

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño y Prototipado de un Sistema Convertidor de Energía Undimotriz”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Tito Sebastian Cely Zavala

Erik Darío Chacón Campoverde

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

DEDICATORIA

El presente proyecto va dedicado a mis padres Tito e Ileana, por inculcarme valores que hoy en día han forjado a la persona que soy.

A mi hermana Ileana por acompañarme, darme apoyo y estar presente en momentos de dificultad.

A mi familia por mostrarme a diario lo que significa unión y solidaridad y por siempre educarme en cómo vivir con uno mismo y con los demás.

A todos mis amigos y a las personas que en su momento fueron parte de este trayecto por todo lo vivido, por ser parte de mis victorias y/o dificultades, por todo el apoyo, la compañía y por los momentos de risa que nunca faltaron.

Este momento de mi vida lo dedico en especial al Máster Jorge Medina Sancho quien en vida fue un segundo padre, un tutor, un maestro y un ejemplo a seguir en todos los aspectos de la vida, por haber sido estricto cuando quise tirar la toalla y por haberme brindado su apoyo, su sabiduría y experiencia durante gran parte de mi vida.

- Tito Sebastian Cely Zavala

DEDICATORIA

Le dedico este trabajo final principalmente a mis padres, quienes han sido un gran apoyo fundamental a lo largo de todos estos años de vida universitaria. Gracias a mi papá Erik Chacón Pacheco quien me ha apoyado al máximo en todo ámbito, para poder desempeñarme de la mejor manera. Gracias a mi madre Cecilia Campoverde Casagrande por haber sido siempre un apoyo y presta a ayudarme en todo momento. Gracias a mis hermanos por haberme apoyado en distintas formas a lo largo de estos años. Gracias a una persona especial que siempre ha estado ahí como una gran amiga y compañera. Finalmente, muchas gracias a todas las personas que han sido parte de este camino hacia la vida profesional.

- Erik Darío Chacón Campoverde

AGRADECIMIENTO

Queremos agradecer en primer lugar a Dios por habernos acompañado en este largo trayecto y por habernos dado la fortaleza de poder avanzar y llegar a este momento.

Agradecemos a la Escuela Superior Politécnica del Litoral por haber sido el lugar donde pudimos aprender y poner en práctica los conocimientos con el fin de poder aportar tanto en el sector productivo como en el sector académico a futuras generaciones.

Un agradecimiento también a quienes fueron nuestros docentes a lo largo de la carrera por impartir sus conocimientos y experiencias con la finalidad de prepararnos para afrontar los problemas en el mundo real.

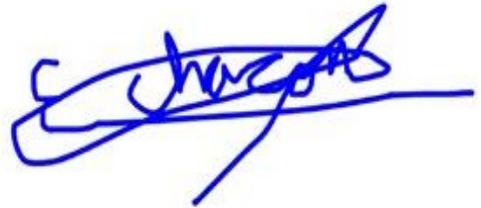
Queremos agradecer de igual manera a nuestros tutores Rubén Paredes, PhD. e Iván Saltos, MSc. por brindarnos su experiencia, conocimiento y recomendaciones en los campos oceánico y marítimo que nos permitió hacer de este proyecto integrador una base sólida para futuros proyectos energéticos a nivel costero en el Ecuador.

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Tito Sebastian Cely Zavala, Erik Darío Chacón Campoverde* y damos nuestro consentimiento para que la ESPOLE 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"



Tito Sebastian
Cely Zavala



Erik Darío
Chacón Campoverde

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:

**RUBEN JOSE
PAREDES
ALVARADO**

**IVAN
MARCELO
SALTOS
ANDRADE**

Firmado digitalmente por
IVAN MARCELO
SALTOS ANDRADE
Fecha: 2021.04.23
23:46:41 -05'00'

Rubén Paredes Alvarado, PhD.

PROFESOR TUTOR

Iván Saltos Andrade, MSc.

PROFESOR CO-TUTOR



Firmado electrónicamente por:

**JOSE ALBERTO
MACIAS
ZAMBRANO**

José Macías Zambrano, MSc.

PROFESOR DE LA MATERIA

RESUMEN

El presente proyecto tuvo como objetivo diseñar y construir un sistema convertidor de energía undimotriz impreso en 3D para ser probado en un tanque de pruebas ubicado en la ESPOLE y que pueda operar correctamente dentro de un volumen de trabajo establecido. Para esto, se obtuvieron los parámetros de celeridad, altura, longitud y período de las olas generadas en el tanque a las frecuencias dadas por el cliente.

Se establecieron criterios de selección y una matriz de decisión para evaluar qué sistema propuesto se acopla al tanque de pruebas y funcionar de manera apropiada. Se diseñó un sistema de boya conectado a un sistema de biela – manivela con el propósito de convertir el movimiento vertical la boya en energía rotacional transmitido a un eje que va conectado a un soporte anexo a la parte superior del tanque de prueba.

Finalmente se dimensionaron elementos del sistema usando los programas Autodesk Inventor y SolidWorks para garantizar que se cumpla con el requerimiento de diseño del volumen de trabajo.

Este proyecto tuvo que ser rediseñado dado que en la primera ocasión surgieron inconvenientes con conceptos no considerados anteriormente. El resultado de este proyecto puede abrir las puertas a la implementación de este tipo de sistemas de conversión de energía a nivel nacional con el fin de reducir el déficit energético ocasionado por la sobrepoblación y el consecuente aumento de demanda energética que existe en la actualidad.

Palabras Clave: Undimotriz, volumen de trabajo, criterios, sistema biela – manivela, boya.

ABSTRACT

The objective of this project was to design and build a 3D printed wave energy converter system to be tested in a test tank located at ESPOL and that can operate correctly within an established work volume. For this, the parameters of speed, height, length, and period of the waves generated in the tank at the frequencies given by the client were obtained.

Selection criteria and a decision matrix were established to assess which proposed system fits the test tank and that can function appropriately. A buoy system connected to a connecting rod - crank system was designed with the purpose of converting the vertical movement of the buoy into rotational energy transmitted to a shaft that is connected to a support attached to the upper part of the test tank.

Finally, elements of the system were dimensioned using Autodesk Inventor and SolidWorks programs to ensure that the workload design requirement is met.

This project had to be redesigned since problems arose the first time with concepts not previously considered. The result of this project can open the doors to the implementation of this type of energy conversion systems at the national level to reduce the energy deficit caused by overpopulation and the consequent increase in energy demand that currently exists.

Key Words: *Wave motor, work volume, criteria, crank - crank system, buoy.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	II
SIMBOLOGÍA	III
ÍNDICE DE FIGURAS	IV
ÍNDICE DE TABLAS	VII
ÍNDICE DE PLANOS	VIII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema	1
1.2 Justificación del proyecto.....	1
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General	3
1.3.2 Objetivos Específicos	3
1.3.3 Beneficios.....	3
1.4 Marco Teórico.....	3
1.4.1 Teoría de Ondas	3
1.4.2 Teoría de Generación de Olas	8
1.4.3 Respuesta de Sistemas Flotantes (RAO)	11
1.4.4 Principio de Arquímedes	12
1.4.5 Sistema de Conversión de Energía tipo WEC	12
1.4.6 Análisis Dimensional	14
CAPÍTULO 2.....	16
2. Metodología.....	16

2.1	Condiciones de Trabajo	16
2.2	Volumen de Trabajo.....	17
2.3	Caracterización de las Olas	18
2.3.1	Predicción Analítica	18
2.3.2	Caracterización Experimental.....	19
2.4	Criterios de Selección	21
2.5	Rúbrica para Selección de Diseño	21
2.6	Selección de Diseño para el Prototipo	22
2.7	Diseño Conceptual del Sistema	23
2.8	Diseño Detallado del Sistema	27
2.8.1	Selección de Geometría	27
2.8.2	Diseño de Boya	31
2.8.3	Diseño de Brazo de Conexión Boya – Sistema	33
2.8.4	Diseño brazo conectado a boya (Elemento A).....	34
2.8.5	Unión entre Brazo de Boya y Brazo Conectado a la Biela.....	37
2.8.6	Diseño de Brazo Conectado a la Biela (elemento B)	40
2.8.7	Anillos de Retención en el Brazo para Evitar Movimiento de la Biela	43
2.8.8	Diseño Biela	44
2.8.9	Diseño Manivela.....	46
2.8.10	Conexión biela-manivela (Pasador).....	47
2.8.11	Diseño Eje Horizontal.....	49
2.8.12	Diseño de Ranura	51
2.8.13	Ensamblaje	54
2.8.14	Diseño de Chumacera para Prueba en el Tanque.....	55
CAPÍTULO 3.....		57
3.	Resultados y Análisis	57

3.1	Resultados.....	57
3.1.1	Proceso de Construcción del Equipo.....	57
3.1.2	Lecciones Aprendidas Durante Pruebas Preliminares.....	60
3.1.3	Rediseño de Propuesta Inicial.....	62
3.1.4	Análisis de Costos.....	69
CAPÍTULO 4.....		72
4.	Conclusiones y Recomendaciones.....	72
4.1	Conclusiones.....	72
4.2	Recomendaciones.....	73
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
RAO	Response Amplitude Operator
WEC	Wave Energy Converter
CFD	Computational Fluid Dynamics
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
ISO	International Standardization Organization (Organismo Internacional de Estandarización)
SWL	Sea Water Level (Nivel de Agua de Mar)

SIMBOLOGÍA

Kg	Kilogramo
g	Aceleración de la Gravedad
T	Período
C	Celeridad
w	Velocidad Angular
w*	Parámetro adimensional de frecuencia de ola
Lo	Longitud de onda en aguas profundas

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Generador Tipo Pistón (Gurnari, Filianoti, Torresi, & Camporeale, 2019).....	4
Figura 1.2 Teoría del Generador de Olas Planas. (Dean & Dalymple, 1991).....	9
Figura 1.3 Figura de Generador de Olas tipo Flap. (Dean & Dalymple, 1991).....	9
Figura 1.4 Movimiento de Generador Flap. (Autores, 2020).....	10
Figura 1.5 Convertidor tipo Pelamis. (Ramos, 2011).....	13
Figura 1.6 Sistema de Columna de Agua Oscilante. (Ramos, 2011).....	13
Figura 1.7 Sistema de Boya. (Ramos, 2011).....	14
Figura 2.1 Tanque de prueba. (Autores, 2020).....	16
Figura 2.2 Tanque siendo llenado y agitador Flap. (Autores, 2020).....	17
Figura 2.3 Figura de trabajo del agitador Flap (Loayza & Espinoza, 2020).....	17
Figura 2.4 Figura del volumen de trabajo definido (Loayza & Espinoza, 2020).	18
Figura 2.5 Método de medición de longitudes. (Autores, 2020).....	20
Figura 2.6 Diseño Conceptual del Sistema. (Autores, 2020).....	23
Figura 2.7 Mecanismo Biela – Manivela. (Autores, 2020).....	24
Figura 2.8 Visualización del Sistema en AutoCAD. (Autores, 2020).....	24
Figura 2.9 Visualización de la corredera previo a su recorrido. (Autores, 2020).....	25
Figura 2.10 Visualización del recorrido de la corredera. (Autores, 2020).....	26
Figura 2.11 Obtención del recorrido requerido. (Autores, 2020).....	26
Figura 2.12 RAO vs W^* (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020).	29
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la boya (Autores, 2020).....	32
Figura 2.14 Esquema del tanque de pruebas (Autores, 2020).....	33
Figura 2.15 Vista lateral del sistema (Autores, 2020).	34
Figura 2.16 Conexión de los brazos del sistema (Autores, 2020).....	35
Figura 2.17 Dirección de la fuerza en la boya (Autores, 2020).	35
Figura 2.18 Tabla para Roscas (Norma ISO 4017, 2020).....	37
Figura 2.19 Diagrama de fuerzas en el brazo (Autores, 2020).	38
Figura 2.20 Tabla de dimensiones para diferentes tuercas (Autores, 2020).	39
Figura 2.21 Figura del brazo conectado a la boya (Autores, 2020).....	40
Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre para el brazo B (Autores, 2020).	40
Figura 2.23 Brazos unidos (Autores, 2020).	41
Figura 2.24 Diagramas de cortante y momento flector (Autores, 2020).....	42

Figura 2.25 Anillos de retención (Norma DIN 471, 2020).	43
Figura 2.26 Selección de anillo de retención (Autores, 2020).....	44
Figura 2.27 Brazo con ranuras (Autores, 2020).....	44
Figura 2.28 Biela con geometría definida (Autores, 2020).....	44
Figura 2.29 Figura de espacio entre el final de la biela y el agujero (Autores, 2020). ...	45
Figura 2.30 Vistas frontal y lateral de la biela (Autores, 2020).....	45
Figura 2.31 Vistas frontal y lateral de la manivela (Autores, 2020).	47
Figura 2.32 Anillos, ranuras y tolerancias (Norma DIN 417, 2020).	48
Figura 2.33 Pasador con las ranuras (Autores, 2020).	48
Figura 2.34 Figura del soporte (Autores, 2020).	49
Figura 2.35 Esquema del eje (Autores, 2020).	50
Figura 2.36 Esquema de ranura con dimensiones (Autores, 2020).	51
Figura 2.37 Vistas trasera y superior de la ranura (Autores, 2020).....	52
Figura 2.38 Vista trasera del brazo conectado al soporte (Autores, 2020).	52
Figura 2.39 Esquema con dimensiones de las barras (Autores, 2020).....	53
Figura 2.40 Tabla de características de las tuercas (Autores, 2020).	54
Figura 2.41 Esquema del sistema propuesto (Autores, 2020).	54
Figura 2.42 Chumacera seleccionada para eje de 8 mm (Osuna Balero, 2020).....	55
Figura 2.43 Ubicación de chumacera (Autores, 2020).....	55
Figura 2.44 Especificaciones de Tuercas M5 (AliExpress, 2020).	56
Figura 3.1 Boya a utilizarse en el sistema (Autores, 2021).....	57
Figura 3.2 Brazo de conexión entre boya y la biela (Autores, 2021).....	57
Figura 3.3 Brazo de conexión entre biela y manivela (Autores, 2021).....	58
Figura 3.4 Sistema de Biela y Manivela (Autores, 2021).	58
Figura 3.5 Ranura (Autores, 2021).	58
Figura 3.6 Soporte de Ranura (Autores, 2021).....	59
Figura 3.7 Primera Propuesta Ensamblada (Autores, 2021).....	59
Figura 3.8 Conexión entre Boya y Brazo (Autores, 2021).....	61
Figura 3.9 Eje horizontal afectado por el maquinado (Autores, 2021).	61
Figura 3.10 Prueba del Prototipo (Autores, 2021).	62
Figura 3.11 Vista frontal del eje conectado a la biela (Autores, 2021).	63
Figura 3.12 Vista lateral del brazo de la boya (Autores, 2021).	63
Figura 3.13 Vista frontal del brazo de conexión (Autores, 2021).	64

