

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Diseño de un prototipo para pruebas de conversión de energía undimotriz”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

César Daniel Rodríguez Flores

Fausto Eduardo Caicedo Cevallos

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a nuestros padres por el apoyo, paciencia y fortaleza que nos brindaron durante nuestra formación como ingenieros.

Nuestro más sincero agradecimiento al PhD. Juan Peralta y la PhD. Emérita Delgado por su guía durante la elaboración de este proyecto.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Cesar Daniel Rodríguez Flores y Fausto Eduardo Caicedo Cevallos* 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"



Cesar Rodríguez Flores



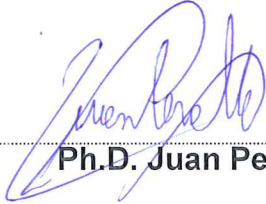
Fausto Caicedo Cevallos

**EVALUADORES**



**Ph.D. Emerita Delgado**

PROFESOR DE LA MATERIA



**Ph.D. Juan Peralta**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

En el presente proyecto se presenta el diseño de los diferentes elementos mecánicos que componen el sistema de conversión de energía undimotriz. El sistema de conversión que se utiliza corresponde al modelo de Salter, el cual utiliza una paleta que recibe dicho nombre también, es decir, paleta de Salter.

Para el análisis completo de los elementos se determinaron de manera aproximada las cargas sobre las paletas, mismas que son transmitidas por las olas. Se realizaron dos análisis, uno energético y otro mediante las ecuaciones de Morrison para la distribución de fuerzas sobre una superficie sumergida.

Se analizó el efecto de las cargas de las olas cada uno de los elementos mecánicos que componen el sistema, esto con el fin de poder diseñar los elementos, escogerlos o probarlos en caso de que sea necesario. Para elementos definidos geoméricamente como la paleta o el trinquete, se comprobaron si las cargas eran críticas mediante una simulación de elementos finitos en el software de ingeniería Inventor. Para los elementos que no están definidos geoméricamente como el eje o el resorte helicoidal de torsión, se determina su geometría mediante el análisis de cargas y se comprueba su dimensionamiento mediante una simulación, al igual que para los otros elementos. Finalmente, se determinó el factor de seguridad para cada elemento mecánico que compone el sistema de conversión de energía undimotriz con el fin de asegurar la integridad de este.

**Palabras claves:** Sistema de conversión de energía, energía undimotriz, paleta de Salter

## **ABSTRACT**

*This project presents the design of the different mechanical elements that make up the wave energy conversion system. The conversion system used corresponds to the Salter model, which uses a palette that receives that name as well, that is, Salter's duck.*

*For the complete analysis of the elements, the loads on the pallets, which are transmitted by the waves, were determined approximately. Two analyzes were performed, one energetic and the other using Morrison's equations for the distribution of forces on a submerged surface.*

*The effect of the wave loads on each of the mechanical elements that make up the system was analyzed, this in order to be able to design the elements, choose them or test them if necessary. For geometrically defined elements such as the palette or ratchet, the loads were checked by means of a simulation of finite elements in the Inventor engineering software.*

*For elements that are not geometrically defined as the axis or helical torsion spring, its geometry is determined by load analysis and its dimensioning is checked by simulation, as for other elements. Finally, the safety factor for each mechanical element that composes the wave energy conversion system was determined in order to ensure its integrity.*

**Keywords:** *Energy conversion system, wave energy, Salter duck*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
SIMBOLOGÍA .....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS .....	VIII
CAPÍTULO 1 .....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Justificación del problema .....	2
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico.....	2
1.4.1 Energía undimotriz.....	2
1.4.2 Convertidores de energía Undimotriz .....	3
1.4.3 Teoría de formación de las olas.....	3
1.4.4 Potencial de energía de las olas .....	4
1.4.5 Tipos de convertidores de energía undimotriz .....	5
1.4.6 Tipos de sistemas de transmisión de potencia .....	7
CAPÍTULO 2.....	8
2. Metodología.....	8
2.1 Flujo de trabajo.....	8

2.2	Selección de la altura del sistema de transmisión .....	9
2.3	Análisis energético de la ola .....	10
2.4	Análisis de las cargas externas sobre la paleta.....	13
2.4.1	Análisis del torque de la paleta por métodos energéticos .....	13
2.4.2	Análisis de las cargas externas producidas por las olas.....	15
2.4.3	Análisis de la masa del contrapeso.....	18
2.4.4	Análisis de las cargas producidas por el contra peso .....	20
2.5	Dimensionamiento del eje .....	21
2.5.1	Análisis de esfuerzos .....	23
2.6	Diseño de Resorte Helicoidal de Torsión .....	25
2.7	Selección de mecanismo de trinquete.....	30
CAPÍTULO 3.....		32
3.	Resultados Y ANÁLISIS .....	32
3.1	Resultados de las cargas externas.....	32
3.2	Resultado de los diámetros del eje .....	33
3.3	Resultados en la paleta .....	36
3.4	Resultados del análisis del resorte .....	37
3.5	Resultados de mecanismo de trinquete .....	39
CAPÍTULO 4 .....		41
4.	Conclusiones Y Recomendaciones.....	41
BIBLIOGRAFIA		
APÉNDICES		



## SIMBOLOGÍA

Wh	Watt hora
W	Ancho de la paleta
$\rho$	Densidad del agua
$\lambda$	Longitud de onda de la ola
Ht:	Altura pico a pico de la ola
m:	masa de la porción de ola por encima del nivel del mar
g:	aceleración de la gravedad
$\Delta h$ :	desplazamiento vertical del centro de gravedad
t:	periodo de la ola
Hs:	altura significativa de la ola
$\eta$ :	eficiencia con que se transmite la potencia de la ola a la paleta
T:	torque de la paleta
$\omega$ :	velocidad angular de la paleta
a:	amplitud de la ola
g:	aceleración de la gravedad
k:	número de la ola
d:	profundidad del nivel del agua
C <sub>m</sub> :	coeficiente de masa
V:	volumen de la paleta
C <sub>D</sub> :	coeficiente de arrastre
A:	área proyectada de la paleta contra la ola
U <sub>x</sub> :	velocidad en x de la ola
C <sub>f</sub> :	coeficiente de fricción
F <sub>E</sub> :	fuerza de empuje
m <sub>P</sub> :	masa de la paleta
m <sub>cp</sub> :	masa del contra peso
$\rho_p$ :	densidad del material de la paleta

$V_p$ :	volumen de la paleta
$T_{cp}$ :	torque que produce el contrapeso
$F_{cp}$ :	fuerza que produce el contrapeso
$\sigma_f$ :	esfuerzo de flexión
$M$ :	momento flector
$c$ :	distancia desde el eje neutro
$I$ :	momento de inercia

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Parámetros característicos de una ola	4
Figura 1.2 Diagrama boya de Masuda	5
Figura 1.3 Esquema de una balsa Cokerall	6
Figura 1.4 Esquema del pato de Salter	6
Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología de trabajo	8
Figura 2.2 Esquema senoidal de una ola en aguas profundas	10
Figura 2.3 Esquema de las cargas externas sobre el sistema	13
Figura 2.4 Esquema de la velocidad tangencial y angular de la paleta	14
Figura 2.5 Esquema de las olas sobre la paleta	15
Figura 2.6 Esquema de la interacción de las fuerzas de las olas con la paleta	17
Figura 2.7 Esquema las fuerzas sobre el contrapeso	19
Figura 2.8 Cargas producidas por la masa del contrapeso	20
Figura 2.9 Fuerza externa sobre el eje	21
Figura 2.10 Diagrama de fuerza cortante sobre el eje	22
Figura 2.11 Diagrama de momento flector sobre el eje	22
Figura 2.12 Torque externo sobre el eje	23
Figura 2.13 Mecanismo de trinquete usado	30
Figura 2.14 Selección de rueda de trinquete	31
Figura 3.1 Fuerza neta sobre el eje	32
Figura 3.2 Torque neto sobre el eje	33
Figura 3.3 Esfuerzo de Von Misses sobre el eje	35
Figura 3.4 Factor de seguridad del eje	35
Figura 3.5 Esfuerzo de Von Misses sobre la paleta	36
Figura 3.6 Factor de seguridad de la paleta	37
Figura 3.7 Esfuerzo de Von Misses del mecanismo de trinquete	39
Figura 3.8 Factor de seguridad del mecanismo de trinquete	39

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Matriz de selección para el sistema de transmisión	10
Tabla 3.1 Diámetros del eje para cada Teoría	33

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Durante la crisis del petróleo de la década del 70 del siglo pasado, un interés sin precedentes en la generación de energías alternativas se produjo a escala global. Entre otras opciones, se impulsó por primera vez de forma masiva la investigación de la generación de energía undimotriz. Amplio interés en el área prosiguió por cerca de 10 años, hasta que los precios del petróleo se estabilizaron y los combustibles fósiles volvieron a ser la opción más rentable.

Hoy en día, las circunstancias que llevaron por primera vez a la investigación de energías alternativas vuelven a ser relevantes al existir un pico histórico en el problema del cambio climático, y nuevamente una reducción de la disponibilidad mundial del petróleo. El uso de energía asequible y no contaminante es tan importante que es inclusive uno de los principales objetivos de desarrollo sostenible, una iniciativa de la ONU para avanzar el desarrollo mundial. En el Ecuador en los últimos años se ha evolucionado los sistemas de generación de energía a formas más limpias, reduciendo en gran medida a las plantas termoeléctricas del panorama de la matriz energética nacional. Existen fuentes renovables de energía en fase de investigación que puede contribuir al cambio de la matriz energética nacional

Establecidos los motivos, es claro el interés nacional en el fomento y avance de sistemas de energía limpia. Según su ubicación, el Ecuador puede generar un promedio de 14kW/m de energía undimotriz en sus costas, con zonas que llegan incluso a 90kW/m. Esto convierte a la energía proveniente de las olas en una alternativa atractiva para investigar y aplicar a nivel nacional.

### 1.1 Descripción del problema

En la actualidad, la investigación en el tema de energía undimotriz se centra en el potencial de la energía y física del océano. Sin embargo, el desarrollo de mecanismos para los módulos de conversión es incipiente en el desarrollo tecnológico, este es clave en la optimización de la generación de energía. Existe un prototipo experimental realizado en conjunto de la ESPOL con el ITSON que intenta ahondar en esta área de

investigación, sin embargo, este prototipo presenta fallas de diseño que impiden su funcionamiento [1].

## **1.2 Justificación del problema**

Los palpables cambios climáticos asociados a muchos de los sistemas convencionales de generación de energía producen interés en cualquier investigación asociada a métodos alternativos de generación. En este marco, las energías provenientes de las olas resultan un recurso interesante de explotación, sin embargo, las dificultades en el diseño mecánico de elementos sometidos a cargas cíclicas y la posterior conversión del movimiento dependiente de las condiciones del entorno, hace necesario el estudio de sistemas y modelo a escala con el fin de optimizar la generación de energía.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar los elementos del sistema de transmisión mecánico para el prototipo de generador undimotriz basado en el modelo Salter's Duck aplicado software de ingeniería.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Realizar el diseño del sistema convertidor de energía aplicando software CAD y CAE.
- Calcular los esfuerzos del mecanismo por medio de análisis dinámico y selección del material adecuado para la manufactura del prototipo.

## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Energía undimotriz**

Esta es la energía contenida en las olas. El origen de las olas se debe a una mezcla de factores incluyendo el viento, las fuerzas gravitacionales sobre las mareas, las tormentas, los maremotos etc. De todos los anteriores, el viento es el factor principal desencadenando las olas, y el sol el componente principal desencadenando el viento [1].

### **1.4.2 Convertidores de energía Undimotriz**

Los convertidores de energía undimotriz son sistemas encargados de convertir la energía undimotriz en otro tipo de energía, usualmente eléctrica, aunque a veces se usa solamente como trabajo mecánico [2].

Los convertidores tienen dos componentes principales, el sistema de transmisión de potencia y la interfaz que interactúa directamente con las olas.

Los sistemas de transmisión de potencia se dividen en tres tipos: sistemas que usan baja presión hidráulica, usualmente con agua de mar; sistemas que usan alta presión hidráulica, usualmente con aceite, y turbinas de aire [3].

Los elementos interfaz son de dos tipos: cámaras de aire, dentro de las cuales la presión varía de acuerdo al efecto de las olas; o flotadores que oscilan de acuerdo al oleaje.

### **1.4.3 Teoría de formación de las olas**

Las olas se caracterizan por su longitud de onda,  $L$ , altura de onda,  $H$ , y el período,  $T$ .

La altura de onda es la diferencia en altura entre un pico y un valle, La longitud de onda es la distancia entre dos picos consecutivos, la altura de onda es la diferencia en altura entre un pico y un valle; y el período es el tiempo en segundos que tarda un valle o un pico de la ola en recorrer su longitud de onda. La frecuencia  $f$  de la ola se define como el número de oscilaciones de la superficie de la ola por segundo, visto por un observador fijo, y es el inverso del período. Es decir,  $f=1/T$ . [4].

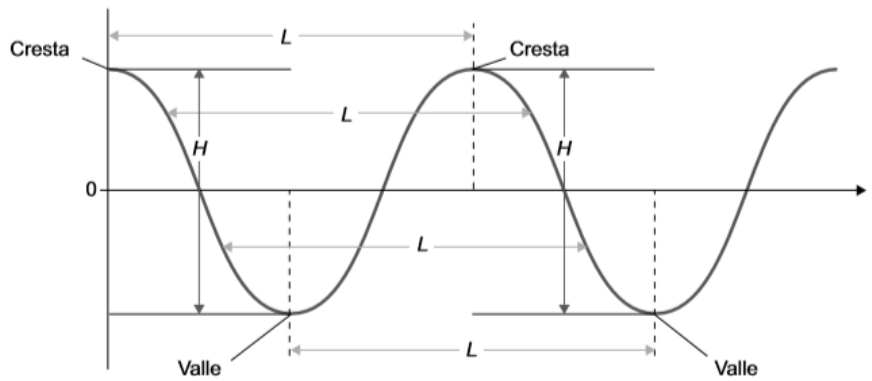


Figura 1.1: Parámetros característicos de una ola [1]

#### 1.4.4 Potencial de energía de las olas

El uso de la energía de las olas se encuentra restringido a las zonas litorales o a sitios cercanos, por lo que su uso está limitado. Se han hecho varios análisis con el propósito de estimar el potencial global, estimándose que la potencia global es de casi 2 TW y el potencial anual disponible de 17.500 TWh/año. El límite explotable de esta energía posiblemente se encuentra en el rango del 10% al 25%.

