principalmente tres formas: Redonda, cúbica y alargada.

12. **Gravedad específica:** Relación entre la densidad del material y la densidad del agua destilada a una misma temperatura. También se le conoce como Densidad relativa.
13. **Dureza de partícula:** Capacidad de la partícula de resistir a ser rayada por otra partícula de un material distinto, relacionada a la abrasividad de esta. También se puede asociar a la resistencia a la deformación plástica puntual y qué tan fácil es de fracturarse, fisurar o reducir en partículas más pequeñas. Existen diversas escalas de durezas, siendo las más conocidas la Rockwell C, Rockwell B, Brinell y la escala de Mohs.

5. Elevador de cangilones a lo largo de la historia

5.1. Máquinas de la Edad Antigua

Tornillo de Arquímedes

Creado en el siglo III a.C., se le acredita a Arquímedes la creación de una máquina capaz de elevar agua por un plano inclinado a través del uso de un eje con un helicoide, envuelto por una carcasa tubular. Por otro lado, se menciona que es un invento aún más antiguo de origen egipcio, el cual era utilizado en el río Nilo. Su funcionamiento era impulsado por la fuerza humana, que al darle vueltas al eje, este rotaba en conjunto al helicoide, permitiendo que el agua atrapada entre las crestas del tornillo se elevara [2].

Al día de hoy se siguen ocupando sin presentar cambios tan radicales en su principio de funcionamiento. También conocidos como tornillo sin fin, son principalmente utilizados para el transporte de materiales a granel de tamaño pequeño, humedecidos o fangosos, viscosos y líquidos, siendo utilizados como bombas de desplazamiento positivo de agua [3]. Por otro lado, se implementan ampliamente en la industria alimenticia y farmacéutica, hechos de acero inoxidable e impulsados por un motor eléctrico y con la opción de que la hélice helicoidal no requiera de un eje central, sino que, esté unida a un acople en la base [4].

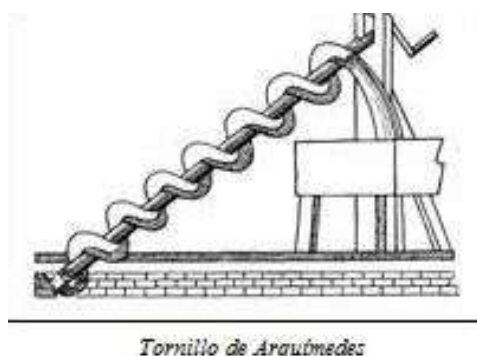


Figura 1: Ejemplo de un tornillo de Arquímedes manual [5].

Elevadores de cangilones - Bucket elevators

Máquina que utiliza cangilones, cajones o cubetas unidos a una cadena o cuerda, en donde en uno de sus extremos se encuentra un piñón o polea que transmite la fuerza motriz. Es considerado como uno de los sistemas continuos de manejo de material más antiguos, remontándose al siglo III a.C., conocidos por ser utilizados para elevar agua de riego de los Jardines Colgantes de Semiramus en Babilonia a una altura estimada de 100 metros [6], en donde se utilizaban animales o trabajo humano para darle movimiento al elevador de cangilones [7]. De modo similar, en el segundo siglo d.C., en China, gobernado por la dinastía de Han, se utilizaron elevadores de cangilones por cadenas y de paletas para transportar agua; los cuales eran impulsados manualmente por el pedaleo de personas sobre un eje horizontal, el uso de ruedas hidráulicas o fuerza animal [6].



Figura 2: Elevador de cangilones chino impulsado manualmente [6].

Del mismo modo y asociado a los mismos principios de funcionamiento, existió la rueda hidráulica persa, conocida como “Saqiah” o “Raha”. Se estima de su invención en el siglo III a.C y consiste en una gran rueda impulsada por animales, que al girar, mueve una cadena la cual tiene cubetas unidas a ella, con el fin de entregar agua para regadío de jardines[6]. Cabe destacar que existen diversas versiones de esta acorde a distintas partes del mundo, incluyendo Egipto, India, Imperio Romano, entre otros [8].

Existen registros de un dispositivo similar, con la particularidad de estar instalado en una torre construida con el alto necesario. Este es impulsado a través de una rueda hidráulica que capta el movimiento del agua de un río mediante un canal o zanja con un flujo considerable. La torre se encuentra a una distancia del río tal que este no la afecte estructuralmente y no interrumpa la captación de agua. Su creación se acredita a Filón de Bizancio, en Alejandría del siglo III a.C. [10], descrito en [9].

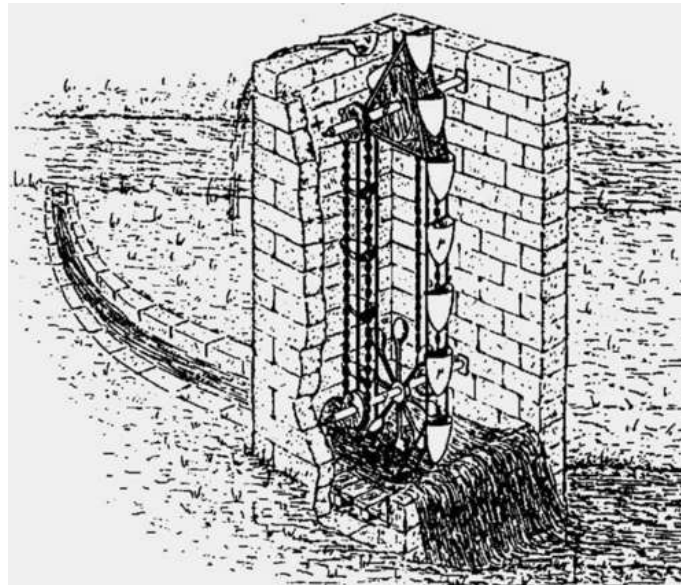


Figura 3: Elevador de cubetas de Filón de Bizancio [9].

De Re Metallica

En el año 1556, el alquimista, químico, médico y mineralogista alemán Georgius Agricola, describió maquinaria relacionada con la minería y metalurgia en su libro *De Re Metallica*, el cual fue uno de los más influyentes y el estándar de referencia por al menos dos siglos en el uso de herramientas y máquinas en procesos de explotación minera [11]. En este libro, se incluían plantillas con gran detalles sobre componentes de elevadores de cangilones por cadenas, como ruedas, poleas, ejes, tren de engranajes, eslabones de cadena intercambiables, cangilones y cubetas de dimensiones y formas estandarizadas, entre otros tipos de herramientas; describiendo su método de propulsión, ya sea manual, por caballos o con ruedas hidráulicas [6].

5.2. Primeros elevadores de cangilones industriales - Siglo XIX

Oliver Evans - Automatización de molino

En el año 1795, se publica el libro “*Miller’s Guide*” [12], escrito por el inventor estadounidense Oliver Evans, en donde se describen diversos mecanismos y máquinas para la automatización de un molino de harina impulsado por una rueda hidráulica, creado en 1785 [6]. Con el objetivo de alcanzar una mayor eficiencia, Oliver Evans diseñó e implementó correas transportadoras horizontales, engranajes, ejes, elevadores de tornillo y elevadores de cangilones por cadena para mover y empujar el grano a través de la estructura del molino; además, contaba con tolvas que cernían y secaban la harina, lo que producía una harina más fina y seca, facilitando su almacenamiento, requiriendo menos personal y obteniendo mayor cantidad de producto por grano molido; alcanzando una capacidad de 300 fanegas por hora [13].

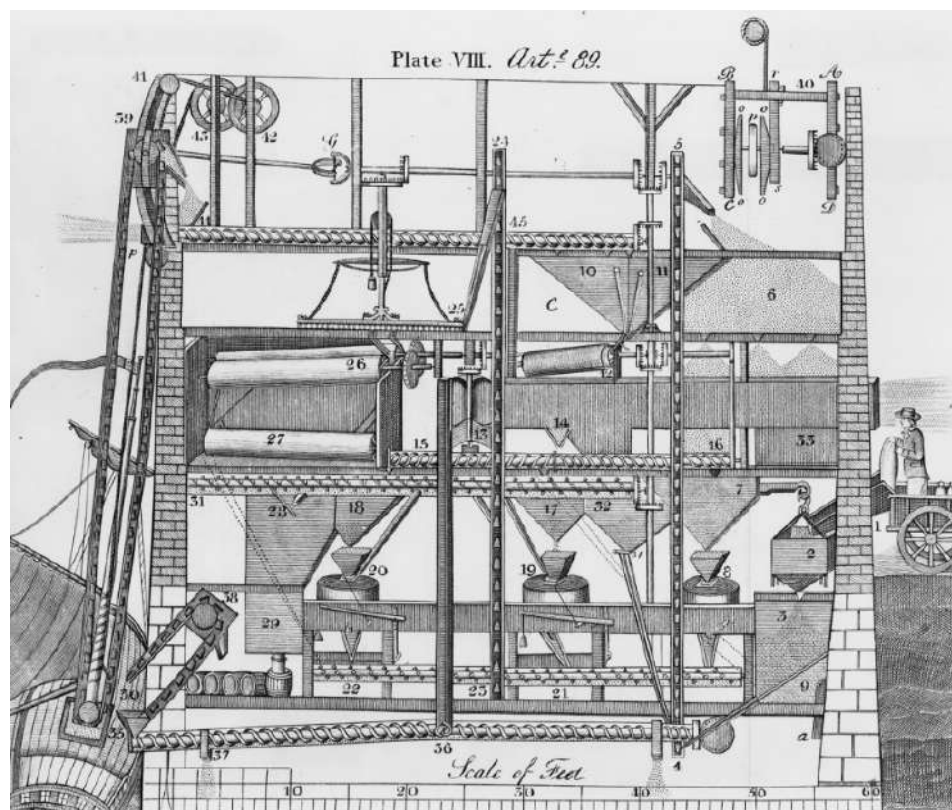


Figura 4: Diseño de molino de harina automatizado de Oliver Evans [12]

El diseño de molino de Oliver Evans, con el uso de correas transportadoras, elevadores de cangilones y elevadores de tornillos para el aumento en la producción y eficiencia dio hincapié a que otro tipo de industrias se interesara en la utilización de estos sistemas de manejo de materiales, lo que generó un cambio de filosofía de diseño enfocada en la automatización de tareas que dan paso a los procesos continuos [14].

Dart & Dunbart - Primer elevador de cangilones a vapor

En el año 1842, en Búfalo, Estados Unidos, el estadounidense Joseph Dart y el escocés Robert Dunbar diseñaron y construyeron el primer elevador de granos impulsado por una máquina de vapor del mundo [15]. El elevador de granos se creó para descargar los granos de los barcos del río Búfalo de forma mucho más rápida que los métodos convencionales. Esta necesidad surgió a partir de la creación del canal Erie, el cual permitió un gran aumento en la velocidad y cantidad de granos transportados por los granjeros, lo que generó una congestión en los muelles del río Buffalo [16].

Su innovación radica en la adaptación de la máquina de vapor de alta presión de Oliver Evans para impulsar al elevador de granos, el cual se componía por una polea motriz, una serie de cangilones de acero unidas a una correa y una estructura conocida como “torre marina” o “Marine leg”, la que permitía acercarse al barco y bajar directamente a la parte interior de este, es decir, a sus bodegas para descargar el grano [17]. El elevador de cangilones de Dart alcanzaba una capacidad de 2000 fanegas por hora [18], siendo la fanega, también conocida como *bushel* en inglés, una unidad de medida de capacidad anglosajona, basada en un recipiente estándar para el manejo de sólidos.



Figura 5: Ejemplo de estructura de torre marina o “marine leg” moderna descargando granos de un barco [17].

Cabe destacar que el elevador de granos de cangilones de Dart, al igual que muchos elevadores contemporáneos a la época, estaba construido principalmente por componentes de madera, por lo que, inherentemente, hace que toda la estructura sea inflamable. Del mismo modo, tal como se describió anteriormente en la sección de Propiedades de Materiales, el grano transportado es altamente inflamable, por lo que genera que el manejo de este material sea muy susceptible a incendios de gran magnitud.

El elevador de Dart & Dunbar fue destruido en el año 1862 por un incendio, tras ello, se instaló el elevador de granos Bennet en el mismo sitio, el cual también fue diseñado por Dunbar, con la diferencia de que presentaba una capacidad aumentada.

Avances en materiales de construcción - Uso de concreto y acero

Como se mencionó previamente, el principal material de construcción de los elevadores de grano de cangilones era la madera, por ende, de naturaleza inflamable. Hay registros de varios incendios de elevadores de granos a causa de chispas generadas por los trenes de ferrocarril utilizados en el transporte. Por lo tanto, por el año 1890, se empezó a experimentar con materiales de construcción tales como el acero, cerámicos y concreto [19], con el fin de lograr una estructura ignífuga y mitigar los riesgos de un incendio a gran escala. En el año 1861, en Brooklyn, Nueva York, se instaló un elevador con estructuras y contenedores de hierro fundido; un tiempo después, se utilizaron contenedores de acero en un elevador de granos instalado en Filadelfia [19]. Si bien el uso de estos materiales

suponía una mayor inversión, el costo por los seguros contra incendios era mucho más bajo que para las construcciones en madera.

Gracias a los avances en el proceso de producción del acero, se logró que este material fuese una opción económicamente viable para ser usado en la construcción de elevadores y silos de granos. Por el año 1897, en la ciudad de Buffalo, entran en funcionamiento los elevadores de granos Nothern Elevator y Electric Elevator, caracterizados por su construcción en acero y por marcar el cambio de propulsión por vapor a un funcionamiento eléctrico, alimentados por la planta de poder Adams Power Plant en las Cascadas del Níagara [19].

Por otro lado, alrededor del año 1900, se empezó a experimentar con cilindros de concreto reforzado u hormigón, llamado silos, los cuales podían almacenar el grano de forma más segura, evitando problemas por humedad, insectos, roedores y el riesgo de incendio inminente [20]. Creado por Frank Peavey y Charles F. Haglin, entre los años 1899 y 1900, en Minnesota, Estados Unidos, se construyó el primer silo cilíndrico de hormigón del mundo, llamado como Peavey-Haglin Elevador de Granos Experimental de Concreto. Fue utilizado como experimento para evaluar la viabilidad técnica del diseño de un elevador de granos ignífugo de concreto reforzado [21], dando paso a mayores capacidades de almacenamiento de granos de forma segura y reduciendo los costos considerablemente por seguros contra incendios [21].

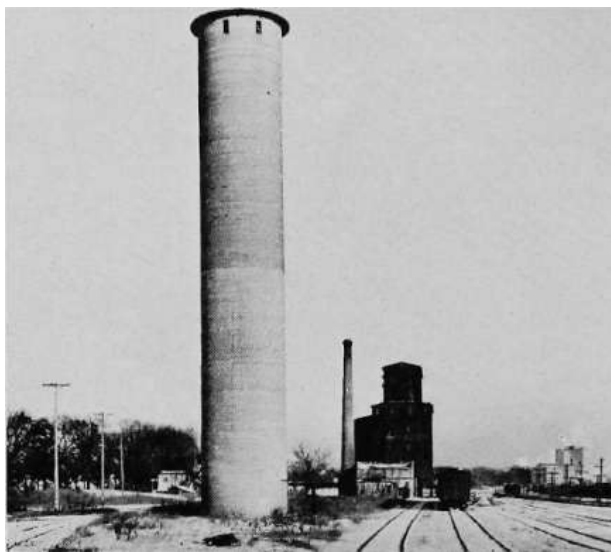


Figura 6: Elevador de granos de concreto experimental [21]

5.3. Diseños modernos de elevadores de cangilones - Siglo XX

Diseño modular y Estandarización

Durante los años 1920 y 1930, tras el uso de mejores materiales para la construcción de los elevadores, surgió una nueva necesidad por crear elevadores de cangilones más seguros, flexibles con el material a transportar y eficientes. Es por ello que nació un enfoque de diseño modular y estandarizado, capaz de adaptarse a las distintas necesidades como tipo de material, altura, layout de plantas

y reducción de derrames del material.

Con respecto a los elementos estandarizados, destacaron los marcos prefabricados con paneles seccionados, los cuales permitían ensamblar un elevador de cangilones a diversas alturas deseadas, con más de un punto de carga o descarga y con configuraciones tanto verticales como inclinados. La ventaja de esta nueva forma de diseñar, es la adaptabilidad del sistema ante el contexto operacional requerido por el cliente, así como un ensamblaje más rápido y con mejores tolerancias. En el año 1920, Charles L. Wilsen, patenta un diseño modular y reforzado de un elevador de cangilones, en donde detalla el uso de mejores conexiones entre cangilones y cadena, componentes prefabricados y tolerancias más precisas [22].

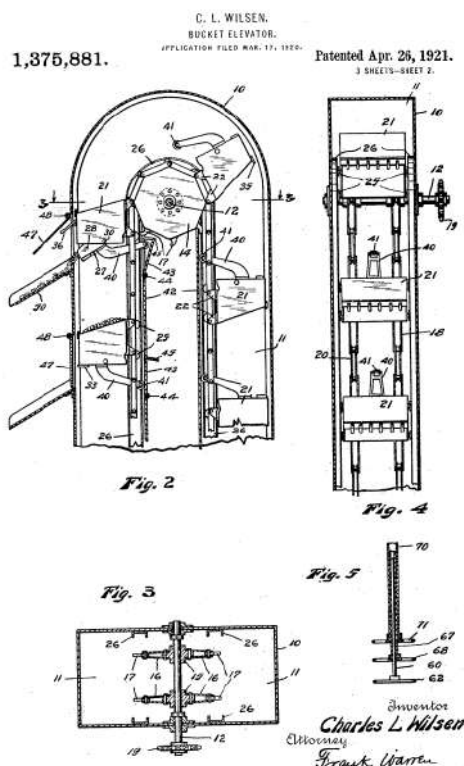


Figura 7: Extracto de la patente de diseño de Charles L. Wilsen para un elevador de cangilones [22]

Además, destacó el diseño de cangilones superpuestos, los que al solaparse, formaban una especie de sello entremedio de los cangilones, por lo que minimizaban la pérdida de material y la contaminación de este por polvo. Del mismo modo, se desarrollaron diseños de carcasas cerradas, lo que permitió un manejo seguro de materiales dentro de las industrias farmacéuticas, químicas y alimentarias.

Implementación de la electrónica

Ya para la segunda mitad del siglo XX, los elevadores de cangilones han avanzado considerablemente en lo que a seguridad, flexibilidad y precisión se refiere. Con el avance de la electrónica y la invención del variador de frecuencia (VDF) entre los años 1960 y 1970 [23]. Este nuevo invento se

empezó a utilizar en los elevadores para obtener un arranque más suave, es decir, un *Soft Start*, lo que permite evitar el peak de corriente que se alcanza al encender un equipo eléctrico. Además, el uso de un VDF permite el ajuste de velocidad de la máquina, logrando un control del proceso más preciso y con un mayor ahorro energético [24].

Flexowell

En los años 1964, la empresa Continental desarrolló la correa Flexowell, la cual técnicamente no es un elevador de cangilones, pero cumple la misma función. Esta correa de paredes laterales corrugadas o “pockets” es capaz de elevar cargas tanto horizontal como verticalmente en 90° , así como en cualquier inclinación requerida. Su capacidad puede llegar a las 2000 toneladas por hora, con una elevación de hasta 400 metros. Estas cintas transportadoras se pueden encontrar en una gran variedad de industrias, incluyendo la minería, industrias energéticas para alimentar carbón y la carga y descarga de barcos en la industria de transporte marítimo. El Flexowell se compone principalmente por tres componentes: La cinta base rígida con refuerzos de cables de acero, las paredes laterales corrugadas de caucho reforzado vulcanizado y listón transversal que previenen que el material deslice hacia atrás [25].

Las principales ventajas respecto a los elevadores de cangilones, radica en que permite un transporte más continuo, sin puntos de transferencia ni bolsillos vacíos, por lo que se disminuyen las pérdidas por derrame. Además, consume menos energía, debido a que la cinta es más ligera que el conjunto de correa y cangilones. Por último, presenta una gran flexibilidad ante la inclinación, permitiendo trayectorias curvas o en forma de S, a diferencia de los elevadores de cangilones, los cuales siguen una trayectoria relativamente recta [25].

Sin embargo, los alimentadores de cangilones pueden trabajar en un mayor rango de temperatura; pueden cargar material con mayor tamaño de bulto y de mayor dureza y abrasivos, así como la posibilidad de construir cangilones o cangilones más grandes si se requiere.



Figura 8: Portada de Flexowell por Continental [25]



Figura 9: Ejemplo de Flexowell en funcionamiento [25]

Diseños en la actualidad - Siglo XXI

Hoy en día, los desarrollos se enfocan en la utilización de materiales compuestos, como polímeros de alto rendimiento, con el fin de reducir el peso de los elementos de máquinas y hacerlos más resistentes a la abrasión del material, resultando en cangilones más ligeros, resistentes y duraderos.

Digitalización y control

Por otro lado, se implementan sistemas de control digital en diversas partes y componentes del elevador, permitiendo controlar y monitorear los parámetros de funcionamiento, tales como velocidad, temperatura, vibraciones y alineamiento de los componentes. Gracias a la captura de estos datos y al desarrollo de las tecnologías de información, como por ejemplo el Internet de las Cosas, se puede lograr un monitoreo y control remoto en tiempo real en cualquier parte del mundo. A esto último se le agrega la implementación del "Machine Learning", el cual es capaz de procesar un gran volumen de datos y convertirlos en información útil para la toma de decisiones.

Mantenimiento Predictivo

Relacionado a lo anterior, la información recopilada puede ser utilizada en el Mantenimiento Predictivo, capaz de anticipar las fallas antes de que ocurran. Para ello, se utilizan los datos históricos de los rangos de los parámetros de operación, lo que permite aplicar diversos métodos de mantenimiento como el RBM (Mantenimiento Basado en Riego), el RCM (Mantenimiento Centrado en Confiabilidad) y el TPM (Mantenimiento de Producción Total), los cuales requieren de datos históricos del sistema para poder generar un plan de mantención adecuado [26].

Eficiencia Energética

Desde el punto de la eficiencia energética, el uso de VDF permite un control preciso de la velocidad del motor que acciona el elevador, por ende, se puede ajustar de mejor forma al contexto operacional, utilizando menor potencia cuando sea posible. Además, existe la posibilidad de implementar un freno regenerativo, el cual permite recuperar parte de la energía al frenar [26].

Diseño Modular

El diseño modular consiste en dividir el equipo en diversos módulos intercambiables, lo que al combinarlos, dan una gran variedad de productos distintos. Aplicandolo a los elevadores verticales, la implementación de módulos permiten configurar el elevador de material para distintas alturas, inclinaciones, tipo de cangilones según el material, tapas de carga y descarga, etc. Otra ventaja de este diseño es la rapidez y facilidad de ensamblaje, así como una mayor agilidad en la mantención, lo que reduce los tiempos necesarios para mantener (MTTR) [26].

Seguridad y mitigación de riesgos

Como se pudo observar en los apartados anteriores, el manejo de algunos materiales tales como los granos de trigo o el carbón están sujetos al riesgo de incendio por su naturaleza inflamable. Para mitigar estos riesgos, se diseñan sistemas cerrados bajo la normativa ATEX, para trabajos en atmósferas explosivas e inflamables, los cuales presentan revestimientos antiestáticos [27]. Además de

la exigencia de la norma ATEX, se incluye en el diseño sistemas de control de temperatura y puntos calientes, dando algún tipo de alarma o generando una parada del equipo en caso de emergencia.

Especialización según tipo de industria

Se ajusta el diseño de los componentes del elevador según los requerimientos y exigencias de cada industria. Por ejemplo, para la industria alimenticia, se busca que los componentes sean inocuos, por lo que se utilizan materiales como el acero inoxidable y los cangilones presentan formas que facilitan la limpieza de este; además, se busca el cumplimiento de las normativas asociadas a la industria alimenticia, reguladas por la FDA, que establece procedimientos de inspección, manejo, materiales y lubricantes que se pueden utilizar en las máquinas [28].

6. Marco Teórico

En esta sección se presenta el desarrollo conceptual del transporte vertical mediante cangilones, con el propósito de proporcionar el contexto teórico necesario para comprender su funcionamiento y aplicación, incorporando enfoques relevantes que sustentan el tema de estudio.

6.1. Transporte vertical de cangilones

El transporte vertical de cangilones es un sistema de transporte diseñado para mover materiales de un punto inferior a otro superior mediante el uso de cangilones. Este sistema es versátil, ya que puede manejar materiales de diversas características, como a granel, secos o incluso líquidos.

Cuando se transporta un producto, el objetivo principal es lograr la mayor eficiencia posible, trasladando el material desde su punto de fabricación hasta el área de envío o almacenamiento. Para ello, es fundamental realizar el movimiento hacia y desde los lugares correctos en tiempos adecuados, con un volumen de producto apropiado, y adaptándose a espacios que a veces son limitados, todo ello maximizando la eficiencia económica. Además, el sistema debe ser lo suficientemente robusto para soportar las condiciones operativas y las características del material transportado, como granulometría, temperatura, fragilidad, abrasividad o humedad. Un diseño adecuado garantiza la continuidad del proceso, evitando paradas innecesarias.

Una de las principales ventajas de este sistema es la optimización en el diseño de la planta, lo que permite un ahorro significativo de espacio y facilita un flujo constante y controlado del material. Esto se traduce en la capacidad de transportar grandes volúmenes en menos tiempo y con menores requerimientos energéticos. Además, al estar cerrados evita la formación de polvos en la atmósfera, lo cual no solo es perjudicial al medio ambiente, sino que también para la salud de los trabajadores e impacto de desgaste en las maquinarias. La instalación es rápida y requiere de menos personal al ser un sistema autónomo.

La máquina clave de este sistema es el elevador de cangilones, que emplea cangilones montados en una cinta o cadena para elevar materiales a granel de forma vertical, descargándolos de manera continua por gravedad, o también para remover sedimentos y otros materiales del fondo de cuerpos de

agua del mismo modo. Este equipo se desplazará entre una tambora o catalina y un atezado, adentro de un armazón.

6.2. Principio de funcionamiento

El material se carga en los cangilones ya sea por excavación o mediante un sistema de alimentación directo. Estos cangilones están unidos a un órgano de tracción que los eleva hasta la parte superior del sistema. Al pasar por la polea o rueda dentada superior, el material se descarga por acción de la fuerza centrífuga o por gravedad, dependiendo de si el sistema es de tipo centrífugo o continuo. El elevador emplea dos poleas: una en la parte superior y otra en la inferior. La polea superior es impulsada por un motor eléctrico, lo que permite el movimiento del conjunto.

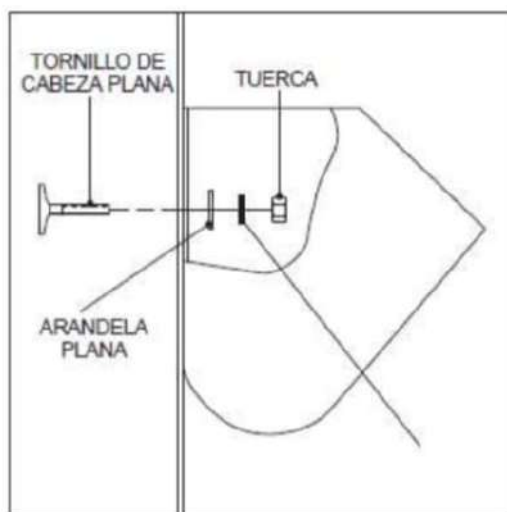


Figura 10: Unión cangilones y órgano de tracción [29]

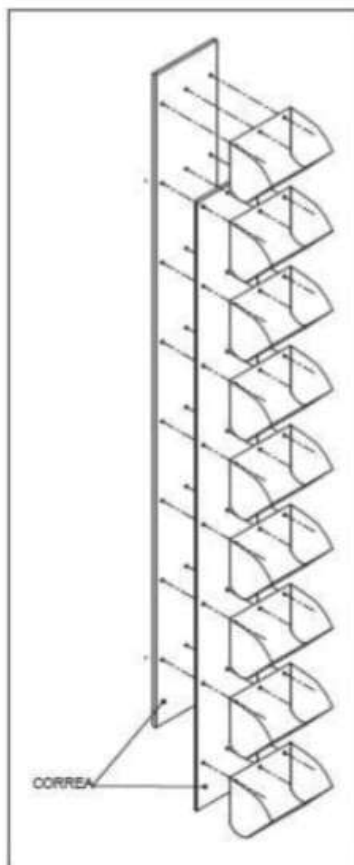


Figura 11: Disposición cangilones en banda [29]

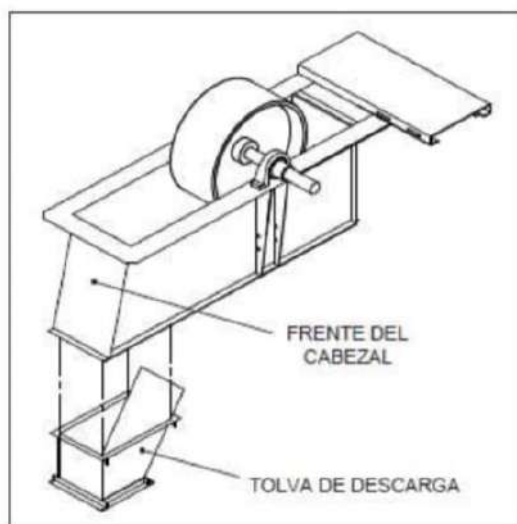


Figura 12: Tolva de descarga [29]

6.3. Tipos

Existen distintas clasificaciones de elevadores de cangilones, a continuación se exponen las principales. Si bien existe una extensa bibliografía respecto al tema de manejo de materiales, en esta oportunidad se utilizará como principal guía el libro “Bulk Solids Handling, An introduction to the

Practice and Technology” (C.R. Woodcock, J.S. Mason (1987)) [35], en conjunto con otras fuentes.

6.3.1. Medio de transporte

Los órganos de tracción pueden ser con bandas o cadena. El primero utiliza una banda continua, y el segundo una o dos cadenas. En el ítem 6.5 “Componentes del Sistema”, se detallan estos tipos.

6.3.2. Disposición

La disposición de los cangilones puede ser vertical o inclinada. En la configuración vertical, los cangilones se desplazan en un ángulo cercano a los 90 grados, siendo la opción más común para el transporte a grandes alturas. En la disposición inclinada, el ángulo de movimiento se encuentra entre 0 y 90 grados, lo que la hace adecuada para sistemas que requieren cambios de dirección. Además, esta configuración permite la descarga por gravedad incluso a bajas velocidades.

6.3.3. Capacidad

La capacidad del elevador, es decir, la cantidad de producto que puede mover en un tiempo determinado, depende principalmente de tres variables: La dimensión y distancia entre cangilones, la velocidad de la correa o cadena y el diámetro de las poleas o catalinas de la cabeza y bota del elevador [35].

Según el libro de C.R. Woodcock [35], la capacidad volumétrica se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{V}_s = \eta_b V_b \frac{v}{\lambda} \quad (1)$$

En donde η_b es la eficiencia de llenado del cangilón, V_b es el volumen nominal del cangilón, es decir, el volumen que puede ser llenado con agua; v es la velocidad lineal de la correa o cadena y λ es el paso entre cangilones o la distancia entre ellos medida desde el labio frontal de cada cangilón.

Del mismo modo, la capacidad del elevador como flujo másico, se puede expresar de la siguiente forma [35]:

$$\dot{m}_s = \rho_b \dot{V}_b = \rho_b \eta_b V_b \frac{v}{\lambda} \quad (2)$$

Donde ρ_b es la densidad de bulto del material.

En el libro previamente mencionado, se incluyen tablas de recomendación de dimensiones y capacidades estimadas para una material de densidad $\rho_b = 1600[kg/m^3]$.

BUCKET ELEVATORS

313

Table 8.2 Preliminary selection data for centrifugal-discharge bucket elevators (belt type). From data in [5]

Size of bucket			Bucket Spacing (mm)	Pulley diameter		Head pulley speed (rev/min)	Belt speed (m/s)	Capacity (for $\rho_b = 1600 \text{ kg/m}^3$)	
Width (mm)	Projection (mm)	Depth (mm)		Head (mm)	Tail (mm)			(kg/s)	(tonne/h)
150	100	105	300	500	350	43	1.1	3.9	13
200	125	135	350	600	350	41	1.3	8.3	27
250	150	155	400	600	400	41	1.3	14.0	47
300	175	180	450	750	450	38	1.5	23.3	76
350	175	180	450	750	450	38	1.5	27.8	90
400	200	210	450	750	500	38	1.5	41.7	136

Table 8.3 Preliminary selection data for continuous bucket elevators (chain type). From data in [5]

Size of bucket			Bucket spacing (mm)	Sprocket diameter		Head sprocket speed (rev/min)	Chain speed (m/s)	Capacity (for $\rho_b = 1600 \text{ kg/m}^3$)	
Width (mm)	Projection (mm)	Depth (mm)		Head (mm)	Tail (mm)			(kg/s)	(tonne/h)
200	135	195	200	520	350	28	0.76	9.7	32
250	175	295	300	635	445	23	0.76	16.7	55
300	175	295	300	635	445	23	0.76	19.4	63
350	175	295	300	730	445	20	0.76	22.2	73
350	200	295	300	730	445	20	0.76	27.8	91
400	200	295	300	730	445	20	0.76	31.9	104
450	200	295	300	730	445	20	0.76	36.1	118

Escaneado con CamScanner

Figura 13: Tablas para la preselección de elevadores verticales según tipo de descarga [35]

6.3.4. Carga

La carga del material puede realizarse de dos maneras: directamente desde una tolva (a), donde el material cae sobre los cangilones con mínimas pérdidas, siendo esta opción ideal para materiales de gran tamaño, abrasivos y que requieren baja velocidad de operación; o bien mediante un sistema de dragado (b), en el cual los cangilones recogen el material al pasar por el fondo donde este se encuentra acumulado, lo que resulta adecuado para materiales de baja resistencia y que fluyen con facilidad [29].

