

UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA
MARIA
SEDE VIÑA DEL MAR-JOSE MIGUEL CARRERA

Diseño de un Sistema de Transporte para el Equipo Skidmore en Faenas
Mineras

Trabajo de Titulación para optar al título de
Ingeniero en fabricación y diseño industrial con
licenciatura en ingeniería en Fabricación y
Diseño Industrial

Alumno: Renato Ignacio Gatica Meneses

Profesor guía: Caren Carmona Vega



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

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

Título del trabajo: Diseño de un sistema de transporte para el equipo skidmore en faenas mineras.

Nombre del candidato(a): Renato Gatica Meneses

Carrera / Grado: Ingeniería en fabricación y diseño industrial con licenciatura en ingeniería en fabricación y diseño industrial.

Campus: Viña del mar Departamento: Diseño y manufactura

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Caren Carmona Vega, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente

DEJO CONSTANCIA que:

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

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

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

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

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

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

4.- FIRMAS

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

Fecha: __11 marzo 2026__ Firma: _____

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: __11 marzo 2026__ Firma: _____

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

Resumen

El siguiente trabajo de titulación da a conocer el diseño y validación de un sistema mecánico de transporte y elevación para el equipo de calibración de tensión de pernos Skidmore-Wilhelm, el cual está destinado a operar en faenas mineras. La problemática principal está en las dificultades ergonómicas y operacionales que presenta la manipulación manual de este equipo debido a su gran peso, lo cual expone a los operadores a riesgos de lesiones e ineficiencias durante las labores en terreno.

Para dar una solución a esta necesidad, se propuso el diseño de un carro móvil que incorpora de una mesa elevadora de tijera que esta accionada por un sistema de husillo de potencia trapezoidal. El desarrollo del proyecto proviene desde la etapa de diseño conceptual y selección de alternativas, hasta la ingeniería en detalle de cada uno de los subsistemas que conforma el sistema.

En cuanto a las dimensiones estructurales, se fundamentaron a través de los principios de estática y resistencia de materiales. Se establecieron diagramas de cuerpo libre para identificar las cargas críticas, permitiendo seleccionar materiales que son fáciles de adquirir en el comercio chileno, como los perfiles rectangulares de acero estructural ASTM A36 y componentes estandarizados como son los rodamientos, pasadores y ruedas industriales.

Para validar la integridad estructural y garantizar la seguridad operacional del sistema, el modelo fue sometido a cálculos matemáticos que luego se compararon con resultados de simulaciones computacionales mediante el método de análisis de elementos finitos en el software Autodesk Inventor. Los resultados obtenidos mediante la simulación demostraron una similitud con los cálculos teóricos, arrojando factores de seguridad óptimos y esfuerzos de Von Mises que están dentro del rango elástico del material sometido. Asimismo, se desarrolló un modelo de costos de manufactura que comprobó la viabilidad económica del prototipo.

En conclusión, el diseño propuesto cumple con los requerimientos técnicos y normativos que son exigidos, entregando una solución robusta, ergonómica y factible al momento de fabricar, ya que optimiza el tiempo de despliegue del equipo Skidmore y garantiza la integridad física de los operadores en el entorno de la minería.

Palabras Clave: Equipo Skidmore-Wilhelm, Mesa Elevadora de Tijera, Faenas mineras Análisis de elementos finitos, Ergonomía, Manufactura.

Índice

Capítulo 1: Descripción del proyecto..... 9

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO 10

1.1. Antecedentes generales del producto a desarrollar 10

1.2. Situación sin proyecto 11

1.3. Situación con proyecto..... 12

1.4. Requerimientos del mandante..... 13

1.5. Especificaciones técnicas del producto 13

1.5.1. Peso del equipo 14

1.5.2. Condiciones de uso 14

1.5.3. Materiales deseados..... 14

1.5.4. Sistema de sujeción..... 14

1.6. Objetivo del proyecto (general y específicos) 14

1.6.1. Objetivo general del proyecto..... 14

1.6.2. Objetivo específico: 14

1.7. Antecedentes cualitativos 14

1.7.1. Deslizamiento de la base de apoyo: 15

1.7.2. Puntos de apoyo pequeños: 15

1.7.3. Dificultad para sacar las patas del sistema de transporte: 15

1.7.4. Problemas al cerrar la puerta durante las pruebas: 15

1.8. Tamaño del proyecto 15

1.9. Impacto relacionado con el proyecto 16

1.10. Aspectos legales y normativa..... 16

1.10.1. Norma internacional:..... 16

1.10.2. Norma nacional:..... 17

1.11. Metodología con la que se trabaja..... 17

1.12. Conclusión del capítulo..... 17

Capítulo 2: Desarrollo de la propuesta 18

2. Capítulo 2: Desarrollo de la propuesta 19

2.1. Desarrollo de Metodología de diseño 19

2.1.1. Definición del problema..... 19

2.1.2. Recolección de datos 19

2.1.3. Análisis de la información 19

2.1.4. Búsqueda de soluciones..... 19

2.1.5. Selección y desarrollo de la propuesta 19

2.1.6. Modelado y elaboración de planos 19

2.1.7. Validación y mejoras..... 19

2.2. Lluvia de ideas. 19

2.2.1.	Plataforma con sistema eléctrico:.....	20
2.2.2.	Plataforma con sistema hidráulico	20
2.2.3.	Plataforma con sistema mecánico manual.....	21
2.3.	Diseño conceptual de alternativas	22
2.3.1.	Primera alternativa	22
2.3.2.	Segunda alternativa	23
2.3.3.	Tercera alternativa.....	24
2.4.	Selección de alternativas.....	25
2.5.	Croquis de componentes	26
2.5.2.	Brazo del sistema de tijera	27
2.5.3.	Pasador.....	28
2.5.4.	Eje móvil inferior	28
2.6.	Conclusión del capítulo.....	29
CAPÍTULO 3: INGENIERIA DE DETALLE Y PROTOTIPADO		30
3.	INGENIERIA DE DETALLE Y PROTOTIPADO	31
3.1.	Análisis funcional y sistemático	31
3.2.	Diagrama de caja negra	31
3.2.1.	Definición de subsistemas	31
3.3.	Desarrollo de cálculo estructural.....	33
3.3.1.	definición de parámetros de cargas y materiales	33
3.3.2.	Análisis estático del mecanismo de tijera	34
3.3.3.	Dimensionamiento Mecánico de Componentes Críticos.....	36
3.3.4.	Selección de componentes mecánicos estándar.....	52
3.3.5.	Dimensionamiento Mecánico de componentes estructurales	52
3.4.	Modelo Tridimensional	57
3.5.	Presupuesto y Análisis de Costos de Fabricación	58
3.5.1.	Costo por mano de obra	59
3.5.2.	Costos de depreciación de maquinaria	60
3.5.3.	Costos indirectos de fabricación	60
3.5.4.	Suma del costo operativo real	60
3.5.5.	Utilidad neta.....	60
3.5.6.	Tarifa total	60
3.6.	Prototipo.....	61
4.	Conclusión del proyecto	62
5.	Recomendaciones.....	63
6.	Conclusion.....	¡Error! Marcador no definido.
7.	Anexo	64
7.1.	Carta Gantt	¡Error! Marcador no definido.

Índice de figura

Figura 1-1	Equipo Skidmore-Wilhel Modelo K.	10
Figura 1-2	Equipo skidmore-Wilhel Modelo K Dentro de Bodega.	11

Figura 1-3 Cargando el Equipo Skidmore-Wilhel Modelo K Afuera del Almacén de Protorq	12
Figura 1-4 Referencia de la camioneta utilizada para el transporte del equipo a faenas mineras	13
Figura 2-1 Mesa Semi Eléctrica	20
Figura 2-2 Mesa elevadora hidráulica	21
Figura 2-3 Mesa elevadora con husillo	22
Figura 2-4 Primera Alternativa	23
Figura 2-5 Segunda Alternativa	24
Figura 2-6 Tercera Alternativa	25
Figura 2-7 Boceto del Componente Eje Fijo	26
Figura 2-8 Boceto del Componente Eje Movil	27
Figura 2-9 Boceto del componente Subconjunto de la base superior	27
Figura 2-10 Boceto de la Pieza Brazo del Sistema de Tijera	28
Figura 2-11 Boceta de la Pieza Pasador	28
Figura 2-12 Boceto del Componente Eje Movil inferior	29
Figura 3-1 Diagrama de Caja Negra del Sistema de Elevación	31
Figura 3-2 División de subsistemas para el análisis estructural	32
Figura 3-3 Diagrama de cuerpo libre general de la estructura	32
Figura 3-4 Subconjunto de la Base Inferior	33
Figura 3-5 Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) del brazo de tijera	35
Figura 3-6 Vista superior del sistema de apoyos del husillo trapezoidal	36
Figura 3-7 Diagrama de fuerza de pandeo critica teórica	38
Figura 3-8 Husillo roscado RS PRO, Ø de eje 22mm x 1000mm, paso de rosca 5mm	40
Figura 3-9 Especificaciones del tornillo trapezoidal	40
Figura 3-10 Modelo tridimensional del eje móvil	41
Figura 3-11 Ficha de especificación técnica del material 4041	42
Figura 3-12 Mapa de Tensión de Von Mises en el Eje Móvil	43
Figura 3-13 Mapa de Factor de Seguridad en el Eje Móvil	43
Figura 3-14 Ficha de especificación técnica del material bronce SAE 660	44
Figura 3-15 Mapa de Tensión de Von Mises en el buje de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera	45
Figura 3-16 Mapa de Factor de Seguridad en el buje de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera	46
Figura 3-17 Rodamiento	47
Figura 3-18 Ficha técnica de rodamiento	47
Figura 3-19 Mapa de Tensión de Von Mises en el Pasador Macizo Central	49
Figura 3-20 Mapa de Factor de Seguridad en el Pasador Macizo Central	50
Figura 3-21 Mapa de Tensión de Von Mises en el Eje Fijo	51
Figura 3-22 Mapa de Factor de Seguridad en el Eje Fijo	51
Figura 3-23 Dimensiones para Perfiles Rectangulares ASTM A36	52
Figura 3-24 Mapa de Tensión de Von Mises en el Brazo Del Sistema De Tijera	54
Figura 3-25 Mapa de Factor de Seguridad en el Brazo Del Sistema De Tijera	55
Figura 3-26 Mapa de Tensión de Von Mises en la mesa de trabajo	56
Figura 3-27 Mapa de Factor de Seguridad en la mesa de trabajo	56
Figura 3-28 Mapa de Tensión de Von Mises en la mesa de trabajo	57
Figura 3-29 Modelo Tridimensional en Vista Isométrica	57

Índice de tabla

Tabla 3-1 Costo monetario de cada pieza	58
---	----

Tabla 3-2 Costo del proceso de manufactura 60

Introducción

En la minería, el mantenimiento de los equipos y las estructuras es un punto clave. Una de las tareas más importantes es la correcta instalación y tensión de los pernos estructurales. Para poder calibrar y revisar esta tensión en terreno, se utiliza el instrumento Skidmore-Wilhelm.

El problema con el equipo Skidmore-Wilhelm es que, aunque sea muy necesario, es un equipo muy pesado y difícil de mover. Hoy en día, los trabajadores tienen que levantar y trasladar este equipo a pulso. Esto hace que la eficiencia en el tiempo de calibración sea mucho más lenta de lo que debería ser y, lo más grave, es que expone a los trabajadores a sufrir lesiones en la espalda o en los brazos, debido al peso del equipo y sus accesorios sobre todo tomando en cuenta que el suelo en las faenas mineras casi nunca es parejo.

Es por esto que la idea principal de este trabajo de título es diseñar un carro elevador que permita transportar el equipo Skidmore de una forma mucho más segura y cómoda para los trabajadores. Para lograr esto, se pensó en un diseño que ocupa una mesa de tijera que funciona con un sistema mecánico de husillo trapezoidal. La idea es que el trabajador pueda mover el equipo y subirlo a la altura exacta que necesite sin tener que manipular el equipo manualmente para poder moverlo a una superficie lisa y robusta en terreno. Al final, lo que se busca es tener un diseño robusto, que cuide la ergonomía del trabajador y que, además, logre ser económico de fabricar aquí en Chile.

Para poder explicar todo este proyecto de manera ordenada, el informe se dividió en tres capítulos:

En el **Capítulo 1**, se revisan los antecedentes del proyecto, explicando bien a fondo el problema que tienen los trabajadores al manipular el equipo junto con sus accesorios para su respectivo traslado esta información se obtiene a través de una entrevista y cómo es el entorno minero donde se va a ocupar el carro por parte de los operarios.

En el **Capítulo 2**, se muestra todo el desarrollo de la propuesta. Aquí se explican los objetivos principales del diseño y cómo se fue armando la idea paso a paso hasta llegar al modelo final además de incorporar las sugerencias echas por los operarios.

Y, por último, en el **Capítulo 3**, se concentra toda la ingeniería de detalle. Aquí es donde están los cálculos teóricos de la estructura, las simulaciones en el software para hacer la comparativa con los cálculos manuales para confirmar que el carro no va a fallar, y finalmente el presupuesto de fabricación para demostrar que el proyecto es viable económicamente.

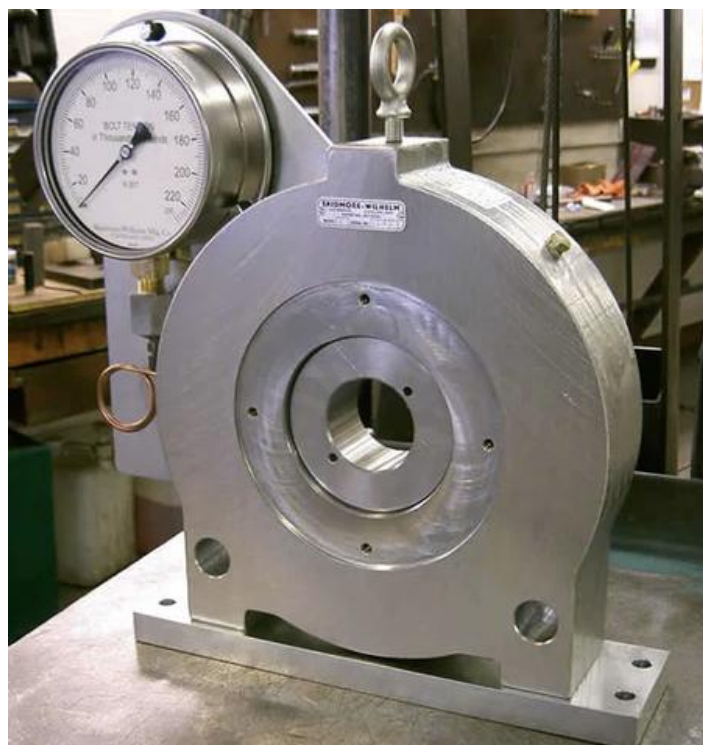
CAPÍTULO UNO: DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1. Antecedentes generales del producto a desarrollar

El equipo Skidmore-Wilhelm modelo K como se muestra en la Figura 1-1 es un instrumento especializado en la calibración de tensión para pernos. Según las especificaciones del fabricante, este equipo “está diseñado para probar sujetadores y/o llaves de impacto” (Skidmore-Wilhelm, 2023, p. 1). Su uso permite validar que los pernos estén correctamente tensados, garantizando la seguridad estructural en equipos y estructuras que operan bajo condiciones exigentes.

Este instrumento es utilizado por la empresa Protorq en faenas mineras, donde forma parte fundamental de los procedimientos de aseguramiento de calidad durante la instalación o mantenimiento de componentes críticos. “La unidad pesa aproximadamente 81.6 kg y debe fijarse firmemente a una mesa o banco resistente” (Skidmore-Wilhelm, 2023, p. 1). lo cual representa un desafío para su traslado debido a su inmensa masa. Aunque existe una estructura que se utiliza para su transporte, esta no se utiliza regularmente debido a la falta de elementos como sistemas de sujeción internos o apoyos que eviten el desplazamiento del equipo lo que perjudica su maniobrabilidad. Esta situación implica un elevado esfuerzo físico por parte de los operarios, incrementando el riesgo de lesiones y disminuyendo la eficiencia del tiempo para su movilización al lugar de trabajo. Por ello, se plantea el desarrollo de un sistema de transporte específico que permita movilizar el equipo de forma segura, eficiente y conforme a las condiciones reales de uso.



Fuente [*MODEL K — Skidmore-Wilhelm*](#)

Figura 1.1 Equipo Skidmore-Wilhel Modelo K.

1.2. Situación sin proyecto

Actualmente, en la empresa Protorq, el equipo Skidmore modelo K se encuentra almacenado en una bodega sin un sistema de transporte específico como se muestra en la Figura 1-2.



Fuente: Imagen Obtenida Desde Terreno.

Figura 1.2 Equipo skidmore-Wilhel Modelo K Dentro de Bodega.

Para su movilización, se requiere que al menos dos operarios lo retiren manualmente como se muestra en la Figura 1-3, cargándolo hasta una camioneta que es la que se utiliza para transportar a los operarios y herramientas de trabajo esta camioneta esta modificada para el uso dentro de faenas mineras como se muestra en la Figura 1-4.

Una vez en faena, se repite el mismo procedimiento para bajarlo y ubicarlo en el área de trabajo. Este ciclo se realiza nuevamente al momento de finalizar la jornada. El mismo proceso se aplica a sus accesorios, que deben ser transportados por separado, lo que incrementa el tiempo y el esfuerzo involucrado.