El potencial que una ola obtiene depende de la magnitud del viento presente sobre el océano, del tiempo en que el viento está presente y del alcance la cual sopla el mismo.

La potencia  $P$ , en kW por metro de ancho de ola, contenida en una ola ideal ( un senoide de amplitud, periodo y fase definidas) puede escribirse según la siguiente fórmula [1]:

$$P = \frac{g^2 H^2 T}{32\pi} \quad (1.1)$$

Donde  $P$  es la potencia de la ola (W),  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ),  $H$  es la altura de la ola (m) y  $T$  es el periodo (s).



## 1.4.5 Tipos de convertidores de energía undimotriz

### Boya Masuda

Este sistema fue creado por el ingeniero japonés Yoshio Masuda, consiste en una boya flotante con dos válvulas manipulables. Como se puede observar en la **figura 3** cuando la ola sube se cierra la válvula 2 y se abre la válvula 1 permitiendo que el aire contenido dentro de la boya pase por una turbina controlada. Cuando la ola desciende la válvula 1 se bloquea y la dos se libera para que el aire absorbido no pase por la turbina [3].

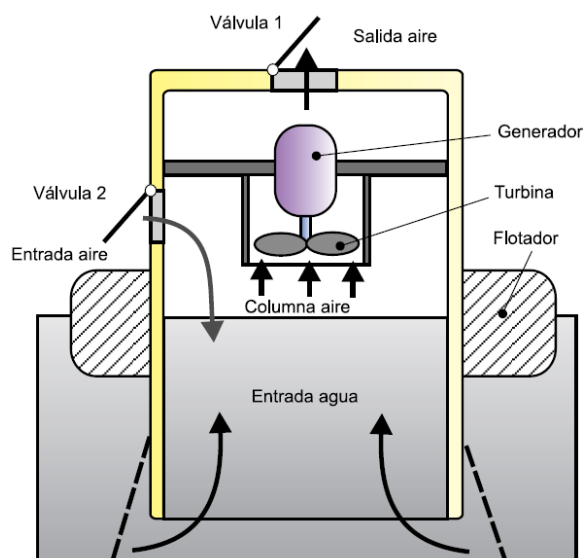


Figura 1.2: Diagrama boya Masuda [3]

### Balsa de Cockerall

Consiste en un conjunto de flotadores conectados movibles entre sí con bombas de pistón entre ellos. La acción de las olas genera entre las mismas un movimiento relativo que activa las bombas, estas a su vez, interaccionan sobre un generador. De esta manera se produce la energía eléctrica [3].

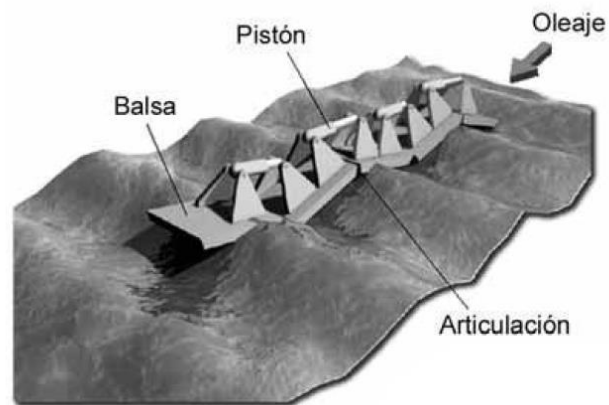


Figura 1.3 Esquema de funcionamiento de la balsa de Cockerall [3]

### Pato de Salter

El sistema es una leva, con parte de la misma bajo la superficie del agua, estando la paleta no completamente sumergida. La acción de las olas produce movimiento de la leva relativo al eje, este movimiento acciona bombas hidráulicas encontradas en el sistema de transmisión de potencia, el fluido presurizado enviado por las bombas acciona una turbina que genera electricidad [1].

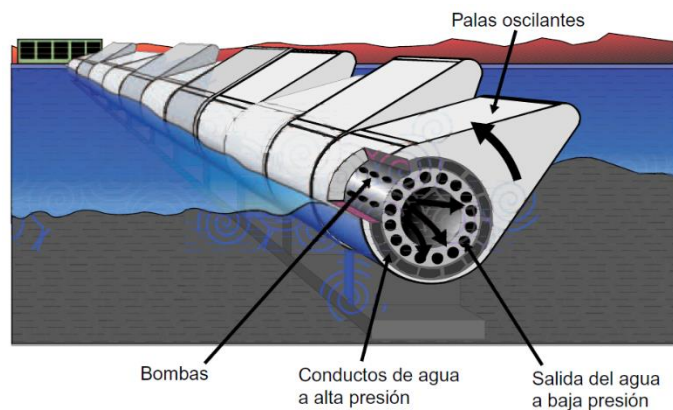


Figura 1.4 Esquema del funcionamiento del Pato de Salter [1]

#### **1.4.6 Tipos de sistemas de transmisión de potencia**

##### **Sistema hidráulico de alta presión**

Los sistemas hidráulicos de alta presión funcionan transmitiendo potencia a través de un fluido presurizado, usualmente aceite. El sistema genera amplificación o reducción mecánica de acuerdo al principio de pascal. Con el fin de mantener la eficiencia del sistema de transmisión dentro de límites establecidos es necesario que los sistemas funcionen a bajas frecuencias. Los sistemas hidráulicos son capaces de transmitir potencias muy grandes. Una ventaja importante de los sistemas hidráulicos es su gran densidad de potencia, permitiendo una transmisión de potencial considerable en una masa pequeña. Los sistemas hidráulicos de alta presión pueden incluir in costo significativo debido a las grandes presiones necesarias para mantenerlos, además de inconvenientes en su mantenimiento como una constante búsqueda de fugas en el sistema [2].

##### **Sistema de transmisión mecánica**

Los sistemas de transmisión de potencia mecánicas son los más comunes, permiten transmitir potencia a través de contactos, o fuerzas en elementos tales como engranes, bandas acoples, entre otros. A menudo estos sistemas involucran uno o más ejes. Son capaces de transmitir potencias grandes, pero a menudo esto significa el uso de grandes e incómodas dimensiones para sus elementos [5].

##### **Sistema hidráulico de baja presión**

Los sistemas hidráulicos de baja presión tal como los de alta presión funcionan transmitiendo potencia a través de un fluido. En el caso de convertidores de energía undimotriz este fluido es a menudo agua de mar. Al usar menores presiones el sistema es menos complejo y más confiable que la versión de alta presión, sin embargo, los inconvenientes de mantenimiento aparecen de nuevo al ser también un sistema vulnerable a fugas. El sistema debe ser debidamente sellado y mantenido de esa forma [2].

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

En el presente trabajo se buscó diseñar un elemento el cual pueda captar la energía presente en las olas. Se debe tener en cuenta que los elementos que convierten la energía undimotriz en otros tipos de energía, eléctrica generalmente, se pueden describir como la unión de dos componentes distintos:

- Elemento de interfaz, el cual es accionado de manera directa por la ola
- Sistema de transmisión de potencia, el que lleva la energía undimotriz al generador

Para el presente proyecto se ha tenido en consideración que existen distintas tecnologías de conversión de energía, definidas como diferentes diseños de elementos de interfaz con sus respectivos sistemas de transmisión de potencia. Se debe tener en cuenta, que, según la tecnología de conversión de energía, un sistema de transmisión puede ser más rentable que otro. Se ha tenido presente que, según la tecnología, los componentes que conforman el convertidor de energía debían estar en la capacidad de soportar las condiciones del medio, es decir, movimientos fluctuantes y ambiente agresivo, además de ser rentables desde el punto de vista de manufactura.

### 2.1 Flujo de trabajo

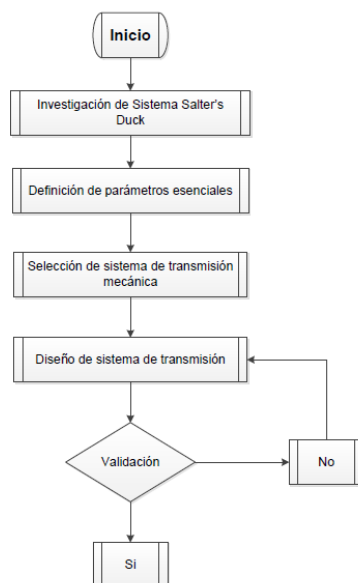


Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología de trabajo

## 2.2 Selección de la altura del sistema de transmisión

Se han considerado tres posibles diseños para el convertidor de energía undimotriz. Estos son: el sistema de transmisión de potencia mecánica por medio de un trinquete, y sistemas de transmisión hidráulica de baja y alta presión.

Los parámetros de decisión que se han tomado en cuenta son los siguientes:

- Costo: El precio de construcción e implementación del sistema, se prefirió el costo más bajo.
- Complejidad: Se basa en la cantidad de piezas, cantidad de partes en movimiento, y la facilidad de cálculo y diseño. Se priorizan los sistemas menos complejos.
- Maquinado: Se basa en la cantidad de piezas a maquinarse del sistema, y la facilidad con la que las mismas pueden llegar a maquinarse. Se prefieren con menor maquinado.
- Mantenimiento: Se refiere a la dificultad y frecuencia de mantenimiento de los sistemas a escoger. Se priorizan sistemas con menor mantenimiento.

Se han cuantificado los parámetros para cada posible diseño en una escala con los siguientes valores referenciales: 1 malo; 3 intermedio; y 9 bueno [6]. Estos valores se multiplicaron con el valor del peso de cada parámetro, denotando su importancia relativa. La opción con la mayor puntuación es el que resulta como la mejor opción bajo los parámetros que se han tenido en cuenta.

Tabla 2.1 Matriz de selección para el sistema de transmisión

	Sistema hidráulico de baja presión	Sistema hidráulico de alta presión	Sistema de transmisión mecánica con trinquete
Costo (0.30)	0.90	1.80	2.70
Complejidad (0.20)	1.20	0.60	0.60
Maquinado (0.25)	2.25	1.50	0.75
Mantenimiento (0.25)	0.75	1.50	2.25
Resultado	<b>5.10</b>	<b>5.40</b>	<b>6.30</b>

### 2.3 Análisis energético de la ola

Se debe tener en cuenta que la ola se puede representar como una onda senoidal con su propia longitud de onda, periodo y amplitud. Esto se representa en la siguiente figura.

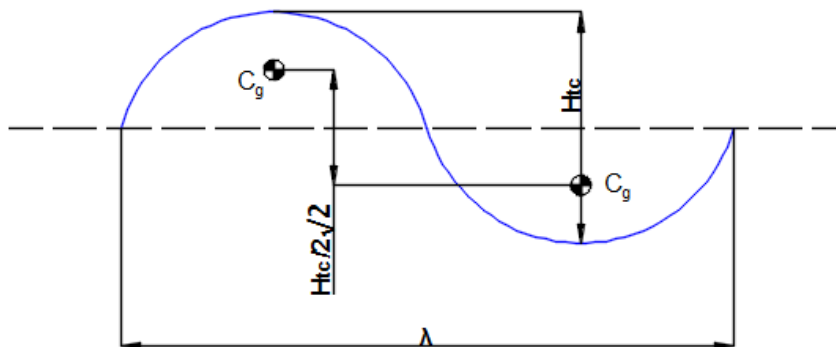


Figura 2.2 Esquema senoidal de una ola de aguas profundas;  $\lambda$  es la longitud de la ola,  $H_{tc}$  es la altura de la cresta a valle,  $C_g$  es el centro de gravedad

A partir del esquema mostrado en la figura 2.2, se puede analizar la cantidad de masa que corresponde a la porción de la ola que está por encima del nivel del mar. Esto se representa mediante la ecuación 2.1 [7].

$$m = W * \rho * \frac{\lambda}{2} * \frac{H_{tc}}{2\sqrt{2}}$$

(2.1)

Donde:

W: Ancho de la paleta

$\rho$ : Densidad del agua

$\lambda$ : Longitud de onda de la ola

$H_{tc}$ : Altura pico a pico de la ola

Se puede observar que el centro de gravedad  $C_g$  de cada sección de la ola está representado en la figura 2.2. En este punto se puede representar la masa de cada

sección de la ola, debido a que la parte sumergida termina desplazándose por encima de superficie del nivel del mar, el desplazamiento del centro de gravedad se puede relacionar directamente con la energía potencial ( $\Delta EP$ ) de la misma. De manera general la energía potencial se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta EP = m * g * \Delta h$$

(2.2)

Donde:

m: masa de la porción de ola por encima del nivel del mar

g: aceleración de la gravedad

$\Delta h$ : desplazamiento vertical del centro de gravedad

En la figura 2.2 se puede observar que el desplazamiento vertical del centro de gravedad se puede expresar de la siguiente manera:

$$\Delta h = \frac{H_{tc}}{2\sqrt{2}}$$

(2.3)

Teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores, la variación de energía potencial se puede expresar de la siguiente manera:

$$\Delta EP = W\rho g \frac{\lambda}{16} * H_{tc}^2 \quad (2.4)$$

Para determinar la potencia de la ola, o la tasa de variación de la energía, se puede relacionar la energía entregada, potencial en este caso, y el periodo de tiempo en que la misma es entregada. Para el caso de una onda se tiene que el periodo puede ser descrito de la siguiente manera:

$$\lambda = \frac{gt^2}{2\pi} \quad (2.5)$$

$$t = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}} \quad (2.6)$$

Donde:

t: periodo de la ola

Dada la definición de la general de potencia como tasa de variación de la energía con respecto al tiempo, la potencia de la ola ( $P_o$ ) se puede estimar mediante la siguiente relación:

$$P_o = \frac{\Delta EP}{t} \quad (2.7)$$

$$P_o = \frac{W\rho g^2 t H_{tc}^2}{32\pi} \quad (2.8)$$

Se debe tener en cuenta que para la altura de las olas es necesario definir una altura significativa ( $H_s$ ), la cual corresponde a la altura promedio de la tercera parte de las olas más altas en un registro de medición. Se puede relacionar la altura significativa y la altura de la ola como un valor cuadrático medio, de la siguiente manera:

$$H_{tc}^2 = \frac{H_s^2}{2} \quad (2.9)$$

Donde:

$H_s$ : altura significativa de la ola

De tal manera que la ecuación de potencia queda de la siguiente manera:

$$P_o = \frac{W\rho g^2 t H_s^2}{64\pi} \quad (2.10)$$



## 2.4 Análisis de las cargas externas sobre la paleta

En la figura 2.3 se muestran las cargas externas sobre el eje que sostiene a la paleta de Salter. Las cargas son producto de la interacción entre las olas y la paleta, y estas a su vez son transmitidas al eje [8].