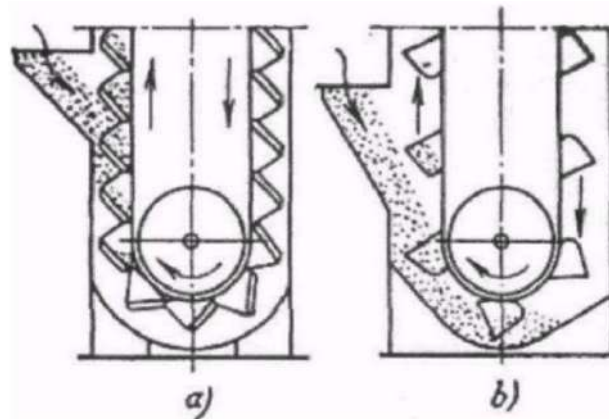


Figura 14: Métodos de cargas [29]

6.3.5. Descarga

La manera en que se descarga el material se puede clasificar en tres principales tipos según como se vierte el contenido desde los cangilones. Pueden ser por descarga centrífuga, positiva o por cangilón de escama.

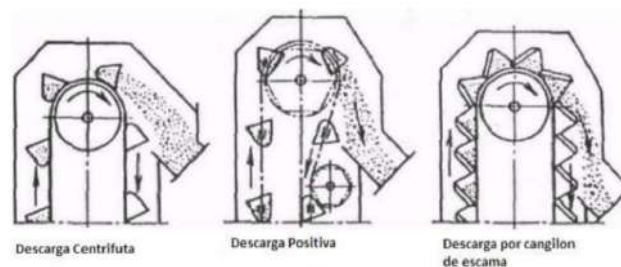


Figura 15: Descargas [29]

En los sistemas de descarga por fuerza centrífuga, el órgano de tracción —ya sea una doble cadena o una banda de caucho— opera a altas velocidades, típicamente entre 1 y 4 metros por segundo. Los cangilones se encuentran espaciados a intervalos regulares, generalmente entre dos y tres veces la altura del cangilón, es decir, el paso entre ellos equivale al doble o triple de su profundidad. La descarga del material ocurre al pasar los cangilones por la polea superior, donde la fuerza centrífuga generada provoca su vaciado. Este tipo de sistema es ideal para el manejo de materiales finos y secos, ya que se desprenden más fácilmente del recipiente.

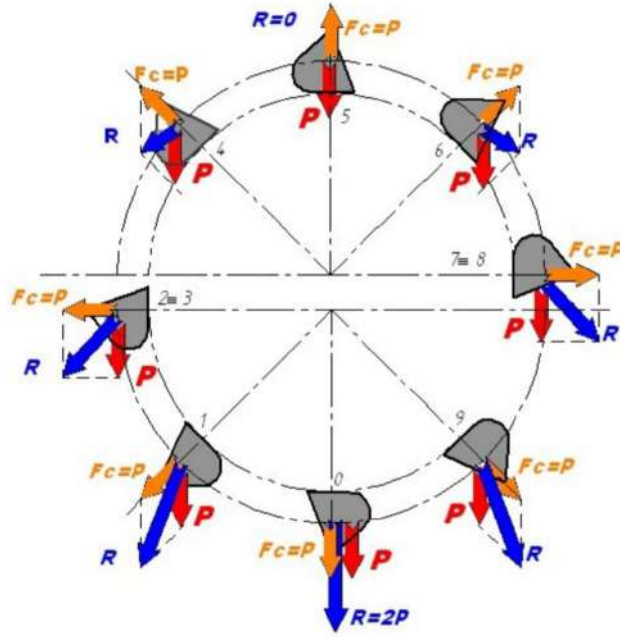


Figura 16: DCL posición cangilones [30]

En el artículo “Elevadores a cangilones de descarga centrífuga. Pérdidas ocasionadas por problemas de diseño” (Garafoli, 2014) [30], se analiza el comportamiento de la fuerza centrífuga en tres escenarios: cuando es igual, mayor o menor que el peso del material. El estudio concluye que, en el punto 5 de la Figura (16), se alcanza una descarga óptima. Para evitar derrames, es necesario trabajar con caudales de transporte reducidos, de modo que las fuerzas actuantes sean prácticamente nulas en la zona superior y bajas en la inferior. Esto permite que se genere una condición de descarga centrífuga ideal, en la que la fuerza centrífuga y el peso se equilibran, provocando que el material entre en un estado de ingravidez y se descargue ligeramente después del paso por la polea.

Profundizando en lo anterior, se puede realizar un modelo sobre la polea de cabeza, en donde se pueden analizar las fuerzas que actúan sobre el material al momento en que la correa o las cadenas giran al pasar por la polea de cabeza (C.R. Woodcock, 1987)[35]. En aquel modelo, se describen tres fuerzas que actúan sobre el material transportado: la fuerza de gravedad (F_G), una fuerza de aceleración centrífuga (F_A) y una fuerza resultante de la combinación de las dos anteriores (F_R).

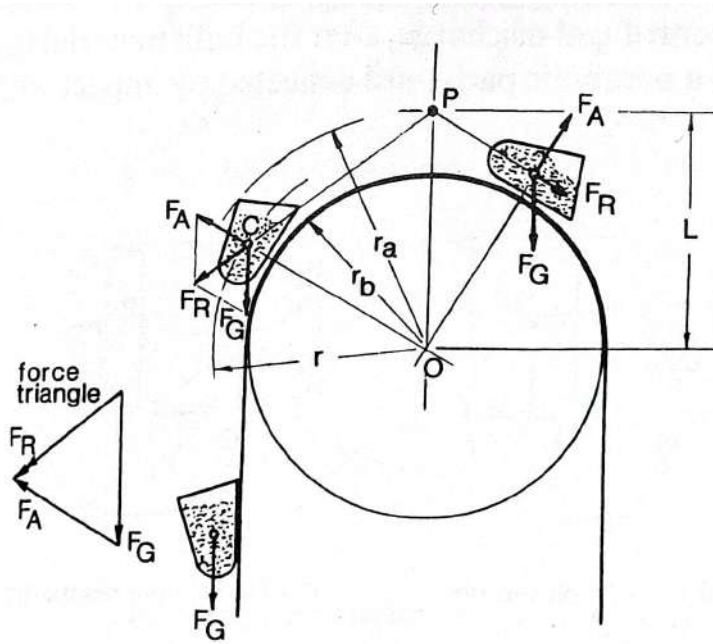


Figure 8.10 Discharge characteristics of a bucket elevator [1].

Figura 17: DCL de cangilones sobre polea de cabeza [35].

En la misma figura, se puede observar que la línea de acción de la fuerza F_R pasa por el punto **P**, llamado "Pole point", el cual se encuentra por encima del centro de la polea de cabeza. La altura de este punto respecto al centro de la polea (**L**), determina si la fuerza centrífuga es suficientemente grande como para clasificar la descarga del elevador como centrífuga. Esta medida está dada por la siguiente expresión [35]:

$$L = r \cdot \frac{F_G}{F_A} \quad (3)$$

Donde r es la distancia radial entre el centro de masa de la carga en el cangilón C y el centro de la polea de cabeza. Si se define m como la masa de la carga y v como la velocidad lineal del punto C , las fuerzas de gravedad y de aceleración se pueden expresar de la siguiente forma [35]:

$$F_G = mg \quad (4)$$

$$F_A = \frac{mv^2}{r} \quad (5)$$

Y escribiendo la velocidad como $v = 2\pi rN$, con N siendo la velocidad rotacional de la polea de cabeza, se puede reescribir F_A y L de la siguiente forma [35]:

$$F_A = 4\pi^2 N^2 mr \quad (6)$$

$$L = g \left(\frac{r}{v} \right)^2 = \frac{g}{4\pi^2} \cdot \frac{1}{N^2} \quad (7)$$

De la expresión anterior, en el libro de C.R. Woodcock [35] estipula que la distancia L depende de la velocidad rotacional de la polea de cabeza del elevador, en donde si N aumenta, el "Pole

point" disminuye su altura, por lo que la línea de acción de la fuerza resultante (F_R) toma una dirección más horizontal a causa de que la relación entre F_A y F_G incrementa, aumentando la magnitud de F_R .

Del análisis anterior, se establece que si la distancia L es mayor al radio generado entre la parte superior del cangilón con el centro de giro de la polea (r_a), es decir, $L > r_a$, la fuerza resultante no será tan grande, por lo que el elevador tendrá una descarga por gravedad. De forma contraria, si la distancia L es menor al radio de la polea de cabeza (r_b), es decir, $L < r_b$, la fuerza de resultante será de gran magnitud y la descarga del elevador será considerada como centrífuga [35]. Lo anterior se puede visualizar en la siguiente imagen:

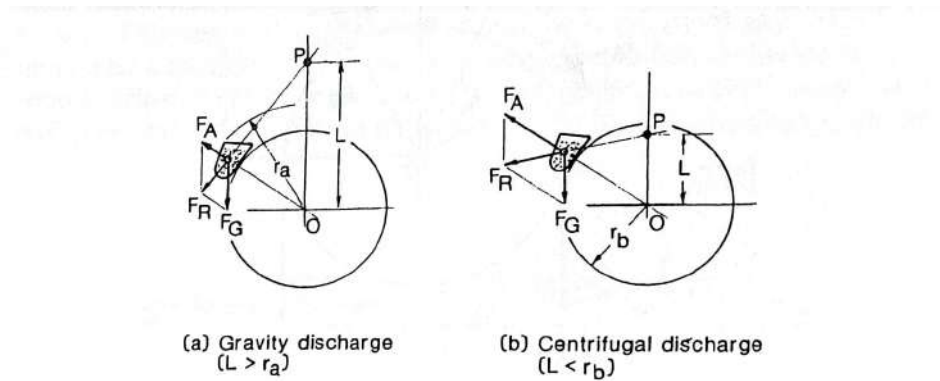


Figure 8.11 Classification of bucket elevators according to the location of the pole point.

Figura 18: Clasificación del tipo de descarga del elevador según la posición del "pole point"[35]

Continuando con el análisis de la descarga, se busca entender la trayectoria aproximada de la carga. Inicialmente, el material se desprende con una velocidad tangencial al tambor; transcurrido un tiempo t , aparece una componente vertical debido a la acción de la gravedad, describiendo así una trayectoria parabólica. Esta trayectoria depende directamente de la velocidad horizontal del material, la cual es igual a la velocidad de desplazamiento de la banda o correa (Blasco, 2024).

La componente horizontal está definida como:

$$x = v_o \cdot t \quad (8)$$

Y la componente vertical por:

$$y = -\frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{g}{v_o^2} \cdot x^2 \quad (9)$$

Del mismo modo, en el libro de C.R. Woodcock [35], se realiza un análisis similar. En él, se asume que el material sale del cangilón como un solo bulto, sin deslizamiento y con resistencia al viento despreciable. Se considera el punto de descarga del cangilón cuando la fuerza de gravedad se iguala

con la fuerza centrífuga:

$$mg \cdot \cos(\theta) = \frac{mv^2}{r} \quad (10)$$

Siendo θ el ángulo de posición del cangilón, medido desde la vertical al pasar por el centro de la polea de cabeza, el cual se expresa de la siguiente forma:

$$\theta = \theta_L = \cos^{-1} \left(\frac{v^2}{g \cdot r} \right) \quad (11)$$

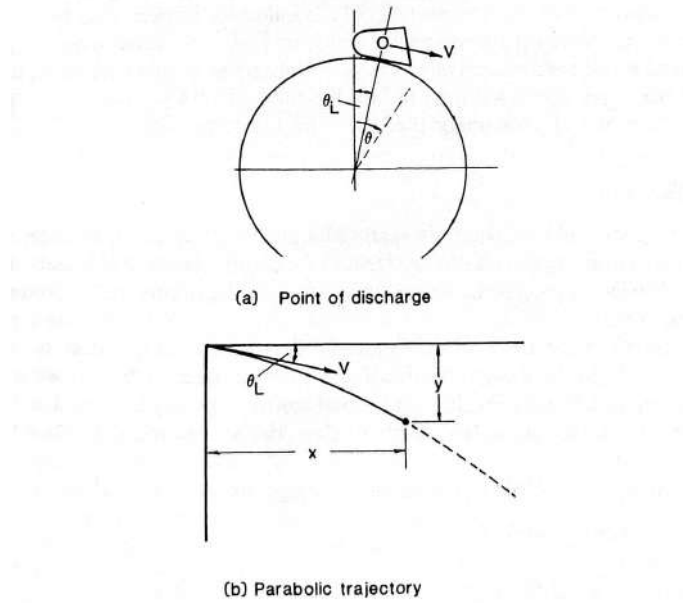


Figure 8.12 Trajectory of particles discharged from an elevator bucket.

Figura 19: Trayectoria del material en la descarga [35]

Considerando que el bulto de material deja el cangilón sin chocar con las paredes y de forma suave, seguirá una trayectoria con velocidad inicial en el ángulo θ_L respecto a la horizontal y su posición se expresa de la siguiente forma [35]:

$$x = v \cdot t \cdot \cos(\theta_L) \quad (12)$$

$$y = -v \cdot t \cdot \sin(\theta_L) - \frac{1}{2}g \cdot t^2 \quad (13)$$

Combinando las ecuaciones anteriores, se puede describir la parábola que seguirá el material en la descarga[35]:

$$y = -x \sqrt{\left(\frac{gr}{v^2}\right)^2 - 1} - \frac{x^2}{2r} \cdot \left(\frac{gr}{v^2}\right)^3 \quad (14)$$

Por otro lado, respecto a las descargas positivas, son similares a las descargas continuas o de gravedad, con la diferencia que los primeros van sujetos a cadenas y el otro a una banda. La velocidad del órgano de tracción es menor de entre 0,5 y 1 metro por segundo, para que el material no salga proyectado, y lleva una polea a continuación de la descarga volteando el recipiente completamente de manera continua al pasar por la zona superior, debido a la baja velocidad el volumen de material

transportado debe ser mayor. Se utilizan para materiales con mayor adherencia al recipiente o húmedos, además de materiales frágil, debido a su cualidad de descarga uniforme a menor velocidad, por lo que es altamente usado en minería. El paso entre cangilones es pequeño, y en el caso que presenta un grado de inclinación no es necesario que estén seguidos. Su acumulación se debe exclusivamente a la carga, ya que en este sistema no se presentarán pérdidas de material en la parte inferior del elevador.

Los cangilones de escama se utilizan para descargar el material sin inclinar los recipientes. La pared anterior del siguiente cangilon sirve de tope para depositar el material, en este caso no hay distancia entre ellos, y se utiliza para velocidades bajas, normalmente menores a 0,8 metros por segundo.

6.4. Aplicaciones

Los elevadores de cangilones se usan para manipular material a granel o para remover como draga sedimentos que pueden ser incluso líquidos. Las principales industrias que lo incluyen en su sistema de transporte son la minería, para el transporte de minerales extraídos dentro de las plantas de procesamiento; agricultura, para el transporte de granos y semillas; cementera, para el transporte de cemento, arena, etc; procesamiento de alimentos, sobre todo para la manipulación de cereales; química, la producción de productos farmacéuticos suelen incluir este transporte; centrales eléctricas, para manejar combustibles como carbón o biomasa.

6.5. Componentes del sistema

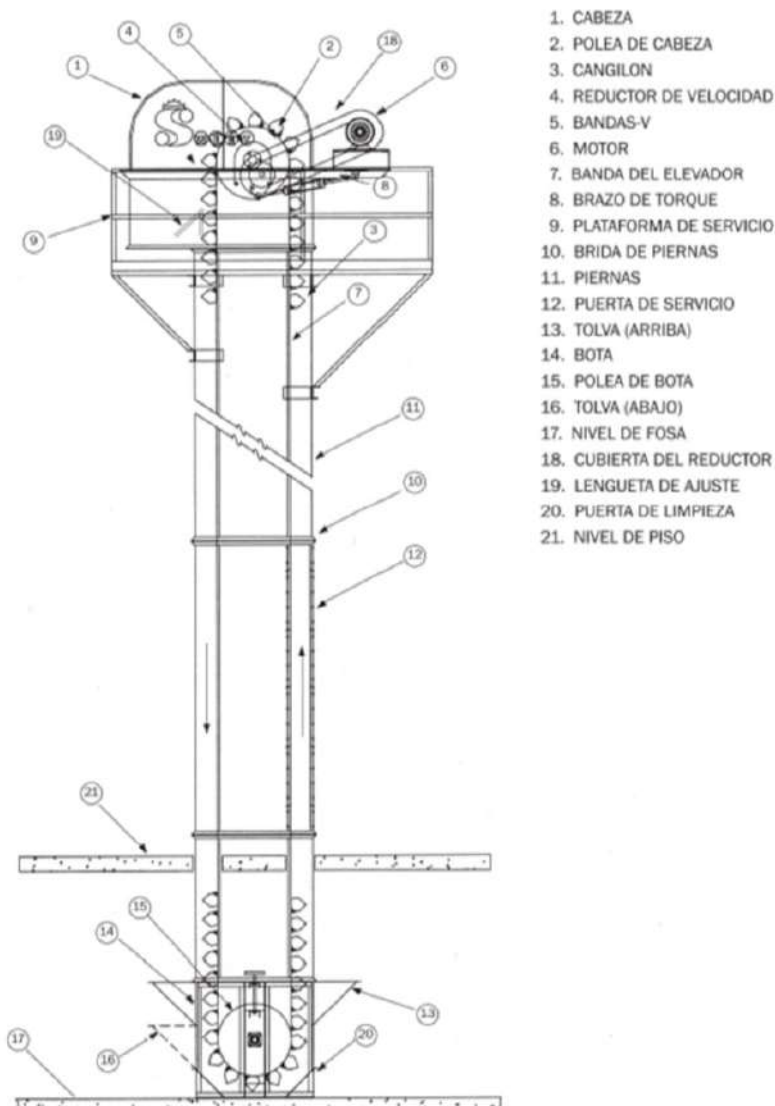


Figura 20: Componentes de un elevador de cangilones [31]

6.5.1. Estructura

La estructura exterior que sostiene el sistema está compuesta por planchas de acero de 4 mm de espesor, reforzadas con bordes angulares que facilitan las uniones. Esta estructura se divide en tres secciones principales: la cabeza del elevador, ubicada en la parte superior, donde se encuentran el tambor de accionamiento y la boca de descarga; el ramal intermedio, que contiene el órgano de tracción; y el pie del elevador, en la parte inferior, que incluye la tolva de alimentación, el sistema tensor y la polea de bota [31].

6.5.2. Poleas y Ruedas dentadas

Estos componentes en los elevadores de cangilones tienen la función de soportar el órgano de tracción y transmitir el movimiento. En los sistemas que emplean cadenas se utilizan ruedas dentadas,

mientras que en los que operan con bandas se emplean poleas. Generalmente, estos elementos se fabrican en fundición o en chapa de acero, y suelen estar recubiertos con caucho para reducir el deslizamiento, minimizar el desgaste y proteger frente al polvo [31].

El diámetro de los tambores varía entre 400 y 1250 mm, dependiendo del número de capas de la banda. En el caso de las catalinas, su diámetro está determinado por la cantidad de dientes, que puede ir de 6 a 20, y por la velocidad angular, que se sitúa entre 4,75 y 75,5 $[\frac{rad}{min}]$.

6.5.3. Órgano de tracción

El órgano de tracción es el sistema que entrega el movimiento a los cangilones, los cuales van conectados a este. Puede ser de cadena o banda, dependiendo de la capacidad, altura del elevador y material a transportar [31].

Las bandas soportan menos esfuerzos que la cadena, pero el desgaste es menor y responden mejor a altas velocidades. Se recomienda para capacidades de hasta 80 metros cúbicos por hora. Está pensada para alturas superiores a 50 metros y temperaturas de hasta 130 grados Celsius. Las velocidades de operación en su mayoría oscilan entre 0,8 y 3 metros por segundo. Normalmente las bandas van desde los 200 a 500 mm de ancho con un número de capa menor a 4.

Las cadenas funcionan mejor para elevadores de alta capacidad, es decir 160 metros cúbicos por hora, y materiales de elevada temperatura. La velocidad de operación en su mayoría oscila entre 0,4 y 1,25 metros por segundo. Normalmente las cadenas empleadas son de tipo BK con pasos desde 100 a 630 mm. Las dimensiones pueden variar según los requerimientos de la operación.

Los materiales que más se utilizan hoy en día depende de factores como el tipo de material a transportar, las condiciones ambientales, la distancia, la velocidad del transporte y las dimensiones y peso del cangilón.

Normalmente, las bandas son de una capa exterior de caucho reforzado internamente con tejido de nylon o acero, debido a sus propiedades, tales como soportar temperaturas de hasta 130 grados Celsius, su alta resistencia a la tracción, resistencia a la abrasión y químicos y flexibilidad. Su uso está ligado a industrias de materiales a granel como la minera.

Por su parte, las correas suelen ser de termoplásticos o cloruro de polivinilo en industrias químicas y alimentarias, por su facilidad de lavado y resistencia a la hidrólisis. En el caso de materiales muy abrasivos o a altas temperaturas, se utiliza cadenas metálicas de acero inoxidable o acero al carbono.

En el libro "*Materials Handling Handbook*" (Harold A. Bolz, George E. Hagemann) [36] describe una serie de expresiones para el **cálculo de las tensiones que soporta la correa del elevador**; considerando que el libro previamente mencionado es de origen estadounidense, las unidades de medida utilizadas en estas expresiones son las del sistema imperial. Las siguientes expresiones considera tres tensiones: Tensión por el tirón provocado por la potencia del motor (T_1), tensión por el peso de

los cangilones vacíos y el peso de la correa (T_2) y tensión por el lado flojo o tensión inicial (T_3).

$$T_1 = Hp \cdot \frac{33000}{S} \quad (15)$$

Con S siendo la velocidad del elevador en pies por minuto ([ft/min]) y

$$Hp = \frac{T(H + H_o)}{990}$$

Donde T es la capacidad en toneladas por hora ([ton/h]), H es la altura en pies ([ft]) y $H_o = 30$ para elevadores con cangilones espaciados o $H_o = 10$ para elevadores de cangilones continuos.

$$T_2 = BH + \frac{12bH}{D} \quad (16)$$

Donde B es el peso de la correa en libras por pie ([lb/ft]), H es la altura del elevador en pies ([ft]), b es el peso de cada cangilón vacío en libras ([lb]) y D es el espacio entre centros de los cangilones en pulgadas ([in]).

$$T_3 = T_1 \cdot K \quad (17)$$

Con K siendo un factor que depende del tipo de polea de cabeza y del sistema tensor seleccionado.

Tabla 1: Valores de K según conjunto polea-tensor, rescatado de [36]

Valores para K	
$K = 1,00$	Polea sin revestimiento y tensor por tornillo
$K = 0,84$	Polea con revestimiento y tensor por tornillo
$K = 0,64$	Polea sin revestimiento y tensor por contrapeso
$K = 0,52$	Polea con revestimiento y tensor por contrapeso

Finalmente, la literatura destaca que la tensión total máxima a la que se verá sometido el elevador, es la suma de T_1 , T_2 y T_3 [36].

6.5.4. Cangilones

Los cangilones son los recipientes que transportan el material. Suelen ser de hierro fundido o maleable, con punta reforzada para evitar desgastes, o de acero inoxidable o de fundición, aún que también los hay de plástico. Su fabricación puede ser por soldadura o estampados [31].

Sus dimensiones están determinadas por el largo, profundidad y proyección.

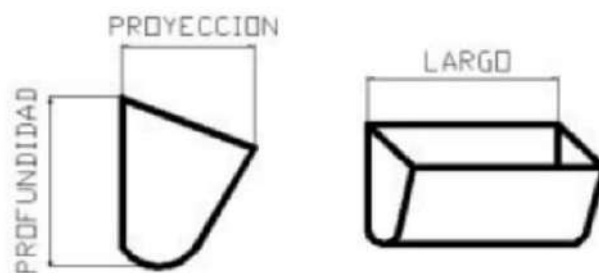


Figura 21: Dimensiones [29]

Como se estipula en el libro previamente mencionado [35], la selección del tipo de cangilón está altamente influenciada por las propiedades del material y la forma en que interactúan con el cangilón, por lo que la selección de este se puede resumir en el siguiente punteo [35]:

- **Abrasividad del producto:** El borde frontal del cangilón (o labio) debe ser reforzado para reducir el desgaste generado al momento de la carga, en donde implica una excavación del material por parte del cangilón.
- **Productos livianos, muy fluidos y húmedos:** El borde del frontal debe ser extendido o de gran altura para aumentar la capacidad.
- **Productos susceptibles a la aireación:** Se deben seleccionar cangilones con agujeros de ventilación para ayudar al material a asentarse.
- **Producto cohesivo o pegajoso:** Se recomienda la selección de cangilones redondeados de poca profundidad, con el fin de evitar la aglomeración del material en las esquinas de este.

Por otro lado, sus parámetros relevantes para su diseño se observan en la siguiente imagen.

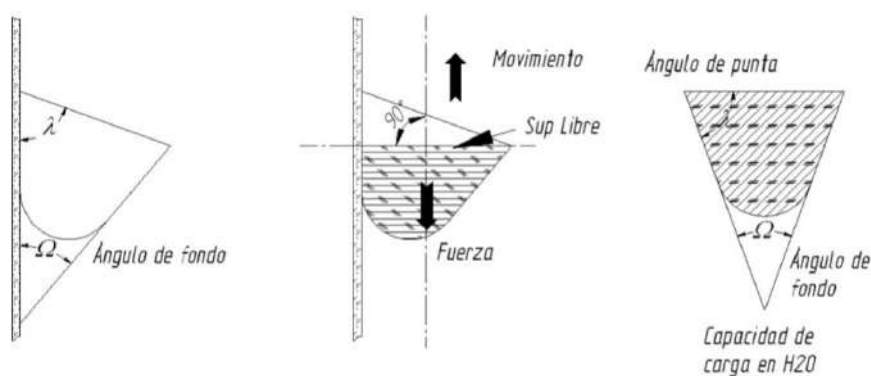


Figura 22: Parámetros [30]

Los tipos más utilizados son redondeados profundos para materiales a granel secos, poseen una gran capacidad y ángulo frontal de 65 grados. Para materiales a granel húmedo se utiliza redondeado llanos con un ángulo frontal de 45 grados de poca profundidad. Para materiales abrasivos y de mayor tamaño se utilizan de ángulo en forma de V y redondeado en los bordes esto en las descargas por

gravedad.

En la industria se encuentra normalizado ciertos parámetros como el coeficiente de llenado (η_c), para cangilones estáticos son de 0,85, para cangilones en movimiento de 0,6. Este factor representa el volumen del material en función del volumen total. Esta constante permite calcular la capacidad (C_a) y paso (λ) entre cangilones [31]:

$$C_a[kg/s] = \frac{V_c \cdot \eta_c \cdot \rho_b \cdot v_{belt}}{\lambda} \quad (18)$$

En donde V_c es la capacidad del cangilón en $[m^3]$, λ el paso del cangilón en $[m]$, v_{belt} la velocidad de la correa en $[m/s]$ y ρ_b la densidad del material a granel.

Por su parte el paso entre cangilones es [31]:

$$\lambda[m] = \frac{V_c \cdot \rho_b \cdot v_{belt} \cdot \eta_c}{C_a[kg/s]} \quad (19)$$

El número de cangilones por metro queda determinado por [31]:

$$n = \frac{1}{\lambda} \quad (20)$$

Y la carga expresada en masa por cangilón queda determinada por [31]:

$$m_c = V_c \cdot \rho_b \quad (21)$$

Continuando con lo anterior, el libro incluye una tabla que relaciona el tipo de cangilón a seleccionar para diversos materiales, así como el tipo de descarga, velocidad de accionamiento y eficiencia de carga de cangilón [35].

Table 8.1 Guide to the selection of bucket elevators [1]

Bulk load characteristics	Typical loads	Elevator type	*Type of bucket	Average loading efficiency of buckets η_b	Speed m/s	
Powdered (ground)	{ Coal dust Cement, chalk, phosphate fertilizer Sawdust, dry clay in lumps, coal, peat	Slow-speed gravity	D	0.85	For belt	For chain
		High-speed centrifugal discharge	D	1.25–1.8	–	0.6–0.8
Granular and small lumped (< 60 mm), mildly abrasive	{ Gravel, ore, slags Sand, ashes, earth rock	High-speed centrifugal discharge	D	0.7–0.8	1.25–2.0	1.25–1.6
Ditto, highly abrasive		Slow-speed directed gravity discharge	V	0.7–0.85	0.8–1.0	0.8–1.0
Medium and large lumped (> 60 mm) mildly abrasive	Coal	High-speed centrifugal discharge	D	0.7–0.8	1.6–1.8	–
	Peat in lumps	Slow-speed directed gravity discharge	V	0.6–0.8	–	0.6–0.8
Ditto, highly abrasive	Crushed stone, ore, slags Charcoal, coke	High-speed centrifugal discharge	D	0.5–0.7	–	1.25–1.4
		Slow-speed directed gravity discharge	V	0.6–0.8	–	0.5–0.8
Lumped, fragile, down graded by crushing	{ Earth, wet sand, wet powdered chalk Moist chemicals, fluffed peat	Ditto	V	0.6	0.6–0.8	0.6–0.8
Sluggish, powdered and granular, moist		High-speed centrifugal discharge	S	0.4–0.6	1.25–1.8	1.25–1.6
		Slow-speed gravity discharge	S	0.4–0.6	–	0.6–0.8

*Bucket types: D, deep; S, shallow; V, V-pattern.

Figura 23: Guía de selección de cangilones [35].

6.5.5. Sistema propulsor

El sistema propulsor es el que acciona el movimiento en la polea o rueda dentada, por ende al órgano de tracción. Este se encuentra en la zona superior y cuenta con un freno, el cual puede ser de tipo trinquete (para bajas velocidades), actuando sobre el eje de la polea, o puede ser de tipo centrifugo (para altas velocidades), el cual actúa entre el motor y el reductor [31].

Es necesario conocer la potencia requerida para elevar los cangilones, la cual considera las diversas resistencias del sistema, en donde la principal es la resultante al movimiento de los cangilones cargados. Para ello, se considera la carga total como el peso de un cangilón cargado por el número de cangilones [35], tal que:

$$F_H = \rho_b \cdot g \cdot \eta_b \cdot V_c \frac{H}{\lambda} \quad (22)$$

En donde η_b es la eficiencia de llenado del cangilón, V_c es el volumen nominal del cangilón, es decir, el volumen que puede ser llenado con agua; v es la velocidad lineal de la correa o cadena, λ es el paso entre cangilones o la distancia entre ellos y H es la diferencia de altura entre la carga y descarga del elevador.

Por otro lado, la segunda resistencia más importante a considerar es la generada en el punto de carga del elevador, en donde existe un dragado o resistencia entre el cangilón y el material al ser recogido en este punto. Además, esta resistencia se puede interpretar como el trabajo necesario para acelerar la carga al salir del punto de carga hacia la trayectoria vertical. Esta resistencia se puede interpretar como una altura equivalente H_f , la cual se debe añadir a la altura de elevación H ; sin embargo, como el análisis numérico de la resistencia en la carga es muy complejo, se aproxima el valor de H_f entre el rango de 3 a 12[m], el cual depende de las características del material [35]. Por lo tanto, siguiendo la descripción anterior entregada por C.R. Woodcock [35], la fuerza resistiva combinada F_u se puede expresar como:

$$F_u = \rho_b \cdot g \cdot \eta_b \cdot V_c \cdot \left(\frac{H + H_f}{\lambda} \right) \quad (23)$$

Factorizando:

$$F_u = F_H \left(1 + \frac{H_f}{H} \right) \quad (24)$$

El mismo libro presenta una tabla para los valores de H_f según el tipo de material.

Tabla 2: Valores para el factor de carga H_f [35]

Tipo de elevador	Tipo de material	Factor de carga H_f [m]
Cangilones continuos	$\rho_b < 1600[kg/m^3]$	3,1
	$\rho_b > 1600[kg/m^3]$	4,6
Cangilones espaciados	Granos de flujo libre	9,2
	Otros materiales	12,3

Por otro lado, las resistencias menores o secundarias correspondiente a efectos inerciales otras pérdidas menores pueden incrementar la resistencia combinada en alrededor 10 %. Es por ello que

conviene considerar una eficiencia general de transmisión η_0 , la cual se estima un valor de entre 0,8 a 0,85. Finalmente, la expresión para la potencia del motor es [35]:

$$P_{mot} = \frac{F_u \cdot v}{\eta_0} \quad (25)$$

6.5.6. Sistema de atezado

Este sistema es el encargado de mantener la tensión en la banda o correa, ubicado en la zona inferior del elevador, en la polea de retorno. Este sistema puede ser por contrapeso en elevadores de gran capacidad, por tornillos sobre todo cuando se utiliza bandas y por resorte cuando se tiene cambios de carga [31].