Fuente: Imagen Obtenida Desde Terreno

Figura 1.3 Cargando el Equipo Skidmore-Wilhel Modelo K Afuera del Almacén de Protorq

Este método de transporte implica una alta carga física para los trabajadores, considerando que el equipo pesa aproximadamente 81,6 kg. Además, existe el riesgo de golpes y caídas por lo cual carece de protección durante el traslado. Estas condiciones afectan la seguridad y ergonomía de los operarios.

1.3. Situación con proyecto

En este contexto, surge la necesidad de diseñar un sistema de transporte específico que integre estabilidad, protección, ergonomía y compatibilidad con los vehículos de la empresa, para su traslado al punto de trabajo contribuyendo así a la mejora del desempeño general en terreno. Aunque en el mercado existen mesas elevadoras o carros industriales, estas soluciones genéricas no se ajustan a los requerimientos del cliente

La situación con proyecto toma en cuenta una estructura desarrollada desde cero, que integra estabilidad que sea funcional y compatible con el espacio disponible en una camioneta que se utilizan en faenas mineras, permitiendo que los trabajadores lo manipulen sin esfuerzo excesivo ni riesgos de accidentes.

1.4. Requerimientos del mandante

El diseño del sistema de transporte para el equipo Skidmore-Wilhelm debe ajustarse a una serie de restricciones operativas establecidas por el cliente. Estas limitaciones definen los márgenes dentro de los cuales se debe desarrollar el diseño.

- **Dimensiones máximas:** Se establecen las dimensiones máximas a no superar. De las cuales solo el ancho se usa de la estructura actual que se usa para el transporte del equipo donde son 600 mm, en cuanto las otras medidas se utiliza 740 mm de largo y 710 mm de alto esto con el propósito de no superar el tamaño disponible de la camioneta que se utiliza para el traslado desde Protorq (ver Figura 1-4), a las faenas mineras además de evitar tapar la visual por parte del espejo retrovisor central del vehículo.



Fuente: <https://www.nuevamineria.com/revista/curifor-se-consolida-en-la-escena-minera-con-camionetas-ford-ranger/>

Figura 1.4 Referencia de la camioneta utilizada para el transporte del equipo a faenas mineras

- **Peso fijo:** No es posible modificar el peso del equipo Skidmore-Wilhelm, por lo que las modificaciones se realizarán únicamente a la estructura de transporte.
- **Limitaciones externas:** No se podrán incluir modificaciones que requieran el uso de máquinas auxiliares (grúa horquilla), para el proceso de descarga en el punto de trabajo.

1.5. Especificaciones técnicas del producto

El sistema de transporte que se desarrollará en este proyecto debe estar adaptado a las condiciones reales de uso del equipo Skidmore-Wilhelm, considerando tanto sus características físicas como el entorno donde será utilizado.

A continuación, se detallan las principales especificaciones técnicas del producto:

1.5.1. Peso del equipo

El equipo Skidmore-Wilhelm junto con sus accesorios tiene un peso total de aproximadamente 178 kg, por lo que el sistema de transporte debe permitir movilizarlo sin necesidad de levantarlo manualmente, evitando esfuerzos físicos innecesarios.

1.5.2. Condiciones de uso

El sistema de transporte será utilizado principalmente en faenas mineras, lo que implica enfrentar condiciones exigentes como terrenos irregulares compuestos por grava o tierra o suelta, además de estar siempre presente las vibraciones durante el transporte. Por lo tanto, la estructura deberá ser resistente a impactos y vibraciones, asegurando la estabilidad y protección del equipo durante todo el recorrido.

1.5.3. Materiales deseados

Se buscarán materiales que ofrezcan una relación resistencia-peso, garantizando la durabilidad del carro y permitiendo que su peso total sea manipulable por un solo operario. Asimismo, se utiliza la mayor porción de medidas estándar para la compra del material en el mercado nacional chileno.

1.5.4. Sistema de sujeción

Para asegurar el movimiento del equipo Skidmore-Wilhelm en el interior del sistema de transporte durante su traslado, el diseño deberá incorporar un mecanismo de retención específico que evite movimientos indeseados.

1.6. Objetivo del proyecto (general y específicos)

1.6.1. Objetivo general del proyecto

El objetivo de este proyecto es diseñar un sistema de transporte para el equipo Skidmore que garantice su integridad y cumpla con la normativa chilena.

1.6.2. Objetivo específico:

- 1- Recolectar información del uso del equipo Skidmore-Wilhelm para la identificación de las problemáticas del transporte anterior y generar una propuesta de diseño.
- 2- Diseñar propuesta considerando las restricciones, normativas de seguridad del trabajador y las sugerencias echas por los operarios, aplicando simulaciones de esfuerzo para la comprobación del modelo final
- 3- Generación de documentación gráfica de la solución para su posterior fabricación

1.7. Antecedentes cualitativos

Durante la visita a terreno realizadas en la empresa Protorq, se pudo observar directamente el proceso que se sigue para trasladar el equipo Skidmore-Wilhelm desde la bodega hasta la camioneta, y posteriormente a las faenas mineras. En este recorrido, se

identificaron una serie de situaciones que afectan tanto la comodidad como la seguridad de los trabajadores.

Uno de los puntos más mencionados fue el esfuerzo físico excesivo que implica mover el equipo, cuyo peso ronda los 81,6 kg. Esta tarea debe realizarse entre dos personas y, en algunos casos, incluso subirlo por escaleras, lo que aumenta el riesgo de accidentes. En cuanto al diseño actual del sistema que se usa para el transporte, según la entrevista que se hizo hacia los operarios se reportaron varios problemas específicos uno de los puntos más mencionados fue:

1.7.1. Deslizamiento de la base de apoyo:

Los puntos de apoyo tienen una base lisa que genera poca adherencia con el piso, lo que hace que el equipo pueda deslizarse, especialmente en superficies metálicas como rejillas.

1.7.2. Puntos de apoyo pequeños:

El tamaño reducido de los apoyos provoca que se atasquen o se traben con facilidad en el terreno, en especial en pisos grating dificultando el trabajo.

1.7.3. Dificultad para sacar las patas del sistema de transporte:

El mecanismo de seguridad que fija las patas no es práctico, ya que en ocasiones se traba o requiere voltear toda la estructura para poder liberarlas, lo cual solo puede hacerse cuando está vacía.

1.7.4. Problemas al cerrar la puerta durante las pruebas:

Cuando el equipo está en uso, se deben cambiar los bujes constantemente. Esto obliga a abrir y cerrar el candado de la puerta de manera repetitiva, lo cual se vuelve tedioso para los operarios. Si por descuido no se cierra bien el candado, la puerta puede abrirse debido a la fuerza generada por el equipo, haciendo que los bujes se caigan.

1.8. Tamaño del proyecto

El proyecto se enfoca en el diseño de un sistema de transporte especializado para el equipo Skidmore-Wilhelm, que actualmente es utilizado por la empresa Protorq en faenas mineras. En esta primera etapa, el desarrollo está pensado para un solo equipo.

Dado que el equipo Skidmore-Wilhelm forma parte del equipamiento habitual en distintos trabajos de torque en terreno, el sistema de transporte tiene el potencial de estandarizarse dentro de la empresa para su futura producción. De esta manera, podría incorporarse al mercado, lo que permitiría reducir riesgos laborales y mejorar la eficiencia en las tareas de traslado y operación.

El alcance del proyecto está centrado en su aplicación dentro de faenas mineras en Chile, considerando sus exigencias ambientales. Sin embargo, el proyecto se desarrollará

solo hasta la etapa de prototipado a escala, lo que incluye el diseño, simulación y generación de documentación técnica para su fabricación, sin incluir la etapa de comercialización. Esto se debe a que el desarrollo se realizó durante la estancia del autor en la empresa Engrama.

1.9. Impacto relacionado con el proyecto

El desarrollo de un sistema de transporte para el equipo Skidmore-Wilhelm tiene un impacto directo en la mejora de las condiciones laborales, de los trabajadores especialmente en la ergonomía, seguridad y la eficiencia operativa.

Uno de los principales beneficios del proyecto es la reducción del sobreesfuerzo físico asociado al levantamiento manual del equipo, el cual tiene un peso aproximado de 81,6 kg. Con el nuevo diseño, se evita que los trabajadores realicen maniobras riesgosas, lo que disminuye el riesgo de lesiones musculares, fatiga y accidentes.

En el análisis ergonómico realizado, se tomaron como referencia las dimensiones humanas del libro de (Panero & Zelnik, 1987,P.82), en particular la altura del codo en posición de pie, la cual se considera una base segura para la manipulación de cargas. Según los datos del percentil 5° para hombres es de 101,3 cm y para mujeres de 93,2 cm. Considerando además que la superficie de trabajo debe estar entre 15 y 25 cm por debajo de la altura del codo. Lo que indica que una altura de 80 a 90 cm desde el suelo es una medida ideal

Desde el punto de vista operativo, el diseño de transporte permite una manipulación más eficiente en cuanto la carga y descarga en camionetas, y mejora la organización del espacio de trabajo. Además, el sistema contribuye a la protección del equipo Skidmore-Wilhelm, ya que incluye elementos que reducen las vibraciones, los golpes y el movimiento interno durante el transporte. El diseño también se ajusta a las normas chilenas de tránsito y seguridad en faenas mineras, asegurando su efectividad real en terreno.

1.10. Aspectos legales y normativa

El diseño del sistema de transporte para el equipo Skidmore-Wilhelm debe ajustarse a diversas normativas, tanto nacionales como internacionales, que regulan aspectos relacionados con la seguridad laboral, la ergonomía y el transporte de equipos en vehículos, especialmente dentro de contextos como el de las faenas mineras chilenas.

1.10.1. Norma internacional:

- ISO 11228-1; 2021 (Ergonomics-Manual handling): Esta norma internacional establece los límites recomendados para el levantamiento y transporte manual de cargas. Como indica la Guía Técnica de MMC (Subsecretaría de Previsión Social, 2018) del Gobierno de Chile, el límite máximo de carga para hombres adultos es de 25 kg

1.10.2. Norma nacional:

- Ley N.º 18.290 (Ley de Tránsito): El artículo 62 exige el uso de espejos que permitan una visión clara hacia la parte posterior del vehículo. Asimismo, el artículo 162 prohíbe el transporte de carga que obstruya la visibilidad del conductor. (Ministerio de Justicia, 1984)

1.11. Metodología con la que se trabaja

El desarrollo del proyecto se basa en un enfoque de metodología cuantitativa, ya que se utilizan datos concretos y medibles para fundamentar el diseño del sistema de transporte. Esto incluye el análisis del peso del equipo, dimensiones, resistencia de materiales, alturas ergonómicas recomendadas y cumplimiento de normativas nacionales e internacionales. además, se emplea la metodología de diseño propuesta por Bruno Munari, la cual permite estructurar el proceso de forma ordenada y lógica

1.12. Conclusión del capítulo

Para el cierre del primer capítulo se puede concluir que ha permitido establecer la base técnica y operativa que justifica la necesidad de este proyecto para la empresa Protorq. Se logra identificar que la manipulación manual para el traslado del equipo Skidmore-Wilhelm excede por mucho los límites legales y ergonómicos que están establecidos tanto por la ISO 11228-1 como por la Ley N° 20.001, representando un riesgo crítico para la salud de los trabajadores.

Mediante la aplicación de estándares antropométricos, se determinó una altura de 800 mm, la cual será utilizada para la altura mínima que alcanza la estructura en funcionamiento además de que gracias a la Ley de Tránsito N° 18.290 se asegura un límite de altura de 740 mm al momento de estar en la parte de carga de la camioneta que es responsable de transportar la estructura a las faenas mineras.

Por último, el capítulo uno nos deja entender como puede ser el diseño del sistema de transporte el cual deberá tener componentes giratorios para movilizar lo que sería la estructura además de encontrar la forma de llevar el equipo Skidmore-Wilhelm y sus accesorios sin estar desmontando cada vez que se utilice además de incluir un sistema que logra estar en 740 mm para luego en el punto de trabajo llegar a los 800 mm.

CAPÍTULO DOS: DESARROLLO DE LA PROPUESTA

2. Capítulo 2: Desarrollo de la propuesta

2.1. Desarrollo de Metodología de diseño

Como se mencionó en el capítulo uno, se implementará la metodología propuesta por Bruno Munari, la cual plantea una secuencia lógica de pasos para transformar un problema en una solución funcional. En este capítulo se muestra cómo cada una de esas etapas se llevó a la práctica para llegar al diseño del sistema de transporte para el equipo Skidmore.

2.1.1. Definición del problema

Se identificó la dificultad existente en el traslado del equipo Skidmore-Wilhelm, el cual representa un riesgo físico y una complicación operativa para los trabajadores.

2.1.2. Recolección de datos

Se realizó la visita a terreno, observaciones directas y se recopilaron opiniones de los operarios, además de información técnica del equipo y las condiciones de trabajo.

2.1.3. Análisis de la información

Se analizaron las necesidades del usuario en este caso los operarios, el entorno de uso y las limitaciones actuales del sistema de transporte.

2.1.4. Búsqueda de soluciones

Se revisaron productos similares del mercado y se propusieron ideas preliminares adaptadas a los distintos sistemas que estos incluyen.

2.1.5. Selección y desarrollo de la propuesta

Se definió una solución viable, que cumple con los criterios ergonómicos, técnicos y normativos además de los requerimientos del cliente.

2.1.6. Modelado y elaboración de planos

Se desarrollaron bocetos, modelado 3D y planos técnicos que permiten llevar el diseño a una fase de fabricación.

2.1.7. Validación y mejoras

La propuesta fue revisada por el mandante y ajustada según observaciones, dentro del alcance de la práctica profesional realizada.

2.2. Lluvia de ideas.

En esta etapa del proyecto se generaron distintas ideas preliminares con el fin de encontrar una solución adecuada al problema de traslado del equipo Skidmore-Wilhelm. Estas ideas se basaron en los requerimientos del mandante y la experiencia de los operarios. Entre las principales propuestas consideradas en la lluvia de ideas, se evaluaron los puntos que se describen a continuación:

2.2.1. Plataforma con sistema eléctrico:

Una de las primeras ideas fue adaptar una mesa elevadora semi eléctrica de la marca COMEC como se puede ver en la Figura 2-1. La función de esta mesa es ayudar a levantar equipos pesados, para facilitar el movimiento del Skidmore-Wilhelm, su capacidad de carga es hasta 500 kg y además puede elevarse desde 280 mm hasta 900 mm, lo que encajaba bastante bien con lo que se pide. Pero al revisar sus dimensiones, (950 mm de largo y 500 mm de ancho) se observa que no cumple con la restricción del cliente, cuyo requerimiento es que el sistema de transporte no pasara los 740 mm de largo.

Se considera la opción de recortar y adaptar, pero eso significa modificar toda la estructura, volver a soldar y ajustar el sistema de tijera para que funcionara con las nuevas medidas. Además, el sistema eléctrico, solo hace funcionar el mecanismo de elevación y no el movimiento de la mesa.

Al final, tras analizarlo detenidamente, se concluye que por ciertas razones, pero la más crítica que son las dimensiones no estaría encajando para su compra. Sin embargo, este proceso ayudó a entender mejor algunos aspectos del diseño, como el rango de altura útil y los materiales que se necesitan para soportar el peso.



Fuente: <https://n7vH6o.short.gy/>

Figura 2.1 Mesa Semi Eléctrica

2.2.2. Plataforma con sistema hidráulico

Otra opción considerada fue una mesa elevadora hidráulica que aguanta hasta 150 kg, de la marca COMEC como se visualiza en la Figura 2-2. Al principio parecía más liviana

y barata que la semi eléctrica, lo que llamó la atención, ya que podría ser más fácil de usar. Pero al revisar las medidas, se visualizan algunas limitaciones. Su altura mínima es de 225 mm y la máxima de 740 mm, así que no ofrecía mucho al compararla con otras opciones. Y la superficie útil para cargar es solo de 700 mm x 450 mm, lo que genera la duda si el Skidmore-Wilhelm y sus accesorios se ajustarían bien y de forma segura a la superficie antes mencionada. Otra observación es que, aunque aguanta 150 kg, su estructura es más delgada y liviana lo que genera inseguridad en el equipo de trabajo al momento de aplicar fuerza de torque.



Fuente: <https://n7vH6o.short.gy/>

Figura 2.2 Mesa elevadora hidráulica

2.2.3. Plataforma con sistema mecánico manual

La última opción evaluada es la mesa elevadora manual con manivela que puede levantar hasta 300 kg y que está en el mercado internacional (ver Figura 2-3). A diferencia de las mesas semi eléctricas o hidráulicas, esta usa una manivela en el costado para subir y bajar la plataforma, así que no necesita electricidad ni sistemas hidráulicos. Esta alternativa era interesante porque puede cargar más de lo que realmente se necesita, lo que significa que es muy resistente para el Skidmore-Wilhelm y sus accesorios. Además, su diseño es bastante compacto y fuerte. Con el sistema de manivela, el operador tiene más control y hay menos posibilidades de que falle por las vibraciones o el polvo. En cuanto a las medidas, puede bajar a 350 mm y subir hasta 950 mm, lo que se encuentra dentro del rango recomendado para manejar cargas pesadas de pie. Eso ayuda a poner el equipo a una altura cómoda, lo que hace que sea más fácil su uso y además reduce el esfuerzo físico. Pero también se detectan algunos problemas, sus dimensiones de 950 x

600 x 60 mm superan el límite de 740 mm que solicita el cliente, así que no se podría usar sin hacer algunos cambios.



