



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGAS MÓVIL PARA LA INSTALACIÓN DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO EN AUTOBUSES PARA LA EMPRESA FRIOSTAR PLUS

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

GUARQUILA VEGA LENIN ANDRÉS
lenin.guarquilla@epn.edu.ec

DIRECTOR:
ING. GUACHAMÍN ACERO WILSON IVÁN
wilson.guachamin@epn.edu.ec

Quito, noviembre 2019

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **LENIN ANDRÉS GUARQUILA VEGA**, bajo mi supervisión.

Wilson Iván Guachamín Acero

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **LENIN ANDRÉS GUARQUILA VEGA**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Lenin Andrés Guarquila Vega

DEDICATORIA

Dedico el proyecto a mis padres como muestra de gratitud y admiración, por ser ejemplo de lucha, amor y por formar al hombre en el que me he convertido.

A mis hermanos por su adorable compañía y oportuno consejo que siempre buscó sacar lo mejor de mí.

A mis amigos quienes han dado mucho más que una palabra de aliento, han sido refugio en épocas difíciles y me han recordado constantemente el motivo de mi lucha, que apenas está comenzando.

A Dios, que me dio la dicha de formar parte de sus vidas.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, Segundo y Gladys, por dedicar horas a mi lado durante el proyecto y principalmente por su desmedido e inefable apoyo demostrado durante toda mi vida. Su carácter y amor forman una parte de mí de la que me siento orgulloso.

A mis hermanos, Víctor y Amparo, por cuidarme tanto y brindarme su ingenio para hallar alternativas ante las diversas contrariedades propias de la vida. Su soporte me ha permitido salir victorioso ante duras batallas innumerables ocasiones.

A mis amigos Diego, Guillermo, Alejandra y Nathaly por su hermandad derramada en momentos de júbilo y, aún más importante, durante épocas de aflicción.

A mi tutor, el Ing. Wilson Guachamín, quien sin importar la hora brindó su apoyo y conocimiento de manera desinteresada. Sus reparos acertados permitieron el desarrollo del presente proyecto.

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN.....	i
DECLARACIÓN.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT.....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general	2
Objetivos específicos.....	2
1. MARCO TEÓRICO.....	3
1.1. Tipos de elevadores de cargas móviles	3
1.1.1. Elevadores de tijeras.....	3
1.1.2. Elevadores telescópicos.....	4
1.1.3. Elevadores de una columna.....	5
1.2. Actuadores para elevadores	5
1.2.1. Cilindros hidráulicos	5
1.2.2. Cilindros Neumáticos	6
1.2.3. Tornillos de potencia	7
1.3. Diseño de Elementos Mecánicos.....	7
1.3.1. Mecanismos y estructuras	8
1.3.2. Clases de carga.....	9
1.3.3. Trabajo virtual.....	9
1.3.4. Análisis Estructural.....	10
1.3.5. Diseño mecánico en condiciones estáticas.....	15
1.3.6. Fatiga mecánica	16
2. METODOLOGÍA.....	20
2.1. Requerimientos del elevador móvil.....	21
2.1.1. Voz del usuario y voz del ingeniero	21
2.1.2. Casa de la calidad	22
2.2. Especificaciones técnicas del elevador móvil.....	22
2.3. Análisis Funcional.....	23
2.3.1. Niveles Funcionales del Elevador Móvil	24
2.4. Módulos y Alternativas de diseño	24
2.4.1. Módulo de Sujeción del equipo al elevador.....	25

2.4.2. Módulo del Traslado horizontal	28
2.4.3. Módulo del Traslado vertical	31
2.4.4. Módulo del Sistema de bloqueo.....	34
2.5. Matriz morfológica	36
2.6. Cálculo y selección de componentes.....	38
2.6.1. Dimensionamiento de eslabones.....	38
2.6.2. Análisis Cinemático	41
2.6.3. Análisis Estructural.....	43
2.6.3.1 Cilindro hidráulico.....	44
2.6.3.2 Reacciones sobre nodos de los eslabones	48
2.6.4. Brazos de la tijera.....	54
2.6.4.1 Cargas existentes sobre brazos	54
2.6.4.2 Tubo rectangular	57
2.6.4.3 Diseño estático del elemento crítico	59
2.6.4.4 Diseño a fatiga del elemento crítico.....	60
2.6.4.5 Cálculo del refuerzo para el brazo	63
2.6.5. Pasadores de los brazos.....	65
2.6.5.1 Diseño mecánico del pasador.....	65
2.6.5.2 Esfuerzos de aplastamiento sobre brazo	66
2.6.6. Viga para el cilindro hidráulico	67
2.6.7. Plataforma	70
2.6.8. Freno de emergencia	71
2.7. Elaboración de planos.....	73
2.8. Construcción del elevador.....	73
2.9. Costos.....	77
2.9.1. Costo de materiales	77
2.9.2. Costo de mano de obra.....	78
2.9.3. Costo total del elevador	78
2.10. Protocolo de pruebas	79
2.10.1. Protocolo de uso	79
2.10.2. Protocolo de pruebas	79
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	81
3.1. Resultados.....	81
3.2. Discusión	83
4. CONCLUSIONES.....	84
RECOMENDACIONES	84
Referencias Bibliográficas.....	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Elevador de tijeras doble.....	3
Figura 1.2. Elevador Telescópico móvil en posición replegada y elevada.....	4
Figura 1.3. Elevador de una columna Rexon PL-S2.....	5
Figura 1.4. Cilindro hidráulico y sus principales partes.....	6
Figura 1.5. Partes de un cilindro neumático.....	6
Figura 1.6. Gato elevador con tornillo de potencia.....	7
Figura 1.7. Mecanismos y estructuras.....	8
Figura 1.8. Elemento sometido a tracción	10
Figura 1.9. Alicata cuyo pasador es sometido a corte.....	11
Figura 1.10. Viga sometida a flexión.....	12
Figura 1.11. Varilla sometida a un esfuerzo de torsión.....	12
Figura 1.12. K_t para elemento a tensión con agujero de diámetro d	13
Figura 1.13. Elemento redondo a torsión de diámetro externo D	13
Figura 1.14. Círculo de Mohr bidimensional.....	14
Figura 1.15. Sensibilidad a la muesca q	18
Figura 1.16. Sensibilidad a la muesca q_s	19
Figura 2.1. Metodología para diseño y construcción del elevador.....	20
Figura 2.2. Plataforma tipo canasta	25
Figura 2.3. Brazos extensibles para carga industrial.....	25
Figura 2.4. Correas de sujeción por trinquete.....	25
Figura 2.5. Rueda de poliuretano con núcleo de aluminio.....	28
Figura 2.6. Neumático con núcleo de acero estampado.....	28
Figura 2.7. Rueda de goma con núcleo de hierro fundido.....	29
Figura 2.8. Elevador de tijeras.....	31
Figura 2.9. Elevador telescópico.....	32
Figura 2.10. Elevador de una columna.....	32
Figura 2.11. Perno pasador.....	34
Figura 2.12. Mecanismo de bloqueo por trinquete.....	35
Figura 2.13. Diseño conceptual del elevador de cargas móvil.....	38
Figura 2.14. Variables para dimensionamiento de eslabones del elevador.....	39
Figura 2.15. Dimensionamiento en mm de eslabones para plataforma.....	41
Figura 2.16. Cadena cinemática del elevador.....	42
Figura 2.17. Variables para la ecuación de conservación de energía.....	44

Figura 2.18. Dimensionamiento en mm de eslabones para brazos de la tijera.....	46
Figura 2.19. Fuerza del cilindro hidráulico VS Inclinación de los brazos.....	47
Figura 2.20. Eslabones del elevador.....	48
Figura 2.21. Diagrama del cuerpo libre de la plataforma HG.....	48
Figura 2.22. Diagrama del cuerpo libre de eslabones HE y FG.....	49
Figura 2.23. Diagrama del cuerpo libre de eslabones FB y DE.....	50
Figura 2.24. Diagrama del cuerpo libre de eslabones AB y CD.....	51
Figura 2.25. Elevador con la carga descentrada hacia la izquierda.....	52
Figura 2.26. Diagramas del cuerpo libre del eslabón FB y DE en ejes XY.....	54
Figura 2.27. Diagramas del cuerpo libre de eslabones FB y DE en ejes xy'	55
Figura 2.28. Torsor generado en los brazos de la tijera.....	56
Figura 2.29. Tubo rectangular para brazos de tijera.....	57
Figura 2.30. Tubo rectangular con platina de refuerzo.....	62
Figura 2.31. Elemento a tensión con falla por aplastamiento en el eje.....	66
Figura 2.32. Perfil rectangular para transmitir fuerza del cilindro hidráulico.....	67
Figura 2.33. Perfil angular en L.....	69
Figura 2.34. Diagrama del cuerpo libre de la plataforma HG.....	70
Figura 2.35. Freno de emergencia impidiendo descenso de la plataforma.....	71
Figura 2.36. Diagrama del cuerpo libre del elemento CD.....	72
Figura 2.37. (a) Materia Prima para elevador. (b) Garruchas para brazos.....	73
Figura 2.38. (a) Limpieza y corte (b) Marcado y perforación de brazos.....	73
Figura 2.39. (a) Soldadura del marco del bastidor. (b) Soldadura de guías.....	74
Figura 2.40. (a) Marcado de freno (b) Freno de emergencia	74
Figura 2.41. (a) Armado del primer par. (b) Armado del segundo par de tijeras.....	74
Figura 2.42. (a) Instalación del cilindro. (b) Armado del tercer par de tijeras.....	75
Figura 2.43. (a) Instalación de plataforma. (b) Montaje de plancha de aluminio.....	75
Figura 2.44. (a) Prueba de movilidad del mecanismo. (b) Verificación dimensional...	75
Figura 2.45. (a) Pintado de los elementos. (b) Ensamble de los elementos.....	76
Figura 3.1. Elevador cargado en posición baja.....	80
Figura 3.2. Elevador cargado en posición alta.....	81
Figura 3.3. Freno de emergencia bloqueando mecanismo.....	81

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Clases de Carga.....	9
Tabla 1.2. Kts para elemento redondo a torsión de diámetro D con agujero.....	14
Tabla 2.1. Requerimientos del usuario e ingeniero	22
Tabla 2.2. Especificaciones técnicas para el elevador de cargas	23
Tabla 2.3. Módulos del elevador móvil.....	24
Tabla 2.4. Alternativas para Módulo 1 Sujeción del equipo al elevador.....	25
Tabla 2.5. Peso específico para el Módulo 1 Sujeción del equipo al elevador.	26
Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio Peso de la plataforma.....	26
Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio Diseño Sencillo.....	27
Tabla 2.8 Evaluación del peso específico del criterio Rapidez de sujeción	27
Tabla 2.9 Evaluación del peso específico del criterio Costo.....	27
Tabla 2.10 Conclusiones para el Módulo 1 Sujeción del equipo al elevador.....	27
Tabla 2.11. Alternativas de solución para Módulo 2 Traslado horizontal.....	28
Tabla 2.12. Peso específico para el Módulo 2 Traslado horizontal	29
Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio Desempeño en suelos	30
Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio Capacidad de carga.....	30
Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio Resistencia a hidrocarburos	30
Tabla 2.16 Evaluación del peso específico del criterio Costo.....	30
Tabla 2.17 Conclusiones para el Módulo 2 Traslado Horizontal.....	31
Tabla 2.18. Alternativas de solución para Módulo 3 Traslado Vertical	31
Tabla 2.19. Peso específico de cada criterio para el Módulo 3 Traslado Vertical.....	32
Tabla 2.20 Evaluación del peso específico del criterio Estabilidad.....	33
Tabla 2.21 Evaluación del peso específico del criterio Peso del elevador.....	33
Tabla 2.22 Evaluación del criterio Volumen en posición replegada.....	33
Tabla 2.23 Evaluación del peso específico del criterio Costo.....	33
Tabla 2.24 Conclusiones para el módulo 3 Traslado Vertical.....	34
Tabla 2.25. Alternativas de solución para Módulo 4 Sistema de bloqueo	34
Tabla 2.26. Peso específico de cada criterio para el Módulo 4 Sistema de Bloqueo.....	35
Tabla 2.27 Evaluación del peso específico del criterio Peso del sistema.....	36
Tabla 2.28 Evaluación del criterio Facilidad de implementación.....	36
Tabla 2.29 Evaluación del peso específico del criterio Costo	36
Tabla 2.30 Conclusiones para el módulo 4 Sistema de Bloqueo.....	36
Tabla 2.31 Matriz morfológica	37

Tabla 2.32 Nomenclatura para eslabones	39
Tabla 2.33 Dimensiones de los eslabones en Posición Baja.....	40
Tabla 2.34 Dimensiones de los eslabones en Posición Alta.....	40
Tabla 2.35 Nomenclatura para cálculo del cilindro hidráulico.....	44
Tabla 2.36 Derivadas parciales con respecto a α	45
Tabla 2.37 Reacciones en nodos para Posición Baja y carga centrada.....	51
Tabla 2.38 Reacciones en nodos para Posición Alta y carga centrada.....	52
Tabla 2.39 Reacciones en nodos Posición Baja y carga descentrada a la izquierda.....	53
Tabla 2.40 Reacciones en nodos Posición Baja y carga descentrada a la derecha	53
Tabla 2.41 Reacciones en nodos de los elementos FB y DE para posición baja.....	55
Tabla 2.42 Reacciones en los eslabones FB y DE en ejes $x'y'$..	55
Tabla 2.43 Cargas existentes sobre brazos	57
Tabla 2.44 Propiedades de la sección de tubo rectangular	57
Tabla 2.45 Propiedades mecánicas de tubo rectangular.....	58
Tabla 2.46 Propiedades de la sección de tubo rectangular reforzada	63
Tabla 2.47 Propiedades del eje de transmisión	64
Tabla 2.48 Propiedades de la sección de la viga.....	67
Tabla 2.49 Propiedades de la sección de tubo rectangular	69
Tabla 2.50 Propiedades de la sección de tubo rectangular	70
Tabla 2.51 Costo de materiales.....	76
Tabla 2.52 Costo de productos normalizados.....	77
Tabla 2.53 Costo de elementos de acabado.....	77

RESUMEN

En el presente proyecto se desarrolla el diseño y construcción de un elevador móvil para instalar equipos de aire acondicionado en autobuses interprovinciales. En el mercado nacional, los elevadores móviles que cumplen el requisito de elevación máxima (3 a 4 [m]) se encuentran sobredimensionados en la capacidad de carga (2000 [kg] en adelante). Esto implica un peso y volumen mayor, además de un alto costo.

Para ello se realizó una investigación de los tipos de elevadores y sus mecanismos de accionamiento. Para definir qué tipo de elevador se iba a diseñar se establecieron los requerimientos técnicos junto al cliente y, a partir de ellas, plantear alternativas que se ajusten a las diferentes necesidades del usuario final. Para el elevador móvil los factores más importantes a considerar son la capacidad de carga, altura máxima, peso y seguridad del operador. La alternativa seleccionada fue un elevador tipo tijeras.

Se decidió construir un elevador con tres pares de tijeras y un cilindro hidráulico de accionamiento manual. Posteriormente se realizó el análisis estructural del elevador bajo diferentes condiciones de trabajo, enfocando la atención en las posiciones críticas (de mayor carga) para cada elemento. Las partes del elevador se diseñaron para condiciones de carga estática y fatiga mecánica definiendo el factor de seguridad de cada caso.

Culminado el diseño, se elaboraron planos de taller y montaje. Se construyó el elevador y se lo sometió a un protocolo de pruebas para garantizar el funcionamiento y seguridad de uso del mismo. Los resultados obtenidos cumplieron con los requerimientos del usuario.

Palabras clave:

Elevador de tijeras, cilindro hidráulico, diseño mecánico, carga estática, fatiga.

ABSTRACT

This project deals with the design and construction of a mobile elevator to install air conditioning equipment in interprovincial buses. In the national market, mobile elevators that meet the maximum lift requirement (3 to 4 [m]) are oversized in terms of load capacity (2000 [kg] onwards). This implies a greater weight and volume, as well as a higher cost.

For this, a literature review of various types of elevators and their drive mechanisms was carried out. To define what type of elevator was going to be designed, the technical requirements were established together with the client and, from them, alternatives were proposed to fit the different needs of the end user. For the mobile elevator, the most important factors to consider are the load capacity, maximum height, weight and operator safety. The alternative selected was a scissor type lift.

Considering the working height, it was decided to build an elevator with three pairs of scissors and a manually operated hydraulic cylinder. Subsequently, a structural analysis of the elevator was carried out under different working conditions, focusing attention on the critical positions (of greater load) for each mechanical component. The elevator parts were designed for static load conditions and mechanical fatigue.

Once the design was completed, workshop and assembly drawings were developed. The elevator was built and subjected to a test protocol to ensure its operation and safety. The results obtained met the user's requirements.

Keywords:

Scissor lift, hydraulic cylinder, mechanical design, static load, fatigue.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGAS MÓVIL PARA LA INSTALACIÓN DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO EN AUTOBUSES PARA LA EMPRESA FRIOSTAR PLUS

INTRODUCCIÓN

Un elevador es un mecanismo de transporte vertical para mover personas u objetos hacia diferentes niveles de altura. Desde la antigüedad el hombre ha diseñado y construido herramientas para facilitar su trabajo. Muchas veces dicho trabajo requirió mover grandes pesos, de manera que apareció la palanca, la cuerda, la rueda y la polea como los primeros instrumentos de ayuda para llevar a cabo tales tareas. (Vizion, 2016)

En el siglo XVIII el incremento del precio del suelo llevó a hacer parcelas con más plantas para optimizar el uso de del terreno. Esto y el descenso del costo del acero motivó a los hombres a pensar en algún aparato que permitiera suplir las necesidades de subir y bajar entre diferentes niveles, sin utilizar las escaleras. Así es como nacen los elevadores, que en un inicio fueron impulsados por máquinas de vapor provocando una odisea a sus pasajeros, quienes le tenían miedo pues un fallo en el mismo podría ser mortal. Fue así que en 1852 Elisha Otis, fundador de Otis Elevators Company, inventó el primer freno de seguridad para ascensores y en 1857 se instaló el primer ascensor en un edificio de cinco plantas en New York. (Crawford, 2012)

En 1872 Cyrus Baldwin presentó el elevador hidráulico con la finalidad de dejar atrás al de vapor. Este invento empezó a producirse en 1874 y cumplió su objetivo de posicionarse en la cúspide del mercado en 1880.

Con la industrialización más arraigada en la sociedad a inicios del siglo XX pronto se necesitaron transportar grandes cargas y no solo de manera vertical. Los elevadores móviles aparecieron en 1913 y eran impulsados por motores eléctricos alimentados por baterías. En 1915 se construyó una plataforma que podía subir y bajar las mercancías gracias a un mecanismo que usaba un tornillo de potencia. En 1920 se usó cilindros hidráulicos en montacargas para elevar los pesos y en 1923 se produjo una elevadora provista de horquillas y un mástil elevador. Este tipo de máquinas se movían gracias a motores eléctricos. En 1950, luego de la segunda guerra mundial, se introdujeron motores Diesel para impulsar montacargas. (Ciaman, 2013)

En función de la aplicación de cada elevador móvil se desarrolló una variedad de diseños que diferían en su tipo de mecanismo, capacidad de carga, altura máxima, volumen, velocidad de elevación, tipo de actuador, entre otros. Es por ello que el construir un elevador con una aplicación específica resulta un trabajo con varias consideraciones y diferencias. Entre algunos ejemplos tenemos el diseño y construcción de un elevador de carga para el Frigorífico metropolitano de Bucaramanga (Sánchez, 2005). Semanate (2009) diseñó un elevador para el telescopio Merz del observatorio Astronómico de Quito con una capacidad de 1 persona y 2 m elevación. También un elevador de 200 kg de capacidad y 20 m de elevación fue construido en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la EPN (Pujota, 2013), donde al tratarse de un elevador fijo se pudo optar por un mecanismo tipo grúa. Novoa y Rodríguez (2017) diseñan y construyen un elevador de una columna para automóviles destinado al laboratorio de sistemas automotrices de la EPN.

Como se menciona anteriormente, en la mayoría de los casos, los elevadores son de posición fija. Su traslado de un sitio a otro implica instalación y calibración del mecanismo. En el caso de una empresa que requiera un elevador que realice sus actividades en varios lugares en un mismo día es necesario disponer de una máquina que sea de traslado rápido, cómodo y de volumen moderado. Esta es la situación actual en carroceras durante la instalación de equipos de Aire Acondicionado (A/C) en autobuses donde el mover el elevador de un bus a otro debe realizarse de manera rápida y segura.

En el mercado se ofertan varios elevadores móviles, sin embargo, estos se encuentran sobredimensionados en la capacidad de carga o en su altura máxima lo cual implica un costo más alto y aún más importante, un elevador de mayor peso y volumen que dificulta su traslado a diferentes sitios de trabajo.

Objetivo general

Diseñar y construir un elevador de cargas móvil para la instalación de equipos de aire acondicionado en autobuses para la empresa Friostar Plus.

Objetivos específicos

- Establecer las especificaciones técnicas del elevador de cargas móvil.
- Generar alternativas de diseño y seleccionar la mejor opción en función de los requerimientos establecidos.
- Construir el elevador de cargas en base al diseño seleccionado.
- Realizar un protocolo de pruebas.

1. MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se mostrará un resumen de los principales tipos de elevadores móviles con la finalidad de entender su funcionamiento, partes principales, aplicaciones y ventajas de los mismos. Dichos mecanismos deben ser impulsados a través de un actuador (ver sección 1.2). Finalmente, en la sección 1.3 se presenta el Diseño de elementos mecánicos, donde se enfoca en el cálculo de los elementos que formarán parte del elevador.

1.1. Tipos de elevadores de cargas móviles

Un elevador móvil permite trasladar horizontal y verticalmente objetos de forma fácil y segura, reduciendo el esfuerzo y el riesgo por parte del operador. Dicho elevador puede ser trasladado a diferentes lugares de trabajo. Un elevador de cargas tiene muchas aplicaciones en la industria y la logística, incrementando la efectividad y el rendimiento en una empresa y a su vez evitando lesiones musculares de sus operadores.

1.1.1. Elevadores de tijeras

La figura 1.1 muestra un elevador de tijera con sus principales partes. Este dispositivo mecánico permite realizar trabajos en diferentes alturas, además de dar la opción de traslado horizontal (en un mismo nivel).



Figura 1.1. Elevador de tijeras doble.
(Fuente: Mir, 2007)

Dichas mesas elevadoras de tijera son útiles como herramienta de posicionamiento en los diferentes procesos productivos para facilitar el trabajo y seguridad del operador. Como se muestra en la figura 1.1, el elevador de tijeras consta de 3 partes principales:

- Chasis: es la base encargada de sostener y estabilizar al elevador. Está directamente en contacto con el suelo o, si se trata de uno móvil, a través de ruedas. Puede ser autopropulsada, empujada o remolcada. Durante la elevación, esta cumple con la función de bastidor.
- Estructura extensible: son los eslabones encargados de unir al chasis con la plataforma de trabajo, permitiendo moverla hasta la altura de trabajo.
- Plataforma de trabajo: es la mesa donde se va a ubicar la carga. Dependiendo de su aplicación, esta será la que ofrezca versatilidad por su diseño en función de la carga a transportar.

1.1.2. Elevadores telescópicos

Este tipo de elevador consta de una serie de brazos que emergen de un brazo primario desplegándose en forma de telescopio los que, generalmente, son accionados hidráulicamente, como se muestra en la figura 1.2. Estas plataformas suelen ofrecer un mayor alcance de altura que otros tipos de elevadores móviles y debido a que su cilindro es accionado en posición vertical pueden tener capacidades de carga superiores. Son ideales para aplicaciones de mantenimiento a otros equipos gracias a su fácil traslado hacia el área de trabajo. (Prosic, 2017)



Figura 1.2. Elevador Telescópico móvil en posición replegada y elevada.
(Fuente: Propia, 2019).

El inconveniente se presenta en la altura del elevador en su posición replegada, que es relativamente grande en comparación al mecanismo de tijeras. Esta altura dependerá principalmente del tamaño del brazo primario.

1.1.3. Elevadores de una columna

En la figura 1.3 se observa un elevador de columna, cuyo funcionamiento consiste en deslizar una plataforma de forma vertical a través de una columna. Este tipo de elevadores comúnmente son accionados por cilindros hidráulicos, aunque también existen aquellos que usan tornillo de potencia. Su función principal es trasladar verticalmente cosas pesadas. Su uso es bastante común en bodegas donde se requiere trasladar objetos pesados o incómodos de manipular. (Novoa, 2017)



Figura 1.3. Elevador de una columna Rexion PL-S2.
(Fuente: Edipesa, 2018).

1.2. Actuadores para elevadores

Los elevadores móviles usan diferentes tipos de accionamiento, entre los principales podemos destacar a los cilindros hidráulicos, cilindros neumáticos y los tornillos de potencia, los mismos que usan fuentes de energía hidráulica, neumática y electromecánica, respectivamente. (Bangash, 2007)

Los principales parámetros a considerar para seleccionar el tipo de accionamiento son:

- El tiempo de subida y bajada de la carga.
- Mantenimiento requerido por el sistema.
- Carga a elevar.

1.2.1. Cilindros hidráulicos

Son actuadores hidráulicos de tipo lineal que transforman la energía hidráulica del sistema en energía mecánica. Los cilindros hidráulicos constan básicamente de un tubo, un pistón, un vástago, dos cabezales y las boquillas o puertos donde se inyecta el fluido hidráulico (ver figura 1.4). El fluido hidráulico ingresa al tubo a través del puerto de

entrada ocupando cada vez más espacio en el barril, empujando al pistón gracias a la presión del fluido. El sello hidráulico se encarga de contener al fluido del barril evitando su paso a la cámara opuesta del pistón, la misma que será llenada únicamente cuando se accione el cilindro en el sentido contrario. Los tubos normalmente se fabrican en acero estirado al frío, el pistón puede ser de acero o hierro fundido. (Vickers, 2001)

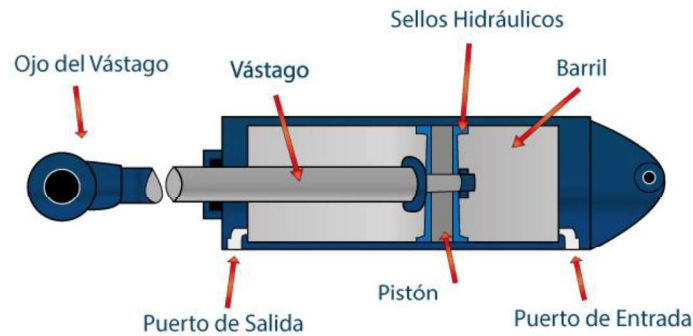


Figura 1.4. Cilindro hidráulico y sus principales partes.
(Fuente: ASHM, 2014).

