

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño mecánico con simulación 3D de un columpio  
automatizado y desmontable para personas que utilizan sillas de  
ruedas

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingenieros Mecánicos**

Presentado por:

MYRIAM CRISTINA MEJIA HERRERA

FRANCISCO ANDRES PINCAY PILLASAGUA

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto lo dedico a mi familia, especialmente a mis padres y hermana, por brindarme su apoyo y motivación a lo largo de mis estudios.

Myriam Cristina Mejía Herrera

## DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a mi familia quien me supo dar soporte a lo largo de mi carrera, inculcándome responsabilidades y deseo se superación. También a todo quien valore mi esfuerzo y que se alegre con mis éxitos.

Francisco Andrés Pincay Pillasagua

## **AGRADECIMIENTOS**

Mi agradecimiento para mis padres, por aconsejarme y brindarme los medios necesarios para mi desarrollo personal. Gracias por confiar en la decisión que tomé cuando elegí esta carrera. A mis tíos Gloria, Ramón y Gerardo por brindarme soporte desinteresadamente. A mis profesores y compañeros a lo largo de mi formación académica. A Msc. Fausto Maldonado por haber aceptado ser tutor del presente proyecto, por su apoyo y recomendaciones para conseguir los resultados esperados.

Myriam Cristina Mejía Herrera

## **AGRADECIMIENTOS**

Mi más sincero agradecimiento a nuestro creador, quien forja nuestros caminos, que junto a mi familia, amigos, instituciones educativas y profesores me orientaron para lograr este objetivo, que sinceramente lo quiero disfrutar con ustedes.

Francisco Andrés Pincay Pillasagua

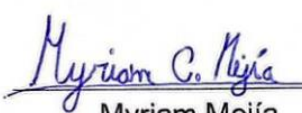
## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Francisco Pincay y Myriam Mejia damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



---

Francisco Pincay



---

Myriam Mejía

# EVALUADORES

**PhD. Francis Loayza Paredes**

PROFESOR DE LA MATERIA

**MSc. Fausto Maldonado**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Los lugares destinados en la ciudad de Guayaquil para el desarrollo de actividades lúdicas accesibles a personas que usan silla de ruedas son muy limitados y han proyectado columpios que requieren un acompañante para su impulso y también su transportación. Por lo tanto, el presente proyecto tiene como objetivo el diseño de un columpio desarmable y automatizado destinado para este grupo de personas. Para la elaboración fue necesario abarcar las principales consideraciones de estos usuarios mediante la búsqueda de normativas como INEC y CONADIS, y leyes vigentes como la Ley Orgánica de Discapacidades. A través de las normativas se determinó que, el material que predomina en su estructura es el acero ASTM A500 grado B que, junto a la aplicación de análisis estático, movimiento armónico simple (MAS) y transmisión se hizo la selección de los elementos necesarios para su correcto funcionamiento. Los resultados fueron: un perfil circular para la estructura tanto de la cuna, parante de unión, transversal y soportes son de un diámetro externo de 7/8", 2 3/8" y 1" respectivamente. Además, se seleccionó un motorreductor con motor monofásico, sistema de engranes y kit de acople y automatización. Los resultados estáticos se validaron mediante simulación donde cumplió con las condiciones necesarias para ser un prototipo aceptable. El diseño desarrollado cumple las necesidades lúdicas y genera un gran impacto social. Finalmente, el costo de fabricación es de \$2.840,31 lo que resulta en un prototipo competitivo respecto a otras opciones en el mercado.

**Palabras Clave:** Diseño, Columpio, Lúdicas, Desarmable, Automatizado



## **ABSTRACT**

*The places designated in the city of Guayaquil for the development of recreational activities accessible to people who use wheelchairs are very limited and have designed swings that require a companion for their impulse and also their transportation. Therefore, this project aims to design a detachable and automated swing intended for this group of people. For the preparation it was necessary to cover the main considerations of these users through the search for regulations such as INEC and CONADIS, and current laws such as the Organic Law on Disabilities. Through the regulations, it was determined that the material that predominates in its structure is ASTM A500 grade B steel, which, together with the application of static analysis, simple harmonic motion (SAM) and transmission, selected the elements necessary to its correct operation. The results were: a circular profile for the structure of both the cradle, the union upright, the transversal and the supports have an external diameter of 7/8", 2 3/8" and 1", respectively. In addition, a geared motor with a single-phase motor, a gear system and a coupling and automation kit was selected. The static results were validated through simulation where it met the necessary conditions to be an acceptable prototype. The developed design meets recreational needs and generates a great social impact. Finally, the manufacturing cost is \$2,840.31, which results in a competitive prototype compared to other options on the market.*

*Keywords: Design, Swing, Fun, Disassemble, Automated*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA .....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
ÍNDICE DE PLANOS.....	X
CAPÍTULO 1.....	1
1    Introducción .....	1
1.1    Definición del Problema .....	1
1.2    Justificación del proyecto.....	2
1.3    Objetivos.....	2
1.3.1    Objetivo General .....	2
1.3.2    Objetivos Específicos .....	2
1.4    Marco teórico .....	3
1.4.1    Esfuerzo y Resistencia .....	6
1.4.2    Cortante y momento.....	6
1.4.3    Tensión, compresión y torsión.....	6
1.4.4    Deformación .....	7
1.4.5    Bocines.....	7
1.4.6    Pernos y sujetadores.....	8
1.4.7    Automatización para el control del motor .....	8
CAPÍTULO 2.....	12
2    Metodología .....	12

2.1	Procedimiento para el diseño.....	12
2.2	Caja negra y caja transparente.....	13
2.3	Alternativas de diseño.....	14
2.3.1	Criterios de diseño .....	14
2.3.2	Comparación por pares .....	14
2.3.3	Identificación de alternativas de diseño.....	15
2.3.4	Selección de alternativa .....	18
2.4	Diseño de forma.....	19
2.4.1	Breve descripción de elementos .....	19
2.5	Diseño detallado .....	21
CAPÍTULO 3.....		35
3	Resultados Y ANÁLISIS .....	35
3.1	Diseño y selección de componentes.....	35
3.2	Simulación por elementos finitos .....	45
3.3	Análisis de costos .....	50
3.4	Discusión de resultados.....	51
CAPÍTULO 4.....		55
4	Conclusiones Y Recomendaciones .....	55
4.1	Conclusiones .....	55
4.2	Recomendaciones .....	56
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		
APÉNDICE A		
APÉNDICE B		
APÉNDICE C		

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
CONADIS	Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades
TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN	Valor Actual Neto
CCPP	Costo Capital Promedio Ponderado

## SIMBOLOGÍA

N	Newton
MPa	Mega Pascales
W	Watt
m	Metro
HP	Caballos de fuerza
mm	Milímetro
in	Pulgada
s	Segundo
Z	Numero de dientes

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Modelo de columpio de Para Pupas.....	3
Figura 1.2 Modelo "Multifuncional" de JUMBO.....	4
Figura 1.3 Modelo "Columpio para sillas de ruedas" de JUMBO.....	4
Figura 1.4 Modelo "Columpio para silla de ruedas " de MOBIPARK.....	5
Figura 1.5 "Columpio para silla de ruedas" de Playclub.....	5
Figura 1.6 Esquema simplificado de la automatización. (Nise, 2006).....	8
Figura 1.7 Diagrama de sistema de control. (SERVOSISTEMAS, s.f.).....	8
Figura 1.8 Ejemplo de circuito de mando. (Escuela Universitaria de oficios UNLP, 2020) .....	9
Figura 1.9 Ejemplo de circuito de potencia (Escuela Universitaria de oficios UNLP, 2020) .....	10
Figura 2.1 Esquemático de la metodología de diseño.....	12
Figura 2.2 Diseño de caja negra.....	13
Figura 2.3 Diseño de caja transparente.....	13
Figura 2.4 Alternativa #1.....	16
Figura 2.5 Alternativa #2.....	17
Figura 2.6 Alternativa #3.....	18
Figura 2.7 Vista explosionada del columpio.....	19
Figura 2.8 Dimensiones a considerar de la silla de ruedas.....	21
Figura 2.9 Diagrama de reacciones y fuerzas en perfil frontal.....	22
Figura 2.10 Diagrama de reacciones y fuerzas en perfil lateral.....	23
Figura 2.11 Diagrama de reacciones y fuerzas en larguero.....	23
Figura 2.12 Diseño general de la cabina.....	25
Figura 2.13 Diagrama de reacciones y fuerzas en parantes de unión.....	26
Figura 2.14 Diagrama de reacciones y fuerzas en transversal.....	28
Figura 2.15 DCL del usuario en el columpio.....	30
Figura 2.16 Diagrama de fuerzas y reacciones en parantes de soporte principal.....	33
Figura 3.1 Desglose de elementos que conforman la cabina.....	35
Figura 3.2 Vista isométrica del parante de unión.....	37
Figura 3.3 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	37
Figura 3.4 Bocín.....	38

Figura 3.5 Vista isométrica del transversal.....	42
Figura 3.6 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector del transversal .....	42
Figura 3.7 Modelo de parante de soporte principal .....	44
Figura 3.8 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector de los parantes de soporte principal .....	44
Figura 3.9 Fuerza y restricción de movimiento de la primera simulación .....	45
Figura 3.10 Fuerzas y restricción de movimiento de la segunda simulación .....	46
Figura 3.11 Tensión de Von Mises, primera simulación .....	47
Figura 3.12 Deformación de elementos, primera simulación .....	47
Figura 3.13 Factor de seguridad, primera simulación.....	48
Figura 3.14 Tensión de Von Mises, segunda simulación .....	48
Figura 3.15 Deformación de elementos, segunda simulación .....	49
Figura 3.16 Factor de seguridad, segunda simulación .....	49
Figura B.1 Ficha de especificaciones para perfil circular de Acero ASTM A500 (IMPORT ACEROS, 2021) .....	75
Figura B.2 Ficha de especificaciones para planchas de aluminio antideslizante (IMPORT ACEROS, 2021) .....	76
Figura B.3 Catálogo de bocines SAE 660 .....	77
Figura B.4 Especificaciones SAE de pernos de acero .....	78
Figura B.5 Catálogo para selección del motor (LENTAX S.A., 2007).....	78
Figura B.6 Catálogo para selección de motorreductor (LENTAX S.A., 2007) .....	79
Figura B.7 Catálogo para selección de elemento de montaje de motorreductor (LENTAX S.A., 2007).....	80

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Comparación por pares .....	14
Tabla.2.2 Orden de importancia y ponderación de los criterios de diseño .....	15
Tabla 2.3 Matriz de decisión para selección de alternativa de solución .....	18
Tabla 3.1 Reacciones, fuerza cortante y momento máximo de elementos de la cabina	36
Tabla 3.2 Esfuerzo y módulo de resistencia de elementos de la cabina .....	36
Tabla 3.3 Esfuerzo y módulo de resistencia de los parantes de unión .....	38
Tabla 3.4 Datos usados para el análisis .....	39
Tabla 3.5 Resultados del análisis del M.A.S.....	40
Tabla 3.6 Resultados para selección de motorreductor .....	40
Tabla 3.7 Esfuerzo y módulo de resistencia del transversal.....	43
Tabla 3.8 Factor de seguridad por cortante y aplastamiento.....	43
Tabla 3.9 Esfuerzo y módulo de resistencia de los parantes de soporte principal .....	45
Tabla 3.10 Resultados simulación parte 1.....	48
Tabla 3.11 Resultados simulación parte 2.....	49
Tabla 3.12 Costos de materiales .....	50
Tabla 3.13 Costos de mano de obra para fabricación .....	50
Tabla 3.14 Medidas para conocer la rentabilidad del proyecto.....	51
Tabla A.1 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de perfil frontal .....	61
Tabla A.2 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de perfil lateral.....	62
Tabla A.3 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de larguero .....	63
Tabla A.4 Masa que actúa en los parantes de unión.....	64
Tabla A.5 Masa que actúa en el sistema de transmisión .....	65
Tabla A.6 Cálculo de amortización del préstamo .....	70
Tabla A.7 Costos fijos del proyecto .....	70
Tabla A.8 Cálculo de depreciación de maquinaria y equipo .....	70
Tabla A.9 Flujo de caja para los 5 primeros años.....	71
Tabla A.10 Cálculo par la tasa de descuento por CCPP .....	72
Tabla A.11 Cálculo de Betas .....	72
Tabla A.12 Cálculo de costo patrimonial .....	73
Tabla A.13 Resultados de TIR y VAN .....	73



## **ÍNDICE DE PLANOS**

PLANO 1 CUNA

PLANO 2 PARANTES DE UNION Y BOCÍN

PLANO 3 TRANSVERSAL Y SOPORTES PRINCIPALES

# CAPÍTULO 1

## 1 INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

En la ciudad de Guayaquil habitan alrededor de 35789 personas que presentan discapacidad física según datos del Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades\_(Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades-CONADIS, 2022), en su gran mayoría dependientes del uso de sillas de ruedas, lo cual se convierte muchas veces en una limitante para desarrollar actividades recreativas. Los lugares destinados y adecuados para funcionar con una silla de ruedas y desarrollar actividades recreativas son pocos en relación con el porcentaje de personas que lo requieren. En la actualidad existen columpios para personas que usan sillas de ruedas donde se requiere un acompañante para controlar su accionamiento, además, si se desea transportar estos equipos, es una gran limitante ya que su diseño no es desmontable.

La incidencia dentro del aspecto de **salud pública** se da en el hecho de que busca mejorar la parte motivacional de los usuarios de sillas ruedas, es decir, ayudar en el aspecto psicológico ya que contribuye en la autoestima del usuario permitiéndoles disfrutar su tiempo libre en igualdad de condiciones.

Dentro del impacto **cultural**, este proyecto busca generar un ambiente inclusivo específicamente en el área recreativa, lo cual ayuda a los usuarios de sillas de ruedas sentirse más integrados y al resto de la sociedad a cambiar su percepción respecto a las limitaciones que posee este grupo de personas; lo cual está ligado también al aspecto **social y bienestar**. Se analiza además el impacto **ambiental** que tiene la construcción de este equipo, no sólo el montaje dentro de una determinada área sino también los materiales usados para la construcción de este ya que de acuerdo con la tendencia global se incentiva a cumplir con las 3R (reciclar, reusar y reducir), por lo cual los materiales a usar estarán enfocados en ello para que la huella de carbono sea mínima. Finalmente, dentro del aspecto **económico** este proyecto se enfoca

en tener un costo bajo de manufactura y con ello a su vez se cumple con el aspecto **global** en el cual se pretende que sea replicable tanto para otras ciudades del país como a nivel internacional.

## **1.2 Justificación del proyecto**

En la actualidad, la sociedad se esmera en crear un ambiente inclusivo que brinde la oportunidad a personas que sin importar su edad y que estén sujetas a una silla de ruedas, puedan disfrutar un momento ameno junto a sus seres queridos de manera segura y confortable. Adicionalmente, puede servir como terapia emocional y psicológica en ciertos casos. Dicho esmero también se hace presente en Ecuador ya que desde el 2012 con la creación de la Ley Orgánica de Discapacidades en su sección IV correspondiente a la cultura, deporte, recreación y turismo, fomenta el derecho de inclusión a este sector de la población. Esto se encuentra contemplado desde el Art. 42 al Art. 44. (Registro Oficial, 2012). Junto a esta parte legal, se suman los avances tecnológicos y conocimientos de la academia para el desarrollo de la solución que brinda este proyecto.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar y simular en 3D un columpio automatizado y desmontable a través del uso de herramientas como softwares para que sea utilizado por personas que usan silla de ruedas.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Determinar las necesidades de carácter lúdicas por parte de las personas que usan silla de ruedas.
2. Diseñar y comparar 3 alternativas del prototipo de satisfagan las necesidades lúdicas planteadas previamente.
3. Realizar el diseño detallado de cada uno de los elementos que constituyen al equipo.

4. Modelar en 3D y simular los elementos para su análisis de esfuerzos.
5. Realizar un análisis de costos para su fabricación.

#### 1.4 Marco teórico

En la actualidad existen columpios para personas que usan silla de ruedas diseñados para ser accionados por el ocupante, algunos de los fabricantes internacionales que tienen estos productos son:

- Para Pupas: Es un fabricante de origen español que se dedica a brindar soluciones integrales para personas con discapacidad y tercera edad que posee un modelo llamado “Columpio Adaptado Silla de Ruedas” el cual se ofrece en la categoría de *Parque Infantiles Inclusivos* y la restricción del modelo es la edad de la persona ya que puede ser utilizado por niños a partir de los 2 años. (Para Pupas, s.f.)



**Figura 1.1 Modelo de columpio de Para Pupas**

- Consorcio Metalplástico S.A de C.V: Es un fabricante de origen mexicano que mediante su línea de productos JUMBO; que se especializa en diseñar espacios públicos con alto valor social, brinda equipamiento deportivo, juegos infantiles y mobiliaria urbana en zonas de aventuras y parques inclusivos. Ofrece modelos de columpio llamados “Columpio Multifuncional” y el “Columpio para silla de ruedas”

donde su restricción para uso es el peso del ocupante. (Consortio Metalplásticos S.A., 2020)



**Figura 1.2 Modelo "Multifuncional" de JUMBO.**



**Figura 1.3 Modelo "Columpio para sillas de ruedas" de JUMBO.**

- MOBIPARK: Es un fabricante de origen español que se dedica a la fabricación de juegos infantiles, elementos deportivos y mobiliario urbano con el compromiso de mantener una innovación y calidad en los productos y servicios que ofrecen. Con su modelo de columpio "Columpio para silla de ruedas" busca satisfacer necesidades referentes a la salud y bienestar, así como a la inclusión. Para su uso es necesario considerar restricciones como: la edad y peso del ocupante junto a la restricción de número de ocupantes ya que en este modelo se puede incluir a otra persona a bordo. (mobipark, 2018)



**Figura 1.4 Modelo "Columpio para silla de ruedas " de MOBIPARK.**

- **PLAYCLUB:** Es un fabricante de origen mexicano que se dedica a contribuir a la recreación y diversión del mundo. Con su modelo de columpio "Columpio para silla de ruedas" de la línea FREEPLAY busca fortalecer la inclusión en el ámbito de la recreación. Para el uso de este modelo es necesario considerar la restricción del peso y edad del ocupante. (Play club, 2021)



**Figura 1.5 "Columpio para silla de ruedas" de Playclub**

Es importante recalcar que estos tipos de columpios no se encuentran patentados en Ecuador por lo que solo se considera alternativas extranjeras. A nivel internacional tampoco se ha encontrado alternativas con características

desmontables y automatizadas, por lo que, se muestran modelos de columpios convencionales.

Una vez contextualizada la idea del proyecto que se busca desarrollar, es necesario saber la siguiente información sobre definiciones técnicas que se usaran para el diseño y selección de elementos:

#### **1.4.1 Esfuerzo y Resistencia**

Cuando se habla de resistencia se refiere a una propiedad de un material o de un elemento mecánico. Esta propiedad dentro de un elemento mecánico depende del material, el tratamiento y el procesamiento de este. (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012). Mientras que, el esfuerzo es una propiedad de estado en un determinado punto dentro del cuerpo analizado, se representa mediante una función de la carga y la geometría siendo ambas las más importantes en el diseño elemental de mecánica de materiales. (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

#### **1.4.2 Cortante y momento**

Las vigas se encuentran sometidas a una combinación entre fuerzas o momentos, mismos que pueden estar concentrados y/o distribuidos. Esto genera que existan fuerzas cortantes y momentos de flexión, mismos que se encuentran relacionados con la función de carga  $q(x)$ :

$$q(x) = \frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} \quad (1.2)$$

#### **1.4.3 Tensión, compresión y torsión**

Esto comprende a la extensión o contracción total de una determinada barra uniforme en tensión o compresión pura, su expresión algebraica es (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012):

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad ( 1.3 )$$

Recalcando que, esta ecuación solo aplica cuando no es una barra larga cargada sometida a compresión donde puede haber pandeo (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012).

#### 1.4.4 Deformación

La deformación que se analiza en ciertos elementos en este proyecto es la deformación debida a flexión. Este es un problema de la flexión de las vigas y es el que ocurre más con frecuencia en cualquier problema de carga en el diseño mecánico. La ecuación característica que relaciona la curvatura de una viga sujeta a un momento flector M es (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad ( 1.4 )$$

En caso de que la curvatura plana sea muy pequeña, que es lo que generalmente se da en la mayoría de los análisis estructurales, la ecuación se ve modificada (Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2012):

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad ( 1.5 )$$

#### 1.4.5 Bocines

Elementos que sirven en la transmisión del movimiento pendular (entre el transversal y parantes de unión) normalmente se elaboran en bronce, cobre, caucho y mezcla entre caucho y bronce. Para su selección se necesita realizar un análisis por aplastamiento y un análisis del límite elástico admisible.



### 1.4.6 Pernos y sujetadores

Elementos que permiten mantener piezas unidas, de tal manera que, permanezcan juntas cuando se vean sometidas a tensión. La selección de los pernos se realiza basándonos en la resistencia de prueba  $S_p$ , misma que se encuentra especificada dentro de normativas SAE, ASTM o ISO.