Para el cálculo de la tensión que debe mantener el sistema de atezado o *take-up*, los autores F.V. Hetzel y R.K. Albright expresan en su libro “Belt Conveyors and Belt Elevators” (1949) [32], el cálculo de la tensión requerida para una correcta transmisión entre la polea y la correa del elevador. En este, se describe que la relación entre las tensiones en el ramal de subida (T_1) y de bajada (T_2) del elevador, deben estar entre 2 y 3. Para una polea de acero sin recubrimiento, $\frac{T_1}{T_2} \approx 2$, mientras que para una polea con recubrimiento de caucho, $\frac{T_1}{T_2} \approx 3$.

Para el caso en que las tensiones de ambos lados del elevador no alcancen esta proporción, se requiere que el “take-up” añada una tensión adicional, la cual es calculada mediante la siguiente expresión [32]:

$$T_1 + x = a \cdot (T_2 + x) \quad (26)$$

$$x = \frac{T_1 - a \cdot T_2}{a - 1} \quad (27)$$

Donde T_1 y T_2 son las tensiones sin que actúe el sistema de atezado, a es la relación de tensiones a la que se quiere llegar (entre 2 y 3) y x es la tensión añadida en cada ramal del elevador. Por lo tanto, el sistema de atezado debe ser capaz de añadir una tensión equivalente a $2x$ [32].

6.6. Desviación de la correa

Uno de los principales problemas presentes en los elevadores de cangilones, es la desviación de la correa con respecto a la dirección en que se mueve la correa. Este problema puede generar desde el desgaste prematuro de los componentes del elevador, hasta la destrucción del mismo; por lo que es una fuente de riesgo no menor.

6.6.1. Principales Causas

La principal causa corresponde a una diferencia de tensión en dirección del ancho de la correa, lo que tira de esta al lado de mayor tensión o menor rigidez de la correa. Según CEMA [41], las

principales causas son las siguientes.

- Ejes y poleas de cabeza y de bota no están alineados entre sí, es decir, no son paralelos.
- Ejes y poleas de cabeza y de bota no están alineados perpendicularmente con la dirección en la que se mueve la correa del elevador.
- Existencia de un desplazamiento (*offset*) entre poleas de cabeza y bota.
- Empalme de la correa mal realizado, torcido o escalonado.
- Tensión inadecuada de la correa.
- Carga descentrada o en ángulo de material sobre los cangilones.
- Cangilones dañados y rotos.
- Desgaste desigual en el revestimiento de la polea de cabeza.
- Poleas cónicas debido al desgaste.
- Acumulación de material entre la correa y las poleas de cabeza y de bota.
- Vibraciones estructurales excesivas del sistema.
- Estructura aplomada incorrectamente.
- Bastidores que se flectan y no son suficientemente rígidos.

6.6.2. Medidas de mitigación

A continuación, se presentan medidas de mitigación tanto preventivas como correctivas.

- **Polea de cabeza con corona:** El diámetro en el centro es ligeramente mayor que en los costados, disminuyendo de forma progresiva [41].
- **Pestañas laterales en poleas:** (*Flanged Pulleys*) las que permiten contener a la correa con el fin de que no se salga de la polea. Las pestañas deben ser usadas como último recurso, debido al desgaste que generan sobre la correa [32].
- **Cables guía laterales:** Absorben los movimientos laterales de la correa mediante el uso de cables de acero y guías, por lo que requieren de un tensado.
- **Sensor de desalineación:** Sensores utilizados tanto en la cabeza como en la bota del elevador. Actúan como sensores de proximidad, registrando la distancia entre el sensor y la correa, que al ser activados, dan señal de alarma, deteniendo el elevador en caso de ser necesario [41].

7. Leyes, normas y guías

En Chile, el transporte vertical de cangilones está regularizado al enmarcarse dentro de varias normativas técnicas y leyes enfocadas en proteger la seguridad industrial y el medio ambiente, además de asegurar estándares de calidad. Para garantizar el buen funcionamiento y minimizar riesgos de operación, se debe cumplir con las normativas de instalación, diseño y seguridad reguladas por el país.

- **Ley N° 20.296:** Regula la instalación, mantención y certificación de elevadores verticales e inclinados, lo que incluye elevadores de cangilones. El artículo 159 establece que estas máquinas deben ser instaladas y mantenidas según las especificaciones del fabricante y la ordenanza general de urbanismo y construcciones. Solo lo podrán ejecutar las personas que cuenten con una inscripción vigente [34].
- **Artículos NCh 3362, NCh 3365, NCh 3395 y NCh 2840 de la ordenanza general de urbanismo y construcciones:** Establece las normas para diseños sísmicos, seguridad, instalación y operación de elevadores verticales.
- **DL 3.498, Libro II:** Establece los requisitos de seguridad para cadenas y cangilones, así como dispositivos de paradas. Dentro de sus alcances generales exige la revisión periódica de los accesorios de izaje, que la carga vertical debe estar equilibrada y con señalización y los transportadores deben contar con resistencias suficientes establecidas.
- **ANSI/CEMA 550: Clasification and Definition of Bulk Materials [1]:** Norma ANSI y CEMA en donde se establecen las distintas propiedades de diversos materiales al ser manejados a granel, y son clasificados según sus características. Muy útil para conocer el comportamiento del material a tratar.
- **CEMA 375: Bucket elevator Book, Best practice in desing [41]:** Si bien no es una norma como tal, es la guía ideal para el diseño de elevadores de cangilones, ya que cuenta con una detallada explicación de cada componente del elevador, incluyendo reglas empíricas, recomendaciones y fórmulas para el cálculo de componentes y parámetros de funcionamiento.
- **ISO 1535 [52]:** Establece las dimensiones estándar para las correas usadas en cintas transportadoras.
- **ISO 1536 [53]:** Establece las dimensiones estándar para las poleas utilizadas en correas transportadoras.
- **ANSI/ASME B106.1M [54]:** Contiene el método adecuado de cálculo para el diseño de ejes de transmisión. Se incluyen las fórmulas necesarias y las constantes empíricas necesarias para el diseño de ejes, considerando los esfuerzos máximos, fatiga y deflexión.

8. Diseño

8.1. Casos de interés actual

Como se pudo observar anteriormente, los elevadores de cangilones presentan una gran versatilidad para manejar diversos tipos de materiales en una gran variedad de industrias. Hoy en día, su utilización destaca principalmente en dos tipos de actividades.

La primera, son aquellas aplicaciones en donde se requiere de la elevación de materiales abrasivos de gran temperatura, tales como el manejo de Clínker en el proceso de fabricación del cemento, el cual es un aglomerante que posee una granulometría de hasta 25[mm] de diámetro, con una temperatura de 1350[°C] a 1450[°C] [37]. Para casos como este, la literatura recomienda el uso de elevadores con cadena central, los cuales son ideales para trabajar a altas temperaturas y grandes cargas. Un ejemplo de aplicación de lo descrito, es el elevador de cangilones con cadena central de la empresa Beumer Group, el cual puede llegar a capacidades de 1900[m³/h] y distancias entre ejes de hasta 70[m] [38].

El segundo tipo de actividad de interés, son aquellas en que se requiere elevar verticalmente material abrasivo en grandes cantidades, pero en donde se busca una menor cantidad de montaje, o de estructuras de soporte más compactas, como lo es el caso de minería. En este tipo de situaciones destacan los elevadores de cangilones Heavy Duty por correas, los cuales presentan un funcionamiento más suave, menor desgaste, una mantención más sencilla y por ende, una vida útil más longeva que los elevadores por cadena. Sin embargo, por la naturaleza del caucho de la cinta, no aguantan temperaturas de operación constantes de 130[°C], por lo que su uso queda limitado a materiales fríos. La empresa Beumer Group, ofrece opciones de elevadores de cangilones de cintas transportadoras Heavy Duty o de Alta Capacidad, que pueden llegar a capacidades de 1700 [m³/h], con grandes tamaños de granulometría de material de 120[mm] y alturas de hasta 150[m] [39].

Cabe destacar que la empresa Beumer Group publicó un artículo en donde se presenta una comparación entre elevadores de cangilones por cadenas y por cintas, en donde se indica que los tres criterios para la selección de uno de los dos métodos de tracción se resume en la temperatura del material, tamaño de grano o granulometría y densidad del material a granel [40].

8.2. Bases de Diseño

De los casos descritos anteriormente, se desarrollará el diseño de un elevador de cangilones para transporte vertical de materiales resultantes de la minería, principalmente rocas provenientes del proceso de tronadura o de chancado primario. Por lo tanto, para generar un diseño eficaz y satisfactorio, se deben cumplir con los siguientes parámetros iniciales.

Tabla 3: Parámetros iniciales de diseño

Parámetros iniciales	
Capacidad mínima	100 [ton/h]
Distancias entre ejes	100 [m]
Material transportado	Mena de Cobre (Copper Ore)

Cabe mencionar que, para este diseño, se considera una altura de operación de solo 1000 [m.s.n.m]. Para alturas mayores, se debe considerar la disminución en la efectividad del enfriamiento de los motores eléctricos y reductores, debido a la disminución de la densidad del aire.

8.3. Material a transportar

El material que se solicita transportar es mena de cobre (Copper Ore), el cual proviene del proceso de chancado primario, con un diámetro de partícula máximo de 200 [mm] y una forma similar a una esfera irregular. Para conocer las propiedades del material, se consultó la norma ANSI/CEMA 550[1], la cual establece un código para caracterizar las propiedades de los materiales, tales como densidad, tamaño de partícula, abrasividad, fluidez, entre otras.

Material Description	Loose Bulk Density Lb/Cu Ft	CEMA Material Code	Angle of Repose (Loose)	Recommended Angle of Max. Inclination (Conveyor)
Coal, Bituminous, Stripping, Not Cleaned	50-60	55D _x 46		
Coal, Char	24	24C ₃ 35Q		
Coal, Lignite	37-45	41D ₃ 35TN	38	22
Cocoa, Beans	30-45	38C ₃ 25Q	30-44	
Cocoa, Nibs	35	35C ₃ 25	30-44	
Cocoa, Powdered	30-35	33A ₁₀₀ 45XY		
Coconut, Shredded	20-22	21E45		
Coffee, Beans, Green	25-32	29C ₃ 25PQ	30-44	10-15
Coffee, Beans, Roasted	20-30	25C ₃ 25PQ		
Coffee, Chaff	20	20B ₃ 25MY	20-29	
Coffee, Ground, Dry	25	25A ₃₀ 35P	21	10
Coffee, Ground, Wet	35-45	40A ₃₀ 45X		
Coffee, Soluble	19	19A ₃₀ 35PUY		
Coke, Breeze	25-35	30C ₃ 37N		
Coke, Breeze, 1/4" & Under	25-35	30C ₃ 37N	30-44	20-22
Coke, Loose	25-35	30D ₃ 37N	30-44	18
Coke, Petrol, Calcimined	35-45	40D ₃ 37N	30-44	20
Compost	30-50	40D ₃ 45TV		
Concrete, Cinder	90-100	95A ₁₀₂ 46		12-30
Concrete, In Place, Stone	130-150			
Concrete, Pre-Mix, Dry	85-120	103C ₃ 36U		
Concrete, Slump, 2"	100-150	125C ₃ 46		
Concrete, Slump, 4"	110-150	130C ₃ 46		
Concrete, Slump, 6"	110-150	130C ₃ 46		
Copper, Ore	120-150	135D ₃ 36	30-44	20
Copper, Ore, Crushed	100-150	125D ₃ 36		

Figura 24: Extracto de tabla de propiedades de materiales CEMA 550 [1].

Como se aprecia en la tabla de la Figura [24], el código CEMA de material para la mena de cobre es **135D₁₆36** y se interpreta de la siguiente manera:

- **135:** Corresponde a la densidad promedio en libras por pie cúbico. En sistema internacional de unidades, esta densidad es de **2162, 49[kg/m³]**
- **D₁₆:** Se refiere al tipo de partícula, clasificado como irregular o con bultos (lumpy) y de tamaño menor a 16 pulgadas.
- **3:** Indica una fluidez promedio, es decir, no tan fluido pero tampoco una fluidez lenta.
- **6:** Abrasividad moderada, Índice entre 18 a 67. Este índice se obtiene mediante la combinación de factores correspondiente a las características del material de dureza, densidad y forma y tamaño de partícula.

Por otro lado, la falta de letras después del número que indica la abrasividad en el código, indican que el material no presenta características que puedan dificultar su transporte ni presentar un riesgo adicional, tales como el caso de la corrosividad, inflamabilidad, tendencia a apelmazarse, entre otras. Finalmente, las características del material se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 4: Características del material Mena de Cobre (Copper Ore).

Características del Material	
Máximo diámetro de partícula	200 [mm]
Densidad de bulto	2162[kg/m ³]
Abrasividad	Moderada
Fluibilidad	Moderada
Ángulo de máxima inclinación	20°

8.4. Tipo de elevador - Principales características

Las recomendaciones de la tabla [23] indican que el tipo de elevador más adecuado para este caso, es un elevador continuo Heavy Duty, con sistema de tracción por cadenas o por bandas de carcasa de cables de acero, que funciona a baja velocidad, con una descarga por gravedad y con carga directa a un cangilón reforzado Heavy Duty.

Sin embargo, se busca realizar un diseño innovador, el cual permita un menor costo de operación, buscando un menor tiempo promedio de reparación, que permita la creación de componentes más ligeros y con una mayor resistencia a la abrasión mediante la utilización de nuevos materiales en la industria, tales como adhesivos y polímeros diseñados para cintas transportadoras.

Por lo tanto, se diseñará un elevador de cangilones de descarga centrífuga, con un sistema de tracción de polea con recubrimiento cerámico y correa con carcasa de cables de acero y malla metálica, para elevar cangilones confeccionados de caucho SBR, el mismo material de las correas transportadoras utilizadas en elevadores de cangilones presente en el mercado, unidos por medio de un adhesivo

polimérico especializado.

La selección del caucho como material para los cangilones, radica en que posee propiedades mecánicas deseables, tales como su resistencia a la abrasión, bajo peso, la posibilidad de alcanzar una buena resistencia a la tracción al ser reforzado con fibras textiles, de vidrio o aramida, además, permite la posibilidad de ser pegado y reparado por pegamentos poliméricos presentes en el mercado.

8.5. Cangilón

Para este caso particular, se propone el diseño de un cangilón del mismo material que las correas utilizadas en los elevadores de grano, es decir, de una correa comercial con carcasa textil y cubiertas de caucho resistentes a la abrasión.

Con respecto a la forma, se opta por un diseño simplificado en donde solos los laterales y el frente del cangilón estarán confeccionados con la correa de carcasa textil, mientras que la espalda del cangilón la forma la misma correa que transmite la potencia mecánica de la polea, es decir, la correa con carcasa de acero. Esta forma se logrará mediante el uso de polímeros adhesivos comerciales especializados para unir superficies de caucho entre sí, utilizados en la reparación de cintas transportadoras mediante el proceso de vulcanización en frío.

8.5.1. Dimensiones

Para el diseño de las dimensiones de los cangilones, se siguió las recomendaciones presentes en el libro *“Bucket Elevator, Best practice in Design”* del CEMA (2017) [41], en donde se recomienda que la proyección del cangilón sea, como mínimo, 2,5 veces el diámetro máximo del material. Para este caso, se decidió utilizar arbitrariamente una proyección igual a 3 veces el diámetro del material. Por otro lado, se decidió tener una profundidad del mismo valor que la proyección, y un largo del cangilón de 2,5 veces el diámetro máximo de partícula.

Tabla 5: Dimensiones del cangilón

Dimensión	Símbolo	Valor [mm]
Proyección	k	600
Profundidad	h	600
Largo	l	500

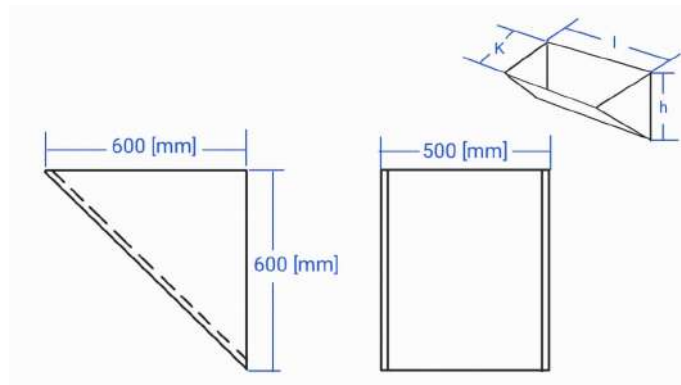


Figura 25: Bosquejo de las dimensiones generales del cangilón

Con las dimensiones anteriores, se obtiene un volumen de $V_c = 0,09[m^3]$, el cual afecta directamente en la capacidad del elevador.

8.5.2. Materiales de construcción

Para la fabricación del cangilón se escogió el caucho SBR, reforzado con una carcasa interna de Polister, mallado utilizando la técnica *Plain Weave* o “Tejido plano”, la cual entrega un comportamiento ortotrópico de la malla, logrando propiedades balanceadas en las direcciones principales [45]. Estos materiales son los mismos que se utilizan extensamente para la construcción de las cintas transportadoras, resultando en una excelente resistencia a la abrasión, al corte y a la tensión generada por el peso de la carga elevada.

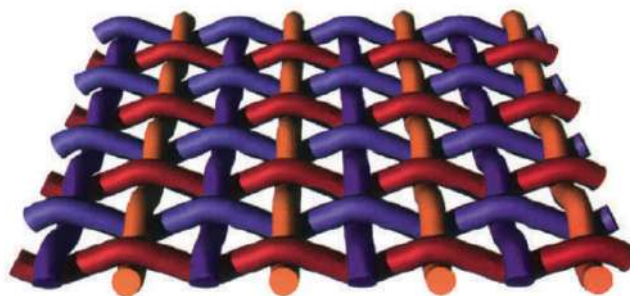


Figura 26: Tejido plano o Plain Wave para carcasa textil [45]

Si bien lo común es usar acero para construir el cangilón, se decidió seleccionar estos materiales base para formar el material compuesto del cangilón debido a su buena resistencia mecánica a la tracción, peso ligero, gran aguante a la abrasión, flexibilidad ante impactos y valor económico. Además, estos materiales permiten el uso de adhesivos industriales utilizados en la reparación de cintas transportadoras, lo que facilitaría las reparaciones en terreno, así como la posibilidad de añadir cubiertas nuevas sobre un cangilón ya existente.

Respecto al comportamiento de los materiales base, se puede decir que el tejido de poliéster se comporta como un material ortotrópico, pero que presenta propiedades mecánicas iguales en las direcciones del plano del tejido. Por otro lado, el caucho SBR es un material isotrópico, con un comportamiento elástico no lineal. Sin embargo, considerando que se formará un material compuesto,

la deformación unitaria se verá limitada por las fibras del tejido de poliéster, las cuales no permiten una gran deformación longitudinal en dirección de las fibras; por lo tanto, el caucho se aproximó como un material isotrópico con elasticidad lineal.

Las propiedades promedio de estos materiales base se obtuvieron de libros especializados en caucho (Vanderbilt, 2010) [45] y en fibras textiles (A.R. Busnell, 2009)[46].

Tabla 6: Propiedades mecánicas de la matriz y refuerzo del material del material compuesto[45] y [46]

Material	Caucho SBR	Fibras de Poliéster
Función	Matriz (m)	Fibra de refuerzo (f)
Propiedad	Isotrópico	Ortotrópico
Módulo de Elasticidad [GPa]	0,01	15
Resistencia a la tracción [MPa]	20	800
Densidad [kg/m ³]	1150	1380

Por otro lado, para unir estos materiales y darles la forma de un cangilón, se seleccionó el proceso de moldeo por compresión, el cual será explicado con mayor detalle más adelante.

8.5.3. Propiedades del material compuesto

Como se mencionó previamente, el cangilón se construirá con un material compuesto formado a partir de caucho SBR como matriz y tejido de poliéster como las fibras de refuerzo. Para obtener las propiedades mecánicas del material, se utilizó la regla de mezclas para una lámina, presentes en el libro *Fundamentals of Composites Manufacturing* de A. Brent Strong (2008) [47].

El libro anteriormente mencionado [47], plantea que una configuración de un laminado con dos o más capas de tejido que presentan una inclinación de 45° entre ellas, se puede considerar como un material cuasi-isotrópico en el plano en que actúan las fibras de refuerzo. Por ende, el material compuesto generado presentará las mismas propiedades mecánicas en las direcciones transversales y longitudinales, mientras que en la dirección normal al plano del tejido de poliéster dominarán las propiedades de la matriz del laminado; en este caso, las del caucho SBR. En otras palabras, la lámina presenta las mismas propiedades mecánicas en las direcciones principales (1 y 2) con $E_1 = E_2 = E_{0^\circ} = E_{90^\circ}$.

Características de una Lámina

Para aplicar la regla de mezclas, se asumen las siguientes fracciones volumétrica [47]: $V_f = 0,3$, $V_m = 0,6$ y un “Crip Factor” $k = 0,7$ debido al tejido plano del poliéster, por ende, también se considera que la mitad de las fibras de la fracción volumétrica V_f estén trabajando en su respectiva dirección. Entonces, para una capa orientada en 0° [47]:

$$E_1 = k \cdot \frac{V_f}{2} \cdot E_f + V_m E_m \quad (28)$$

$$E_1 = 0,7 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot 15[GP a] + 0,6 \cdot 0,01[GP a] \quad (29)$$

$$\mathbf{E}_1 = \mathbf{2,1} \text{ [GPa]} \quad (30)$$

Del mismo modo, la resistencia equivalente en la dirección de los 0° es:

$$\sigma_1 = k \cdot \frac{V_f}{2} \sigma_f + V_m \sigma_m \quad (31)$$

$$\sigma_1 = 0,7 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot 800[MP a] + 0,6 \cdot 20[MP a] \quad (32)$$

$$\boldsymbol{\sigma}_1 = \mathbf{124} \text{ [MPa]} \quad (33)$$

Para el módulo de corte:

$$G_{12} = \left(\frac{V_f}{G_f} + \frac{V_m}{G_m} \right)^{-1} \quad (34)$$

$$G_{12} = \left(\frac{0,4}{1,1[GP a]} + \frac{0,6}{0,0033[MP a]} \right)^{-1} \quad (35)$$

$$\mathbf{G}_{12} = \mathbf{5,54} \text{ [MPa]} \quad (36)$$

Para la densidad de la lámina:

$$\rho = V_f \rho_f + V_m \rho_m \quad (37)$$

$$\rho = 0,4 \cdot 1380[kg/m^3] + 0,6 \cdot 1200[kg/m^3] \quad (38)$$

$$\boldsymbol{\rho} = \mathbf{1272[kg/m^3]} \quad (39)$$

El módulo de Poisson:

$$\nu_{12} = V_f \nu_f + V_m \nu_m \quad (40)$$

$$\nu_{12} = 0,4 \cdot 0,33 + 0,6 \cdot 0,5 \quad (41)$$

$$\boldsymbol{\nu}_{12} = \mathbf{0,432} \quad (42)$$

Para obtener las propiedades de la lámina orientada en 45° respecto a la primera lámina, se considera el módulo de elasticidad de la lámina cuasi-isotrópica, es decir, $E_1 = E_2 = E_{0^\circ} = E_{90^\circ}$, módulo de corte G_{12} y el módulo de Poisson ν_{12} de la lámina que posee la malla de poliéster orientada en las direcciones principales (1 y 2), realizando la siguiente transformación para el módulo de elasticidad expresada por Jones (2009) en su libro “*Mechanics of Composite Materials*” [48].

$$\frac{1}{E_{45^\circ}} = E_1^{-1} \cos^4(\theta) + \left[G_{12}^{-1} - \frac{2 \cdot \nu_{12}}{E_1} \right] \cdot \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + E_2^{-1} \cdot \sin^4(\theta) \quad (43)$$

$$\mathbf{E}_{45^\circ} = 22[\text{MPa}] \quad (44)$$

Del mismo modo, utilizando la ecuación del criterio de falla de Tsai-Hill para materiales compuestos [48], se calculó la resistencia para la lámina orientada en 45° , donde S es la resistencia al corte, en este caso, es la resistencia al corte de la matriz de SBR ($S = 4 \text{ [MPa]}$).

$$\frac{1}{\sigma_{45^\circ}^2} = \frac{\cos^4(\theta)}{\sigma_1^2} + \left[\frac{1}{S^2} - \frac{1}{\sigma_1^2} \right] \cdot \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) + \frac{\sin^4(\theta)}{\sigma_2^2} \quad (45)$$

$$\sigma_{45^\circ} = 8 \text{ [MPa]} \quad (46)$$

Por otro lado, el módulo al corte es:

$$\frac{1}{G_{45^\circ}} = 2 \left[\frac{2}{E_1} + \frac{2}{E_2} + \frac{4\nu_{12}}{E_1} - \frac{1}{G_{12}} \right] \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + \frac{\sin^4(\theta) + \cos^4(\theta)}{G_{12}} \quad (47)$$

$$\mathbf{G}_{45^\circ} = 735[\text{MPa}] \quad (48)$$

Finalmente, el módulo de Poisson para esta lámina es:

$$\nu_{45^\circ} = E_{45^\circ} \left[\frac{\nu_{12}}{E_1} \cdot (\sin^4(\theta) + \cos^4(\theta)) - \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} - \frac{1}{G_{12}} \right] \cdot \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) \right] \quad (49)$$

$$\nu_{45^\circ} = 0,49 \quad (50)$$

Laminado

Una vez determinadas las propiedades de la lámina del material compuesto, se generó el siguiente laminado, con la intención de formar un material robusto en todas las direcciones. Se consideraron siete capas dispuestas una sobre la otra, con una distribución simétrica respecto a la línea central del laminado, logrando un espesor total de 20 [mm]. Para lograr las propiedades mecánicas deseadas, se escogió la siguiente disposición y orden de capas:

1. **Cubierta de SBR de 4 [mm]:** Esta capa se encarga de soportar el desgaste generado por el material de mena de cobre.
2. **Tejido de Poliéster en SBR de 2 [mm] a 0° :** Encargada en soportar las cargas longitudinales y transversales.
3. **Tejido de Poliéster en SBR de 2 [mm] a 45° :** Esta inclinación permite darle robustez al diseño al soportar las cargas que no sean aplicadas directamente en las direcciones principales.
4. **Núcleo de SBR de 4[mm]:** Permite absorber impactos, además de separa las capas de malla de poliéster, aumentando su resistencia ante la flexión.

5. **Tejido de Poliéster de 2 [mm] a -45°:** Misma función que la tercera capa.
6. **Tejido de Poliéster de 2 [mm] a 0°:** Misma función que la segunda capa.
7. **Cubierta de SBR de 4 [mm]:** Misma función que la primera capa.

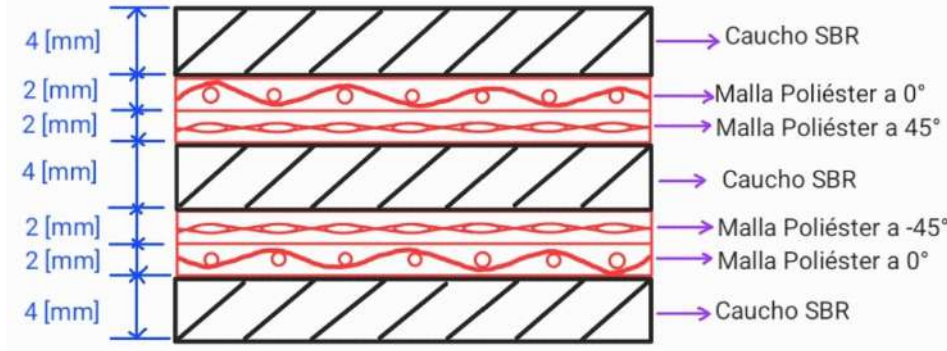


Figura 27: Diagrama de sección transversal de las capas del material compuesto (laminado)

Finalmente, se calculó una aproximación de las propiedades del laminado mediante la suma ponderada de las propiedades de cada capa según la relación de su espesor respecto al espesor total del laminado.

Para el módulo de elasticidad:

$$E_{\text{laminado}} = \frac{t_{\text{SBR}}}{t_{\text{total}}} E_{\text{SBR}} + \frac{t_{0^\circ}}{t_{\text{total}}} E_{0^\circ} + \frac{t_{45^\circ}}{t_{\text{total}}} E_{45^\circ} \quad (51)$$

$$E_{\text{laminado}} = \frac{12[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 0,01[\text{GPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 2,106[\text{GPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 0,022[\text{GPa}] \quad (52)$$

$$E_{\text{laminado}} = 0,432[\text{GPa}] \quad (53)$$

Para la resistencia a la tracción:

$$\sigma_{\text{laminado}} = \frac{t_{\text{SBR}}}{t_{\text{total}}} \sigma_{\text{SBR}} + \frac{t_{0^\circ}}{t_{\text{total}}} \sigma_{0^\circ} + \frac{t_{45^\circ}}{t_{\text{total}}} \sigma_{45^\circ} \quad (54)$$

$$\sigma_{\text{laminado}} = \frac{12[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 20[\text{MPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 124[\text{MPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 8[\text{MPa}] \quad (55)$$

$$\sigma_{\text{laminado}} = 38[\text{MPa}] \quad (56)$$

Para el módulo de corte:

$$G_{\text{laminado}} = \frac{t_{\text{SBR}}}{t_{\text{total}}} G_{\text{SBR}} + \frac{t_{0^\circ}}{t_{\text{total}}} G_{0^\circ} + \frac{t_{45^\circ}}{t_{\text{total}}} G_{45^\circ} \quad (57)$$

$$G_{\text{laminado}} = \frac{12[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 0,0033[\text{GPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 0,006[\text{GPa}] + \frac{4[\text{mm}]}{20[\text{mm}]} \cdot 0,735[\text{GPa}] \quad (58)$$

$$G_{\text{laminado}} = 0,15[\text{GPa}] \quad (59)$$

Para el módulo de Poisson:

$$\nu_{\text{laminado}} = \frac{t_{\text{SBR}}}{t_{\text{total}}} \nu_{\text{SBR}} + \frac{t_{0^\circ}}{t_{\text{total}}} \nu_{0^\circ} + \frac{t_{45^\circ}}{t_{\text{total}}} \nu_{45^\circ} \quad (60)$$

$$\nu_{\text{laminado}} = \frac{12[mm]}{20[mm]} \cdot 0,499 + \frac{4[mm]}{20[mm]} \cdot 0,432 + \frac{4[mm]}{20[mm]} \cdot 0,499 \quad (61)$$

$$\nu_{\text{laminado}} = 0,486 \quad (62)$$

Finalmente para la densidad:

$$\rho_{\text{laminado}} = \frac{t_{\text{SBR}}}{t_{\text{total}}} \rho_{\text{SBR}} + \frac{t_{0^\circ}}{t_{\text{total}}} \rho_{0^\circ} + \frac{t_{45^\circ}}{t_{\text{total}}} \rho_{45^\circ} \quad (63)$$

$$\rho_{\text{laminado}} = \frac{12[mm]}{20[mm]} \cdot 1200[kg/m^3] + \frac{4[mm]}{20[mm]} \cdot 1272[kg/m^3] + \frac{4[mm]}{20[mm]} \cdot 1272[kg/m^3] \quad (64)$$

$$\rho_{\text{laminado}} = 1228,8[kg/m^3] \quad (65)$$

En resumen:

Tabla 7: Propiedades mecánicas del laminado

Módulo de elasticidad (E)	432 [MPa]
Módulo de corte (G)	150 [MPa]
Resistencia a la tracción (σ)	38 [MPa]
Módulo de Poisson (ν)	0,48
Densidad (ρ)	1228,8 [kg/m ³]

8.5.4. Fuerzas sobre las paredes

Para conocer las fuerzas tanto laterales como verticales que actúan sobre el cangilón, se decidió modelar la situación como un problema de hidrostática pero con la densidad del material de la mena de cobre. Para ello, se analizaron las paredes laterales y la pared frontal por separado.