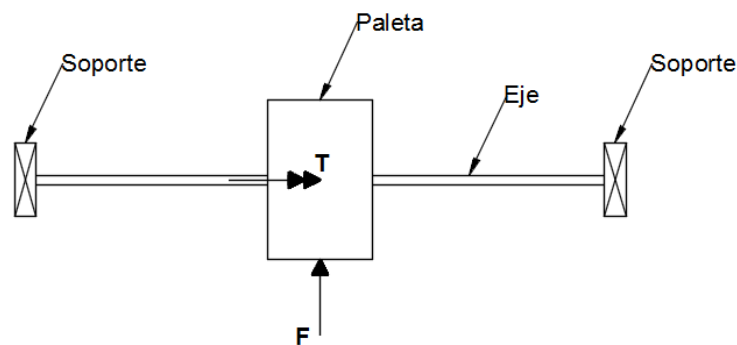


Figura 2.3 Esquema de cargas externas sobre el sistema

### Análisis del torque de la paleta por métodos energéticos

Se analiza la energía que transfiere la ola a la paleta en un intervalo de tiempo correspondiente a un periodo de la ola, es decir, la potencia que la ola le transmite a la paleta. La potencia de la paleta ( $P_p$ ) se puede expresar mediante la siguiente relación:

$$P_p = \eta * P_o \quad (2.11)$$

$$P_p = \frac{\eta W \rho g^2 t H_s^2}{64\pi} \quad (2.12)$$

Donde:

$\eta$ : eficiencia con que se transmite la potencia de la ola a la paleta

Se debe tener en cuenta que la potencia de la paleta se puede relacionar con el torque (T) que la misma produce mediante la siguiente ecuación:

$$P_p = T * \omega \quad (2.13)$$

Donde:

T: torque de la paleta

$\omega$ : velocidad angular de la paleta

La velocidad angular de la paleta se puede relacionar con la velocidad de la ola  $c_g$ , la cual se determina mediante la relación mostrada en la ecuación 2.14.

$$c_g = \frac{g \cdot T}{2\pi} \quad (2.14)$$

Se debe tener en cuenta que la ecuación 2.14 es válida para aguas profundas, ya que el análisis se plantea en dicho tipo de aguas. La velocidad de la ola  $c_g$  se puede aproximar a la velocidad tangencial de la paleta, al momento en que la ola entra en contacto con la misma. Esto permite relacionar la velocidad angular de la paleta con la velocidad de la ola y la geometría de la misma paleta. Esta relación se ejemplifica en la ecuación 2.15.

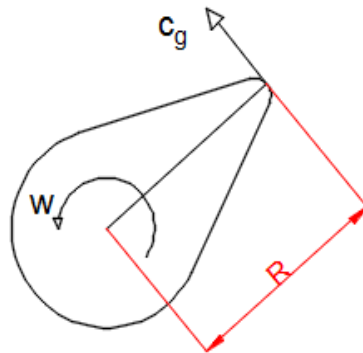


Figura 2.4 Esquema de la velocidad tangencial y la velocidad angular en la paleta de Salter

$$\omega = \frac{c_g}{R} \quad (2.15)$$

Dado esto, se puede escribir la velocidad angular de la paleta en función del periodo de la ola:

$$\omega = \frac{gt}{2\pi R} \quad (2.16)$$

Utilizando la ecuación 2.13 y la ecuación 2.16 se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{\eta W \rho g^2 T H_s^2}{64\pi} = T \frac{gt}{2\pi R} \quad (2.17)$$

De esta ecuación se puede despejar el torque de la paleta:

$$T = \frac{\eta W \rho g H_s^2}{32R} \quad (2.18)$$

#### 2.4.1 Análisis de las cargas externas producidas por las olas

Cuando la paleta está sumergida, las olas la golpean con cierta velocidad en la dirección x. Dado que la paleta está inclinada con cierto ángulo  $\phi$ , la velocidad se puede descomponer en una componente normal y tangencial, esto se puede observar en la figura a [9].

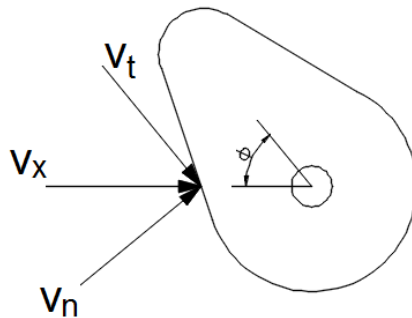


Figura 2.5 Esquema de las velocidades de la ola sobre la paleta de Salter

Las expresiones para las componentes de velocidad normal ( $U_n$ ) y tangencial ( $U_t$ ) se describen mediante las siguientes relaciones:

$$U_n = v_n = v_x \cos(90 - \phi) \quad (2.19)$$

$$U_t = v_t = v_x \sin(90 - \varphi) \quad (2.20)$$

Donde la velocidad horizontal de la ola  $v_x$  se expresa mediante la siguiente relación:

$$U_x = v_x = U \cosh(k(z + d)) \cos(\omega t) \quad (2.21)$$

Donde la constante U se define como:

$$U = \frac{agk}{\omega \cosh(kd)} \quad (2.22)$$

Donde:

a: amplitud de la ola

g: aceleración de la gravedad

k: número de la ola

$\omega$ : frecuencia de la ola

d: profundidad del nivel del agua

Se utiliza la ecuación de Morrison para aproximar la distribución de presión que realiza la ola sobre la superficie de la paleta. Esta ecuación permite calcular la fuerza y el momento que producen las olas. La fórmula general de la ecuación de la ola es la siguiente:

$$F_x(t) = \rho C_m V \dot{U}_x + \frac{1}{2} \rho C_D A U_x |U_x| \quad (2.23)$$

Donde:

$C_m$ : coeficiente de masa

V: volumen de la paleta

$C_D$ : coeficiente de arrastre

A: área proyectada de la paleta contra la ola

$U_x$ : velocidad en x de la ola

Para superficies inclinadas la fuerza se divide en un componente normal y tangencial, dichas expresiones de fuerza son las siguientes respectivamente:

$$F_n(t) = \rho C_m V \dot{U}_n + \frac{1}{2} \rho C_D A U_n |U_n| \quad (2.24)$$

$$F_t(t) = \frac{1}{2} \rho C_f A U_t |U_t| \quad (2.25)$$

Donde:

Cf: coeficiente de fricción

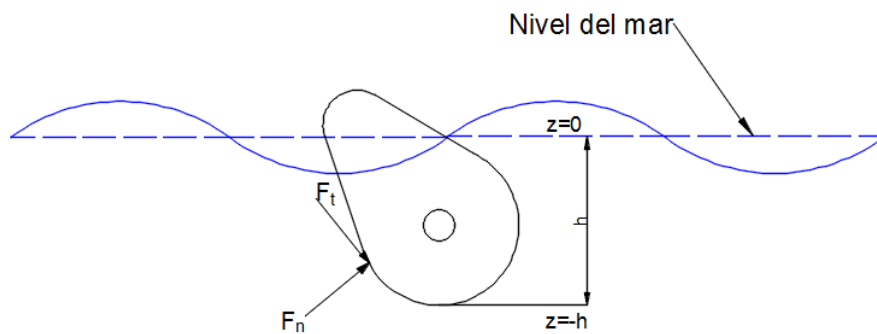


Figura 2.6 Esquema de la interacción entre las fuerzas de las olas sobre las paletas

Se debe tener en cuenta que las ecuaciones de fuerza normal y tangencial trabajan con un diferencial ( $dz^*$ ) con cierta inclinación  $\phi$ , para llevar las ecuaciones a un diferencial en dirección  $z$  ( $dz$ ) se utiliza la siguiente relación:

$$dz^* = \frac{dz}{\sin\phi} \quad (2.26)$$

Las ecuaciones de fuerza se pueden integrar para toda la superficie, teniendo en cuenta que la integración debe realizarse desde  $z = 0$  hasta  $z = h$  como se muestra en la figura 2.6.

Las ecuaciones de fuerza que se muestran a continuación describen la componente normal y tangencial.

Fuerza normal:

$$F_n(t) = \int_{z=-h}^{z=0} \rho C_m \dot{U}_n dV + \int_{z=-h}^{z=0} \frac{1}{2} \rho C_D U_n |U_n| dA \quad (2.27)$$

$$F_n(t) = \rho C_m V \left( \frac{-agk}{\cosh(kd)} \right) \sin(\omega t) \int_{z=-h}^{z=0} \cosh(k(z+d)) dz + \frac{1}{2} \rho A C_D \left( \frac{-agk}{\cosh(kd)} \right)^2 \cos(\omega t) |\cos(\omega t) \sin(\varphi)| \int_{z=-h}^{z=0} \{ \cosh(k(z+d)) \}^2 dz \quad (2.28)$$

Fuerza tangencial:

$$F_t(t) = \int_{z=-h}^{z=0} \frac{1}{2} \rho C_f U_t |U_t| dA \quad (2.29)$$

$$F_t(t) = \frac{1}{2} \rho A C_D \left( \frac{-agk}{\cosh(kd)} \right)^2 \cot(\varphi) \cos(\omega t) |\cos(\omega t) \cos(\varphi)| \int_{z=-h}^{z=0} \{ \cosh(k(z+d)) \}^2 dz \quad (2.30)$$

El torque que produce la ola sobre el eje se calcula como mediante la ecuación 2.31.

$$M(t) = \int_{z=-h}^{z=0} z * dF \quad (2.31)$$

## 2.4.2 Análisis de la masa del contrapeso

Para determinar la masa del contrapeso se realiza un análisis del torque sobre la paleta en la posición de equilibrio. Las fuerzas que actúan sobre la paleta son la masa del contra peso, su propia masa y la fuerza de flotación. En la siguiente imagen se muestra el diagrama de fuerzas sobre la paleta [10].

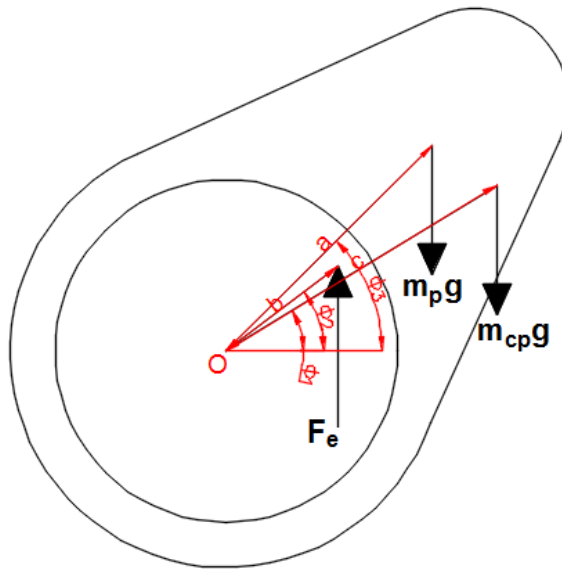


Figura 2.7 Esquema de fuerzas sobre el contrapeso

Donde:

FE: fuerza de empuje

mP: masa de la paleta

mcp: masa del contra peso

Para el análisis se realiza una sumatoria de momentos en torno al centro de rotación O, se tiene en cuenta que para que se da la condición de equilibrio, la sumatoria de torque debe ser nula.

$$\Sigma T_o = 0 \tag{2.32}$$

$$F_E b \cos \phi_2 - m_{cp} g c \cos \phi_1 - m_p g a \cos \phi_3 = 0 \tag{2.33}$$

Donde:

pas: densidad del agua salada

Vs: volumen sumergido de la paleta

g: aceleración de la gravedad

$$\rho_{as} V_s g b \cos \phi_2 - m_{cp} g c \cos \phi_1 - \rho_p V_p g a \cos \phi_3 = 0 \quad (2.34)$$

Donde:

$\rho_p$ : densidad del material de la paleta

$V_p$ : volumen de la paleta

$$m_{cp} = \frac{\rho_{as} V_s g b \cos \phi_2 - \rho_p V_p g a \cos \phi_3}{g c \cos \phi_1} \quad (2.35)$$

### 2.4.3 Análisis de las cargas producidas por el contra peso

En la paleta se ubica un contra peso (CP) el cual se muestra en la figura c y produce una carga sobre el eje, tanto de fuerza como de momento.

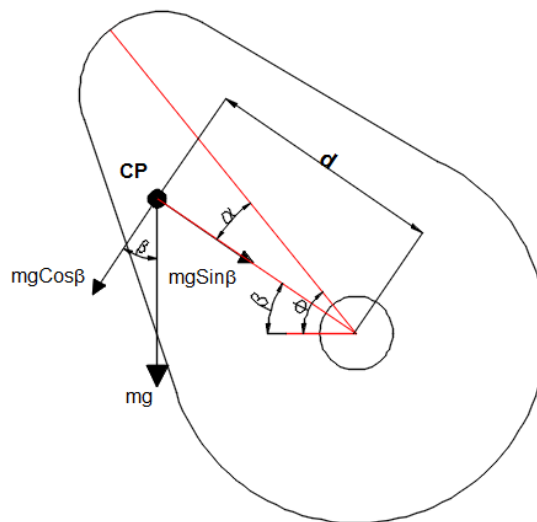


Figura 2.8 Cargas producidas por la masa del contra peso

La fuerza y el momento producido por el contrapeso se expresan mediante las siguientes relaciones:

$$T_{CP} = mgd \cos(\phi - \alpha) \quad (2.36)$$

$$F_{CP} = mg \sin(\phi - \alpha) \quad (2.37)$$



Donde:

Tcp: torque que produce el contrapeso

Fcp: fuerza que produce el contrapeso

## 2.5 Dimensionamiento del eje

Para el dimensionamiento del eje se analiza el mismo es las posiciones críticas de movimiento, las mismas que se encuentran a partir del análisis de fuerza y momento sobre el sistema.

Como material para el eje se utiliza PLA, por lo que se hace uso de sus propiedades mecánicas para el correspondiente análisis.

El análisis se realiza de modo estático en las posiciones críticas de fuerza y torque, esto se logra con el análisis de dichas cargas en toda la gama de movimiento.