1.2.2. Cilindros neumáticos

Los cilindros neumáticos son actuadores que producen trabajo mediante el uso de la energía potencial del aire comprimido. Como se puede observar en la figura 1.5, sus partes son bastante similares a las de un cilindro hidráulico y su principio de funcionamiento es el mismo, con la diferencia que el fluido de trabajo es aire en lugar de un líquido. Esto proporciona una mayor velocidad de accionamiento en comparación a los hidráulicos pero un mayor nivel de dificultad en controlar su posicionamiento. Otras de las desventajas es la menor capacidad de fuerza ejercida que en el mercado alcanzan los 2000 kg-f en comparación a un cilindro hidráulico que supera los 10 000 kg-f. (Parker, 2003)

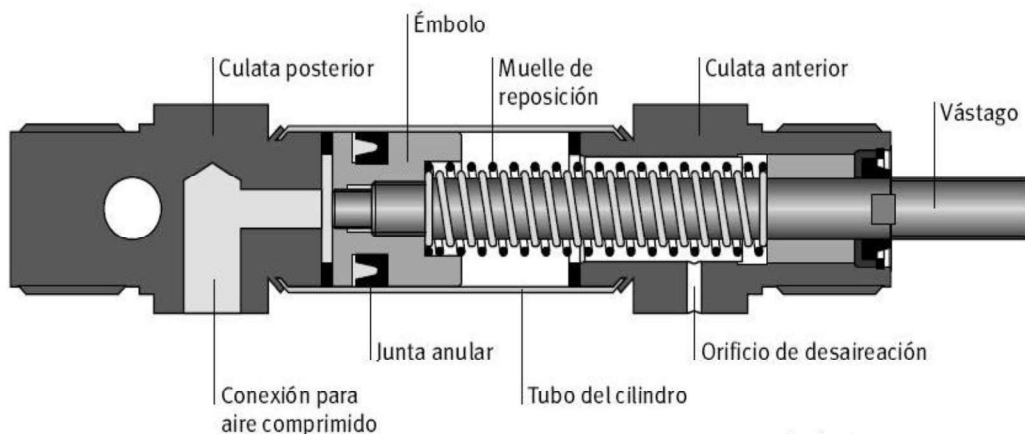


Figura 1.5. Partes de un cilindro neumático.
(Fuente: García, 2014)

El cilindro de la figura 1.5 es de simple efecto, lo que significa que ejerce fuerza en una sola dirección. Por ello posee una sola conexión para aire comprimido. La junta anular

cumple la misma función que el sello en los cilindros hidráulicos. Para recuperar su posición inicial hace uso del muelle que rodea al vástago una vez liberado el aire presurizado en el barril.

1.2.3. Tornillos de potencia

Los tornillos de potencia son ejes roscados que se encargan de la transmisión de potencia y movimiento, convirtiendo un movimiento angular en un movimiento de traslación o lineal. Son usados en diversas aplicaciones, como mordazas, gatos mecánicos, elevadores de vehículos, tornillos de avance en máquinas CNC, máquinas universales de tracción y compresión, entre otros dispositivos de elevación de cargas.

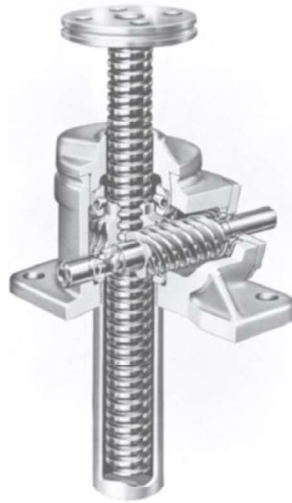


Figura 1.6. Gato elevador con tornillo de potencia.
(Fuente: Budynas, 2008)

Es bastante común el uso de mecanismos con tornillos de potencia para la elevación o traslado de cargas gracias a que permiten desarrollar grandes fuerzas a lo largo de su eje, como es el caso del gato elevador mostrado en la figura 1.6. La sencillez de su diseño brinda la posibilidad de una fabricación fácil y rápida, lo que conlleva bajos costos de producción. (Palomares, 2012)

Los tornillos de potencia trabajan continuamente con altos niveles de fricción entre las superficies de las roscas de tornillo, provocando desgaste y sobrecalentamiento en dichos elementos, lo que disminuye la pérdida de eficiencia en la transmisión.

1.3. Diseño de elementos mecánicos

El dimensionamiento y selección de los elementos que conforman al elevador deben ser respaldados con criterios y cálculos ingenieriles que garanticen la seguridad y funcionalidad del mecanismo. En este subcapítulo se presentan los principales factores que intervienen durante el funcionamiento de la máquina y cómo considerarlos durante la etapa de diseño.

1.3.1. Mecanismos y estructuras

Un mecanismo es un sistema de elementos acomodados para transmitir movimiento y potencia de una forma predeterminada. Este posee grados de libertad (*GDL*) igual o mayor a uno (Norton, 2011).

Los grados de libertad de un mecanismo son el número de entradas necesarias para crear una salida predecible. Se determina el grado de libertad del mecanismo haciendo uso de la ecuación de Kutzbach detallado en la ecuación 1.1 (Norton, 2011, p. 35):

$$GDL = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1.1)$$

Donde: $GDL = \text{grados de libertad}$

$n = \text{número de eslabones}$

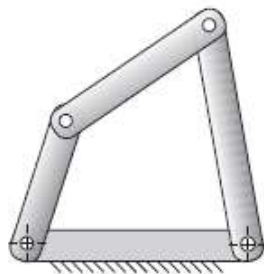
$J_1 = \text{Juntas de 1 GDL}$

$J_2 = \text{Juntas de 2 GDL}$

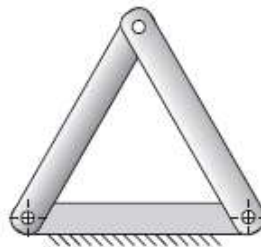
Una estructura es todo sistema de miembros unidos entre sí y construido para soportar con seguridad las cargas a él aplicadas. (Meriam, 1988). Esta posee cero grados de libertad o menos, es decir, ningún elemento es capaz de moverse. Si una estructura posee cero grados de libertad, se trata de una estructura isostática. Las estructuras isostáticas son fácilmente resueltas con las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum \vec{F}_x = 0 \quad \sum \vec{F}_y = 0 \quad \sum \vec{M}_o = 0$$

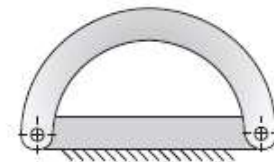
Si la estructura posee grados de libertad de valor negativo entonces se trata de una estructura hiperestática y las tres ecuaciones de equilibrio no serán suficientes para resolverla. En la figura 1.7 se muestra algunos ejemplos de mecanismos y estructuras.



a) Mecanismo: $GDL = +1$



b) Estructura: $GDL = 0$



c) Estructura precargada: $GDL = -1$

Figura 1.7. Mecanismos y estructuras.
(Fuente: Norton, 2011)

1.3.2. Clases de carga

Una vez definida la configuración cinemática del sistema mecánico, se procede a determinar las magnitudes y direcciones de fuerzas presentes en los diferentes elementos. Estas cargas (en función del tiempo) pueden ser constantes o variables en elementos estacionarios (estructuras) o elementos móviles (mecanismos). En la tabla 1.1 se puede apreciar como Norton (2011) clasifica las clases de carga.

Tabla 1.1. Clases de Carga.

Estructura o Mecanismo	Cargas Constantes	Cargas variables en el tiempo
Elementos estacionarios	Clase 1	Clase 2
Elementos móviles	Clase 3	Clase 4

(Fuente: Norton, 2011)

Si los movimientos en un sistema de clase 3 son tan lentos como para generar aceleraciones insignificantes sobre sus miembros, calificaría como un sistema de clase 1 y, por ende, recibiría el nombre de *quasi-estático*. Un elevador de cargas manual se considera un sistema de clase 1, puesto que la carga externa es constante y los movimientos de los elementos son lentos con aceleración insignificante. (Norton, 2011)

1.3.3. Trabajo virtual

Existen casos en el que los cuerpos están interconectados unos con otros permitiendo el movimiento relativo de sus partes dando lugar a examinar varias configuraciones de equilibrio. En estos casos, aun cuando las ecuaciones de equilibrio siguen siendo válidas, no resultan ser el método de análisis más conveniente pues es mejor el método de Trabajo Virtual basado en el concepto de trabajo realizado por una fuerza impulsora. (Meriam, 1988)

Para determinar la fuerza ejercida por un actuador sobre un mecanismo, Cruz & Rueda (2008) usaron el método del trabajo virtual considerando las diferentes posiciones de su elevador. En el lado izquierdo de la ecuación 1.2 se tiene la variación del trabajo inicial W_o que considera la carga P a elevar hasta su altura final h . El peso de la plataforma P_p y sus eslabones también es trabajo a realizarse por el cilindro hidráulico cuya longitud L_C incrementará conforme el elevador suba (Cruz & Rueda, 2008, p. 59)

$$\Delta W_o = \Delta W_f \tag{1.2}$$
$$(P + P_p) \frac{\partial h}{\partial \alpha} + P_{estab} \frac{\partial y}{\partial \alpha} = F_p \frac{\partial L_C}{\partial \alpha}$$

Donde:

- P = Peso de la carga a elevar
- P_p = Peso de la plataforma
- P_{eslab} = Peso del eslabón
- F_p = Fuerza del cilindro hidráulico
- L_c = Longitud del cilindro hidráulico
- h = Altura del elevador
- y = Altura al centro de gravedad del eslabón
- α = inclinación de los eslabones

La inclinación de los eslabones influye en la variación de la fuerza ejercida por el cilindro pues mientras más horizontal sea la posición del cilindro la fuerza ejercida para elevar la plataforma deberá ser mayor. (Cruz & Rueda, 2008)

1.3.4. Análisis estructural

El análisis estructural se enfoca en definir la distribución de fuerzas y momentos internos sobre cada elemento y consecuentemente encontrar los esfuerzos internos y deformaciones que actúa una estructura, tales como edificaciones, galpones o los esqueletos de una máquina. Dependiendo de en qué dirección actúe la fuerza sobre el elemento se define el tipo de esfuerzo.

Esfuerzos axiales.- Cuando se aplican fuerzas normales al elemento se tienen esfuerzos axiales sobre este, el valor del esfuerzo es la fuerza F sobre el área transversal A del elemento, tal como se observa en la ecuación 1.3. Si la fuerza F estira al elemento pues se trata de un esfuerzo de tracción. Si en lugar de estirarlo el elemento es comprimido, entonces se trata de un esfuerzo de compresión y F tendrá un valor negativo. (Beer, 2010, p. 7)

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad (1.3)$$

En la figura 1.8 (a) se observa una platina cuyos puntos A y B se encuentran separados una determinada distancia. En la figura 1.8 (b) al aplicarse la fuerza P a tracción dicha distancia incrementa y provoca un esfuerzo axial en la pieza.

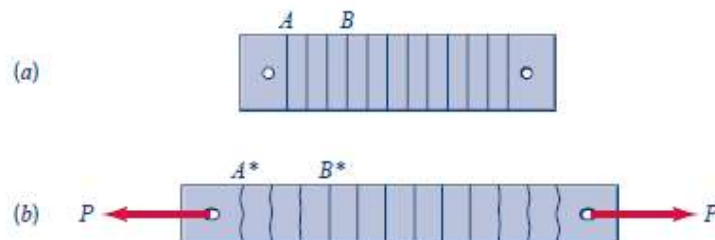


Figura 1.8. Elemento sometido a tracción.
(Fuente: Craig, 2011)

Esfuerzos cortantes.- Cuando se aplican fuerzas transversales sobre un elemento entonces dichas fuerzas generan un esfuerzo cortante en la pieza. Como se puede observar en la ecuación 1.4, su valor se obtiene dividiendo a la fuerza total de corte V sobre el área transversal A en la que actúa. Los esfuerzos cortantes se encuentran comúnmente en elementos estructurales o de máquina como pernos, remaches o pasadores. (Beer, 2010, p. 10)

$$\tau_{corte} = \frac{V}{A} \quad (1.4)$$

En la figura 1.9 se observa un alicate que aplica una fuerza P sobre el alambre en A. El pasador en B que une a los dos pares de brazos del alicate está sometido a un esfuerzo cortante.

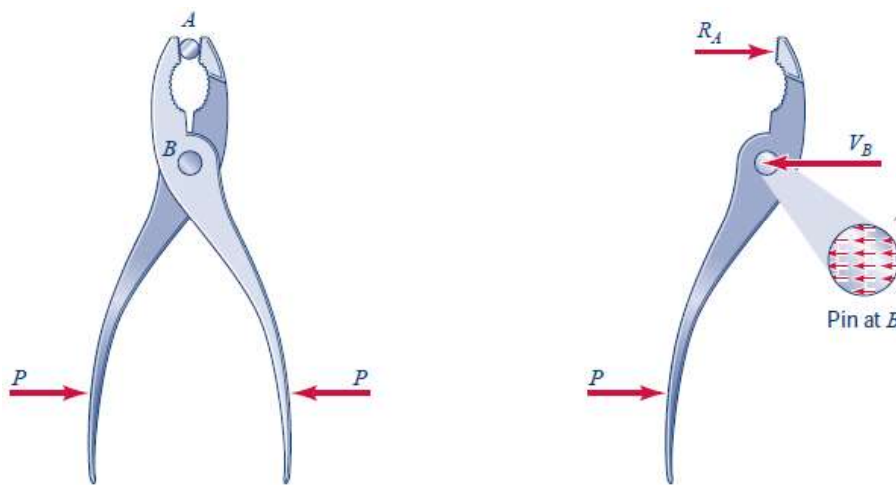


Figura 1.9. Alicates cuyo pasador es sometido a corte.
(Fuente: Craig, 2011)

Esfuerzos flectores.- Cuando existe flexión pura sobre elementos como vigas, el esfuerzo se calcula dividiendo el producto del momento flector M y la distancia desde su eje neutro a su fibra más externa c para el momento de inercia de área I del perfil de la viga. En la ecuación 1.5 se observa el esfuerzo de flexión provocado por el momento flector M . (Beer, 2010, p.309)

$$\sigma_{flexión} = \frac{Mc}{I} \quad (1.5)$$

Como se puede observar, el valor de c e I dependen únicamente de la geometría de la sección transversal. En diferentes catálogos de perfiles estructurales se puede hallar información sobre el Módulo de la Sección W , que se obtiene dividiendo I para la distancia c . A partir de la ecuación 1.5, en términos de W , se transforma en la ecuación 1.6 (Beer, 2010, p. 310).

$$\sigma_{flexión} = \frac{M}{W} \quad (1.6)$$

Es importante aclarar que el valor de W variará dependiendo sobre qué eje del perfil esté ocurriendo la flexión. En la figura 1.10 se observa una viga a flexión con su respectiva curva de deflexión, dicha curvatura provoca que, en este caso, la cara superior de la viga sufra esfuerzos axiales de compresión y la cara inferior esfuerzos axiales de tracción.

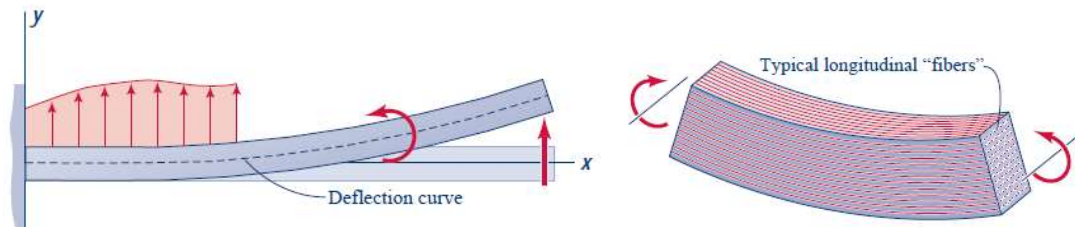


Figura 1.10. Viga sometida a flexión.
(Fuente: Craig, 2011)

Esfuerzos de torsión.- Considerando el caso en el que un par de torsión T actúe sobre el elemento cuya distancia al eje de rotación es c , se puede calcular su esfuerzo de torsión usando la ecuación 1.7, donde J_o el Momento Polar de Inercia con respecto a su eje de rotación. (Beer, 2010, p. 140)

$$\tau_{torsor} = \frac{T * c}{J_o} \quad (1.7)$$

Mientras mayor sea el valor de c , mayor será el valor del esfuerzo. Por lo tanto, el esfuerzo torsor máximo se encontrará en el punto donde c sea mayor y será nulo en el eje de rotación. En la figura 1.11 se observa a la varilla AB sometida a un par de torsión. En sus caras internas se aprecia la distribución de esfuerzo cortante en el elemento.

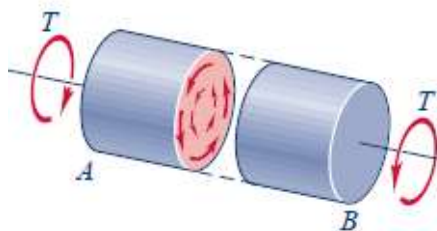


Figura 1.11. Varilla sometida a un esfuerzo de torsión.
(Fuente: Craig, 2011)

Las ecuaciones mostradas de los esfuerzos de tensión, compresión, flexión y torsión fueron desarrolladas suponiendo que no había irregularidades en el elemento tales como perforaciones, ranuras o cambios de sección. En la realidad resulta casi imposible diseñar una máquina sin permitir algunos cambios en la sección transversal de los elementos. (Budynas, 2008)

Concentradores de esfuerzos.- Cuando un elemento estructural posee una discontinuidad como un agujero o un cambio repentino en su sección transversal, existirán grandes esfuerzos alrededor de dicha discontinuidad. Estas discontinuidades son conocidas como intensificadores de esfuerzos y las regiones donde estas ocurren se les llama áreas de concentración de esfuerzo. (Budynas, 2008)

Para fines de diseño es necesario hallar el valor máximo de cada esfuerzo. Se emplea un factor geométrico de la concentración de esfuerzos K_t o K_{ts} que relaciona el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo axial o esfuerzo cortante, respectivamente (Budynas, 2008, p. 105).

$$(\sigma_{axial})_{max} = \sigma_{axial} \cdot K_t \quad (1.8)$$

$$(\tau_{torsor})_{max} = \tau_{torsor} \cdot K_{ts} \quad (1.9)$$

El valor de K_t para elementos a tensión simple se lo puede obtener a partir de la figura 1.12 donde w es el ancho de la cara del elemento en donde se encuentra la perforación.

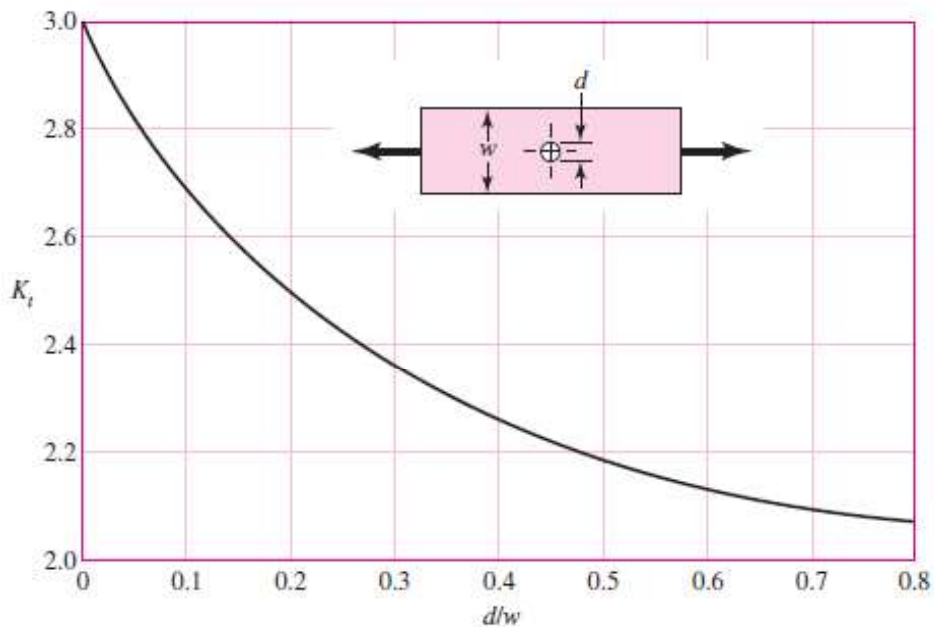


Figura 1.12. K_t para elemento a tensión con agujero de diámetro d

(Fuente: Budynas, 2008)

El valor de K_{ts} para elementos redondos a torsión de diámetro externo D y diámetro interno d con una perforación de diámetro a (ver figura 1.13) se lo puede obtener de la tabla 1.2.

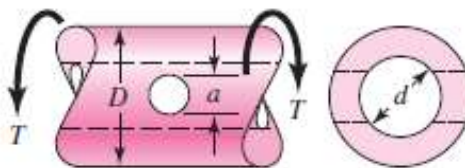


Figura 1.13. Elemento redondo a torsión de diámetro externo D con agujero de diámetro a

(Fuente: Budynas, 2008)

Tabla 1.2. K_{ts} para elemento redondo a torsión de diámetro D con agujero de diámetro a .

a/D	0.9		0.8		d/D 0.6		0.4		0	
	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.83	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

(Fuente: Budynas, 2008)

Círculo de Mohr.- Es un método usado para determinar el estado tensional en los puntos de un cuerpo sometido a un estado de cargas. El objetivo es determinar las tensiones principales σ_1 , σ_2 y σ_3 que existen sobre ciertos planos del cuerpo, donde las tensiones de corte nulas. Este método tiene aplicación para estados tensionales en dos y tres dimensiones. En la figura 1.14 se observa el círculo de Mohr para esfuerzos plano.

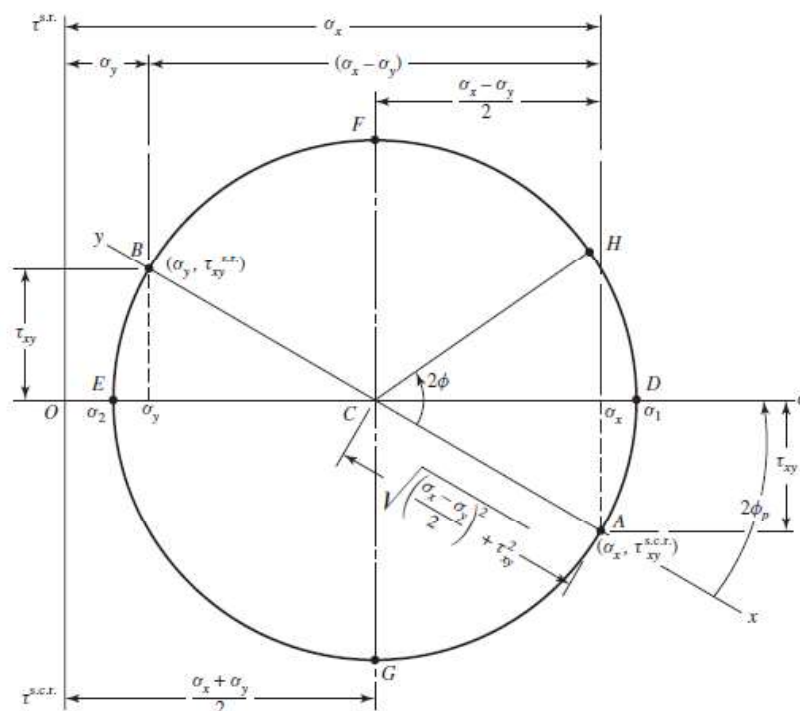


Figura 1.14. Círculo de Mohr bidimensional
(Fuente: Budynas, 2008)

Para el caso bidimensional la posición C del centro del círculo y la longitud R del diámetro del círculo se muestran en las ecuaciones 1.10 y 1.11 (Budynas, 2008, p. 77).

$$C_{Mohr} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (1.10)$$

$$R_{Mohr} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1.11)$$

Con el círculo y el radio del círculo de Mohr es posible obtener el valor de los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 , mostrados en las ecuaciones 1.12 y 1.13 (Budynas, 2008, p. 77).

$$\sigma_1 = C_{Mohr} + R_{Mohr} \quad (1.12)$$

$$\sigma_2 = C_{Mohr} - R_{Mohr} \quad (1.13)$$

1.3.5. Diseño mecánico en condiciones estáticas

Una vez determinados los esfuerzos principales sobre los elementos, es necesario considerar las relaciones entre resistencia y carga estática con el fin de tomar decisiones referentes a la selección de material, tratamiento, condiciones de fabricación y geometría del mismo para así satisfacer sus condiciones de funcionalidad, seguridad y confiabilidad para la prevención de fallas. (Budynas, 2008)

Una falla significa que un elemento de la máquina se ha separado en dos o más partes; que se ha distorsionado permanentemente arruinando su geometría; o que su funcionalidad se encuentra comprometida. Para ello es necesario localizar los puntos críticos donde el mecanismo es más vulnerable a dichas fallas. (Budynas, 2008)

Factor de seguridad.- Durante el proceso de diseño existen dos factores importantes a considerar: La carga y la resistencia. Para evitar fallas el valor de la resistencia siempre debe ser mayor al de la carga. El valor de la carga posee incertidumbres por condiciones de borde o por cargas externas que afecten su valor estimado. El valor de la resistencia posee incertidumbres debido a las propiedades del material que dependerán de su manufactura y su tolerancia dimensional y geométrica. Para evitar fallas el diseñador debe estar seguro de que la resistencia del material está por encima del esfuerzo admisible del elemento mecánico. (Craig, 2011)

La ecuación 1.14 muestra dicha relación entre resistencia y esfuerzo, donde η es el factor de seguridad, y su valor debe ser mayor a 1 para la prevención de fallas (Craig, 2011, p. 58).

$$\eta = \frac{\text{Resistencia}}{\text{Esfuerzo admisible}} \quad (1.14)$$

Teoría de falla por esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles.- Esta teoría de falla estipula que la fluencia en un elemento mecánico ocurre cuando el esfuerzo contante máximo del elemento iguala al esfuerzo cortante máximo de una pieza de

ensayo a tensión del mismo material. Dicha teoría es un predictor aceptable pero conservador de falla. (Budynas, 2008)

Para el esfuerzo en tensión simple, el esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° de la superficie en tensión con una magnitud $\tau_{max} = \sigma/2$. Esto implica que la resistencia a la fluencia en cortante SS_y está dada por la ecuación 1.15 (Budynas, 2008, p.212)

$$SS_y = \frac{S_y}{2} \quad (1.15)$$

El factor de seguridad para este caso se lo obtiene en la ecuación 1.16 (Budynas, 2008, p.212).

$$\eta_S = \frac{SS_y}{\tau_{max}} \quad (1.16)$$

Teoría de falla por energía de la distorsión para materiales dúctiles.- Esta teoría predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión del mismo material. (Budynas, 2008)

En un caso de tensión simple, la fluencia ocurre cuando $\sigma \geq S_y$. En el caso de esfuerzos combinados es necesario obtener un esfuerzo efectivo σ' que se obtiene a partir de los esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 (ver ecuaciones 1.12 y 1.13). Dicho esfuerzo efectivo es conocido como *Esfuerzo Equivalente de Von Mises* y para el caso bidimensional (donde $\sigma_3 = 0$) se lo obtiene usando la ecuación 1.17. (Budynas, 2008, p. 214).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (1.17)$$

El factor de seguridad correspondiente se muestra en la ecuación 1.18. (Budynas, 2008, p. 216)

$$\eta_{estático} = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (1.18)$$

Si bien se ha considerado el análisis y diseño de elementos sometidos a cargas estáticas, cabe recalcar que el comportamiento del elemento mecánico es diferente si se somete a cargas que varían en función del tiempo.