Figura 3.14 Tabla de anillos de retención (Norma DIN 471, 2020).	64
Figura 3.15 Selección de anillo de retención (Norma DIN 471, 2020).	64
Figura 3.16 Dimensiones en el brazo rediseñado (Autores, 2021).	65
Figura 3.17 Vistas frontal y lateral de la biela (Autores, 2021).	66
Figura 3.18 Vistas lateral y frontal de brazo (Autores, 2021).	66
Figura 3.19 Características de tuercas y dimensiones (AliExpress, 2020).	67
Figura 3.20 Vistas frontal y superior de soporte para la ranura (Autores, 2021).	67
Figura 3.21 Vistas frontal y lateral de la ranura rediseñada (Autores, 2021).	68
Figura 3.22 Prototipo rediseñado (Autores, 2021).	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Condiciones teóricas. (Autores, 2020)	18
Tabla 2.2 Caracterización teórica de olas. (Autores, 2020)	19
Tabla 2.3 Condiciones experimentales. (Autores, 2020)	20
Tabla 2.4 Caracterización experimental. (Autores, 2020)	20
Tabla 2.5 Criterios de Selección con Ponderación. (Autores, 2020)	21
Tabla 2.6 Tabla de Ponderación Explicada. (Autores, 2020)	22
Tabla 2.7 Tabla de Selección de Diseño. (Autores, 2020)	23
Tabla 2.8 Definición de cada elemento en la Figura 2.8. (Autores, 2020).....	24
Tabla 2.9 Velocidad Angular de Olas Generadas. (Autores, 2020)	27
Tabla 2.10 Comparación entre prototipo y modelo. (Autores, 2020)	28
Tabla 2.11 Valores de W, RAO y W* para Boya A (Autores, 2021).	30
Tabla 2.12 Valores Experimentales. (Autores, 2020)	31
Tabla 2.13 Variables a considerar para el diseño (Autores, 2020).	36
Tabla 3.1 Herramientas utilizadas durante el ensamblado (Autores, 2021).	60
Tabla 3.2 Costos para Primera Propuesta y Rediseño. (Autores, 2021).....	70

ÍNDICE DE PLANOS

PRIMERA PROPUESTA

PLANO 1	Biela
PLANO 2	Brazo boya
PLANO 3	Boya con brazo
PLANO 4	Soporte Ranura
PLANO 5	Eje horizontal chumacera
PLANO 6	Manivela
PLANO 7	Eje Biela Manivela
PLANO 8	Ranura
PLANO 9	Ensamblado Primera Propuesta

PROPUESTA REDISEÑADA

PLANO 1	Biela
PLANO 2	Boya con brazo
PLANO 3	Eje para chumacera
PLANO 4	Eje para prueba final
PLANO 5	Manivela
PLANO 6	Pasador Biela Manivela
PLANO 7	Pasador biela boya
PLANO 8	Placa chumacera
PLANO 9	Placa Ranura
PLANO 10	Ranura
PLANO 11	Ensamblado Propuesta Rediseñada

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

La recolección de energía de las olas ha ganado popularidad en los últimos años, debido al esfuerzo global de reducir la dependencia de los combustibles fósiles por medio de la producción de energía limpia. Para intentar desacelerar el cambio climático, el Panel Internacional sobre Cambio Climático (IPCC) ha insistido en la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles. Como consecuencia, científicos, ingenieros e investigadores han estudiado alternativas para capturar energía, como energía eólica, de las olas, solar, como alternativas de energía limpia (Zhi Yung Tai, 2020). Entre las ventajas de estas fuentes de energía amigables con el medio ambiente se tiene que puede ser implementado en cualquier parte del mundo y que puede ser removido en caso de que el espacio donde se ubique se necesite para otros propósitos. Por ejemplo, el extenso perfil costero de Singapur, país con problemas de urbanización y escasez de tierra, podría ser aprovechado para producir 47,2 GWh/año y satisfacer el consumo eléctrico anual de 120.000 viviendas públicas (Tay, 2020). Sin embargo, esta tecnología de producción de energía aún no se encuentra en una etapa comercial, y varios grupos de investigación están explorando formas de desarrollarla mostrando su creciente aplicabilidad y funcionalidad. Por ejemplo, varias empresas importantes han confirmado su participación en proyectos futuros, debido a que se espera el crecimiento constante de esta fuente de energía limpia (Laudino Rodriguez, 2020) .

1.2 Justificación del proyecto

Numerosos tipos de convertidores de energía de olas están siendo desarrollados en búsqueda de determinar la tecnología con mayor eficiencia y factibilidad económica (Hongda Shi, 2019). El continuo aumento de opciones tecnológicas de convertidores de energía de las olas se produce por la gran cantidad de ideas y configuraciones aparentemente viables para aprovechar esta energía. Estas tecnologías se pueden categorizar considerando su localización, forma de contacto con la ola, o su principio de funcionamiento. Por ejemplo, con respecto a

su localización, los convertidores pueden ser de tipo Offshore, nearShore u Onshore. Por otro lado, considerando la forma de contacto del dispositivo con la ola se las denomina: terminador, atenuador y absorbedor puntual. Un terminador es un dispositivo largo horizontal que tiene un contacto de forma paralela a la dirección de la propagación de la ola. El atenuador al contrario tiene un contacto ortogonal a la dirección de propagación de la ola. Finalmente, el absorbedor puntual es un dispositivo de corta extensión en comparación a la longitud de onda de la ola. El último método de categorización se basa en su principio de funcionamiento donde las tres tecnologías más importantes se conocen como columna de agua oscilante, movimiento oscilatorio y rebosamiento (Arthur Pecher, 2017). Debido al gran número de alternativas disponibles, la selección de uno de los tipos de convertidores de energía de olas apropiado depende de las características del oleaje que lleguen al perfil costero donde se quiera hacer uso del dispositivo.

A pesar del potencial de desarrollo de la tecnología undimotriz, aún no ha sido considerado como un recurso energético viable en el Ecuador, donde la producción energética depende primordialmente de sistemas hidroeléctricos. Además, los periódicos racionamiento de energía provocados por la falta de lluvias han generado una alta dependencia del consumo de petróleo complementados con el uso de gas licuado de petróleo (GLP) para aplicaciones residenciales, comerciales e industriales (Diego Fernando Venegas Vásquez, 2019).

En el año 2016, fueron consumidos 2146 MWh en el Ecuador, los cuales fueron producidos con tecnología Hidráulica (49.72%), Motores de combustión interna (24.65%), Turbogas (12.42%), Turbovapor (9.21%), Importación (1.94%), Biomasa (1.55%), Eólica (0.38%) y Fotovoltaica (0.14%) (Manuel Jesús Chimbo Campuzano, 2016). El gobierno nacional ha impulsado en los últimos años la implementación de energías renovables adicionales a la hidráulica. Según un estudio reciente, la potencia energética del oleaje en territorio ecuatoriano es de 14 KW/m con alturas de olas entre 1.5 a 2 m, y periodos entre 12 a 15 segundos (INOCAR, 2021). Por todo esto, es primordial la realización de un estudio completo de costo-beneficio que determine la factibilidad de implementar un diseño eficiente en el Ecuador.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Construir un convertidor de energía de olas a escala reducida a partir de la caracterización de las olas generadas en un tanque de prueba local y teoría de sistemas flotantes para el fomento del uso de energía undimotriz.

1.3.2 Objetivos Específicos

Los objetivos específicos de nuestro proyecto son los siguientes:

- Identificar las condiciones de diseño considerando las olas generadas en un tanque de pruebas local y el sistema de sujeción.
- Dimensionar un prototipo que permita convertir la energía de las olas en energía mecánica en un tanque de pruebas local mediante el empleo de criterios de selección y una matriz de decisión considerando diferentes tipos de sistemas convertidores de energía undimotriz.
- Construir un prototipo funcional que cumpla con las directrices especificadas en la guía del proyecto.
- Probar experimental el dispositivo en el tanque de pruebas de la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción de la ESPOL y realizar mediciones de la eficiencia del prototipo.

1.3.3 Beneficios

- El diseño puede ser usado para entendimiento del proceso de conversión de energía undimotriz a mecánica y servirá como punto de partida para un diseño real en el futuro en el Ecuador.

1.4 Marco Teórico

1.4.1 Teoría de Ondas

Antes de proceder a explicar como se llevó a cabo este proyecto, es vital explicar las bases teóricas en las que este se va a guiar. Para esto, se mostrarán las definiciones de los términos y las ecuaciones que se utilizaron para este proyecto y como estos aspectos fueron influyendo en el desarrollo del mismo. Como el proyecto se va a implementar dentro de un

tanque de prueba con generador de olas tipo flap, es necesario definir sus fundamentos teóricos y como estos trabajan en conjunto con el diseño de un modelo que se realizó considerando la geometría del tanque y comportamiento de la ola en el interior del mismo.

En la Figura 1.1 se tiene la teoría de Galvin para generador de olas tipo pistón y se identifican las siguientes variables:

d : profundidad de agua dentro del tanque [m]

a : amplitud de la onda [m]

H : altura de la ola (2 veces la amplitud) [m]

S : carrera del generador [m]

L : longitud de onda [m]

swl: nivel de referencia del agua dentro del tanque

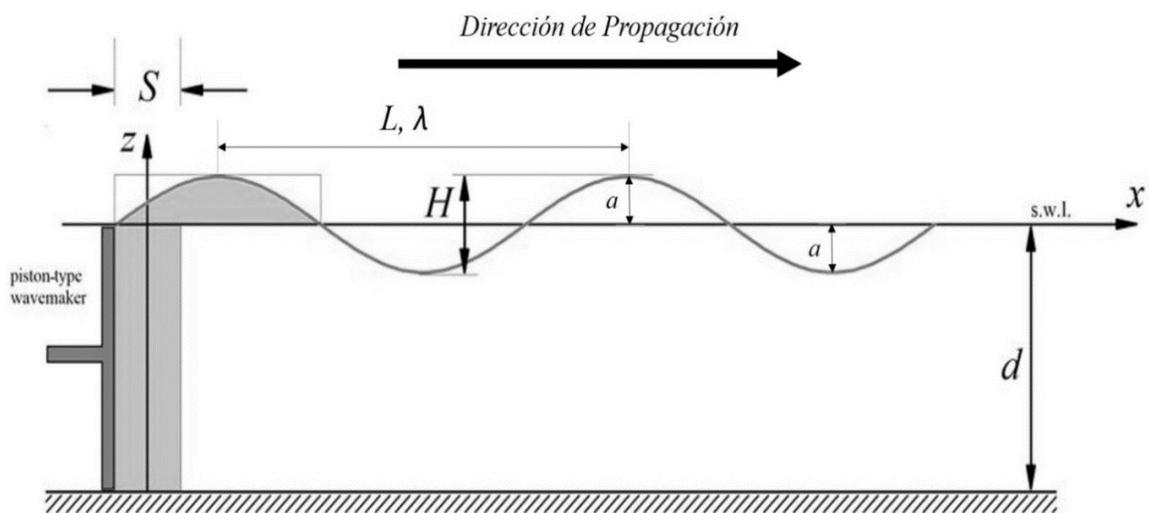


Figura 1.1 Generador Tipo Pistón (Gurnari, Filianoti, Torresi, & Camporeale, 2019).

La Relación de Dispersión relaciona el periodo y la longitud de onda para una profundidad de agua determinada (Dean & Dalrymple, 1991). Esta relación se utiliza para determinar la celeridad o velocidad de la ola en función de la profundidad del agua y de su longitud.

Previamente a encontrar el valor de la longitud de onda L dentro del tanque de agua, se debe hallar el valor L_o (Muñoz, 2011). Este valor L_o representa la longitud de onda en aguas profundas y se puede calcular con ayuda de la siguiente ecuación:

$$L_o = \frac{gT^2}{2\pi} \quad (1.1)$$

$$L_o = 1,56 T^2 \text{ [m]} \quad (1.2)$$

Como se puede observar en la ecuación 1.2, esta longitud depende únicamente del período. Para el presente proyecto, la frecuencia, la cual es el recíproco del período, se puede ajustar en el generador de que opera entre 0 y 1,3 Hz. Este ajuste provoca una variación en la frecuencia de la ola ya que se encuentra relacionada de manera directa con la frecuencia del generador.

Posteriormente se verifica la relación d/L_o , donde d es la profundidad de 0,20 metros de agua dentro del tanque. Luego se utiliza la tabla mostrada en el APÉNDICE A para determinar la relación de profundidad d/L de manera iterativa y, confirmar el valor de L esperado en el tanque de pruebas. Esta relación de profundidad d/L también se utiliza para conocer si se trabaja en aguas someras, intermedias o profundas.

$$\begin{aligned} \text{Si } \frac{d}{L_o} &\leq \frac{1}{20} && \therefore \text{Aguas someras} \\ \text{Si } \frac{1}{20} &< \frac{d}{L_o} < \frac{1}{2} && \therefore \text{Aguas intermedias} \\ \text{Si } \frac{d}{L_o} &> \frac{1}{2} && \therefore \text{Aguas profundas} \end{aligned}$$

En el presente proyecto se utilizó un tanque de pruebas con agua a una profundidad (d) de 0,20 m.

Una vez obtenidas la longitud de la ola y la profundidad del tanque, la celeridad (c) y la velocidad angular (w) para la caracterización teórica de las olas se pueden encontrar utilizando las siguientes ecuaciones (Dean & Dalymple, 1991):

$$C = \sqrt{\frac{gL}{2\pi} \tanh\left(\frac{2\pi d}{L}\right)} \quad (1.3)$$

$$w = \sqrt{g \frac{2\pi d}{L} \tanh\left(\frac{2\pi d}{L}\right)} \quad (1.4)$$

En donde:

g: aceleración de la gravedad 9,81 [m/s²]

L: longitud de la onda [m]

d: profundidad del tanque [m]

Las olas transportan energía (cinética y potencial) desde una fuente de generación que eventualmente es liberada cuando la ola rompe. En este transcurso, la fricción del fondo del reservorio puede modificar la propagación de la ola dependiendo de la profundidad. En aguas profundas las olas viajan a mayor velocidad y sin mayor efecto de fricción del fondo. Por ello es importante determinar si en las condiciones de pruebas del tanque (escala) se tiene aguas profundas, intermedias o someras.

La energía E contenida en una ola en [J/m²], es calculada usando la siguiente ecuación (Dean & Dalymple, 1991):

Esta ecuación es la energía resultante de la ola, aquí ya están incluidas las energías cinética y potencial.

$$E = \frac{1}{8} \rho g H^2 \quad (1.5)$$

En donde:

ρ : densidad del agua [Kg/m³]
 g : aceleración de la gravedad [m/s²]
 H : altura de la ola [m]

La potencia P_w por unidad de longitud que tiene una ola en [W/m], se determina usando la siguiente ecuación (Muñoz, 2011, pág. 50) :

$$P_w = EC \quad (1.6)$$

En donde:

E : energía de la ola [J/m²]
 C : celeridad de la ola [m/s]

La potencia máxima de ola en [W] se encuentra con la siguiente ecuación en donde se tiene que varía según la longitud de la ola y un parámetro α (Pecher & Kofoed, 2017, pág. 154):

$$P_{max} = \alpha P_w \frac{L}{2\pi} \quad (1.7)$$

En donde:

α : parámetro de oscilación del dispositivo. Toma el valor de 1 cuando se oscilación vertical y adquiere el valor de 2 cuando es oscilación longitudinal.