La fuerza externa sobre el eje y su efecto se esquematiza de la siguiente manera:

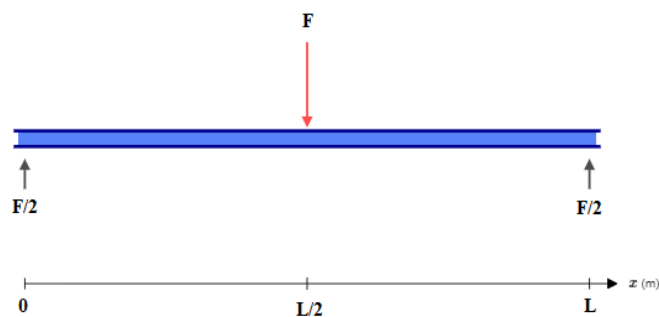


Figura 2.9 Fuerza externa sobre el eje

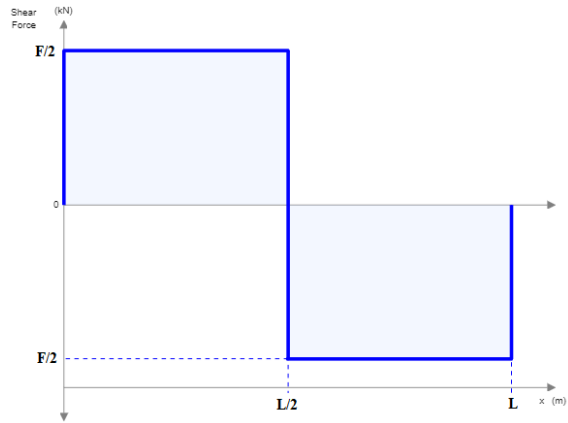


Figura 2.10 Diagrama de fuerza cortante sobre el eje

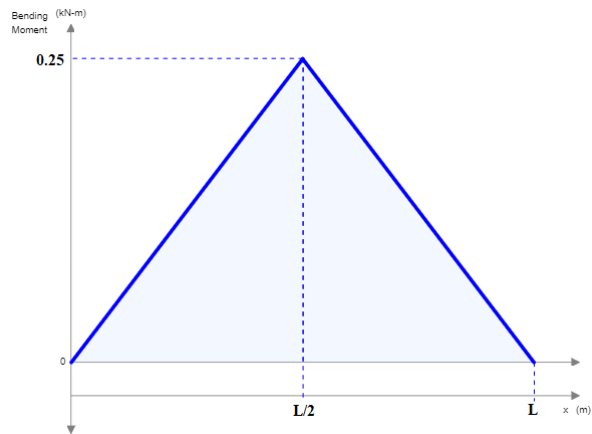


Figura 2.11 Diagrama de momento flector sobre el eje

El torque externo sobre el eje y su efecto se esquematiza de la siguiente manera:

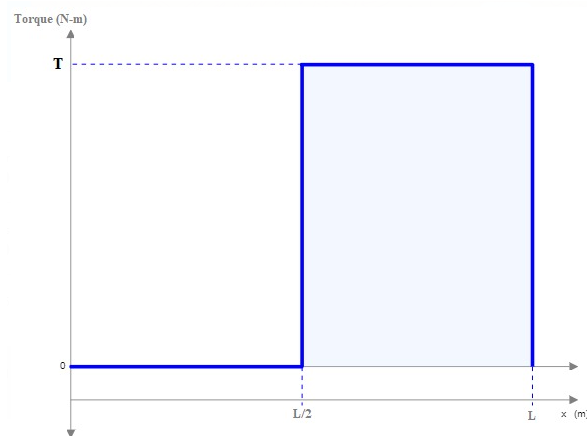


Figura 2.12 Torque externo sobre el eje

### 2.5.1 Análisis de esfuerzos

Para el caso de la fuerza cortante, la misma produce un momento flector, la misma que se relaciona con un esfuerzo de flexión sobre el eje. La ecuación para el esfuerzo de flexión sobre un eje circular sólido se muestra a continuación.

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} \quad (2.36)$$

Donde:

$\sigma_f$ : esfuerzo de flexión

M: momento flector

c: distancia desde el eje neutro

I: momento de inercia

Para obtener el máximo esfuerzo, se utiliza el máximo momento flector y a su vez la mayor distancia desde el eje neutro, la cual corresponde al radio del eje. De esta manera la ecuación del esfuerzo se puede escribir de la siguiente manera:

$$\sigma_f = \frac{0.25FL \frac{d}{2}}{I} \quad (2.37)$$

Donde la ecuación del momento de inercia para una sección circular es:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.38)$$

Combinando la ecuación 2.38 con la ecuación 2.37 se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_f = \frac{8FL}{\pi d^3} \quad (2.39)$$

El torque produce un esfuerzo de torsión, el cual se relaciona mediante la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.40)$$

### **2.5.1.1 Análisis por medio de la teoría del cortante máximo**

Para determinar el esfuerzo cortante máximo se debe tener en cuenta el efecto tanto del esfuerzo de flexión, como del esfuerzo de torsión. Estos dos esfuerzos se relacionan mediante la siguiente expresión.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.41)$$

Se debe tener en cuenta que este esfuerzo se relaciona con las propiedades mecánicas del material y el factor de seguridad como lo muestra la ecuación 2.42.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \quad (2.42)$$

Donde:

n: factor de seguridad

S<sub>sy</sub>: esfuerzo cortante admisible

El esfuerzo cortante admisible (S<sub>sy</sub>) se relaciona con el esfuerzo admisible de tensión del material (S<sub>y</sub>) mediante la ecuación 2.43.

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad (2.43)$$

### **2.5.1.2 Análisis por medio de la teoría de Von Misses**

Esta teoría consiste en determinar un esfuerzo de tensión que represente el efecto de los esfuerzos que están presentes sobre el eje. Esto quiere decir que el efecto de Von Misses contiene la información del esfuerzo de flexión y del esfuerzo de torsión.

Se debe tener en cuenta que el diámetro del eje se puede relacionar con el esfuerzo de Von Misses mediante la ecuación 2.44.

$$d = \left[ \frac{27.7n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{8}} \quad (2.44)$$

## **2.6 Diseño de Resorte Helicoidal de Torsión**

El resorte helicoidal de torsión se utiliza como mecanismo de control de giro, esto en el caso de que la ola produzca un movimiento de la paleta que el contrapeso no puede restituir, esto quiere decir que lo haga girar en una media revolución. Debido a esto, se diseña un resorte de tal manera que su giro máximo sea de 125°, esto como valor máximo permisible para poder restituirlo en su posición inicial [11].

El diámetro del eje se toma como el diámetro interior del resorte helicoidal, ya que el mismo va montado sobre dicho eje.

El material para el alambre se ha definido el ASTM A228 o Alambre Musical, el cual es un material común para este tipo de aplicaciones. Para este tipo de material se definen diámetros de alambre estándar, de los cuales se ha utilizado el de 4 milímetros.

Dado este diámetro de alambre se definen los siguientes valores:

Diámetro del alambre (d): 4 milímetros

Diámetro interior (Di): 17 milímetros

Diámetro medio (D): 21 milímetros

Diámetro exterior (Do): 25 milímetros

Para determinar el índice del resorte se utiliza la ecuación 2.45:

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.45)$$

Se debe tener en cuenta que las olas sobre el eje producen momentos variados, los cuales se transmiten a su vez al eje. Se toma el momento máximo y mínimo sobre el eje para poder calcular el momento medio y el alternante, esto mediante las siguientes relaciones:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (2.46)$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (2.47)$$

Donde:

Mmax: momento máximo que soporta el eje

Mmin: momento mínimo que soporta el eje

Mm: momento medio que soporta el eje

Ma: momento alternante que soporta el eje

El factor de flexión de Wahl (kbi) en el interior de la espira se utiliza como factor de concentración de esfuerzos en el interior del resorte. El mismo se determina mediante la ecuación 2.48.

$$k_{bi} = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C-1)} \quad (2.48)$$

El esfuerzo de compresión en el interior ( $\sigma_i$ ) de la espira se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_i = k_{bi} \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (2.49)$$

Para la parte exterior del resorte, se determina otro factor de flexión de Wahl  $k_{bo}$ , esto mediante la ecuación 2.50.

$$k_{bo} = \frac{4C^2 + C - 1}{4C(C+1)} \quad (2.50)$$

Con este último factor como concentrador de esfuerzo se determinan los esfuerzos medios y alternantes en la parte exterior del resorte.

$$\sigma_{o_{min}} = k_{bo} \frac{32M_{min}}{\pi d^3} \quad (2.51)$$

$$\sigma_{o_{max}} = k_{bo} \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (2.52)$$

$$\sigma_{om} = \frac{\sigma_{o_{max}} + \sigma_{o_{min}}}{2} \quad (2.53)$$

$$\sigma_{oa} = \frac{\sigma_{o_{max}} - \sigma_{o_{min}}}{2} \quad (2.54)$$

Donde:

$\sigma_{omin}$ : esfuerzo mínimo en el exterior del resorte

$\sigma_{\max}$ : esfuerzo máximo en el exterior del resorte

$\sigma_{\text{om}}$ : esfuerzo medio en el exterior del resorte

$\sigma_{\text{oa}}$ : esfuerzo alternante en el exterior del resorte

La resistencia última a la tensión ( $S_{ut}$ ) se determina mediante la siguiente relación:

$$S_{ut} = Ad^b \quad (2.55)$$

Donde:

A: coeficiente

b: exponente

Para realizar el análisis completo, se aproxima la resistencia última a la tensión como la resistencia de fluencia por flexión ( $S_y$ ).

Debido a que el resorte no será granallado, la resistencia límite a la fatiga por flexión es la siguiente:

$$S_{e_{wb}} = 536 \text{ [MPa]}$$

Este valor se corrige mediante la ecuación 2.56 con el fin de poder determinar la resistencia a la fatiga por flexión totalmente invertida ( $S_e$ ):

$$S_e = 0.5 \frac{S_{e_{wb}} S_{ut}}{S_{ut} - 0.5 S_{e_{wb}}} \quad (2.56)$$

Para determinar si la geometría definida para el resorte tolera las cargas de momento aplicados sobre el eje, se determinan los factores de seguridad sobre el mismo. Estos factores son el estático y el de fatiga.

En la ecuación 2.57 se muestra el factor de seguridad para fatiga:



$$N_{fb} = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_{o_{min}})}{S_e(\sigma_{o_m} - \sigma_{o_{min}}) + S_{ut}\sigma_{o_a}} \quad (2.57)$$

Donde:

N<sub>fb</sub>: factor de seguridad para fatiga

Mediante la ecuación 2.58 se determina el factor de seguridad estático:

$$N_{yb} = \frac{S_y}{\sigma_{i_{max}}} \quad (2.58)$$

Para determinar la constante del resorte se utiliza la ecuación 2.59, se utiliza los valores de momento en libras-pulgadas para seguir la convención habitual de unidades.

$$k = \frac{\Delta M}{\theta} = \frac{M_{max} - M_{min}}{\theta} \quad (2.59)$$

Donde:

k: constante de resorte

ΔM: variación de momentos

θ: desviación angular

Para determinar el número de espiras activas (N<sub>a</sub>) se utiliza la ecuación 2.60:

$$N_a = \frac{d^4 E}{10.8 D k} \quad (2.60)$$

El número de espiras con las que contribuyen los despuntes rectos tangenciales (N<sub>ε</sub>) se calcula mediante la ecuación 2.61:

$$N_\epsilon = \frac{L_1 + L_2}{3\pi D} \quad (2.61)$$

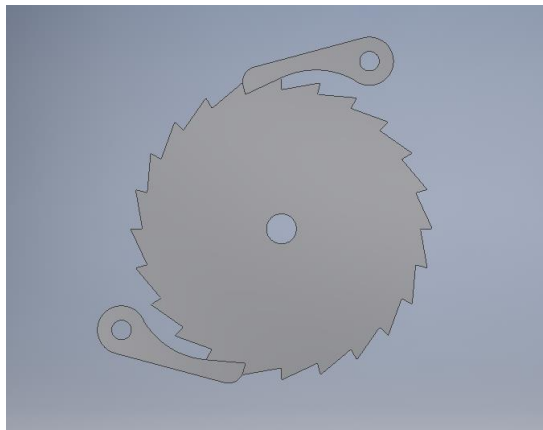
El número de espiras que están en el cuerpo (N<sub>b</sub>) se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$N_b = N_a - N_e \quad (2.62)$$

## 2.7 Selección de mecanismo de trinquete

La paleta de Salter se conecta al eje de potencia mediante un mecanismo de trinquete. Este mecanismo permite la transmisión unidireccional de potencia en el eje. Cuando la paleta sube por acción de las olas, el mecanismo permite el movimiento del eje en la dirección de la paleta. Cuando la paleta baja, el mecanismo frena el eje y evita el consumo de energía en el generador.

Se han seleccionado las dimensiones de la rueda del trinquete y gatillo de un catálogo de elementos mecánicos [12], pero estos elementos serán fabricados de PLA para poder ser impresos en 3d. Nos aseguramos que el diámetro interior de la rueda de trinquete sea del tamaño del eje, y posteriormente simularemos el mecanismo usando elementos finitos para comprobar su resistencia a las cargas de funcionamiento.



*Figura 2.13 Mecanismo de trinquete usado*

Debido a que el eje tiene un diámetro calculado de 17 mm se escoge una rueda de trinquete de 20mm de diámetro interior y dos gatillos correspondientes a esta geometría.

