


# Optimización de la elaboración de lingotes de aluminio a partir de envases

**Gasparotti, Matias Ismael; Luna, Lisandro Denis**

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2026

# Optimización de la elaboración de lingotes de aluminio a partir de envases

**Gasparotti, Matias Ismael; Luna, Lisandro Denis.**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

**Ingeniero Mecánico**

Directores:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2026

*A mi familia, novia, familia política y amigos, por su apoyo y acompañamiento constante a lo largo de todo este camino. Este logro también es de ustedes.*
***Matias Ismael Gasparotti.***

*A mi familia y amigos, especialmente a mis padres por el constante apoyo que me brindaron durante todo el transcurso de la carrera.*
***Lisandro Luna.***

# Agradecimientos

Se agradece a la Universidad Nacional de Rosario y particularmente a la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, por permitirnos la posibilidad de formarnos como Ingenieros Mecánicos. A todas las cátedras presentes a lo largo de estos años, como así también a todos aquellos compañeros con quienes compartimos largos periodos de formación.

Por último, dedicamos un agradecimiento especial a todas aquellas cátedras que han despertado aún más el interés por esta vocación.

# Resumen

En este proyecto final de ingeniería mecánica se presenta el desarrollo de una solución orientada a optimizar los procesos actuales de elaboración de lingotes de aluminio, con énfasis en aquellos que utilizan latas de aluminio como materia prima. Actualmente, estos procesos demandan gran espacio físico y requieren de operarios en las diferentes etapas, lo que en ocasiones afecta a la calidad del producto final debido a las variabilidades propias de los controles manuales de los procesos. Por ello, la propuesta se centra en una maquina compacta, autónoma, capaz de controlar las principales variables de influencia y de ser utilizada por un único usuario, sin formación técnica especializada. Por otra parte, el enfoque de la solución está orientado tanto a emprendedores como a pymes con recursos limitados, que buscan reducir personal calificado, optimizar su espacio físico disponible, como así también orientado a mejorar tanto la eficiencia como la calidad de los procesos globales del reciclaje.

El diseño fue dirigido a una maquina capaz de recuperar 20 kg/h de aluminio en menos de 10 m2, operada por un único usuario, garantizando una tolerancia de masa de 30g por cada kg obtenido.

Por último, hemos de mencionar que el ciclo de trabajo ideado establece que el usuario deberá cargar la maquina con latas de aluminio, y la misma llevará a cabo de manera autónoma todos los procesos necesarios sin que este interactúe con los mismos, hasta que la maquina finaliza el último proceso, donde le entrega 2 lingotes de aluminio con un peso total de 7 kg cada uno (14 kg en total), por ciclo de trabajo.

**Palabras clave: Lingotes, latas, aluminio, reciclaje, optimizar, compacta, autónoma.**

# Abstract

This mechanical engineering final project presents the development of a solution aimed at optimizing current aluminum ingot manufacturing processes, with an emphasis on those using aluminum cans as raw material. Currently, these processes require a large amount of physical space and operators at different stages, which sometimes affects the quality of the final product due to the variability inherent in manual process controls. Therefore, the proposal focuses on a compact, autonomous machine capable of controlling the main influencing variables and can be used by a single user without specialized technical training. Furthermore, the solution's focus is aimed at both entrepreneurs and SMEs with limited resources, seeking to reduce the need for qualified personnel, optimize their available physical space, and improve both the efficiency and quality of overall recycling processes.

The design focused on a machine capable of recovering 20 kg/h of aluminum in less than 10 m2, operated by a single user, guaranteeing a mass tolerance of 30 g per kg obtained. Finally, it should be mentioned that the designed work cycle establishes that the user must load the machine with aluminum cans, and it will autonomously carry out all the necessary processes without the user interacting with them, until the machine completes the last process, where it delivers 2 aluminum ingots with a total weight of 7 kg each (14 kg in total), per work cycle.

**Keywords: Ingots, cans, aluminum, recycling, optimize, compact, autonomous.**

# Contenido

**Agradecimientos** ..... **4**

**Resumen** ..... **5**

**Abstract** ..... **6**

**Contenido** ..... **7**

**Introducción** ..... **10**

**Capítulo 1: Presentación del problema** ..... **11**

Introducción al problema ..... 11

Antecedentes en empresas ..... 12

Metal Veneta S.A. ..... 12

Alumet Argentina S.A. ..... 13

Sicamar Metales S.A. ..... 14

Investigación del rubro en instituciones gubernamentales ..... 14

**Capítulo 2: Variables y condiciones limite** ..... **16**

Variables ..... 16

Condiciones limite ..... 19

**Capítulo 3: Objetivos y propósitos** ..... **20**

Objetivos ..... 20

Propósitos ..... 21

**Capítulo 4: Metodología** ..... **23**

Abordaje de problema ..... 23

Abordaje de la solución ..... 24

**Capítulo 5: Propuestas de solución** ..... **25**

Propuesta N° 1 ..... 25

Propuesta N° 2 ..... 26

Propuesta N° 3 ..... 28

Selección de propuesta ..... 29

**Capítulo 6: Descripción general de solución** ..... **34**

Carga y trituración de materia prima ..... 34
Transporte de materia prima ..... 36
Dosificación de materia prima ..... 41
Fundición ..... 44
Refinamiento del baño ..... 46
Desgasificado ..... 47
Dosificación de fundentes ..... 50
Desescoriado ..... 52
Secuencia ..... 53
Moldeado ..... 57
Entrega de producto final ..... 60

**Capítulo 7: Calculo y dimensionamiento ..... 64**
Producto final ..... 64
Carga y trituración de materia prima ..... 69
Esfuerzos en eje conducido ..... 74
Esfuerzos internos eje conducido ..... 82
Diámetro mínimo eje conducido ..... 90
Cálculo y selección de componentes ..... 94
Esfuerzos en eje motriz ..... 97
Esfuerzos internos eje motriz ..... 102
Diámetro mínimo eje motriz ..... 110
Cálculo y selección de componentes ..... 113
Transporte de materia prima ..... 118
Componentes y accesorios banda modular ..... 120
Ejes y piñones ..... 126
Cálculo y selección de motor ..... 129
Dosificación de materia prima ..... 136
Geometría tolva ..... 136
Movimiento compuerta ..... 138
Movimiento hacia el crisol ..... 140
Refinamiento del baño ..... 144
Desgasificado ..... 144
Dosificación de fundentes ..... 149
Desescoriado ..... 150
Elevación ..... 151

Traslación ....156
Moldeado....160
Entrega de producto final ....169

**Conclusiones....172**
Conclusiones técnicas....172
Objetivos....172
Propósitos....173
Conclusiones académicas....173
Recomendaciones ....174

**Bibliografía....175**

**Anexo A: Procedimiento de cálculos generales ....180**
A.1 Rodamientos ....180
A.1.1 Capacidad de carga dinámica básica: solo carga radial....180
A.2 Cálculo de engranajes rectos ....182

**Anexo B: Tablas y gráficos ....197**

**Anexo C: Informes de simulaciones....199**

**Anexo D: Planos....224**

# Introducción

En la actualidad, el reciclaje de aluminio es una de las practicas más importantes dentro de la economía circular. Esto se debe principalmente a dos cuestiones: Una de ellas se trata del ahorro energético que implica la elaboración de productos a partir de aluminio reciclado, con respecto a aquellos que hacen uso de aluminio primario, debido a que este último requiere de grandes cantidades de energía para su obtención.

Por otro lado, el reciclaje de aluminio es fundamental por el impacto positivo que tiene en el medioambiente, debido a que la sociedad actual ha adoptado de manera masiva el consumo de productos cotidianos, líquidos y/o gaseosos, a través de latas de aluminio, por lo que aplicar este tipo de prácticas reduce considerablemente los residuos urbanos.

Debido a esto, optimizar los procesos que permiten llevar a cabo el reciclaje de aluminio, resulta fundamental.

El origen de la problemática se encuentra en la falta de optimización de recursos que pueden observarse en distintas plantas recicladoras de aluminio, como así también en las dificultades de emprendedores y/o pymes que pretenden realizar esta práctica y no cuentan con los recursos requeridos.

Para resolver esta problemática, en este proyecto final de ingeniería mecánica se plantea una solución a través del diseño de una maquina compacta, autónoma, capaz de controlar las principales variables de influencia y de ser utilizada por un único usuario, sin formación técnica especializada, planteando el objetivo de que la misma sea capaz de recuperar 20 kg/h de aluminio en menos de 10 m2.

Por último, resaltar la importancia del reciclaje, de la concientización social, como así también de los estudios de ingeniería y ONGs que abocan sus esfuerzos a encontrar soluciones innovadoras para reciclar, en pos de una mejora social y medioambiental.

# Capítulo 1: Presentación del problema

Un proyecto final de ingeniería mecánica debe desarrollar una solución a un problema. Para ello, es necesario estudiar e interpretar detalladamente cada aspecto de este, lo que permite definir claramente cuales son las cuestiones por desarrollar, con la finalidad de lograr una solución efectiva.

En esta etapa del informe se presenta detalladamente cada aspecto del problema seleccionado. Esto posibilita, inicialmente, demostrar que el problema seleccionado es adecuado para desarrollarse como proyecto final de Ingeniería Mecánica. Por otra parte, proporciona al receptor toda la información necesaria para que pueda analizar la solución desarrollada de manera sencilla, sobre cuáles fueron las cuestiones centrales a resolver, bajo un punto de vista informado.

## Introducción al problema

El origen del problema surge en las plantas de reciclaje, especialmente en aquellas que reciclan aluminio y que actualmente funcionan en la República Argentina.

Una planta de reciclaje de aluminio tiene un objetivo claro: Recuperar el aluminio que pueda reincorporarse a la fabricación de nuevos productos. Generalmente, la materia prima que utilizan proviene de latas de aluminio. Es este proceso especifico en el que se hace énfasis, ya que presenta diversas oportunidades de mejora y problemas que pueden resolverse, los cuales pretenden ser corregidos mediante esta solución.

A partir de estudiar esta problemática, han surgido nuevas oportunidades de mejora y con ello una necesidad de desarrollar una solución innovadora que permita no solo resolver aquellos problemas que presentan las plantas de reciclaje, sino tambien realizar una solución que pueda ser aprovechada por otros sectores como pequeños emprendimientos o pymes.

Una vez orientada la dirección de este proyecto final de ingeniería mecánica, fue posible comenzar a enumerar las principales oportunidades de mejora o problemas a resolver:

- Gran espacio físico: Las plantas de reciclaje ocupan un espacio físico considerablemente grande para poder realizar la totalidad de los procedimientos actuales de reciclaje de aluminio.
- Gran cantidad de personal: Los procedimientos actuales de reciclaje demandan de una gran cantidad de operarios, en algunos casos calificados, para llevar a cabo el proceso de reciclaje.

- Alto costo de inversión: Debido a la cantidad de personal a contratar y al espacio físico que utilizan estos procesos de reciclaje tradicionales, la inversión necesaria para introducirse en este mercado es alta.
- Variabilidad en control de procesos: Debido al espacio físico utilizado, se encuentran grandes etapas de transportes. Esto dificulta notoriamente mantener el control de las principales variables de influencia de los procesos, afectando la calidad del producto final. Además, actualmente se realizan controles manuales que dan lugar a la variabilidad propia por factor humano, tambien afectando a la calidad del producto final.

# Antecedentes en empresas

La recopilación de datos se centra en las principales plantas recicladoras del país (que procesan aluminio), considerando que estas presentan los procedimientos adecuados del reciclaje, cumpliendo inclusive, normas internacionales. Esto, con el objetivo de presentar una solución que sea significativa para el ámbito de la ingeniería y optimice los procedimientos utilizados en el país, además de ofrecer beneficios para otros tipos de usuarios.

Para ello, se presenta a continuación algunas de las plantas recicladoras tomadas como ejemplos, dentro de las cuales se podrían optimizar procesos con la solución desarrollada.

## Metal Veneta S.A.

Se trata de una planta recicladora de aluminio, ubicada en la capital provincial de Córdoba, Argentina. Posee 8.000 $m^2$ cubiertos en un predio de 32.000 $m^2$ que destinan a producir 30.000 toneladas de aleaciones de aluminio anuales, siendo su principal producto comercializado como lingotes de aluminio, producido a partir materia prima reciclable como latas de aluminio, entre otros. Se trata de una industria fundada en 1969, y que abastece a mercados automotrices, autopartistas y de electrodomésticos con lingotes de aleaciones de aluminio, tanto para el mercado interno como así tambien para exportación [1] (Figura 1-1).



**Figura 1-1:** Metal Veneta S.A. – Planta recicladora de aluminio.

## Alumet Argentina S.A.

Se trata de una planta recicladora de aluminio, ubicada en la localidad de Bosques, provincia de Buenos Aires, Argentina. Dedicada a la transformación de aluminio reciclable en lingotes, como así también en barras macizas. También cuenta con certificación CCA (Certificado de aptitud ambiental), otorgado por OPDS (Organismo de la provincia de Buenos Aires de desarrollo sustentable). Iniciaron sus actividades en el año 2003, produciendo precisamente lingotes de aluminio, barrotes y tochos para el consumo de terceros, además de barras para extrusión para perfilería de aluminio. Debido a que se dedican exclusivamente al reciclaje de aluminio, como así también por su trayectoria, se cataloga como una de las principales recicladoras de aluminio de la República Argentina [2] (Figura 1-2).



**Figura 2-2:** Alumet Argentina S.A. – Planta recicladora de aluminio.

## Sicamar Metales S.A.

Se trata de una planta recicladora de aluminio, ubicada en Venado Tuerto, Santa Fe, Argentina. Fundada en 1992 como una planta recicladora, con la finalidad de abastecer a la empresa Essen, fabricante de cacerolas, además de abastecer al mercado interno y externo. Posee la capacidad de obtener 2500 toneladas de aleaciones de aluminio y zinc a través del reciclaje. Cabe mencionar que la empresa posee 2 plantas, una de ellas donde se procesa la materia prima y la otra donde se realizan los procesos de fundición [3] (Figura 1-3).



**Figura 3-3:** Sicamar Metales S.A. – Planta recicladora de aluminio.

# Investigación del rubro en instituciones gubernamentales

La recopilación de datos se centra en los informes oficiales del gobierno de la República Argentina [4], los cuales presentan valores anuales sobre la producción y reciclaje de aluminio, incluida la información específica sobre envases de aluminio. Por otra parte, presenta estimaciones, proyecciones, cuestiones globales y otras relacionadas sobre este tipo de reciclaje, lo que permite tener un contexto claro sobre el presente y el futuro de este rubro. Esto posibilita tanto validar la información obtenida sobre las empresas investigadas, como así también respaldar la solución a través de un análisis de viabilidad cualitativo.

Dentro de las cualidades que los informes investigados presentan, se encuentran algunas de las ventajas del proceso de reciclaje de aluminio: Una de ellas, es que no se pierden cualidades naturales del aluminio primario. Por otra parte, emplea una porción sustancialmente inferior de energía que el proceso de obtención de aluminio primario, ya que el aluminio secundario utiliza solo un 5% de la energía eléctrica requerida en la electrolisis [4].
Debido a esta mayor eficiencia en términos energéticos en comparación con la

producción de aluminio a partir de bauxita (tanto en la República Argentina como en el resto del mundo), se ha generado una tendencia ascendente en la adopción del aluminio reciclado en diversas aplicaciones. Esto se da con un enfoque en la sostenibilidad y la promoción de la economía circular, por lo que se prevé un continuo aumento de la demanda de este tipo de aluminio. Por mencionar un dato que permite dimensionar este aumento, el IAI estima que para el año 2045, la producción secundaria alcanzará los 84 millones de toneladas, superando por primera vez a la producción primaria [4].
Interpretado este contexto, es posible prever que la solución planteada se encuentra posiblemente ante una oportunidad de una demanda emergente.

Otra información obtenida refiere a la localización de las principales productoras de aluminio secundario. Estas se encuentran principalmente en la provincia de Buenos Aires, más precisamente el 30% de la producción se da en esta provincia, seguido de las provincias de Santa Fe y Córdoba como otras que cuentan con gran cantidad de instituciones dedicadas al reciclaje de aluminio [4]. Esto permite respaldar las referencias tomadas anteriormente, refiriendo a las 3 empresas investigadas y tomadas en cuenta al momento de encontrar oportunidades de mejora o problemas a solucionar, ya que estas pertenecen a estas provincias que resultan ser las principales dedicadas a este rubro en la República Argentina. Esto se aclara, ya que se tomó en cuenta a la hora de investigar empresas, no tomar como referencia casos aislados en donde se podrían encontrar oportunidades de mejora que no requieren de una solución de ingeniería.

Otra cuestión por destacar es que el aluminio secundario representa el 7% de la oferta total en el mercado, por debajo del promedio mundial que presenta un 35% [4]. Esto es posible interpretarlo como una oportunidad para este rubro, ya que, por una cuestión estadística, el valor naturalmente tiende hacia el promedio, además de que los mismos promedios (mundial y nacional) se encuentran influenciados por una tendencia creciente, a raíz del interés cada vez mayor por parte de las empresas, de obtener mayores beneficios por parte de este tipo de prácticas.

Por último, mencionar en el año 2023, el envase de aluminio fue catalogado como el mayor consumo doméstico por sector económico, con un 26%. Debido a la diferencia que presenta con respecto al resto de los sectores económicos, puede interpretarse que, a lo largo de estos años, pasados y posiblemente también los venideros, el envase de aluminio se encuentra dentro de los mayores consumos domésticos del país [4]. Esto

permite nuevamente interpretar que la solución presentada en este proyecto se encuentra muy posiblemente en un marco actual favorable (Figura 1-4).

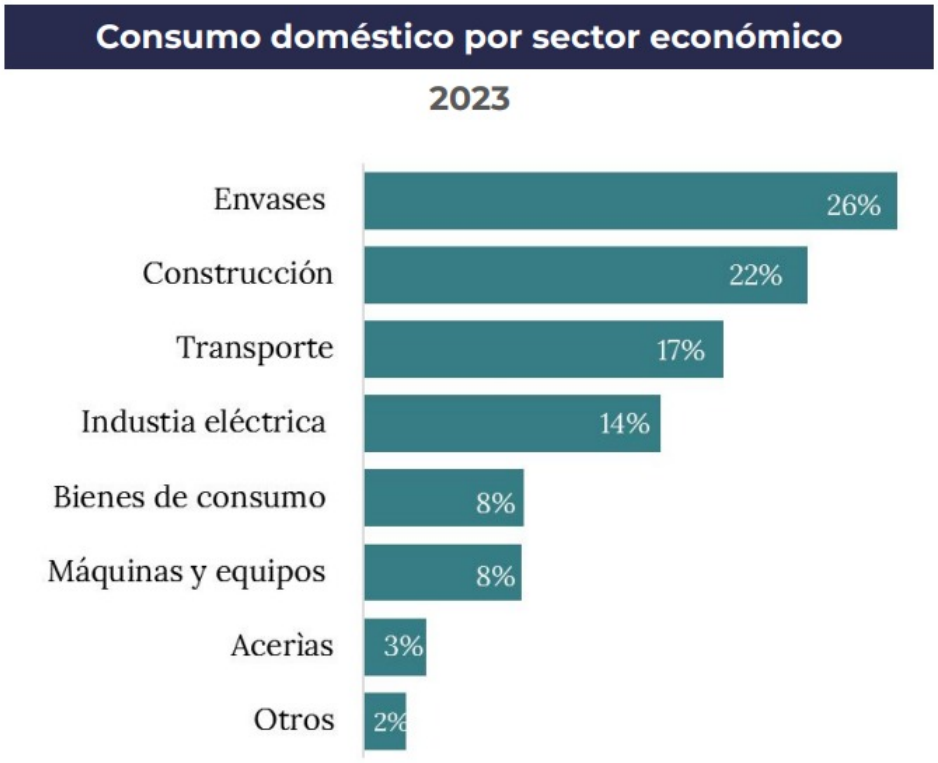



**Figura 4-4:** Consumo de aluminio en 2023.

# Capítulo 2: Variables y condiciones limite

Una vez identificados los aspectos fundamentales del problema, se definen las variables y las condiciones límite que permiten caracterizar de manera individual cada uno de los elementos a abordar en la solución. Esto facilita un enfoque directo sobre cada aspecto, orientando los esfuerzos hacia el desarrollo de una solución eficaz y contundente.

## Variables

Las variables presentadas a continuación son factores que influyen en el en el proceso de reciclaje, las cuales pueden medirse y controlarse con el objetivo de optimizar los resultados obtenidos. Para establecerlas, se consideraron todos aquellos procedimientos que influyen en la calidad del producto final, que en la mayoría de los casos son controlados de manera manual, por lo que se encuentran con oportunidades de mejora mediante un sistema automatizable y de mayor control de procesos.
(Tabla 2-1).

| Número | Variable | Descripción |
|---|---|---|
| 1 | Elementos aleantes de la materia prima | Según los elementos aleantes que contenga la materia prima afectará al proceso de fundición según la calidad del producto final que se desee obtener. |
| 2 | Temperatura de fusión | Una temperatura de fusión muy alta facilita el ingreso de hidrogeno, la formación de óxidos y escoria y la introducción de aleantes no deseados. Además, supone mayor consumo de energía. Una temperatura muy baja puede no llegar a fundir todo el material. |
| 3 | Tiempo de fusión | Un alto tiempo de fusión supone más tiempo en que está el material fundido expuesto a agentes contaminantes de la atmósfera, por lo que este debe ser el mínimo necesario. |
| 4 | Humedad del ambiente | Un valor alto de humedad relativa supone una alta concentración de hidrogeno en el ambiente. El hidrógeno presente en la misma produce poros en el producto final y el oxígeno produce la oxidación del material fundido, haciendo que se pierda material en el proceso. |
| 5 | Humedad de la materia prima | Una materia prima con altos valores de humedad supone, de igual manera que en la humedad del ambiente, porosidades en su etapa de solidificación y oxidaciones del material fundido. |
| 6 | Humedad del molde | Un molde con altos valores de humedad supone, de igual manera que en la humedad del ambiente, porosidades en su etapa de solidificación y oxidaciones del material fundido. |
| 7 | Temperatura del molde | Un molde que produzca grandes o diferentes gradientes |

| | | |
|---|---|---|
| | | de temperaturas en distintas regiones del lingote en su etapa de enfriamiento y solidificación, provoca segregaciones de aleantes no deseadas, deformaciones de este y heterogeneidades en la estructura interna. |
| 8 | Turbulencia del baño | Cualquier turbulencia existente facilita la absorción de gases y con ello los efectos propios del contacto del baño con el ambiente que lo rodea, como la formación de escoria. |
| 9 | Forma de la materia prima antes del entrar al horno | Dependiendo de la forma de la materia prima al ingresar al crisol, será mayor o menor la densidad aparente del aluminio. Con mayor densidad aparente, mayor la cantidad de aluminio que se puede fundir en el mismo crisol, disminuyendo tiempos e intervenciones para una misma cantidad de aluminio. |
| 10 | Fundentes | Los fundentes ayudan a retener el óxido durante la fundición y algunos mejoran la coalescencia de las gotas de aluminio. Una incorrecta dosificación de este supone problemas de retención de óxidos, como así también excesivas formaciones de escoria. |
| 11 | Ambiente de enfriamiento | El ambiente donde solidifica el material fundido puede influir sobre este debido a la reactividad entre ellos, formando óxidos, inclusiones y/o porosidades debido a la presencia de hidrógeno. Además, la temperatura del ambiente de enfriamiento puede generar gradientes que influyen sobre la estructura cristalina del material, segregación de aleantes y/o agrietamientos. |
| 12 | Disponibilidad de la | Para que sea rentable o factible se debe tener en cuenta la |

| | | |
|---|---|---|
| | materia prima | cantidad de latas que pueden conseguirse en determinada región, lo cual es directamente proporcional a la cantidad de refrescos enlatados que se consumen. |

**Tabla 2-1:** Variables.

# Condiciones limite

De igual manera que con las variables, se establece una serie de condiciones limite que funcionan como condiciones de contorno para la solución. De esta manera, el desarrollo llevado a cabo debe permitir que el producto final se encuentre dentro de estas condiciones. Para ello, se consideró establecer un grado de calidad para el producto final, investigando cuales son aquellos procesos que permiten modificar estas composiciones, además de las dimensiones normalizadas comercializadas en la República Argentina. (Tabla 2-2).

| Número | Condición limite | Descripción |
|---|---|---|
| 1 | Composición química del aluminio normalizado Al 99,5 según norma IRAM 583 | Porcentajes máximos admisibles de impurezas:<br>Total: 0,5%<br>Fe: 0,4%<br>Si: 0,3%<br>Cu: 0,03%<br>Zn: 0,07%<br>Otras: 0,03%<br>Porcentaje mínimo<br>Aluminio: 99,5% |
| 2 | Dimensiones del lingote | Largo: 161,1 mm<br>Ancho: 70 mm<br>Alto: 35 mm<br>Ángulo de talud: 5°<br>Peso: 7 kg |

**Tabla 2-2:** Condiciones límite.

# Capítulo 3: Objetivos y propósitos

## Objetivos

A continuación, se presentan los objetivos que fueron propuestos a desarrollar en este proyecto final de ingeniería mecánica. Dentro de ellos, podemos encontrar algunos relacionados con el diseño de la solución, otros relacionados con su funcionalidad, como así también aquellos se orientan a lograr un producto final determinado. (Tabla 3-1)

| Número | Objetivo |
|---|---|
| 1 | Diseñar un equipo que permita obtener lingotes de aluminio de composición química normalizada según norma IRAM 583 (Al 99,5). |
| 2 | Diseñar un equipo que permita la recuperación de al menos 20 kg/h de aluminio proveniente de latas de refresco. |
| 3 | Diseñar un equipo que ocupe un área no mayor a los 10 $m^2$. |
| 4 | Diseñar un equipo que permita realizar la totalidad de proceso con solo 1 operario al mando. |
| 5 | Diseñar un equipo que permita obtener lingotes de 7 kg +- 30 g. |

**Tabla 3-1:** Objetivos.

# Propósitos

De igual manera que con los objetivos, se establece una serie de propósitos (Tabla 3-2)

| Número | Propósito |
|---|---|
| 1 | Carga del material: Sistema de carga que permita la introducción de 14 kg (+ pérdidas) de las de aluminio por ciclo de producción. |
| 2 | Triturado: Sistema de trituración que permita aumentar la densidad aparente de la materia prima (latas de aluminio) dentro del crisol, tal que permita fundir 14 kg (+ pérdidas) de aluminio por ciclo de producción. |
| 3 | Automatización: Que la máquina cuente con un sistema de control y automatización de los procesos comandado por PLC. |
| 4 | Transporte: Sistemas de transporte autónomos de la materia prima entre subprocesos, de manera tal que permita cumplir con el caudal de producción objetivo. |
| 5 | Sistema de dosificación: Un sistema que entregue 14 kg (+ pérdidas) de aluminio triturado al crisol, de forma controlada por ciclo de producción. |
| 6 | Sistema de dosificación de los fundentes: Sistema que permita incorporar 17,5 g de fundente exotérmico y 10,5 g de fundente de cobertura por ciclo de producción de manera controlada. |
| 7 | Fundición de la materia prima: Sistema de horno eléctrico pivotante con crisol con capacidad para obtener 14 kg de |

| | |
|---|---|
| | aluminio por ciclo de producción. |
| 8 | Desgasificación del baño: Idear un sistema que permita disminuir la cantidad de hidrógeno del baño a valores por debajo de 0,15 mL/100g. |
| 9 | Sistema de filtrado de la escoria: Conjunto de sistemas que permiten remover la escoria del baño e impedir el ingreso de esta al sistema de moldeo. |
| 10 | Sistema de recolección de residuos: Capturar los residuos generados durante el proceso. |
| 11 | Sistema de moldeo: Sistema de volcado del baño hacia dos moldes de lingotes de 7 kg cada uno. Por ciclo de producción se obtendrían 14 kg de lingotes de aluminio. |
| 12 | Mantenimiento fácil: Facilitar acceso a componentes para su reparación y mantenimiento. |
| 13 | Sistemas de seguridad: Implementar sistemas de seguridad para la máquina y el operario. |
| 14 | Energía: Energía eléctrica como fuente de energía. |
| 15 | Configuración de usuario: Que el usuario pueda programar la cantidad de aluminio a fundir. |

**Tabla 3-2:** Propósitos.

# Capítulo 4: Metodología

En este capítulo, se presenta de manera detallada cual fue la metodología adoptada para desarrollar las oportunidades de mejora o los problemas a resolver anteriormente presentados.

## Abordaje de problema

Para el desarrollo de este proyecto final de Ingeniería Mecánica, se inició con la búsqueda de un problema a resolver, el cual debía cumplir con una serie de requerimientos establecidos por la cátedra. En particular, se priorizo que se tratara de un problema de tipo mecánico, de complejidad significativa, que implique particularmente un diseño mecánico, que justificara un estudio detallado y que fuera adecuado para su desarrollo y presentación como proyecto final de la carrera. La búsqueda de este problema comenzó con una generación de ideas (lluvia de ideas) preliminares con respecto al tipo de ámbito en el cual encontrar estas oportunidades de mejora, seleccionando así el ámbito metalúrgico, el cual fue ampliamente estudiado en la carrera, y del cual se cuenta con herramientas necesarias y conceptos interpretados para afrontar este proyecto.

Una vez orientado el ámbito general en el cual buscar problemas a resolver, se optó por centrar la búsqueda en la industria del reciclaje de aluminio, dado que la ingeniería (en especial la mecánica) desempeña un papel fundamental en la optimización de las prácticas de este reciclaje. Por otra parte, se considera adecuado este enfoque ya que el reciclaje se trata de un área de creciente relevancia en el ámbito de la ingeniería y del progreso de la sociedad.

Decidido esto, se investigaron diferentes plantas de reciclaje, tanto de la ciudad de Rosario como de resto de la República Argentina, en búsqueda de problemas o aspectos a mejorar. Para ello, se interpretaron cuáles son los procesos de reciclaje utilizados, la maquinaria utilizada, los diferentes ámbitos de trabajo, y todas las cuestiones relevantes y necesarias para comprender detalladamente los procesos actuales de este tipo de reciclaje. Por otra parte, también se consultaron fuentes gubernamentales para obtener más información sobre este rubro y contrastar/validar la información obtenida hasta el momento. Por último, se introdujeron una serie de cuestiones por fuera de los problemas encontrados con el objetivo de desarrollar una solución que extienda sus beneficios no solo a las empresas, sino también a los

emprendedores y a la sociedad.

## Abordaje de la solución

Interpretado los problemas a resolver y las oportunidades de mejora, se comenzó con el planteo de diferentes soluciones. En esta etapa, los planteos se realizaron con una orientación centrada en una maquina o un proceso integral que permita resolver todas las cuestiones analizadas en su conjunto. De esta manera, se comenzó con la investigación detallada de los diferentes procesos utilizados en la industria. Además, se diseñaron diferentes procesos genuinos, que permitieron posteriormente establecer una tabla comparativa de cada uno de ellos. Esto permitió realizar una matriz de decisión, basada en la relevancia de cada criterio con el cual se juzgó cada proceso, además de un puntaje en donde se valora la eficiencia de ese proceso en particular, logrando así obtener cuantitativamente una única solución, hasta el momento preliminar. Cabe mencionar que este desarrollo no fue lineal, sino que se realizó mediante reiterados análisis en donde surgieron diferentes planteos incorporados y descartados previo a decidir por la solución.

Al mismo tiempo que se estableció mediante la tabla comparativa los diferentes procesos, se investigaba sobre maquinaria comercial que permita llevar a cabo estos mismos y se comenzaba con el diseño de los elementos que no se existen en el mercado o que requirieron de un diseño personalizado.

Con ello, se lograron realizar 3 planteos diferentes para cada uno de los procesos predefinidos para concretar con una solución. De esta manera, se plantearon las ventajas y desventajas de cada uno de ellos, lo que posteriormente permitió realizar un análisis de cada caso, elegir una opción de cada proceso y realizar una justificación basada en esta comparación con la finalidad de presentar un argumento solido en la presentación de la solución final.

De esta manera, mediante reiterados análisis y síntesis de estos planteos, se logró establecer una solución con la cual se comenzaron a realizar los primeros diseños preliminares mediante el software SolidWorks, siendo esto realizado con poco detalle (conceptos de solución), con la finalidad de interpretar la idea principal de cada proceso.

Una vez presentada la solución y siendo esta validada mediante reiteradas consultas con la cátedra, se procedió a realizar el diseño final de la misma, de manera detallada. Este proceso no fue lineal, sino que se desarrollo mediante reiterados rediseños, realizando cálculos y simulaciones en simultaneo para validar lo realizado, hasta concluir en el diseño final posteriormente presentado.

# Capítulo 5: Propuestas de solución

Una vez analizados los problemas a resolver y las oportunidades de mejora a abordar en este proyecto final, se exponen las propuestas de solución. Cabe mencionar que cada de una de ellas será representada por un flujo de procesos.

## Propuesta N° 1

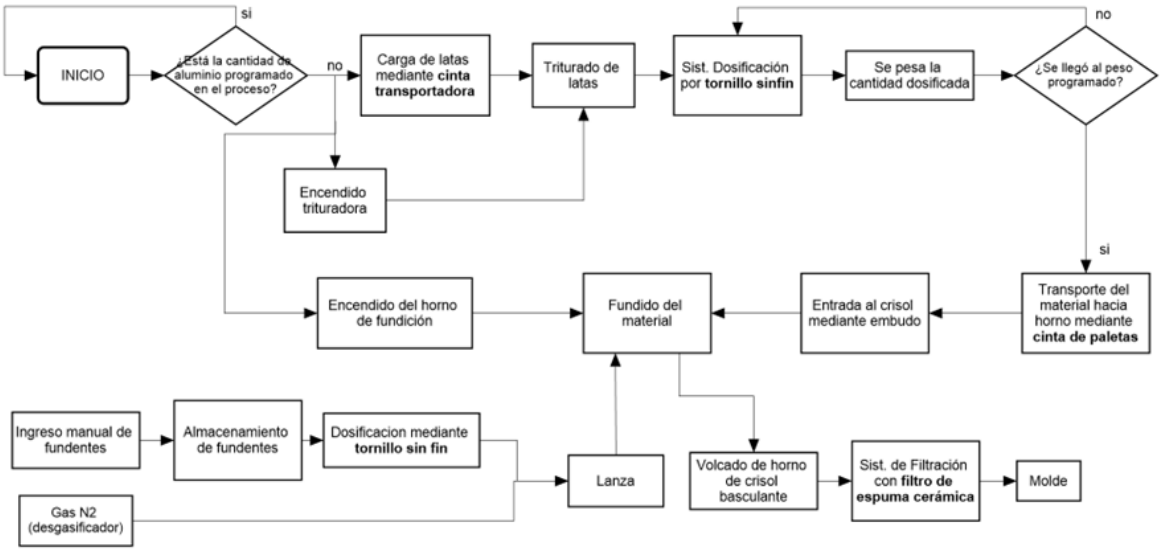



**Figura 5-1:** Propuesta N° 1.

La carga del material (latas de aluminio) se hace sobre una cinta transportadora inclinada que va hacia una trituradora, con el fin de optimizar los espacios y tiempos requeridos para fundir toda la masa en el horno.

Paralelamente, se enciende el horno.

Por otra parte, el aluminio triturado cae por gravedad sobre una rampa hacia un tornillo sin fin accionado por motor el cual dosificará el aluminio hacia el siguiente proceso.

Con la cantidad requerida de aluminio este avanza y se vuelca hacia el horno de crisol por acción de una cinta de paletas.

Al mismo tiempo, se ingresan manualmente fundentes en un recipiente donde su base tendrá un tornillo sin fin el cual se accionará en el momento que se precisen los fundentes en el baño. Estos se llevarán arrastrados por una corriente de gas inerte (N2 o Ar) para a su vez actuar como desgasificante sobre la masa fundida mediante una lanza.

Una vez fundido el material durante el tiempo suficiente este se vuelca sobre un recipiente con canal donde lleva un filtro de espuma cerámica, con el fin de atrapar

escoria e impurezas no metálicas que hayan salido del crisol. Desde este lugar, se dirige hacia los moldes donde se enfriará y estará listo para su extracción.

La extracción de la escoria que queda en la máquina se realiza de manera manual.

El sistema de moldeo consta de una colada posterior al filtro de espuma cerámico por donde transita el aluminio fundido hacia distintas series de cavidades con la forma final del lingote.

El horno a utilizar es un horno de crisol basculante eléctrico. (Figura 5-1)

# Propuesta N° 2

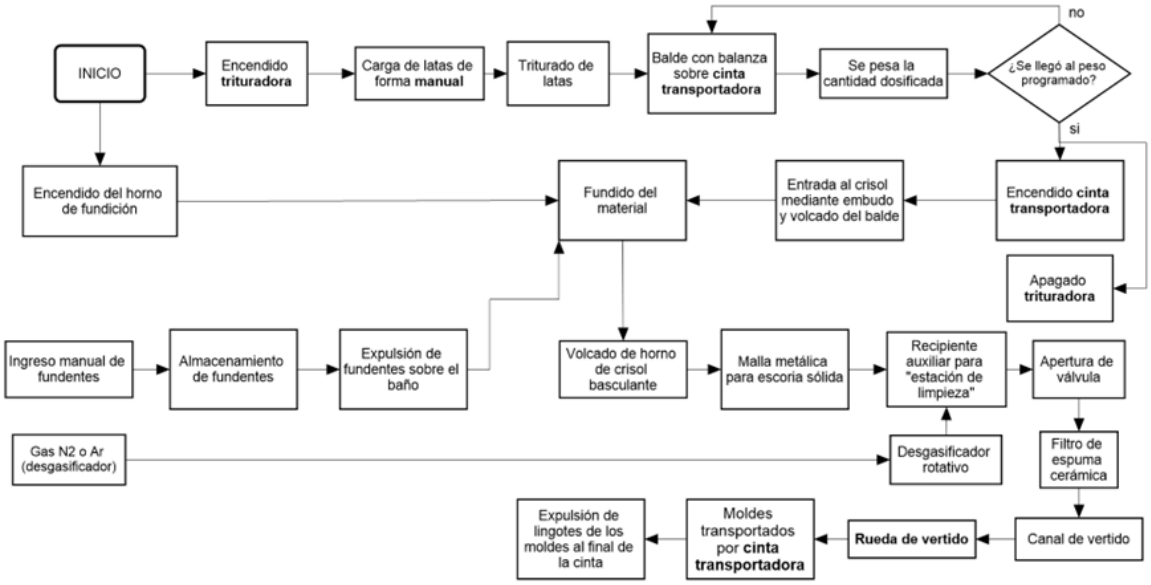



**Figura 5-2:** Propuesta N° 2.

A diferencia del anterior, en esta propuesta, la carga sobre la trituradora se hace de manera manual por lo que esta debe situarse en un nivel conveniente para que sea una carga ergonómica.

Al momento de iniciar el proceso se enciende la trituradora y el horno, con el fin de precalentar. El material triturado cae directamente hacia un balde con balanza integrada el que al llegar al peso necesario para el presente ciclo de trabajo se enciende la cinta transportadora que lleva este balde a su vez que se deja de triturar.

Al final de la cinta, el balde vuelca su contenido hacia el crisol con la ayuda de un embudo y luego vuelve a su posición inicial siguiendo el recorrido de la cinta para detenerse. Esta cinta deberá contar con una sección diagonal por donde subirá el balde.

Al material, al fundirse por completo, se le inyectan los fundentes correspondientes sobre su superficie mediante un sistema externo de tolva y válvula. Se deja actuar los

fundentes durante su correspondiente tiempo.

Luego de esto, el crisol se vuelca mediante un sistema basculante hacia una “estación de limpieza” la cual cuenta con un mallado metálico en donde quedará la escoria sólida retenida. A su vez se enciende un “desgasificante rotativo” que se encuentra dentro de esta.

Este “desgasificador rotativo” consta de un eje hueco metálico por donde se deja pasar un gas desgasificante (Ar o N2) que se dirigirá hacia la base de este, el cual cuenta con pequeños orificios por donde se liberará el gas. Al girar a velocidades de 300 a 500 rpm, el dispersor corta la burbuja de gas liberada, produciendo una amplia dispersión de burbujas muy finas para desgasificar. La alta relación superficie-volumen de las burbujas desgasificadoras proporciona un área de contacto mucho mayor lo que resulta en una desgasificación más eficiente. El miembro rotatorio también dispersa la matriz de burbujas de manera más uniforme dentro del recipiente de reacción para proporcionar una mezcla más completa del metal con el gas.

Luego de un tiempo se abre una válvula que se encuentra por debajo de este recipiente auxiliar o “estación de limpieza” y el líquido es vertido y pasa por un filtro de espuma cerámico como en la propuesta anterior.

El material fundido pasa por un canal de pendiente negativa hacia una “rueda de vertido”. Esta rueda cuenta con diferentes orificios de vertido en su perímetro por donde el material fundido será dirigido hacia cada molde. Estos moldes son transportados mediante una cinta transportadora de manera que la rueda esté sincronizada con el paso de los moldes y con ello, lograr que no se derroche material fuera de los moldes y todos estos cuenten con la misma cantidad de aluminio.

Al final de la cinta estos moldes liberan finalmente los lingotes hacia el usuario, terminando el proceso. (Figura 5-2).

# Propuesta N° 3

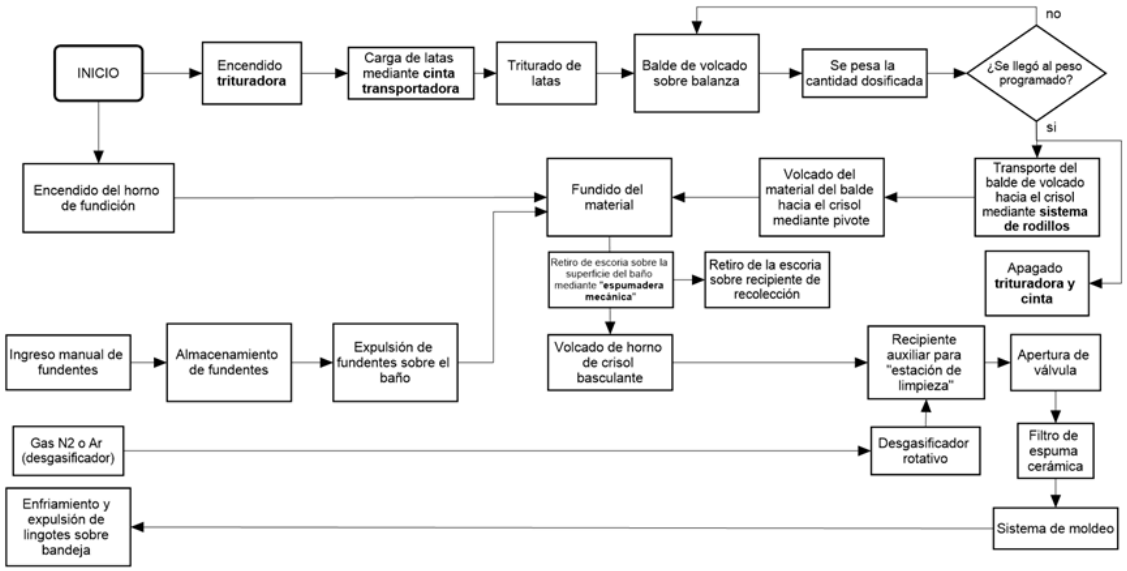



**Figura 5-3:** Propuesta N° 3.

La carga de latas hacia la trituradora se realiza mediante una cinta transportadora que eleva el material hacia esta. El material triturado cae sobre un sistema de dosificación que deja permite situar el material sobre un balde con balanza hasta que se llegue a un peso programado para el ciclo de trabajo y este sistema se cierra. Una vez finalizado esto, el balde avanza hacia el crisol por acción de un sistema de piñón y cremallera, que traslada el mismo sobre de unos rodillos, donde al final interfiere contra un sistema pivotante el cual genera un volcado del balde que deja caer el material directo hacia el crisol.

El material, al fundirse por completo, se le inyecta los fundentes correspondientes sobre su superficie mediante un sistema externo de tolva y válvula. Se deja actuar los fundentes durante su correspondiente tiempo.

Luego, actúa el sistema de “espumadera mecánica”, el cual consiste en dos cucharas enfrentadas que ingresan al crisol mediante un movimiento vertical, con una abertura igual a su diámetro, para en ese momento cerrarse y poder atrapar la escoria que queda en la superficie del baño. Luego de ello, se retira y traslada mediante un sistema de deslizamiento lateral a un balde de recolección de escoria, donde el dispositivo se abre y deposita la escoria extraída del baño.

Este proceso puede repetirse para limpiar por completo el baño de la escoria. Se puede realizar un precalentamiento del dispositivo dentro del horno mientras el material se tritura y se va depositando sobre el balde de volcado.

Luego de esto, el crisol se vuelca mediante un sistema basculante del horno hacia una "estación de limpieza", la cual es un recipiente cerrado en donde se desgasifica el baño mediante un "desgasificador rotativo", como ya se ha mencionado anteriormente.
Luego de un correspondiente tiempo se abre una válvula que se encuentra por debajo de este recipiente auxiliar o "estación de limpieza" y el líquido es vertido, pasando por por un filtro de espuma cerámico como en la propuesta anterior.
Desde el filtro de espuma se traslada a un sistema de moldes como en la primera propuesta.
Por último, mediante un sistema externo, se expulsan los lingotes sobre una bandeja que será entregada al usuario. (Figura 5-3).

## Selección de propuesta

Para seleccionar una de las propuestas se realizó una matriz de decisión donde se evaluó para cada subproceso de cada solución, las siguientes características:

- Compacticidad: Dimensiones y espacio necesario que puede ocupar el equipo, mayor puntaje significa un equipo más compacto. Sabiendo que uno de nuestros objetivos principales es que sea una máquina compacta, esta característica es de gran importancia.

- Automatización: Mide el nivel de automatización o de escasa intervención humana que puede tener la máquina. Por los objetivos principales del proyecto esta característica es de gran importancia.

- Mantenibilidad: Tiene en cuenta el acceso a los componentes, simplicidad de las reparaciones y disponibilidad de repuestos. A mayor puntaje, más facilidad de mantenimiento.

- Velocidad de operación: Tiene en cuenta cuanto influye determinado subproceso en la capacidad de procesar aluminio del equipo en relación con el tiempo y la energía utilizada.

- Adaptabilidad: Flexibilidad para ajustar el diseño a diferentes configuraciones o necesidades futuras. Esta característica es importante para tener un equipo sostenible en el tiempo.

Cada uno de estos puntos se evaluaron del 1 (muy bajo) al 5 (muy alto) y a su vez se afectaron por un porcentaje que representa la importancia de esa característica, es decir, a mayor importancia, mayor será el impacto que tenga el puntaje de determinada característica sobre el puntaje final.
Cada subproceso tiene un puntaje final para cada operación por lo que luego se sumaron todos los puntajes finales y se realizó un promedio de manera de obtener un puntaje final total de la solución.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

| METODOLOGÍA PARA ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Criterio | Peso (%) | Solución 1 | | | | | | | | | | | | | |
| | | Carga del material a la trituradora | | Dosificación material | | Tansporte a crisol | | Dosificación de fundentes | | Desgasificación | | Sistema de filtrado de la escoria | | Sistema de moldeo | |
| Compacticidad | 25 | 2 | 50 | 3 | 75 | 3 | 75 | 5 | 125 | 5 | 125 | 5 | 125 | 3 | 75 |
| Automatización | 30 | 4 | 120 | 5 | 150 | 4 | 120 | 4 | 120 | 4 | 120 | 1 | 30 | 4 | 120 |
| Mantenibilidad | 10 | 3 | 30 | 3 | 30 | 3 | 30 | 2 | 20 | 2 | 20 | 3 | 30 | 4 | 40 |
| Velocidad de op | 15 | 4 | 60 | 4 | 60 | 4 | 60 | 5 | 75 | 4 | 60 | 2 | 30 | 4 | 60 |
| Adaptabilidad | 20 | 3 | 60 | 3 | 60 | 3 | 60 | 3 | 60 | 3 | 60 | 1 | 20 | 4 | 80 |
| Total | 100 | 320 | | 375 | | 345 | | 400 | | 385 | | 235 | | 375 | |
| **Total solución** | | 347,86 | | | | | | | | | | | | | |

**Tabla 5-1:** Propuesta N° 1.

| METODOLOGÍA PARA ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Criterio | Peso (%) | Solución 2 | | | | | | | | | | | | | |
| | | Carga del material a la trituradora | | Dosificación material | | Tansporte a crisol | | Dosificación de fundentes | | Desgasificación | | Sistema de filtrado de la escoria | | Sistema de moldeo | |
| Compacticidad | 25 | 5 | 125 | 5 | 125 | 2 | 50 | 3 | 75 | 3 | 75 | 3 | 75 | 2 | 50 |
| Automatización | 30 | 1 | 30 | 5 | 150 | 4 | 120 | 4 | 120 | 4 | 120 | 1 | 30 | 5 | 150 |
| Mantenibilidad | 10 | 4 | 40 | 2 | 20 | 2 | 20 | 4 | 40 | 2 | 20 | 3 | 30 | 2 | 20 |
| Velocidad de op | 15 | 1 | 15 | 4 | 60 | 4 | 60 | 4 | 60 | 2 | 30 | 2 | 30 | 2 | 30 |
| Adaptabilidad | 20 | 2 | 40 | 2 | 40 | 3 | 60 | 3 | 60 | 3 | 60 | 1 | 20 | 3 | 60 |
| Total | 100 | 250 | | 395 | | 310 | | 355 | | 305 | | 185 | | 310 | |
| **Total solución** | | 301,43 | | | | | | | | | | | | | |

**Tabla 5-2:** Propuesta N° 2.

| METODOLOGÍA PARA ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Criterio | Peso (%) | Solución 3 | | | | | | | | | | | | | |
| | | Carga del material a la trituradora | | Dosificación material | | Tansporte a crisol | | Dosificación de fundentes | | Desgasificación | | Sistema de filtrado de la escoria | | Sistema de moldeo | |
| Compacticidad | 25 | 2 | 50 | 4 | 100 | 4 | 100 | 3 | 75 | 3 | 75 | 2 | 50 | 3 | 75 |
| Automatización | 30 | 4 | 120 | 5 | 150 | 5 | 150 | 4 | 120 | 4 | 120 | 5 | 150 | 4 | 120 |
| Mantenibilidad | 10 | 3 | 30 | 4 | 40 | 2 | 20 | 4 | 40 | 2 | 20 | 2 | 20 | 4 | 40 |
| Velocidad de op | 15 | 4 | 60 | 4 | 60 | 4 | 60 | 4 | 60 | 2 | 30 | 2 | 30 | 4 | 60 |
| Adaptabilidad | 20 | 3 | 60 | 3 | 60 | 4 | 80 | 3 | 60 | 3 | 60 | 4 | 80 | 4 | 80 |
| Total | 100 | 320 | | 410 | | 410 | | 355 | | 305 | | 330 | | 375 | |
| **Total solución** | | **357,86** | | | | | | | | | | | | | |

**Tabla 5-3:** Propuesta N° 3.

La propuesta seleccionada es la **Propuesta N°3**, la cual destaca por su sistema de dosificación y transporte de material hacia el crisol, aportando gran compacticidad y automatización al sistema, además de un mantenimiento más simple y adaptabilidad con los distintos ciclos de trabajo. También destaca por el sistema de brazo robótico o “espumadera mecánica” que elimina la intervención humana en una parte del proceso que el resto de las propuestas no resuelven.

La propuesta elegida se puede ver implementada en la figura 5-4. Se pueden ver pequeñas variaciones con respecto a la propuesta inicial:

- Cambio en el orden de carga y triturado. En la solución final implementada primero se realiza el triturado de latas y luego se transporta el material por medio de una cinta transportadora. Esto es debido que con la propuesta inicial la trituradora quedaba en un nivel elevado, lo cual dificulta el mantenimiento y montaje.
- Transporte del balde de volcado. Existe un mecanismo de transporte de la tolva donde ingresa la materia prima hacia el crisol, pero no es mediante un sistema de rodillos ni tiene mecanismo de volcado, en cambio tiene un mecanismo de válvula guillotina detallado en su respectiva sección.
- Recipiente auxiliar. No existe un recipiente auxiliar para “estación de limpieza”. Se descartó esta idea ya que ocupaba mucho espacio y el aluminio no se mantenía a altas temperaturas por mucho tiempo. En cambio, se centralizaron los mecanismos de refinamiento en un solo módulo que trabaja directamente sobre el crisol.
- Filtro de espuma cerámica. Durante el desarrollo de la solución fue descartada

esta idea debido a los mecanismo propios de la máquina que no daban lugar a la colocación de este filtro. Los problemas de impurezas fueron intensamente abordados en el desarrollo del sistema de refinamiento.

El desarrollo al detalle de esta solución se puede ver en los capítulos siguientes. A continuación, se presentan las figuras 5-5 y 5-6, en donde se pueden observar 2 vistas generales del diseño final.

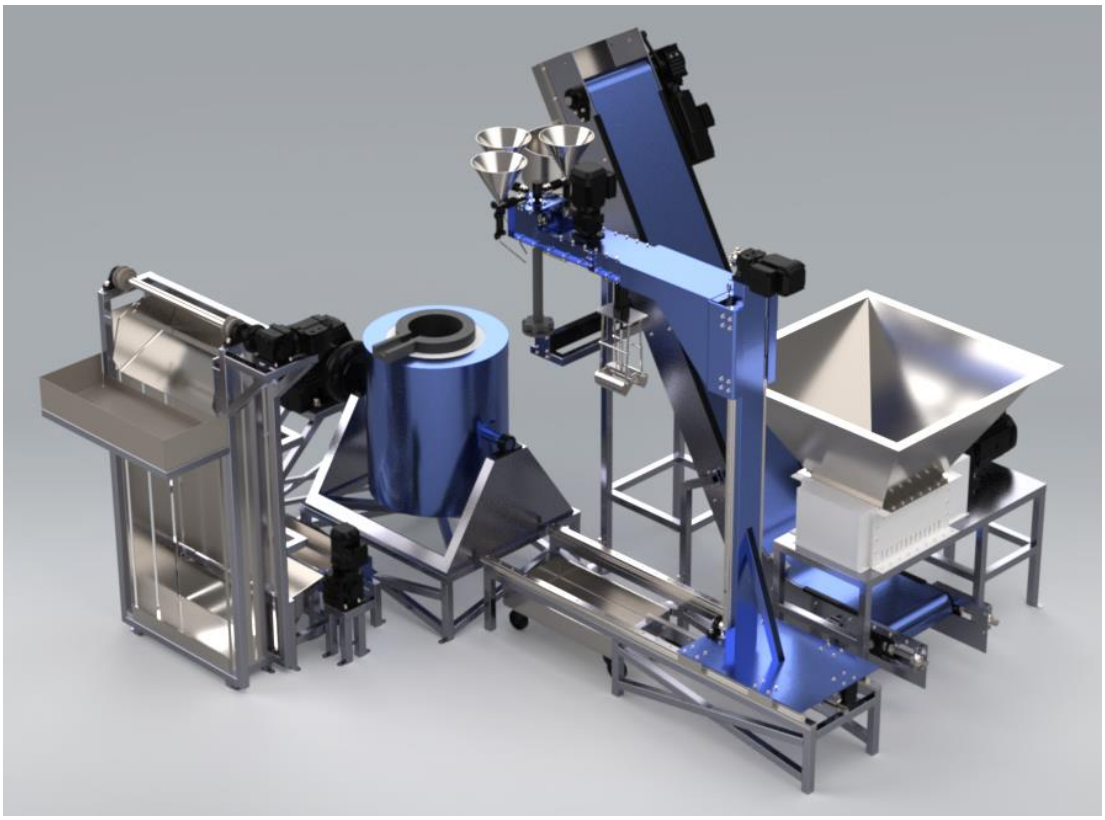


**Figura 5-4:** Solución final implementada.



**Figura 5-5:** Solución final implementada.

# Capítulo 6: Descripción general de solución

## Carga y trituración de materia prima

La carga de materia prima (latas de aluminio) se realiza directamente sobre una trituradora (Figura 6-1) diseñada para este fin. Desde esta trituradora sale el material hacia una cinta transportadora que se detallará en la próxima sección.

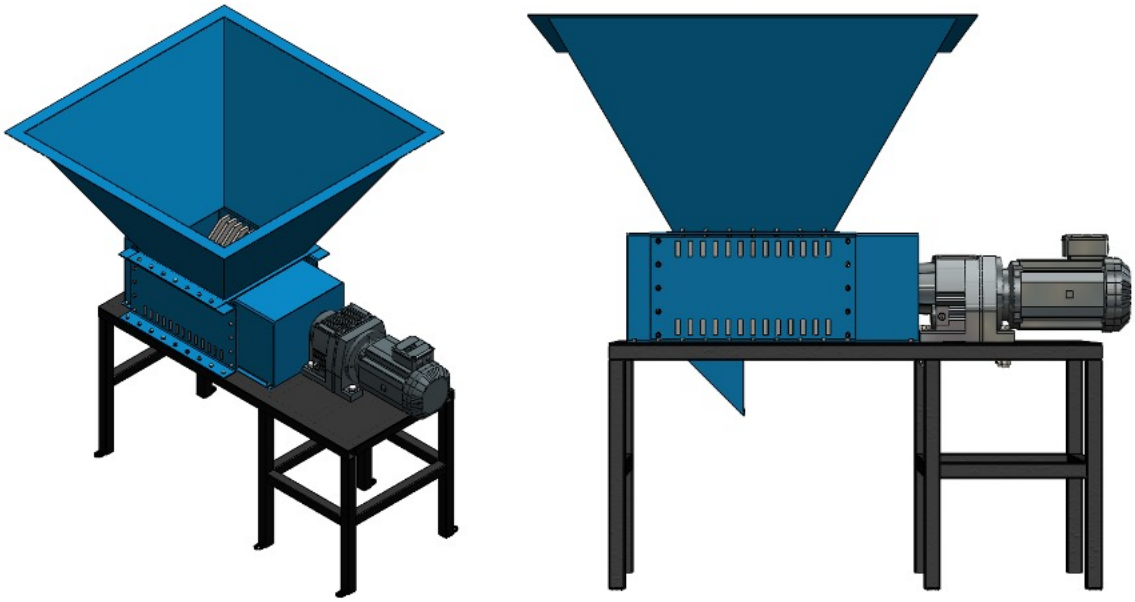


**Figura 6-1:** Trituradora de latas de aluminio.

La trituradora es de doble eje accionada por un solo motor (Figura 6-2). El eje conducido por el motor transmite su movimiento hacia el segundo eje por medio de engranajes de dientes rectos.

Cada eje tiene sus cuchillas dispuestas en distintos ángulos de forma que no actúen todas a la vez y reducir el consumo energético. A su vez, las cuchillas de ambos ejes convergen y giran hacia el interior de la trituradora y cada una ocupa el espacio existente entre dos cuchillas del eje opuesto.

Cuando dos cuchillas atrapan una lata y se solapan, se aplica un esfuerzo de corte sobre esta con la suficiente fuerza para cortarla en tiras.

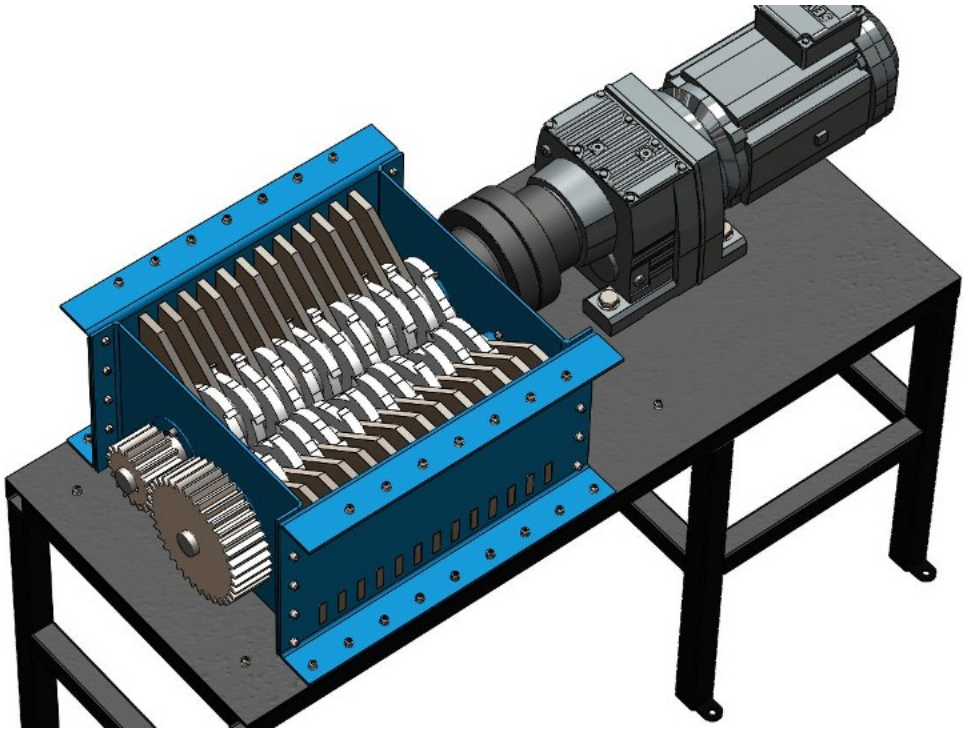


**Figura 6-2:** Detalle trituradora.

Los engranajes son de distintos tamaños para generar una relación de transmisión. Al girar a distinta velocidad, la diferencia de velocidad lineal genera un par de fuerzas sobre la lata de aluminio que la estira y la rompe, asegurando que no solo se aplasten, sino que se fragmenten.

Por otro lado, como se observa en la figura 6-2, ambos ejes incorporan entre sus cuchillas unos 'dedos limpiadores' que dirigen las latas hacia la zona de corte e impiden que el aluminio se enrolle en los ejes, forzándolo a caer por gravedad. Para facilitar el montaje, estos componentes se encajan sobre ranuras cortadas por láser en las chapas laterales de la caja de la trituradora con suficiente precisión para que los “dedos” queden centrados entre las cuchillas, para luego ser soldadas en las ranuras.

# Transporte de materia prima

Para vincular la etapa de trituración con la de fundición, se diseñó una cinta transportadora inclinada (figura 6-3) encargada de elevar el aluminio procesado. Este subsistema tiene la función de trasladar la carga y descargarla directamente sobre un mecanismo dosificador del tipo "batch", el cual regulará la alimentación final hacia el crisol.

El funcionamiento de la cinta transportadora es de carácter intermitente y está estrictamente sincronizado con la demanda del sistema dosificador. El accionamiento de la banda se mantiene activo mientras la tolva del "batch" se encuentra en su posición de recepción. Una vez que la balanza o sensor correspondiente detecta que se ha alcanzado el peso objetivo del lote, el sistema de control detiene el avance de la cinta. Esta pausa es indispensable para evitar el derrame y la pérdida de material mientras el dosificador ejecuta el movimiento de dosificación hacia el crisol. Finalizada la descarga, y con la tolva retornada a su posición inicial, la cinta reinicia automáticamente su marcha para preparar el siguiente lote.



**Figura 6-3:** Cinta transportadora (banda representativa).

La cinta presenta una morfología estructurada en dos secciones operativas principales: un tramo horizontal en el extremo inferior y un tramo directamente inclinado. El tramo

horizontal tiene la función de recibir el material proveniente de la etapa de trituración, permitiendo que las virutas y recortes de aluminio pierdan energía cinética y se asienten de manera estable en los espacios formados por los tacos antes de comenzar el ascenso.

Posteriormente, el tramo inclinado se encarga de la elevación continua de la carga. Se prescinde de un tramo horizontal superior para optimizar el espacio físico de la instalación y simplificar la estructura mecánica del equipo. Esta decisión geométrica es posible debido a que la pendiente culmina exactamente sobre la tolva del mecanismo dosificador del tipo "batch", aprovechando la transición sobre el eje motriz superior para realizar una descarga directa por gravedad.

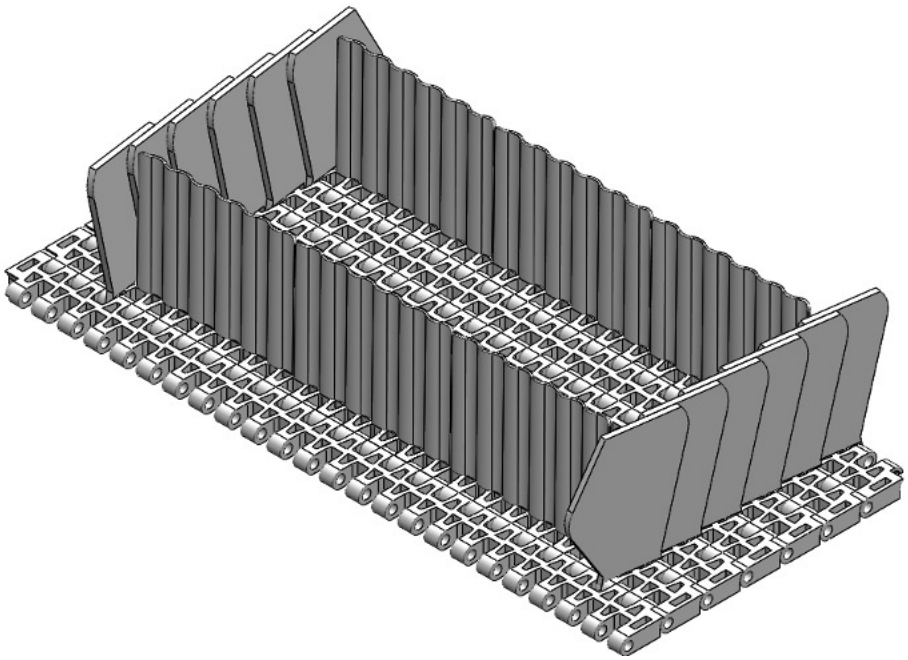


**Figura 6-4:** Tramo de ejemplo de la banda modular.

El medio de tracción es una banda modular plástica con un diseño de rejilla abierta (figura 6-4). Esta geometría permite el drenaje de posibles restos líquidos de los envases.

Para lograr la elevación del aluminio triturado sin derrames ni retrocesos, la banda está equipada con tacos transversales y guardas laterales. La combinación de estos accesorios forma "cangilones" continuos que contienen el material suelto durante su ascenso. Las aletas laterales dejan un margen libre en los bordes de la banda (sangría) destinado al guiado mecánico.

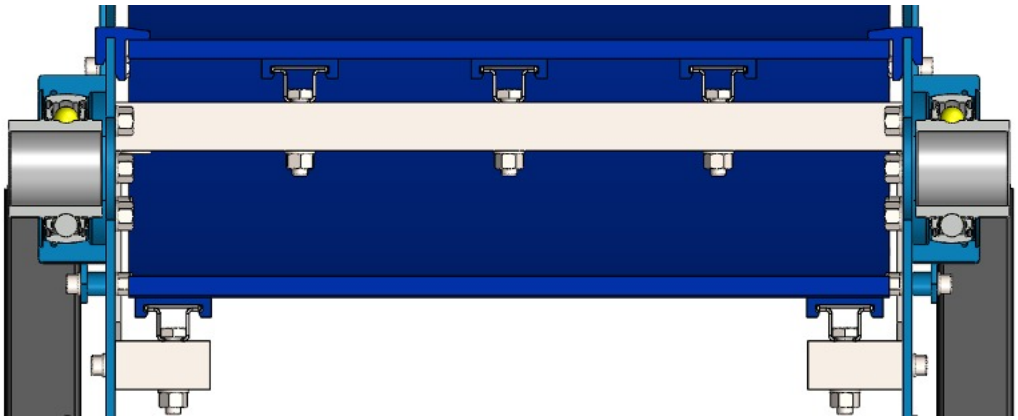


**Figura 6-5:** Perfiles de desgaste.

El chasis está conformado por perfiles estructurales diseñados para alojar el lazo continuo de la banda, guiándola tanto en su recorrido superior (lado de transporte) como en su recorrido inferior (lado de retorno). Ver figura 6-5.