### 1.4.7 Automatización para el control del motor

Para poder realizar la parte automatizada es importante saber que esta parte está ligada a la implementación de un sistema de control y por definición se sabe que “Un sistema de control está formado por subsistemas y procesos unidos con el fin de controlar las salidas de los procesos” (Nise, 2006).

A su vez, el sistema de control posee un esquema, este es:

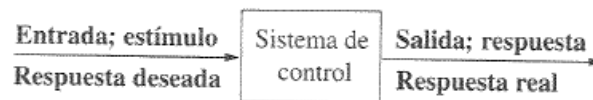


Figura 1.6 Esquema simplificado de la automatización. (Nise, 2006)

O de forma más detallada:

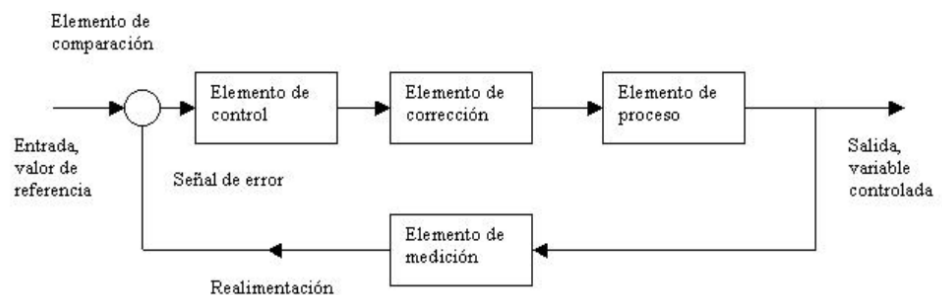
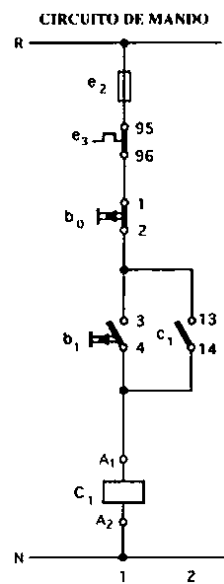


Figura 1.7 Diagrama de sistema de control. (SERVOSISTEMAS, s.f.)

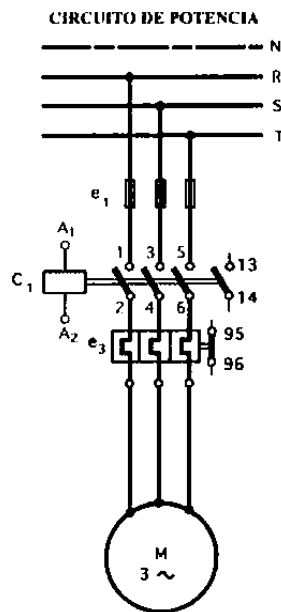
En el caso de este proyecto se requiere de un circuito de mando y de un circuito de potencia:

El circuito de mando se caracteriza por representar la lógica cableada del automatismo, es decir, en este circuito se incluyen los diversos equipos de captación. Estos circuitos se encargan del manejo de los circuitos de potencia, pero a distancia. En su esquema se pueden encontrar gran cantidad de elementos, entre ellos tenemos: fusibles, protecciones térmicas, pulsadores de marcha y paro, relés, temporizadores, sensores, etc. Su esquema normalmente es de la siguiente manera (Archie Technology, 2014):



**Figura 1.8 Ejemplo de circuito de mando.**  
**(Escuela Universitaria de oficios UNLP, 2020)**

El otro circuito que se necesita es el circuito de potencia, este circuito es el que recibe las indicaciones del circuito de mando. En su esquema se pueden hallar elementos como: fusibles, interruptores tripolares, contactores, relés térmicos, motores, etc. Su esquema general es (Archie Technology, 2014):



**Figura 1.9 Ejemplo de circuito de potencia (Escuela Universitaria de oficinas UNLP, 2020)**

También consideramos ecuaciones relevantes para la selección del servomotor, como son:

Torque: es la relación que existe entre la intensidad de la fuerza y la distancia que hay entre el eje de giro con el punto de aplicación de la fuerza.

$$\tau = F * d \quad (1.6)$$

Eficiencia real del sistema: se toma en consideración las eficiencias individuales que posee cada elemento del sistema de transmisión junto con la del motor.

$$\eta_{real} = \eta_{motor} * \eta_{banda} * \eta_{engranes} \quad (1.7)$$

Potencia real necesaria del motor: para la selección final del motor se considera la eficiencia real del sistema.

$$P_{real} = \frac{P_{Total}}{\eta_{real}} \quad (1.8)$$

Periodo y frecuencia de un péndulo simple:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g}} \quad (1.9)$$

$$f = \frac{1}{T} \quad (1.10)$$

Movimiento armónico simple mediante método de energía:

$$E_{mec} = E_{cin} + U_{pot} \quad (1.11)$$

# CAPÍTULO 2

## 2 METODOLOGÍA

En esta sección se presenta la metodología para el desarrollo del proyecto, donde es importante recalcar que, fue necesario considerar los requerimientos planteados por el cliente para así poder brindar alternativas que se afinen a lo que se desea, adicionalmente, se toman en cuenta todas las regulaciones referentes al diseño para así poder tener los argumentos suficientes y proceder a seleccionar la mejor alternativa. Para ello fue necesario establecer ciertos factores de diseño y a su vez su importancia dentro del mismo, lo que ayudó a tener una selección más objetiva y conveniente.

### 2.1 Procedimiento para el diseño

En la *Figura 2.1* se ve representada la metodología usada para el desarrollo del proyecto recalcando que se considera la información tratada sobre requerimientos por parte del cliente hasta especificaciones de diseño.

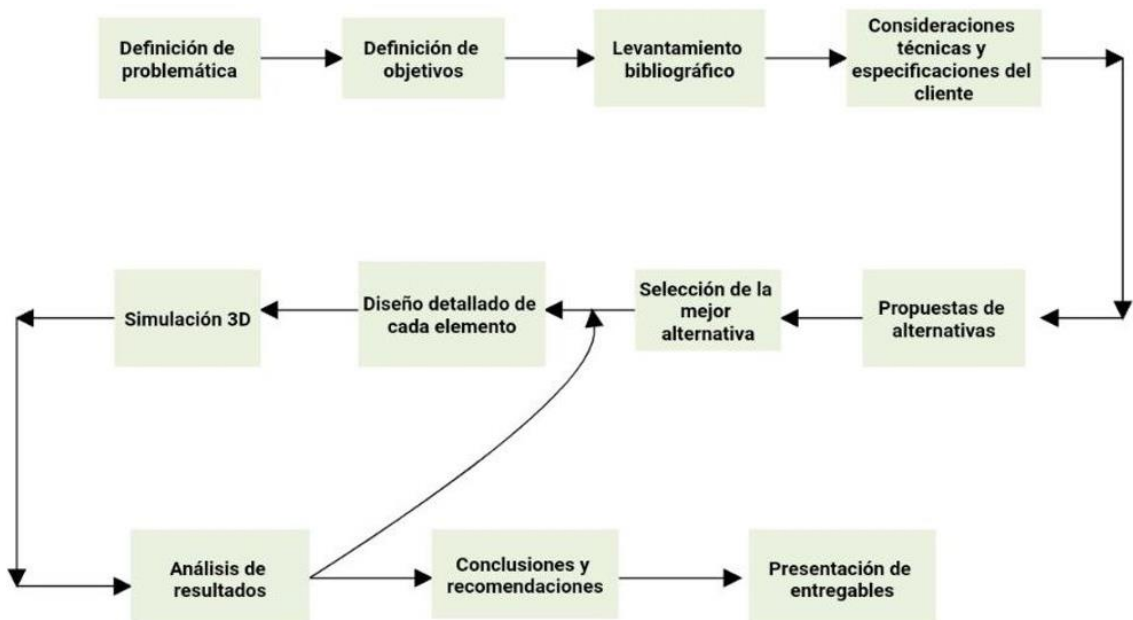


Figura 2.1 Esquemático de la metodología de diseño

## 2.2 Caja negra y caja transparente

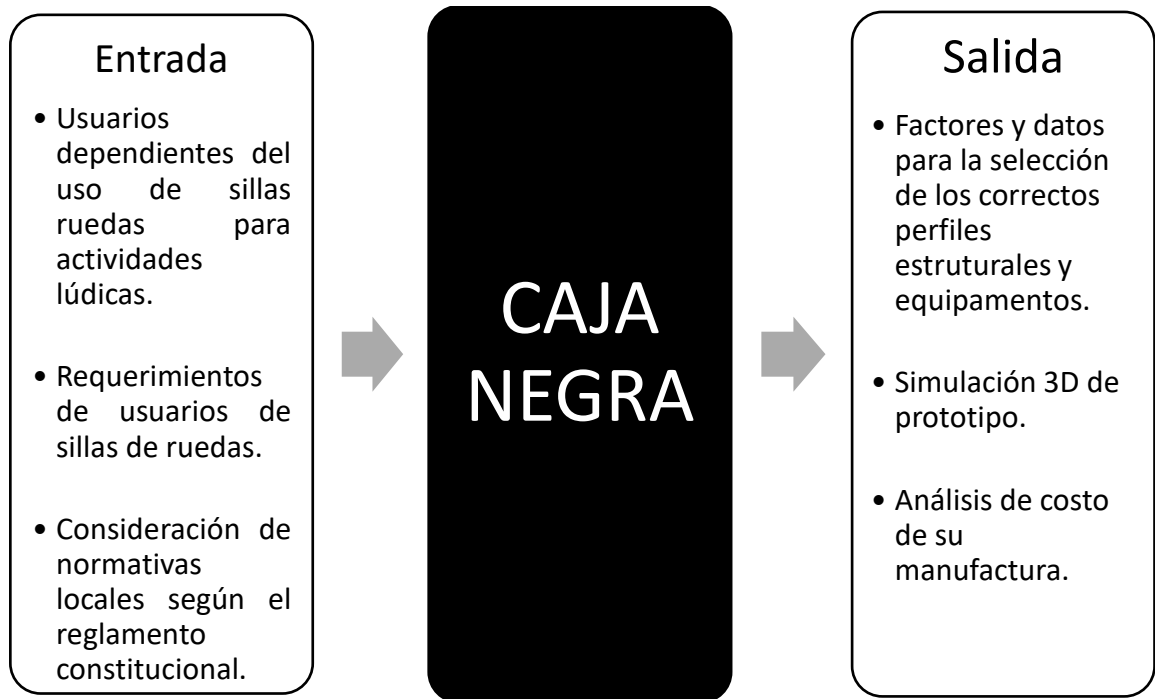


Figura 2.2 Diseño de caja negra

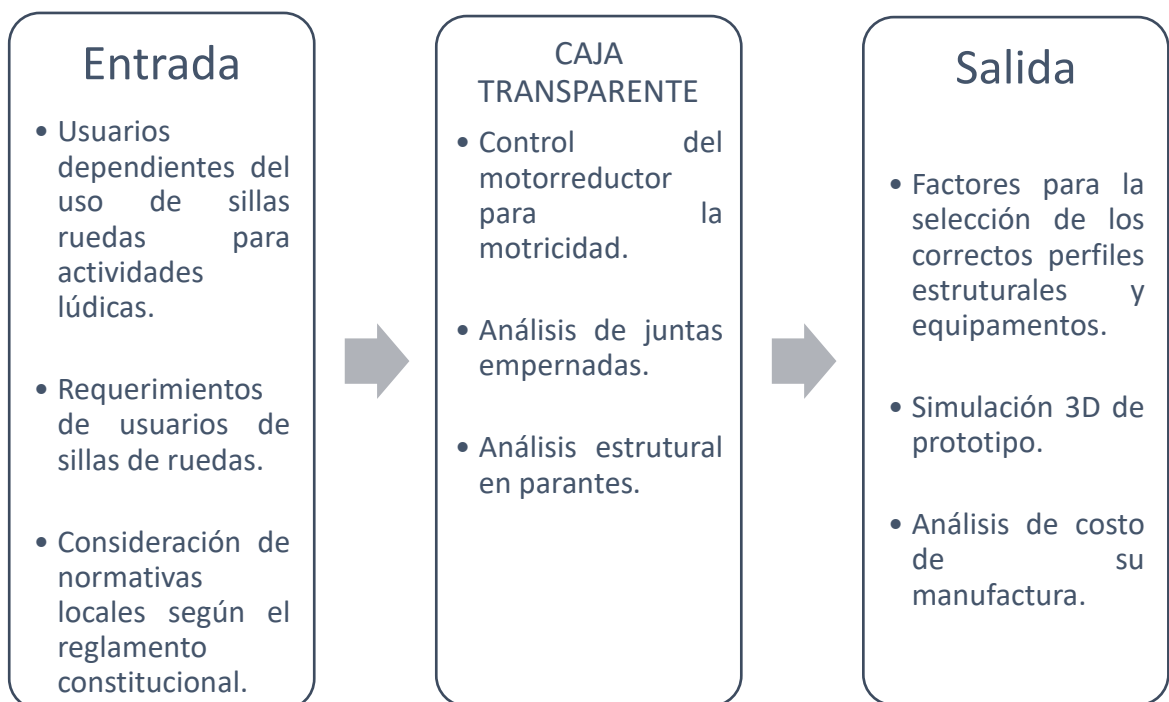


Figura 2.3 Diseño de caja transparente

## 2.3 Alternativas de diseño

Para ello se puso en consideración los criterios de diseño y selección de elementos, lo cual a su vez está relacionado con las consideraciones técnicas y específicas del cliente. Además, se desarrolló las posibles alternativas del diseño general del equipo, para finalmente mediante la matriz de decisión seleccionar la mejor.

### 2.3.1 Criterios de diseño

Esto se realizó en base a las consideraciones solicitadas por el cliente y las necesidades de los usuarios.

- A. Fácil mantenimiento
- B. Bajo costo de fabricación
- C. Seguridad para el usuario
- D. Fácil desmontaje

### 2.3.2 Comparación por pares

Nos ayudó a determinar la importancia que posee cada uno de los criterios de diseño, evaluando cada uno en relación con los demás.

La importancia de los criterios depende de la numeración, considerando una escala de 0 a 2. Si el número es 0 significa que tiene una baja importancia, si es 1 la importancia es media y 2 significa importancia alta.

**Tabla 2.1 Comparación por pares**

Criterios de selección	A	B	C	D	Calificación
<b>A</b>	x	0	1	2	3
<b>B</b>	0	x	1	1	2
<b>C</b>	2	2	x	1	5
<b>D</b>	2	1	1	x	4

De acuerdo con los resultados proporcionados por la Tabla 2.1, procedemos a ponderar los criterios de diseño.

**Tabla.2.2 Orden de importancia y ponderación de los criterios de diseño**

<b>Criterios de diseño</b>	<b>Calificación</b>	<b>Porcentaje de ponderación</b>
Seguridad para el usuario	5	35,71
Fácil desmontaje	4	28,57
Fácil mantenimiento	3	21,43
Bajo costo de fabricación	2	14,29
Total	14	100

### **2.3.3 Identificación de alternativas de diseño**

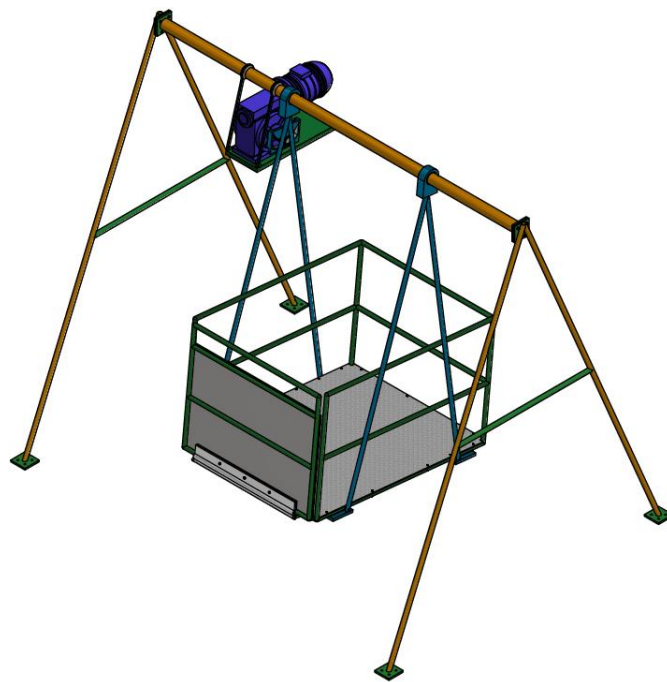
Este proyecto plantea alternativas frente a los columpios para silla de ruedas ya existentes, mostrando una mejora en su sistema de accionamiento y funcionamiento por medio de la automatización.

Las opciones que se contemplaron fueron:

- **Alternativa #1:** Consiste en una estructura de cuna, parantes y transversal propiamente diseñados de un material metálico, misma que posee una puerta de ingreso en la parte frontal del columpio, además se encuentra fabricada en acero tubular ASTM A500 de grado B; ya que con este material se consigue mayores propiedades mecánicas que a su vez ayudan en la transmisión de la motricidad. El piso de la plataforma está compuesto por una plancha de aluminio antideslizante de 5 mm de espesor; se usa este espesor para evitar mucho peso de parte de este material, esta plancha brinda la fricción necesaria para evitar que la silla de ruedas se desplace durante el funcionamiento del columpio. Por otro lado, en la parte de automatización se constará con un motorreductor, variador de frecuencia y encoder, los cuales serán seleccionados según los datos que se obtengan en el desarrollo para el control del movimiento por parte del usuario desde el circuito de control. La estructura de cuna tendrá forma rectangular donde los tubos que la conforman son redondos, esta tendrá una altura de 75 cm; apropiada para evitar que el ocupante sufra algún movimiento y que pueda caer de la misma durante el movimiento oscilatorio. La puerta localizada en posición frontal brindará un acceso más cómodo ya que



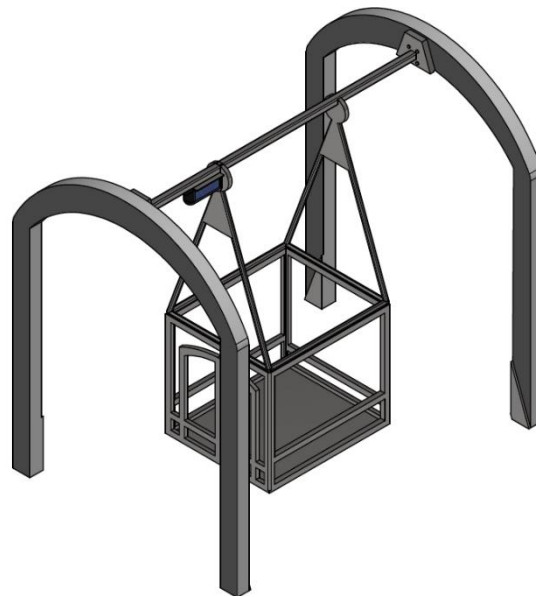
consta también con una plancha de antideslizamiento para que cuando esta abra haga la función de ranfla. Los parantes que forman la estructura de soporte de la cabina están dispuestos en forma de “A”, mientras que el movimiento oscilatorio dependerá de la transmisión del motorreductor ubicado en el lateral izquierdo junto al soporte de la cabina. El diseño de forma se muestra en la Figura 2.4.



**Figura 2.4 Alternativa #1**

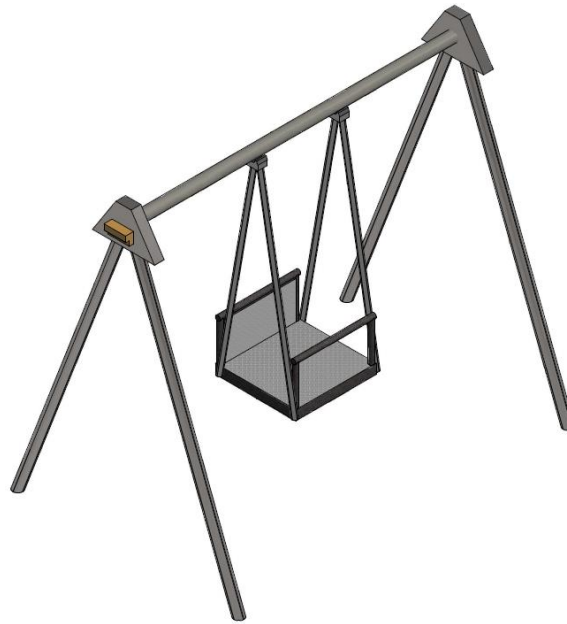
- **Alternativa #2:** En esta alternativa la puerta de ingreso está ubicada en el lateral y la estructura está construida con un perfil cuadrado de acero A-36. El piso de la plataforma está construido por una plancha de acero inoxidable, el cual brinda la fricción necesaria para evitar que la silla de ruedas se desplace, sin embargo, presenta la desventaja que por el material usado produce mayor peso total en la plataforma. En la parte automatizada constará con un servomotor para controlar el movimiento del columpio sin la necesidad de tener algún sistema de transmisión extra. La cuna será cuadrada con tubos de perfil cuadrado, constará de una altura de 75 cm tal como en la alternativa #1, en cada pared de la cuna no constará con una línea de perfil en la mitad, la puerta al estar de lado también servirá como ranfla para el ingreso, pero

con la diferencia que, no posee una plancha de deslizamiento si no que la disposición de los tubos de la puerta servirá para que las ruedas de la silla puedan subir y bajar sin problema, todo esto para economizar gastos y peso. Finalmente, la disposición de los parantes principales estarán en forma de arco ya que con este modelo se brinda mayor espacio para ingresar al columpio debido que la puerta está de forma lateral. El diseño de forma se muestra en la Figura 2.5.