Fuente: <https://n7vH6o.short.gy/>

Figura 2.3 Mesa elevadora con husillo

Por lo tanto, después de revisar las tres opciones del mercado más llamativas, se decide que lo mejor es hacer una mesa elevadora desde cero ya que de esta forma se tiene un diseño más libre en cuanto a la configuración necesaria para que el equipo Skidmore-Wilhelm más sus accesorios estén en la misma superficie de trabajo sin necesidad de estar descargando y cargando los elementos (equipo Skidmore-Wilhelm y accesorios) cada vez que se traslade al punto de trabajo.

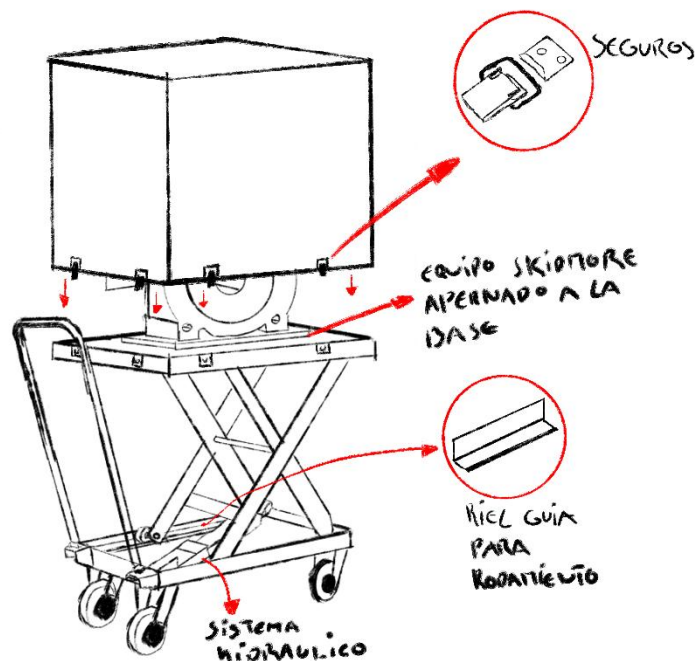
2.3. Diseño conceptual de alternativas

Se desarrollaron tres propuestas preliminares para el sistema de transporte del equipo Skidmore-Wilhelm. Estas alternativas exploran distintas configuraciones estructurales, tipo del sistema de elevación y disposición del despliegue del equipo Skidmore-Wilhelm. Cada diseño considera las restricciones ergonómicas, dimensionales y funcionales del proyecto.

2.3.1. Primera alternativa

La primera alternativa que se muestra en la figura 2-4 emplea un sistema de tijera fabricado con perfiles cuadrados, el cual se deslizará mediante rodamientos que se deslizan en perfiles en ángulo de 90° los cuales tienen la función de comportarse como rieles. Para asegurar un movimiento suave y controlado. La estructura contará con ejes que mantendrán la alineación y funcionalidad del mecanismo, permitiendo una elevación segura y estable.

El sistema incluirá ruedas industriales con frenos independientes, lo que garantizará la estabilidad cuando el equipo esté detenido. En la parte superior se ubicará una carcasa removible, la cual podrá retirarse fácilmente al liberar los seguros laterales.



Fuente: Bocetos Hechos por el Autor

Figura 2.4 Primera Alternativa

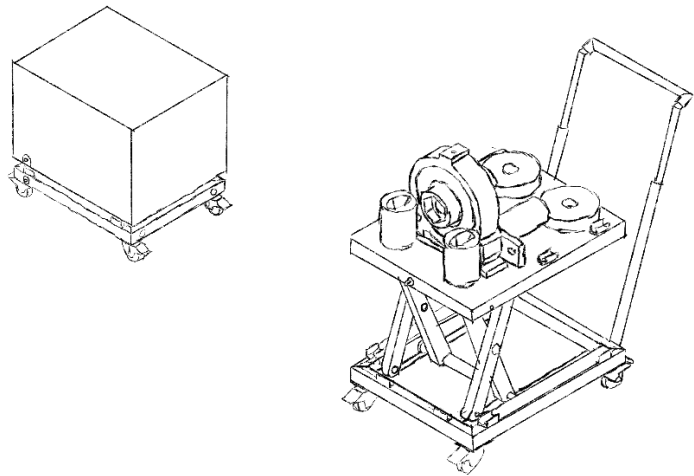
El equipo Skidmore-Wilhelm estará montado sobre una plataforma de acero, fijado mediante pernos, lo que facilita su mantenimiento y asegura su firmeza. Bajo esta plataforma se dispondrá un espacio destinado al almacenamiento de los accesorios del equipo. Finalmente, el sistema de elevación contará con asistencia hidráulica, con el fin de facilitar el proceso de subida y bajada de la estructura tipo tijera, reduciendo el esfuerzo físico requerido por el operario.

2.3.2. Segunda alternativa

En la alternativa de la Figura 2-5 se implementa un mecanismo de husillo, el cual permite subir y bajar la plataforma de forma controlada, sin requerir esfuerzos excesivos. Este sistema seguirá desplazándose sobre perfiles angulares de 90° que actuarán como rieles, e incorporará rodamientos tanto en la parte inferior como superior para facilitar el movimiento.

El equipo Skidmore se instalará sobre una plataforma superior, donde ira apernada a la plancha metálica además se ubicarán sus accesorios en módulos desmontables, lo que favorecerá el orden y facilitará su uso, también tiene sus respectivos perfiles tubulares para que se acoplen cada uno y de esta forma poder obtener una zona de agarre para mover la

estructura completa con mayor facilidad de esta forma se compacta el diseño ya que este agarre se guarda dentro de la misma estructura



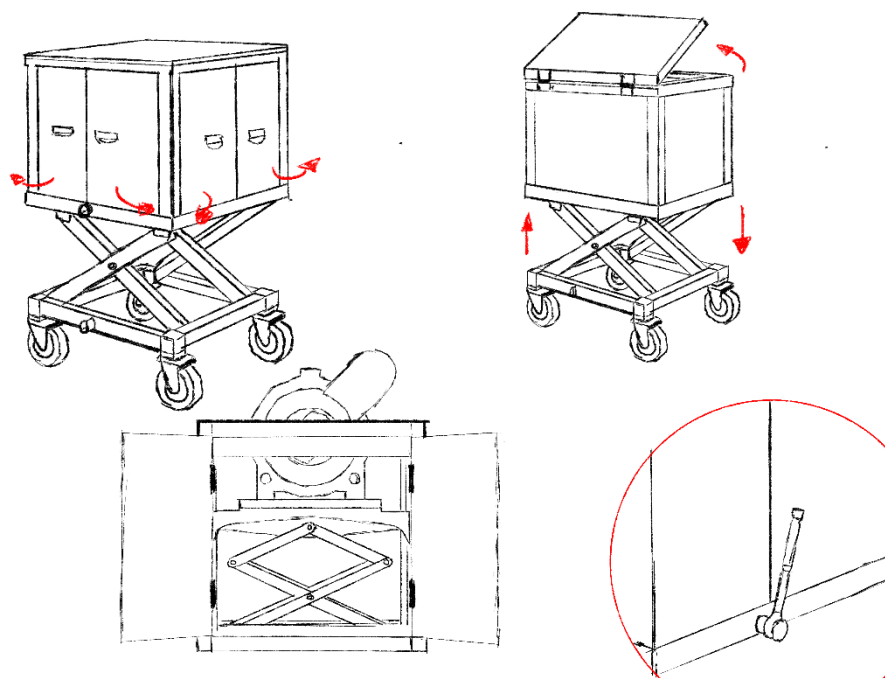
Fuente: Bocetos Hechos por el Autor

Figura 2.5 Segunda Alternativa

Todo el conjunto de la parte superior estará cubierto por una carcasa que se desmonta hacia arriba, diseñada para abrirse fácilmente mediante el agarre de dos personas permitiendo un acceso rápido y seguro al equipo.

2.3.3. Tercera alternativa

La propuesta de la Figura 2-6 utiliza un sistema de tijera para la elevación de la plataforma, el cual funciona mediante dos husillos, permitiendo subir y bajar la estructura de forma segura y controlada. Sin embargo, se diferencia de las demás en la manera en que se organiza el equipo sobre la plataforma.



Fuente: Bocetos Hechos por el Autor

Figura 2.6 Tercera Alternativa

En la parte superior, el equipo Skidmore-Wilhelm y sus accesorios están contenidos dentro de una estructura tipo jaula, pensado para ofrecer mayor seguridad durante el transporte. Esta jaula está dividida en dos compartimientos: uno destinado exclusivamente al Skidmore, el cual se encuentra apernado a una plataforma de elevación, y otro, de menor tamaño, reservado para el almacenamiento de los accesorios, de forma separada y organizada.

Tanto la plataforma de elevación que sostiene el Skidmore-Wilhelm como la base de la jaula completa operan con un sistema de tijera independiente, accionado por tornillos trapezoidales, lo que permite una elevación controlada de cada parte según sea necesario.

2.4. Selección de alternativas

Se llego a una conclusión dentro de las alternativas, se determinó que la alternativa representada en la Figura 2-6 es la más adecuada para el desarrollo del sistema de transporte para todo el conjunto.

A diferencia de las otras alternativas, este diseño permite una manipulación más eficiente del equipo gracias a su plataforma con sistema de elevación tipo tijera accionado por husillo, que garantiza un movimiento controlado y seguro. Al contar con una estructura echa con solo perfiles da una seguridad mayor además de que contara solamente con un tornillo trapezoidal a diferencia de la propuesta de la Figura 2-5, también permite una mayor capacidad de accesorios que se puedan transportar y es mucho más fácil de operar ya que solo se debe sacar la cubierta para su uso.

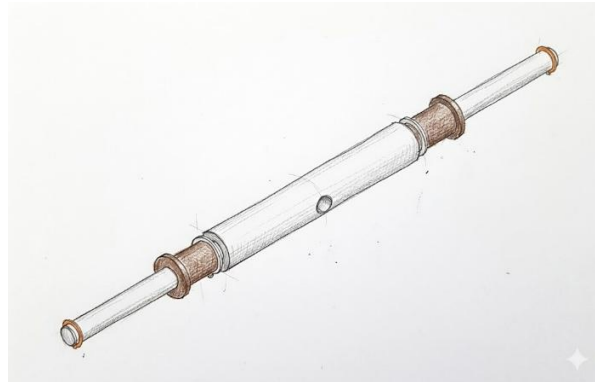
En conjunto, estos elementos hacen que la alternativa seleccionada cumpla con los requisitos técnicos, normativos y ergonómicos del proyecto, siendo también viable para su futura fabricación e implementación en terreno.

2.5. Croquis de componentes

En este apartado se presentan los principales componentes que conforman la alternativa seleccionada, correspondiente a la Figura 2-6. A continuación se nombra el componente, una breve descripción de su función dentro del sistema de transporte, y una imagen referencial de cada pieza.

2.5.1.1. Eje fijo

Este componente (Figura 2-7) está compuesto por un diámetro mayor y luego un diámetro menor contiene un agujero en el medio del eje para que logre pasar el tornillo trapezoidal además de que se alojan dos bujes de bronce ya que se tiene pensado ocupar acero para la fabricación del eje pensado además de que contiene dos seguros segers para su retención del componente cuando este ensamblado en el lugar designado

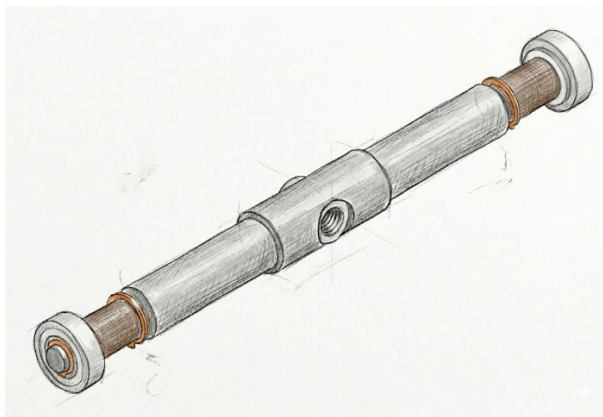


Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.7 Boceto del Componente Eje Fijo

2.5.1.2. Eje móvil superior

Este componente (Figura 2-8) está compuesto por un diámetro mayor luego uno menor y otro mucho menor esto está pensado así ya que en el diseño que se aprobó el tornillo trapezoidal pasa por los dos ejes de la parte superior de la estructura por lo cual un de los dos ejes va a sufrir mucho ya que pierde material al hacerle un agujero en el medio para ello se refuerza agregando más diámetro además de tener dos bujes que son iguales a los de la Figura 2-7 dos rodamientos insertados en el diámetro más chico del eje y asegurados con seguros segers

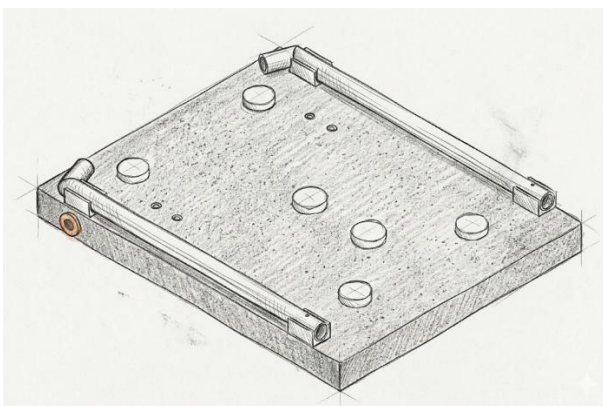


Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.8 Boceto del Componente Eje Movil

2.5.1.3. Subconjunto de la base superior

Este componente (Figura 2-9), está compuesto por perfiles rectangulares de un grosor mediano en donde uno de los frontales va perforado justo en el medio para insertar un seguro para un rodamiento que es donde pasa el tornillo trapezoidal estos perfiles están soldados entre sí para formar un rectángulo en el cual tiene dos agujeros por los laterales para poder pasar los bujes de bronce que es por donde pasa también el eje fijo (Figura 2-7) además tiene una plancha de acero apoyada y soldada por la parte superior de la cara de los perfiles el cual contiene distintos agujeros que son para los bujes modulares y los seguros de los perfiles tubulares

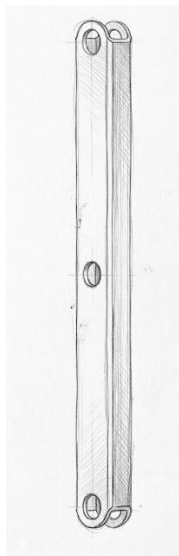


Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.9 Boceto del componente Subconjunto de la base superior

2.5.2. Brazo del sistema de tijera

Esta pieza (Figura 2-10) es un perfil rectangular donde tiene 3 agujeros dos en el extremo para que se apoyen en los bujes de bronce que están en los ejes y uno en el medio para que logre pasar el pasador (Figura 2-11)

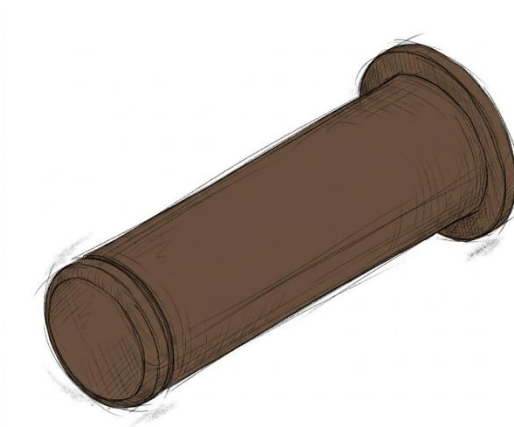


Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.10 Boceto de la Pieza Brazo del Sistema de Tijera

2.5.3. Pasador

Esta pieza (Figura 2-11) es el pasador que funciona para que el movimiento de los brazos del sistema de tijera (Figura 2-10) logrando una articulación limpia ya que está compuesto por bronce



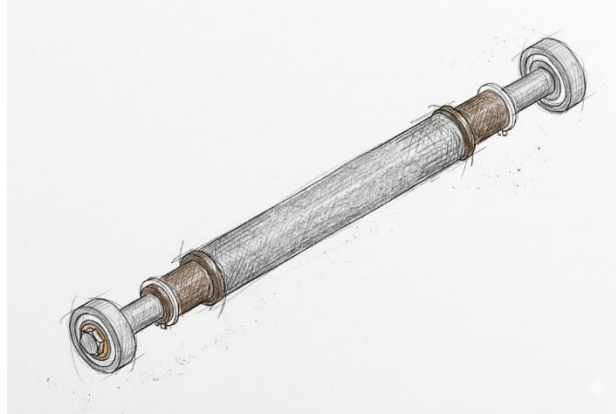
Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.11 Boceta de la Pieza Pasador

2.5.4. Eje móvil inferior

Este componente (Figura 2-12) es igual al de la Figura 2-8 sin embargo la única diferencia que presenta este es la no tener 3 diámetros diferentes ya que solo tiene 2

y que este ensamblado en el subconjunto de la base inferior de la estructura del diseño de transporte



Fuente: Boceto hecho por el autor y procesado por un software de mejora de calidad

Figura 2.12 Boceto del Componente Eje Movil inferior

2.6. Conclusión del capítulo

Gracias a la metodología de Bruno Munari y en cómo se aplicó al proyecto en desarrollo, se concluye que el proceso de diseño ha permitido transformar los requerimientos operativos en una solución técnica viable tomando referencias del mercado actual.