1.3.6. Fatiga mecánica

Los elementos que soportan cargas variables cíclicas en el tiempo se encuentran sometidos a fatiga mecánica. En el caso de un elevador, aunque la carga externa sea constante, los esfuerzos en sus elementos variarán dependiendo de la posición del mecanismo.

Resistencia a fatiga para vida infinita.- Para calcular la resistencia a la fatiga del elemento se debe determinar los factores de Marin del lado derecho de la ecuación 1.19 donde la resistencia a la fatiga para vida infinita (10^6 ciclos) es S_e (Budynas, 2008, p. 279).

$$S_e = S_e'(k_a k_b k_d k_e) \quad (1.19)$$

Donde:

S_e' = Resistencia a la fatiga en espécimen rotatorio

Que se encuentra en función de la resistencia última a la tensión S_{ut} del material. Para un S_{ut} menor a 1400 [MPa] se usa la ecuación 1.20 (Budynas, 2008, p. 274).

$$S_e' = 0,5S_{ut} \quad (1.20)$$

k_a = Factor de superficie

Dependerá de la calidad del acabado superficial de la pieza. Para elementos laminados en caliente se tiene $a = 57,7$ y $b = -0,718$ (Budynas, 2008, p. 279):

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (1.21)$$

k_b = Factor de tamaño

Este se considerará solamente si la pieza se encuentra en torsión o flexión y dependerá del tamaño del elemento. Para elementos de sección circular de diámetro d menor a 51 [mm], el factor de tamaño se define en la ecuación 1.22 (Budynas, 2008, p. 280).

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad (1.22)$$

En el caso de elementos no circulares o no rotatorios, se determina un diámetro equivalente d_e . Para una sección rectangular de lados h y b , la dimensión efectiva está definida por: (Budynas, 2008, p. 281)

$$d_e = 0,808\sqrt{hb} \quad (1.23)$$

k_d = Factor de temperatura

Si la temperatura de trabajo del elemento ronda los 20°C, entonces el factor de temperatura es (Budynas, 2008, p. 283):

$$k_d = 1,00 \quad (1.24)$$

k_e = Factor de confiabilidad

Para una confiabilidad del 99%, el valor del factor k_e es (Budynas, 2008, p. 285):

$$k_e = 0,814 \quad (1.25)$$

Resistencia a la fatiga para vida finita.- En el caso de que el elemento sea diseñado para un N número de ciclos menores a 10^6 , se determina la resistencia a la fatiga S_f mediante ecuación 1.26 en función de N y de los parámetros a y b . (Budynas, 2008, p. 277).

$$S_f = aN^b \quad (1.26)$$

Los valores de a y b vienen definidos por las ecuaciones 1.27 y 1.28, respectivamente. El valor de f para el acero ASTM A36 es 0,9. (Budynas, 2008, p. 277)

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (1.27)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad (1.28)$$

Esfuerzos medios y alternantes.- Es necesario caracterizar los esfuerzos fluctuantes conociendo el valor de los esfuerzos medios σ_m y alternantes σ_a que se obtienen a partir de las ecuaciones 1.29 y 1.30 (Budynas, 2008, p. 293):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1.29)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (1.30)$$

Concentración de esfuerzos por fatiga.- La presencia de perforaciones o cambios de sección en el elemento implican una concentración de esfuerzo por fatiga. Sus factores de concentración de esfuerzos K_f y K_{fs} se calculan en las ecuaciones 1.31 y 1.32 a partir de los factores geométricos de concentración K_t y K_{ts} para esfuerzos normales y cortantes, respectivamente (Budynas, 2008, p. 287).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (1.31)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (1.32)$$

Donde q y q_s es la sensibilidad a la muesca y se obtiene de la figura 1.15 y 1.16.

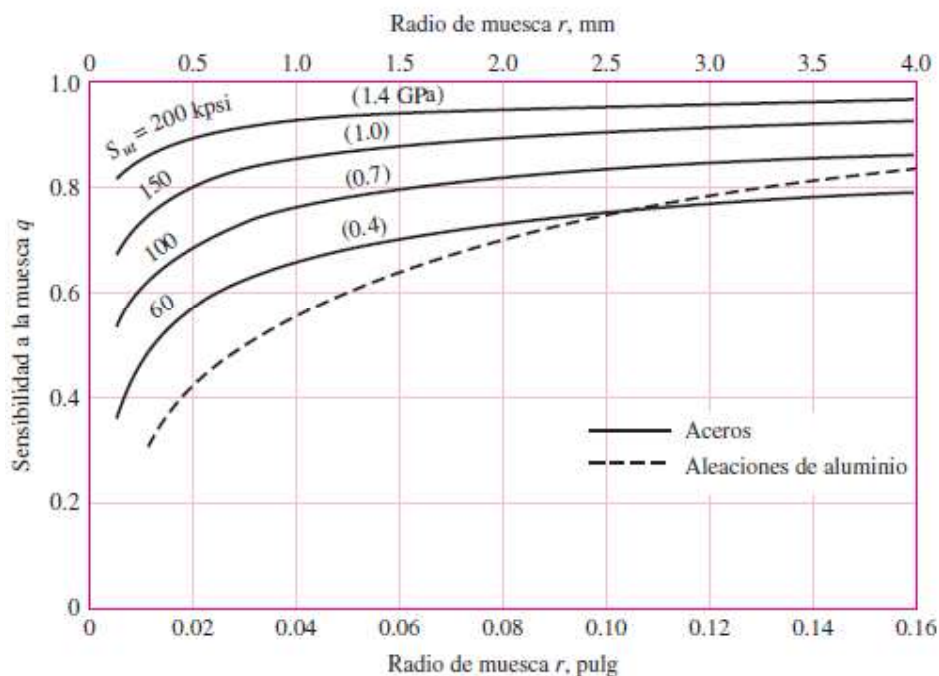


Figura 1.15. Sensibilidad a la muesca q
(Fuente: Budynas, 2008, p. 287)

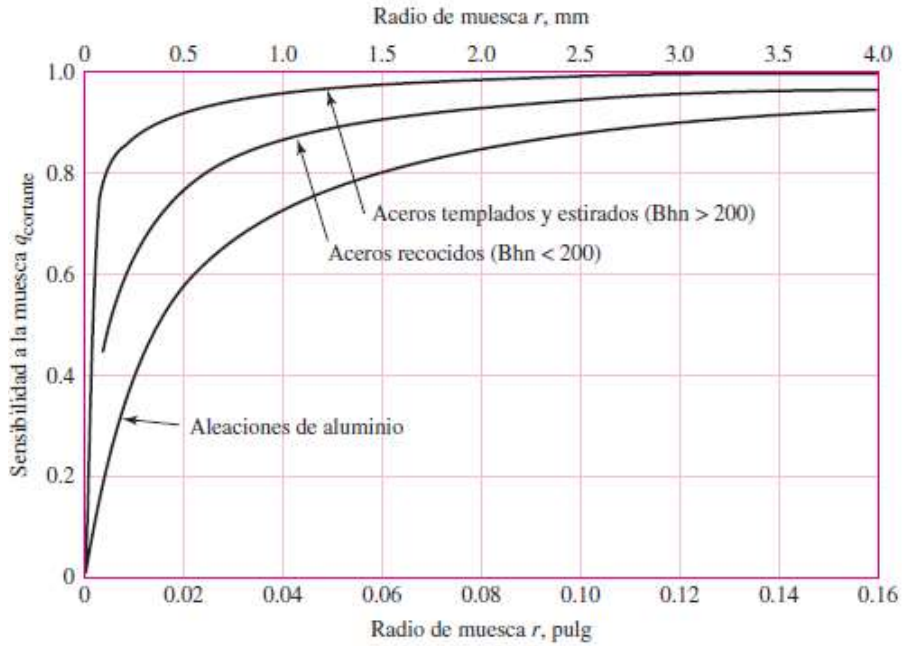


Figura 1.16. Sensibilidad a la muesca q_s
(Fuente: Budynas, 2008, p. 288)

Fatiga con esfuerzos combinados.- Para obtener el esfuerzo equivalente de los esfuerzos alternantes combinados σ_a' y esfuerzos medios combinados σ_m' , se hace uso de las ecuaciones 1.33 y 1.34, respectivamente (Budynas, 2008, p. 310).

$$\sigma_a' = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (1.33)$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (1.34)$$

Una vez definido σ_a' y σ_m' se puede calcular el factor de seguridad del elemento con la ecuación 1.35 basada en el criterio de falla por fatiga de Goodman modificado (Budynas, 2008, p. 298).

$$\eta_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} \quad (1.35)$$

2. METODOLOGÍA

En el primer capítulo se presentó distintos mecanismos de elevadores móviles, además de una breve clasificación de los principales actuadores usados en los mismos con la finalidad de seleccionar la alternativa más adecuada en función de los requerimientos de Friostar Plus. También se describe el proceso para el diseño y selección de diferentes componentes en función de los esfuerzos a los que son sometidos.

El objetivo de este segundo capítulo es localizar las necesidades del cliente para así definir sus requerimientos. Aplicando un estudio de diseño concurrente se traduce estos requerimientos en especificaciones técnicas y haciendo uso de la casa de la calidad se identifican los principales parámetros de diseño del elevador. Se define el valor de las especificaciones técnicas de la máquina conjuntamente con Friostar Plus, para entonces definir el análisis funcional. Así se efectúa la selección de la alternativa más idónea para proceder al diseño y selección de componentes mecánicos.

En la figura 2.1 se muestra un diagrama de flujo resumiendo la metodología para el diseño y construcción del elevador móvil.

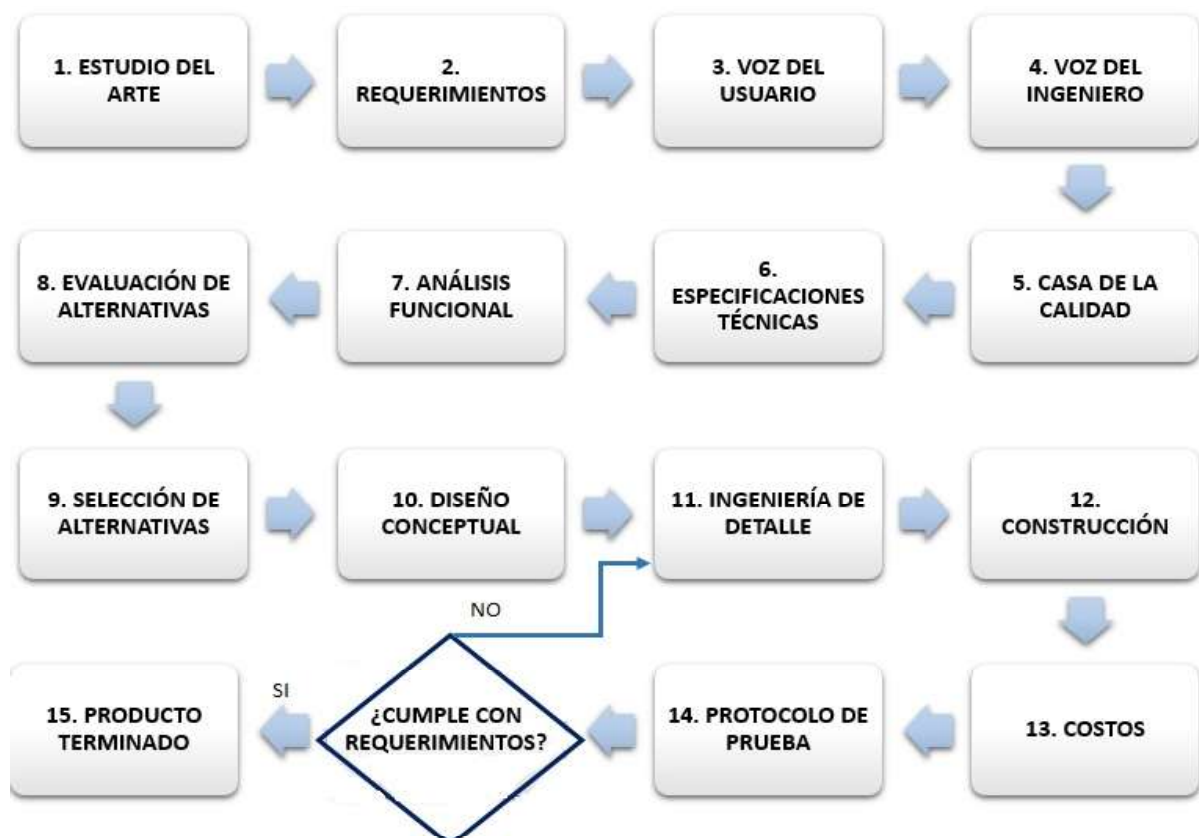


Figura 2.1. Metodología para diseño y construcción del elevador
(Fuente: Propia)

El *estudio del arte* (paso 1) expuso los diferentes tipos de elevadores y sus respectivos mecanismos de accionamiento existentes en el mercado, implementando así una base para el desarrollo de la máquina a diseñar. Los *requerimientos* (paso 2) de Friostar Plus se localizan a través de sus necesidades (paso 3), las que deben ser interpretadas desde una perspectiva técnica (paso 4), proceso detallado en la Tabla 2.1.

Posteriormente se desarrolla la *Casa de la Calidad* (paso 5), que tiene por objeto identificar los principales requerimientos de los pasos anteriores, ver Anexo 1. Junto al cliente se cuantifican y detallan los requerimientos del elevador. Se presentan las *especificaciones técnicas* (paso 6) de la máquina en la Tabla 2.2.

Para definir el *funcionamiento* de la máquina a diseñar (paso 7), se establece una estructura de módulos en la sección 2.3, de manera que se satisfagan los requerimientos del cliente, obteniendo una diversidad de soluciones que serán *evaluadas* en la sección 2.4 (paso 8) para *seleccionar* la mejor alternativa (paso 9) y así definir un *diseño conceptual* (paso 10) del elevador en la matriz morfológica mostrada en la sección 2.5.

Una vez definido el diseño conceptual se procede a la *Ingeniería de detalle* (paso 11), donde se diseñan y seleccionan los componentes que garanticen el correcto funcionamiento de la máquina. A continuación, se procede a la *construcción* del elevador de cargas (paso 12).

Adicionalmente, se muestran los *costos* de fabricación del elevador (paso 13) en la sección 2.9. Finalmente, se someterá a la máquina a un *protocolo de pruebas* (paso 14), el cual es descrito en la sección 2.10 para comprobar si se cumplen los requerimientos del elevador. De no ser el caso, se deberá retomar las no conformidades y modificar la Ingeniería de detalle hasta cumplir los requisitos del elevador.

2.1. Requerimientos del elevador móvil

Para el diseño y construcción del elevador móvil solicitado por Friostar Plus el presente proyecto se llevará a cabo tomando la perspectiva del diseño concurrente, donde se conciben productos integrando diferentes perspectivas funcionales de la máquina en conjunto con los recursos humanos y materiales involucrados en su fabricación. (Riba, 2002)

2.1.1. Voz del usuario y voz del ingeniero

Se muestra en la Tabla 2.1 un resumen de las necesidades del cliente (Voz del usuario) y su respectiva traducción técnica (Voz del ingeniero).

Tabla 2.1. Requerimientos del usuario e ingeniero.

Voz del usuario	Voz del ingeniero
Eleve la carga de trabajo	Capacidad de carga
Que se pueda transportar	Movilidad del elevador
Liviano	Peso
Estable	Bajo centro de gravedad
Compacto	Volumen moderado
Precio moderado	Costo de producción
Reduzca riesgos	Seguridad del operador
Fácil mantenimiento	Fácil acceso a las partes
Elevación rápida	Velocidad del actuador
Alcance el nivel de trabajo	Altura máxima

(Fuente: Propia)

2.1.2. Casa de la calidad

El objetivo de la casa de la calidad es identificar los principales requerimientos y deseos de usuario para así traducirlos en criterios técnicos a implementarse durante las etapas de diseño y construcción. (Riba, 2002)

En el Anexo I se puede apreciar los resultados de la casa de la calidad, de donde se pueden resaltar los requerimientos más importantes de la máquina, los mismos que son:

- Elevar la carga máxima de trabajo. Esto significa que el elevador debe ser capaz de levantar el equipo evaporador CLING PZDVI, el más grande de la gama que ofrece Friostar Plus y cuyo peso es de 182.5 kg.
- Elevador estable. Teniendo en cuenta las diferentes posiciones de trabajo, el elevador móvil debe garantizar la estabilidad del mismo sin riesgo de volcarse.
- Reducir riesgos. Al evitar la manipulación de grandes cargas en posiciones desfavorables para los operadores se disminuye la probabilidad de sufrir lesiones de espalda u hombros que conllevan costos por indemnización a Friostar Plus y lesiones permanentes en el trabajador.
- Alcance diferentes niveles de trabajo. Debido a que no todos los autobuses poseen una misma altura, se debe alcanzar la altura de los autobuses más grandes.

2.2. Especificaciones técnicas del elevador móvil

En función de los requerimientos del cliente se procede a definir las especificaciones técnicas del elevador.

- Altura máxima de trabajo: 3,5 m
- Peso máximo de la carga: 182,5 kg (Equipo Cling PZDVI)
- Dimensiones del elevador (posición baja): Menor a 1 m
- Tiempo de subida: 2,5 minutos

Tabla 2.2. Especificaciones técnicas para el elevador de cargas.

Empresa/Cliente:				Fecha Inicial:				
FRIOSTAR PLUS	Máquina/Producto: Elevador de cargas móvil			10/08/2018				
Diseñador:				Última revisión:				
Lenin A. Guarquila				18/01/2019				
ESPECIFICACIONES								
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción				
Función	10/08/2018	C	R	Elevador móvil para la instalación de equipos de aire acondicionado en autobuses				
Capacidad de carga	25/08/2018	C	R	Carga máxima a elevar: 200 [kg] Requerido por el cliente				
Alcance del elevador	25/08/2018	C	R	Alcance vertical mínimo: 3500 [mm] Requerido por el cliente				
Tiempo de elevación	04/11/2018	I	D	Tiempo máximo de elevación: 150 [s] Requerido por el cliente				
Peso	20/11/2018	I	D	Peso máximo del elevador: 200 [kg] Propuesto por el ingeniero				
Dimensiones	20/11/2018	C	R	Dimensiones máximas: 1800x1000x1000 [mm] Requerido por el cliente				
Seguridad	11/08/2018	I	R	Implementación de un mecanismo de bloqueo una vez alcanzada la altura de trabajo				
Costo Máximo	18/01/2019	I	D	Presupuesto del proyecto: 2500 USD Requerido por el cliente				
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%; text-align: center;">PROPONE</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">C = Cliente I = Ingeniero</td> <td style="width: 30%; text-align: center;">REQUERIMIENTOS</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">R = Requerimiento D = Deseo</td> </tr> </table>					PROPONE	C = Cliente I = Ingeniero	REQUERIMIENTOS	R = Requerimiento D = Deseo
PROPONE	C = Cliente I = Ingeniero	REQUERIMIENTOS	R = Requerimiento D = Deseo					

(Fuente: Propia)

2.3. Análisis funcional

Para definir el funcionamiento de la máquina a diseñar, se establece una estructura de módulos que inicia en la función principal del elevador, para posteriormente desglosar

las subfunciones que satisfagan los requerimientos de la sección 2.2, obteniéndose así un conjunto de diversas soluciones para definir un diseño conceptual del elevador móvil.

2.3.1. Niveles funcionales del elevador móvil

En el Anexo II, se observa el análisis funcional del elevador que consiste en tres niveles: El NIVEL 0, que describe la función principal del elevador indica como objeto de entrada el equipo de aire acondicionado, que será cargado manualmente por los operadores hasta la plataforma del elevador. Al accionar el mecanismo se elevará al equipo al sitio de instalación, obteniendo así el traslado del equipo al techo del autobús como flujo de salida.

El NIVEL 1, que desglosa las funciones básicas contenidas en el nivel cero, indica que tras colocar el equipo sobre el elevador (haciendo uso de energía manual), se trasladará el equipo al techo del autobús hasta alcanzar su sitio de instalación para finalmente retirar el elevador del lugar de trabajo.

El NIVEL 2, que detalla las funciones específicas del elevador que serán necesarias para que este realice su trabajo satisfactoriamente a través de cinco módulos funcionales consideran la sujeción del equipo al elevador durante sus traslados horizontal y vertical, además de un sistema de seguridad que bloquee el elevador en su posición alta.

2.4. Módulos y alternativas de diseño

A continuación, se mostrarán diferentes alternativas de diseño para cada módulo mostrado en el Anexo 2, considerando sus principales ventajas y desventajas para así, a través de una matriz de criterios ponderados, seleccionar la opción más idónea en cada módulo. Los 4 módulos definidos para el desarrollo del elevador son mostrados en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Módulos del elevador móvil.

Módulo	Detalle
1	Sujeción del equipo al elevador
2	Traslado horizontal
3	Traslado vertical
4	Sistema de bloqueo




(Fuente: Propia)

La matriz de criterios ponderados es una herramienta cualitativa que permite la selección de opciones sobre una base de ponderación y aplicación de criterios, estableciendo prioridades para facilitar la toma de decisiones. (AITECO, 2018)

2.4.1. Módulo de sujeción del equipo al elevador

El primer módulo de la tabla 2.3 tiene por objeto asegurar la carga al elevador para impedir cualquier tipo de deslizamiento durante su traslado horizontal o vertical. A continuación, se presenta en la Tabla 2.4 tres alternativas para su solución.

Tabla 2.4. Alternativas para Módulo 1 *Sujeción del equipo al elevador.*

Alternativa	Ventajas	Desventajas	Esquema gráfico
Plataforma con paredes fijas	Requiere poco tiempo para asegurar el equipo	Falta de versatilidad para diferentes cargas	
	Diseño sencillo	Mayor peso y volumen de la plataforma	
	Posibilidad de implementar accesorios adicionales de sujeción	Posibilidad de mala distribución del peso en la plataforma	
	Baja probabilidad de caída por deslizamiento	Costo de accesorios adicionales de sujeción	Figura 2.2. Plataforma tipo canasta (ITSPORT, 2019)
Plataforma con brazos extensibles	Versatilidad para diferentes cargas	Mayor complejidad de diseño	
	Peso moderado de la plataforma	Tiempo de sujeción de la carga moderado	
	Fijación de brazos telescópicos con pasadores	Desgaste por fricción entre elementos	Figura 2.3. Brazos extensibles para carga industrial (KIPP, 2019)
Plataforma para correas de sujeción	Diseño sencillo	Posibilidad de no posicionar correctamente las correas	
	Plataforma relativamente liviana	Costo adicional por correas de trinquete	
	Bajo costo de fabricación de la plataforma	Posibilidad de daño de carga por sobreajuste de correas	Figura 2.4. Correas de sujeción por trinquete (KIPP, 2019)

(Fuente: Propia)

Para la selección de la alternativa más idónea se hará uso de una matriz de criterios ponderados donde el diseñador selecciona los parámetros a evaluar y, en función de su importancia, se le asignará a cada parámetro una ponderación adecuada.

Si el criterio de la fila es mayor al de la columna, el valor es 1; Si el criterio de la fila es igual al de la columna el valor será de 0,5, y si es menor el valor será 0. Posteriormente se realiza la sumatoria de las filas adicionando el valor de 1 para que así no existan valoraciones nulas. La tabla 2.5 presenta los resultados de los criterios ponderados para el desarrollo del primer módulo:

Tabla 2.5. Peso específico de cada criterio para el Módulo 1 *Sujeción del equipo al elevador*.

Peso de la plataforma > Costo = Diseño sencillo > Tiempo de sujeción						
Criterio	Peso de la plataforma	Diseño sencillo	Tiempo de sujeción	Costo	$\Sigma +1$	Ponderación
Peso de la plataforma		1	1	1	4,00	0,40
Diseño sencillo	0		1	0,5	2,50	0,25
Tiempo de sujeción	0	0		0	1,00	0,10
Costo	0	0,5	1		2,50	0,25
				Suma	10,00	1,00

(Fuente: Propia)

Posteriormente se evalúa cada uno de los criterios de la tabla 2.5 en función de las alternativas de solución. Las tablas 2.6, 2.7, 2.8 y 2.9 muestran las alternativas ganadoras para cada criterio de la tabla 2.5. Nótese que:

- Solución A: Plataforma con paredes fijas
- Solución B: Plataforma con brazos extensibles
- Solución C: Plataforma para correas de sujeción por trinquete

Tabla 2.6 Evaluación del peso específico del criterio *Peso de la plataforma*.

Solución C > Solución B > Solución A					
Peso de la plataforma	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.7 Evaluación del peso específico del criterio *Diseño Sencillo*.

Solución C > Solución A > Solución B					
Diseño Sencillo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.8 Evaluación del peso específico del criterio *Rapidez de sujeción*.

Solución A > Solución B > Solución C					
Rapidez de Sujeción	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.9 Evaluación del peso específico del criterio *Costo*.