**Figura 2.5 Alternativa #2**

- **Alternativa #3:** En esta opción los elementos son de estructura metálica construida en acero tubular ASTM A500 de grado B, cuenta con una puerta de ingreso ubicada en la parte frontal, el piso de la plataforma es una plancha galvanizada y en la parte de automatización se empleará un servomotor, mismo que se ubicará en la parte lateral izquierda de la estructura. La disposición de los parantes principales son en forma de “A” tal como en la alternativa #1. Este esta alternativa no contará con una cuna que proteja totalmente la cabina en la cual se encuentra la silla, sino que solo tendrá un soporte posterior a la puerta para la seguridad de la silla, en los laterales se contará con una conexión en forma de “A” que está unido al eje de rotación del columpio. El diseño de forma se muestra en la Figura 2.6.



**Figura 2.6 Alternativa #3**

### 2.3.4 Selección de alternativa

**Tabla 2.3 Matriz de decisión para selección de alternativa de solución**

Criterios de diseño	Peso	Alternativa #1		Alternativa #2		Alternativa #3	
		Calificación	Total	Calificación	Total	Calificación	Total
Fácil mantenimiento	0,21	5	1,07	3	0,64	4	0,86
Bajo costo de fabricación	0,14	3	0,43	5	0,71	3	0,43
Seguridad para el usuario	0,36	4	1,43	3	1,07	4	1,43
Fácil desmontaje	0,29	5	1,43	4	1,14	3	0,86
Total	1,00		4,357		3,57		3,57

La alternativa ganadora fue la #1 que consta con una estructura metálica y en la parte automatizada un motorreductor, esta es la que más se acerca a lo que el proyecto pretende. Para realizar esta selección se utilizó la *Tabla 2.3* donde a cada criterio de diseño se lo evaluó considerando un rango de calificación de 1 (puntaje más bajo) a 5 (puntaje más alto).

## 2.4 Diseño de forma

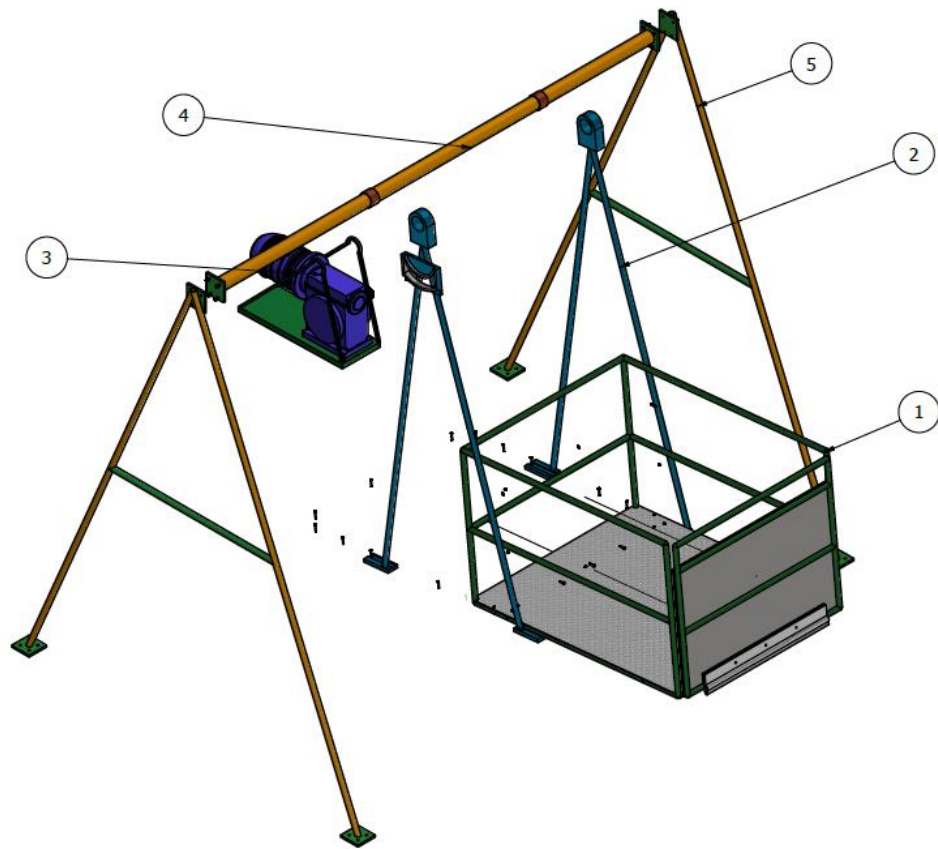


Figura 2.7 Vista explosionada del columpio

### 2.4.1 Breve descripción de elementos

El diseño cuenta con los siguientes elementos:

# de elemento	Descripción
1	Cabina del columpio
2	Parantes de unión
3	Sistema de transmisión
4	Transversal
5	Parantes de soporte principal

#### Cabina de columpio

Esta parte se subdividirá:

- La base: constará de 4 perfiles unidos en sus extremos por juntas soldadas formando un rectángulo. Para brindar más seguridad se le

añade 2 largueros distribuidos uniformemente en el centro. Sobre esta base se ubica una plancha antideslizante que permita evitar cualquier derrape de la silla de ruedas durante la operación del columpio.

- El corral: estructura cuadrada formada por tubos en 2 niveles de altura con una altura media de 37.5 cm y una altura total de 75 cm. La cual tiene como función brindar seguridad y darle una mejor estética al diseño. En la parte frontal constará de una puerta abatible mediante un bocín que también realizará la función de ranfla ya que esta tendrá  $\frac{3}{4}$  de la altura de la cuna y estará cubierta por una plancha antideslizante.

### **Parantes de unión**

Son dos perfiles unidos en forma de una "A" que se ubican a los extremos izquierdo y derecho de la cabina del columpio, se ancla mediante pernos en la base de la cuna, mientras que, en la parte superior se une con el transversal donde se le añade un bocín para que tengan la motricidad necesaria, cumplen la función de unir la cuna con el transversal.

### **Sistema de transmisión**

Consiste en un motorreductor el cual mediante un circuito de poder y control accionará el movimiento. Para la transmisión, el eje se conectará con una cremallera en forma de medialuna donde la parte estática será el motorreductor y lo que se mueve es el parante donde está ubicada la cremallera.

### **Transversal**

Tiene como objetivo soportar toda la carga de la cabina y parantes de unión, donde se realizará el movimiento pendular junto a los parantes de unión con ayuda de los bocines y el servomotor que también estará anclado a este mismo cuerpo. A su lado izquierdo tendrá una junta soldada con una placa la cual sirve de base para que con una junta empernada se pueda anclar el servomotor a la distancia correspondiente.

### Parantes de soporte principal

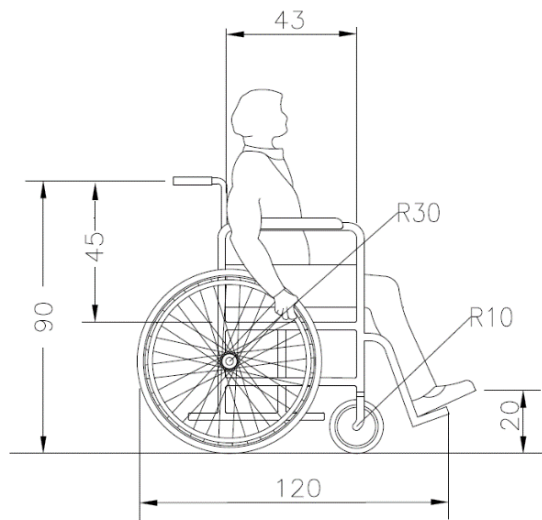
Son 2 perfiles unidos en forma de "A" que se ubican a los extremos del transversal y unidos en su parte superior mediante una junta empernada. Su función es soportar todo el sistema incluyendo el peso de la persona, cabina, parantes, transversal y sistema de transmisión.

## 2.5 Diseño detallado

### Condiciones iniciales

A continuación, se presentan los cálculos que se ejecutaron para la elaboración del diseño:

- La cuna del columpio soportará un peso máximo de 120 kg por parte del tripulante, que es el peso promedio de los ecuatorianos. (NCD-RisC, 2020)
- El peso de una silla de rueda estándar es de 15 kg juntos las siguientes medidas (Valida Solutions S.L.U., 2021). Comprenden las medidas de ancho total (60 cm), longitud total, distancia entre ruedas, alturas y diámetros de las ruedas. Tal cual se detalla en la Figura 2.8.



**Figura 2.8 Dimensiones a considerar de la silla de ruedas**

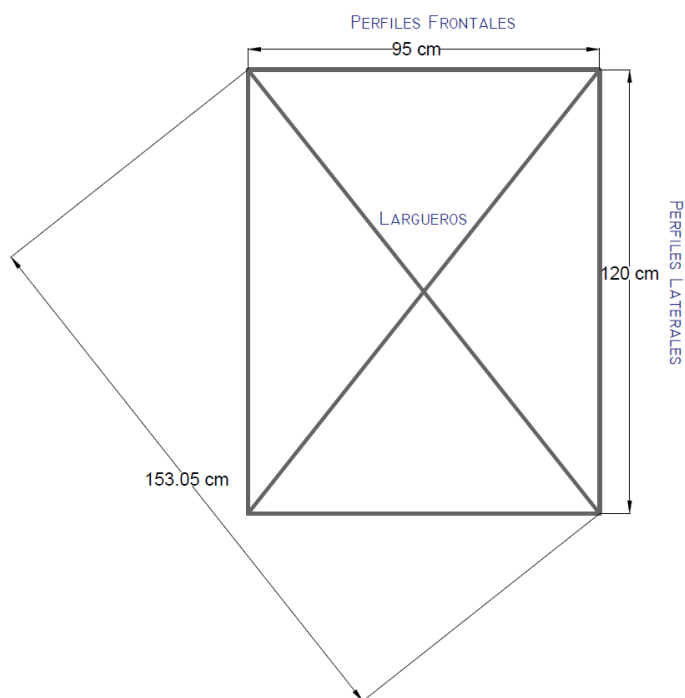
- La plancha que estará en la base es de aluminio antideslizante de medida 1200x950 mm y espesor de 5 mm con un peso de 46 kg.

Entonces, la cuna del columpio soportará un peso total de 181 kg con lo cual se procede a seleccionar los perfiles:

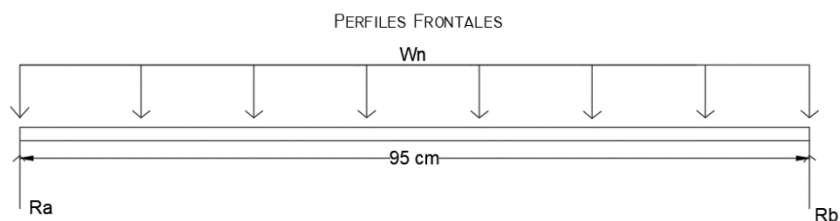
### Cabina de columpio (elemento #1)

Diseño de la base:

Para el cálculo se considera que, en sus extremos y en las uniones con los largueros se generarán reacciones y la carga puntual que es el peso total se distribuye de manera uniforme en el medio de cada perfil. La distribución queda tal cual se ve a continuación:

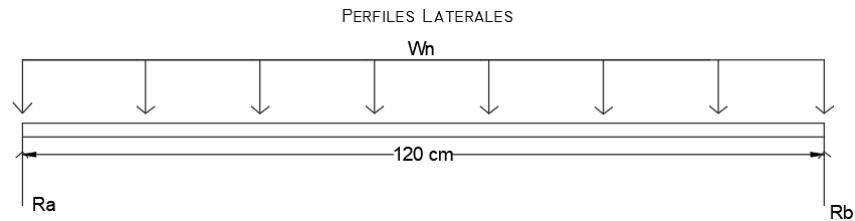


Para el análisis de los perfiles frontales se considerará:



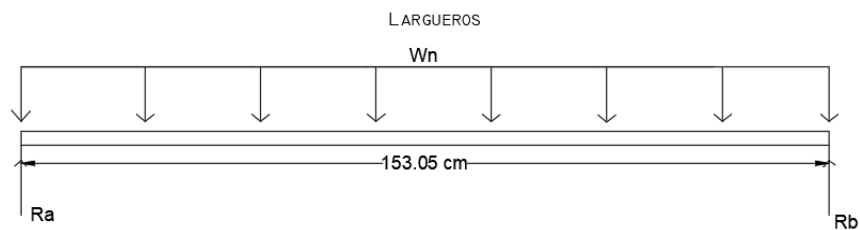
**Figura 2.9 Diagrama de reacciones y fuerzas en perfil frontal**

Para los perfiles laterales:



**Figura 2.10 Diagrama de reacciones y fuerzas en perfil lateral**

Mientras que, para los largueros:



**Figura 2.11 Diagrama de reacciones y fuerzas en larguero**

Para el análisis y selección se usará cálculo estático ya que nos brinda los datos necesarios para una selección del perfil y diámetro que se necesita en la estructura, las ecuaciones que se ven involucradas son:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.1)$$

Donde:

- $\eta$  = es el factor de seguridad
- $S_y$  = Esfuerzo mínimo a la fluencia
- $\sigma$  = Esfuerzo

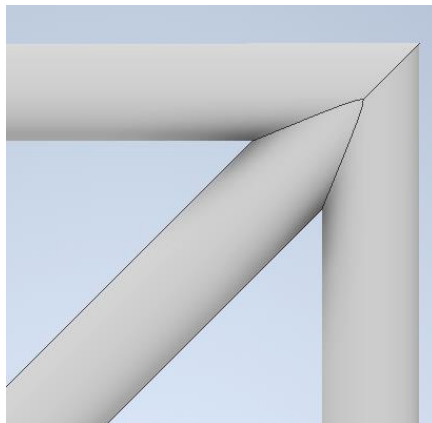
$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (2.2)$$

Donde:

- $\sigma$  = Esfuerzo
- $M$  = Momento máximo
- $W$  = Momento elástico de la sección

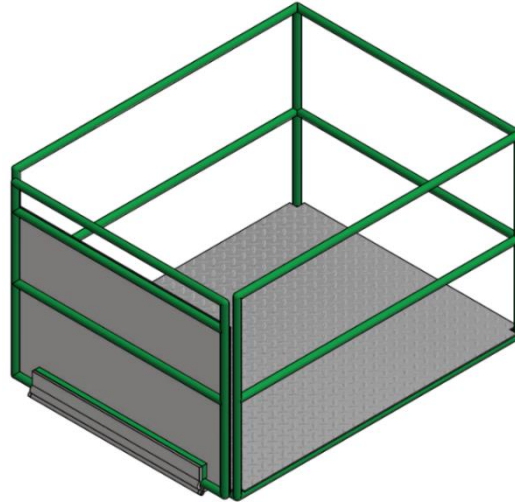


Para la unión de los perfiles para la base se analiza una junta soldada, donde en una esquina se tiene que cortar los tubos en ángulo de 45 grados de tal modo que se acomoden, así como se observa en la siguiente figura:



Este tipo de junta soldada que se ejecuta es a tope, ya que al momento de soldar los elementos tienen un biselado (con un ángulo que oscila entre los 60 a 70 grados) y este será rellenado al momento de soldar. Las fuerzas críticas que va a experimentar este punto no son tan altas ya que tenemos las condiciones de soldadura con penetración total y ejecutada de manera continua. Además, la resistencia de soporte está condicionada por la resistencia que posea la pieza más débil del conjunto soldado, pero en este caso, como estamos trabajando con el mismo material, en la unión triple se verá homogeneizado. (Rodríguez Galbarro, 2016)

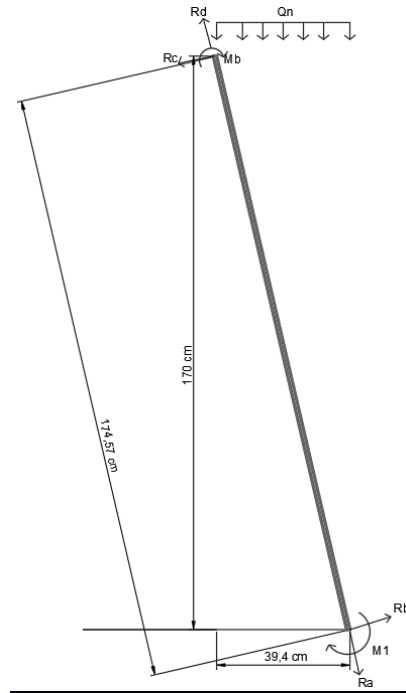
Diseño de la cabina:



**Figura 2.12 Diseño general de la cabina**

Para la selección de los elementos de la cabina se utilizó el software Autodesk Inventor Professional, tanto para validar la correcta selección de perfiles y resistencia de la soldadura (función Stress Analysis). Es importante recalcar que, se hace una previa selección de los mismos perfiles usados en la base, al trabajar con aproximadamente 330 N para este cálculo, esta fuerza se la puede considerar como límite, donde la norma ISO 11228-1 / ISO 11228-2 justifican la selección previa (perfiles empleados en la base) ya que la fuerza máxima que puede ser ejecutada por una persona es de 200 N, es decir, la estructura soportará cualquier fuerza que se le aplique siempre y cuando este en ese rango tal cual nos dice la norma. (Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, 2011). En Ecuador esta consideración se la encuentra en la normativa NTE INEN-ISO 11228-1. Finalmente, los cálculos de la estructura para la puerta se justificarán con el mismo proceso anterior, mientras que, la funcionalidad de apertura se dará con la ayuda de un bocín de bronce que actuará como bisagra.

## Parantes de unión (elemento #2)



**Figura 2.13 Diagrama de reacciones y fuerzas en parantes de unión**

Para el cálculo los perfiles serán analizados como vigas sometidas a tensión. Por lo que las ecuaciones a usar son:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

Donde:

- $\sigma$  = esfuerzo del miembro cargado a tensión
- $F$  = magnitud de carga
- $A$  = área de sección transversal

$$q_N = \frac{l_l * l_q}{L^2} * q \quad (2.4)$$

Donde:

- $q_N$  = carga distribuida proyectada
- $l_l$  = distancia en y

- $l_q$  = distancia en x
- $L$  = largo de la barra
- $q$  = carga distribuida

También usamos las ecuaciones ( 2.1 ) y ( 2.2 ) descritas en el elemento anterior.

En la parte superior de este elemento encontramos los bocines, mismos que permiten un movimiento del equipo y que se soportan del transversal. Estos se analizarán por aplastamiento donde se ve involucrado variables como las dimensiones y factor de seguridad. Las ecuaciones involucradas son:

$$\sigma_a = \frac{F}{L \times t} \quad ( 2.5 )$$

Donde:

- $F$  = Fuerza que actúa sobre el espesor del bocín
- $L$  = Longitud del bocín
- $t$  = espesor del bocín

$$n_b = \frac{S_y}{\sigma_a} \quad ( 2.6 )$$

Donde:

- $n_b$  = Factor de seguridad del bocín
- $S_y$  = Resistencia de fluencia del bocín

Para evaluar el límite elástico:

$$p = \frac{F}{D \times L} \quad ( 2.7 )$$

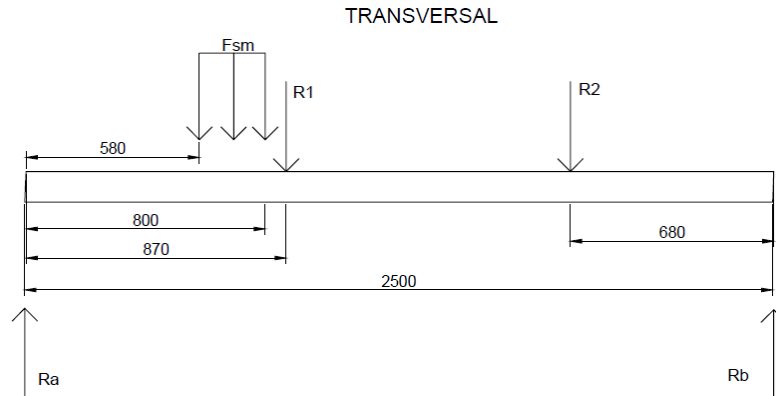
Donde:

- $F$  = Fuerza que actúa sobre el soporte donde van los bocines
- $D$  = Diámetro de bocín

Además, si el bocín es de bronce fosfórico se debe cumplir lo siguiente respecto a la carga admisible:

$$p \leq p_{adm} \quad ; p_{adm} = 7.84 \text{ a } 11.76 \frac{N}{mm^2}$$

### Transversal (elemento #4)



**Figura 2.14 Diagrama de reacciones y fuerzas en transversal**

El transversal soporta el peso de la cabina, parantes y del sistema de transmisión, los cuales ejercen fuerzas a lo largo del mismo. Por esta razón en este elemento recurrimos al análisis estático con las ecuaciones:

$$\Sigma F = 0 \quad (2.8)$$

$$\Sigma M = 0 \quad (2.9)$$

Donde:

- $\Sigma F$ = sumatoria de fuerzas
- $\Sigma M$ = sumatoria de momentos

Aparte de este análisis cabe recordar que, para la sujeción entre el transversal con el sistema de transmisión y los parantes principales se usan uniones mediante pernos para las cuales se evalúa el factor de seguridad mediante análisis por corte y aplastamiento de estos, las ecuaciones involucradas son:

$$\tau = \frac{F}{n * A} \quad (2.10)$$

Donde:

- $F$ = Fuerza cortante
- $n$ = Número de pernos

- $A$  = Área transversal del perno  $A = \frac{\pi * d^2}{4}$

$$\sigma_a = \frac{F}{n * A} \quad (2.11)$$

Donde:

- $\sigma_a$  = Esfuerzo
- $n$  = Número de pernos
- $A$  = Área proyectada para un solo perno  $A = t * d$

Mientras que el factor de seguridad este dado por:

$$\eta = \frac{0.5 * S_{yperno}}{\tau} \quad (2.12)$$

Donde:

- $S_{yperno}$  = Resistencia mínima a la fluencia
- $\tau$  = Valor del cortante

$$\eta = \frac{0.5 * S_{yperno}}{\sigma_a} \quad (2.13)$$

Donde:

- $\eta$  = Factor de seguridad

### Sistema de transmisión (elemento #3)

Para el sistema de transmisión es necesario realizar un cálculo de M.A.S. para calcular velocidades, frecuencia, periodo y torque ya que son los datos relevantes para poder seleccionar de forma correcta el servomotor.