La selección de la mesa elevadora de tijera como concepto final se justifica por su capacidad de poder ajustar la altura de forma estable, personalización del espacio para poder llevar el equipo y sus accesorios cumpliendo con la secuencia lógica establecida en la metodología.

Con la definición de estos componentes y piezas la propuesta hecha por el autor es válida por parte del cliente por lo cual se da por finalizada la etapa de diseño conceptual, dejando el diseño listo para la fase de modelado técnico y especificación de manufactura.

CAPÍTULO TRES: INGENIERIA DE DETALLE Y PROTOTIPADO

3. INGENIERIA DE DETALLE Y PROTOTIPADO

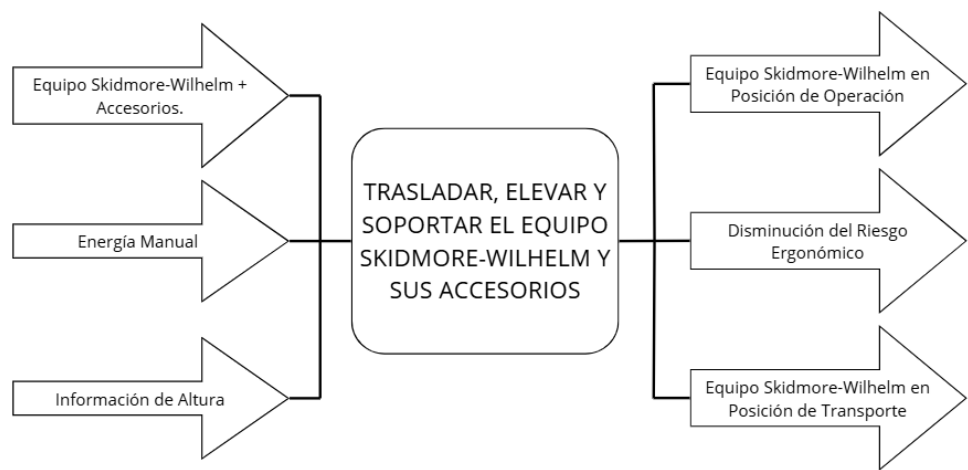
El análisis estático se realiza aplicando las ecuaciones de equilibrio para cuerpos rígidos según Beer et al. (2010). Posteriormente, el análisis de esfuerzos y el criterio de falla se desarrollan siguiendo la metodología de Budynas y Nisbett. (2012).

3.1. Análisis funcional y sistemático

Para el desarrollo del prototipo, se ha descompuesto en sistemas funcionales que permitan transformar la energía de entrada que en este caso será la fuerza mecánica del husillo en el movimiento de salida requerido que es la elevación de carga

3.2. Diagrama de caja negra

Las entradas principales corresponden a la energía mecánica (torque aplicado por el usuario) y la carga estática del equipo a levantar. La salida funcional es el posicionamiento vertical controlado. La interacción de las entradas y salidas del sistema se detalla gráficamente en la figura 3-1. Tal como se muestra en la Figura 3-1, el proceso central es la "Transformación de Torque en Elevación Lineal"

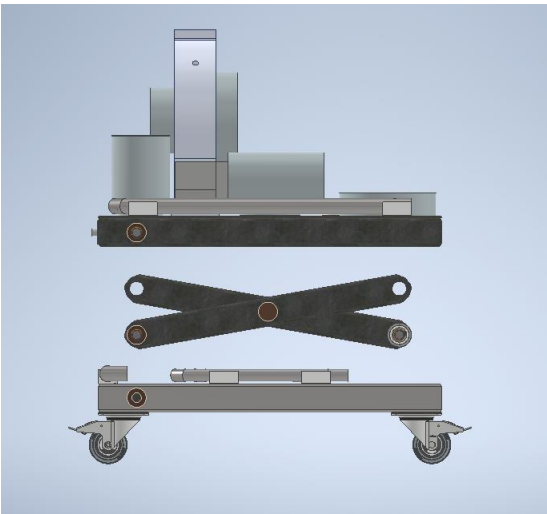


Fuente: Imagen hecho por el autor.

Figura 3.1 Diagrama de Caja Negra del Sistema de Elevación.

3.2.1. Definición de subsistemas

Para facilitar el cálculo de la estructura y la selección de componentes, el diseño se ha dividido en tres subsistemas, cuya interacción permite el flujo de cargas desde el equipo hasta el suelo. La disposición de estos subsistemas se muestra en la Figura 3-2, donde se aprecia los subsistemas.



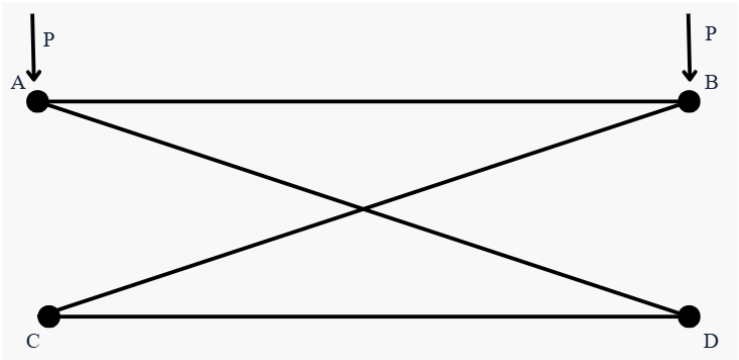
Fuente: Imagen obtenida directamente de inventor

Figura 3.2 División de subsistemas para el análisis estructural.

A continuación, se describe la función técnica de cada subsistema identificado en el esquema anterior

3.2.1.1. Subsistema Base Superior:

Es la estructura conformada por un marco metálico hecho con perfiles de acero todos soldados donde el interior incorpora dos perfiles en ángulo de 90° para los laterales también soldados ya que estos cumplirán la función de ser guías para el eje móvil además en la parte frontal y trasera se incluyen adaptadores de rodamiento hechos en plástico ya que no reciben ninguna carga en específica la estructura tiene como tarea principal de recibir directamente el peso del equipo Skidmore junto con sus accesorios de este subsistema no le haremos ningún calculo teórico ya que no debe aguantar ningún esfuerzo crítico con eso en mente se toma en cuenta un peso teórico total aproximado de 178Kg y distribuirlo equitativamente hacia cuatros puntos representado con la letra P (fuerza peso) los cuales están reflejado en nuestro planteamiento matemático en 2 nodos (A y B) que se visualiza en la figura 3-3



Fuente: Imagen obtenida por creación en canva

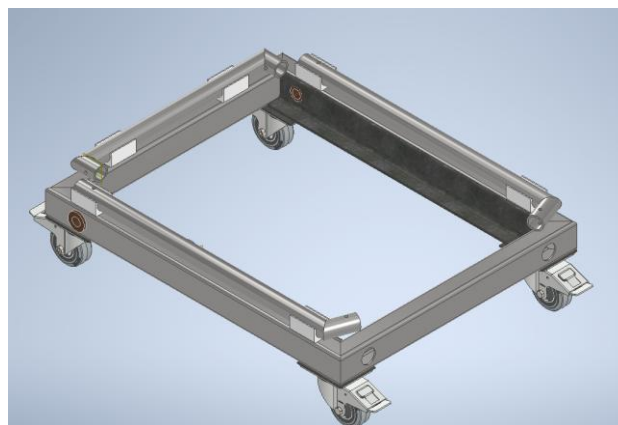
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre general de la estructura

3.2.1.2. Subsistema Mecanismo de Tijera:

Constituye el núcleo de movimiento vertical de la estructura. Su función es convertir la fuerza horizontal generada por el husillo en una fuerza vertical de levantamiento, según Beer et al (2010, pp. 561-564) esto es posible debido al mecanismo de transmisión de potencia donde cuya ventaja mecánica es variable y ya que depende estrictamente del ángulo de elevación (α) por lo cual se toma el escenario más desfavorable para el sistema, que es cuando está cerrado (altura de transporte de 732,21 mm).

3.2.1.3. Subsistema de la Base Inferior:

Es el chasis encargado de transmitir la reacción total al suelo a través de sus ruedas industriales además de facilitar el traslado ya que la misma base incorpora dos canales circulares por los cuales va introducido lo que sería la estructura de la manilla para empujar o jalar la estructura completa del sistema de transporte la cual se guarda por arriba de la base inferior tal cual como se muestra en la Figura 3-4 y por último se incorpora un anclaje para el polipasto que está ubicado en la camioneta de esta forma se logra garantizar la estabilidad durante el traslado.



Fuente: Imagen obtenida directamente de inventor

Figura 3.4 Subconjunto de la Base Inferior

3.3. Desarrollo de cálculo estructural

Para garantizar la integridad y el correcto funcionamiento de la estructura se ha realizado un análisis estático y de resistencia de materiales. Este proceso valida dimensionalmente los componentes críticos antes de su fabricación o el de su compra.

3.3.1. definición de parámetros de cargas y materiales

Primero debemos establecer lo que sería la carga de trabajo la cual combina el peso del equipo, accesorios y la estructura propia de la base superior además de considerar el ángulo meno favorable por lo cual se establece los siguientes parámetros:

- Carga de diseño (W): 178Kg este valor se debe pasar a la unidad de medida que vamos a usar el cual nos da como aproximado 1.746 N
- Angulo critico: Como se analiza el escenario menos favorable para el sistema de tijera se utiliza el ángulo cuando está cerrado el cual corresponde 17°
- Factor de seguridad mínimo (FS): Se busca un factor de seguridad deseable de 1.5 para los componentes móviles o que son críticos y un factor de seguridad deseable de 2.0 para la estructura estática.

Para la elección del material se utiliza como criterio fundamental su límite de fluencia el cual se comparará con los resultados que den los diversos cálculos de cada componente que se analice de esta forma también nos aseguramos de que se logre alcanzar los factores de seguridad que establecimos.

3.3.2. Análisis estático del mecanismo de tijera

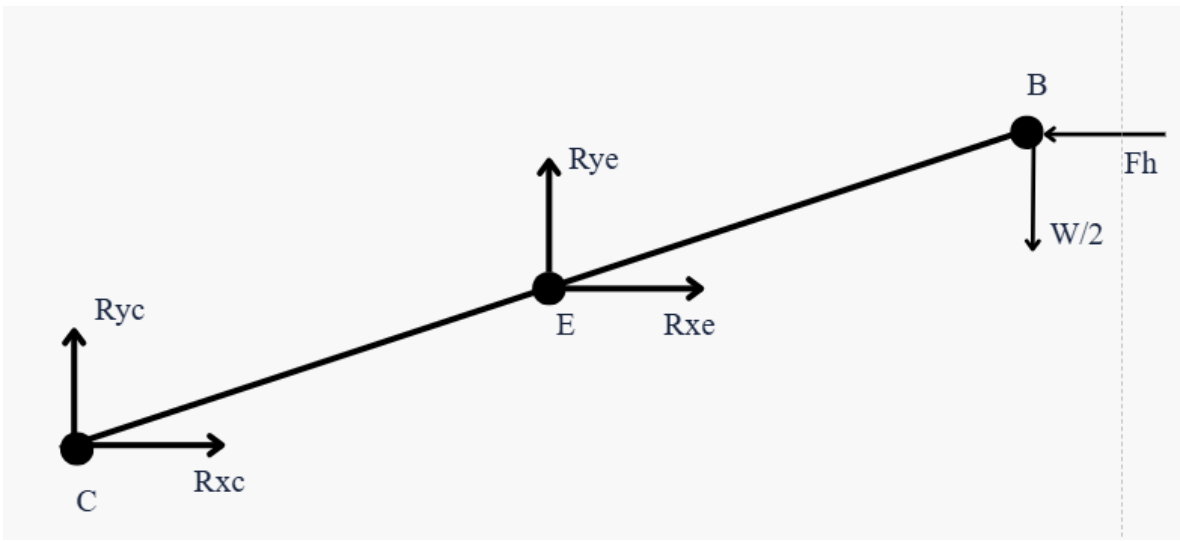
El componente que se utilizara para la elevación de la base superior es el subsistema más exigido, ya que transforma el torque rotacional en la fuerza de levantamiento. Para determinar la fuerza axial que deberá soportar el tornillo de trapezoidal, se aplicará el método de análisis de estructura Beer et al. (2010, pp. 332-333)

Como se detalla en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3-5, se aísla un solo brazo de la tijera para analizar el equilibrio de fuerzas en el ángulo más crítico el cual es 17° este corresponde a la posición de inicio del levantamiento. además, para que quede claro con respecto al diagrama de cuerpo libre se asume ciertos criterios que se mencionan a continuación

- Las uniones en los puntos C y E se modelan como articulaciones ideales
- No se considera la fricción en los pasadores
- Ya que el peso propio del brazo es de 2,38 Kg y el peso del diseño es de 178 Kg y el 5% representa un 8,9 Kg se descarta al ser inferior a ese 5%
- Se asume un comportamiento lineal elástico del material
- La carga total se distribuye simétricamente, por lo que cada brazo soporta W/2

El uso de articulaciones ideales y equilibrio estático proviene del principio de equilibrio Beer et al.(2010, p. 158, Ec. 4.1-4.3):

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum M = 0$$



Fuente: Imagen obtenida por creación en canva

Figura 3.5 Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) del brazo de tijera

El punto E corresponde a la unión articulada con el brazo complementario del sistema de tijera. Las fuerzas R_{xe} y R_{ye} representan acciones internas transmitidas entre miembros y se determina mediante las ecuaciones de equilibrio

Al no existir cargas axiales significativas durante la elevación regular, la sumatoria de fuerzas horizontales es nula ($\sum F_x = 0$). Por lo tanto, el análisis se centra en las cargas transversales

$$\sum F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad R_{Ay} + R_{By} - F_E = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad \Rightarrow \quad (F_E + d_E - (R_{By} * L)) = 0$$

Donde:

- $F_E = 2975 \text{ N}$ corresponde a la fuerza máxima vertical aplicado en el pasador central
- $d_E = 280 \text{ mm}$ es la distancia desde el apoyo hasta el punto de aplicación de la carga
- $L = 560 \text{ mm}$ es la distancia total entre los centros de los agujeros de los extremos

Al ser una distribución de carga simétrica, la resolución del sistema de ecuaciones arroja reacciones de apoyo idénticas en ambos extremos del brazo

$$R_{Ay} = \frac{2975 \text{ N}}{2} = 1487.5 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = \frac{2975 \text{ N}}{2} = 1487.5 \text{ N}$$

Como se observa en la figura 3-5, la fuerza requerida por el husillo (F_H) para vencer la carga gravitatoria se rige por la relación trigonométrica del mecanismo. Aunque el análisis estático se realiza por brazo, la magnitud total se corrobora mediante el principio del trabajo virtual Beer et al. (2010, p. 561) validando la siguiente expresión de diseño:

$$F_H = \frac{W}{\tan \theta}$$

Sustituyendo los valores de la fórmula presentada donde la $W=1746\text{N}$ y el $\theta=17^\circ$, se obtiene una fuerza axial máxima de compresión de 5.711 N . Este valor representa la carga pico que debe resistir el tornillo y los ejes de conexión al momento del arranque.

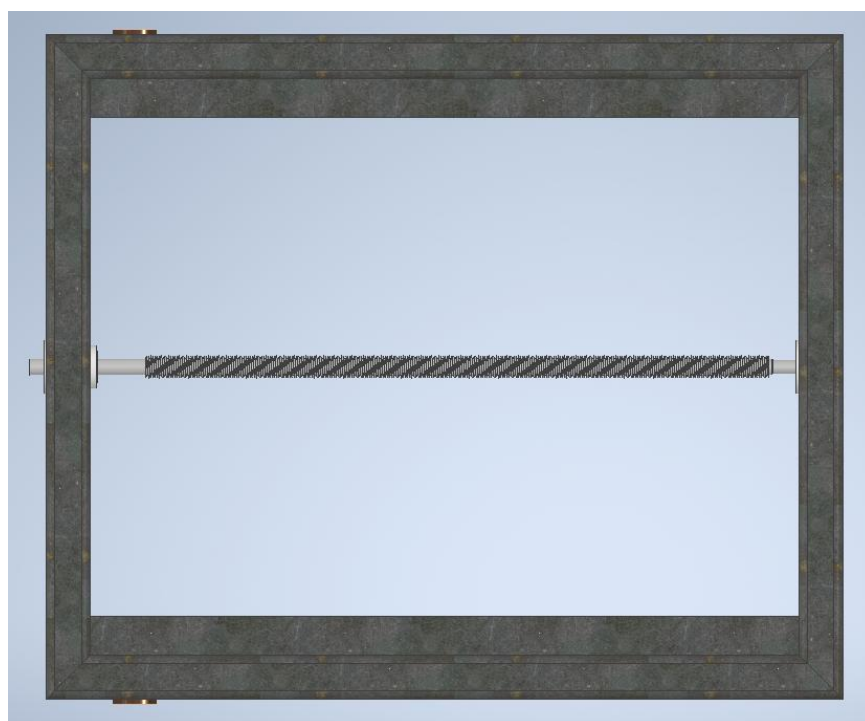
3.3.3. Dimensionamiento Mecánico de Componentes Críticos

Una vez definida la fuerza máxima de accionamiento, se procede al dimensionamiento de los elementos encargados de transmitir y soportar dicha carga.