L : longitud de ola [m]

La fuerza máxima se calcula considerando la definición física de la potencia. Como la celeridad es constante, al utilizar la potencia máxima se encuentra la fuerza máxima (Pecher & Kofoed, 2017).

$$P_{max} = F_{max} * C \quad (1.8)$$

1.4.2 Teoría de Generación de Olas

Cyril Galvin (1964) propuso una teoría sencilla para la generación de olas por generadores para aguas poco profundas (Dean & Dalrymple, 1991). Dentro de esta teoría se expresa que el agua desplazada por el generador de ola debería ser igual al volumen de la cresta de la forma de onda propagada.

El volumen de agua en la cresta de la ola por unidad de longitud es:

$$\int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{H}{2}\right) \sin(kx) dx = \frac{H}{k} \quad (1.9)$$

Para el caso de generador de olas con pistón que tiene carrera constante, el resultado de la integral sería el siguiente:

$$\int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{H}{2}\right) \sin(kx) dx = Sd \quad (1.10)$$

Al igualar los 2 volúmenes se tiene que:

$$\frac{H}{k} = Sd \quad (1.11)$$

Y por consiguiente se obtiene la siguiente relación (Dean & Dalrymple, 1991):

$$\left(\frac{H}{S}\right)_{pistón} = kd \quad (1.12)$$

$$\left(\frac{H}{S}\right)_{flap} = \frac{kd}{2} \quad (1.13)$$

Recordando que K (número de ola) = $\frac{2\pi}{L}$ y despejando H se tiene:

$$\text{Para pistón: } H_{Pistón} = \frac{2\pi}{L} d * S \quad (1.14)$$

$$\text{Para flap: } H_{Flap} = \frac{\pi}{L} d * S \quad (1.15)$$

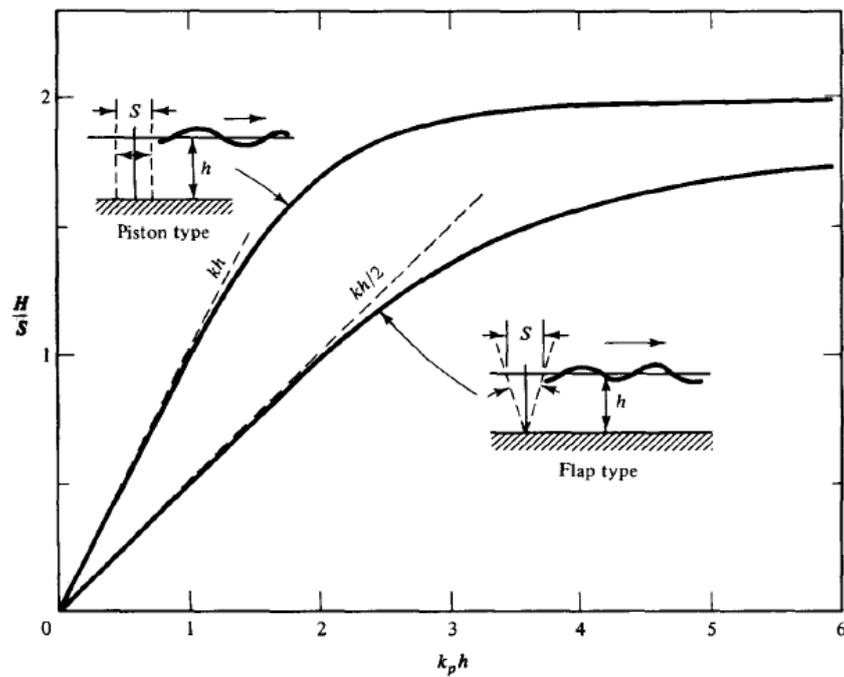


Figura 1.2 Teoría del Generador de Olas Planas. (Dean & Dalymple, 1991)

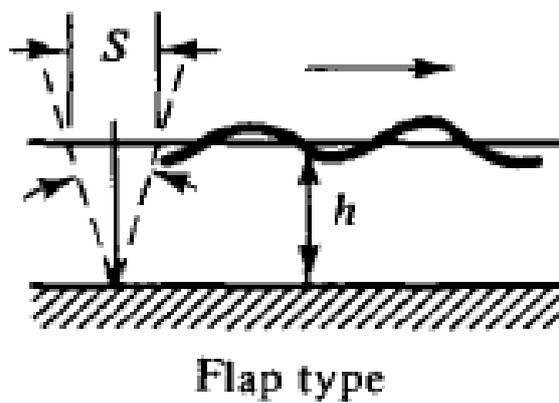


Figura 1.3 Figura de Generador de Olas tipo Flap. (Dean & Dalymple, 1991)

Como se puede apreciar en la Figura 1.2 y en la Figura 1.3, el generador de tipo flap se mueve con un patrón similar a un péndulo con un ángulo de apertura Θ .

Para encontrar la magnitud de la carrera de este tipo de generador de olas, se debe conocer el ángulo máximo en el que se trabaja. Se procede a encontrar el valor de carrera S mediante funciones trigonométricas:

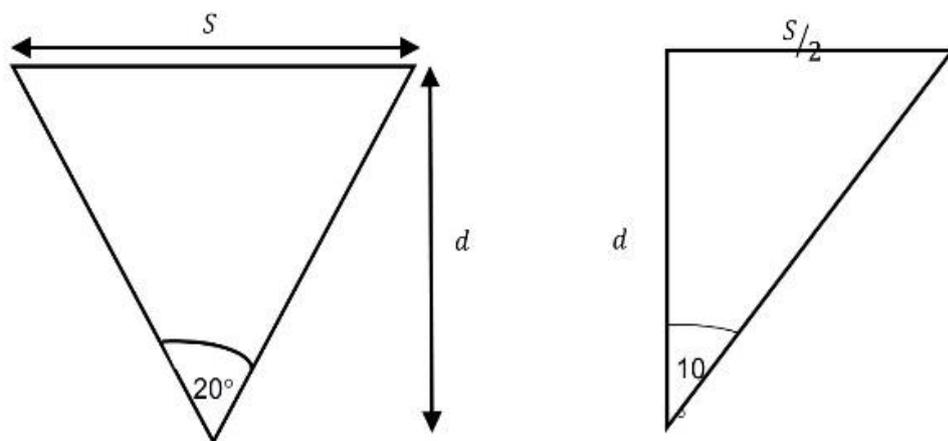


Figura 1.4 Movimiento de Generador Flap. (Autores, 2020)

$$\tan(\theta) = \frac{S}{2d} \quad (1.16)$$

$$S = 2d \tan(\theta)$$

$$S = 2(0,20 \text{ m}) \tan(10^\circ)$$

$$S = 0,071 \text{ m}$$

Cuando un cuerpo oscila libremente, este lo realiza en su frecuencia natural, sin embargo, cuando un cuerpo sólido es excitado por una fuerza externa, este tiende a vibrar a la frecuencia de la fuerza excitadora. Cuando la frecuencia de un generador o fuente de ondas coincide con la frecuencia natural del objeto se llega a un estado de *resonancia*. Cuando esto ocurre, la amplitud de respuesta del objeto varía según la amplitud de la onda incidente (Nazari Berenjkoob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020, pág. 7).

1.4.3 Respuesta de Sistemas Flotantes (RAO)

El término RAO (*abreviatura en inglés para Response Amplitude Operator*) es usado en la Ingeniería Naval para describir el comportamiento de estructuras flotantes cuando son perturbado por olas marinas. Este término cuantifica el efecto que una ola puede generar sobre un cuerpo y como mejorar la estabilidad de este cuerpo cuando su integridad es modificada a los requisitos de diseño (Faltinsen, 1990). El RAO es la función de transferencia entre la amplitud de excitación con la amplitud de la respuesta. Típicamente cuando la frecuencia es baja, RAO es igual a uno, esto quiere decir que, si una ola tiene 1 metro de altura, la respuesta va a tener 1 metro de altura debido a que el cuerpo sigue al perfil de la ola. Sin embargo, cuando se encuentra en resonancia la respuesta va a tener una magnitud superior a la altura de la ola (Bhattacharyya, 1978). En el presente proyecto se usa este concepto para identificar la geometría con la máxima respuesta en el rango resonante.

La frecuencia natural en rad/s se puede obtener con la siguiente ecuación (Nazari Berenjkoob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020, pág. 3):

$$W_n = \sqrt{\frac{2g}{D}} \quad (1.17)$$

En donde:

g: aceleración de la gravedad [m/s²].

D: diámetro base del modelo o prototipo real [m].

El parámetro adimensional de la frecuencia de ola se puede obtener con la siguiente ecuación (Nazari Berenjkoob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020, pág. 7):

$$W^* = W_n \sqrt{\frac{D}{g}} \quad (1.18)$$

Este valor W^* se utiliza para analizar la respuesta de sistemas flotantes (RAO) teniendo en cuenta que en el rango de frecuencia de resonancia se encontrarán los valores máximos de RAO.

1.4.4 Principio de Arquímedes

Este principio indica que todo cuerpo sumergido en un fluido experimenta una fuerza de empuje en sentido contrario y proporcional al volumen desplazado por el cuerpo. Para el caso en el que el cuerpo de interés se encuentre completamente sumergido, la fuerza de empuje se ve influenciada por la relación entre la densidad del fluido y la densidad del cuerpo ya que, si la densidad del fluido es mayor a la del cuerpo, el cuerpo flotará; si son iguales, el cuerpo se sumergirá hasta llegar a una profundidad de equilibrio; y si la densidad del cuerpo supera a la del fluido, se va a sumergir completamente hasta el fondo de donde se encuentre el fluido (Çengel, 2006, págs. 89-90).

El principio de Arquímedes se utiliza para estimar la masa requerida de un objeto sumergido en un fluido para asegurar que la fuerza de empuje generada por el agua y el peso del objeto se encuentren en equilibrio.

1.4.5 Sistema de Conversión de Energía tipo WEC

Los sistemas WEC (*abreviatura en inglés para Wave Energy Converter*) son sistemas que se encargan de transformar la energía proveniente de un grupo de olas en energía eléctrica o mecánica. La energía contenida en una incluye la energía de movimiento o cinética y la energía potencia, es transformada a energía mecánica o eléctrica mediante un dispositivo (Ramos, 2011). Estos sistemas WEC proveen de una alternativa de energía limpia ya que utilizan recursos renovables ilimitados como fuente y a su vez su instalación requiere un mínimo o casi nulo uso de combustibles fósiles.

A pesar de existir un sinnúmero de opciones WEC, en el presente proyecto se consideraron solamente los siguientes tres tipos de sistemas WEC:

- Tipo Pelamis:
También conocido como Serpiente Marina, es un sistema que utiliza una serie de secciones cilíndricas sumergidas parcialmente unidas mediante una bisagra como se muestra en la Figura 1.5. En las uniones

de estos cilindros se encuentra un sistema hidráulico el cual, mediante el movimiento relativo entre los cilindros causado por las olas, bombea aceite a alta presión a través de un motor eléctrico (Ramos, 2011).

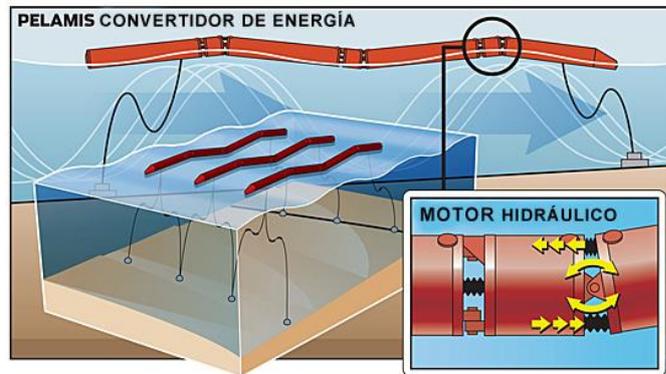


Figura 1.5 Convertidor tipo Pelamis. (Ramos, 2011)

- Columna de Agua Oscilante

Es un sistema que trabaja usualmente en zonas donde existe una magnitud de energía de ola bastante grande como por ejemplo en rompeolas. Funciona mediante el uso de una cámara donde ingresa el aire que arrastra la superficie de la ola, donde el ingreso y la salida del aire activa una turbina en el interior de la cámara, sin importar la dirección de movimiento del aire como se muestra en la Figura 1.6. Este movimiento giratorio de la turbina hace que un generador, conectado a un rotor, produzca energía eléctrica (Ramos, 2011).

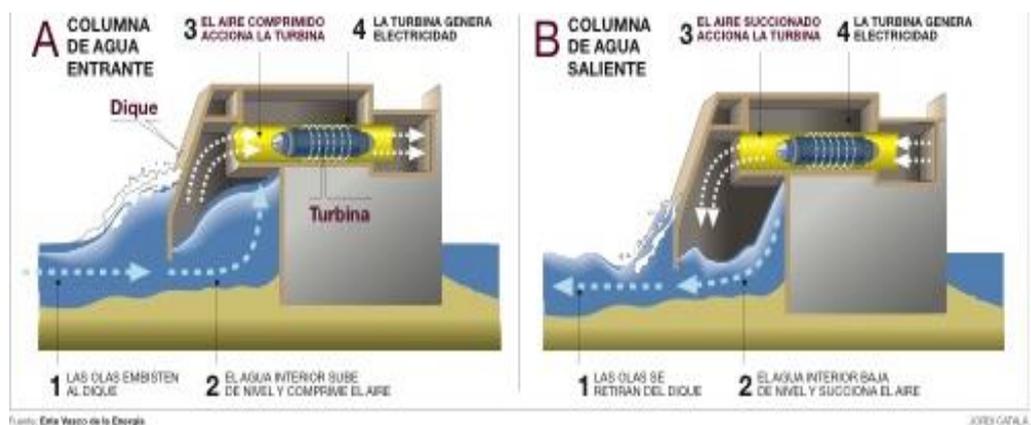


Figura 1.6 Sistema de Columna de Agua Oscilante. (Ramos, 2011)

- Sistema de Boyas

Es un sistema que absorbe el movimiento vertical de las olas. La boya aprovecha el movimiento de la ola para desplazarse de manera similar y trasladarse verticalmente de forma periódica. Típicamente, esta boya se conecta con un sistema hidráulico y un generador, el cual se encarga de cargar unas baterías ubicadas en el fondo del sistema como se muestra en la Figura 1.7 (Ramos, 2011).