**Figura 2.15 DCL del usuario en el columpio**

Las ecuaciones que se ven involucradas son:

$$\tau = -K\theta \quad (2.14)$$

Donde:

- $\tau$ = Torque
- $K$ = Constante dependiente de  $l$  y  $m$
- $\theta$ = Ángulo de oscilación

Otra forma de expresar esta ecuación es:

$$\tau = -l * mg \sin \theta \quad (2.15)$$

Donde:

- $l$ = longitud del péndulo
- $m$ = masa
- $g$ = gravedad

$$w = \sqrt{\frac{g}{l}} \quad (2.16)$$

Donde:

- $w$ = velocidad angular

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \quad (2.17)$$

Donde:

- $T$ = Periodo

$$Ec_0 + Eu_0 = Ec_f + Eu_f \quad (2.18)$$

Donde:

- $Ec_0$ = Energía cinética inicial
- $Eu_0$ = Energía potencial inicial
- $Ec_f$ = Energía cinética final
- $Eu_f$ = Energía potencial final

Despejando la ecuación ( 2.18 ) obtenemos:

$$v = \sqrt{\frac{2(EM_0 - mgh_{\text{piso}})}{m}} \quad (2.19)$$

Donde:

- $v$ = velocidad tangencial del columpio después de iniciar su periodo de oscilación
- $EM_0$ = Energía mecánica inicial

$$P_{real} = \frac{P_{Total}}{\eta_{real}} \quad (2.20)$$

Donde:

- $P_{real}$ = Potencial real
- $P_{Total}$ = Potencia total o teórica
- $\eta_{real}$ = Eficiencia real

$$P_C = P_{real} \times F_s \quad (2.21)$$

Donde:

- $P_C$ = Potencia corregida
- $F_s$ = Factor de servicio



Para la reductora la ecuación primordial es la relación de transmisión. Este factor es la relación entre reductora y motor, para ello, es necesario hacer una preselección de un motor, mismo que nos da el catálogo:

$$i = \frac{n_e}{n_s} \quad ( 2.22 )$$

Donde:

- $i$  = Relación de transmisión
- $n_e$  = velocidad de entrada
- $n_s$  = velocidad de salida

Para la unión de este sistema con los parantes de unión se consideró el sistema piñón – cremallera, usamos las siguientes ecuaciones:

$$d_i = m * (z - 2.5) \quad ( 2.23 )$$

Donde:

- $d_i$  = Diámetro interior
- $m$  = Módulo
- $z$  = Numero de dientes

$$d_p = m * z \quad ( 2.24 )$$

Donde:

- $d_p$  = Diámetro primitivo

$$d_e = m * (z + 2) \quad ( 2.25 )$$

Donde:

- $d_e$  = Diámetro exterior

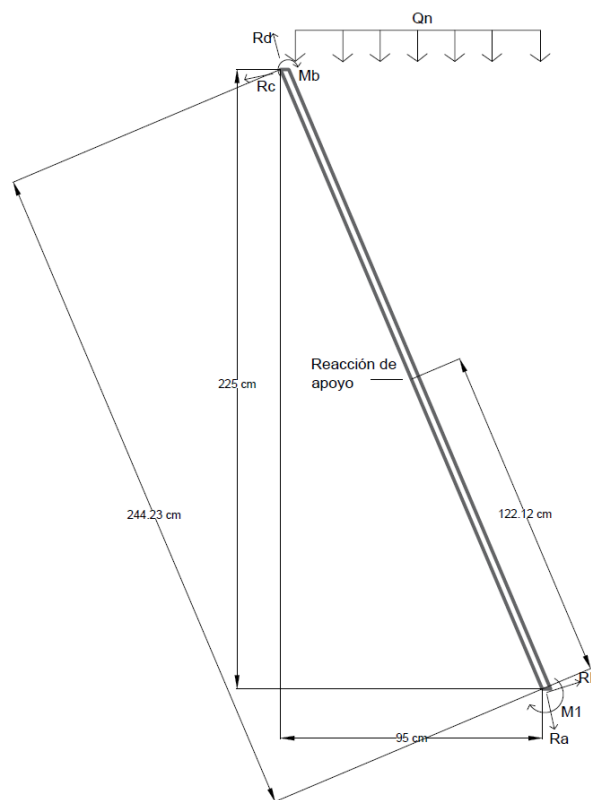
Para calcular el diámetro primitivo del otro engrane que actúa como cremallera de medialuna:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} \quad ( 2.26 )$$

Donde:

- $\omega_2$ = Velocidad angular cremallera
- $\omega_1$ = Velocidad angular piñón
- $D_1$ = Diámetro primitivo piñón
- $D_2$ = Diámetro primitivo cremallera

### Parantes de soporte principal (elemento #5)



**Figura 2.16 Diagrama de fuerzas y reacciones en parantes de soporte principal**

Este par de elementos se diseña y/o selecciona considerando que su función es el soporte de los elementos mencionados previamente y el anclaje al piso de todo el equipo, por lo cual se usó las ecuaciones ( 2.8 ) y ( 2.9 ).

Además, se conoce que este tipo de elementos trabajan a compresión, por el cual el tipo de falla a la cual se ven expuestos es por inestabilidad o pandeo, lo cual nos lleva a usar las siguientes ecuaciones:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} + Py + \frac{W}{2}x = 0 \quad ( 2.27 )$$

Donde:

- $E$ = módulo de elasticidad del material
- $I$ = momento de inercia de la sección transversal
- $P$ = carga axial
- $W$ = carga transversal

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad ( 2.28 )$$

Donde:

- $P_{cr}$ = carga crítica de pandeo

Además de la ecuación ( 2.4 ) descrita en el elemento #2.

Durante este capítulo se seleccionó la mejor alternativa, la cual fue la número 1 debido a su satisfacción con los criterios de diseño planteados, a su vez, se detalló el diseño de forma general y también de cada elemento. Para una mejor interpretación del análisis se mostraron las ecuaciones descritas con el significado de cada variable, así como los respectivos diagramas de reacciones que intervienen en el diseño de cada elemento. Cabe recalcar que, estos resultados serán validados con la respectiva simulación utilizando el programa Autodesk Inventor, donde se evaluarán los resultados de tensión de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad.

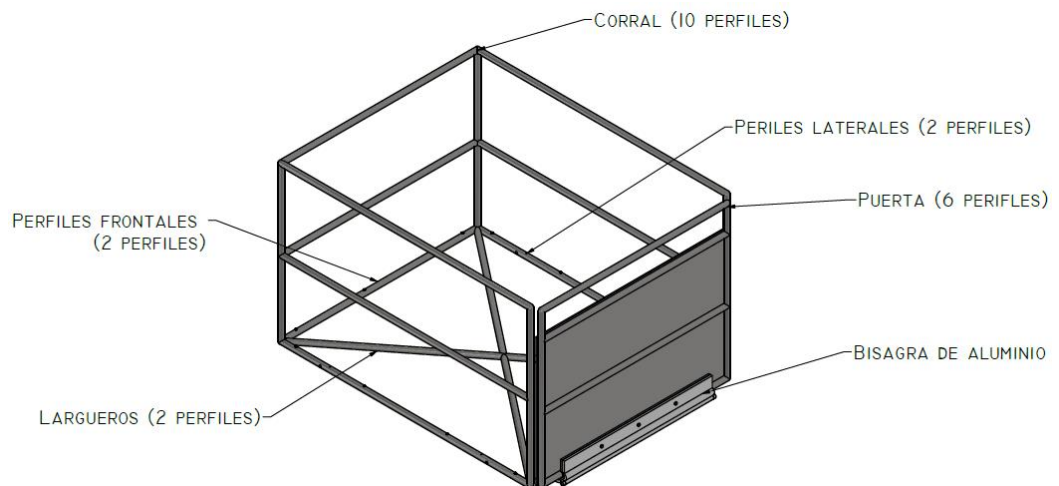
# CAPÍTULO 3

## 3 RESULTADOS Y ANÁLISIS

A continuación, presentamos el diseño detallado y selección descrito en el capítulo anterior, donde se incluye los materiales seleccionados y resultados de simulación.

### 3.1 Diseño y selección de componentes

#### Diseño de la cabina



**Figura 3.1** Desglose de elementos que conforman la cabina

La base de la cabina soporta una fuerza de 1775.6 N, se considera que cada perfil va a soportar 1/6 del peso total, es decir, cada perfil será analizado con un peso de 295.9 N. Según la norma ASTM F1487-11 y los requisitos NTE INEN 3029-1 los tubos estructurales que se utilizan localmente para este tipo de estructura lúdica es el ASTM A500 de grado B. Donde su esfuerzo mínimo a la fluencia  $S_y$  es de 46 kpsi (317.16 Mpa). Con el programa libre *SkyCiv Cloud Structural Analysis* se obtuvo los datos detallados en la Tabla 3.1:

**Tabla 3.1 Reacciones, fuerza cortante y momento máximo de elementos de la cabina**

Elemento	Dimensión	Reacción	Fuerza cortante	Momento máximo	
<b>Perfiles frontales</b>	0.95 [m]	0.14 [kN]	0.14 [kN]	0.03 [kN-m]	305.91 [kgf.cm]
<b>Perfiles laterales</b>	1.20 [m]	0.17 [kN]	0.17 [kN]	0.05 [kN-m]	509.86 [kgf.cm]
<b>Largueros</b>	1.53 [m]	0.23 [kN]	0.23 [kN]	0.08 [kN-m]	815.77 [kgf.cm]

Usando las ecuaciones ( 2.1 ) y ( 2.2 ) respectivamente en cada uno de los elementos expuestos tenemos en la Tabla 3.2:

**Tabla 3.2 Esfuerzo y módulo de resistencia de elementos de la cabina**

Elemento	Factor de seguridad	Esfuerzo [ $\sigma$ ]	Módulo de resistencia [ $W$ ]	Perfil
<b>Perfiles frontales</b>	4	$808.53 \left[ \frac{kgf}{cm^2} \right]$	$0.38 [cm^3]$	$\frac{3}{4} [in]$
<b>Perfiles laterales</b>	4	$808.53 \left[ \frac{kgf}{cm^2} \right]$	$0.63 [cm^3]$	1 [in]
<b>Largueros</b>	3	$1078.04 \left[ \frac{kgf}{cm^2} \right]$	$0.76 [cm^3]$	1 [in]

El cálculo detallado de los valores de las Tabla 3.1 y Tabla 3.2 se encuentra en la sección *Apéndice A*.

Por cuestión de estandarización, se selecciona un solo diámetro de perfil, este es un perfil tubular de **1 pulgada** para todos los elementos.

## Diseño de los parantes de unión



Figura 3.2 Vista isométrica del parante de unión

La cabina tiene una masa total de 203.05 [kg]. Entonces, la carga distribuida proyectada usando la ecuación ( 2.4 ) es de 109.5 [N/m]. Con esto, se procedió a obtener los diagramas de fuerza cortante y momento.

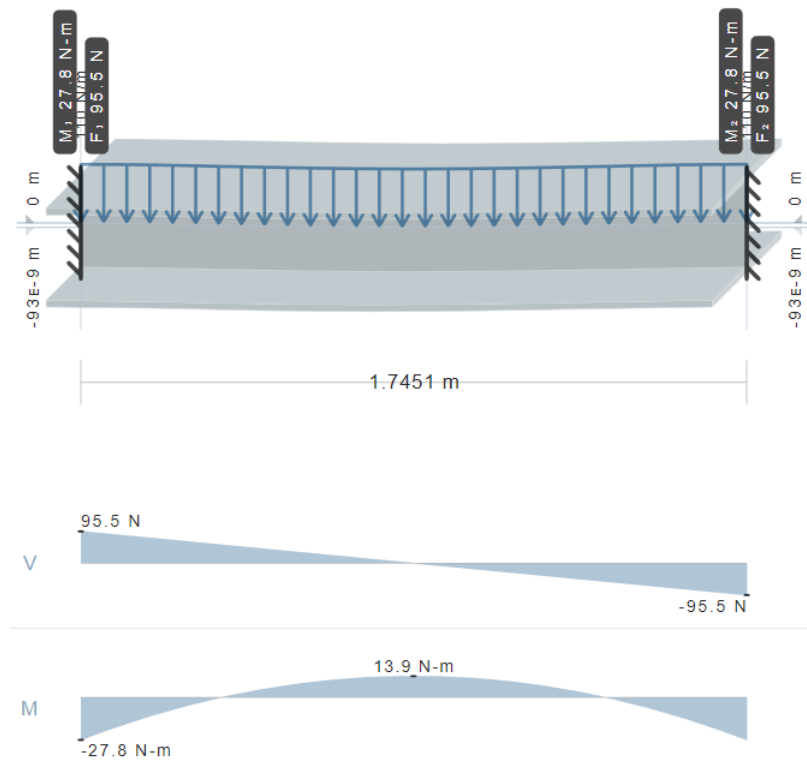


Figura 3.3 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector

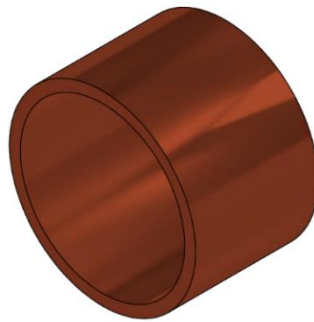
Con el momento máximo obtenido de la *Figura 3.3*, usando las ecuaciones ( 2.1 ) y ( 2.2 ) tenemos:

**Tabla 3.3 Esfuerzo y módulo de resistencia de los parantes de unión**

Momento máximo	Factor de seguridad	Esfuerzo [ $\sigma$ ]	Módulo de resistencia [ $W$ ]	Perfil
275.32 [ $kgf.cm$ ]	7	45.30 [ $Mpa$ ]	0.60 [ $cm^3$ ]	1 [ $in$ ]

El cálculo detallado de la Tabla 3.3 se encuentra en la sección *Apéndice A*.

### Diseño de bocines para los parantes



**Figura 3.4 Bocín**

Para los bocines se preselecciona el material bronce fosfórico, el cual tiene un límite de fluencia de 310 MPa. Recordamos que, la fuerza de aplastamiento en este elemento es 766.16 N. Entonces con la ecuación ( 2.5 ):

$$\sigma_a = \frac{766.16}{0.045 \times 0.004} = 4.26 \text{ MPa}$$

Para verificar el factor de seguridad usamos la ecuación ( 2.6 ):

$$n_b = \frac{310}{4.26} = 72.76$$

Verificando el límite de su resistencia elástica con la ecuación ( 2.7 ), conociendo que el bocín tiene un espesor de 4 [mm] y longitud de 45 [mm]:

$$p = \frac{2035.46}{60.30 \times 45} = 0.75 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Se cumple que:

$$0.75 \leq 7.84 \frac{N}{mm^2}$$

### Diseño del sistema de transmisión

Una vez seleccionados los perfiles anteriores, el peso total con el cual se realizará el análisis de M.A.S. es de 207 [kg].

Para este análisis hay que considerar que:

- El análisis se presenta bajo condiciones ideales.
- No existe fuerza de torque en los tubos ya que la línea de operación cruza por el origen.
- A mayor tiempo de aplicación de una fuerza, mayor movimiento lineal y viceversa.
- Se omite la conservación de momento lineal por la intervención de la segunda ley de Newton.
- El punto de inicio será cuando el columpio este con una posición de 0°.
- Se utilizará normativa NTE INEN 3029-2 (El Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2016) para seleccionar el ángulo de oscilación y la altura de la cabina sobre el suelo.
- No se ve implicada la inercia en el cálculo, ya que, la silla al estar fija en la cabina forma un solo cuerpo, similar a un bloque, y se lo puede analizar como un péndulo.

Tomando en cuenta estas consideraciones obtenemos la

*Tabla 3.4:*

**Tabla 3.4 Datos usados para el análisis**

Variable	Valor
Longitud del tubo de péndulo	1.85 [m]
Dimensiones de la plataforma	1.2 x 0.95 [m]
Altura de la cabina con respecto al suelo	0.30 [m]
Carga del sistema parcial	207 [kg]
Ángulo máximo de amplitud para ensayo	10 °



Aplicando las consideraciones antes mencionadas se obtiene la *Tabla 3.5*:

**Tabla 3.5 Resultados del análisis del M.A.S.**

Torque ( $\tau$ )	Periodo ( $T$ )	Fuerza máxima	Velocidad tangencial
-651 [Nm]	2.72 [s]	2035.46 [N]	0.89 [m/s]

### Selección del motorreductor

Para la selección necesitamos diferentes datos como los mencionados en la *Tabla 3.6*:

**Tabla 3.6 Resultados para selección de motorreductor**

Velocidad angular	Potencia	Potencia real	Relación de velocidades	Potencia corregida
21.96 [rpm]	1497 [W]	2 [CV]	31.87	1.5 [kW]

El cálculo detallado de los resultados de la *Tabla 3.5* y *Tabla 3.6* se encuentra en la sección *Apéndice A*.

Entonces, del catálogo 108 de Lentax (LENTAX S.A., 2007) se selecciona el modelo del motorreductor el cual es **24 200/8** junto a su kit para el acople respectivo entre la reductora y motor. Finalmente, para su montaje fue necesario seleccionar una base estándar "PN" para su anclaje. Además, tomando el valor de la potencia de 1.5 [kW], se seleccionó un variador de frecuencia de 2 [HP] y un encoder incremental. Estos elementos son fundamentales para la automatización del equipo ya que se necesita configurarlos formando un PID, donde, el valor de frecuencia previamente calculada genera la señal necesaria para realizar el movimiento pendular oscilador, el cual también es guiado por la conexión del piñón (ubicada a la salida del eje de la reductora) y cremallera (ubicada en el parante de unión) en forma de medialuna.

## Diseño del mecanismo de acople (piñón)

Para el diseño del piñón, se sabe que tenemos el diámetro interior de 38 mm, por concepto de diseño se utilizará la tabla de módulos de engranes y paso estandarizado según la normativa UNE 3121, donde se selecciona un módulo de 2 mm con un paso correspondiente a 6.28 mm.

Para conocer el número de dientes usamos la ecuación ( 2.23 ):

$$z = 2.5 + \frac{38}{2} = 22 \text{ dientes}$$

El diámetro primitivo con la ecuación ( 2.24 ):

$$d_p = 2 * 22 = 44 [mm]$$

El diámetro exterior con la ecuación ( 2.25 ):

$$d_e = 2 * (22 + 2) = 48 [mm]$$

Además, de la normativa AGMA el valor para este diámetro primitivo nos infiere que el ángulo de presión debe ser 20°.

Entonces, usando la ecuación ( 2.26 ) calculamos el diámetro primitivo de la cremallera:

$$\frac{21.96 \text{ rpm}}{21.96 \text{ rpm}} = \frac{44 \text{ mm}}{D_2}$$

$$D_2 = 44 \text{ mm}$$

Con esta relación se corrobora que, tanto el piñón como la cremallera comparten el mismo diámetro primitivo, ya que, no se busca hacer una reducción ni aumento de velocidad, sino una conexión de transmisión. Donde uno actúa como conexión exterior y el otro como conexión interior. La longitud de la cremallera será la mitad de la circunferencia que forma la media luna, con unos topes a sus extremos que sirven de guía al movimiento y para aumentar

la seguridad ante un posible descontrol, ya que, el avance será controlado por el encoder previamente configurado según su frecuencia.