Pared frontal

Para comenzar, se calculó el centroide del área de la pared que soporta el peso del material. Al tratarse de un área rectangular, su centroide se encuentra justo en el centro de esta; sin embargo, se consideró que esta pared está en un ángulo de 45° respecto a la normal, por lo tanto, la distancia entre la superficie libre y el centroide (h_{CPF}) es la siguiente:

$$L = \frac{0,6[m]}{\sin(45^\circ)} = 0,848[m] \quad (66)$$

$$h_{CPF} = \frac{0,848[m] \cdot \sin(45^\circ)}{2} = 0,3[m] \quad (67)$$

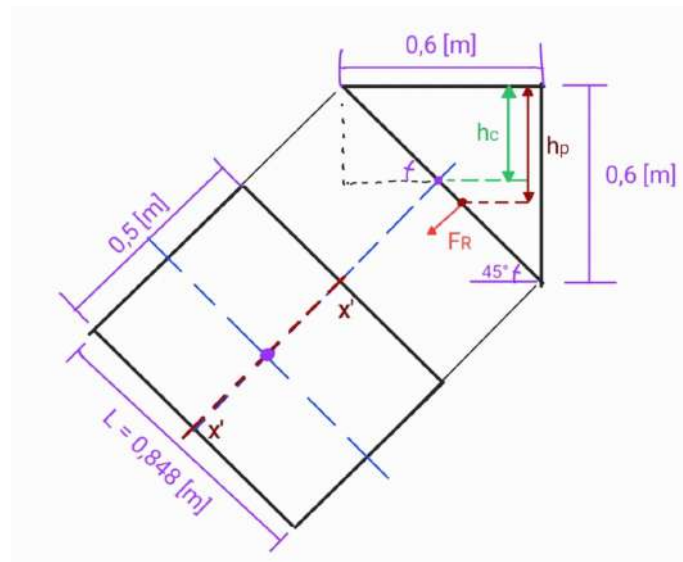


Figura 28: Diagrama de hidrostática sobre pared frontal

Por otro lado, se calculó el valor de la presión sobre la pared a la altura del centroide a través de la siguiente expresión:

$$P_{PF} = \rho_{\text{cobre}} \cdot g \cdot h_{CPF} \quad (68)$$

$$P_{PF} = 2\,162[kg/m^3] \cdot 9,81[kg/s^2] \cdot 0,3[m] \quad (69)$$

$$P_{PF} = 6\,362,8 [Pa] \quad (70)$$

Al multiplicar el valor de presión obtenido por el área de la pared, se obtiene la magnitud de la

fuerza que actúa perpendicularmente sobre esta.

$$F_{PF} = P_{PF} \cdot A_{PF} \quad (71)$$

$$F_{PF} = 6\,362,8 \text{ [Pa]} \cdot 0,5 \text{ [m]} \cdot 0,848 \text{ [m]} \quad (72)$$

$$F_{PF} = 2\,699 \text{ [N]} \approx 2,7 \text{ [kN]} \quad (73)$$

Finalmente, si bien la presión actúa sobre toda la pared, se calculó el punto de presión (h_p), el cual es el punto en donde actúa la fuerza si se tratara de una fuerza puntual, es decir, la distancia entre la superficie libre hasta la profundidad del punto de aplicación.

$$h_{pPF} = h_{cPF} + \frac{I_{xx} \cdot \sin^2(45^\circ)}{h_{cPF} \cdot A_{PF}} \quad (74)$$

$$h_{pPF} = 0,3 \text{ [m]} + \frac{\left(\frac{0,5 \text{ [m]} \cdot (0,848 \text{ [m]})^3}{12} \right) \cdot \sin^2(45^\circ)}{0,3 \text{ [m]} \cdot 0,5 \text{ [m]} \cdot 0,848 \text{ [m]}} \quad (75)$$

$$h_{pPF} = 0,4 \text{ [m]} \quad (76)$$

Paredes laterales

Siguiendo el mismo proceso que para la pared frontal, se inició con el cálculo del centroide de la pared lateral. Para ello, el centroide de un un triángulo rectángulo se ubica justo en un tercio de los catetos medidos desde la esquina del ángulo recto. Como las paredes laterales son paralelas al eje vertical, la distancia entre la superficie libre y el centroide es la siguiente.

$$h_{cPL} = \frac{0,6 \text{ [m]}}{3} = 0,2 \text{ [m]} \quad (77)$$

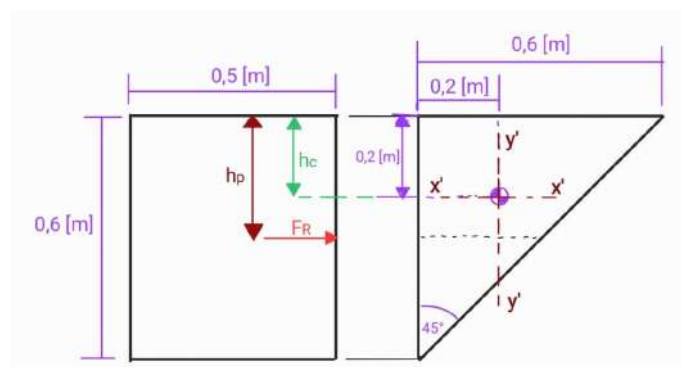


Figura 29: Diagrama de hidrostática sobre pared lateral

La presión que actúa sobre la pared lateral es:

$$P_{PL} = \rho_{\text{cobre}} \cdot g \cdot h_{c_{PL}} \quad (78)$$

$$P_{PL} = 2\,162[kg/m^3] \cdot 9,81[kg/s^2] \cdot 0,2[m] \quad (79)$$

$$P_{PL} = 4\,241,84 [Pa] \quad (80)$$

Al multiplicar la presión por el área triangular de la pared, se obtuvo el valor de la fuerza sobre esta.

$$F_{PL} = P_{PL} \cdot A_{PL} \quad (81)$$

$$F_{PL} = 4\,241,84 [Pa] \cdot \frac{0,6[m] \cdot 0,6[m]}{2} \quad (82)$$

$$F_{PL} = 0,764 [kN] \quad (83)$$

Finalmente, el punto de aplicación de la fuerza puntual equivalente se ubica por debajo del centroide de la pared y su valor es:

$$h_{p_{PL}} = h_{c_{PL}} + \frac{I_{xx}}{h_{c_{PL}} \cdot A_{PL}} \quad (84)$$

$$h_{p_{PL}} = 0,2[m] + \frac{\frac{0,6[m] \cdot (0,6[m])^3}{36}}{0,2[m] \cdot \frac{0,6[m] \cdot 0,6[m]}{2}} \quad (85)$$

$$h_{p_{PL}} = 0,3[m] \quad (86)$$

8.5.5. Esfuerzos sobre las paredes del cangilón

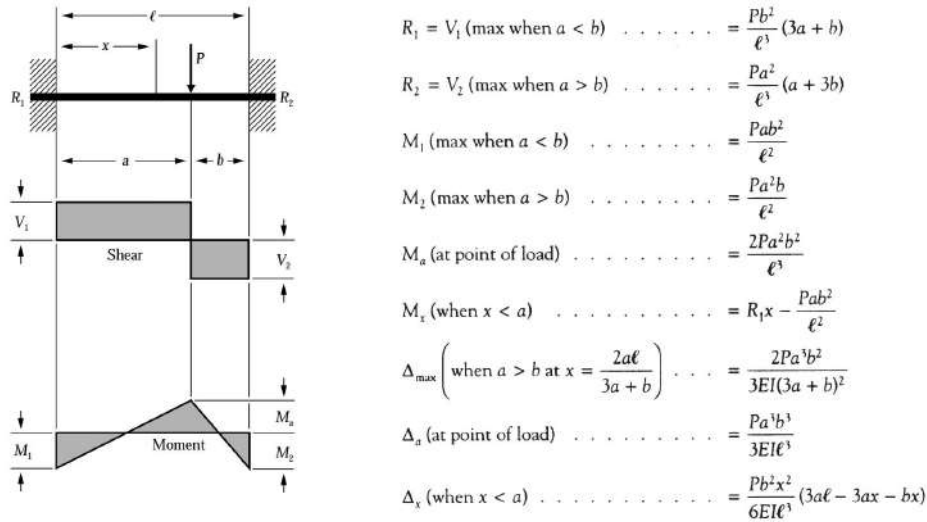
Una vez obtenidos los valores de las fuerzas que actúan sobre las paredes, se comprobó la resistencia y deformación mediante el análisis de esfuerzos aproximando las paredes como una viga empotrada en sus extremos y sujeta a una carga puntual.

Por otro lado, se decidió utilizar un factor de seguridad F.S. = 3, por lo que el esfuerzo admisible es de:

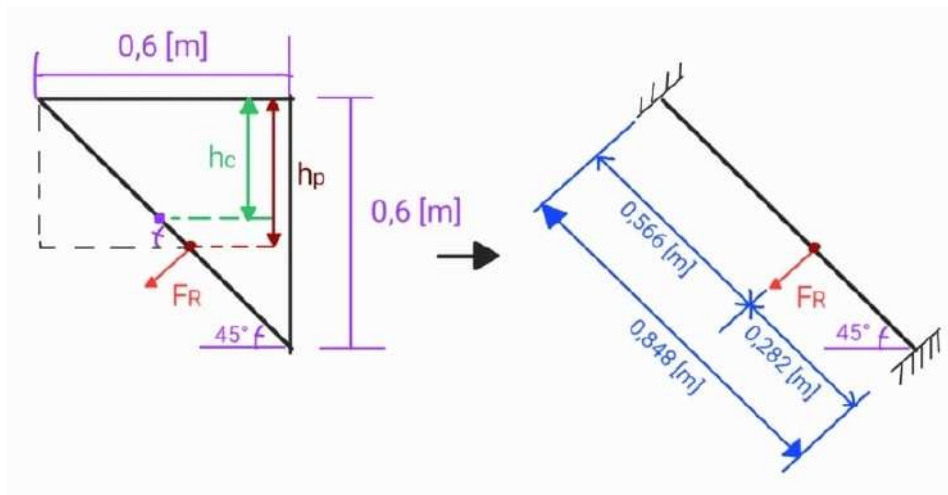
$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{38 [MPa]}{3} = 12,67 [MPa] \quad (87)$$

Pared frontal

Para calcular la resistencia de la pared a través de los esfuerzos, se aproximó la situación como una viga empotrada en sus extremos con una carga puntual actuando perpendicularmente. Por ello, se utilizó el diagrama de momento flector para este caso presente en la guía para diseño de vigas respecto al momento flector y fuerza de corte[56].

Figure 25 Beam Fixed at Both Ends – Concentrated Load at Any Point**Figura 30:** Diagrama de momento flector para una viga empotrada en sus extremos y una carga puntual no centrada [56]

Adaptando la figura (28), se obtienen las siguientes medidas sobre la viga:

**Figura 31:** Aproximación de pared frontal del cangilón como una viga empotrada en sus extremos

En esta situación, el momento flector máximo se encuentra en la pared más cercana a la fuerza aplicada, por lo que su valor es:

$$M_f = \frac{F \cdot a \cdot b^2}{l^2} \quad (88)$$

$$M_f = \frac{2,7 \text{ [kN]} \cdot 0,282[m] \cdot (0,566[m])^2}{(0,848[m])^2} \quad (89)$$

$$M_f = 0,34[\text{kNm}] \quad (90)$$

Con el valor del momento flector, se despejó el espesor de la pared frontal a partir de la expresión para el esfuerzo generado por flexión. Considerando una sección transversal rectangular de

dimensiones $k \cdot t_{\text{laminado}}$:

$$\sigma_{\text{PF}} = \frac{M_f \cdot (t_{\text{laminado}}/2)}{I_{\ominus}} \quad (91)$$

$$\sigma_{\text{PF}} = \frac{M_f \cdot (t_{\text{laminado}}/2)}{\frac{k \cdot t_{\text{laminado}}^3}{12}} \quad (92)$$

$$\sigma_{\text{PF}} = \frac{0,38[kNm] \cdot (20[mm]/2)}{\frac{500[mm] \cdot 20[mm]^3}{12}} \quad (93)$$

$$\sigma_{\text{PF}} = 11,4 \text{ [MPa]} \quad (94)$$

Comparando el resultado con la resistencia admisible del material de la ecuación (87), se aprecia que este está por debajo del valor admisible, cumpliendo con el factor de seguridad.

Por otro lado, se analiza la deflexión máxima generada por la carga mediante la expresión presente en la Figura (30) de la guía de diseños de vigas [56].

$$\Delta_{(\text{max})} = \frac{P \cdot b^2 \cdot a^3}{3 \cdot I_{\ominus} \cdot E \cdot (3a + b)^2} \quad (95)$$

$$\Delta_{(\text{máx})} = \frac{2,7[kN] \cdot (0,282[m])^2 \cdot (0,566[m])^3}{3 \cdot \frac{0,5[m] \cdot 0,02[m]^3}{12} \cdot 432[\text{MPa}] \cdot (3 \cdot 0,566[m] + 0,282[m])^2} \quad (96)$$

$$\Delta_{(\text{max})} = 5,75[\text{mm}] \quad (97)$$

Pared lateral

Repitiendo el análisis anterior para la pared lateral, se aproximó el comportamiento de la pared como una viga empotrada en sus extremos con una carga puntual aplicada en su centro, por lo que se utiliza el siguiente diagrama de momento flector presente en la guía de diseño de vigas con momentos flectores y fuerzas de corte [56]

Figure 24 Beam Fixed at Both Ends – Concentrated Load at Center

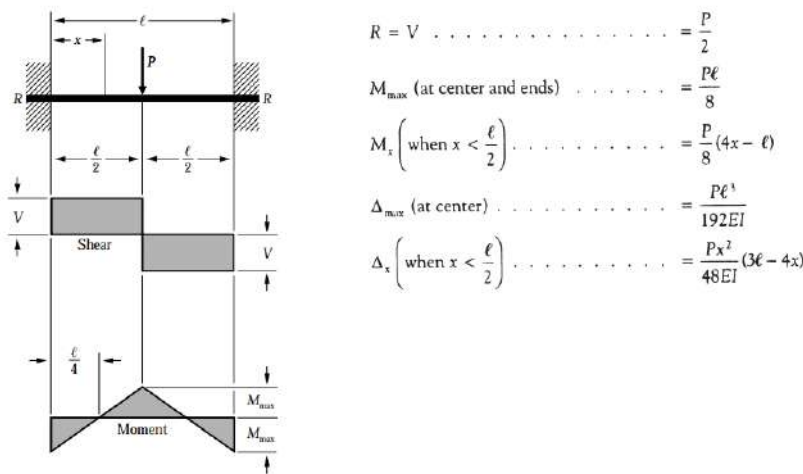


Figura 32: Diagrama de momento flector para una viga empotrada en sus extremos con carga central [56]

Adaptando la Figura (29), se obtienen las siguientes medidas.

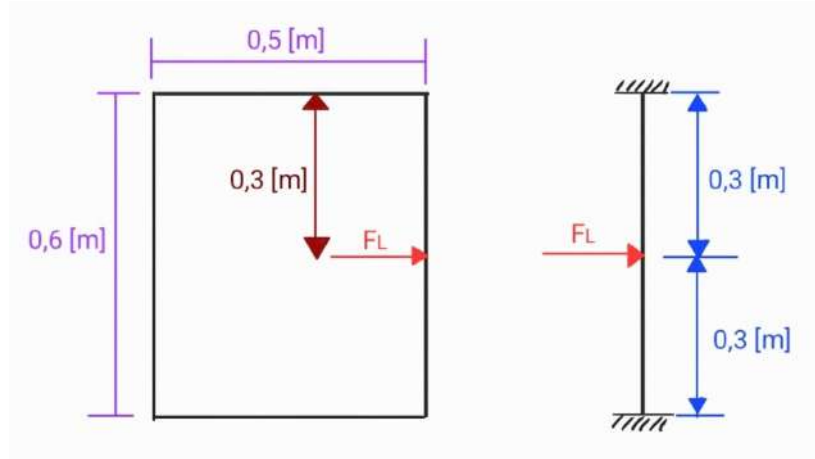


Figura 33: Aproximación de pared lateral del cangilón como viga empotrada en ambos extremos

El momento flector sobre la viga es:

$$M_f = \frac{F \cdot l}{8} \quad (98)$$

$$M_f = \frac{0,764[kN] \cdot 0,6[m]}{8} \quad (99)$$

$$M_f = 0,0573 [kNm] \quad (100)$$

Al igual que para la pared frontal, se comprobó el la resistencia ante el esfuerzo generado por la carga puntual sobre la pared, considerando una sección transversal de $0,3[m] \cdot t_{\text{laminado}}$, correspondiente al área justo en la mitad de la pared lateral:

$$\sigma_{PL} = \frac{M_f \cdot (t_{\text{laminado}}/2)}{I_{\ominus}} \quad (101)$$

$$\sigma_{PL} = \frac{0,0573[kNm] \cdot (20[mm]/2)}{\frac{300[mm] \cdot (20[mm])^3}{12}} \quad (102)$$

$$\sigma_{PL} = 2,865[MPa] \quad (103)$$

Comparando el valor con el esfuerzo admisible del material en la ecuación (87), se aprecia que el material resistirá, presentando un mayor factor de seguridad.

Por otro lado, también se analizó la deflexión de máxima de la pared modelándolo como una viga, según la expresión presente en la Figura (32).

$$\Delta_{\text{máx}} = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I_{\ominus}} \quad (104)$$

$$\Delta_{\text{máx}} = \frac{0,764[kN] \cdot (0,6[m])^3}{192 \cdot 0,432[\text{GPa}] \cdot \frac{0,3[m] \cdot (0,02[m])^3}{12}} \quad (105)$$

$$\Delta_{\text{máx}} = 9,95 [\text{mm}] \quad (106)$$

Se considera que los valores de las deflexiones obtenidos de las ecuaciones (97) y (106) para un cangilón de material compuesto de elastómero y poliéster están dentro de lo esperado, sin embargo, se realizó un análisis de elementos finitos (AEF) en el programa Ansys para comprobar su valor y ver en qué zonas se obtienen mayor deformación y esfuerzos.

8.5.6. Análisis de Elementos Finitos del cangilón - Ansys

Para realizar el análisis de elementos finitos, se modeló el cangilón siguiendo la medidas previamente descritas, además, se añadieron radios de 25 [mm] a las esquinas interiores y exteriores laterales, con el fin de disminuir la concentración de esfuerzos.

Respecto a la configuración del análisis, se realizó en Ansys Mechanical, usando una malla con elementos cuadráticos. Para las caras planas del cangilón (pared frontal, laterales y espalda), se usaron elementos de 20 [mm], mientras que para las esquinas interiores y exteriores del cangilón, se utilizaron elementos de 10 [mm].

Otra ventaja de la utilización de este programa, es que se puede calcular la masa del cangilón, considerando la densidad del material compuesto previamente calculada.

$$m_c = 29,82 [kg] \approx 30 [kg] \quad (107)$$

Para las condiciones de borde, se utilizó un soporte fijo en el tercio superior de la espalda del cangilón, es decir, en 200 [mm] a partir del borde de la boca del cangilón, con el fin de simular la unión con la correa del elevador por medio de un adhesivo industrial. Además, se añadió un soporte sin fricción en el área restante de la espalda del cangilón, con el fin de simular el contacto normal entre el cangilón y la correa del elevador. Por otro lado, se aplicó una aceleración de 0,2 [m/s²], simulando la aceleración de puesta en marcha del equipo. Finalmente, se aplicó una carga hidrostática sobre toda la superficie interna del cangilón, ajustando el valor de la densidad al de la mena de cobre ($\rho_{\text{mena cobre}} = 2162 [\text{kg/m}^3]$).

Se realizaron análisis de deformación total y de esfuerzos máximos (von Mises). Aplicando un factor de escalado visual para el desplazamiento, con el fin de apreciar mejor la deformación, se obtuvieron los siguientes resultados.

Deformación total del cangilón:

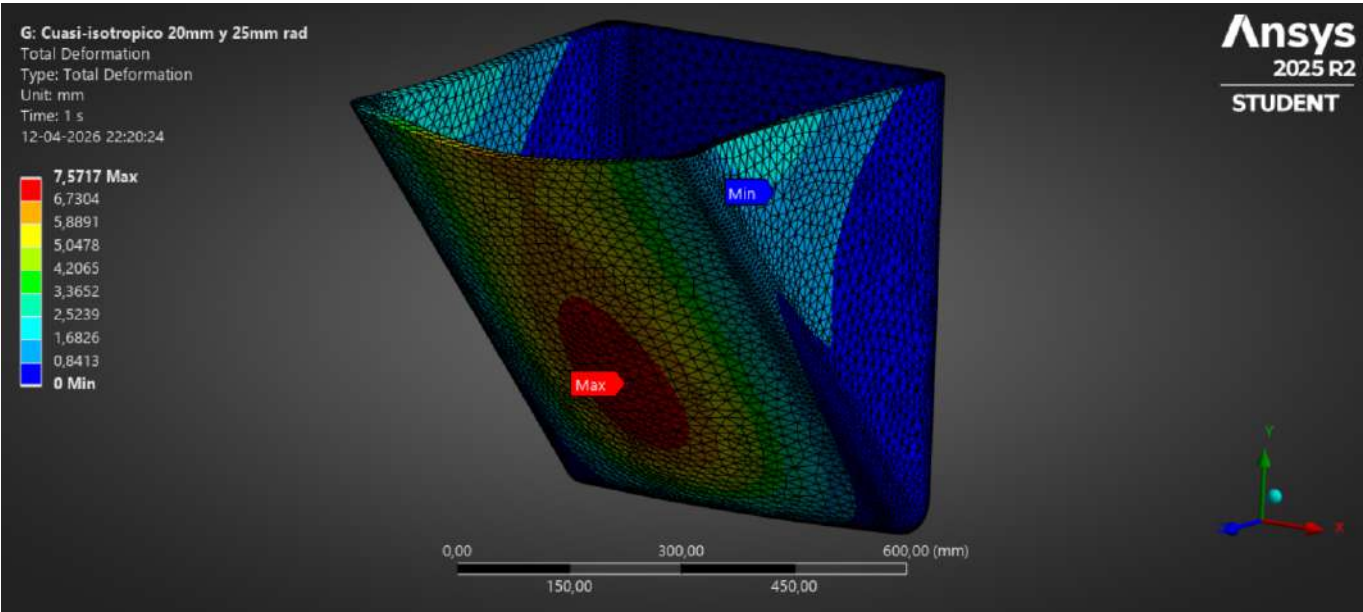


Figura 34: Análisis de deformación del cangilón en Ansys, vista isométrica

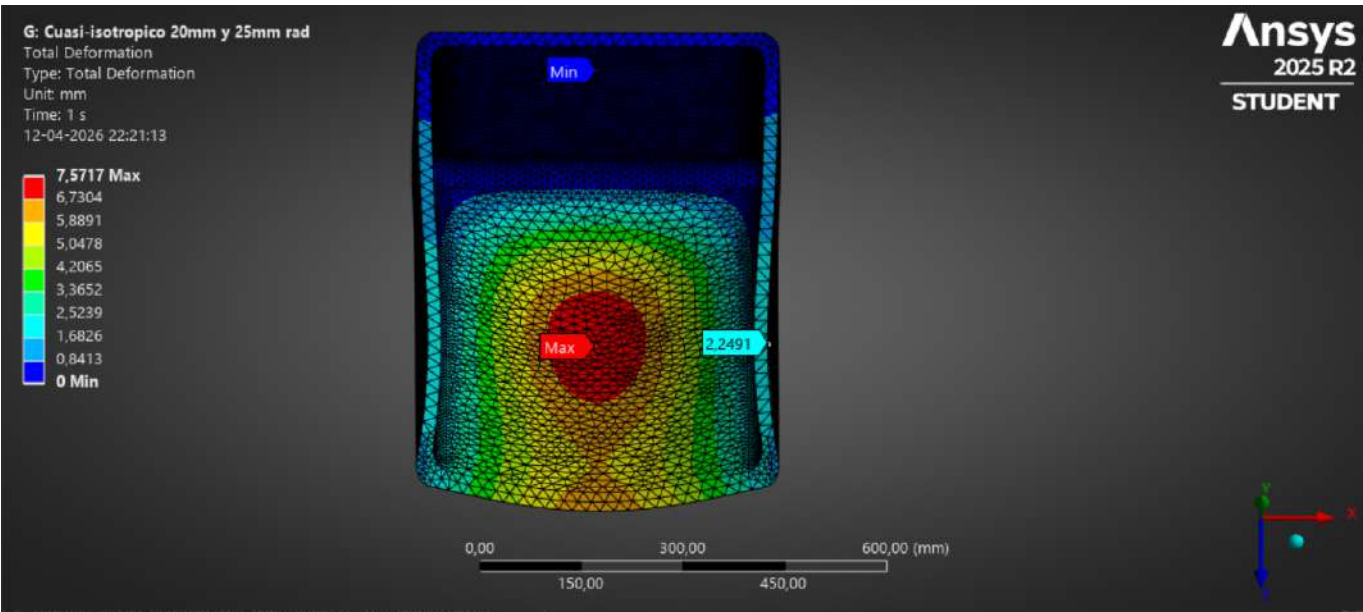


Figura 35: Análisis de deformación del cangilón en Ansys, vista de planta

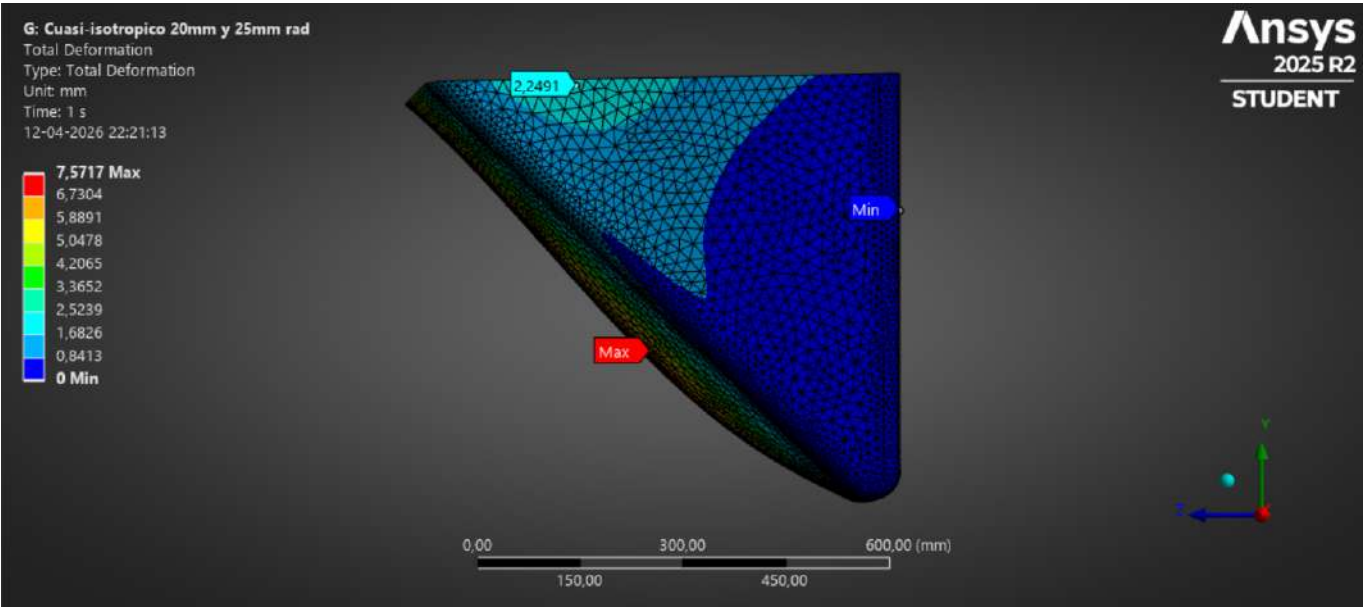


Figura 36: Análisis de deformación del cangilón en Ansys, vista lateral

Esfuerzos equivalentes de von-Mises:

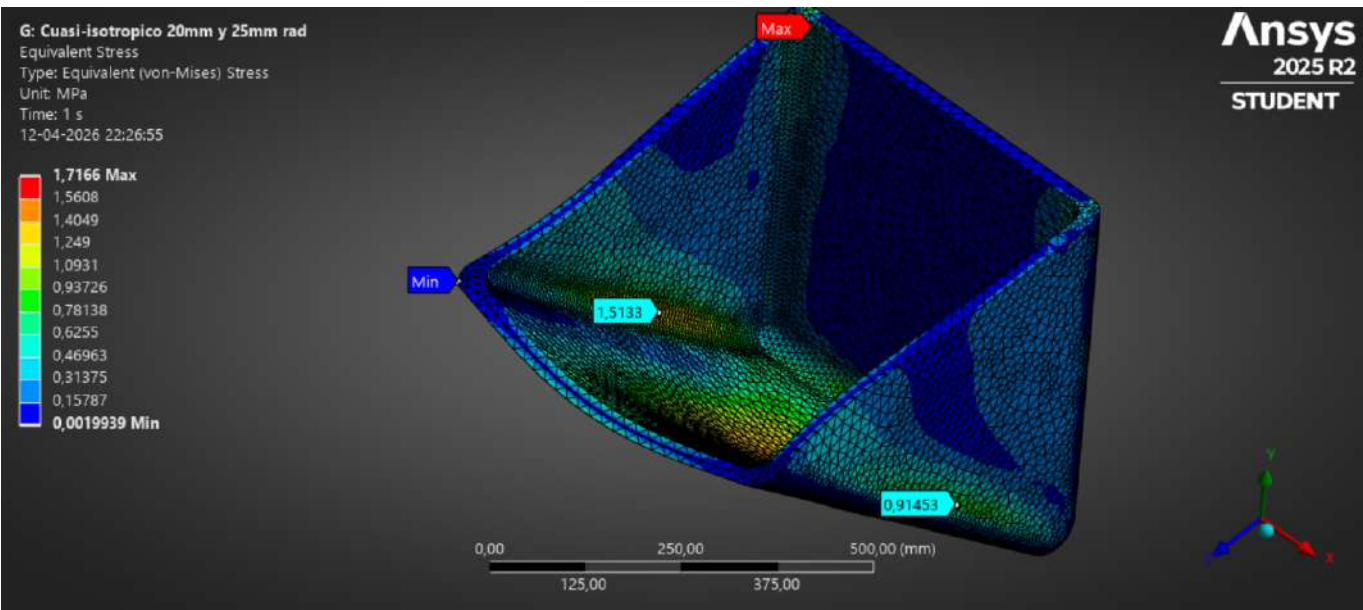


Figura 37: Análisis de esfuerzos (von-Mises) en el cangilón en Ansys, vista isométrica

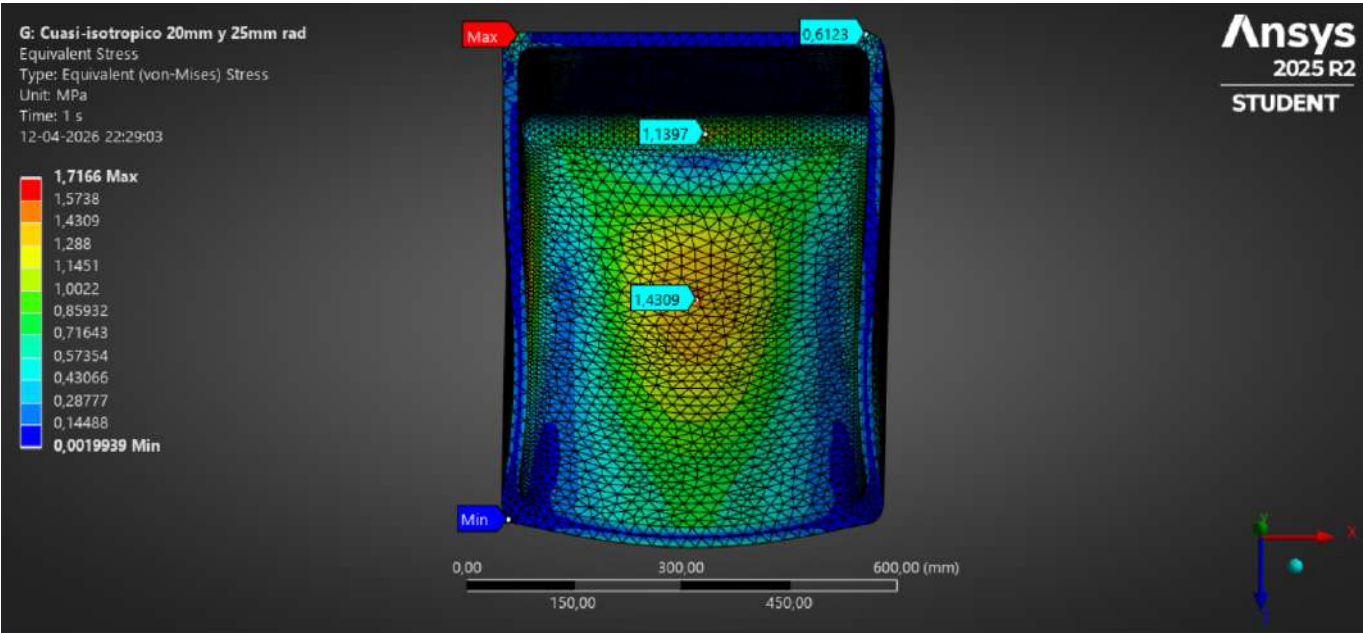


Figura 38: Análisis de esfuerzos (von-Mises) en el cangilón en Ansys, vista de planta