Solución C > Solución A > Solución B					
Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Una vez evaluados todos los criterios se procede a la elaboración del cuadro de conclusiones, donde se multiplica la ponderación de cada criterio por la ponderación de cada solución obtenida, respectivamente. La solución que alcance una mayor sumatoria será la ganadora.

Tabla 2.10 Conclusiones para el Módulo 1 *Sujeción del equipo al elevador*.

Solución	Peso de la plataforma	Diseño sencillo	Tiempo de sujeción	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0,067	0,083	0,050	0,083	0,28	2
Solución B	0,133	0,042	0,033	0,042	0,25	3
Solución C	0,200	0,125	0,017	0,125	0,47	1



(Fuente: Propia)

En la tabla 2.10 se observa que la Solución C (Plataforma para correas de sujeción por trinquete) es la que obtiene mayor prioridad y por lo tanto es seleccionada para el módulo 1 (sujeción del equipo al elevador).

2.4.2. Módulo de traslado horizontal

El segundo módulo de la tabla 2.3 tiene por objeto garantizar la movilidad del equipo de un sitio a otro de una manera rápida y cómoda, ubicando al elevador en la zona de trabajo. Para ello se usarán ruedas, las mismas que dispondrán de mecanismos de bloqueo para impedir cualquier tipo de deslizamiento del elevador durante su traslado vertical. A continuación, se presenta en la Tabla 2.11 tres alternativas para la solución del presente módulo.

Tabla 2.11. Alternativas de solución para Módulo 2 *Traslado horizontal*.

Alternativa	Ventajas	Desventajas	Esquema gráfico
Ruedas de Poliuretano	Excelente resistencia a la abrasión	Mayor desgaste en suelos de tierra o asfalto en comparación a neumáticos	
	Elevada capacidad de carga		
	Desgarre limitado, los cortes no progresan	Mala resistencia ante disolventes clorados, álcalis y alcoholes.	
	Poca deformación por compresión facilita traslado de cargas	Baja absorción de impactos o vibraciones	
Neumáticos	Excelente desempeño en suelos irregulares	Neumático corre riesgo de ser pinchado	
	Máxima absorción de golpes y vibraciones	Existe mayor área de contacto con el suelo por deshinchamiento del neumático, provocando mayor esfuerzo para trasladar cargas	
	Mayor velocidad de traslado admisible en comparación al poliuretano o goma		

Ruedas de goma	Buena absorción de impactos y vibraciones	Mala resistencia ante gasolina, aceites minerales, grasas o detergentes	
	No corre riesgo de ser pinchada		
	Buena resistencia ante disolventes álcalis y alcoholes	Mayor desgaste en suelos de tierra o asfalto en comparación a neumáticos.	

(Fuente: Propia)

De igual forma, para la selección de la alternativa más idónea se hará uso de una matriz de criterios ponderados en la Tabla 2.12 donde la resistencia a hidrocarburos es importante pues muchas veces en el suelo hay aceites, gasolina o thinner derramados.

Tabla 2.12. Peso específico de cada criterio para el Módulo 2 *Traslado horizontal*.

Resistencia a Hidrocarburos > Costo = Capacidad de carga > Desempeño en suelos irregulares						
Criterio	Desempeño en suelos irregulares	Capacidad de carga	Resistencia a hidrocarburos	Costo	$\Sigma +1$	Ponderación
Desempeño en suelos irregulares		0	0	0	1,00	0,10
Capacidad de carga	1		0	0,5	2,50	0,25
Resistencia a hidrocarburos	1	1		1	4,00	0,40
Costo	1	0,5	0		2,50	0,25
				Suma	10,00	1,00

(Fuente: Propia)

Posteriormente se evalúa cada uno de los criterios de la tabla 2.12 en función de las alternativas de solución. Las tablas 2.13, 2.14, 2.15 y 2.16 muestran las alternativas ganadoras para cada criterio. Nótese que:

- Solución A: Ruedas de poliuretano
- Solución B: Neumáticos

- Solución C: Ruedas de goma

Tabla 2.13 Evaluación del peso específico del criterio *Desempeño en suelos irregulares*.

Solución B > Solución C > Solución A					
Desempeño en suelos irregulares	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.14 Evaluación del peso específico del criterio *Capacidad de carga*.

Solución A = Solución B > Solución C					
Capacidad de carga	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,42
Solución B	0,5		1	2,5	0,42
Solución C	0	0		1	0,17
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15 Evaluación del peso específico del criterio *Resistencia a hidrocarburos*.

Solución A > Solución B > Solución C					
Resistencia a hidrocarburos	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.16 Evaluación del peso específico del criterio *Costo*.

Solución C > Solución A > Solución B					
Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50

Suma	6	1,00
-------------	----------	-------------

(Fuente: Propia)

Posteriormente se procede a la elaboración del cuadro de conclusiones, donde se multiplica la ponderación de cada criterio de la tabla 2.12 por la ponderación de cada solución obtenida en las tablas 2.13, 2.14, 2.15 y 2.16. La solución que alcance una mayor sumatoria será la ganadora.

Tabla 2.17 Conclusiones para el Módulo 2 *Traslado Horizontal*.

Solución	Desempeño en suelos diferentes	Capacidad de carga	Resistencia a hidrocarburos	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0,017	0,104	0,200	0,083	0,40	1
Solución B	0,050	0,104	0,133	0,042	0,33	2
Solución C	0,033	0,042	0,067	0,125	0,27	3


(Fuente: Propia)



En la tabla 2.17 se observa que la Solución A (Ruedas de poliuretano) es la que obtiene mayor prioridad y por lo tanto es seleccionada para el módulo 2 (Traslado horizontal).

2.4.3. Módulo de traslado vertical

El tercer módulo de la tabla 2.3 es el más importante por cuanto cumple la actividad principal del elevador, realizar el traslado de la carga de manera vertical. Para ello se consideran tres tipos de mecanismos usados en elevadores móviles que son presentados en la tabla 2.18.

Tabla 2.18. Alternativas de solución para Módulo 3 *Traslado Vertical*.

Alternativa	Ventajas	Desventajas	Esquema Gráfico
Elevador de tijeras	Gran estabilidad	Altura máxima limitada por la longitud de la plataforma y el número de tijeras	
	Menor volumen en posición de replegado en comparación al mecanismo telescópico o columna		
	Menor momento flector sobre la plataforma cargada comparación al mecanismo telescópico o columna	La fuerza del actuador es variable en función de la posición de las tijeras	

		Considerable cantidad de eslabones en el mecanismo	Figura 2.8. Elevador de tijeras (Fuente propia, 2019)
Elevador telescópico	Mayor alcance que otros elevadores	Altura máxima limitada por longitud y número de brazos telescópicos	
	Posibilidad de traslado horizontal de la carga	Desgaste considerable entre eslabones telescópicos por fricción	
	Volumen moderado en la posición de replegado	Elevado momento flector sobre la plataforma cargada	Figura 2.9. Elevador telescópico (Fuente propia, 2019)
Elevador de una columna	Menor cantidad de eslabones en el mecanismo que otros elevadores	Altura máxima limitada por longitud de columna	
	Peso del elevador relativamente bajo	Sin posibilidad de replegado su volumen es mayor que otros elevadores	
	La fuerza ejercida por el actuador no varía en función de la posición de la plataforma	Elevado momento flector sobre la plataforma cargada	Figura 2.10. Elevador de una columna (Fuente: (Edipesa, 2019))

(Fuente: Propia)

Para la selección de la alternativa más idónea se hará uso de una matriz de criterios ponderados en la tabla 2.19. Para que el traslado del elevador sea fácil, es importante que su peso y volumen sean lo más bajo posible.

Tabla 2.19. Peso específico de cada criterio para el Módulo 3 *Traslado Vertical*.

Peso del elevador = Volumen en posición replegado > Estabilidad > Costo						
Criterio	Estabilidad	Peso del elevador	Volumen en replegado	Costo	$\Sigma +1$	Ponderación
Estabilidad		0	0	1	2,00	0,20
Peso del elevador	1		0,5	1	3,50	0,35
Volumen en replegado	1	0,5		1	3,50	0,35
Costo	0	0	0		1,00	0,10

Suma	10,00	1,00
-------------	--------------	-------------

(Fuente: Propia)

Posteriormente se evalúa cada uno de los criterios de la tabla 2.19 en función de las alternativas de solución. Las tablas 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23 muestran las alternativas ganadoras para cada criterio. Nótese que:

- Solución A: Elevador de Tijeras
- Solución B: Elevador telescópico
- Solución C: Elevador de una columna

Tabla 2.20 Evaluación del peso específico del criterio *Estabilidad*.

Solución A > Solución C > Solución B					
Estabilidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.21 Evaluación del peso específico del criterio *Peso del elevador*.

Solución C > Solución A = Solución B					
Peso del elevador	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		0,5	0	1,5	0,25
Solución B	0,5		0	1,5	0,25
Solución C	1	1		3	0,50
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.22 Evaluación del peso específico del criterio *Volumen en posición replegada*.

Solución A > Solución B > Solución C					
Volumen en replegado	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.23 Evaluación del peso específico del criterio *Costo*.

Solución C > Solución A = Solución B					
Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		0,5	0	1,5	0,25
Solución B	0,5		0	1,5	0,25
Solución C	1	1		3	0,50
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.24 se elabora el cuadro de conclusiones, donde se multiplica la ponderación de cada criterio de la tabla 2.19 por la ponderación respectiva de cada solución obtenida en las Tablas 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23. La solución que alcance una mayor sumatoria será la ganadora.

Tabla 2.24 Conclusiones para el módulo 3 *Traslado Vertical*.

Solución	Estabilidad	Peso del elevador	Volumen en replegado	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0,100	0,088	0,175	0,025	0,39	1
Solución B	0,033	0,088	0,117	0,025	0,26	3
Solución C	0,067	0,175	0,058	0,050	0,35	2

(Fuente: Propia)

Se observa en la Tabla 2.24 que la Solución A (Elevador de tijeras) es la que obtiene mayor prioridad y por lo tanto es seleccionada para el módulo 3 (traslado vertical).

2.4.4. Módulo del sistema de bloqueo

El cuarto módulo de la tabla 2.3 garantizará que una vez que el elevador alcance su posición vertical de trabajo, el mecanismo no regresará a su posición baja de manera imprevista. Para ello se consideran dos tipos de bloqueo usados en diferentes mecanismos de seguridad los cuales son presentados en la Tabla 2.25.

Para la selección de la alternativa más idónea se hará uso de una matriz de criterios ponderados en la Tabla 2.26. Un menor peso es importante para facilitar la movilidad del elevador.

Tabla 2.25. Alternativas de solución para Módulo 4 *Sistema de bloqueo*.



Alternativa	Ventajas	Desventajas	Esquema gráfico
Bloqueo con eje pasador	Diseño sencillo y fácil implementación	Activación manual	
	Bajo costo de implementación	Para activar el bloqueo el mecanismo debe alcanzar una posición determinada	
	Bajo peso		

			Figura 2.11.- Perno pasador (Aerotécnica, 2016)
Bloqueo por trinquete	Bloqueo casi instantáneo	Mayor costo para implementación del mecanismo	
	Activación automática		
	Permite el avance en un solo sentido	Mayor dificultad para implementación	Figura 2.12.- Mecanismo de bloqueo por trinquete (Fuente propia, 2019)

(Fuente: Propia)

Tabla 2.26. Peso específico de cada criterio para el Módulo 4 *Sistema de Bloqueo*.

Peso del sistema de bloqueo > Costo > Facilidad de implementación					
Criterio	Peso del sistema de bloqueo	Facilidad de implementación	Costo	$\Sigma +1$	Ponderación
Peso del sistema de bloqueo		1	1	3,00	0,50
Facilidad de implementación	0		0	1,00	0,17
Costo	0	1		2,00	0,33
			Suma	6,00	1,00

(Fuente: Propia)

Posteriormente se evalúa cada uno de los criterios de la tabla 2.26 en función de las alternativas de solución. Las tablas 2.27, 2.28 y 2.29 muestran las alternativas ganadoras para cada criterio. Nótese que:

- Solución A: Bloqueo con pasador
- Solución B: Bloqueo por trinquete

Tabla 2.27 Evaluación del peso específico del criterio *Peso del sistema*.

Solución A > Solución B				
Peso del sistema de bloqueo	Solución A	Solución B	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33

Suma	3	1,00
-------------	----------	-------------

(Fuente: Propia)

Tabla 2.28 Evaluación del peso específico del criterio *Facilidad de implementación*.

Solución A > Solución B				
Facilidad de implementación	Solución A	Solución B	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33
		Suma	3	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.29 Evaluación del peso específico del criterio *Costo*.

Solución A > Solución B				
Costo	Solución A	Solución B	$\Sigma +1$	Ponderación
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33
		Suma	3	1,00

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.30 se elabora el cuadro de conclusiones, donde se multiplica la ponderación de cada criterio de la tabla 2.26 por la ponderación respectiva de cada solución obtenida en las Tablas 2.27, 2.28 y 2.29. La solución que alcance una mayor sumatoria será la ganadora.

Tabla 2.30 Conclusiones para el módulo 4 *Sistema de Bloqueo*.

Solución	Peso del sistema de bloqueo	Facilidad de implementación	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0,333	0,111	0,222	0,67	1
Solución B	0,167	0,056	0,111	0,33	2

(Fuente: Propia)

Se observa en la Tabla 2.30 que la Solución A (Bloqueo con pasador) es la que obtiene mayor prioridad y por lo tanto es seleccionada para el módulo 4 (Sistema de Bloqueo).

2.5. Matriz morfológica

Se toma a las soluciones con mayor prioridad para cada módulo (mostradas en la sección 2.4). A partir de estas, se crea la matriz morfológica mostrada en la Tabla 2.31

donde se presenta las soluciones a implementar en el diseño conceptual de la máquina. Se resalta la solución elegida para cada módulo.

Tabla 2.31 Matriz morfológica del elevador móvil.

MODULOS	ALTERNATIVAS DE DISEÑO		
SUJECIÓN DEL EQUIPO AL ELEVADOR	Plataforma con paredes fijas	Plataforma con brazos extensibles	Plataforma para correas de sujeción por trinquete
TRASLADO HORIZONTAL	Ruedas de poliuretano	Neumáticos	Ruedas de goma
TRASLADO VERTICAL	Elevador de tijeras	Elevador telescópico	Elevador de una columna
SISTEMA DE BLOQUEO		Bloqueo por trinquete	Bloqueo con pasador

(Fuente: Propia)

En la figura 2.13 se muestra el esquema del elevador de carga en posición baja y alta, considerando las soluciones ganadoras de la tabla 2.31. Como se puede observar consta de una plataforma con ganchos que permiten el uso de correas para sujeción por trinquete.

Se muestra además ruedas de poliuretano para carga industrial que permitirán su traslado horizontal. El mecanismo para elevación es de tres pares de tijera y serán accionadas mediante un cilindro hidráulico. Para el sistema de bloqueo se usa pasadores en las guías que no permitirán el descenso del elevador una vez alcanzada su posición de trabajo.

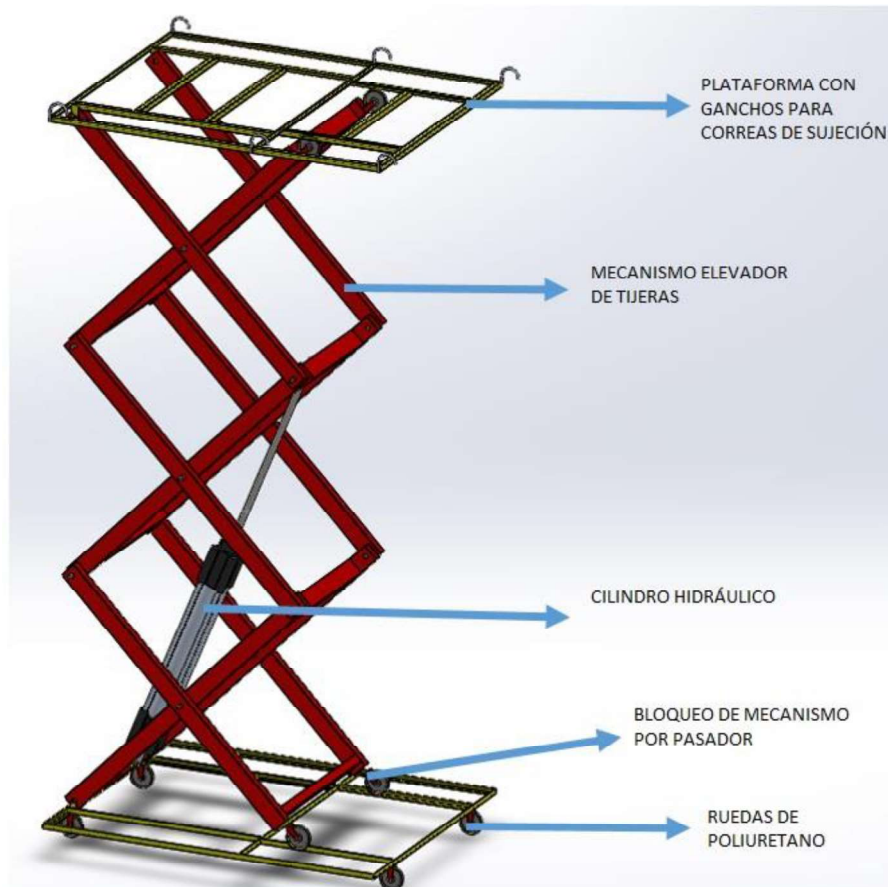


Figura 2.13. Diseño conceptual del elevador de cargas móvil
(Fuente: Propia)

2.6. Cálculo y selección de componentes

En este subcapítulo se desarrolla el diseño del elevador definido en la sección 2.5. Teniendo en cuenta las especificaciones de la sección 2.2, se detalla el proceso de dimensionamiento de los eslabones, análisis cinemático y cinético del mecanismo, que son la base para el diseño y selección de componentes.

2.6.1. Dimensionamiento de eslabones

Teniendo en cuenta la Tabla 2.2 de especificaciones técnicas, el primer paso consiste en dimensionar los eslabones de modo que cumplan los requerimientos de altura máxima, mínima y volumen del elevador. Además, es necesario conocer la ubicación del cilindro hidráulico para así determinar su carrera y ángulos de inclinación.

En la figura 2.14 se observa al mecanismo del elevador con sus constantes y variables en función de la posición de trabajo. Haciendo uso de relaciones trigonométricas se puede obtener el valor de las variables en función de los valores de entrada. El nombre de cada parámetro se presenta en la tabla 2.32.

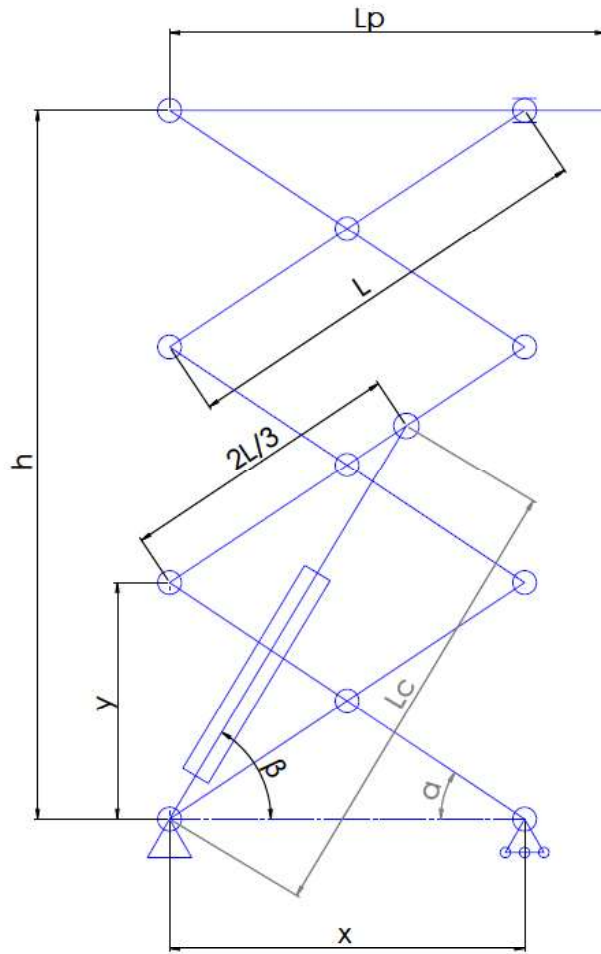


Figura 2.14. Variables para dimensionamiento de eslabones del elevador.
(Fuente: Propia)

Para la determinación de la ubicación del cilindro hidráulico en el mecanismo, Cruz y Rueda (2008) recomiendan que el extremo inferior del cilindro se ubique sobre el apoyo fijo del elevador de tijeras (en el nodo A). En cuanto al extremo superior del cilindro dependerá de la longitud del mismo, para este caso se lo ha ubicado en las $2/3$ partes de la longitud del brazo DE. En el mercado se observan cilindros hidráulicos para aplicaciones similares con dimensiones entre 1 y 1.5 metros de largo. La fuerza requerida por el mismo se analizará a detalle en la sección 2.6.3.

Tabla 2.32 Nomenclatura para eslabones.

Longitud del brazo	L	Valor de entrada
Longitud de la plataforma	L_p	Valor de entrada
Altura del elevador	h	Valor de entrada
Apertura vertical de tijeras	y	$y = \frac{h}{3}$

Apertura horizontal de tijeras	x	$x = \sqrt{L^2 - y^2}$
Inclinación de los brazos	α	$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{y}{L}\right)$
Longitud del cilindro hidráulico	L_C	$L_C = \sqrt{\left(\frac{2x}{3}\right)^2 + \left(\frac{5y}{3}\right)^2}$
Inclinación del cilindro hidráulico	β	$\beta = \cos^{-1}\left(\frac{2x}{3y}\right)$

(Fuente: Propia)

Debe tenerse en cuenta que la altura h mostrada en la Tabla 2.32 no considera el incremento en la altura debido a las ruedas de poliuretano usadas en el sistema móvil. Para determinar el valor de la altura real del elevador es necesario sumar la altura de las ruedas de poliuretano a h . En la industria las ruedas para aplicaciones similares tienen una altura promedio de 20 [cm]. Con esto podemos estimar la variable h para la posición elevada (h_f) y para la posición replegada (h_o):

$$h_f = \text{altura máxima} - h_{ruedas} = 3,50 - 0,2[m] = 3,3[m]$$

$$h_o = \text{altura mínima} - h_{ruedas} = 1 - 0,2[m] = 0,8[m]$$

En la Tabla 2.2 donde se solicita una dimensión máxima de 1800x1000 [mm]. De aquí se obtiene que el valor de LP es de 1,8 [m]. En cuanto a la longitud de los brazos L, esta debe ser ligeramente menor a LP. Se probará la longitud de 1,6 [m] y se verificará que el ángulo de inclinación α para la posición elevada no exceda los 45° para mantener una mejor estabilidad en la estructura. Las tablas 2.33 y 2.34 muestran los resultados de los parámetros dimensionales del elevador, considerando las ecuaciones de la tabla 2.32.

Tabla 2.33 Dimensiones de los eslabones en posición baja.

Longitud del brazo	L	1,6[m]
Longitud de la plataforma	L_P	1,8[m]
Altura del elevador (pos. Baja)	h_o	0,8[m]
Apertura vertical de tijeras	y	0,27[m]
Apertura horizontal de tijeras	x	1,58[m]
Inclinación de los brazos	α	9,59[°]
Longitud del cilindro hidráulico	L_C	1,14[m]
Inclinación del cilindro hidráulico	β	22,91[°]

(Fuente: Propia)

Tabla 2.34 Dimensiones de los eslabones en posición alta.

Longitud del brazo	L	1,6[m]
Longitud de la plataforma	L_P	1,8[m]

Altura del elevador (pos. Alta)	h_f	3,3[m]
Apertura vertical de tijeras	y	1,1[m]
Apertura horizontal de tijeras	x	1,16[m]
Inclinación de los brazos	α	43,43[°]
Longitud del cilindro hidráulico	L_C	1,99[m]
Inclinación del cilindro hidráulico	β	67,1[°]

(Fuente: Propia)

Como se observa en la tabla 2.34, el ángulo de inclinación α para la posición elevada es de 43,43°. También se puede determinar la carrera necesaria del cilindro hidráulico al restar L_C de las posiciones alta y baja en las tablas 2.33 y 2.34 respectivamente:

$$Carrera\ del\ cilindro = (L_C)_{Pos.Alta} - (L_C)_{Pos.Baja} = (1,99 - 1,14)[m]$$

$$Carrera\ del\ cilindro = 0,85[m]$$

Con respecto a las dimensiones de la plataforma se conoce que el marco externo de la misma es de 1800x1000 [mm] (ver Tabla 2.2). Se hará uso de perfiles extra que rigidicen la plataforma sin añadirle demasiado peso. La definición de qué perfil estructural se usará se la llevará a cabo en la sección 2.6.10.

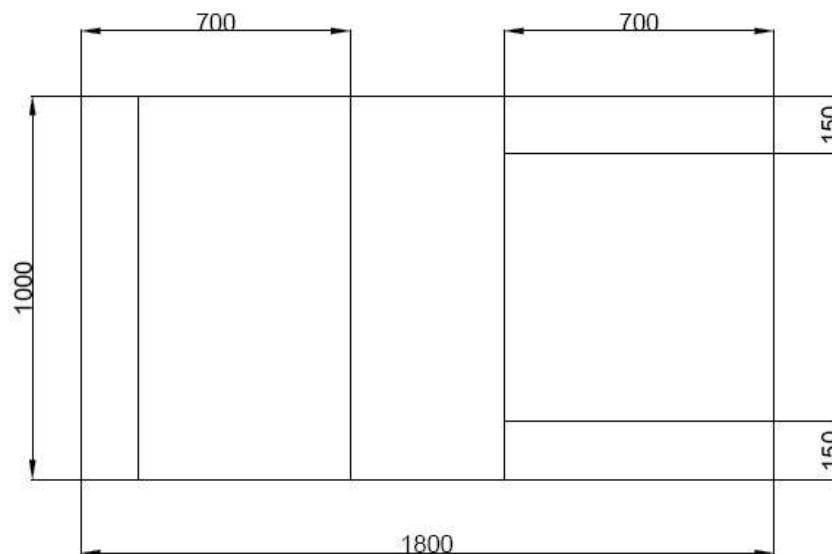


Figura 2.15. Dimensionamiento en mm de eslabones para plataforma
(Fuente: Propia)

2.6.2. Análisis cinemático

El análisis cinemático permite evaluar el movimiento del mecanismo (o salidas) a partir de los datos del movimiento de sus actuadores (o entradas) tales como motores rotatorios o lineales. (Norton, 2011)

En la figura 2.16 se observa el mecanismo del elevador donde el elemento ANM representa al cilindro hidráulico y NM al vástago de este. Para conocer cómo afecta el

accionar del cilindro a la movilidad del mecanismo es necesario conocer sus grados de libertad.