En los tramos rectos del lado de transporte (tanto el horizontal de carga como el inclinado de elevación), el soporte de la banda se realiza mediante dos perfiles de desgaste longitudinales ubicados en la zona central y guías de contención en ambos laterales.

Para la transición cóncava inferior (donde la cinta pasa de horizontal a inclinada), es crítico evitar el levantamiento de la banda debido a la tensión. Para ello, el bastidor incorpora un sistema de retención externo compuesto por zapatas de teflón (figura 6-6).

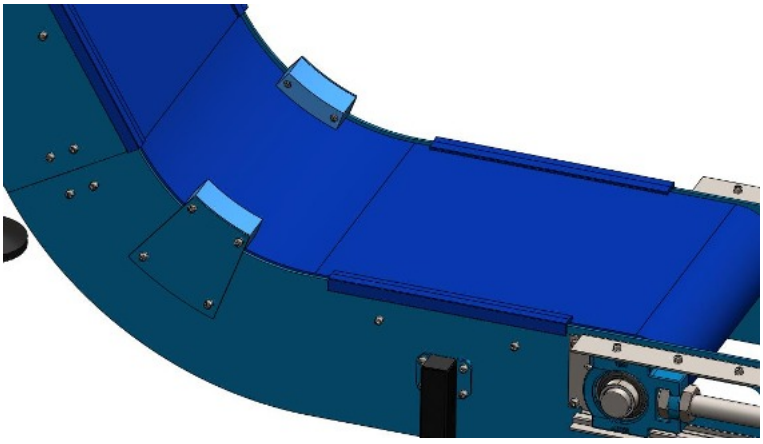


**Figura 6-6:** Zapatas de retención de la banda.

En el recorrido de retorno (lado inferior), la banda viaja invertida apoyándose sobre perfiles de desgaste dedicados para este tramo. Al aproximarse al extremo inferior, la estructura cuenta con el espacio libre necesario para la formación de la catenaria (pandeo natural de la banda) antes de volver a engranar para iniciar un nuevo ciclo de

transporte.

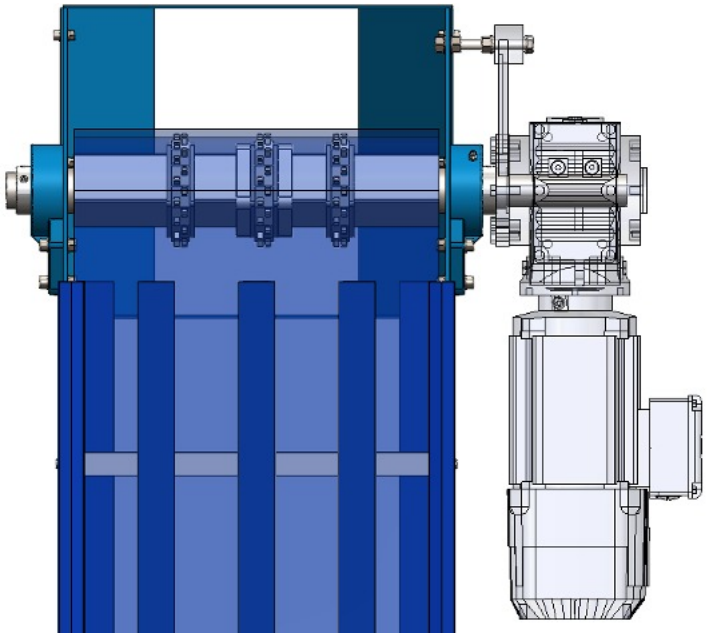


**Figura 6-7:** Sistema motriz.

El sistema motriz está ubicado en el extremo superior de la cinta, garantizando que el lado de transporte trabaje bajo tracción, tirando de la cinta en lugar de empujarla. La transmisión se realiza mediante un motorreductor de eje hueco montado directamente sobre el eje motriz, el cual se vincula a la estructura mediante un brazo de torque para evitar su rotación (figura 6-7).

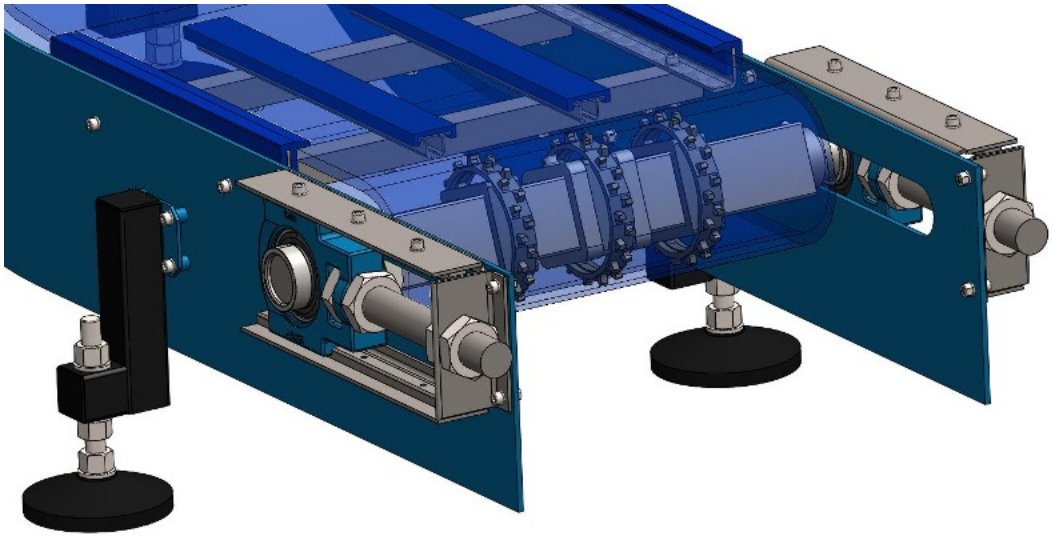


**Figura 6-8:** Conjunto conducido y unidad tensora.

En el extremo inferior de la estructura (eje conducido), se ubica la unidad tensora (figura

6-8). Este mecanismo cuenta con soportes de rodamientos deslizables impulsados por husillos a rosca, lo que permite desplazar el eje longitudinalmente para compensar el estiramiento de la banda y asegurar el correcto engrane de los piñones. Finalmente, la estructura apoya sobre el suelo mediante patas niveladoras articuladas que permiten poner a punto la altura optima de la cinta.

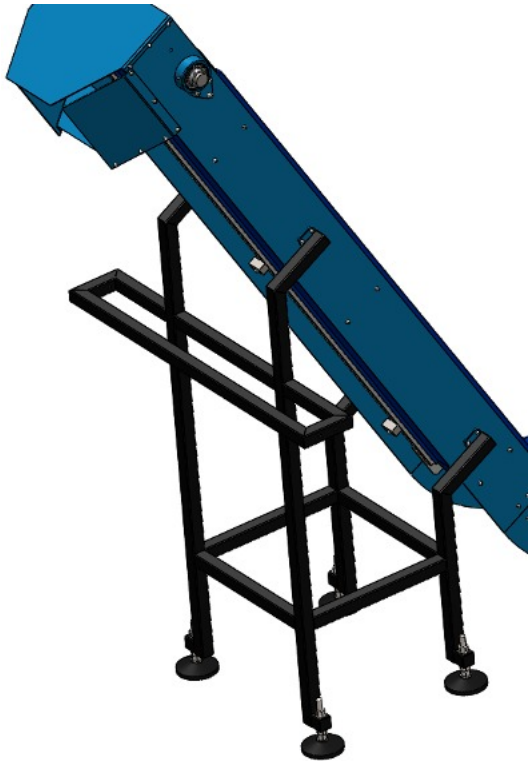


**Figura 6-9:** Soporte sistema de dosificación de aluminio.

En la estructura trasera (figura 6-9) se incorpora también el soporte donde se alojará el sistema de dosificación de aluminio triturado hacia el horno, en específico el cilindro neumático encargado del movimiento transversal de la tolva hacia el horno, como se detallará más adelante.

# Dosificación de materia prima

Al finalizar el recorrido de la cinta transportadora, se sitúa la etapa de dosificación de materia prima, cuya función principal es el suministro controlado del aluminio triturado hacia el crisol. En la figura 6-10 se presenta una vista general del conjunto que compone este sistema de transferencia.



**Figura 6-10:** Vista general sistema de dosificación de aluminio.

El mecanismo se basa en una válvula de tipo guillotina accionada por un cilindro neumático, tal como se detalla en la figura 6-11. Para garantizar un movimiento fluido y preciso, la compuerta se desplaza inicialmente sobre guías de teflón y es estabilizada mediante una serie de rodamientos que aseguran su alineación constante durante la apertura y el cierre.

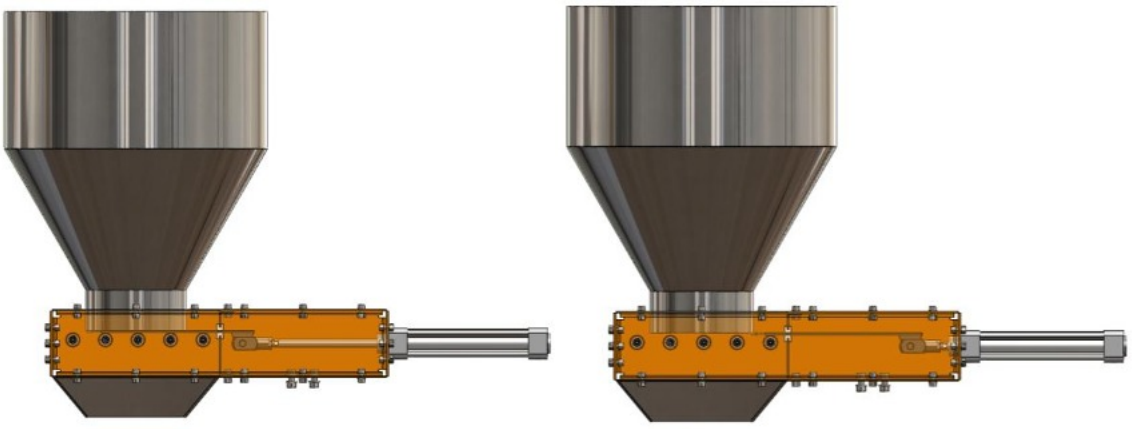


**Figura 6-11:** Movimiento compuerta.

Debido a que la tolva no puede ubicarse de forma fija sobre el crisol para evitar interferencias con el sistema desgasificador, se diseñó un mecanismo de traslación horizontal. Este desplazamiento se realiza mediante un cilindro neumático sin vástago, seleccionado específicamente para optimizar el espacio disponible, según se observa en la figura 6-12.

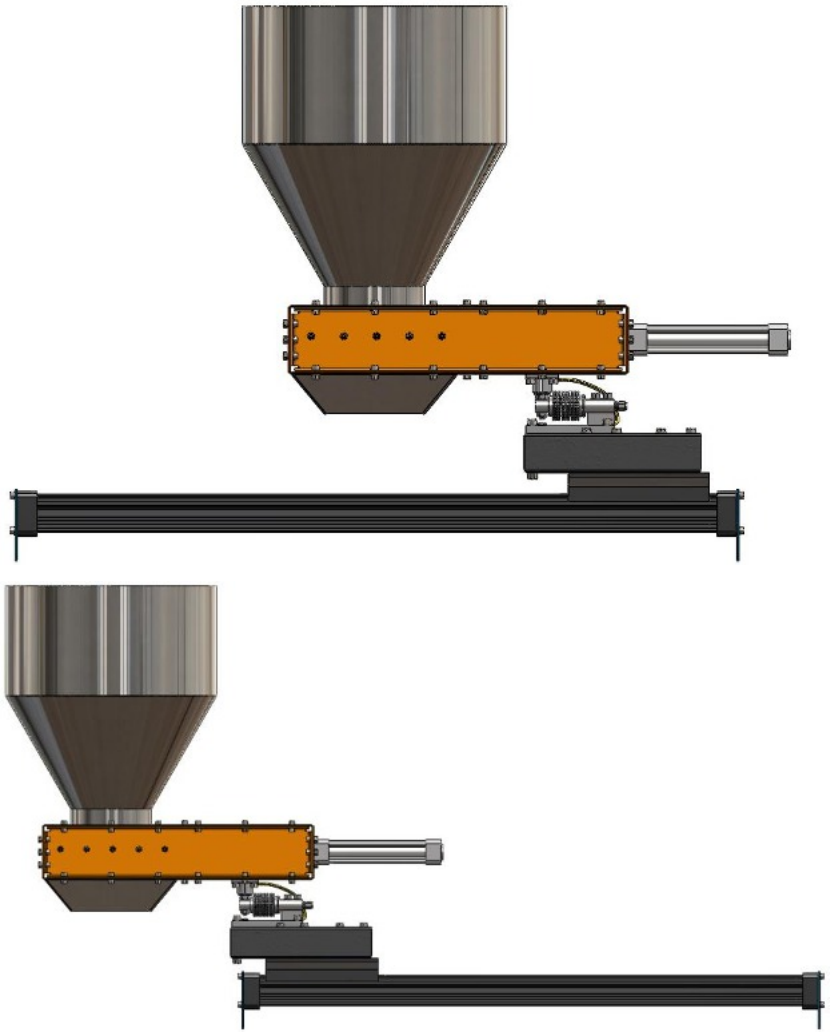


**Figura 6-12:** Movimiento hacia crisol por medio de un cilindro neumático sin vástago.

La automatización del ciclo comienza cuando la tolva alcanza un peso preestablecido acorde a la capacidad de carga del crisol. Esta medición se efectúa a través de una celda de carga integrada directamente en la caja de la válvula guillotina, componente que puede apreciarse en la figura 6-13.

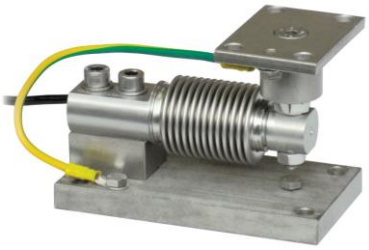


**Figura 6-13:** Celda de carga.

El montaje de este sistema se realiza sobre el soporte delantero de la cinta transportadora (figura 6-9). En la figura 6-14 se puede ver como interactúan y como están dispuestos la cinta transportadora, el sistema dosificador y el horno. El sistema desgasificador irá dispuesto de forma paralela a la cinta transportadora para optimizar el área ocupada por la máquina.

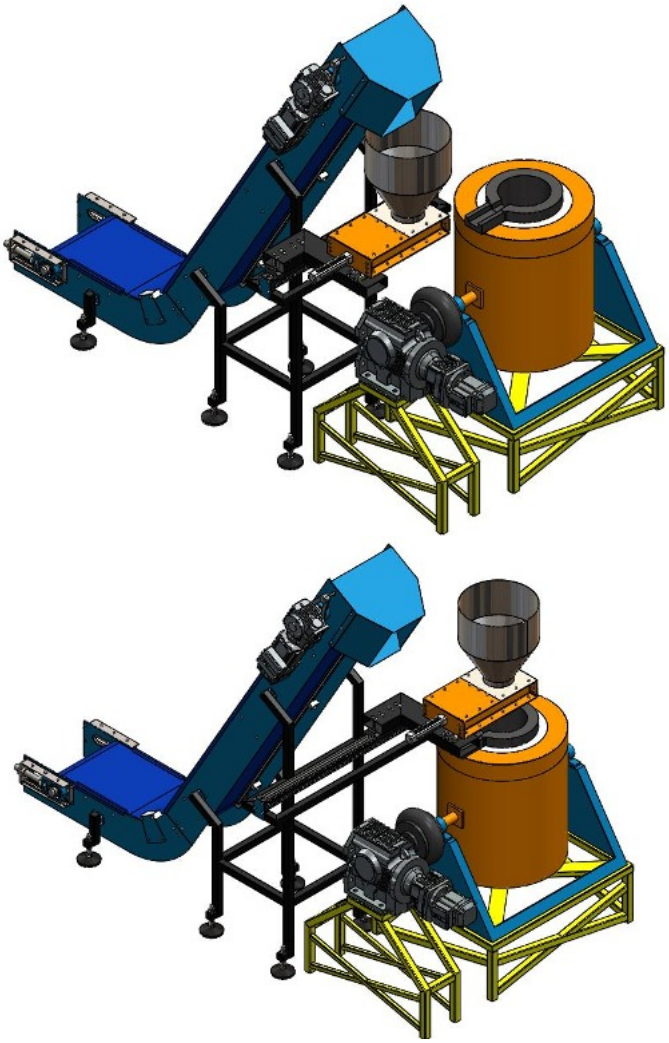


**Figura 6-14:** Interacción con horno de fundición.

# Fundición

El aluminio proveniente del sistema de “batch”, continua su proceso por el sistema de fundición, en el cual además de elevar la temperatura de la materia prima, ingresan diferentes sistemas de refinamiento en el mismo crisol.

Por otra parte, también es un mecanismo pivotante que permite el volcado del aluminio fundido y refinado sobre el proceso siguiente que moldea el producto final, a través de un motorreductor vinculado al eje de rotación del horno.

El horno es un equipamiento eléctrico y comercial, disponible a través de diferentes proveedores extranjeros que ingresan el producto al país. (Ver figura 6-15)

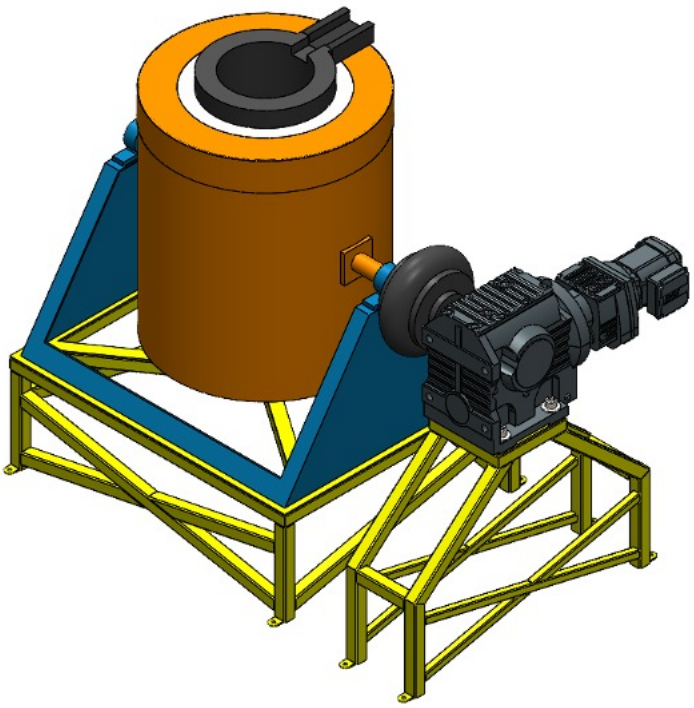


**Figura 6-15:** Sistema de fundición

El movimiento se realiza a través de un motorreductor situado en la parte lateral del mecanismo de fundición, el cual se vincula directamente desde el eje del horno mediante un acoplamiento flexible. Por otra parte, el horno posee su propio soporte de rotación mediante 2 rodamientos situados en una bancada, vinculada a un soporte comercial que es provisto con la compra del producto. (Ver figura 6-16)

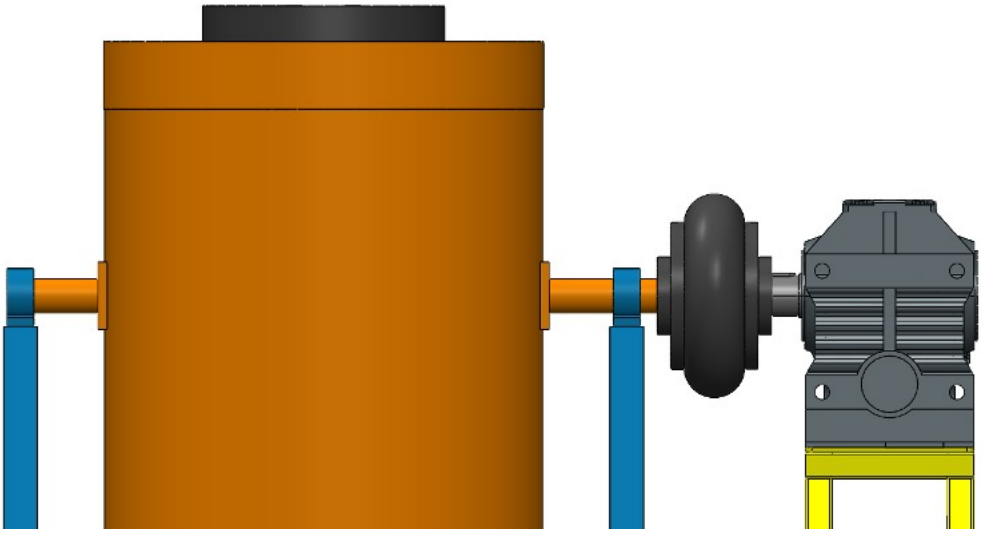


**Figura 6-16:** Vista simplificada de mecanismo pivotante.

El movimiento se encuentra limitado por final de carrera eléctrico situado sobre la estructura de soporte del horno, el cual ubica al mismo tanto para el proceso de fundición como para el proceso de volcado del aluminio sobre los moldes.

A continuación, se presenta la secuencia del proceso, donde inicialmente se encuentra en etapa de llenado de fundición y refinamiento y luego en etapa de volcado sobre los moldes. (Figuras 6-17 y 6-18).



**Figura 6-17:** Proceso de fundición y refinamiento.

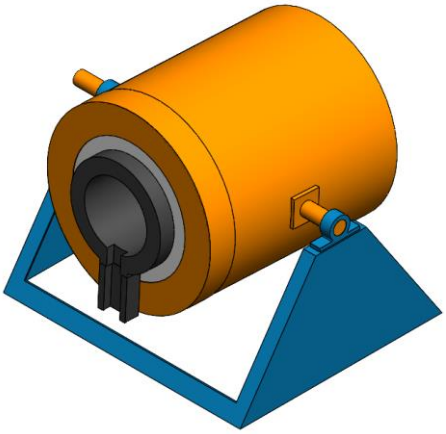


**Figura 6-18:** Final del proceso – Procedimiento de volcado de aluminio sobre moldes.

# Refinamiento del baño

Una vez que el aluminio se fundió en el crisol, es imperativo someter al metal líquido a una etapa de refinamiento para garantizar que las propiedades mecánicas de los lingotes finales cumplan con los estándares industriales. Para optimizar el volumen de la máquina, se ha diseñado un módulo multifuncional integrado que ejecuta de manera secuencial y automatizada las siguientes operaciones:

- Desgasificado: Consiste en la inyección de nitrógeno para reducir la concentración de hidrógeno disuelto. (Ver **1** en la Figura 6-19).
- Dosificado de fundentes: Incorporación de agentes químicos para facilitar la separación de óxidos e impurezas (Ver **2** en la Figura 6-19).
- Desescoriado: Extracción mecánica de las impurezas sólidas que flotan en la superficie del baño (Ver **3** en la Figura 6-19).

Estos procesos, con el fin de optimizar el espacio en nuestra máquina, se incorporan todos juntos en un mismo mecanismo. Se puede ver una vista general de este en la figura 6-19. A continuación, se detallan los fundamentos técnicos y los componentes mecánicos de cada una de estas etapas.

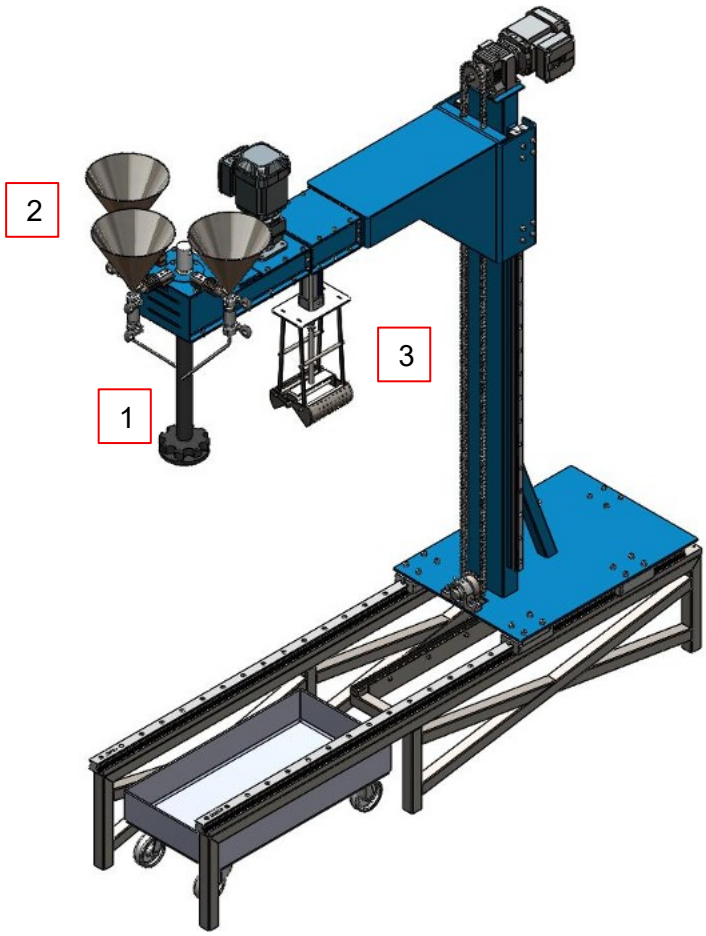



**Figura 6-19:** Vista general sistema de refinamiento de aluminio.

## Desgasificado

El hidrógeno es el único gas apreciablemente soluble en aluminio y sus aleaciones. Su solubilidad varía directamente con la temperatura y la raíz cuadrada de la presión. La solubilidad del hidrógeno es considerablemente mayor en estado líquido que en estado sólido. Las solubilidades reales en estado líquido y sólido en aluminio puro, justo por encima y por debajo del punto de solidificación, son de 0,65 y 0,034 mL/100 g, respectivamente. Estos valores varían ligeramente con el contenido de aleación. Durante el enfriamiento y la solidificación del aluminio fundido, el hidrógeno disuelto en exceso de su extremadamente baja solubilidad en estado sólido puede precipitar en forma molecular, lo que da lugar a la formación de poros primarios y/o secundarios. [5].

Una forma de minimizar el nivel de hidrógeno disuelto del baño es mediante la inyección de gas inerte (nitrógeno o argón) al baño de aluminio lo cual puede ser realizado de diversas formas. El gas sirve para recoger el hidrógeno debido a la menor presión parcial que ejerce la burbuja colectora sobre el metal fundido circundante. El hidrógeno

se difunde en la burbuja de gas de purga, que asciende a la superficie del metal fundido y se expulsa a la atmósfera.

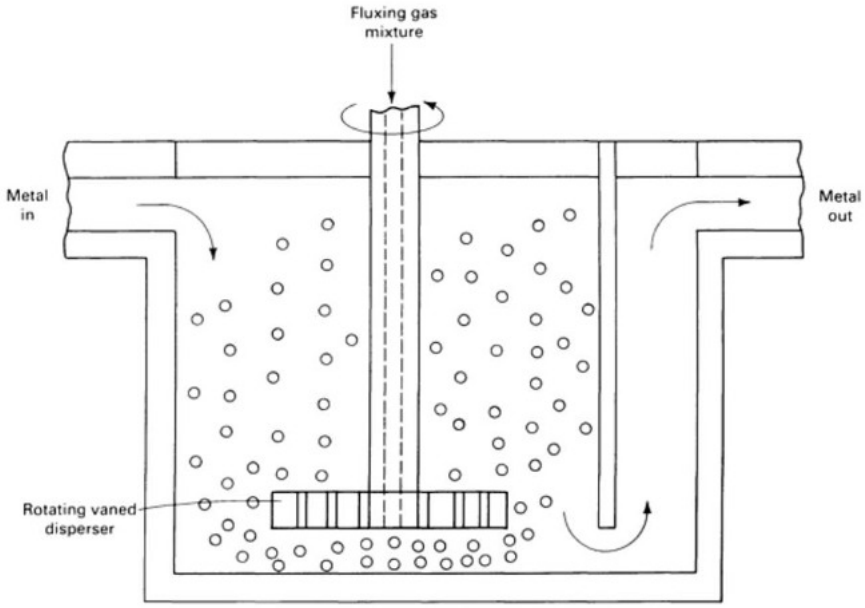



**Figura 6-20:** Vista esquemática unidad de desgasificado rotativa en línea. [5]

Para minimizar el nivel de hidrogéno disuelto del baño implementamos la solución de utilizar un sistema de inyección rotativa de gas inerte. El principio de este sistema (Fig. 6-20) consiste en inyectar gas en la columna o el eje de un elemento giratorio, y liberarlo a través de pequeñas aberturas en la base o el rotor. Al girar a velocidades de 300 a 500 rpm, el dispersor corta la burbuja de gas incipiente liberada, produciendo una amplia dispersión de burbujas muy finas para la desgasificación. La elevada relación superficie-volumen de las burbujas de desgasificación proporciona una superficie de contacto mucho mayor y, por lo tanto, una mayor cinética de reacción, lo que resulta en una desgasificación más eficiente. El elemento giratorio también dispersa la matriz de burbujas de manera más uniforme dentro del recipiente de reacción para lograr una mezcla más completa del metal con el gas de purga. Estos sistemas se dimensionan según el volumen de metal y las condiciones de caudal, y se utilizan gases individuales como argón, nitrógeno y cloro, o mezclas de estos. El nivel de eliminación de hidrógeno depende del caudal de gas y del contenido inicial de hidrógeno, así como del caudal de metal, pero la mayoría de los sistemas comerciales pueden alcanzar contenidos finales de hidrógeno muy inferiores a 0,15 mL/100 g. [5]

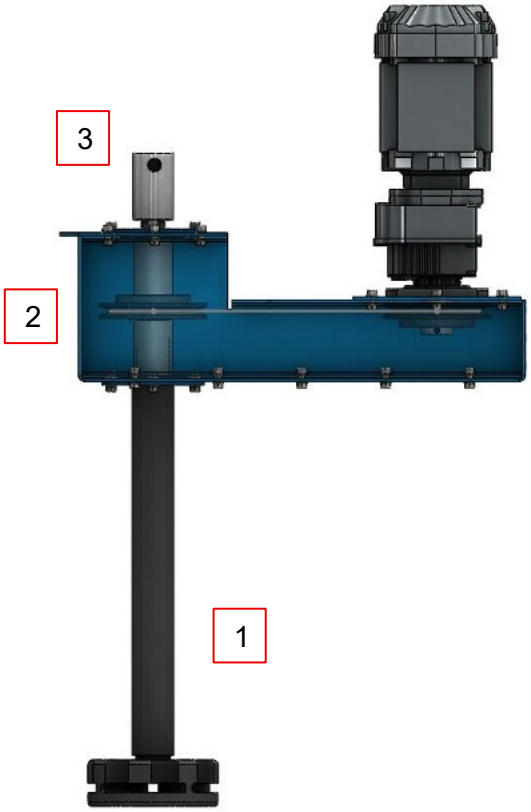



**Figura 6-21:** Vista esquemática unidad de desgasificado rotativa en línea.

En la figura 6-21 se muestra el diseño del sistema de inyección rotativa para el presente proyecto. El eje de grafito (1) se enrosca al rotor y al eje que transmite el movimiento (2) por lo que se debe asegurar una rosca gruesa y de paso grueso de manera de evitar concentraciones de tensión en el eje de grafito por su inherente fragilidad. El grafito debe ser isostático (grafito sintético isotrópico) el cual se forma bajo alta presión en todas las direcciones, lo que da como resultado un material con propiedades isotrópicas, es decir, que sus propiedades son uniformes en todas las direcciones.

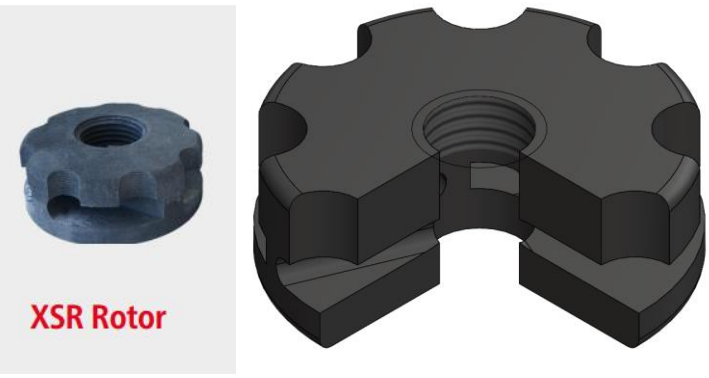



**Figura 6-22:** Diseño de rotor.

Para diseñar el rotor nos basamos en el modelo XSR del fabricante FOSECO (Figura 6-22).

La transmisión del movimiento de giro no se puede realizar directamente sobre el eje ya que en su extremo va montado el dispositivo por donde se inyecta el gas, por lo que la transmisión se realiza mediante correa. El dispositivo mencionado (ver **3** figura 6-21) es una junta rotativa o unión giratoria que permite el paso de fluidos (líquidos o gases) desde una tubería fija hacia un componente maquinaria en rotación, sellando la conexión para evitar fugas (ver figura 6-23).

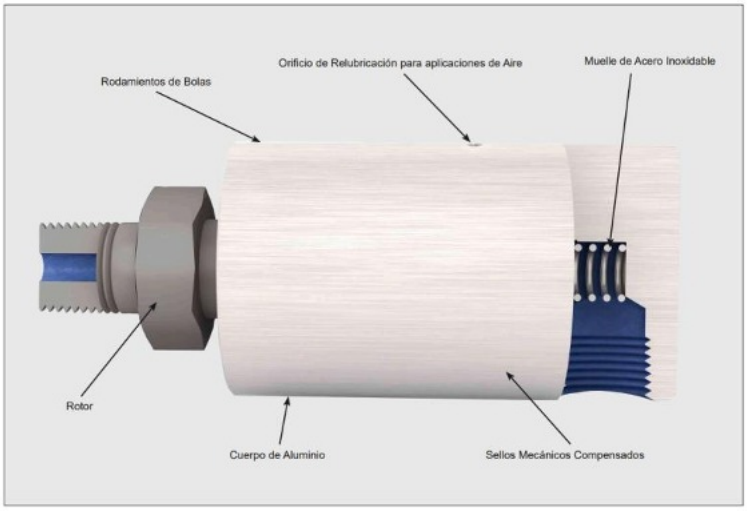



**Figura 6-23:** Esquema junta rotativa.

## Dosificación de fundentes

Para facilitar la eliminación de impurezas gaseosas y sólidas, así como para proteger el metal fundido se utilizan fundentes. Sus funciones generales incluyen formar compuestos de baja fusión y alta fluidez, reaccionar con constituyentes de impurezas para facilitar su separación física y absorber o aglomerar los productos de estas reacciones. A continuación, se detallan los tipos de fundentes utilizados y sus propósitos específicos [5]:

- Fundentes de cobertura: Se utilizan mayormente en hornos pequeños para proporcionar una barrera física contra la oxidación del baño. Pueden ser secos o fundirse para formar una capa líquida ("fundentes húmedos") que moja los materiales cargados, ayudando a aglomerar desechos sueltos y minimizar la oxidación de nuevas superficies.
- Fundentes de limpieza: Su función es facilitar el mojado de las inclusiones de óxido para separarlas más fácilmente del metal fundido.

- Fundentes de desescoriado: Están diseñados para promover la separación del metal de la capa de escoria de óxido de aluminio ($Al_2O_3$) que se forma en la superficie. Contienen compuestos que reaccionan de forma exotérmica para aumentar la fluidez local y fluoruros que mojan y disuelven las películas de óxido, permitiendo que el metal atrapado regrese al baño.
- Fundentes de refinación: Contienen compuestos que se descomponen a la temperatura de uso para reaccionar con elementos metálicos específicos. Por ejemplo, se usan para formar cloruros insolubles de impurezas como magnesio, calcio, litio, sodio y potasio, los cuales luego suben a la superficie para ser removidos.

Para dosificar cada fundente se utiliza la tolva de la figura 6-24. Esta contiene la tolva de material (1), una celda de carga para medir en tiempo real la cantidad dosificada (2) y una válvula de aprisonamiento neumática (3) que controla el paso del fluido (ver figura 6-25).

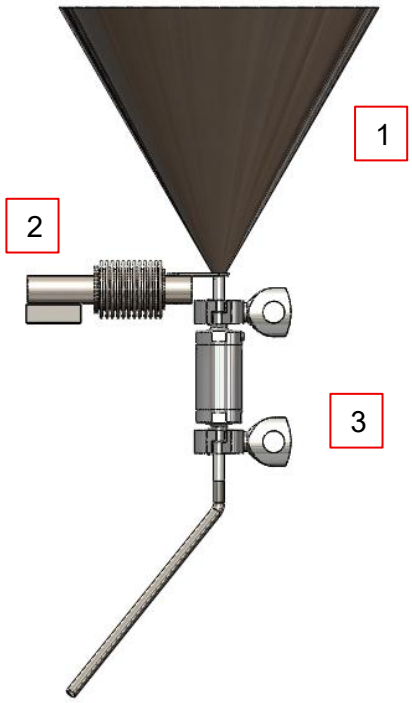



**Figura 6-24:** Tolva dosificadora de fundentes.

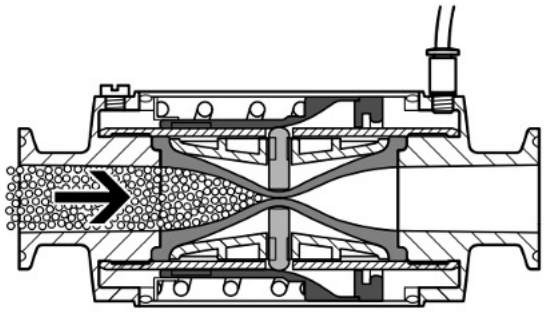


**Figura 6-25:** Válvula de aprisonamiento neumática. [26].

En la figura 6-26 se puede ver la disposición y montaje de las tolvas. Se puede apreciar que son 3 las tolvas que pueden ser montadas por lo que da lugar a 3 tipos de fundentes distintos para cada tolva. Nuestra recomendación sería utilizar uno para fundente de cobertura, otro para fundente de desecoriado y otra para refinación.

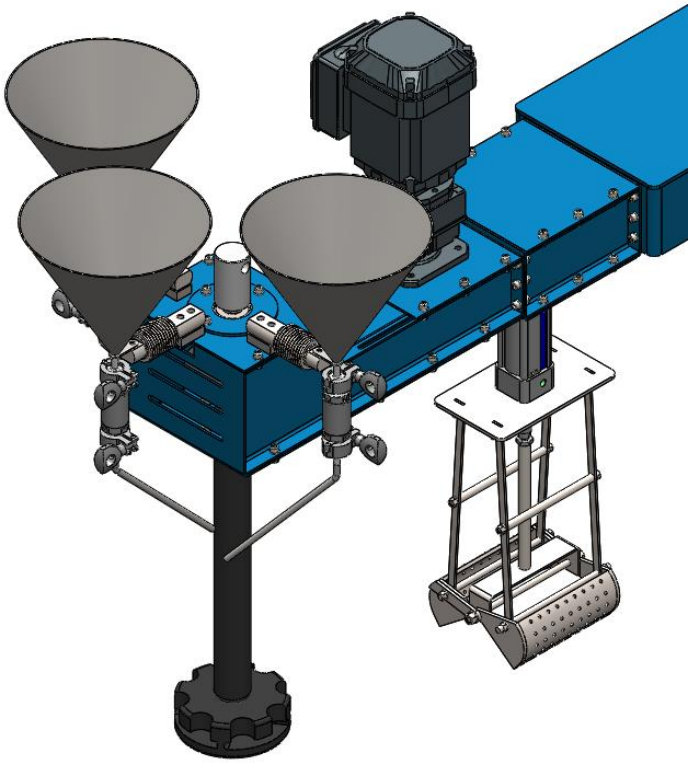


**Figura 6-26:** Disposición tolvas de fundentes.

## Desescoriado

Finalmente, para remover la escoria de la superficie del baño se diseñó un dispositivo mecánico capaz de moverse hasta el crisol y extraerla mecánicamente. Para esto se

pensó en un sistema basado en las “cucharas bivalva”, adaptándolo a nuestra aplicación y sin perder la capacidad de automatización.

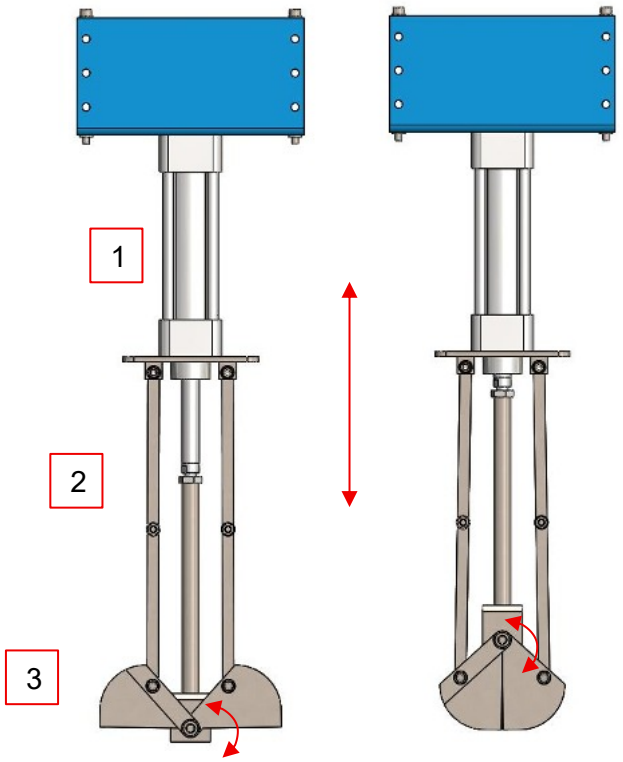



**Figura 6-27:** Mecanismo cuchara de extracción de escoria.

En la figura 6-27 se puede ver como funciona este mecanismo. El accionamiento de las cucharas se realiza mediante un cilindro neumático anclado al soporte pivot de las cucharas donde al accionarse empujan las cucharas por medio de 2 pares de brazos unidos a las cucharas provocando la apertura o cierre del mecanismo. Esto es, en resumen, un mecanismo de biela-manivela-corredera, donde la corredera es el cilindro neumático (1), la biela son los brazos (2) y la manivela es cada “valva” de la cuchara.

## Secuencia

A continuación, se puede ver una secuencia de imágenes que describen el funcionamiento de la secuencia. Luego de que la materia prima se dosificó en el crisol y se fundió, se inicia el proceso de refinamiento (figura 6-28). Iniciado esto se posiciona el desgasificador por encima del crisol (figura 6-29), baja y comienza su secuencia (figura 6-30). Cuando comienza la desgasificación, se aprovecha la acción mecánica de este y comienza la dosificación de fundentes para maximizar la reactividad química. El desgasificado funciona un tiempo programado y luego se retira para dejar actuar los fundentes por otro tiempo programado.

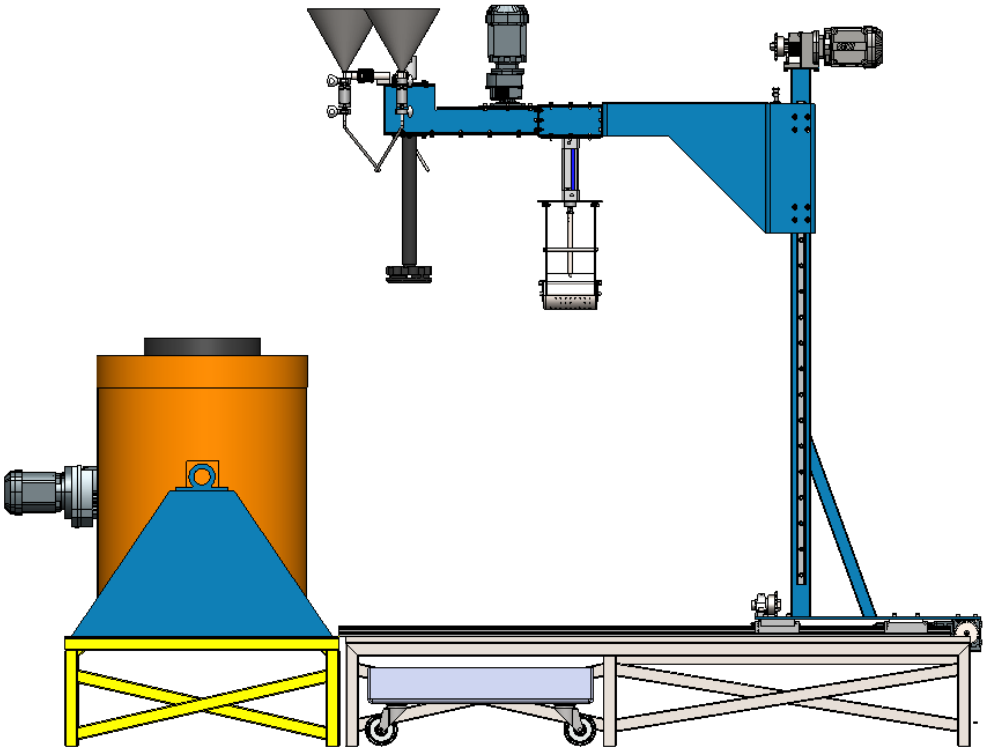


**Figura 6-28:** Inicio de movimiento.

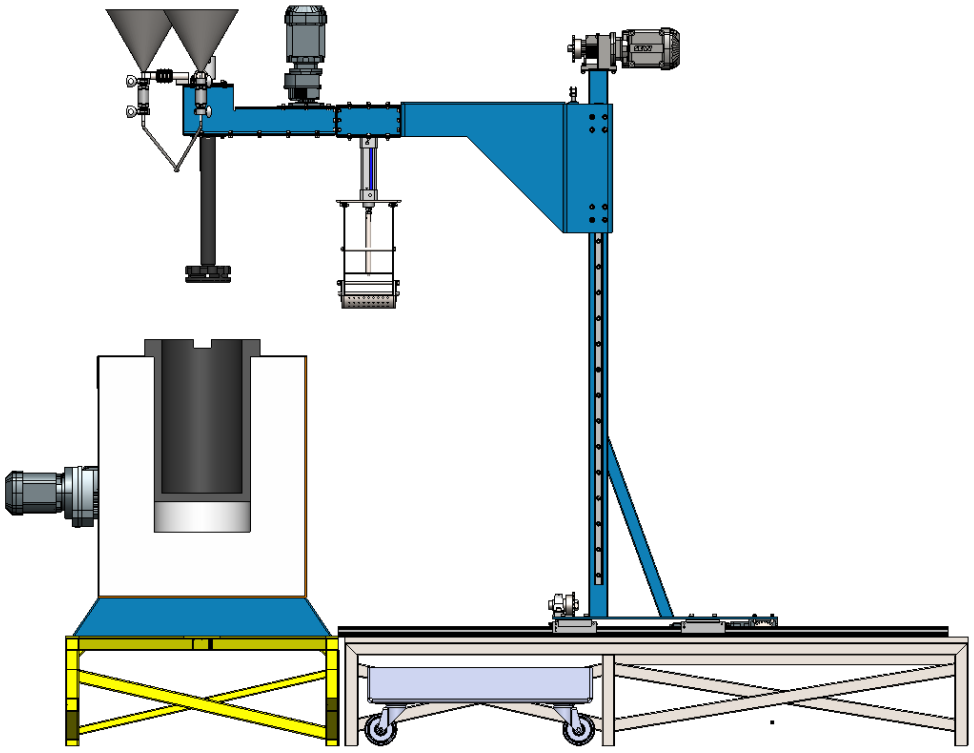


**Figura 6-29:** Posicionamiento para desgasificado.

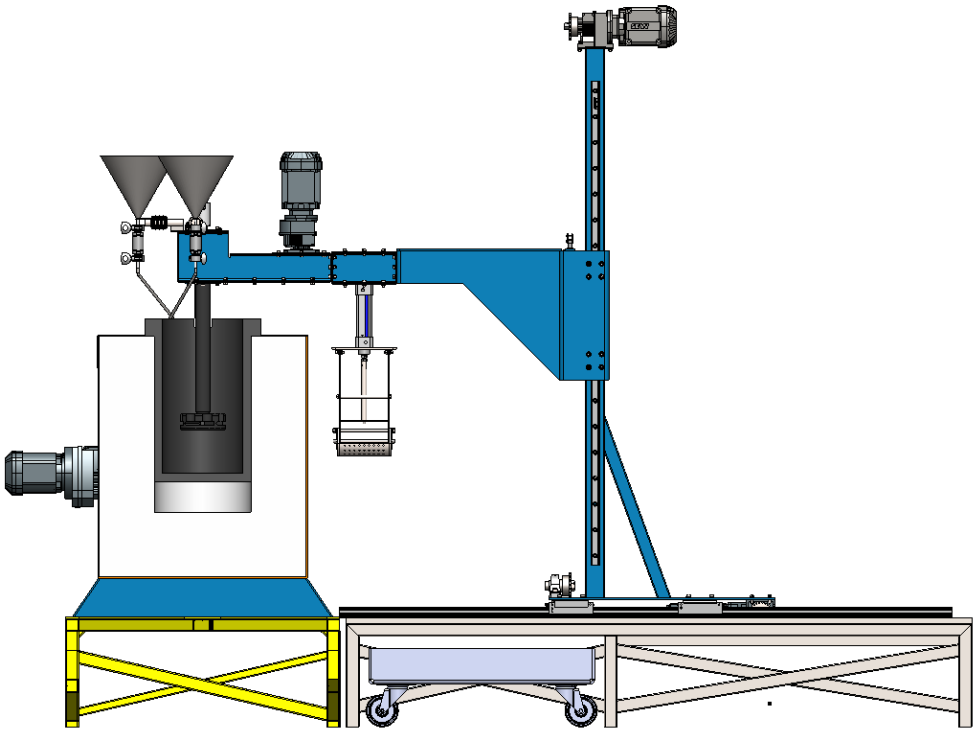


**Figura 6-30:** Desgasificado y dosificación de fundentes.

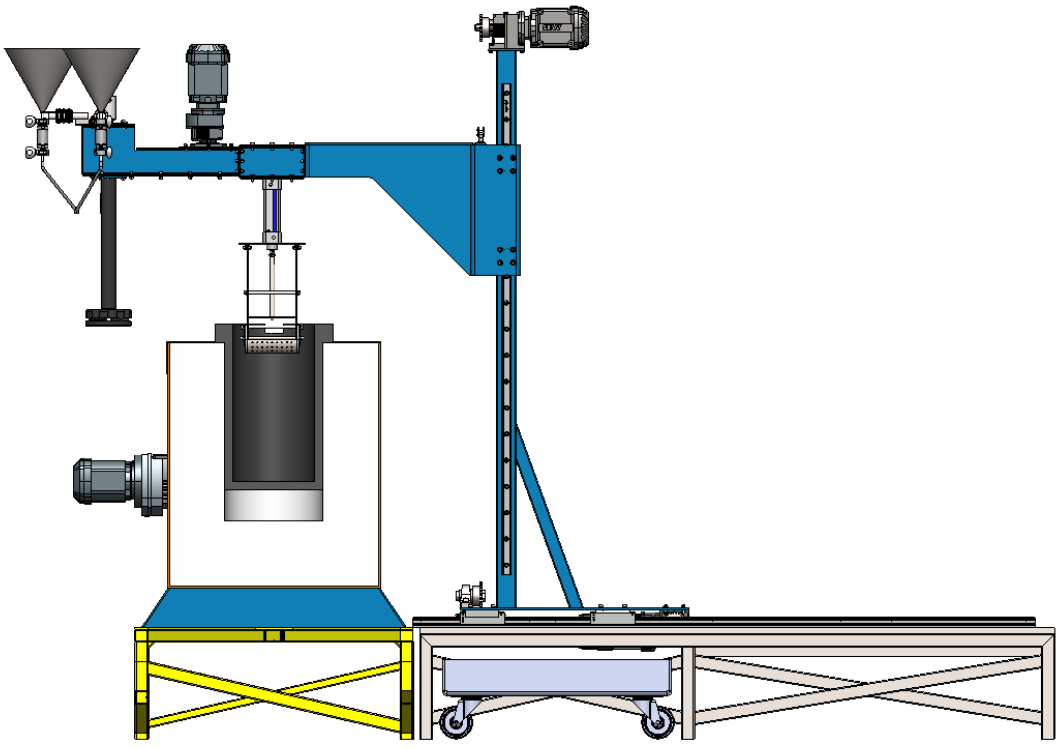


**Figura 6-31:** Extracción de escoria del baño.

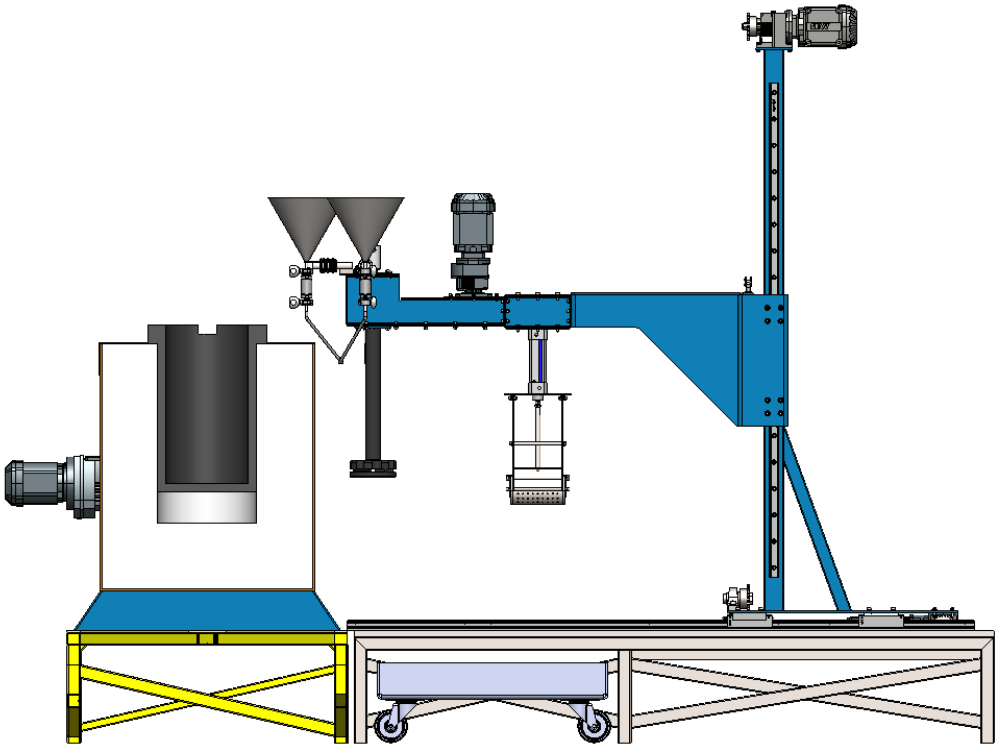


**Figura 6-32:** Retiro de escoria del baño.

Luego de que se dejan actuar los fundentes comienza el proceso de desescoriado. La cuchara comienza con una posición abierta y se acerca a la superficie del baño (figura 6-31), en el momento que alcanza la posición deseada se acciona el cilindro neumático y se cierra la cuchara. Esta se levanta para retirar las impurezas sólidas y se deja reposar unos segundos para que se escurra el aluminio líquido atrapado por los agujeros de la cuchara.

Finalmente, la cuchara se retira del crisol, se posiciona sobre un recipiente y actúa el cilindro neumático para abrir la cuchara y que la escoria caiga sobre este. El recipiente tiene ruedas giratorias para que se pueda retirar del lugar de trabajo si es necesario. De esta manera se da por terminado el proceso de refinamiento.

# Moldeado

El aluminio proveniente del horno de crisol, luego de haber sido refinado, continua su proceso por el sistema de moldeado. Se trata de un mecanismo que permite alojar el aluminio vertido sobre un molde sujeto a una estructura pivotante, que posibilita que este rote 180° y extraiga los lingotes. Esto se da con la ayuda de un cilindro neumático de impacto, que permite depositarlos sobre el sistema de entrega de producto final.

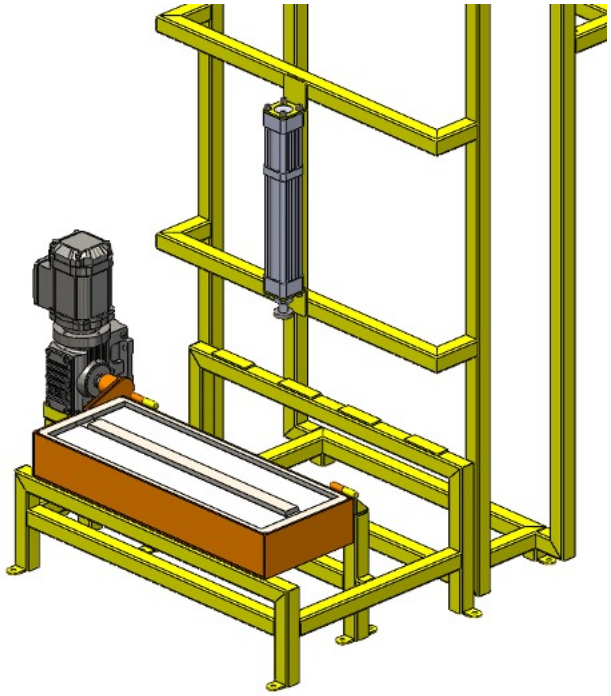


**Figura 6-33:** Sistema de moldeado de aluminio.

El movimiento se realiza a través de un motorreductor situado en la parte lateral del mecanismo de moldeado, el cual se vincula directamente desde el eje del motorreductor hacia el soporte del molde mediante una brida de unión. Este soporte, a su vez, se encuentra sostenido por 2 bisagras situadas sobre una estructura principal, permitiendo un movimiento adecuado. (Figuras 6-34 y 6-35).

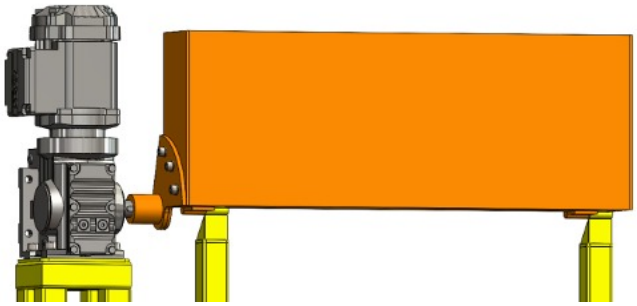


**Figura 6-34:** Vista simplificada de mecanismo pivotante.

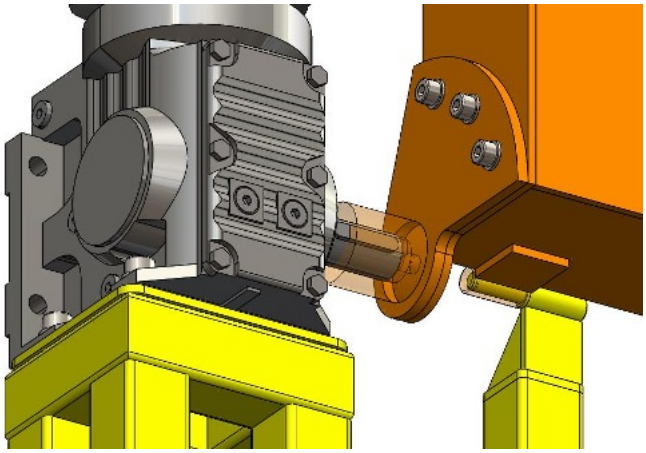


**Figura 6-35:** Vinculación entre motorreductor, soporte de moldes y estructura principal.

El movimiento se encuentra limitado por una serie de apoyos situados sobre la estructura principal que soporta la estructura pivotante de los moldes. Los apoyos permiten tanto la operación de llenados de moldes como la extracción de los lingotes.
Cabe mencionar que el movimiento eléctrico del motor sería limitado por un final de carrera que permita detener el soporte pivotante sobre estos los apoyos mencionados. (Figura 6-36).

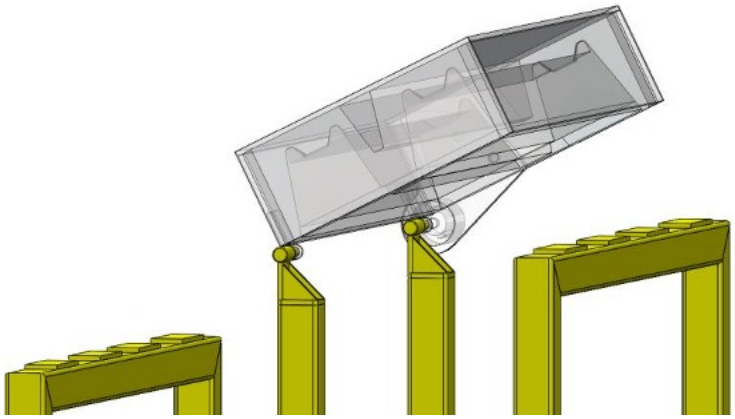


**Figura 6-36:** Restricciones de movimiento del soporte pivotante.

Una vez que los lingotes se encuentran enfriados y contraídos, el soporte pivotante rota 180° para situarse debajo del cilindro neumático de impacto, el cual permite extraer los lingotes y derivarlos hacia el sistema de entrega de producto final. A continuación, se presenta la secuencia del proceso, donde inicialmente se encuentra en etapa de llenado de molde y luego en etapa de extracción de lingotes. (Figuras 6-37 y 6-38).

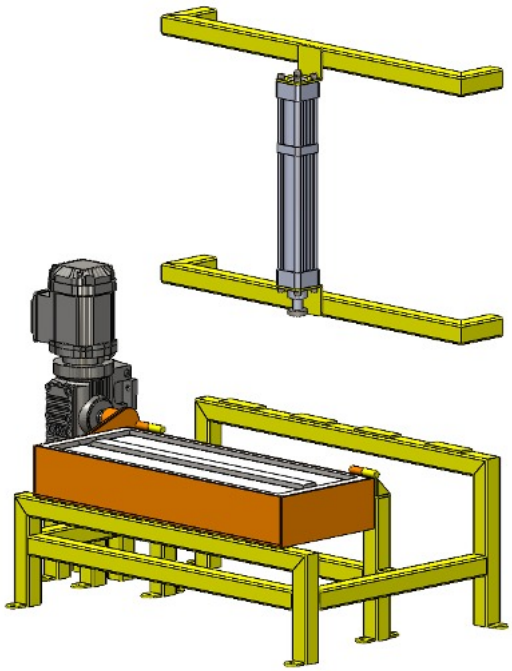


**Figura 6-37:** Inicio del proceso de moldeo.

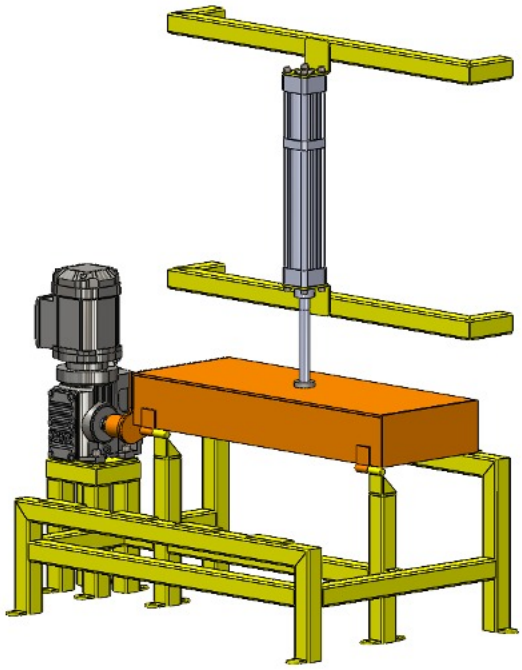


**Figura 6-38:** Final del proceso de moldeo.

## Entrega de producto final

El último proceso se trata de la entrega del producto final, es decir, los 2 lingotes de 7kg de aluminio que la maquina entrega por ciclo de trabajo. Se trata de un mecanismo que tiene el objetivo de recibir los lingotes enfriados que entrega el sistema de moldeado y elevarlos hasta una altura ergonómica para ser entregados en una bandeja que se encuentra ubicada por fuera de la estructura principal. (Figura 6-39).

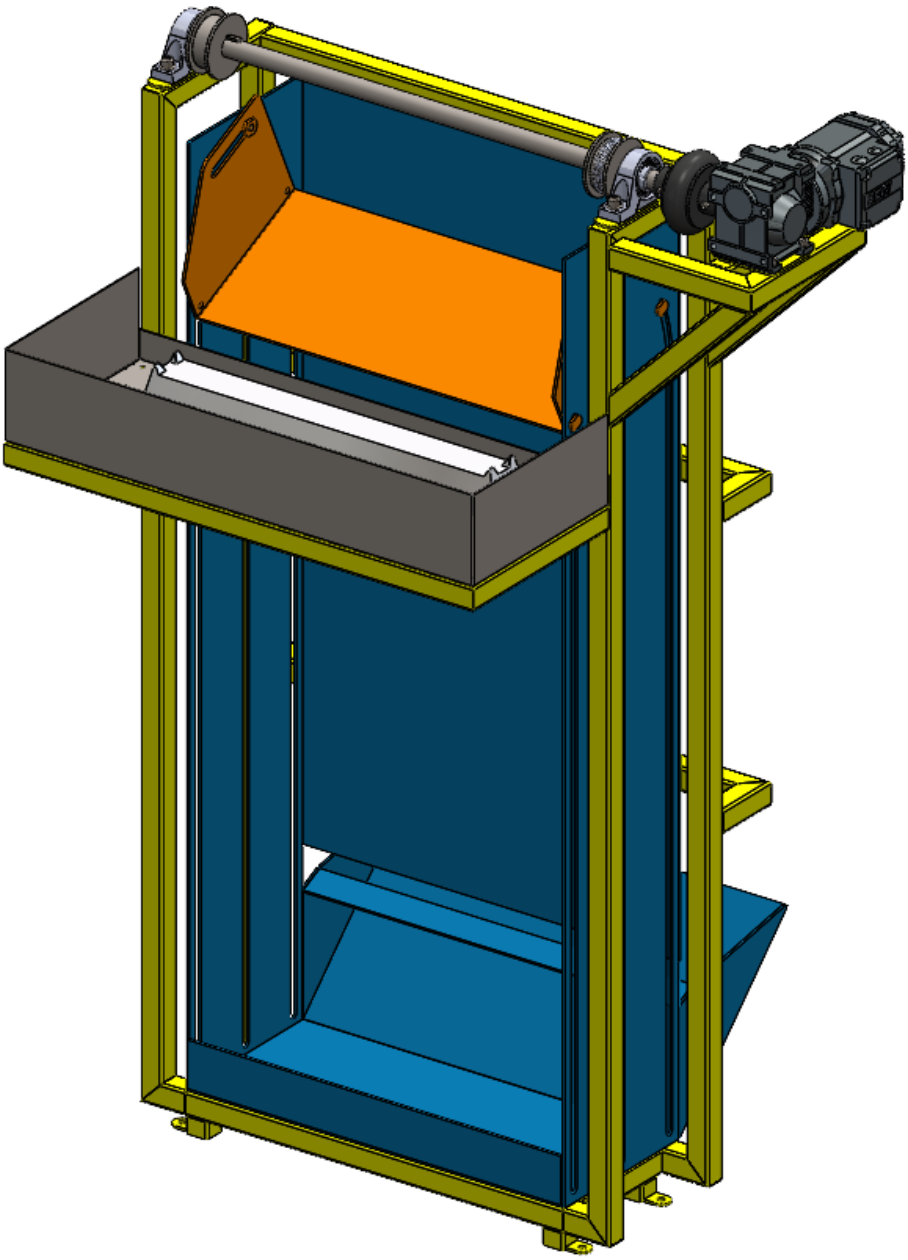


**Figura 6-39:** Sistema de entrega de producto final.

El movimiento se realiza a partir de un motorreductor situado en parte superior del mecanismo de elevación, el cual se vincula mediante un acoplamiento flexible a un

árbol, trasladando hacia este el mismo movimiento de rotación, compartiendo tanto velocidad angular como torque. Sobre este último, se sitúan 2 poleas vinculadas a través de un sistema de chavetero y chaveta, que permiten la extensión y/o enrollado de un cable de acero en cada una de ellas. (Figura 6-40 y 6-41)

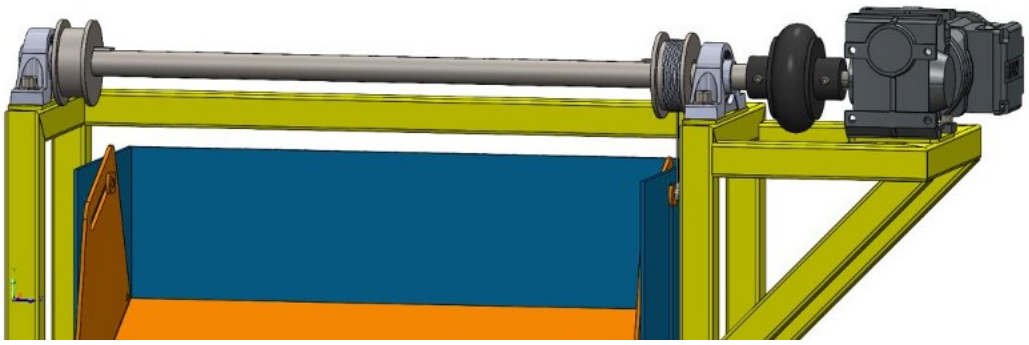


**Figura 6-40:** Vista superior del mecanismo de elevación.

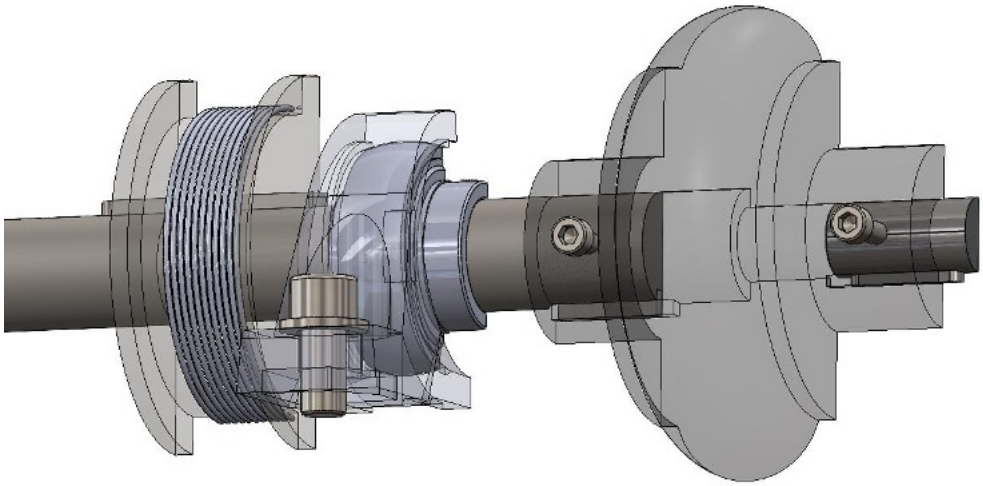


**Figura 6-41:** Vinculación entre motorreductor, árbol y poleas.

Sobre el final de estas, se vincula una bandeja donde se sitúan los lingotes provenientes del sistema de moldeado, los cuales descienden por una rampa situada en la parte inferior del mecanismo.