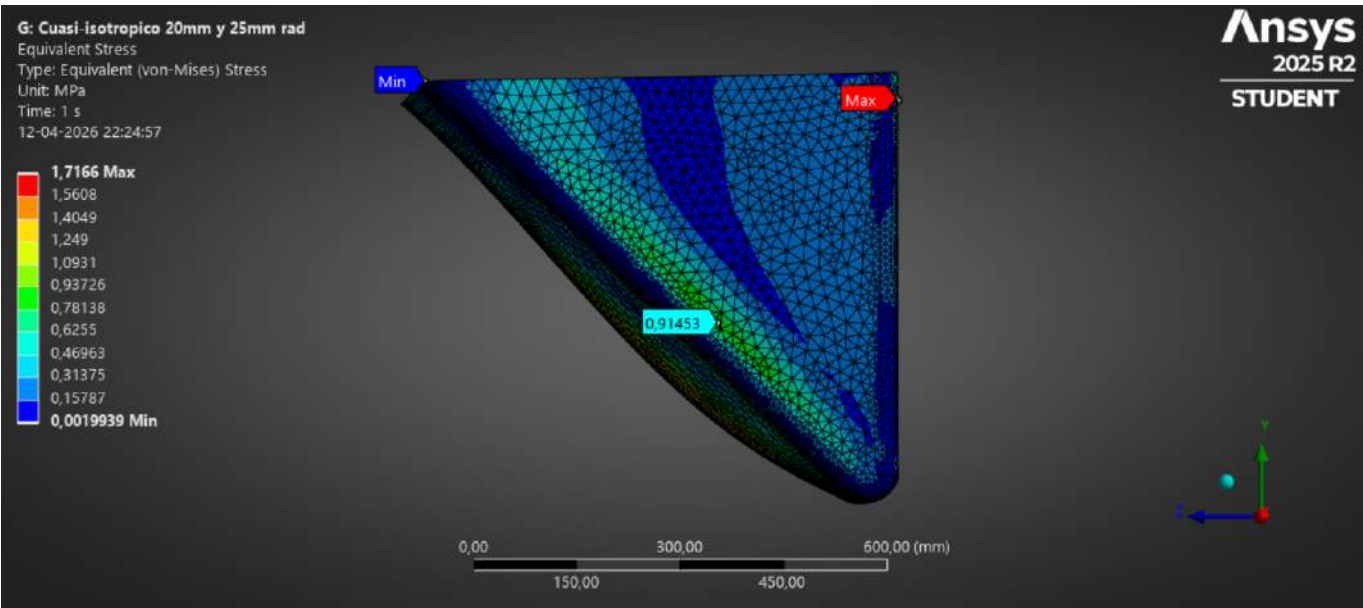


Figura 39: Análisis de esfuerzos (von-Mises) en el cangilón en Ansys, vista lateral

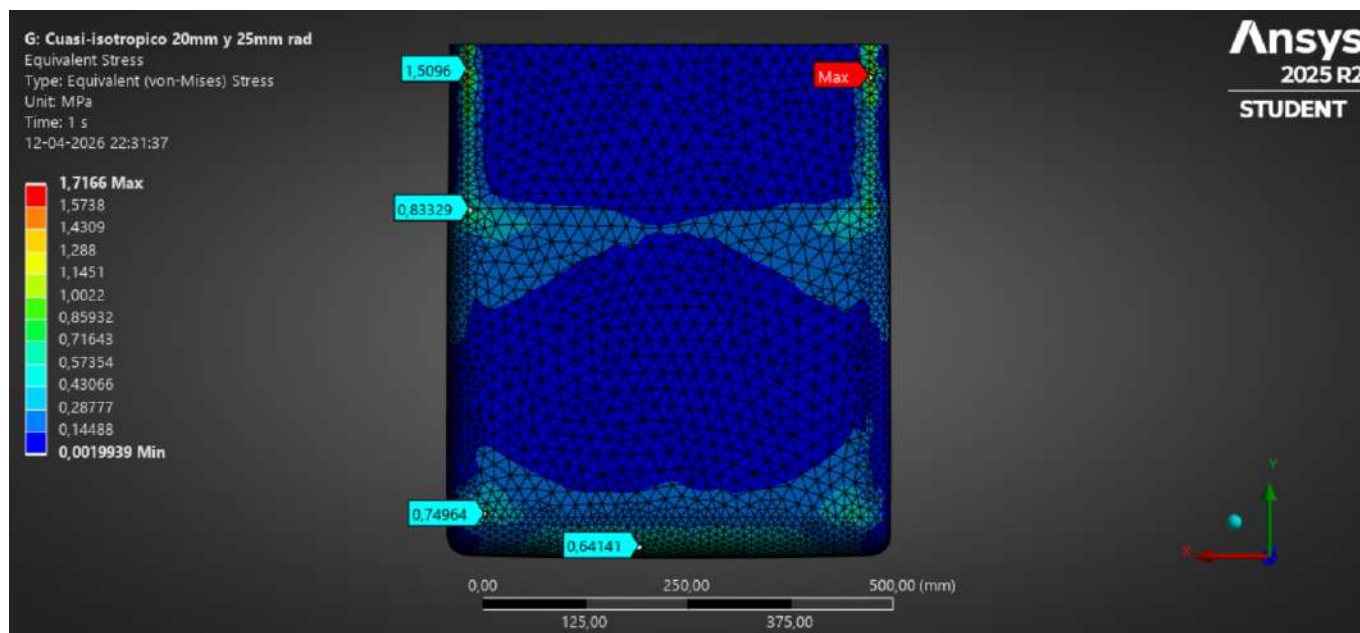


Figura 40: Análisis de esfuerzos (von-Mises) en el cangilón en Ansys, vista de la espalda del cangilón

De los resultados obtenidos, lo más notable a simple vista es que la máxima deformación del cangilón ocurre en la zona inferior de la pared frontal, con un valor de casi 7,5 [mm]; la segunda gran deformación se encuentra en la parte superior de las paredes laterales, cercanas al labio frontal, con un valor de casi 2,3 [mm], en donde estas quieren cerrarse sobre el centro del cangilón debido al peso del material transportado. Cabe destacar que, considerando que el material compuesto posee una matriz de elastómero (SBR), se esperaba que las deformaciones fueran cercanas a 1 [cm], por lo que estas deformaciones se puede considerar más que aceptables.

Por otro lado, al analizar los esfuerzos equivalentes, se aprecia que el valor máximo es de 1,7 [MPa], ubicado en la zona de las esquinas interiores del cangilón, cercanas al área en donde se une el cangilón con la correa. Considerando que el esfuerzo máximo admisible del material (12,67 [MPa]) calculado en la ecuación (87), se puede decir que resiste bastante bien a la carga del material bajo a la aceleración de puesta en marcha de 0,2 [m/s²], cumpliendo con factor de seguridad alto:

$$F.S._{Material} = \frac{38 \text{ [MPa]}}{1,7 \text{ [MPa]}} = 22,3 \quad (108)$$

Continuando con el análisis de esfuerzos, se puede apreciar que los radios de curvatura de 25 [mm] en las equinas del cangilón, permitieron la disminución efectiva de la concentración de esfuerzos, obteniendo valores de 1,5 [MPa] aproximadamente en las esquinas, similares a los obtenidos en la pared frontal. Finalmente, se observó que hay esfuerzos alrededor de la zona de unión de la espalda del cangilón con la correa, si embargo, estos alcanzan valores de 1,5 [MPa] a 1,7[MPa] y son menores a la esfuerzo máximo en el cangilón.

8.5.7. Procedimiento de manufactura

Para fabricar los cangilones de caucho SBR con refuerzo de malla de poliéster se decidió utilizar el proceso de moldeo por compresión. Este método de moldeo utiliza grandes presiones y temperaturas para lograr la forma deseada y consiste en colocar la masa de caucho sin curar pre-formada, con la malla de poliéster, formando una especie de sándwich entre las capas de caucho y las capas de carcasa dentro de la cavidad del molde, el cual se encuentra a una elevada temperatura. Posteriormente, se cierra el molde y se aplica una gran presión, entre 10 [MPa] a 48[MPa], que junto con la elevada temperatura, inicia el proceso de curado del caucho [45].

Cabe destacar que para lograr que la carcasa textil se adhiera de forma correcta al caucho, previamente se debe tratar la malla de poliéster con el proceso RFL (Resorcinol-Formaldehído-Látex) [45]. Este proceso consiste en impregnar las fibras textiles en la solución RFL mediante un baño, para que luego sean secadas en un horno con el fin de eliminar la humedad en las fibras. Una vez tratadas, estas se incorporan directamente al proceso de moldeo por compresión junto con el caucho, asegurando una unión satisfactoria.

A continuación, se describe un procedimiento para la fabricación de los cangilones:

1. **Preparación de la carcasa textil:** Se preparan las mallas de poliéster mediante el tratamiento RFL, una vez secadas, están listas para utilizarse.
2. **Preparación del molde:** Se inspecciona la cavidad del molde en busca de imperfecciones, suciedad o trozos de caucho restantes del ciclo anterior, de ser así, se limpia el molde. Se da inicio al precalentamiento de este.
3. **Preparación del caucho SBR:** Se le da una forma aproximada del cangilón a las capas de caucho aun sin curar.
4. **Llenado del molde:** Se llena la cavidad del molde, partiendo con una capa de caucho, seguida de las capas de malla textil, que a su vez es cubierta con una capa de caucho, en forma de sándwich; intercalando materiales hasta lograr el número de capas deseadas. Este proceso siempre debe empezar y terminar con una capa de caucho SBR del grosor determinado. Se realiza una inspección visual a medida que se aplican las capas, en busca de imperfecciones tales como suciedad, discontinuidad, malla textil arrugada o signos de humedad.
5. **Compresión:** Se cierra el molde y se hace funcionar la prensa hidráulica. Esta ejerce alta presión, que junto a la temperatura, fusiona las capas y cura el caucho. Se debe dejar el molde cerrado bajo presión hasta lograr el curado y dureza del caucho deseados.
6. **Apertura del molde:** Una vez logrado el tiempo de curado del caucho, se retira la prensa y se abre el molde para retirar el cangilón formado.
7. **Limpieza del cangilón:** Se retiran el excedente de material de caucho de los bordes mediante el uso de tijeras u hojas para cortar, dejando un acabado parejo.

8. **Enfriamiento del cangilón:** Se deja enfriar el cangilón con le fin de cortar el proceso de curado del caucho.
9. **Control e inspección visual:** Se miden las dimensiones generales, el espesor y se revisan los bordes en busca de grietas, delaminado de las capas u otras imperfecciones. Si cumple con los requisitos, el cangilón se aprueba.

8.5.8. Unión a la correa

El adhesivo utilizado para unir las piezas que conforman el cangilón es el “Red Line” de la compañía Fourthane [49]. Este es un polímero bi-componente utilizado en la reparación de correas transportadoras, el cual permite unir y recubrir trozos de cinta a la correa dañada, manteniendo propiedades similares a la de la correa original. Su aplicación en frío en terreno y curado en menos de una hora lo convierten en una gran opción para su uso en la unión de los cangilones, aumentando la reparabilidad y disminuyendo los tiempos de parada en mantención. A continuación se presenta un extracto de la ficha técnica del producto.

PROPIEDADES FÍSICAS

DUREZA	92 SHORE A	ASTM D 2240
MODULO 100% PSI	1500	ASTM D 412
MODULO 300% PSI	1950	ASTM D 412
TENSIÓN DE RUPTURA PSI	6500	ASTM D 412
ELONGACIÓN %	450	ASTM D 412
REBOTE %	42 %	DIN 53512
RESISTENCIA A LA ABRASIÓN (DIN)	45mm3	DIN 5316

NOTA: Resultados obtenidos en laboratorios. Al ser aplicados en terreno estas propiedades podrían variar.

Figura 41: Especificaciones técnicas de Fourthane Red Classic [49]

Área de unión:

Como se mencionó previamente, el adhesivo se aplicará sobre los primeros 200 [mm] de la espalda del cangilón, medidos desde el borde superior; esto con el fin de disminuir la flexión del cangilón al pasar por la polea, lo que podría generar fallo por fatiga.

$$A_u = 200[mm] \cdot 490[mm] = 98\,000[mm^2] = 0,098[m^2] \quad (109)$$

Cabe destacar que la masa del material que carga un cangilón fue calculada en la posterior sección (8.8.3). Modelando la unión del cangilón a la correa como una viga:

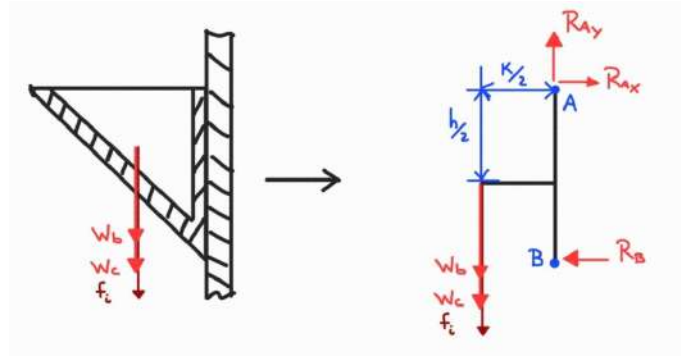


Figura 42: DCL para una la unión del cangilón, modelado como viga

Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$R_{Ay} = W_c + W_b + f_i \quad (110)$$

$$R_{Ay} = 2,2[kN] + (30[kg] + 194,58[kg]) \cdot 0,1[m/s^2] \quad (111)$$

$$R_{Ay} = 2,23[kN] \quad (112)$$

Sumatoria de momentos en el punto B:

$$0,3[m] \cdot (W_c + W_b + f_i) - 0,6[m] \cdot R_{Ax} = 0 \quad (113)$$

$$R_{Ax} = \frac{0,3[m] \cdot (2,2[kN] + 0,022[kN])}{0,6[m]} \quad (114)$$

$$R_{Ax} = 1,11[kN] \quad (115)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje x:

$$R_{Ax} = R_B = 1,11[kN] \quad (116)$$

Con las reacciones obtenidas, se pueden calcularon los esfuerzos que actúan sobre el área de la unión previamente calculada.

$$\sigma_u = \frac{R_{Ax}}{A_u} = 0,011[MPa] \quad (117)$$

$$\tau_u = \frac{R_{Ay}}{A_u} = 0,023[MPa] \quad (118)$$

$$(119)$$

Una vez obtenidos los valores de los esfuerzos causados por las reacciones, se calculó el esfuerzo equivalente de von-Mises [57]:

$$\sigma_{v.m.} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_u^2} = 0,041 [MPa] \quad (120)$$

Finalmente, comparando el esfuerzo equivalente con el esfuerzo de corte del caucho, se obtiene el

siguiente factor de seguridad:

$$F.S._u = \frac{\tau_{SBR}}{\sigma_{v.m}} = \frac{1 \text{ [MPa]}}{0,041 \text{ [MPa]}} = 24,2 \quad (121)$$

Con este valor, se puede asumir que la unión es segura y no cederá ante una partida del equipo con el cangilón lleno.

8.6. Trayectoria del material

Como se propone el diseño de un elevador con descarga centrífuga, se requiere estudiar la trayectoria del material en relación al diámetro de polea y velocidad del elevador, por lo tanto, se asumió un pole point menor al radio de centro de masa del cangilón; para este caso, después de un proceso iterativo, se escogió un valor de pole point $L = 0,84$, el cual, al despejar la ecuación (7) para la velocidad, se obtiene el siguiente valor:

$$L = g \cdot \frac{r}{v^2} = 0,84 \quad (122)$$

$$v = 3,2[\text{m/s}] \quad (123)$$

A su vez, al realizar un análisis de la trayectoria de material, con la ecuación (14), se obtiene un error matemático, por lo tanto, se puede concluir que el material se despegas del cangilón antes de llegar a la línea vertical que pasa por el centro de la polea. Por ello, se realiza un nuevo análisis para determinar el ángulo de despegue del material según las ecuaciones de trayectoria usando la horizontal que pasa por el centro de la polea como referencia:

$$x = v \sin(\beta) \cdot t \quad (124)$$

$$y = -\frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 + v \cos(\beta) \cdot t \quad (125)$$

Despejando t:

$$t = \frac{x}{v \sin(\beta)} \quad (126)$$

Reemplazando t:

$$y = -\frac{1}{2} \cdot g \cdot \left(\frac{x}{v \sin(\beta)} \right)^2 + v \cos(\beta) \cdot \left(\frac{x}{v \sin(\beta)} \right) \quad (127)$$

Asumiendo que en el ángulo β respecto a la horizontal la fuerza centrífuga y el peso del material se igualan y despejando β :

$$mg = m \frac{v^2}{r} \sin(\beta) \quad (128)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{gr}{v^2} \right) \quad (129)$$

Reemplazando los valores anteriores, se obtiene que para un velocidad de $v = 3,2[m/s]$ y un $r = 0,937[m]$, un ángulo $\beta = 63,85^\circ$. Continuando con el desarrollo, reemplazando β en (127) y factorizando:

$$y = -\frac{x^2 \cdot v^2}{2g \cdot r^2} + v \cot \left(\sin^{-1} \left(\frac{g \cdot r}{v^2} \right) \right) \quad (130)$$

Finalmente, al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación anterior, se graficó la función usando la aplicación de GeoGebra [44].

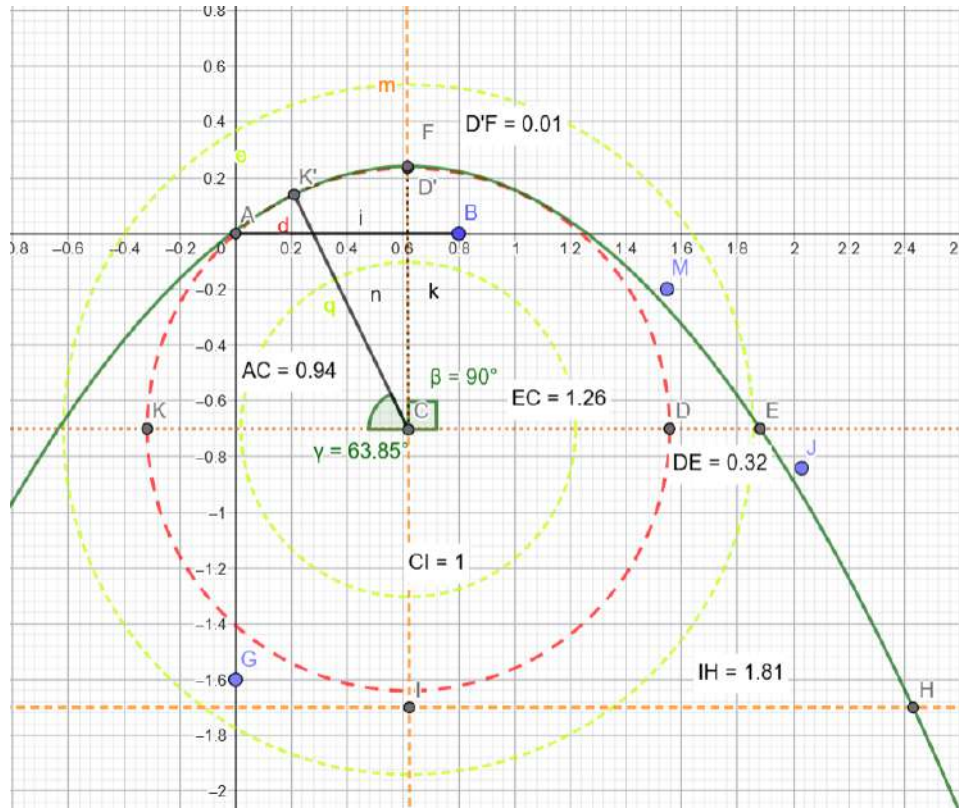


Figura 43: Gráfico de trayectoria del material a $v = 3,2 [m/s]$, graficado en GeoGebra [44]

8.7. Correa del elevador

8.7.1. Tipo de correa seleccionada

En apartados anteriores fue mencionado que debido a la gran distancia entre centros de los ejes de las poleas, es necesario el uso de una correa con alma de cables y mallado de acero. Por ello se seleccionó la correa “Steel Web Belt” de la compañía 4B Group [50], la cual presenta la siguiente ficha técnica.



Figura 44: Propiedades de correa con alma de acero SW1000 [50]

Este tipo de correa destaca por su alta resistencia a la tensión y poca elongación elástica (menor al 0,15 % según el fabricante). En este caso, se seleccionó arbitrariamente el modelo SW1000, con el fin de tener un valor inicial para el peso de la correa. La resistencia de este modelo es de 1000 [N/mm] y su masa es de 18,7 [kg/m²]; cabe destacar que el diámetro mínimo de polea requerido es de 500[mm].

8.7.2. Dimensiones

Para saber el valor del largo de la correa que llevará los cangilones, se debe considerar la distancia de elevación de 100 [m] dos veces, una para el ramal de subida y otra para el ramal de bajada. Además, se debe considerar la sección de circunferencia tanto de la polea de cabeza como la polea de cola.

Como se propuso anteriormente en la sección 8.6 “Trayectoria del Material”, se seleccionó un diámetro de polea de **D_p = 1,2[m]**; para este caso, la polea de cola tendrá el mismo diámetro. Por ende, el largo de la correa (**L_B**) corresponde a:

$$L_B = 2 \cdot H + D_p \cdot \pi = 203,77[m] \tag{131}$$

Por otro lado, CEMA recomienda que la correa sea 2[in] más ancho que el largo de los cangilones [41], sin embargo, se decidió que el ancho de la correa sea 200[mm] más ancho que el largo del cangilón, por lo tanto, el ancho de la correa es de **700[mm]**.

8.7.3. Masa de la correa

Como se aprecia en la Figura [44], se puede obtener la masa total de la correa multiplicando el peso por unidad de área por el área longitudinal de la correa, es decir:

$$m_B = 18,7[kg/m^2] \cdot 0,7[m] \cdot 203,77[m] = \mathbf{2,667[ton]} \quad (132)$$

8.8. Parámetros de funcionamiento básicos

Con la información recopilada hasta el momento, se pueden establecer parámetros generales del elevador.

8.8.1. Capacidad

La capacidad mínima necesaria es de 100[ton/h], sin embargo, la capacidad estimada del equipo se calcula utilizando la ecuación (18), con un paso entre cangilones estimado de $\lambda = 9[m]$ y una asumiendo una eficiencia de llenado de $\eta_c = 0,6$, resultando en el siguiente valor:

$$C_a = \frac{V_c \cdot \eta_c \cdot \rho_b \cdot v_{belt}}{\lambda}$$

$$C_a = \frac{0,09[m^3] \cdot 0,6 \cdot 2162[kg/m^3] \cdot 3,2[m/s]}{9[m]}$$

$$C_a = 149,4 \text{ [ton/h]} \quad (133)$$

8.8.2. Cantidad de cangilones

Tomando en cuenta el largo de la correa del elevador y dividiéndola por el paso entre cangilones, se puede obtener el número de cangilones del elevador.

$$n_c = \frac{L_b}{\lambda} = \frac{203,77[m]}{9[m]} \approx 22 \quad (134)$$

8.8.3. Masa de material por cangilón

Del mismo modo, la masa por cangilón se obtiene como el producto entre el volumen del cangilón (V_c), por el coeficiente de llenado (η_c), por la densidad el material (ρ_b).

$$m_b = V_c \cdot \eta_c \cdot \rho_b \quad (135)$$

$$m_b = 0,09[m^3] \cdot 0,6 \cdot 2162[kg/m^3] \quad (136)$$

$$m_b = 116,75[kg] \quad (137)$$

Cabe destacar que este valor es considerando la eficiencia de llenado del cangilón, pero para los cálculos de resistencia de material o de elementos de máquinas, no se consideró el cangilón lleno.

$$m_b = V_c \cdot \rho_b \quad (138)$$

$$m_b = 0,09[m^3] \cdot 0,6 \cdot 2162[kg/m^3] \quad (139)$$

$$m_b = 194,58[kg] \quad (140)$$

$$(141)$$

8.8.4. Tensiones

Para el cálculo de las tensiones presente en la correa del elevador, se toma en cuenta tanto el peso como la fuerza inercial de cada elemento y de la carga al ser acelerados a partir del reposo. Para ello, se realizó un análisis por separado para el ramal de subida y en el ramal de bajada, haciendo sus respectivos diagramas de cuerpo libre. Cabe destacar que se analizó el caso en que el elevador parte desde el reposo, completamente cargado, asumiendo una aceleración del sistema $\mathbf{a} = 0,2[m/s^2]$ y un valor para la gravedad de $\mathbf{g} = 9,81[m/s^2]$.

Ramal de Subida

Este análisis considera la masa total que sube por elevador, es decir, la masa del material, de la correa y del cangilón.

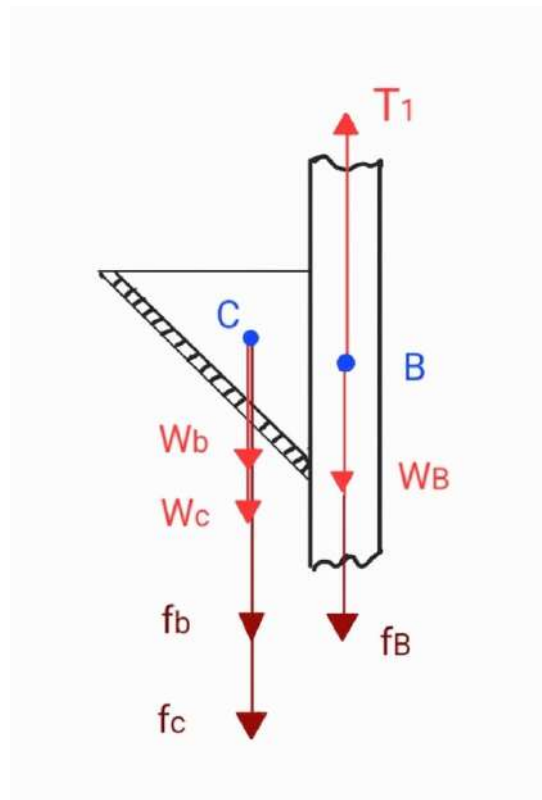


Figura 45: DCL para un cangilón en ramal de subida

Las fuerzas presentes en el DCL son:

- T_1 : Tensión en la correa del elevador en el ramal de subida.

- W_b : Peso del material cargado por un cangilón.
- W_c : Peso de un cangilón.
- W_B : Peso de la correa del elevador.
- f_b : Fuerza inercial del material cargado por un cangilón.
- f_c : Fuerza inercial de un cangilón.
- f_B : Fuerza inercial del tramo de subida de la correa del elevador.

Para calcular el valor de la tensión T_1 , se realizó un equilibrio de fuerzas en el eje vertical:

$$T_1 - W_b - f_b - W_c - f_c - W_B - f_B = 0 \quad (142)$$

Se factorizó la expresión anterior por las aceleraciones y masas correspondientes, tomando en cuenta el número de cangilones en el ramal de subida.

$$T_1 = g \cdot \left(\frac{n_c}{2} \cdot (m_c + m_b) + \frac{m_B}{2} \right) + a \cdot \left(\frac{n_c}{2} \cdot (m_c + m_b) + \frac{m_B}{2} \right) \quad (143)$$

Factorizando y desarrollando:

$$T_1 = (9,81[m/s^2] + 0,2[m/s^2]) \cdot \left(\frac{22}{2} \cdot (30[kg] + 194,58[kg]) + \frac{2667,35[kg]}{2} \right)$$

Finalmente, el valor de T_1 es:

$$T_1 = 42\,095,61[N] \approx 42,1[kN] \quad (144)$$

Ramal de bajada

Del mismo modo que para el análisis del ramal de subida, este análisis consideró la masa total que baja por el elevador, es decir, solo la masa de la correa y la de los cangilones.

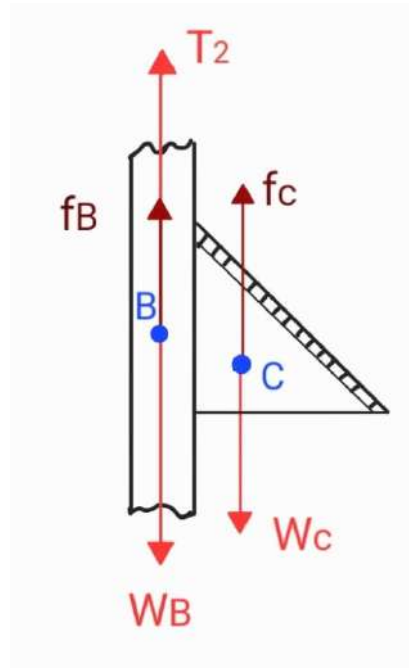


Figura 46: DCL para un cangilón en el ramal de bajada

Para calcular el valor de la tensión T_2 , se realizó un equilibrio de fuerzas en el eje vertical:

$$T_2 + f_b + f_c - W_B - W_c = 0$$

Del mismo modo, se factorizó la expresión anterior por las aceleraciones y masas correspondientes, tomando en cuenta el número de cangilones en el ramal de bajada.

$$T_2 = g \cdot \left(\frac{n_c}{2} \cdot m_c + \frac{m_B}{2} \right) - a \cdot \left(\frac{n_c}{2} \cdot m_c + \frac{m_B}{2} \right) \quad (145)$$

Factorizando y desarrollando:

$$T_2 = (9,81[m/s^2] - 0,2[m/s^2]) \cdot \left(\frac{22}{2} \cdot 30[kg] + \frac{2667,35[kg]}{2} \right)$$

Finalmente, el valor de T_2 es:

$$T_2 = 15\,703,47[N] \approx 15,7[kN] \quad (146)$$

Relación entre Tensiones

Una vez obtenidos los valores de las tensiones, se calculó su relación como la división entre T_1 y T_2 . Este valor es de utilidad para determinar la transmisión de potencia entre la polea de cabeza y la correa del elevador, tal como se desarrolló en la sección anterior (6.5.6). “Sistema de Atezado”.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{42,1[kN]}{15,7[kN]} = 2,681 \quad (147)$$

Como el valor de la relación entre las tensiones resultó ser un número entre 2 y 3, se puede asumir que existe una transmisión de potencia entre la polea y la correa del elevador, sin embargo, esto se

desarrolló más en detalle en la sección 8.12.4 “Recubrimiento de la polea”.

8.9. Empalmes de la correa

Para unir ambos extremos de la correa, se utilizó un empalme vulcanizado. Este consiste en unir los cables de ambos extremos, intercalando un cable de un extremo a lado de otro cable del extremo opuesto, para luego rellenar el espacio entre ellos con caucho de alta adherencia. Una vez colocadas las cubiertas superior e inferior de caucho, se utiliza una prensa que vulcaniza la zona de unión, manteniendo una presión de alrededor de 1 [MPa], manteniendo una temperatura de aproximadamente 150 [°C] por unos 45 minutos [51]. Cabe destacar que existe más de una técnica para preparar las superficies y cables, por ende, para una descripción más detallada, se puede consultar el “*Manual de empalme banda Steel Cord*”, de la empresa Dunlop [51].

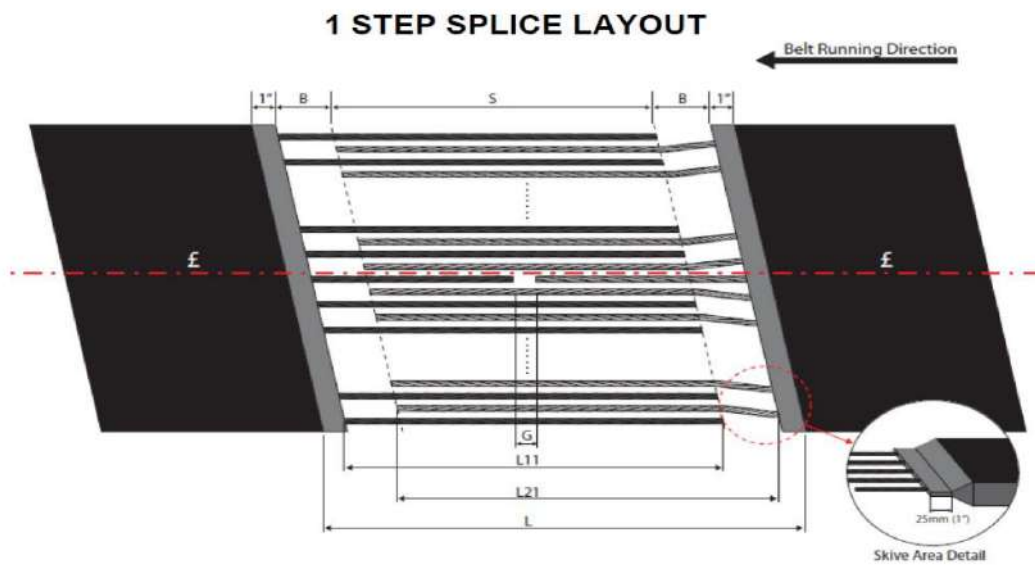


Figura 47: Diagrama de empalme vulcanizado para correas de carcassas de acero [51]

8.10. Sistema Tensor

Se opta por un sistema de atezado de contrapeso gravitacional, debido a que este permite un control automático sobre la tensión de la correa en tiempo real según la elongación de esta, reaccionando y absorbiendo los posibles cambios de peso y tensión debido a la carga siendo elevada. Para ello, se calculó el recorrido del sistema tensor a partir de la elongación elástica que presenta la correa del elevador al estar en funcionamiento.

Según el fabricante de la correa del elevador seleccionada, 4B Group [50], posee una elongación elástica del 0,15 % y una elongación permanente de 0,35 %. Considerando que el largo original de la correa es $L_B = 203,77[m]$ y un factor de seguridad $F.S. = 1,5$, el recorrido del sistema tensor calculado es el siguiente:

$$L_{Tensor} = \frac{(0,15 + 0,35)}{100} \cdot 203,77[m] \cdot 1,5 = 1,54[m] \approx 1,6[m] \quad (148)$$

Por otro lado, el valor del contrapeso se obtuvo a partir de un DCL simple sobre la polea de bota.