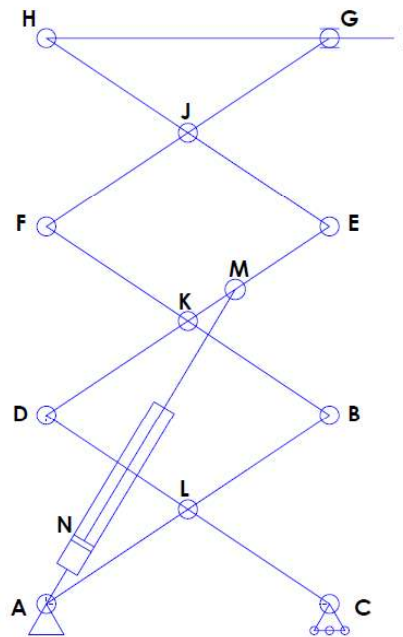


Figura 2.16. Cadena cinemática del elevador (Fuente: Propia)

Usando la ecuación 1.1, se define los grados de libertad GDL del mecanismo donde:

$$GDL = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2$$

Donde:

$$n = 12 (AC, AB, CD, DE, BF, EH, FG, HG, AN, MN, C, G)$$

$$J_1 = 13 \text{ de rotación } (A, B, C, D, E, F, H, G, J, K, L, M, A \text{ cilindro})$$

$$3 \text{ juntas prismáticas } (C, G, N)$$

$$J_2 = 0$$

Entonces:

$$GDL = 3(12 - 1) - 2(13 + 3) - 0$$

$$GDL = 1$$

Por lo tanto, el accionamiento del cilindro hidráulico tendrá efecto sobre todo el mecanismo. Esto permite obtener las aceleraciones de los eslabones a partir de la velocidad de accionamiento del cilindro y con esto la fuerza requerida para superar la inercia de cada eslabón.

El eslabón móvil más pesado es la plataforma superior. Haciendo uso de un perfil angular de acero ASTM A36 de 40x40x3 [mm] cuya masa es 1,85 kg/m, la masa estimada para la plataforma superior es de 20 [kg] (la figura 2.15 muestra que se usan alrededor de 10 [m]). A esto se le debe sumar el peso del riel por donde desliza la rueda

en G, los ganchos para las correas de sujeción y la plancha de tool cuyo peso en conjunto será de aproximadamente 10 [kg]. La masa total de la plataforma está estimada en 30 kg. El peso estimado de la plataforma superior P_p es:

$$P_p = 30[\text{kg}] * 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 294,3[\text{N}]$$

La velocidad del cilindro de accionamiento manual es 2 [cm/s]. La carrera requerida para desplegar todo el vástago es 86 [cm]. Por lo tanto, el tiempo de elevación mínimo será de 43 [s]. La distancia a altura de elevación es:

$$\text{Distancia} = \text{Vel. inicial} * \text{tiempo} + (\text{aceleración} * \text{tiempo}^2)/2$$

La distancia será la diferencia entre la altura final e inicial de la plataforma, la velocidad inicial es cero puesto que parte del reposo y el tiempo mínimo de elevación 43 [s]. Despejando la aceleración de la plataforma se tiene:

$$a_p = \frac{2(h_f - h_o)}{t^2} = \frac{2(3,30 - 0,75)[\text{m}]}{(43[\text{s}])^2}$$

$$a_p = 2,75 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Una vez determinada la aceleración y la masa de la plataforma se puede conocer la fuerza inercial presentada por el elemento con la segunda Ley de Newton:

$$\text{Fuerza} = \text{masa} * \text{aceleración}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{inercia}} = (\text{masa}_{\text{plataforma}} + \text{masa}_{\text{carga}}) * a_p = (30 + 200)[\text{kg}] * 2,75 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\text{Fuerza}_{\text{inercial}} = 0,632[\text{N}]$$

Al comparar la magnitud de la fuerza inercial con la magnitud del peso de la plataforma cargada, se observa que esta es demasiado pequeña (representa el 0,21% de P_p). Esto tiene coherencia debido a la aceleración tan pequeña provocada por el cilindro hidráulico de accionamiento manual. En la sección 1.3.2 (clases de cargas), Norton (2011) estipula “Si los movimientos en un mecanismo con carga constante son tan lentos como para generar aceleraciones insignificantes sobre sus miembros, calificaría como un sistema de clase 1 (estructura de carga constante) recibiendo el nombre de *quasi-estático*”.

2.6.3. Análisis estructural

En el análisis cinemático se calculó la aceleración del sistema y debido a que esta era muy pequeña se definió que se trata de un sistema de clase 1 (estructura de carga constante). La complejidad introducida por los movimientos de los elementos está en la determinación de la ubicación, donde las cargas internas sobre los elementos del elevador serán máximas, pues varían conforme este se eleva, a pesar de que la carga externa sea constante. (Norton, 2011)

En el presente subcapítulo se calcularán las fuerzas y reacciones en cada elemento para determinar:

- ¿Cuáles elementos están sometidos a una mayor carga?
- ¿En qué posición de trabajo los elementos están más comprometidos?
- ¿Cómo afecta la posición de la carga a elevar en caso de no estar centrada?

2.6.3.1 Cilindro hidráulico

Para determinar la fuerza ejercida por el cilindro se empleará el método de trabajo virtual considerando factores como el peso de la carga, peso de los eslabones y peso de la plataforma. Se calcula la fuerza del cilindro haciendo uso de la ecuación 1.2.

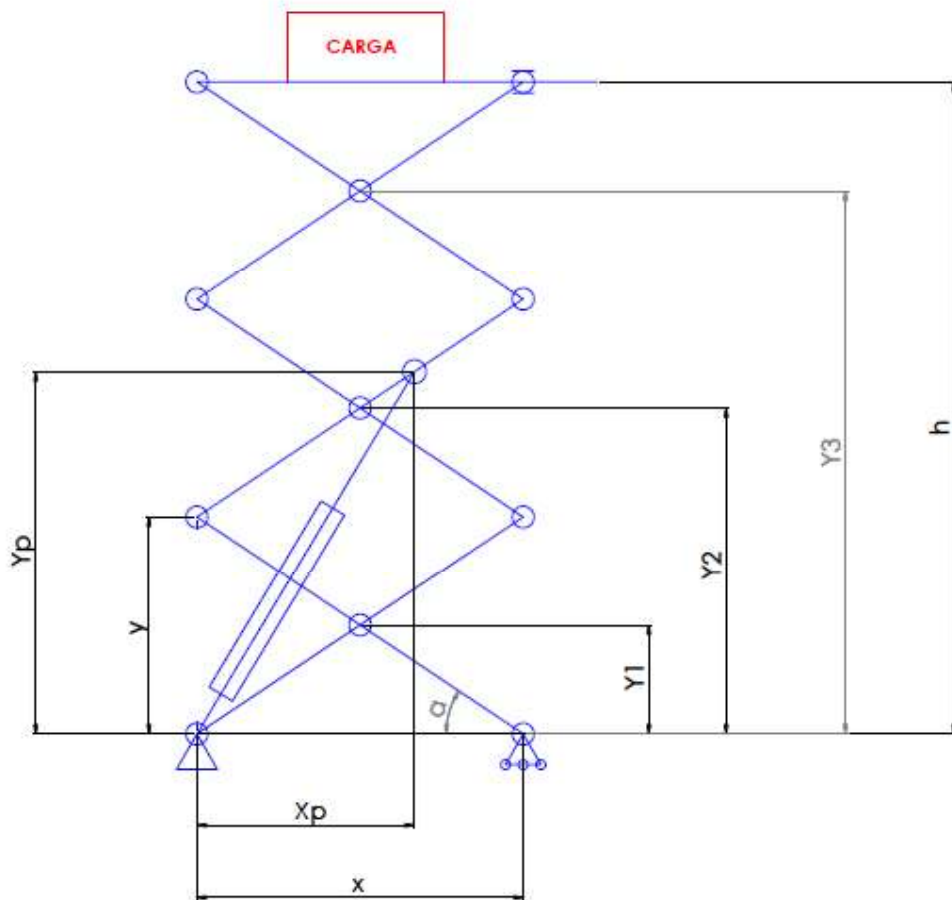


Figura 2.17. Variables para la ecuación de conservación de energía
(Fuente: Propia)

La figura 2.17 muestra al elevador de tijeras con la carga sobre la plataforma. En la nomenclatura mostrada en la Tabla 2.35 se detallan los parámetros a considerar durante el cálculo de la fuerza del cilindro. Los valores pueden obtenerse en función de la longitud del brazo L y la posición del mecanismo (definido por la inclinación α de los brazos). El término CG se refiere al centro de gravedad.

Tabla 2.35 Nomenclatura para cálculo del cilindro hidráulico.

Longitud de cada brazo	L	Valor constante
Inclinación de los brazos	α	Variable independiente
Altura del elevador	h	$h = 3L \text{ sen}(\alpha)$
Altura al CG de eslabones AB y CD	y_1	$y_1 = \frac{L}{2} \text{ sen}(\alpha)$
Altura al CG de eslabones DE y BF	y_2	$y_2 = \frac{3L}{2} \text{ sen}(\alpha)$
Altura al CG de eslabones FG y HE	y_3	$y_3 = \frac{5L}{2} \text{ sen}(\alpha)$
Apertura horizontal de tijeras	x	$x = L \text{ cos}(\alpha)$
Apertura vertical de tijeras	y	$y = L \text{ sen}(\alpha)$
Longitud horizontal del cilindro	x_P	$x_P = \frac{2}{3}x$
Longitud vertical del cilindro	y_P	$y_P = \frac{5}{3}y$
Longitud del cilindro hidráulico	L_C	$L_C = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}$

(Fuente: Propia)

El primer paso consiste en obtener la longitud del cilindro L_C en función de la inclinación α de los brazos del elevador. Considerando las ecuaciones de la tabla 2.35 se tiene:

$$\begin{aligned}
 L_C &= \sqrt{x_P^2 + y_P^2} \\
 L_C &= \sqrt{\left(\frac{2}{3}x\right)^2 + \left(\frac{5}{3}y\right)^2} \\
 L_C &= \sqrt{\left(\frac{2}{3}L \text{ cos}(\alpha)\right)^2 + \left(\frac{5}{3}L \text{ sen}(\alpha)\right)^2} \\
 L_C &= \frac{L}{3} \sqrt{4(\text{cos}(\alpha))^2 + 25(\text{sen}(\alpha))^2} \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

Haciendo uso de derivadas parciales con respecto a α en la ecuación 2.1, se halla la variación de L_C con respecto a la inclinación α :

$$\frac{\partial L_C}{\partial \alpha} = \frac{7L * \text{sen}(2\alpha)}{2\sqrt{4(\text{cos}(\alpha))^2 + 25(\text{sen}(\alpha))^2}} \quad (2.2)$$

En la tabla 2.36 se presentan las derivadas parciales con respecto a α de las variables h , y_1 , y_2 y y_3 definidas en la tabla 2.35

Tabla 2.36 Derivadas parciales con respecto a α .

$\frac{\partial h}{\partial \alpha}$	$3L \cos(\alpha)$
$\frac{\partial y_1}{\partial \alpha}$	$\frac{L}{2} \cos(\alpha)$
$\frac{\partial y_2}{\partial \alpha}$	$\frac{3L}{2} \cos(\alpha)$
$\frac{\partial y_3}{\partial \alpha}$	$\frac{5L}{2} \cos(\alpha)$

(Fuente: Propia)

Haciendo uso de la ecuación 1.2 se tiene:

$$\Delta W_o = \Delta W_f$$

$$(P + P_P) \frac{\partial h}{\partial \alpha} + 4P_{estab} \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + 4P_{estab} \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + 4P_{estab} \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} = F_P \frac{\partial L_C}{\partial \alpha} \quad (2.3)$$

Agrupando términos semejantes de la ecuación 1.2 y reemplazado los valores de las derivadas parciales obtenidas en la tabla 2.36 se tiene:

$$(P + P_P)3L \cos(\alpha) + 4P_{estab} \left(\frac{L}{2} \cos(\alpha) + \frac{3L}{2} \cos(\alpha) + \frac{5L}{2} \cos(\alpha) \right) = F_P \frac{\partial L_C}{\partial \alpha}$$

$$F_P \frac{\partial L_C}{\partial \alpha} = 3L \cos(\alpha) * (P + P_P + 6P_{estab}) \quad (2.4)$$

Reemplazando el valor la ecuación 2.2 en la ecuación 2.4 se tiene:

$$F_P * \frac{7L * \text{sen}(2\alpha)}{2\sqrt{4(\cos(\alpha))^2 + 25(\text{sen}(\alpha))^2}} = 3L \cos(\alpha) * (P + P_P + 6P_{estab})$$

De donde:

$$F_P = \frac{6\cos(\alpha) * (P + P_P + 6P_{estab})\sqrt{4(\cos(\alpha))^2 + 25(\text{sen}(\alpha))^2}}{7\text{sen}(2\alpha)} \quad (2.5)$$

Para cuantificar el valor de F_P de la ecuación 2.5 es necesario definir el peso de la carga y peso de los eslabones. El peso de la plataforma P_P se definió en la sección 2.6.2 con un valor de 294,3 [N]. Por otra parte, el peso P de la carga a elevar es:

$$P = m_{carga} * g = 200[\text{kg}] * 9,81\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] = 1962[\text{N}]$$

Para conocer el peso de los eslabones es necesario determinar el tipo de perfil estructural a usar. Considerando un tubo rectangular de acero ASTM A36 de dimensiones 80x40x2 [mm], se tiene una masa de 3,56 [kg/m]. El largo L del eslabón es de 1,60 [m]. Sin embargo, la longitud real del eslabón será de 1,70 [m] (ver figura 2.18).

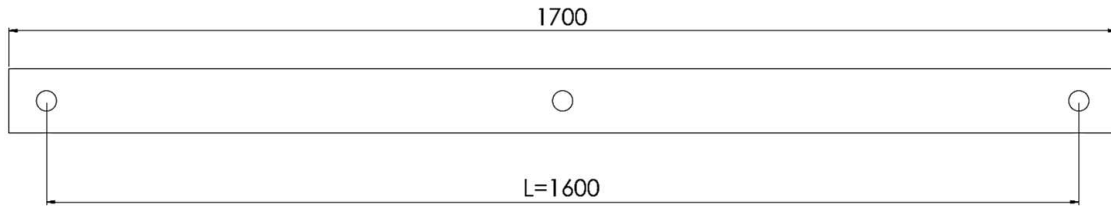


Figura 2.18. Dimensionamiento en mm de eslabones para brazos de la tijera
(Fuente: Propia)

Esto quiere decir que cada eslabón posee una masa estimada de 6,04 [kg]. A esto se debe añadir un peso adicional por elementos extras a cada eslabón como ejes en los puntos de conexión, la masa estimada total para cada eslabón será de 6,3 [kg]. El peso estimado de cada eslabón será:

$$P_{eslab} = 6,3[kg] * 9,81\left[\frac{m}{s^2}\right] = 61,80[N]$$

Es importante tener en cuenta que se trata de un mecanismo de tijeras dobles como se observa en la figura 2.13. Por lo tanto, cada par de tijeras implica el peso de 4 eslabones. Esto se ve reflejado en la ecuación 2.3 de la conservación de energía, donde el peso de todos los eslabones está multiplicado por 4.

Finalmente, se calcula el valor de F_P en función de α en la ecuación 2.5. En la sección 2.6.1 se verifica que el ángulo α varía entre 9,6° y 43,43° desde su posición replegada hasta su posición elevada respectivamente (ver tablas 2.33 y 2.34). El valor máximo de F_P es 14467,85 [N] y se da en su posición baja cuando alfa tiene un valor de 9,6 [°]. El valor de F_P en función de α se observa en la figura 2.19.

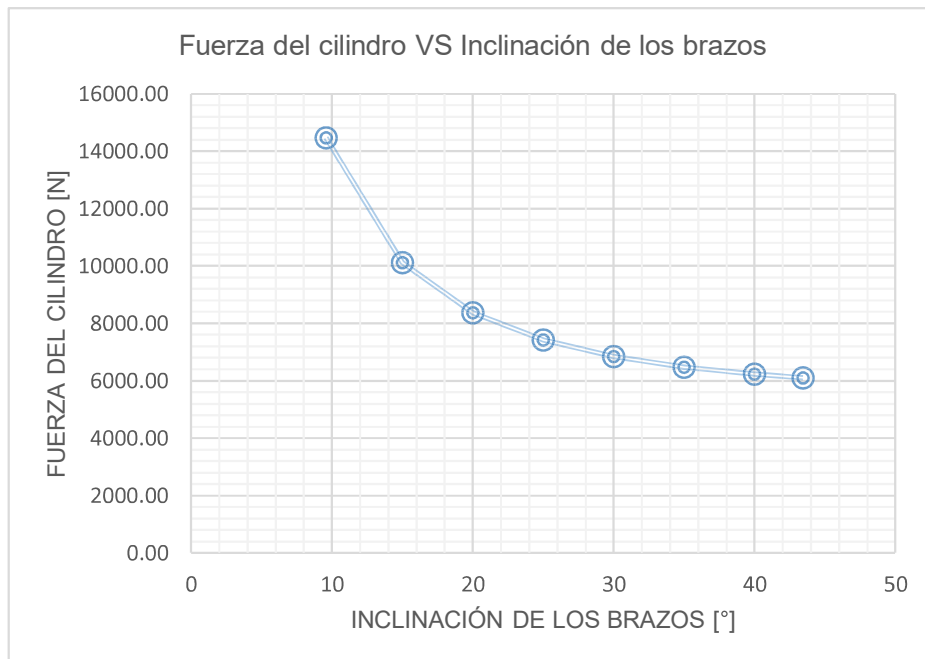


Figura 2.19. Fuerza del cilindro hidráulico VS Inclinación de los brazos
(Fuente: Propia)

Como se puede observar en la figura 2.19, la fuerza requerida por el cilindro hidráulico para accionar el elevador disminuye conforme el elevador alcanza su altura máxima. Se selecciona un cilindro de una capacidad superior a 14467,85 [N] (1474,8 [kg-f]) con una carrera de 0,85 [m] (ver sección 2.6.1). En el mercado nacional se encuentran disponibles cilindros hidráulicos de accionamiento manual con 2000 [kg-f] de capacidad y carrera de 0,86 [m].

2.6.3.2 Reacciones sobre nodos de los eslabones

En la figura 2.20 se observan los diferentes eslabones del elevador donde se tienen 3 pares de brazos (AB y CD; DE y FB; FG y HE), una plataforma (HG), un cilindro hidráulico (ANM), dos correderas deslizantes (G y C) y un bastidor (AC). Para que este mecanismo se transforme en una estructura se debe considerar que el cilindro hidráulico no se accionará, convirtiéndose en un elemento fijo que restringe la movilidad del mecanismo (GDL=0).

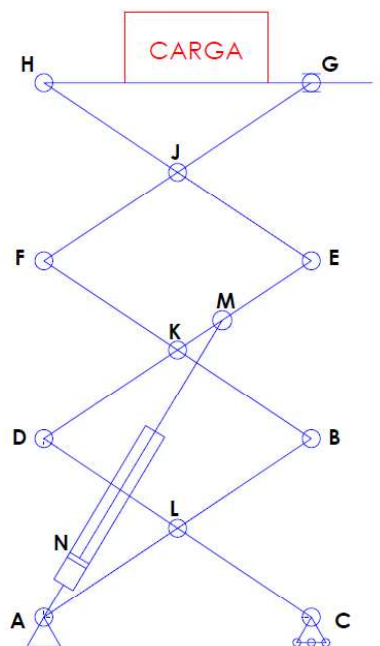


Figura 2.20. Eslabones del elevador
(Fuente: Propia)

En primer lugar, se analiza las reacciones en la plataforma provocadas por la carga y el peso de la misma. Para los demás eslabones no se tomará en cuenta su peso pues es bastante pequeño en comparación a las cargas existentes en el mecanismo. Se usan las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en el eje X, eje Y y equilibrio de momentos:

$$\sum \vec{F}_x = 0 \qquad \sum \vec{F}_y = 0 \qquad \sum \vec{M}_o = 0$$

Se procede a realizar el diagrama del cuerpo libre de todos los elementos asumiendo las direcciones de las reacciones de manera aleatoria. El primer paso es hallar las reacciones G y H de la plataforma. En la figura 2.21 se observa la plataforma de longitud L_P y peso P_P . La apertura de las tijeras es de longitud X y el peso P de la carga se encuentra ubicado a una distancia "a" hacia la derecha de H. Las reacciones en el eje X para los puntos H y G son nulas

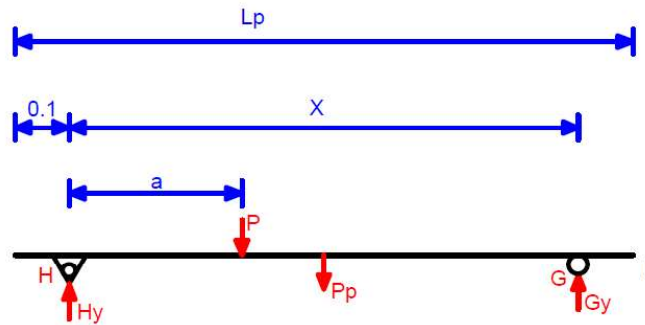


Figura 2.21. Diagrama del cuerpo libre de la plataforma HG
(Fuente: Propia)

Resolviendo el sistema con las tres ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$G_y = \left\{ \left(\frac{L_P}{2} - 0,1 \right) P_P + a * P \right\} / x$$

$$H_y = P + P_P - G_y$$

Conocidas las reacciones en G y H, se procede a analizar el par de tijeras HE y FG. En la figura 2.22 se observa los valores conocidos en color rojo (H_y y G_y) y las incógnitas en color azul.

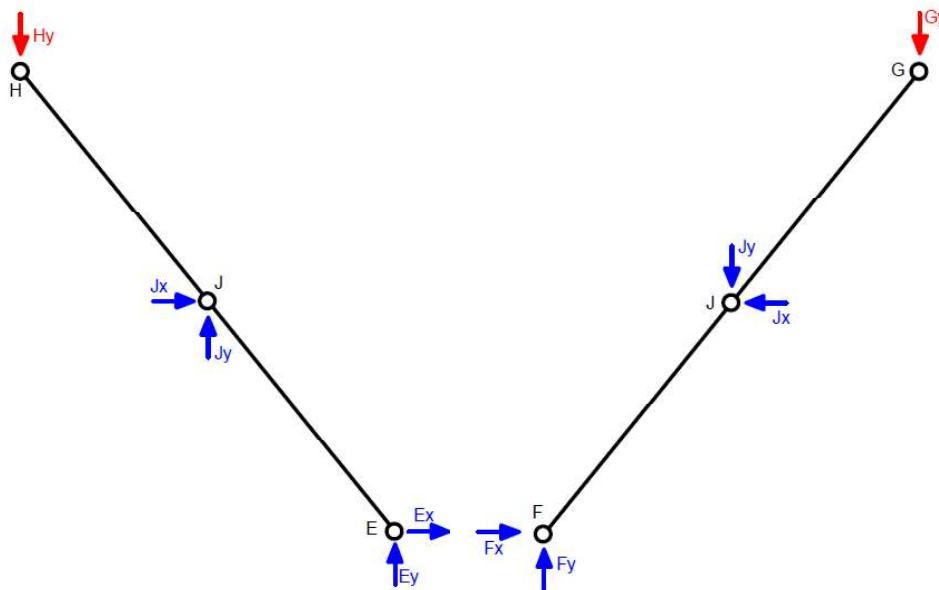


Figura 2.22. Diagrama del cuerpo libre de eslabones HE y FG
(Fuente: Propia)

Resolviendo el sistema con las tres ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$J_y = H_y - G_y$$

$$J_x = \frac{\cos(\alpha) * (2G_y + J_y)}{\text{sen}(\alpha)}$$

$$E_y = G_y$$

$$E_x = -J_x$$

$$F_y = H_y$$

$$F_x = J_x$$

Conocidas las reacciones en F y E, se procede a analizar el par de tijeras FB y DE. En la figura 2.23 se observa las fuerzas conocidas con color rojo (F, E y F_P) y las reacciones (incógnitas) en color azul.

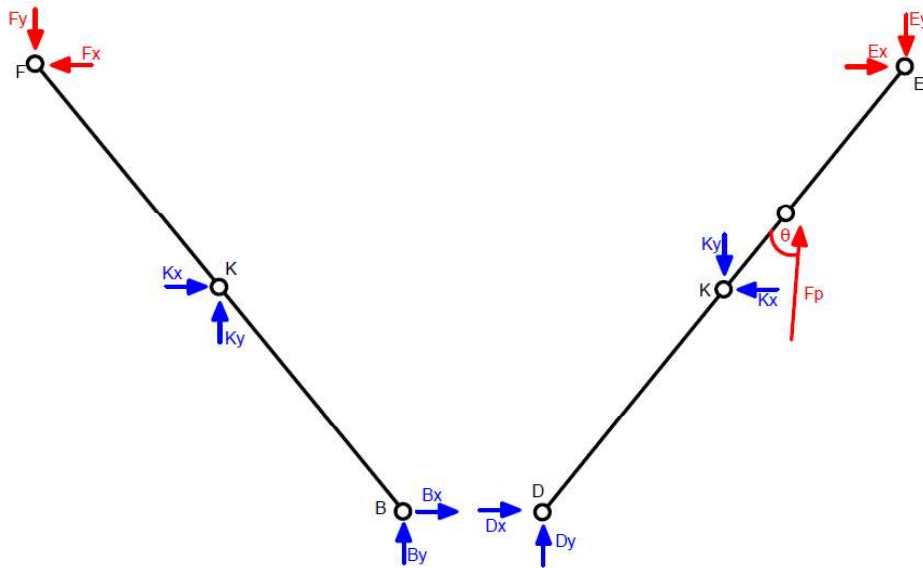


Figura 2.23. Diagrama del cuerpo libre de eslabones FB y DE
(Fuente: Propia)

Recuérdese que β es el ángulo de inclinación del cilindro hidráulico y la horizontal (véase figura 2.14). Como se puede observar en la figura 2.22, el ángulo entre el cilindro hidráulico y el eslabón DE es θ , y su valor se obtiene de la resta entre β y α (para conocer sus valores en cualquier posición ver tabla 2.32). Resolviendo el sistema con las tres ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$K_x = \frac{\cos(\alpha) * (F_y + E_y) + \text{sen}(\alpha) * (F_x + E_x) - \frac{2}{3} F_P * \text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\alpha)}$$

Donde: $\theta = \beta - \alpha$

$$K_y = \frac{2(F_y * \cos(\alpha) + F_x * \text{sen}(\alpha)) - K_x * \text{sen}(\alpha)}{\cos(\alpha)}$$

$$B_y = F_y - K_y$$

$$B_x = F_x - K_x$$

$$D_y = E_y + K_y - F_P * \text{sen}(\beta)$$

$$D_x = K_x - E_x - F_P * \text{cos}(\beta)$$

Conocidas las reacciones en B y D, se procede a analizar el par de tijeras AB y CD. Tener en cuenta que la componente C_x es nula. En la figura 2.24 se observa los valores conocidos con color rojo (B y D) y las incógnitas en color azul.