3.3.3.1. Selección y verificación del husillo de potencia

Dado que el tornillo de potencia transmite la carga de empuje en estado de compresión axial pura $F_H = 5.711\text{ N}$, se debe verificar su estabilidad lateral frente al pandeo. Los elementos esbeltos sometidos a compresión tienden a fallar por inestabilidad elástica antes de alcanzar el límite de fluencia del material.

El husillo se encuentra montado entre los adaptadores de rodamiento del marco metálico, cubriendo la luz interna de $346,6\text{ mm}$. Como se muestra en la figura 3-6. Mecánicamente, esto se modela como una columna con apoyos articulados en ambos extremos.



Fuente: Imagen obtenida desde el modelo inventor

Figura 3.6 Vista superior del sistema de apoyos del husillo trapezoidal.

Por lo tanto, el factor de longitud efectiva es $K = 1$, y la longitud efectiva de pandeo es

$$L_e = K * L = 1 * 715,3mm = 715,3mm$$

Para el husillo se determinaron dos opciones de material según el catálogo del proveedor el primero es Acero al Carbono C45 (1.0503) para condiciones normales, o Acero Inoxidable AISI 316 para resistir la corrosión en faenas mineras húmedas.

Luego de fijar la longitud efectiva y tener un material de prueba se procede al cálculo de estabilidad, la resistencia geométrica se evalúa usando el diámetro de raíz del tornillo según el proveedor no especifica no obstante por normativa tomaremos un $d_3 = 16.5$ para un tornillo trapezoidal de diámetro 22 mm, mientras que la rigidez del material se rige por el Módulo de Young. Según Budynas y Nisbett. (2012, p. 971, tabla A-5), el acero al carbono posee un Módulo de Elasticidad de $E = 207 \text{ GPa}$

- Momento de Inercia (I): $\frac{\pi * (16.5)^4}{64} = 3.635 \text{ mm}^4$
- Área de la sección (A): $\frac{\pi * (16.5)^2}{64} = 213.8 \text{ mm}^2$
- Radio de giro (r): $\sqrt{\frac{I}{A}} = 4.125 \text{ mm}$

Relación de Esbeltez (λ)

$$\lambda = \frac{L_e}{r} = \frac{715,3}{4.125} = 173.40$$

Dado que la relación de esbeltez supera el valor crítico de transición ($\lambda_e \approx 100$), el componente se clasifica como una columna larga.

Para columnas largas con carga axial centrada, la carga crítica que provoca la inestabilidad se rige por la fórmula de euler. De acuerdo con la teoría de deflexión y rigidez Budynas y Nisbett. (2012, p. 176, Ec. 4-42), la fuerza crítica (F_{cr}) se define como:

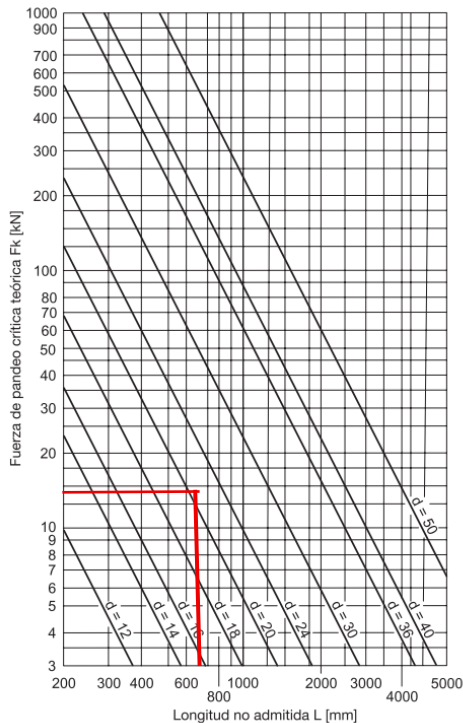
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2}$$

Sustituyendo las propiedades mecánicas del Acero C45 y los datos del husillo nos quedaría de la siguiente forma:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * 210,000 * 3.635}{715,3^2} = 14,724 \text{ N}$$

Para validar si el tornillo trapezoidal seleccionado del catálogo del proveedor (Tr 22x5) es capaz de soportar la carga crítica calculada sin sufrir inestabilidad elástica se utilizará el gráfico de fuerza de pandeo del fabricante Ganter este gráfico permite corroborar la medida del diámetro nominal de 22 mm en función de su longitud libre como se muestra en la figura 3-7 se debe interceptar dos líneas la primera de forma vertical desde los 715,3 mm de la longitud no admitida y la otra línea desde los 14,7 KN de forma horizontal de esta forma nos da que el valor que más se aproxima esta por arriba de un diámetro 20 de esta

manera queda justificado que el tornillo trapezoidal Tr 22x5 estaría aprobado en cuanto la inestabilidad elástica



Fuente: *file:///C:/Users/renat/OneDrive/Escritorio/Proyecto%20de%20titulo/Documentos%20complementarios/Trapezgewindespindel,%20Technische%20Hinweise%20(1).pdf*

Figura 3.7 Diagrama de fuerza de pandeo critica teórica

La fuerza necesaria para pandear el tornillo de Acero C45 es de 14,724 N. Al medir este valor límite con la fuerza máxima de operación que es requerida por el sistema de tijera en su ángulo más desfavorable ($F_H = 5.711$), el margen de seguridad resulta en:

$$FS_{pandeo} = \frac{14,724}{5.711} = 2.57$$

Con un Factor de Seguridad de 2.57, el husillo tiene una rigidez flexional que descarta por completo cualquier riesgo de pandeo lateral, garantizando la seguridad del operario y la integridad del equipo Skidmore durante la calibración.

Para el sistema de transmisión de potencia, como se demostró anteriormente se seleccionó un tornillo trapezoidal métrica normalizada Tr 22x5 (Diámetro 22mm, Paso 5mm).

El dimensionamiento del torque de accionamiento se realizó mediante el método de eficiencia global. Este enfoque determina la energía necesaria para vencer la carga axial de diseño (F_H) considerando las pérdidas por fricción. Se estimó una eficiencia del sistema de $\eta = 0.30$ (30%), un valor conservador para tornillos de potencia con rosca trapezoidal y lubricación estándar Budynas y Nisbett .(2012, pp. 397-401)

La fórmula que se aplico es la siguiente:

$$T = \frac{F_H * p}{2\pi * \eta}$$

Donde:

- F_H : Fuerza axial máxima 5711N
- p : paso de la rosca 0.005
- η : Eficiencia del sistema 0.30

Sustituyendo los valores en la ecuación obtenemos 15.15N*m lo que indica que el sistema requiere un torque de entrada baja, permitiendo su operación sin necesidades de alguna especie de reductores adicionales.

Un requisito critico de seguridad para el operario es que el sistema no caiga por efecto de la gravedad. Para validar que el tornillo no falle ante la gravedad se buscara que sea auto bloqueante cuando el torque requerido para descender la carga es positivo, lo que ocurre cuando el coeficiente de fricción es mayor que la tangente del ángulo de avance Budynas y Nisbett.(2012, p. 398).

Para corroborar esto, se calculó el par de retención necesario utilizando la ecuación de descenso de carga Budyna y Nisbett. (2012, p. 398, Ec. 8-2).

$$T_L = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m \sec \alpha - 1}{\pi d_m + f l \sec \alpha} \right)$$

Sustituyendo los valores con los datos de la carga (F=5711N) y la fricción del sistema (f~0.18), se obtiene como resultado un torque de bajada de:

$$T_L \approx 5.74N * m$$

Al obtener un valor positivo, se confirma que el mecanismo es auto bloqueante esto implica que la fricción en las superficies de contacto de la rosca es suficiente para impedir el descenso espontáneo de la carga bajo la acción de la gravedad, garantizando la estabilidad estática del sistema.

De esta manera nos aseguramos de que el tornillo escogido TR 22x5 (Figura 3-8), queda perfecto para nuestro sistema de elevación funcionando de forma óptima incluso desde el escenario menos favorables para la estructura y el sistema de tijera.



Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/rs-pro/husillo-rs-pro-ø-de-eje-22-mm-x-1000-mm-paso-de-5/8625294>

Figura 3.8 Husillo roscado RS PRO, Ø de eje 22mm x 1000mm, paso de rosca 5mm

En la figura 3-9 se puede apreciar las especificaciones técnicas que el proveedor nos entrega del husillo que se comprara con la longitud de 1000 mm esto con el propósito de modificar ya que se debe pasar por un torno para dejar lisa las puntas con el objetivo de poder colocarlas en los soportes de los rodamientos además de mecanizar un hexágono de 14mm para poder insertarle un dado punta hexagonal de 14mm, cuadrado ½” esto con el propósito de poder girar el tornillo trapezoidal sin agregar más longitud a la estructura.

Especificaciones	
Brand	RS Pro
Diámetro del Eje	22mm
Tipo de Producto	Lead Screw
Longitud del Eje	1000mm
Tipo Sub	Trapezoidal
Recorrido por revolución de eje	5mm
Material	Acero al carbono C45 1.0503, Acero inoxidable 316
Certificaciones y estándares	No
País de Origen	Italy

Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/rs-pro/husillo-rs-pro-ø-de-eje-22-mm-x-1000-mm-paso-de-5/8625294>

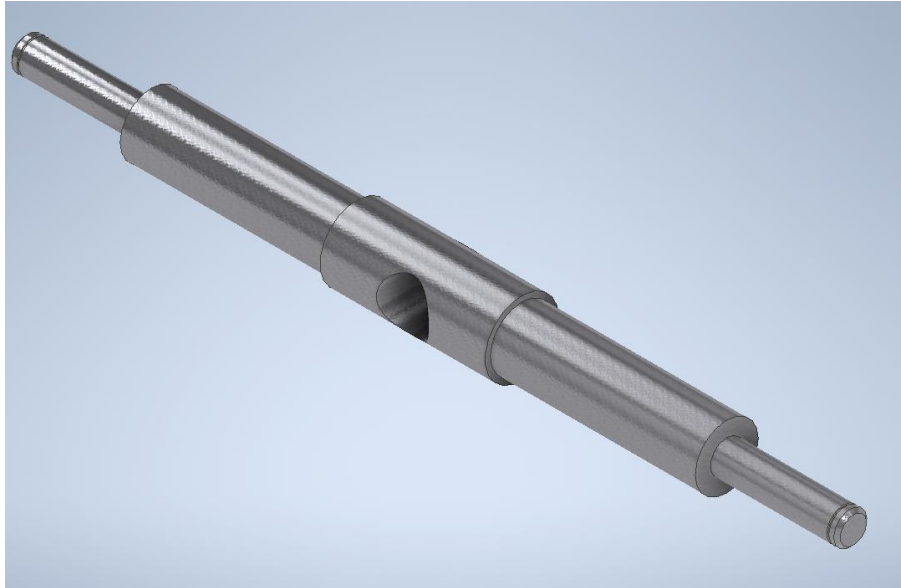
Figura 3.9 Especificaciones del tornillo trapezoidal

3.3.3.2. Diseño del eje móvil superior

El eje superior (Nodo B) como se muestra en la figura 3-5 actúa como un elemento de transmisión de carga entre la estructura de la base superior y el mecanismo en si de

elevación. Debido a la configuración del sistema, este componente se comporta como una viga circular apoyada, sometida a una carga puntual central generada por la fuerza del husillo.

Para dividir la concentración de esfuerzos producida por el agujero pasante en el centro del eje que se necesita para el tornillo trapezoidal, se optó por un diseño de geometría escalonada. Esta configuración permite reforzar la sección central mientras se mantienen diámetros estándar en los extremos para el alojamiento de rodamientos de esta forma se ahorra horas en el torno dando como efecto que sea más barato como se muestra en la Figura 3-10.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.10 Modelo tridimensional del eje móvil

- Material: Acero SAE 4140 con dureza 30-34 HRC según la tabla de ingeniería como la de Budynas y Nisbett, (2012, p. 1006, Tabla A-21). Indica que para esa dureza el límite de fluencia real suele estar entre los 850 y 900 MPa sin embargo usaremos 800 MPa
- Primer diámetro central: 44.45mm
- Segundo diámetro escalonado: 38.1 mm
- Tercer diámetro extremo: 20mm

Se busca el material dentro de tiendas nacionales para facilitar su compra y el precio de esta manera se logra dar con el material y con las medidas como se muestra en la figura 3-11

Barra Acero Aleado
AISI / SAE 4140

■ Características

Acero de baja aleación al Cromo Molibdeno. Se suministra con o sin tratamiento de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en forma general en la fabricación de piezas de medianas dimensiones que requieren alta resistencia mecánica y tenacidad. Buena resistencia a la torsión y fatiga. Buena maquinabilidad y baja soldabilidad.

■ Aplicación

Es utilizado en piezas de medianas dimensiones que exigen elevada dureza, resistencia mecánica y tenacidad, tales como: ejes, pasadores, cigüeñales, barras de torsión, engranajes de baja velocidad, tuercas y pernos sometidos a grandes esfuerzos, árboles de transmisión, émbolos, bielas y rotores.



Fuente: <https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-4140-c-9.html>

Figura 3.11 Ficha de especificación técnica del material 4041

El análisis de resistencia se realizó verificando la tensión máxima bajo el criterio de Energía de Distorsión (Von Mises), aplicable a materiales dúctiles sometidos a cargas combinadas Budynas y Nisbett. (2012, pp. 994-995). Considerando una distancia efectiva transversal entre los alojamientos de los brazos de $L = 386.5\text{ mm}$, se genera un momento flector máximo en la sección central de:

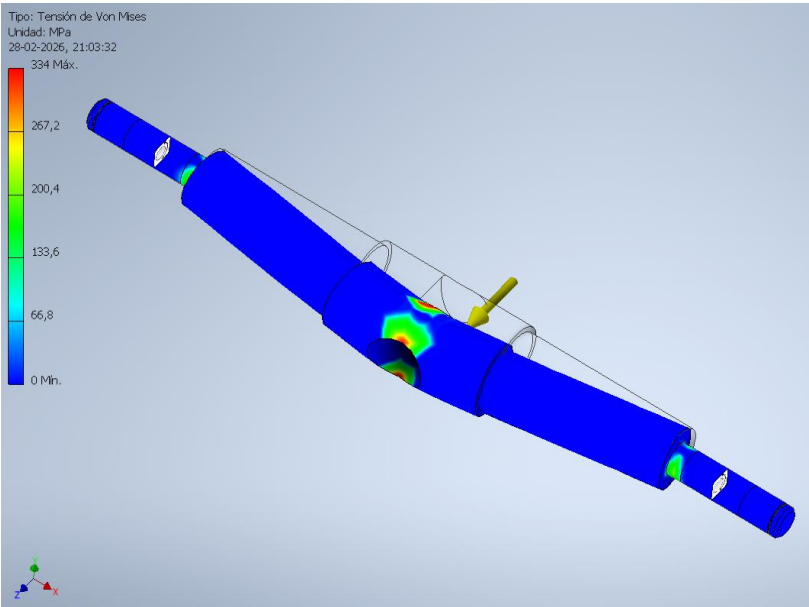
$$M_{max} = \frac{P * L}{4} = \frac{5.711 * 386.5}{4} = 551,8\text{ N} * mm$$

Para evaluar la tensión en la sección crítica de diámetro 44.45 mm, la cual se encuentra con una perforación transversalmente de 31.75 mm, la teoría clásica exige la aplicación de un factor de concentración de esfuerzos teóricos K_t . Sin embargo, la alta relación geométrica de la perforación $d/D = 0.71$ excede los límites numéricos tabulados en los libros de diseño de ejes Budynas y Nisbett. (2012, pp. 995, Figura A-15-16).

3.3.3.3. Validación por elementos finitos (CAE) para el eje móvil

Tal como se ilustra en la Figura 3-12, la simulación confirma que las zonas de mayor estrés se concentran exclusivamente en el borde interior del agujero pasante.

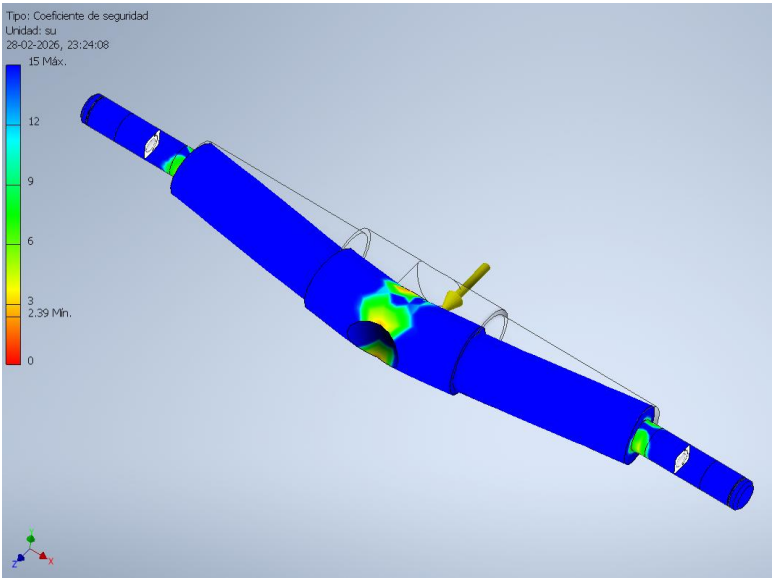
La simulación computacional arrojó una tensión máxima de 354 MPa Al utilizar un acero en estado bonificado ($S_y = 800\text{ MPa}$), el comportamiento estructural del eje no se ve comprometido por la fuerza que se aplica en el centro del eje escalonado



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.12 Mapa de Tensión de Von Mises en el Eje Móvil.