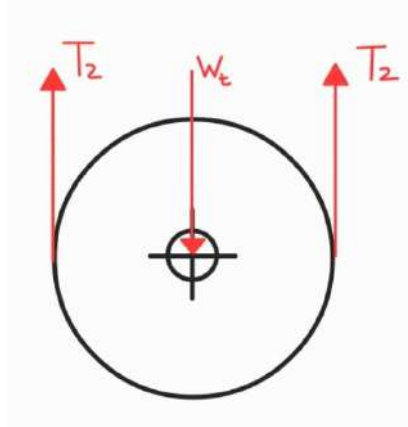


Figura 48: DCL en la polea de bota

Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$W_{\text{tensor}} = 2 \cdot T_2 \quad (149)$$

$$W_{\text{tensor}} = 2 \cdot 15,7 \text{ [kN]} = 31,4 \text{ [kN]} \quad (150)$$

$$(151)$$

Dividiendo por la gravedad, se obtuvo la masa del contrapeso:

$$m_{\text{tensor}} = \frac{W_{\text{tensor}}}{g} \quad (152)$$

$$m_{\text{tensor}} = \frac{31,4 \text{ [kN]}}{9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}} \quad (153)$$

$$\mathbf{m}_{\text{tensor}} = \mathbf{3\ 200 \text{ [kg]}} \quad (154)$$

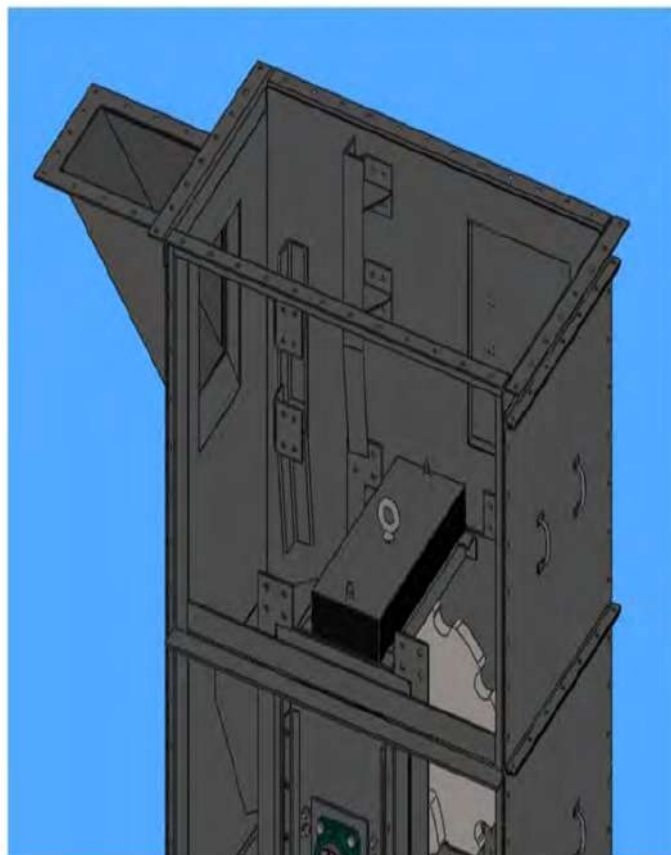


Figura 49: Ejemplo de tensor gravitacional por contrapeso [41]

8.11. Potencia

Para calcular la potencia requerida del sistema, se realizó un diagrama de cuerpo libre para el caso de partida del elevador desde el reposo y cargado de material. Este es el mismo método presentado en las ecuaciones (23) y (25), pero añadiendo la consideración de la inercia del sistema cargado con material.

Por otro lado, se estimó una masa de 1,5[ton] tanto para la polea de cabeza como para la de bota, sin embargo, al calcular su momento de inercia como la de un cilindro hueco, resultó en un valor de 56,26[Nm], el cual se puede considerar como despreciable al ser comparado con las cargas que maneja el elevador. Además, las reacciones sobre el eje no influyen sobre la potencia, debido a que no generan un momento sobre la polea. Por ende, el DCL del sistema simplificado es el siguiente:

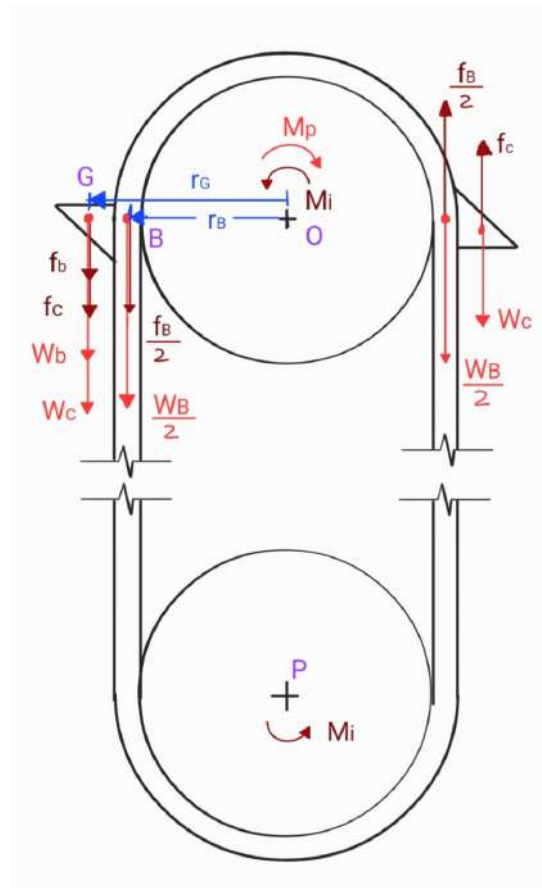


Figura 50: DCL para cálculo de la potencia

Las fuerzas que actúan son:

- M_p : Momento generado por el motor
- M_i : Momento generado por la inercia de la polea, para este caso, se considera como despreciable.
- W_b : Peso del material contenido por un cangilón.
- W_c : Peso de un cangilón.
- W_B : Peso de la correa.
- f_b : Fuerza inercial generada por la masa de material en un cangilón.
- f_c : Fuerza inercial generada por la masa del cangilón.
- f_B : Fuerza inercial generada por la masa de la correa.
- r_G : Distancia al centro de masa del cangilón.
- r_B : Distancia a la línea de acción del peso de la polea.

Reemplazando los valores de cada fuerza en la ecuación (23), se obtuvo un valor para la fuerza resistiva sobre el elevador:

$$F_u = g \cdot \rho_b \cdot V_c \cdot \left(\frac{H + H_f}{\lambda} \right) + a \cdot \left(m_c \cdot n_c + m_B + m_b \cdot \frac{n_c}{2} \right) \quad (155)$$

$$\begin{aligned}
F_u &= 9,81[m/s^2] \cdot 2162[Kg/m^3] \cdot 0,09[m^3] \cdot \frac{100[m] + 12,3[m]}{9[m]} + \\
&\quad + 0,2[m/s^2] \cdot (30[kg] \cdot 22 + 2667,35[kg] + 194,58[kg] \cdot 11) \\
F_u &= 24,912[kN]
\end{aligned} \tag{156}$$

Luego, aplicando la ecuación (25), el valor de la potencia calculada es:

$$P = \frac{F_u \cdot v_B}{\eta_0} \tag{157}$$

$$P = \frac{24,912[kN] \cdot 3,2[m/s]}{0,8} \tag{158}$$

$$P = 99,65 [kW] = 133,63 [Hp] \tag{159}$$

8.12. Poleas

8.12.1. Manto

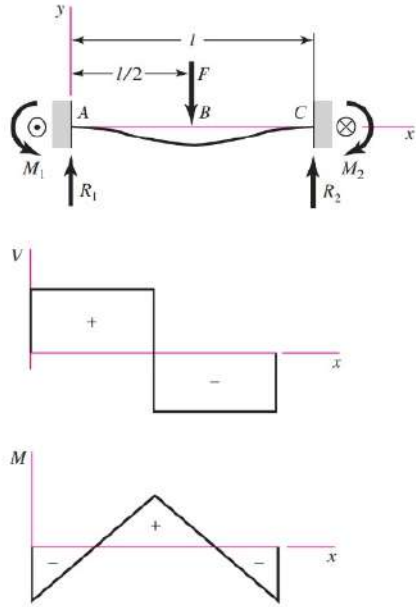
Si bien previamente se determinó el diámetro de polea de cabeza y de bota, en esta sección se calculó el espesor de esta. Para ello, se realizó un proceso iterativo en donde se aumentó progresivamente el espesor del manto, calculando los esfuerzos máximos y la fatiga para cada caso. Para este componente, se escogió un acero estructural ASTM A36, cuyas propiedades son las siguientes [55]:

Tabla 8: Propiedades mecánicas del acero ASTM A36 [55]

Esfuerzo de fluencia:	S_y	250 [MPa]
Esfuerzo último:	S_u	400 [MPa]
Módulo de elasticidad:	E	200 [GPa]
Densidad:	ρ_{acero}	7850 [kg/m ³]

Para llevar a cabo un cálculo conservador, se asumió que el manto de la polea se comporta como una viga cilíndrica ahuecada empotrada en sus extremos, con una carga puntual aplicada en su centro. Para agilizar los cálculos, se utilizó el diagramas de momentos flectores y de fuerzas cortantes incluido en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [57].

14 Fixed supports—center load



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$

(continued)

Figura 51: Diagrama de momento flector y fuerza cortante en una viga empotrada en ambos extremos [57]

Para hacer uso de los diagramas, se calculó la fuerza resultante como la suma de las tensiones sobre la polea y el peso del manto de la polea. Esta última fuerza, fue obtenida a través del producto entre el volumen y la densidad del acero. Cabe destacar que, como se trata de un cálculo iterativo, el peso del manto varía según su espesor.

Por último, se llevaron a cabo los cálculos de los esfuerzos que actúan sobre el manto de la polea, considerando los causados por el momento flector, fuerza de corte y torsión. Además, se calculó el factor de seguridad a la fatiga utilizando el método de Soderberg que se indica en el libro de Shigley [57], en donde se puede modelar la polea como una viga sujeta a una carga cíclica completamente invertida.

Se utilizó el criterio de Soderberg ya que es uno de los métodos conservadores para cálculo de fatiga y su ecuaciones la siguiente [57]:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n_e} \quad (160)$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material y S_e corresponde a la resistencia a la fatiga calculada mediante la ecuación de Marin [57]:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (161)$$

Donde:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 400[\text{MPa}] = 200[\text{MPa}] \quad (162)$$

$$k_a = a \cdot S_u^b = a \cdot S_u^{-0,718} = 0,71844 \quad (163)$$

$$k_b = 0,75 \quad (164)$$

$$k_c = 1 \quad (165)$$

$$k_e = 0,814 \quad (166)$$

$$S_e = 95,41[\text{MPa}] \quad (167)$$

Por otro lado, σ'_a y σ'_m corresponde al esfuerzo equivalente alterno y medio respectivamente, calculado mediante la ecuación de von Mises [57]:

$$\sigma'_a = \sqrt{(K_t \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{ts} \cdot \tau_a)^2} \quad (168)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_t \cdot \sigma_m)^2 + 3(K_{ts} \cdot \tau_m)^2} \quad (169)$$

$$(170)$$

Como se trata de una carga totalmente invertida, se puede considerar $\sigma_m = 0$ y $\tau_a = 0$ en las ecuaciones anteriores. Además, debido a la geometría simple del manto de la polea, se consideró un $K_t = K_{ts} = 1$.

Una vez obtenida la resistencia a la fatiga y los esfuerzos equivalentes, se iteró el cálculo de la resistencia a esfuerzos máximos y a la fatiga para cada opción de espesor.

Tabla 9: Esfuerzos sobre el manto según su espesor

Parámetros					
Espesor (t_M) [mm]	10	15	20	25	30
Diámetro menor (d) [m]	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14
Área (A) [m ²]	0,037	0,056	0,074	0,092	0,110
Momento de inercia geométrico ($I_\odot$) [m ⁴]	0,007	0,010	0,013	0,016	0,019
Momento de inercia polar ($I_\odot$) [m ⁴]	0,013	0,020	0,026	0,032	0,038
Masa [kg]	293,472	438,358	582,011	724,432	865,619
Carga total (P) [kN]	55,979	57,400	58,810	60,207	61,592
Esfuerzos					
Cortante puro (τ_{puro}) [MPa]	0,749	0,514	0,397	0,326	0,279
Normal por flexión (σ_{M_f}) [MPa]	0,634	0,439	0,342	0,283	0,245
Cortante por flexión (τ_{flexion}) [Mpa]	1,497	1,028	0,793	0,652	0,559
Cortante por torsión (τ_{torsion}) [Mpa]	0,827	0,558	0,424	0,343	0,290
Fatiga (criterio de Soderberg)					
σ_a [MPa]	0,634	0,439	0,342	0,283	0,245
σ_m [MPa]	0	0	0	0	0
τ_a [MPa]	0	0	0	0	0
τ_m [MPa]	1,497	1,028	0,793	0,652	0,559
σ'_a [MPa]	2,670	1,834	1,416	1,165	0,998
σ'_m [MPa]	2,594	1,780	1,374	1,130	0,967
n_e (Soderberg)	26,071	37,964	49,181	59,773	69,791

Como se puede observar, todas las opciones cumplen con ambos criterios, en donde los esfuerzos son menores al esfuerzo de fluencia del material y con factores a la fatiga muy por encima de 1. Por ello, se decidió utilizar un espesor de $t_M = 20[\text{mm}]$, el cual es utilizado usualmente para aplicaciones mineras.

8.12.2. Tapas - End Disc

Las tapas de la polea se aproximaron físicamente como una columna de sección rectangular, empotrada en ambos extremos y sujeta a pandeo por una carga excéntrica. Para ello, se utilizó la *ecuación de la secante para columnas* [57] para tener una aproximación del comportamiento de este componente.

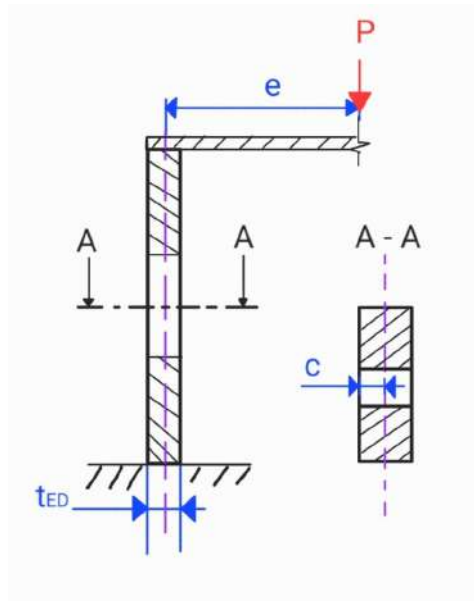


Figura 52: DCL de la tapa de la polea modelada como una columna en pandeo por una carga excéntrica

La ecuación de la secante se describe como:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{e \cdot c}{k^2} \cdot \sec \left(\frac{L}{2 \cdot k} \sqrt{\frac{P}{E \cdot A}} \right) \right] \quad (171)$$

$$k = \sqrt{\frac{I_{\ominus}}{A}} \quad (172)$$

Donde:

- **P:** Carga total sobre la columna.
- **A:** Área transversal de la columna.
- **e:** Excentricidad, distancia entre la línea central de la columna y la línea de aplicación de la carga.
- **c:** Distancia entre línea central de la columna y la cara exterior de esta.
- **k:** Radio de giro.

Finalmente, al igual que para el cálculo del manto, se iteró el valor del espesor de las tapas (t_{ED}), y se calcularon las propiedades geométricas correspondientes de área y momento de inercia, con el fin de obtener el esfuerzo admisible por pandeo y el factor de seguridad respecto al esfuerzo de fluencia del material ASTM A36 ($S_y = 250[MPa]$).

Tabla 10: Parámetros geométricos y esfuerzo admisible por pandeo de las tapas de la polea

t_{ED} [mm]	10	20	25	30	35	40	45	50	55	60
c [m]	0,005	0,01	0,0125	0,015	0,0175	0,02	0,0225	0,025	0,0275	0,03
$A[m^2]$	0,01	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
$I_{\ominus}[m^4]$	8E-08	6E-07	1E-06	2E-06	3E-06	5E-06	7E-06	1E-05	1E-05	1E-05
$k[m]$	0,0029	0,0058	0,0072	0,0087	0,0101	0,0115	0,0130	0,0144	0,0159	0,0173
Masa [kg]	81	163	203	244	285	326	366	407	448	488
$\sigma_{adm}[MPa]$	1109,25	207,55	130,66	90,17	66,10	50,59	39,99	32,42	26,83	22,57

Como se observa en la tabla, se puede considerar que un espesor adecuado para las tapas es igual o mayor a 30[mm] (si se considera un factor de seguridad de 3 respecto a la resistencia a la fluencia del material). Por ello, se escogió un espesor de $t_{ED} = 30[mm]$, el cual, si se compara el esfuerzo admisible debido a la condición de pandeo con el esfuerzo de fluencia del ASTM A36, da como un resultado un factor de seguridad de:

$$F.S._{ED} = \frac{250[MPa]}{90,17[MPa]} = 2,77 \quad (173)$$

Sin embargo, la medida final para el espesor de las tapas quedó determinado por la dimensión del manguito de fijación seleccionado en la sección (8.15). Entonces, el espesor de las tapas es $t_{ED} = 40[mm]$, con un factor de seguridad de:

$$F.S._{ED} = \frac{250[MPa]}{50,59[MPa]} = 4,94 \quad (174)$$

8.12.3. Corona

La corona de la polea tiene el propósito de centrar la correa mediante un aumento de la tensión en la parte central de esta. Para ello, la corona consiste en un ligero abombamiento en la zona central de la polea, la cual disminuye su diámetro gradualmente hacia los extremos.

Según CEMA [41], cuando se utilizan correas con almas de acero, la corona de la polea debe ser menor al rango comúnmente utilizado, siendo el rango recomendado una disminución del diámetro menor a 1/16 [in] por 1 [ft] de ancho total de la polea; que al ser transformado al sistema métrico, da una **reducción de 0,0052[mm] de diámetro por 1[mm] de ancho de polea**.

Si bien existen varios tipos de coronas, en este caso se utilizó una del tipo trapezoidal, en donde el medio de la polea permanece plana, mientras que en los extremos se disminuye su diámetro; con el fin de reducir la tensión en los cables del centro de la correa.

Por ello, se decidió que la zona plana posee un largo de 400 [mm], mientras que las zonas de disminución de diámetro tienen un largo de 300 [mm]. Finalmente, utilizando la relación anterior para la disminución de diámetros, da como resultado una reducción de 5,2 [mm]. Sin embargo, siendo conservadores, se escoge un valor menor de **4 [mm] de reducción de diámetro**, dando como resultado un diámetro en los extremos de la polea es de **1,196 [m]**.

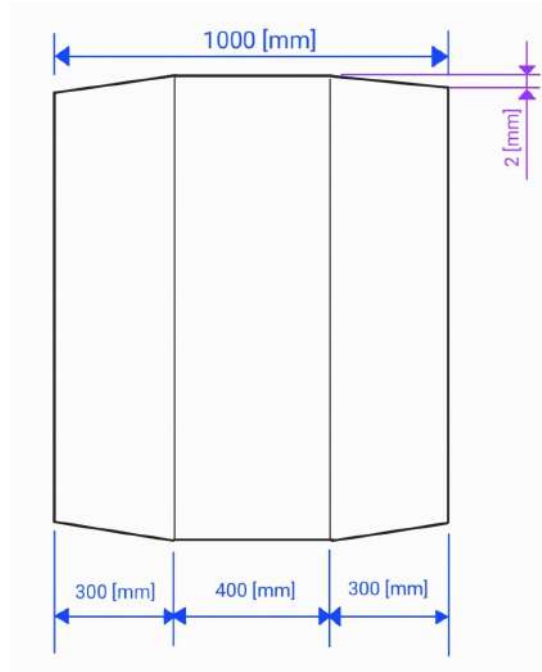


Figura 53: Diagrama de la polea coronada.

8.12.4. Recubrimiento de la polea

Además, se calculó la constante de fricción (μ) necesaria del recubrimiento de la polea a partir de la relación de tensiones [35], siendo $\theta = 180^\circ = \pi$ [rad] el ángulo de envoltura de la correa sobre las poleas:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \quad (175)$$

$$\mu = \frac{1}{\theta} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \quad (176)$$

$$\mu = \frac{1}{\pi} \cdot \ln \left(\frac{42,1[kN]}{15,7[kN]} \right) \quad (177)$$

$$\mu = 0,314 \quad (178)$$

Si bien el coeficiente de fricción está dentro del rango de los recubrimientos de polea de caucho, estos cumplen con este valor solo cuando están secos y limpios, por ello, se decidió utilizar un recubrimiento cerámico, los cuales poseen un mayor coeficiente de fricción bajo ambientes húmedos y contaminados, de alrededor de $\mu \approx 0,4$.

8.13. Ejes

Se diseñaron los ejes siguiendo las ecuaciones para calcular el diámetro mínimo requerido, presentes en el libro de diseño de elevadores de cangilones del CEMA [41], las cuales consideran la resistencia a la fatiga, esfuerzos máximos y deflexión del eje. Además, se decidió que tanto el eje de cabeza como el eje de bota tendrán la misma dimensión, siendo la opción más robusta.

Esfuerzos y fatiga

Para cálculo del diámetro del eje de cabeza según los esfuerzos, se utilizó la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F.S.}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_f \cdot M_f}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{K_{ts} \cdot T}{S_y}\right)^2}} \quad (179)$$

Donde:

- **D**: Diámetro del eje.
- **F.S**: Factor de seguridad arbitrario.
- **M_f** : Momento flector en el eje.
- **S_f** : Resistencia a la fatiga, calculada con la ecuación de Marin 161
- **S_y** : Resistencia a la fluencia del material del eje.
- **T**: Momento torsor en el eje.
- **K_t** : Factor de concentrador de esfuerzos por momento flector para saltos de diámetro.
- **K_t** : Factor de concentrador de esfuerzos por momento torsor para saltos de diámetro.

Uno de los materiales comúnmente utilizados para la fabricación de ejes es el acero SAE 4140, el cual presenta las siguientes características mecánicas [58]:

Tabla 11: Propiedades mecánicas del acero SAE 4140 [58]

Esfuerzo de fluencia:	S_y	600 [MPa]
Esfuerzo último:	S_u	900 [MPa]
Módulo de elasticidad:	E	200 [GPa]
Densidad:	ρ_{acero}	7833 [kg/m ³]

Se realizó un DCL para conocer los valores tanto del momento torsor, como del momento flector, analizando el eje como una viga de sección circular sujeta a una carga puntual en su punto medio, con el fin de poder utilizar el diagrama de momentos flectores y fuerzas cortantes.

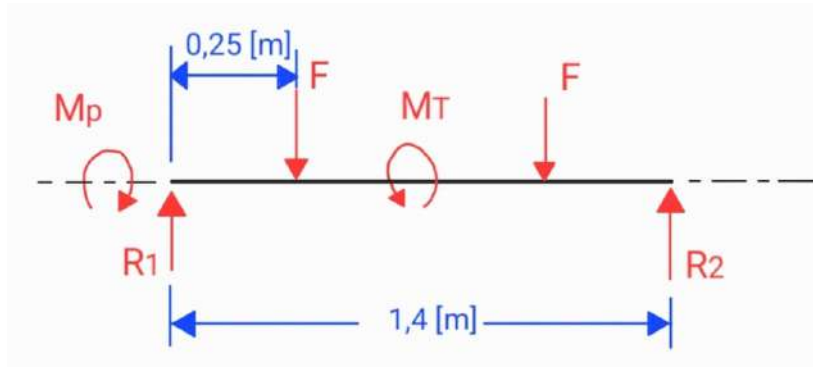


Figura 54: DCL simplificado del eje motriz

Donde:

- M_p : Momento debido a la potencia del motor.
- M_T : Momento debido a las tensiones.
- F : Fuerzas en el punto de apoyo de las tapas de la polea.
- R_1 y R_2 : Reacciones en la zona de los descansos del eje.

Como se determinó en una de las secciones anteriores, la potencia del elevador es de $87,19 \text{ [kW]}$ (Ecuación (159)); considerando que el elevador opera a una velocidad de $2,8 \text{ [m/s]}$, el momento torsor que actúa sobre el eje es:

$$T = \frac{P}{\omega_B} = \frac{P}{\frac{v_B}{r_p}} = \frac{99,65 \text{ [kW]}}{\frac{3,2 \text{ [m/s]}}{0,6 \text{ [m]}}} = 18,68 \text{ [kNm]} \quad (180)$$

Por otro lado, el valor de F corresponde a la mitad de la carga radial aplicada sobre el eje, es decir, la suma de ambas tensiones sobre la correa y el peso de la polea:

$$F = \frac{T_1 + T_2 + W_p}{2} = \frac{42,1 \text{ [kN]} + 15,7 \text{ [kN]} + 10,5 \text{ [kN]}}{2} = 34,15 \text{ [kN]} \quad (181)$$

Del libro de diseño mecánico de Shigley [57], se tiene el siguiente diagrama de momento flector y fuerza cortante:

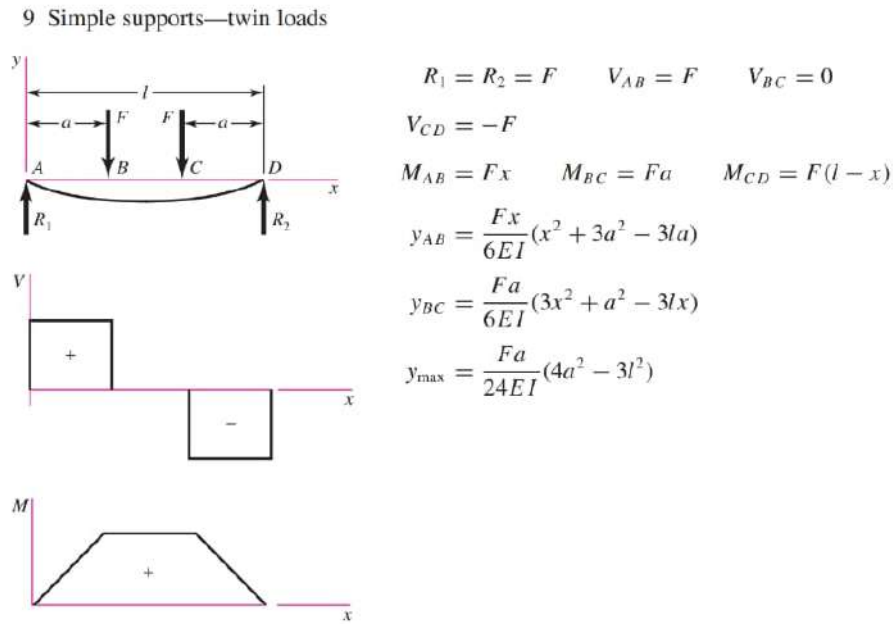


Figura 55: Diagrama de momento flector y fuerza cortante para una viga simplemente apoyada en ambos extremos [57]

Como se puede apreciar en la figura [55], el momento flector máximo se encuentra al medio del eje, siendo su valor:

$$M_f = F \cdot a = 34,15[kN] \cdot 0,25[m] = 8,54[kNm] \quad (182)$$

Para calcular la resistencia a la fatiga, se utiliza la Ecuación de Marin (161) y los respectivos coeficientes de esta situación.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 900 [MPa] = 450 [MPa] \quad (183)$$

$$k_a = a \cdot S_u^b = 4,51 \cdot S_u^{-0,265} = 0,7435 \quad (184)$$

$$k_b = 1,51 \cdot D^{-0,157} (\text{asumiendo } D = 200) = 0,157 \quad (185)$$

$$k_c = 1 \quad (186)$$

$$k_d = 1 \quad (187)$$

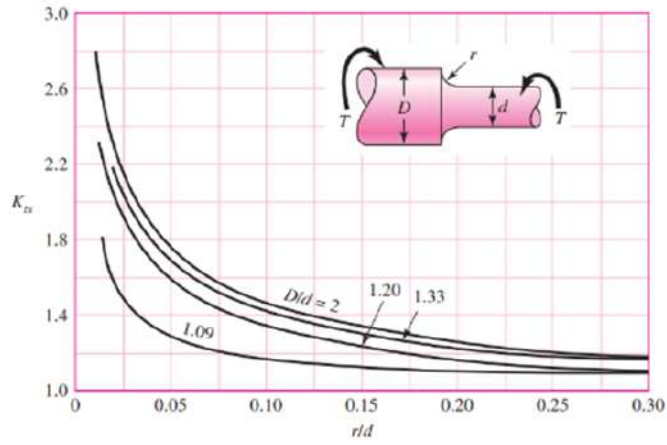
$$k_e = 0,897 \quad (188)$$

$$S_e = 197,25 [MPa] \quad (189)$$

Además, para los valores de los factores de concentración de esfuerzos, se utilizaron las tablas presentes en el libro de diseño mecánico de Shigley [57].

Figure A-15-8

Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.

**Figure A-15-9**

Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.

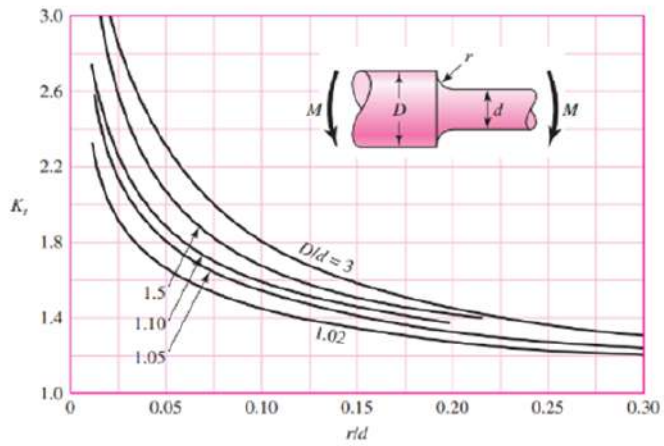


Figura 56: Tabla para factores de concentradores de esfuerzos debido al cambio de sección en un eje [57]

Volviendo a la ecuación (179) y remplazando los valores correspondientes, se obtuvo el siguiente diámetro mínimo para el eje de cabeza:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{1,8 \cdot M_f}{197,25[\text{MPa}]}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot T}{600[\text{MPa}]}\right)^2}} \quad (190)$$

$$D = 136,9 [\text{mm}] \quad (191)$$

Deflexión

Para calcular el diámetro mínimo del eje, se utilizó la ecuación presente en el libro de CEMA para el diseño de elevadores de cangilones [41], la cual especifica que la pendiente máxima que se puede generar por deflexión es de $\tan \alpha = 0,0015 \frac{[in]}{[in]}$. Con esa condición, la ecuación del CEMA resulta ser la siguiente:

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot R \cdot A \cdot (B - 2A)}{\pi \cdot 4 \cdot E \cdot \tan(\alpha)}} \quad (192)$$

Donde:

- **R:** Carga total en dirección vertical aplicada sobre el eje.

- **A:** Distancia entre el centro del rodamiento y el hub de fijación de la polea.
- **B:** Distancia entre los centros de los rodamientos.

Remplazando en la ecuación (192), se obtiene el siguiente valor:

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 68,3 \text{ [kN]} \cdot 0,25 \text{ [m]} \cdot (1,4 \text{ [m]} - 2 \cdot 0,25 \text{ [m]})}{\pi \cdot 4 \cdot 200 \text{ [GPa]} \cdot 0,0015 \frac{\text{[in]}}{\text{[in]}}}} \quad (193)$$

$$D = 128,1 \text{ [mm]} \quad (194)$$

Comparando ambos diámetros obtenidos, se escoge $D = 137 \text{ [mm]}$, debido a que es el mayor entre ambos. Sin embargo, considerando las medidas comúnmente usadas en los rodamientos y aplicando un criterio conservador, se decidió que el eje tendrá dos diámetros, siendo el menor de ellos el que se alojará en los rodamientos, mientras que el mayor se alojará en el hub de la polea.

Por lo tanto, los diámetros finales del eje son:

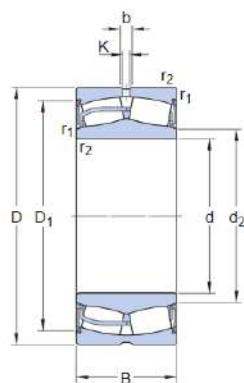
$$d = 140 \text{ [mm]} \quad (195)$$

$$D = 150 \text{ [mm]} \quad (196)$$

8.14. Rodamientos

En esta sección se seleccionaron los rodamientos que soportan los ejes de cabeza y de bota. Para ello, se realizaron varias consideraciones, tales como: que las cargas sobre el eje son exclusivamente radiales, una velocidad de giro bastante baja, un ambiente de operación altamente contaminado y el impacto sobre el eje al momento de cargar el elevador con material. Por lo tanto, en primera instancia se optó por un rodamiento de rodillos a rótula sellado, capaz de absorber cierta deflexión del eje que pueda ser causada por el impacto de la carga sobre el elevador por medio de una configuración no tan rígida.

Con esto en mente, se revisó el catálogo de la marca de rodamientos y accesorios SKF [59], el cual contiene una guía para la selección de rodamientos según la vida útil, tipos de cargas, lubricación, etc. Siguiendo dicha guía, se seleccionó el rodamiento de rodillos a rótula **23028-2CS5/VT143**, el cual cuenta con un sellado integral [60].