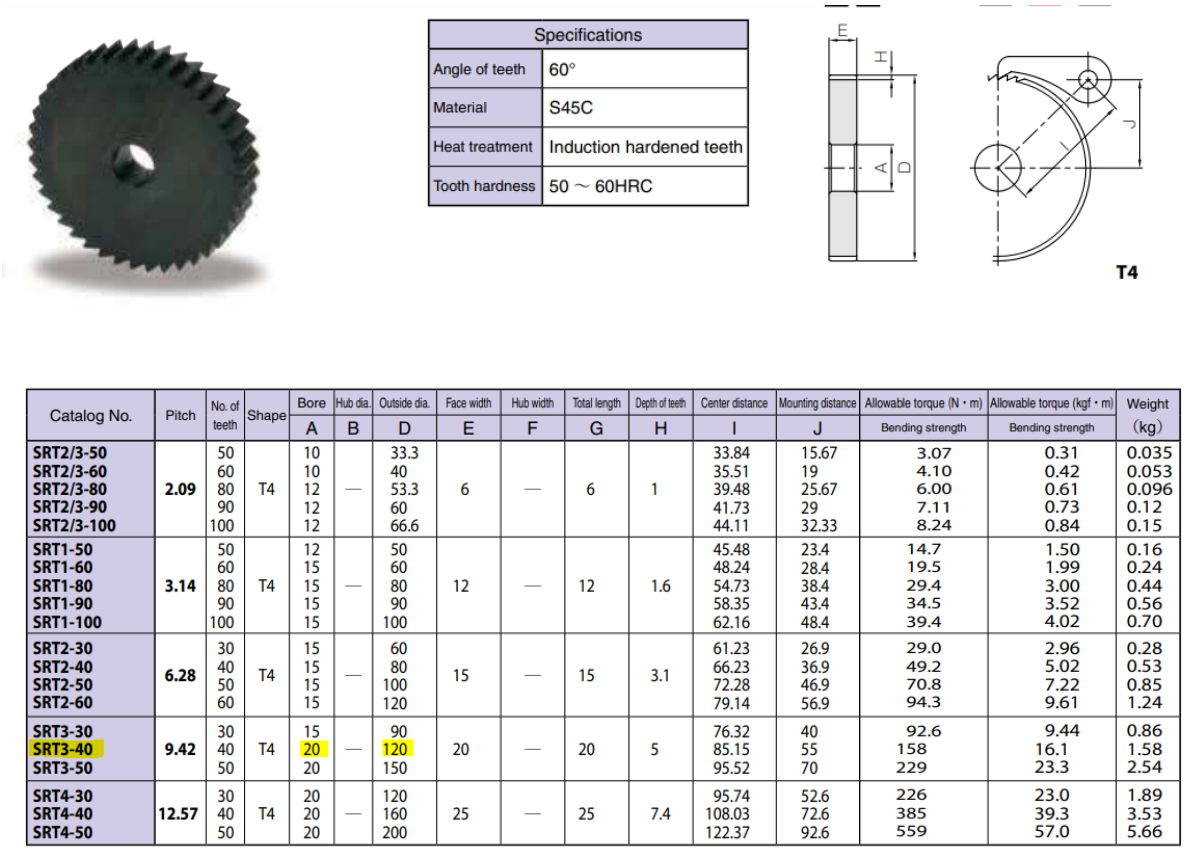


Figura 2.14 Selección de rueda de trinquete [12]

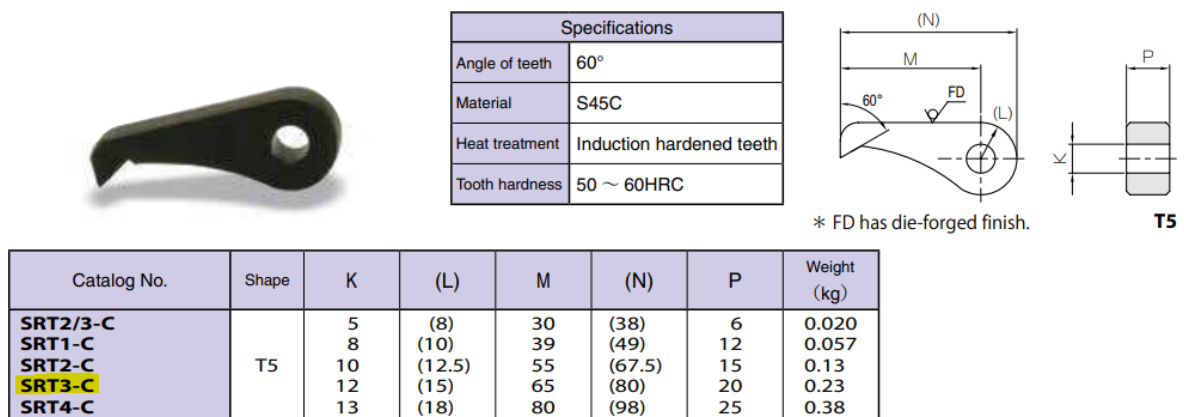


Figura 2.15 Selección de gatillos [12]

# CAPÍTULO 3

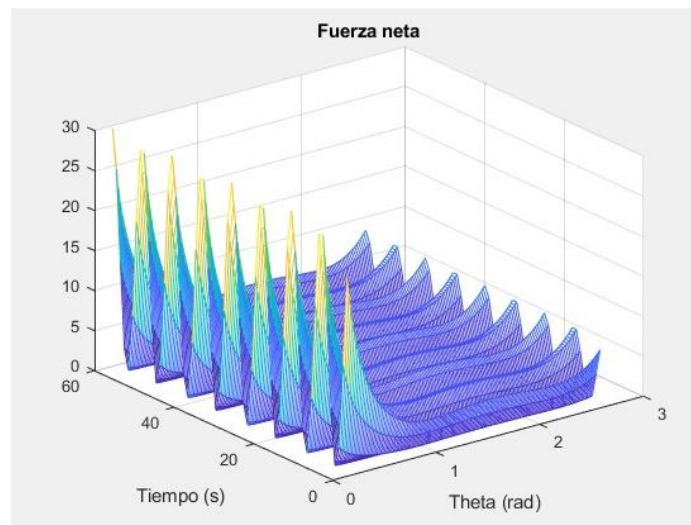
## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Resultados de las cargas externas

Del análisis realizado en el capítulo 2 se determinaron las cargas externas sobre el eje, estas hacen referencia a fuerzas y torques.

Para el caso de la fuerza externa aplicada sobre el eje, se determinó la resultante producida por la fuerza normal de la ola ( $F_n$ ), la fuerza tangencial de la ola ( $F_t$ ) y la fuerza producida radial producida por el contra peso ( $F_{cp}$ ). Los codigos están en los anexos.

Para el caso del torque aplicado sobre el eje, se determinó la resultante producida por el torque producido por la ola ( $M$ ) y el torque que produce el contra peso ( $T_{cp}$ ).



*Figura 3.1 Fuerza neta sobre el eje*

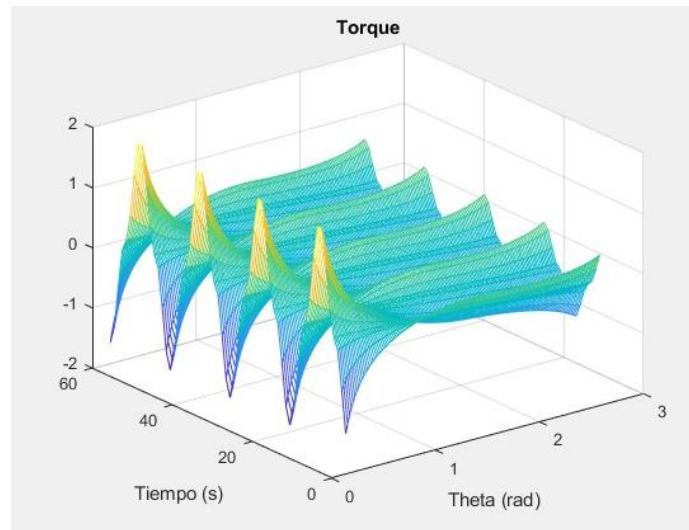


Figura 3.2 Torque neto sobre el eje

### 3.2 Resultado de los diámetros del eje

Los cálculos para el dimensionamiento del diámetro del eje se realizaron por medio de dos teorías. La teoría del esfuerzo cortante máximo y la teoría de Von Misses. Se debe tener en cuenta que se utilizó un factor de seguridad (n) de 2 para el cálculo de los esfuerzos.

Los valores de diámetro se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Diámetros del eje para cada teoría

Teoría	Diámetro [mm]
Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo	16.1
Teoría del Esfuerzo de Von Misses	15.3

Se utiliza el valor más conservador de entre los dos resultados, es decir, el que se obtuvo por medio de la teoría del esfuerzo cortante máximo. Se redondea dicho valor para acomodarlo a un valor más estándar, por lo que se tiene el siguiente resultado de diámetro.

$$d = 17 [mm]$$

Donde:

d: diámetro del eje

Para el diámetro determinado se calculo el esfuerzo de flexión y torsión en base a las cargas que resultaron del análisis de fuerzas y momentos.

$$\sigma_f = 7.64 \text{ [MPa]}$$

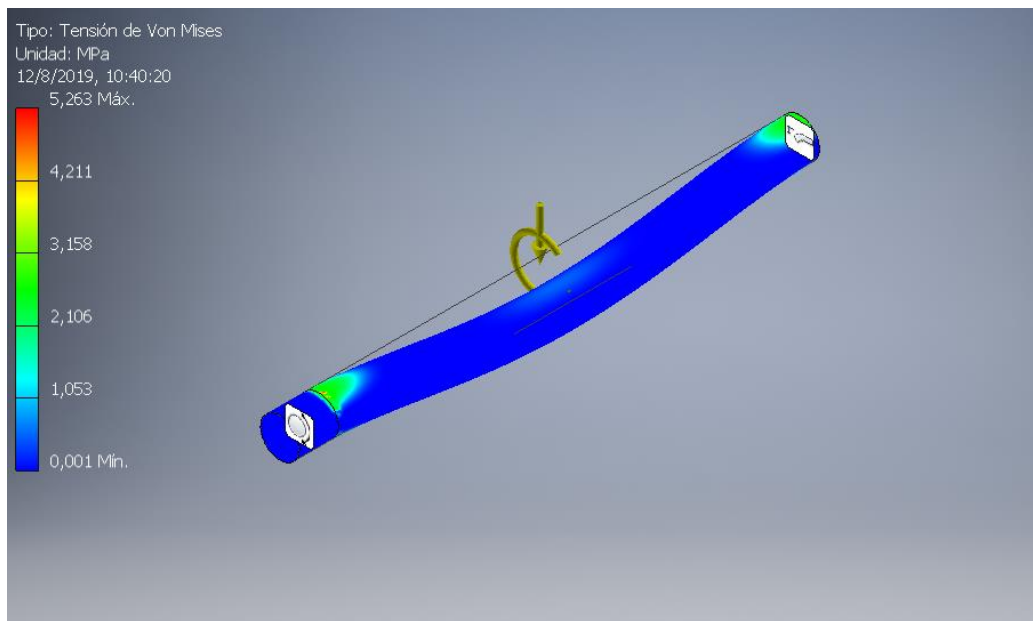
$$\tau = 1.27 \text{ [MPa]}$$

Con estos valores se determinó el esfuerzo cortante máximo mediante la ecuación 2.41 y el correspondiente factor de seguridad mediante la ecuación 2.42

$$\tau_{max} = 4.03 \text{ [MPa]}$$

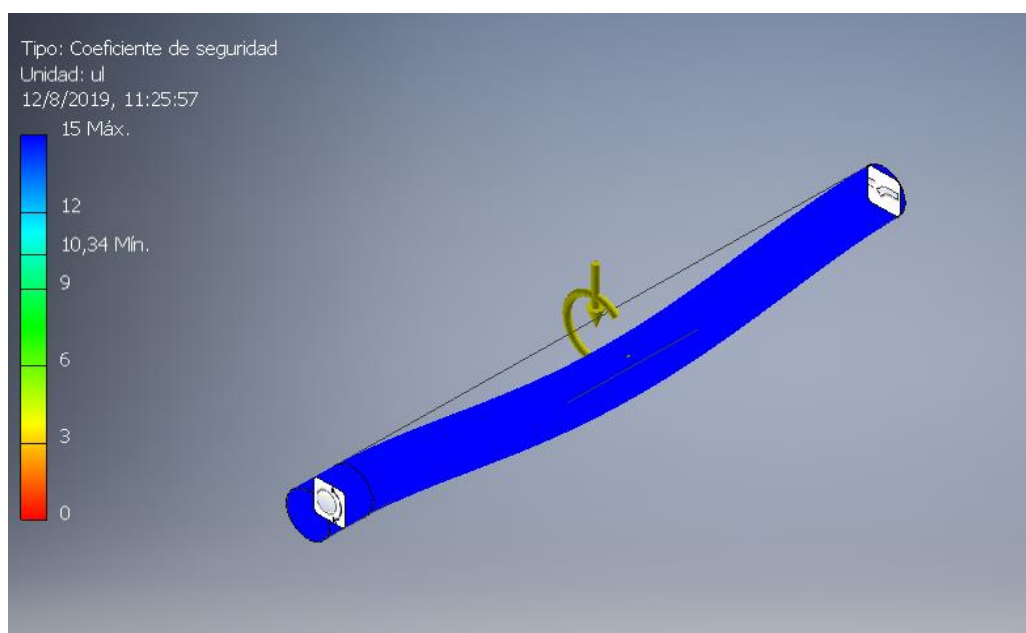
$$n = 3.4$$

En el movimiento de subida la paleta se conecta rígidamente al eje por medio de un mecanismo de trinquete, (en el movimiento de bajada no genera torque alguno. Por lo que las cargas máximas a las que estará sometido el eje serán las mismas. Se modela una punta del eje con condición de frontera de rodamiento dado que debe estar libre para girar. Se modela la condición de frontera de la otra punta como fija debido que a que estará conectada a un generador que ejercerá fuerzas y torques de reacción.



*Figura 3.3 Esfuerzo de Von Mises sobre el eje*

Como se puede observar en la figura 3.4 el factor de seguridad no es crítico en ningún punto, esto quiere decir que las cargas no suponen mayor problema para el eje del sistema.



*Figura 3.4 Factor de seguridad del eje*

### 3.3 Resultados en la paleta

Refiriéndonos a las figuras 3.5 y 3.6, podemos ubicar las fuerza y torque neto más grande a las que estará sometido el sistema. Así mismo, se puede ubicar la posición crítica en la que ocurrirá esta carga máxima. De los gráficos anteriores se determina una inclinación de la paleta de 10 grados sobre la horizontal con un torque y fuerzas máximas de 30 Nm y 2 N respectivamente por parte de la ola.

Se somete a la paleta a estas cargas. Debido a las velocidades de amplitud limitada y el espectro moderado de frecuencias de las olas ecuatorianas, se estima que las fuerzas inerciales son despreciables y se realiza un análisis estático. Además de las cargas debido a las olas se somete la paleta al peso de la paleta, y al contrapeso y a la fuerza de flotación.