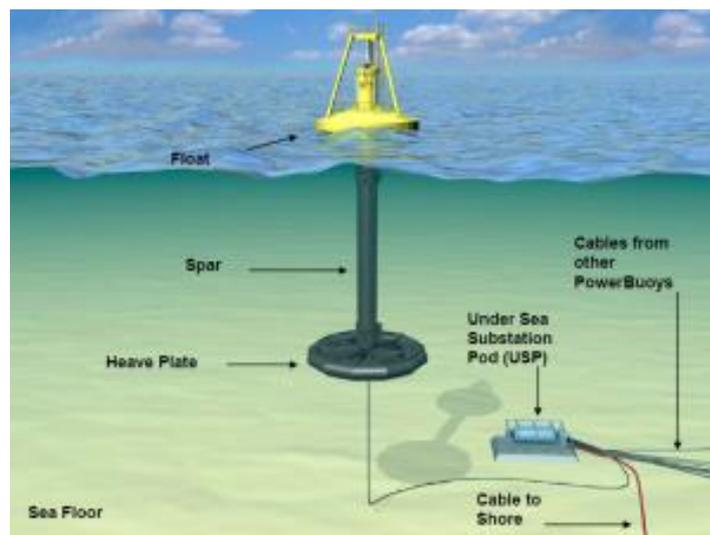


Figura 1.7 Sistema de Boya. (Ramos, 2011)

1.4.6 Análisis Dimensional

Para el análisis dimensional de un modelo a escala en base a un prototipo real se utiliza el siguiente factor de escala (Bhattacharyya, 1978):

$$\lambda = \frac{\text{Longitud de referencia del prototipo}}{\text{Longitud de referencia del modelo}} = \frac{L_1}{L_2} \quad (1.19)$$

Es posible relacionar los períodos para oscilaciones pequeñas entre el modelo a escala y el prototipo mediante el factor de escala (Bhattacharyya, 1978) como se muestra a continuación:

$$T_1 = \lambda^{1/2} T_2 \quad (1.20)$$

En donde:

T_1 : Período del prototipo [s].

T_2 : Período del modelo [s].

Tomando en consideración la ecuación 1.19 para el factor de escala y la ecuación 1.20, se obtuvo la siguiente relación para la velocidad angular:

$$w_1 = \frac{1}{\lambda^{1/2}} w_2 \quad (1.21)$$

En donde:

w_1 : velocidad angular del prototipo [rad/s].

w_2 : velocidad angular del modelo [rad/s].

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Condiciones de Trabajo

El sistema WEC a diseñar en el presente proyecto se va a usar en un tanque de pruebas dentro del Laboratorio de Hidráulica en la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción como se muestra en la Figura 2.1.



Figura 2.1 Tanque de prueba. (Autores, 2020)

Este tanque de prueba tiene 10 metros de largo, 47 centímetros de altura y 50 centímetros de ancho. El generador de olas, de tipo Flap, está ubicado en un extremo del tanque y trabaja en un rango de frecuencias que va desde 0 Hz hasta 2 Hz. Sin embargo, en el presente proyecto el prototipo trabajará en un rango de 0 a 1,3 Hz por pedido del cliente.

El generador de olas trabaja con un flap que tiene una amplitud de rotación de 20° y con un nivel de agua de 20 cm, tal y como se observa en la Figura 2.2. Este elemento empuja el agua en dos formando olas de acuerdo a la frecuencia de oscilación del flap. Al encender y llenar el tanque de pruebas, se puede observar que en primer lugar se llena un compartimiento ubicado detrás del flap

y posteriormente se llena el resto del tanque tal y como se muestra en la Figura 2.3:



Figura 2.2 Tanque siendo llenado y agitador Flap. (Autores, 2020)

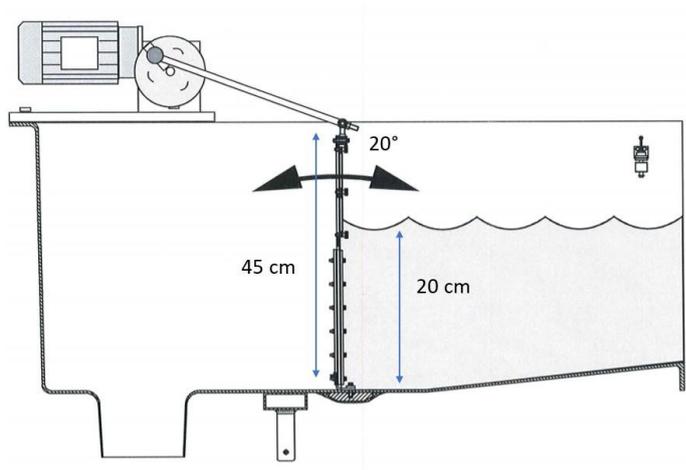


Figura 2.3 Figura de trabajo del agitador Flap (Loayza & Espinoza, 2020).

2.2 Volumen de Trabajo

El volumen de trabajo establecido por el cliente es de 350mm x 250mm x 250mm como se muestra en la Figura 2.4. Las dimensiones del prototipo no deben exceder este volumen designado, incluyendo el funcionamiento del dispositivo.

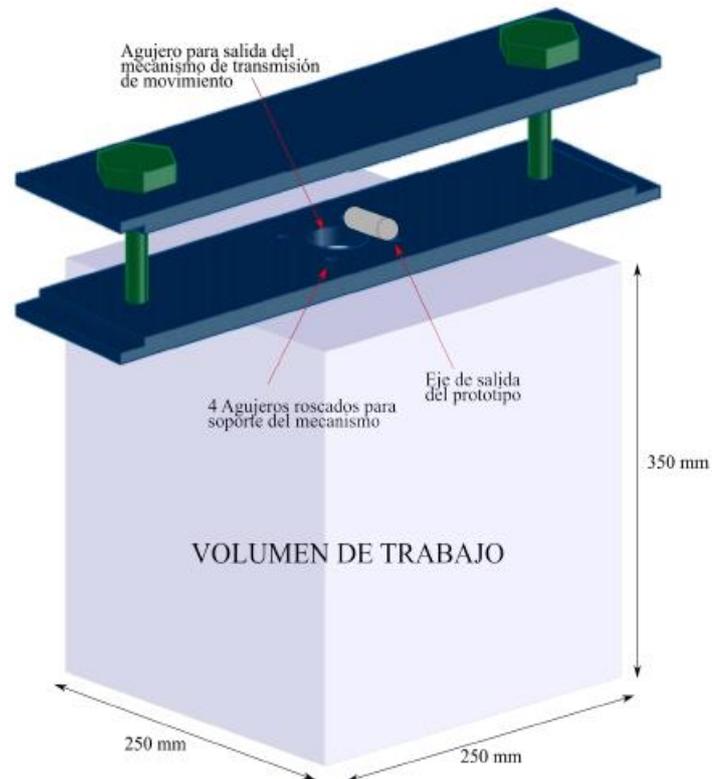


Figura 2.4 Figura del volumen de trabajo definido (Loayza & Espinoza, 2020).

2.3 Caracterización de las Olas

Es necesario conocer las características de la ola generada en el tanque de pruebas. En el presente proyecto se usarán las características de altura de: la ola, energía, celeridad y longitud de la ola.

2.3.1 Predicción Analítica

Para los cálculos de las características de las olas se utilizaron las ecuaciones descritas en la sección 1.4.1 del marco teórico, donde fueron consideradas las siguientes condiciones mostradas en la tabla 2.1:

g [m/s^2]	9,81
d [m]	0,20
ρ [Kg/m^3]	1000

Tabla 2.1 Condiciones teóricas. (Autores, 2020)

f [Hz]	L [m]	c [m/s]	f ola [Hz]	H [m] flap	E [J/m ²] flap
0,00	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,10	15,8353	1,3992	0,0884	0,0028	0,0097
0,20	7,1788	1,3936	0,1941	0,0062	0,0474
0,30	4,6414	1,3840	0,2982	0,0096	0,1133
0,40	3,4294	1,3706	0,3997	0,0130	0,2075
0,50	2,7062	1,3536	0,5002	0,0165	0,3332
0,60	2,2199	1,3327	0,6004	0,0201	0,4952
0,70	1,8727	1,3086	0,6988	0,0238	0,6959
0,80	1,5987	1,2798	0,8005	0,0279	0,9548
0,90	1,3848	1,2476	0,9009	0,0322	1,2725
1,00	1,2093	1,2117	1,0019	0,0369	1,6686
1,10	1,0662	1,1733	1,1005	0,0418	2,1469
1,20	0,9637	1,1393	1,1823	0,0463	2,6278
1,30	0,8356	1,0871	1,3010	0,0534	3,4954

Tabla 2.2 Caracterización teórica de olas. (Autores, 2020)

En la Tabla 2.2 se muestran los valores de longitud de ola que se forman a diferentes frecuencias del generador de ola. Se puede observar que existe una diferencia entre la frecuencia del generador y la frecuencia de la ola. Esto se debe a que no toda la energía del generador se transfiere a la ola además de que no se considera la fuerza que ejerce el Flap al cuerpo de agua al trasladarse.

2.3.2 Caracterización Experimental

Los datos mostrados en la Tabla 2.4 se obtuvieron durante una prueba realizada el 13/11/2020 en el laboratorio de hidráulica en FIMCP. Para la obtención del periodo se utilizó un cronómetro con el que se tomó el tiempo en el cual un grupo de crestas de 10 olas pasaban por un punto definido por los autores. Los demás parámetros se midieron con ayuda de instrumentos como reglas de diferentes de medidas y un dibujo hecho con marcador en uno de los vidrios del tanque. Los valores de temperatura en la Tabla 2.3 se obtuvieron de manera experimental con ayuda de un termómetro y con ese valor se obtuvo un valor de densidad para agua dulce a esa temperatura.

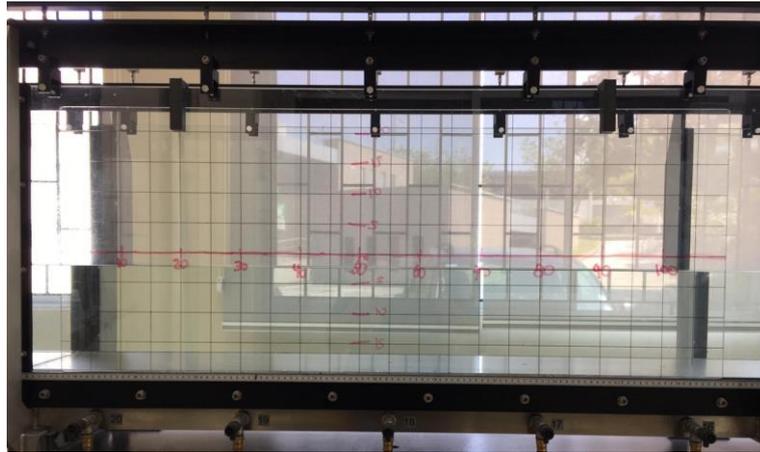


Figura 2.5 Método de medición de longitudes. (Autores, 2020)

Considerando las siguientes condiciones:

g [m/s^2]	9,81
d [m]	0,20
ρ [Kg/m^3]	996,779
T [$^{\circ}C$]	26,3

Tabla 2.3 Condiciones experimentales. (Autores, 2020)

f [Hz]	T [s]	T ola [s]	L [m]	c [m/s]	f ola [Hz]	H [m] flap	E [J/m^2] flap
0,00	0	0	0	0	0	0,000	0
0,10	10,00	-	-	-	-	-	0
0,20	5,00	-	-	-	-	-	0
0,30	3,33	2,700	2,280	0,8444	0,3704	0,0180	0,3960
0,40	2,50	2,100	1,840	0,8762	0,4762	0,0250	0,7664
0,50	2,00	1,600	1,480	0,9250	0,6250	0,0190	0,4427
0,60	1,67	1,200	1,160	0,9667	0,8333	0,0240	0,7063
0,70	1,43	0,818	0,950	1,1614	1,2225	0,0240	0,7063
0,80	1,25	0,730	0,756	1,0356	1,3699	0,0650	5,1809
0,90	1,11	0,693	0,625	0,9019	1,4430	0,0550	3,7094
1,00	1,00	0,663	0,520	0,7843	1,5083	0,0620	4,7137
1,10	0,91	0,548	0,400	0,7299	1,8248	0,0690	5,8382
1,20	0,83	0,535	0,220	0,4112	1,8692	0,0450	2,4832
1,30	0,77	0,487	0,150	0,3080	2,0534	0,0350	1,5022

Tabla 2.4 Caracterización experimental. (Autores, 2020)

Observación: para el rango entre 0,00 y 0,20 Hz en la Tabla 2.4 no se pudieron obtener los datos de caracterización de la ola debido a que no era posible apreciar las olas en el tanque, las longitudes de ola teóricas no consideran factores como resonancia por paredes del tanque y se asumen en condiciones de mar abierto.

2.4 Criterios de Selección

Para la selección del sistema a utilizar se consideraron tres sistemas principales. Estos son sistema de columna de agua oscilante, sistema de boyas y pelamis. Luego de analizar estos sistemas, sus limitantes, pros y contras, se determinaron cuatro criterios de selección para realizar una matriz de decisión. Con ayuda de los tutores de este proyecto, los criterios de selección con sus respectivas ponderaciones se muestran en la Tabla 2.5.

Criterio de selección	Ponderación (%)
Tamaño	15
Complejidad de Construcción/Modificación del prototipo	30
Eficiencia	40
Profundidad mínima	15

Tabla 2.5 Criterios de Selección con Ponderación. (Autores, 2020)

2.5 Rúbrica para Selección de Diseño

Antes de la realización de la matriz de decisión fue necesario realizar una rúbrica, para la posterior evaluación de cada sistema. La rúbrica se muestra en la Tabla 2.6.

Rúbrica				
Ponderación	Se pondera de 1 a 3; donde 1 es la calificación más baja y 3 es la calificación más alta			
	Explicación	1	2	3
Tamaño	El sistema debe ser capaz de operar eficientemente dentro del volumen de trabajo de 25x25x35 especificado en la guía del proyecto.	El sistema debe tener una amplia longitud horizontal o vertical, donde si está o estas se ven reducidas, la eficiencia del sistema se ve afectada considerablemente.	El sistema puede llegar a tener una amplia longitud horizontal o vertical, pero estas se pueden reducir sin que se produzca una reducción considerable de su eficiencia.	El sistema puede tener cualquier longitud horizontal o vertical, la eficiencia no se ve afectada.

<p>Complejidad de Construcción/Modificación del prototipo</p>	<p>Evaluamos la complejidad que presentaría la construcción del sistema. Una alta complejidad significaría la construcción de un sistema con un gran número de componentes involucradas. También se evalúa la complejidad del proceso de transformación de energía undimotriz a mecánica del sistema.</p>	<p>La construcción del sistema presenta una alta complejidad, ya que es necesaria la construcción de varios distintos componentes. Además, el proceso de transformación de energía de las olas a mecánica es complejo.</p>	<p>La construcción del sistema presenta una alta complejidad, ya que es necesaria la construcción de varios distintos componentes. Pero, su proceso de transformación de energía de las olas a mecánica es sencillo.</p>	<p>La construcción del sistema no es compleja. No existe un gran número de componentes a construir y además el sistema de transformación de energía es sencillo.</p>
<p>Eficiencia</p>	<p>La eficiencia de los sistemas la calificamos de acuerdo con la facilidad que tiene el sistema para producir el movimiento de giratorio del eje horizontal, el cual está ubicado en el soporte.</p>	<p>Es necesaria la construcción de un segundo sistema complejo (con varios componentes), conectado al prototipo. Este sistema se encargaría de transferir la energía mecánica del prototipo hacia el eje horizontal.</p>	<p>Es necesaria la construcción de un segundo sistema poco complejo para la transferencia de energía mecánica del prototipo hacia el eje horizontal.</p>	<p>No es necesaria la construcción de un segundo sistema, con la construcción de ninguno uno, la energía mecánica del prototipo puede ser transferida al eje horizontal de manera sencilla. Al no existir otro sistema, no existirán pérdidas que se puedan generar.</p>
<p>Profundidad Mínima</p>	<p>Evidenciar el efecto de una profundidad mínima para que el dispositivo opere de manera eficiente</p>	<p>Cambios en los niveles del agua pueden llegar a afectar considerablemente al sistema, posiblemente hasta el punto de dejar obsoleto al sistema.</p>	<p>El funcionamiento del sistema se puede ver afectado debido a variaciones de los niveles de agua, pero igual puede continuar funcionando. Posiblemente la eficiencia del sistema pueda llegar disminuir.</p>	<p>El sistema puede trabajar a cualquier profundidad. No se ve afectada por reducciones o aumentos de los niveles del agua.</p>

Tabla 2.6 Tabla de Ponderación Explicada. (Autores, 2020)

2.6 Selección de Diseño para el Prototipo

En base a la rúbrica realizada, se procedió a realizar la matriz de decisión, la cual se muestra en la Tabla 2.7.