### Diseño del transversal



Figura 3.5 Vista isométrica del transversal

Tenemos la fuerza máxima que ejerce el columpio cuando está a  $0^\circ$ , la cual se divide entre los 2 soportes dando un valor de  $1017.7 \text{ [N]}$ . El motorreductor ejerce un peso de  $588.6 \text{ N}$  que se encuentra distribuida.

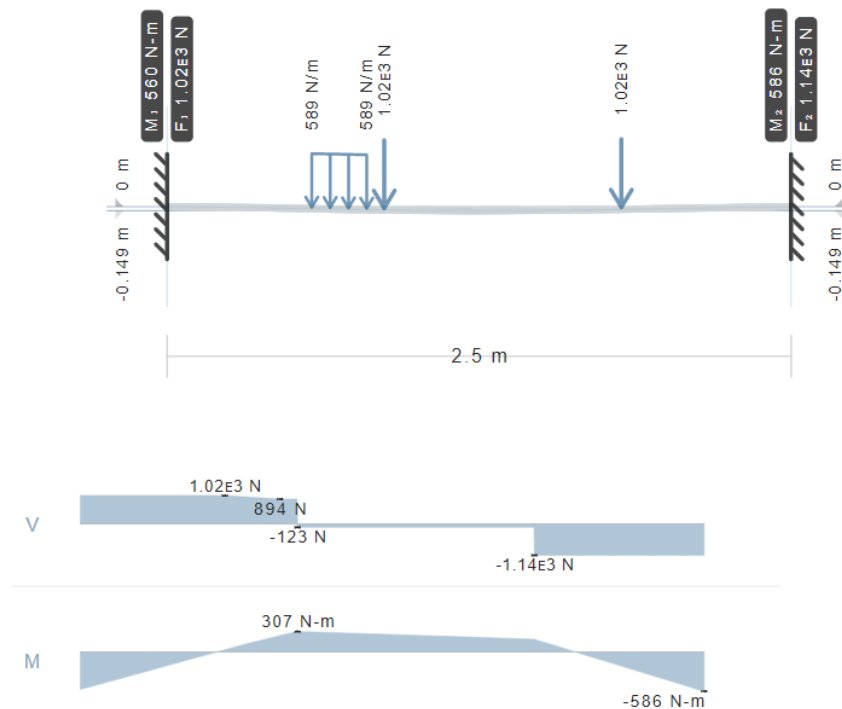


Figura 3.6 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector del transversal

Con estos datos es posible obtener los valores de la *Tabla 3.7*.

**Tabla 3.7 Esfuerzo y módulo de resistencia del transversal**

Momento máximo	Factor de seguridad	Esfuerzo $[\sigma]$	Módulo de resistencia $[W]$	Perfil
5975.54 [kgf.cm]	6	52.86 [Mpa]	11 [cm <sup>3</sup> ]	2 3/8 [in]

El cálculo detallado de los resultados de la Tabla 3.7 se encuentra en la sección *Apéndice A*.

En los extremos del transversal mediante soldadura se unen las placas que tendrán 4 pernos para que el modelo sea desarmable.

### Diseño de la junta empernada

La fuerza que se analiza como crítica y ejercerá como cortante se ubica en el extremo derecho y es de 1140 [N] como lo muestra la *Figura 3.6*, entonces esa fuerza tendrá dirección ortogonal a la unión que se quiere realizar. Se considera 4 pernos de 1/4 de pulgada. Entonces tenemos los valores mostrados en la Tabla 3.8:

**Tabla 3.8 Factor de seguridad por cortante y aplastamiento**

Esfuerzo cortante	Factor de seguridad por cortante	Esfuerzo axial	Factor de seguridad por aplastamiento
10 [MPa]	22.5	2.4 [MPa]	93.75

La fuerza localizada al extremo izquierdo (1020 N) es menor a la del extremo derecho (1140 N), y con los cálculos desarrollados se validan los pernos **M6** para la unión que se está diseñando.

El cálculo detallado de los resultados de la Tabla 3.8 se encuentra en la sección *Apéndice A*.

### Diseño de parantes de soporte principal



Figura 3.7 Modelo de parante de soporte principal

Se procede a calcular los valores de fuerza cortante y momento, como se muestra en la *Figura 3.8*:

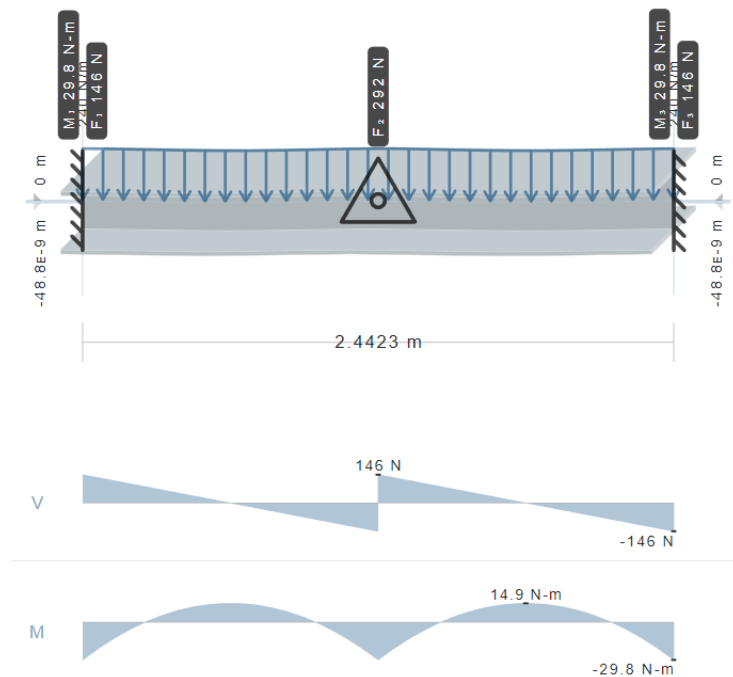


Figura 3.8 Reacciones, diagramas de fuerza cortante y momento flector de los parantes de soporte principal

Con estos datos es posible calcular los valores de la *Tabla 3.9*

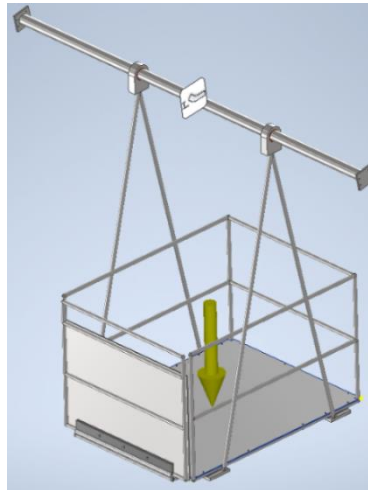
**Tabla 3.9 Esfuerzo y módulo de resistencia de los parantes de soporte principal**

Momento máximo	Factor de seguridad	Esfuerzo [ $\sigma$ ]	Módulo de resistencia [ $W$ ]	Perfil
305.91 [kgf.cm]	7	45.30 [Mpa]	0.66 [cm <sup>3</sup> ]	1 [in]

El cálculo detallado de los valores encontrados en la Figura 3.8 y la Tabla 3.9, se encuentran en la sección *Apéndice A*.

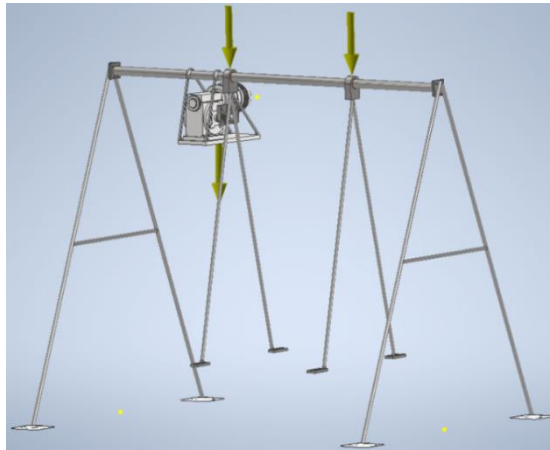
### 3.2 Simulación por elementos finitos

Para la simulación se seccionó el cuerpo en 2 partes. La primera comprende la validación de la soldadura y análisis finito en el ensamble de la cuna, parantes de unión y bocines, tal como se muestra en la Figura 3.9.



**Figura 3.9 Fuerza y restricción de movimiento de la primera simulación**

La segunda simulación comprende la validación de la soldadura y análisis finito en el ensamble de los parantes principales, transversal y la parte del sistema de transmisión, tal como se muestra en la Figura 3.10.



**Figura 3.10 Fuerzas y restricción de movimiento de la segunda simulación**

Los parámetros de análisis y esfuerzos:

- Para la primera simulación se considera una carga en el centro de la cuna, la cual representa la carga generada por la persona y la silla de ruedas, en este caso es de 1324 N.
- Para la segunda simulación se representa las fuerzas puntuales y distribuidas, tanto de los soportes de la cuna y el peso del motor respectivamente.
- El material de la estructura es de ASTM A500 GRADO B cuyo límite de elasticidad es de 290 MPa.
- El espesor de los tubos de 1 de pulgada es de 2 mm.
- Las soldaduras aplicables son a tope y con filete usando electrodo E-7018.
- Para la primera simulación se ancla el transversal como punto fijo.
- Para la segunda simulación se ancla las 4 patas de los soportes principales.
- Los pernos de sujeción entre los parantes y transversal son pernos ISO4017 M6 cuyo límite de elasticidad es de 689 MPa.
- Los pernos que sujetan los parantes de unión con la cabina son pernos M10 de grado 304 bajo la normativa DIN 931 tipo A3, cuyo límite de elasticidad es de 450 MPa.
- Los pernos que sujetan la plancha con la base de la cuna son pernos ISO 4017 M4, cuyo límite de elasticidad es de 207 MPa.

## Simulación parte 1:

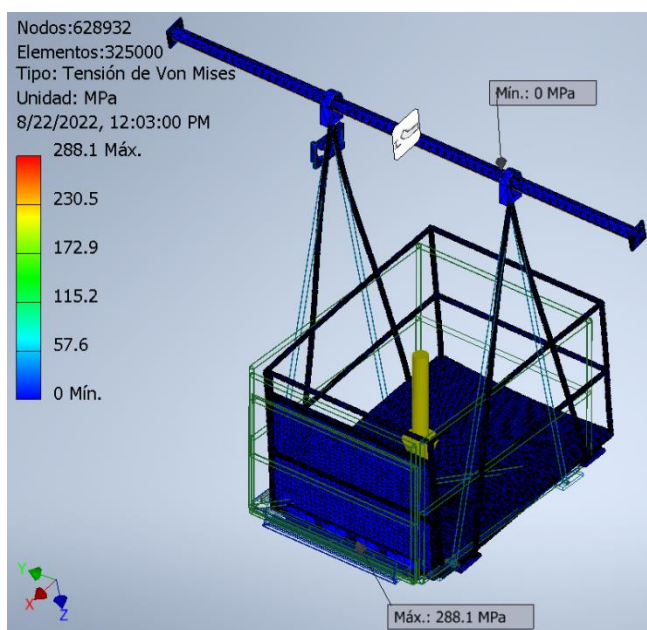


Figura 3.11 Tensión de Von Mises, primera simulación

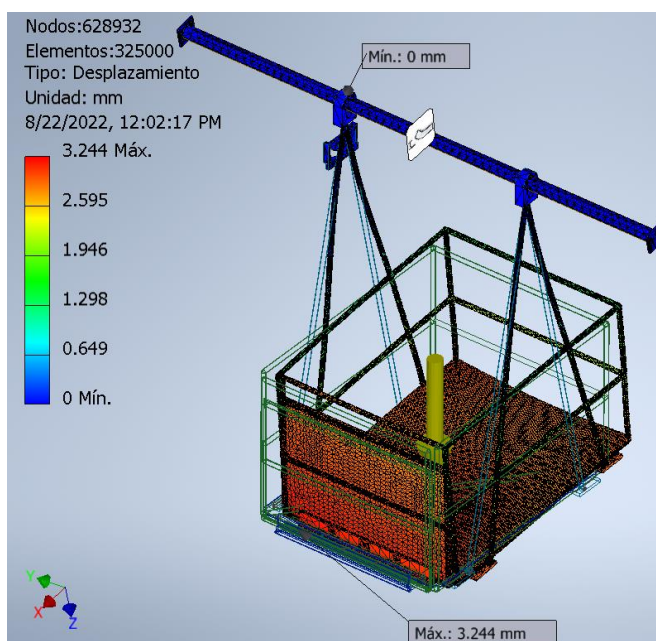
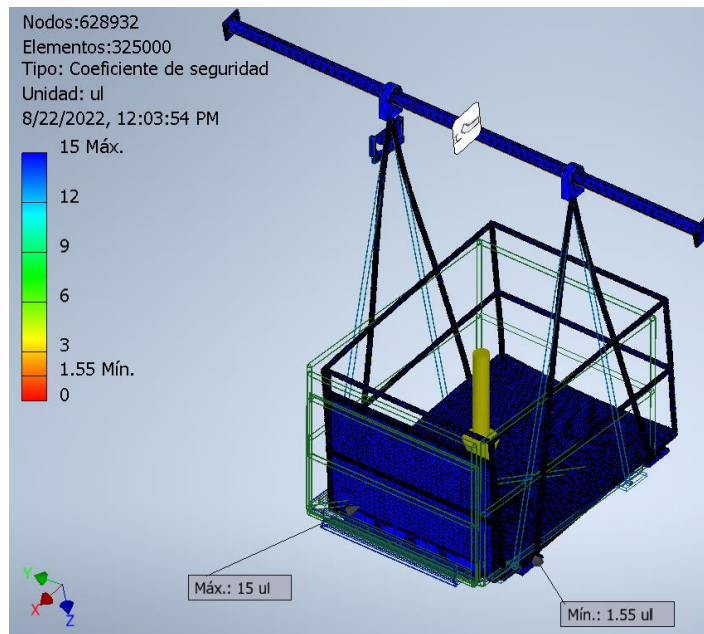


Figura 3.12 Deformación de elementos, primera simulación



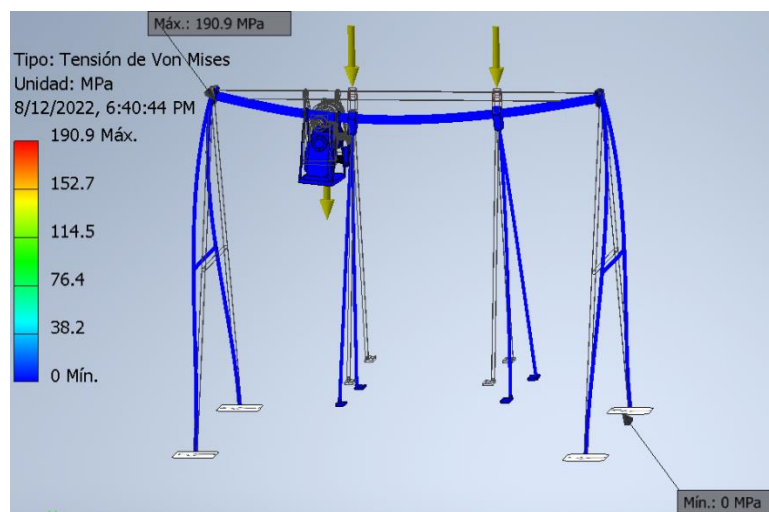


**Figura 3.13 Factor de seguridad, primera simulación**

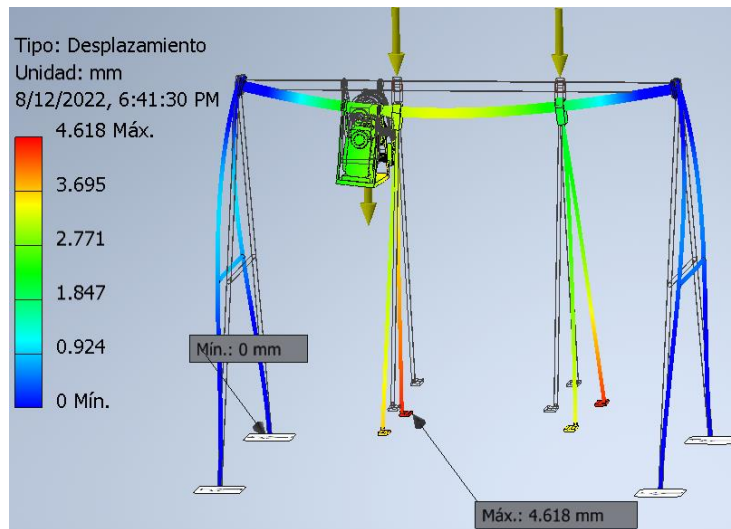
**Tabla 3.10 Resultados simulación parte 1**

	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,00 [MPa]	288,1 [MPa]
Desplazamiento	0,00 [mm]	3,24 [mm]
Factor de seguridad	1,55	15,00

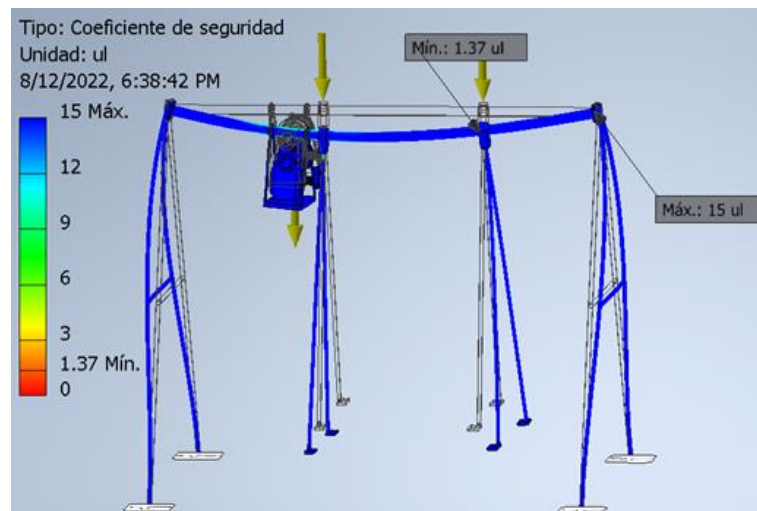
**Simulación parte 2:**



**Figura 3.14 Tensión de Von Mises, segunda simulación**



**Figura 3.15 Deformación de elementos, segunda simulación**



**Figura 3.16 Factor de seguridad, segunda simulación**

**Tabla 3.11 Resultados simulación parte 2**

	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,00 [MPa]	190,90 [MPa]
Desplazamiento	0,00 [mm]	4,62 [mm]
Factor de seguridad	1,37	15,00

### 3.3 Análisis de costos

Los costos fueron tomados considerando los materiales y mano de obra empleada para la elaboración del columpio. En lo referente a los tubos de acero ASTM A500 y la plancha de aluminio antideslizante se obtuvo los valores del catálogo de (IMPORT ACEROS, 2021). Las cantidades y valores se encuentran detallados en la Tabla 3.12 y Tabla 3.13.

**Tabla 3.12 Costos de materiales**

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio final
Tubo de acero ASTM A 500 grado B, 1"	m	338,75	\$1,87	\$633,46
Plancha de aluminio antideslizante	und	1	\$121,00	\$121,00
Tubo de acero ASTM A 500 grado B, 2 3/8"	m	2,5	\$4,56	\$11,40
Motorreductor LENTAX 24 200/8	und	1	\$544,00	\$544,00
Encoder Incremental	und	1	\$50,00	\$50,00
Circuito de control y potencia	und	1	\$32,00	\$32,00
Bocín de bronce fosfórico	und	2	\$9,00	\$18,00
Pernos JIS-B1174 M4	und	14	\$0,25	\$3,50
Pernos M10	und	4	\$0,32	\$1,28
Pernos M6	und	8	\$0,24	\$1,92
Electrodo E7018	kg	5	\$5,15	\$25,75
Acero ASTM A36	kg	2	\$1,72	\$3,44
<b>COSTO TOTAL</b>				<b>\$1.445,75</b>

**Tabla 3.13 Costos de mano de obra para fabricación**

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio final
Soldador	día	2	\$45	\$90
Control PID	hora	7	\$80	\$560
Mecanizado de engranes	und	2	\$100	\$200
Costos de diseño	hora	16	\$15	\$240
Montaje del equipo	und	1	\$300	\$300
Varios	und	1	\$100	\$100
<b>COSTO MANO DE OBRA TOTAL</b>				<b>\$1490</b>

Con los valores considerados en las tablas anteriores, se estima que el costo total de fabricación es de \$2.935,75.