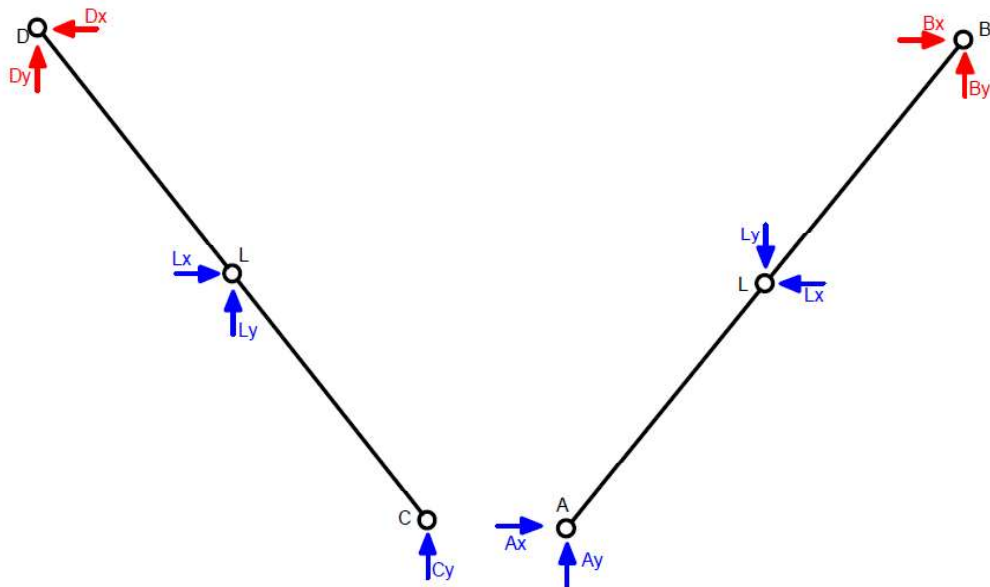


Figura 2.24. Diagrama del cuerpo libre de eslabones AB y CD
(Fuente: Propia)

Resolviendo el sistema con las tres ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$C_y = \frac{D_y * \text{cos}(\alpha) - D_x * \text{sen}(\alpha)}{\text{cos}(\alpha)}$$

$$L_x = D_x$$

$$L_y = -D_y - C_y$$

$$A_x = L_x - B_x$$

$$A_y = L_y - B_y$$

En la tabla 2.37 se presentan los resultados de las reacciones de todos los nodos para las posición baja del elevador considerando una carga centrada en la plataforma. Se tienen los siguientes parámetros:

$$L_P = 1,8 [m]$$

$$P_P = 30[kg]$$

$$x = 1,58[m]$$

$$a = 0,80[m]$$

Tabla 2.37 Reacciones en nodos para posición baja y carga centrada.

NODO	X [N]	Y [N]	Resultante [N]
A	-13321,9	-5629,8	14462,7
B	-13375,0	-1107,7	13420,8
C	0,0	2256,6	2256,6
D	53,1	-2265,6	2266,2
E	-13348,5	1144,2	13397,4
F	13348,5	1112,1	13394,7
G	0,0	1144,2	1144,2
H	0,0	1112,1	1112,1
J	13348,5	-32,0	13348,5
K	26723,4	2219,8	26815,5
L	53,1	-4522,2	4522,5

(Fuente: Propia)

En la tabla 2.38 se presentan los resultados de las reacciones de todos los nodos para las posición alta del elevador considerando una carga centrada en la plataforma. Se tienen los siguientes parámetros:

$$L_p = 1,8 [m] \quad P_p = 30[kg] \quad x = 1,16[m] \quad a = 0,80[m]$$

Tabla 2.38 Reacciones en nodos para posición alta y carga centrada.

NODO	X [N]	Y [N]	Resultante [N]
A	-2378,52	-6039,22	6490,73
B	-2387,99	-698,28	2488,00
C	0,00	2665,99	2665,99
D	9,47	-2674,95	2674,97
E	-2383,26	1553,53	2844,89
F	2383,26	702,77	2484,71
G	0,00	1553,53	1553,53
H	0,00	702,77	702,77
J	2383,26	-850,76	2530,56
K	4771,25	1401,05	4972,71
L	9,47	-5340,94	5340,95

(Fuente: Propia)

Al comparar los resultados de la tabla 2.37 y 2.38 se nota que las fuerzas sobre los elementos son mayores cuando el elevador de tijeras se encuentra en posición baja. A continuación, se muestran los resultados para cargas descentradas hacia la izquierda o hacia la derecha del elevador (en posición baja).

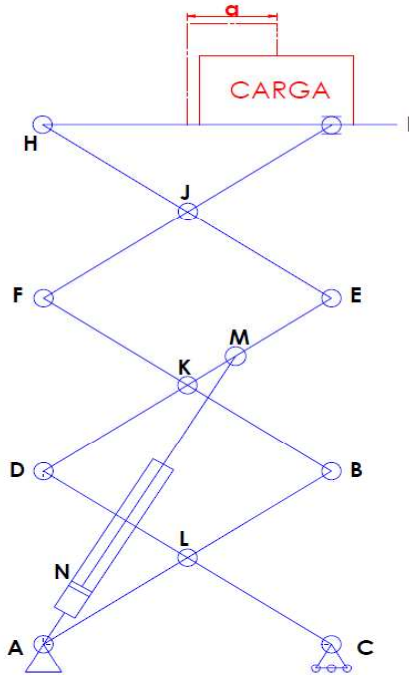


Figura 2.25. Elevador con la carga descentrada hacia la izquierda
(Fuente: Propia)

En la tabla 2.39 se presentan los resultados de las reacciones de todos los nodos para la posición baja del elevador considerando una carga descentrada 30 [cm] hacia la izquierda de la plataforma. Se tienen los siguientes parámetros:

$$L_p = 1,8 [m] \quad P_p = 30[kg] \quad x = 1,58[m] \quad a = 0,50[m]$$

Tabla 2.39 Reacciones en nodos para posición baja y carga descentrada a la izquierda.

NODO	X [N]	Y [N]	Resultante [N]
A	-13321,9	-5256,8	14321,6
B	-13375,0	-1480,8	13456,7
C	0,0	1883,5	1883,5
D	53,1	-1892,5	1893,2
E	-13348,5	771,1	13370,7
F	13348,5	1485,2	13430,8
G	0,0	771,1	771,1
H	0,0	1485,2	1485,2
J	13348,5	714,2	13367,5
K	26723,4	2966,0	26887,5
L	53,1	-3776,0	3776,4

(Fuente: Propia)

En la tabla 2.40 se presentan los resultados de las reacciones de todos los nodos para la posición baja del elevador considerando una carga descentrada 30 [cm] hacia la derecha de la plataforma. Se tienen los siguientes parámetros:

$$L_p = 1,8 [m] \quad P_p = 30[kg] \quad x = 1,58[m] \quad a = 1,1[m]$$

Tabla 2.40 Reacciones en nodos para posición baja y carga descentrada a la derecha.

NODO	X [N]	Y [N]	Resultante [N]
A	-13321,9	-6002,9	14611,9
B	-13375,0	-734,6	13395,1
C	0,0	2629,7	2629,7
D	53,1	-2638,7	2639,2
E	-13348,5	1517,2	13434,4
F	13348,5	739,1	13368,9
G	0,0	1517,2	1517,2
H	0,0	739,1	739,1
J	13348,5	-778,2	13371,1
K	26723,4	1473,6	26764,0
L	53,1	-5268,4	5268,6

(Fuente: Propia)

En las tablas 2.37, 2.39 y 2.40 se observa que para todos los casos la reacción máxima se encuentra sobre el nodo K. Sin embargo, su valor no varía significativamente al descentrarlo hacia la izquierda o derecha de la plataforma. Así que para análisis y diseño de los elementos se tomarán los resultados de la tabla 2.37 (Posición baja y carga centrada)

2.6.4. Brazos de la tijera

En el análisis estructural se determinó que el elevador tiene fuerzas de mayor magnitud sobre sus elementos cuando se encuentra en la posición baja. También se determinó que la zona más crítica del mecanismo es el nodo K (independientemente si se descentra la carga hacia la izquierda o derecha, su valor no varía significativamente). Por ello se tomará los valores de la tabla 2.37 que corresponden al elevador en posición baja con carga centrada.

En este subcapítulo se desglosarán las fuerzas que actúan sobre los elementos FB y DE (que son los que poseen al nodo K en su zona central) para definir qué perfil estructural se usará en los brazos del mecanismo.

2.6.4.1 Cargas existentes sobre brazos

En la figura 2.26 se presentan las fuerzas externas que actúan sobre los brazos FB y DE con sus respectivas direcciones, mientras que en la tabla 2.41 se indica la magnitud de las fuerzas en sus componentes XY obtenidos a partir de los resultados obtenidos en la tabla 2.37.

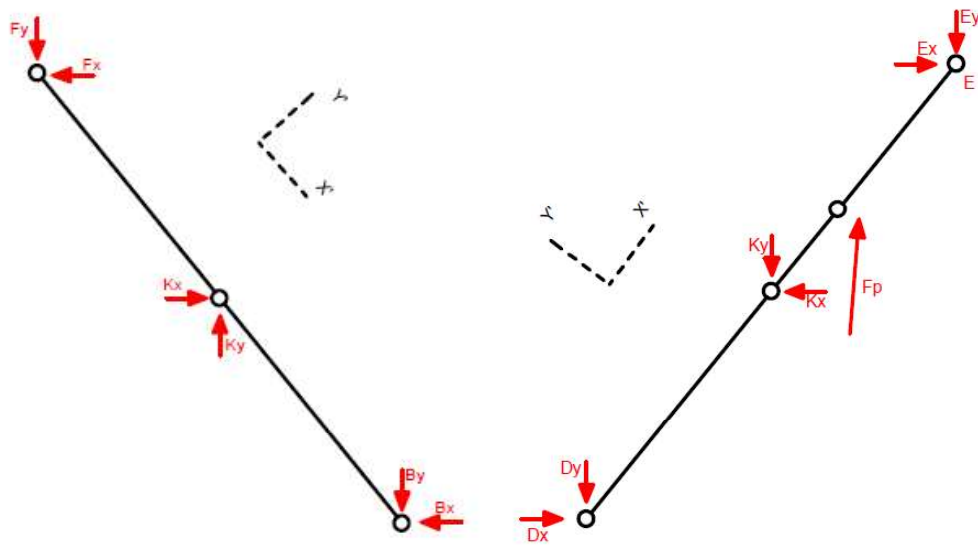


Figura 2.26. Diagramas del cuerpo libre del eslabón FB y DE en ejes XY
(Fuente: Propia)

Nótese que, a pesar de tratarse de la misma posición de trabajo y carga centrada, los resultados presentados en la tabla 2.42 son la mitad de la magnitud de los presentados en la tabla 2.37, esto se debe a que al tratarse de un mecanismo de tijera doble, todas las fuerzas calculadas y presentadas en las tablas de la sección 2.6.4 se dividen para dos para el análisis individual de cada elemento.

Tabla 2.41 Reacciones en nodos de los elementos FB y DE para posición baja y carga centrada.

NODO	X [N]	Y [N]	Resultante [N]
B	6687,49	367,28	6697,57
D	26,53	1319,33	1319,60
E	6674,23	758,62	6717,20
F	6674,23	369,53	6684,45
K	13361,72	736,81	13382,02

(Fuente: Propia)

Para conocer la carga axial y fuerza cortante sobre cada tramo es necesario descomponer las fuerzas en las componentes axiales (eje X') y transversales (eje Y') propias de cada brazo. En la figura 2.27 se muestra las fuerzas de cada nodo descompuestas en sus componentes x' , y' .

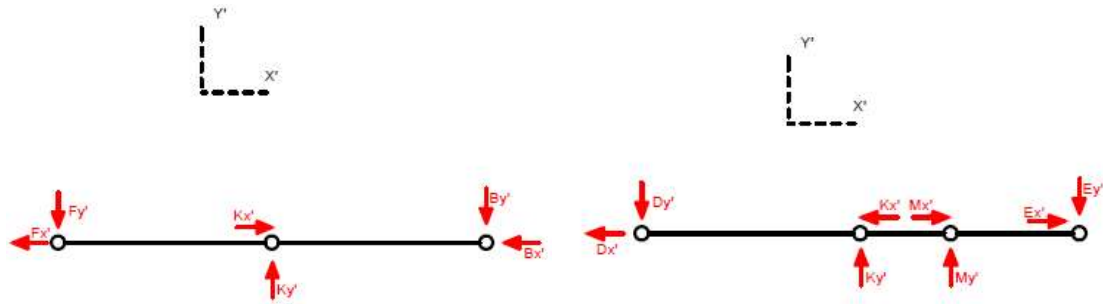


Figura 2.27. Diagramas del cuerpo libre de eslabones FB y DE en ejes x' , y'
(Fuente: Propia)

Al descomponer las fuerzas en los ejes axiales X' se puede determinar qué tramos se encuentran a tracción o compresión en estos eslabones.

Tabla 2.42 Reacciones en los eslabones FB y DE en ejes xy' .

POSICIÓN BAJA Y CARGA CENTRADA			
Eslabón	Nodo	x'	y'
		[N]	[N]
FB	F	-6519,29	-1476,73
	K	13052,03	2953,46
	B	-6532,74	-1476,73
DE	D	-193,73	-1305,30
	K	-13297,63	1500,45
	M	7036,92	1665,24
	E	6454,44	-1860,38

(Fuente: Propia)

Los momentos flectores máximos sobre los eslabones FB y DE son 1181,38 [Nm] y 1044,24 [Nm] respectivamente. Cruz & Rueda (2008) usan el valor de Ky' para calcular el momento torsor en el brazo. En la figura 2.28 la fuerza Ky' genera el par torsor que se transmite por el pasador en K (en color verde) sobre los brazos que se encuentran separados a una distancia s .

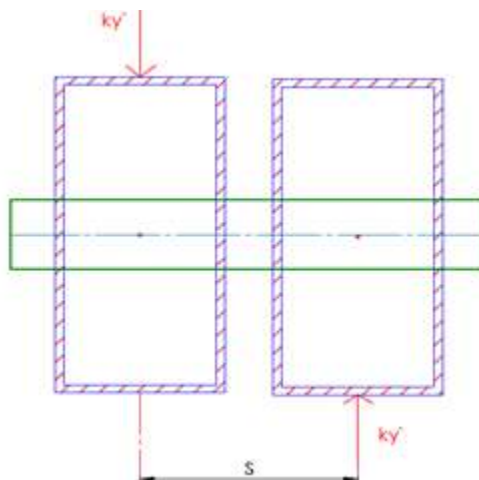


Figura 2.28. Torsor generado en los brazos de la tijera
(Fuente: Propia)

El tubo rectangular con el que se probará a los brazos posee dimensiones de 80x40x2 [mm]. A esto se le añade una separación entre brazos de 10 [mm], lo que da como resultado que la distancia s tenga un valor de 50 [mm]. El torsor T se calcula usando la ecuación 2.6 que en el nodo K tendrá un valor de:

$$T = K_{y'} * d \quad (2.6)$$

$$T_{BF} = (K_{y'})_{BF} * d = 2953,46 * 50 [N * mm] = 147672,93 [N * mm]$$

$$T_{DE} = (K_{y'})_{DE} * d = 1500,45 * 50 [N * mm] = 75022,34 [N * mm]$$

En la tabla 2.43 se presenta un resumen de las cargas axiales, momentos flectores y torsos sobre K para los eslabones BF y DE . El siguiente paso es definir los esfuerzos que estas cargas generan sobre el elemento, pero antes se debe definir un perfil estructural con sus respectivas propiedades geométricas y resistencias de material.

Tabla 2.43 Cargas existentes sobre brazos.

Eslabón	Tramo	Compresión	Tracción	Momento flector	Torsor
		[N]	[N]	[Nm]	[N*mm]
FB	FK	0	6519,29	1181,38	147672,93
	KB	6532,7409	0		
DE	DK	193,73	0	1044,24	75022,34
	KM	0	7036,92		
	ME	0	6454,44		

(Fuente: Propia)

Como se puede observar, las cargas sobre el elemento FB son mayores a las cargas sobre DE . Se realizará el diseño enfocándose en el eslabón FB para garantizar su funcionamiento libre de fallas.

2.6.4.2 Tubo rectangular

Como se explicó en la sección 2.6.3 mientras se definía el peso de cada eslabón, para los brazos de las tijeras se usará un tubo rectangular de acero ASTM A36 de dimensiones 80x40x2 [mm]. En la figura 2.29 se observa el perfil de tubo rectangular en cuestión mientras que en las tablas 2.44 y 2.45 se muestran las propiedades de la sección y propiedades mecánicas del perfil, respectivamente.

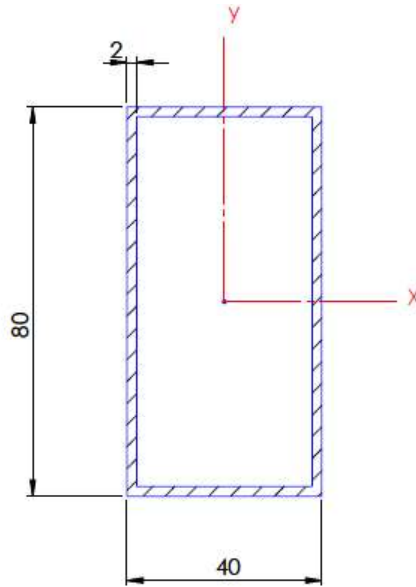


Figura 2.29. Tubo rectangular para brazos de tijera
(Fuente: Propia)

Tabla 2.44 Propiedades de la sección de tubo rectangular.

Propiedades de la sección		
Área transversal (con perforación)	A [mm ²]	364
Momento Inercia para el eje X	I _x [mm ⁴]	389738,7
Momento Inercia para el eje Y	I _y [mm ⁴]	131178,7
Momento Polar de inercia	J _o [mm ⁴]	520917,3
Radio giro X	c _x [mm]	40
Radio giro Y	c _y [mm]	20
Dimensión efectiva	d _e [mm]	45,71

(Fuente: Propia)

Tabla 2.45 Propiedades mecánicas de tubo rectangular.

Propiedades del elemento ASTM A36		
Resistencia a la fluencia	S _y [MPa]	250
Resistencia a la tracción	S _{ut} [MPa]	400

(Fuente: Novacero S.A, 2019)

También es necesario definir los valores de los concentradores de esfuerzos debido a la perforación en el tubo, que será de diámetro 25 [mm] para que pasen los ejes que conectan a los brazos. Haciendo uso de la figura 1.12 se obtiene el valor de K_t mientras que el valor de K_{ts} es 1 debido a que la perforación en el centro del brazo no afecta de manera significativa al par torsor, cuyo valor incrementa en las fibras más alejadas del eje neutro.

$$\text{Para esfuerzos normales:} \quad K_t = 2,1$$

$$\text{Para esfuerzos cortantes:} \quad K_{ts} = 1$$

2.6.4.3 Diseño estático del elemento crítico

Con las cargas de la tabla 2.43 y el tubo rectangular definido se procede al cálculo de los esfuerzos en el eslabón FB, que es el más crítico del sistema. En el tramo FK se tiene un esfuerzo de tracción, el área correspondiente se la obtiene de la tabla 2.44 donde ya se consideró la perforación realizada en K. Así mismo, el esfuerzo a flexión sobre el nodo K se calcula haciendo uso de la ecuación 1.8.

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} K_t = \frac{6519,29[N]}{364[mm^2]} (2,1) = 37,61 [MPa]$$

Para el esfuerzo a flexión la presencia de la perforación no implica un concentrador de esfuerzos, pues dicha perforación está sobre el eje neutro del brazo. Usando la ecuación 1.5 se tiene que:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{max} * c_x}{I_x} = \frac{1181,38[Nm] * 1000 \frac{[mm]}{[m]} * 40[mm]}{389738,7[mm^4]} = 121,24 [MPa]$$

Por lo tanto, los esfuerzos en una fibra crítica en el eje x' serán:

$$\sigma_x = \sigma_{axial} + \sigma_{flexión} = 36,41 + 121,24 = 158,86 [MPa]$$

Los esfuerzos en el eje y' son nulos y por lo tanto:

$$\sigma_y = 0$$

El esfuerzo cortante provocado por el par torsor T se lo calcula a partir de la ecuación 1.7.

$$\tau_{torsor} = \frac{T * c_x}{J_o} = \frac{147672,93[Nmm] * 40[mm]}{520917,3[mm^4]} = 11,34 [MPa]$$

Haciendo uso de la ecuación 1.10 se obtiene la posición C del centro del círculo de Mohr y con la ecuación 1.11 la longitud R del diámetro del círculo.

$$C_{Mohr} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{158,86 + 0}{2} = 79,43 [MPa]$$

$$R_{Mohr} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{158,86 - 0}{2}\right)^2 + 11,34^2} = 80,24 [MPa]$$

Con estos valores es posible obtener el valor de los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 usando las ecuaciones 1.12 y 1.13:

$$\sigma_1 = C_{Mohr} + R_{Mohr} = 78,83 + 86,31 = 159,67 [MPa]$$

$$\sigma_2 = C_{Mohr} - R_{Mohr} = 78,83 - 86,31 = -0,81 [MPa]$$

Por lo tanto, usando la ecuación 1.17, el esfuerzo plano de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = \sqrt{159,67^2 - (159,67)(-0,81) + (-0,81)^2}$$

$$\sigma' = 160,07 [MPa]$$

Finalmente, con la ecuación 1.18 se obtiene el factor de seguridad ante cargas estáticas del elemento FB.

$$\eta_{estático} = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250[MPa]}{160,07[MPa]} = 1,56$$

Esto quiere decir que el elemento FB soportará las cargas combinadas en su punto más crítico, el nodo K. Sin embargo, es necesario realizar un refuerzo del elemento para garantizar su funcionalidad en caso de posibles sobrecargas con un factor de seguridad de al menos 2 (ver sección 2.6.4.5). A continuación se realiza el análisis de resistencia ante cargas cíclicas del elevador en el nodo K.

2.6.4.4 Diseño a fatiga del elemento crítico

En esta sección se muestra el estudio a fatiga del elemento FB (ver figura 2.20) que es el más crítico del mecanismo. Cuando el elevador se encuentra en posición baja, se presentan mayores esfuerzos sobre este elemento.