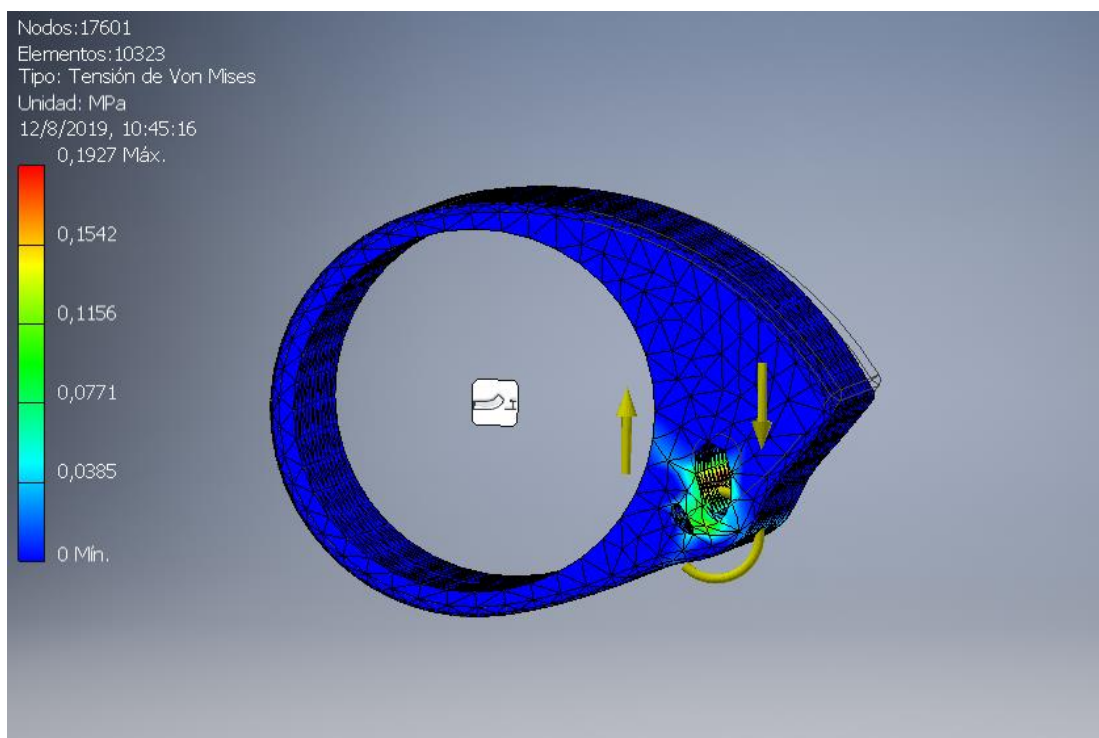
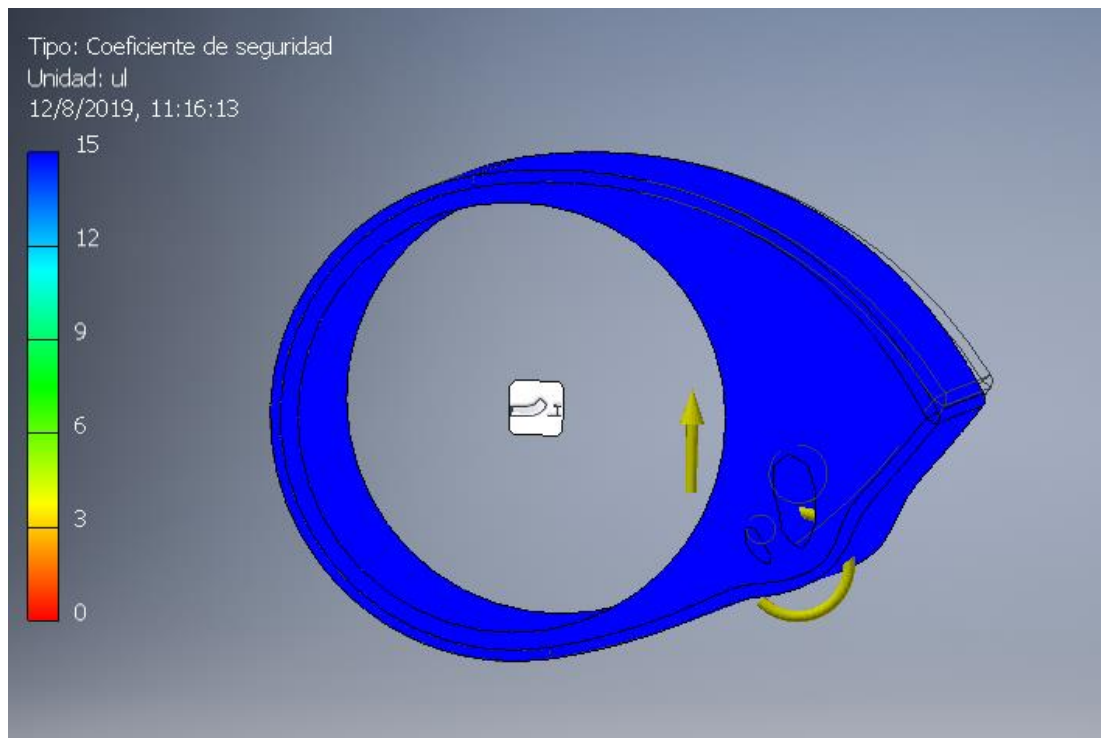


Figura 3.5 Respuesta de cargas sobre paleta mostrando el esfuerzo de Von Mises





*Figura 3.6 Factor de seguridad*

Como se puede observar, los esfuerzos producidos en la paleta fabricada de ABS son pequeños comparados con su resistencia. En la figura 3.6 se muestra que el factor de seguridad no resulta crítico en ningún punto de la paleta.

### **3.4 Resultados del análisis del resorte**

Con respecto al análisis del resorte se determinaron los esfuerzos en las caras internas y externas, esto con el fin de poder comprobar los factores de seguridad. Se debe tener en cuenta que para este elemento se tuvo en cuenta tanto el factor de seguridad estático como de fatiga.

Se debe tener en cuenta que para la parte interior del resorte, el análisis se asume estático, por lo que se tiene un solo esfuerzo, el cual se calcula mediante la ecuación 2.49.

$$\sigma_i = 335.18 \text{ [MPa]}$$

En la parte exterior del resorte el análisis se realiza en fatiga, por lo que se tiene un esfuerzo de medio ( $\sigma_{om}$ ) y uno alternante ( $\sigma_{oa}$ ). Estos esfuerzos se determinaron mediante las ecuaciones 2.53 y 2.54 respectivamente.

$$\sigma_{o_m} = 20.8 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{o_a} = 228.5 \text{ [MPa]}$$

Con estos esfuerzos se determinaron los factores de seguridad de fatiga y estático, mediante las ecuaciones 2.57 y 2.58 respectivamente.

$$N_{fb} = 1.27$$

$$N_{yb} = 7.12$$

Estos factores al ser mayores que la unidad aseguran que el resorte no fallará con las cargas a las que se verá sometido, se debe tener en cuenta que se utilizaron las cargas más elevadas, por lo que el diseño está hecho para la carga crítica.

El número de espiras activas ( $N_a$ ) se determinó mediante la ecuación 2.60, el número de espiras que ocupan los despuntes rectos se determinaron mediante la ecuación 2.61 y para el número de espiras en el cuerpo se utilizó la ecuación 2.62.

$$N_a = 24.35 \text{ espiras}$$

$$N_e = 0.40 \text{ espiras}$$

$$N_b = 23.95 \text{ espiras}$$

El valor de espiras en el cuerpo ( $N_b$ ) se redondea, ya que un término decimal no tiene coherencia.

$$N_b = 24 \text{ espiras}$$

### 3.5 Resultados de mecanismo de trinquete

Para comprobar su resistencia bajo las cargas del sistema, se procedió a simular el mecanismo de trinquete bajo las cargas de funcionamiento. A continuación, se presentan los esfuerzos de Von Mises y el factor de seguridad correspondientes a cada punto del trinquete sometidos a la misma carga de la paleta transmitida al trinquete.

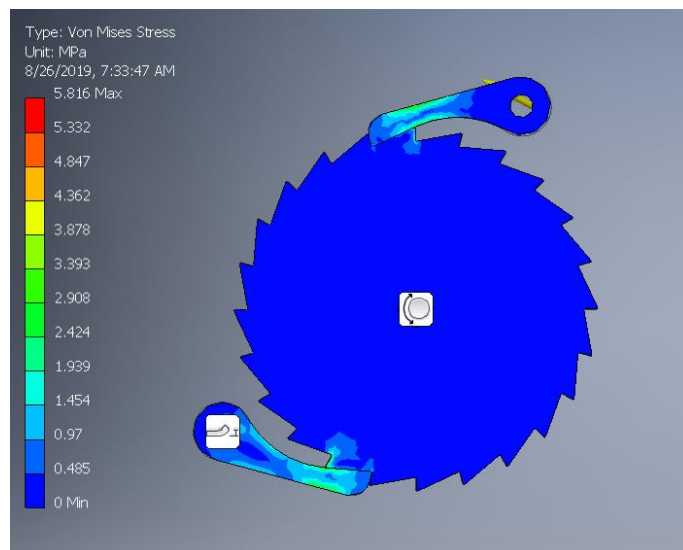


Figura 3.7 Esfuerzo de Von Misses

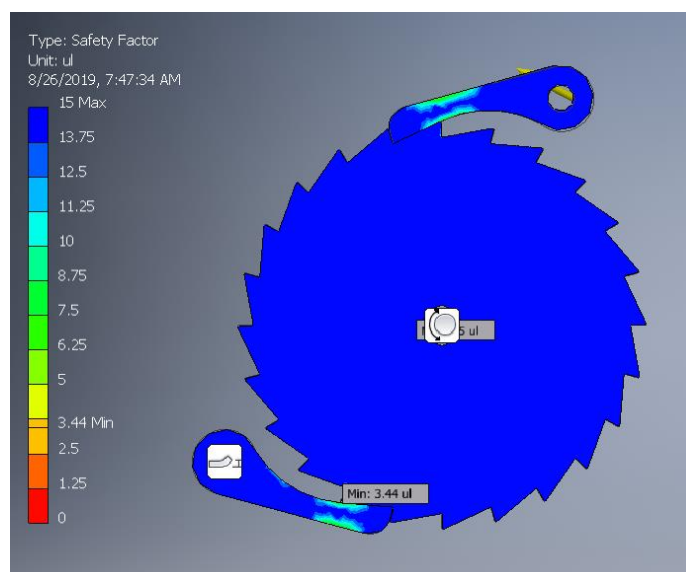


Figura 3.8 Factor de seguridad

De acuerdo al análisis de elementos finitos se determina que el esfuerzo máximo al que está sometido el mecanismo de trinquete es de casi 6 MPa, mucho menor que la resistencia de fluencia del PLA. De la figura 3.8 observamos que el mínimo factor de seguridad es de 3.44, lo que se estima suficientemente alto para las cargas recibidas.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Como resultado del análisis del funcionamiento del generador undimotriz, se determinaron los elementos mecánicos necesarios para su funcionamiento.
- Mediante el análisis energético de las olas, con sus respectivos parámetros, se determinaron las expresiones correspondientes a las cargas sobre los diferentes elementos mecánicos que conforman el sistema convertidos de energía undimotriz.
- A partir de los resultados de las expresiones correspondientes a la fuerza y torque de la ola sobre el sistema, se determinaron las posiciones angulares críticas de la paleta y se pudo centrar el análisis de esfuerzos de los distintos elementos mecánicos bajo condiciones críticas de funcionamiento.
- Como resultado del análisis de cargas se comprobó de manera teórica que los factores de seguridad sobre el eje son superiores a la unidad, es decir, que este elemento no fallará bajo las cargas a las que es sometido. Estos resultados se comprobaron mediante una simulación de elementos finitos desarrolladas en el software Inventor, donde se obtuvieron valores positivos para el factor de seguridad, es decir, coinciden con los valores teóricos. Los elementos con una geometría más compleja como el trinquete o la paleta se sometieron únicamente a un análisis de elementos finitos, al igual que el eje. Del análisis de estos elementos se obtuvo que, para las cargas dadas, los factores de seguridad fueron superiores a la unidad, por lo que dichos elementos no fallaran.
- Para el caso del resorte helicoidal de torsión se determinó el número de espiras necesarias para soportar las cargas de torque a las que se ve sometido, las cuales son transmitidas por la paleta. Estos resultados se obtuvieron teniendo en cuenta la geometría de los alambres que conforman la espira y su disposición en sistema

## 4.2 Recomendaciones

- Para obtener resultados más precisos se recomienda realizar un estudio más profundo sobre las cargas de interacción entre las olas y elementos móviles con geometrías complejas, como las paletas.
- Para el caso del resorte helicoidal de torsión se recomienda utilizar acero inoxidable, o en su defecto, un recubrimiento que lo proteja del ambiente agresivo en el que se desenvuelve.
- Se recomienda un análisis más profundo sobre la geometría de la paleta, para determinar cuál es el perfil más adecuado para la presente aplicación. Esto aumentaría la eficiencia del sistema de conversión de energía.
- Debido a la acción de las olas, el sistema se encuentra sometido a cargas cíclicas en cada uno de los elementos mecánicos que lo constituyen. Debido a la forma irregular de muchos elementos del sistema, solo existen métodos estandarizados para diseñar para fatiga en el caso del eje de transmisión. Debido a esto, se diseñaron los distintos elementos con factores de seguridad deliberadamente altos para aguantar el efecto de la fatiga. A pesar de esto, se recomienda que una vez construido un prototipo, se sometan a pruebas experimentales de fatiga los elementos de geometrías irregulares tales como los gatillos y la paleta de Salter.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. A. Carta González, R. Calero Pérez, A. Colmenar Santos, and M.-A. Castro Gil, *Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables*. Pearson Prentice Hall:, 2009.
- [2] A. Pecher and J. P. Kofoed, *Handbook of ocean wave energy*. Springer London, 2017.
- [3] J. Cruz, *Ocean wave energy: current status and future prespectives*. Springer Science & Business Media, 2007.
- [4] J. Falnes, *Ocean waves and oscillating systems: linear interactions including wave-energy extraction*. Cambridge university press, 2002.
- [5] A. Pecher, J. P. Kofoed, and T. Larsen, “Design specifications for the Hanstholm WEPTOS wave energy converter,” *Energies*, vol. 5, no. 4, pp. 1001–1017, 2012.
- [6] G. Dieter and L. Schmidt, *Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 2009.
- [7] S. H. Salter, “Wave power,” *Nature*, vol. 249, no. 5459, pp. 720–724, 1974.
- [8] R. L. Norton, *Diseño de maquinaria*. 2016.
- [9] H. O. Berteaux, *Buoy Engineering*, 1era ed. Wiley, 1976.
- [10] U. A. Korde and J. Ringwood, “Hydrodynamic Control of Wave Energy Devices by Umesh A. Korde,” *Cambridge Core*, Sep-2016. [Online]. Available: [/core/books/hydrodynamic-control-of-wave-energy-devices/7C471217C9AA5C7CF892F6E467D7350E](#). [Accessed: 24-Jun-2019].
- [11] C. R. Mischke and J. E. Shigley, *Standard handbook of machine design*. McGraw-Hill, 1996.
- [12] “Pawl Ratchet Catalog | Products & Suppliers | Engineering360.” [Online]. Available: [https://www.globalspec.com/industrial-directory/pawl\\_ratchet\\_catalog](https://www.globalspec.com/industrial-directory/pawl_ratchet_catalog). [Accessed: 26-Aug-2019].