Selección de Sistema	Tamaño	Complejidad de Construcción/Modificación del prototipo	Eficiencia	Profundidad mínima	Total
Peso (%)	15	30	40	15	100%
Pelamis	1	1	1	3	1.3
Columna de agua	3	3	2	2	2.45
Sistema de boyas	3	3	3	2	2.85

Tabla 2.7 Tabla de Selección de Diseño. (Autores, 2020)

Como resultado se seleccionó al Sistema de boyas como un sistema más apropiado de acuerdo con nuestros criterios de selección.

2.7 Diseño Conceptual del Sistema

Considerando el sistema seleccionado, se realizó el diseño conceptual:

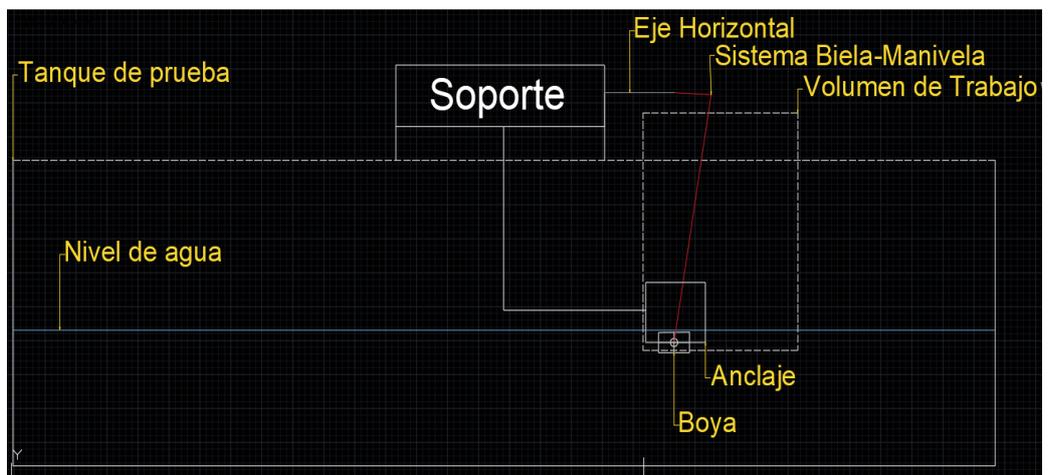


Figura 2.6 Diseño Conceptual del Sistema. (Autores, 2020)

Se planteó un sistema biela – manivela – corredera, mostrado en la Figura 2.6, donde la corredera está representada por la boya para generar la rotación del eje horizontal. Este sistema permitió transformar un movimiento en línea recta en un movimiento rotacional.



Figura 2.7 Mecanismo Biela – Manivela. (Autores, 2020)

El movimiento vertical (en el eje Y) de la boya produce el movimiento rotacional de la manivela. En la Figura 2.7 se presenta desde una vista lateral los elementos que forman parte del sistema de transformación de energía undimotriz a mecánica. En la tabla 2.8 se encuentran las etiquetas de los elementos.

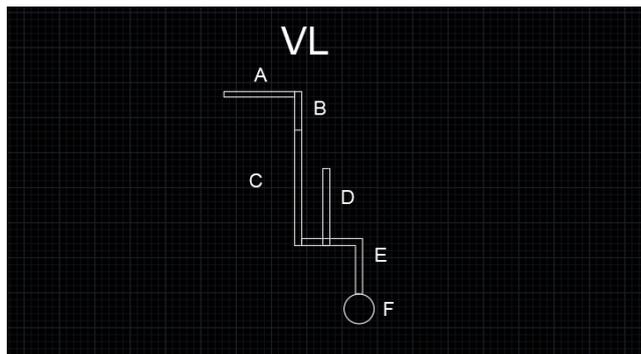


Figura 2.8 Visualización del Sistema en AutoCAD. (Autores, 2020)

Elemento	Letra
Eje Horizontal	A
Manivela	B
Biela	C
Elemento para restringir movimiento en Y (Pasador en una ranura)	D
Elemento de conexión Boya- Sistema	E
Boya	F

Tabla 2.8 Definición de cada elemento en la Figura 2.8. (Autores, 2020)

En un sistema biela-manivela-corredera, la longitud de la manivela está determinada por el recorrido de la corredera. El recorrido de la corredera está relacionado con la altura de la ola que fue determinada experimentalmente. Experimentalmente se obtuvo una altura de ola de 13,8 cm a una frecuencia del flap de 1,10 Hz como se muestra en la Tabla 2.4.

Para asegurar que exista una rotación completa de la manivela se recomienda que esta tenga una longitud mínima igual a tres veces la longitud de la manivela (Norton, Design of Machinery. Journal of Mechanical Design., 2003). Se determinó que la longitud de la manivela sea de 3 cm, por lo tanto, la longitud de la biela sería de 12 cm. Se verificó este análisis mediante una simulación Biela-manivela-corredera en el programa AutoCAD, ver Figura 2.9. La corredera representa a la que sería la boya en este sistema.

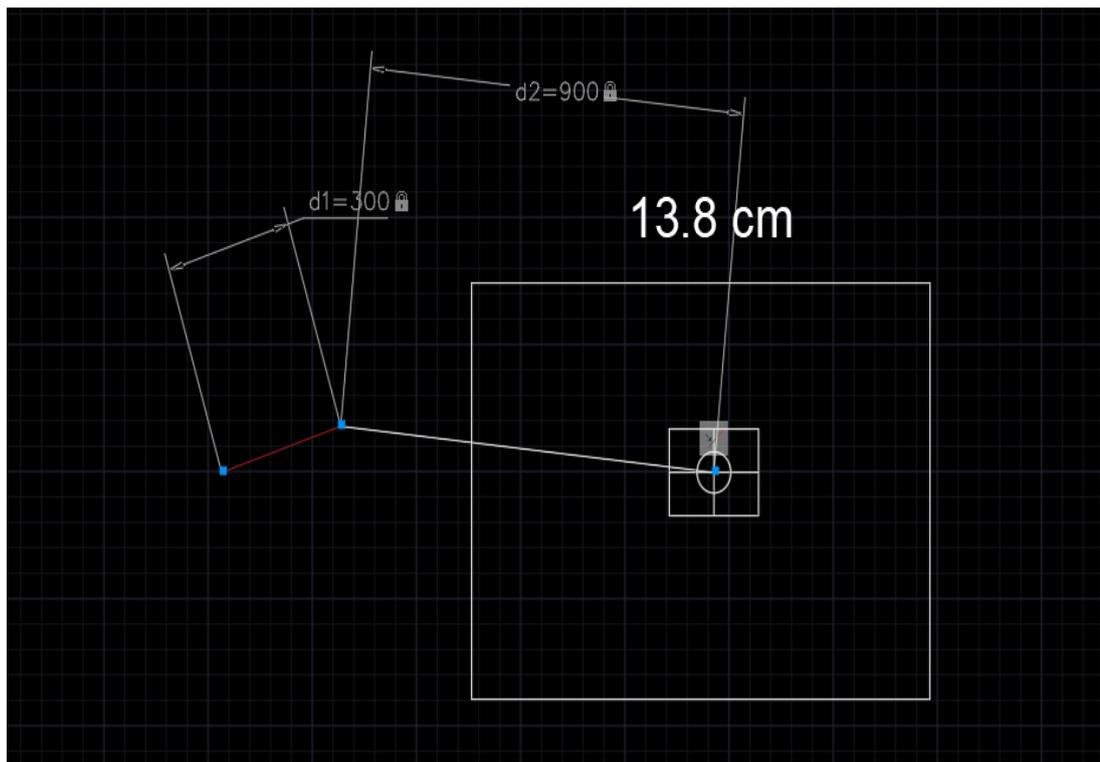


Figura 2.9 Visualización de la corredera previo a su recorrido. (Autores, 2020)

Se desplaza la corredera para verificar que esta recorra los 13.8 cm.

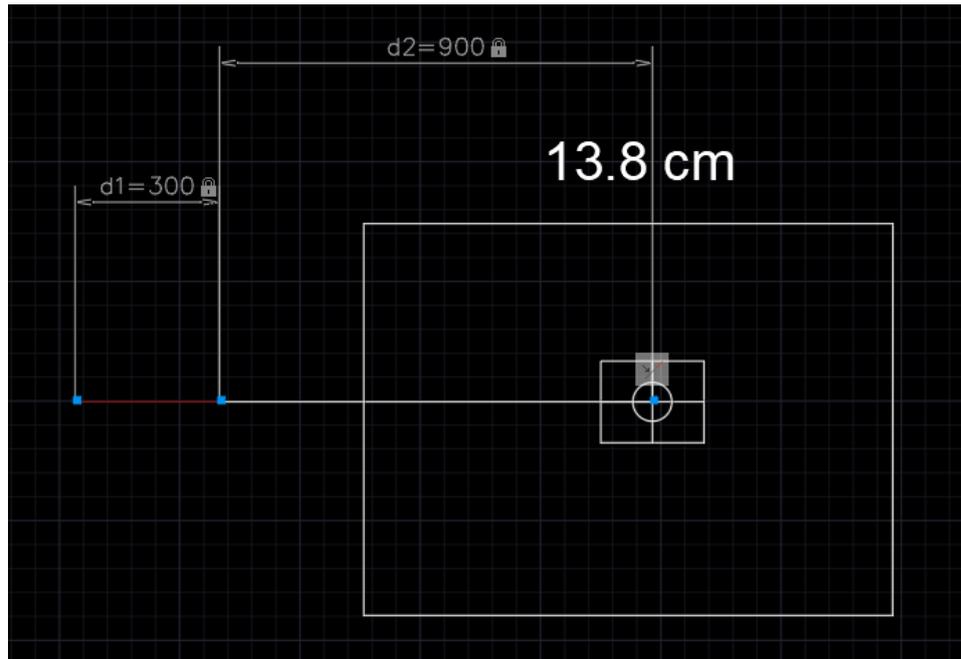


Figura 2.10 Visualización del recorrido de la corredera. (Autores, 2020)

Mediante la visualización CAD, se confirmó que la corredera no recorría el desplazamiento requerido (Figura 2.10). Además, se observó que el desplazamiento de la corredera es igual al doble de la longitud de la manivela (Figura 2.11). Por lo tanto, para obtener un desplazamiento de 13.8 cm, la manivela tendrá una longitud de 6.9 cm. Por consiguiente, la longitud de la biela es igual a:

$$\text{longitud de biela: } 3 * \text{longitud manivela} = 3 * 6.9 = 20.7 \text{ cm} \quad (2.1)$$

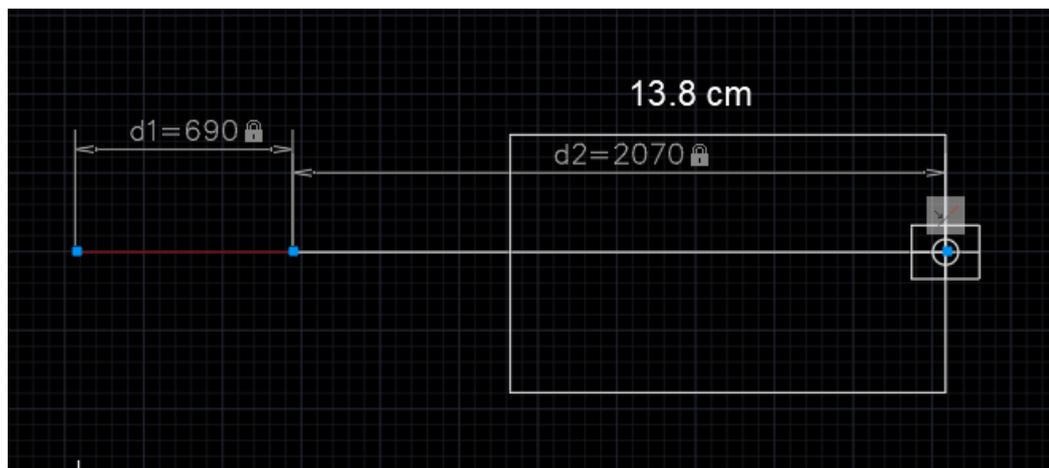


Figura 2.11 Obtención del recorrido requerido. (Autores, 2020)

2.8 Diseño Detallado del Sistema

2.8.1 Selección de Geometría

Primero, se procedió a calcular la velocidad angular w de las olas incidentes en el rango de frecuencias del generador dado por el cliente. La frecuencia angular experimental se encontró al utilizar la expresión $w = 2\pi f$.

Generador		Ola		
f [Hz]	T [s]	T ola [s]	f ola [Hz]	w [rad/s]
0,00	-	-	-	-
0,10	10,00	-	-	-
0,20	5,00	-	-	-
0,30	3,33	2,700	0,3704	2,3271
0,40	2,50	2,100	0,4762	2,9920
0,50	2,00	1,600	0,6250	3,9270
0,60	1,67	1,200	0,8333	5,2360
0,70	1,43	0,818	1,2225	7,6812
0,80	1,25	0,730	1,3699	8,6071
0,90	1,11	0,693	1,4430	9,0666
1,00	1,00	0,663	1,5083	9,4769
1,10	0,91	0,548	1,8248	11,4657
1,20	0,83	0,535	1,8692	11,7443
1,30	0,77	0,487	2,0534	12,9018

Tabla 2.9 Velocidad Angular de Olas Generadas. (Autores, 2020)

No se pudieron obtener datos de las olas en las frecuencias del generador entre 0,00 y 0,20 Hz debido a que son muy bajas y no se pudieron apreciar las características de la ola dado que las olas generadas poseen una longitud superior a la longitud del tanque de prueba.

En la selección de geometría para el prototipo se utilizó como base una investigación del Departamento de Ingeniería Marina de la Universidad de Tecnología Amirkabir en Teherán, Irán en conjunto con el Centro de Tecnología Marina e Ingeniería Oceánica del Instituto Superior Técnico de la Universidad de Lisboa, Portugal. En esta investigación se analizó la influencia de la geometría de una boya en la eficiencia de un Sistema WEC;

las geometrías analizadas se encuentran adjuntas en la sección de [Apéndice B](#) (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020).