Lo que corresponde determinar ahora es la rentabilidad del proyecto, para lo cual se toma en cuenta: el préstamo para iniciar las operaciones durante el primer año, la cantidad de unidades proyectadas a vender por año, el precio de venta y valor estimado del ingreso por ventas. Esto en conjunto con los costos operativos y administrativos nos ayudaron a obtener el flujo de caja neto para los próximos 5 años. Con los resultados obtenidos se evaluó la viabilidad del proyecto, calculando la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Valor Actual Neto (VAN). Obteniendo así los datos de la Tabla 3.14

**Tabla 3.14 Medidas para conocer la rentabilidad del proyecto**

Parámetro	Valor
TIR	44%
VAN	11.621,23
Tasa de descuento	16%

La tasa de descuento usada para el cálculo del VAN es obtenida en base al Costo Capital Promedio Ponderado (CCPP). Se obtuvo una TIR de 44%, lo cual lo vuelve un proyecto rentable debido a que este porcentaje es superior a la tasa de descuento. El desglose de estos cálculos y procesos de evaluación se presentan en el *Apéndice A*.

### **3.4 Discusión de resultados**

Para el diseño de la cabina se obtuvo el resultado de la unidad de resistencia volumétrica “W” tanto de los perfiles frontales, perfiles laterales y largueros, este valor se lo obtuvo mediante un análisis estático donde se relaciona el momento máximo que se da en la viga (extraído del diagrama de momento) y el valor de resistencia mínima de resistencia a la fluencia (en este caso ASTM A500 GRADO B), los resultados nos indican que para ambos perfiles el diámetro externo que se debía que seleccionar era de 1 pulgada mientras que para los frontales el diámetro era de 3/4 de pulgada, esto debía pasar ya que

la plancha esta sujeta en los perfiles mientras que los largueros son un apoyo extra donde la carga se distribuye de otra manera y es menor. Sin embargo, para las condiciones de soldadura a tope que se realiza, se debió estandarizar el diámetro de todos los perfiles, es decir, todos son seleccionados de 1 pulgada, también dicha estandarización entra acorde con la normativa INEN 037:2009. Los resultados de la simulación muestran que el elemento no sobrepasa el límite de elasticidad (290 MPa), tiene una deformación menor a los 4 mm y un coeficiente de seguridad mínimo mayor de 12, esto nos indica que la estructura es confiable para su elaboración.

El siguiente elemento es el parante de unión (2 unidades), usando un análisis estático, pero con la condición de tener un ángulo de inclinación, se realiza una proyección de la fuerza distribuida que en primer lugar actúa horizontalmente sobre ellos. El valor del módulo de resistencia en este caso nos indicó que el perfil debe tener un diámetro de 7/8 de pulgada, este resultado fue acorde a lo que se consideró, ya que, al ser conservador con el factor de seguridad que se trabaja en todos los casos, por concepto de diseño es recomendable que este elemento también tenga el diámetro de los perfiles de la plataforma. En esta sección también aparece el bocín el cual fue sometido a un análisis de aplastamiento y límite de elasticidad, sus resultados en ambos casos fueron que no fallaban en esas 2 situaciones y esto se debe a la correcta preselección que se realizó del material (bronce fosfórico). Los resultados de la simulación en este caso nos indica que este elemento no excederá el límite de elasticidad, su desplazamiento es menor a 0.65 mm y el coeficiente de seguridad entre las 12 unidades, el diseño de este elemento también es confiable y corrobora el análisis estático previamente realizado.

Los resultados obtenidos del análisis de movimiento armónico simple, selección de motor reductor, encoder, variador de frecuencia y engranes (piñón y cremallera) se ven directamente condicionados por las consideraciones que se realizaron previo al diseño, ya que actúa el peso de los diferentes elementos del sistema, el ángulo de oscilación y las dimensiones. Al estar usando un modelo ideal para el análisis dinámico, solo

actúan las variables previamente mencionadas. En general estos resultados son aceptables ya que para su ejecución se respetan normativas y condiciones de diseño dadas por la teoría para su óptima motricidad.

Los resultados del transversal se originan al aplicar un análisis estático, el valor del módulo de resistencia que se obtuvo nos indicó elegir un perfil de diámetro de 2 3/8 de pulgada, su dimensionamiento se debe a que se está trabajando con un factor de seguridad conservador y al tener una dimensión longitudinal de más de 2 metros y recibir varias fuerzas en este perfil, su diámetro va a ser grande. Los resultados de simulación muestran que la tensión de Von Mises es menor al límite de elasticidad del material, tiene un desplazamiento menor a los 4 mm y un factor de seguridad mínimo mayor que 1.5 unidades, por lo que, el diseño también es confiable para su implementación.

Los parantes (2 unidades) se sometieron a un análisis estático y el diámetro del perfil que se seleccionó es de 1 pulgada, es ligeramente mayor al diámetro de los perfiles de la cuna y parantes de unión, es lógico ya que estos tendrán que soportar una mayor carga. En esta sección también están presentando los cálculos que se realizaron a los pernos de sujeción, que unen al transversal y parantes, los resultados mostraron que no fallan por cortante. La simulación muestra que la tensión de Von Mises tampoco excede el límite de elasticidad, el desplazamiento es menor a los 2 mm y presenta un coeficiente de seguridad de 1.5, con estos resultados se valida el diseño de este elemento.

Quizás el diseño no se vea muy robusto a comparación de otros modelos previamente descritos en la sección del marco teórico pero su particularidad es que brinda la opción de ser desmontable y automatizado, esto nos da una ventaja frente a los demás columpios que no tienen esas características.

Se obtuvo un precio de fabricación de \$2.935,75 y para poder desarrollar una comparación de precios con los columpios que se encuentran en el mercado, se asumió una inversión de negocio donde para recuperar lo invertido el producto debería venderse a \$5000. Comparándolo con otros productos que

se encuentran en el mercado y no poseen las características desmontable y automatizado, los precios rondan los \$8000, por lo tanto, el modelo diseñado es más económico, convirtiéndose en un potencial producto para venta. Adicionalmente, tiene un gran impacto social al fomentar la inclusión, tal cual fue nuestra justificación para elaborar este proyecto.

# CAPÍTULO 4

## 4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Con la metodología implementada se obtuvieron resultados aceptables para la ejecución del proyecto ya que los resultados teóricos se validan mediante las respectivas simulaciones, satisfaciendo las variables importantes de diseño como son la tensión de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad.
- A través de las 3 alternativas de diseño de columpios automatizados planteadas, se corroboró que se realiza una correcta selección ya que, con el desarrollo del diseño se obtuvieron resultados que sustentan el cumplimiento de los criterios de diseño tal cual era la finalidad del proyecto.
- Se obtuvieron resultados tales como: potencia, referencia volumétrica con respecto a los perfiles estructurales, límite de resistencia elástica por parte del bocín y el factor de seguridad de los pernos, lo que permitió emplear de manera sencilla los catálogos de los fabricantes de cada elemento a seleccionar.
- Se simularon en 3D todos los componentes del columpio, considerando las dimensiones establecidas para los cálculos teóricos, así como el material y espesor de estos. Para lograrlo se usó el programa Autodesk Inventor junto con la función análisis estático, donde se ubicaron correctamente las fuerzas y restricciones que intervienen en los diferentes elementos del ensamble. La simulación se dividió en 2 partes con la finalidad de hacer más óptima la ejecución de la misma y para tener valores que se acerquen más a la realidad. En ambas situaciones el valor de la tensión de Von Mises fue menor que el valor de la elasticidad del acero ASTM A500 grado B, el



cual es empleado para la fabricación del equipo, lo cual nos lleva a concluir que la selección y diseño que estamos empleando es confiable.

- Bajo el escenario planteado se consideraron los valores de costo de fabricación, costos operativos, gastos administrativos, precio de venta del producto y financiamiento con deuda; se puede concluir que el proyecto es rentable con una proyección a 5 años.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Usar perfiles más robustos y puntos de soldaduras en el diseño de la estructura para alcanzar un mayor factor de seguridad, considerando que también se verá reflejado en un ligero aumento en los costos de materiales y fabricación.
- Utilizar un programa que su función principal esté orientado al análisis de elementos finitos, así se obtendrá un análisis más objetivo del comportamiento de los elementos.
- Realizar modificaciones al diseño planteado manteniendo como prioridad la inclusión por encima de factores estéticos e inseguros que puedan generar accidentes por el uso y selección de elementos inadecuados para su fabricación.

# BIBLIOGRAFÍA

- Archie Technology. (Febrero de 2014). *TECNOLOGÍA ELECTRÓNICA*. Recuperado el 28 de Mayo de 2022, de *TECNOLOGÍA ELECTRÓNICA*: <https://tecnologiaelectron.blogspot.com/2014/02/circuito-de-mando-y-circuito-de-potencia.html>
- Compañía Levantina de Reductores S.L. (2019). *CLR*. Recuperado el 29 de Julio de 2022, de CLR: <https://clr.es/blog/es/que-es-factor-de-servicio-calcularlo/>
- Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades-CONADIS. (Enero de 2022). *Consejo Nacional de Discapacidades*. Obtenido de <https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/estadisticas-de-discapacidad/>
- Consortio Metalplásticos S.A. (16 de Diciembre de 2020). *COLUMPIO PARA SILLA DE RUEDAS CND-111 DC 7.0*. México.
- El Instituto Ecuatoriano de Normalización. (30 de septiembre de 2016). *El Instituto Ecuatoriano de Normalización*. Recuperado el 10 de julio de 2022, de [https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte\\_inen\\_3029-2.pdf](https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte_inen_3029-2.pdf)
- Escuela Universitaria de oficios UNLP. (19 de Agosto de 2020). *Universidad Nacional de la Plata*. Recuperado el 20 de Junio de 2022, de Universidad Nacional de la Plata: <https://unlp.edu.ar/frontend/media/30/33730/452634b7b0722266df4f8a3ad9e97d94.pdf>
- FIUBA. (14 de Febrero de 2007). *.UBAfiuba (Facultad de Ingeniería)* . Recuperado el 28 de Mayo de 2022, de *.UBAfiuba (Facultad de Ingeniería)*: <http://materias.fi.uba.ar/7566/Automatizacion.pdf>
- IMPORT ACEROS. (18 de enero de 2021). *IMPORT ACEROS*. Recuperado el 14 de agosto de 2022, de <https://www.importaceros.com/>
- Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo. (16 de Diciembre de 2011). *Ministerio de Trabajo y Economía Social*. Recuperado el 27 de Junio de 2022, de Ministerio de Trabajo y Economía Social: [https://www.insst.es/documents/94886/509319/SyC\\_ISO+11228.pdf/a1838f7f-6592-4d68-b91f-fd9495895ea2](https://www.insst.es/documents/94886/509319/SyC_ISO+11228.pdf/a1838f7f-6592-4d68-b91f-fd9495895ea2)
- LENTAX S.A. (28 de Diciembre de 2007). *LENTAX* . Recuperado el 29 de Julio de 2022, de LENTAX: <https://www.provindus.com.py/uploads/linea-u-1589163462.pdf>

mobipark. (30 de Julio de 2018). COLUMPIO PARA SILLA DE RUEDAS JOC-23. Valencia, España.

NCD-RisC. (2020). *DatosMundial.com*. Recuperado el 4 de Junio de 2022, de Datos Mundial.com: <https://www.datosmundial.com/estatura-promedio.php>

Nisbett, R. G. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Novena edición ed.). Mexico D.F.: Mc Gram Hill. Recuperado el 29 de Mayo de 2022

Nisbett, R. G. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Novena edición ed.). Mexico D.F.: Mc Graw Hill. Recuperado el 29 de Mayo de 2022

Nise, N. S. (2006). *Sistema de Control para Ingeniería* (1ra ed.). México : Compañía Editorial Continental.

Norton, R. L. (2009). Diseño de maquinaria . En R. L. Norton, *Diseño de maquinaria (Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos)* (pág. 49). México D.F.: Mc Graw Hill.

Para Pupas. (s.f.). *Para Pupas*. Obtenido de Para Pupas: <https://parapupas.com/producto/columpio-adaptado-silla-de-ruedas/>

Play club. (2 de Enero de 2021). Columpio para silla de ruedas. México.

Registro Oficial. (25 de Septiembre de 2012). Ley Orgánica de Discapacidades. Quito, Pichincha, Ecuador.

Rodríguez Galbarro, H. (3 de Noviembre de 2016). *ingemecánica*. Recuperado el 19 de Junio de 2022, de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/tutorial46.pdf>

SERVOSISTEMAS. (s.f.). *SERVOSISTEMAS*. Obtenido de <https://sites.google.com/site/servosistemasmjosediestro/diagramas-de-bloques>

Valida Solutions S.L.U. (2021). *Valida*. Recuperado el 4 de Junio de 2022, de Valida: <https://www.valida.es/blog/post/medidas-de-sillas-de-ruedas-estandar-y-dimensiones/>

# APÉNDICES

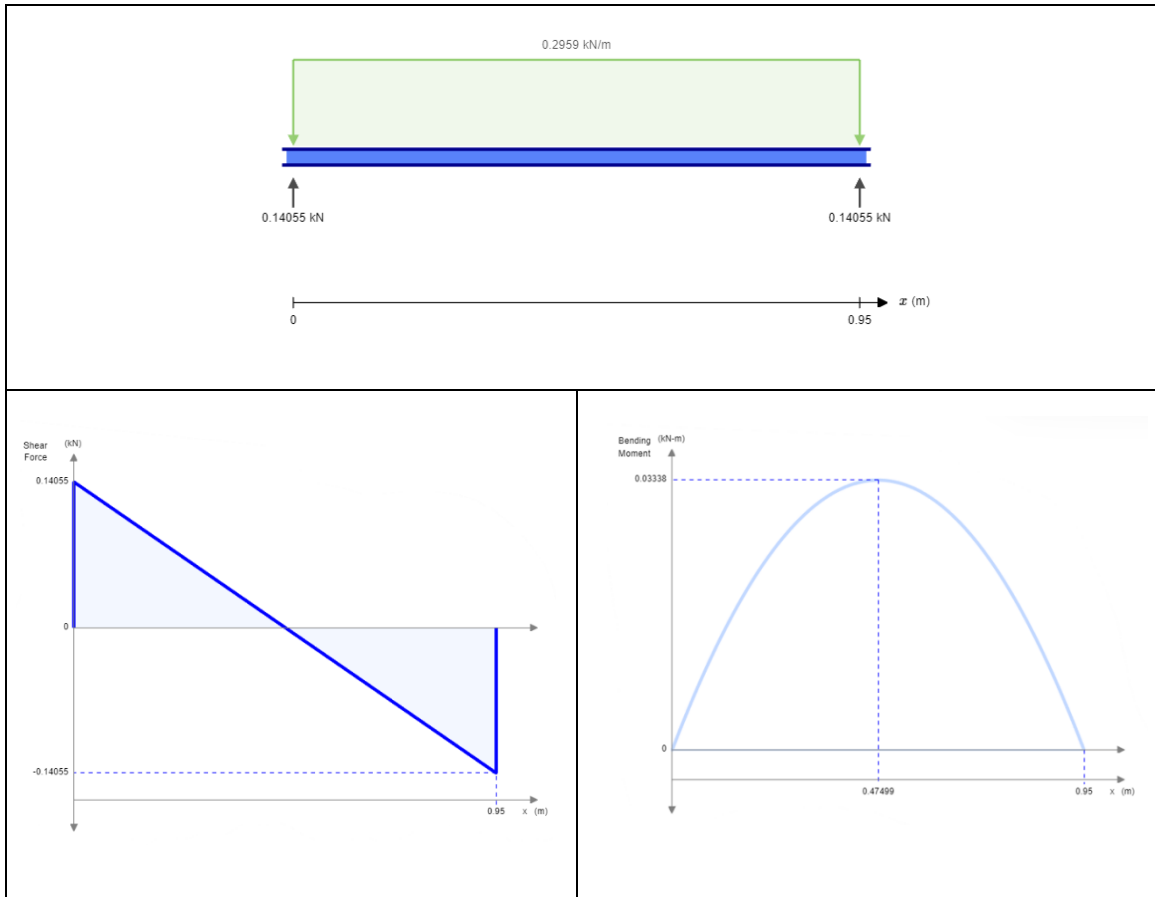
## **APÉNDICE A**

### **CÁLCULOS DESARROLLADOS**

## Diseño de cabina

- Perfiles frontales

Tabla A.1 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de perfil frontal



Considerando un factor de seguridad 4 para los perfiles frontales y laterales, debido a que la estructura tiene propiedades no fiables y condiciones de carga y ambientales no severas. el análisis estático usando la ecuación ( 2.1 ) tenemos:

$$\sigma = \frac{317.16}{4} = 79.3 \text{ [MPa]} = 808.53 \left[ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

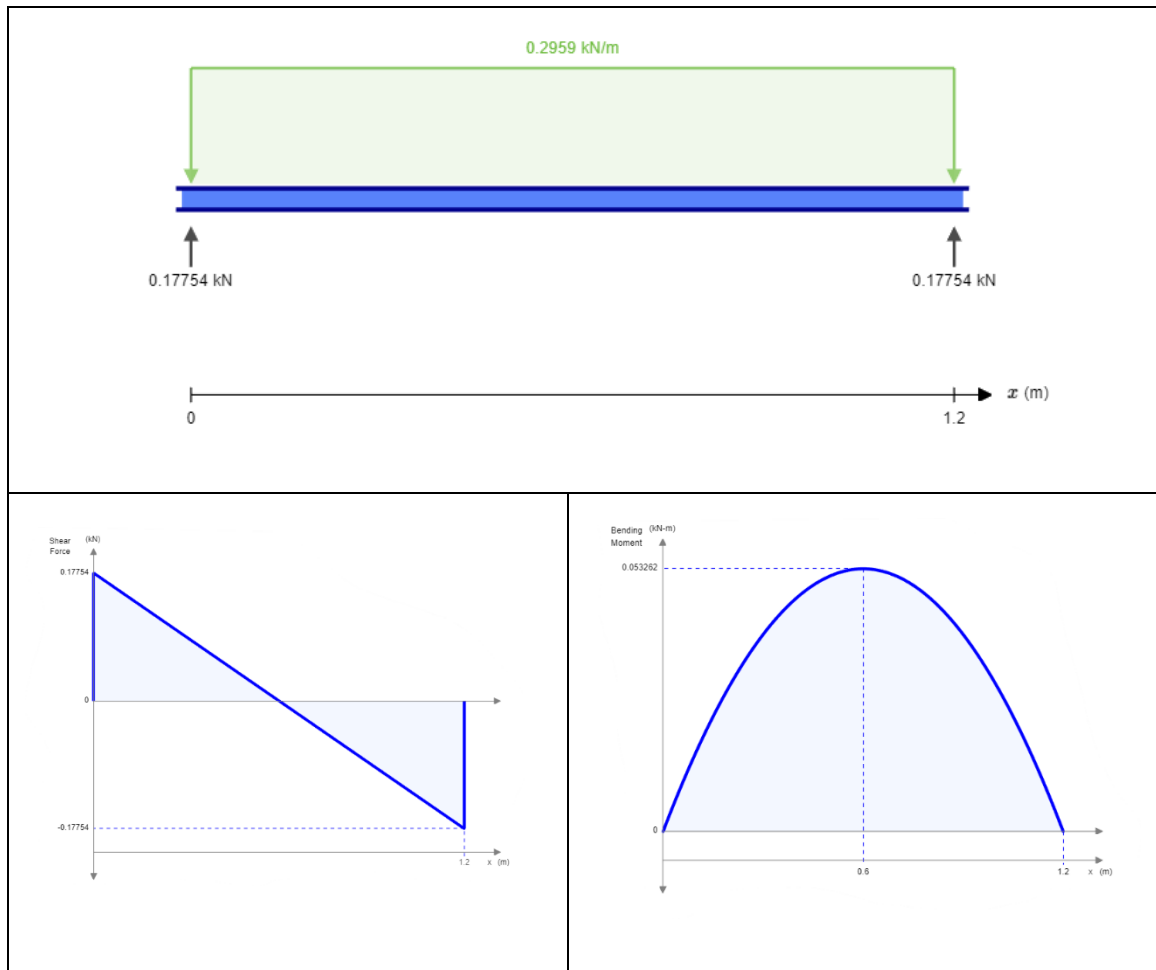
Usando la ecuación ( 2.2 ):

$$W = \frac{305.91}{808.53} = 0.38 \text{ cm}^3$$

Con el valor de W se va al catálogo, donde el perfil a seleccionar es el tubular de diámetro nominal **3/4 pulgada** elaborado de ASTM A500 Gr. B. Importante recalcar que este mismo análisis se le hace al otro perfil frontal.