Dimensiones

d	140 mm	Diámetro del agujero
t _{Admp}	-0.025 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	210 mm	Diámetro exterior
t _{ADmp}	-0.03 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	53 mm	Ancho
t _{ABs}	-0.08 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d ₂	≈ 155 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D ₁	≈ 197 mm	Diámetro del resalte/rebaje del aro exterior
b	8.3 mm	Ancho de la ranura de lubricación
K	4.5 mm	Diámetro del agujero de lubricación
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimensión del chaflán
Normal		ISO tolerance class for dimensions

Figura 57: Ficha técnica de dimensiones del rodamiento 23028-2CS5/VT143 de SKF [60]

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	485 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	680 kN
Carga límite de fatiga	P _u	68 kN
Velocidad límite		850 r/min
Valor límite	e	0.2
Factor de cálculo	Y ₁	3.4
Factor de cálculo	Y ₂	5
Factor de cálculo	Y ₀	3.2

Figura 58: Ficha técnica de parámetros para el cálculo del rodamiento 23028-2CS5/VT143 de SKF [60]

Con los parámetros anteriores, se puede calcular la vida nominal para las horas de funcionamiento según la siguiente ecuación presente en el catálogo de SKF [59]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \tag{197}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{50,93 \text{ [r.p.m.]}} \left(\frac{485 \text{ [kN]}}{31,8 \text{ [kN]}} \right)^{10/3} \tag{198}$$

$$L_{10h} = 197\,440\,789,9 \tag{199}$$

Donde:

- L_{10h} : Vida nominal básica en horas de funcionamiento.
- C : Capacidad de carga dinámica básica [kN].
- P : Carga dinámica equivalente en el rodamiento [kN].
- n : Velocidad de giro del rodamiento [r.p.m.]
- p : Exponente de la ecuación de la vida ($p = 10/3$ para rodamientos de rodillos).

Si bien la ecuación (199) entrega un gran valor para la vida útil, SKF ofrece una calculadora que considera distintos parámetros, tales como contaminación, tipo de lubricación, entre otros. Por ello, se utiliza la calculadora de SKF para obtener un resultado más completo del análisis del mismo rodamiento [61]. Como resultado, la calculadora dio los siguientes valores:

Resumen de cálculo							
SKF Explorer							
	Vida nominal del rodamiento		Grasa		Factor de seguridad estática	Momento de fricción	Pérdida de potencia
Designación	Básico	Vida útil SKF	Intervalo de relubricación	Vida útil de la grasa de catálogo		Total	
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	t_f (h)	L_{10} (h)	S_0	M (Nmm)	P_{loss} (W)
Izquierda  23028-2CS5/VT143	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	27400	30000	> 20	3940	18
Derecho  23028-2CS5/VT143	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	27400	30000	> 20	3940	18

Figura 59: Extracto de resumen de resultados entregado por la calculadora de SKF [61]

Además de la vida útil, la calculadora da resultados sobre el tipo de lubricante, factores de seguridad de cargas, ajustes, entre otros. Estos son los valores de interés:

- **Lubricante:** Grasa LGEP 2: presión extrema, carga elevada.
- **Factor de seguridad estática:** $S_0 > 20$
- **Carga mínima del rodamiento:** Carga mínima para evitar le deslizamiento entre la pista y los elementos rodantes. Para este rodamiento, es $P_m = 6,8[kN]$, por lo que sí se cumple con este criterio.

Soporte del rodamiento y sellos

Tomando en cuenta que el ambiente minero en el que se ubicará el elevador, se seleccionó un soporte de rodamiento de la marca SKF, el cual se puede personalizar mediante la selección del tipo de sello adecuado para una gran variedad de ambientes.

Para este caso, se escogió el soporte o *pillow block* **SNLN 3028** de SKF [62] para alojar el rodamiento seleccionado, en conjunto con el sello **Taconite TK 532** también de la marca SKF [63],

el cual posee un diámetro de agujero igual al del eje. El sello consiste en dos discos, uno fijo y el otro rotatorio, los cuales poseen una serie de laberintos entre ellos y un anillo en forma de V, por los que circula grasa de lubricación, la cual mantiene la contaminación fuera del soporte.

16/2/26, 20:48

SNLN 3028 - Bearing housings | SKF

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

Figura 60: Imagen referencial del soporte SKF SNLN 3028 [62]



Figura 61: Imagen referencial de los sellos SKF Taconite [63]

8.15. Manguitos de fijación

Para unir la polea con su respectivo eje, el libro CEMA [41] recomienda el uso de manguitos de fijación sin chaveteros, de tipo autofijantes. Esto es debido a que las cargas, en este tipo de máquinas, tanto de impacto como de torque, pueden generar un fallo en la zona del chavetero por fatiga, debido a que es un concentrador de esfuerzos. Para ello, se recomienda el uso de los manguitos de fijación autobloqueantes, los cuales fijan ambos componentes mediante fricción. Esto lo logran a través de estructuras que forman una cuña, la cual ejerce presión a medida que se aprietan los pernos del

manguito.

Para este caso, se seleccionaron los **Bujes Autotrabantes Tipo 01**, del catálogo de la empresa “Mecánica Industrial Fonseca”[64].

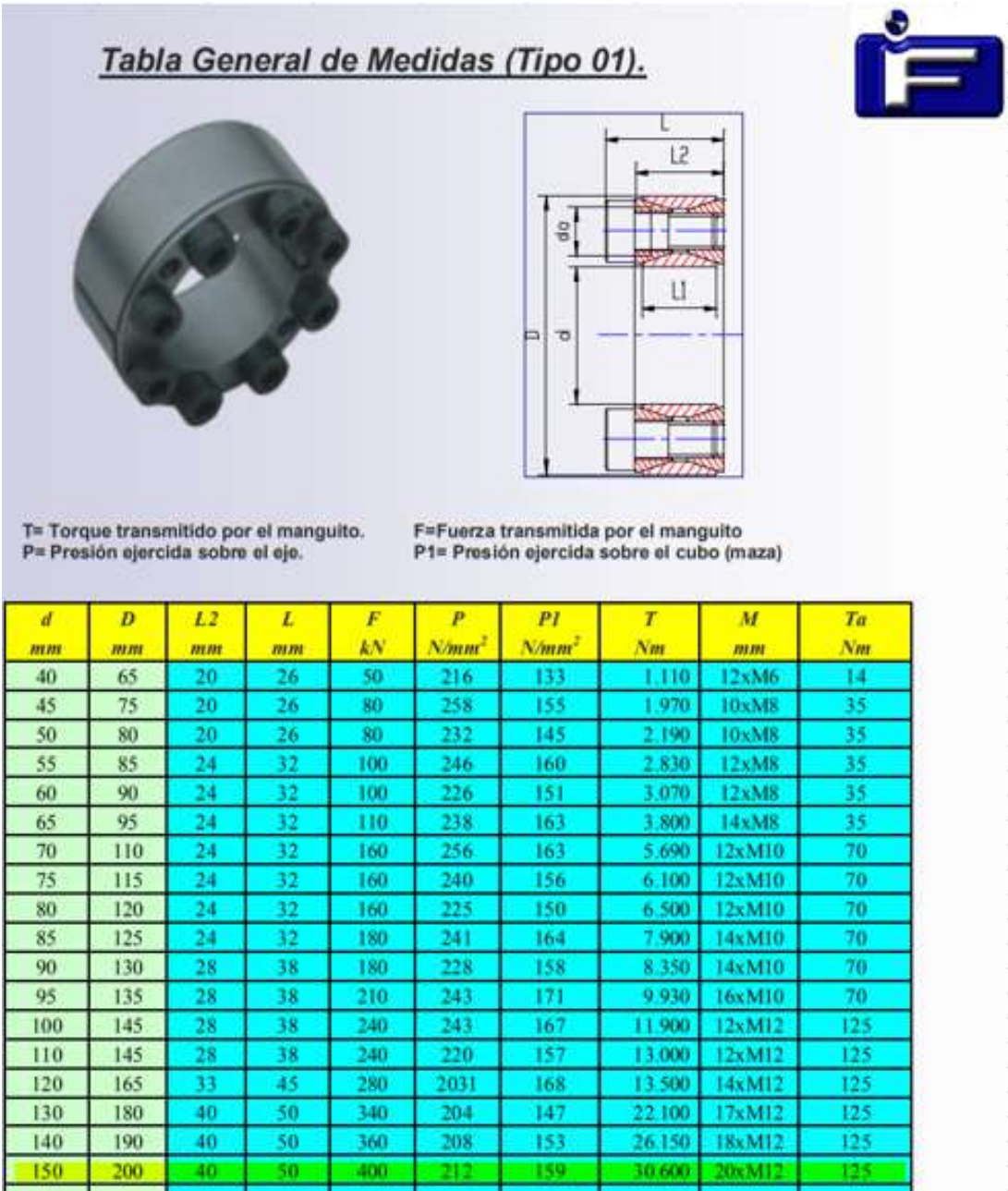


Figura 62: Catálogo de Manguito de fijación autotrabante Tipo 01 [64]

Del catálogo, destacan las siguientes características:

- **Diámetro exterior (D):** 200 [mm].
- **Largo del manguito (L2):** 40 [mm].
- **Torque transmitido por el manguito (T):** 30,6 [kNm].
- **Pernos de fijación (M):** 20 x M12.

8.16. Freno anti-retorno (Backstop)

El freno anti - retorno o *Backstop*, es un elemento de seguridad unidireccional del elevador, permitiendo el giro del eje en el sentido de funcionamiento normal, pero bloqueándose instantáneamente en caso de que el eje gire en sentido contrario, a causa de una falla en el sistema motriz o de deslizamiento extremo entre la polea y la correa.

Si bien existen varios tipos, para esta oportunidad se escogió un backstop de baja velocidad, instalado directamente sobre el eje de cabeza, independiente del reductor y el motor, aportando robustez al diseño.



Figura 63: Backstop de baja velocidad [41]

En términos de cálculos, según el libro del CEMA para transportadores de banda para materiales a granel (CEMA, 2014)[42], el torque del Backstop requerido para un funcionamiento seguro se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$T_{bn} = \frac{SF \cdot (P_{dn} \cdot CF)}{N_n} \quad (200)$$

Donde:

- T_{bn} : Torque del backstop.
- SF : Factor de servicio.
- P_{dn} : Potencia del sistema.
- N_n : Velocidad angular de la polea en [rpm].
- CF : Factor de conversión de unidades.

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (200):

$$T_{bn} = \frac{1,5 \cdot (87 \text{ [kW]} \cdot 9\,550 \text{ [kW/rpm]})}{44,56 \text{ [rpm]}} = 27\,968,5 \text{ [Nm]} \approx \mathbf{28 \text{ [kNm]}} \quad (201)$$

Por ende, el backstop debe ejercer un momento de 28 [kNm] aproximadamente para asegurar un funcionamiento eficaz y seguro.

8.17. Motor

Para lograr que la polea se mueva, elevando el material a la velocidad deseada, se seleccionó un motor de la empresa SEW-Eurodrive capaz de administrar la potencia previamente calculada. Considerando que la potencia necesaria del elevador son de aproximadamente 100 [kW] y aplicando un factor de seguridad mínimo de 1.2, se seleccionó del catálogo de motores de corriente alterna SEW-Eurodrive de la serie DRN, con alta eficiencia energética [65] el motor **DNR 315M 4**, el cual posee 4 polos, trabaja a 50 [Hz], suministrando **132 [kW]** de potencia a casi 1500 [rpm].

3.4.4 Motores de 4 polos a 50 Hz

Nr. 1				Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Nr. 5	Nr. 6	Nr. 7	Nr. 8	Nr. 9	Nr. 10	Nr. 11
$\eta_{100\%}$	$\eta_{75\%}$	$\eta_{50\%}$	V					kW	Hz	V	1/min		
%	%	%											
64.8	63.9	58.3	1)	IE3	2)	DRN 63MS 4	4	0.12	1)	1)	1380	3~	3)
69.9	69.4	65.1	1)	IE3	2)	DRN 63M 4	4	0.18	1)	1)	1375	3~	3)
69.9	67.1	61.1	1)	IE3	2)	DRN 71MS 4	4	0.18	1)	1)	1440	3~	3)
73.5	73.5	70.1	1)	IE3	2)	DRN 71MS 4	4	0.25	1)	1)	1405	3~	3)
77.3	77.3	74.3	1)	IE3	2)	DRN 71M 4	4	0.37	1)	1)	1415	3~	3)
80.8	81.0	78.6	1)	IE3	2)	DRN 80MK 4	4	0.55	1)	1)	1435	3~	3)
82.9	82.9	80.7	1)	IE3	2)	DRN 80M 4	4	0.75	1)	1)	1440	3~	3)
84.5	85.0	83.5	1)	IE3	2)	DRN 90S 4	4	1.1	1)	1)	1455	3~	3)
85.6	86.1	84.6	1)	IE3	2)	DRN 90L 4	4	1.5	1)	1)	1461	3~	3)
86.9	87.5	86.4	1)	IE3	2)	DRN 100LS 4	4	2.2	1)	1)	1450	3~	3)
87.8	88.3	87.3	1)	IE3	2)	DRN 100L 4	4	3	1)	1)	1456	3~	3)
88.7	89.4	88.6	1)	IE3	2)	DRN 112M 4	4	4	1)	1)	1464	3~	3)
89.6	90.6	90.6	1)	IE3	2)	DRN 132S 4	4	5.5	1)	1)	1461	3~	3)
90.4	91.1	90.8	1)	IE3	2)	DRN 132M 4	4	7.5	1)	1)	1468	3~	3)
91.0	91.6	90.8	1)	IE3	2)	DRN 132L 4	4	9.2	1)	1)	1470	3~	3)
91.4	91.7	91.1	1)	IE3	2)	DRN 160M 4	4	11	1)	1)	1473	3~	3)
92.1	92.5	91.9	1)	IE3	2)	DRN 160L 4	4	15	1)	1)	1474	3~	3)
92.6	93.1	92.8	1)	IE3	2)	DRN 180M 4	4	18.5	1)	1)	1478	3~	3)
93.0	93.6	93.4	1)	IE3	2)	DRN 180L 4	4	22	1)	1)	1477	3~	3)
93.6	93.9	93.3	1)	IE3	2)	DRN 200L 4	4	30	1)	1)	1480	3~	3)
93.9	94.4	94.3	1)	IE3	2)	DRN 225S 4	4	37	1)	1)	1482	3~	3)
94.2	94.5	94.1	1)	IE3	2)	DRN 225M 4	4	45	1)	1)	1482	3~	3)
94.6	94.8	94.4	1)	IE3	2)	DRN 250M 4	4	55	1)	1)	1482	3~	3)
95.0	95.3	94.9	1)	IE3	2)	DRN 280S 4	4	75	1)	1)	1482	3~	3)
95.2	95.6	95.4	1)	IE3	2)	DRN 280M 4	4	90	1)	1)	1481	3~	3)
95.5	95.7	95.4	1)	IE3	2)	DRN 315S 4	4	110	1)	1)	1488	3~	3)
95.6	95.9	95.6	1)	IE3	2)	DRN 315M 4	4	132	1)	1)	1487	3~	3)
95.9	96.1	95.9	1)	IE3	2)	DRN 315L 4	4	160	1)	1)	1486	3~	3)
96.0	96.0	95.4	1)	IE3	2)	DRN 315H 4	4	200	1)	1)	1489	3~	3)
96.0	96.0	95.5	1)	IE3	2)	DRN 355MS 4	4	250	1)	1)	1492	3~	3)
96.0	96.1	95.6	1)	IE3	2)	DRN 355M 4	4	315	1)	1)	1492	3~	3)
96.0	96.0	95.6	1)	IE3	2)	DRN 355ML 4	4	355	1)	1)	1492	3~	3)

Figura 64: Selección de motores DRN 315M 4 de SEW-Eurodrive [65]

8.18. Reductor

Para lograr transmitir la potencia del motor eléctrico y alcanzar el torque necesario para elevar el material, se seleccionó una unidad de reductor especialmente diseñada para elevadores de cangilones de la marca SEW-Eurodrive, de la serie X..e, para ello, se siguieron los pasos indicados en el catálogo de la marca [66], los cuales, de forma resumida, son los siguientes.

1. **Cálculo de torque inicial:** $M_{k2} = 18,2 [kNm]$
2. **Resolución de transmisión:** $i = 29,22$
3. **Selección de factor de seguridad:** $F.S. = 1,5$

- 4. **Aplicación de factor de seguridad:** $M_{N2} \geq 27,3$ [kNm]
- 5. **Selección de serie según torque:** Serie X150 con 29,2 [kNm].
- 6. **Comprobación de la potencia del motor:** $P_{motor} \geq 103,1$ [kW].
- 7. **Comprobación de potencial térmico:** $P_{TH} = 72,07$ [kW], requiere ventilador radial.
- 8. **Consideración de fuerzas exteriores:** No hay fuerzas exteriores sobre el eje.
- 9. **Sellos:** Uso de sellos de taconita debido a ambiente extremadamente contaminado.
- 10. **Selección final:** Reductor X3KSB150eHU.

1500 min ⁻¹																			
							Empty buckets				Full buckets				P _{TH} 20°C				
															  				
i _N	i _{ex}	n ₂	M _{N2}	P _{N1}	n ₃	M _{N3}	Aux. drive	Motor	i _{aux}	n ₃	M _{N3}	Aux. drive	Motor	i _{aux}	P _{TH} kW	P _{TH} kW	P _{TH} kW	P _{TH} kW	
		min ⁻¹	kNm	kW	min ⁻¹	kNm				min ⁻¹	kNm								
25	26.25	57	29.2	180	2.8	4.92				2.6	14.1				110	280	310	-	
28	28.1	53	29.2	170	2.6	5.27				2.4	15.1				110	275	305	-	
31.5	32.81	46	29.2	145	2.2	6.16	KF57	DRN90L4 1.5 kW S1 IN=3.45 A (400V)	35.70	2.1	17.6	KF77	DRN112M4/Z 4.0 kW S1 IN=8.10 A (400V)	38.39	105	260	290	-	
35.5	35.13	43	29.2	135	2.1	6.59				1.9	18.8				105	260	285	-	
40	41.56	36	29.2	115	2.2	6.16				2.1	17.6				105	240	265	-	
45	44.5	34	29.2	105	2.1	6.59				1.9	18.8				105	235	260	-	
50	50.65	30	29.2	94	1.8	7.50				1.7	21.4				99	220	240	-	
56	54.23	28	29.2	88	1.7	8.03				1.6	23.0				98	215	240	-	
63	61.88	24	29.2	77	1.8	7.50				1.7	21.4				93	200	225	-	
71	66.26	23	29.2	72	1.7	8.03				1.6	23.0				92	200	220	-	
80	79.22	19	29.2	61	1.8	7.50				1.7	21.4				84	180	200	-	
90	84.83	18	29.2	57	1.7	8.03				1.6	23.0				83	180	200	-	
100	103.52	14	29.2	46	-	-				1.9	15.3	KF47	DRN100L4/Z 3.4 kW S1 IN=6.40 A (400V)	13.65	80	-	-	-	
112	110.85	14	29.2	43	-	-				1.7	16.4				79	-	-	-	
125	129.41	12	29.2	37	-	-				1.5	19.2				75	-	-	-	
140	138.56	11	29.2	35	-	-				1.8	15.9				75	-	-	-	
160	157.72	9.5	29.2	30	-	-				1.6	18.1				70	-	-	-	
180	168.89	8.9	29.2	28	-	-				1.5	19.4				69	-	-	-	

Figura 65: Selección de Reductor de tamaño X150 SEW-Eurodrive [66]

Cabe mencionar que este equipo cuenta con un Backstop capaz de resistir 2.5 veces el torque nominal del reductor, es decir, resiste 73 [kNm]. Por otro lado, cuenta con un motor y reductor auxiliares, los cuales pueden mover el eje a una menor velocidad que el motor principal, con el fin de realizar tareas de mantenimiento e inspección tanto de los cangilones como de la correa del elevador.

Finalmente, el reductor se unió al eje de cabeza por medio de un acople con elastómero, el cual permite una pequeña deflexión del eje en caso de impactos. Por otro lado, el motor eléctrico se une al eje de alta velocidad del reductor mediante una acople hidráulico, el cual permite una partida más suave del equipo.

8.19. Síntesis de Diseño

Para finalizar la etapa de diseño, se realizó una síntesis de los parámetros calculados más importantes. De este modo, se puede apreciar de mejor forma las características principales del elevador y de sus componentes. Además, se realizó un modelo 3D en la aplicación Autodesk Inventor, el cual puede ser revisado en el anexo A 1.1.

Tabla 12: Síntesis del diseño de elevador de cangilones - Principales características

Característica	Valor
Capacidad	149,4 [ton/h]
Distancia entre ejes	100 [m]
Potencia teórica	99,6 [kW]
Torque teórico	18,68 [kNm]
Velocidad de giro de la polea	50,9 [rpm]
Potencia motor eléctrico	132 [kW]
Transmisión	Reductor de ejes perpendiculares cónico de tres etapas
Material	Mena de cobre
Granulometría	200 [mm]
Descarga	Centrífuga
Diámetro de la polea	1,2 [m]
Velocidad de la correa	3,2 [m/s]
Tipo de correa	Steel Cord ST1000
Largo de la correa	203,77 [m]
Ancho de la correa	700 [mm]
Peso de la correa	2,67 [ton]
Volumen del cangilón	0,09 [m ³]
Material del cangilón	Laminado de malla de poliéster en SBR
Estilo del cangilón	Perfil alto (HF)
Proyección cangilón	600 [mm]
Largo cangilón	500 [mm]
Profundidad cangilón	600 [mm]
Masa del cangilón vacío	29,8 [kg]
Masa del cangilón lleno	224,4 [kg]
Número de cangilones	22
Paso entre cangilones	9 [m]
Método de unión de cangilón	Adhesivo polimérico Fourthane Red Line
Tensión ramal subida (T_1)	42,1 [kN]
Tensión ramal bajada (T_2)	24,9 [kN]
Sistema tensor	Por gravedad con contrapeso
Tipo de empalme de la correa	Vulcanizado (tipo Finger)
Método de alineación de la correa	Corona en polea de cabeza
Tipo de recubrimiento de polea	Cerámico
Diámetro menor del eje	140 [mm]
Diámetro mayor del eje	150 [mm]
Tipo de rodamientos	Rodillos a rótulas
Fijación del eje a la polea	Cubos autotrabantes sin chavetero
Sistema de antirretorno	Backstop de baja velocidad sobre eje principal

Además, se incluyen algunos planos de los componentes principales del elevador diseñados en las

secciones anteriores.

8.19.1. Plano general - Disposiciones

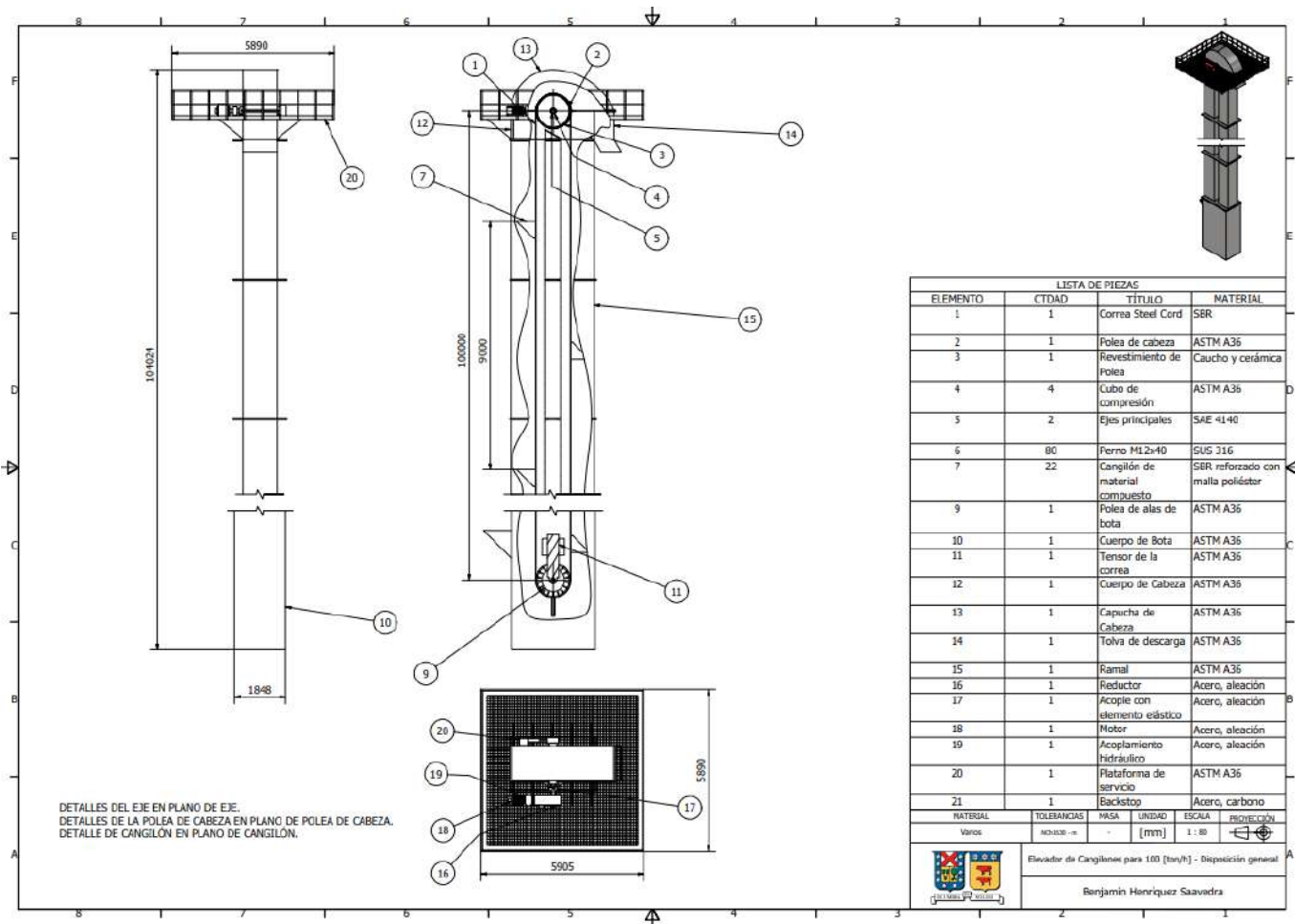


Figura 66: Plano general de las disposiciones del elevador de cangilones

8.19.2. Plano Cangilón

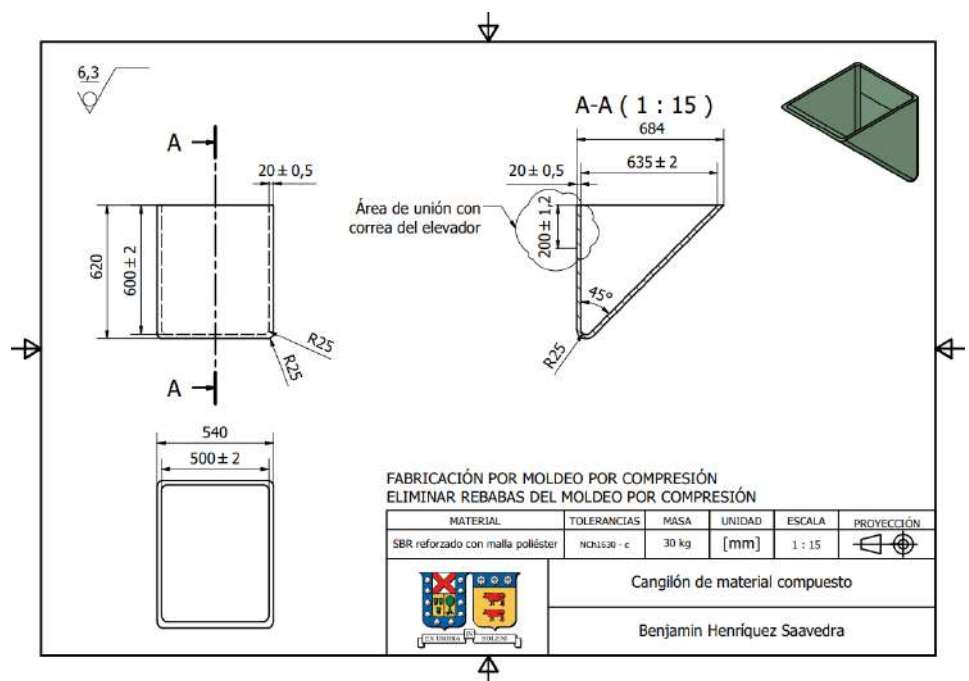


Figura 67: Plano dimensional del cangilón

8.19.3. Plano Eje

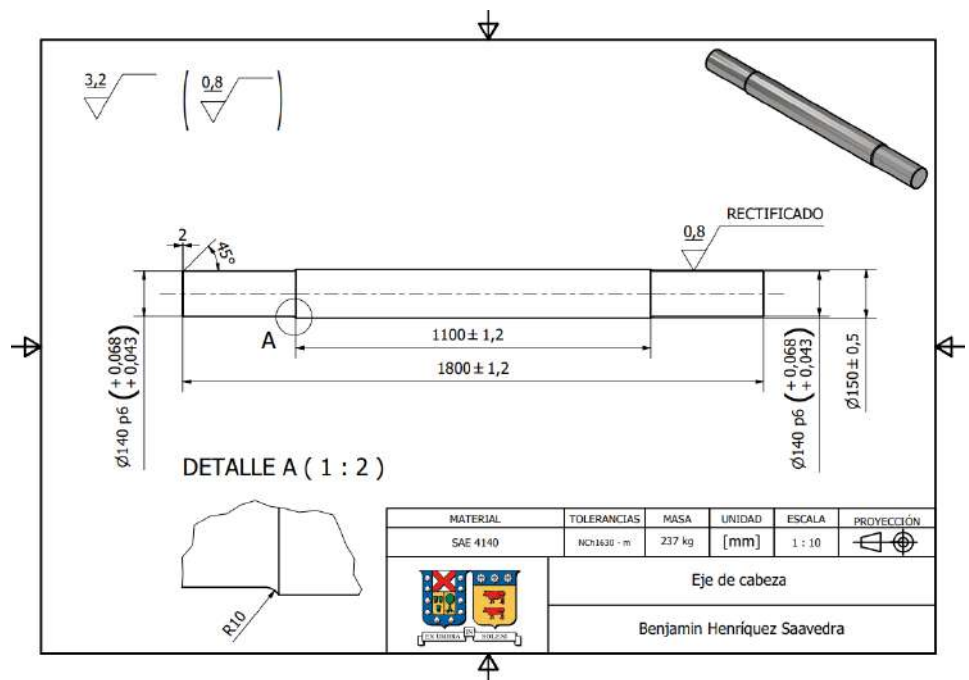


Figura 68: Plano dimensional del eje motriz

8.19.4. Plano Polea de cabeza

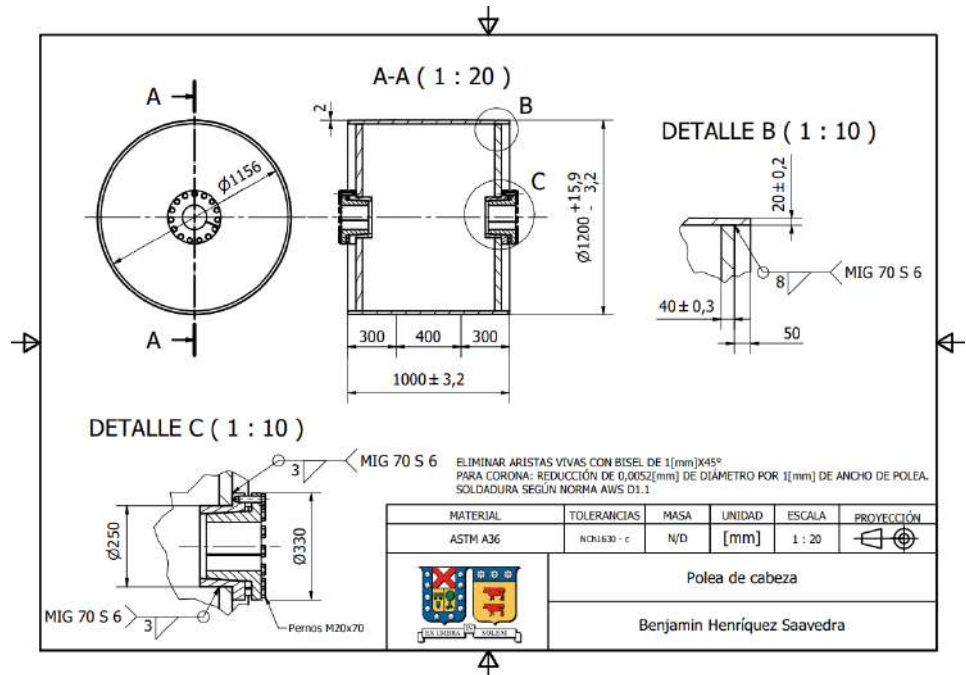


Figura 69: Plano dimensional de la polea de cabeza

8.19.5. Alternativa de diseño

Siguiendo la misma metodología previamente descrita para el diseño del elevador, se generó una segunda alternativa de diseño. Este responde a la pregunta de qué pasa si se instalan la mayor cantidad de cangilones posibles recomendados por el CEMA [41], el cual estipula que el paso mínimo recomendado es de aproximadamente 3 veces la profundidad del cangilón, siendo este valor de 1,8 [m]; lo que resulta en el uso de 113 cangilones. Por ende, al cambiar esta dimensión, se aumenta considerablemente la capacidad aproximada del elevador de 150 [ton/h] a 747 [ton/h].