Las geometrías del prototipo usadas en ese estudio tenían un diámetro base de 15 metros mientras que en este proyecto se diseñó un modelo a escala con un diámetro de 14 centímetros, considerando el espacio disponible entre el volumen de trabajo y la profundidad del agua en el tanque de pruebas por lo que se obtuvo un factor de escala para dimensiones (Bhattacharyya, 1978).

Utilizando la ecuación 1.16 se obtuvo que el factor de escala para el presente prototipo basado en el de la investigación mencionada anteriormente es de 107,143. Este factor influye tanto en las dimensiones como para el período y la velocidad angular como se muestra en la [Sección 1.4.6](#). Considerando lo mencionado anteriormente y la tabla ubicada en el [Apéndice B](#), se obtuvo la siguiente tabla:

Prototipo Real					Modelo			
Geometría Boya		W_n	W^*	RAO máx.	D [m]	d [m]	W_n	W^*
Hemisferios	Boya A	1,129	1,396	2,131	15,393	0,144	11,686	1,396
	Boya B	1,156	1,429	1,997	14,682	0,137	11,966	1,429
	Boya C	1,169	1,446	1,888	14,357	0,134	12,100	1,446
Cono	Boya D 30°	1,122	1,387	2,235	15,585	0,145	11,614	1,387
	Boya E 45°	1,167	1,443	1,944	14,406	0,134	12,080	1,443
	Boya F 60°	1,210	1,496	1,631	13,401	0,125	12,525	1,496
Forma Inusual	Boya G	1,117	1,381	2,331	15,725	0,147	11,562	1,381
	Boya H	1,111	1,374	2,394	15,895	0,148	11,500	1,374
	Boya I	1,164	1,439	1,987	14,481	0,135	12,049	1,439
	Boya J	1,155	1,428	2,031	14,707	0,137	11,955	1,428

Tabla 2.10 Comparación entre prototipo y modelo. (Autores, 2020)

Se puede observar que, considerando las geometrías analizadas en la investigación y el factor de escala de nuestro proyecto, la frecuencia de resonancia se encuentra alrededor de 11,500 y 12,525 rad/s. Esto permite identificar a que frecuencia de ola a partir del generador se debe trabajar teniendo en consideración los datos experimentales obtenidos

anteriormente. Es posible apreciar que el valor de w^* , conocido como parámetro adimensional de frecuencia de ola, se encuentra entre 1,374 y 1,446 por lo que, al calcular w^* para los datos experimentales, se debe considerar trabajar en las frecuencias del generador que ubiquen las frecuencias de olas generadas dentro de ese rango.

Se decidió trabajar con la [boya A](#) dado que es la que menos complicación conlleva en el momento de hacer el diseño en software y de igual manera, en la impresión 3D que se debe realizar posteriormente.

Gracias a la colaboración del autor de la investigación al proporcionar los valores de w y RAO, se pudo obtener la siguiente gráfica del RAO vs W^* para la boya A:

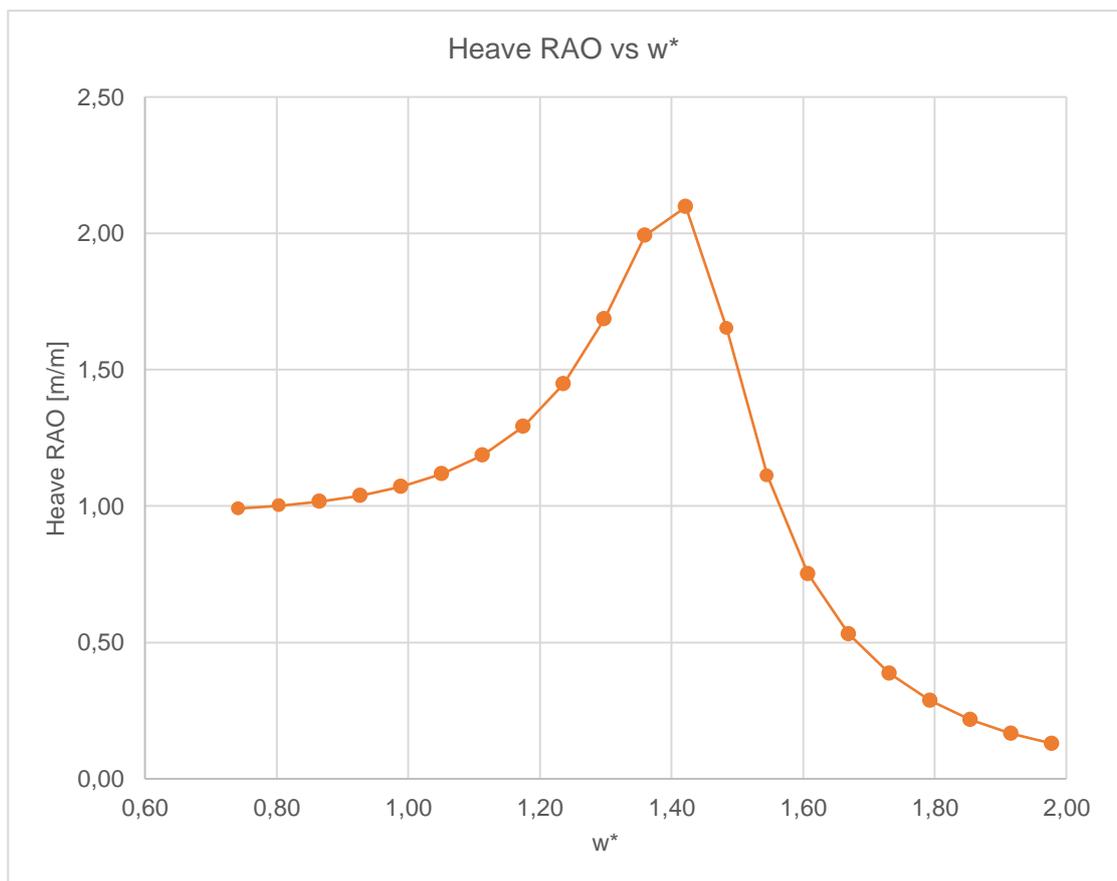


Figura 2.12 RAO vs W^* (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020).

En la Tabla 2.11 se muestran los datos comparados en la Figura 2.12. Es importante indicar que los datos proporcionados por el autor del artículo fueron hallados de manera experimental y tabulados por el programa Matlab.

A continuación, se muestran los valores de W y RAO para la boya A de diámetro nominal 15 metros (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020) y w^* (Autores, 2021):

W [rad/s]	Heave RAO	w^*
0,60	0,9905016	0,74
0,65	1,0010009	0,80
0,70	1,0161862	0,87
0,75	1,0383084	0,93
0,80	1,0705370	0,99
0,85	1,1176175	1,05
0,90	1,1869949	1,11
0,95	1,2907633	1,17
1,00	1,4485085	1,24
1,05	1,6865077	1,30
1,10	1,9926126	1,36
1,15	2,0965681	1,42
1,20	1,6523222	1,48
1,25	1,1113731	1,55
1,30	0,7515929	1,61
1,35	0,5307534	1,67
1,40	0,3855319	1,73
1,45	0,2865456	1,79
1,50	0,2168875	1,85
1,55	0,1665229	1,92
1,60	0,1291975	1,98

Tabla 2.11 Valores de W , RAO y W^* para Boya A (Autores, 2021).

Para el cálculo de w_n en los datos experimentales se procedió a dividir el valor de w para la raíz del factor de escala como se muestra en la ecuación 1.19. Los valores de RAO para los datos experimentales se obtuvieron mediante interpolación usando los datos proporcionados por la Tabla 2.10.

f [Hz]	T [s]	T ola [s]	f ola [Hz]	w [rad/s]	w_n [rad/s]	w^*	H [m] flap	RAO	Amplitud Boya [m]
0,30	3,33	2,700	0,3704	2,3271	0,2248	0,2817	0,018	0,377	0,007
0,40	2,50	2,100	0,4762	2,9920	0,2891	0,3622	0,025	0,485	0,012
0,50	2,00	1,600	0,6250	3,9270	0,3794	0,4753	0,019	0,636	0,012
0,60	1,67	1,200	0,8333	5,2360	0,5058	0,6338	0,024	0,848	0,020
0,70	1,43	0,818	1,2225	7,6812	0,7421	0,9298	0,024	1,038	0,025
0,80	1,25	0,730	1,3699	8,6071	0,8315	1,0418	0,065	1,111	0,072
0,90	1,11	0,693	1,4430	9,0666	0,8759	1,0975	0,055	1,173	0,065
1,00	1,00	0,663	1,5083	9,4769	0,9156	1,1471	0,062	1,251	0,078
1,10	0,91	0,548	1,8248	11,4657	1,1077	1,3879	0,069	2,041	0,141
1,20	0,83	0,535	1,8692	11,7443	1,1346	1,4216	0,045	2,085	0,094
1,30	0,77	0,487	2,0534	12,9018	1,2464	1,5617	0,035	1,041	0,036

Tabla 2.12 Valores Experimentales. (Autores, 2020)

Se puede observar en la tabla 2.11 que el rango de w^* encontrado en la tabla 2.9 se ubica entre las frecuencias 1,10 y 1,20 Hz. Se procederá a trabajar con el valor de 1,10 Hz, la cual da una altura de ola generada de 6.9 cm y una amplitud de respuesta de parte de la boya de aproximadamente 14,1 cm.

2.8.2 Diseño de Boya

De acuerdo con el Principio de Arquímedes, se determinó la masa requerida por la boya para que solo la mitad del volumen se mantenga sumergida en equilibrio estático:

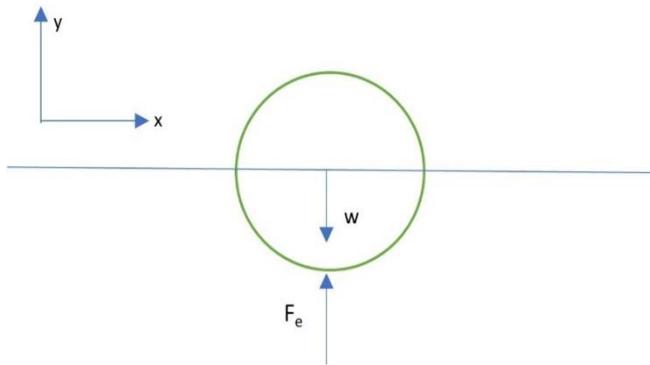


Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la boya (Autores, 2020).

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0 \quad (2.2)$$

$$F_e - w = 0$$

$$\rho g V - mg = 0$$

$$mg = \rho g V$$

$$m = \rho V$$

$$m = \rho \left(\frac{1}{2}\right) \left(\frac{4}{3} \pi r^3\right)$$

$$m = 1000 \left(\frac{2}{3}\right) \pi (0,07)^3$$

$$m = 0,718 \text{ Kg} = 1,58 \text{ lb}$$

Según el datasheet del material PLA usado en la impresión 3D, se tiene que la gravedad específica del material es de 1,24. Esto da como resultado que la densidad del material sea de 1240 Kg/m³. Asumiendo que la boya esfera llena de material PLA, se tendría que su masa sería:

$$m = \rho V \quad (2.3)$$

$$m = (1240) \frac{4}{3} \pi (0,07)^3$$

$$m = 1,782 \text{ Kg} = 3,92 \text{ lb}$$

El cálculo anterior demuestra que una esfera maciza impresa con PLA tendría una masa superior a la que requerida para que flote con la mitad de su volumen sumergido, según el principio de Arquímedes. Por lo que fue necesario determinar un radio interior para hacer a la esfera hueca y con eso disminuir su masa total.

$$m = \rho V$$

$$m = \rho \frac{4}{3} \pi (R^3 - r^3) \quad (2.4)$$

$$r = \sqrt[3]{R^3 - \frac{3m}{4\pi\rho}}$$

$$r = \sqrt[3]{0,07^3 - \frac{3(0,718)}{4\pi(1240)}}$$

$$r = 0,059 \text{ m}$$

Esto indica que la esfera de PLA hueca debe tener un radio externo de 7cm y un radio interno de 5,9cm para que alcance el equilibrio estático con el agua por el Principio de Arquímedes.

2.8.3 Diseño de Brazo de Conexión Boya – Sistema

Primero se determinó la distancia entre soporte y el nivel de agua definido en la guía del proyecto. En el esquema mostrado en la Figura 2.14 se observa la altura del tanque de prueba y en la parte superior el soporte donde se debe conectar el equipo a diseñar:

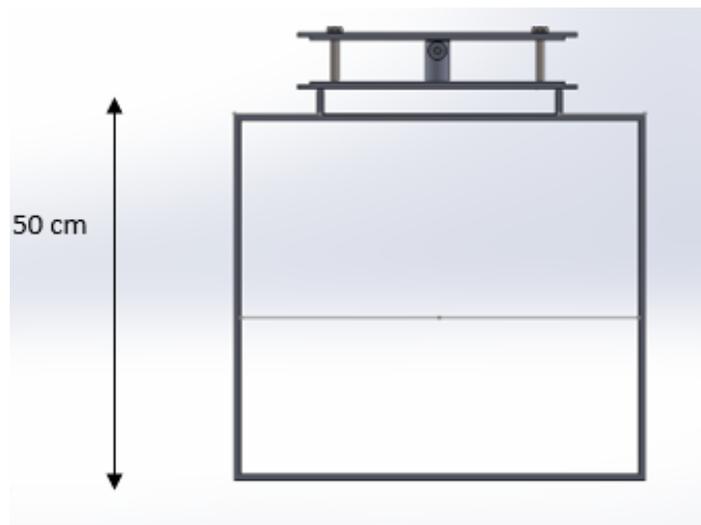


Figura 2.14 Esquema del tanque de pruebas (Autores, 2020).

De acuerdo con la guía de trabajo, el nivel de agua es de 20 cm. La guía también estipula que el eje vertical en el soporte tiene una altura aproximada de 5 cm. Por lo tanto, la distancia aproximada entre el eje horizontal mostrado en la parte inferior de la Figura 2.15 y el nivel de agua es igual a:

$$L = (50 - 20 + 5) \text{ cm} = 35 \text{ cm}. \quad (2.5)$$

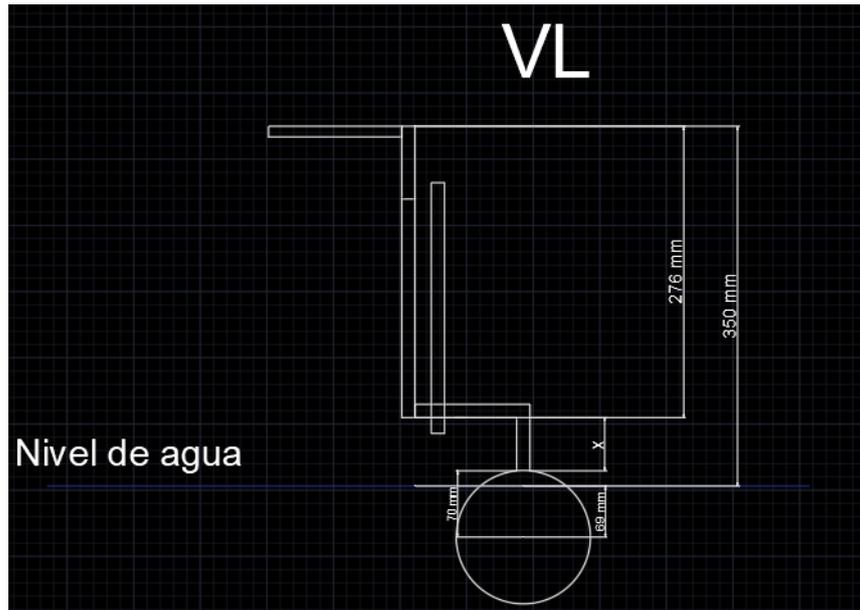


Figura 2.15 Vista lateral del sistema (Autores, 2020).