Mencionado esto, es posible interpretar que el movimiento de rotación inicial proveniente del motorreductor se transforma en un movimiento lineal ejercido sobre los cables de acero, los cuales permiten elevar la bandeja con los lingotes de aluminio. Cabe mencionar que esta bandeja se encuentra restringida por un único grado de libertad, gracias a un sistema de ranuras laterales con el se encuentran vinculado. Estas

guías restringen el movimiento vertical de la bandeja, permitiendo que esta se eleve o baje de manera tal que la base de esta se encuentre paralela al plano del suelo, permitiendo únicamente su rotación cuando se encuentra en la parte superior del mecanismo, inclinándose levemente hacia adelante, para permitir el descenso de los lingotes hacia la bandeja externa. (Figuras 6-42)

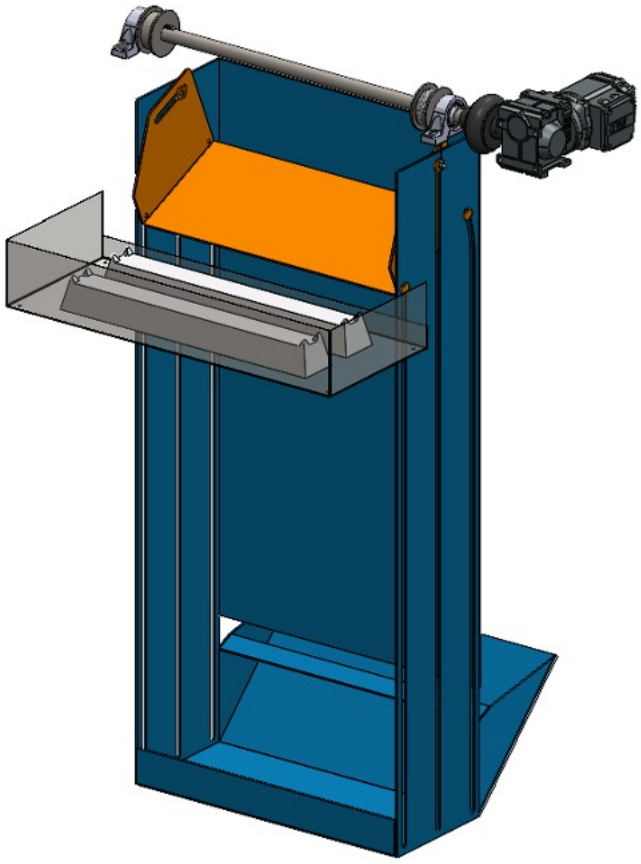


**Figura 6-42:** Vista simplificada de sistema de entrega de producto final.

Previamente a que el sistema de moldeado finalice su ciclo de trabajo, el mecanismo de entrega de producto final realiza un movimiento de rotación desde el motorreductor, con el sentido correspondiente para permitir que los cables de acero se extiendan verticalmente, de tal manera que la bandeja descienda hacia el punto inicial de su ciclo de trabajo, es decir, en la parte inferior del sistema. Logrado esto, el mecanismo de moldeado extrae los lingotes y los mismos deslizan por una rampa fija que los sitúa en la bandeja de elevación. Realizado esto, el sistema de rotación se inicia nuevamente para contraer los cables y elevar la bandeja, hasta que la misma llega a la parte superior del sistema, donde la ranura externa del sistema restringe el movimiento de la bandeja, comenzando el movimiento de inclinación, hasta que la ranura interna también restringe

el movimiento de la bandeja, dando por finalizado el proceso. Cabe mencionar que el mecanismo no solamente se ve limitado físicamente por las ranuras anteriormente mencionadas, sino también se ve limitado eléctricamente por finales de carrera situados para detener los recorridos mencionados.

A continuación, se presenta la secuencia del proceso, donde inicialmente se encuentra en etapa de recibimiento de los lingotes y luego en etapa entrega hacia el usuario. (Figuras 6-43 y 6-44).

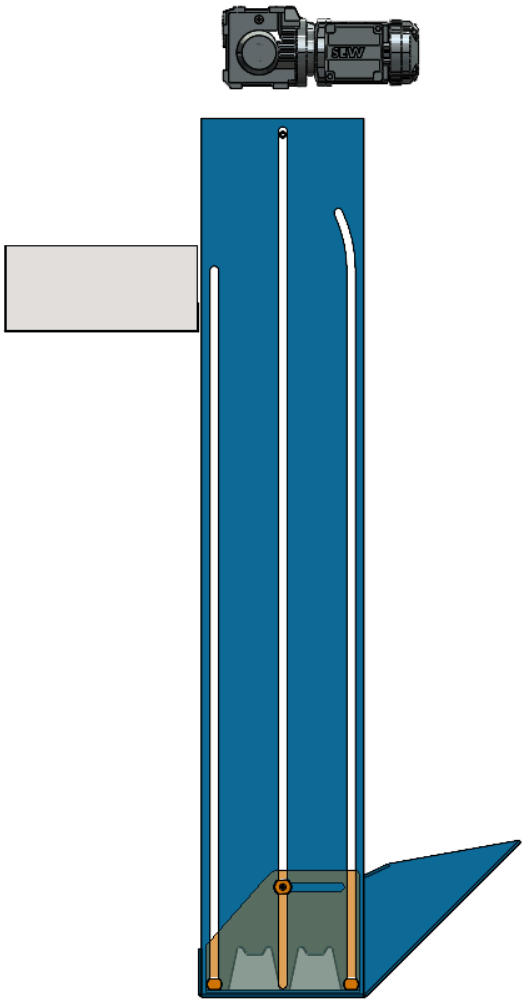


**Figura 6-43:** Inicio de proceso de entrega de producto final.

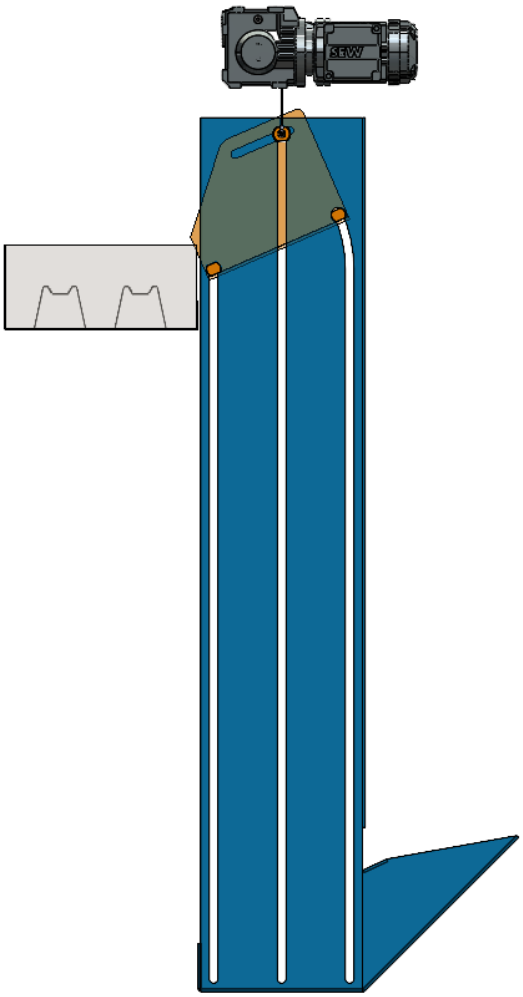


**Figura 6-44:** Final de proceso de entrega de producto final.

# Capítulo 7: Calculo y dimensionamiento

## Producto final

Previo a realizar el diseño de los componentes de la maquina propuesta, se realiza el dimensionamiento del producto final que la misma deberá entregar. Ello con la finalidad de optimizar los componentes con respecto a este dato de entrada y lograr la mayor eficiencia posible de los recursos a utilizar.

Inicialmente se analizan valores de consumo y producción de latas de aluminio en la República Argentina, con el objetivo de determinar un tamaño adecuado del producto final, con el cual sea posible ingresar al mercado.
En este caso, se analiza el consumo cuatrimestral de envases de aluminio (considerando envases no solo como latas utilizadas para consumo de bebidas, sino todo tipo de envases, como ser pomadas, aerosoles, etc.) en el pais, con la finalidad de realizar una estimación regional orientada hacia la ciudad de Rosario, lugar propuesto en donde podría establecerse la primera máquina.

El consumo cuatrimestral de envases de aluminio según el Informe cuatrimestral CAIAMA 2024-1 [6] es de 16.034 toneladas.
Con este dato, es posible estimar un valor promedio del consumo mensual, semanal y diario en el país. (Ver ecuaciones 7.1, 7.2, 7.3)

$$Consumo\ mensual = \frac{Consumo\ cuatrimestral}{4} \quad (7.1)$$

$$Consumo\ semanal = \frac{Consumo\ mensual}{4{,}34524} \quad (7.2)$$

$$Consumo\ diario = \frac{Consumo\ semanal}{4} \quad (7.3)$$

Luego de estimar el consumo diario de envases de aluminio en el país, se procedió a obtener los valores más actuales de la cantidad de habitantes que residen tanto en el país y como en la ciudad de Rosario. Con ello, es posible estimar cual sería el consumo per cápita en la ciudad si se conservara la relación de consumo a nivel nacional y con ello, el consumo diario de toda la ciudad.
Según el Censo Nacional de Población, Hogares y Viviendas 2022 [7], en conjunto con el Informe de Población de la ciudad de Rosario [8], en 2022 se registraron 45.618.787 habitantes en la República Argentina y 1.030.069 habitantes en la ciudad de Rosario.
Por lo tanto, es posible realizar la siguiente estimación.

(Ver ecuaciones 7.4, 7.5 y tabla 7.1)

$$Consumo\ diario\ per\ cápita = \frac{Consumo\ diario}{Habitantes\ Argentina} \quad (7.4)$$

$$Consumo\ diario\ envases\ Rosario = Consumo\ per\ cápita * Habitantes\ Rosario \quad (7.5)$$

| CONSUMO DE ENVASES EN ROSARIO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Consumo cuatrimestral en Argentina | 16034000,00 | kg |
| Consumo mensual | 4008500,00 | kg |
| Consumo semanal | 922503,71 | kg |
| Consumo diario | 131786,24 | kg |
| Habitantes Argentina | 45618787 | hab |
| Habitantes Rosario | 1030069 | hab |
| Consumo diario per cápita | 0,00289 | kg/hab |
| **Consumo diario envases Rosario** | **2975,72** | **kg** |

**Tabla 7-1:** Consumo de envases en Rosario.

Una vez obtenido el consumo de envases de aluminio en la ciudad de Rosario, se procedió a estimar que porcentaje de esos envases pertenecen a latas de consumo diario, las cuales se utilizan en este proyecto final como materia prima para el reciclaje. Para ello, se consultó nuevamente el Informe cuatrimestral CAIAMA 2024-1 [6] en donde se presentaron consumos de envases de manera detallada, categorizando los mismos como laminados estándar, no estándar, aerosoles, pomos y latas. Con ello es posible calcular el porcentaje, dividiendo el consumo de latas por la suma del resto de los consumos. (Ver ecuación 7.6 y tabla 7.2).

$$Porcentaje\ de\ envases\ como\ latas = \frac{Consumo\ latas}{Resto\ de\ consumos} * 100 \quad (7.6)$$

| PORCENTAJE DE ENVASES DE ALUMINIO COMO LATAS | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Consumo laminados estándar | 2883000,00 | Kg |
| Consumo tejos para aerosoles | 1609000,00 | Kg |
| Consumo tejos para pomos | 293000,00 | Kg |
| Consumo chapas para latas | 11313000,00 | Kg |
| Consumo laminados no estándar | 828000 | Kg |
| **Porcentaje envase como latas** | **66,84** | **%** |

**Tabla 7-2:** Porcentaje de envases de aluminio como latas

Una vez obtenido tanto el consumo de envases en la ciudad de Rosario, como el porcentaje que representan las latas dentro de la categoría envases, es posible calcular

cual es el consumo diario de latas.

Luego de ello, se extrajo del Informe cuatrimestral CAIAMA 2024-1 [6] que porcentaje de latas consumidas se recicla a nivel nacional. El registro indica que el 79% de las latas consumidas se reciclan y retornan al mercado (Si bien indica que el valor se estimaba en un 90% de cara al 2021, consideramos prudente ser conservadores con un valor registrado y no con una estimación).

Con ello y nuevamente considerando que se conserva la relación nacional a nivel regional, se calcula la cantidad de latas recicladas diariamente en la ciudad de Rosario. (Ver ecuaciones 7.7, 7.8 y tabla 7-3)

$$Latas\ diarias\ consumidas\ Rosario = Envases\ diarios\ consumidos\ Rosario\ * 66{,}84\% \quad (7.6)$$

$$Latas\ diarias\ recicladas\ Rosario = Latas\ diarias\ consumidas\ Rosario * 79\% \quad (7.7)$$

| LATAS DIARIAS RECICLADAS ROSARIO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Latas diarias consumidas Rosario | 1988,91 | Kg |
| Porcentaje latas recicladas | 79,00 | % |
| **Masa de latas diarias recicladas Rosario** | **1571,24** | **Kg** |

**Tabla 7-3:** Masa de latas diarias recicladas en Rosario

Finalmente, con estos valores es posible proponer niveles de producción que permitan ingresar a este mercado y abastecer la demanda en la ciudad de Rosario con una producción sostenible. Para ello, se propone que la maquina sea capaz de cubrir alrededor de un 10% del mercado diario en la ciudad. A partir de esta propuesta, se calcula cual sería la producción mínima por hora que la maquina debería reciclar.

Por otro lado, se estima un valor promedio del peso de las latas vacías, considerando que las latas más comercializadas en Argentina son de 473 y 710 ml, con 13 y 19,5 gramos aproximadamente cada una.

Se considera un valor promedio de las mismas de 16,25 gramos.

Por último, hay que mencionar que se considera una jornada laboral mínima de 8 horas por 5 días semanales. Considerando que los valores diarios provienen de cálculos anuales donde no se consideraron fines de semana, feriados ni días no laborales, para equiparar dicha demanda se debe contemplar esto, por lo que el cálculo de cantidad de latas diarias a reciclar se afecta por factor de corrección, el cual consiste en una división entre el total de días del año sobre el total de días laborales, considerando el año 2026. (Ver ecuaciones 7.8, 7.9, 7.10 y tabla 7-4)

$$Masa\ de\ latas\ diarias\ a\ reciclar = Masa\ de\ latas\ diarias\ recicladas\ Rosario * 10\% * (\frac{365}{253})$$

(7.8)

$$Latas\ diarias\ a\ reciclar = Masa\ de\ latas\ diarias\ a\ reciclar * \left(\frac{1000}{Peso\ de\ una\ lata}\right) \quad (7.9)$$

$$Latas\ por\ hora\ a\ reciclar = \frac{Latas\ diarias\ a\ reciclar}{8} \quad (6.10)$$

$$Caudal\ masico\ de\ latas\ a\ reciclar = Latas\ por\ hora\ a\ reciclar * \left(\frac{Peso\ de\ una\ lata}{1000}\right) \quad (7.11)$$

| **PRODUCCIÓN MAQUINA** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Porcentaje sobre latas diarias recicladas | 10,00 | % |
| Masa de latas diarias a reciclar | 157,12 | kg |
| Peso de una lata | 16,25 | g |
| **Latas diarias a reciclar** | **13949,61** | **latas** |
| **Latas por hora a reciclar** | **1744** | **latas/h** |
| **Caudal masico de latas a reciclar** | **28,34** | **kg/h** |

**Tabla 7-4:** Producción de la maquina por hora.

Una vez obtenida la producción adecuada para la máquina, se establece un producto final que permita alcanzar dicha producción.

Para ello, se investiga cuáles son las medidas estandarizadas, con el objetivo de ingresar al mercado con un producto comercializable.

Considerando como referencia a la empresa Aluar (La principal productora de aluminio primario de país), se propone desarrollar un producto final que sea semejante a un lingote que ellos comercializan. Se selecciona del Catálogo de productos de ALUAR [9] un lingote de **7 kg**, más precisamente, el denominado Lingote de aleaciones de moldeo para refusión de **7 kg**. (Ver figura 7-1).

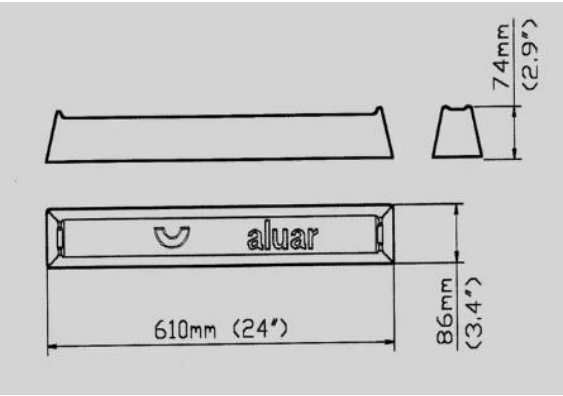



**Figura 7-1:** Dimensiones de lingote de referencia de 7 kg.

Se considera que este tipo de lingote es apropiado porque permite lograr una producción adecuada fabricando 4 lingotes por hora. Por otra parte, presenta ventajas como la simplicidad del molde, un adecuado control de las variables de influencia con respecto a

otros modelos de mayores dimensiones y además se considera un peso adecuado para que el operario pueda retirarlos de la máquina.

Dicha empresa aclara que este tipo de lingotes es óptimo para la industria automotriz, siendo muy utilizado en la fabricación de llantas, frenos, suspensión, blocks de motor, entre otras aplicaciones. (Ver figura 7-2).

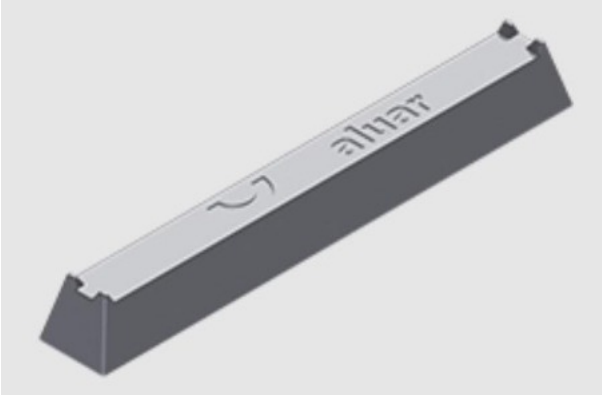


**Figura 7-2:** Lingote de referencia de 7 kg.

Considerando las condiciones límite y las dimensiones presentadas anteriormente, se comienza con el diseño de un lingote mediante el software SolidWorks.

En este se desarrolla el lingote con las dimensiones principales de ancho, largo y alto, para luego das forma a los extremos sobresalientes, establecer el ángulo de salida que aproxime a la figura y por último asignarle a dicha pieza el material Aluminio para obtener a través del software para obtener la masa de esta.

Obtenido esto, se realizaron pequeñas modificaciones en el ángulo de salida hasta lograr la pieza tenga una masa de 7 kg con una precisión de 1g. (Ver figuras 7-3 y 7-4).

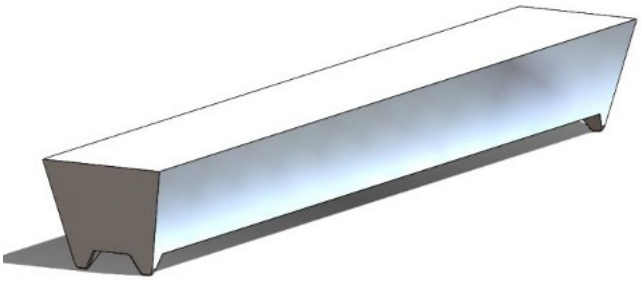


**Figura 7-3:** Lingote diseñado de 7 kg.

Densidad = 2700.000000 kilogramos por metro cúbico

Masa = 7.000043 kilogramos

Volumen = 0.002593 metros cúbicos

**Figura 7-4:** Masa y volumen del lingote.

La totalidad de las dimensiones se presentan en el plano N° 1, anexado al final de este informe.

## Carga y trituración de materia prima

El análisis comienza con el dimensionamiento de las cuchillas, cuya geometría define el área de contacto inicial. Este paso es fundamental para determinar el torque necesario para el cizallamiento del aluminio; a partir de este valor, se establecen las especificaciones del par torsor que debe suministrar el conjunto motorreductor. Finalmente, con las cargas de operación definidas, se procede al dimensionamiento de los ejes para asegurar que soporten las solicitaciones mecánicas de torsión y flexión sin riesgo de falla.

Para el dimensionamiento de las cuchillas se estableció un diámetro exterior de cuchilla de 150 mm con un perfil de 4 dientes, con el objetivo de tener mayor frecuencia de corte. Si los dientes son demasiados es mayor la cantidad que está actuando el simultáneo, lo que provoca mayor esfuerzo en los ejes.

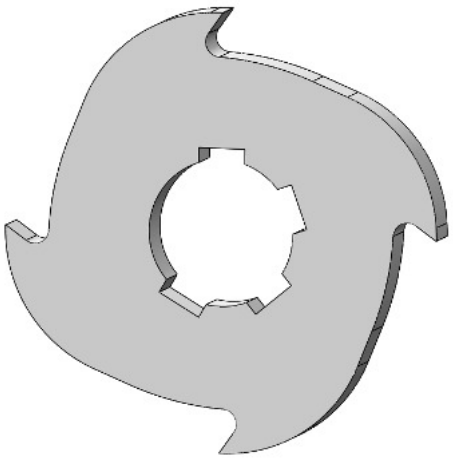


**Figura 7-5:** Geometría de las cuchillas.

Asimismo, el espesor de cuchilla se fijó en 15 mm para definir el ancho de corte final.

Dicha geometría garantiza un tamaño de partícula que otorga la densidad aparente necesaria para procesar lotes de aproximadamente 16 kg en el horno. También definimos un filo de corte, que nos servirá para calcular el área de contacto entre la cuchilla y el material.

Por último, debemos conocer la tensión máxima que soporta el aluminio, para esto tomamos el valor de 290 MPa de la referencia [10] que es un aluminio de la serie que utilizan comúnmente las latas de aluminio.

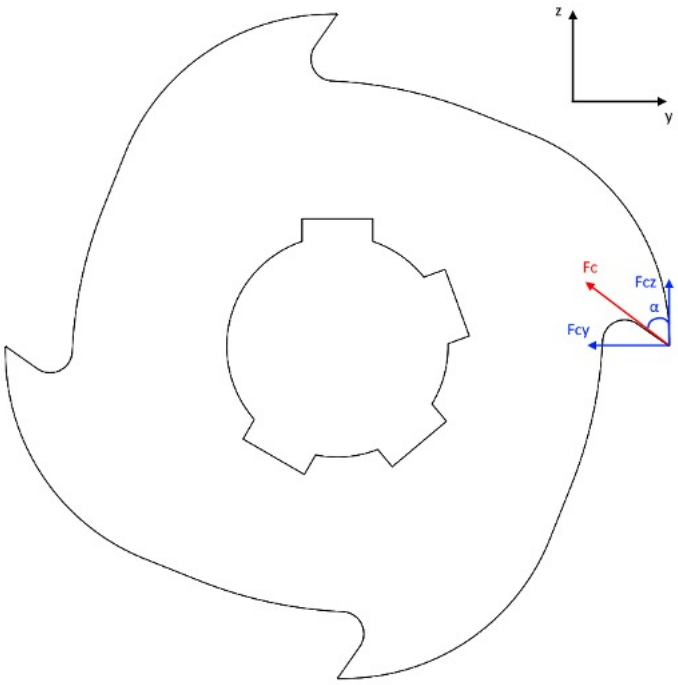



**Figura 7-6:** Esfuerzos sobre el diente de la cuchilla.

A partir de estos datos calculamos los esfuerzos que actuarán por cuchilla. En primer lugar, calculamos el área de contacto en donde se producirá el esfuerzo:

$$A_{corte} = \emptyset_{filo} * e_{cuchilla} \quad (7.12)$$

A partir de esta área y sabiendo la tensión máxima del aluminio podemos conocer la fuerza radial en la cuchilla (ver figura 7-6) y el torque generado.

$$F_{cz} = T_{max} * A_{corte} \quad (7.13)$$

$$M_{cuchilla} = F_{cz} * r_{cuchilla} \quad (7.14)$$

Cuando el diente hace contacto con el material a cortar también se genera una fuerza

radial que genera flexión sobre el eje, la cual podemos calcular a partir de la fuerza tangencial con el ángulo de filo del diente.

$$F_{cy} = F_{cz} * \tan \alpha \quad (7.15)$$

Donde $\alpha$ es el ángulo del filo del diente. Para minimizar la componente radial de la fuerza sin perder robustez en el filo se definió un ángulo de 30°. Los resultados de estas ecuaciones se pueden ver a continuación en la tabla 7-5.

| **CÁLCULO DE ESFUERZOS POR CUCHILLA** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Espesor de cuchilla | 15 | mm |
| Diámetro de cuchilla | 150 | mm |
| Diámetro de filo | 0,1 | mm |
| Ángulo de filo | 30 | ° |
| Tensión máxima aluminio | 290 | MPa |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Área de corte | 1,5 | mm2 |
| Fuerza tangencial filo cuchilla **(Fcz)** | 435 | N |
| Fuerza radial filo cuchilla **(Fcy)** | 251,15 | N |
| **Torque necesario** | **32,625** | **Nm** |

**Tabla 7-5:** Fuerza y torque en la cuchilla.

El material de la cuchilla es **SAE 1045 templado y revenido** [11]. Se selecciona este material debido a su maquinabilidad, resistencia y dureza la cual es importante para esta aplicación donde la pieza está expuesta al desgaste, por lo que la dureza se ve potenciada por un templado y revenido posterior. En la tabla 7-6 se resumen los datos de esta pieza. El modelo de la cuchilla se puede ver en la figura 7-5.

| **CUCHILLA TRITURADORA** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Material | 1045 templado y rev. | - |
| Espesor de cuchilla | 15 | mm |
| Diámetro de cuchilla | 150 | mm |
| Diámetro de filo | 0,1 | mm |
| Número de filos | 4 | - |
| Ángulo de corte | 55 | ° |

**Tabla 7-6:** Dato diseño cuchilla.

Con los resultados de la tabla 7-5 y definiendo la cantidad de cuchillas por eje podemos seleccionar motor, transmisión y realizar dimensionamiento de ejes. Definimos 13 cuchillas en el eje motriz y 12 en el eje conducido, estas tienen una holgura de 1 mm entre la cuchilla siguiente, esta holgura se la dan los anillos separadores. Estos mismos serán 12 en el eje motriz y 13 en el eje conducido. El máximo de cuchillas que actúan en simultáneo son 4 en el eje motriz y 3 en el eje conducido. Con estos datos podemos saber el espacio ocupado en los ejes por las cuchillas en la zona de corte en cada eje. Estos datos se resumen en la tabla 7-7.

| **CÁLCULO ANILLO SEPARADOR Y LARGO OCUPADO EN EJES** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Cuchillas eje motriz | 13 | - |
| Cuchillas eje conducido | 12 | - |
| Holgura entre cuchillas | 1 | mm |
| Cuchillas que actúan en simultáneo | 3 | - |
| Anillos separadores eje motriz | 12 | - |
| Anillos separadores eje conducido | 13 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Espesor anillo separador | 17 | mm |
| **Largo ocupado por cuchillas eje motriz** | **399** | **mm** |
| **Largo ocupado por cuchillas eje conducido** | **401** | **mm** |

**Tabla 7-7:** Datos para cálculos de esfuerzos en eje.

Con respecto a la transmisión definimos que el eje conducido gire a la mitad de velocidad (relación de transmisión 1:2) que el motriz para generar el efecto de desgarro. Por lo tanto, se definió que el eje motriz lleve 18 dientes ya que si llevaba más dientes los ejes se separaban y las cuchillas no se cruzaban. Definimos módulo 5 de los engranajes y planteamos una distancia entre centros deseada de aproximadamente 135 mm y calculamos los engranajes utilizando las ecuaciones 7.16, 7.17, 7.18 y 7.19.

$$Z_{conducido} = \frac{Z_{motriz}}{i} \quad (7.16)$$

$$\emptyset_{piñón} = Z_{motriz} * m \quad (7.17)$$

$$\emptyset_{corona} = Z_{conducido} * m \quad (7.18)$$

$$p = \pi * m \quad (7.19)$$

Donde $Z$ es la cantidad de dientes, $\emptyset$ es el diámetro primitivo, $m$ el módulo y $p$ el paso de los engranajes. En la tabla 7-8 se presentan los resultados.

| **CÁLCULO DE ENGRANAJES** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Relación de transmisión | 2 | - |
| Dientes piñón | 18 | - |
| Módulo | 5 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Dientes corona | 36 | - |
| Diámetro primitivo piñón | 90 | mm |
| Diámetro primitivo corona | 180 | mm |
| Paso | 15,71 | mm |
| **Distancia entre centros** | **135** | **mm** |

**Tabla 7-8:** Cálculo de engranajes.

A modo de facilitar la visualización de los datos de los engranajes se elaboró la tabla 7-9.

| **ENGRANAJES** | | |
|---|---|---|
| **PIÑÓN** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Cantidad de dientes | 18 | - |
| Diámetro primitivo | 90 | mm |
| Módulo | 5 | mm |
| Paso | 15,71 | mm |
| Ángulo de presión | 20,00 | ° |
| **CORONA** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Cantidad de dientes | 36 | - |
| Diámetro primitivo | 180 | mm |
| Módulo | 5 | mm |
| Paso | 15,71 | mm |
| Ángulo de presión | 20,00 | ° |

**Tabla 7-9:** Resumen de datos de los engranajes.

A partir de estos datos podemos calcular los esfuerzos en los ejes. En al análisis de esfuerzos se tendrán en cuenta solo las cuchillas que actúan en simultáneo en cada eje. También se tendrá en cuenta el peso de las latas sobre ambos ejes, considerando que la tolva está llena de estas y dejando un coeficiente de seguridad por si están

compactadas.

## Esfuerzos en eje conducido

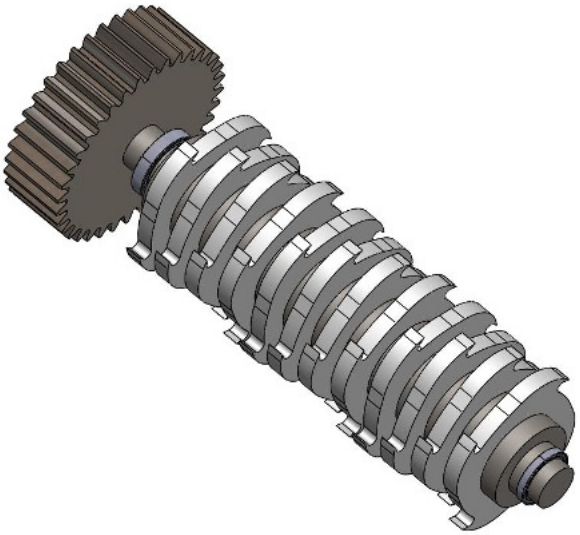


**Figura 7-7:** Conjunto eje conducido.

Comenzaremos analizando los esfuerzos sobre el eje conducido (figura 7-7), debido a que desde este podremos calcular las fuerzas en el engranaje que luego usaremos para calcular el torque mínimo necesario del motor. Estas fuerzas son la fuerza tangencial $F_{ez}$ y la fuerza radial $F_{ey}$. Ambas fuerzas se relacionan con el ángulo de presión $\phi$ a través de la ecuación 7.20.

$$F_{ey} = F_{ez} * \tan(\phi) \quad (7.20)$$

En este eje son 3 las cuchillas que actúan en simultáneo como máximo (figura 7-8) por lo que son las que se tendrán en cuenta en el análisis de esfuerzos.

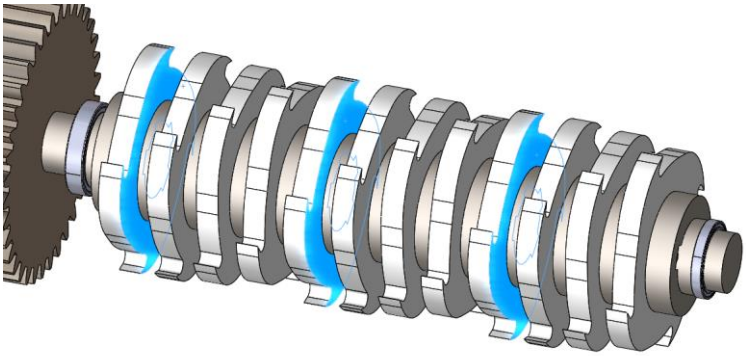


**Figura 7-8:** Cuchillas que actúan en simultáneo en el eje conducido.

Luego planteamos el diagrama de esfuerzos sobre este eje como se ve a continuación en la figura 7-9.

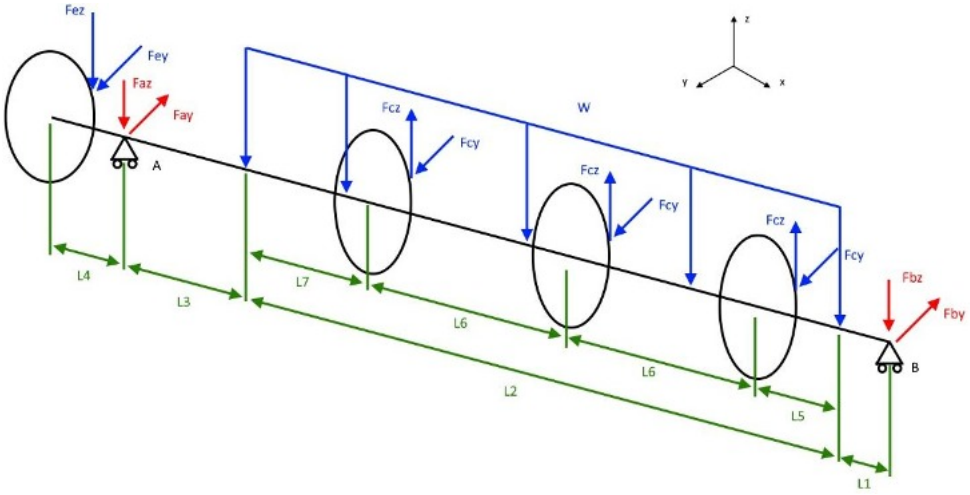



**Figura 7-9:** Diagrama de esfuerzos sobre el eje conducido.

Primero debemos calcular la fuerza en los engranajes para luego poder calcular las reacciones en los apoyos. Por lo tanto, comenzamos planteando la sumatoria de momentos torsor para obtener el valor de fuerza tangencial $F_{ez}$.

$$\sum M_{xx} = -F_{ez} * r_{corona} + 3F_{cz} * r_{cuchilla} = 0 \quad (7.21)$$

$$\sum M_{xx} = F_{ez} * r_{corona} = 3F_{cz} * r_{cuchilla} \quad (7.22)$$

$$\boxed{F_{ez} = \frac{3F_{cz} * r_{cuchilla}}{r_{corona}}} \quad (7.23)$$

Luego reemplazamos este valor en la ecuación 7.20 y obtenemos el valor de la fuerza radial $F_{ey}$ sobre el engranaje. En la tabla 7-10 se muestran los resultados de estas operaciones.

| ESFUERZOS EN ENGRANAJES | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Diámetro primitivo corona | 180 | mm |
| Ángulo de presión | 20 | ° |
| Diámetro de cuchilla | 150 | mm |
| Fuerza tangencial filo cuchilla (Fcz) | 435 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Fuerza tangencial sobre engranajes (Fez)** | **1087,5** | **N** |
| **Fuerza radial sobre engranajes (Fey)** | **395,82** | **N** |

**Tabla 7-10:** Resultados de esfuerzos sobre engranajes.

Por otro lado, sobre el eje hay un peso distribuido $W$ que corresponde al peso, por metro, del conjunto de cuchillas y anillos separadores junto con las latas de aluminio. Se considera un peso de latas de aluminio de 40 kg considerando que pueden estar compactadas antes de pasar por el triturado.

Para saber el peso estimado de las cuchillas y separadores debemos tomar un diámetro inicial del eje para estimar el volumen de estos componentes y, por ende, su peso. Para esto haremos uso de la herramienta de propiedades físicas de SolidWorks donde, seleccionando un material para la pieza, calcula su volumen y peso. Para el material de los anillos separadores se considera un acero **SAE 1045** debido principalmente a su maquinabilidad. Con esto definido se calculan las propiedades físicas desde SolidWorks y sus resultados se ven en las figuras 7-10 y 7-11.

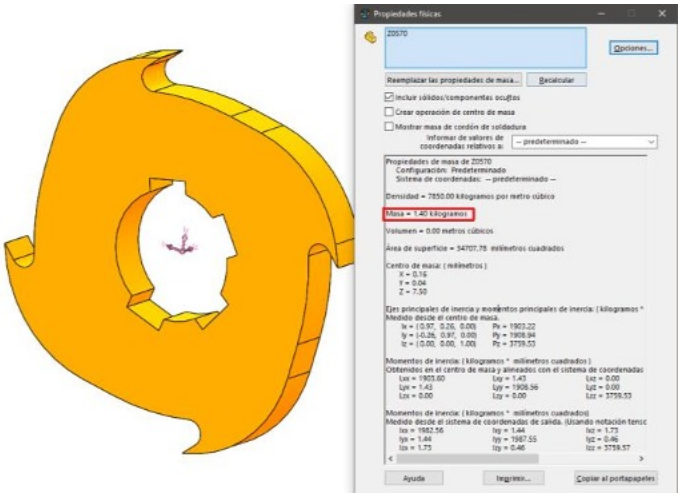



**Figura 7-10:** Propiedades físicas cuchilla.

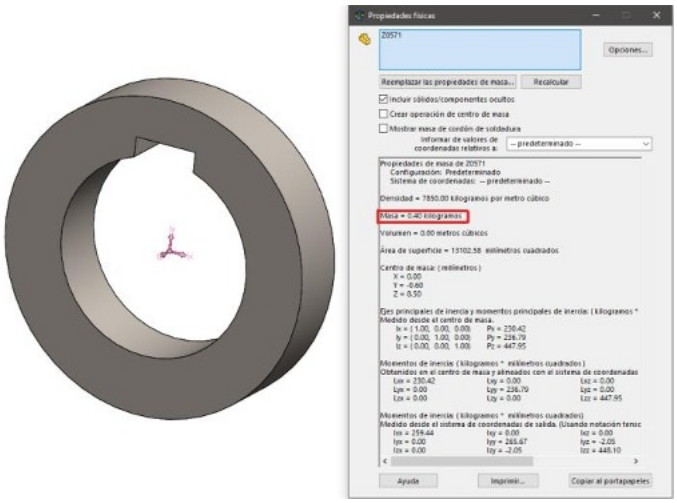



**Figura 7-11:** Propiedades físicas anillo separador.

Luego se calcula el peso distribuido en el eje $W$ a partir de estos datos con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{P_{latas}+P_{anillos+cuchillas}}{L_2} * a \quad (7.24)$$

Donde $a$ es la aceleración gravitatoria. En la tabla 7-11 se muestran los resultados de estos cálculos.

| **PESO DISTRIBUIDO SOBRE EL EJE CONDUCIDO** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso por cuchilla | 1,4 | kg |
| Peso por anillo separador | 0,4 | kg |
| Cuchillas eje conducido | 12 | - |
| Anillos separadores eje conducido | 13 | - |
| Peso de latas sobre el eje | 40 | kg |
| Aceleración gravitatoria | 9,8 | m/s2 |
| Largo ocupado por cuchillas eje conducido | 401 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Peso distribuido sobre el eje motriz** | **1515,2** | **N/m** |
| **Peso total** | **607,6** | **N** |

**Tabla 7-11:** Cálculo de peso distribuido sobre el eje.

Con todos estos datos ya podemos empezar a calcular las reacciones en los apoyos del eje conducido. Comenzamos trabajando en el plano XZ del eje y generamos su diagrama de esfuerzos como se ve en la figura 7-12.

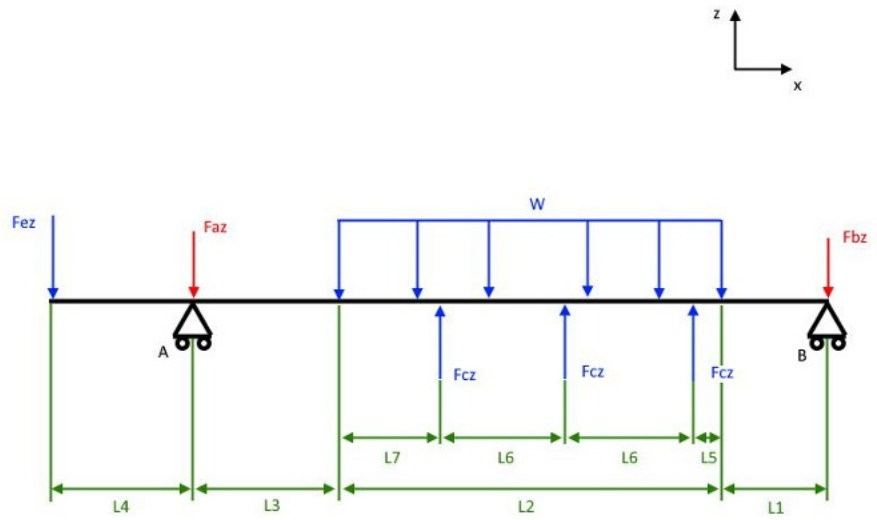



**Figura 7-12:** Esfuerzos sobre el eje conducido en el plano XZ.

Realizamos sumatoria de fuerzas en el eje Z.

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - W * L_2 + 3F_{cz} - F_{bz} = 0 \text{ (7.25)}$$

Despejamos la reacción $F_{bz}$:

$$\boxed{F_{bz} = -F_{ez} - F_{az} - W * L_2 + 3F_{cz}} \text{ (7.26)}$$

Para obtener la reacción $F_{az}$ realizamos sumatoria de momentos flectores con respecto al apoyo B:

$$\sum M_{XZ}^B = F_{ez} * L_{tot} + F_{az} * (L_{tot} - L_4) + W * L_2 * \left(\frac{L_2}{2} + L_1\right) - F_{cz} * (L_1 + L_5) - F_{cz} * (L_1 + L_5 + L_6) - F_{cz} * (L_1 + L_5 + 2L_6) = 0 \text{ (7.27)}$$

$$\sum M_{XZ}^B = F_{ez} * L_{tot} + F_{az} * (L_{tot} - L_4) + W * \left(\frac{L_2^2}{2} + L_2 L_1\right) - F_{cz} * (L_1 + L_5 + L_1 + L_5 + L_6 + L_1 + L_5 + 2L_6) = 0 \text{ (7.28)}$$

$$\sum M_{XZ}^B = F_{ez} * L_{tot} + F_{az} * (L_{tot} - L_4) + W * \left(\frac{L_2^2}{2} + L_2 L_1\right) - F_{cz} * (3L_1 + 3L_5 + 3L_6) = 0 \text{ (7.29)}$$

Despejamos $F_{az}$ de la ecuación (7.29):

$$F_{az} * (L_{tot} - L_4) = 3F_{cz} * (L_1 + L_5 + L_6) - W * \left(\frac{L_2^2}{2} + L_2 L_1\right) - F_{ez} * L_{tot} \text{ (7.30)}$$

$$F_{az} = \frac{3F_{cz}*(L_1+L_5+L_6)-W*\left(\frac{L_2^2}{2}+L_2L_1\right)-F_{ez}*L_{tot}}{(L_{tot}-L_4)} \quad (7.31)$$

Luego reemplazamos este resultado en la ecuación 7.26 y obtenemos los resultados de la tabla 7-12.

| REACCIONES EN APOYO (PLANO XZ) | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia L1 | 15 | mm |
| Distancia L2 | 401 | mm |
| Distancia L3 | 20 | mm |
| Distancia L4 | 60 | mm |
| Distancia L5 | 17 | mm |
| Distancia L6 | 128 | mm |
| Peso total conjunto de cuchillas (Fw) | 607,6 | N |
| Fuerza tangencial sobre engranajes (Fez) | 1087,5 | N |
| Fuerza tangencial filo cuchilla (Fcz) | 435 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Longitud total (Ltot) | 641 | mm |
| **Reacción en apoyo A (Faz)** | **-1065,79** | **N** |
| **Reacción en apoyo B (Fbz)** | **675,69** | **N** |

**Tabla 7-12:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje conducido (plano XZ).

Calculado los esfuerzos en el plano XZ pasamos a realizar el mismo análisis en el plano XY del eje. Planteamos el diagrama de esfuerzos de la figura 7-13.

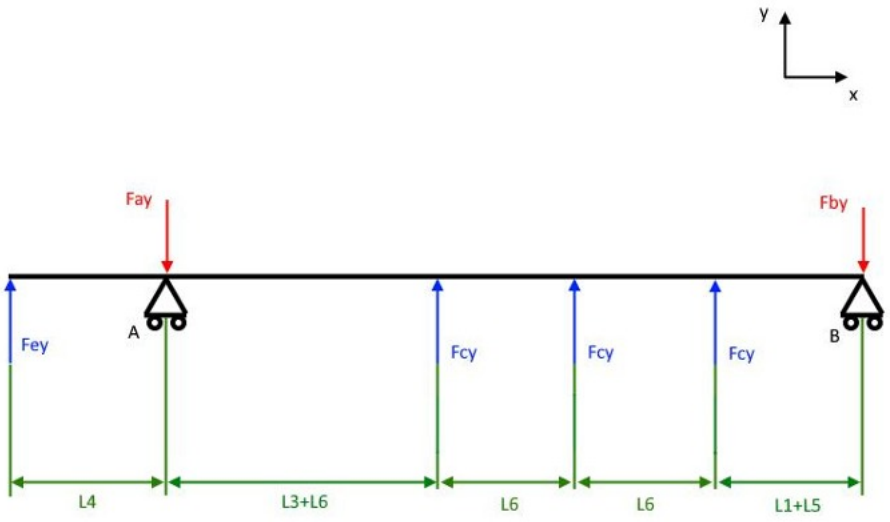



**Figura 7-13:** Esfuerzos sobre el eje conducido en el plano XY.

Realizamos sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy} - F_{by} = 0 \text{ (7.32)}$$

Despejamos la reacción $F_{by}$:

$$\boxed{F_{by} = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy}} \text{ (7.33)}$$

Para obtener la reacción $F_{ay}$ realizamos sumatoria de momentos flectores con respecto al apoyo B:

$$\sum M_{XY}^{B} = -F_{cz}(L_1 + L_5) - F_{cz}(L_1 + L_5 + L_6) - F_{cy}(L_1 + L_5 + 2L_6) + F_{ay}(L_{tot} - L_4) - F_{ey}L_{tot} = 0 \text{ (7.34)}$$

$$\sum M_{XY}^{B} = -3F_{cy}(L_1 + L_5 + L_6) + F_{ay}(L_{tot} - L_4) - F_{ey}L_{tot} = 0 \text{ (7.35)}$$

Despejamos $F_{ay}$ de la ecuación (7.35):

$$\boxed{F_{ay} = \frac{3F_{cy}(L_1+L_5+L_6)+F_{ey}L_{tot}}{(L_{tot}-L_4)}} \text{ (7.36)}$$

Luego reemplazamos este resultado en la ecuación 7.33 y obtenemos los resultados de la tabla 7-13.

| REACCIONES EN APOYO (PLANO XY) | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia L1 | 15 | mm |
| Distancia L2 | 401 | mm |
| Distancia L3 | 20 | mm |
| Distancia L4 | 60 | mm |
| Distancia L5 | 17 | mm |
| Distancia L6 | 128 | mm |
| Fuerza radial sobre engranajes (Fey) | 395,82 | N |
| Fuerza radial filo cuchilla (Fcy) | 251,15 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Longitud total (Ltot) | 641 | mm |
| **Reacción en apoyo A (Fay)** | **644,18** | **N** |
| **Reacción en apoyo B (Fby)** | **505,08** | **N** |

**Tabla 7-13:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje conducido (plano XY).

Con ambos componentes de cada reacción calculados se puede calcular el módulo de cada una con las ecuaciones 7.37 y 7.38. Los resultados se pueden ver en la tabla 7-14.

$$F_a = \sqrt{F_{az}^2 + F_{ay}^2} \quad (7.38)$$

$$F_b = \sqrt{F_{bz}^2 + F_{by}^2} \quad (7.39)$$

| REACCIONES EN APOYOS (MÓDULO) | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Reacción en apoyo A (Faz) | -1065,79 | N |
| Reacción en apoyo A (Fay) | 644,18 | N |
| Reacción en apoyo B (Fbz) | 675,69 | N |
| Reacción en apoyo B (Fby) | 505,08 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Reacción en apoyo A** | **1245,34** | **N** |
| **Reacción en apoyo B** | **933,56** | **N** |

**Tabla 7-14:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje conducido (módulo).

## Esfuerzos internos eje conducido

Para poder dimensionar el diámetro del eje debemos calcular sus esfuerzos internos por método de secciones.

Sección 1: 0 < x < L4. (Figura 7-14).

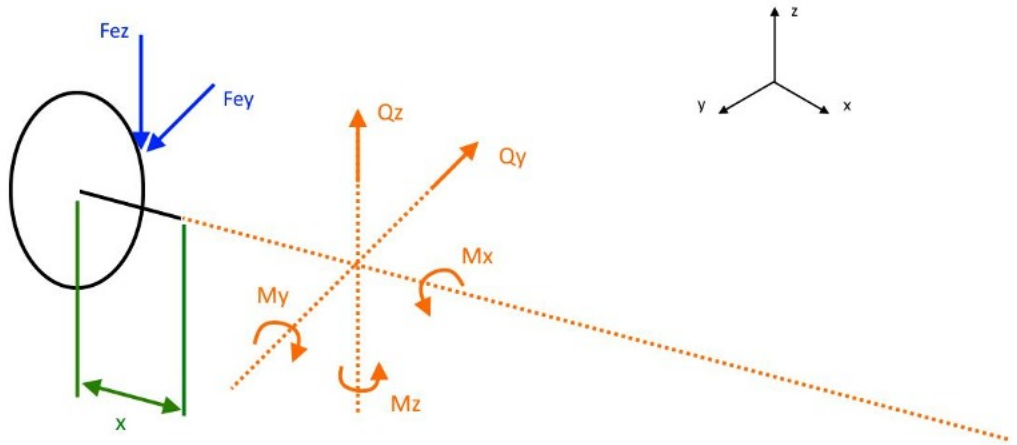



**Figura 7-14:** Esfuerzos internos sección 1.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} + Q_z = 0 \text{ (7.40)}$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez}} \text{ (7.41)}$$

$$\sum F_y = +F_{ey} - Q_y = 0 \text{ (7.42)}$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey}} \text{ (7.43)}$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}x - M_y = 0 \text{ (7.44)}$$

$$\boxed{M_y = F_{ez}x} \text{ (7.45)}$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}x + M_z = 0 \text{ (7.46)}$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}x} \text{ (7.47)}$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{corona} + M_x = 0 \text{ (7.48)}$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{corona}} \text{ (7.49)}$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-15.

| SECCIÓN 1 (0 < x < L4) | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **1087,50** | **N** |
| **Qy** | **395,82** | **N** |
| **My (x=0)** | **0,00** | **Nm** |
| **My (x=L4)** | **65,25** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **0,00** | **Nm** |
| **Mz (x=L4)** | **-23,75** | **Nm** |
| **Mx** | **97,88** | **Nm** |

**Tabla 7-15:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 1.

Sección 2: 0 < x < L3. (Figura 7-15).

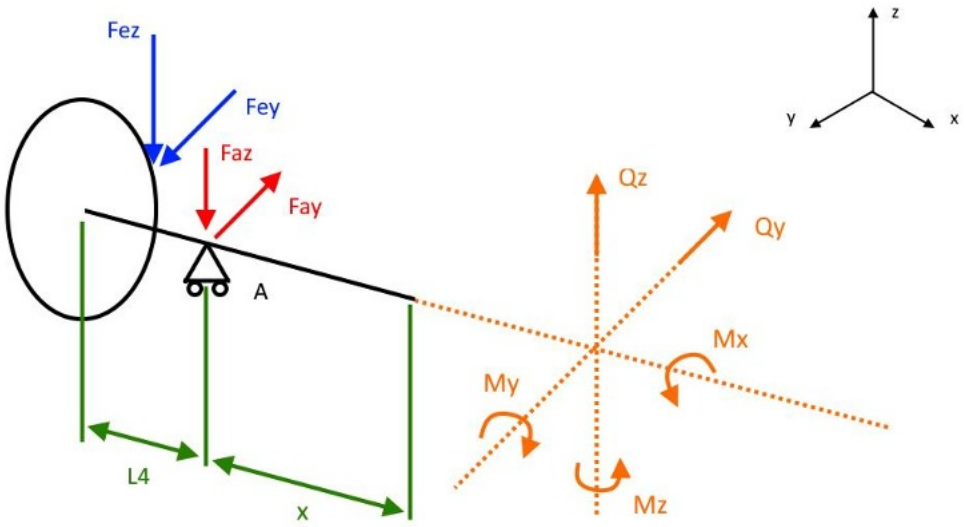



**Figura 7-15:** Esfuerzos internos sección 2.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} + Q_z = 0 \quad (7.50)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az}} \quad (7.51)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} - Q_y = 0 \quad (7.51)$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay}} \quad (7.52)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + x) + F_{az}x - M_y = 0 \quad (7.53)$$

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + x) + F_{az}x} \quad (7.54)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + x) - F_{ay}x + M_z = 0 \quad (7.55)$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + x) + F_{ay}x} \quad (7.56)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{corona} + M_x = 0 \quad (7.57)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{corona}} \quad (7.58)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-16.

| **SECCIÓN 2 (0 < x < L3)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **21,71** | **N** |
| **Qy** | **-248,36** | **N** |
| **My (x=0)** | **65,25** | **Nm** |
| **My (x=L3)** | **65,68** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-23,75** | **Nm** |
| **Mz (x=L3)** | **-18,78** | **Nm** |
| **Mx** | **97,88** | **Nm** |

**Tabla 7-16:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 2.

Sección 3: 0 < x < L6. (Figura 7-16).

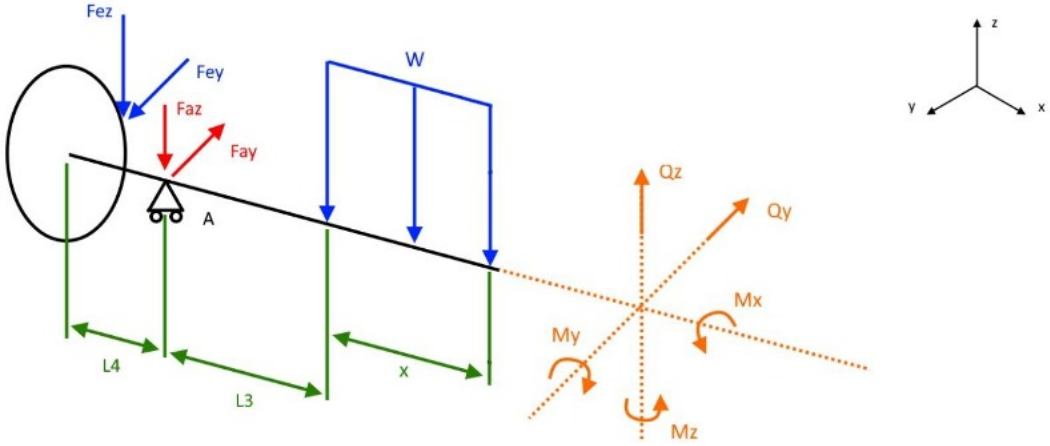



**Figura 7-16:** Esfuerzos internos sección 3.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - Wx + Q_z = 0 \quad (7.59)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az} + Wx} \quad (7.60)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} - Q_y = 0 \quad (7.61)$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay}} \quad (7.62)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + L_3 + x) + F_{az}(L_3 + x) + \frac{Wx^2}{2} - M_y = 0 \quad (7.63)$$

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + L_3 + x) + F_{az}(L_3 + x) + \frac{Wx^2}{2}} \quad (7.64)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + x) - F_{ay}(L_3 + x) + M_z = 0 \quad (7.65)$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + L_3 + x) + F_{ay}(L_3 + x)} \quad (7.66)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez} r_{corona} + M_x = 0 \quad (7.67)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez} r_{corona}} \quad (7.68)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-17.

| **SECCIÓN 3 (0 < x < L6)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **21,71** | **N** |
| **Qz (x=L6)** | **215,65** | **N** |
| **Qy** | **-248,36** | **N** |
| **My (x=0)** | **65,68** | **Nm** |
| **My (x=L6)** | **80,88** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-18,78** | **Nm** |
| **Mz (x=L6)** | **13,01** | **Nm** |
| **Mx** | **97,88** | **Nm** |

**Tabla 7-17:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 3.

Sección 4: 0 < x < L6. (Figura 7-17).

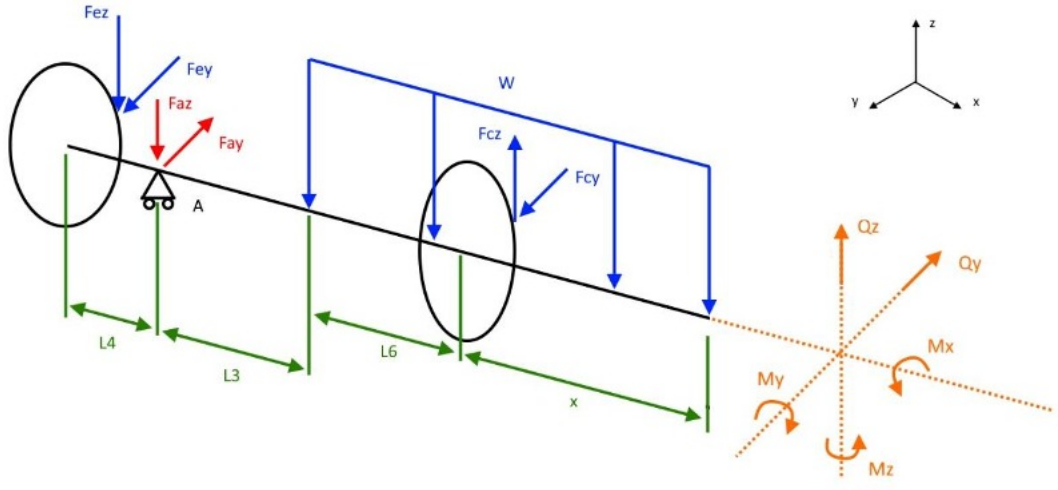



**Figura 7-17:** Esfuerzos internos sección 4.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - W(L_6 + x) + F_{cz} + Q_z = 0 \quad (7.69)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az} + W(L_6 + x) - F_{cz}} \quad (7.70)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} + F_{cy} - Q_y = 0 \quad (7.71)$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay} + F_{cy}} \quad (7.72)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + L_3 + L_6 + x) + F_{az}(L_3 + L_6 + x) + \frac{W(L_6+x)^2}{2} - F_{cz}x - M_y = 0 \quad (7.73)$$

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + L_3 + L_6 + x) + F_{az}(L_3 + L_6 + x) + \frac{W(L_6+x)^2}{2} - F_{cz}x} \quad (7.74)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + L_3 + L_6 + x) - F_{ay}(L_3 + L_6 + x) + F_{cy}x + M_z \quad (7.75)$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + L_3 + L_6 + x) + F_{ay}(L_3 + L_6 + x) - F_{cy}x} \quad (7.76)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{corona} + F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \quad (7.77)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{corona} - F_{cz}r_{cuchilla}} \quad (7.78)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-18.

| **SECCIÓN 4 (0 < x < L6)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **215,65** | **N** |
| **Qz (x=L6)** | **409,60** | **N** |
| **Qy** | **2,78** | **N** |
| **My (x=0)** | **80,88** | **Nm** |
| **My (x=L6)** | **120,89** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **13,01** | **Nm** |
| **Mz (x=L6)** | **12,65** | **Nm** |
| **Mx** | **65,25** | **Nm** |

**Tabla 7-18:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 4.

Sección 5: 0 < x < L6. (Figura 7-18).

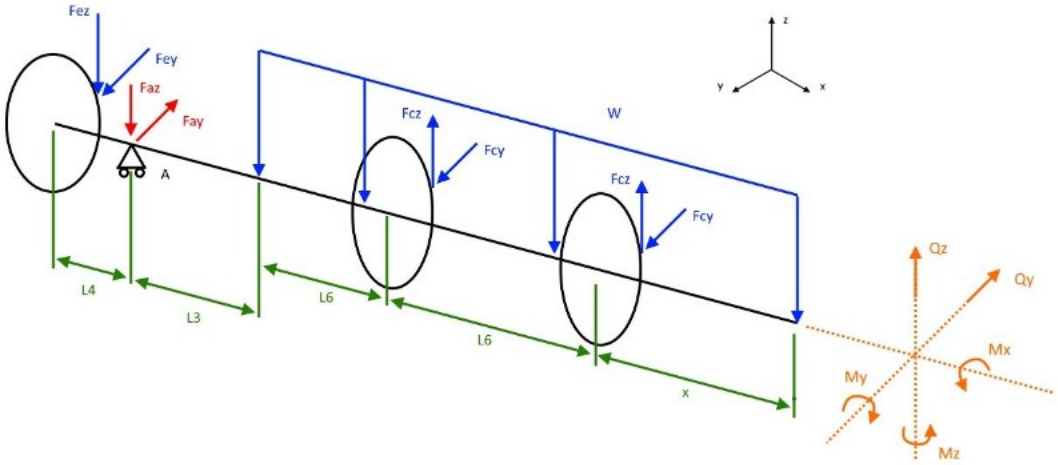



**Figura 7-18:** Esfuerzos internos sección 5.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - W(2L_6 + x) + 2F_{cz} + Q_z = 0 \quad (7.79)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az} + W(2L_6 + x) - 2F_{cz}} \quad (7.80)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} + 2F_{cy} - Q_y = 0 \quad (7.81)$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay} + 2F_{cy}} \quad (7.82)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + L_3 + 2L_6 + x) + F_{az}(L_3 + 2L_6 + x) + \frac{W(2L_6+x)^2}{2} - F_{cz}(L_6 + 2x) - M_y = 0$$

(7.83)

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + L_3 + 2L_6 + x) + F_{az}(L_3 + 2L_6 + x) + \frac{W(2L_6+x)^2}{2} - F_{cz}(L_6 + 2x)} \quad (7.84)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + L_3 + 2L_6 + x) - F_{ay}(L_3 + 2L_6 + x) + F_{cy}(L_6 + 2x) + M_z \quad (7.85)$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + L_3 + 2L_6 + x) + F_{ay}(L_3 + 2L_6 + x) - F_{cy}(L_6 + 2x)} \quad (7.86)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{corona} + 2F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \quad (7.87)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{corona} - 2F_{cz}r_{cuchilla}} \quad (7.88)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-19.

| SECCIÓN 5 (0 < x < L6) | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **-460,40** | **N** |
| **Qz (x=L6)** | **-266,45** | **N** |
| **Qy** | **253,93** | **N** |
| **My (x=0)** | **65,21** | **Nm** |
| **My (x=L6)** | **-43,37** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **12,65** | **Nm** |
| **Mz (x=L6)** | **-19,85** | **Nm** |
| **Mx** | **32,63** | **Nm** |

**Tabla 7-19:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 5.

Sección 6: 0 < x < L3. (Figura 7-19).