- Perfiles laterales

**Tabla A.2 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de perfil lateral**



Usando la ecuación ( 2.1 ) tenemos:

$$\sigma = 808.53 \left[ \frac{kgf}{cm^2} \right]$$

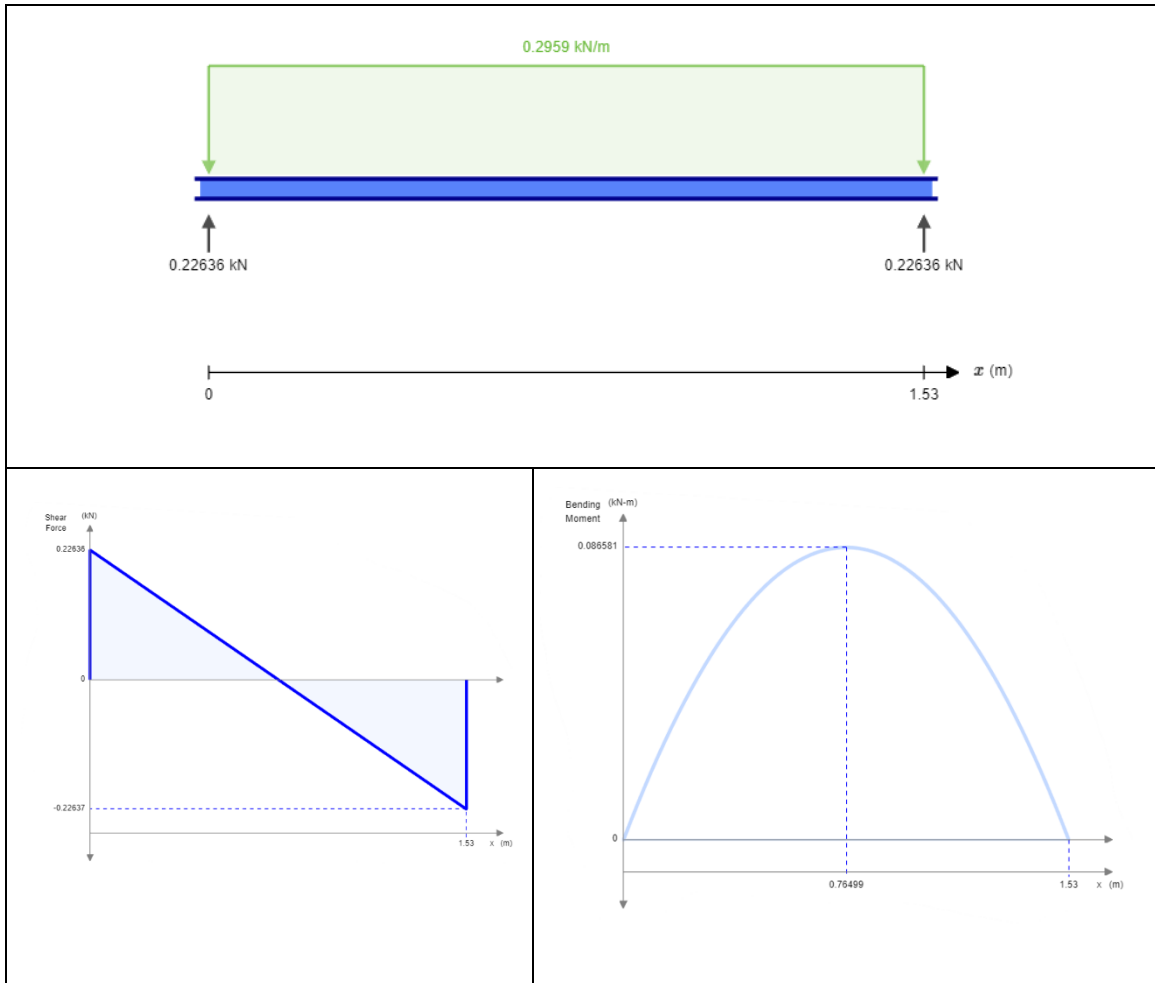
Usando la ecuación ( 2.2 ):

$$W = \frac{509.86}{808.53} = 0.6350 \text{ cm}^3$$

En el catálogo, este valor nos menciona la selección del perfil circular debe ser de **1 pulgada**. Es importante recalcar se realiza para el otro perfil lateral.

- Largueros

**Tabla A.3 Reacciones, Fuerza cortante y momento flector de larguero**



Como son complementos de los perfiles laterales y frontales, se reduce una unidad el factor de seguridad y usamos la ecuación ( 2.1 ):

$$\sigma = \frac{317.16}{3} = 105.72 \text{ Mpa} = 1078.04 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Usando la ecuación ( 2.2 ):

$$W = \frac{815.77}{1078.04} = 0.76 \text{ cm}^3$$

Según el catálogo es un perfil tubular de diámetro nominal de **1 pulgada**. Este mismo análisis se efectúa al otro larguero.



Entonces, para estandarizar el perfil del tubo que se utiliza en la base, el perfil con el que se elaborará la plataforma es de **1 pulgada** de diámetro.

### Diseño de parantes de unión

La cabina la compondrán 4 perfiles y 2 largueros de 1", a su vez el corral constará de 15 perfiles de 1". Esto genera un peso extra, donde el peso total para el análisis será:

**Tabla A.4 Masa que actúa en los parantes de unión**

Perfiles	Peso
21 de 1"	1.05 x 21 = 22.05 kg
Cuerpo de la cabina	181 kg
<b>Masa Total</b>	<b>203.05 kg</b>

Entonces, la carga distribuida con la que se realizará los cálculos en esta sección es: **1991.92 N**, recordamos que en este elemento está compuesto por 2 perfiles cada uno con 2 unidades, es por lo que la fuerza mencionada se la divide entre 4 para distribuirla de mejor manera, entonces es: **498 N**

Cálculo de carga distribuida proyectada usando la ecuación ( 2.4 ):

$$q_N = \frac{1.7 * 0.394}{(1.7451)^2} * 498 = 109.5 \text{ N/m}$$

Usando la ecuación ( 2.1 ):

$$\sigma = \frac{317.16}{7}$$

$$\sigma = 45.30 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad es elevado, ya que se necesita ser más conservador porque el elemento estará a tensión, en uno de sus extremos con una unión soldada (el pasador donde va ubicado al bocín) y en el otro extremo con otra unión mediante perno. Por esta razón, se asume que sus extremos están empotrados, es decir, hay reacciones en dos planos y un momento para el análisis estático.

Trabajando con unidades iguales:

$$\sigma = 45.30 \text{ Mpa} = 461.93 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$M = 0.027 \text{ KN.m} = 275.32 \text{ kgf.cm}$$

Usando la ecuación ( 2.2 ):

$$W = \frac{275.32}{461.93} = 0.60 \text{ cm}^3$$

El catálogo nos indica que el perfil a seleccionar es de 1". Es importante recordar que este mismo cálculo se ejecuta con los otros 3 perfiles restantes.

### Diseño del sistema de transmisión

**Tabla A.5 Masa que actúa en el sistema de transmisión**

Perfiles	Peso
4 de 1"	1 x 4 = 4kg
Peso de la cabina	203.5 kg
<b>Peso Total</b>	<b>207 kg</b>

Calculando el torque recuperador del péndulo con la ecuación ( 2.15 ):

$$\tau = -(1.85) \times (207)(9.8) \sin(10)$$

$$\tau = -651 \text{ Nm}$$

Con eso podemos obtener el periodo usando la ecuación ( 2.17 ):

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{1.85}{9.81}}$$

$$T = 2.72 \text{ [s]}$$

Para el cálculo de las fuerzas de la barra cuando está a 10° y cuando está a 0°.

A 10°:

$$F_{10^\circ} = mg \cos \theta$$

$$F_{10^\circ} = (207.7)(9.8) \cos(10)$$

$$F_{10^\circ} = 2004.53 \text{ N}$$

A 0°:

$$F_{0^\circ} = mg \cos \theta$$

$$F_{0^\circ} = (207.7)(9.8) \cos(0)$$

$$F_{0^\circ} = 2035.46 \text{ N}$$

Entonces, la fuerza tangencial máxima según el DCL:

$$F_t = mg \sin \theta$$

$$F_t = (207.7)(9.8) \sin(10)$$

$$F_t = 353.45 \text{ N}$$

Como es necesario encontrar la velocidad tangencial, utilizamos la ecuación ( 2.19 )

$$v = \sqrt{\frac{2(207.7 \times 9.81 \times 0.34 - 207.7 \times 9.81 \times 0.3)}{207.7}}$$

$$v = 0.89 \text{ [m/s]}$$

### Selección del motorreductor

Cálculo de la velocidad angular usando la ecuación ( 2.16 ):

$$\omega = \sqrt{\frac{9.8}{1.85}}$$

$$\omega = 2.30 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 21.96 \text{ [rpm]}$$

Potencia:

$$\text{Potencia} = \tau \times \omega$$

$$\text{Potencia} = 651 \times 2.30$$

$$\text{Potencia} = 1497 \text{ [W]}$$

Potencia de entrada usando la ecuación ( 2.20 ). En este caso r se lo obtiene del catálogo, donde el fabricante menciona un rendimiento de 98%:

$$P_{real} = \frac{1497}{0.98}$$

$$P_{real} = 1500 \text{ [W]} \approx 2 \text{ [CV]}$$

La velocidad de salida del motor será la velocidad de entrada de la reductora, aquí se selecciona una velocidad de 700 rpm y usando la ecuación ( 2.22 ) tenemos:

$$i = \frac{700}{21.96}$$

$$i = 31.87$$

Se selecciona un factor de servicio para hallar la potencia de mando, que en este caso fue necesario consultar en la tabla que relaciona el factor de servicio según las horas y la carga que actúa (Compañía Levantina de Reductores S.L., 2019), donde para este caso es de 1 y usando la ecuación ( 2.21 ) tenemos:

$$P_c = 1500 * 1$$

$$P_c = 1500 [W] = 1.5 [kW]$$

### Diseño de transversal

Usamos la ecuación ( 2.1 ):

$$\sigma = \frac{317.16}{6}$$

$$\sigma = 52.86 \text{ Mpa}$$

Se trabaja con un factor de seguridad 6, ya que se necesita ser más conservativo debido a que el elemento estará sometido a flexión y en sus extremos existe juntas empernadas.

Trabajando con unidades iguales:

$$\sigma = 52.86 \text{ Mpa} = 539 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$M = 0.586 \text{ KN.m} = 5975.54 \text{ kgf.cm}$$

Usando la ecuación ( 2.2 ):

$$W = \frac{5975.54}{539} = 11.0 \text{ cm}^3$$

En el catálogo nos indica que el perfil que se debe seleccionar es de **2 3/8 pulgada**.

### Diseño de la junta empernada

Para evaluar el cortante usamos la ecuación ( 2.10 ):

$$\tau = \frac{1140}{4 * \left( \frac{\pi * (0.006)^2}{4} \right)} = 10 \text{ MPa}$$

Para este perno la resistencia mínima a fluencia es de 450 [MPa], factor de seguridad con la ecuación ( 2.12 ) es;

$$\eta = \frac{0.5(450)}{10}$$
$$\eta = 22.5$$

Para evaluar aplastamiento, usamos la ecuación ( 2.11 ):

$$\sigma_a = \frac{1140}{4 * (0.02 * 0.006)}$$
$$\sigma_a = 2.4 \text{ MPa}$$

Su factor de seguridad por aplastamiento con la ecuación ( 2.13 ) es:

$$\eta = \frac{0.5(450)}{2.4}$$
$$\eta = 93.75$$

### **Diseño de parantes de soporte principal**

Para el diseño se considera:

- ✓ Una carga de 207 kg por parte del cuerpo de la cabina y de los perfiles de unión.
- ✓ El peso extra del transversal que es de 5.56 kg.
- ✓ El peso del motor es de 60 kg.
- ✓ Un apoyo a la mitad del parante.

Para el diseño se considera que la carga distribuida de toda la estructura es de **2673.8 N**, pero esta fuerza se divide entre 4 considerando el número de perfiles y para distribuirla de mejor manera, entonces es: **668.4 N**

Calculando la carga distribuida proyectada con la ecuación ( 2.4 ):

$$q_N = \frac{2.25 * 0.95}{(2.4423)^2} * 668.4 = 239.5 \text{ N/m}$$

Usamos la ecuación ( 2.1 ):

$$\sigma = \frac{317.16}{7}$$
$$\sigma = 45.30 \text{ Mpa}$$

En este caso se trabaja con un factor de seguridad elevado en dos unidades, ya que se necesita ser más conservativo debido a que el elemento estará a compresión y en uno de sus extremos se somete a soldadura y en el otro se anclará al suelo.

Trabajando con unidades iguales:

$$\sigma = 45.30 \text{ Mpa} = 461.9 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$M = 0.030 \text{ KN.m} = 306 \text{ kgf.cm}$$

$$W = \frac{M}{\sigma}$$

$$W = \frac{306}{461.9}$$

$$W = 0.66 \text{ cm}^3$$

Según el catálogo el perfil que a seleccionar es de 1". Es importante recordar que este mismo cálculo se ejecuta con los otros 3 perfiles restantes.

### **Análisis de costos**

El modelo de negocio presenta en detalle el flujo de caja anual, el préstamo requerido para iniciar el proyecto, proyección a 5 años, cálculo de depreciación de maquinaria y equipo, calculo para la tasa de descuento por CCPP; valores con los cuales es posible efectuar el cálculo de la TIR y VAN.

El financiamiento con deuda posee un capital inicial de \$23.000, las cuotas a las cuales se proyectó cancelarlas son en un periodo de 5 años y con un interés simple del 11,83% basándonos en la tasa de interés PYMES del banco central.

**Tabla A.6 Cálculo de amortización del préstamo**

Periodo	Cuota	Interés	Amortización	Capital Amortizado	Capital Vivo
0					23.000,00
1	6.353,57	2.720,90	3.632,67	3.632,67	19.367,33
2	6.353,57	2.291,15	4.062,42	7.695,10	15.304,90
3	6.353,57	1.810,57	4.543,00	12.238,10	10.761,90
4	6.353,57	1.273,13	5.080,44	17.318,54	5.681,46
5	6.353,57	672,12	5.681,46	23.000,00	-

**Tabla A.7 Costos fijos del proyecto**

Años	0	1	2	3	4	5
<b>Arriendo de Instalaciones</b>	3000	3.015,0 0	3.030,08	3.045,2 3	3.060,4 5	3.075,7 5
<b>Mantenimiento de Maquinaria y Equipo</b>	10	10	10	10	10	10
<b>Repuestos de elementos</b>	25	25	25	25	25	25
<b>Consumo de servicios básicos</b>	480	480	480	480	480	480
<b>Total</b>	3515	3530	3545,08	3560,23	3575,45	3590,75

**Tabla A.8 Cálculo de depreciación de maquinaria y equipo**

	Valor de compra	Vida Contable	Dep. Anual	Años Depreciándose	Dep. Acumulada	Valor en Libros
<b>Maquinaria y Equipos</b>	450	10	45	5	225	225
<b>Totales</b>	450		45			225

**Tabla A.9 Flujo de caja para los 5 primeros años**

<b>Materiales</b>	<b>1445,75</b>					
<b>Mano de Obra</b>	1490	690	800			
<b>Años</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Unidades</b>		7	7	8	8	8
<b>Precio</b>		5000	5000	5000	5000	5000
	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Ingresos por ventas</b>		35.000,00	35.000,00	40.000,00	40.000,00	40.000,00
<b>Costos de Ventas</b>		-13635,2675	-13650,2675	-15111,10	-15126,25	-15141,47
<b>Costos operativos</b>		-4030	-4030	-4720	-4720	-4720
<b>Gastos Administrativos</b>		-7.575,00	-7.575,00	-7.575,00	-7.575,00	-7.575,00
<b>Depreciación</b>		-45,00	-45,00	-45,00	-45,00	-45,00
<b>Intereses</b>		-2.720,90	-2.291,15	-1.810,57	-1.273,13	-672,12
<b>Utilidades antes de PaT e IT</b>		6.993,83	7.408,58	10.738,33	11.260,62	11.846,41
<b>15% de Part. A Trabajadores</b>		-1.049,07	-1.111,29	-1.610,75	-1.689,09	-1.776,96
<b>Utilidad antes de de impuestos</b>		5.944,76	6.297,29	9.127,58	9.571,53	10.069,45
<b>Impuesto a la renta 25%</b>		-1.486,19	-1.574,32	-2.281,90	-2.392,88	-2.517,36
<b>Utilidad Neta</b>		4.458,57	4.722,97	6.845,69	7.178,65	7.552,09
<b>Depreciación</b>		45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
<b>Inversión en Maquinaria y equipo</b>	-450,00					
<b>Préstamo</b>	23000					
<b>Amortización</b>		-3.632,67	-4.062,42	-4.543,00	-5.080,44	-5.681,46
<b>Capital de trabajo</b>	-30.000,00					30.000,00
<b>Valor de desecho</b>						225,00
<b>Flujo de caja</b>	-7.450,00	870,89	705,55	2.347,68	2.143,20	32.140,63



**Tabla A.10 Cálculo par la tasa de descuento por CCPP**

<b>Deuda</b>	<b>23.000,00</b>	<b>0,43</b>
<b>Patrimonio</b>	30.450,00	0,57
<b>Total</b>	53.450,00	1,00
<b>D/P</b>		0,76

**Tabla A.11 Cálculo de Betas**

<b>Beta Ajustado</b>		<b>Origen</b>
<b>B<sub>CD</sub></b>	1,2835	
<b>T<sub>C</sub></b>	0,3625	
<b>D/P</b>	0,7553	
<b>B<sub>SD</sub></b>	0,866364872	Betas damodaram
<b>CCPP</b>		
<b>K<sub>p</sub></b>	22,84%	
<b>K<sub>d</sub></b>	12%	
<b>TC</b>	0,3625	
<b>WAACC</b>	16,26%	

**Tabla A.12 Cálculo de costo patrimonial**

<b>Costo Patrimonial</b>		<b>Origen</b>
<b>Tasa Libre de Riesgo Rf</b>	2,786%	Yahoo finance
<b>PRM (Prima por riesgo del Mercado)</b>	5,13%	Stocks - T.Bonds Damodaram
<b>Riesgo País RP</b>	1347	puntos base - 13,47% AL 10 DE agosto de 2022
<b>Kp</b>	<b>22,84%</b>	

**Tabla A.13 Resultados de TIR y VAN**

<b>TIR</b>	<b>44%</b>
<b>VAN</b>	11.621,23
<b>Tasa de descuento</b>	16%

## **APÉNDICE B**

### **CATALOGO PARA SELECCIÓN DE MATERIALES Y ELEMENTOS**

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas			
Flexión							
Diámetro Exterior		Espesor	A	P	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
D	e				I	W	i
pulg.	mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
1	25,40	1,40	1,06	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,49	4,39	1,98	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,89	5,49	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,09	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,18	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
		3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69
		4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66
2 3/8	60,30	1,50	2,77	2,18	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
		2,00	3,66	2,88	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,35	2,00

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas			
Flexión							
Diámetro Exterior		Espesor	A	P	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
D	e				I	W	i
pulg.	mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
2 1/2	63,50	1,50	2,92	2,29	14,05	4,42	2,19
		1,80	3,49	2,74	16,62	5,23	2,18
		2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18
		3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14
		4,00	7,48	5,87	33,24	10,47	2,11
3	76,20	1,50	3,52	2,76	24,56	6,45	2,64
		1,80	4,21	3,30	29,13	7,65	2,63
		2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
		3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59
		4,00	9,07	7,12	59,30	15,56	2,56
4	101,60	2,00	6,26	4,91	77,63	15,28	3,52
		3,00	9,29	7,29	113,04	22,25	3,49
		4,00	12,26	9,63	146,28	28,80	3,45
		5,00	15,17	11,91	177,47	34,93	3,42
		6,00	18,02	14,15	206,68	40,68	3,39
5	127,00	2,00	7,85	6,17	153,44	24,16	4,42
		3,00	11,69	9,17	224,75	35,39	4,39
		4,00	15,46	12,13	292,61	46,08	4,35
		5,00	19,16	15,04	357,14	56,24	4,32
		6,00	22,81	17,90	418,44	65,90	4,28
6	152,40	3,00	14,08	11,05	393,01	51,58	5,28
		4,00	18,65	14,64	513,73	67,42	5,25
		5,00	23,15	18,18	629,54	82,62	5,21
		6,00	27,60	21,66	740,57	97,19	5,18
6 5/8	168,30	3,00	15,58	12,23	532,28	63,25	5,85
		4,00	20,65	16,21	697,09	82,84	5,81
		5,00	25,65	20,14	855,85	101,70	5,78
		6,00	30,59	24,02	1008,69	119,87	5,74

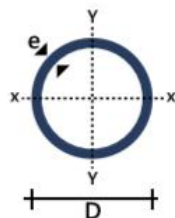


Figura B.1 Ficha de especificaciones para perfil circular de Acero ASTM A500 (IMPORT ACEROS, 2021)



## PLANCHA ALUMINIO ANTIDESLIZANTE

El aluminio antiderrapante es el material más utilizado para la fabricación de pisos por su inmejorable relación calidad-precio. Es un material de altas prestaciones: económico, ligero, y dúctil. Su característica más distintiva es su resistencia a la corrosión y al óxido, lo que hace de las planchas de aluminio un material ideal para trabajar en superficies exteriores y con humedad. El aluminio puede tener unos 70 años de vida sin presentar evidencias de deterioro, siempre que se cuide. Tienen una gama variable de grosor que va desde los

1mm a los 10mm.

Se las utiliza en pisos frigoríficos, pisos para pick up de camionetas, pisos en general.