De acuerdo con la Figura 2.15, en la vista lateral se tiene un esquema de como el equipo se vería una vez ensamblado. En la parte inferior se tiene un brazo horizontal que une el sistema biela – manivela con la boya.

La longitud del brazo se determinó a partir de la siguiente operación:

$$\text{longitud brazo } (x) = (350 - 276) - (70 - 69) = 73 \text{ mm} \quad (2.6)$$

$$\text{longitud final} = 73 + \text{diametro de brazo conectado a biela}$$

2.8.4 Diseño brazo conectado a boya (Elemento A)

A continuación, en la Figura 2.16 se muestran los brazos conectados por un perno totalmente roscado ilustrando la manera en cómo la boya se conectará a la biela.

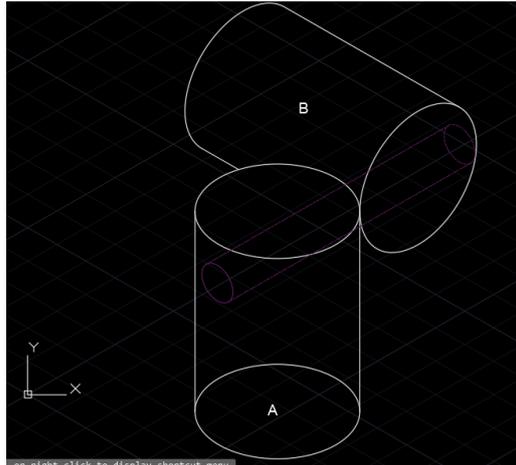


Figura 2.16 Conexión de los brazos del sistema (Autores, 2020).

La fuerza por unidad de área que soporta el material se conoce como esfuerzo:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.7)$$

Donde:

P: carga aplicada [N]

A: área de la sección transversal [m²]

Sobre el elemento puede existir un esfuerzo máximo de tensión o compresión. Sobre el brazo actúa un esfuerzo de compresión. En la Figura 2.17, se muestra a la fuerza de la ola en dirección Y produce una compresión del elemento.

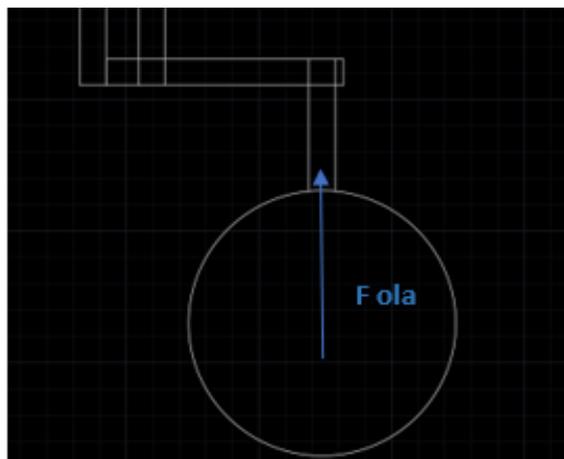


Figura 2.17 Dirección de la fuerza en la boya (Autores, 2020).

Para determinar las dimensiones, primero es necesario estimar los valores de esfuerzos se tomaron en cuenta los valores en la siguiente tabla, considerando los valores de esfuerzos máximos de fluencia y de fractura nominal para PLA y la magnitud de la fuerza de la ola encontrada mediante las ecuaciones en la [sección 1.4.1](#).

Variables	Valores
Fuerza de la ola sobre el elemento (N)	0.221
Esfuerzo máximo fluencia PLA (MPa)	49.5
Esfuerzo máximo de fractura PLA (MPa)	45.6

Tabla 2.13 Variables a considerar para el diseño (Autores, 2020).

Sea la sección de Área de un círculo que describe la boya igual a:

$$A_o = \pi * r^2 \quad (2.8)$$

Por lo tanto, podemos determinar el radio del elemento, considerando un factor de seguridad de 1.5. Para un esfuerzo en compresión, se diseña utilizando el esfuerzo máximo a la fractura.

$$\sigma = \frac{P}{A} \rightarrow \eta = \frac{S_y * A}{P} \rightarrow P * \frac{\eta}{S_y} = A \quad (2.9)$$

$$A = 1.5 * \frac{0.221}{45.6 \times 10^6} = 7.27 \times 10^{-9} \rightarrow r_{min} = 4.81 \times 10^{-5} m = 0.0481 \text{ mm}$$

Se asumió un diámetro de 3 cm para el brazo.

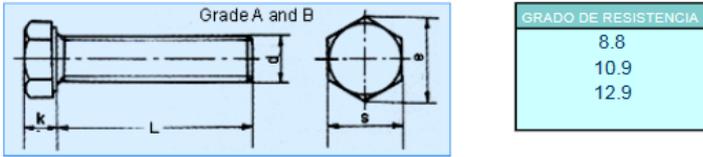
$$\begin{aligned} \text{longitud final} &= 73 + \text{diametro de brazo conectado a biela} \\ &= 73 + 30 = 103 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.10)$$

2.8.5 Unión entre brazo de boya y brazo conectado a la biela

Para este proyecto se seleccionó un tornillo hexagonal de rosca completa **M12** considerando su buena resistencia mecánica y accesibilidad en el mercado, con una longitud igual a la suma de los diámetros de los dos brazos:

$$\text{Longitud tornillo} = (30 + 30)\text{mm} = 60 \text{ mm} \quad (2.11)$$

TORNILLO HEXAGONAL ROSCA COMPLETA ISO 4017



GRADO DE RESISTENCIA	
8.8	
10.9	
12.9	

mm										
Rosca	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
Paso	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3.5	4
k	3.5	4	5.3	6.4	7.5	10	12.5	15	18.7	22.5
e	Grado A	8.79	11.05	14.38	17.77	20.03	26.75	33.53	39.98	-
	Grado B	-	-	-	-	-	26.17	32.95	39.55	50.85
S	8	10	13	16	18	24	30	36	46	55
L	8-40	8-50	12-60	16-60	20-80	30-100	40-100	50-100	70-100	80-100

Figura 2.18 Tabla para Roscas (Norma ISO 4017, 2020).

Se observa en la Figura 2.18 que la longitud de 60 mm para el perno si se encuentra entre el rango de las longitudes para un perno M12. Debemos seleccionar un perno que conecte a ambos brazos, para esto primero debemos realizar un análisis de esfuerzos. Hacemos un corte del brazo para el análisis (Figura 2.19):

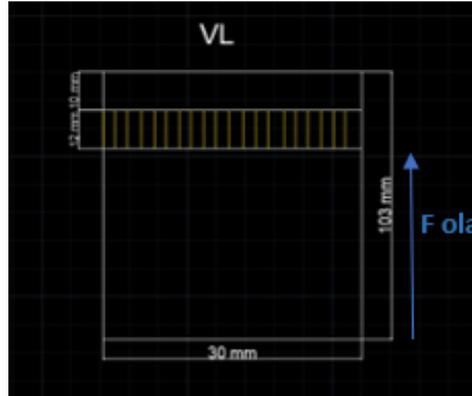


Figura 2.19 Diagrama de fuerzas en el brazo (Autores, 2020).

La fuerza de la ola produce un esfuerzo cortante sobre el área del perno que puede ser estimada como la división entre la carga que produce el cortante y el Área de corte:

$$\tau = \frac{P}{A_{corte}} \quad (2.12)$$

Como el tornillo se ajusta bien al orificio (sin claros) se considera que el área de corte es el área transversal proyectada por el tornillo. (Norton, & McCarthy, 2003)

$$A_{contacto} = ld = (12 * 30) = 360 \text{ mm}^2 = 3.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (2.13)$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante nominal:

$$\tau = \frac{P}{A_{corte}} = \frac{0.221}{3.6 \times 10^{-4}} = 614 \text{ Pa}$$

Se debe considerar un factor de concentración de esfuerzo debido al orificio en el brazo y considerando un factor elevado de 3 (Norton, Design of Machinery. Journal of Mechanical Design., 2003):

$$\tau_{max} = K_{ts} * K_{nom} = 614 * 3 = 1842 \text{ Pa} \quad (2.14)$$

Este valor muestra el valor de esfuerzo máximo nominal que garantice que el elemento no falle por cortante.

A continuación, se verificó mediante la ecuación de factor de seguridad si las dimensiones seleccionadas fueron correctas:

$$\eta = \frac{S_y}{\tau} \quad (2.15)$$

La falla por esfuerzo cortante máximo ocurre cuando este esfuerzo excede el esfuerzo cortante por fluencia. (Norton, & McCarthy, 2003)

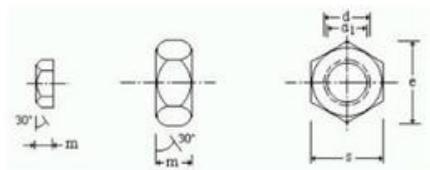
$$S_{yt} = 0.5 S_y \quad (2.16)$$

Por lo tanto, se determinó el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.5 S_y}{\tau} = \frac{0.5 * 49.5 \times 10^6}{1842} = 1.3 \times 10^5 > 1, \text{ el diseño se acepta}$$

El valor obtenido es mucho mayor que 1, por lo tanto, podría significar que el sistema está sobredimensionado.

Nota: También se pudo no haber realizado el ranurado a los elementos y aumentar la longitud del tornillo a 80 mm; y con una rosca M12 podría ajustarse a los elementos. Para el perno necesitaríamos una tuerca M12 (Figura 2.20).



Tuerca tipo	Dimensiones					Peso de 1 000 piezas kg
	Diámetro nominal d mm	Diámetro interior d ₁ mm	Espesor m mm	Medida entre aristas e mm	Medida entre caras s mm	
M 10	10	8.376	8	19.6	17	10.9
M 12	12	10.106	10	21.9	19	15.9
M 16	16	13.835	13	27.7	24	30.8
M 20	20	17.294	16	34.6	30	60.3
M 22	22	19.294	18	36.9	32	80.2
M 24	24	20.725	19	41.6	36	103.0
M 27	27	23.752	22	47.3	41	154.0
M 30	30	26.211	24	53.1	46	216.0
M 33	33	29.211	26	57.7	50	271.0
M 36	36	31.670	29	63.5	55	368.0

Figura 2.20 Tabla de dimensiones para diferentes tuercas (Autores, 2020).

2.8.6 Diseño de brazo conectado a la biela (elemento B)

Las dimensiones del elemento B son las mismas que las del elemento A, solo modificó su longitud. Se determinó una distancia de 20 mm entre la boya y la ranura para garantizar que se puedan mover sin dificultad sin comprometer la integridad del eje que los une. A la ranura le determinamos un ancho de 20 mm y la distancia entre la ranura y la biela también determinamos que sea 20 mm. Se muestran las medidas en la Figura 2.21.

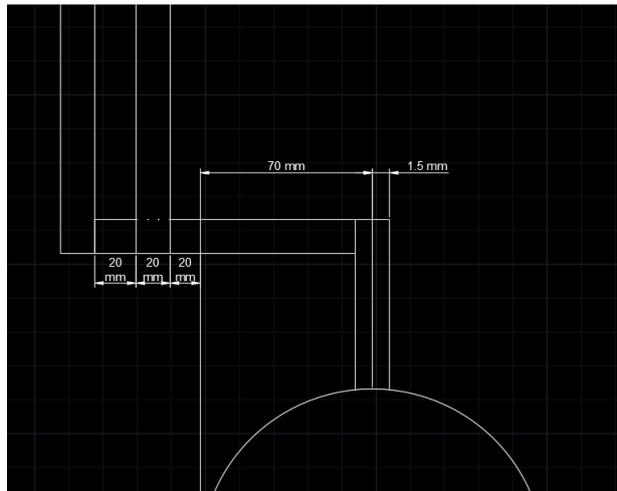


Figura 2.21 Figura del brazo conectado a la boya (Autores, 2020).

Para determinar si nuestra selección fue correcta, se realizó un análisis de la flexión que podría sufrir el brazo B. Primero se determinaron las magnitudes y direcciones de las fuerzas que actúan sobre el brazo B (Figura 2.22).

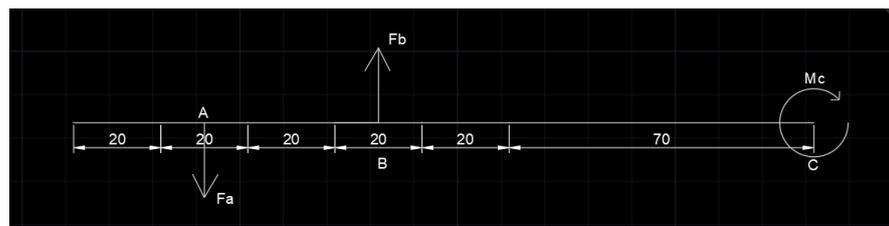


Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre para el brazo B (Autores, 2020).

Se tiene que sobre el brazo B actúan dos fuerzas y un momento provocado por la fuerza de la ola de 0,22 N. Se determinó un espesor de la biela de

20 mm y un espacio a su izquierda de 20 mm para evitar que los elementos fallen por ser muy finos.

A continuación, se muestra el momento producido por la fuerza de la ola (M_c) en los brazos conectados por medio de un perno. La magnitud de la fuerza de la ola se encontró por medio de las ecuaciones en la sección 1.4.1 del marco teórico.

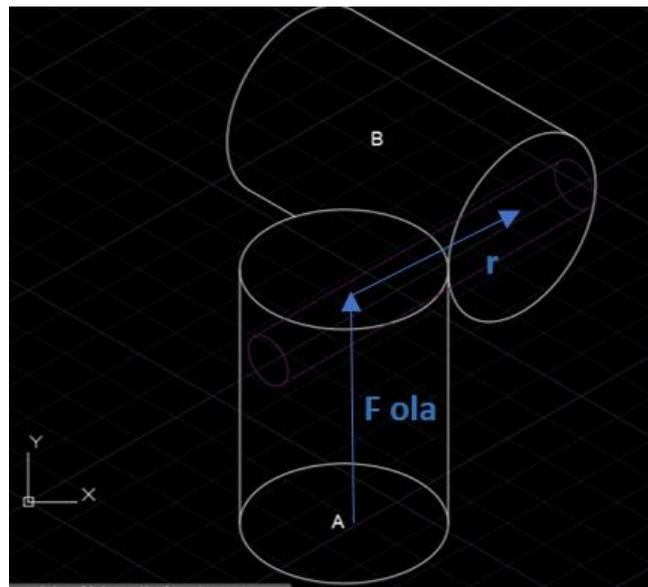


Figura 2.23 Brazos unidos (Autores, 2020).

$$M_c = Fr = 0.221 * (0.03m) = 6.63 \times 10^{-3} Nm \quad (2.17)$$

Como se mostró en la Figura 2.23, se ejerce una fuerza normal de reacción en la ranura (F_b) por la fuerza ejercida por la ola y en consecuencia una fuerza de reacción por la biela (F_a). Estas fuerzas se encuentran para determinar si las dimensiones seleccionadas soportarán el esfuerzo generado por la ola.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_a = F_b \quad (2.18)$$

Considerando sentido horario:

$$(+)\sum M_A = 0 \rightarrow M_c - F_b * 0.04 \rightarrow F_b = 0.166 (j)N \rightarrow F_a = 0.166 (-j)N$$

Se realizaron los diagramas de fuerza cortante y de momento (Figura 2.24) utilizando las condiciones de equilibrio estático para encontrar el momento máximo:



Figura 2.24 Diagramas de cortante y momento flector (Autores, 2020).