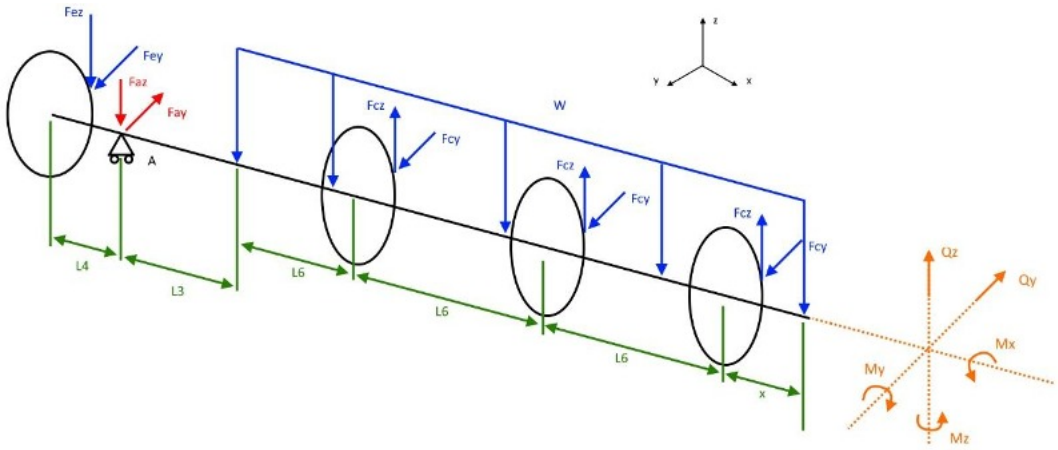



**Figura 7-19:** Esfuerzos internos sección 6.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - W(3L_6 + x) + 3F_{cz} + Q_z = 0 \quad (7.89)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az} + W(3L_6 + x) - 3F_{cz}} \quad (7.90)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy} - Q_y = 0 \quad (7.91)$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy}} \quad (7.92)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + L_3 + 3L_6 + x) + F_{az}(L_3 + 3L_6 + x) + \frac{W(3L_6+x)^2}{2} - 3F_{cz}(L_6 + x) - M_y = 0$$

(7.93)

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + L_3 + 3L_6 + x) + F_{az}(L_3 + 3L_6 + x) + \frac{W(3L_6+x)^2}{2} - 3F_{cz}(L_6 + x)} \quad (7.94)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + L_3 + 3L_6 + x) - F_{ay}(L_3 + 3L_6 + x) + 3F_{cy}(L_6 + x) + M_z \quad (7.95)$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + L_3 + 3L_6 + x) + F_{ay}(L_3 + 3L_6 + x) - 3F_{cy}(L_6 + x)} \quad (7.96)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{corona} + 3F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \quad (7.97)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{corona} - 3F_{cz}r_{cuchilla}} \quad (7.98)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-20.

| **SECCIÓN 6 (0 < x < L5)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **-701,45** | **N** |
| **Qz (x=L6)** | **-675,69** | **N** |
| **Qy** | **505,08** | **N** |
| **My (x=0)** | **18,69** | **Nm** |
| **My (x=L5)** | **6,99** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-19,85** | **Nm** |
| **Mz (x=L5)** | **-28,44** | **Nm** |
| **Mx** | **0,00** | **Nm** |

**Tabla 7-20:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 6.

Sección 7: 0 < x < L1. (Figura 7-20).

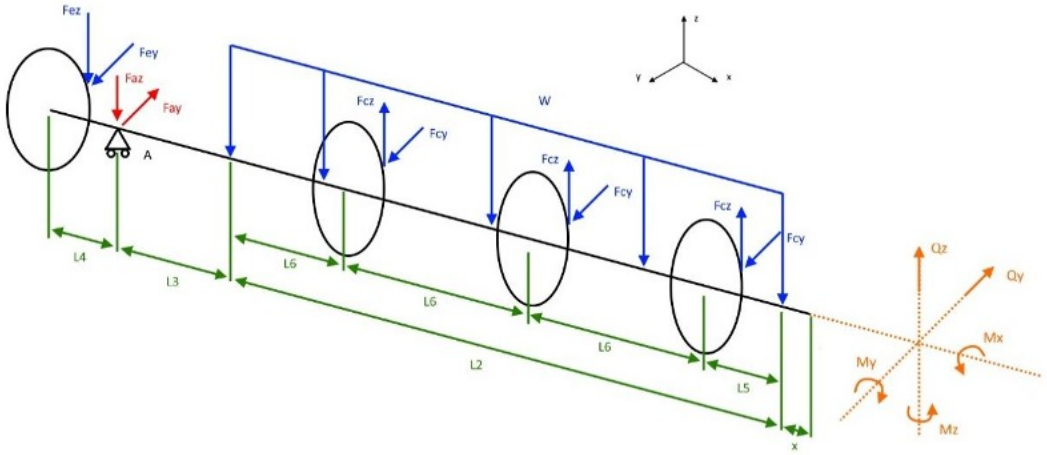



**Figura 7-20:** Esfuerzos internos sección 7.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = -F_{ez} - F_{az} - W(L_2) + 3F_{cz} + Q_z = 0 \quad (7.99)$$

$$\boxed{Q_z = F_{ez} + F_{az} + W(L_2) - 3F_{cz}} \quad (7.100)$$

$$\sum F_y = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy} - Q_y = 0 \text{ (7.101)}$$

$$\boxed{Q_y = F_{ey} - F_{ay} + 3F_{cy}} \text{ (7.102)}$$

$$\sum M_{yy}^{x} = F_{ez}(L_4 + L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + F_{az}(L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + W(\frac{L_2^2}{2} + L_2 x) - 3F_{cz}(L_6 + \\ + L_5 + x) - M_y = 0 \text{ (7.103)}$$

$$\boxed{M_y = F_{ez}(L_4 + L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + F_{az}(L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + W(\frac{L_2^2}{2} + L_2 x) - 3F_{cz}(L_6 + L_5 + x)}$$

(7.104)

$$\sum M_{zz}^{x} = F_{ey}(L_4 + L_3 + 3L_6 + L_5 + x) - F_{ay}(L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + 3F_{cy}(L_6 + L_5 + x) + \\ M_z = 0 \text{ (7.105)}$$

$$\boxed{M_z = -F_{ey}(L_4 + L_3 + 3L_6 + L_5 + x) + F_{ay}(L_3 + 3L_6 + L_5 + x) - 3F_{cy}(L_6 + L_5 + x)}$$

(7.106)

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez} r_{corona} + 3F_{cz} r_{cuchilla} + M_x = 0 \text{ (7.107)}$$

$$\boxed{M_x = F_{ez} r_{corona} - 3F_{cz} r_{cuchilla}} \text{ (7.108)}$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-21.

| **SECCIÓN 7 (0 < x < L1)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **-675,69** | **N** |
| **Qy** | **505,08** | **N** |
| **My (x=0)** | **6,99** | **Nm** |
| **My (x=L1)** | **-3,15** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-28,44** | **Nm** |
| **Mz (x=L1)** | **-36,01** | **Nm** |
| **Mx** | **0,00** | **Nm** |

**Tabla 7-21:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 7.

## Diámetro mínimo eje conducido

Para dimensionar el diámetro de cada eje se utilizará la ecuación (12-24) de la referencia [12] la cual se utiliza para ejes sometidos a flexión y torsión. La ecuación en este documento es la (7.109).

$$D = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{\frac{1}{3}} \text{ (7.109)}$$

Donde

- $D$ es el diámetro mínimo del eje
- $N$ es el factor de diseño
- $K_t$ es el factor de concentración de esfuerzos
- $M$ es el momento flector máximo
- $s_n'$ es la resistencia a la fatiga real estimada
- $T$ es el momento torsor máximo
- $s_y$ es el límite elástico del material

La resistencia a la fatiga real estimada se calcula aplicando varios factores a la resistencia a la fatiga básica para el material. Este valor se calcula con la ecuación (5-4) de [12] que se presenta a continuación:

$$s_n' = s_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (7.110)$$

Donde:

- $s_n$ es la resistencia a la fatiga modificada
- $C_m$ es un factor de material
- $C_{st}$ es un factor de tipo de esfuerzo
- $C_R$ es un factor de confiabilidad
- $C_s$ es un factor de tamaño

La resistencia a la fatiga $s_n$ podemos hallarla utilizando la figura A-x del anexo A.x. Para utilizar este gráfico debemos conocer las propiedades del material. Por lo tanto, para este eje se fabricará de acero **SAE 1045** laminado en caliente, seleccionado por ofrecer un balance óptimo entre tenacidad y resistencia mecánica necesaria para soportar las cargas combinadas de flexión y torsión. Con el dato de la resistencia a la tracción del material podemos hallar el valor de $s_n$ cómo se mencionó anteriormente. Las propiedades del material que nos interesan [13] se muestran en la tabla 7-22.

| **PROPIEDADES DEL EJE** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Material | SAE 1045 | - |
| Resistencia a la tracción | 565 | MPa |
| Límite elástico | 310 | MPa |
| Módulo de elasticidad | 206 | GPa |
| Módulo de cizallamiento | 80 | GPa |
| Resistencia a la fatiga | 220 | MPa |

**Tabla 7-22:** Propiedades SAE 1045.

El factor de material $C_m$ depende de cómo fue el método de fabricación del material. Según [12], para acero colado $C_m = 0{,}8$. El factor por tipo de esfuerzo $C_{st} = 1$ para el esfuerzo flector. El factor de confiabilidad $C_R$ es estimado de la figura A-x del anexo A.x y el factor por tamaño $C_s$ se estima de la figura A-x del mismo anexo. Con estos datos podemos calcular $s_n'$ y el resultado se muestra en la tabla 7-23.

| **ESTIMACIÓN RESISTENCIA A LA FATIGA REAL** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Resistencia a la fatiga | 220 | MPa |
| Factor de material Cm | 0,8 | - |
| Factor de tipo de esfuerzo Cst | 1 | - |
| Factor de confiabilidad CR | 0,8 | - |
| Factor de tamaño Cs | 0,8 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Resistencia a la fatiga estimada real** | **112,64** | **MPa** |

**Tabla 7-23:** Resistencia a la fatiga real estimada.

Para el cálculo del diámetro mínimo tendremos en cuenta los elementos que componen el conjunto como se ve en la figura 7-21. Sabiendo esto, podemos estimar el factor de concentración de esfuerzos $K_t$ el cual cambia según la discontinuidad que se encuentre en el eje. Para estos valores se tomará de referencia [12].

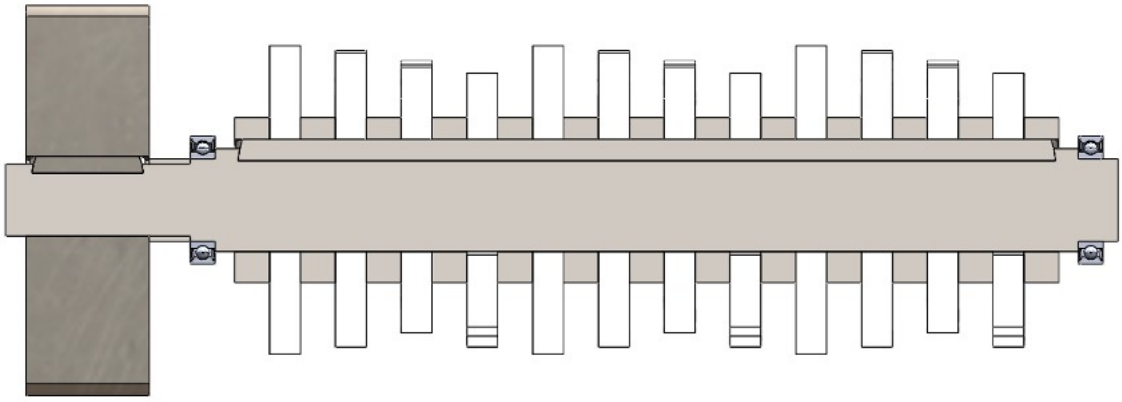


**Figura 7-21:** Componentes conjunto eje conducido.

Con esta información podemos calcular el diámetro mínimo en cada sección del eje con la ecuación 7.109. Los resultados se muestran a continuación en la tabla 7-24.

| DIÁMETRO MÍNIMO POR SECCIÓN | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Factor de diseño | 2 | - |
| Factor de concentración por chavetero | 2 | - |
| Factor de concentración por escalon (agudo) | 2,5 | - |
| Factor de concentración por escalon (redondeado) | 1,5 | - |
| Factor de concentración por anillo de retención | 3 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| **SECCIÓN 1** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 69,44 | Nm |
| Momento torsor | 65,25 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **29,39** | **mm** |
| **SECCIÓN 2** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 68,32 | Nm |
| Momento torsor | 97,88 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **31,54** | **mm** |
| **SECCIÓN 3** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 81,91 | Nm |
| Momento torsor | 97,88 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **31,12** | **mm** |
| **SECCIÓN 4** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 81,91 | Nm |
| Momento torsor | 65,25 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **31,02** | **mm** |
| **SECCIÓN 5** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 66,43 | Nm |
| Momento torsor | 32,63 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **28,88** | **mm** |
| **SECCIÓN 6** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 27,27 | Nm |
| Momento torsor | 0,00 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **21,45** | **mm** |
| **SECCIÓN 7** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 36,15 | Nm |
| Momento torsor | 0,00 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **23,56** | **mm** |

**Tabla 7-24:** Diámetro mínimo por sección.

## Cálculo y selección de componentes

Rodamientos

Consideraremos solo cargas radiales sobre los rodamientos, por lo tanto, utilizaremos rodamientos de una hilera de bolas y seguiremos el procedimiento del anexo A.1.1 para calcular la capacidad de carga dinámica básica del rodamiento. Consideramos maquinaria industrial en general (20000 horas). Asumimos que el eje se moverá a aproximadamente 30 rpm. Con estos datos calculamos la capacidad de carga dinámica de ambos rodamientos utilizando la ecuación A.2. Los resultados se muestran en la tabla 7-25.

| **CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTO** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Esfuerzo radial sobre rod. A | 1245,34 | N |
| Esfuerzo radial sobre rod. B | 933,56 | N |
| Diámetro de alojamiento | 40,00 | mm |
| Duración de diseño L10 | 20000,00 | hr |
| Exponente k | 3,00 | - |
| Velocidad de rotación del eje | 30,00 | rpm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Duración de diseño Ld | 36000000 | rev |
| **Capacidad de carga dinámica básica rodamiento A** | **4,1** | **kN** |
| **Capacidad de carga dinámica básica rodamiento B** | **3,1** | **kN** |

**Tabla 7-25:** Capacidad de carga dinámica básica de rodamientos.

En la tabla 7-26 se muestra el rodamiento seleccionado para ambos apoyos.

| **RODAMIENTO SELECCIONADO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | 61808-2RS1 | - |
| Material | Acero para rodamientos | - |
| Diámetro del agujero | 40 | mm |
| Diámetro exterior | 52 | mm |
| Ancho | 7 | mm |
| Capacidad de carga dinámica básica | 5 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | 3,65 | kN |

**Tabla 7-26:** Rodamiento seleccionado.

Engranaje recto

Para diseñar engranajes rectos seguiremos el procedimiento del anexo A.2. Para seguir este procedimiento consideramos:

- Maquinaria industrial en general (20000 horas) para la vida de diseño.
- Asumimos que el eje se moverá a aproximadamente 30 rpm.
- La fuente de potencia es uniforme y la máquina impulsada es de choque moderado para obtener $K_0$.
- Para el factor de alineación del engranado $C_{ma}$ consideramos engranes abiertos ya que los ejes están sostenidos por cojinetes montados sobre elementos estructurales de la máquina.
- Un número de calificación $q_v$ típico de máquina, el más bajo para ser más conservadores.
- El número de aplicaciones de carga por revolución $q$ es 1 ya que interactúa solo con un piñón.
- Una confiabilidad de 0,999 para determinar $K_R$.

En la tabla 7-27 se muestran los resultados de número de esfuerzo mínimo admisible del material. En base a esto seleccionamos el material de la tabla 7-28. Luego verificamos nuevamente el material calculando el número de esfuerzo de contacto en la tabla 7-29.

| **NÚMERO DE ESFUERZO FLEXIONANTE** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Cantidad de dientes | 36 | - |
| Diámetro primitivo | 180 | mm |
| Fuerza tangencial | 1087,5 | N |
| Velocidad de rotación del eje deseado | 30 | rpm |
| Factor de geometría (J) | 0,38 | - |
| Factor de sobrecarga (K0) | 1,50 | - |
| Factor de tamaño (Ks) | 1,00 | - |
| Factor de espesor de orilla (KB) | 1,00 | - |
| Número de calificación (Qv) | 5,00 | - |
| Factor de seguridad (SF) | 1,20 | - |
| Vida de diseño (L) | 20000,00 | h |
| Número de aplicaciones de carga por rev | 1,00 | - |
| Factor de confiabilidad (KR) | 1,25 | - |

| CÁLCULOS | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Paso diametral (Pd) | 0,2 | 1/mm |
| Ancho de cara de diente (F) | 60,0 | mm |
| Factor de proporción del piñón (Cpf) | 0,0 | - |
| Factor por alineamiento del engranado (Cma) | 0,3 | - |
| Factor de distribución de carga (Km) | 1,3 | - |
| B | 0,9 | - |
| A | 54,7 | - |
| Velocidad de línea de paso (vt) | 0,3 | m/s |
| Factor dinámico (Kv) | 1,0 | - |
| **Número de esfuerzo flexionante (st)** | **18,9** | **Mpa** |
| Número de ciclos de carga esperado (Nc) | 36000000 | rev |
| **Número de esfuerzo flexionante mínimo admisible** | **28,4** | **MPa** |

**Tabla 7-27:** Cálculo de número de esfuerzo flexionante.

| PROPIEDADES MATERIAL DE ENGRANAJE EJE CONDUCIDO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Material | ASTM A536 Templado y rev. | - |
| Dureza mínima superficial | 179 | HB |
| Número de esfuerzo flexionante admisible | 152 | MPa |
| Número de esfuerzo de contacto admisible | 530 | Mpa |

**Tabla 7-28:** Material seleccionado

| NÚMERO DE ESFUERZO DE CONTACTO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Factor de sobrecarga (K0) | 1,5 | - |
| Factor de tamaño (Ks) | 1 | - |
| Factor de espesor de orilla (KB) | 1 | - |
| Factor de distribución de carga (Km) | 1,31 | - |
| Factor dinámico (Kv) | 1,01 | |
| Factor de confiabilidad (KR) | 1,25 | - |
| Fuerza tangencial | 1087,5 | N |
| Diámetro primitivo | 180 | mm |
| Ancho de cara de diente (F) | 60 | mm |
| Coeficiente elástico | 191 | MPa |
| Factor de geometría | 0,09 | - |
| Factor de seguridad (SF) | 1,2 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Número de esfuerzo de contacto mínimo admisible | 353,3 | MPa |
| **Número de esfuerzo de contacto** | **284,7** | **MPa** |

**Tabla 7-29:** Cálculo de número de esfuerzo de contacto.

## Esfuerzos en eje motriz

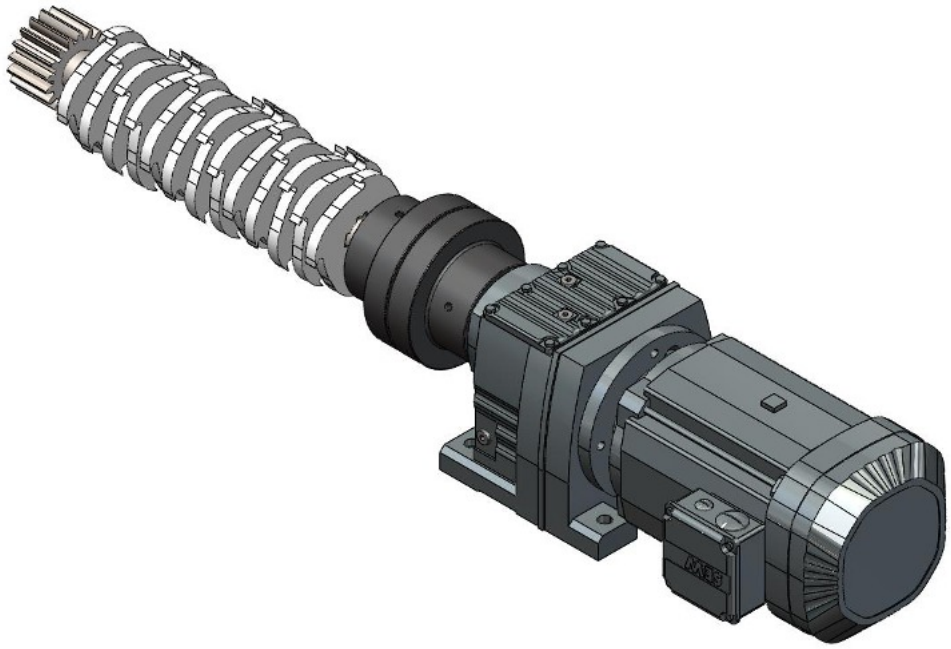


**Figura 7-22:** Conjunto eje motriz.

Seguimos el análisis con el eje motriz (figura 7-22). En este eje son 4 las cuchillas que actúan en simultáneo como máximo (Figura 7-23) por lo que son las que se tendrán en cuenta en el análisis de esfuerzos.

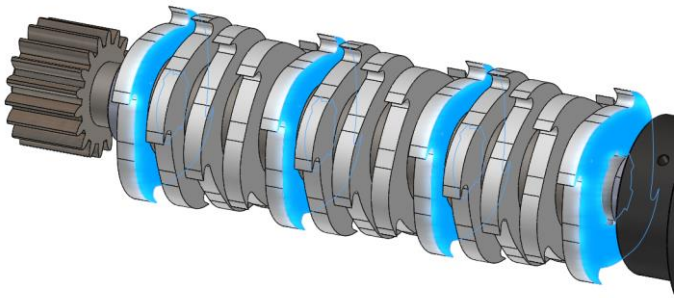


**Figura 7-23:** Cuchillas que actúan en simultáneo en el eje motriz.

Luego planteamos el diagrama de esfuerzos sobre este eje como se ve a continuación en la figura 7-24.

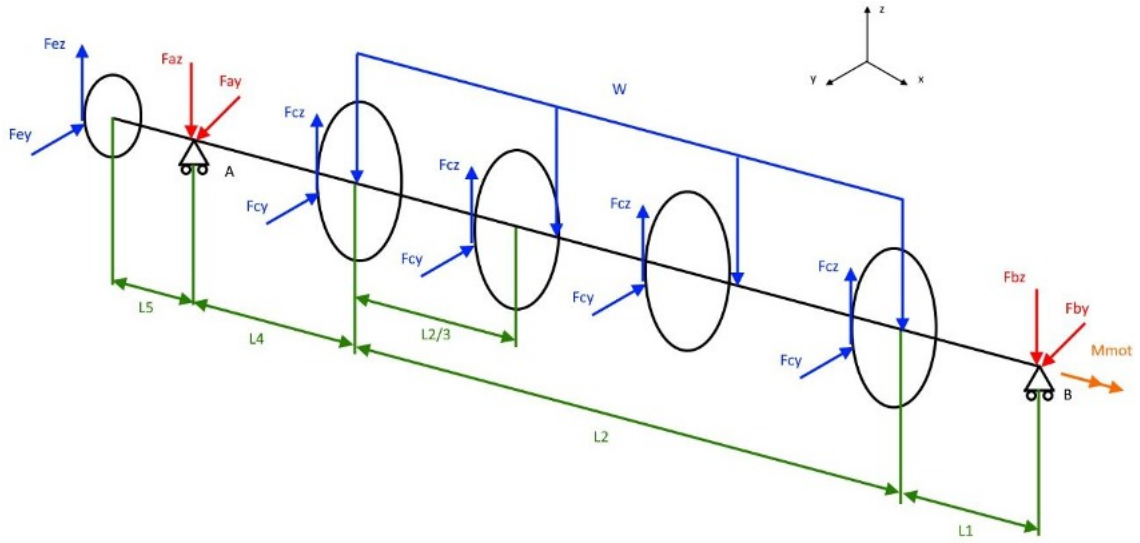



**Figura 7-24:** Diagrama de esfuerzos sobre el eje motriz.

Para calcular las reacciones en los apoyos debemos conocer el resto de los esfuerzos. Los esfuerzos tangencial y radial sobre el piñón son los mismos que se calcularon sobre el eje conducido ya que es la reacción sobre este (tabla 7-10). Luego los esfuerzos sobre cada cuchilla son los presentados en la tabla 7-5.

Por otro lado, como en el eje conducido, sobre este eje hay un peso distribuido $W$ que corresponde al peso, por metro, del conjunto de cuchillas y anillos separadores junto con las latas de aluminio. Se considera un peso de latas de aluminio de 40 kg considerando que pueden estar compactadas antes de pasar por el triturado. Con el mismo procedimiento del eje anterior y utilizando la ecuación 7.24 aplicada a este eje obtenemos los resultados de la tabla 7-30.

| **PESO DISTRIBUIDO SOBRE EL EJE MOTRIZ** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso por cuchilla | 1,4 | kg |
| Peso por anillo separador | 0,4 | kg |
| Cuchillas eje motriz | 13 | - |
| Anillos separadores eje motriz | 12 | - |
| Peso de latas sobre el eje | 40 | kg |
| Aceleración gravitatoria | 9,8 | m/s2 |
| Largo ocupado por cuchillas eje motriz | 399 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Peso distribuido sobre el eje motriz** | **1547,4** | **N/m** |
| **Peso total** | **617,4** | **N** |

**Tabla 7-30:** Cálculo de peso distribuido sobre el eje.

Con todos estos datos ya podemos empezar a calcular las reacciones en los apoyos del eje.

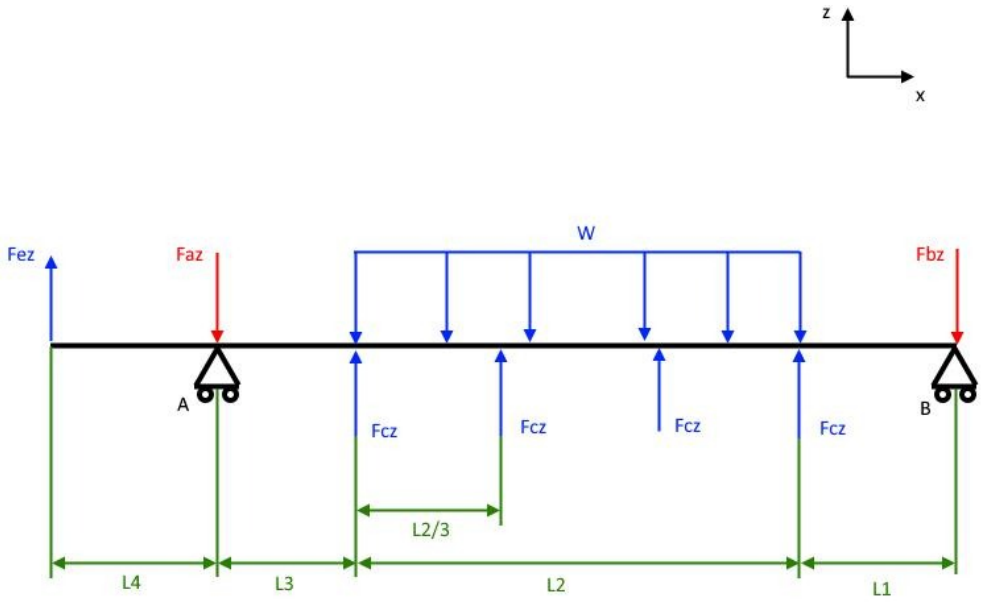



**Figura 7-25:** Esfuerzos plano xz.

Tomando como referencia la figura 7-25 realizamos el cálculo de esfuerzos en el plano xz. Sumatoria de fuerzas en la coordenada z:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + 4F_{cz} - W * L_2 - F_{bz} = 0 \text{ (7.111)}$$

Despejamos la reacción $F_{bz}$:

$$\boxed{F_{bz} = F_{ez} - F_{az} + 4F_{cz} - W * L_2} \text{ (7.112)}$$

Para obtener la reacción $F_{az}$ realizamos sumatoria de momentos flectores con respecto al apoyo B:

$$\sum M_B^{xz} = -F_{cz} * L_1 - F_{cz} * \left(L_1 + \frac{L_2}{3}\right) - F_{cz} * \left(L_1 + \frac{2}{3}L_2\right) - F_{cz} * (L_1 + L_2) + W * L_2 * \left(\frac{L_2}{2} + L_1\right) + F_{az} * (L_{tot} - L_4) - F_{ez} * L_{tot} = 0 \text{ (7.113)}$$

$$\sum M_B^{xz} = -F_{cz} * (4L_1 + 2L_2) + W * \left(\frac{L_2^2}{2} + L_2 L_1\right) + F_{az} * (L_{tot} - L_4) - F_{ez} * L_{tot} = 0 \text{ (7.114)}$$

Despejamos $F_{az}$ de la ecuación (7.114):

$$F_{az} * (L_{tot} - L_4) = F_{cz} * (4L_1 + 2L_2) - W * \left(\frac{L_2^2}{2} + L_2 L_1\right) + F_{ez} * L_{tot} \quad (7.115)$$

$$\boxed{F_{az} = \frac{F_{cz}*(4L_1+2L_2) - W*\left(\frac{L_2^2}{2}+L_2L_1\right) + F_{ez}*L_{tot}}{(L_{tot}-L_4)}} \quad (7.116)$$

Luego reemplazamos este resultado en la ecuación 7.112 y obtenemos los resultados de la tabla 7-31.

| **REACCIONES EN APOYO (PLANO XZ)** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia L1 | 15 | mm |
| Distancia L2 | 399 | mm |
| Distancia L3 | 20 | mm |
| Distancia L4 | 60 | mm |
| Peso total conjunto de cuchillas (Fw) | 617,4 | N |
| Fuerza tangencial filo cuchilla (Fcz) | 435 | N |
| Fuerza tangencial sobre engranajes (Fez) | 1087,5 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Longitud total (Ltot) | 494 | mm |
| **Reacción en apoyo A (Faz)** | **1792,68** | **N** |
| **Reacción en apoyo B (Fbz)** | **2374,92** | **N** |

**Tabla 7-31:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje motriz (plano XZ).

Calculado los esfuerzos en el plano XZ pasamos a realizar el mismo análisis en el plano XY del eje. Planteamos el diagrama de esfuerzos de la figura 7-26.

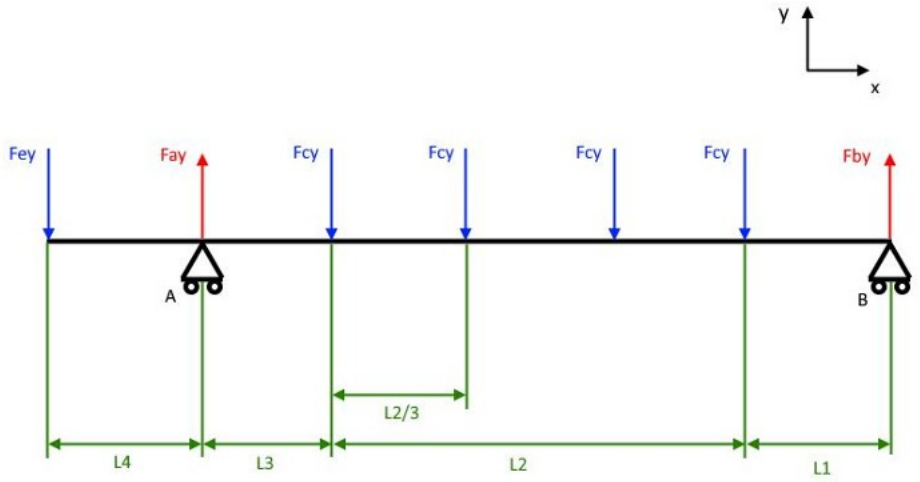



**Figura 7-26:** Esfuerzos plano xy.

Realizamos sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - 4F_{cy} + F_{by} = 0 \text{ (7.117)}$$

Despejamos la reacción $F_{by}$:

$$\boxed{F_{by} = F_{ey} - F_{ay} + 4F_{cy}} \text{ (7.118)}$$

Para obtener la reacción $F_{ay}$ realizamos sumatoria de momentos flectores con respecto al apoyo B:

$$\sum M_{XY}^{B} = F_{cy} * L_1 + F_{cy} * \left(L_1 + \frac{L_2}{3}\right) + F_{cy} * \left(L_1 + \frac{2}{3}L_2\right) + F_{cy} * (L_1 + L_2) - F_{ay}(L_{tot} - L_4) + F_{ey}L_{tot} = 0 \text{ (7.119)}$$

$$\sum M_{XY}^{B} = F_{cy}(4L_1 + 2L_2) - F_{ay}(L_{tot} - L_4) + F_{ey}L_{tot} = 0 \text{ (7.120)}$$

Despejamos $F_{ay}$ de la ecuación (7.120):

$$\boxed{F_{ay} = \frac{F_{cy}(4L_1+2L_2)+F_{ey}L_{tot}}{(L_{tot}-L_4)}} \text{ (7.121)}$$

Luego reemplazamos este resultado en la ecuación 7.118 y obtenemos los resultados de la tabla 7-32.

| REACCIONES EN APOYO (PLANO XY) | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia L1 | 15 | mm |
| Distancia L2 | 399 | mm |
| Distancia L3 | 20 | mm |
| Distancia L4 | 60 | mm |
| Fuerza radial filo cuchilla (Fcy) | 251,1 | N |
| Fuerza radial sobre engranajes (Fey) | 395,8 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Longitud total (Ltot) | 494 | mm |
| **Reacción en apoyo A (Fay)** | **947,05** | **N** |
| **Reacción en apoyo B (Fby)** | **453,36** | **N** |

**Tabla 7-32:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje motriz (plano XY).

Con ambos componentes de cada reacción calculados se puede calcular el módulo de cada una con las ecuaciones 7.37 y 7.38. Los resultados se pueden ver en la tabla 7-14.

| REACCIONES EN APOYOS (MÓDULO) | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Reacción en apoyo A (Faz) | 1792,68 | N |
| Reacción en apoyo A (Fay) | 947,05 | N |
| Reacción en apoyo B (Fbz) | 2374,92 | N |
| Reacción en apoyo B (Fby) | 453,36 | N |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Reacción en apoyo A** | **2027,46** | **N** |
| **Reacción en apoyo B** | **2556,78** | **N** |

**Tabla 7-33:** Cálculo de reacciones en apoyos de eje motriz (módulo).

## Esfuerzos internos eje motriz

Para poder dimensionar el diámetro del eje debemos calcular sus esfuerzos internos por método de secciones.

Sección 1: $0 < x < L4$. (Figura 7-27).

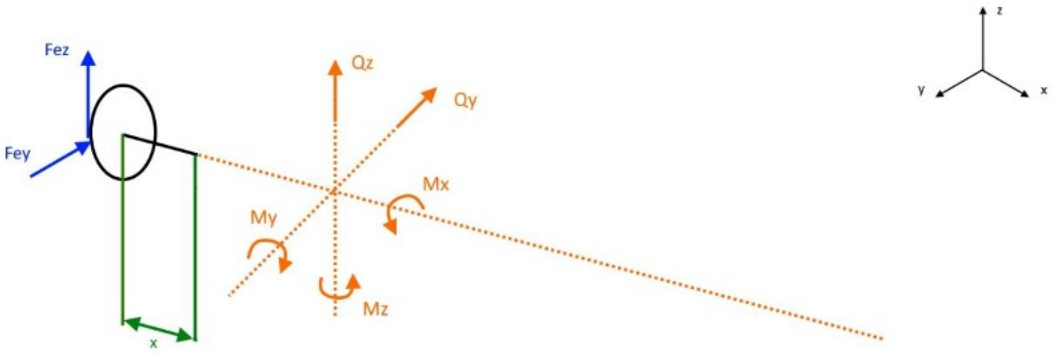



**Figura 7-27:** Esfuerzos internos sección 1.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = F_{ez} + Q_z = 0 \quad (7.122)$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez}} \quad (7.123)$$

$$\sum F_y = -F_{ey} - Q_y = 0 \quad (7.124)$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey}} \quad (7.125)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}x - M_y = 0 \quad (7.126)$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}x} \quad (7.127)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}x + M_z = 0 \quad (7.128)$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}x} \quad (7.129)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{piñon} + M_x = 0 \quad (7.130)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{piñon}} \quad (7.131)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-34.

| **SECCIÓN 1 (0 < x < L4)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **-1087,50** | **N** |
| **Qy** | **-395,82** | **N** |
| **My (x=0)** | **0,00** | **Nm** |
| **My (x=L4)** | **-65,25** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **0,00** | **Nm** |
| **Mz (x=L4)** | **23,75** | **Nm** |
| **Mx** | **48,94** | **Nm** |

**Tabla 7-34:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 1.

Sección 2: 0 < x < L3. (Figura 7-28).

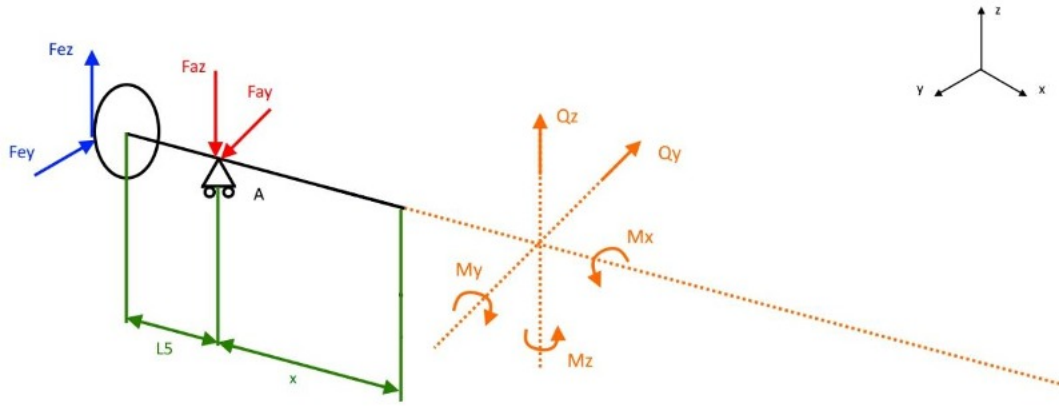



**Figura 7-28:** Esfuerzos internos sección 2.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + Q_z = 0 \text{ (7.132)}$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez} + F_{az}} \text{ (7.133)}$$

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - Q_y = 0 \text{ (7.134)}$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey} + F_{ay}} \text{ (7.135)}$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}(L_4 + x) + F_{az}x - M_y = 0 \text{ (7.136)}$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}(L_4 + x) + F_{az}x} \text{ (7.137)}$$

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}(L_4 + x) + F_{ay}x + M_z = 0 \text{ (7.138)}$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}(L_4 + x) - F_{ay}x} \text{ (7.139)}$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{piñon} + M_x = 0 \text{ (7.140)}$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{piñon}} \text{ (7.141)}$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-35.

| SECCIÓN 2 (0 < x < L3) | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **705,18** | **N** |
| **Qy** | **551,23** | **N** |
| **My (x=0)** | **-65,25** | **Nm** |
| **My (x=L3)** | **-51,15** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **23,75** | **Nm** |
| **Mz (x=L3)** | **12,72** | **Nm** |
| **Mx** | **48,94** | **Nm** |

**Tabla 7-35:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 2.

Sección 3: 0 < x < L2/3. (Figura 7-29).

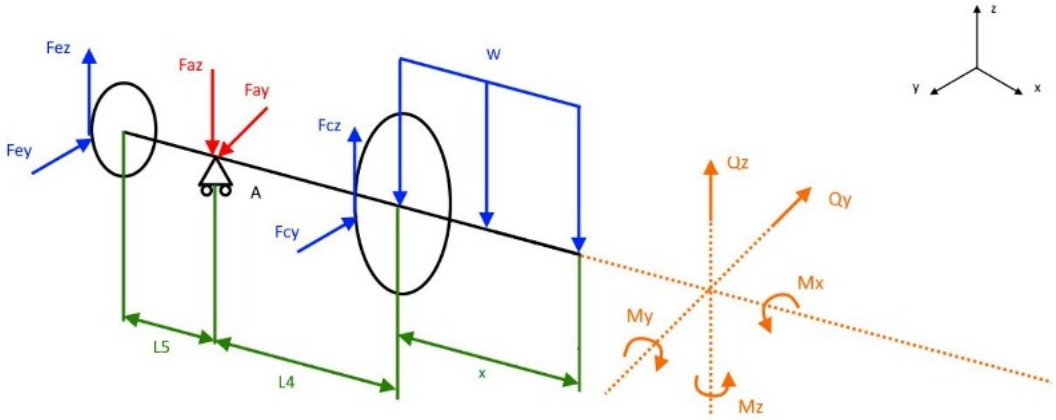



**Figura 7-29:** Esfuerzos internos sección 3.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + F_{cz} - Wx + Q_z = 0 \quad (7.142)$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez} + F_{az} - F_{cz} + Wx} \quad (7.143)$$

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - F_{cy} - Q_y = 0 \quad (7.144)$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey} + F_{ay} - F_{cy}} \quad (7.145)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}(L_4 + L_3 + x) + F_{az}(L_3 + x) - F_{cz}x + \frac{Wx^2}{2} - M_y = 0 \quad (7.146)$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}(L_4 + L_3 + x) + F_{az}(L_3 + x) - F_{cz}x + \frac{Wx^2}{2}} \quad (7.147)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}(L_4 + L_3 + x) + F_{ay}(L_3 + x) - F_{cy}x + M_z = 0 \quad (7.148)$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}(L_4 + L_3 + x) - F_{ay}(L_3 + x) + F_{cy}x} \quad (7.149)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{piñon} - F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \quad (7.150)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez} r_{piñon} + F_{cz} r_{cuchilla}} \quad (7.151)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-36.

| SECCIÓN 3 (0 < x < L2/3) | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **116,23** | **N** |
| **Qz (x=L2/3)** | **322,03** | **N** |
| **Qy** | **300,08** | **N** |
| **My (x=0)** | **-51,15** | **Nm** |
| **My (x=L2/3)** | **-1,53** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **12,72** | **Nm** |
| **Mz (x=L2/3)** | **-27,19** | **Nm** |
| **Mx** | **81,56** | **Nm** |

**Tabla 7-36:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 3.

Sección 4: 0 < x < L2/3. (Figura 7-30).

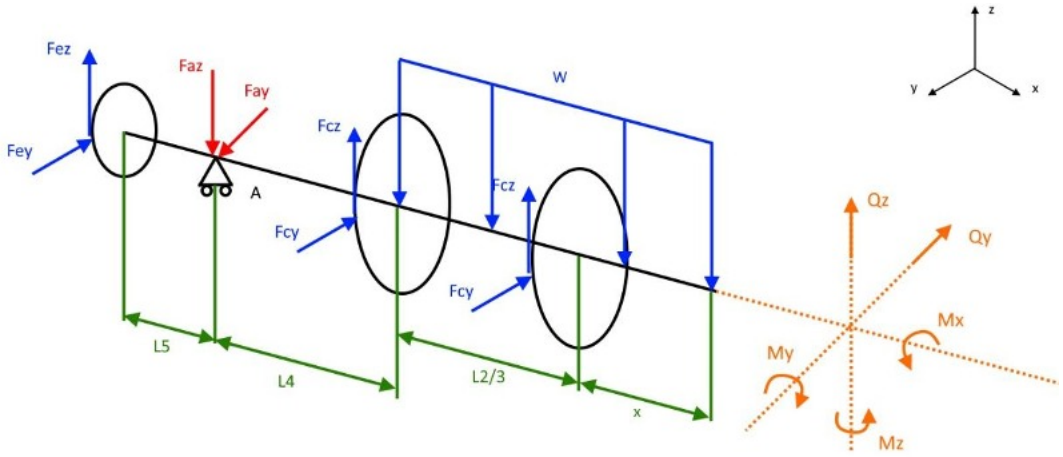



**Figura 7-30:** Esfuerzos internos sección 4.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + 2F_{cz} - W(\frac{L_2}{3} + x) + Q_z = 0 \quad (7.152)$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez} + F_{az} - 2F_{cz} + W(\frac{L_2}{3} + x)} \quad (7.153)$$

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - 2F_{cy} - Q_y = 0 \quad (7.154)$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey} + F_{ay} - 2F_{cy}} \quad (7.155)$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}\left(L_4 + L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) + F_{az}\left(L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) - F_{cz}\left(\frac{L_2}{3} + 2x\right) + \frac{W}{2}\left(\frac{L_2}{3} + x\right)^2 - M_y = 0 \quad (7.156)$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}\left(L_4 + L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) + F_{az}\left(L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) - F_{cz}\left(\frac{L_2}{3} + 2x\right) + \frac{W}{2}\left(\frac{L_2}{3} + x\right)^2} \quad (7.157)$$

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}\left(L_4 + L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) + F_{ay}\left(L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) - F_{cy}\left(\frac{L_2}{3} + 2x\right) + M_z = 0 \quad (7.158)$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}\left(L_4 + L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) - F_{ay}\left(L_3 + \frac{L_2}{3} + x\right) + F_{cy}\left(\frac{L_2}{3} + 2x\right)} \quad (7.159)$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez} r_{piñon} - 2F_{cz} r_{cuchilla} + M_x = 0 \quad (7.160)$$

$$\boxed{M_x = F_{ez} r_{piñon} + 2F_{cz} r_{cuchilla}} \quad (7.161)$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-37.

| **SECCIÓN 4 (0 < x < L2/3)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **-112,97** | **N** |
| **Qz (x=L2/3)** | **92,83** | **N** |
| **Qy** | **48,93** | **N** |
| **My (x=0)** | **-1,53** | **Nm** |
| **My (x=L2/3)** | **17,61** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-27,19** | **Nm** |
| **Mz (x=L2/3)** | **-33,69** | **Nm** |
| **Mx** | **114,19** | **Nm** |

**Tabla 7-37:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 4.

Sección 5: 0 < x < L2/3. (Figura 7-31).

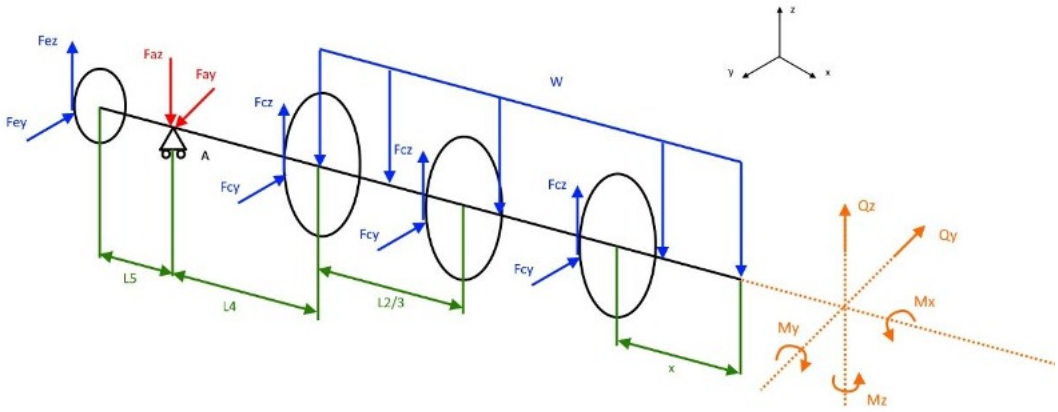



**Figura 7-31:** Esfuerzos internos sección 5.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos

internos:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + 3F_{cz} - W(2\frac{L_2}{3} + x) + Q_z = 0 \text{ (7.162)}$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez} + F_{az} - 3F_{cz} + W(2\frac{L_2}{3} + x)} \text{ (7.163)}$$

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - 3F_{cy} - Q_y = 0 \text{ (7.164)}$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey} + F_{ay} - 3F_{cy}} \text{ (7.165)}$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}\left(L_4 + L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) + F_{az}\left(L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) - 3F_{cz}(\frac{L_2}{3} + x) + \frac{W}{2}\left(2\frac{L_2}{3} + x\right)^2 -$$

$$M_y = 0 \text{ (7.166)}$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}\left(L_4 + L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) + F_{az}\left(L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) - 3F_{cz}(\frac{L_2}{3} + x) + \frac{W}{2}\left(2\frac{L_2}{3} + x\right)^2}$$

(7.167)

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}\left(L_4 + L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) + F_{ay}\left(L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) - 3F_{cy}(\frac{L_2}{3} + x) + M_z = 0 \text{ (7.168)}$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}\left(L_4 + L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) - F_{ay}\left(L_3 + 2\frac{L_2}{3} + x\right) + 3F_{cy}(\frac{L_2}{3} + x)} \text{ (7.169)}$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{piñon} - 3F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \text{ (7.170)}$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{piñon} + 3F_{cz}r_{cuchilla}} \text{ (7.171)}$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-38.

| **SECCIÓN 5 (0 < x < L2/3)** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz (x=0)** | **-342,17** | **N** |
| **Qz (x=L2/3)** | **-136,37** | **N** |
| **Qy** | **-202,21** | **N** |
| **My (x=0)** | **17,61** | **Nm** |
| **My (x=L2/3)** | **6,26** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-33,69** | **Nm** |
| **Mz (x=L2/3)** | **-6,80** | **Nm** |
| **Mx** | **146,81** | **Nm** |

**Tabla 7-38:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 5.

Sección 6: 0 < x < L1. (Figura 7-32).

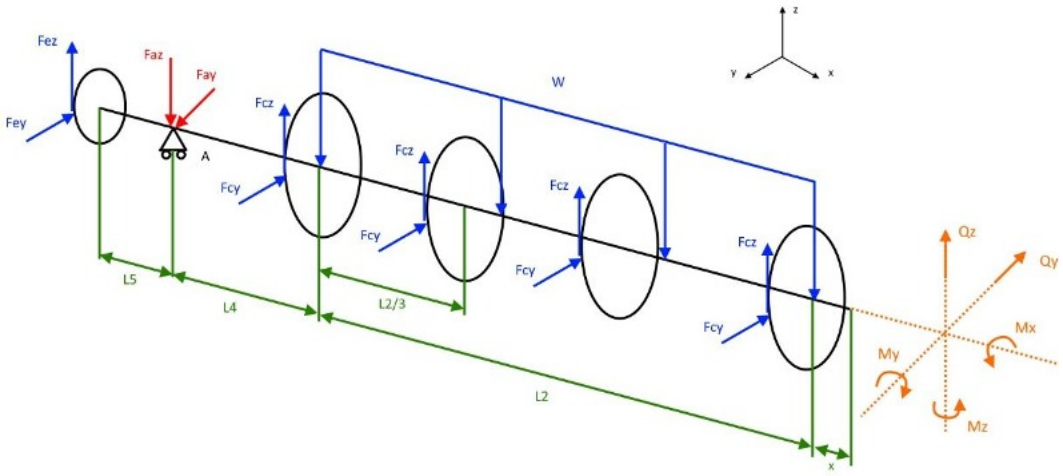



**Figura 7-32:** Esfuerzos internos sección 6.

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio y se despejan los esfuerzos internos:

$$\sum F_z = F_{ez} - F_{az} + 4F_{cz} - WL_2 + Q_z = 0 \text{ (7.172)}$$

$$\boxed{Q_z = -F_{ez} + F_{az} - 4F_{cz} + WL_2} \text{ (7.173)}$$

$$\sum F_y = -F_{ey} + F_{ay} - 4F_{cy} - Q_y = 0 \text{ (7.174)}$$

$$\boxed{Q_y = -F_{ey} + F_{ay} - 4F_{cy}} \text{ (7.175)}$$

$$\sum M_{yy}^{x} = -F_{ez}(L_4 + L_3 + L_2 + x) + F_{az}(L_3 + L_2 + x) - 2F_{cz}(L_2 + 2x) + WL_2(\frac{L_2}{2} + x) -$$

$$M_y = 0 \text{ (7.176)}$$

$$\boxed{M_y = -F_{ez}(L_4 + L_3 + L_2 + x) + F_{az}(L_3 + L_2 + x) - 2F_{cz}(L_2 + 2x) + WL_2(\frac{L_2}{2} + x)} \text{ (7.177)}$$

$$\sum M_{zz}^{x} = -F_{ey}(L_4 + L_3 + L_2 + x) + F_{ay}(L_3 + L_2 + x) - 2F_{cy}(L_2 + 2x) + M_z = 0 \text{ (7.178)}$$

$$\boxed{M_z = F_{ey}(L_4 + L_3 + L_2 + x) - F_{ay}(L_3 + L_2 + x) + 2F_{cy}(L_2 + 2x)} \text{ (7.179)}$$

$$\sum M_{xx}^{x} = -F_{ez}r_{piñon} - 4F_{cz}r_{cuchilla} + M_x = 0 \text{ (7.180)}$$

$$\boxed{M_x = F_{ez}r_{piñon} + 4F_{cz}r_{cuchilla}} \text{ (7.181)}$$

Los resultados se muestran en la tabla 7-39.

| SECCIÓN 6 (0 < x < L1) | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Qz** | **-571,37** | **N** |
| **Qy** | **-453,36** | **N** |
| **My (x=0)** | **6,26** | **Nm** |
| **My (x=L1)** | **-9,26** | **Nm** |
| **Mz (x=0)** | **-6,80** | **Nm** |
| **Mz (x=L1)** | **0,00** | **Nm** |
| **Mx** | **179,44** | **Nm** |

**Tabla 7-39:** Cálculo de esfuerzos internos en sección 5.

## Diámetro mínimo eje motriz

Para dimensionar el diámetro de cada eje se utilizará la ecuación (7.109) como se realizó para el eje conducido.

La resistencia a la fatiga $s_n$ podemos hallarla utilizando la figura A-x del anexo A.x. Para utilizar este gráfico debemos conocer las propiedades del material. Por lo tanto, para este eje se fabricará de acero **SAE 1045** laminado en caliente, seleccionado por ofrecer un balance óptimo entre tenacidad y resistencia mecánica necesaria para soportar las cargas combinadas de flexión y torsión. Con el dato de la resistencia a la tracción del material podemos hallar el valor de $s_n$ cómo se mencionó anteriormente. Las propiedades del material que nos interesan [13] se muestran en la tabla 7-22.

El factor de material $C_m$ depende de cómo fue el método de fabricación del material. Según [12], para acero colado $C_m = 0{,}8$. El factor por tipo de esfuerzo $C_{st} = 1$ para el esfuerzo flexionante. El factor de confiabilidad $C_R$ es estimado de la figura A-x del anexo A.x y el factor por tamaño $C_s$ se estima de la figura A-x del mismo anexo. Con estos datos podemos calcular $s_n'$ y el resultado se muestra en la tabla 7-23.

Para el cálculo del diámetro mínimo tendremos en cuenta los elementos que componen el conjunto como se ve en la figura 7-33. Sabiendo esto, podemos estimar el factor de concentración de esfuerzos $K_t$ el cual cambia según la discontinuidad que se encuentre en el eje. Para estos valores se tomará de referencia [12].

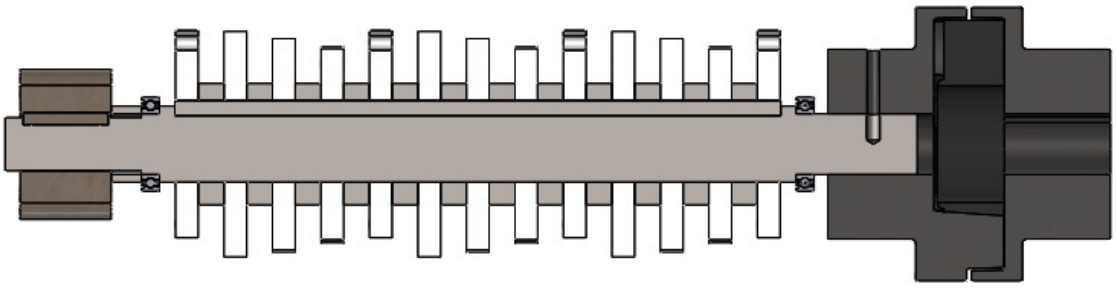


**Figura 7-33:** Componentes conjunto eje motriz.

Con esta información podemos calcular el diámetro mínimo en cada sección del eje con la ecuación 7.109. Los resultados se muestran a continuación en la tabla 7-40.

| DIÁMETRO MÍNIMO POR SECCIÓN | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Factor de diseño | 2 | - |
| Factor de concentración por chavetero | 2 | - |
| Factor de concentración por escalon (agudo) | 2,5 | - |
| Factor de concentración por escalon (redondeado) | 1,5 | - |
| Factor de concentración por anillo de retención | 3 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| **SECCIÓN 1** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 69,44 | Nm |
| Momento torsor | 48,94 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **29,35** | **mm** |
| **SECCIÓN 2** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 69,44 | Nm |
| Momento torsor | 48,94 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **31,59** | **mm** |
| **SECCIÓN 3** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 52,71 | Nm |
| Momento torsor | 81,56 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **26,97** | **mm** |
| **SECCIÓN 4** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 38,02 | Nm |
| Momento torsor | 114,19 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **24,78** | **mm** |
| **SECCIÓN 5** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 38,02 | Nm |
| Momento torsor | 146,81 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **25,25** | **mm** |
| **SECCIÓN 6** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Momento flector máximo | 9,24 | Nm |
| Momento torsor | 179,44 | Nm |
| **Diámetro mínimo** | **22,07** | **mm** |

**Tabla 7-40:** Diámetro mínimo por sección.

## Cálculo y selección de componentes

Rodamientos

Consideraremos solo cargas radiales sobre los rodamientos, por lo tanto, utilizaremos rodamientos de una hilera de bolas y seguiremos el procedimiento del anexo A.1.1 para calcular la capacidad de carga dinámica básica del rodamiento. Consideramos maquinaria industrial en general (20000 horas). Asumimos que el eje se moverá a aproximadamente 30 rpm. Con estos datos calculamos la capacidad de carga dinámica de ambos rodamientos utilizando la ecuación A.2. Los resultados se muestran en la tabla 7-41.

| **CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTO** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Esfuerzo radial sobre rod. A | 2027,46 | N |
| Esfuerzo radial sobre rod. B | 2556,78 | N |
| Diámetro de alojamiento | 40,00 | mm |
| Duración de diseño L10 | 20000,00 | hr |
| Exponente k | 3,00 | - |
| Velocidad de rotación del eje deseado | 60,00 | rpm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Duración de diseño Ld | 72000000 | rev |
| **Capacidad de carga dinámica básica rodamiento A** | **6,7** | **kN** |
| **Capacidad de carga dinámica básica rodamiento B** | **8,4** | **kN** |

**Tabla 7-41:** Capacidad de carga dinámica básica de rodamientos.

En la tabla 7-42 se muestra el rodamiento seleccionado para ambos apoyos.

| **RODAMIENTO SELECCIONADO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | 61908-2RS1 | - |
| Material | Acero para rodamientos | - |
| Diámetro del agujero | 40 | mm |
| Diámetro exterior | 62 | mm |
| Ancho | 12 | mm |
| Capacidad de carga dinámica básica | 13,8 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | 9,3 | kN |

**Tabla 7-42:** Rodamiento seleccionado.

**Para mayor facilidad de producción de piezas del conjunto, se utilizarán los mismos rodamientos para el conjunto motriz y conducido.**

Engranaje recto

Para diseñar engranajes rectos seguiremos el procedimiento del anexo A.2. Para seguir este procedimiento consideramos:

- Maquinaria industrial en general (20000 horas) para la vida de diseño.
- Asumimos que el eje se moverá a aproximadamente 30 rpm.
- La fuente de potencia es uniforme y la máquina impulsada es de choque moderado para obtener $K_0$.
- Para el factor de alineación del engranado $C_{ma}$ consideramos engranes abiertos ya que los ejes están sostenidos por cojinetes montados sobre elementos estructurales de la máquina.
- Un número de calificación $q_v$ típico de máquina, el más bajo para ser más conservadores.
- El número de aplicaciones de carga por revolución $q$ es 1 ya que interactúa solo con un piñón.
- Una confiabilidad de 0,999 para determinar $K_R$.

En la tabla 7-27 se muestran los resultados de número de esfuerzo mínimo admisible del material. En base a esto seleccionamos el material de la tabla 7-28, el cual es el mismo que el del eje conducido. Luego verificamos nuevamente el material calculando el número de esfuerzo de contacto en la tabla 7-44.

| **NÚMERO DE ESFUERZO FLEXIONANTE** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Cantidad de dientes | 18 | - |
| Diámetro primitivo | 90 | mm |
| Fuerza tangencial | 1087,5 | N |
| Velocidad de rotación del eje deseado | 60 | rpm |
| Factor de geometría (J) | 0,38 | - |
| Factor de sobrecarga (K0) | 1,50 | - |
| Factor de tamaño (Ks) | 1,00 | - |
| Factor de espesor de orilla (KB) | 1,00 | - |
| Número de calificación (Qv) | 5,00 | - |
| Factor de seguridad (SF) | 1,20 | - |
| Vida de diseño (L) | 20000,00 | h |

| | | |
|---|---|---|
| Número de aplicaciones de carga por rev | 1,00 | - |
| Factor de confiabilidad (KR) | 1,25 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Paso diametral (Pd) | 0,2 | 1/mm |
| Ancho de cara de diente (F) | 60,0 | mm |
| Factor de proporción del piñón (Cpf) | 0,1 | - |
| Factor por alineamiento del engranado (Cma) | 0,3 | - |
| Factor de distribución de carga (Km) | 1,3 | - |
| B | 0,9 | - |
| A | 54,7 | - |
| Velocidad de línea de paso (vt) | 0,3 | m/s |
| Factor dinámico (Kv) | 1,0 | - |
| **Número de esfuerzo flexionante (st)** | **19,4** | **Mpa** |
| Número de ciclos de carga esperado (Nc) | 72000000 | rev |
| **Número de esfuerzo flexionante mínimo admisible** | **29,1** | **MPa** |

**Tabla 7-43:** Cálculo de número de esfuerzo flexionante.

| **NÚMERO DE ESFUERZO DE CONTACTO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Factor de sobrecarga (K0) | 1,5 | - |
| Factor de tamaño (Ks) | 1 | - |
| Factor de espesor de orilla (KB) | 1 | - |
| Factor de distribución de carga (Km) | 1,35 | - |
| Factor dinámico (Kv) | 1,01 | |
| Factor de confiabilidad (KR) | 1,25 | - |
| Fuerza tangencial | 1087,5 | N |
| Diámetro primitivo | 90 | mm |
| Ancho de cara de diente (F) | 60 | mm |
| Coeficiente elástico | 191 | MPa |
| Factor de geometría | 0,09 | - |
| Factor de seguridad (SF) | 1,2 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Número de esfuerzo de contacto mínimo admisible | 353,3 | MPa |
| **Número de esfuerzo de contacto** | **407,7** | **MPa** |

**Tabla 7-44:** Cálculo de número de esfuerzo de contacto.

Motor y acople

Para seleccionar el motor se utilizará la ecuación (7.181) para conocer el torque mínimo teórico necesario. A este valor lo vamos a afectar por un factor de seguridad de 2 para compensar las cargas dinámicas, fluctuaciones y choques inherentes al proceso

de trituración de metales. A partir de este torque y la velocidad de salida deseada se calculan las prestaciones mínimas con las que deberá cumplir el motor, en la tabla 7-45.

| **TORQUE MOTOR** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Torque mínimo motor | 179,44 | Nm |
| Factor de seguridad | 2 | |
| Rendimiento Motorreductor estimado | 0,9 | - |
| Velocidad de salida deseada | 60 | rpm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Torque mínimo necesario motor** | **398,750** | **Nm** |
| **Potencia mínima necesaria** | **2,505** | **kW** |

**Tabla 7-45:** Cálculo de torque mínimo motor.

Con esta información, del catálogo de SEW [14], seleccionamos el motor de la tabla 7-46.

| **MOTOR SELECCIONADO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | R77DRN100L4 | - |
| Tipo de reductor | Engranajes cilíndricos | - |
| Velocidad de entrada | 1456 | RPM |
| Velocidad de salida | 62,0 | RPM |
| Torque de salida | 460 | Nm |
| Diametro eje de salida | 40 | mm |
| Potencia del motor | 3,00 | kW |
| Factor de servicio SEW - fB | 1,80 | kW |
| Peso | 66,00 | kg |

**Tabla 7-46:** Datos motor seleccionado.

Siguiendo el procedimiento del catálogo de acoplamientos de SKF [15] se selecciona uno apto para esta aplicación. En particular, se seleccionará un acople FRC ya que tiene mejores prestaciones que nuestra otra alternativa que eran los acople tipo mandíbula o JAW para el rango de rpm de nuestra aplicación.

En primer lugar, se determina un factor de servicio con las tablas 9 y 10 de [15]. Tomamos el factor de servicio de un molino de martillos (1,75) ya que no está nuestra

aplicación en específico. En la tabla 7-47 se muestra la selección del acople para el eje motriz.

| **ACOPLE EJE MOTOR** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Potencia motor | 3,00 | kW |
| Factor de servicio | 1,75 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Potencia de selección de acople** | **5,250** | **kW** |
| **ACOPLE SELECCIONADO** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | PHE FRC180RSB | - |
| Tipo | FRC | - |
| Tipo de cubo | B | - |
| Tamaño | 180 | - |
| Potencia a 50 rpm | 5 | kW |
| Torque nominal | 950 | Nm |
| Torque máximo | 2350 | Nm |
| Tamaño agujero mínimo | 16 | mm |
| Tamaño agujero máximo | 60 | mm |

**Tabla 7-47:** Selección de acople motor-eje.

# Transporte de materia prima

Las dimensiones de la cinta transportadora se definieron tal que ocupe la menor cantidad de área posible, elevando el material hasta el nivel donde el material triturado caiga por gravedad en la tolva de dosificación hacia el crisol.

En la tabla 7-48 se muestran los datos y cálculos de las dimensiones de la cinta transportadora. Las dimensiones se calcularon de la siguiente manera:

$$L_{tray} = L_H + \frac{\pi}{3} R_c + L_I \quad (7.182)$$

$$H_0 = L_I \sin \alpha \quad (7.183)$$

$$L_{Hc} = R_c \sin \alpha \quad (7.184)$$

$$L_{HI} = L_I \cos \alpha \quad (7.185)$$

$$L_0 = L_H + L_{Hc} + L_{HI} \quad (7.186)$$

| GEOMETRÍA CINTA | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Largo tramo horizontal (LH) | 500 | mm |
| Radio cambio de dirección (Rc) | 300 | mm |
| Recorrido angular | 60 | ° |
| Largo tramo inclinado (LI) | 2100 | mm |
| Ángulo de elevación (Alpha) | 60 | ° |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Trayectoria (Ltray) | 2914,16 | mm |
| Altura de elevación (H0) | 1818,65 | mm |
| Long. Hor. Cambio de direcc. (LHc) | 259,81 | mm |
| Long. Hor. Tramo inclinado (LHI) | 1050,00 | mm |
| Longitud de transporte (L0) | 1809,81 | mm |

**Tabla 7-48:** Geometría cinta.

Para diseñar el conjunto de la cinta transportadora se utilizó la guía de ingeniería de Habasit [16] y la guía de bandas plásticas modulares de Habasit [17]. De esta última se eligió la banda modular M2533 cuyas características se pueden ver en la tabla 7-49. Se

eligió esta banda modular (figura 7-34) debido a su patrón de orificios que permiten el drenaje de líquidos en caso de que se trituren latas con restos de fluidos. El material de la banda se eligió de poliamida (PA) debido a su resistencia a la abrasión, necesaria al llevar latas trituradas que pueden contener filos que desgasten el material.