## DESCRIPCIÓN

### Aluminio planchas antideslizantes

#### Especificaciones Generales:

#### Aplicaciones:

- Pisos de las carrocerías
- Recubrimiento de paredes
- Accesorios para automotores
- Pisos de instalaciones alimenticias
- Recubrimientos de paredes en lugares con altos niveles de corrosión
- Pisos de ascensores
- Gabinetes
- Decoraciones de techos



COMPOSICIÓN QUÍMICA (%)								
Fe	Si	Cu	Mn	Mg	Zn	Cr	Ti	Al
0,11	0,22	0,02	0,01	0,015	0,03		0,01	REMAINDER

ESPESOR mm	RESISTENCIA MECÁNICA	% ELONGACIÓN
1 mm – 10 mm	137 – 140 Kg / mm <sup>2</sup>	8 12

DIMENSIONES	1220 x 2440mm (estándar)
	1000 x 2000

Figura B.2 Ficha de especificaciones para planchas de aluminio antideslizante (IMPORT ACEROS, 2021)



# BRONCES

## Barras y bocinas de bronce fosfórico

### SAE 660

**Descripción:** Bronce fosfórico al Plomo. Fino, estable, compacto y uniforme. Posee buenas características antifricción y gran resistencia al desgaste bajo presiones fuertes con velocidades medias. Es un material estándar para usos industriales que ofrece muy buenos resultados para trabajos semipesados con condiciones normales de lubricación.

**Usos:** Bujes de bielas, cajas de cambio, pasadores de pistón, balancines. Engranajes, coronas, piñones y rodetes. Impulsores de bombas centrífugas para agua con materiales de suspensión. Descansos y guías de laminadoras, prensas excéntricas y grúas.

### SAE 660

Composición química (%)	
Cu	81,00 - 85,00
Sn	6,25 - 7,50
Pb	6,00 - 8,00
Zn	2,00 - 4,00

Propiedades mecánicas	
Resistencia a la tracción	24 (kgf/mm <sup>2</sup> )
Alargamiento	10%
Dureza (Hb)	65
Punto de fusión	977 °C
Resistencia a la corrosión	Buena
Resistencia al desgaste	Buena
Calidad antifricción	Excelente
Desempeño en altas temp.	Buena
Presión	Media
Lubricación	Normal
Velocidad	Media



Formas: Redonda y bocina  
Suministro: Colada continua, fundición centrífuga

Figura B.3 Catálogo de bocines SAE 660

**Tabla 11-6 Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero**

Número de grado de la SAE	Intervalo del tamaño del diám. ext. (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia a la fluencia mínima (kpsi)	Resistencia a la tensión mínima (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, forjado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, Q&T*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, Q&T
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita al bajo carbono, Q&T
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación al medio carbono, Q&T
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación al medio carbono, Q&T
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita al bajo carbono, Q&T

\* Templado y revenido

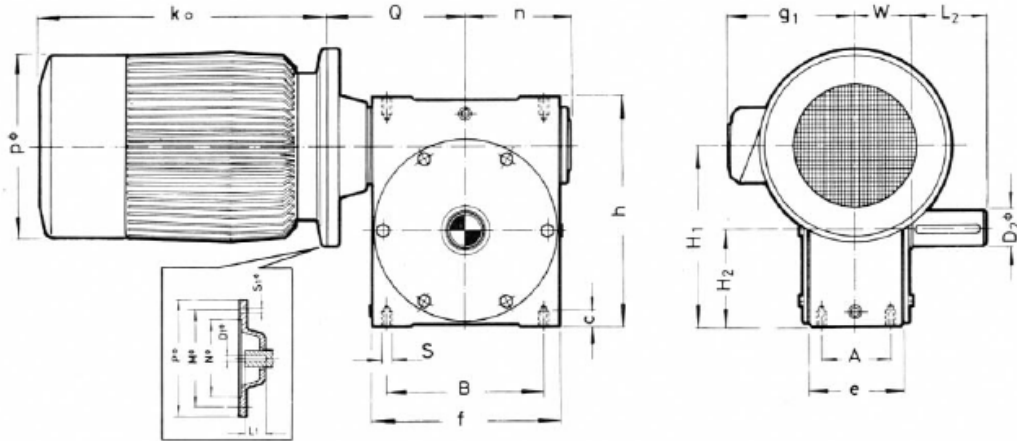
**Figura B.4 Especificaciones SAE de pernos de acero**

Potencia Entrada		Velocidad de Entrada aprox. (RPM)	Velocidad de Salida aprox. (RPM)	Modelo	Factor de Seguridad (Fz)	Momento Util (Kgr cm)	
CV	KW						
2.00	1.50	700	17.9	24	200/8	1.20	5522
			20.6	24	200/8	1.36	4925
			22.6	24	200/8	1.41	4722
			26.4	24	200/8	1.53	4243
			35.9	24	200/8	2.00	3291
			46.7	24	200/8	2.50	2607
			65.6	24	200/8	3.23	1905

**Figura B.5 Catálogo para selección del motor (LENTAX S.A., 2007)**



TABLA DE MEDIDAS - MOTOREDUCTOR NORMALIZADO



Modelo	D <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	chav 2	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	A	B	S	Q	W
21	19	40	6 X 6	110	60	50	95	1/4"	95	45
22	24	50	8 X 7	133	70	55	115	5/16"	105	52
23	28	60	8 X 7	164	85	65	135	3/8"	125	60
24	38	80	10 X 8	215	115	85	190	1/2"	155	70
25	48	110	14 X 9	265	140	100	230	5/8"	190	85
26	58	110	16 X 10	315	165	120	265	3/4"	210	105

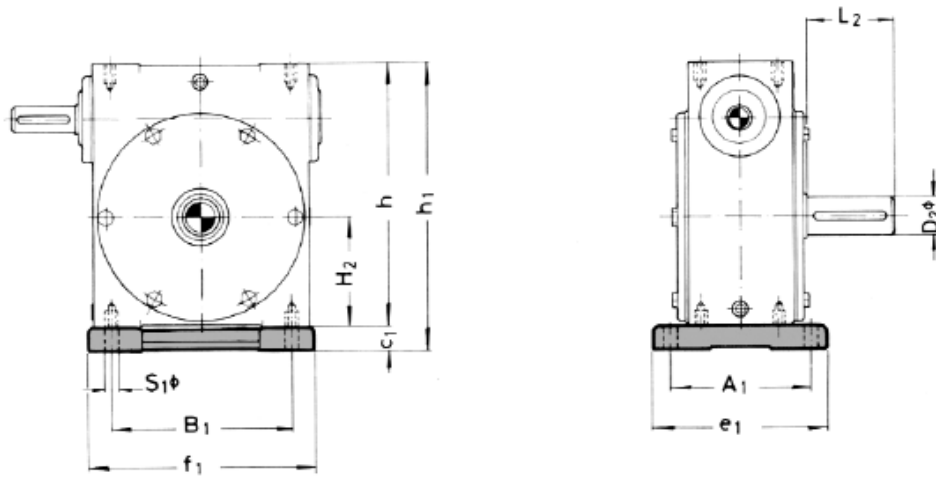
Modelo	e	f	c	h	n	Peso Kg	Aceite Lts.
21	66	116	12	145	75	8	0.35
22	75	135	14	180	85	15	0.66
23	85	165	16	210	95	22	1.05
24	110	225	25	270	132	37	1.75
25	135	275	25	335	160	54	3.15
26	160	315	35	390	180	78	5.40

Tamaño motor	63	71		80		90		100		112		132		160	
Potencia (cv)	...0.25	0.33	0.50	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.5	7.5	10.0	12.5	15.0	20.0
D1	11	14	14	10	10	24	24	28	28	28	38	38	38	42	42
L1	23	30	30	40	40	50	50	60	60	60	80	80	80	110	110
Chav 1	5 x 5	5 x 5	5 x 5	6 x 6	6 x 6	8 x 7	8 x 7	8 x 7	8 x 7	8 x 7	10 x 8	10 x 8	10 x 8	12 x 8	12 x 8
M	115	130	130	165	165	165	165	215	215	215	265	265	265	300	300
N	95	110	110	130	130	130	130	180	180	180	230	230	230	250	250
P	140	160	160	200	200	200	200	250	250	250	300	300	300	350	350
S1	9	9	9	11	11	11	11	14	14	14	14	14	14	18	18
kq	195	200	200	224	224	245	270	295	295	344	412	434	434	484	484
g1	105	115	115	125	125	150	150	175	175	200	220	220	220	240	240
Peso (kg)	5	5.5	6.5	9	10.5	21	23	31	34	46	66	78	85	109	136

Figura B.6 Catálogo para selección de motorreductor (LENTAX S.A., 2007)



MONTAJE CON BASE STANDARD "PN"

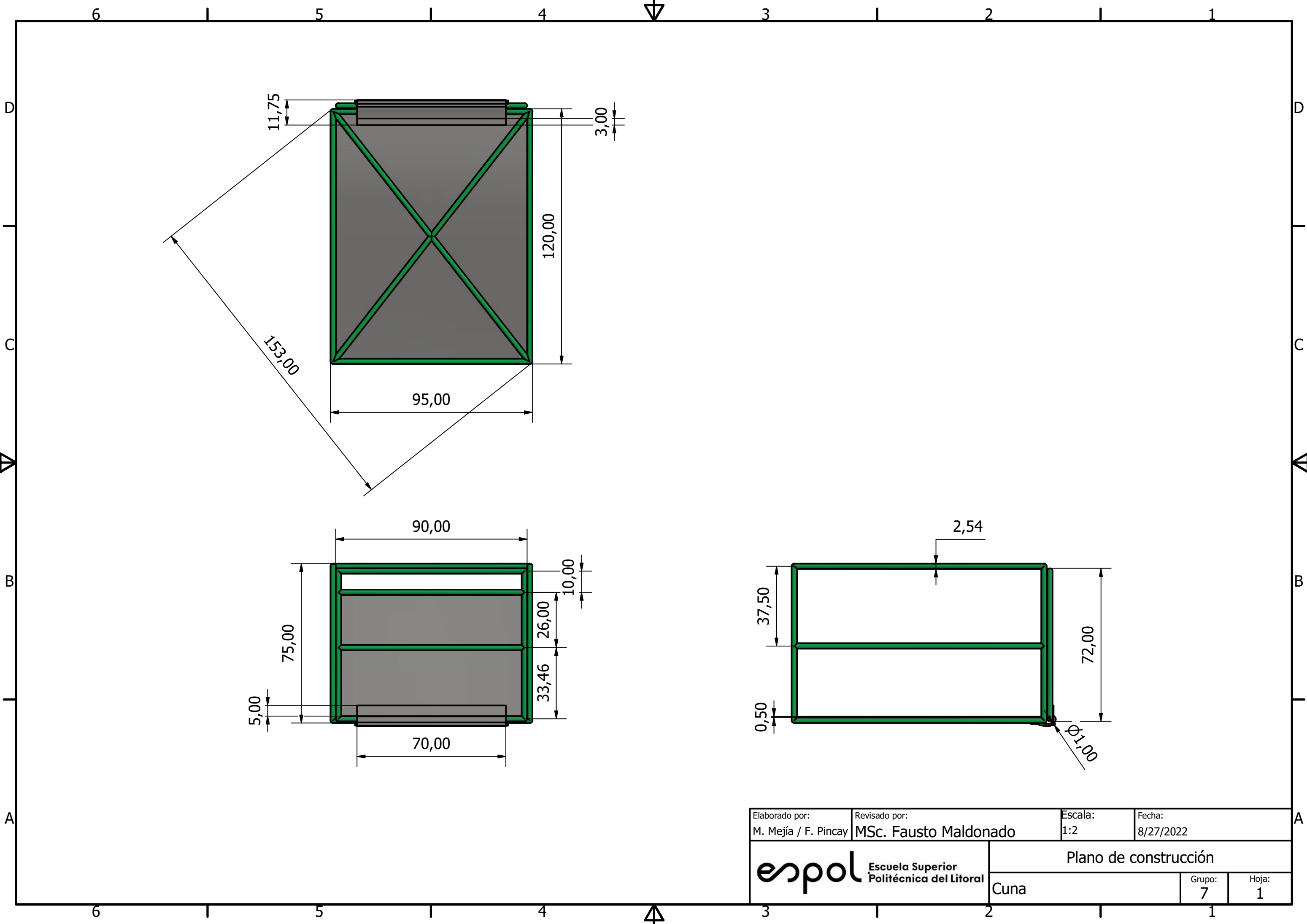


Modelo	D <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	chav2	H <sub>2</sub>	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	S <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	e <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>
R20	14	30	5 X 5	43	80	90	7	12	100	120	110	122
R21	19	40	6 X 6	60	85	95	9	16	105	120	145	161
R22	24	50	8 X 7	70	100	115	11	18	125	145	180	198
R23	28	60	8 X 7	85	115	135	14	22	145	175	210	232
R24	38	80	10 X 8	115	150	190	17	25	190	240	270	295
R25	48	110	14 X 9	140	180	230	18	30	225	290	335	365
R26	58	110	16 X 10	165	210	265	22	35	270	335	390	425

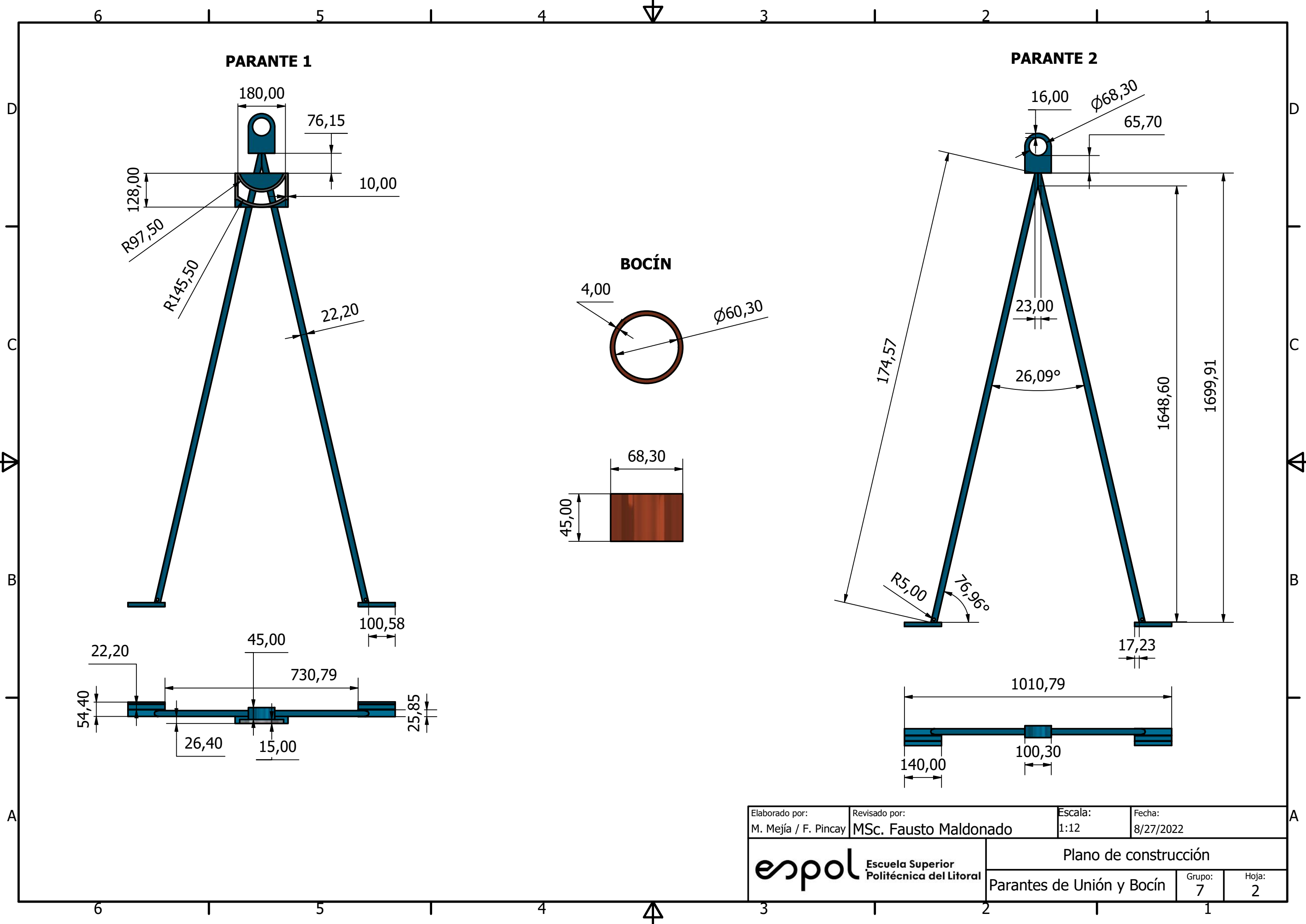
Figura B.7 Catálogo para selección de elemento de montaje de motorreductor (LENTAX S.A., 2007)

# **APÉNDICE C**

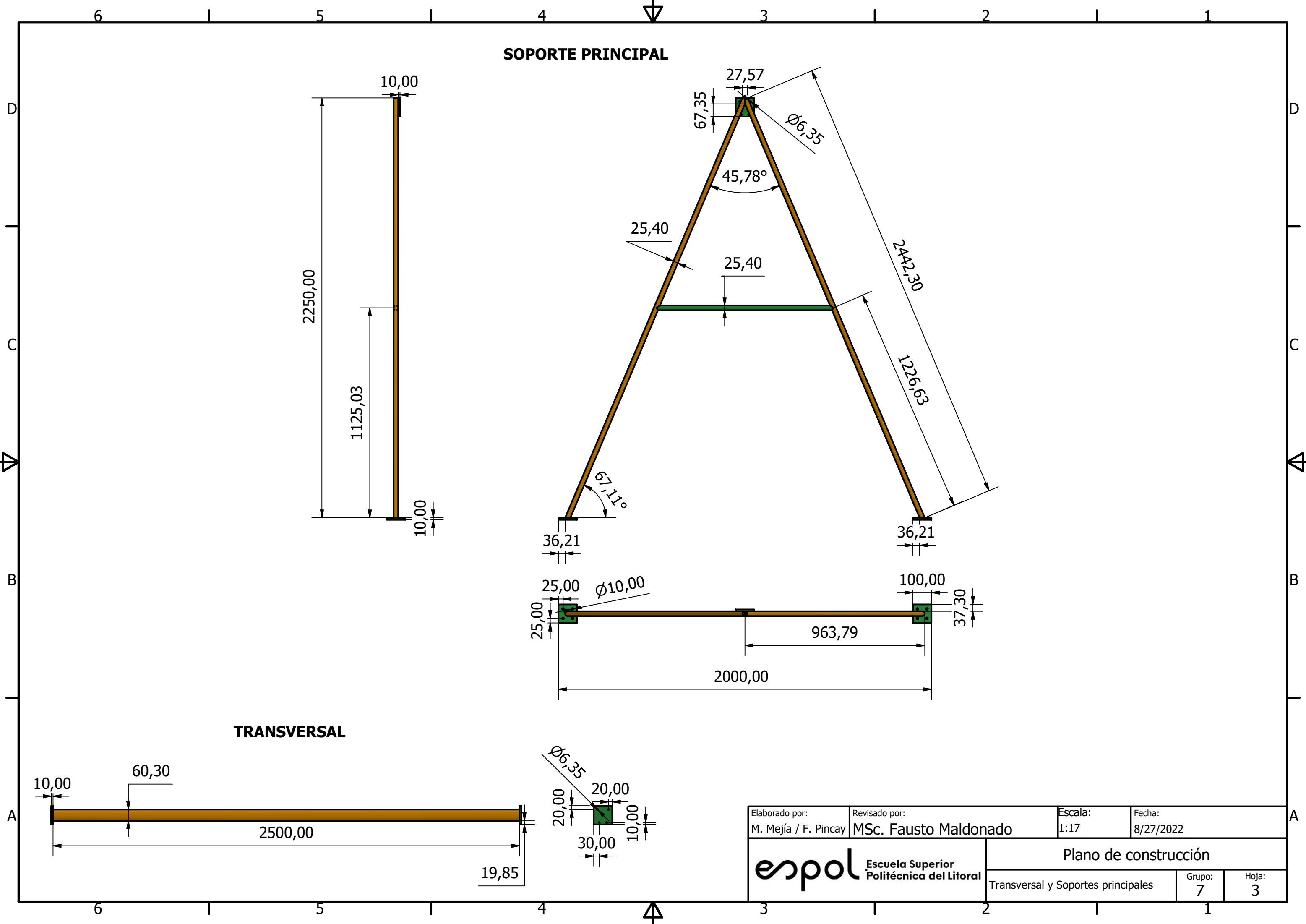
## **PLANOS**



Elaborado por: M. Mejía / F. Pincay	Revisado por: MSc. Fausto Maldonado	Escala: 1:2	Fecha: 8/27/2022
		Plano de construcción	
		Cuna	Grupo: 7



Elaborado por: M. Mejía / F. Pincay	Revisado por: MSc. Fausto Maldonado	Escala: 1:12	Fecha: 8/27/2022
		Plano de construcción	
		Parantes de Unión y Bocín	Grupo: 7 Hoja: 2



Elaborado por: M. Mejía / F. Pincay	Revisado por: MSc. Fausto Maldonado	Escala: 1:17	Fecha: 8/27/2022
		Plano de construcción	
		Transversal y Soportes principales	Grupo: 7 Hoja: 3