Sin embargo, para poder soportar el peso de los cangilones añadidos y poder cumplir con la capacidad aumentada, se debe cambiar la correa del elevador por una de mayor rating, así como aumentar el diámetro del eje. Aplicando las ecuaciones y metodologías previamente desarrolladas, se selecciona una correa Steel Cord con rating ST 2500 y un eje de cabeza con diámetros de 220 [mm] y 240 [mm]. Los parámetros del diseño alternativo se sintetizan en la siguiente tabla.

Tabla 13: Síntesis del diseño de elevador de cangilones - Principales características, diseño alternativo

Característica	Valor
Capacidad	747,2 [ton/h]
Distancia entre ejes	100 [m]
Potencia teórica	492,3 [kW]
Torque teórico	92,15 [kNm]
Velocidad de giro de la polea	50,9 [rpm]
Potencia motor eléctrico	315 [kW] (Dos motores requeridos)
Transmisión	Dos reductores de ejes perpendiculares cónico de tres etapas
Material	Mena de cobre
Granulometría	200 [mm]
Descarga	Centrífuga
Diámetro de la polea	1,2 [m]
Velocidad de la correa	3,2 [m/s]
Tipo de correa	Steel Cord ST2500
Largo de la correa	203,77 [m]
Ancho de la correa	700 [mm]
Peso de la correa	4,63 [ton]
Volumen del cangilón	0,09 [m ³]
Material del cangilón	Laminado de malla de poliéster en SBR
Estilo del cangilón	Perfil alto (HF)
Proyección cangilón	600 [mm]
Largo cangilón	500 [mm]
Profundidad cangilón	600 [mm]
Masa del cangilón vacío	29,8 [kg]
Masa del cangilón lleno	224,4 [kg]
Número de cangilones	113
Paso entre cangilones	1,8 [m]
Método de unión de cangilón	Adhesivo polimérico Fourthane RedLine
Tensión ramal subida (T_1)	163,93 [kN]
Tensión ramal bajada (T_2)	36,71 [kN]
Sistema tensor	Por gravedad con contrapeso
Tipo de empalme de la correa	Vulcanizado (tipo Finger)
Método de alineación de la correa	Corona en polea de cabeza
Tipo de recubrimiento de polea	Cerámico
Diámetro menor del eje	220 [mm]
Diámetro mayor del eje	240 [mm]
Tipo de rodamientos	Rodillos a rótulas
Fijación del eje a la polea	Cubos autrotrabantes sin chavetero
Sistema antirretorno	Backstop de baja velocidad

9. Conclusiones

El estudio de la evolución de los elevadores de cangilones, así como de los distintos componentes y sistema que lo conforman permitió que se lleve a cabo los cálculos pertinentes para diseñar las distintas partes que componen el elevador de cangilones, siguiendo las prácticas y normas utilizadas en la industria. Del mismo modo, se buscó realizar un nuevo acercamiento respecto al uso de materiales compuestos en la construcción de los cangilones, compatibles con componentes, materiales y técnicas que actualmente se utilizan ampliamente en la industria.

Respecto a los cangilones, mediante los cálculos y el análisis de elementos finitos (FEA), se validó que, teóricamente, es posible su uso en aplicaciones mineras, mejorando la reparabilidad y mantenibilidad al ser compatible con diversos polímeros presentes en el mercado, permitiendo su reparación en campo y en un menor tiempo. Además, el uso de este material entrega mejores capacidades mecánicas ante la abrasión y el impacto. Otra ventaja es su bajo peso respecto a un cangilón de acero, lo que afecta directamente en la energía utilizada como en los esfuerzos de los distintos elementos y sistemas del elevador.

Hablando de parámetros de funcionamiento, se logró un diseño preliminar teórico de un elevador de cangilones de descarga centrífuga, para elevar mena de cobre con granulometría máxima de 200 [mm], con capacidad teórica de aproximadamente 150 [ton/h] y una potencia teórica aproximada de 100 [kW], con una distancia entre ejes de 100 [m], utilizando una correa de caucho con carcasa de cables y malla de acero (Steel Cord), con velocidad de 3,2 [m/s]. Esta eleva material mediante el uso de cangilones contruidos con materiales compuestos de SBR y poliéster, cargando aproximadamente 117 [kg] de material cada uno.

Por otro lado, este elevador posee gran potencial para aumentar tanto su capacidad como sus otros parámetros de funcionamiento, gracias a la disponibilidad de componentes, equipos e instrumentos con características más robustas y resistentes; en conjunto con la utilización de altos factores de seguridad en este diseño.

Finalmente, considerando el potencial de escalamiento previamente mencionado, se estima que este diseño preliminar es capaz de sustituir al sistema de camiones mineros, utilizados para elevar material a granel de mena de cobre desde el rajo de la mina hasta la cota de elevación necesaria dentro del rango de los 100 metros estudiados.

10. Recomendaciones

A partir del diseño previamente mostrado, se recomiendan diversas acciones según el área de desarrollo.

1. **Análisis experimental de propiedades del material compuesto del cangilón:** Se recomienda realizar pruebas de tracción según la norma ASTM D3039, ASTM D7139 para impactos

e ISO 14125 para flexión, con el fin de corroborar las propiedades mecánicas del laminado.

2. **Análisis DEM:** Se recomienda realizar un análisis utilizando el método de elementos discretos (DEM) para simular de forma más realista el movimiento del material a granel, específicamente, cómo interactúa este con el cangilón en la descarga.
3. **Instrumentación del elevador:** Realizar un plan de instrumentación en varios puntos del elevador que permitan un control y monitoreo remoto por sistema SCADA. Debe incluir distintos parámetros a monitorear, tales como temperatura de los descansos, vibraciones, desviación de la correa, flujo en el chute de entrada y de salida del material, entre otros.
4. **Comparación con sistema de transportes de camiones mineros:** Se estima que el diseño preliminar propuesto es capaz de reemplazar el sistema de camiones mineros para la elevación de material, por lo que se recomienda un estudio técnico y económico, en donde se consideren factores como energía o combustible requerido para la operación, mantenibilidad, ciclos de operación del sistema, control y seguridad, entre otros.

Referencias

- [1] ANSI/CEMA (2015). “CEMA Standard 550, Classification and Definitions of Bulk Materials. **Recuperado de:** <https://cemastore.com/product/ansi-cema-standard-550-pdf-classification-definitions-of-bulk-materials/>
- [2] Stewart, Bobby Alton; Terry A. Howell (2003). *Encyclopedia of water science*. **Recuperado de:** https://books.google.cl/books?id=5cP-81xDWuWC&pg=PA759&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- [3] Hidrometalica. *Tornillo de Arquímedes*. **Recuperado de:** <https://www.hidrometalica.com/tornillo-arquimedes/>
- [4] Hidrometalica. *Transportador Sinfín*. **Recuperado de:** <https://www.hidrometalica.com/wp-content/uploads/2023/05/Catalogo-Transportador-Sinfin.pdf>
- [5] José María de Jaime Lorén, Epónimos Científicos | Universidad CEU Cardenal Herrera. *PRINCIPIO DE ARQUÍMEDES, ESPIRAL DE ARQUÍMEDES, TORNILLO DE ARQUÍMEDES, CRÁTER DE ARQUÍMEDES, MONTES DE ARQUÍMEDES, RIMA O FISURA DE ARQUÍMEDES*. **Recuperado de:** <https://blog.uchceu.es/eponimos-cientificos/principio-de-arquimedes-espiral-de-arquimedes-tornillo-de-arquimedes-crater-de-arquimedes-montes-de>
- [6] Nenad Zrnić, Miloš Đorđević, Vlada Gašić *Historical Background and Evolution of Belt Conveyors*. **Recuperado de:** https://www.researchgate.net/publication/366677847_Historical_Background_and_Evolution_of_Belt_Conveyors/figures?lo=1
- [7] Clear Waters *Ancient Babylon's Hanging Gardens: Secrets for Your Modern Water Paradise*. **Recuperado de:** <https://clearpond.com.au/educational-and-workshop-resources/ancient-babylons-hanging-gardens-secrets-for-your-modern-water-paradise/#:~:text=The%20ancient%20Babylonians%20developed%20a,from%20damaging%20the%20structure%27s%20foundation.>
- [8] Wikipedia *Saqiyah*. **Recuperado desde:** <https://en.wikipedia.org/wiki/Saqiyah>
- [9] Humphrey, J.W.; Oleson, J.P.; Sherwood, A.N. *Greek and Roman Technology: A Sourcebook: Annotated Translations of Greek and Latin Texts and Documents*.
- [10] Stavros I. Yannopoulos, Gerasimos Lyberatos, Nicolaos Theodossiou, Wang Li, Mohammad Valipour, Aldo Tamburrino, Andreas N. Angelakis *Evolution of Water Lifting Devices (Pumps) over the Centuries Worldwide*. **Recuperado de:** <https://www.mdpi.com/2073-4441/7/9/5031#B48-water-07-05031>
- [11] Eric H. Ash, *Power, Knowledge, and Expertise in Elizabethan England*. **Recuperado de:** [https://books.google.cl/books?id=IfyHKqKewugC&pg=PA23&dq="de+re+metallica"+bauer&hl=en&sa=X&ei=PITBUq_aG8S8yAHFvoHICw&redir_esc=y#v=onepage&q="de%20re%20metallica"%20bauer&f=false](https://books.google.cl/books?id=IfyHKqKewugC&pg=PA23&dq=)

- [12] Oliver Evans (1795) *The Young Mill-Wright & Miller's Guide*. **Recuperado de:** <https://archive.org/details/youngmillwrightm00evan/page/n11/mode/2up>
- [13] National Hall of Fame. *Oliver Evans*. **Recuperado de:** https://www.invent-org.translate.google.com/inductees/oliver-evans?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=es&_x_tr_hl=es&_x_tr_pto=tc
- [14] Ferguson, E. (1980). *Oliver evans—inventive genius of the american industrial revolution*. The Hagley Museum.
- [15] Baxter, Henry H. (1980). *Grain Elevators 26*. Buffalo and Erie County Historical Society.
- [16] Karyn Moyer. AgHires *Grain Elevators Invented in 1842*. **Recuperado de:** <https://blog.aghires.com/grain-elevators-invented-1842/#:~:text=Grain%20elevators%20were%20invented%20by,assist%20him%20with%20the%20project>.
- [17] Malloy, Jerry M. *Dart Street in Buffalo; So Who Was Dart?*. (The Buffalo History Gazette.) **Recuperado de:** https://www.buffalohistorygazette.net/2011_05_01_archive.html
- [18] *Grain Elevators : Chronology (IHS Built Environment Typology)* http://www.horizonview.net/~ihs/GrainElevators/GrainElevator_Chronology1.html#DartsElevator.
- [19] Francis R. Kowsky. *Monuments of a Vanished Prosperity: Buffalo's Grain Elevators and the Rise and Fall of the Great Transnational System of Grain Transportation* **Recuperado de:** <https://buffaloah.com/h/elev/hist/3/#:~:text=The%20Steel%20Bin%20Elevator,that%20went%20up%20at%20Philadelphia>.
- [20] Phil Kenkel. *Storage of Cereal Grains and Their Products* 5th Edition (2022).
- [21] Heffelfinger, Ruth J. (March 1960). *Experiment in Concrete: A Pioneer Venture in Grain Storage*. Minnesota History. Minnesota Historical Society. **Recuperado de:** https://storage.googleapis.com/mnhs-org-support/mn_history_articles/37/v37i01p014-018.pdf
- [22] Charles L. Wilsen *Bucket Elevator - Patente US1375881A* **Recuperado de:** https://www.freepatentsonline.com/1375881.html?utm_source=chatgpt.com
- [23] Campbell, Sylvester J. (1987). *Solid-State AC Motor Controls*.
- [24] Ishwar G. Mulani *Belt Feeder Design and Hopper Bin Silo*. **Recuperado de:** https://books.google.cl/books/about/Belt_Feeder_Design_and_Hopper_Bin_Silo.html?id=RtvFDAEACAAJ&redir_esc=y
- [25] Continental. *Flexowell, Belts for safe and efficient steep inclined and vertical conveying up to 90°*. **Recuperado de:** <https://www.continental-industry.com/getmedia/f20477b3-e0f9-4144-90b8-f7dbb13fd44f/cbg8586-en-flexowell.pdf>
- [26] Verdex. *Innovations in Conveyor Technology: What's New in 2024?* **Recuperado de:** <https://www.verdex.com.au/blog/our-blogs/innovations-in-conveyor-technology/>

- [27] FREMAP ATEX: EQUIPOS ATEX: TRÍPTICO: ELEVADOR DE CANGILONES: ME-TRI-204 **Recuperado de:** <https://prevencion.fremap.es/Buenas%20prcticas/ME.TRI.204.pdf#:~:text=ProtecciÃn%20y%20prevenciÃn%20contra%20incendios%20y%20explosiones,clasificada.%20transmisiÃn%20del%20movimiento%20a%20la%20polea>.
- [28] U.S. Food & Drug *Información para la Industria* **Recuperado de:** <https://www.fda.gov/about-fda/fda-en-espanol/informacion-para-la-industria>
- [29] Rodrigo Ganem Cordero. *OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE ELEVADORES DE CANGILONES EN LA EMPRESA EQUIM EQUIPOS Y MONTAJES S.A.S.* **Recuperado de:** http://repositoriodspace.unipamplona.edu.co/jspui/bitstream/20.500.12744/4181/1/Ganem_2021_TG.pdf
- [30] Aldo Garofoli, Jorge Garofoli. *ELEVADORES A CANGILONES DE DESCARGA CENTRÍFUGA. PÉRDIDAS OCASIONADAS POR PROBLEMAS DE DISEÑO.* **Recuperado de:** <https://www.uned.es/universidad/dam/facultades/industriales/RIBIM/volumenes%20hasta%202019/Vol18N2Octubre2014/V18N2A04-Garofoli.pdf>
- [31] Joffre Alexander Aguirre Cruz (2012). *Diseño de un Elevador de Cangilones para un Sistema de Recirculación de Arena de Moldeo con Capacidad de 50ton/Día* **Recuperado de:** <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/30955/1/D-79688.pdf>
- [32] Frederic V. Hetzel, Russell K. Albright (1949). *"Belt Conveyors and Belt Elevators"*
- [33] MARIO ALFONSO MILLÁN QUINTERO. *SISTEMA DE ALIMENTACION CONTINUA DE BIOMASA POR MEDIO DE SISTEMAS DE CANGILONES* **Recuperado de:** <https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/12113/SISTEMA%20DE%20ALIMENTACION%20CONTINUA%20DE%20BIOMASA%20POR%20MEDIO%20DE%20SISTEMAS%20DE%20CANGILONES.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [34] Ministerio de Vivienda y Urbanismo *Ley 20296* **Recuperado de:** <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=280149>
- [35] C.R. Woodcock, J.S. Mason (1987). *"Bulk Solids Handling, An introduction to the Practice and Technology."*
- [36] Harold A. Bolz, George E. Hagemann (1958). *"Materials Handling Handbook"*
- [37] Cemex. *"Clinker. Fabricación, Venta y Distribución."* **Recuperado de:** <https://www.cemex.es/cemento/clinker>
- [38] Beumer Group. *"Elevadores de cangilones de cadena con sistema de cadena central."* **Recuperado de:** https://www-beumergroup-com.translate.goog/products-systems/conveyors-technology/bucket-elevators/central-chain-bucket-elevators/?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=es&_x_tr_hl=es&_x_tr_pto=tc

- [39] Beumer Group. “*Heavy Duty Belt Bucket Elevators for Extreme Loads*” **Recuperado de:** <https://www.beumergroup.com/products-systems/conveyors-technology/bucket-elevators/heavdy-duty-belt-bucket-elevators>
- [40] Claus Weyhofen, Beumer Group. “*Bucket elevators: Is belt or chain best for your application?*” **Recuperado de:** <https://www.beumergroup.com/knowledge/cement/bucket-elevators-is-belt-or-chain-best-for-your-application>
- [41] CEMA (2017). “*Bucket Elevator, Best practice in Design*” **Recuperado de:** <https://cemanet.org/cema-bucket-elevator-book-best-practices-design-1st-ed/>
- [42] CEMA (2014). “*BELT CONVEYORS for BULK MATERIALS*”
- [43] Muller Beltex. “*CATALOGUE, components for elevators*” **Recuperado de :** https://www.mullerbeltex.com/wp-content/uploads/2021/05/MULLER0011_210518_catalogus_verz_componenten_elevatoren_EN_cmyk.pdf
- [44] GeoGebra. *Calculadora gráfica*. **Recuperado de:** <https://www.geogebra.org/classic?lang=es>
- [45] R. T. Vanderbilt Company, Inc. (2010). “**The Vandebilt Rubber Handbook**”
- [46] A.R. Busnell (2009). “*Handbook of tensile properties of textile and technical fibres.*”
- [47] A. Brent Strong (2008). “*Fundamentals of Composites Manufacturing.*”
- [48] Robert M. Jones (1999). “*Mechanics of Composite Materials, Second Edition.*”
- [49] Forthane (2023). “*Red Line Classic.*” **Recuperado de:** <https://fourthane.com/wp-content/uploads/2023/07/Red-Classic-4.pdf>
- [50] 4B Group. “*Correas para elevadores y fijaciones para correas*” **Recuperdo de:** <https://go4b.co.uk/es/4b-catalogos>
- [51] Dunlop. “*Manual de empalme banda Steel Cord*” **Recuperado de:** <https://www.fennerdunlopemea.com/app/uploads/Steelcord-splice-instr-ES.pdf>
- [52] International Standard ISO. “*Continuous mechanical handling equipment for loose bulk materials - Troughed belt conveyors (other than portable conveyors) - Belts*”
- [53] International Standard ISO. “*Continuous mechanical handling equipment for loose bulk materials - Troughed belt conveyors (other than portable conveyors) - Belt pulleys*”
- [54] American National Standards Institute (ANSI). “*Desing of Transmission Shafting*”
- [55] METINVEST. “*Aceros ASTM A36*” **Recuperado de:** <https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/astma36>
- [56] American Forest and Paper Association (2007). “*Beam Design Formulas with Shear and Moment Diagrams*”

- [57] Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett (2011). *“Shigley’s Mechanical Engineering Desing, 9th Edition”*
- [58] EUROPER. *“Ficha Técnica Acero SAE 4140.”* **Recuperado de:** <https://europer.cl/wp-content/uploads/2022/04/FICHA-TECNICA-SAE-4140.pdf>
- [59] SKF (2019). *“Rodamientos”* **Recuperado de:** https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416953/pdf_preview_medium/0901d19680416953_pdf_preview_medium.pdf
- [60] SKF (2019). *“23028-2CS5/VT143, Rodamiento de rodillos a rótula con sellado integral y funciones de relubricación.”* **Recuperado de:** <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-23028-2CS5%2FVT143>
- [61] SKF (2019). *“SKF Product Select, Eje con rodamientos.”* **Recuperado de:** <https://productselect.skf.com/#/type-arrangement/own-arrangement>
- [62] SKF (2019). *“SNLN 3028.”* **Recuperado de:** <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snlm-30-series/productid-SNLN%203028>
- [63] SKF (2025). *“SKF Taconite Seals”* **Recuperado de:** https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/091f311273009048/pdf_preview_medium/091f311273009048_pdf_preview_medium.pdf.
- [64] Mecánica Industrial Fonseca (2018). *“Catálogo de Bujes Autotrabantes.”* **Recuperado de:** <https://fonsecahnos.cl/wp-content/uploads/2024/09/Catalogo-de-bujes-autobloqueantes.pdf>
- [65] SEW-Eurodrive (2023). *“Motores de CA DRE., DRN., DRU., EDRE., EDRN.. Información técnica según el Reglamento (EU) 2019/1781”* **Recuperado de:** <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/30589541.pdf>
- [66] Sew-Eurodrive (2024). *“Industrial Gear Units, Bucket Elevator Drives - X..e Series”* **Recuperado de:** <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/27796361.pdf>

Anexo

Modelo 3D - Inventor

Se modeló el elevador de cangilones en la aplicación Autodesk Inventor para tener una representación visual del diseño.

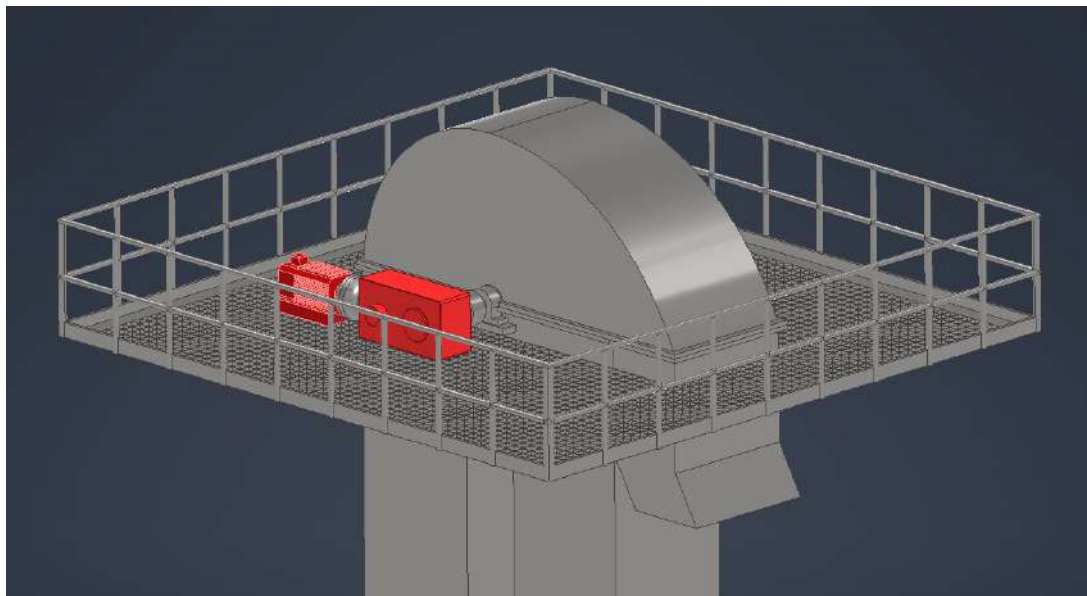


Figura 70: Cabeza del elevador

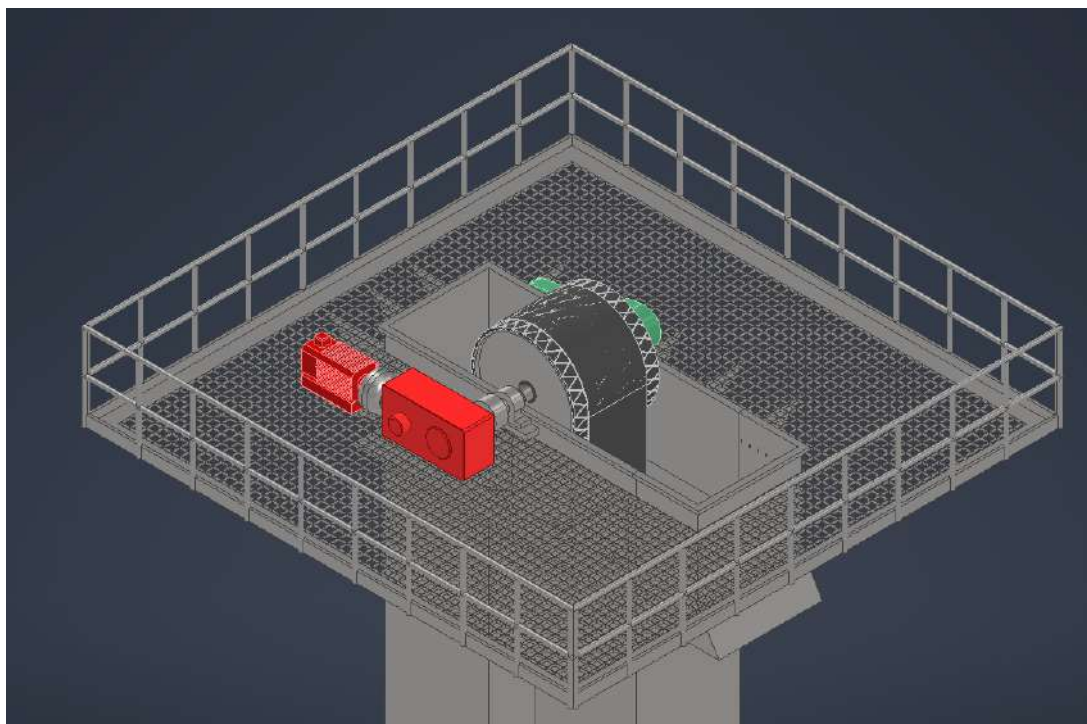


Figura 71: Cabeza del elevador sin cubierta

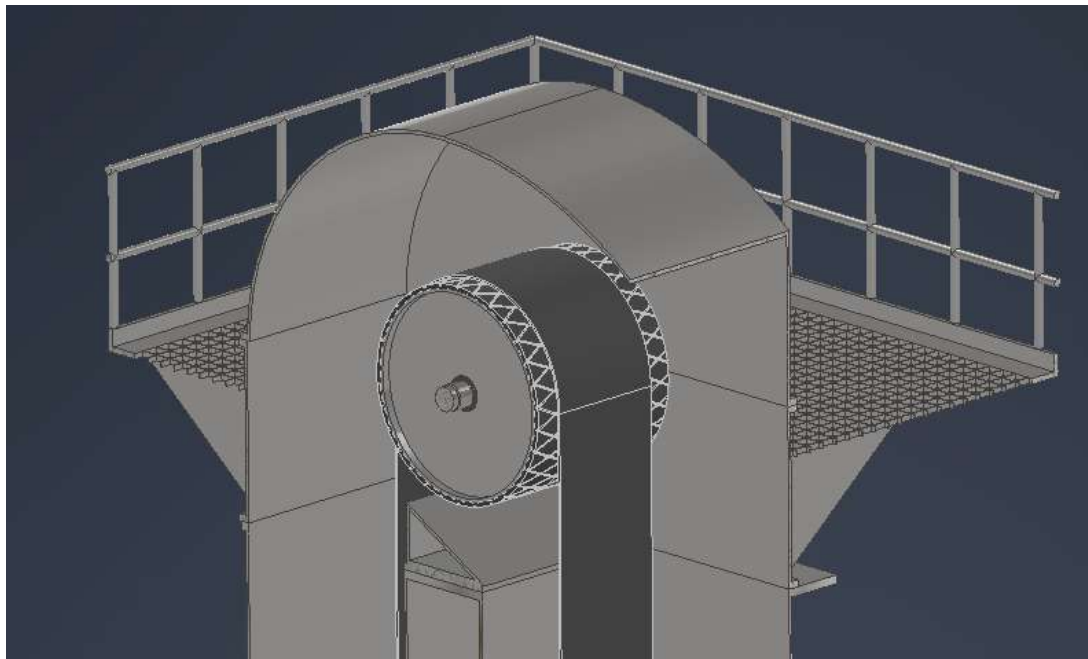


Figura 72: Vista en corte de la cabeza del elevador

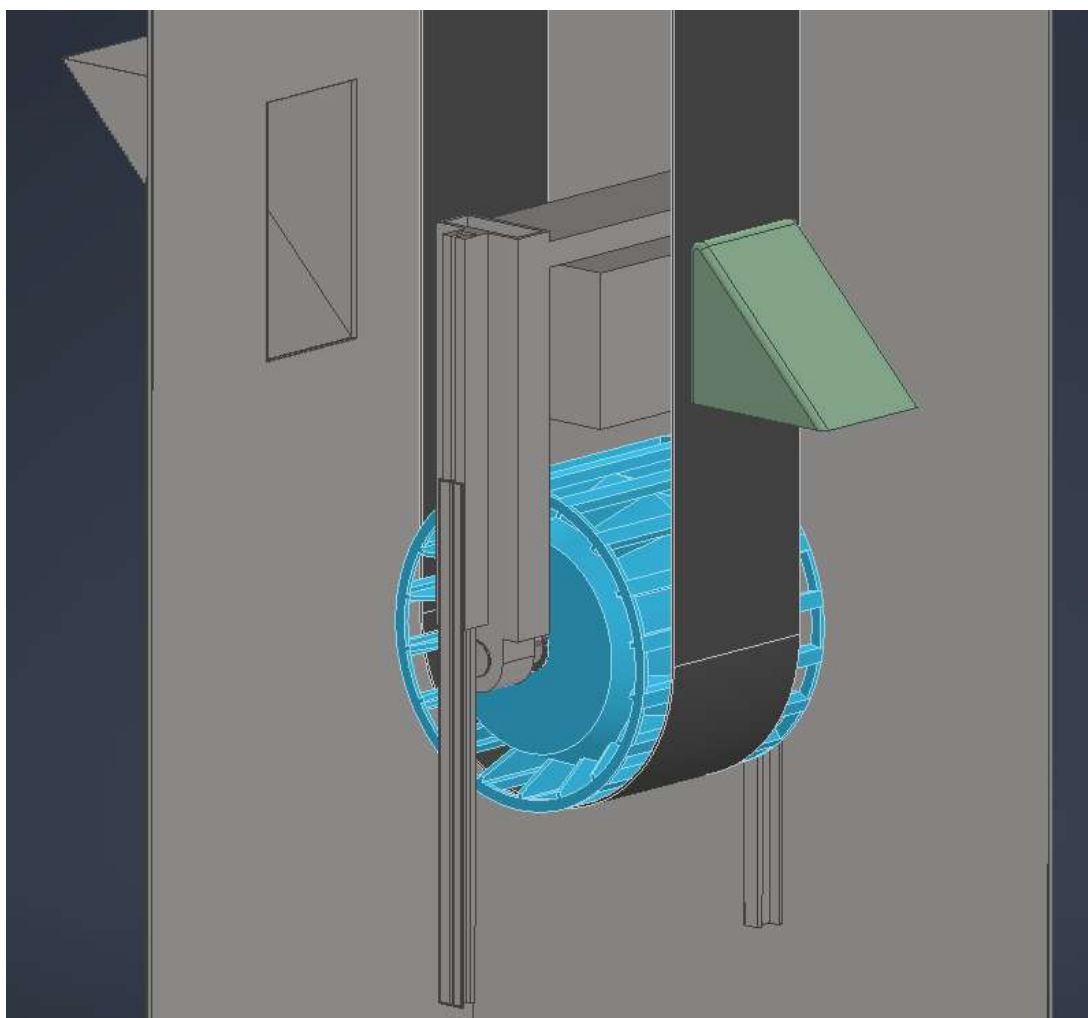


Figura 73: Vista en corte de la bota del elevador

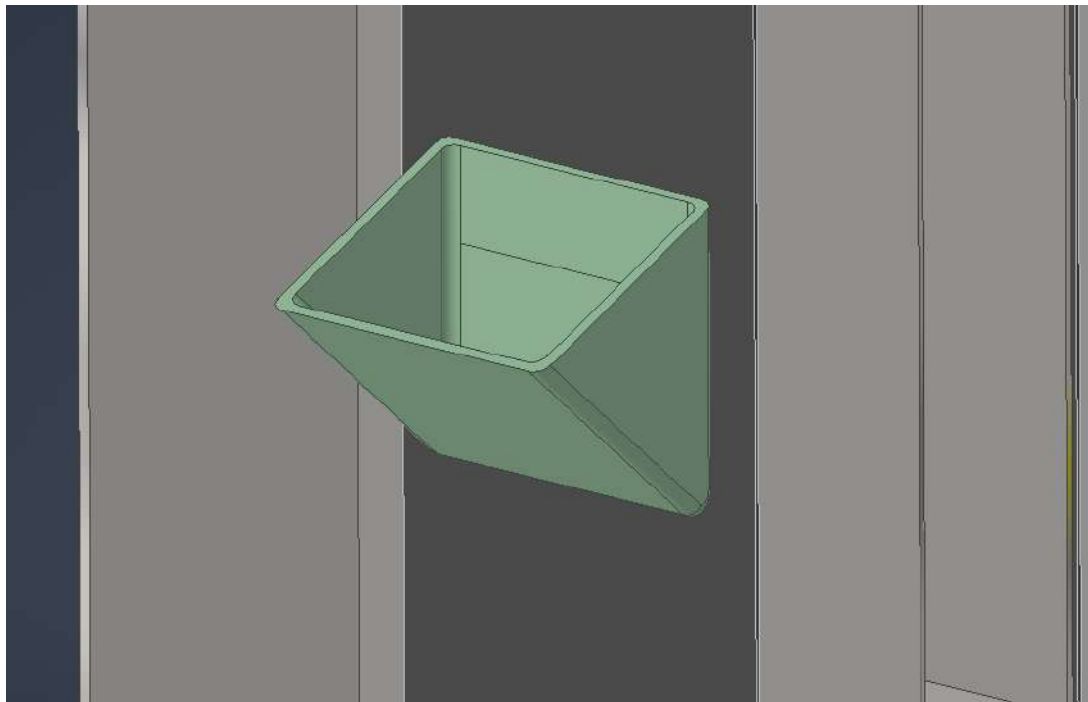


Figura 74: Cangilón unido a la correa del elevador