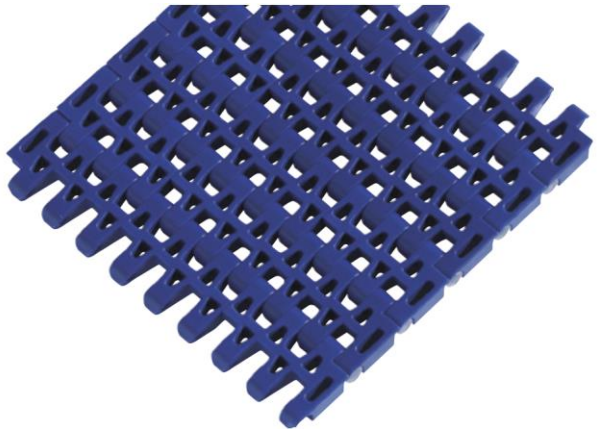


**Figura 7-34:** M2533 Flush Grid 1". [17].

El ancho de banda se seleccionó de 400 mm ya que es un ancho estándar y nos permite dosificar un buen caudal de aluminio triturado sin tener que recurrir a altas velocidades que puede someter a la cinta a mayores desgastes. También se debe tener en cuenta que el ancho efectivo será menor al utilizar guardas laterales.

| **BANDA SELECCIONADA** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Habasit | - |
| Modelo | M2533 | - |
| Material de la banda | Poliamida (PA) | - |
| Material de los rodillos | Poliamida (PA) | - |
| Tensión nominal | 20000 | N/m |
| Temperatura máxima | 160 | ° |
| Peso | 5,6 | kg/m2 |
| Espesor | 10 | mm |
| Ancho | 400 | mm |
| Paso | 25,4 | mm |

**Tabla 7-49:** Banda seleccionada.

## Componentes y accesorios banda modular

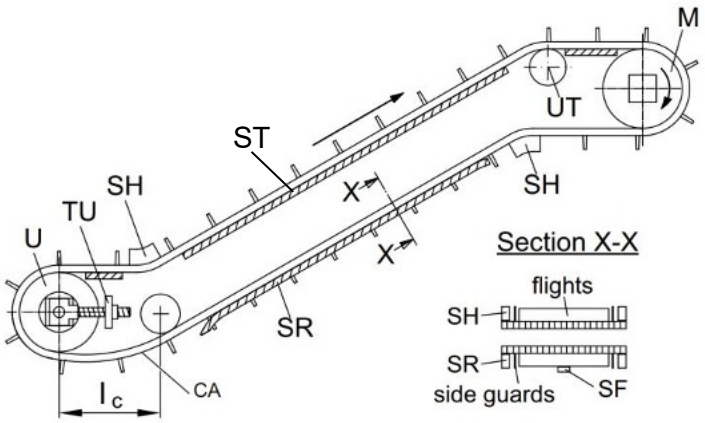



**Figura 7-35:** Ejemplo de una cinta inclinada con extremos horizontales. [16].

En [16] se mencionan reglas básicas a considerar para fabricar una cinta transportadora (figura 7-35):

- **M (Eje Motriz):** El eje motriz (o eje de tracción) debe estar ubicado en el extremo superior de la cinta transportadora o en un diseño de accionamiento central.
- **ST (Lado transporte):** Guías de desgaste en el lado de transporte con perfiles de desgaste en disposición paralela, en serpentín o en "V" (chevron).
- **SR (Lado retorno):** Se prefieren las guías de desgaste en el lado de retorno. Para la mayoría de las aplicaciones de cintas elevadoras (inclinadas), se utilizan tacos y/o guardas laterales. En estos casos, son necesarias las guías de desgaste en los bordes de la banda.
- **SF (Soporte Central para Tacos):** Las bandas con tacos que tengan un ancho superior a 600 mm (24") deben estar soportadas en el centro por un perfil de desgaste (paralelo o en serpentín).
  Como nuestra banda es de 400 mm no debe cumplir con esta regla.
- **CA (Catenaria):** Las catenarias (el pandeo o comba de retorno) en la mayoría de los casos se ubican en el extremo inferior de la banda.
- **SH (Zapatas de Retención):** Las **zapatas de retención** (hold-down shoes) se colocan en las **sangrías** (indents) de la banda y, para la mayoría de las cintas, el radio debe ser ≥ 150 mm (6").
- **TU (Tensor de Banda):** Dado que en las cintas inclinadas la catenaria (CA) puede quedar muy cerca del suelo, se recomienda instalar un sistema **tensor de banda** (tipo husillo/tornillo o de resorte) en el extremo inferior de la estructura.

Conociendo estas reglas básicas se procede a seleccionar accesorios para la cinta transportadora del mismo fabricante.

Debido al pronunciado ángulo de elevación del transportador (60°), es altamente probable que se supere el ángulo de reposo natural del aluminio triturado. En consecuencia, la utilización de una banda plana convencional ocasionaría el deslizamiento del material hacia atrás por acción de la gravedad. Para contrarrestar este efecto, como accesorios de la banda modular se utilizarán tacos transversales (flights figura 7-35) y guardas laterales (side guards figura 7-35). La integración de ambos elementos tiene la finalidad de contener la materia prima triturada formando "cangilones" discretos a lo largo de la cinta.

| | Flat Top flights straight open hinge (USDA) | | Nub Top flights straight open hinge (USDA) | | Flat Top flights straight closed hinge | | Flat Top flights bent (Scoop) open hinge (USDA) | | Flush Grid flight corrugated open hinge (USDA) | | Flush Grid flights staggered open hinge | | Side guards | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Code flight side guard | M2510Fxx*[1] | | M2514F07[2] | | M2520Fxx*[1] | | M2510B07[3] | | M2533F07[3] M253JF07[3] | | M2585F07xx[3] | | M2520Gxx* | M252RGxx* M252LGxx* |
| Applicable for belt type | M2510, M2511 M2516 | | M2510, M2511 M2514 | | M2520/27 M2533 | | M2510, M2511 M2516 | | M2533 | | M2585-P0 M2585-S0 | | All 1" belts except M2531/M2585 | |
| | height H | length L | height H | length L | height H | length L | height H | length L | height H | length L | height H | length L | height H | |
| mm<br>*inch* | 25<br>*1* | 100<br>*4* | – | – | 25<br>*1* | 100<br>*4* | – | – | – | – | | | 25<br>*1* | – |
| mm<br>*inch* | 50<br>*2* | 100<br>*4* | – | – | 50<br>*2* | 100<br>*4* | – | – | – | w– | | | 50<br>*2* | – |
| mm<br>*inch* | 75<br>*3* | 100<br>*4* | 75<br>*3* | 100<br>*4* | 75<br>*3* | 100<br>*4* | 75<br>*3* | 150<br>*6* | 75<br>*3* | 100<br>*4* | 75<br>*3* | 203<br>*8* | – | 75<br>*3* |
| mm<br>*inch* | – | – | – | – | 100<br>*4* | 100<br>*4* | – | – | – | – | | | – | 100<br>*4* |
| mm<br>*inch* | – | – | – | – | 100<br>*4* | 150<br>*6* | – | – | – | – | | | – | – |

*Code xx = height of flight: 25 mm = 02 50 mm = 05 75 mm = 07 100 mm = 10
[1] ribs on one side [2] ribs on both sides [3] without ribs

**Figura 7-36:** Tabla de selección de tacos y guarda laterales. [17].

Para las cintas de la serie M2500 los tacos disponibles son los de la figura 7-36. En nuestro caso tenemos la banda modular M2533 por lo que seleccionamos los tacos M2533F07 y los guardas laterales M252RG07 para el lado derecho y M252LG07 para el lado izquierdo. La terminación "07" en la nomenclatura de ambos componentes corresponde a una altura útil de 75 mm. Esta dimensión previene el desbordamiento y retroceso de la materia prima triturada durante el pronunciado ascenso a 60°. Los datos de estos componentes se resumen en la tabla 7-50.

| ACCESORIOS BANDA SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Habasit | - |
| Modelo taco | M2533F07 | - |
| Modelo guarda lateral der | M252RG07 | - |
| Modelo guarda lateral izq | M252LG07 | - |
| Cant. Tacos por ancho (n) | 3 | - |
| Altura taco | 75 | mm |
| Altura guardas laterales | 75 | mm |
| Ancho taco (L) | 100 | mm |
| Paso taco | 25,4 | mm |
| Paso guardas laterales | 25,4 | mm |
| Luz guarda lateral (G) | 16 | mm |
| Sangría (E) | 50 | mm |
| Espacio para zapatas retención (F) | 34 | mm |

**Tabla 7-50:** Accesorios de la banda modular.

Como se ve en la figura 7-37, entre los guardas laterales y el extremo de la banda modular hay una distancia F que estará disponible para las zapatas de retención que actúan en la curva de cambio de dirección de la cinta. Esta distancia está definida por el espacio entre el extremo del taco y la cinta, llamado sangría (E) y la luz entre los guardas laterales y el taco (G), los cuales se pueden ver también en la tabla 7-50.

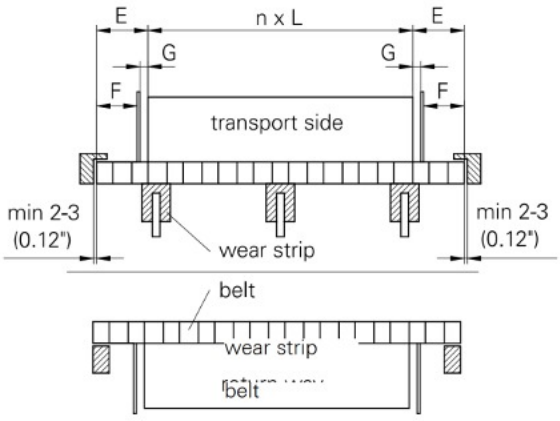



**Figura 7-37:** Dimensiones entre accesorios banda modular. [17].

Para saber la separación entre tacos se debe definir sabiendo que el material asume una forma de cuña recostada contra la cara del taco. Si la distancia entre tacos es muy larga se acumula mucho material en cada “cangilón” provocando que se desborde y no tendremos un flujo continuo de material hacia la tolva de descarga, mientras que si la distancia es muy corta se aumenta el peso por metro de la banda y el costo total de los accesorios sin obtener un beneficio en el transporte.

Para estimar esta distancia calcularemos una distancia mínima suponiendo un ángulo de inclinación del material. Considerando que el material triturado es irregular y poco fluido tomaremos un ángulo de inclinación de 45°. Supondremos también que el caudal a la salida de la trituradora es tal que cuando el material forma una cuña, la cuña abarca toda la distancia entre tacos (figura 7-38), luego lo afectaremos por un factor de seguridad debido a la incertidumbre de los datos.

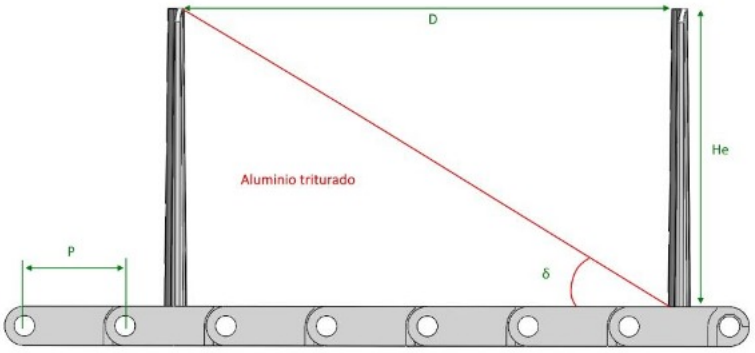



**Figura 7-38:** Esquema para cálculo de distancia entre tacos.

Primero simplemente calculamos la distancia $D$ mediante la relación trigonométrica:

$$D = \frac{H_e}{\tan\delta} \times FS \quad (7.187)$$

Y el número de paso o uniones es:

$$n = \frac{D}{P} \quad (7.188)$$

Los resultados se muestran a continuación, en la tabla 7-51:

| DISTANCIA ENTRE EMPUJADORES | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Alto empujador (He) | 75 | mm |
| Paso banda modular (P) | 25,4 | mm |
| Angulo de inclinación (Delta) | 45 | ° |
| Factor de seguridad | 1,5 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia mínima teórica entre tacos | 112,5 | mm |
| Número de pasos | 4,429133858 | - |
| Número de pasos real (n) | 5 | - |
| **Distancia mínima entre tacos (D)** | **127** | **mm** |

**Tabla 7-51:** Cálculo distancia entre tacos.

Con este cálculo quedan definidos los accesorios de la banda modular, ahora procedemos a seleccionar los accesorios para guiar la cinta.

**Number of sprockets and wearstrips for straight running belts series M2500**
(excluding M2585/86: see separate table)

| Standard belt width (nominal) | | Number of sprockets per shaft | Number of wearstrips | |
|---|---|---|---|---|
| mm | *inch* | min. number | Carryway (top) | Returnway (bottom) |
| 150 | *6* | 2* | 2 | 2 |
| 200 | *8* | 2 | 2 | 2 |
| 250 | *10* | 3 | 3 | 2 |
| 300 | *12* | 3 | 3 | 2 |
| 350 | *14* | 3 | 4 | 3 |
| 400 | *16* | 3 | 4 | 3 |
| 450 | *18* | 5 | 4 | 3 |
| 500 | *20* | 5 | 5 | 3 |
| 550 | *22* | 5 | 5 | 3 |
| 600 | *24* | 5 | 5 | 3 |
| 700 | *28* | 7 | 6 | 4 |
| 800 | *32* | 7 | 7 | 4 |
| 900 | *36* | 9 | 7 | 4 |
| 1000 | *40* | 9 | 8 | 5 |
| 1100 | *43* | 11 | 8 | 5 |
| 1200 | *47* | 11 | 9 | 5 |
| 1300 | *51* | 13 | 10 | 6 |
| 1400 | *55* | 13 | 10 | 6 |
| 1600 | *63* | 15 | 11 | 6 |
| 1800 | *71* | 17 | 12 | 7 |
| 2000 | *79* | 19 | 13 | 7 |

**Figura 7-39:** Número de piñones y guías de desgaste para bandas de la serie M2500. [17]

La guía de producto de bandas modulares de Habasit [17] recomienda un determinado número de guías de desgaste según el ancho estándar de la banda y esto se puede ver

en la figura 7-39. Para nuestro caso se recomienda utilizar 4 guías en el lado de transporte y 3 en el lado de retorno, pero como utilizamos tacos estos se chocarían con una tercer guía en el lado de retorno, por lo que solo utilizaremos 2, una en cada lado. En el lado de retorno de la parte horizontal no se utiliza guía de desgaste para dejar lugar a la formación de una catenaria.

Luego de explorar distintos perfiles y guías de desgaste que ofrece Habasit, seleccionamos el perfil extrudido US-40 [18] junto con el perfil de acero inoxidable CM-16 [19]. Estos accesorios cubren un gran ancho como se puede ver en la figura 7-40 por lo que, en lugar de usar 4 en el lado de transporte, usaremos 3.

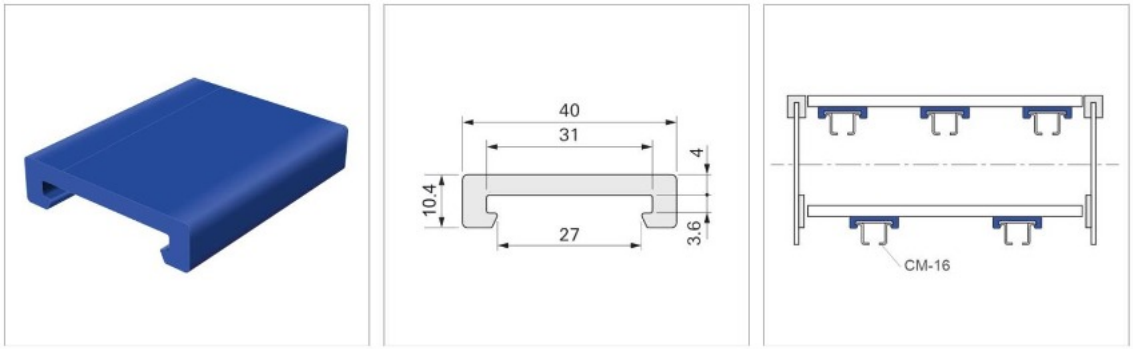



**Figura 7-40:** Dimensiones guía de desgaste seleccionada. [17]

| GUÍA DE DESGASTE SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Habasit | - |
| Modelo guía de plástico | US-40 | - |
| Material guía de plástico | TP40 | - |
| Modelo perfil de acero para la guía | CM-16 | mm |
| Material perfil de acero para la guía | AISI 304 | |

**Tabla 7-52:** Datos perfil y guía de desgaste seleccionado.

Por otro lado, también seleccionamos guías de desgaste para los laterales de la banda y para ello seleccionamos el perfil MU (MB02U) [20] de Habasit (figura 7-41). No seleccionaremos perfil de acero ya que irá directamente montado en las chapas laterales de la estructura de la cinta. Los datos del producto se resumen en la tabla 7-53.

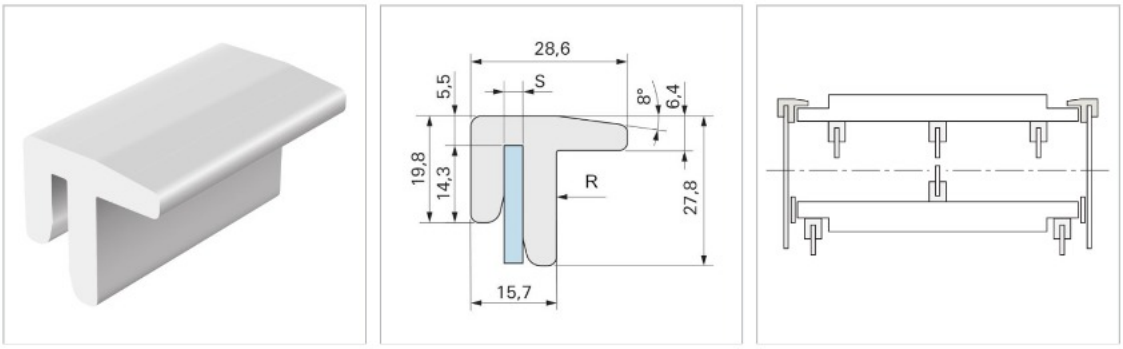



**Figura 7-41:** Dimensiones guía de desgaste lateral seleccionada. [20]

| GUÍA DE DESGASTE LATERAL SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Habasit | - |
| Modelo guía de plástico | MB02U | - |
| Material guía de plástico | PE40 | - |

**Tabla 7-53:** Datos perfil y guía de desgaste seleccionado para los laterales.

## Ejes y piñones

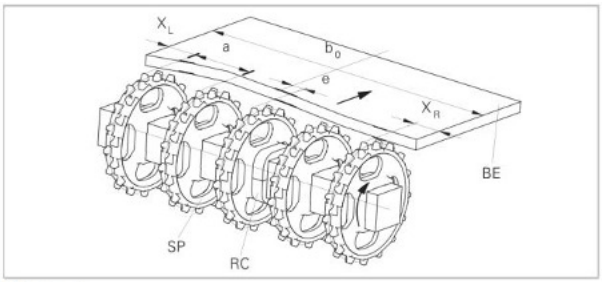
Siguiendo la guía de producto [17] seleccionamos los elementos para la transmisión de movimiento, es decir, los piñones de impulsión y los conductores. Conociendo estos luego diseñaremos los ejes motriz y conducido.

Elegimos unos piñones de la serie de banda modulares M2500 que se ven la figura 7-42. Se seleccionó un modelo de 15 dientes, lo que resulta en un diámetro primitivo de 122,70 mm. Esta dimensión es ideal para reducir el "efecto poligonal" (variaciones de velocidad lineal) ya que, con esta cantidad de dientes, la variación de velocidad es de apenas un 2.2% [16]. Para transportar latas trituradas a baja velocidad, esa vibración es imperceptible y no afecta la estabilidad de la carga. Subir a 24 o 30 dientes reduciría esa vibración al 1%, pero a un costo de espacio muy alto.

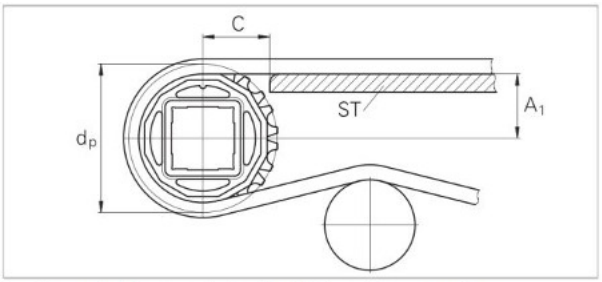
| Type | Number of teeth | Diam. of pitch Ø $d_p$ | | $A_1$ | | Hub width $B_L$ | | Square bore Q | | Ø Round bore R | | Standard material |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | mm | *inch* | mm | *inch* | mm | *inch* | mm | *inch* | mm | *inch* | |
| S | 8 | 66.7 | *2.6* | 29.3 | *1.15* | 30 | *1.18* | 25 | - | 30 | - | POM |
| S | 10 | 82.5 | *3.3* | 37.3 | *1.47* | 30 | *1.18* | 40 | *1/1.5* | 30 | - | POM |
| S | 12 | 98.6 | *3.9* | 45.4 | *1.79* | 30 | *1.18* | 40 | *1/1.5* | 25/30 | *1* | POM |
| S | 15 | 122.7 | *4.8* | 57.8 | *2.28* | 30 | *1.18* | 60 | - | - | - | POM |
| S | 16 | 130.8 | *5.2* | 61.9 | *2.44* | 30 | *1.18* | 40 | *1.5* | 30 | - | POM |
| S | 18 | 146.9 | *5.8* | 70.1 | *2.76* | 30 | *1.18* | 40/60 | *1.5* | 30 | - | POM |
| S | 20 | 163.0 | *6.4* | 78.3 | *3.08* | 30 | *1.18* | 40/60 | *1.5* | 30 | - | POM |
| Z | 12 | 98.6 | *3.9* | 45.4 | *1.79* | 40 | *1.57* | 40 | - | - | - | POM |
| Z | 18 | 146.9 | *5.8* | 70.1 | *2.76* | 47 | *1.85* | 40 | - | - | - | POM |
| Z | 20 | 163.0 | *6.4* | 78.3 | *3.08* | 40 | *1.57* | 40 | - | - | - | POM |

**Figura 7-42:** Piñones para bandas de la serie M2500. [17]

Para eliminar la necesidad de chavetas y tener mayor resistencia a la deflexión del eje utilizamos una forma de agujero cuadrado. Por otro lado, observando la figura 7-39 vemos que el número mínimo de piñones es de 3 por lo que utilizaremos ese número de engranajes.




**BE** Banda
**RC** Sistema de retención
**SP** Piñón
**$b_0$** ancho de la banda




La distancia **C** entre el eje del piñón y el soporte de deslizamiento **ST** es de por lo menos 28 milímetros *(1,1")*.

**Figura 7-43:** Posicionamiento de los piñones. [21]

En cuanto al posicionamiento de los piñones en los ejes (figura 7-43), el piñón central se fija al eje para actuar como el punto de referencia de tracción, garantizando que la banda permanezca siempre alineada con el centro del bastidor. Por el contrario, los piñones laterales se dejan libres para que puedan deslizarse axialmente sobre las caras del eje cuadrado, lo que permite que la banda de poliamida (PA) se ensanche o contraiga libremente ante cambios de temperatura o humedad evitando que la banda se ondule o que los dientes fuercen los módulos plásticos. Dicho esto, Para el posicionamiento correcto del piñón central hay que dividir el ancho de la banda entre el incremento del eslabón. El resultado redondeado será un número par o impar. Estos números son los criterios aplicados para establecer la existencia o no de deslizamiento

utilizando la tabla de la figura 7-44 extraída de la referencia [21]. En la tabla 7-54 se pueden ver los datos del piñón seleccionado.

| Tipo de banda | Distancia entre los piñones a | | Distancia mínima de los piñones desde el borde de la banda * | | Criterio para el posicionamiento del piñón central | Resultado de la fórmula (redondeado) | Des-plaza-miento e | Observaciones |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **mínima** mm *pulg.* | **máxima** mm *pulg.* | $X_L$ mm *pulg.* | $X_R$ mm *pulg.* | mm *pulg.* | | mm *pulg.* | Deslizamiento |
| Series M2500 excepto M2540/44 excepto M2585/86 | 50 *2* | 100 *4* | 25 *1* | 25 *1* | $b_0$ / 16.66 *$b_0$ / 0.66* | número par (2, 4, 6 ...) | 8.3 *0.33* | hacia la derecha o la izquierda |
| | | | | | | número impar (3, 5, 7 ...) | 0 *0* | sin deslizamiento |

**Figura 7-44:** Valores de posicionamiento de los piñones. [21]

| ENGRANAJE SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Habasit | - |
| Modelo | M25S1560Q6 | - |
| Material | POM | - |
| Tipo de eje | Cuadrado | - |
| Número de dientes | 15 | - |
| Diámetro primitivo (dp) | 122,7 | mm |
| Distancia A1 (+1mm -0 mm) | 57,8 | mm |
| Tamaño eje | 60 | mm |
| Distancia C | 28 | mm |
| Número de engranajes por eje | 3 | - |
| Criterio para pos. central | 24 | mm |
| Desplazamiento e | 8,3 | mm |
| Distancia max a | 100,0 | mm |
| Distancia min a | 50,0 | mm |
| Distancia mínimo desde el borde de la banda | 25,0 | mm |

**Tabla 7-54:** Datos piñón seleccionado.

Cada eje será fabricado a partir de un cuadrado de acero **SAE 1045** de 2,5 pulg cuyos lados serán rectificados y los extremos mecanizados para albergar los rodamientos. A su vez, se fabricará del mismo material unos anillos cuadrados para fijar axialmente el piñón central del eje, como se ve en la figura 7-45.

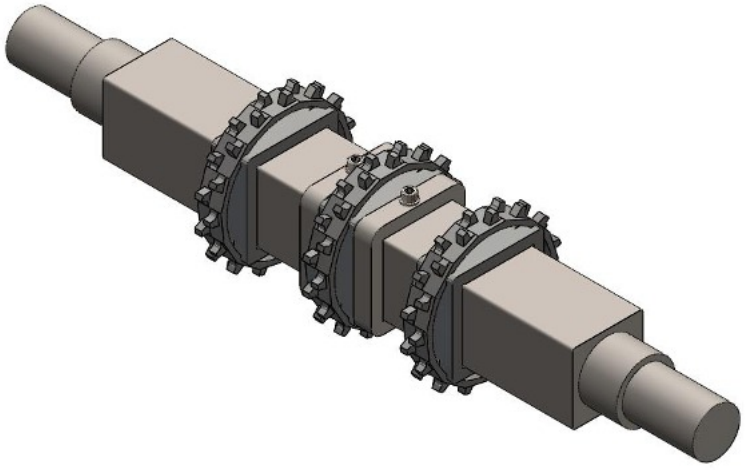


**Figura 7-45:** Eje de transmisión para la banda modular.

## Cálculo y selección de motor

Para calcular los esfuerzos sobre el eje para luego calcular el torque mínimo necesario y los esfuerzos sobre los apoyos debemos calcular la tensión efectiva de la banda siguiendo la guía [16] en donde se presenta la fórmula (7.189) para transportes inclinados sin acumulación.

$$F_E' = [(2m_B + m_P)l_0 \cdot \mu_G + m_P \cdot h_0] \cdot g \quad (7.189)$$

Donde:

- $F_E'$ es la tensión efectiva de la banda
- $m_B$ es el peso de la banda. [kg/m2]
- $m_P$ es el peso del producto transportado. [kg/m2]
- $l_0$ es el largo de transporte. [m]
- $\mu_G$ es el coeficiente de fricción entre la banda y las guías de desgaste.
- $h_0$ es la altura de la cinta. [m]
- $g$ es la aceleración de la gravedad. [m/s2]

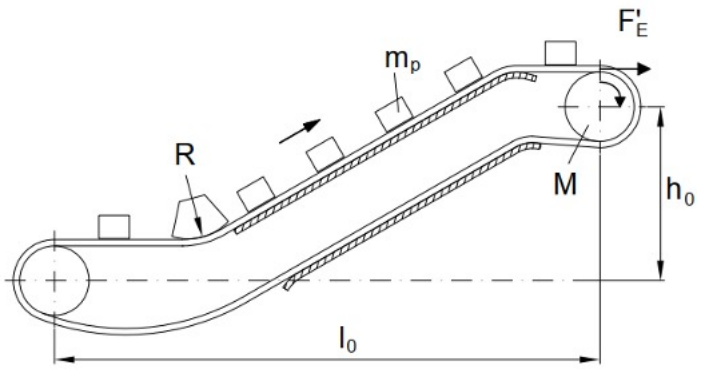



**Figura 7-46:** Esquema cinta.

Para conocer el peso del producto transportado $m_P$ suponemos que en la peor condición el aluminio triturado se distribuye por todo el lado de transporte, ocupando todo el ancho de la banda y la altura de los empujadores. También debemos conocer la densidad aparente del aluminio triturado, y para esto suponemos que el material sale de la trituradora con un 70% de porcentaje de aire por lo que la densidad aparente sería:

$$\rho_{ap} = 0{,}3\rho_{al} \quad (7.190)$$

Luego, el peso del producto transportado:

$$m_P = \rho_{ap} \cdot h_e \quad (7.191)$$

Donde $h_e$ es la altura del empujador. Con estos datos y los datos de la tabla 7-48 podemos conocer la tensión efectiva utilizando la fórmula (7.189). Los resultados se muestran en la tabla 7-55.

| CÁLCULO TENSIÓN EFECTIVA | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Densidad aluminio | 2700 | kg/m3 |
| Espacio vacío aluminio triturado | 0,7 | - |
| Peso de la banda (mB) | 5,6 | kg/m2 |
| Ancho de banda | 400 | mm |
| Altura transporte (h0) | 1818,65 | mm |
| Largo transporte (l0) | 1809,81 | mm |
| Altura empujadores | 75 | mm |
| Coeficiente de fricción entre banda y guías (muG) | 0,19 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Densidad aparente aluminio triturado | 810 | kg/m3 |
| Peso producto transportado (mP) | 61 | kg/m2 |
| **Tensión efectiva** | **1325,2** | **N/m** |

**Tabla 7-55:** Tensión efectiva de la banda.

Aunque sabemos que los piñones no están ubicados de forma simétrica con respecto al plano medio del eje, el desfasaje es de solo 8,3 mm por lo que podemos suponer una distribución simétrica para simplificar los cálculos como se ve en la figura 7-47.

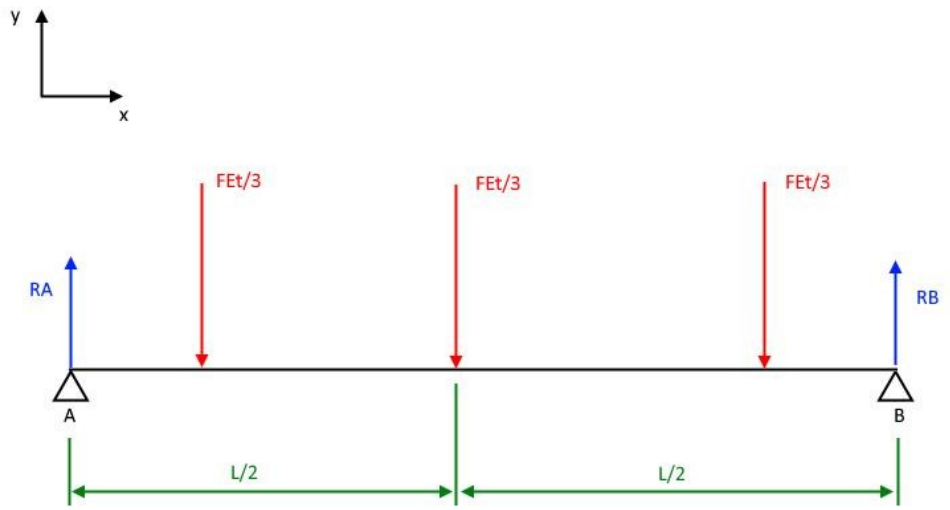



**Figura 7-47:** Esfuerzos sobre el eje.

Para calcular las reacciones en los apoyos, el torque mínimo y la potencia del motor primero debemos convertir la tensión efectiva $F_E'$ en fuerza tangencial multiplicándola por el ancho de la banda $b_0$:

$$F_{Et} = F'_E \cdot b_0 \text{ (7.192)}$$

Asumiendo que la rigidez transversal de la banda distribuye la carga de manera uniforme, cada uno de los tres piñones absorberá exactamente un tercio de la fuerza total. Planteamos la sumatoria de fuerzas verticales:

$$\sum F_y = R_A + R_B - F_{Et} = 0 \text{ (7.193)}$$

Como las fuerzas son simétricas las reacciones en ambos apoyos son iguales y entonces:

$$\boxed{R_A = R_B = \frac{F_{Et}}{2}} \text{ (7.194)}$$

Por otro lado, para determinar el torque mínimo requerido $T_{min}$, las posiciones axiales de los piñones son irrelevantes, ya que el par torsor es el producto de la fuerza tangencial total por el brazo de palanca. Utilizando el diámetro primitivo del piñón $D_p$, el momento torsor en el eje motriz se calcula como:

$$\boxed{T_{min} = F_{Et} \cdot \frac{D_p}{2} \cdot FS} \text{ (7.195)}$$

Donde $FS$ es el factor de seguridad. Teniendo en cuenta los arranques y paros frecuentes de la cinta para dosificar la tolva de entrega de material y la incertidumbre en algunos datos tenemos en cuenta un factor de seguridad grande, de 2,5.

Finalmente, para calcular la potencia del motor debemos plantear una velocidad lineal de la cinta. Se adoptó un valor de 0,5 m/s (30 m/min) debido a restricciones mecánicas y cinemáticas propias de este tipo de transportadores. A esta velocidad controlada, el material triturado se asienta de forma estable dentro de los cangilones, evitando que las vibraciones del efecto poligonal provoquen que las partículas más pequeñas "salten" o se filtren por los costados de las guardas laterales. Además, en el punto de descarga superior, los 0,5 m/s garantizan que el flujo de triturado caiga por gravedad de manera compacta hacia el crisol o dosificador, evitando que las partículas más livianas salgan proyectadas por inercia fuera de la zona de vertido. Además, esta velocidad disminuye el desgaste por fricción de la banda y las zapatas de retención en la curva de cambio de dirección. Con este dato podemos calcular la potencia mínima necesaria como:

$$\boxed{P_{min} = F_{Et} \cdot v} \quad (7.196)$$

Los resultados de estas ecuaciones se muestran en la tabla 7-56.

| REACCIONES Y TORQUE MÍNIMO | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Tensión efectiva | 1325,2 | N/m |
| Ancho de banda | 400 | mm |
| Diámetro primitivo piñones | 122,7 | mm |
| Factor de seguridad motor | 2,5 | - |
| Velocidad de salida lineal deseada | 0,50 | m/s |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Fuerza tangencial total sobre el eje | 530,1 | N |
| **Fuerza de reacción en apoyos** | **265** | **N** |
| **Torque mínimo necesario motor** | **81,3** | **Nm** |
| Velocidad de giro a la salida | 8,1 | rad/s |
| **Potencia mínima necesaria** | **0,66** | **kW** |
| **Velocidad de giro a la salida [rpm]** | **77,8** | **rpm** |

**Tabla 7-56:** Esfuerzos y potencia del eje.

A partir de los datos de la tabla 7-56 seleccionamos el motor SEW de la tabla 7-57.

| MOTOR SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | SA57p/TDRN80M4BE1 | - |
| Tipo de reductor | Tornillo sin fin | - |
| Velocidad de entrada | 1440 | RPM |
| Velocidad de salida | 82,0 | RPM |
| Torque de salida | 82 | Nm |
| Diámetro eje hueco | 35 | mm |
| Potencia del motor | 3,00 | kW |
| Factor de servicio SEW - fB | 2,70 | - |
| Peso | 33,70 | kg |

**Tabla 7-57:** Motor seleccionado cinta transportadora.

Finalmente, para la selección de rodamientos consideraremos solo cargas radiales, por lo tanto, utilizaremos rodamientos de una hilera de bolas y seguiremos el procedimiento del anexo A.1.1 para calcular la capacidad de carga dinámica básica del rodamiento.

Consideramos maquinaria industrial en general (20000 horas). Con los datos obtenidos calculamos la capacidad de carga dinámica de los rodamientos, tanto para el eje conducido como el conductor, utilizando la ecuación A.2. Los resultados se muestran en la tabla 7-58.

| **CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTO** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Esfuerzo radial sobre rodamiento | 265,04 | N |
| Duración de diseño L10 | 20000,00 | hr |
| Exponente k | 3,00 | - |
| Velocidad de rotación del eje deseado | 82,00 | rpm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Duración de diseño Ld | 98400000 | rev |
| **Capacidad de carga dinámica básica rodamiento** | **1,2** | **kN** |

**Tabla 7-58:** Cálculo requerimientos rodamientos.

Para los apoyos del eje motriz se seleccionó una unidad de rodamiento de bolas SKF (Tabla 7-59), cuya configuración montada simplifica el ensamblaje y reduce la necesidad de fabricar piezas personalizadas. La capacidad de carga de este componente excede ampliamente los requerimientos calculados, debido a que la selección está condicionada por la geometría del sistema: el diámetro del agujero no puede ser inferior a 40 mm para garantizar la compatibilidad con el eje hueco del motor, que posee un diámetro de 35 mm.

| **RODAMIENTO SELECCIONADO EJE MOTRIZ** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | UCFB 208 | - |
| Material, soporte | Fundición | - |
| Material, rodamiento | Acero para rodamientos | - |
| Diámetro del agujero | 40 | mm |
| Ancho total del soporte | 35,5 | mm |
| Ancho total | 51,2 | mm |
| Ancho del rodamiento, total | 49,2 | mm |
| Capacidad de carga dinámica básica | 32,5 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | 20 | kN |

**Tabla 7-59:** Unidad de rodamiento montado seleccionado para el eje motriz.

Para el eje conducido se optó por una unidad de rodamiento con soporte tensor (Tabla

7-60), la cual se integra en un sistema de regulación mecánica diseñado para ajustar la tensión de la cinta. Esta selección permite que el eje de retorno actúe como el elemento compensador del sistema, facilitando el control preciso sobre el estiramiento de la banda.

| **RODAMIENTO SELECCIONADO EJE CONDUCIDO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | UCT 208 | - |
| Material, soporte | Fundición | - |
| Material, rodamiento | Acero para rodamientos | - |
| Diámetro del agujero | 40 | mm |
| Ancho total del soporte | 49 | mm |
| Ancho del rodamiento, total | 49,2 | mm |
| Longitud ranura guía | 83 | mm |
| Capacidad de carga dinámica básica | 32,5 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | 20 | kN |

**Tabla 7-60:** Unidad de rodamiento montado seleccionado para el eje conducido.

# Dosificación de materia prima

El diseño del sistema de dosificación se divide en tres etapas críticas: el cálculo volumétrico de la tolva para asegurar la autonomía de carga y el cálculo de esfuerzos neumáticos para el accionamiento de la válvula guillotina y el movimiento de la tolva hacia el crisol.

## Geometría tolva

La geometría de la tolva se compone de una sección cilíndrica y una sección cónica que termina en una garganta cilíndrica (figura 7-48). La primer sección actúa como reservorio de material y a su vez la columna de material de esta sección genera una presión vertical que ayuda a "empujar" el material hacia abajo. La sección cónica permite un flujo continuo de material, minimizando atascos y reduciendo las zonas muertas donde el material podría estancarse. La última sección va por dentro de la válvula guillotina y es en donde se despega el material cuando se abre la compuerta.

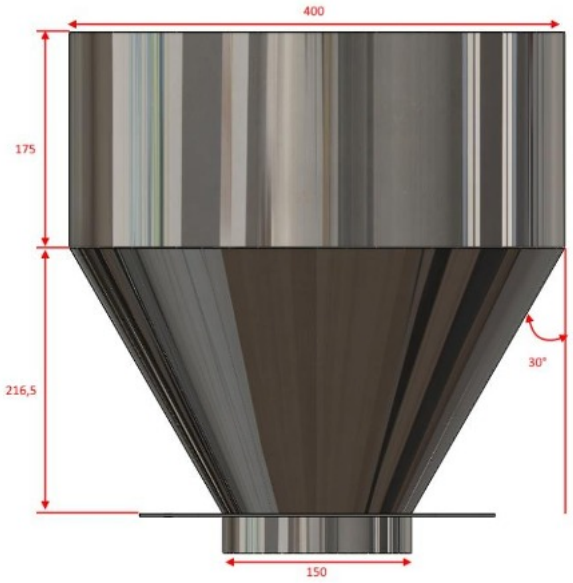



**Figura 7-48:** Geometría tolva.

Para calcular la geometría partimos del dato de que el molde entrega 14 kg de aluminio por ciclo, pero teniendo cuenta de que se puede perder aluminio en el proceso, consideramos un suministro de aproximadamente 16 kg de material por ciclo. Con este dato y la densidad aparente resultante de la tabla 7-55 (810 kg/m3) podemos calcular el volumen total que debe tener la tolva. Consideramos también un factor de seguridad volumétrico de 1,8 para evitar derrames accidentales durante la carga dinámica.

Sabiendo esto el volumen total es:

$$V_t = \frac{P}{\rho_{ap}} \quad (7.197)$$

Donde $P$ es el peso para dosificar y $\rho_{ap}$ es la densidad aparente del aluminio triturado.

Por otro lado, el diámetro de entrada debe ser capaz de capturar la totalidad del flujo de material que cae desde la cinta transportadora. Un diámetro de 400 mm previene derrames laterales, considerando el ancho de la banda y la dispersión natural del material al caer. También consideramos un ángulo de inclinación de la tolva con respecto a la vertical de 30°. Para conocer la geometría de la tolva en su totalidad debemos calcular el diámetro de la garganta por lo que suponemos que el aluminio triturado tiene un tamaño de aproximadamente 30mm y el diámetro de garganta debe ser 5 veces este tamaño (150 mm). Con esto calculamos:

$$V_{cono} = \frac{\pi h_{cono}}{3}(R_1^2 + R_2^2 + R_1 R_2) \quad (7.198)$$

$$V_{cil} = V_t - V_{cono} \quad (7.199)$$

$$h_{cil} = \frac{V_{cil}}{\pi {R_2}^2} \quad (7.200)$$

Los resultados de estos cálculos se muestran a continuación en la tabla 7-61.

| **GEOMETRÍA TOLVA** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Densidad aparente aluminio triturado | 810 | kg/m3 |
| Peso aproximado a dosificar | 16 | kg |
| Factor seguridad por tamaño | 1,8 | - |
| Tamaño aproximado latas trit. | 30,00 | mm |
| Diámetro interno mayor | 400,00 | mm |
| Ángulo de inclinación | 30 | ° |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Volumen total tolva** | **35,56** | **litros** |
| Diámetro garganta | 150 | mm |
| **Altura cono truncado** | **216,5** | **mm** |
| Volumen cono truncado | 13,7 | litros |
| Volumen cilindro de entrada | 21,8 | litros |
| **Altura cilindro de entrada** | **173,6** | **mm** |

**Tabla 7-61:** Cálculo de geometría de tolva.

Para la fabricación de la tolva, se selecciono de acero **AISI 304** por su resistencia a la corrosión, resistencia a la abrasión y durabilidad.

## Movimiento compuerta

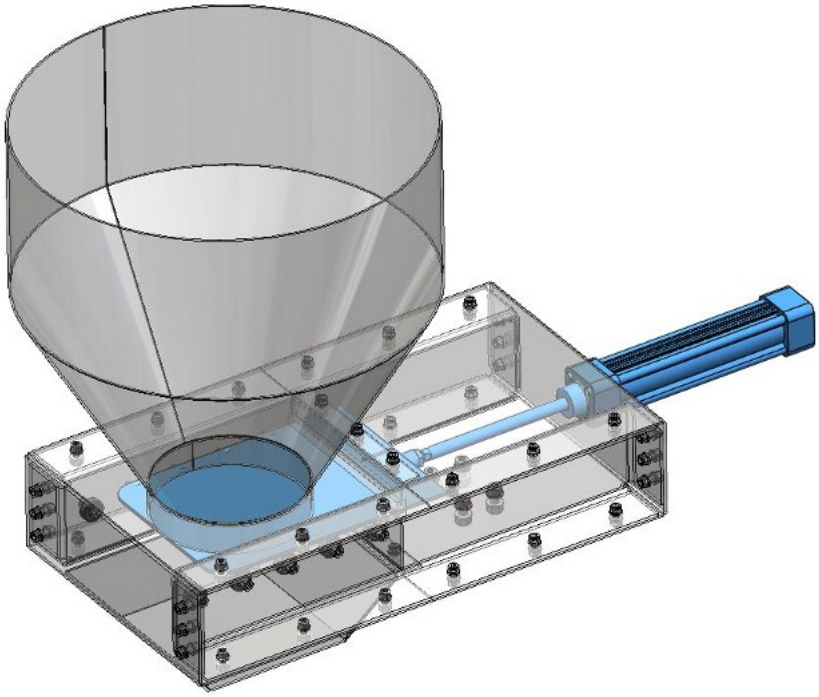


**Figura 7-49:** Compuerta y cilindro neumático (en azul).

El siguiente paso es asegurar que el cilindro neumático de la compuerta (figura 7-49) tenga la capacidad de contener el aluminio triturado de la tolva y de retraerse con esta carga. Para esto nos basamos en el catálogo de micro [22] para calcular el diámetro mínimo del pistón, el cual propone:

$$S \geq \sqrt[4]{\frac{F_{cil} C^2 K^2}{20350}} \quad (7.201)$$

Donde:

- $F_{cil}$ es la fuerza que deje ejercer el cilindro
- $C$ es la carrera del cilindro
- $K$ es un coeficiente de compresión libre dependiendo del montaje

La compuerta que sostiene el cilindro neumático corre sobre dos guías de teflón (figura 7-50) por lo que la fuerza que debe realizar el cilindro para abrir la compuerta es:

$$F_{cil} = 2 \cdot m_{alum} \cdot g \cdot \mu_{teflón} \cdot FS \quad (7.202)$$

Donde $m_{alum}$ es la masa del aluminio triturado dentro de la tolva, $\mu_{teflón}$ el coeficiente de fricción entre el teflón y la compuerta de acero (**AISI 304**) y FS es el factor de seguridad.

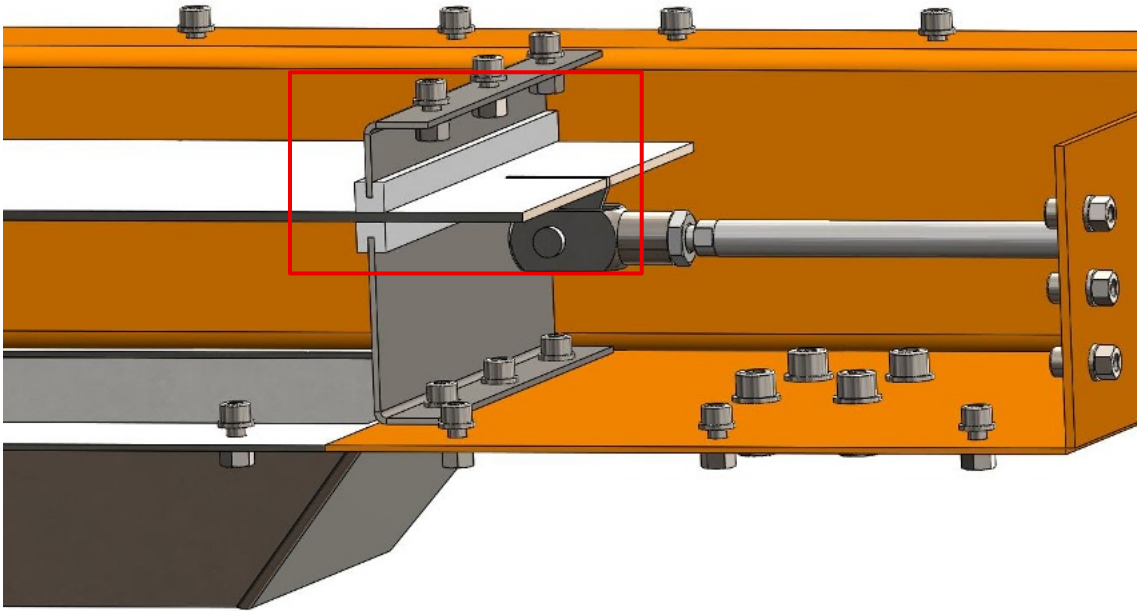


**Figura 7-50:** Guías de teflón compuerta cilindro neumático.

Luego, el coeficiente $K$ sale del catálogo [22] según el montaje del cilindro. En este caso tenemos un montaje rígido donde el cuerpo del cilindro permanece fijo durante el desplazamiento del pistón y está fijado en su cara frontal, similar al montaje de la figura 7-51, por lo tanto, consideramos un factor K=0,7.

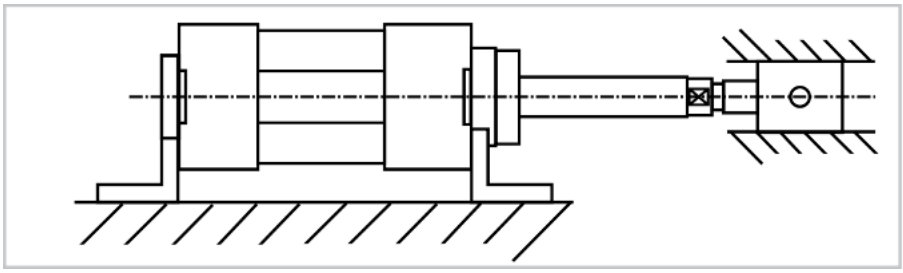



**Figura 7-51:** Montaje cilindro neumático. [22]

Con estos datos podemos utilizar la ecuación (7.201) para calcular la sección mínima del cilindro neumático, y su resultado se muestra en la tabla 7-62. El resultado da un

diámetro mínimo muy pequeño por lo que seleccionamos el diámetro mínimo posible de la serie del cilindro a seleccionar.

| FUERZA CILINDRO NEUMÁTICO | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Coeficiente fricción | 0,2 | - |
| Peso de latas trituradas | 16 | kg |
| Factor de seguridad | 1,5 | - |
| Carrera cilindro | 150 | mm |
| Coeficiente de pandeo | 0,7 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Fuerza necesaria para mover la carga | 47,04 | N |
| Diámetro mínimo pistón | 2,25 | mm |
| **Diámetro seleccionado** | **32,0** | **mm** |

**Tabla 7-62:** Cálculo fuerza cilindro neumático.

Se seleccionó un cilindro de la serie CN10, cuyo diámetro mínimo es de 32 mm. Se optó por esta serie por su construcción bajo norma ISO 15552, lo que asegura una estructura robusta y una alta disponibilidad de accesorios de montaje estandarizados. Las series CNP10 y CNL10 también cumplían con este estándar, pero la serie CN10 es la más completa y personalizable. En la tabla 7-63 se muestran los datos del cilindro seleccionado.

| CILINDRO SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Micro | - |
| Serie | CN10 | - |
| Tipo | Doble efecto | |
| Diámetro | 32 | mm |
| Carrera | 150,00 | mm |
| Mínima presión de servicio | 0,5 | bar |
| Máxima presión de servicio | 10 | bar |

**Tabla 7-63:** Cilindro seleccionado.

## Movimiento hacia el crisol

Luego de que la cinta transportadora llena la tolva dosificadora, el conjunto de la tolva y la válvula guillotina se debe mover hacia el crisol para descargar el aluminio triturado.

Este movimiento se realiza mediante un cilindro neumático sin vástago para optimizar el espacio y tener un montaje más simple. En la figura 7-52 se puede ver el conjunto que realiza el movimiento del sistema dosificador hacia el crisol (en transparente).

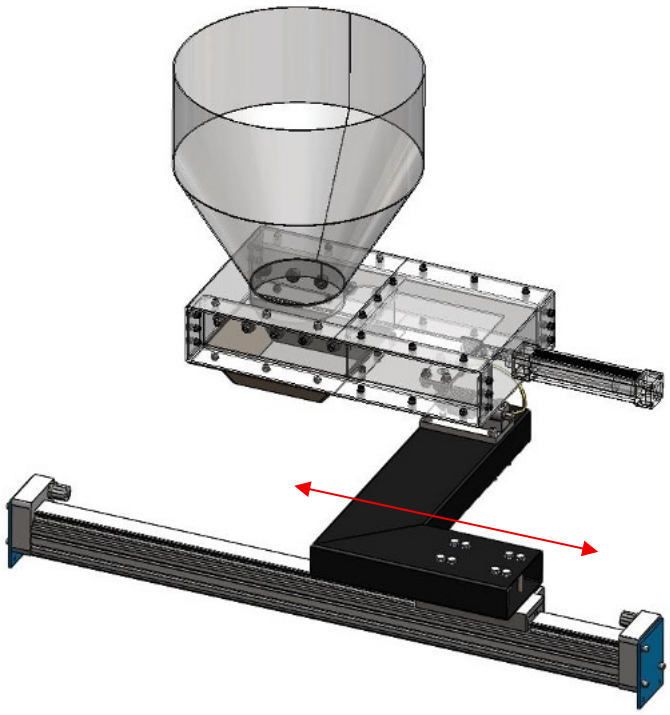


**Figura 7-52:** Cilindro neumático de movimiento hacia el crisol.

Para dimensionar el cilindro neumático primero debemos calcular y darle especial atención a los momentos que se generan en el carro del cilindro ya que, como se ve en la figura 7-53, la carga viaja en voladizo y ejerce grandes momentos sobre el carro.

Para calcular los momentos debemos saber las distancias del carro al centro de gravedad (figura 7-54) las cuales podemos consultar desde el software de solidworks. Además, debemos saber el peso del conjunto de la tolva y la válvula guillotina completa ya que el cilindro debe mover todo junto con la carga de 16 kg de aluminio triturado incluido. Por lo tanto, la carga total a mover es:

$$F_z = (m_{alum} + m_{sist}) \cdot g \quad (7.203)$$

Luego, los momentos:

$$M_x = D_y F_z \quad (7.204) \qquad M_y = D_x F_z \quad (7.205)$$

Luego reemplazamos por los datos de peso y distancia y obtenemos los resultados de la tabla 7-64.

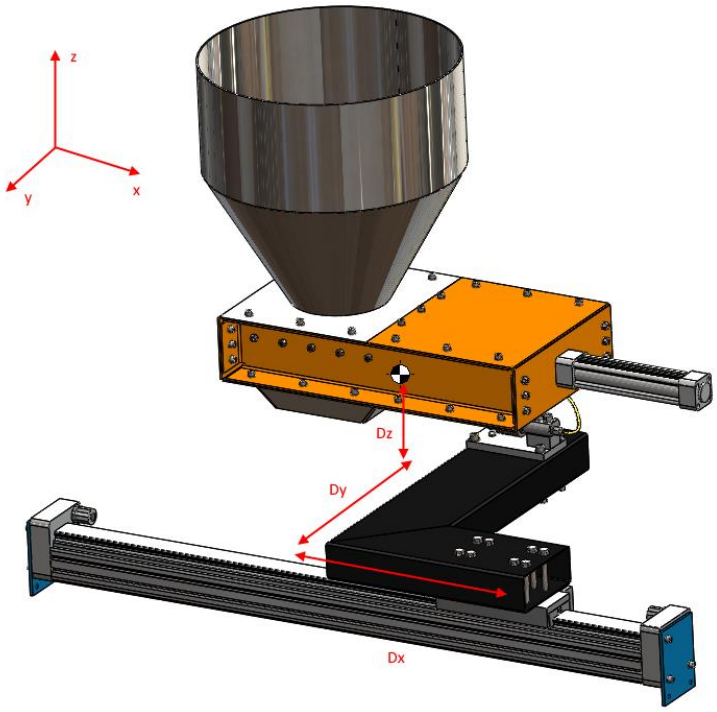



**Figura 7-53:** Distancia carro – centro de masa sistema dosificador.

| ESFUERZOS CILINDRO NEUMÁTICO MOV. HACIA CRISOL | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso aproximado a dosificar | 16 | kg |
| Peso conjunto a mover | 30 | kg |
| Distancia hor. carro - centro de masa (Dy) | 285 | mm |
| Distancia vert. carro - centro de masa (Dz) | 250 | mm |
| Distancia long. carro - centro de masa (Dx) | 300 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso total a mover (Fz) | 450,80 | N |
| Momento (My) | 135 | Nm |
| Momento (Mx) | 128 | Nm |

**Tabla 7-64:** Cálculos cilindro sin vástago.

Buscamos en el catálogo de MICRO [22] un cilindro neumático sin vástago que soporte estos momentos y el cilindro de mayor diámetro soportaba hasta 105 Nm de momento Mx, por lo que tuvimos que buscar accionamientos de este tipo de otro fabricante y optamos por el catálogo de Festo de actuadores lineales DGC [23] donde el primer cilindro sin vástago

que soportaba estos momentos es el DGC-KF de 40 mm de diámetro el cual tiene guías de rodamiento de bolas. En la tabla 7-65 se muestran los datos del modelo seleccionado.

| CILINDRO SELECCIONADO MOV. HACIA CRISOL | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Festo | - |
| Modelo | DGC-40-800-KF-PPV-A | - |
| Funcionamiento | Doble efecto | |
| Diámetro | 40 | mm |
| Carrera | 800,00 | mm |
| Mínima presión de servicio | 1,5 | bar |
| Máxima presión de servicio | 8 | bar |
| Fuerza teórica con 6 bar | 754 | N |
| Fuerza Fz max | 6890 | Nm |
| Momento Mx max | 144 | Nm |
| Momento My max | 380 | Nm |
| Momento Mz max | 380 | Nm |

**Tabla 7-65:** Cálculos cilindro sin vástago seleccionado.

Por último, la válvula guillotina y la tolva van montados sobre una celda de carga que medirá en tiempo real el peso de la tolva de manera de comenzar el movimiento hacia el crisol cuando la tolva llega a la capacidad deseada de suministro. Para esto seleccionamos una celda de carga del catálogo de LAUMAS cuyos datos se muestran a continuación en la tabla 7-66.

| CELDA DE CARGA SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | LAUMAS | - |
| Modelo | FCOL | - |
| Accesorio montaje | TFCGP | |
| Carga máxima por medir | 46 | kg |
| Capacidad | 20 a 200 | kg |
| Clase de precisión | C4 | - |

**Tabla 7-66:** Celda de carga seleccionada.

En el final del documento se muestran las simulaciones de la caja de la válvula guillotina y el brazo que conecta el carro con la celda de carga para asegurar la suficiente rigidez de estos para tener una correcta medición en la celda de carga.

# Refinamiento del baño

A continuación, se detallarán los cálculos realizados para el diseño de cada sub-etapa del proceso de refinamiento del baño de aluminio.

## Desgasificado

Para esta etapa se dimensiona la transmisión del proceso de desgasificación del baño lo cual incluye motor, correa y poleas. En primer lugar, se calcula cual es la potencia mínima y velocidad que requiere el proceso. Además de la inercia de los componentes, el motor debe vencer las fuerzas de resistencia que ejerce el fluido sobre el rotor. Para calcular este consumo de energía nos apoyamos en la bibliografía [24] el cual tiene un capítulo de agitación y mezcla de líquidos (capítulo 9).

Según el libro mencionado, el consumo de potencia se calcula según la ecuación (7.206):

$$P = N_p n^3 D_a^5 \rho \quad (7.206)$$

Donde:

- $P$ es el consumo de energía
- $N_p$ es una magnitud adimensional llamada número de potencia el cual depende de la geometría del agitador.
- $n$ es la velocidad de giro
- $D_a$ es el diámetro del rotor
- $\rho$ es la densidad del líquido

Tomamos $N_p = 2{,}5$ considerando que para un agitador estándar que tiene palas rectas que chocan perpendicularmente contra el fluido su $N_p$ es muy alto y ronda entre 5 y 6. En cambio, nuestro rotor es mayormente un cilindro sólido grueso. En lugar de palas salientes, tiene "muescas" o canales verticales (alabes excavados) por donde saldrá el gas centrífugamente. Su función principal no es mover toneladas de líquido (como un agitador químico), sino crear alta cizalla en esas muescas para romper la burbuja de argón/nitrógeno.

El diámetro del rotor se considera de 140 mm considerando que debe entrar en el crisol con holgada tolerancia. Además, consideramos una velocidad tangencial base de 2 m/s

para asegurar un tamaño óptimo de burbuja sin demasiada turbulencia. Con estos datos se calcula potencia consumida cuyos resultados se muestran en la tabla 7-67.

| **POTENCIA MOTOR** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Diámetro rotor | 140 | mm |
| Velocidad tangencial nominal | 2 | m/s |
| Densidad aluminio líquido | 2350 | kg/m3 |
| Número de potencia | 2,50 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| **Velocidad de giro nominal** | **272,84** | **rpm** |
| **Consumo de energía** | **30** | **W** |

**Tabla 7-67:** Cálculo consumo de energía y velocidad del rotor.

La potencia consumida es insignificante, el motor solo debe vencer las fuerzas de inercia de los componentes a girar y entregar la velocidad de giro necesaria. Por lo tanto, se selecciona el motor de la tabla 7-69.

| **MOTOR SELECCIONADO** | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | RF07DRN71MS4 | - |
| Tipo de reductor | Engranajes cilíndricos | - |
| Velocidad de entrada | 1405 | RPM |
| Velocidad de salida | 285,0 | RPM |
| Torque de salida | 8,4 | Nm |
| Diámetro eje | 20 | mm |
| Potencia del motor | 0,25 | kW |
| Factor de servicio SEW - fB | 4,40 | - |
| Peso | 9,20 | kg |

**Tabla 7-68:** Motor seleccionado para desgasificado.

Sabiendo esto procedemos a seleccionar las poleas y correa de transmisión. Para esta selección utilizamos la guía de SKF para correas [25]. Comenzamos seleccionando un factor de servicio de la tabla de la figura 7-54. Considerando un agitador con densidad uniforme y más de 16 h/día tomamos un factor de servicio de 1,3. Por otro lado, consideramos que las poleas son de igual diámetro ya que el motor ya tiene la velocidad de salida necesaria, y este diámetro será de 112 mm para que entre dentro del alojamiento de la estructura y minimizar el momento flector en el eje.

Table 3

| Types of driven machinery | | Soft starts Duty time h/day 10 and under | Over 10 to 16 | Over 16 | Heavy starts Duty time h/day 10 and under | Over 10 to 16 | Over 16 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Class 1 Light duty | Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded). | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,1 | 1,2 | 1,3 |
| Class 2 Medium duty | Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and excitors, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary). | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,2 | 1,3 | 1,4 |
| Class 3 Heavy duty | Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery. | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| Class 4 Extra heavy duty | Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube). | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,5 | 1,6 | 1,8 |

**Figura 7-54:** Tabla factores de servicio para distintas aplicaciones. [25]

Con estos datos iniciales comenzamos calculando una potencia de diseño afectando la potencia del motor con el factor de servicio obtenido.

$$P_d = P_{motor} C_2 \quad (7.207)$$

Con este resultado vamos al gráfico de la figura 7-55 y seleccionamos un perfil de correa según la velocidad de la polea y la potencia de diseño resultante de la ecuación 7.207. Esto da como resultado una correa de **perfil SPZ**.

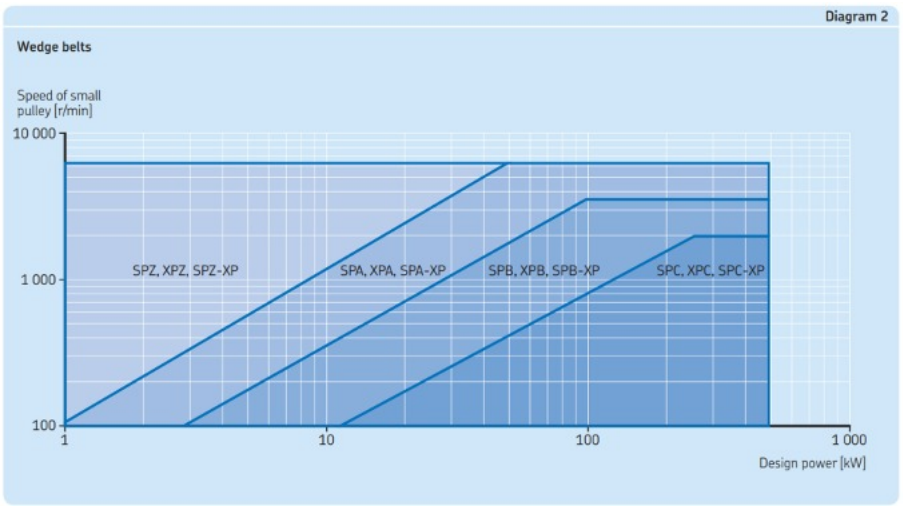



**Figura 7-55:** Perfiles de correa según velocidad y potencia. [25]

Luego de esto calculamos una distancia entre centros máxima y mínima preliminar haciendo:

$$C_{min} = 0{,}7(D + d) \text{ (7.208)}$$

$$C_{max} = 2(D + d) \text{ (7.209)}$$

Con el resultado seleccionamos una distancia entre centros preliminar de **300 mm**. En base a esta distancia entre centros calculamos el largo de la correa:

$$L_{correa} = 2C + 1{,}57 * (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \text{ (7.210)}$$

Con el resultado de esta ecuación seleccionamos una longitud de correa comercial cercana a esta valor, siendo esta de **962 mm**. Luego, volvemos a calcular una distancia entre centros final:

$$C_{final} = \frac{a+\sqrt{a^2-8(D-d)^2}}{8} \text{ (7.211)}$$

Donde:

$$a = 2L_{correa} - \pi(D - d) \text{ (7.212)}$$

Del mismo catálogo de correas seleccionamos una potencia base desde tablas y lo afectamos por dos factores de corrección: $C_1$ factor de corrección por largo de la correa y $C_1$ factor de corrección por arco de contacto. Luego obtenemos la potencia final:

$$P_{correa} = P_{base} C_3 C_1 \text{ (7.213)}$$

Con esta potencia calculamos el número de correas necesarias haciendo:

$$N = \frac{P_d}{P_{correa}} \text{ (7.214)}$$

Los datos y resultados de cálculos de este procedimiento se pueden ver en la tabla 7-69.

| CÁLCULO CORREA | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Potencia nominal motor | 0,25 | kW |
| Velocidad de salida motor | 285,0 | RPM |
| Diámetro primitivo poleas | 112,0 | mm |
| Relación de transmisión | 1,0 | - |
| Factor de servicio (C2) | 1,30 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Potencia de diseño | 0,33 | kW |
| Perfil de correa | SPZ | - |
| Distancia entre centros mínima recomendada | 157 | mm |
| Distancia entre centros máxima recomendada | 448 | mm |
| Distancia entre centros seleccionada | 300 | mm |
| Longitud de correa teórica | 951,68 | mm |
| **Longitud de correa comercial** | **962** | **mm** |
| **Distancia entre centros final** | **305,16** | **mm** |
| Potencia base (Pb) | 0,7 | kW |
| Factor de corrección (C1) | 0,9 | - |
| Factor de corrección (C3) | 1 | - |
| Potencia de la correa | 0,63 | kW |
| **Número de correas** | **0,52** | **-** |

**Tabla 7-69:** Cálculos para la selección de la correa.

Finalmente seleccionamos la correa de la tabla 7-70 y las poleas de la tabla 7-71.

| CORREA SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | PHG SPZ962 | - |
| Perfil | SPZ | - |
| Alto (h) | 8,0 | mm |
| Ancho (w) | 9,7 | mm |
| Largo | 962,0 | mm |

**Tabla 7-70:** Correa seleccionada.

| POLEA SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | PHP 1SPZ112TB | - |
| Perfil | SPZ | - |
| Número de ranuras | 1,0 | - |
| Diámetro exterior | 116,0 | mm |
| Diámetro primitivo | 112,0 | mm |
| **Buje cónico** | **1610,0** | **-** |
| Modelo buje cónico | PHF TB1610X.. | - |
| Diámetro mínimo agujero | 14,0 | mm |
| Diámetro máximo agujero | 42,0 | mm |
| Ancho polea | 25,0 | mm |

**Tabla 7-71:** Polea seleccionada.

## Dosificación de fundentes

Para las tolvas dosificadoras de fundentes elegimos unas válvulas especiales que se accionan neumáticamente de la marca FESTO [26]. Estas válvulas están diseñadas para controlar fluidos líquidos y polvorientos, sustancias sólidas y mezclas de sustancias. La válvula elegida debe ser normal cerrada (ver figura 6-25) ya que en su condición desenergizada (sin aire) no debe dejar pasar fluido. Las cantidades para dosificar no son grandes debido al tamaño del crisol por lo que no se necesita un mucho caudal de dosificación por lo que un diámetro nominal de 6 mm sirve para esta aplicación. Finalmente se selecciona la válvula de la tabla 7-72.

| VÁLVULA DOSIFICADORA DE FUNDENTES | | |
|---|---|---|
| DATOS | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Festo | - |
| Modelo | Válvula de aprisionamiento VZQA | - |
| Función de válvula | 2/2 vías NC | - |
| Diámetro nominal | 6,00 | mm |
| Conexión 1 | Rosca interior G1/4 | - |
| Conexión 2 | Rosca interior G1/4 | - |
| Material del cuerpo | AISI 304L | - |
| Material de la tapa del cuerpo | AISI 316L | - |
| Material del elemento de cierre | Silicona | - |

**Tabla 7-72:** Válvula seleccionada para dosificación de fundentes.

Por otro lado, para mayor precisión en el dosificado y por lo tanto en la calidad del baño se utiliza una celda de carga para cada tolva de manera de controlar el proceso de dosificado. Para esto se selecciona la celda de carga de la tabla 7-73 el cual cuenta con

una precisión de 6,67 g, suficiente para las cantidades a dosificar.

| CELDA DE CARGA TOLVA FUNDENTES | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | GEFRAN SpA | |
| Modelo | CB-K2D-C3 | |
| Capacidad | 20,00 | kg |
| Material | Acero inoxidable | |
| Clase de precisión | C3 | |
| Divisiones | 3000,00 | |
| Precisión | 6,67 | g |

**Tabla 7-73:** Válvula seleccionada para dosificación de fundentes.

## Desescoriado

Para las cucharas del sistema desescoriante nos aseguramos de seleccionar un cilindro neumático que cumpla con la carrera necesaria para obtener las posiciones deseadas. Cabe destacar que solo una parte de la carrera es necesaria para ejecutar el movimiento completo por lo que la válvula debe bloquearse en distancias específicas, y no solamente en su inicio y final de carrera. En la tabla 7-74 se adjunta los datos del cilindro seleccionado.

| CILINDRO NEUMÁTICO CUCHARA DESESCORIANTE | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | Micro | - |
| Serie | CN10 | - |
| Funcionamiento | Doble efecto | |
| Diámetro | 40 | mm |
| Carrera | 90 | mm |
| Mínima presión de servicio | 0,5 | bar |
| Máxima presión de servicio | 10 | bar |

**Tabla 7-74:** Cilindro neumático accionamiento cuchara desescoriante.

## Elevación

El sistema de elevación del conjunto es accionado por un motor eléctrico que se coloca en la posición superior del mástil soporte, como se observa en la figura 7-56. El motor (1) acciona una cadena (2) en donde se acopla la carga utilizando el tensor de cadena (3). La carga no es soportada por el tensor, si no que es soportada por 4 patines que corren sobre unas guías, ambos productos comerciales. Estas guías garantizan un movimiento fluido y preciso.