El primer paso es calcular el límite de resistencia a la fatiga del elemento. Considerando la ecuación 1.19, se obtiene la resistencia a la fatiga para vida infinita S_e :

$$S_e = S_e'(k_a k_b k_d k_e)$$

Usando la ecuación 1.20, y considerando que se trata de un acero A36 de S_{ut} menor a 1400 [MPa], se calcula la resistencia a la fatiga de una probeta rotatoria S_e' :

$$S_e' = 0,5S_{ut} = 0,5 * 400[MPa] = 200[MPa]$$

Con la ecuación 1.21 y teniendo en cuenta que el tubo cuadrado fue laminado en caliente se tiene:

$$k_a = 57,7 * 400^{-0,718} = 0,7814$$

El diámetro equivalente d_e del tubo rectangular de 80x40x2 [mm] está definida en la ecuación 1.23, con su valor calculado se obtiene k_b de la ecuación 1.22.

$$d_e = 0,808\sqrt{80 \times 40} = 45,707 [mm]$$

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} = 1,24 * 45,707^{-0,107} = 0,8238$$

Las compañías carroceras están ubicadas en la ciudad de Ambato. La temperatura ambiente promedio en la que trabajará el elevador rondará los 20 [°C]. Al observar la ecuación 1.24 se tiene:

$$k_d = 1,00$$

Para un factor de confiabilidad del 99%, la ecuación 1.25 corresponde a:

$$k_e = 0,814$$

Con los factores obtenidos se puede hacer uso de la ecuación 1.19 para la obtención de la resistencia a la fatiga para vida infinita del elemento.

$$S_e = S_e'(k_a k_b k_d k_e) = 200(0,7814 * 0,8238 * 1 * 0,814)$$

$$S_e = 104,4 [MPa]$$

El siguiente paso es obtener los esfuerzos medios y alternantes del elemento crítico FB usando la ecuación 1.29 y 1.30. Se considerará como carga mínima un esfuerzo nulo sobre los elementos ($\sigma_{min} = 0$), esto provocará que su esfuerzo alternante sea mayor y entrando resultados más conservadores para el cálculo del factor de seguridad. Los valores de esfuerzos máximos y mínimos del brazo FB se obtienen de la sección 2.6.5.3 donde:

$$\begin{aligned}\sigma_{axial} &= 37,61 [MPa] \\ \sigma_{flexión} &= 121,24 [MPa] \\ \tau_{torsión} &= 11,34 [MPa]\end{aligned}$$

Elemento FB:

$$\begin{aligned}(\sigma_m)_{axial} &= \frac{37,61+0}{2} = 18,806 [MPa] & (\sigma_a)_{axial} &= \left| \frac{37,61-0}{2} \right| = 18,806 [MPa] \\ (\sigma_m)_{flexión} &= \frac{121,24+0}{2} = 60,62 [MPa] & (\sigma_a)_{flexión} &= \left| \frac{121,24-0}{2} \right| = 60,62 [MPa] \\ (\tau_m)_{torsión} &= \frac{35,15+0}{2} = 5,67 [MPa] & (\tau_a)_{torsión} &= \left| \frac{35,15-0}{2} \right| = 5,67 [MPa]\end{aligned}$$

La presencia de la perforación para el pasador en el punto crítico K implica una concentración de esfuerzo por fatiga. Sus factores de concentración de esfuerzos por fatiga K_f y K_{fs} se calculan utilizando los factores geométricos de concentración de esfuerzos mostrados en la sección 2.6.5.2 donde:

$$\begin{aligned}\text{Para esfuerzos normales:} & \quad K_t = 2,1 \\ \text{Para esfuerzos cortantes:} & \quad K_{ts} = 1\end{aligned}$$

La sensibilidad a la muesca q y q_s se obtiene de la figura 1.15 y 1.16, para acero ASTM A36.

$$\begin{aligned}q &= 0,8 \\ q_s &= 0,96\end{aligned}$$

Haciendo uso de la ecuación 1.31 y 1.32 se calcula el valor de K_f y K_{fs} :

$$\begin{aligned}K_f &= 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,8(2,1 - 1) = 1,88 \\ K_{fs} &= 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0,96(1 - 1) = 1\end{aligned}$$

Para obtener el valor total de los esfuerzos alternantes combinados y esfuerzos medios combinados, se hace uso de la ecuación 1.33 y 1.34, respectivamente:

$$\begin{aligned}\sigma_a' &= \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \\ \sigma_a' &= \left\{ \left[60,62 + 1,88 \frac{18,806}{0,85} \right]^2 + 3 [5,67]^2 \right\}^{1/2} \\ \sigma_a' &= 102,69 [MPa]\end{aligned}$$

$$\sigma_m' = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \{ [60,62 + 1,88 * 18,806]^2 + 3[5,67]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 96,48 [MPa]$$

Finalmente, se obtiene el factor de seguridad del elemento haciendo uso de σ_a' y σ_m' en la ecuación 1.35 para el criterio de falla por fatiga de Goodman modificado.

$$\eta_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{102,69}{104,40} + \frac{96,48}{400}}$$

$$\eta_{fatiga} = 0,81$$

Al ver que el factor de seguridad de resistencia a fatiga es menor a 1, se deduce que el elemento no resistirá más de 10^6 ciclos, por lo cual es necesario determinar cuántos ciclos soportará. Asignando un valor η_{fatiga} de 1 en la ecuación 1.35 se tiene:

$$1 = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_f} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}}$$

Donde S_f es la resistencia a la fatiga del elemento para una vida finita. Despejando S_f se tiene:

$$S_f = \frac{\sigma_a'}{(1 - \frac{\sigma_m'}{S_{ut}})} = \frac{102,69}{(1 - \frac{96,48}{400})} = 135,33 [MPa]$$

En la ecuación 1.26 se relaciona la resistencia S_f y el número de ciclos para su vida. Despejando N se obtiene el máximo número de ciclos que resiste el elemento, llamado N_{limite} :

$$N_{limite} = \sqrt[b]{\frac{S_f}{a}}$$

Los valores de a y b vienen definidos por las ecuaciones 1.27 y 1.28, respectivamente. El valor de f (fracción de resistencia) para el acero ASTM A36 se tiene un valor de $f = 0,9$.

$$a = \frac{(0,9 * 400)^2}{104,4} = 1241,38$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9 * 400}{104,4} \right) = -0,1792$$

Por lo tanto, el número de ciclos que resiste el elemento es:

$$N_{limite} = \sqrt[b]{\frac{S_f}{a}} = \sqrt{-0,1792} \sqrt{\frac{135,33}{1241,38}} = 235046,21 \text{ ciclos}$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga para vida finita, se requiere definir un número de ciclos N para el ciclo de vida del elevador. Considerando un uso diario de 5 veces, semanalmente se usaría al elevador 25 veces, mensualmente 100 veces y anualmente 1200 veces. Estimando un tiempo de vida útil de 10 años (con mantenimiento adecuado) se tendría un total de 12000 ciclos.

$$N = 12000$$

Como se puede observar, el valor de N está muy por debajo de N_{limite} , lo que nos indica que el elemento resistirá de modo satisfactorio las cargas cíclicas durante su vida útil.

2.6.4.5 Cálculo del refuerzo para el brazo

En la sección 2.6.4.3 se concluyó que, por criterio del diseñador, factor de seguridad estático del elemento debe ser de al menos 2. Es necesario reforzar el brazo de tijera FB en su zona crítica (nodo K). Si bien es cierto que el valor de resistencia a la fatiga S_e seguirá siendo el mismo, la presencia del refuerzo disminuirá la magnitud de los esfuerzos alternantes y medios.

Se dispondrá de una platina de acero ASTM A36 de dimensiones 38x3x500 [mm] unida por soldadura en ambos lados del tubo rectangular, tal como se muestra en la figura 2.32, donde la platina de refuerzo es de color verde y el tubo de color azul.

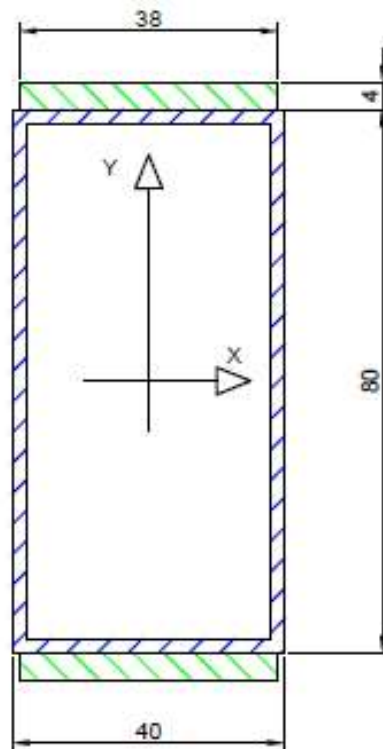


Figura 2.30. Tubo rectangular con platina de refuerzo
(Fuente: Propia)

La presencia de esta pletina hace que el área transversal incremente, provocando una disminución en los esfuerzos axiales del elemento. Así también, el momento de inercia de la sección reforzada es mayor, por lo que el esfuerzo de flexión en el nodo K será menor. Esto reduce la magnitud de esfuerzos medios y alternantes durante el cálculo de esfuerzos por fatiga. En la tabla 2.46 se observa las propiedades de la sección reforzada:

Tabla 2.46 Propiedades de la sección de tubo rectangular reforzada.

Propiedades de la sección		
Área transversal (con perforación)	A [mm ²]	604
Momento Inercia X	I _x [mm ⁴]	803258,7
Momento Inercia Y	I _y [mm ⁴]	131178,7
Momento Polar de inercia	J _o [mm ⁴]	934437,3
Radio giro X	c _x [mm]	43
Radio giro Y	c _y [mm]	20
Dimensión efectiva	d _e [mm]	47,39

(Fuente: Propia)

Con todos estos cambios en la sección transversal del elemento, se procede a calcular los esfuerzos en el elemento FB siguiendo el mismo procedimiento mostrado en la sección 2.6.5.3. Se obtienen los siguientes resultados:

$$\sigma_{axial} = 31,04 [MPa]$$

$$\sigma_{flexión} = 63,24 [MPa]$$

$$\tau_{torsión} = 6,80 [MPa]$$

$$\eta_{estático} = 2,63$$

Con ello se cumple el objetivo de tener un factor de seguridad de al menos 2 en el nodo K. Además, estos resultados son usados nuevamente para el análisis a fatiga del elemento reforzado. Siguiendo el procedimiento mostrado en la sección 2.6.5.4 se obtienen los siguientes resultados:

$$\sigma_a' = 70,58 [MPa]$$

$$\sigma_m' = 64,80 [MPa]$$

$$\eta_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{70,58}{104,4} + \frac{64,80}{400}}$$

$$\eta_{fatiga} = 1,19$$

Esto indica que, para una vida infinita, la platina de refuerzo garantiza que el elemento FB no falle por fatiga.

Finalmente es necesario analizar el aplastamiento sobre las paredes del tubo que están en contacto con los pasadores, pero antes es necesario definir el diámetro de los pasadores de los brazos.

2.6.5. Pasadores de los brazos

Como se pudo observar en el Análisis Estructural, cuando el elevador se encuentra en posición baja los elementos están sometidos a cargas más grandes que en el resto de las posiciones. Además, el punto del mecanismo con mayor carga es el punto K.

Se realizará el diseño de los pasadores considerando a las cargas en K. En la tabla 2.47 se muestran las propiedades mecánicas del acero de transmisión AISI 1018.

Tabla 2.47 Propiedades mecánicas del eje de transmisión.

Propiedades del elemento AISI 1018		
Resistencia a la fluencia	Sy [MPa]	300
Resistencia a la tracción	Sut [MPa]	410

(Fuente: Novacero S.A, 2019)

Se usará un pasador de diámetro 22 [mm]. Se debe tener en cuenta que un buje de diámetro externo 25 [mm] y espesor 1,5 [mm] será el elemento que está en contacto directo entre el pasador y el brazo de la tijera.

2.6.5.1 Diseño mecánico del pasador

Usando la ecuación 1.15 se calcula la resistencia al corte del material:

$$SS_y = 0,5 * (S_y)_{AISI\ 1018} = 0,5 * 300[MPa] = 150[MPa]$$

La fuerza cortante máxima en el nodo K es 13382,02 [N]. Asumiendo un diámetro del pasador de 22 [mm] su área transversal será:

$$A_{pasador} = \frac{\pi * (d_{pasador})^2}{4} = \frac{\pi * (22[mm])^2}{4} = 380,13 [mm^2]$$

Empleando la ecuación 1.4 esfuerzo de corte en el pasador será:

$$\tau_{pasador} = \frac{V}{A_{pasador}} = \frac{13382,02[N]}{380,13 [mm^2]} = 35,20 [MPa]$$

El factor de seguridad del pasador se obtiene usando la ecuación 1.16:

$$\eta_{pasador} = \frac{SS_y}{\tau_{pasador}} = \frac{150}{35,20} = 4,26$$

Esto indica que el diámetro del pasador soportará satisfactoriamente el esfuerzo cortante. Se puede considerar la posibilidad de reducir el diámetro del pasador, pero antes es necesario determinar el esfuerzo de aplastamiento sobre el brazo de tijera en el punto K.

Para el estudio a fatiga del pasador se usará como esfuerzos mínimos el valor de cero. El punto crítico se encuentra en el nodo K. Usando la ecuación 1.29 y 1.30 se obtiene los esfuerzos alternantes y medios.

$$(\tau_{pasador})_m = (\tau_{pasador})_a = 17,60 [MPa]$$

Considerando la ecuación 1.19 se obtiene la resistencia a la fatiga del pasador. Para una vida infinita del eje de acero AISI 1018 se tiene:

$$S_e = S_e'(k_a k_b k_d k_e) = 205(0,916 * 0,89 * 1 * 0,814)$$

$$S_e = 136,13 [MPa]$$

Usando la ecuación 1.33 y 1.34 se tiene el esfuerzo alternante y medio de Von Mises. Sabiendo que no hay esfuerzos axiales se tiene que:

$$\sigma_a' = \sigma_m' = \sqrt{3(\tau_{pasador})^2} = \sqrt{3 * (17,60)^2}$$

$$\sigma_a' = \sigma_m' = 30,48 [MPa]$$

Usando la ecuación 1.35 de Goodman se calcula el factor de seguridad del pasador para esfuerzos de fatiga.

$$\eta_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{30,48}{136,13} + \frac{30,48}{410}}$$

$$\eta_{fatiga} = 3.35$$

Esto indica que el pasador de diámetro 22 [mm] tampoco fallará por fatiga. Ahora se procede a analizar el aplastamiento sobre las paredes del tubo que están en contacto con los pasadores.

2.6.5.2 Esfuerzos de aplastamiento sobre brazo

En la perforación para alojar al pasador, el brazo soportará aplastamiento que podría desgarrar el material. Por ello el valor de esfuerzo debe ser calculado en su punto crítico K, que es donde hay una fuerza resultante mayor. El área para el cálculo es el área proyectada sobre su diámetro.

$$A_{proyectada} = d_{bujete} * 2 * (\text{espesor pared tubo}) = 25 * 2 * 2 = 100 [mm^2]$$

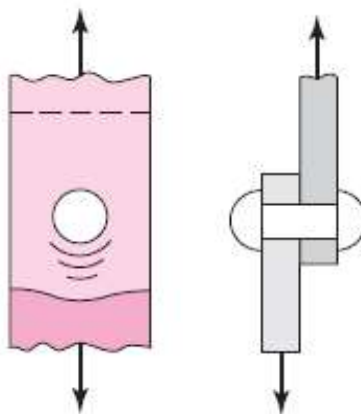


Figura 2.31. Elemento a tensión con falla por aplastamiento en el eje
(Fuente: Budynas, 2008)

En la figura 2.33 se observa el aplastamiento en el elemento debido a la carga de tensión transmitida por el remache. El esfuerzo de aplastamiento se lo calcula con la ecuación 2.6 (Budynas, 2008, p. 437).

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{proyectada}}} = \frac{13382,02[\text{N}]}{100[\text{mm}^2]} = 133,82[\text{MPa}] \quad (2.6)$$

Por lo tanto, el factor de seguridad del brazo a esfuerzos de aplastamiento es:

$$\eta_{\text{aplastamiento}} = \frac{(S_y)_{\text{ASTM A36}}}{\sigma_{\text{aplastamiento}}} = \frac{250}{133,82} = 1,87$$

El factor de seguridad para el aplastamiento en el brazo indica que resistirá de manera satisfactoria el brazo de tijera.

2.6.6. Viga para el cilindro hidráulico

En la posición baja, el cilindro hidráulico ejerce una fuerza máxima de 14467,85 [N]. Se requiere que el perfil que transmite esta fuerza al mecanismo soporte los esfuerzos en la posición más crítica.

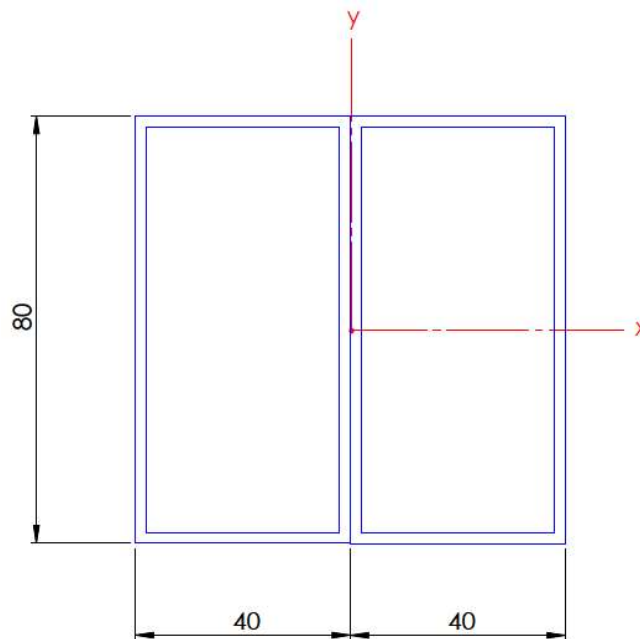


Figura 2.32. Perfil rectangular para transmitir fuerza del cilindro hidráulico
(Fuente: Propia)

Para ello, se usará un perfil compuesto por dos tubos rectangulares de 80x40x2 [mm] cada uno, como se indica en la figura 2.32. En la tabla 2.48 se observa las propiedades de dicha sección.

Tabla 2.48 Propiedades de la sección de la viga.

Propiedades de la sección		
Área	A [mm ²]	928
Momento Inercia en eje X	I _x [mm ⁴]	779477,3
Momento Inercia en eje Y	I _y [mm ⁴]	633557,3
Momento Polar de inercia	J _o [mm ⁴]	1413034,7
Radio giro X	c _x [mm]	40
Radio giro Y	c _y [mm]	40

(Fuente: Propia)

Para una viga con carga puntual centrada se tiene que sus momentos máximos en los ejes X' y Y' son:

$$(M_{Max})_{X'} = \frac{F_P * \cos(\theta) * L_{viga}}{4} = \frac{14467,85[N] * \cos(13,31^\circ) * 0,7[m]}{4} = 1971,06[Nm]$$

$$(M_{Max})_{Y'} = \frac{F_P * \sen(\theta) * L_{viga}}{4} = \frac{14467,85[N] * \sen(13,31^\circ) * 0,7[m]}{4} = 466,44[Nm]$$

Y el momento torsor en el eje Z será:

$$T = (F_P * \sen(\theta)) * L_1 = 14467,85[N] * \sen(13,31^\circ) * 0,08[m] = 266,53[Nm]$$

Consecuentemente los esfuerzos en la viga son:

$$(\sigma_{flexión})_{X'} = \frac{(M_{Max})_{X'} * c_x}{I_x} = \frac{1971,06[Nm] * 1000 \frac{[mm]}{[m]} * 40[mm]}{779477,3[mm^4]} = 101,15[MPa]$$

$$(\sigma_{flexión})_{Y'} = \frac{(M_{Max})_{Y'} * c_y}{I_y} = \frac{466,44[Nm] * 1000 \frac{[mm]}{[m]} * 40[mm]}{633557,3[mm^4]} = 29,45[MPa]$$

$$\tau_{torsor} = \frac{T * c_x}{J_o} = \frac{266,53[Nm] * 1000 \frac{[mm]}{[m]} * 40[mm]}{1413034,7[mm^4]} = 7,55 [MPa]$$

Haciendo uso de las ecuaciones 1.10 y 1.11 para el círculo de Mohr, el centro C y el radio R son:

$$C_{Mohr} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{101,15 + 29,45}{2} = 65,30 [MPa]$$

$$R_{Mohr} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{101,15 - 29,45}{2}\right)^2 + 7,55^2} = 36,63 [MPa]$$

Consecuentemente los esfuerzos principales se obtienen con las ecuaciones 1.12 y 1.13:

$$\sigma_1 = C_{Mohr} + R_{Mohr} = 65,30 + 36,63 = 101,93 [MPa]$$

$$\sigma_2 = C_{Mohr} - R_{Mohr} = 65,30 - 36,63 = 28,66 [MPa]$$

Por lo tanto, usando la ecuación 1.17, el esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = \sqrt{101,93^2 - (101,93)(28,66) + (28,66)^2}$$

$$\sigma' = 91,05 \text{ [MPa]}$$

Finalmente, el factor de seguridad estático de la viga es:

$$\eta_{estático} = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250 \text{ [MPa]}}{91,05 \text{ [MPa]}} = 2,75$$

Esto quiere decir que la viga M1-M2 soportará las cargas combinadas en su punto más crítico, el nodo K, de manera satisfactoria. Sin embargo, es necesario realizar el estudio a fatiga del mismo elemento para garantizar su funcionalidad ante cargas cíclicas.

Para el análisis a fatiga es necesario determinar en primera instancia el valor de los esfuerzos alternantes y medios con las ecuaciones 1.29 y 1.30. Considerando que el esfuerzo mínimo del elemento es nulo, los esfuerzos medios y alternantes tendrán el mismo valor.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones 1.33 y 1.34 se obtiene los esfuerzos medios y alternantes combinados de la viga. Tener en cuenta que no existen concentradores de esfuerzo en la viga como cambios de sección o perforaciones.

$$\sigma_m' = \sigma_a' = \left\{ \left[\frac{101,15}{2} + \frac{29,45}{2} \right]^2 + 3 \left[\frac{7,55}{2} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \sigma_a' = 65,63 \text{ [MPa]}$$

Como se observa en la sección 2.6.7, la resistencia a la fatiga del tubo rectangular de acero ASTM A36 es:

$$S_e = 104,4 \text{ [MPa]}$$

Usando la ecuación 1.35 de Goodman se obtiene que el factor de seguridad de la viga para esfuerzos de fatiga.

$$\eta_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{65,63}{104,4} + \frac{65,63}{400}}$$

$$\eta_{fatiga} = 1,26$$

Por lo tanto, la viga soportará satisfactoriamente las cargas cíclicas ejercidas en su punto más crítico.

2.6.7. Plataforma

El elemento crítico de la plataforma es su larguero cuando el elevador se encuentra en posición alta. Para la plataforma se usará perfil angular de 40x40x3 [mm] (ver figura 2.33) cuyas propiedades de geométricas se muestran en la tabla 2.49.

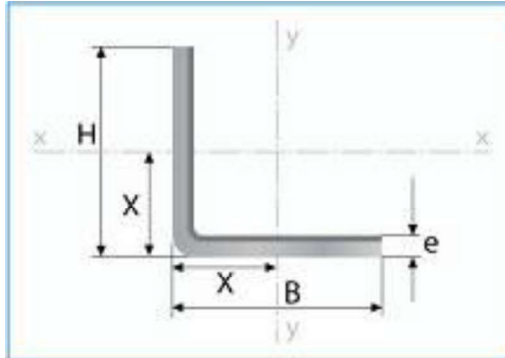


Figura 2.33. Perfil angular en L.
(Fuente: IPAC, 2019)

Tabla 2.49 Propiedades de la sección de tubo rectangular.

Propiedades de la sección		
Lado 1	B [mm]	40
Lado 2	H [mm]	40
Espesor	e [mm]	3
Módulo de la sección eje X	W_x [mm ³]	1220
Módulo de la sección eje Y	W_y [mm ³]	1220

(Fuente: IPAC, 2019)

Tabla 2.50 Propiedades de la sección de tubo rectangular.

Propiedades del elemento ASTM A36		
Resistencia a la fluencia	S_y [MPa]	250
Resistencia a la tracción	S_{ut} [MPa]	400

(Fuente: IPAC, 2019)

Considerando que el peso de la plataforma P_P es de 30 [kg] y sabiendo que la carga máxima P es de 200 [kg] se puede obtener el momento máximo del larguero de la plataforma observada en la figura 2.34.

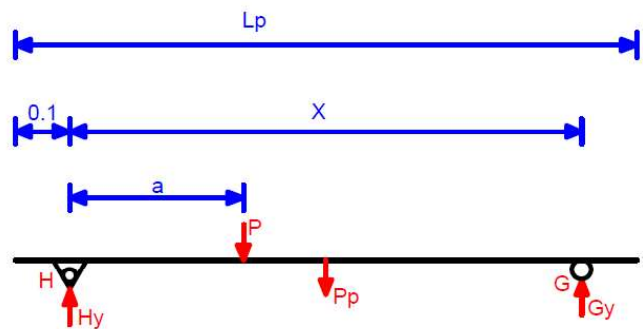


Figura 2.34. Diagrama del cuerpo libre de la plataforma HG
(Fuente: Propia)

Resolviendo el sistema con las tres ecuaciones de equilibrio se tiene que:

$$G_y = \left\{ \left(\frac{L_P}{2} - 0,1 \right) P_P + a * P \right\} / x$$

$$H_y = P + P_P - G_y$$

Si la carga está descentrada hacia la derecha, el valor de a es 1,1 [m]. Las reacciones en H y G son:

$$G_y = \frac{\left\{ \left(\frac{1,8[m]}{2} - 0,1 \right) 30[kg] + 1,1[m] * 200[kg] \right\}}{1,16[m]} = 210,34[kg]$$

$$H_y = 200 + 30 - 210,34 = 19,66 [kg]$$

Teniendo en cuenta que la carga se divide para 2 tijeras, el valor que soporta cada larguero es:

$$G_y = 105,17[kg] = 1031,72 [N]$$

$$H_y = 9,83 [kg] = 96,43[N]$$

Resolviendo el diagrama de la viga HG se tiene que el momento máximo del larguero es:

$$(M_{MAX})_{plataforma} = 77,15 [Nm]$$

Usando la ecuación 1.6 el esfuerzo máximo de flexión sobre la plataforma es:

$$(\sigma_{flexión})_{plataforma} = \frac{(M_{MAX})_{plataforma}}{W_x} = \frac{77,15[Nm] * 1000 \frac{[mm]}{[m]}}{1220[mm^3]} = 63,23 [MPa]$$

Haciendo uso de la ecuación 1.14 el factor de seguridad del elemento es:

$$\eta_{plataforma} = \frac{S_y}{(\sigma_{flexión})_{plataforma}} = \frac{250[MPa]}{63,23[MPa]} = 3,95$$

Por lo tanto, la plataforma resistirá de manera satisfactoria el esfuerzo de flexión sobre su larguero en su posición más crítica.

2.6.8. Freno de emergencia

En el caso que el cilindro hidráulico tenga un fallo durante el ascenso de la plataforma, los brazos de la tijera descenderán de manera imprevista. Esto podría ser peligroso para los operadores quienes pueden ser golpeados si no se percatan del descenso de la plataforma. Por ello se requiere un freno de emergencia. Se usará un eje de acero AISI 1018 que bloqueará el mecanismo de manera automática en caso de emergencia en el nodo C, impidiendo así que la rueda avance horizontalmente a su posición inicial, como se muestra en la figura 2.35.

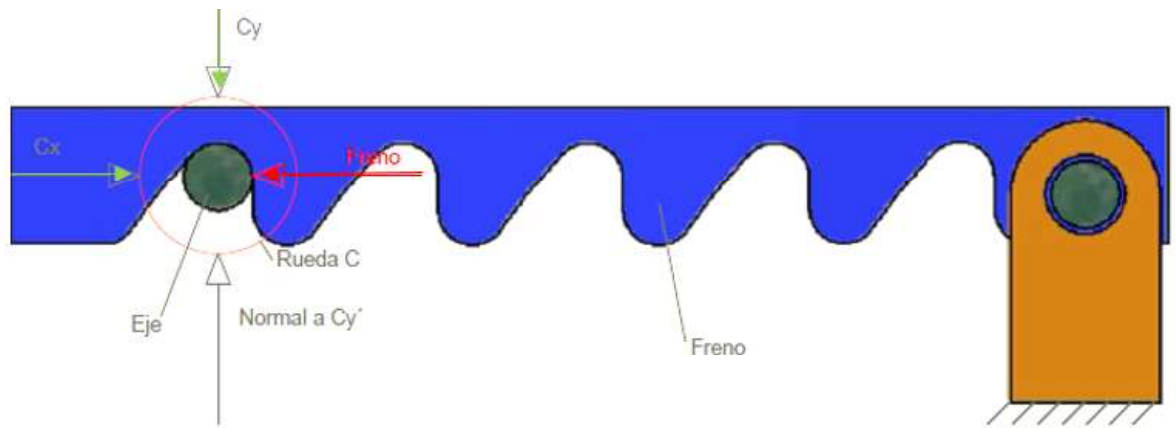


Figura 2.35. Freno de emergencia impidiendo descenso de la plataforma
(Fuente: Propia)

En la figura 2.36 se aprecia el diagrama del cuerpo libre sobre el brazo CD donde actúa la fuerza horizontal del freno para impedir el descenso. La posición de mayor esfuerzo sobre los elementos es en posición baja cuando la inclinación de los brazos es $9,6^\circ$.