# APÉNDICES



# APÉNDICE A

## Códigos de Matlab

```

%Cálculo de fuerzas y torque para varios ángulos y tiempos

clc
clear
theta = (1:1:150)*pi/180;
t= 1:1:60;

alpha = 13.49*pi/180;
mcp =0.135;
d = 0.075;

Mfn = zeros(length(t),length(theta));
Fn = zeros(length(t),length(theta));
Ft = zeros(length(t),length(theta));
Mft = zeros(length(t),length(theta));
M = zeros(length(t),length(theta));
Tcp = zeros(length(t),length(theta));
Fcp = zeros(length(t),length(theta));
F = zeros(length(t),length(theta));
Mo = zeros(length(t),length(theta));
for i = 1:length(theta)
for j = 1:length(t)

a= 0.20;
k=0.1345;
T=15;
w= 2*pi/T;
Cm=0.95;
Cd=1;
Cf=1;
g=9.81;
d=1;
rho=1027;

L=0.130;
f1 = @(z) cosh(k*(z+d))/sin(theta(i));
f2= @(z) (cosh(k*(z+d)).^2)/sin(theta(i));
Mf1n= @(z) (L+z).*cosh(k.*(z+d))/sin(theta(i));
Mf2n= @(z) (L+z).*cosh(k.*(z+d)).^2)/sin(theta(i));

Fn(j,i) = Cm.*rho.*(5.8e-3).*((-a.*g.*k)/cosh(k.*d)).*sin(theta(i)).*sin(w*t(j)).*integral(f1,-L,0) +
0.5.*rho.*Cd.*0.2*((a*g*k/(w*cosh(k*d))).^2).*sin(theta(i)).*cos(w*t(j)).*abs
(sin(theta(i)).*cos(w*t(j))).*integral(f2,-L,0);

Ft(j,i) = 0.5.*rho.*Cf.*0.2*((a*g*k/(w*cosh(k*d))).^2).*cos(theta(i)).*cos(w*t(j)).*abs
(cos(theta(i)).*cos(w*t(j))).*integral(f2,0,L);

Mfn(j,i) = Cm.*rho.*(5.8e-3).*((-a.*g.*k)/cosh(k.*d)).*sin(theta(i)).*sin(w*t(j)).*integral(Mf1n,-L,0) +
0.5.*rho.*Cd.*0.2*((a*g*k/(w*cosh(k*d))).^2).*sin(theta(i)).*cos(w*t(j)).*abs
(sin(theta(i)).*cos(w*t(j))).*integral(Mf2n,-L,0);

Tcp(j,i) = mcp*d*cos(theta(i)-alpha);

```

```
Fcp(j,i) = mcp*sin(theta(i)-alpha);
```

```
Mft(j,i)= -0.0625*Ft(j,i);
```

```
M(j,i)= Mft(j,i)+ Mfn(j,i) + Tcp(j,i) ;
```

```
Mo(j,i)=Mft(j,i)+ Mfn(j,i);
```

```
F(j,i)= sqrt( (Ft(j,i)-cos(theta(i))*Fcp(j,i))^2 +  
(Fn(j,i)+sin(theta(i))*Fcp(j,i))^2 );
```

```
end
```

```
end
```

```
[XX,YY]=meshgrid(theta,t);
```

```
figure(1)
```

```
mesh(XX,YY,F)
```

```
title ('Fuerza neta')
```

```
xlabel('Theta (rad)')
```

```
ylabel('Tiempo (s)')
```

```
figure(2)
```

```
mesh(XX,YY,M)
```

```
title ('Torque')
```

```
xlabel('Theta (rad)')
```

```
ylabel('Tiempo (s)')
```

```
figure(3)
```

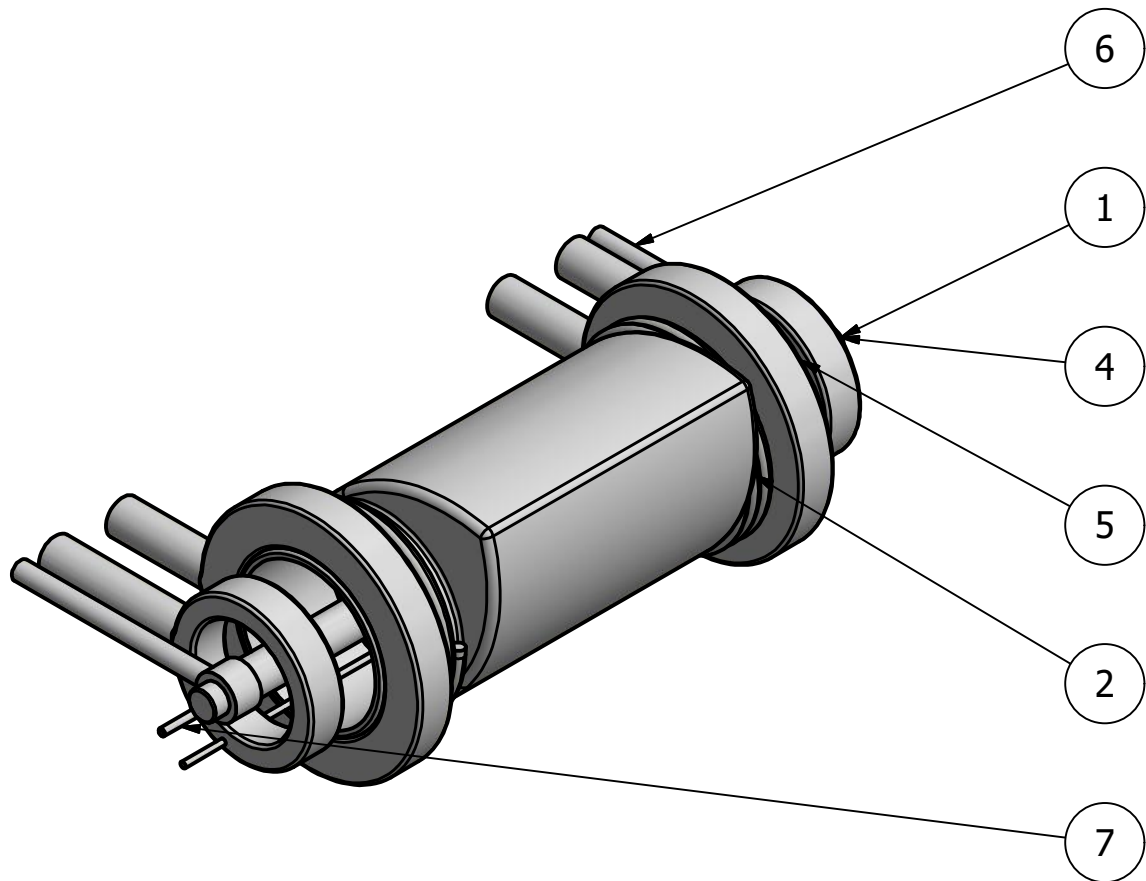
```
mesh(XX,YY,Mo)
```

```
title ('Torque sin contrapeso')
```

```
xlabel('Theta (rad)')
```

```
ylabel('Tiempo (s)')
```

**APÉNDICE B**  
**Planos del convertidor**

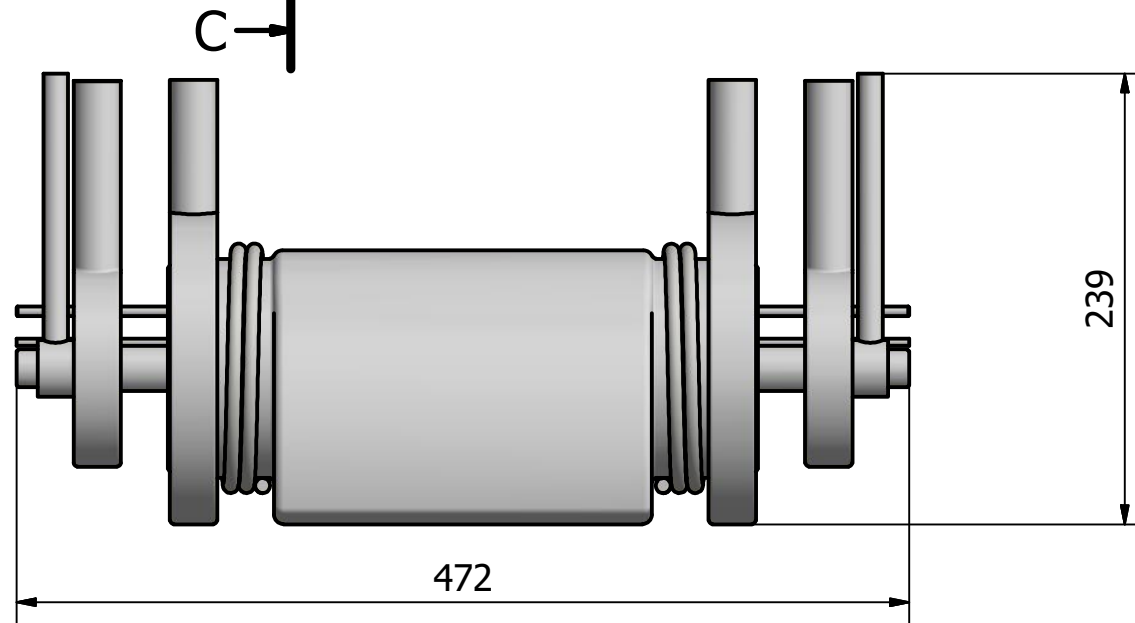
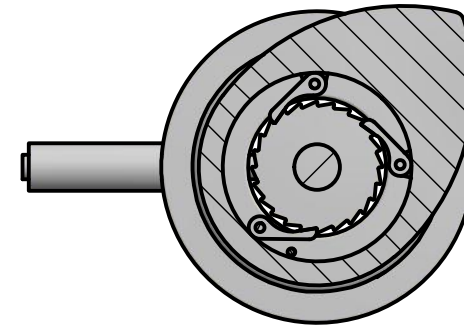
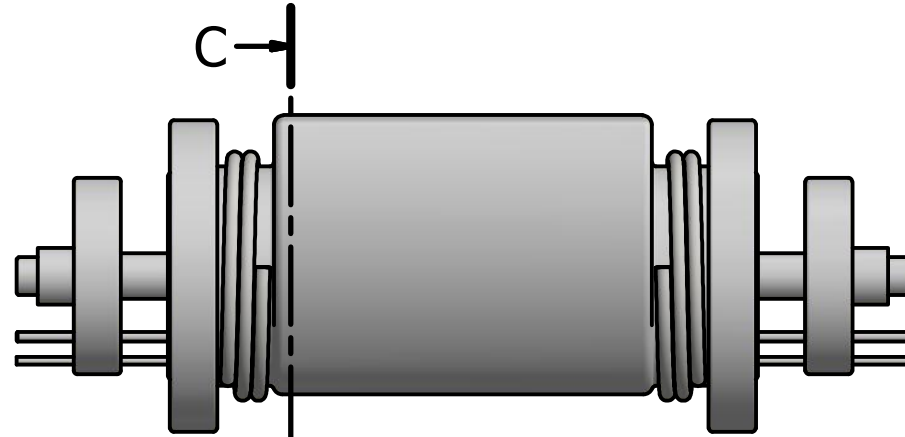


LISTA DE PIEZAS

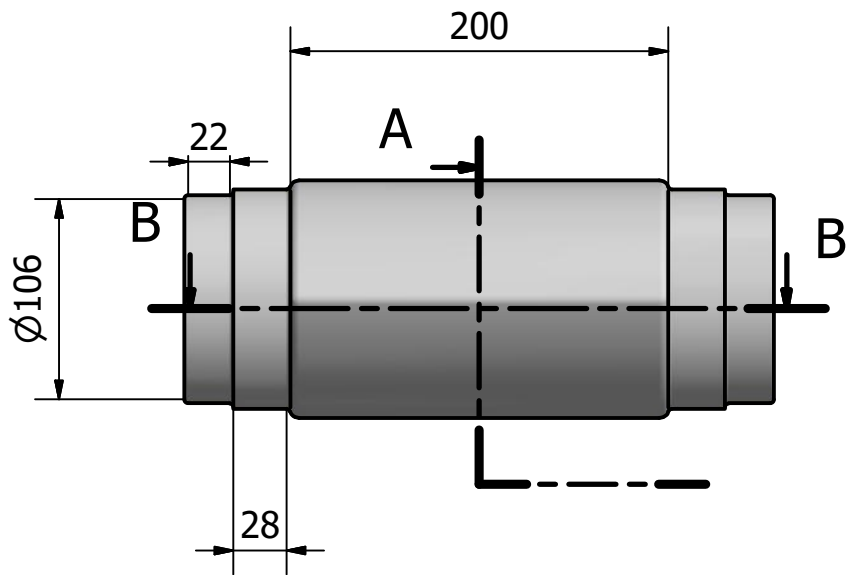
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Eje de transmisión	ABS
2	1	Paleta Salter	ABS
3	6	gatillo	ABS
4	2	Soporte tercer gatillo	ABS
5	2	Sporte paleta de salter	ABS
6	2	Soporte eje de transmisión	ABS
7	1	Eje tercer gatillo	ABS
8	1	Eje resorte tercer gatillo	ABS
9	1	Resorte de torsión	-
10	1	Resorte de torsión 2	-

Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date	
ESPOL		Ensamblado convertidor de energía undimotriz			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 1 / 9	

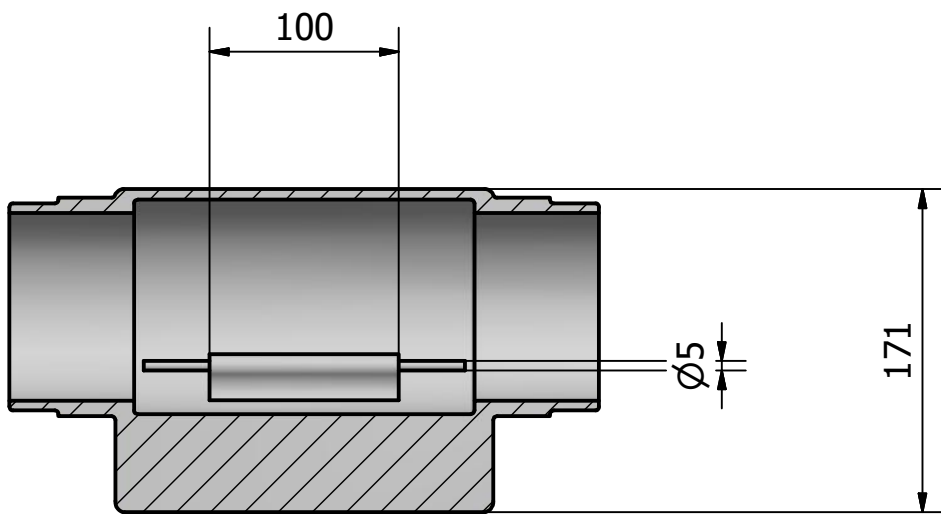
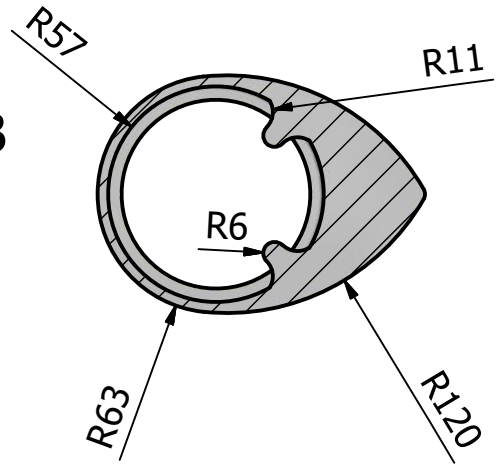
C-C ( 1 : 4 )



Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Ensamblado convertidor de energía undimotriz			
		Planos conv. energ. undimotriz		Edition	Sheet 2 / 9

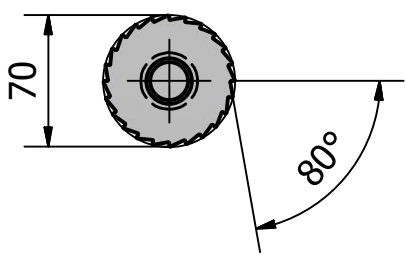
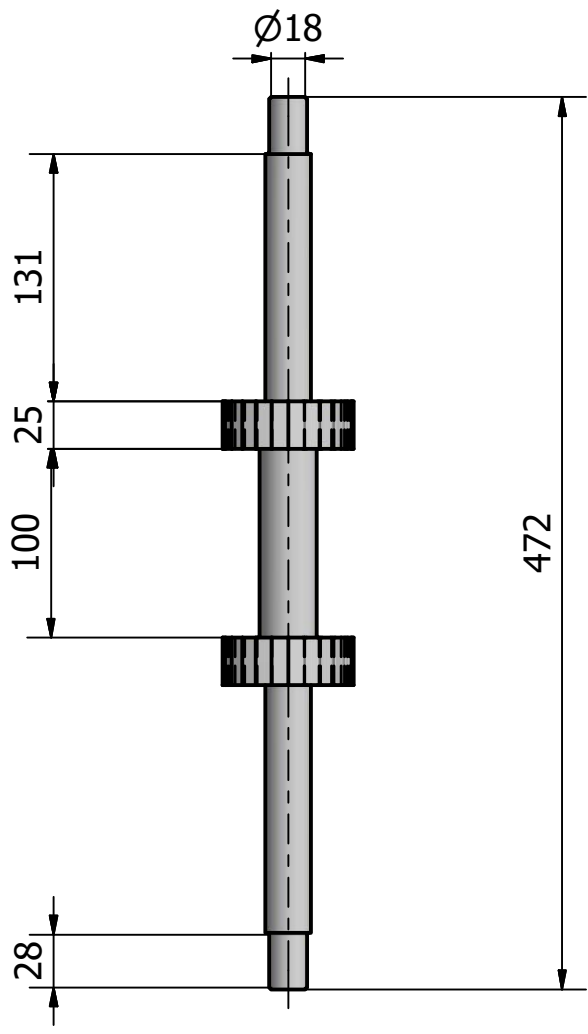


A-A ( 1 : 4 )

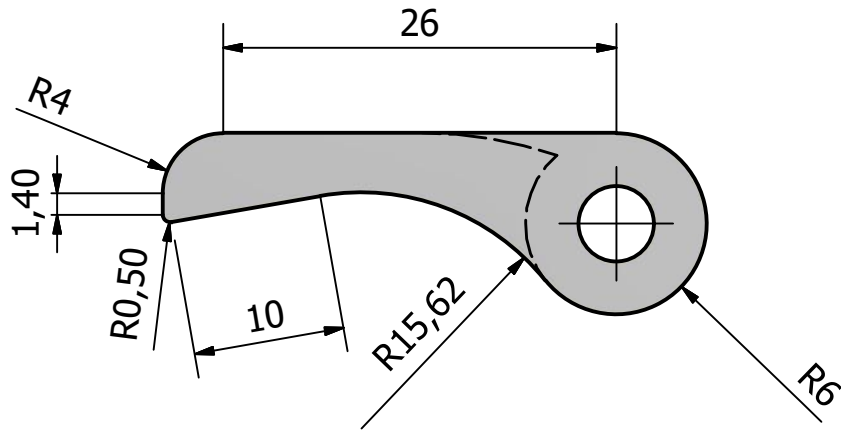
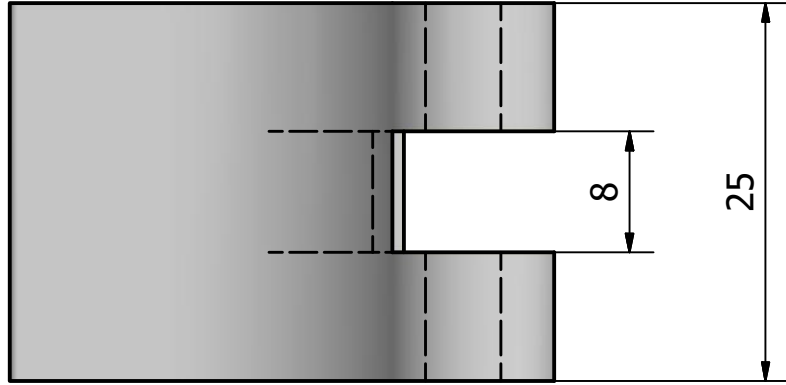


B-B ( 1 : 4 )

Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Paleta Salter			
Planos conv. energ. undimotriz			Edition	Sheet 3 / 9	

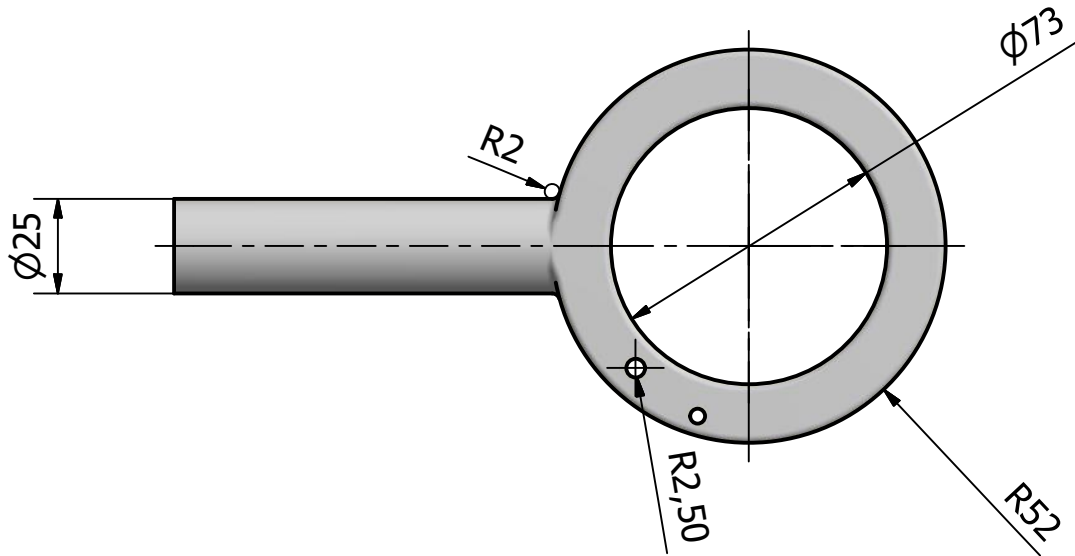
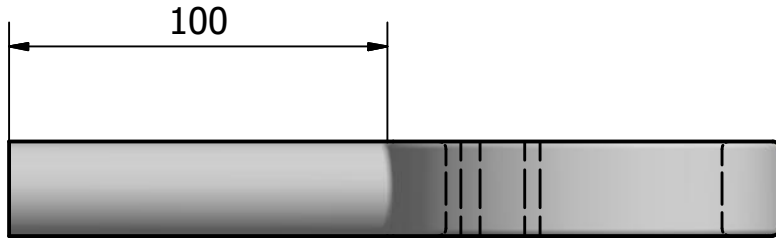


Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Eje de transmisión			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 4 / 9	



Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		gatillo			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 5 / 9	

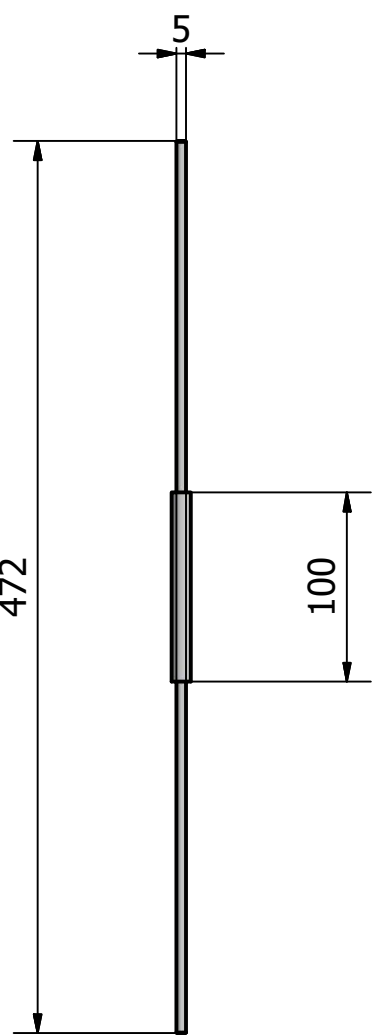




Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Soporte tercer gatillo			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 6 / 9	

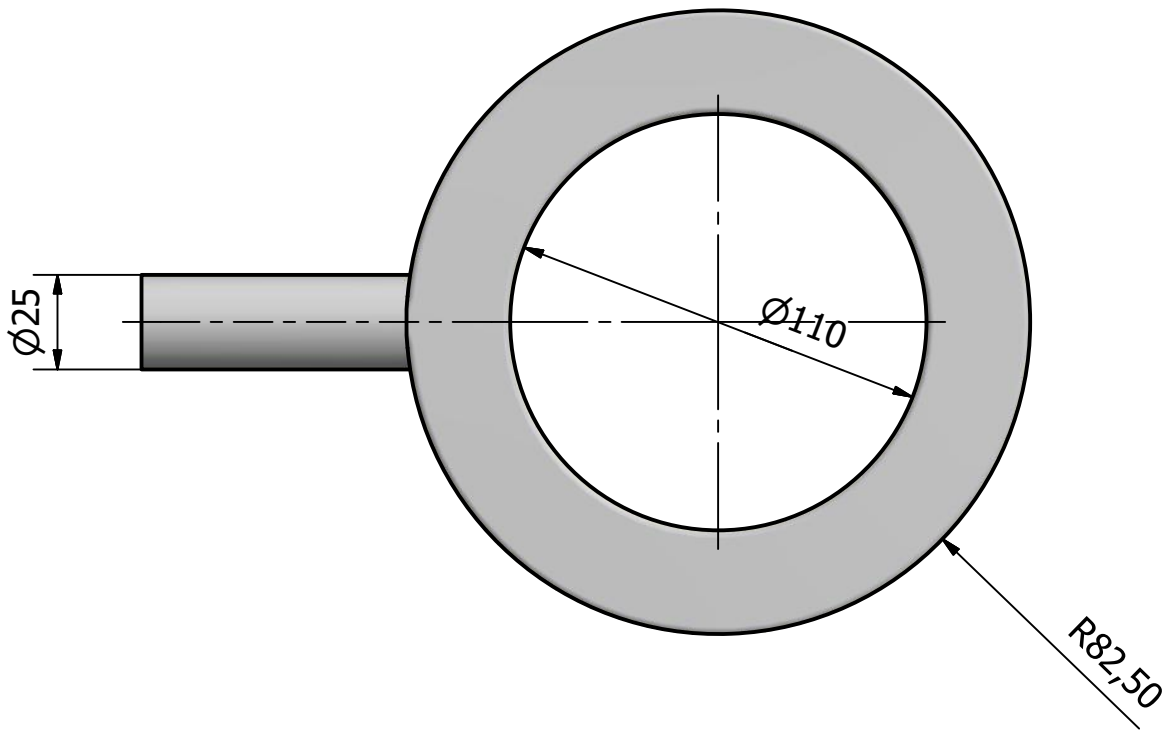


Ø10

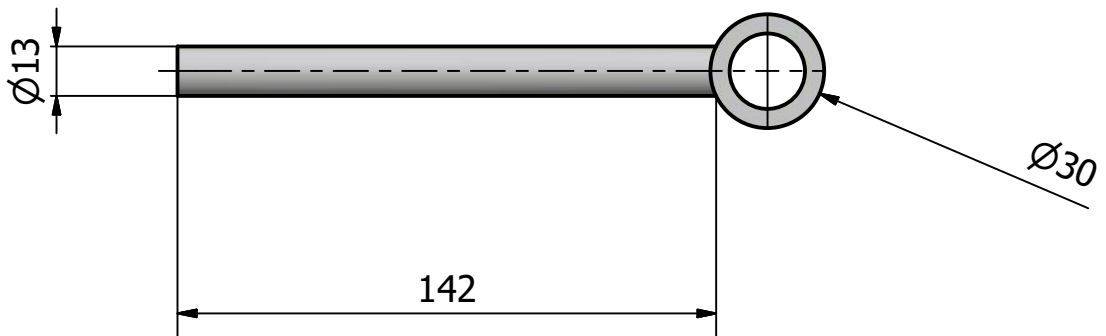
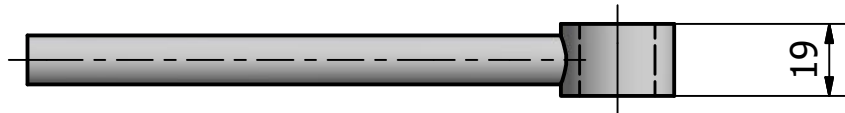


Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Eje tercer gatillo			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 7 / 9	





Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Sporte paleta de salter			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 8 / 9	



Designed by Rodriguez-Caicedo	Checked by	Approved by	Date	Date 25/08/2019	
ESPOL		Soporte eje de transmisi3n			
		Planos conv. energ. undimotriz	Edition	Sheet 9 / 9	