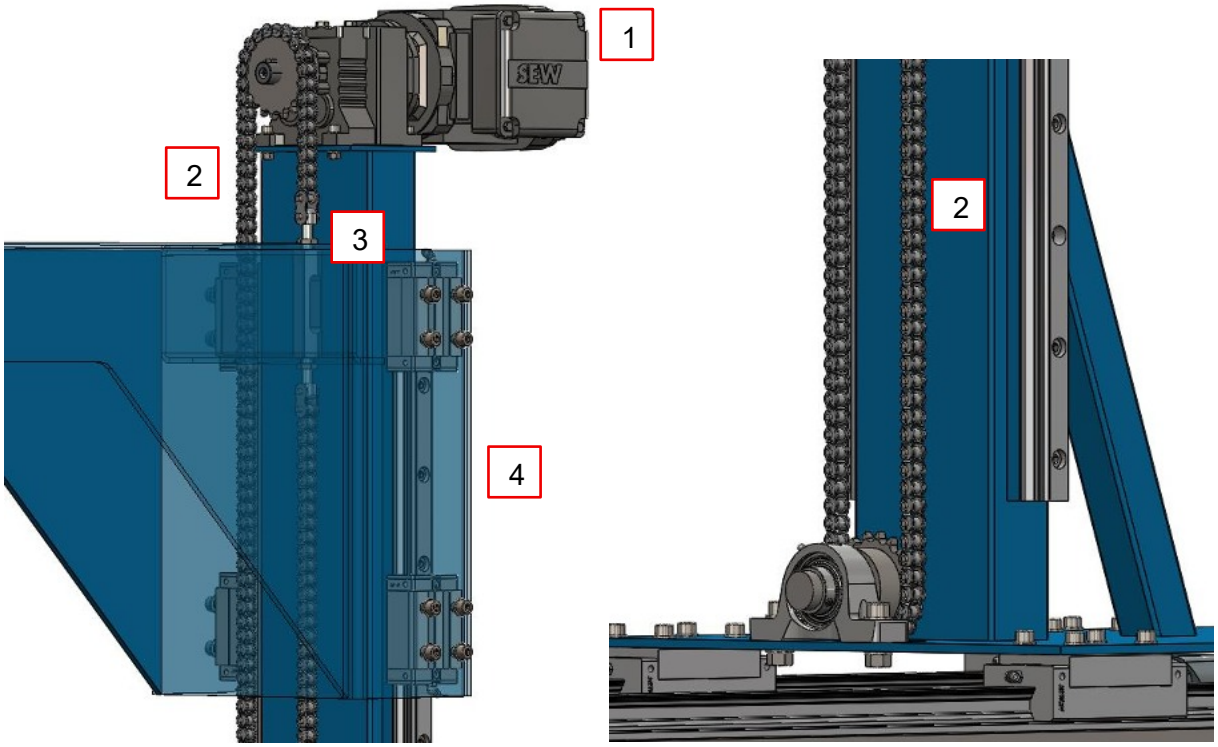



**Figura 7-56:** Sistema de elevación conjunto de refinamiento.

Comenzamos el dimensionamiento del sistema de elevación dimensionando las guías, las cuales soportaran el peso de toda la carga a elevar. Los momentos sufridos por cada guía se muestran en la figura 7-57.

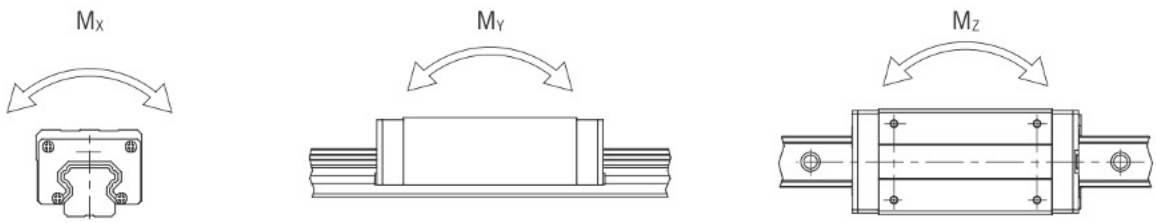



**Figura 7-57:** Momentos sobre los patines de guías. [27]

Claramente el momento con más exigencia en nuestro ensamble es el $M_z$ ya que como se puede ver en la figura 7-58, la distancia desde el centro de los patines y el centro de masa es considerable. Por lo tanto, para dimensionar los patines solo tendremos en

cuenta este factor. Los otros momentos y geometrías también afectarán, pero en mucho menor medida, y quedan cubiertos si los patines soportan este momento.

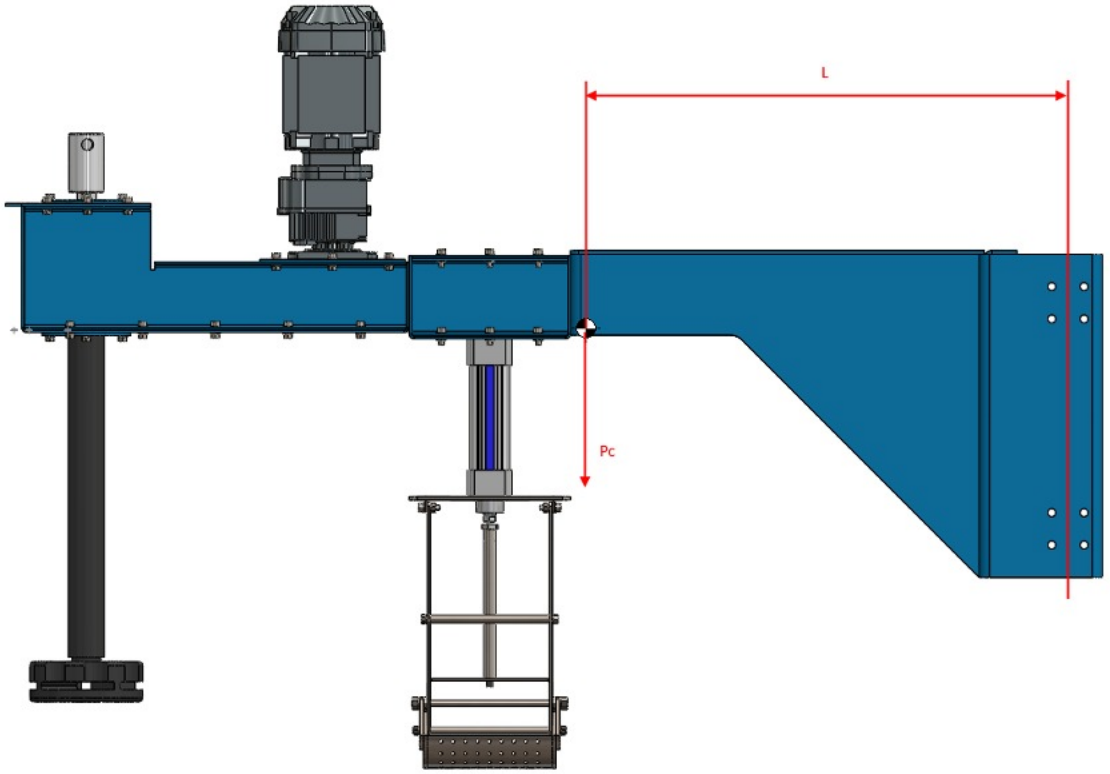



**Figura 7-58:** Centro de masa carga a elevar.

Con el dato de peso del conjunto y la distancia mencionada podemos calcular el momento $M_z$ en los patines sumando un factor de seguridad del 40%.

$$M_z = P_c \cdot g \cdot L \cdot FS \quad (7.215)$$

Los datos y resultado de este cálculo se pueden ver en la tabla 7-75 y a partir de este resultado se selecciona la guía de la tabla 7-76.

| **DIMENSIONAMIENTO PATINES GUÍAS ELEVACIÓN** | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso del conjunto | 60,0 | kg |
| Factor de seguridad | 1,4 | - |
| Distancia (l) | 600,0 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Carga a mover | 823,2 | N |
| **Momento (Mz)** | **493,9** | **Nm** |

**Tabla 7-75:** Dimensionamiento guías de elevación.

| GUÍA DE TRANSPORTE SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | HIWIN | - |
| Modelo | HGH30CA2R1500Z0C | - |
| Capacidad de carga dinámica | 38,74 | kN |
| Capacidad de carga estática | 52,2 | kN |
| Momento dinámico Mz | 396,0 | Nm |
| Momento dinámico My | 396,0 | Nm |
| Momento estático Mz | 530,0 | Nm |
| Momento dinámico My | 530,0 | Nm |
| Largo de riel | 1500,00 | mm |

**Tabla 7-76:** Guía de transporte seleccionada.

Para el cálculo de la transmisión del elevador se utiliza la guía de transmisiones por cadena de SKF [28]. Se comienza planteando una velocidad lineal deseada de 0,15 m/s y un diseño inicial para los piñones. Consideramos un paso de 12,7 mm y 21 dientes.

Calculamos una potencia mínima necesaria para transportar la carga:

$$P_{min} = F_c \cdot v_{avance} \quad (7.216)$$

El resultado de esta ecuación (123,48 W) se debe llevar a una magnitud comercial que tomamos de 0,12 kW. Luego, observando las tablas de potencia de cadenas ubicamos un diámetro primitivo según la cantidad de dientes y el paso seleccionado y obtenemos una potencia nominal. En la primer iteración con el paso y cantidad de dientes mencionado nos da como resultado una potencia de 0,73 kW lo que está muy sobredimensionado para nuestra aplicación. Hacemos una nueva iteración con una menor cantidad de dientes (19) y obtenemos una potencia de 0,37 kW lo cual nos parece correcto. Sabiendo esto calculamos el largo de la cadena haciendo:

$$L = Z + 2C \quad (7.217)$$

Donde C es la distancia entre centros. La ecuación resulta simplificada debido a que no hay relación de transmisión y ambos piñones son iguales.

En la tabla 7-77 se resumen los datos y cálculos realizados para dimensionar la transmisión por cadena y finalmente en la tabla 7-78 se adjuntan los datos de la cadena seleccionada y a su vez, en la tabla 7-79 se adjunta los datos de los piñones a utilizar.

| CÁLCULOS SELECCIÓN TRANSMISIÓN ELEVADOR | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Carga a mover (Fc) | 823,2 | N |
| Velocidad lineal deseada | 0,15 | m/s |
| Factor de servicio | 1,0 | - |
| Paso inicial | 12,7 | mm |
| Nro de dientes inicial piñón | 21,0 | - |
| Distancia entre centros piñones | 1733,6 | mm |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Potencia mínima necesaria | 123,48 | W |
| Potencia comercial seleccionada | 0,12 | kW |
| Potencia de diseño | 0,12 | kW |
| **Diámetro primitivo catálogo** | **85,21** | **mm** |
| **Velocidad de giro necesaria** | **105,62** | **rpm** |
| Potencia a la velocidad de giro necesaria | 0,73 | kW |
| Nuevo paso | 12,7 | mm |
| Nuevo nro de dientes | 19 | - |
| **Diámetro primitivo catálogo** | **77,16** | **mm** |
| **Velocidad de giro necesaria** | **116,64** | **rpm** |
| Potencia a la velocidad de giro necesaria | 0,37 | kW |
| Largo de la cadena | 3,48625 | m |

**Tabla 7-77:** Proceso selección transmisión elevador.

| CADENA SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | PHC 08B-1ZP | - |
| Estándar | BS/DIN | - |
| Material | Acero al carbono | - |
| Paso | 12,7 | mm |
| Peso por metro | 0,7 | kg/m |
| Peso total | 2,4 | kg |

**Tabla 7-78:** Cadena seleccionada elevador.

| PIÑÓN SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SKF | - |
| Modelo | PHS 08B-1BH19 | - |
| Paso | 12,7 | mm |
| Diámetro primitivo | 77,2 | mm |
| Diámetro agujero mínimo | 12,0 | mm |
| Diámetro agujero máximo | 40,0 | mm |
| Diámetro del cubo | 60,0 | mm |
| Ancho total | 28,0 | mm |

**Tabla 7-79:** Piñón seleccionado elevador.

Finalmente, con los datos de potencia calculado y la transmisión seleccionada calculamos el torque necesario que deberá transmitir el motor, lo que resulta en la selección del motor de la tabla 7-80.

| MOTOR SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | R07DRN71M4 | - |
| Tipo de reductor | Engranajes cilíndricos | - |
| Velocidad de entrada | 1415 | RPM |
| Velocidad de salida | 100,0 | RPM |
| **Torque necesario** | **31,8** | **Nm** |
| Torque de salida | 35,0 | Nm |
| Diámetro eje | 20 | mm |
| Potencia del motor | 0,37 | kW |
| Factor de servicio SEW - fB | 1,40 | - |
| Peso | 10,40 | kg |

**Tabla 7-80:** Motor seleccionado elevador.

## Traslación

El sistema de transporte del conjunto de refinamiento hacia el crisol es accionado por un motorreductor (1 figura 7-59) el cual lleva acoplado un engranaje recto (2) que se engrana en una cremallera (3) montada en el soporte del conjunto. El motor va montado a la carga y esta esta acoplada a 4 patines que corren sobre 2 guías, similar al sistema de elevación.

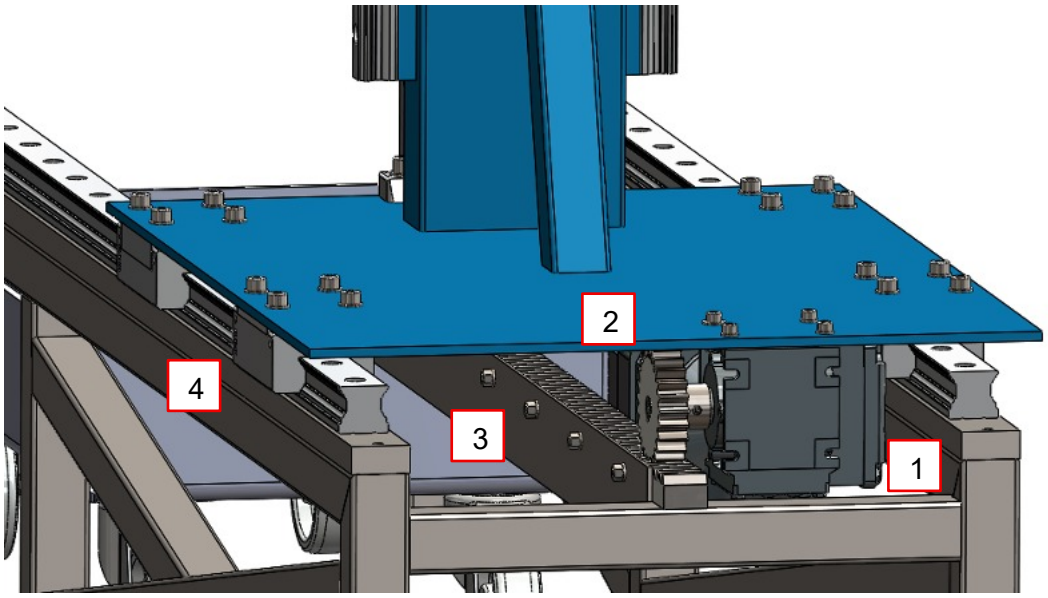



**Figura 7-59:** Sistema de transporte conjunto refinamiento.

Como hicimos anteriormente, dimensionaremos las guías en base a la mayor exigencia. El momento con más exigencia en nuestro ensamble es el $M_x$ ya que como se puede ver en la figura 7-60, la distancia desde el centro de los patines y el centro de masa es considerable. Por lo tanto, para dimensionar los patines solo tendremos en cuenta este factor. Los otros momentos y geometrías también afectarán, pero en mucho menor medida, y quedan cubiertos si los patines soportan este momento.

Con el dato de peso del conjunto y la distancia mencionada podemos calcular el momento $M_x$ en los patines, afectándolo por un factor de seguridad de 2 considerando la criticidad del buen funcionamiento de este sistema.

$$M_z = P_c \cdot g \cdot L \cdot FS \quad (7.218)$$

Los datos y resultado de este cálculo se pueden ver en la tabla 7-81 y a partir de este resultado se selecciona la guía de la tabla 7-82.

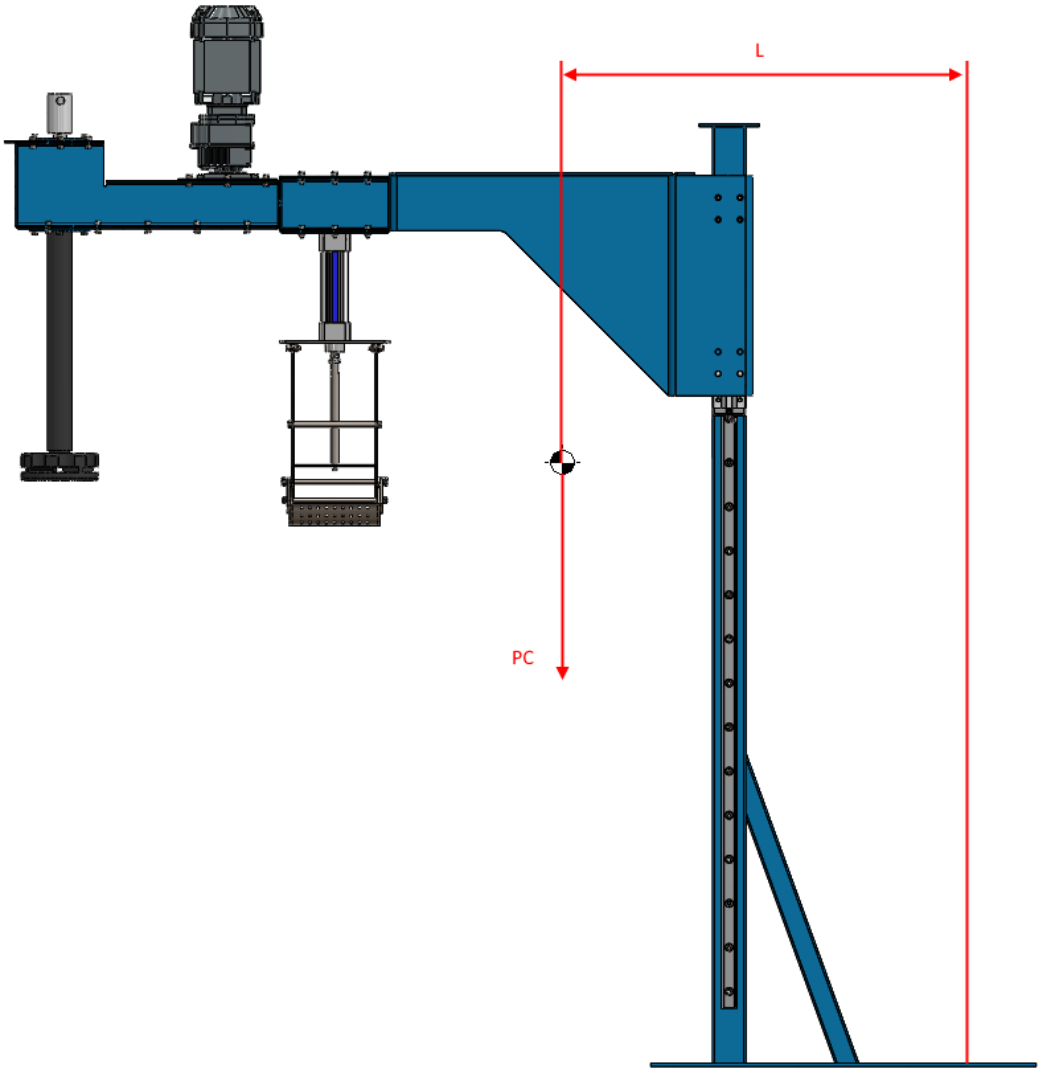



**Figura 7-60:** Centro de masa carga a transportar.

| CÁLCULOS PATINES GUÍA TRANSPORTE | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Peso del conjunto a mover | 117 | kg |
| Cantidad de guías | 2,0 | - |
| Distancia máxima patines - CM conjunto (L) | 500,0 | mm |
| Factor de seguridad | 2,0 | - |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Carga a mover | 2293,2 | N |
| **Momento máximo (My)** | **1146,6** | **Nm** |

**Tabla 7-81:** Dimensionamiento guías de transporte.

| GUÍA DE TRANSPORTE SELECCIONADA | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | HIWIN | - |
| Modelo | CGH35HA1R1900Z0CII | - |
| Capacidad de carga dinámica | 77,90 | kN |
| Capacidad de carga estática | 112,3 | kN |
| Momento dinámico Mx | 1705,0 | Nm |
| Momento dinámico My | 1400,0 | Nm |
| Momento estático Mx | 2460,0 | Nm |
| Momento dinámico My | 2020,0 | Nm |
| Largo de riel | 1900,00 | mm |

**Tabla 7-82:** Guías de transporte seleccionadas.

Por último, calculamos la potencia necesaria para el movimiento del sistema hasta el crisol. Consideramos un piñón de modulo 3, 25 dientes y paso de 9,4 mm de manera de tener un movimiento fluido hacia el crisol, respetando los espacios. Por otro lado, consideramos una velocidad de avance de 0,2 m/s y un coeficiente de fricción de 0,2 tomando como referencia un coeficiente de fricción de acero con acero (0,2 lubricado aproximado). Con estos datos calculamos los requerimientos del motor, cuyos resultados se muestran en la tabla 7-83 y finalmente, en base a estos resultados, se selecciona el motor de la tabla 7-84.

| POTENCIA SISTEMA TRANSPORTE | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Carga a mover | 2293,2 | N |
| Número de dientes piñón | 25,00 | - |
| Paso | 9,4 | mm |
| Modulo | 3,0 | mm |
| Fricción guías HIWIN | 0,2 | - |
| Velocidad de avance | 0,2 | m/s |
| **CÁLCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Fuerza para mover conjunto | 458,6 | N |
| **Diámetro primitivo piñón** | **75,0** | **mm** |
| **Torque salida necesario** | **17,2** | **Nm** |
| **Velocidad de salida necesaria** | **50,9** | **rpm** |
| **Potencia necesaria** | **0,0354** | **kW** |

**Tabla 7-83:** Cálculo potencia necesaria sistema de transporte.

| MOTOR SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | W10DRN63MS4BE03/TF | - |
| Tipo de reductor | Ejes perpendiculares | - |
| Velocidad de entrada | 1380 | RPM |
| Velocidad de salida | 50,0 | RPM |
| Torque de salida | 15,0 | Nm |
| Diámetro eje | 16 | mm |
| Potencia del motor | 0,12 | kW |
| Factor de servicio SEW - fB | 1,80 | - |
| Peso | 8,90 | kg |

**Tabla 7-84:** Motor seleccionado transporte sistema de refinación.

# Moldeado

El sistema de moldeado comenzó su etapa de cálculo y diseño con el molde, ya que prioritariamente debe permitir que el producto final solidifique con las dimensiones correctas. Luego de ello, se procedió a calcular y diseñar un sistema de rotación que permite vincular dicho molde al ciclo de trabajo, permitiendo el ingreso de aluminio fundido y la extracción de los lingotes al sistema de entrega de producto final.

Interpretado esto, se comenzó calculando el porcentaje de contracción que sufrirá el material en el proceso solidificación, valor a tener en cuenta para dimensionar el molde de tal manera que permita que el producto final alcance las dimensiones correctas cuando se encuentre en estado sólido.

Para ello, se calcula la diferencia de temperaturas del aluminio en estado líquido y sólido, además de extraer de software SolidWorks el valor de volumen final (estado sólido) del lingote. Con esta información, junto con el coeficiente de dilatación volumétrico del aluminio [29], es posible calcular la diferencia de volúmenes en estado líquido y sólido. Con este dato, se calcula el volumen inicial que ocuparía el lingote en estado líquido y con esta información, se obtiene el porcentaje de contracción. (Ver ecuaciones 7.219, 7.220 y 7.221 y tabla 7-85)

$$\Delta V = \alpha_{\text{aluminio}} * V_{final} * \Delta T \text{ (7.219)}$$

$$V_{inicial} = V_{final} + \Delta V \text{ (7.220)}$$

$$\%_{contracciòn} = \left(\frac{V_{inicial}}{V_{final}} - 1\right) * 100 \text{ (7.221)}$$

| CALCULO DEL PORCENTAJE DE CONTRACCIÓN DEL LINGOTE | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Masa | 7 | kg |
| Volumen final | 0,002593 | m3 |
| Coeficiente de dilatación volumétrico aluminio | 0,000069 | °C-1 |
| Temperatura inicial | 710 | °C |
| Temperatura final | 25 | °C |
| **CALCULOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Delta volumen | 0,000123 | m3 |
| Volumen inicial | 0,002716 | m3 |
| **Porcentaje de dilatación** | **4,75** | **%** |

**Tabla 7-85:** Porcentaje de contracción del lingote de aluminio.

El porcentaje de contracción obtenido se utiliza para escalar el modelo que representa el lingote en el software SolidWorks, con la finalidad de obtener las dimensiones de este cuando se encuentra con la temperatura de ingreso al molde. Esto permite obtener las dimensiones que debe tener el alojamiento del molde de tal manera que cuando el lingote solidifique y finalice su proceso de contracción, posea las dimensiones pretendidas.

De esta manera, se escala el modelo del lingote con el porcentaje de contracción y se utiliza para el diseño del molde, generando un molde inicial con 2 alojamientos en paralelo para la solidificación de 2 lingotes en simultaneo. Luego se generan geometrías que permiten distribuir equitativamente el aluminio en ambos alojamientos, con la finalidad de que ambos lingotes posean, de manera ideal, la misma masa al finalizar el proceso. Por último, se procede a realizar cortes en la parte inferior del molde, con la finalidad de alivianarlo, ahorrar recursos materiales y a su vez para disminuir la carga a la cual va a estar cometido su sistema de rotación. (Ver figuras 7-61 y 7-62).

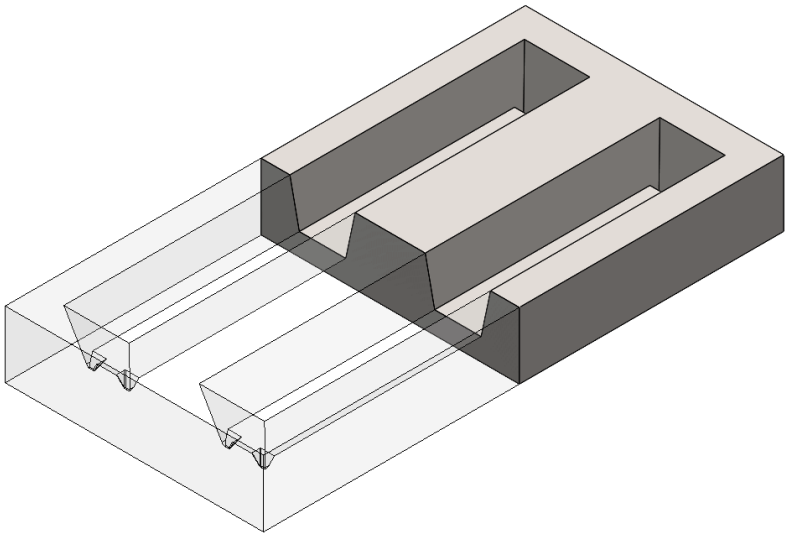


**Figura 7-61:** Diseño funcional del molde.

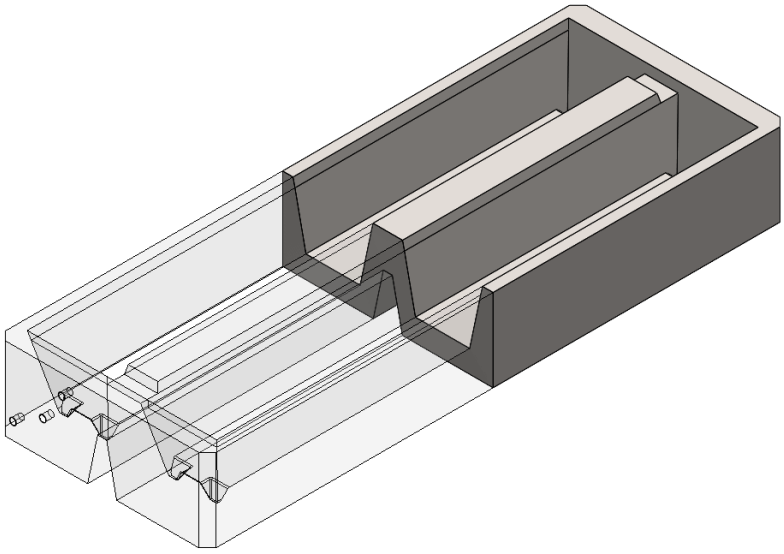


**Figura 7-62:** Diseño optimizado del molde.

Cabe mencionar que el diseño final del molde ha sido logrado luego de reiterados rediseños que fueron impulsados por diferentes validaciones, las cuales se presentan en el correspondiente apartado. Por otra parte, la figura 7-63 presenta un diseño final en el cual se observan orificios no mencionados anteriormente. Estos se deben a diseños posteriores a la funcionalidad propia de molde, más bien correspondientes a vinculaciones con el sistema de rotación, los cuales se presentan posteriormente. Por último, hay que mencionar que el material seleccionado el molde es acero **AISI 304**, resultando en una masa de **70,88 kg**. (Ver tabla 7-86).

| INFORMACIÓN DEL MOLDE | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Material | AISI 304 | - |
| Masa | 70,88 | kg |

**Tabla 6-6:** Material y masa del molde.

Una vez logrado el diseño del molde, se procedió a diseñar una estructura que permita sujetar el mismo con el objetivo de vincularlo a un sistema giratorio, con la finalidad de que pueda rotar 180° y de esta manera poder ubicarse en las 2 posiciones de trabajo, siendo la primera la de llenado del molde y solidificación (cara vacía hacia arriba), y la segunda rotada a 180° de la anterior, en la posición de extracción de los lingotes (cara vacía hacia abajo). Para ello, se optó por una forma de construcción utilizada en la industria, que consiste en chapas cortadas por láser o plasma y luego soldadas en su posición, a través de instrucciones mediante planos constructivos. Este método de fabricación permite eficazmente la obtención de una estructura considerablemente

similar a la diseñada mediante el software, lo que permite llevar a cabo simulaciones de esta y poder obtener con mayor precisión el comportamiento de la estructura real, en comparación con métodos de fabricación que poseen cortes realizados de manera manual. Cabe mencionar que se optó por chapas de acero **SAE 1010** debido a su soldabilidad y alta disponibilidad en el mercado argentino, iniciando el diseño con espesores más delgados que el resultante. Mediante simulaciones se logró definir un espesor adecuado, seleccionando chapas de **3/16”**. (Ver figura 7-63).

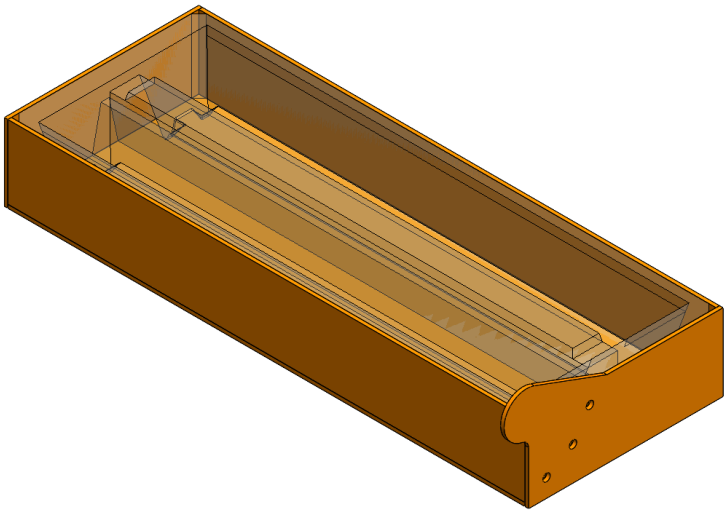


**Figura 7-63:** Diseño preliminar de estructura portante.

Realizado el diseño preliminar de la estructura, se procedió a realizar las bisagras hembra que permiten soportar el molde en las posiciones de trabajo anteriormente mencionadas. Mediante simulaciones se fueron modificando sus tanto su diámetro interior como exterior hasta lograr un resultado aceptable. Cabe mencionar que la materia prima utilizada para las bisagras es barra de acero trefilado **SAE 1045** de **15 mm** de diámetro, considerando la resistencia al desgaste que debe poseer.

Por otra parte, se agregaron piezas de chapa **SAE 1010**, al igual que la estructura, con el objetivo de reforzar el soporte propio de la bisagra, con el mismo espesor de **3,16”**. (Ver figura 7-64).

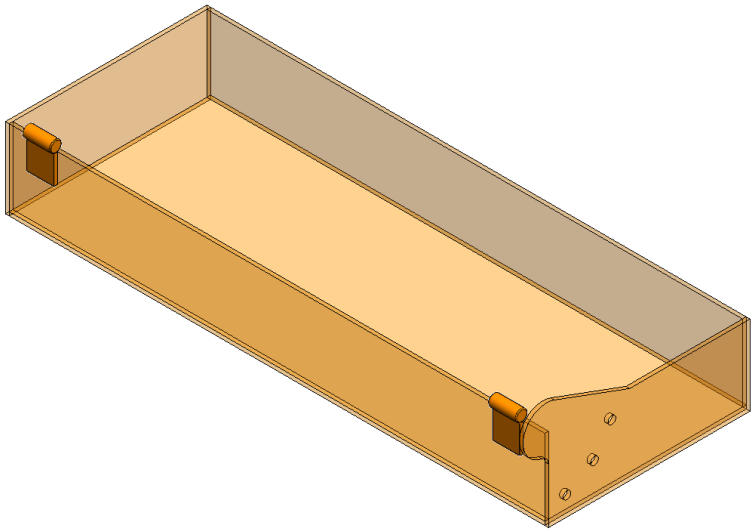


**Figura 7-64:** Bisagras hembra.

Realizado esto, se procedió a diseñar la vinculación de dicha estructura con un motorreductor que permite la rotación del molde. Luego de la selección del motor (desarrollo presentado posteriormente), fue posible extraer tanto el torque del motor como el diámetro del eje de salida de este, el cual debe vincularse directamente con la estructura soportante. Siendo este diámetro de **24 mm**, se procedió a diseñar una pieza que vincule al mismo con la estructura portante. Mediante el torque del motor extraído, fue posible realizar reiterados diseños que permitieron lograr una pieza que resista adecuadamente el torque y sea capaz de rotar la estructura con el molde y los lingotes solidificados, optando por utilizar como materia prima barra acero trefilado **SAE 1045** de **44.4 mm**. (Ver figura 7-65).

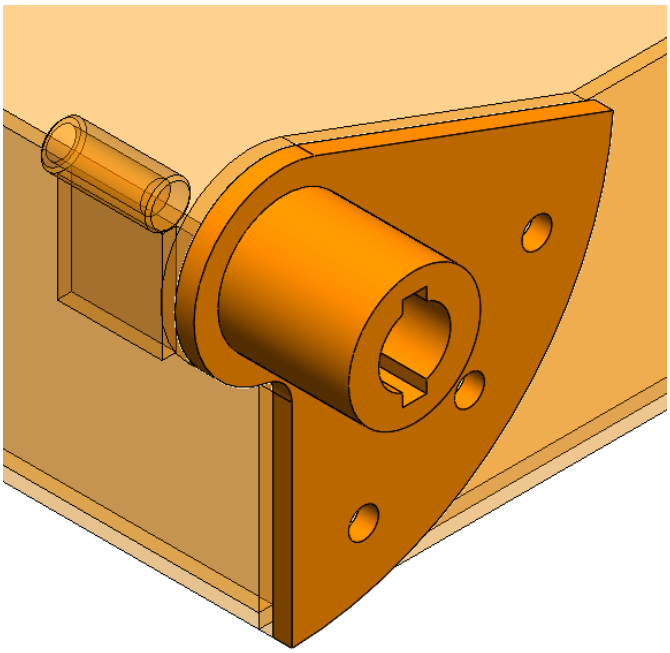


**Figura 7-65:** Vinculación con motorreductor.

Finalmente se procedió a vincular todos estos elementos con bulones Allen cabeza cilíndrica **M8x20** con sus correspondientes **arandelas planas**, siendo que el mecanizado roscado lo posee el molde, y el resto de las placas poseen orificios permiten el ingreso de los bulones. (Ver figura 7-66 y tabla 7-87).

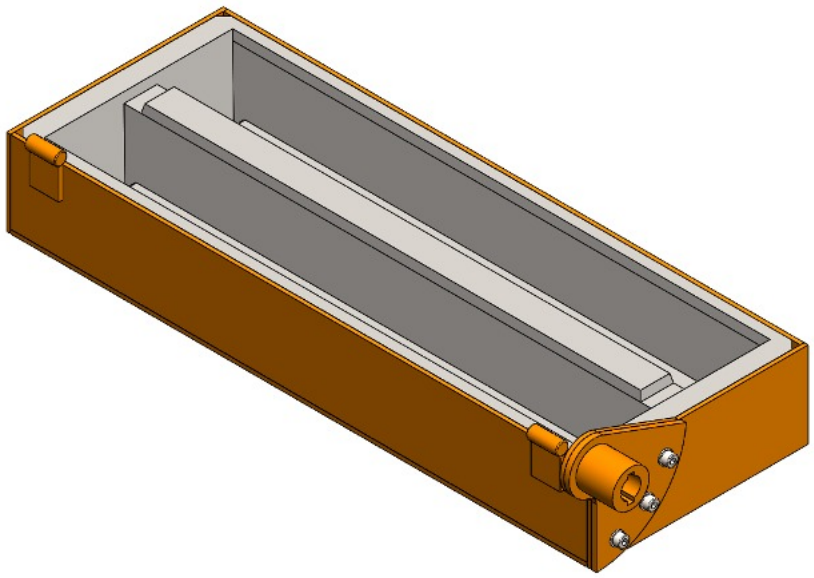


**Figura 7-66:** Diseño final estructura portante.

| MATERIALES DE ESTRUCTURA PORTANTE | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Material de chapas | SAE 1010 | - |
| Espesor de chapas | 3/16 | " |
| Material de barra para bisagra | SAE 1045 | - |
| Espesor de barra para bisagra | 15 | mm |
| Material de barra vinculación motorreductor | SAE 1045 | - |
| Espesor de barra vinculación motorreductor | 44,4 | " |
| Bulones | M8x20 | mm |
| Cantidad | 3 | unidades |

**Tabla 7-87:** Materiales de estructura portante.

Como se mencionó anteriormente, el diseño de la estructura portante fue en simultaneo con la selección del motor, debido a que este necesito de una serie de valores provenientes de la estructura portante, como así también esta última necesito de valores del motor a seleccionar para diseñar la vinculación.
Continuando con la memoria de cálculo, se presenta a continuación los cálculos realizados para la selección del motorreductor que será el actuador en el movimiento de rotación del molde.

Inicialmente se calculó el torque resistente que impone la estructura portante, considerando que está aún no posee la pieza vinculante (finalizada la selección, se procedió a calcular nuevamente si el mismo motor vencía el torque resistente de la estructura portante completa, concluyendo en los cálculos presentados a continuación). Para ello, se consideró a la estructura en la peor condición, es decir, cuando el torque resistente es máximo. Esta situación se da cuando el vector distancia del eje de rotación al centro de masa se vuelve perpendicular a la fuerza aplicada sobre dicho centro de masa. Interpretado esto, se procedió a medir mediante el software SolidWorks la distancia existente entre el eje de rotación (centro de las bisagras) y el centro de masa de la estructura portante junto con los lingotes. Luego se procedió a extraer la masa total de la estructura portante completa con los lingotes. Obtenido esto, se calculó el torque resistente que impondría este conjunto al imponer un movimiento de rotación.
(Ver figura 7-67, ecuación 7.222 y tabla 7.88).

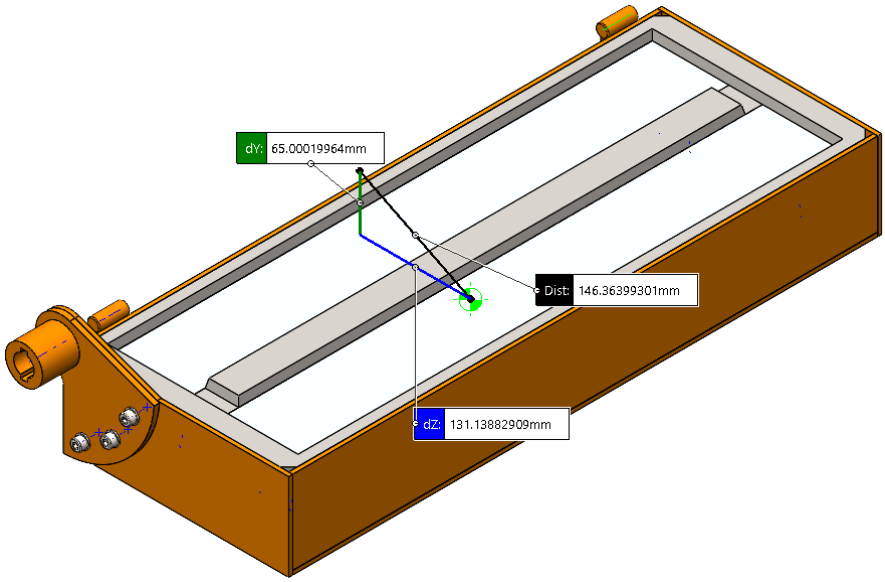



**Figura 7-67:** Distancia de eje de rotación a centro de masa.

$$T_{resistente} = \frac{(m_{estructura} * g * d_{ejerot-CM})}{1000} * FS \quad (7.222)$$

| CALCULO PARA SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Distancia de eje de rotación a centro de masa | 146,36 | mm |
| Masa estructura portante con lingotes | 101,28 | kg |
| Factor de seguridad | 1,20 | - |
| **CALCULOS** | | |
| Torque resistente | 174,500 | Nm |

**Tabla 7-88:** Cálculos para selección de motorreductor.

Haciendo uso de criterio del torque resistente con un factor de seguridad del 20%, se procedió a seleccionar un motorreductor dentro del Catálogo de motorreductores SEW [14], considerando además que una velocidad angular adecuada de rotación se correspondería con aquella que se encuentre entre las 3 y las 8 RPM. (Ver tabla 7-89 y figura 7-68)

| MOTORREDUCTOR SELECCIONADO | | |
|---|---|---|
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Marca | SEW | - |
| Modelo | S47pR17DR2S63MSR4 | - |
| Tipo de reductor | Tornillo sin fin | - |
| Velocidad de entrada | 1380 | RPM |
| Velocidad de salida | 4,1 | RPM |
| Torque de salida | 176 | Nm |
| Diametro eje de salida | 25 | mm |
| Potencia del motor | 0,12 | kW |

**Tabla 7-89:** Motorreductor seleccionado.

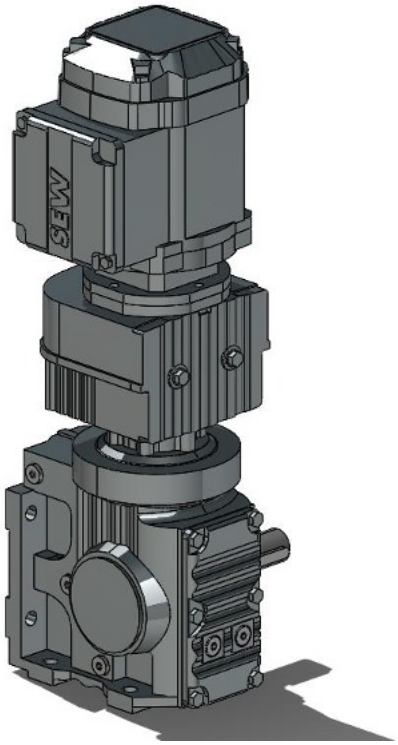



**Figura 7-68:** Motorreductor SEW para rotación de molde.

Una vez realizado los cálculos, los diseños y las selecciones presentadas anteriormente, se procedió a diseñar las estructuras fijas que soporten tanto el motorreductor como el sistema portante del molde. Estos diseños fueron validados a través de simulaciones con la finalidad de obtener las dimensiones óptimas para su correcto funcionamiento. Estas validaciones se encuentran en la sección correspondiente. (Ver figura 7-69)

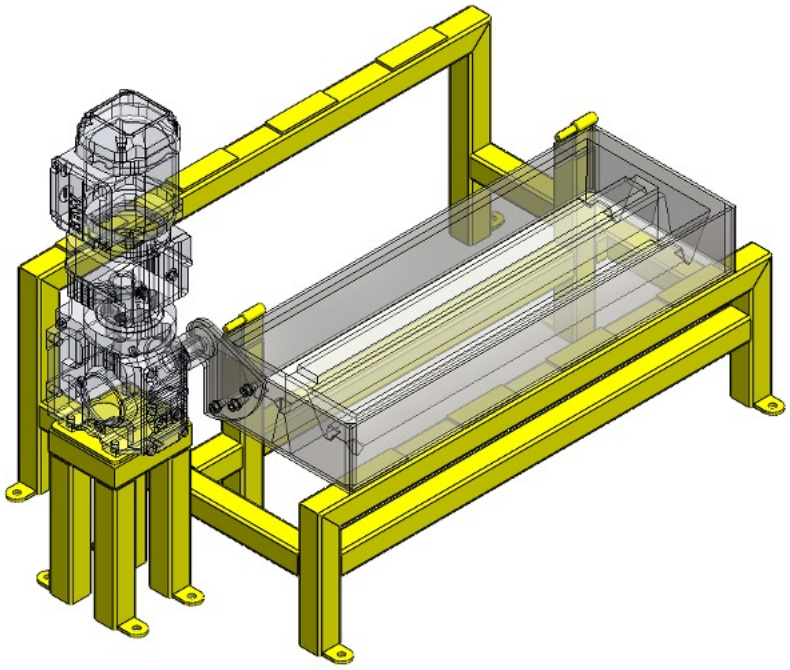


**Figura 7-69:** Estructura de soporte de motorreductor y moldes.

## Entrega de producto final

La última etapa de cálculo y diseño se realizó con el sistema de entrega de producto final, dentro de este, se calcularon los diámetros mínimos de los cables de acero que elevan la carga hasta una altura ergonómica para el usuario, como así también se realizaron los cálculos correspondientes para la selección del motorreductor principal de este mecanismo.

Aclarando que el dimensionamiento de la bandeja elevadora y estructura de guía de esta fueron condicionadas por las dimensiones de los lingotes, particularmente por el largo de estos (610 mm), se propone una longitud preliminar de un eje que permita extenderse más allá de esta dimensión, con la finalidad de posibilitar el montaje de las poleas, los rodamientos y una extensión que permita vincularlo luego con el motorreductor.

Establecida la longitud requerida, se procede a seleccionar el cable de acero adecuado para el izaje de los lingotes. Para ello, se considera la masa total de los lingotes y la bandeja elevadora, aplicando un factor de seguridad que permita determinar el diámetro apropiado del cable. (Ver figura 7-70).

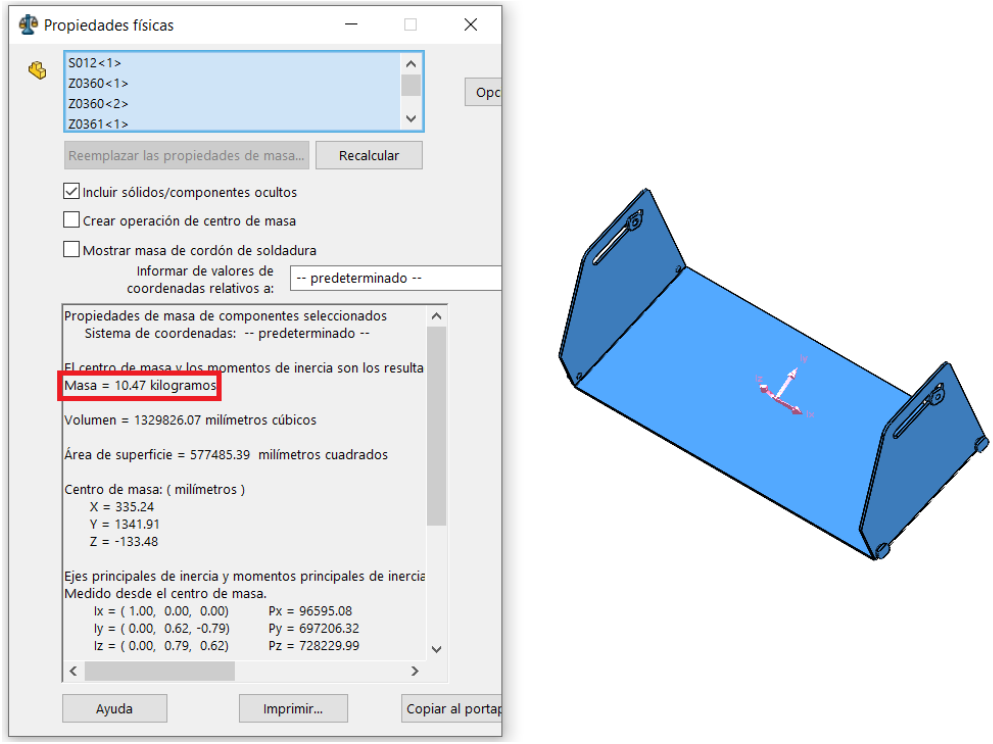



**Figura 7-70:** Masa de bandeja elevadora.

| CALCULO PARA SELECCIÓN DEL CABLE ELEVADOR | | |
|---|---|---|
| **DATOS** | | |
| Parámetro | Valor | Unidad |
| Masa de los lingotes | 14 | kg |
| Masa de bandeja elevadora completa | 10,47 | kg |
| Factor de seguridad | 1,20 | - |
| **CALCULOS** | | |
| Masa total | 24,47 | kg |
| Carga ejercida (con factor de seguridad) | 288,061 | N |
| Carga ejercida (con factor de seguridad) | 0,288 | kN |
| **CABLE DE ACERO SELECCIONADO** | | |
| Tipo de cable | Alma de acero galvanizado | - |
| Construcción | 7x7 | - |
| Diametro total | 1,5 | mm |
| Carga admisible del cable | 1,8 | kN |

**Tabla 7-90:** Cálculos para selección de motorreductor.

Una vez definido el cable, se diseña la polea sobre la cual se enrollará. El diámetro exterior de la misma debe ser lo suficientemente grande para que el cable se distribuya en pocas vueltas, reduciendo así el ancho necesario, acercando el punto de apoyo sobre el cual se ejerce la carga al punto de apoyo del rodamiento, sobre el cual se

sostiene el mecanismo, además de disminuir la longitud del eje. Por otra parte, debe ser lo suficientemente pequeño para disminuir el torque transmitido al eje, permitiendo que el mismo tenga un diámetro menor, ahorrando material y, por último, que el motorreductor requiera un torque de salida inferior. Interpretado eso, se propone que el eje gire un numero de 6 vueltas totales para que la bandeja realice la totalidad del recorrido.

# Conclusiones

## Conclusiones técnicas

### Objetivos

Finalizada la totalidad de diseño de la maquina presentada en este proyecto final de Ingeniería Mecánica, es posible concluir que el equipamiento efectivamente permite la obtención de aluminio con la composición química requerida (Al 99,5), siempre y cuando el usuario detecte cuales son las aleaciones que componen la materia primera que ingresa, además de agregar los aleantes y fundentes adecuados para lograr la extracción/adición de aleantes correspondientes.

En efecto, la maquina es capaz de generar 14 kg de aluminio por ciclo de trabajo (alrededor de 40 minutos), por lo que supera la capacidad establecida como objetivo de 20 kg/h de producción.

La máquina efectivamente es capaz de ser operada en su totalidad por un único operario, el cual solo debe ingresar la materia prima y retirar el producto final, además de controlar los valores que la misma presenta, como ser cantidad de aleantes, fundentes, temperatura y tiempos de fusión, entre otros.

Por otra parte, al poner a punto el sistema de dosificación con el peso del producto final, es posible controlar que el equipo genere lingotes de 7kg con la tolerancia impuesta de manera objetiva de $\pm 30g$.

Finalmente, se logró el objetivo de no superar los 10 $m^2$ como límite impuesto. Dicho objetivo fue clave para forzar el ingenio y lograr la compacticidad de todos los procesos mencionados, logrando así que la maquina desarrolle la totalidad de los procesos en 8,5 $m^2$.

## Propósitos

Coordinando a través del autómata programable la velocidad de triturado, la velocidad de la cinta transportadora y la dosificación hacia el crisol, la maquina desarrollada permite holgadamente la carga y producción de 14 kg de materia prima por ciclo de producción, de manera independiente (ingresando y egresando la materia prima y el producto final) tal cual fue establecido como propósitos a lograr en el diseño de esta.

Por otra parte la misma posee un diseño correspondiente para todos los aspectos que se establecieron como propósitos particulares, como ser el sistema de recolección de residuos con su correspondiente mecanismo, el sistema de filtrado de la escoria, el sistema de moldeo que permite tanto la carga del aluminio fundido como así también la descarga de la materia prima solidificada, la refinación completa con el sistema de desgasificado por inyección de gas inerte (de diseño propio) y la adición de aleantes y fundentes con el sistema de batch. La totalidad de los procesos son controlados por un PLC que comanda cada proceso teniendo en cuenta los tiempos correspondientes de producción, mejorando el control de los procesos y por ende, la calidad del producto final.

Por último, se menciona que la maquina también cumple con el propósito energético, siendo este que la misma utilice energía eléctrica, ya que cuenta con motorreductores, sensores y cilindros neumáticos que contienen solenoides para controlar sus movimientos, entre otros.

Por todo lo mencionado anteriormente, se concluye que la maquina diseñada es una solución satisfactoria para los problemas que la misma debía abordar.

# Conclusiones académicas

El desarrollo de este proyecto final nos ha permitido repasar muchos conceptos y abordajes aplicados en materias a lo largo de toda la carrera. Por mencionar algunos de ellos, cuestiones de Cálculo utilizadas a lo largo de todo el dimensionamiento, simulaciones, validaciones y demás cuestiones en cuanto al diseño y a los tiempos de producción. Cuestiones de Química muy abordadas en las investigaciones realizadas para interpretar correctamente el problema que se le confiere al tratamiento del aluminio a reciclar y como lograr que este se transforme en el producto final deseado. Conceptos fundamentales de Diseño Mecánico, muy utilizadas en la totalidad de elementos y sus vinculaciones, ya sea en el momento de diseñar como así también en el momento de representar correctamente dicha información, tanto en planos de definición como en

planos de conjunto, como ser cuestiones de representaciones, acotaciones, tolerancias dimensionales, tolerancias geométricas, simbología adecuada para soldadura, terminaciones superficiales, entre otras.

Estos conceptos puntuales se les pueden adjudicar a estas materias particulares, pero el desarrollo de este proyecto final fue más allá de estas cuestiones concretas, ya que nos forzó a utilizar conceptos fundamentales que se aplicaron a lo largo de toda la carrera, como ser la manera en cual se debe abordar un trabajo, como se debe investigar, que criterios tener al momento de seleccionar un componente o simplemente un material.

Finalmente, se puede concluir que este trabajo final fue de gran ayuda para repasar los aspectos más fundamentales de la ingeniería y poner en práctica de una manera focalizada, muchos aspectos que se llevaran a cabo durante la vida profesional.

# Recomendaciones

Durante el desarrollo de la solución, existieron aspectos que no se abordaron, los cuales son importantes para la fabricación real de esta maquinaria. Dentro de ellos encontramos todo el diseño del circuito neumático, el diseño de la electrónica de control, como así también la selección y posterior ubicación de todos los válvulas y demás equipamientos electrónicos que utilizan los sistemas.

# Bibliografía

[1] METAL VENETA S.A. (2022) *Datos de la empresa Metal Veneta S.A.*
Disponible en:
https://metalveneta.com.ar/

[2] ALUMET ARGENTINA S.A. (2023) *Datos de la empresa Alumet Argentina S.A.*
Disponible en:
https://www.alumetargentina.com/

[3] SICAMAR METALES S.A. (2023) *Datos de la empresa Sicamar Metales S.A.*
Disponible en:
https://www.sicamar.com.ar/

[4] DIRECCIÓN NACIONAL DE ESTUDIOS REGIONALES Y CADENAS DE VALOR – Informes de cadena de valor. Industria del aluminio. Año 9, N° 74, Junio 2024.
Disponible en:
https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/aluminio_2024-1.pdf

[5] ASM Metals HandBook Volume 15 - Casting

[6] CÁMARA ARGENTINA DE LA INDUSTRIA DEL ALUMINIO Y METALES AFINES – Informe cuatrimestral 2024-1 – Mayo 2024.
Disponible en:
https://www.aluminiocaiama.org/wp-content/uploads/2024/05/Informe-Cuatrimestral-2024-01.pdf

[7] CENSO NACIONAL DE POBLACIÓN, HOGARES Y VIVIENDAS 2022 – Resultados definitivos – Noviembre 2022.
Disponible en:
https://censo.gob.ar/wp-content/uploads/2023/11/censo2022_condiciones_habitacionales.pdf

[8] POBLACIÓN DE LA CIUDAD DE ROSARIO – Informe técnico N° 30 – Noviembre 2024

Disponible en:
https://datos.rosario.gob.ar/sites/default/files/2024-11/Informe%20poblaci%C3%B3n30_1.pdf

[9] ALUAR ALUMINIO ARGENTINO S.A.I.C. – Catálogo de productos
Disponible en:
https://es.slideshare.net/slideshow/aluar-56022922/56022922#6

[10] MATWEB - Aluminum 3104-H19
Disponible en:
https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=aaaabe41a20a4ed2b48270f7f2ef1b2d

[11] MATWEB - AISI 1045 Steel, Quenched and Tempered to 595 HB
Disponible en:
https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=e2fd4473c1ac4dd5a49b20ddeff4f1ac

[12] DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Robert L. Mott, 4ta Edición - (2006), Editorial Pearson

[13] MATWEB - AISI 1045 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round
Disponible en:
https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4b0553daf9c245e684f2199a48179d89&ckck=1

[14] SEW Motores y motorreductores – Catalogo configurador
Disponible en:
https://www.sew-eurodrive.es/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=es_ES&country=ES

[15] SKF Couplings
Disponible en:
https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/094e20a34cf10d47/pdf_preview_medium/15822_(EN)_SKF_Couplings_pdf_preview_medium.pdf

[16] Habasit Engineering Guide Plastic Modular Belts.
Disponible en:
https://www.vn.no/files/produktkataloger/modulband/6031bromod-en0421hqr.pdf

[17] Habasit Plastic Modular Belts Product Guide.
Disponible en:
https://www.habasit.com/-/media/Project/Habasit/PublicWebSite/Documents/English/Products/Plastic-Modular/4178_Habasit-Link-Plastic-Modular-Belts-Product-Guide_0623_en.pdf

[18] HabiPLAST Perfiles: US-40 (U2).
Disponible en:
https://tdm.habasit.com/PDS/es-es/Wearstrips%20and%20guides/US-40-es-es.pdf

[19] HabiPLAST Accesorios: CM-16 (C16).
Disponible en:
https://tdm.habasit.com/PDS/es-es/Wearstrips%20and%20guides/CM-16-es-es.pdf

[20] HabiPLAST Perfiles: MU (MB02U).
Disponible en:
https://tdm.habasit.com/PDS/es-es/Wearstrips%20and%20guides/MU-es-es.pdf

[21] HabasitLink Sprocket Series M2500.
Disponible en:
https://tdm.habasit.com/PDS/es-es/ModularSprocket/Sprocket%20series%20M2500-es-es.pdf

[22] Catálogo cilindros MICRO.
Disponible en:
https://ar.microautomacion.com/wp-content/uploads/2021/07/2022-MASTER-MICRO-E.pdf

[23] Actuadores lineales DGC Festo.
Disponible en:
https://www.festo.com/media/catalog/205568_documentation.pdf

[24] Operaciones Unitarias en Ingeniería Química
Disponible en:
https://iestpcabana.edu.pe/wp-content/uploads/2021/11/OPERACIONES-UNITARIAS-EN-LA-INGENIERIA-QUIMICA.pdf

[25] SKF Power Transmission belts
Disponible en:
https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968049c9d3/pdf_preview_medium/Catalogue_-_SKF_Power_Transmission_belts_-_06875_3_EN_pdf_preview_medium.pdf#cid-blt52bae6abee2dd32f

[26] Válvula de aprisionamiento VZQA
Disponible en:
https://www.festo.com/media/catalog/206617_documentation.pdf

[27] Catálogo guías lineales – HIWIN
Disponible en:
https://hiwinmectrol.com/uploads/2356/catalogos/espanhol/catalogo-guias-lineales-hiwin-guia-lineal.pdf

[28] SKF Transmission chains
Disponible en:
https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680cc91d3/pdf_preview_medium/13747_EN_-_SKF_Transmission_Chains_2024_pdf_preview_medium.pdf#cid-blt64c5d2521db65519

[29] WIKIPEDIA – Coeficiente de dilatación – Febrero 2025.
Disponible en:
https://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_dilataci%C3%B3n

[30] EUROPER – Ficha técnica SAE 1045.
Disponible en:
https://europer.cl/wp-content/uploads/2021/10/INFORMACION-TECNICA-SAE-1045.pdf

[31] IPH – Cables de acero para uso general.

Disponible en:

https://www.iphglobal.com/uploads/downloads/296763001513024041.pdf

# Anexo A: Procedimiento de cálculos generales

## A.1 Rodamientos

Para seleccionar rodamientos seguiremos el procedimiento del capítulo 14 del libro [12].

### A.1.1 Capacidad de carga dinámica básica: solo carga radial

Comenzamos especificando la carga de diseño sobre el rodamiento a la cual se conoce como carga equivalente $P$. El método para determinar la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial $R$, considera si lo que gira es la pista interior o la exterior.

$$P = VR \quad \text{(A.1)}$$

Al factor $V$ se le denomina factor de rotación y tiene el valor 1 si lo que gira es la pista interior del rodamiento y 1,2 si lo que gira es la pista exterior. Luego se determina el diámetro aceptable del eje que va a limitar el tamaño del rodamiento.

Se selecciona el tipo de rodamiento, donde se puede utilizar de guía la tabla A-1 y especificamos la duración de diseño del rodamiento $L_{10}$ con la tabla A-2.

| Tipo de rodamiento | Capacidad de carga radial | Capacidad de carga de empuje | Capacidad de desalineamiento |
|---|---|---|---|
| Una hilera de bolas con ranura profunda | Buena | Regular | Regular |
| Doble hilera de bolas, ranura profunda | Excelente | Buena | Regular |
| Contacto angular | Buena | Excelente | Mala |
| Rodillos cilíndricos | Excelente | Mala | Regular |
| Agujas | Excelente | Mala | Mala |
| Rodillos esféricos | Excelente | Regular a buena | Excelente |
| Rodillos cónicos | Excelente | Excelente | Mala |

**Tabla A-1**: Comparación de tipo de rodamiento. [12]

| Aplicación | Duración de diseño $L_{10}$, h |
|---|---|
| Electrodomésticos | 1000-2000 |
| Motores de aviación | 1000-4000 |
| Automotores | 1500-5000 |
| Equipo agrícola | 3000-6000 |
| Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples | 8000-15 000 |
| Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general | 20 000-30 000 |
| Bombas y compresores | 40 000-60 000 |
| Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h | 100 000-200 000 |

*Fuente:* Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

**Tabla A-2**: Duración recomendada para rodamientos. [12]

Finalmente se calcula la capacidad de carga dinámica básica con algunas de las siguientes ecuaciones (A.2 o A.3).

$$C = P_d * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}} \text{ (A.2)}$$

Donde:

- $P_d$ es la carga radial de diseño sobre el rodamiento.
- $L_d$ es la duración de diseño del rodamiento.
- $k = 3$ para rodamientos de bolas.
- $k = 3{,}33$ para rodamientos de rodillos.

La duración de diseño se calcula como:

$$L_d = L_{10} * n * 60 \text{ (A.3)}$$

Donde $n$ es la velocidad del eje en [rpm].

Para facilitar los cálculos, algunos fabricantes proporcionan gráficas o tablas de factores de duración $f_L$ y factores de velocidad $f_N$ que hacen innecesario el cálculo del número de revoluciones. La capacidad de carga dinámica básica $C$, para que un rodamiento soporte una carga $P_d$ de diseño, sería entonces

$$C = \frac{P_d f_L}{f_N} \text{ (A.4)}$$

Los valores de $f_L$ y $f_N$ se pueden obtener de la figura A-1.

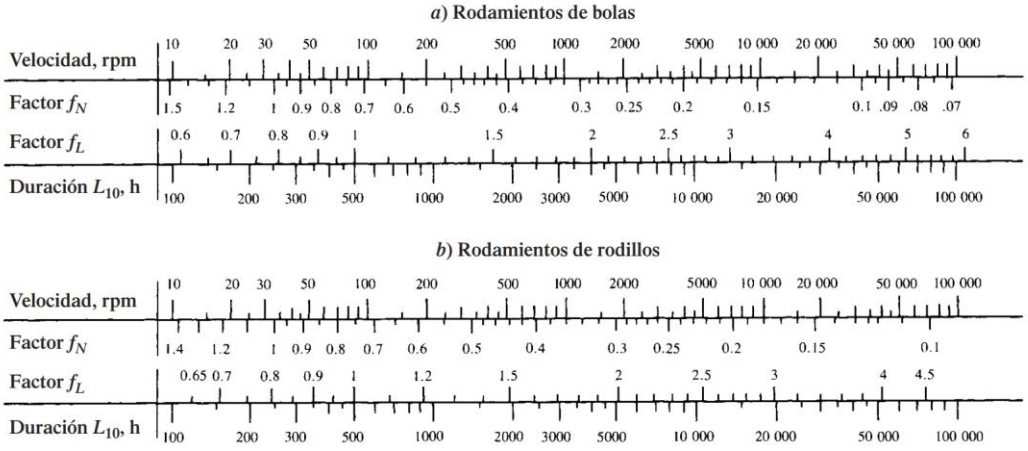



**Figura A-1**: Factores por duración y por velocidad, para rodamientos de bolas y rodillos. [12]

Con esto calculado se procede con la selección de un rodamiento que cumpla con los requerimientos.