Usando las ecuaciones de la sección 2.6.3 Análisis Estructural y suponiendo que la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico sea cero, se obtienen las fuerzas ejercidas sobre el elemento CD donde:

$$D_x = 26696,9 [N]$$

$$D_y = -739,05 [N]$$

$$C_y = 1517,25 [N]$$

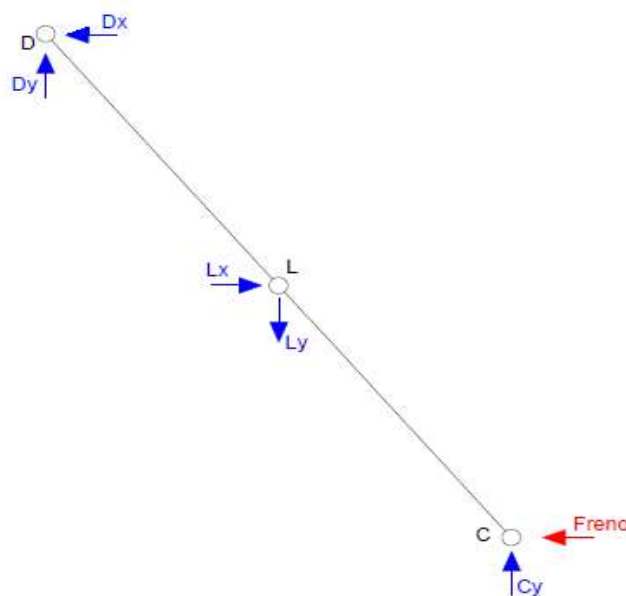


Figura 2.36. Diagrama del cuerpo libre del elemento CD
(Fuente: Propia)

Para hallar la fuerza horizontal en C llevada a cabo por el freno se usa la ecuación de equilibrio de momento en L. Sabiendo que el ángulo de inclinación es $9,6^\circ$ se obtiene:

$$\sum \vec{M}_L = 0$$

$$D_y \cos \alpha + C_y \cos \alpha + D_x \sin \alpha = C_x \sin \alpha$$

$$C_x = 40028,55 [N]$$

Sabiendo que son dos pares de tijeras, el freno actuará en dos puntos dividiendo la fuerza C_x en la mitad obteniendo:

$$\frac{C_x}{2} = F_{FRENO} = 20014,275 [N]$$

Haciendo uso de un pasador en el freno de acero AISI 1018 de diámetro 19 [mm], cuyas propiedades se pueden observar en la tabla 2.47, se procede a calcular el factor de seguridad del freno. De acuerdo a la ecuación 1.15 la resistencia al corte del material es:

$$SS_y = 0,5 * (S_y)_{AISI 1018} = 0,5 * 300 [MPa] = 150 [MPa]$$

La fuerza cortante máxima en el nodo es 13382,02 [N]. Asumiendo un diámetro del pasador de 19 [mm] su área transversal será:

$$A_{pasador} = \frac{\pi * (d_{pasador})^2}{4} = \frac{\pi * (19 [mm])^2}{4} = 283,53 [mm^2]$$

Usando la ecuación 1.4, el esfuerzo de corte en el pasador del freno será:

$$\tau_{pasador} = \frac{F}{A_{pasador}} = \frac{20014,275 [N]}{283,53 [mm^2]} = 70,59 [MPa]$$

El factor de seguridad del pasador del freno de acuerdo a la ecuación 1.18 es:

$$\eta_{pasador} = \frac{SS_y}{\tau_{pasador}} = \frac{150}{70,59} = 2,12$$

Esto indica que el diámetro del pasador del freno de emergencia soportará el esfuerzo cortante en caso de una falla del cilindro hidráulico.

2.7. Elaboración de planos

Una vez definido los cálculos de los principales elementos detallados en la sección 2.6, correspondiente al diseño y selección de los componentes del elevador, se procede a la elaboración de taller y planos de conjunto para su respectiva construcción. En el Anexo III se tiene los planos mencionados del elevador.

2.8. Construcción del elevador

La construcción del elevador se realizó en la Metal Mecánica S&G, ubicada al sur de Quito con la intervención constante del diseñador. En las siguientes figuras se presenta un historial fotográfico desde la adquisición de la materia prima, procesos de corte y

maquinado de los elementos del elevador y su respectivo ensamble, hasta sus acabados finales previos al protocolo de pruebas.

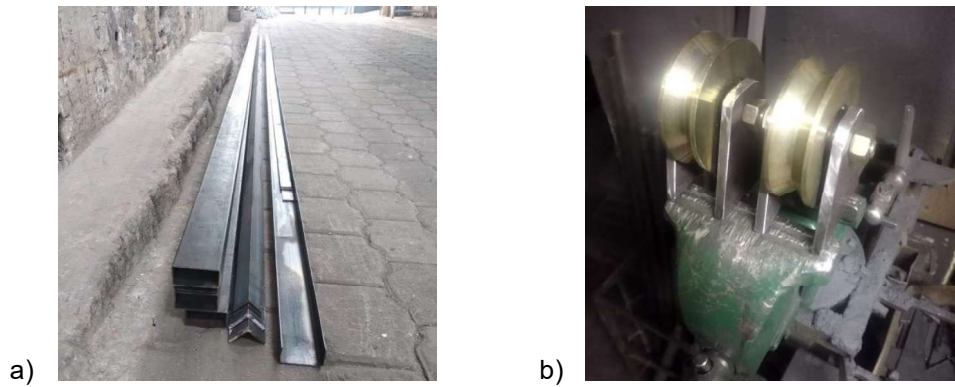


Figura 2.37. (a) Materia Prima para elevador. (b) Garruchas para brazos
(Fuente: Propia)



Figura 2.38. (a) Limpieza y corte de brazos. (b) Marcado y perforación de brazos.
(Fuente: Propia)

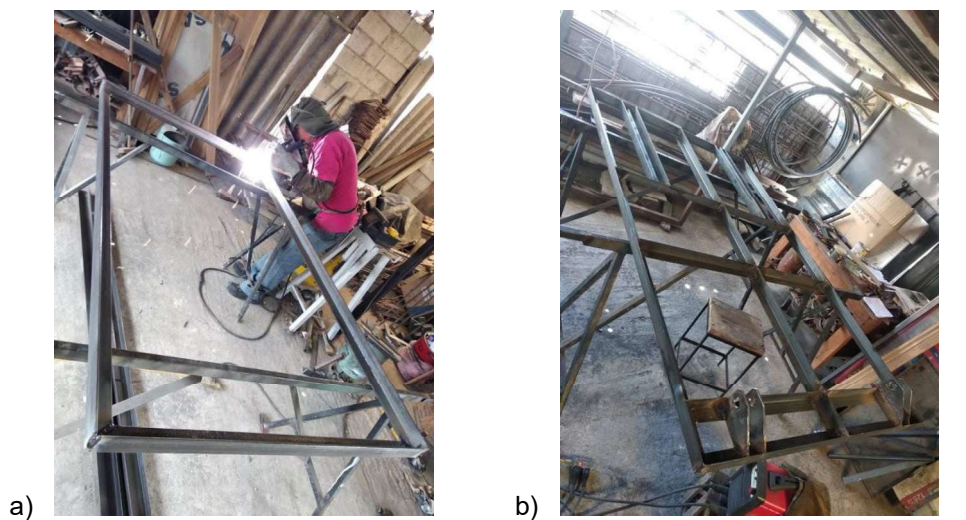


Figura 2.39. (a) Soldadura del marco del bastidor. (b) Soldadura de guías y orejas.
(Fuente: Propia)



Figura 2.40. (a) Marcado de freno de emergencia. (b) Freno de emergencia armado.

(Fuente: Propia)



Figura 2.41. (a) Armado del primer par de tijeras. (b) Armado del segundo par de tijeras

(Fuente: Propia)



Figura 2.42. (a) Instalación del cilindro hidráulico. (b) Armado del tercer par de tijeras

(Fuente: Propia)



a)



b)

Figura 2.43. (a) Instalación de plataforma. (b) Montaje de plancha de aluminio
(Fuente: Propia)

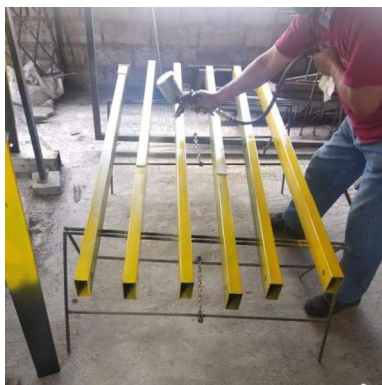


a)



b)

Figura 2.44. (a) Prueba de movilidad del mecanismo. (b) Verificación dimensional.
(Fuente: Propia)



a)



b)

Figura 2.45. (a) Pintado de los elementos. (b) Ensamble de los elementos.
(Fuente: Propia)

2.9. Costos

Una vez determinados los elementos del elevador, se presenta un resumen de los costos asumidos para su construcción.

2.9.1. Costo de materiales

Los materiales estructurales como tubos rectangulares, platinas y perfiles angulares fueron adquiridos gracias al proveedor IPAC Aceros. Elementos como ejes de transmisión fueron adquiridos en Ivan Bohman C.A. El resumen se muestra en la tabla 2.51.

Tabla 2.51 Costo de materiales.

Material	Cantidad	Costo unitario [USD]	Subtotal
Tubo rectangular 40x80x2 [mm]	4	24,6	98,4
Perfil angular 50x50x6 [mm]	2	32,5	65
Perfil angular 40x40x3 [mm]	2	12,2	24,4
Platina 38x3 [mm]	1	9	9
Canal U 80x40x3 [mm]	1	14	14
Tubo redondo diam 22x1,5 [mm]	1	5,2	5,2
Perfil angular 25x25x2 [mm]	1	7,5	7,5
Tubo redondo diam 25x1,5 [mm]	1	13	13
Fleje 80x6 [mm]	1	31,5	31,5
Plancha tool antideslizante 2 [mm]	1	37	37
Fleje 80x3 [mm]	1	19,4	19,4
Eje transmisión diámetro 22 [mm]	1	33,25	33,25
Eje transmisión diámetro 19 [mm]	1	27,15	27,15
TOTAL 1 [USD]			384,8

(Fuente: Propia)

Los elementos normalizados como el cilindro hidráulico y las ruedas de poliuretano fueron comprados en Prointec Cia, Ltda. Por otra parte los accesorios de sujeción como pernos fueron adquiridos en Ferreterías Castillo. El resumen se muestra en la tabla 2.52.

Tabla 2.52 Costo de productos normalizados.

Producto	Cantidad	Costo unitario [USD]	Subtotal
Cilindro hidráulico 2 toneladas	1	635	635
Ruedas poliuretano para 200 kg	4	18,2	72,8
Ruedas acero inox para 300 kg	4	11,5	46
Pernos 12x38 [mm] grado 8 con arandelas	16	0,6	9,6
Pernos 16x120 [mm] grado 8 con arandelas	4	1,45	5,8
Pernos 16x50 [mm] grado 8 con arandelas	3	0,9	2,7
Pernos autopenetrantes acero inoxidable	50	0,15	7,5
Anillos de seguridad	25	0,2	5
TOTAL 2 [USD]			784,4

(Fuente: Propia)

Otros costos correspondientes a elementos de limpieza y acabado final se consideran en la tabla 2.53.

Tabla 2.53 Costo de elementos de acabado.

Producto	Cantidad	Costo unitario [USD]	Subtotal
Caja de Electrodo E7018	1	27	27
Discos de corte	4	2,1	8,4
Galón de Pintura anticorrosiva	2	7	14
Galón de Tinher	2	6,4	12,8
Galón de Gasolina	1	2,3	2,3
Litro de Laca amarilla	1	16	16
TOTAL 3 [USD]			80,5

(Fuente: Propia)

El costo total de los materiales se obtiene sumando los totales de las tablas 2.51, 2.52 y 2.53.

$$\text{Costo materiales} = 384,8 + 784,4 + 80,5 = 1249,7 \text{ [USD]}$$

2.9.2. Costo de mano de obra

De acuerdo al registro de actividades del constructor del elevador, se tiene que el total de tiempo trabajado por su persona con su ayudante es de 118 horas. El costo de la mano de obra del maestro es 5 [USD/h] y el del ayudante es de 3 [USD/h]. El costo de la mano de obra será:

$$\begin{aligned} \text{Costo mano de obra} &= \text{Costo maestro} + \text{Costo ayudante} \\ \text{Costo mano de obra} &= 118[h] * 5\left[\frac{\text{USD}}{h}\right] + 118[h] * 3\left[\frac{\text{USD}}{h}\right] \\ \text{Costo mano de obra} &= 944 \text{ [USD]} \end{aligned}$$

2.9.3. Costo total del elevador

Obtenido el costo de los materiales y la mano de obra se puede calcular el costo de producción del elevador.

$$\begin{aligned} \text{Costo de producción} &= \text{Costo materiales} + \text{Costo mano de obra} \\ \text{Costo de producción} &= 1249,7 + 944 \\ \text{Costo de producción} &= 2193,7 \text{ [USD]} \end{aligned}$$

Considerando un 10% del costo de diseño y un 15% de utilidad del elevador:

$$\begin{aligned} \text{Costo de diseño (10\%)} &= 2193,7 * 0,1 = 219,37 \text{ [USD]} \\ \text{Utilidad (15\%)} &= 2193,7 * 0,15 = 329,06 \text{ [USD]} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el costo total del elevador es:

$$\begin{aligned} \text{Costo elevador} &= (2193,7 + 219,37 + 329,06) \text{ [USD]} \\ \text{Costo elevador} &= \mathbf{2742,13 \text{ [USD]}} \end{aligned}$$

2.10. Protocolo de pruebas

Finalizada la construcción de los elementos del elevador y su respectivo ensamble, se prosigue al desarrollo del protocolo de uso y pruebas que garanticen su funcionamiento adecuado.

2.10.1. Protocolo de uso

Objetivo.- Determinar el procedimiento para la operación adecuada del elevador.

Responsable.- Operador 1

Actividades:

- Colocar la carga sobre la plataforma del elevador.
- Sujetar la carga a la plataforma haciendo uso de correas.
- Verificar que el freno de las ruedas se encuentre desactivado.
- Con el elevador en posición replegada, trasladar la carga hacia el sitio de elevación.
- Activar el freno en las ruedas antes de proceder a la elevación de la carga.
- Verificar que el freno de emergencia se encuentre activado.
- Accionar manualmente el cilindro hidráulico y elevar la plataforma cargada hasta la altura de trabajo.
- Retirar las correas de sujeción y mover la carga al lugar deseado.
- Desactivar el freno de emergencia.
- Accionar el descenso de la plataforma.
- Desactivar el freno de las ruedas y retirar el elevador móvil.

Entradas.- Carga a elevar y correas de sujeción.

Salida.- Verificación de uso del elevador.

2.10.2. Protocolo de pruebas

Objetivo.- Realizar el traslado de la carga de trabajo al nivel deseado.

Responsable.- Operador 1, Operador 2.

Actividades:

- Verificar que la carga no exceda los 200 kg.
- Verificar que el suelo donde vaya a trabajar el elevador se encuentre nivelado.
- Colocar la carga sobre la plataforma del elevador y sujetarla.
- Activar el freno en las ruedas antes elevar la carga.
- Verificar que el freno de emergencia se encuentre activado.

- Accionar manualmente el cilindro hidráulico y medir la fuerza ejercida por el operador para accionar el cilindro en posición baja.
- Elevar la plataforma a la altura máxima.
- Sin desactivar el freno de emergencia, accionar el descenso de la plataforma.
- Verificar que el freno de emergencia impida el descenso del mecanismo.
- Desactivar el freno y descender la plataforma.
- Accionar manualmente el cilindro hidráulico y elevar la plataforma cargada hasta la altura de trabajo. Tomar medida del tiempo empleado para el ascenso.
- Medir la altura alcanzada.
- Mover la carga al lugar deseado.
- Desactivar el freno de emergencia y descender la plataforma.

Entradas.- Carga a elevar, correas de sujeción, dinamómetro, cronómetro y flexómetro.

Salida.- Fuerza máxima requerida por el operador, plataforma elevada hasta la altura de trabajo, carga trasladada al sitio de trabajo, freno de emergencia bloquea al mecanismo cargado y tiempo de elevación de la plataforma.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se describen los resultados obtenidos durante las pruebas de funcionamiento del elevador, considerando los requerimientos como alcance, capacidad, tiempo de elevación y fuerza requerida por el operador para accionar el cilindro.

3.1. Resultados

La alternativa ganadora durante el análisis funcional del elevador móvil fue un mecanismo de tijeras accionado por un cilindro hidráulico. Gracias a su baja velocidad de accionamiento se realizó un estudio quasi estático donde se determinó que su posición de trabajo más crítica es en posición baja y gracias al análisis estructural se determinó que su punto crítico era el nodo K (ver figura 2.16), presente en la mitad del tubo del segundo par de tijeras. En esta zona existen esfuerzos combinados de flexión, tracción y torsión. Dicha zona fue reforzada con platinas para soportar de mejor manera los esfuerzos de flexión, que eran los predominantes.

Debido a que en el mecanismo las fuerzas sobre cada elemento varían en función de la posición del elevador (aunque la carga externa sea constante), fue necesario diseñar el mecanismo a fatiga. Se obtuvieron resultados satisfactorios para una vida infinita.

El costo del elevador superó el presupuesto por 242,13 [USD], un margen menor al 10%. El elemento más costoso fue el cilindro hidráulico que representa el 28.94% del costo de producción del elevador. Este valor pudo haber sido mucho mayor en caso de usar un cilindro de accionamiento por bomba.

Durante el ensamble del elevador se observó que el tercer par de tijeras estaba ligeramente más cerrado (26 cm en su altura) que el primer y segundo par (27 cm en su altura). Esto se solventó colocando topes en las ruedas guías para que el tercer par de tijeras no se cierre más de lo establecido en su posición baja. El primer y segundo par permanecían en sus posiciones gracias a la presencia del cilindro hidráulico que brinda soporte y rigidez al mecanismo.

En la figura 3.1 y 3.2 se observa al elevador en posición baja y alta respectivamente. En ambos casos se halla cargado con 200 kg sobre su plataforma.



Figura 3.1. Elevador cargado en posición baja.
(Fuente: Propia)



Figura 3.2. Elevador cargado en posición alta.
(Fuente: Propia)

En la figura 3.3 se observa el freno de emergencia actuando sobre el mecanismo que busca descender. El eje que une las ruedas busca avanzar hacia la izquierda, sin embargo, el mecanismo del freno solo le permite avanzar hacia la derecha para su ascenso.



Figura 3.3. Freno de emergencia bloqueando mecanismo (Fuente: Propia)

3.2. Discusión

Durante las pruebas de funcionamiento la plataforma cargada con 200 [kg], cuya altura inicial fue de 0,97 [m], alcanzó los 3,56 [m] medidos desde el nivel del suelo. Con dicha elevación se alcanza la altura de trabajo deseado para un autobús interprovincial.

Como se observa en los planos, el ancho de garganta del cordón de soldadura en todos los casos es mayor al espesor del material base. Esta condición implica que las soldaduras tengan factores de seguridad elevados y es por ello que sus resultados de factor de seguridad fueron omitidos.

El tiempo de elevación de la carga variará con la velocidad de accionamiento manual de parte del operador. En un total de 5 mediciones se obtuvo un tiempo promedio de 2 min 12 s, lo cual cumple el requerimiento del cliente.

La fuerza requerida por el operador para accionar el cilindro hidráulico fue de 24 [kg-f] (236 [N]) en su posición baja, que es la más exigente y crítica para el elevador.

El freno de emergencia actuó de manera satisfactoria al momento de bloquear el mecanismo, impidiendo el regreso del eje pasador cuando la plataforma baja y permitiendo el avance del pasador cuando esta se eleva.

4. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó el elevador de cargas móvil para la instalación de equipos de aire acondicionado a partir de las especificaciones técnicas brindadas por Friostar Plus, comprobando su funcionalidad de manera exitosa durante el protocolo de pruebas y cumpliendo así los requerimientos del cliente.
- Se generó alternativas de diseño para cada módulo de funcionamiento del elevador y se seleccionó la alternativa con mejor ponderación para cumplir las funciones requeridas por el usuario.
- Se diseñó el elevador de cargas móvil a partir de la alternativa ganadora, considerando sus partes y posiciones más críticas de funcionamiento bajo condiciones de carga estática y fatiga.
- Se construyó el elevador de modo correcto a partir los planos de taller y montaje definidos en la etapa de diseño, con correcciones menores para la nivelación de la plataforma.
- El cilindro hidráulico seleccionado para accionar el mecanismo cumplió su funcionamiento de manera adecuada. Debido a su accionamiento manual, el tiempo de elevación de la plataforma supera los dos minutos, pero cumple con lo requerido por Friostar Plus.
- El costo de fabricación superó ligeramente el margen presupuestado debido al incremento de tiempo de construcción, afectando directamente el costo de la mano de obra.
- El peso total del elevador supera el valor máximo requerido por Friostar Plus debido al peso del cilindro hidráulico que, en un inicio, no fue considerado.

RECOMENDACIONES

- Con la intención de reducir el peso del mecanismo, se recomienda para trabajos futuros realizar un estudio de factibilidad para un elevador de las mismas especificaciones hecho de aluminio.
- Se puede automatizar la elevación del mecanismo haciendo uso de un sistema hidráulico, disminuyendo el tiempo de elevación y eliminando la fuerza ejercida por el operador.

Referencias Bibliográficas

- AEROTÉCNICA (2016). *Catálogo de productos*. Recuperado el 28 de diciembre de 2018, de <https://aerotecnica.es/producto/pernos-tipo-pasador-tipo-tps/>
- AITECO (2018). *Matriz de Priorización*. Recuperado el 27 de febrero de 2019, de <https://www.aiteco.com/matriz-de-priorizacion/>
- ASMH (2014). *Partes de los Cilindros Hidráulicos*. Recuperado el 25 de noviembre de 2018, de <http://www.ashm.mx/blog/partes-de-los-cilindros-hidraulicos/>
- Bangash, M. (2007). *Lifts, Elevators, Escalators and Moving Walkways / Travelators*. Londres: Taylor & Francis Group.
- Beer, F. (2010). *Mecánica de Materiales*. Hartford: Mc Grawhill.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Monterrey: Mc Grawhill.
- Crawford, M. (2012). *Elisha Graves Otis*. Recuperado el 23 de Octubre de 2018, de <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/elevators/elisha-graves-otis>
- Ciaman Formation. (2013). *La Carretilla Elevadora*. Recuperado el 25 de Octubre de 2018, de <http://www.cursoscarretillerozaragoza.es/2013/08/06/historia-de-la-carretilla-elevadora/>
- Craig, R. (2011). *Mecánica de Materiales*. Boston: John Wiley & Sons
- Cruz, D. Rueda, P. Diseño de un elevador fijo de tijeras para elevar cargas. *Trabajo de Grado*. Quito, Ecuador.
- Decreto Ejecutivo 2393 (1986). Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente del Trabajo. Ministerio del Trabajo. Ecuador.
- Edipesa (2018). *Catálogo de elevadores de vehículos*. Lima, Perú.
- García, C. Uribe, A. (2006). Diseño y desarrollo de un elevador industrial de carga para la empresa CODIMEC. *Trabajo de Grado*. Medellín, Colombia.
- García, J. (2014). *Actuadores Neumáticos*. Recuperado el 30 de octubre de 2018, de <http://mundoautomatizado.blogspot.com/2014/11/actuadores-neumaticos.html>
- Genie Company (2004). *Manual de uso y mantenimiento de manipulador con brazo telescópico GTH 2506*. España: Terexlift
- INSHT (2010). *Guía Técnica para Manipulación Manual de Cargas*. Ministerio de Trabajo e Inmigración. España.
- ITSPORT (2019). *Fairing car top box cargo basket*. *Catálogo*. Recuperado el 21 de marzo de 2019, de <http://www.itsport.com/rcb-508-202.html>

- KIPP (2019). *Telescopic slides heavy-duty. Catálogo*. Recuperado el 23 de marzo de 2019, de <https://www.kipp.com/gb/en/Products/Operating-parts-standard-elements/Telescopic-slides/K0544-Telescopic-slides-heavy-duty-full-extension>
- Maldonado, M. (2016). Diseño de una plataforma elevadora de tijera. Generación de su prototipo virtual y simulación mecánica. *Trabajo de Grado*. Valencia, España.
- Martínez, P. (2012). Diseño, Cálculo y Dimensionado de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal con Accionamiento Hidráulico. *Trabajo de Grado*. Valladolid, España.
- Mir, A. (2007). *Catálogo de Mesas Elevadoras*. Barcelona, España.
- Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas, un Enfoque Integrado*. México: Pearson Education.
- Novoa, F. (2017). Diseño y construcción de un elevador de una columna para autos. *Trabajo de Grado*. Quito, Ecuador.
- Palomares, F. (2012). *Mecanismo elevador de Tornillo de Potencia*. Recuperado el 10 de Noviembre de 2018, de <https://prezi.com/8bt3cfirw3x-/mecanismo-elevador-de-tornillo-de-potencia/>
- Prosic Mexico (2017). *Tipos y usos de las plataformas de elevación*. Recuperado el 12 de noviembre de 2018, de <http://blog.prosic.net/tipos-y-usos-de-las-plataformas-de-elevacion>
- Pujota, J. & Rosales, B. Diseño y construcción de un elevador de carga para el laboratorio de Energías Alternativas y Eficiencia Energética. *Trabajo de Grado*. Quito, Ecuador.
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: Ediciones UPC.
- Ruiz, J. (2013). Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén. *Tesis de Grado*. Cartagena, Colombia.
- Sánchez, S. (2005). Diseño, Fabricación y Montaje de un elevador de Carga para el Frigorífico Metropolitano. *Trabajo de Grado*. Bucaramanga, Colombia.
- Semanate, J. (2009). Diseño y construcción de un elevador automático para el telescopio Merz. *Trabajo de Grado*. Quito, Ecuador.
- SITASA (2018). *Ruedas para Diversas Cargas*. Toledo: Suministros del Tajo.
- Sprague, F. (2015). *The Electric Elevator*. Recuperado el 25 de octubre de 2018, de https://ethw.org/The_Electric_Elevator
- Vickers (2001). *Manual de Hidráulica Industrial*. México: VicMex

Vizion,E. (2016). *Elevadores*. Recuperado el 23 de octubre del 2018, de <https://elevadoresvizion.wordpress.com/2016/11/22/que-es-un-elevador/>