Como se puede observar en la figura 3-13 la simulación nos arroja un valor de 2.25 como factor de seguridad el cual cumple con nuestro criterio que impusimos al comienzo del capítulo lo que nos da seguridad para el buen funcionamiento del eje móvil



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.13 Mapa de Factor de Seguridad en el Eje Móvil.

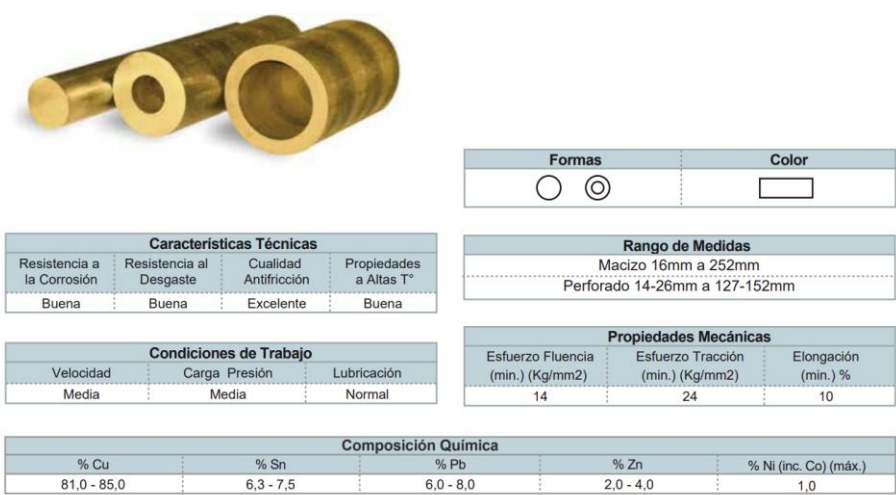
3.3.3.4. Diseño de los bujes de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera.

La fuerza radial resultante es representada como F_r . Con la tijera en su ángulo más crítico (17°), el eje móvil superior empuja contra los brazos. La carga vertical total es de 146

N la cual esta distribuida en 4 brazos lo que da un total de 36.5 por brazo o por nodo y la carga horizontal máxima del husillo es 5711 N la cual esta distribuida en los 2 brazos del eje superior dando un total de 2855.5 N por brazo. La fuerza resultante que en este caso vendría a ser la hipotenusa la cual aplasta al buje de 20 mm es:

$$F_r = \sqrt{36.5^2 + 2855.5^2} = 2855.7 \text{ N}$$

Los bujes montados en los extremos del eje móvil permiten el pivoteo de los brazos del mecanismo de tijera. Para garantizar una operación suave y evitar la fluencia del material bajo carga máxima, se fabricarán en bronce, material seleccionado como se muestra en la figura 3-14 donde se logra apreciar sus propiedades mecánicas como su límite de fluencia ($S_y = 137.3 \text{ MPa}$) y sus dimensiones finales son: diámetro interior 20 mm, diámetro exterior 30 mm y longitud 51.3 mm. El análisis se dividió en tres criterios fundamentales de diseño de cojinetes de contacto deslizante Budynas y Nisbett. (2012)



Fuente: <https://oteroindustrial.cl/media/fichas/COLADA-CONTINUA-SAE-660.pdf>

Figura 3.14 Ficha de especificación técnica del material bronce SAE 660

- Presión de apoyo: Para evitar el aplastamiento del buje de bronce y la ruptura de la película de lubricación, se calculó el esfuerzo de apoyo (σ_b) generado por la fuerza resultante en el ángulo más crítico esto equivale a los 17° sin embargo ya calculamos nuestra fuerza resultante la cual nos había arrojado un valor de 2855.7 N. Según la ecuación de área proyectada Budynas y Nisbett. (2012, pp. 90-91)

$$\sigma_b = \frac{F_r}{d * l} = \frac{2855.7}{20 * 51.3} = 2.8 \text{ MPa}$$

Este valor se encuentra muy por debajo de la presión admisible típica para este tipo de bujes de bronce a baja velocidad lo más común son los valores de entre 10 y 15 MPa

- Límite de desgaste y temperatura (factor PV): En bujes de fricción con lubricación normal, el producto de la presión (P) y la velocidad tangencial (V) determina el calor generado y la tasa de desgaste límite. Dado que el mecanismo de

tijera opera a velocidades angulares extremadamente bajas, la velocidad tangencial en la superficie del pasador es de 0.001 m/s que es prácticamente nula.

$$PV = 2.78 \text{ MPa} * 0.001 \text{ m/s} = 0.00278 \text{ MPa} * \text{m/s}$$

El resultado nos deja confirmado que las condiciones de trabajo propuestas (carga media, velocidad normal) no generarán sobrecalentamiento del buje y del sistema en.

- Verificación Estructural del Espesor de Pared: El buje posee un espesor de pared de 5 mm. Para descartar el posible agrietamiento longitudinal por la presión interna transmitida por el eje, se modeló el componente a través de la teoría de cilindros de pared gruesa Budynas y Nisbett. (2012, p. 110, Ec. 3-50). El esfuerzo tangencial máximo en la pared interna se obtiene mediante:

$$\sigma_t = \sigma_b \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) = 2.78 * \left(\frac{15^2 + 10^2}{15^2 - 10^2} \right) = 2.78 * \left(\frac{325}{125} \right) = 7.23 \text{ MPa}$$

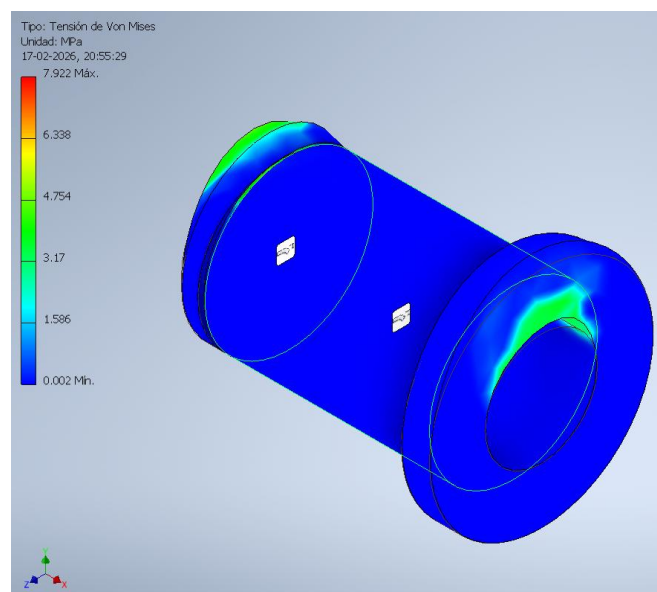
Al comparar este esfuerzo de tensión circunferencial con el límite de fluencia del bronce escogido, se obtiene un factor de seguridad:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_t} = \frac{137.3}{7.23} = 18.9$$

Podemos dar como conclusión que los bujes de bronce los cuales diseñados están sobredimensionados con un amplio margen de seguridad

3.3.3.5. validación por elementos finitos (CAE) para el buje de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera

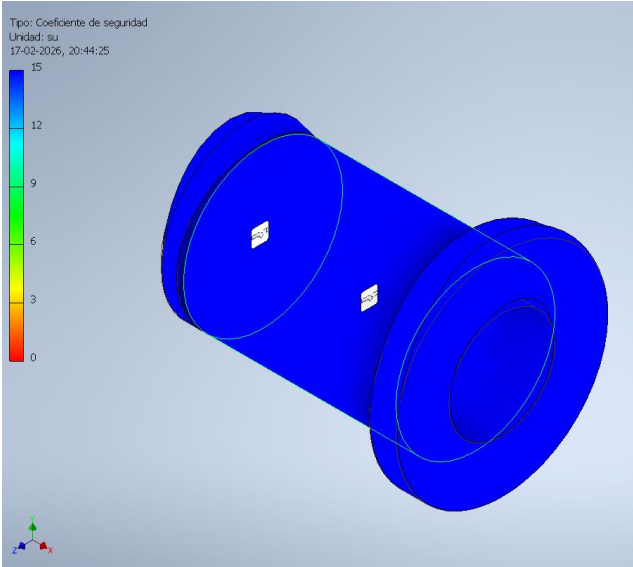
Para corroborar el comportamiento del buje bajo la carga radial máxima que vendría siendo los 2855.7 N, se procedió a aislar el componente y evaluarlo mediante simulación FEA en Autodesk Inventor.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.15 Mapa de Tensión de Von Mises en el buje de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera.

El análisis arrojó un esfuerzo máximo de Von Mises de 7.92 MPa, concentrado en la pared interna sometida a compresión el valor numérico se aleja de nuestro resultado teórico (7.23) por algunas décimas lo cual nos indica que estamos seguros en cuanto al grosor de la pared de 5 mm



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.16 Mapa de Factor de Seguridad en el buje de fricción con tope para los brazos del sistema de tijera

el software confirma un factor de seguridad mayor a 15 lo que nos dice que el buje esta sobredimensionado positivamente y confirma con nuestro calculo teórico.

3.3.3.6. Selección de rodamiento

Como el rodamiento del nodo B opera a velocidades de rotaciones bajas que son casi nulas, pero bajo cargas elevadas. Por lo tanto, el criterio de selección no es la vida útil a la fatiga, sino la capacidad de carga estática

Segun Budynas y Nisbett. (2012, pp. 550-566), la capacidad estática se define como la carga que provoca una deformación permanente del total del elemento rodante y la pista de 0.0001 veces el diámetro del elemento. Para aplicaciones de movimiento lento u oscilatorio, se debe cumplir que la capacidad del rodamiento supere la carga máxima aplicada con un factor de seguridad.

$$C_{o_{req}} = R_B * n_d$$

Donde la n_d será el factor de seguridad de componentes móviles que ya habíamos limitado el valor a 1.5

$$C_{o_{req}} = 2986 * 1.5 = 4452$$

Por lo cual llegamos al siguiente rodamiento que se muestra en figura 3-17 para su compra



Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/rs-pro/6304-2rs/c3/rodamiento-de-bolas-6304-2rs/c3-rs-pro-de-acero-1-filas-ø-int-20-mm-diamint-ø/1883306?backToResults=1>

Figura 3.17 Rodamiento

Las especificaciones que se visualizan en la figura 3.18 donde se muestra los datos técnicos del rodamiento para su verificación

Brand	RS Pro
Tipo de Producto	Rodamiento de bolas
Diámetro Interior	20 mm
Diámetro exterior	52 mm
Anchura del anillo	15mm
Material de la jaula	Steel
Material del Anillo	Steel
Material de Bola	Steel
Tipo de extremo	Sealed
Número de Filas	1
Desviación interna	C3
Capacidad de carga estática básica	7.8kN
Valor Nominal de Carga Dinámico	16.8kN
Tipo de calibre	Parallel
Certificaciones y estándares	No
Series	3 Medium
Velocidad límite	9500rpm
Tipo de anillo	Plain
Tipo de Cojinete	Una hilera de bolas de ranura profunda
País de Origen	China

Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/rs-pro/6304-2rs/c3/rodamiento-de-bolas-6304-2rs/c3-rs-pro-de-acero-1-filas-ø-int-20-mm-diamint-ø/1883306?backToResults=1>

Figura 3.18 Ficha técnica de rodamiento

3.3.3.7. Diseño de pasador macizo central

El pivote central del mecanismo (Nodo E) es la unión principal para formar la X del sistema de elevación. Para este elemento crítico se diseñó un pasador macizo del mismo material de la figura 3-14 este diseño está constituido por un diámetro de 40 mm el cual tiene una longitud de 5 mm donde se reduce a un diámetro de 30 mm donde pasa las secciones de 40 mm de los brazos además de dejar un espacio de 5.1 mm el cual está destinado para una golilla de esta forma al momento de ensamblar los brazos estos no chocaran entre ellos y por último se considera un espacio al final del pasador para los seguros segers de esta forma el pasador no podrá salirse de su lugar.

Al estar sometido a la carga máxima del nodo central ($F_E = 2975.6 \text{ N}$), el pasador macizo se evaluó bajo los criterios de fluencia por corte y aplastamiento Budynas y Nisbett. (2012).

- Esfuerzo Cortante Directo (Cizalladura): La situación más crítica del pasador ocurre en la sección transversal que está ubicada entre los dos brazos, donde las fuerzas opuestas intentan seccionar el pasador. El esfuerzo cortante directo denominado como t se calcula sobre el área transversal maciza (A):

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * (30)^2}{4} = 706.86 \text{ mm}^2$$
$$t = \frac{F_E}{A} = \frac{2975.6}{706.86} = 4.21 \text{ MPa}$$

Para evaluar la seguridad, se determina el límite de fluencia al corte del bronce (S_{sy}) aplicando la teoría de la Energía de Distorsión de Von Mises Budynas y Nisbett (2012, p. 216, Ec 5-21). Donde $S_{sy} \approx 0.577 * S_y$:

$$S_{sy} = 0.577 * 137.3 = 79.22 \text{ MPa}$$

El Factor de Seguridad contra el corte de la unión es:

$$FS_{corte} = \frac{S_{sy}}{t} = \frac{79.22}{4.21} = 18.8$$

Este margen asegura que el pasador de 30 mm es inmune al cizallamiento bajo las cargas de operación del equipo además de estar sobredimensionado positivamente.

- Presión de Apoyo (Aplastamiento del Pasador)

Para evitar que la fuerza transmitida por los brazos de acero deforme plásticamente la superficie cilíndrica del pasador de bronce, se verifica el esfuerzo de contacto denominado como σ_b . Dado que cada brazo de la tijera tiene una medida de 60x40x3 mm el contacto de será de su largo de 40 mm por lo que el área proyectada de apoyo es:

$$\sigma_b = \frac{F_E}{d * L} = \frac{2975.6}{30 * 40} = \frac{2975.6}{1200} = 2.48 \text{ MPa}$$

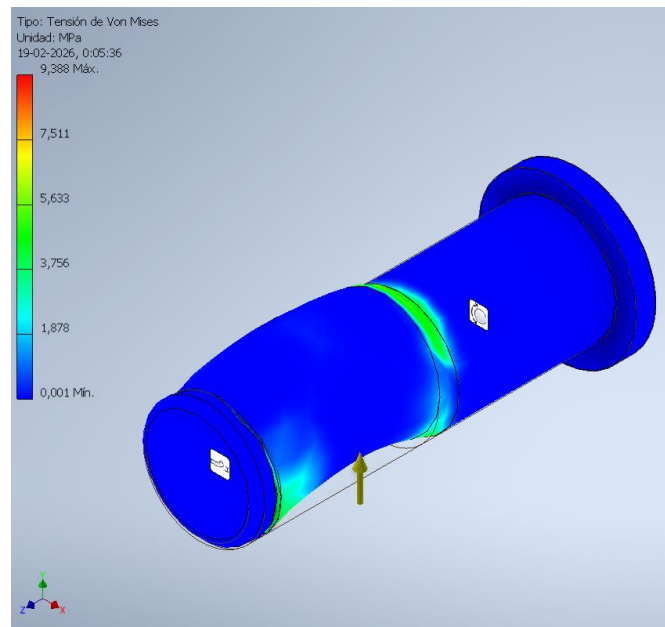
Comparando esta presión con el límite de fluencia a la compresión del material (137.3 MPa), se obtiene un Factor de Seguridad al aplastamiento de:

$$FS_{apoyo} = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{137.3}{2.48} = 55.3$$

Lo que nos indica nuevamente de que el pasador esta sobredimensionado positivamente y que aguantara sin ningún rasguño.