## A.2 Cálculo de engranajes rectos

Para diseñar engranajes rectos tomaremos de referencia el capítulo 9 de [12]. Este libro establece un cálculo de número de esfuerzo flexionante $s_t$ bajo el método de AGMA. A continuación, por separado, se modifica el número de esfuerzo flexionante admisible, $s_{at}$, por una serie de factores que afectan ese valor cuando el ambiente difiere del caso nominal supuesto, una vez establecidos los valores de $s_{at}$. En este caso, el resultado es una mejor estimación del valor real de la resistencia flexionante del material con el que se fabrica el engrane o el piñón. El diseño se termina en una forma que asegure que el número de esfuerzo flexionante es menor que el número de esfuerzo flexionante admisible modificado. Este proceso se debe completar tanto para el piñón como para el engrane.

Para calcular el número de esfuerzo flexionante $s_t$ se utiliza la ecuación (A.5).

$$s_t = \frac{W_t P_d}{FJ} K_0 K_s K_m K_B K_v \quad \text{(A.5)}$$

Donde:

- $W_t$ es la fuerza tangencial sobre el diente.
- $P_d$ es el paso diametral del diente.
- $F$ es el ancho de cara del diente.

- $K_0$ factor de sobrecarga por resistencia flexionante.
- $K_s$ factor de tamaño para la resistencia flexionante.
- $K_m$ factor de distribución de carga para la resistencia flexionante.
- $K_B$ factor de espesor de orilla.
- $K_v$ factor dinámico para la resistencia flexionante.
- $J$ es un factor de geometría que se calcula con la ecuación (A.6).

$$J = \frac{Y}{K_t} \text{ (A.6)}$$

- $Y$ es el factor de forma de Lewis, que depende de la forma del diente, el ángulo de presión, el paso diametral, el número de dientes del engrane y el lugar donde actúa $W_t$. A su vez, el factor de geometría se puede obtener de las figuras A-2 o A-3 según el ángulo de presión.
- $K_t$ es el factor de concentración de esfuerzos.

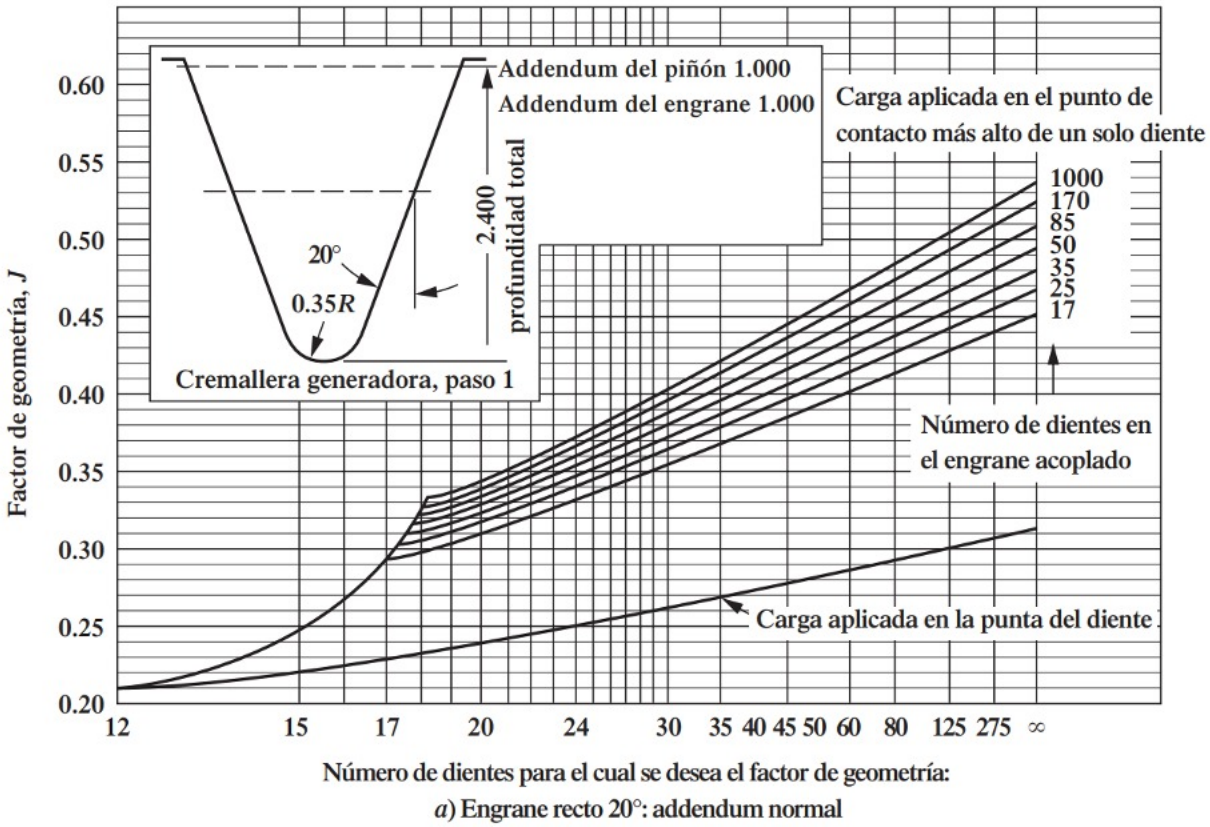



**Figura A-2**: Factor $J$ de geometría. Engrane recto 20°. [12]

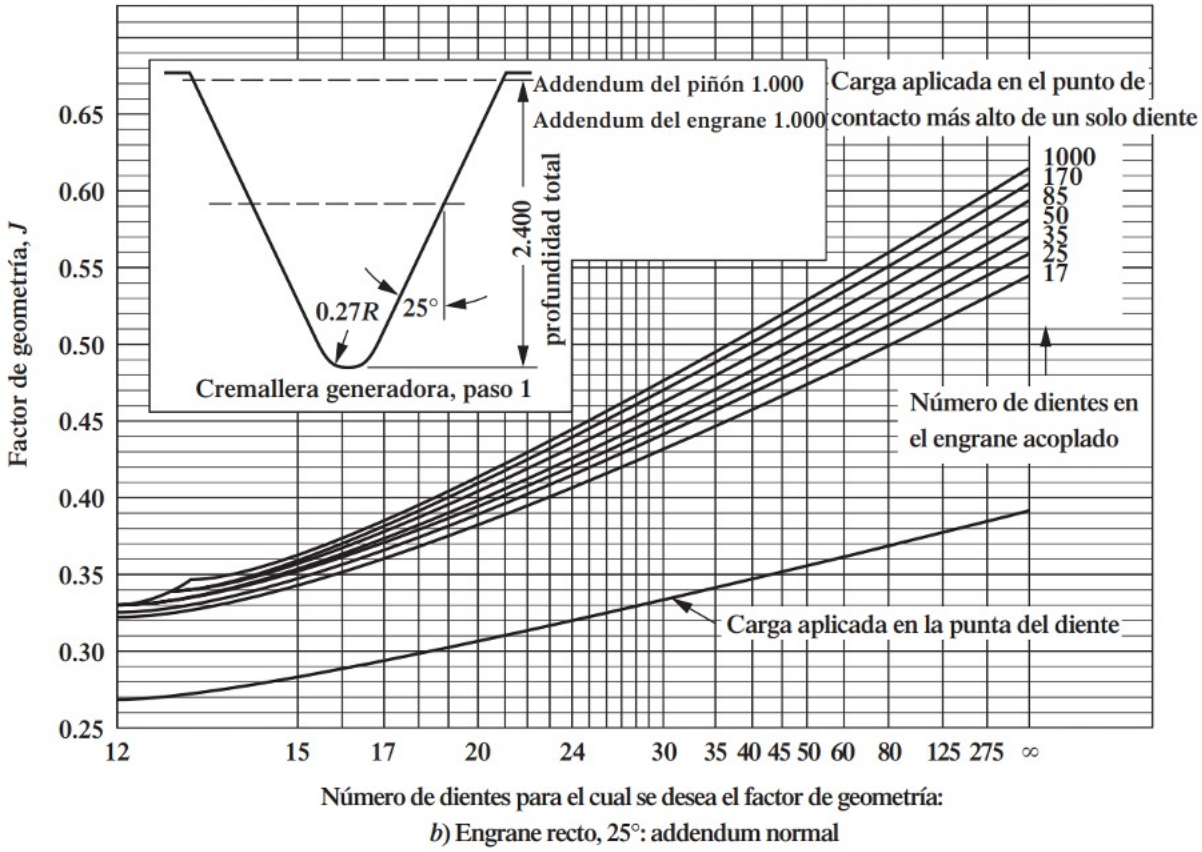



**Figura A-3**: Factor $J$ de geometría. Engrane recto 25°. [12]

El paso diametral se calcula a través de la ecuación (A.7).

$$P_d = \frac{N}{D} \text{ (A.7)}$$

Donde $N$ es la cantidad de dientes del engranaje y $D$ su diámetro primitvo. Para establecer el ancho de diente utilizaremos la siguiente regla (ec. 9-28 [12]):

$$F = \frac{12}{P_d} \text{ (A.8)}$$

Para el factor de sobrecarga $K_0$ utilizamos la tabla A-3 para encontrar su valor.

| Fuente de potencia | Máquina impulsada | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Uniforme | Choque ligero | Choque moderado | Choque pesado |
| Uniforme | 1.00 | 1.25 | 1.50 | 1.75 |
| Choque ligero | 1.20 | 1.40 | 1.75 | 2.25 |
| Choque moderado | 1.30 | 1.70 | 2.00 | 2.75 |

**Tabla A-3**: Factores de sobrecarga sugeridos $K_0$. [12]

Para el factor de sobrecarga $K_s$ utilizamos la tabla A-4 para encontrar su valor.

| Paso diametral, $P_d$ | Módulo métrico, $m$ | Factor de tamaño, $K_s$ |
|---|---|---|
| ≥5 | ≤5 | 1.00 |
| 4 | 6 | 1.05 |
| 3 | 8 | 1.15 |
| 2 | 12 | 1.25 |
| 1.25 | 20 | 1.40 |

**Tabla A-4**: Factores de tamaño sugeridos $K_s$. [12]

Se usará la siguiente ecuación para calcular el valor del factor de distribución de carga:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \text{ (A.9)}$$

Donde:

- $C_{pf}$ es el factor de proporción del piñón (Figura A-2).
- $C_{ma}$ es el factor por alineamiento del engranado (Figura A-3).

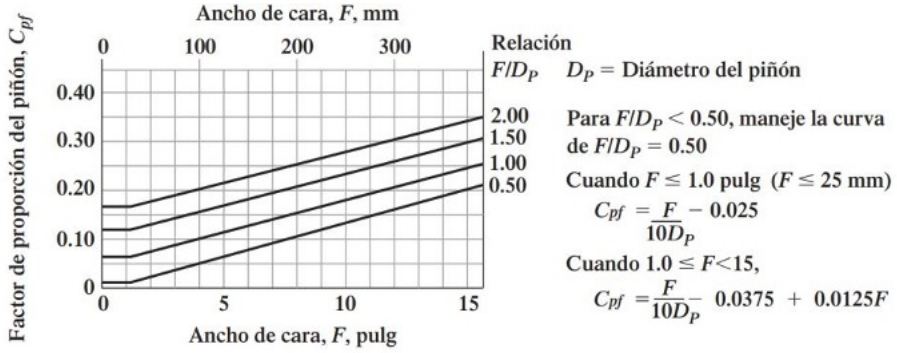



**Figura A-4**: Factor de proporción del piñón $C_{pf}$. [12]

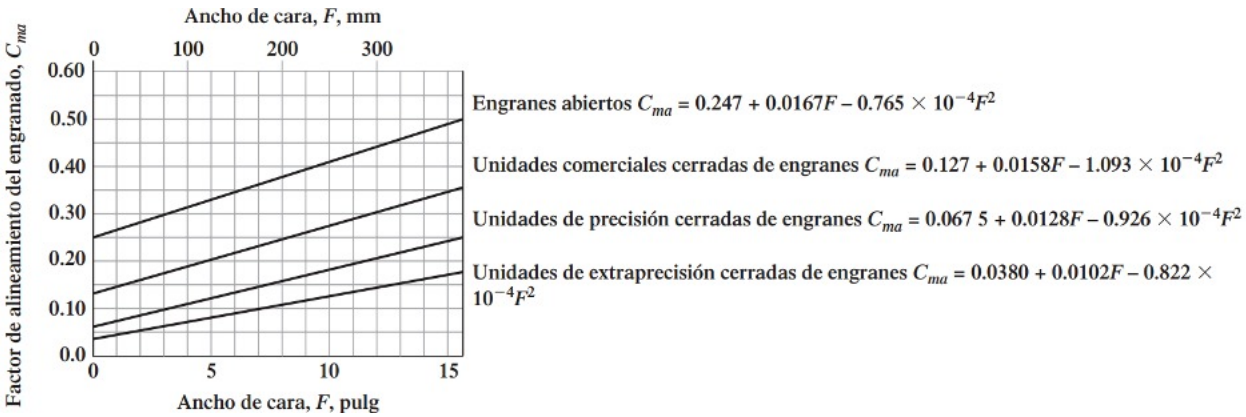



**Figura A-5**: Factor de alineación del engranado $C_{ma}$. [12]

Engranes abiertos se refiere a los sistemas de transmisión donde los ejes están sostenidos en cojinetes montados sobre elementos estructurales de la máquina, y cabe esperar que haya desalineamientos relativamente grandes. En las unidades cerradas de calidad comercial de engranes, los cojinetes se montan en una caja de diseño especial, que proporciona más rigidez que en los engranes abiertos, pero para la cual son bastante liberales las tolerancias de las dimensiones individuales. Las unidades cerradas de precisión de engranes se fabrican con tolerancias más estrictas. Las unidades cerradas de extraprecisión de engranes se fabrican con la máxima precisión y se ajustan, con frecuencia, en el ensamble, para alcanzar un alineamiento excelente de los dientes.

Para estimar la influencia del espesor de la orilla, se puede emplear la figura A-4. El parámetro geométrico principal se llama *relación de respaldo*, $m_B$, donde

$$m_B = t_R/h_t \text{ (A.10)}$$

Donde $t_R$ es el espesor de la orilla y $h_t$ la profundidad total del diente.

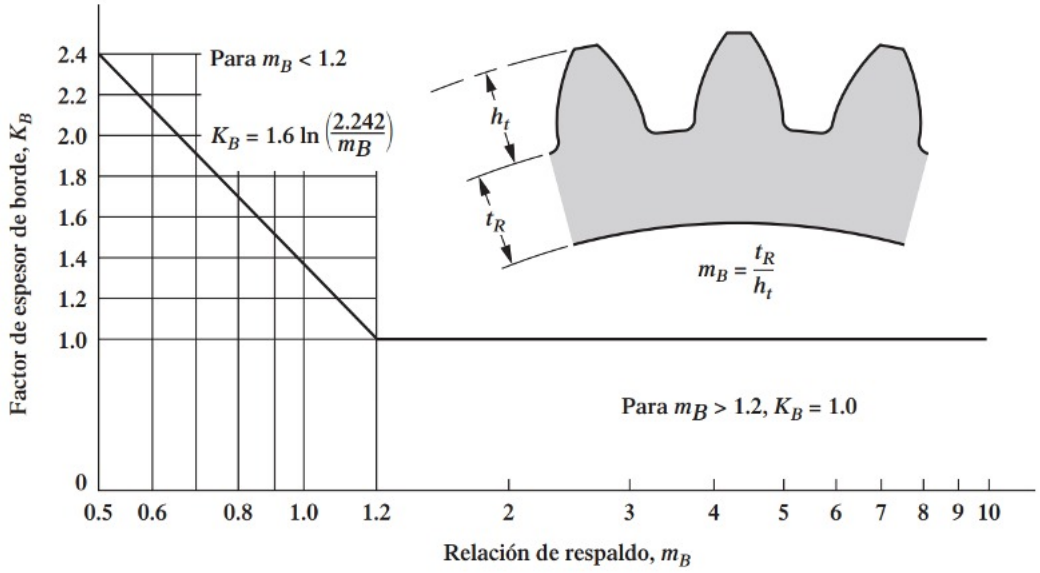
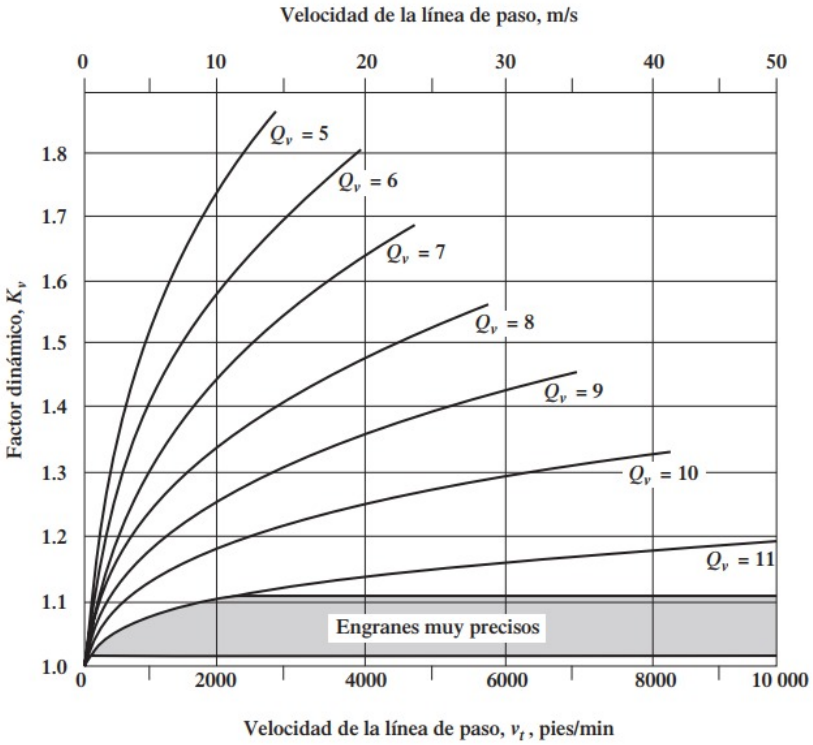



**Figura A-6**: Factor de espesor de borde $K_B$. [12]

La figura A-5 muestra la gráfica de valores de $K_v$, recomendada por AGMA, donde los números $Q_v$ son los números de calidad AGMA. Los engranes en un diseño típico de máquina serían de las clases representadas por las curvas 5, 6 o 7, que corresponden a engranes fabricados por rectificado o tallado con herramental de promedio a bueno. Si los dientes se acaban por rectificado o rasurado para mejorar la exactitud de su perfil y distanciamiento, se deberían usar las curvas 8, 9, 10 u 11. Bajo condiciones especiales, cuando se usan dientes de gran precisión en aplicaciones donde hay poca oportunidad de que se desarrollen cargas dinámicas externas, se puede usar la región sombreada. Si los dientes se cortan con fresado de forma, se deben emplear factores menores que los de la curva 5.




$v_{t\,máx} = [A + (Q_v - 3)]^2$ (unidades inglesas)

$v_{t\,máx} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200}$ (unidades SI)

donde $v_{t_{máx}}$ = punto del final de las curvas de $K_v$ (pies/min o m/s)

Curvas 5–11

$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A}\right)^B$ (unidades inglesas)

$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 v_t}}{A}\right)^B$ (unidades SI)

donde $A = 50 + 56(1.0 - B)$

$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4}$

$Q_v$ = número de calificación de la exactitud de la transmisión

**Figura A-7**: Factor dinámico $K_v$. [12]

Debemos especificar un material que tenga un esfuerzo flexionante admisible $s_{at}$, mayor que el valor calculado y debido a la flexión, en la ecuación (A.5). Entonces, es necesario que

$$s_t < s_{at} \text{ (A.11)}$$

El número de esfuerzo flexionante admisible se puede ajustar aplicándole un factor de seguridad para considerar las incertidumbres en el análisis del diseño, las características del material, o las tolerancias de manufactura, o bien para tener una medida adicional de seguridad, en aplicaciones críticas. Al resultado de este ajuste se le llama número de esfuerzo flexionante admisible ajustado $s'_{at}$ y se calcula:

$$s'_{at} = \frac{s_{at} Y_N}{SF * K_R} \text{ (A.12)}$$

Donde

- $Y_N$ es el factor por ciclos de esfuerzos.
- $K_R$ es un factor de confiabilidad.
- $SF$ es un factor de seguridad.

El factor $Y_N$ se determina si se espera que los dientes del engrane a analizar tengan un número de ciclos de carga muy diferente de $10^7$. La figura A-8 permite determinar este valor.

El cálculo de número de ciclos de carga esperado se puede efectuar mediante:

$$N_c = (60)(L)(n)(q) \text{ (A.13)}$$

Donde

- $N_c$ es el número de ciclos de carga esperado
- $L$ vida de diseño, en horas
- $n$ velocidad de giro del engrane, en rpm
- $q$ número de aplicaciones de carga por revolución

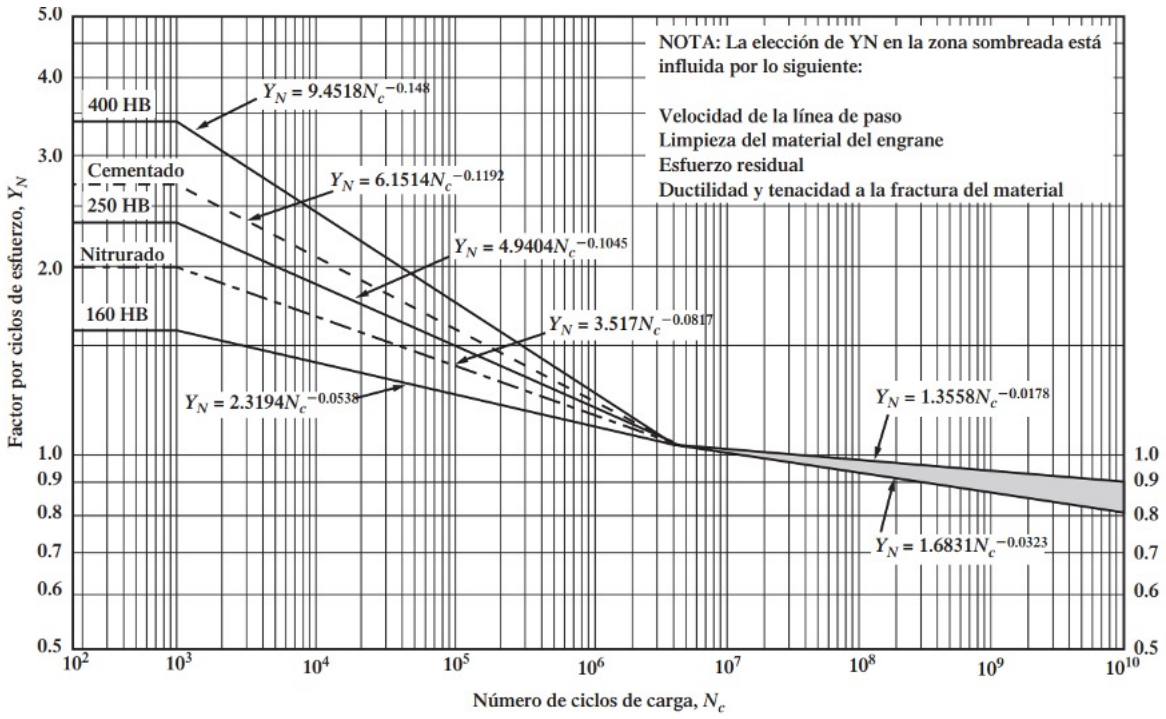



**Figura A-8**: Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, $Y_N$. [12].

Para establecer la vida de diseño se utilizará la tabla A-2 que utilizamos en el cálculo de rodamientos.

El número de aplicaciones de carga por revolución normal $q$ para determinado diente de engrane es, naturalmente, uno. Pero considere el caso de un engrane loco que sirve tanto como engrane conducido y motriz en un tren de engranes, recibe dos ciclos de carga por revolución: primero, cuando recibe la potencia de uno de sus engranes acoplados, y segundo, cuando la entrega al otro. También, en ciertos trenes de engranes, un engrane puede entregar potencia a dos o más ruedas engranadas con él. En un tren de engranes planetarios, los engranes tienen con frecuencia esta característica.

Para determinar el factor de confiabilidad $K_R$ se utiliza la tabla A-5.

| Confiabilidad | $K_R$ |
|---|---|
| 0.90, una falla en 10 | 0.85 |
| 0.99, una falla en 100 | 1.00 |
| 0.999, una falla en 1000 | 1.25 |
| 0.9999, una falla en 10 000 | 1.50 |

**Tabla A-5**: Factor de confiabilidad, $K_R$. [12]

Para emplear la relación A.11 en la selección de material, conviene despejar $s'_{at}$:

$$\frac{K_R(SF)}{Y_N} s_t < s_{at} \quad \text{(A.14)}$$

Se usará esta ecuación para seleccionar materiales para engranes desde el punto de vista del esfuerzo flexionante.

La figura A-9 corresponde a un gráfico donde se relacionan los números de esfuerzo con el número de dureza Brinell para los dientes en aceros templados total. Para aceros templados superficiales, cementados y nitrurados se utiliza la tabla A-6. En la figura A-10 se muestra los valores para el grupo general de aceros aleados que se usan en engranes con templado total, y después nitrurados. Como ejemplos están el AISI 4140 y AISI 4340, y las aleaciones parecidas.

Se considerará siempre materiales de grado 1 la cual es la norma básica y los grados

siguientes requieren mayor control de la microestructura, composición de la aleación, limpieza, tratamiento térmico anterior, pruebas no destructivas, valores de dureza del interior y otros factores.

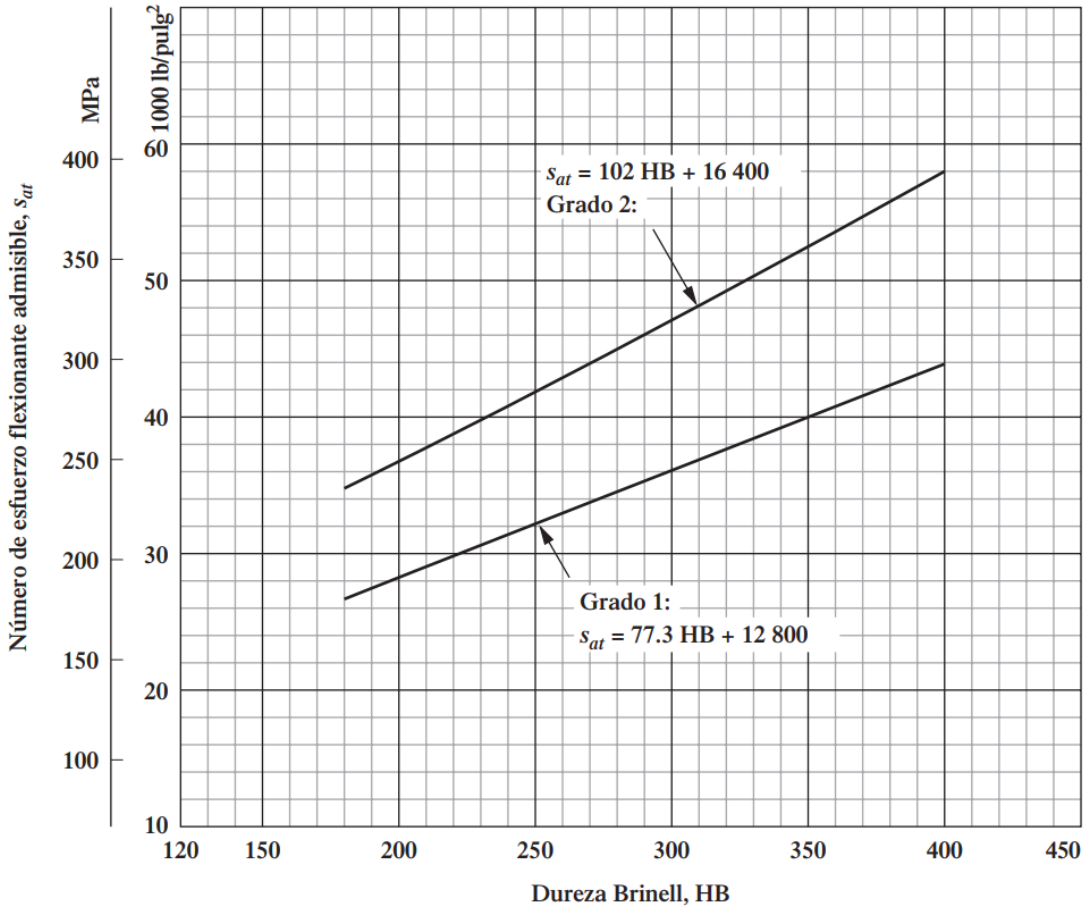



**Figura A-9**: Número de esfuerzo flexionante admisible, $s_{at}$, para engranes de acero templado total. [12].

| | Número de esfuerzo flexionante admisible, $s_{at}$ (ksi) | | | Número de esfuerzo de contacto admisible, $s_{ac}$ (ksi) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Dureza en la superficie | Grado 1 | Grado 2 | Grado 3 | Grado 1 | Grado 2 | Grado 3 |
| Templado por llama o por inducción: | | | | | | |
| 50 HRC | 45 | 55 | | 170 | 190 | |
| 54 HRC | 45 | 55 | | 175 | 195 | |
| Cementado y templado | | | | | | |
| 55-64 HRC | 55 | | | 180 | | |
| 58-64 HRC | 55 | 65 | 75 | 180 | 225 | 275 |
| Aceros templados totales y nitrurados: | | | | | | |
| 83.5 HR15N | Vea la figura 9-14 | | | 150 | 163 | 175 |
| 84.5 HR15N | Vea la figura 9-14 | | | 155 | 168 | 180 |
| Nitrurados, nitralloy 135M:[a] | | | | | | |
| 87.5 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | | | |
| 90.0 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | 170 | 183 | 195 |
| Nitrurados, nitralloy N:[a] | | | | | | |
| 87.5 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | | | |
| 90.0 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | 172 | 188 | 205 |
| Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio) | | | | | | |
| 87.5 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | 155 | 172 | 189 |
| 90.0 HR15N | Vea la figura 9-15 | | | 176 | 196 | 216 |

**Tabla A-6**: Números de esfuerzo admisibles para materiales de engranes de acero templado. [12]

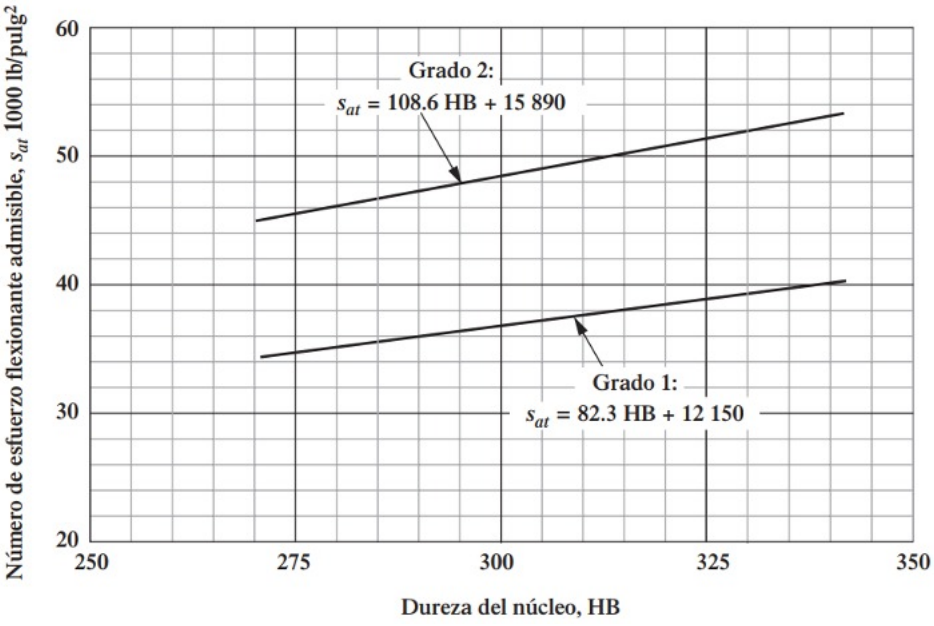



**Figura A-10**: Número de esfuerzo flexionante admisible, $s_{at}$, para engranes de acero templado total y nitrurado (AISI 4140, AISI 4340). [12].

Para materiales de engrane de hierro y bronce se utiliza la tabla A-7.

| Designación del material | Dureza mínima en la superficie (HB) | Número de esfuerzo flexionante admisible (ksi) | Número de esfuerzo flexionante admisible (MPa) | Número de esfuerzo de contacto admisible (ksi) | Número de esfuerzo de contacto admisible (MPa) |
|---|---|---|---|---|---|
| Hierro colado gris, A48, tal como se coló | | | | | |
| Clase 20 | | 5 | 35 | 50 | 345 |
| Clase 30 | 174 | 8.5 | 59 | 65 | 448 |
| Clase 40 | 201 | 13 | 90 | 75 | 517 |
| Hierro dúctil (nodular) ASTM A536 | | | | | |
| 60-40-18 recocido | 140 | 22 | 152 | 77 | 530 |
| 80-55-06 templado y revenido | 179 | 22 | 152 | 77 | 530 |
| 100-70-03 templado y revenido | 229 | 27 | 186 | 92 | 634 |
| 120-90-02 templado y revenido | 269 | 31 | 214 | 103 | 710 |
| Bronce, colado en arena $s_{u\ mín}$ = 40 ksi (275 MPa) | | 5.7 | 39 | 30 | 207 |
| Bronce con tratamiento térmico $s_{u\ mín}$ = 90 ksi (620 MPa) | | 23.6 | 163 | 65 | 448 |

**Tabla A-7**: Números de esfuerzos permisibles para engranes de acero y bronce. [12]

Por otro lado, además de tener seguridad a la flexión, los dientes de engranes deben ser capaces de funcionar también durante su vida útil esperada, sin tener muchas picaduras en su perfil. El valor que se relaciona con la resistencia a la picadura y es análogo al esfuerzo flexionante es el número de esfuerzo de contacto $s_c$.

$$s_c = C_p\sqrt{\frac{W_t K_0 K_s K_m K_v}{F D_p I}} \quad \text{(A.15)}$$

Donde $C_p$ es el coeficiente elástico y se puede determinar de la tabla A-8.

| Material del piñón | Módulo de elasticidad, $E_p$, lb/pulg$^2$ (MPa) | Material y módulo de elasticidad $E_g$, lb/pulg$^2$ (MPa), del engrane: Acero $30 \times 10^6$ $(2 \times 10^5)$ | Hierro maleable $25 \times 10^6$ $(1.7 \times 10^5)$ | Hierro nodular $24 \times 10^6$ $(1.7 \times 10^5)$ | Hierro colado $22 \times 10^6$ $(1.5 \times 10^5)$ | Bronce de aluminio $17.5 \times 10^6$ $(1.2 \times 10^5)$ | Bronce de estaño $16 \times 10^6$ $(1.1 \times 10^5)$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Acero | $30 \times 10^6$ $(2 \times 10^5)$ | 2300 (191) | 2180 (181) | 2160 (179) | 2100 (174) | 1950 (162) | 1900 (158) |
| Hierro maleable | $25 \times 10^6$ $(1.7 \times 10^5)$ | 2180 (181) | 2090 (174) | 2070 (172) | 2020 (168) | 1900 (158) | 1850 (154) |
| Hierro nodular | $24 \times 10^6$ $(1.7 \times 10^5)$ | 2160 (179) | 2070 (172) | 2050 (170) | 2000 (166) | 1880 (156) | 1830 (152) |
| Hierro colado | $22 \times 10^6$ $(1.5 \times 10^5)$ | 2100 (174) | 2020 (168) | 2000 (166) | 1960 (163) | 1850 (154) | 1800 (149) |
| Bronce de aluminio | $17.5 \times 10^6$ $(1.2 \times 10^5)$ | 1950 (162) | 1900 (158) | 1880 (156) | 1850 (154) | 1750 (145) | 1700 (141) |
| Bronce de estaño | $16 \times 10^6$ $(1.1 \times 10^5)$ | 1900 (158) | 1850 (154) | 1830 (152) | 1800 (149) | 1700 (141) | 1650 (137) |

*Fuente:* Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314
*Nota:* Relación de Poisson = 0.30; unidades de $C_p$: (lb/pulg$^2$)$^{0.5}$ o (MPa)$^{0.5}$

**Tabla A-8**: Coeficiente elástico $C_p$. [12]

El factor de geometría $I$ se puede determinar de las figuras A-11 o A-12.

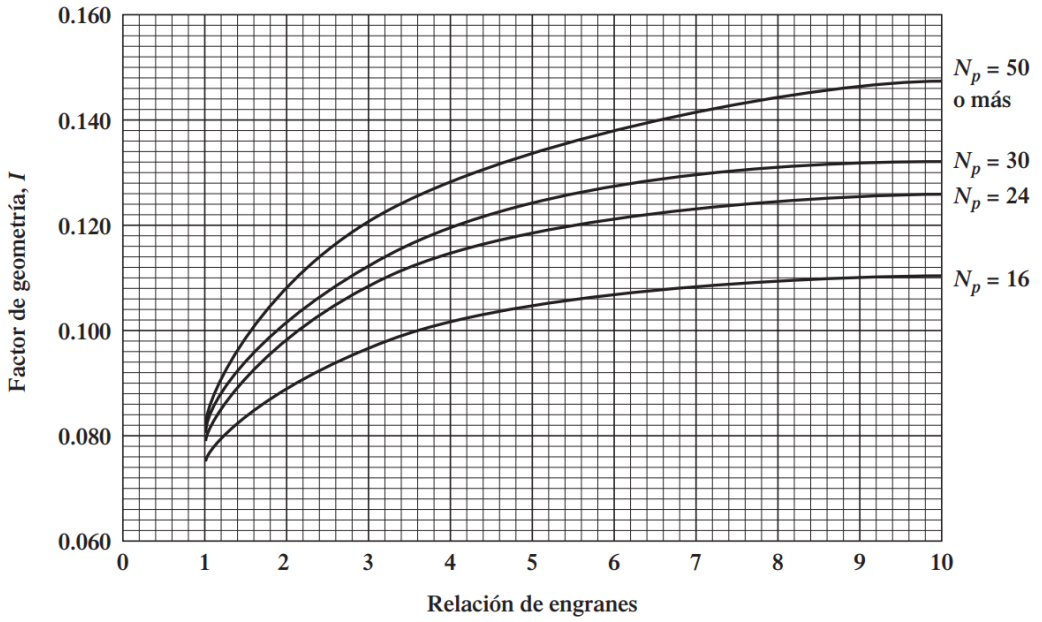



**Figura A-11**: Factor de geometría $I$ para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Ángulo de presión 20°. [12].

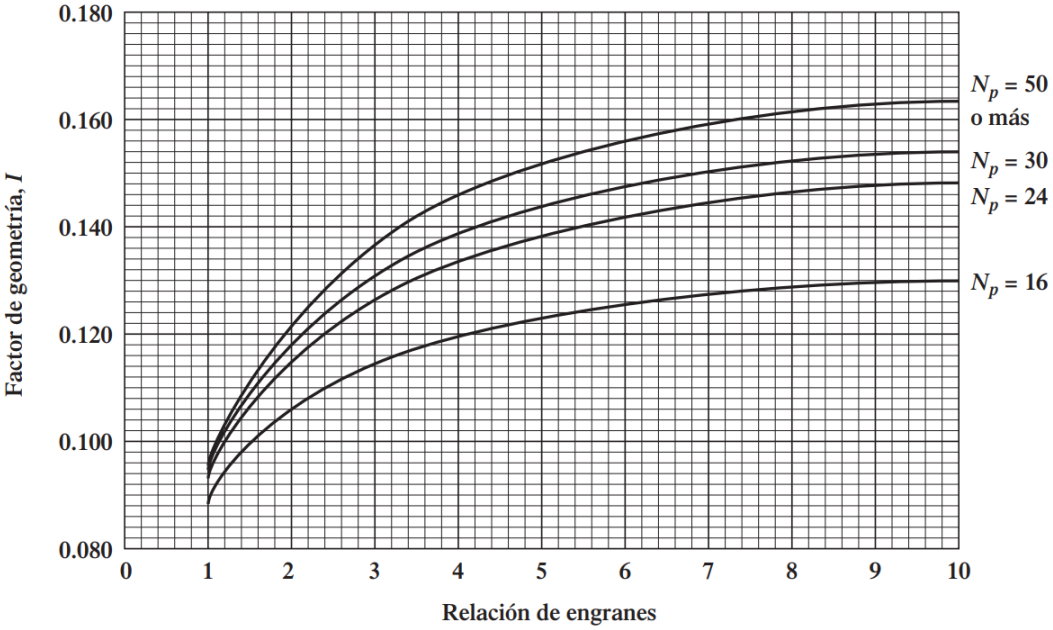



**Figura A-12**: Factor de geometría $I$ para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Ángulo de presión 25°. [12].

Los valores del factor de sobrecarga, $K_0$, el factor de tamaño, $K_s$, el factor de

distribución de carga, $K_m$ y el factor dinámico, $K_v$, se pueden suponer iguales a los valores correspondientes del análisis de esfuerzo flexionante.

Luego, al igual que con el número de esfuerzo flexionante, el número de esfuerzo de contacto $s_c$ se debe comparar con el número de esfuerzo de contacto admisible $s_{ac}$ del material.

$$s_c < s_{ac} \text{ (A.16)}$$

Este valor se puede encontrar, según el material, en las tablas A-6 y A-7 o en la figura A-13.

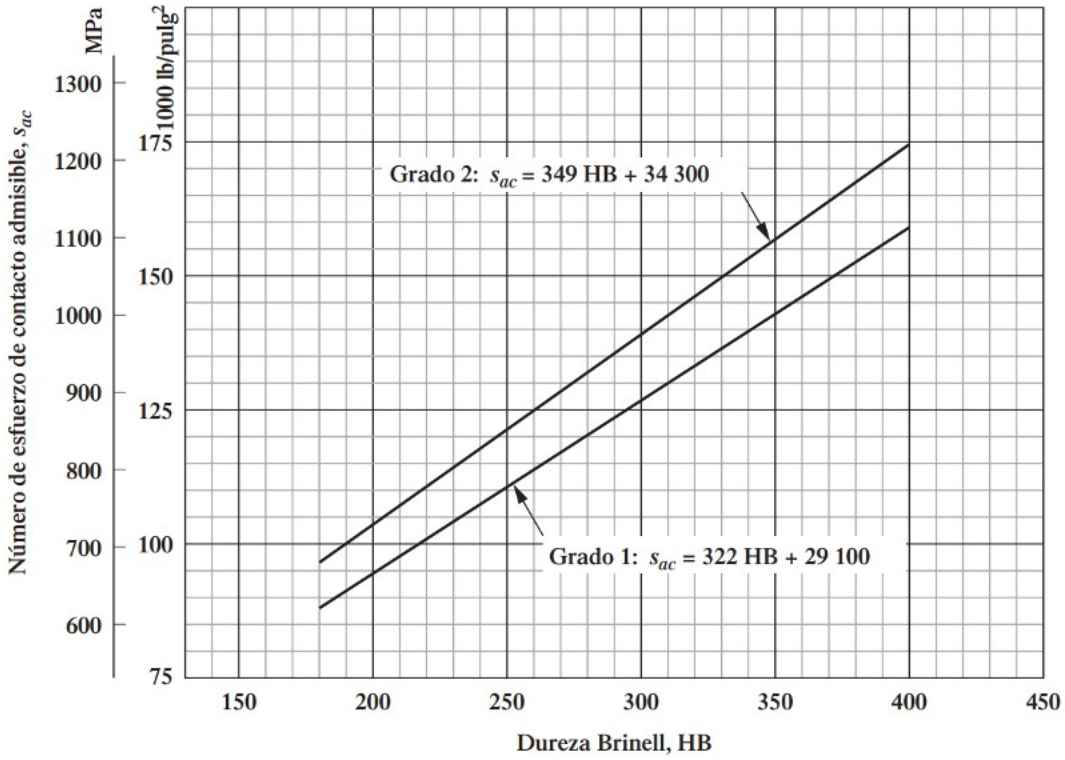



**Figura A-13**: Número de esfuerzo de contacto admisible, $s_{ac}$, para engranes de acero templado total. [12].

Al igual que con el número de esfuerzo flexionante admisible, el número de esfuerzo de contacto admisible se puede afectar por otros factores para distintas duración esperada y confiabilidad:

$$s_c < s_{ac} \frac{Z_N C_H}{(SF) K_R} \text{ (A.17)}$$

El factor de confiabilidad $K_R$ se obtiene de la tabla A-5.

El factor de resistencia por ciclos de esfuerzo de contacto $Z_N$ para un número de contactos esperado distinto de $10^7$ se obtiene de la figura A-14.

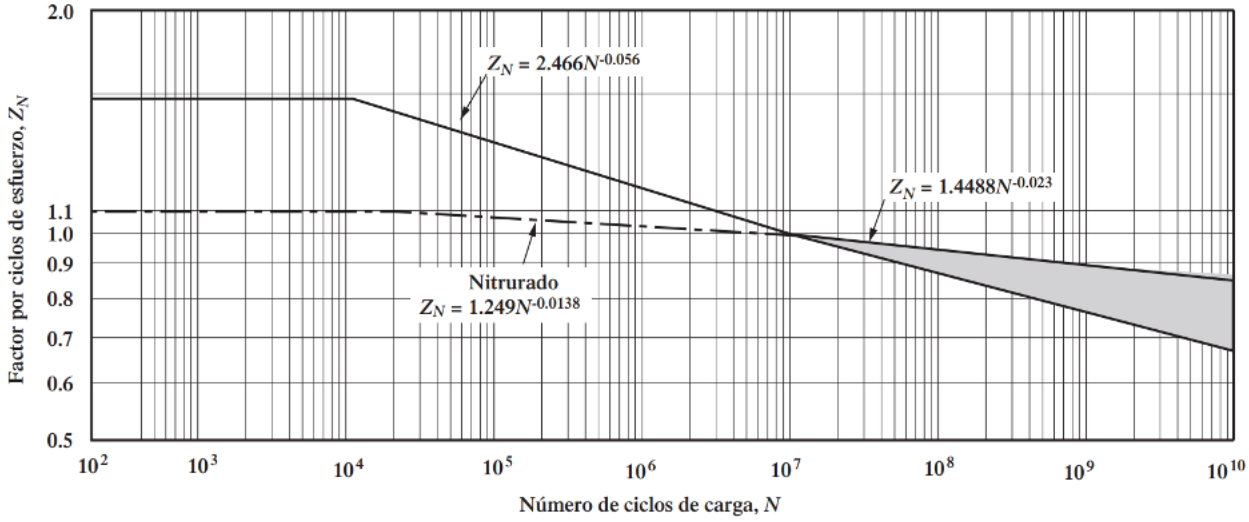



**Figura A-14**: Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, $Z_N$. [12].

El factor por relación de durezas, $C_H$, se utiliza en el cálculo de esfuerzo de contacto solo en la corona, no en el piñón, y se determina a partir de la figura A-15.

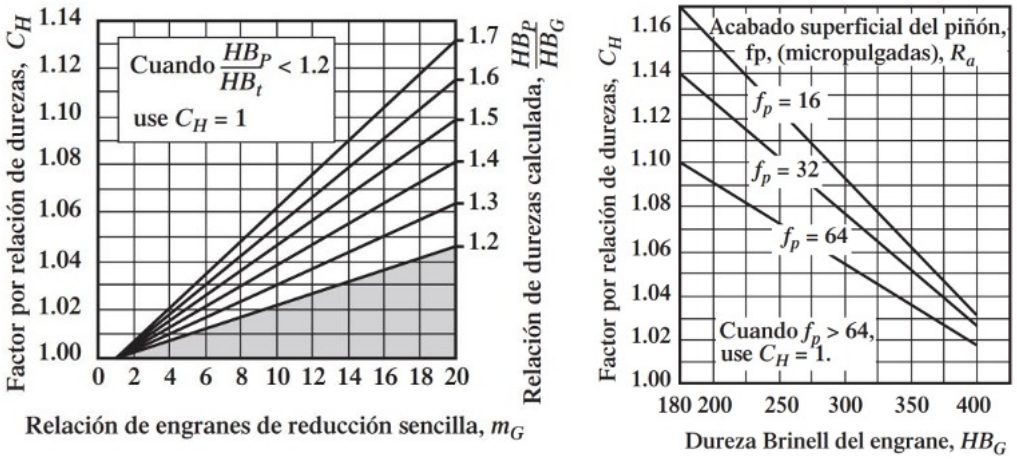



**Figura A-15**: Factor por relación de durezas, $C_H$. A la izquierda para coronas con templado total, a la derecha para coronas con templado superficial. [12].

Luego verificamos la ecuación A.17 e iteramos en caso de no cumplirse.

# Anexo B: Tablas y gráficos

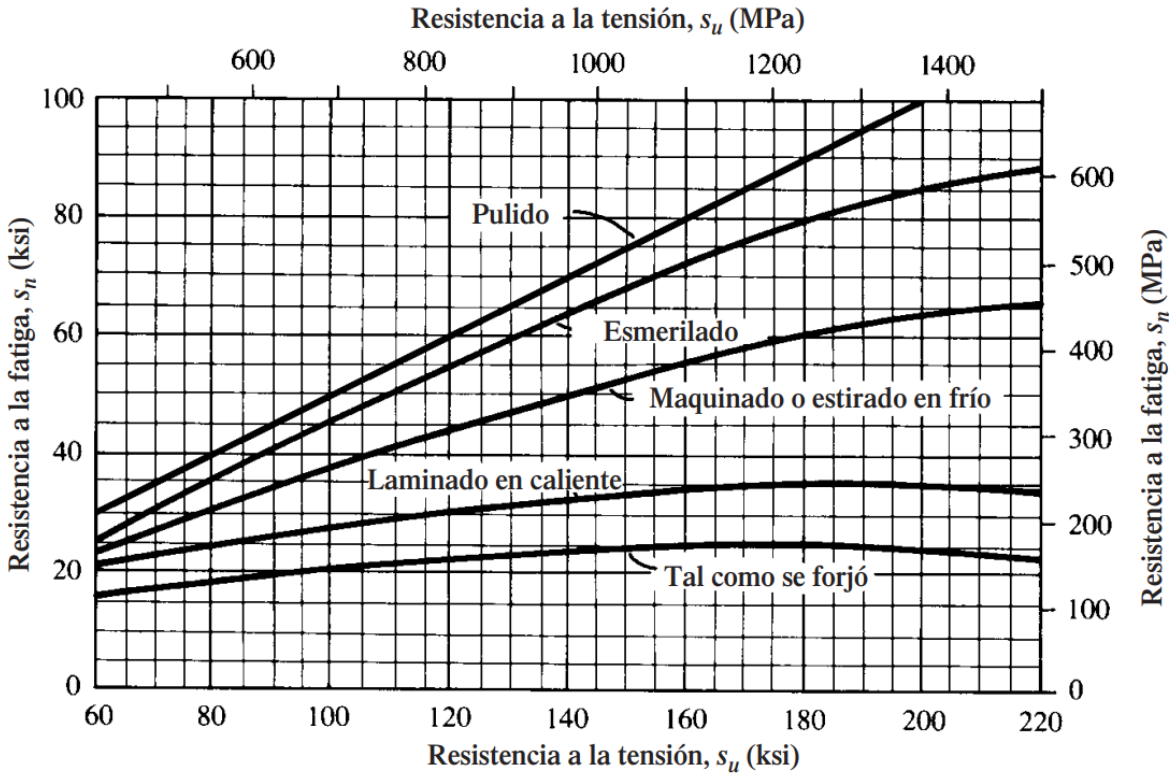



**Figura B-1**: Resistencia a la fatiga $s_n$ en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie. [12]

| Confiabilidad deseada | $C_R$ |
|---|---|
| 0.50 | 1.0 |
| 0.90 | 0.90 |
| 0.99 | 0.81 |
| 0.999 | 0.75 |

**Tabla B-2**: Factores de confiabilidad aproximados. [12]

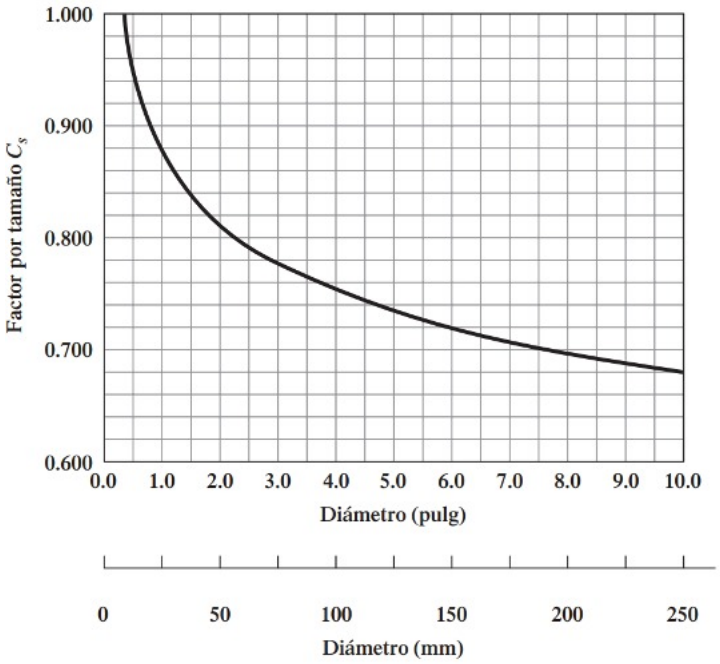



**TABLA 5-2** Factores de tamaño

| Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional | |
|---|---|
| Rango de tamaño | Para $D$ en pulgadas |
| $D \leq 0.30$ | $C_S = 1.0$ |
| $0.30 < D \leq 2.0$ | $C_S = (D/0.3)^{-0.11}$ |
| $2.0 < D < 10.0$ | $C_S = 0.859\text{-}0.02125D$ |
| **Unidades SI** | |
| Rango de tamaño | Para $D$ en mm |
| $D \leq 7.62$ | $C_S = 1.0$ |
| $7.62 < D \leq 50$ | $C_S = (D/7.62)^{-0.11}$ |
| $50 < D < 250$ | $C_S = 0.859\text{-}0.000837D$ |

**Figura B-3**: Factor por tamaño. [12]

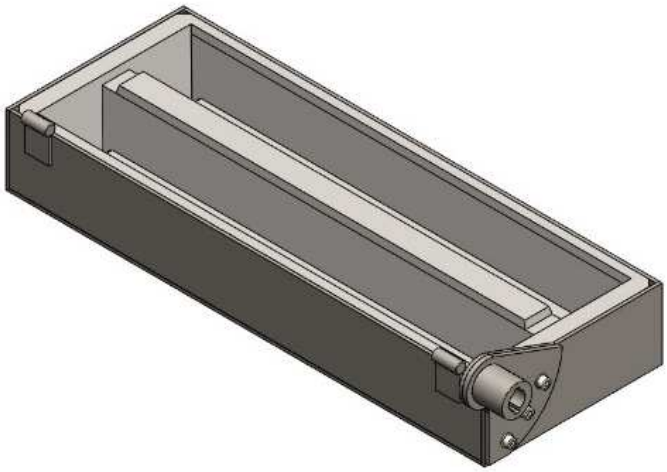
| Designación del material | Dureza mínima en la superficie (HB) | Número de esfuerzo flexionante admisible (ksi) | Número de esfuerzo flexionante admisible (MPa) | Número de esfuerzo de contacto admisible (ksi) | Número de esfuerzo de contacto admisible (MPa) |
|---|---|---|---|---|---|
| Hierro colado gris, A48, tal como se coló | | | | | |
| Clase 20 | | 5 | 35 | 50 | 345 |
| Clase 30 | 174 | 8.5 | 59 | 65 | 448 |
| Clase 40 | 201 | 13 | 90 | 75 | 517 |
| Hierro dúctil (nodular) ASTM A536 | | | | | |
| 60-40-18 recocido | 140 | 22 | 152 | 77 | 530 |
| 80-55-06 templado y revenido | 179 | 22 | 152 | 77 | 530 |
| 100-70-03 templado y revenido | 229 | 27 | 186 | 92 | 634 |
| 120-90-02 templado y revenido | 269 | 31 | 214 | 103 | 710 |
| Bronce, colado en arena $s_{u\,\text{mín}} = 40$ ksi (275 MPa) | | 5.7 | 39 | 30 | 207 |
| Bronce con tratamiento térmico $s_{u\,\text{mín}} = 90$ ksi (620 MPa) | | 23.6 | 163 | 65 | 448 |

*Fuente*: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

**Tabla B-4**: Número de esfuerzos permisibles para engranes de acero y bronce. [12]

# Anexo C: Informes de simulaciones

A continuación, se adjuntan los informes de las simulaciones realizadas.



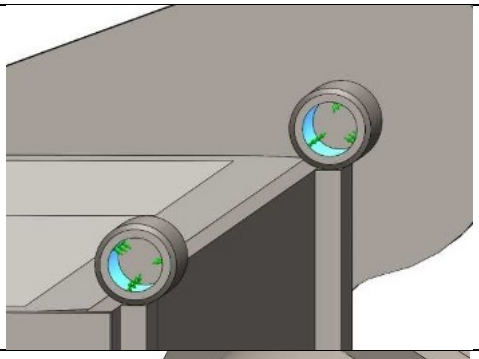
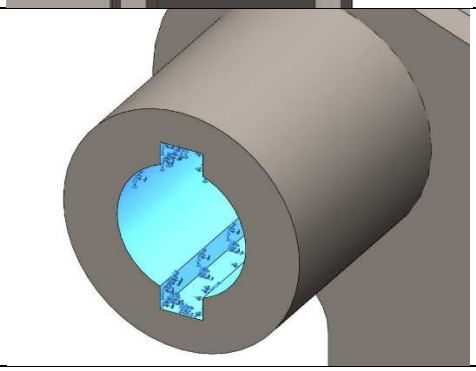
# Simulación de C001

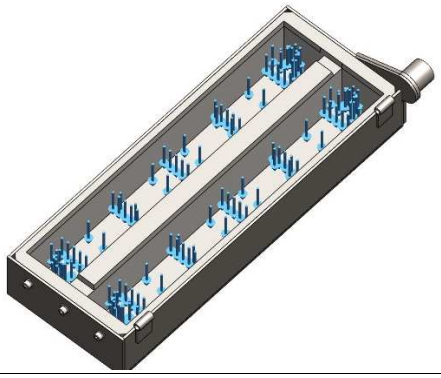
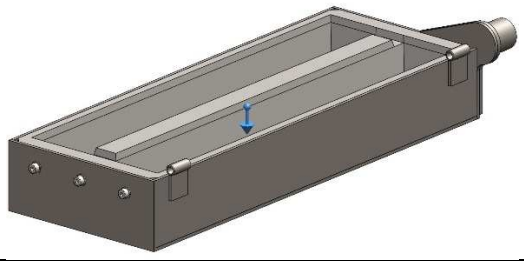
**Fecha:** sábado, 28 de febrero de 2026
**Diseñador:** Gasparotti/Luna
**Nombre de estudio:** C001-AE-1
**Tipo de análisis:** Análisis estático

## Descripción
Estructura movil de molde

## Suposiciones
Se realiza este ensayo bajo la peor condición, considerada como aquella en la cual la estructura movil de molde se encuentra iniciando el recorrido en el sentido de depositar los lingotes en el sistema de entrega. Particularmente, en el instante inmediato en el cual deja de ser soportado en la parte inferior por la estructura fija para quedar únicamente sostenido por las bisagras y el eje del motor.

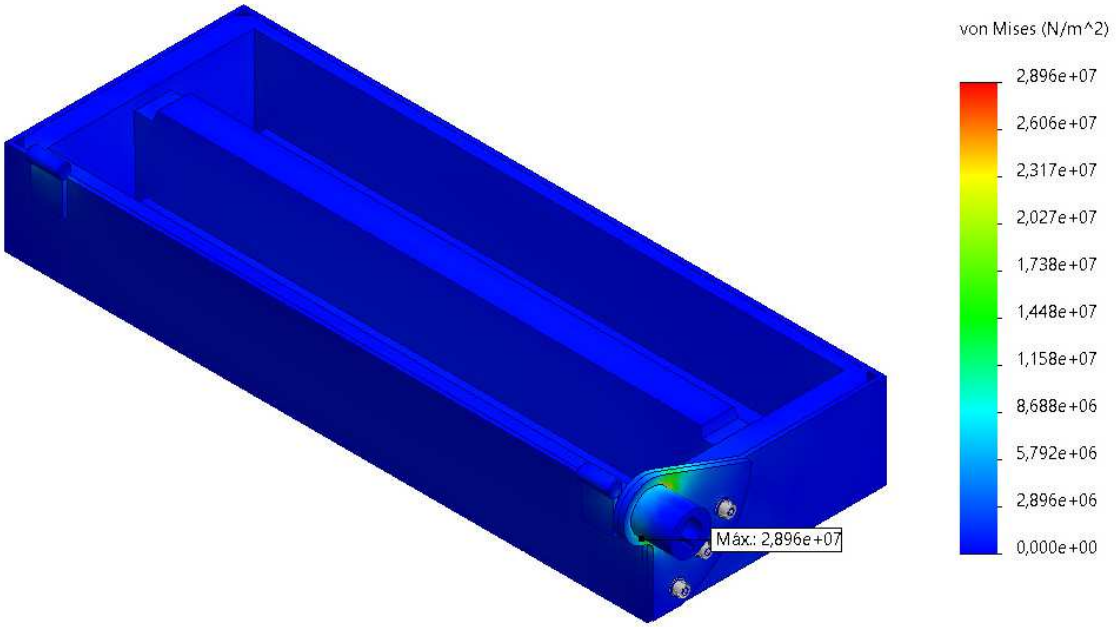
# Cargas y sujeciones

| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|---|---|---|
| Bisagra fija-1 |  | Entidades: 2 cara(s)<br>Tipo: Bisagra fija |
| Fijo-1 |  | Entidades: 9 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |

| Nombre de carga | Imagen de carga | Detalles de carga |
|---|---|---|
| Fuerza-1 |  | Entidades: 2 cara(s), 1 plano(s)<br>Referencia: Planta<br>Tipo: Aplicar fuerza<br>Valores: ---; ---; -14 kgf<br>Momentos: ---; ---; --- kgf.cm |
| Gravedad-1 |  | Referencia: Planta<br>Valores: 0 0 -9,81<br>Unidades: m/s^2 |

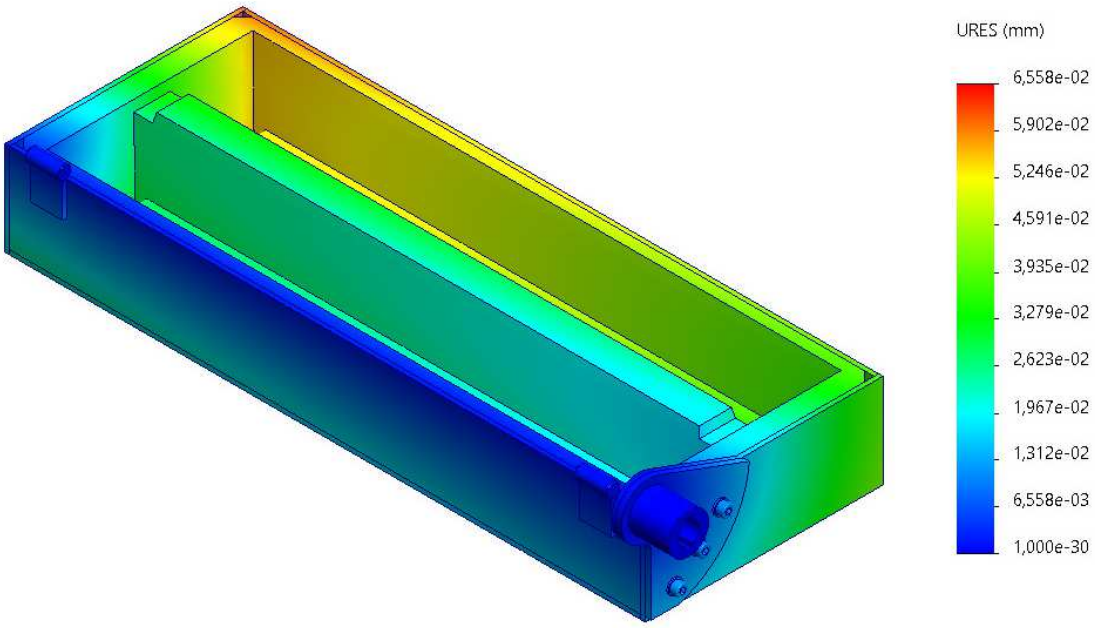
# Resultados del estudio

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Tensiones1 | VON: Tensión de von Mises | 0,000e+00N/m^2<br>Nodo: 1 | 2,896e+07N/m^2<br>Nodo: 25048 |



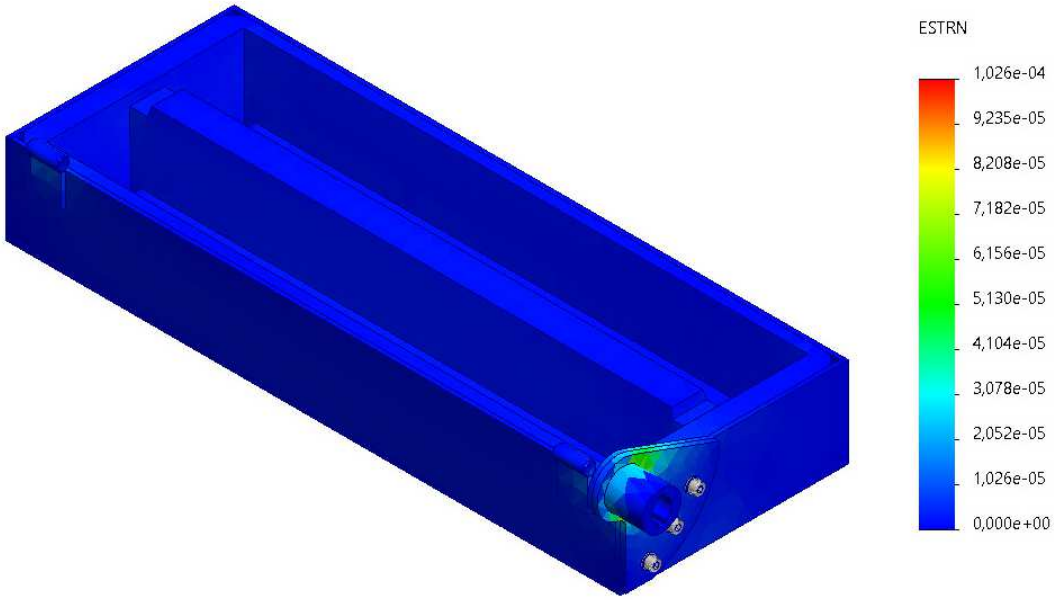

C001-AE-1-Tensiones-Tensiones1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Desplazamientos1 | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm<br>Nodo: 104008 | 6,558e-02mm<br>Nodo: 25298 |




C001-AE-1-Desplazamientos-Desplazamientos1

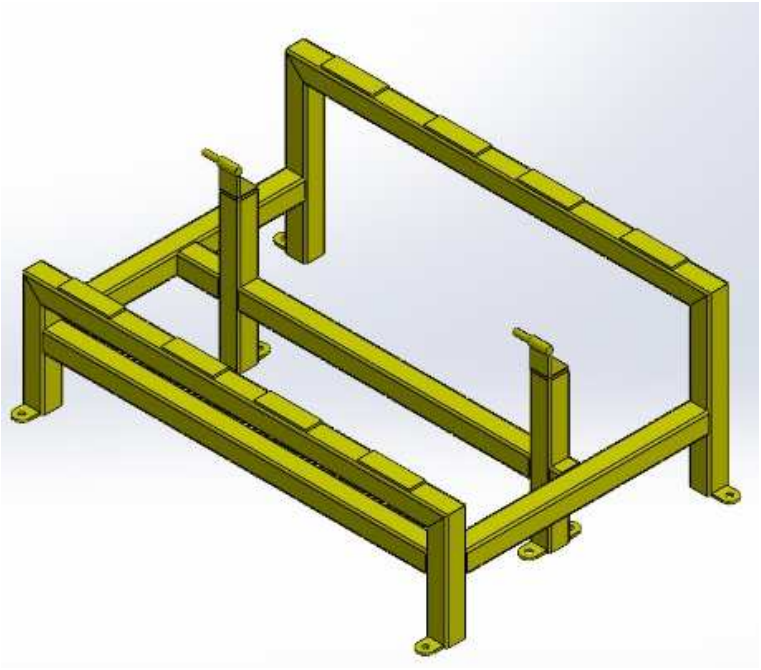
| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN: Deformación unitaria equivalente | 0,000e+00<br>Elemento: 1 | 1,026e-04<br>Elemento: 11827 |




C001-AE-1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

## Conclusión

Considerando que la tensión máxima $2{,}89x10^{7}\,\frac{N}{m^2}$ se da en un elemento que posee un límite elástico de $1{,}8x10^{8}\,\frac{N}{m^2}$, el conjunto posee un factor de seguridad de 6,2, por lo que cumple ampliamente con los requerimientos estructurales necesarios para un correcto funcionamiento.



# Simulación de S010

**Fecha:** lunes, 2 de marzo de 2026
**Diseñador:** Gasparotti/Luna
**Nombre de estudio:** S010-AE-1
**Tipo de análisis:** Análisis estático

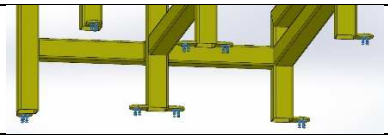
## Descripción

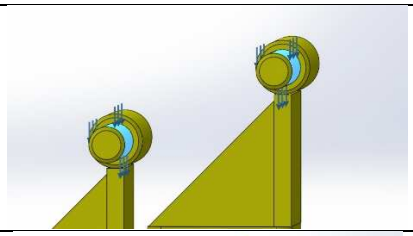
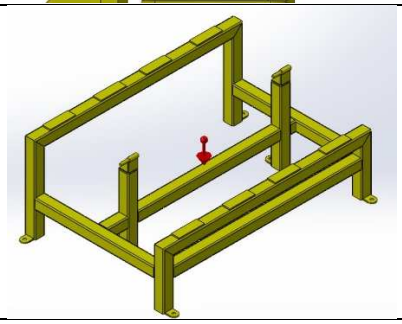
Piezas soldadas soporte molde.

## Suposiciones

Se realiza este ensayo bajo la peor condición, considerada aquella en la cual la estructura fija debe soportar la totalidad del peso de la estructura movil sobre las bisagras. Particularmente, la carga ejercida máxima se da cuando a mitad del recorrido (aproximadamente) de la estructura movil, el centro de masa de esta misma se alinea con el plano perpendicular al suelo que pasa por los 2 centros de las bisagras. Cabe mencionar que se aplica la carga total correspondiente a la masa de la estructura movil cargada con los lingotes, sin considerar tampoco el apoyo que brinda el eje del motor, con la finalidad de someter aún mas la estructura fija.

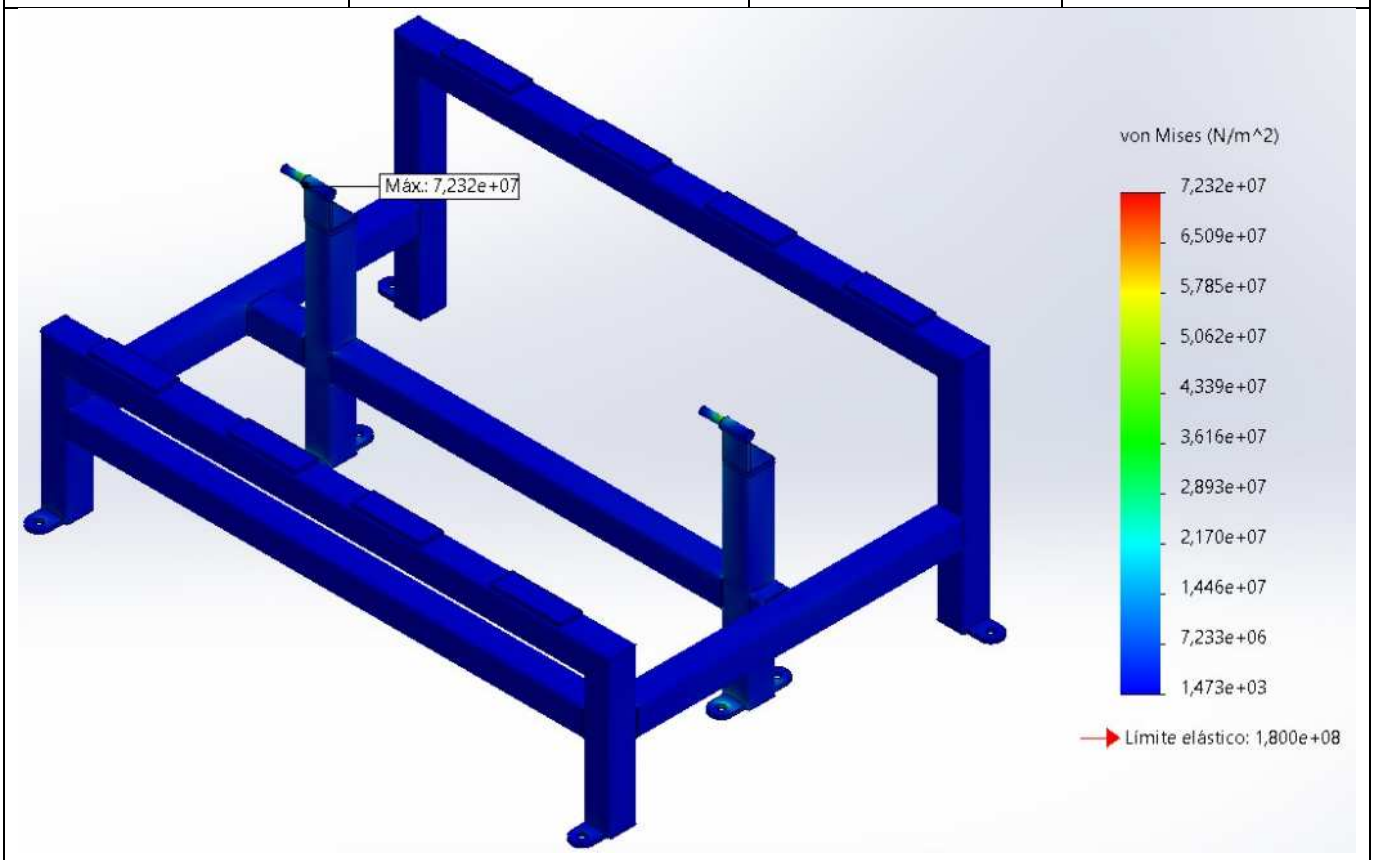
# Cargas y sujeciones

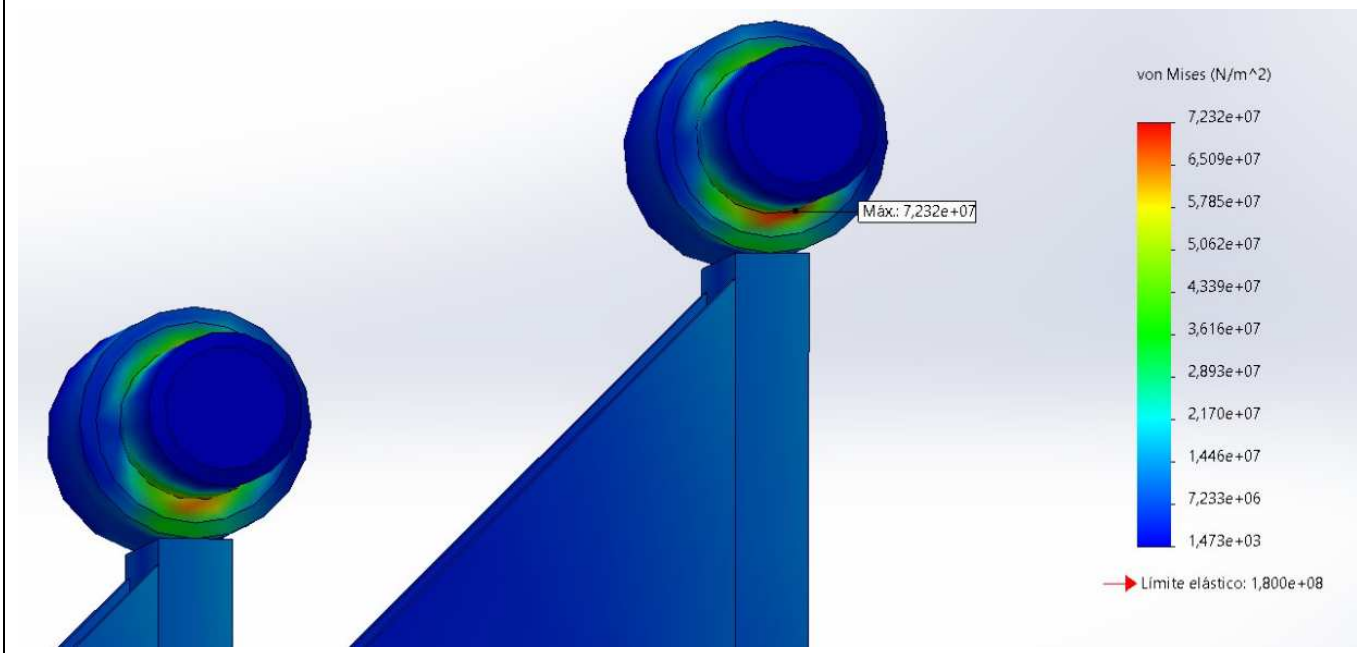
| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|---|---|---|
| Fijo-1 |  | Entidades: 8 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |

| Nombre de carga | Imagen de carga | Detalles de carga |
|---|---|---|
| Fuerza-1 |  | Entidades: 2 cara(s), 1 plano(s)<br>Referencia: Planta<br>Tipo: Aplicar fuerza<br>Valores: ---; ---; -84,5 kgf |
| Gravedad-1 |  | Referencia: Planta<br>Valores: 0 0 -9,81<br>Unidades: m/s^2 |

# Resultados del estudio

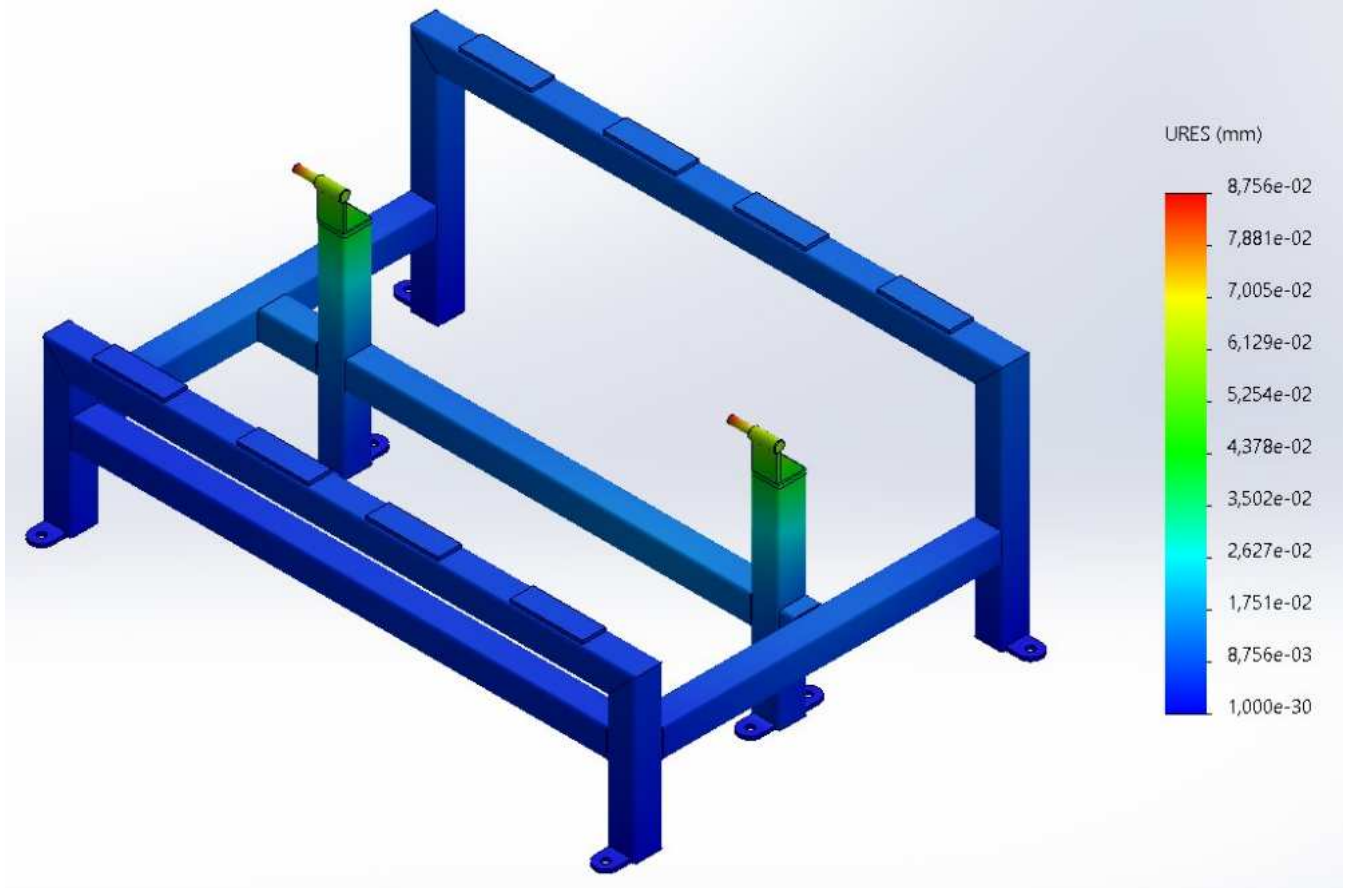
| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Tensiones1 | VON: Tensión de von Mises | 1,473e+03N/m^2<br>Nodo: 832582 | 7,232e+07N/m^2<br>Nodo: 4811 |

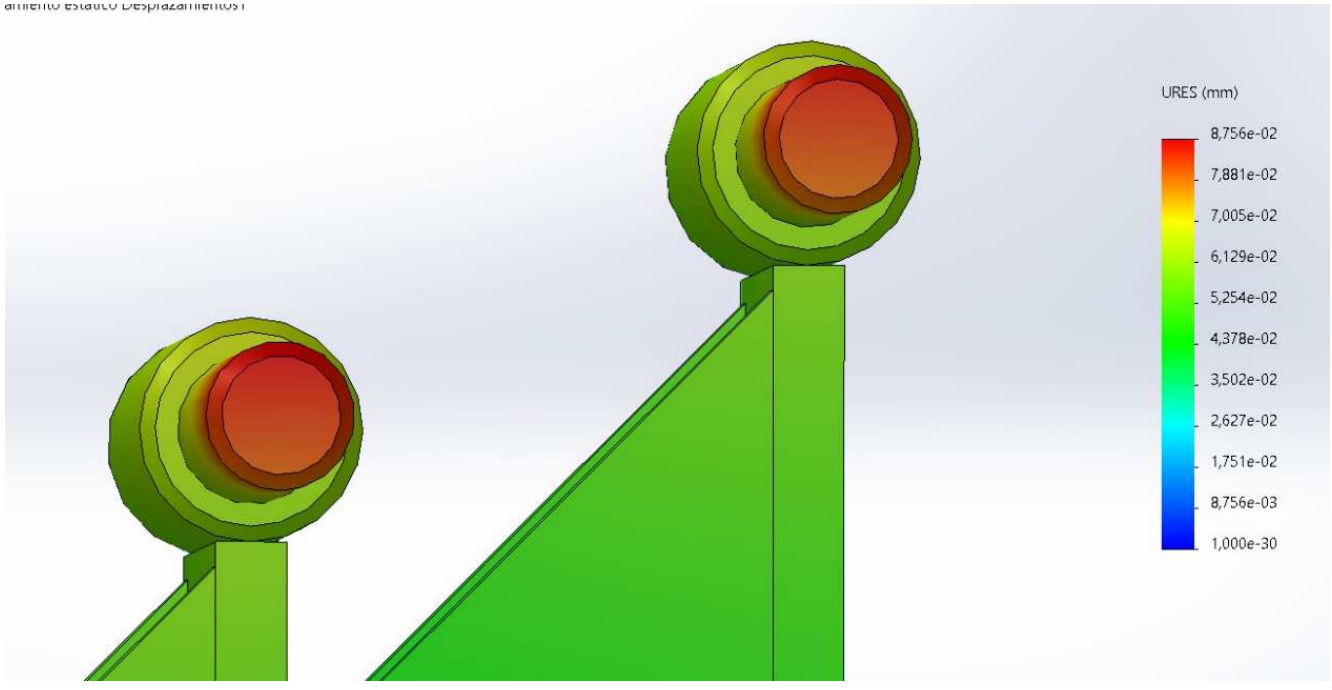



S010-AE-1-Tensiones-Tensiones1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Desplazamientos1 | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm<br>Nodo: 87 | 8,756e-02mm<br>Nodo: 3747 |

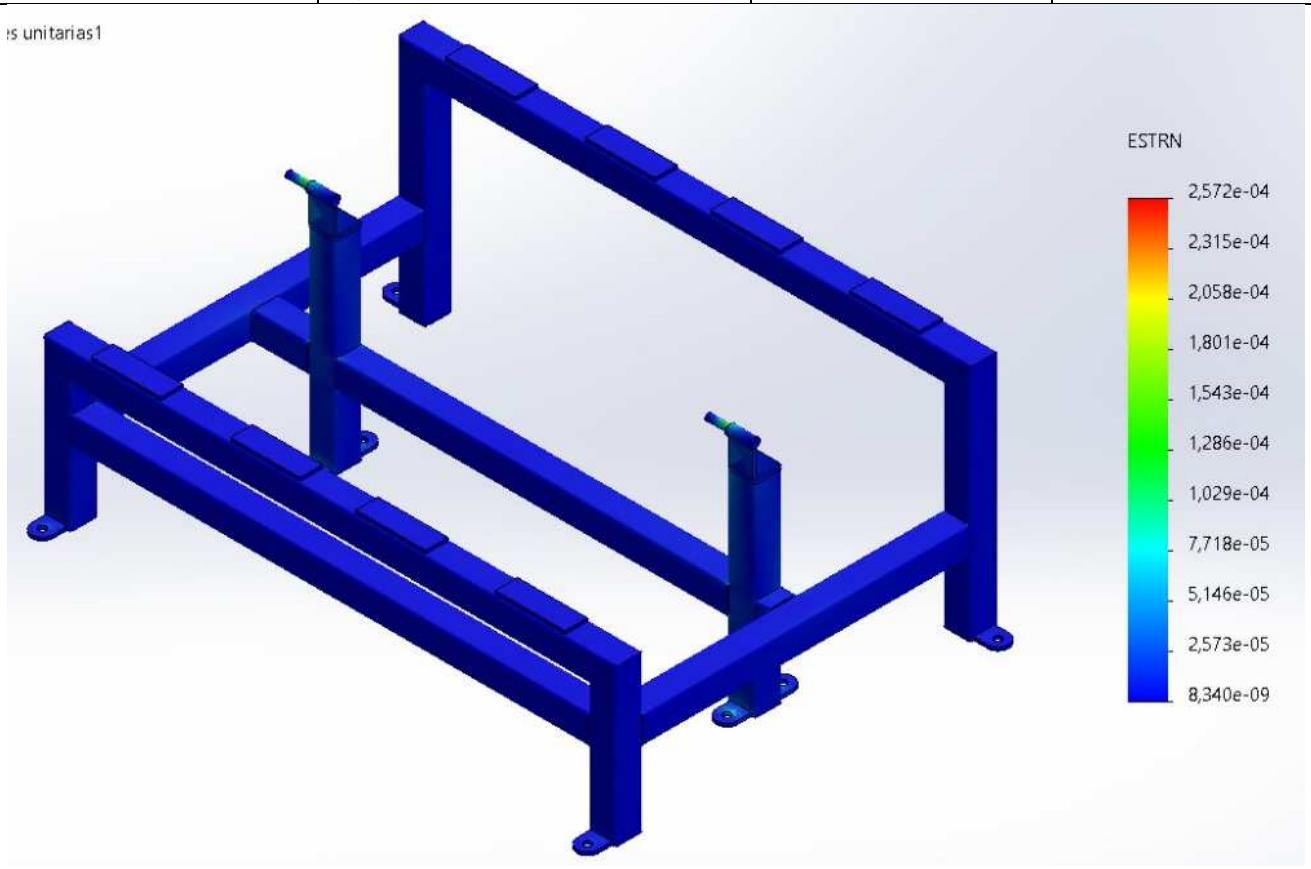


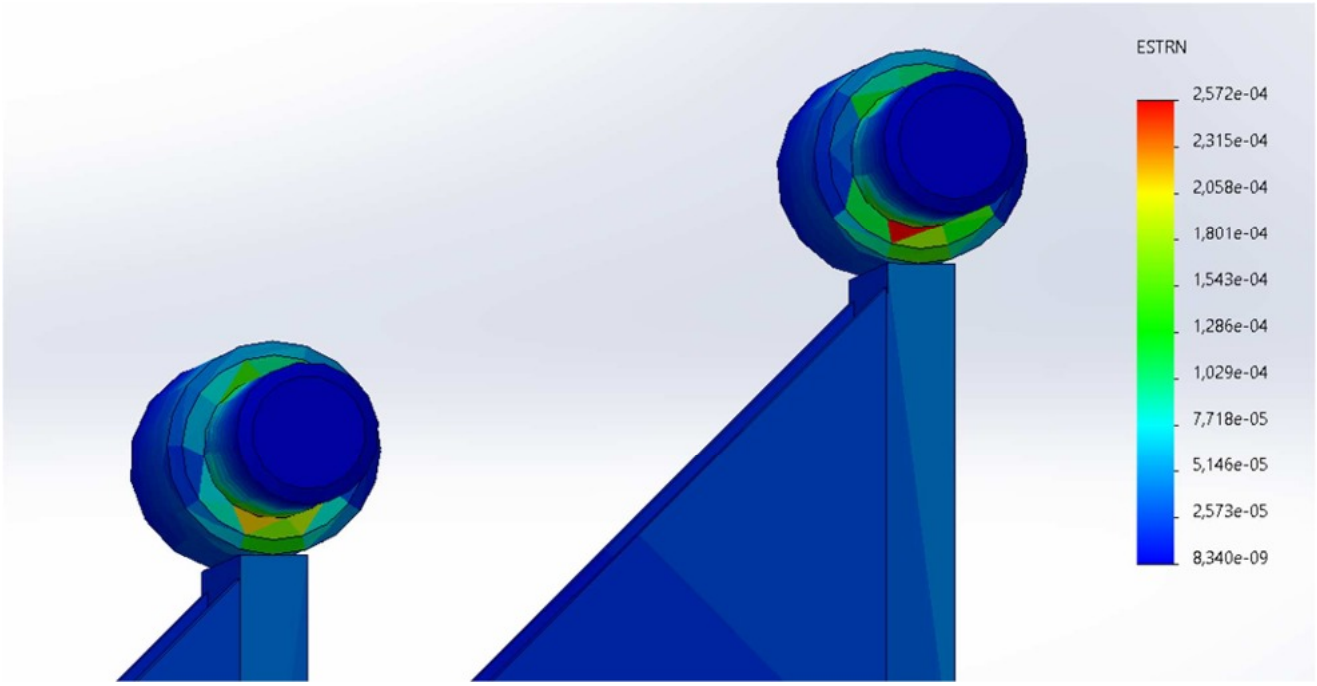




S010-AE-1-Desplazamientos-Desplazamientos1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|

| | | | |
|---|---|---|---|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN: Deformación unitaria equivalente | 8,340e-09<br>Elemento: 199421 | 2,572e-04<br>Elemento: 2496 |

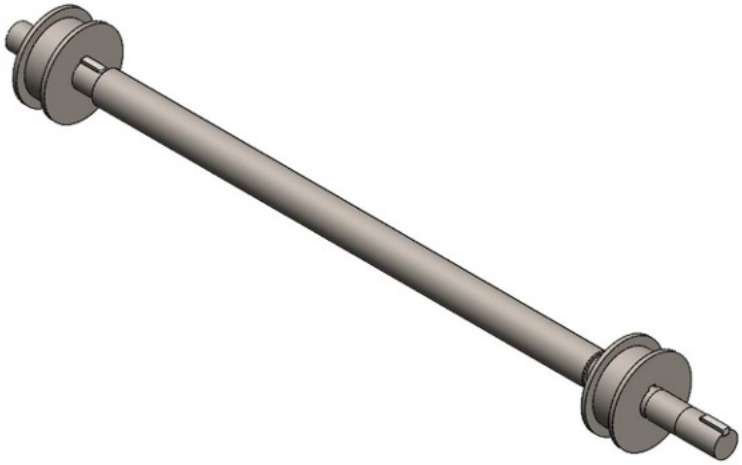



S010-AE-1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

## Conclusiones

Considerando que la tensión máxima $7{,}232x10^7 \frac{N}{m^2}$ se da en ambas bisagras, las cuales poseen un límite elástico de $1{,}8x10^8 \frac{N}{m^2}$, correspondiente al acero SAE 1010, se puede concluir que el conjunto posee un factor de seguridad de 2,5, por lo que cumple con los requerimientos estructurales necesarios para un correcto funcionamiento, considerando además que la condición del ensayo no es una condición operativa, debido a que se sobrecargo la totalidad de la estructura, obviando un apoyo externo existente en el eje del motor.



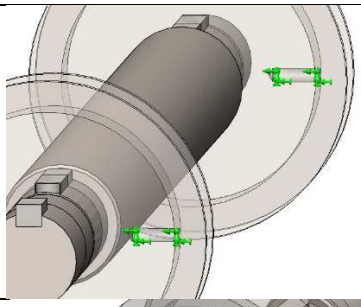
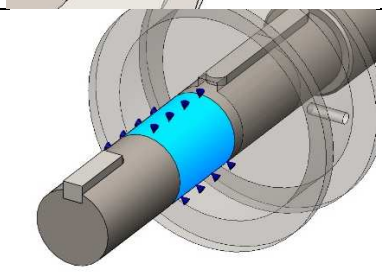
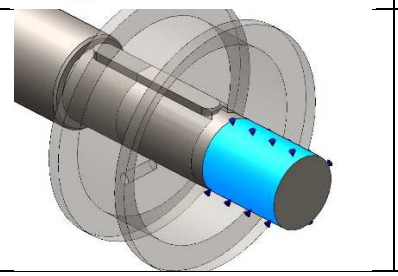
# Simulación de S013

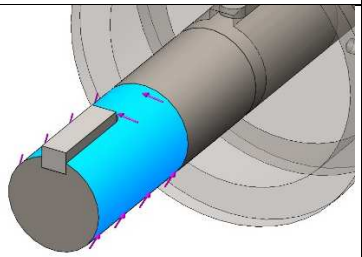
**Fecha:** martes, 3 de marzo de 2026
**Diseñador:** Gasparotti/Luna
**Nombre de estudio:** S013-AE-1
**Tipo de análisis:** Análisis estático

## Descripción
Sistema motriz de elevación de lingotes

## Suposiciones
Se realiza este ensayo bajo la peor condición, considerada como aquella en la cual el sistema motriz se bloquea en el trayecto de elevación, ocasionando el aumento del torque del motorreductor hasta llegar a su valor máximo.

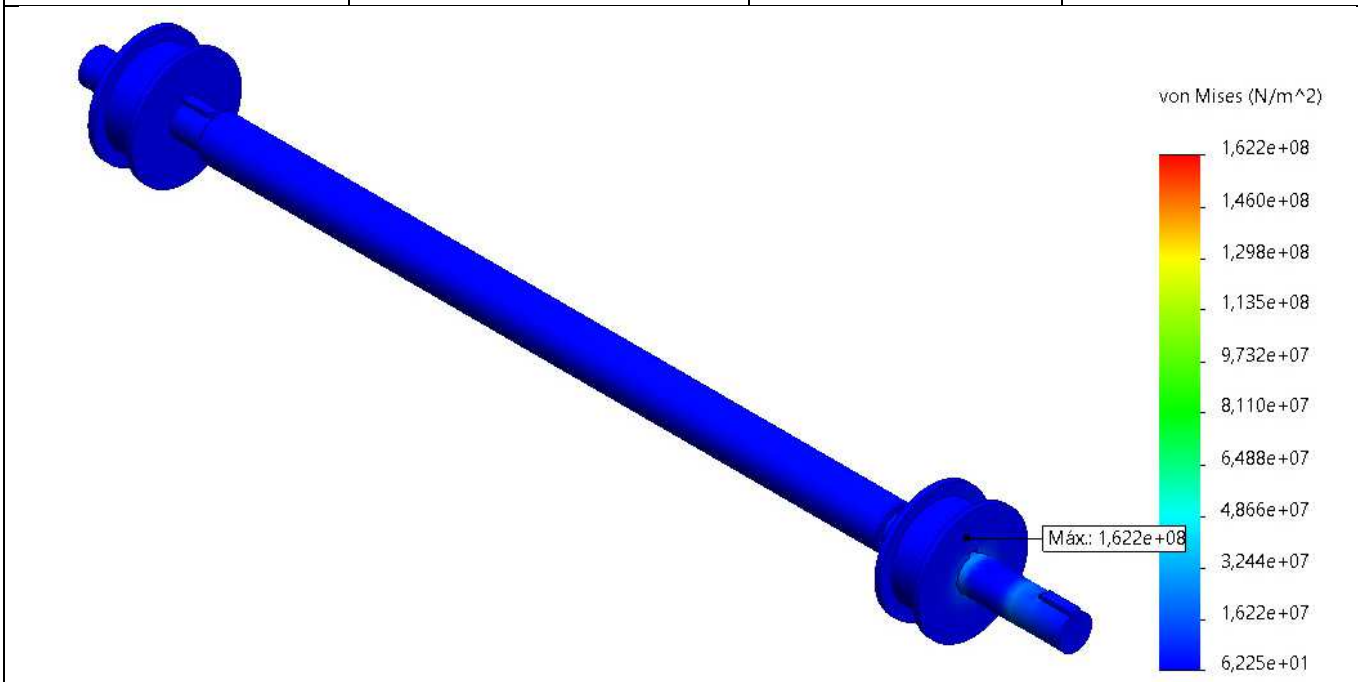
# Cargas y sujeciones

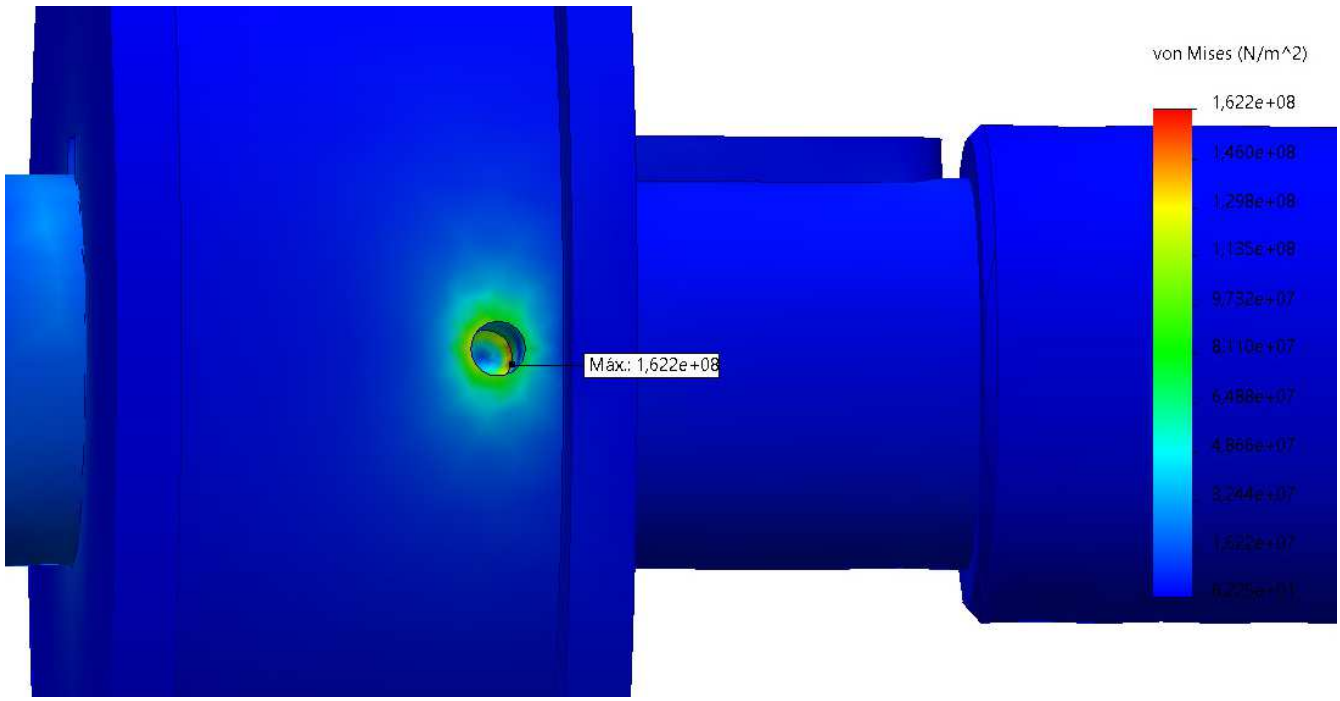
| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|---|---|---|
| Fijo-1 |  | Entidades: 2 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |
| Soporte de rodamiento-1 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Soporte de rodamiento |
| Soporte de rodamiento-2 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Soporte de rodamiento |

| Nombre de carga | Imagen de carga | Detalles de carga |
|---|---|---|
| Torsión-1 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Aplicar momento torsor<br>Valor: -60 N.m |

# Resultados del estudio

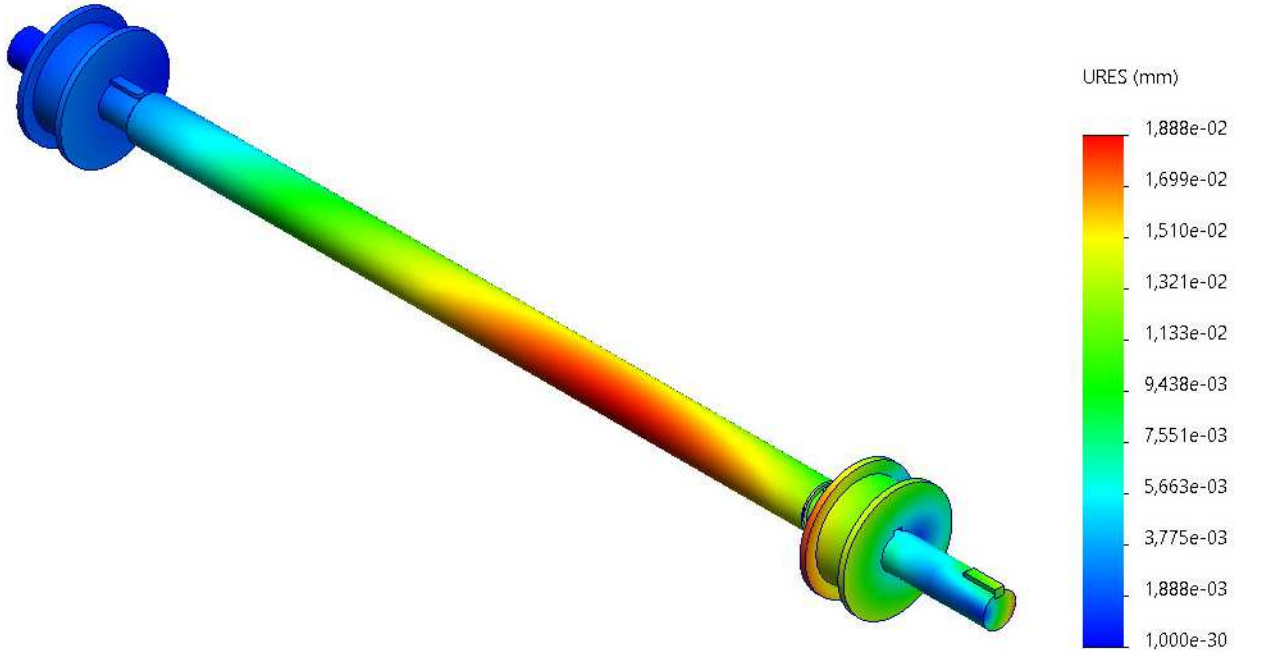
| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Tensiones1 | VON: Tensión de von Mises | 6,225e+01N/m^2<br>Nodo: 751 | 1,622e+08N/m^2<br>Nodo: 17612 |



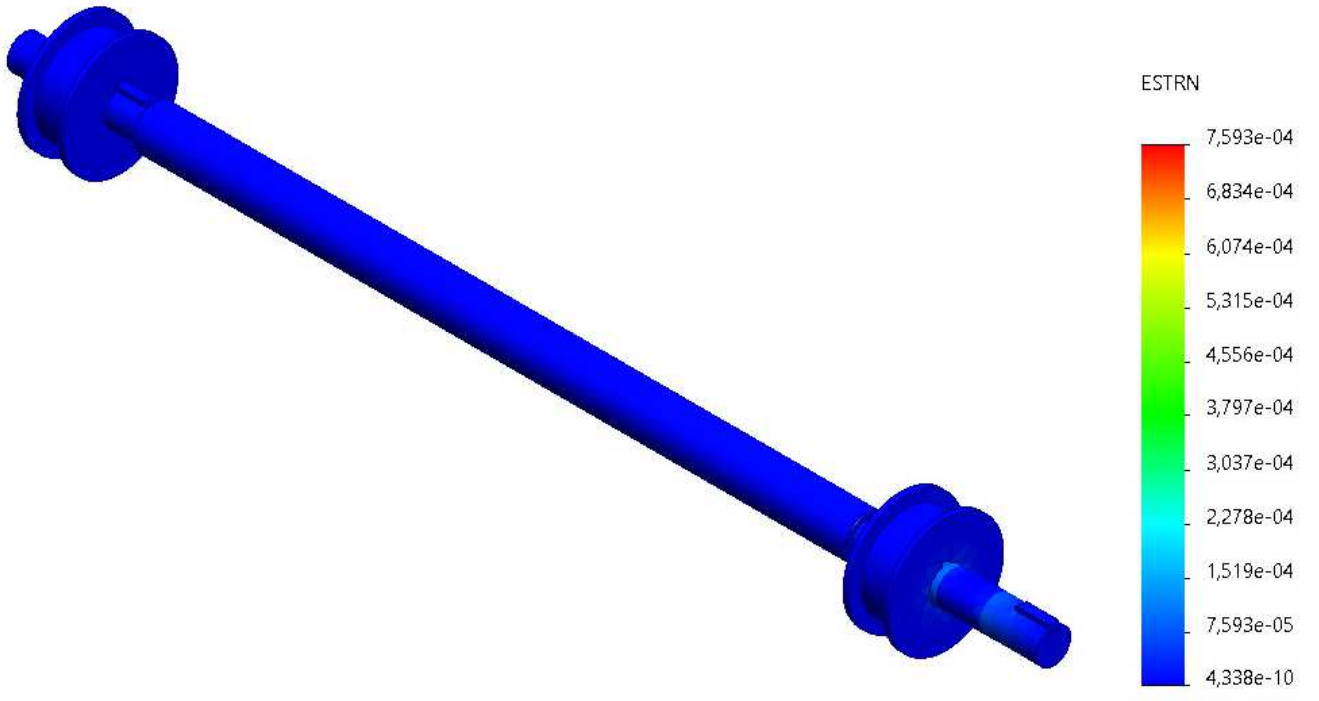

S013-AE-1-Tensiones-Tensiones1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Desplazamientos1 | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm<br>Nodo: 12750 | 1,888e-02mm<br>Nodo: 158 |




S013-AE-1-Desplazamientos-Desplazamientos1

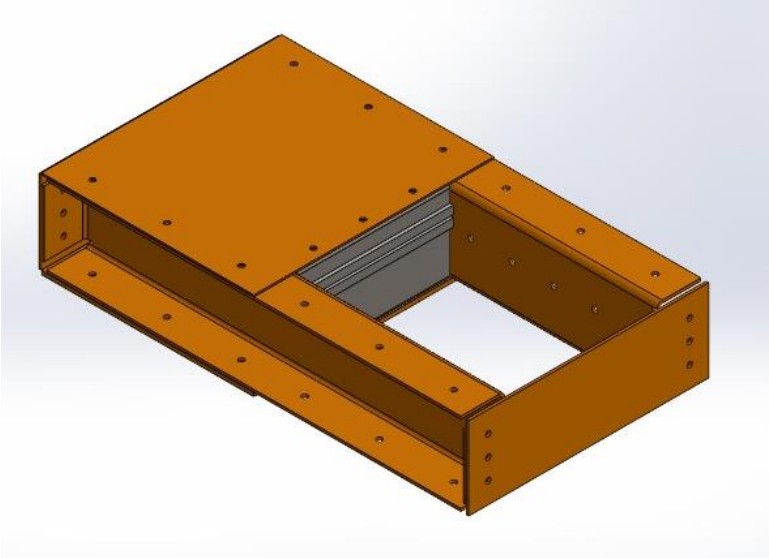
| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN: Deformación unitaria equivalente | 4,338e-10<br>Elemento: 6106 | 7,593e-04<br>Elemento: 10013 |




S013-AE-1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

# Conclusiones

Considerando que la tensión máxima $1{,}6x10^8 \frac{N}{m^2}$ se da en la vinculación del tambor más cercano al motorreductor con el cable elevador, el cual posee un límite elástico de $5{,}3x10^8 \frac{N}{m^2}$, correspondiente al acero SAE 1045, se puede observar que el conjunto posee un factor de seguridad de 3,3. Considerando además que el ensayo no es una condición operativa, sino más bien una condición atípica de sobrecarga, se puede concluir que el mecanismo cumple con los requerimientos estructurales necesarios para un correcto funcionamiento.



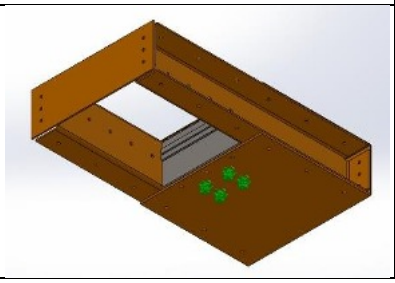
# Simulación de S071

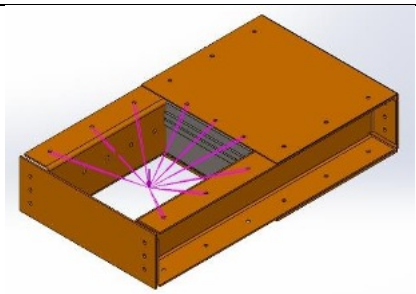
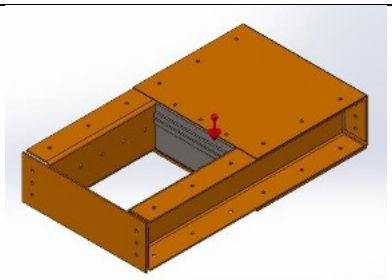
Fecha: sábado, 25 de abril de 2026
Diseñador: Gasparotti/Luna
Nombre de estudio: S071-AE-1
Tipo de análisis: Análisis estático

## Descripción
Caja tolva dosificadora

## Suposiciones
Se realiza este ensayo bajo la peor condición, considerad como aquella en la cual la tolva dosificadora se encuentra cargada totalmente con la materia prima lista para ingresar al crisol.

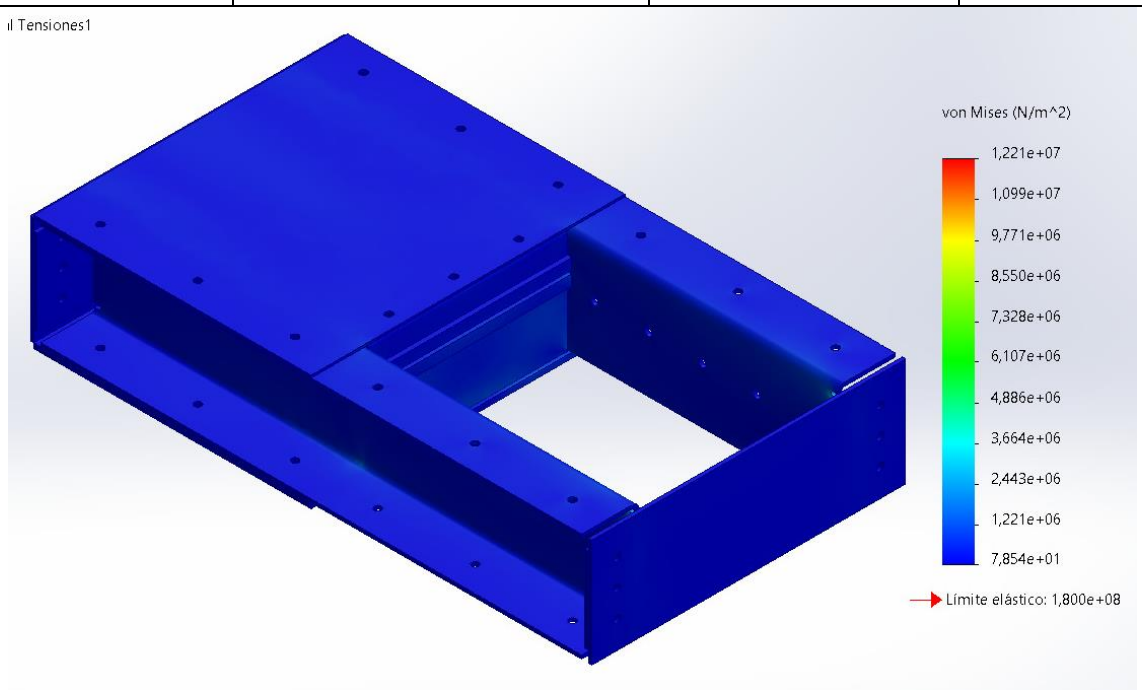
# Cargas y sujeciones

| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|---|---|---|
| Fijo-1 |  | Entidades: 4 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |

| Nombre de carga | Imagen de carga | Detalles de carga |
|---|---|---|
| Carga remota (conexión distribuida)-1 |  | Entidades: 9 cara(s)<br>Tipo de conexión: Distribuida<br>Factor de peso: Predeterminado (constante)<br>Sistema de coordenadas: Sistema de coordenadas 1<br>Componentes traslacionales: ---: 20 N: -- |
| Gravedad-1 |  | Referencia: Planta<br>Valores: 0 0 -9,81<br>Unidades: m/s^2 |

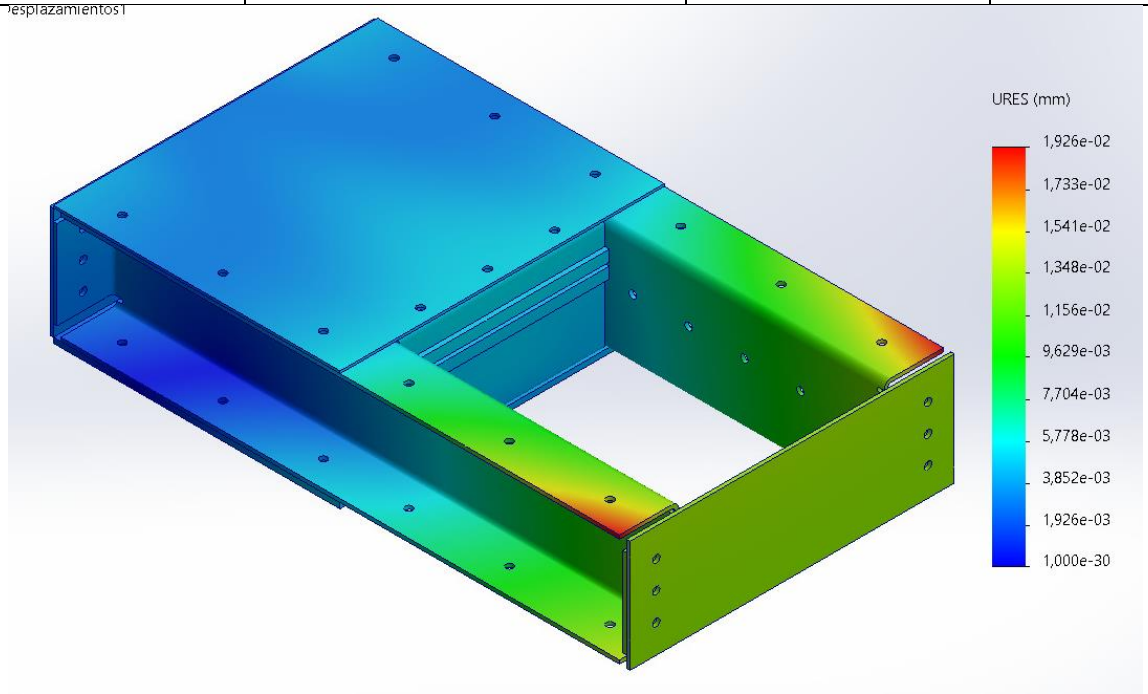
# Resultados del estudio

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Tensiones1 | VON□Tensión de von Mises | 7,854e+01N/m□2<br>Nodo□64277 | 1,221e+07N/m□2<br>Nodo□12029 |



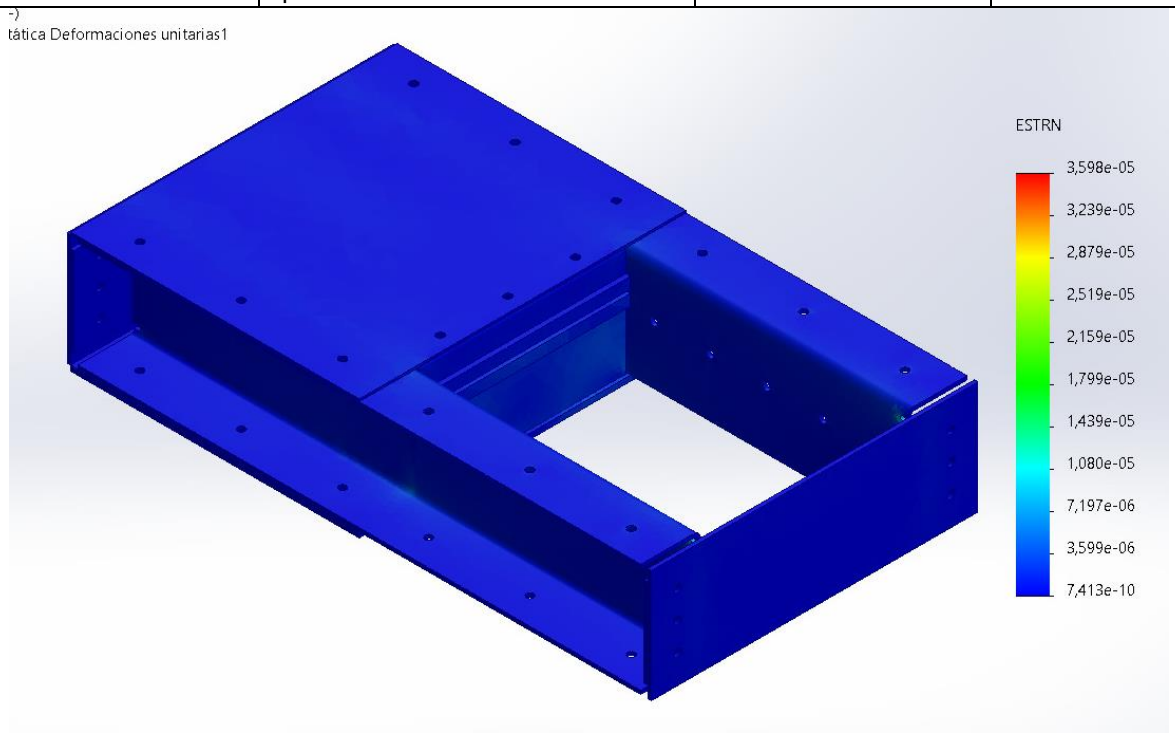

S071-ae-1-Tensiones-Tensiones1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Desplazamientos1 | URES□ Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm<br>Nodo□33 | 1,926e-02mm<br>Nodo□91638 |




S071-ae-1-Desplazamientos-Desplazamientos1

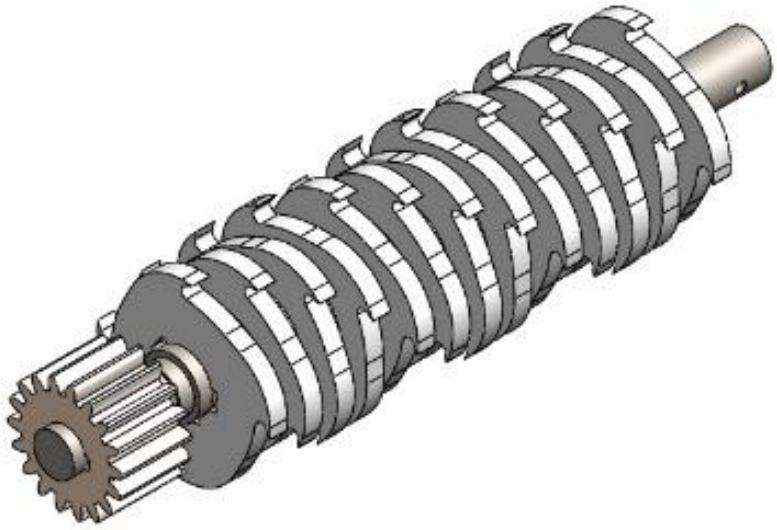
| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN□Deformación unitaria equivalente | 7,413e-10 Elemento□66864 | 3,598e-05 Elemento□4711 |




S071-ae-1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

# Conclusiones

Considerando que la tensión máxima $1{,}22x10^{7}\,\frac{N}{m^2}$ se da en un elemento que posee un límite elástico de $1{,}8x10^{8}\,\frac{N}{m^2}$, el conjunto posee un factor de seguridad de 14, por lo que cumple ampliamente con los requerimientos estructurales necesarios para un correcto funcionamiento. Cabe mencionar que al momento de dimensionar esta estructura se priorizo que cuente, más allá de una dimensión que asegure que el mecanismo no falle, que tenga una rigidez suficiente tal que permita trasladar correctamente el desplazamiento hacia la celda de carga, con la finalidad de que esta interprete correctamente la masa de aluminio depositada en la tolva.



# Simulación de S080

**Fecha:** lunes, 2 de marzo de 2026
**Diseñador:** Gasparotti/Luna
**Nombre de estudio:** S080-AE-2
**Tipo de análisis:** Análisis estático

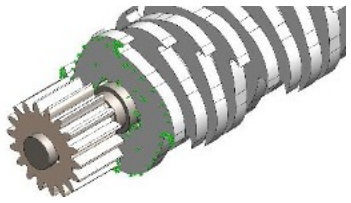
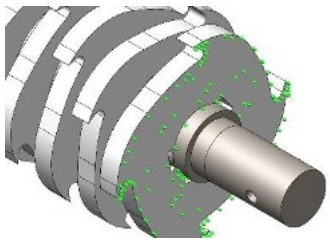
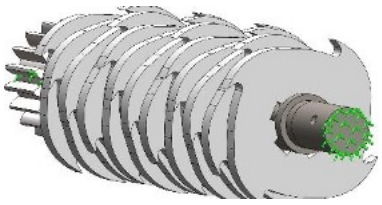
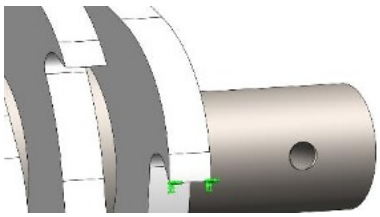
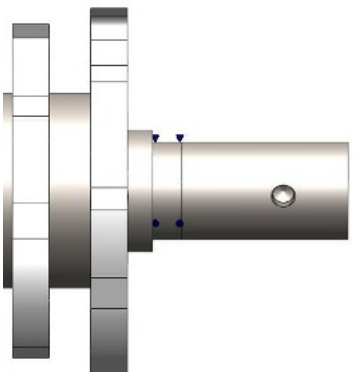
## Descripción

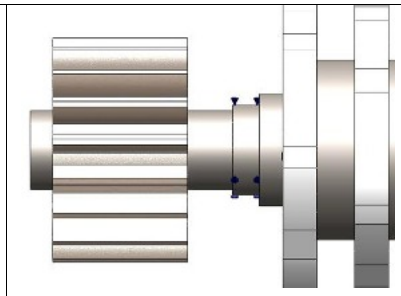
Eje motriz con cuchillas trituradora

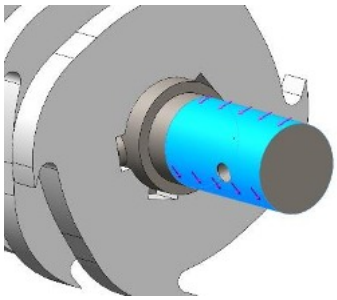
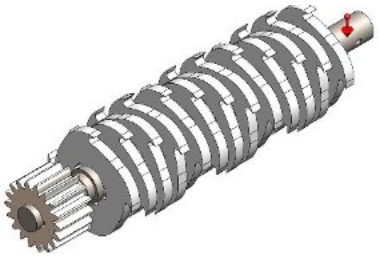
## Suposiciones

Se realiza este ensayo bajo la peor condición, considerada como aquella donde la cuchilla más cercana al motor y el engranaje que transmite el movimiento al eje secundario se bloquean obligando al motor a aplicar su par de torsión máximo sobre el eje.

# Cargas y sujeciones

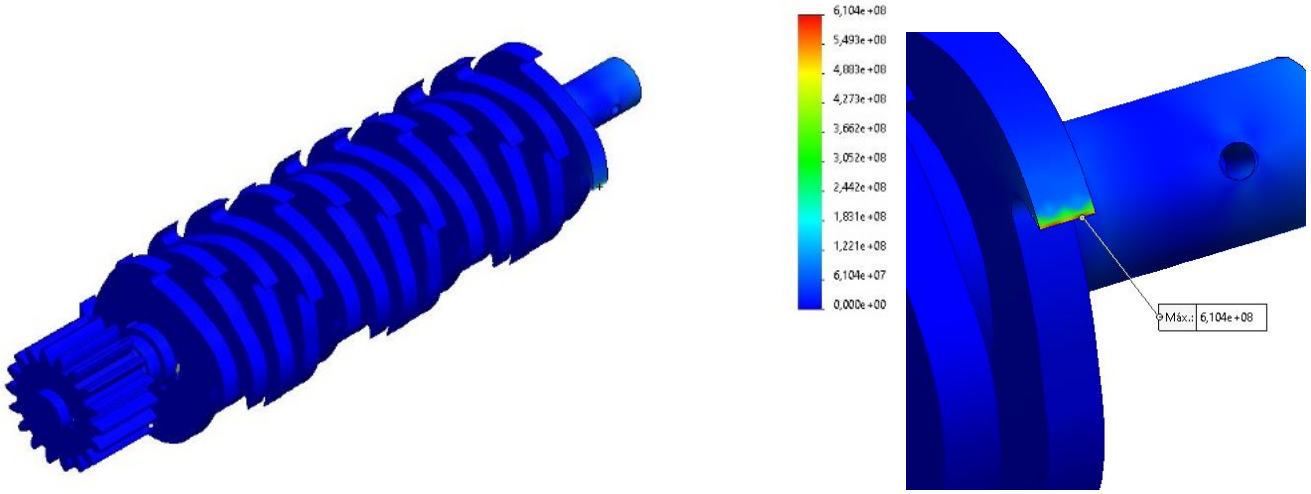
| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|---|---|---|
| Sobre caras planas-1 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Sobre caras planas<br>Traslación: ---:---:0<br>Rotación: ---:---:---<br>Unidades: mm:rad |
| Sobre caras planas-2 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Sobre caras planas<br>Traslación: ---:---:0<br>Rotación: ---:---:---<br>Unidades: mm:rad |
| Fijo-1 |  | Entidades: 2 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |
| Fijo-3 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Geometría fija |
| Soporte de rodamiento-1 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Soporte de rodamiento |
| Soporte de rodamiento-2 | | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Soporte de rodamiento |

| | | |
|---|---|---|
| |  | |

| Nombre de carga | Imagen de carga | Detalles de carga |
|---|---|---|
| Torsión-1 |  | Entidades: 1 cara(s)<br>Tipo: Aplicar momento torsor<br>Valor: 800 N.m |
| Gravedad-1 |  | Referencia: Planta<br>Valores: 0 0 -9,81<br>Unidades: m/s^2 |

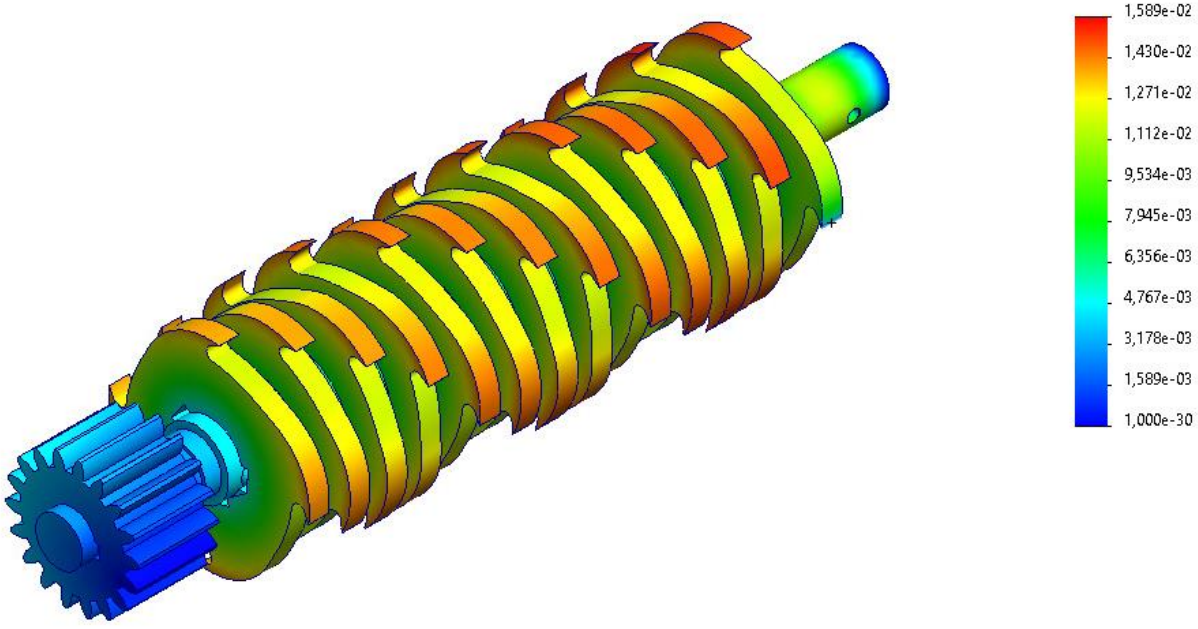
# Resultados del estudio

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Tensiones1 | VON: Tensión de von Mises | 0,000e+00N/m^2<br>Nodo: 82602 | 6,104e+08N/m^2<br>Nodo: 66025 |



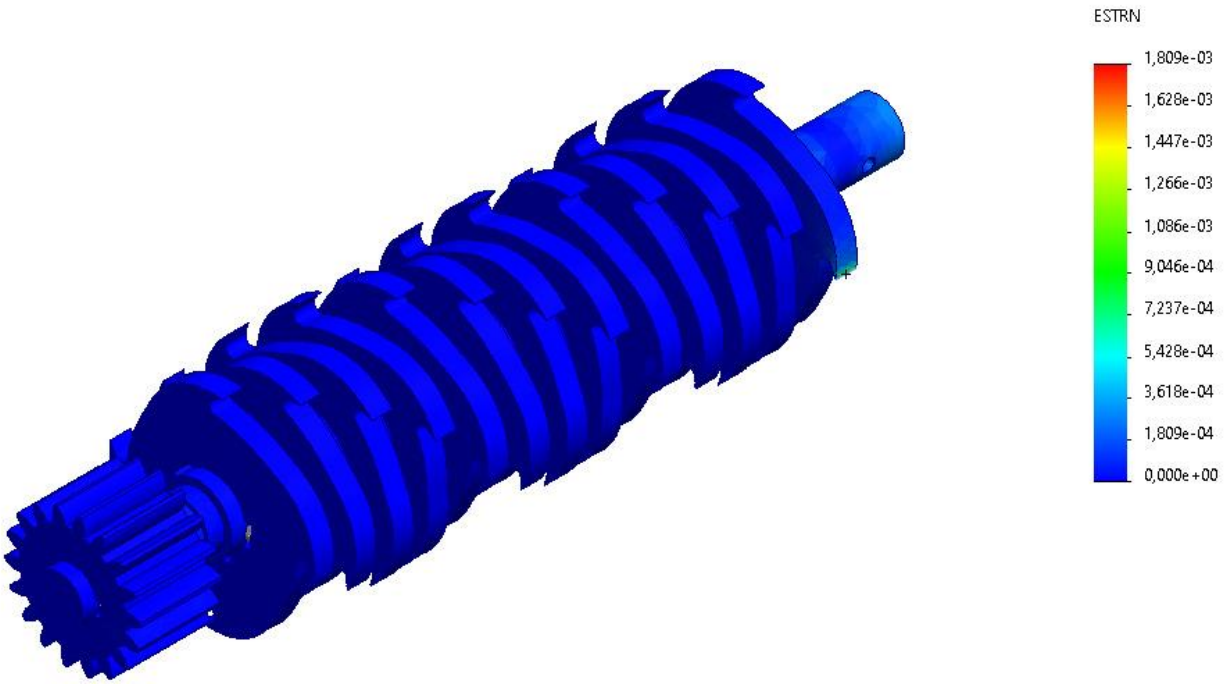

S080-AE-2-Tensiones-Tensiones1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Desplazamientos1 | URES: Desplazamientos resultantes | 0,000e+00mm<br>Nodo: 65028 | 1,589e-02mm<br>Nodo: 67373 |




S080-AE-2-Desplazamientos-Desplazamientos1

| Nombre | Tipo | Mín. | Máx. |
|---|---|---|---|
| Deformaciones unitarias1 | ESTRN□Deformación unitaria equivalente | 0,000e+00 Elemento□46280 | 1,809e-03 Elemento□38445 |




S080-AE-2-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

## Conclusión

El elemento más exigido en este ensayo es la cuchilla bloqueada donde la máxima tensión se genera en el filo de esta, siendo de $6{,}104x10^{8}\,\frac{N}{m^2}$, mientras que el límite elástico del material de este elemento es de $1{,}259x10^{9}\,\frac{N}{m^2}$ (SAE 1045 templado y revenido [10]) dándole al conjunto un factor de seguridad de 2 aproximadamente, por lo que cumple ampliamente con los requerimientos estructurales necesarios para un correcto funcionamiento.