3.3.3.8. validación por elementos finitos (CAE) para el pasador macizo central

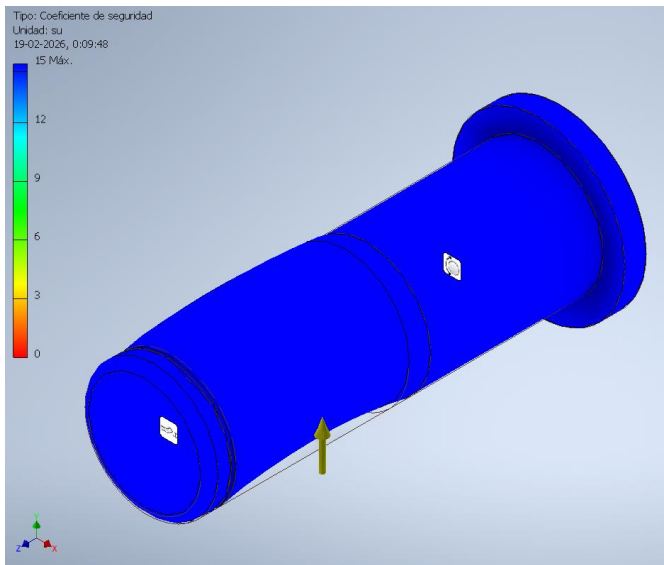
Los resultados indican que el esfuerzo máximo de Von Mises alcanza un valor de 9.388 MPa. Como se muestra en la figura 3-19 la concentración de tensiones no se ubica en la zona de aplastamiento superficial, sino que se localiza exactamente en la sección del espaciador central.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.19 Mapa de Tensión de Von Mises en el Pasador Macizo Central

Como se muestra en la figura 3-20 nos arroja un factor de seguridad de mayor 15 este margen tan alto de diseño nos indica que el pasador central se encuentra sometido a cargas de trabajo extremadamente bajas para su capacidad geométrica y material. En consecuencia, se descarta por completo el riesgo de fluencia por corte o aplastamiento.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.20 Mapa de Factor de Seguridad en el Pasador Macizo Central

3.3.3.9. Diseño de eje fijo

El Nodo C que está 3-5 en la figura actúa como un eje fijo que atraviesa todo el marco metálico inferior del sistema, transfiriendo la totalidad de la carga de reacción hacia el chasis base. Este componente se modela como una viga sometida a cargas transversales producidas por las reacciones transmitidas por los brazos de la tijera casi igual que la Figura 3-10 donde el momento flector es máximo en cuanto a la geometría se detalla a continuación

- diámetro central con un valor de 38,1 mm
- diámetro de los extremos 20 mm

El esfuerzo normal nominal debido a flexión en el eje se determina utilizando la fórmula de secciones circulares, según Beer et al. (2010):

$$\sigma_{nom} = \frac{M * c}{I}$$

En donde el momento flector máximo se representa con una M también está la distancia desde el eje neutro hasta la fibra extrema de la sección y por último el momento de inercia de la sección transversal circular. Según Beer et al. (2010), la deflexión de un eje es inversamente proporcional a su momento de inercia.

$$I = \frac{\pi * (d)^4}{64}$$

Y la distancia a lla fibra extrema corresponde a:

$$c = \frac{d}{2}$$

Al llegar a sustituir las relaciones en la ecuación general del esfuerzo por flexión, se logra obtener una forma mucho mas simplificada

$$\sigma_{nom} = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

Considerando el momento flector máximo y el diametro de la sección critica del eje se llogra obtener un valor aproximado

$$\sigma_{nom} = 27.1 MPa$$

Utilizando las gráficas de Budynas & Nisbett (2012) (Shigley, Tabla A-15-9) para la flexión en los ejes redondos se obtiene una relación de diámetro $38,1 / 20 = 1,90$. Sin embargo buscando en la tala de Shigley los valores que se muestra arrojan un factor de seguridad de esfuerzos teórico de aproximadamente 1.85 por lo cual al multiplicar el $K_t * \sigma_{nom}$ obtenemos un esfuerzo máximo de 51,49 MPa.

3.3.3.10. Validación por elemento por elementos finitos (CAE) para el eje fijo

La simulación computacional arrojó una tensión máxima de 82.7 MPa en la zona libre entre la cara interior de los brazos como se muestra en la figura 3.21, como no supera el límite de fluencia del material nos asegura de que el eje no fallara por flexión.

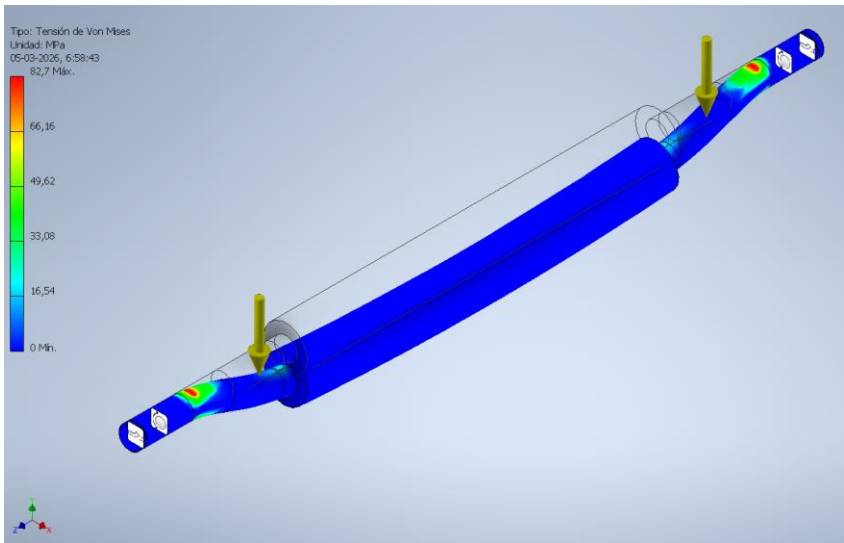


Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.21 Mapa de Tensión de Von Mises en el Eje Fijo

Como se muestra en la figura 3-2 nos arroja un factor de seguridad de 9.67 lo que nos dice que el material estaría aguantando sobrado por lo cual también estaría sobredimensionado por parte de las propiedades del material lo que nos permitiría buscar un material mucho más barato

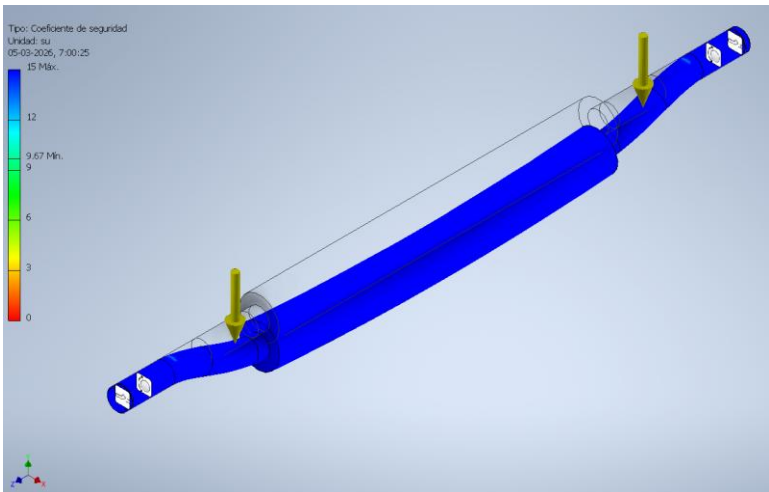


Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.22 Mapa de Factor de Seguridad en el Eje Fijo

3.3.4. Selección de componentes mecánicos estándar

Para garantizar el funcionamiento optimo del sistema, la selección de componentes comerciales es fundamental para los criterios de falla estática y presión de contacto definidos en los libros de diseño mecánico.

3.3.5. Dimensionamiento Mecánico de componentes estructurales

Para los componentes que constituyen la estructura exterior e interna del sistema de tijera, así como su facilidad para el traslado se usara métodos de cálculos teóricos respaldados por libros de mecánica y de igual forma como se hico en la sección anterior de dimensionamiento mecánico de componentes críticos se utilizara el método de elementos finitos (CAE) para su última comprobación

3.3.5.1. Brazos del sistema de tijera

Los brazos son una pieza principal del mecanismo de tijera ya que constituyen el sistema de elevación de la mesa elevadora estos están sometidos a esfuerzos combinados de flexión y compresión axial. Para su fabricación se seleccionó un perfil rectangular hueco de 60x40x3 mm en acero estructural A36 como se muestra en la figura 3-22, el cual posee un límite de fluencia garantizado de 250 MPa. En cuanto al diseño del brazo se hará con una longitud total de 610 mm, con perforaciones pasantes a una distancia entre centros de 280 mm. En los agujeros de los extremos se alojan bujes de presión, mientras que el agujero central el cual cuenta con un diámetro de 30 mm se alojara el pasador central además de que se usara el mismo diámetro para los agujeros de los extremos.

Dimensiones nominales			Peso teórico	SAP
A	B	Espesor e		
mm	mm	mm	Kg/m	
25	15	1,5	0,83	34000097
30	20	1	0,73	34000098
30	20	1,5	1,06	34000099
30	20	2	1,36	34000100
40	20	1,5	1,3	34000102
40	20	2	1,68	34000103
40	30	1,5	1,53	34000104
40	30	2	1,99	34000105
50	20	1,5	1,53	34000106
50	20	2	1,99	34000107
50	30	1,5	1,77	34000108
50	30	2	2,31	34000109
50	30	3	3,3	34000110
60	40	2	2,93	34000111
60	40	3	4,25	34000112
70	30	2	2,93	34000113
70	30	3	4,25	34000114

Fuente; <https://www.cintac.cl/wp-content/uploads/2020/09/catalogo-general-v2020-LW.pdf>

Figura 3.23 Dimensiones para Perfiles Rectangulares ASTM A36

El punto más crítico del brazo ocurre en el Nodo E el cual corresponde al centro del brazo. En esta ubicación existe dos factores de riesgo el primero es el momento flector máximo del sistema y el segundo la reducción de la sección transversal debido a la

perforación de 30 mm. Según la teoría de concentración de tensiones, el esfuerzo nominal que rige la falla de la pieza debe evaluarse rigurosamente sobre el área donde existe la mínima resistencia o la sección neta Budynas y Nisbett. (2012, pp. 1077-110, Sec. 3-13). Para el cálculo teórico, se debe determinar el momento de inercia neto denominado como I_{neto} y el módulo de sección neto denominado como S_{neto} a esto se le debe restar el vacío generado por el agujero en las almas verticales Budynas y Nisbett. (2012, p. 1000, A-18).

Aprovechando que el software inventor nos puede calcular la inercia neta automáticamente de esta forma nos aseguramos con números más realistas nos da un valor de

$$240,288.3 \text{ mm}^4$$

Tomando en cuenta la distancia a la fibra exterior $c = 30 \text{ mm}$, el módulo de sección resistente neto nos da un valor de:

$$S_{neto} = \frac{I_{neto}}{c} = \frac{240,288.3}{30} = 8,009.6 \text{ mm}^3$$

Debido a la presencia de fuerzas externas aplicadas en más de dos puntos del elemento, el brazo no se comporta como un miembro de dos fuerzas. En consecuencia, desarrolla esfuerzos de carga axial y flexión Beer et al. (2010, p. 286, Cap. 6).

Momento flector y esfuerzo nominal: De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre para el ángulo más desfavorable de la tijera (17°), las fuerzas horizontales y verticales en los apoyos generan una componente de fuerza cortante transversal (V) sobre el brazo. Utilizando la reacción máxima que se calculó en los nodos de aproximadamente 1670 N perpendiculares al perfil, el momento flector máximo en el centro ósea el brazo de palanca de 280 mm es:

$$M_{max} = V * d = 1670 * 280 = 467,600 \text{ N} * \text{mm}$$

El esfuerzo de flexión nominal en la superficie del perfil se calcula como:

$$\sigma_{nom} = \frac{M_{max}}{S_{neto}} = \frac{467,600}{8,009.6} = 58.38 \text{ MPa}$$

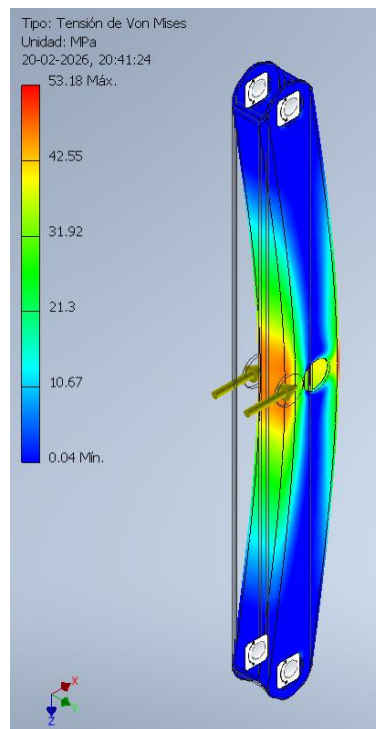
Concentración de Tensiones: Si a este valor se le aplicara el factor de concentración de esfuerzos puramente teórico para una placa plana perforada el cual es aproximadamente de 2.0 (Grant Budynas & Keith Nisbett, 2012, págs. 990, Figura A-15-2; Horngren, Datar, & Rajan, 2012), el esfuerzo máximo proyectado rondaría los 116,76 MPa esto es con el objetivo de que el cálculo manual que se hace es una aproximación conservadora esto quiere decir el peor escenario posible por lo cual si calculamos el factor de seguridad

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{250}{116,76} = 2.1$$

Este factor de seguridad nos dice que el perfil estaría aguantando sin ningún problema logrando un factor de seguridad ideal y un poco mayor.

3.3.5.2. Validación por elementos finitos (CAE) para el brazo del sistema de tijera

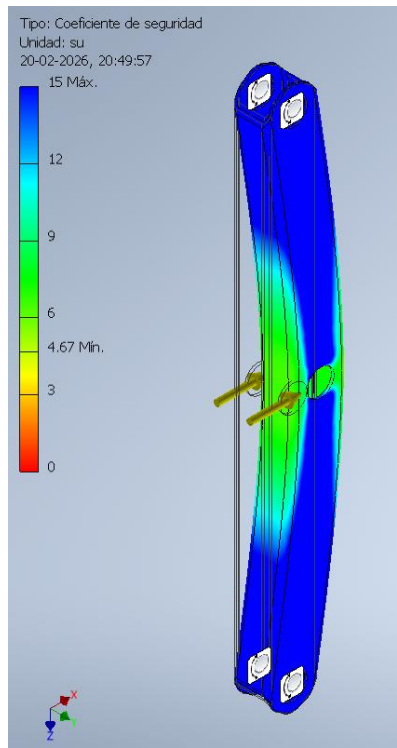
La simulación arrojó un estrés máximo de 53.18 MPa localizado en el centro del perfil justo donde se aloja en agujero central además nos podemos dar cuenta que el valor de esfuerzo flexión nominal se acerca más con el valor computacional del software inventor y esto es porque el modelo no está capturando correctamente la concentración de esfuerzos del agujero. el software promedia la tensión y muestra básicamente el esfuerzo nominal de flexión y no el pico local



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.24 Mapa de Tensión de Von Mises en el Brazo Del Sistema De Tijera

El software nos confirma que no está tomando la concentración de esfuerzos en los agujeros centrales ya que si tomamos los 53.18 y lo dividimos a los 250 MPa nos da un valor aproximado de 4.7 y por lo que nos indica la figura 3.25 nos arroja un valor de 4.6 diciéndonos que el perfil esta sobredimensionado.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.25 Mapa de Factor de Seguridad en el Brazo Del Sistema De Tijera

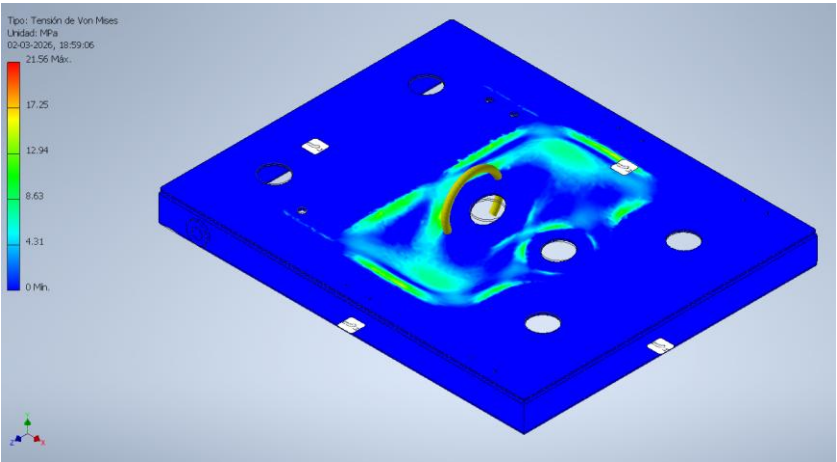
3.3.5.3. Mesa de trabajo

Para que la estructura cumpla adecuadamente su función, es necesario verificar que la placa metálica instalada en la base superior destinada a soportar el equipo Skidmore y sus accesorios cumpla con las especificaciones requeridas. Esto se debe a que, durante la operación del equipo, el torque aplicado al tornillo generará fuerzas que se transmitirán directamente a la estructura

3.3.5.4. Validación por elementos finitos (CAE) para mesa de trabajo

Según Shigley (*Cap. 4*), en estructuras de medición y calibración, el factor limitante es la deflexión elástica y no la rotura. Una deformación excesiva en la base del equipo Skidmore introduciría errores angulares inaceptables en la lectura del torque.

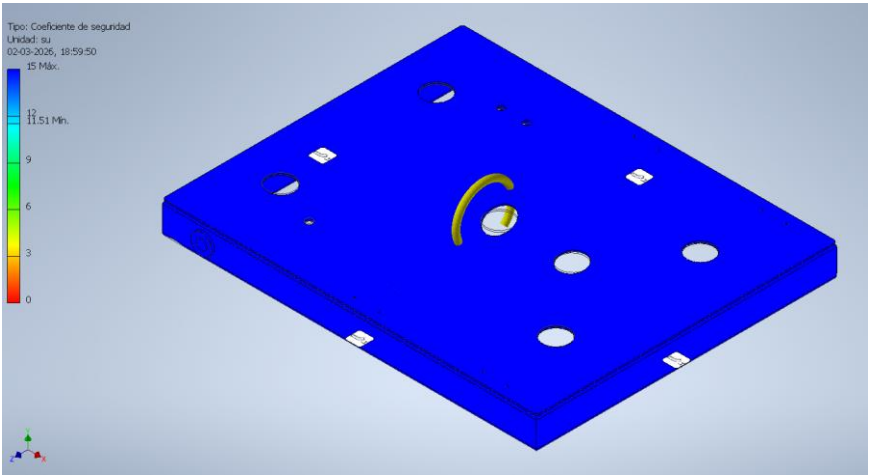
Se sometió la estructura al par máximo de servicio ($T = 13,550 \text{ N}\cdot\text{m}$). El objetivo no es solo verificar que la pieza no falle, sino asegurar que su geometría permanezca estable.



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.26 Mapa de Tensión de Von Mises en la mesa de trabajo

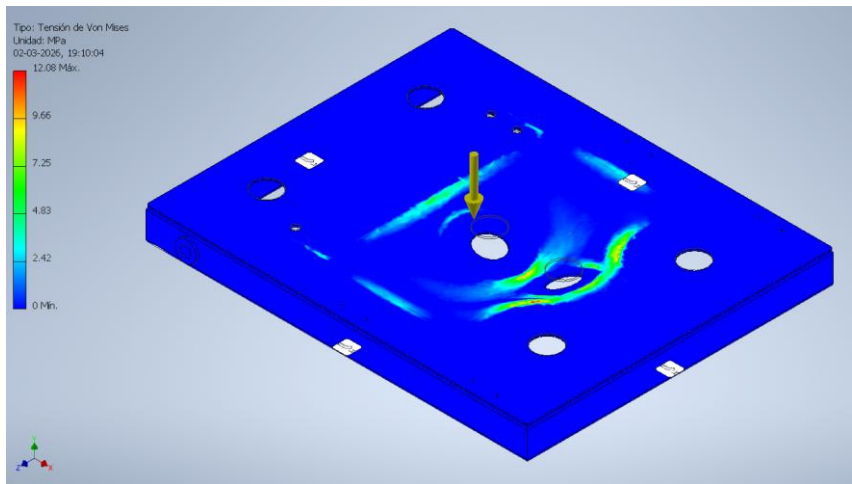
Nos muestra la simulación como resultado un valor de 21.56 este valor es insignificante desde el punto de vista de la resistencia de materiales ya que está por debajo del límite elástico del acero estructural (250 MPa)



Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.27 Mapa de Factor de Seguridad en la mesa de trabajo

Como consecuencia de los bajos niveles de tensión, el mapa de Factor de Seguridad muestra arroja un valor de 11.51 lo que se traduce a que la placa es robusta lo que nos sirve para garantizar una planitud absoluta y absorber el par reactivo



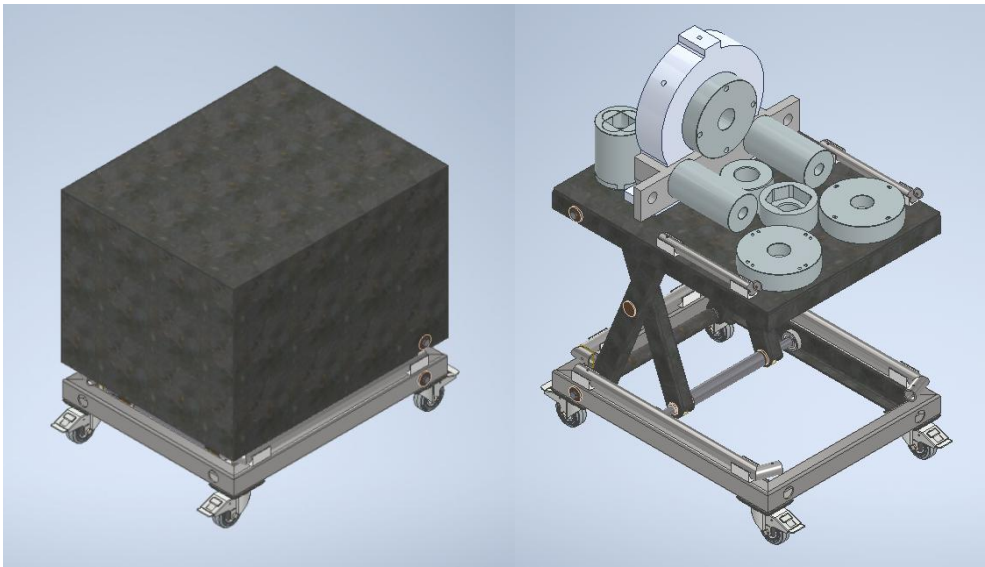
Fuente: Imagen obtenida desde el software inventor

Figura 3.28 Mapa de Tensión de Von Mises en la mesa de trabajo

Para asegurarnos de que aguanta también el peso del equipo y sus accesorios sometimos a la base superior a un análisis estático el que reporta una tensión máxima de 12.08 MPa en la zona central de la placa. Este valor es extremadamente bajo comparado con la capacidad del material el que tiene un límite de fluencia de 250 MPa para el acero a36. Esto indica que, en condiciones de reposo o transporte del equipo, la estructura trabaja prácticamente descargada.

3.4. Modelo Tridimensional

Se presenta el modelo tridimensional en 3 vistas la primera en el formato operacional en terreno, la segunda en formato de transporte en la camioneta y en la tercera vista en formato de transporte en la camioneta, pero con la tapa cabe de recalcar que el modelo esta hecho por el software Autodesk Inventor.



Fuente: Imagen Obtenida Desde el Software Inventor

Figura 3.29 Modelo Tridimensional en Vista Isométrica

3.5. Presupuesto y Análisis de Costos de Fabricación

Una vez validados los componentes estructurales y mecánicos del carro elevador se procede a la validación económica del proyecto. A continuación, en la Tabla 3-1, se detalla el presupuesto de los materiales e insumos comerciales estandarizados necesarios para la construcción del equipo, optimizando el uso de perfiles estructurales y aceros aleados.

Tabla 3-1 Costo monetario de cada pieza

Ítem	Descripción	Cant.	Unidad	Costo Unitario (CLP)	Costo Total (CLP)	Valor en UF
1	Perfil Rectangular 60x40x2 mm (Acero A36)	1	Tira (6m)	\$23.490	\$23.490	0,59
2	Perfil Rectangular 60x40x3 mm (Acero A36)	1	Tira (6m)	\$33.990	\$33.990	0,85
3	Plancha de Acero A36 (Espesor 3 mm)	1	Plancha	\$69.290	\$69.290	1,74
4	Eje de Acero SAE 4140	1	Metro	\$40.000	\$40.000	1,00
5	Husillo Trapezoidal Tr 22x5 (Acero)	1	Unidad	\$89.758	\$89.758	2,25
6	Bronce SAE 660 Colada Continua (Bujes y pasador)	1	Metro	\$350.540	\$350.540	8,80
7	Cañerías de Acero ASTM A36 Sch 40 (1" y 7/8")	1	Conjunto	\$39.490	\$39.490	0,99
8	Ruedas giratorias con freno (Cap. 120 kg)	4	Unidad	\$16.990	\$67.960	1,71
9	Rodamientos de Deslizamiento (Patines)	4	Unidad	\$10.777	\$43.108	1,08
10	Seguros Seeger Exterior DIN 471 (30 mm)	10	Unidad	\$360	\$3.600	0,09
11	Seguros Seeger Exterior DIN 471 INOX (20 mm)	8	Unidad	\$590	\$4.720	0,12
12	Fijaciones (Pernos, pasador de bola rápida)	1	Global	\$23.800	\$23.800	0,60

13	Consumibles de taller (Soldadura, discos, pintura)	1	Global	\$45.000	\$45.000	1,13
Total	Subtotal Materiales				\$834.746	20,97

Fuente: Elaboración propia.

Los valores que están asignados a cada proceso en la tabla 3-2 corresponden a estimaciones de costos directos e indirectos de Fabricación aplicados al modelo de un taller metalmecánico operando en la Región de Valparaíso. La Tarifa Horaria Comercial (C_h) se basó en los modelos de contabilidad de costos industriales y asignación gerencial (Horngren et al., 2012) para cada estación de trabajo se estructuró matemáticamente mediante la siguiente ecuación de costos operativos:

$$C_h = C_{mo} + C_{dep} + C_{cif} + U$$

Donde la tasa de la máquina integra tanto la inversión de capital como los consumibles (Groover, 2007, p. 953, Capítulo 43).

- C_{mo} (Costo de Mano de Obra Directa): Contempla la remuneración del operador especializado como soldador calificado o tornero. Se toma en cuenta la hora efectiva de trabajo, incluyendo las imposiciones y leyes sociales vigentes.
- C_{dep} (Depreciación de Maquinaria): Es la fracción del desgaste de los equipos principales (Torno convencional, Fresadora, Equipo de soldadura mig) calculada mediante el método de depreciación lineal sobre su vida útil proyectada.
- C_{cif} (Costos Indirectos y Gastos Generales): Es el consumo de energía eléctrica industrial, desgaste de herramientas de corte, arriendo proporcional del espacio físico de trabajo y mantenimiento.
- U (Utilidad): Margen de ganancia estandarizado se utiliza un valor conservador el cual representa un 20% para asegurar la rentabilidad del proyecto.

Para poner aprueba este método de costo se usará un proceso de manufactura para poder sacar el costo por hora en CLP para esto se consideró la adquisición de un torno paralelo (Ademaq, s.f.) y la contratación de un operador con 5 años de experiencia con un horario laboral estándar de 176 horas mensuales (44 horas semanales):

3.5.1. Costo por mano de obra

Un tornero o fresador con experiencia en Chile tiene un sueldo bruto mensual que ronda los aproximadamente \$ 1.050.000-1.060.000 ahora si le descontamos las cotizaciones, leyes sociales y seguros le estaría quedando como sueldo liquido aproximadamente \$ 800.000 CLP . Considerando la jornada legal chilena actual (aprox. 176 horas laborales al mes)

$$C_{mo} = \frac{1.060.000}{176\text{ horas}} = 6.022\text{ CLP/hora}$$

3.5.2. Costos de depreciación de maquinaria

El desgaste del equipo se calculó utilizando el método de depreciación lineal con valor residual, estandarizado para la evaluación económica de la maquinaria (Blank & Tarquin, 2012). Se utilizó una vida útil de 15 años, de acuerdo con la tabla de vida util de los bienes físicos del activo inmovilizado (Servicio de Impuestos Internos, 2024), y un valor residual del 20% (1.100.000 CLP). Considerando 2.112 horas operativas anuales.

$$C_{dep} = \frac{5.499.990 - 1.100.000}{15 * 2.112} = 139 \text{ CLP/hora}$$

3.5.3. Costos indirectos de fabricación

En cuanto al consumo eléctrico, el desgaste de herramientas (widia), fluidos de corte y el arriendo proporcional en una maestranza típica, se estima un valor de 5.456 CLP/hora.

3.5.4. Suma del costo operativo real

Lo que le cuesta al dueño del taller encender el torno y poner al trabajador a trabajar durante una hora es:

$$Costo\ operativo = 6.023 + 139 + 5.456 = 11.618 \text{ CLP/hora}$$

3.5.5. Utilidad neta

Para que el negocio sea rentable, se aplica un margen de ganancia para que el taller pueda ganar en este caso un 25% sobre sus costos operativos:

$$U = 11.618 * 0.25 = 2.905 \text{ CLP/hora}$$

3.5.6. Tarifa total

Finalmente se suma el costo más la ganancia, y llegamos al precio final

$$C_h = 11.618 + 2.905 = 14.523 \text{ CLP/hora}$$

El mismo método se aplica para todos los procesos de manufactura que están involucrados para la creación de las piezas como el ensamblaje final de la estructura los cuales se detallan con los precios ya calculados en la tabla 3-2

Tabla 3-2 Costo del proceso de manufactura

Ítem	Proceso de manufactura	Máquina / Herramienta	Tiempo Estimado	Costo por Hora	Costo Total (CLP)	Valor en UF
1	Corte de perfiles estructurales	Tronzadora / Sierra Cinta	1.5 horas	\$11.000	\$16.500	0,41
2	Corte de planchas de acero (3mm)	Cizalla / Corte Plasma	2.0 horas	\$11.000	\$22.000	0,55
3	Plegado de planchas (Perfiles L)	Plegadora / Dobladora	1.5 horas	\$11.000	\$16.500	0,41

4	Mecanizado de revolución	Torno Paralelo	10.0 horas	\$14.523	\$145.230	3,65
5	Mecanizado prismático (Hexágono)	Fresadora Universal	3.0 horas	\$14.500	\$43.500	1,09
6	Cuadratura y punteo de chasis	Mesa de soldeo	4.0 horas	\$13.500	\$54.000	1,36
7	Soldadura de uniones estructurales	Equipo Soldadura MIG	8.0 horas	\$13.500	\$108.000	2,71
8	Limpieza y esmerilado de uniones	Esmeril Angular	3.0 horas	\$11.000	\$33.000	0,83
9	Aplicación de recubrimientos	Compresor y Pistola	3.0 horas	\$11.000	\$33.000	0,83
10	Ensamblaje mecánico y pruebas	Herramientas manuales	4.0 horas	\$11.000	\$44.000	1,11
Total	Subtotal Manufactura		40 horas		\$515.730	12,95

Fuente: Elaboración propia

3.6. Prototipo

Se presenta la imagen del prototipo fisico



Fuente: Imagen obtenida directamente del autor

Figura 3.30 Prototipo físico



Fuente: Imagen obtenida directamente del autor

Figura 3-31 Prototipo físico

4. Conclusión del proyecto

El presente proyecto permitió el diseño, cálculo y validación de un sistema de transporte de esta manera, se cumple el objetivo general de diseñar un sistema que permita el transporte y la elevación segura del equipo Skidmore-Wilhelm, cumpliendo con las normativas de seguridad y ergonomía exigidos por parte del cliente y las faenas mineras. A partir de los resultados obtenidos, se concluye lo siguiente

En cuanto a la validación estructural el uso de las teorías de Shigley y la normativa de resistencia de materiales, se validó que el sistema es capaz de soportar la carga nominal con factores de seguridad superiores a 2.5 en los componentes más críticos, como el husillo de potencia y los ejes que actúan como pivotes fijos. Estos resultados permiten validar el diseño propuesto, cumpliendo con el objetivo específico de dimensionar estructuralmente el sistema para soportar las cargas de operación.

Para la funcionalidad y ergonomía el diseño logra reducir el riesgo de lesiones musculares ya que, según la Guía Técnica de Manejo Manual de Carga, al eliminar la necesidad de levantamiento manual del equipo y permitir una operación casi a la altura del pecho del operario. Asimismo, el diseño desarrollado responde al objetivo de mejorar la manipulación del equipo, reduciendo el esfuerzo físico requerido por el operador durante su transporte y posicionamiento. También se debe tomar en cuenta que el análisis de costo vs. mercado se llega a la conclusión de que, si bien el costo de fabricación de este prototipo es superior al de las mesas elevadoras estándar disponibles en el mercado (como las de Sodimac o Maquintel), esta diferencia se justifica por la especialización del diseño. Las mesas comerciales no están diseñadas para la con las especificaciones directas del cliente, carecen de sistemas de sujeción específicos para el Skidmore y no poseen el ancho de vía de 600 mm necesario para la

estabilidad en el terreno irregular de las faenas. Por lo tanto, el mayor costo inicial se traduce en una mayor vida útil y una reducción drástica en el riesgo de daños al equipo de calibración, cuyo valor es significativamente más alto que el del carro mismo.

5. Recomendaciones

Se recomienda para futuros modelos hacer el cambio en los pasadores macizos de bronce por núcleos de acero ASTM A36 revestidos con camisas delgadas (3 mm) de bronce SAE 660, lo que podría reduciría drásticamente el costo de materiales sin perder capacidad de carga. Asimismo, se sugiere adelgazar los espesores de los perfiles estructurales de las bases (superior e inferior) e incorporar un pasador de seguridad mecánico para el husillo de esta manera en caso de alguna emergencia la base superior no va a lastimar los dedos de los trabajadores.

Finalmente, es fundamental implementar un plan de lubricación. Adicionalmente, es fundamental implementar un plan de lubricación con grasa de bisulfuro de molibdeno para proteger los ejes del polvo abrasivo

6. Bibliografía

Ademaq. (s.f.). *Torno paralelo de 1000 mm CQ6232*. Recuperado de <https://ademaq.cl/product/torno-paralelo-de-1000mm-cq6232/>

Beer, F. P., Johnston, E. R., & Mazurek, D. F. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros: Estática* (9.ª ed.). McGraw-Hill Interamericana.

Biblioteca del Congreso Nacional de Chile. (2016). *Ley N.º 18.290 de tránsito*. Recuperado de <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=1094899&idParte=9735575&idVersion=2016-09-17>

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9.ª ed.). McGraw-Hill Interamericana.

Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna: Materiales, procesos y sistemas*. McGraw-Hill Interamericana.

Horngren, C. T., Datar, S. M., & Rajan, M. V. (2012). *Contabilidad de costos: Un enfoque gerencial*. Pearson Educación.

Panero, J., & Zelnik, M. (1987). *Las dimensiones humanas en los espacios interiores: Estándares antropométricos*. Editorial Gustavo Gili.

Servicio de Impuestos Internos. (2024). *Tabla de vida útil de los bienes físicos del activo inmovilizado*. Recuperado de https://www.sii.cl/pagina/valores/bienes/tabla_vida_enero.htm

Skidmore-Wilhelm Manufacturing Company. (2023). *Manual de operación y mantenimiento modelo K Bolt Tension Calibrator*. Skidmore-Wilhelm Manufacturing Company.

Subsecretaría de Previsión Social. (2018). *Guía técnica para la evaluación y control de riesgos asociados al manejo o manipulación manual de carga*. Gobierno de Chile.

7. Anexos

En este apartado se subirán todos los anexos que contengan una relación con el proyecto.

7.1. Planimetría Técnica

Los planos de conjunto, subconjunto y fabricación se adjuntan en la carpeta digital planos

7.2.Carta Gantt

La figura representa el proceso con los tiempos del desarrollo del proyecto