- ✓ El momento flexionante máximo es igual a $6.63 \times 10^{-3} \text{ Nm}$
- ✓ El esfuerzo flexionante se representa con la siguiente relación:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.19)$$

Donde:

I: momento de inercia de sección transversal con respecto al eje neutro [m^4]

c: distancia entre el eje neutro y punto donde se calcula el esfuerzo [m]

Para una sección circular el momento de inercia se expresa con la siguiente relación:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(3/100)^4}{64} = 3.98 \times 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]} \quad (2.20)$$

Por lo tanto, se tiene que el esfuerzo flexionante nominal es:

$$\sigma_{nom} = 6.63 \times 10^{-3} * \frac{0.015}{3.98 \times 10^{-8}} = 2498.7 \text{ Pa}$$

Considerando un factor de concentración de esfuerzos alto de 3, por lo tanto, el esfuerzo máximo es igual a:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 3 * 2498.7 = 7496.1 \text{ Pa} \quad (2.21)$$

Utilizando la ecuación del factor de seguridad para verificar si el dimensionamiento fue correcto:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{49.5 \times 10^6}{7496.1} = 6.6 \times 10^3 > 1, \text{ El diseño es correcto} \quad (2.22)$$

La longitud final del brazo que conecta al brazo de la boya con la biela es igual a (170 + 15 = 185 mm).

2.8.7 Anillos de retención en el brazo para evitar movimiento de la biela

Un anillo de retención es un elemento de maquina desmontable que sirven como elementos de seguridad y de retención. Este elemento permite soportar las fuerzas axiales que se generan durante el movimiento del mecanismo. (*Descripción general de los anillos de retención, s. f.*)

Se colocarán dos anillos de retención que rodeen a la biela. Utilizaremos anillos de retención de la norma DIN 471 usando de referencia la Figura 2.25.

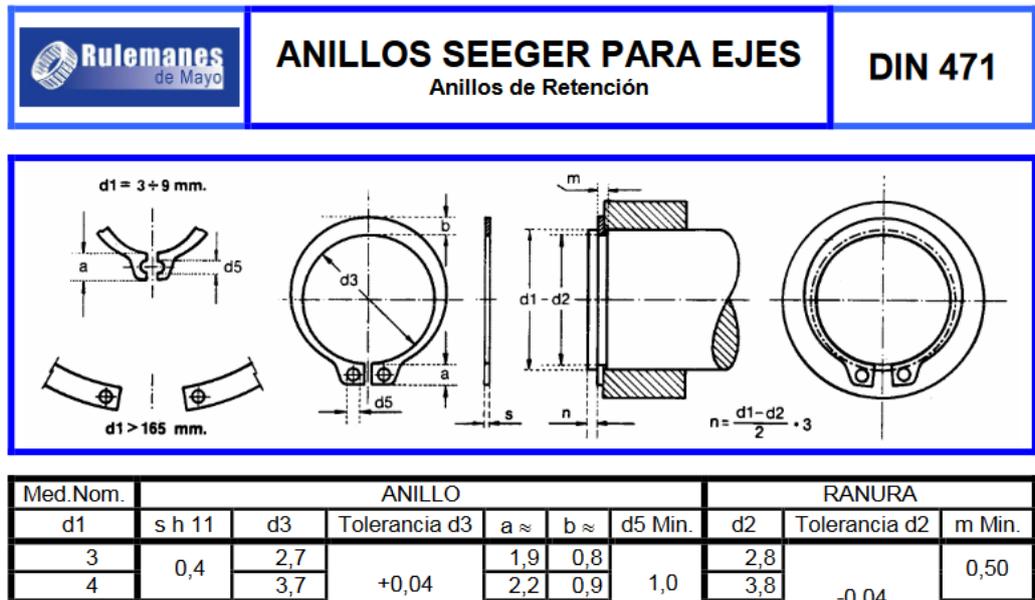


Figura 2.25 Anillos de retención (Norma DIN 471, 2020).

El brazo tiene un diámetro de 30 mm, por lo tanto, procedemos a la selección:

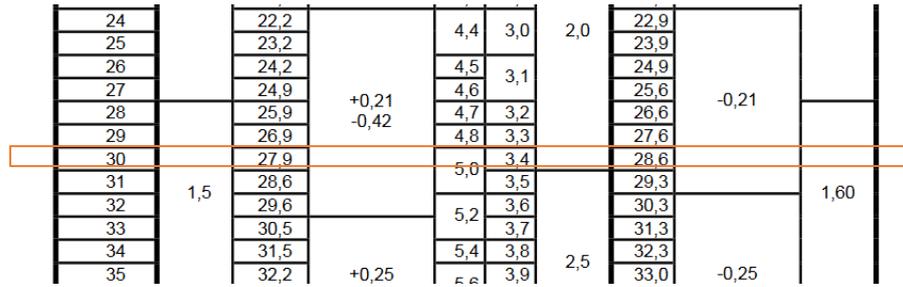


Figura 2.26 Selección de anillo de retención (Autores, 2020).

Se debe calcular el valor de n , el cual es el espacio entre la ranura y la ubicación de la biela:

$$n = \frac{d1 - d2}{2} * 3 = \frac{30 - 28.6}{2} * 3 = 2.1 \text{ mm} \quad (2.23)$$

Procedemos en la Figura 2.27 a mostrar el brazo con las ranuras necesarias realizadas y sus dimensiones:

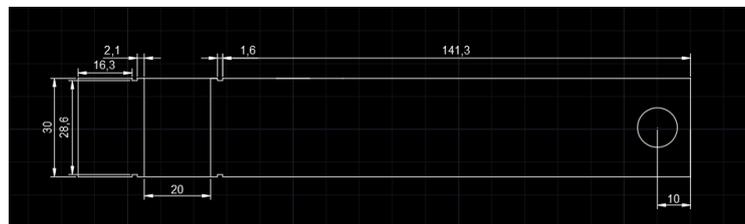


Figura 2.27 Brazo con ranuras (Autores, 2020).

2.8.8 Diseño biela

El espesor de la biela se definió anteriormente como 20 mm. Para determinar el ancho de la biela se asumió que esta tiene la forma mostrada en la Figura 2.28.

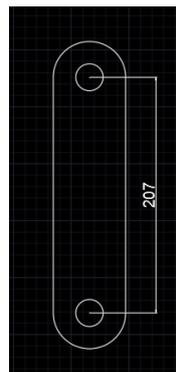


Figura 2.28 Biela con geometría definida (Autores, 2020).

Se tuvo en consideración lo siguiente:

- La distancia entre centros debe ser igual a la longitud de la biela, la cual es de 207 mm.
- Los agujeros deben tener uno un diámetro de 30 mm más una holgura para evitar la fricción. Establecemos una holgura de 1.5 mm, por lo tanto, el diámetro es igual a 31.5 mm. El otro agujero determinamos que tenga 8mm de diámetro más la holgura, por lo tanto 9.5 mm.
- Se estableció que la distancia entre el agujero de 31.5 mm y el final de la biela sea igual a 10 mm:

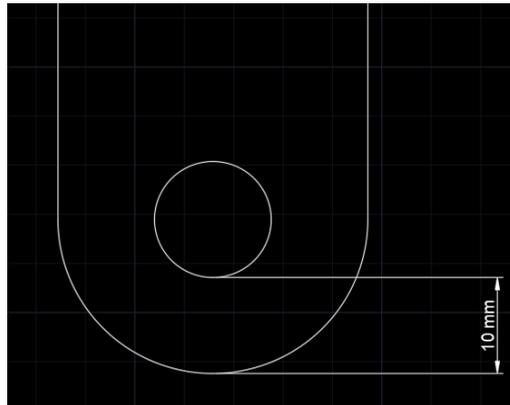


Figura 2.29 Figura de espacio entre el final de la biela y el agujero (Autores, 2020).

Finalmente se muestra en la Figura 2.30 a la biela con sus dimensiones:

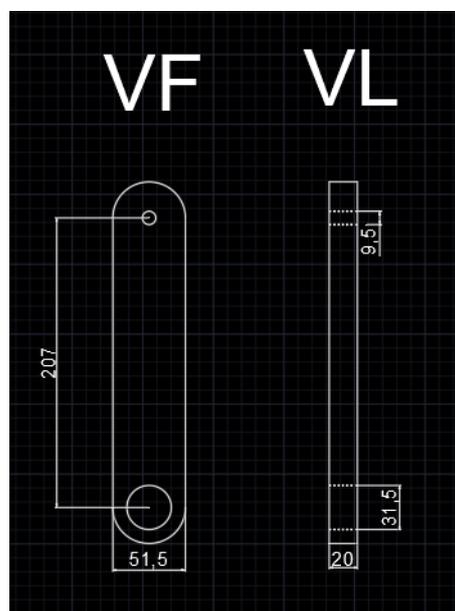


Figura 2.30 Vistas frontal y lateral de la biela (Autores, 2020).

Análisis del esfuerzo debido a la fuerza axial sobre la biela:

$$\sigma_{nom} = \frac{P}{A} = \frac{0.166}{0.02 * 0.0515} = 161.2 Pa \quad (2.24)$$

Considerando un valor de 3 para el factor de concentrador de esfuerzos:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 3 * 161.2 = 483.5 Pa$$

Se verificó si el dimensionamiento fue correcto con la ecuación para factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{45.6 \times 10^6}{483.5} = 9.4 * 10^5 > 1, \text{ el dimensionamiento fue correcto}$$

El elemento muestra estar sobredimensionado para la fuerza que la ola generada va a ejercer sobre el elemento en consideración.

2.8.9 Diseño manivela

Para el diseño de la manivela se tuvieron las siguientes consideraciones, tomando en cuenta el volumen de trabajo establecido por el cliente:

- La distancia entre centros debe ser igual a la longitud de la biela, la cual es de 69 mm.
- Los agujeros deben tener uno de un diámetro de 30 mm más una holgura para evitar la fricción y el otro de 8 mm (diámetro del eje) más la holgura. Establecemos una holgura de 1.5 mm. El agujero conectado a la biela es de 31.5 mm y el agujero conectado al eje es de 9.5mm
- Establecemos que la distancia entre los agujeros y el final de la manivela sea igual a 10 mm
- Se determinó que la manivela tenga un espesor de 20 mm.

Se muestra en la Figura 2.31 a la manivela con sus dimensiones:

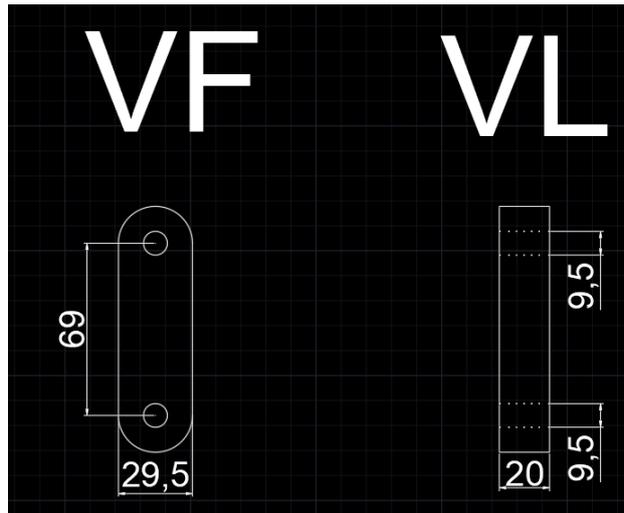


Figura 2.31 Vistas frontal y lateral de la manivela (Autores, 2020).

Análisis del esfuerzo debido a la fuerza axial sobre la manivela:

$$\sigma_{nom} = \frac{P}{A} = \frac{0.166}{0.02 * 0.0295} = 281.4 Pa$$

Considerando un valor de 3 para el factor de concentrador de esfuerzos:

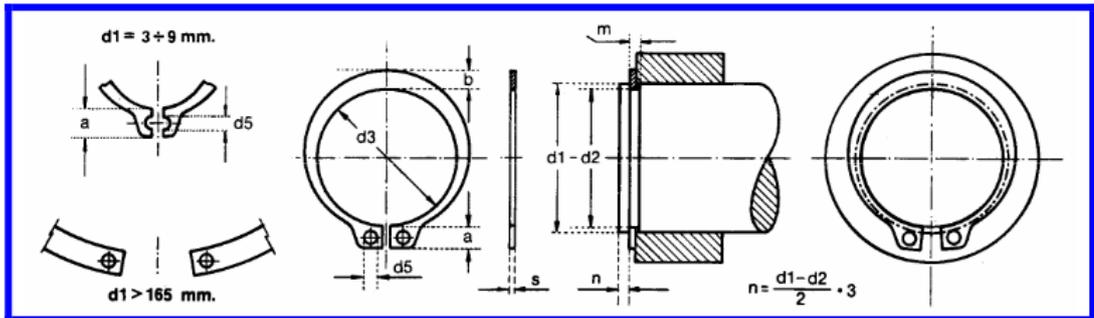
$$\sigma_{m\acute{a}x} = 3 * 281.4 = 844.1 Pa$$

Se verificó si el dimensionamiento fue correcto con la ecuación para factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{45.6 \times 10^6}{844.1} = 5.4 * 10^5 > 1, \text{ el dimensionamiento fue correcto}$$

2.8.10 Conexión Biela – Manivela (Pasador)

Finalmente se dimensionó el pasador de acuerdo con las dimensiones establecidas para la biela y para la manivela. Alrededor de la biela y manivela se determinó que deben existir 10 mm. En los espacios alrededor se ubicaron los 3 anillos de retención necesarios para la retención de los elementos. Se hizo uso de la norma utilizada anteriormente, la DIN 471 (Figura 2.32):



Med.Nom.	ANILLO						RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
3	0,4	0,4	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50
4			3,7		2,2	0,9		3,8		
5			4,7		2,5	1,1		4,8		
6	0,6	0,7	5,6	2,7	1,3	1,2	5,7	-0,06	0,70	
7	0,8	6,5	+0,06 0,18	3,1	1,4		6,7		0,80	
8	7,4	3,2	1,5	7,6	-0,06		0,90			
9			8,4		1,7		8,6			

Figura 2.32 Anillos, ranuras y tolerancias (Norma DIN 417, 2020).

Calculando el valor de n:

$$n = \frac{d1 - d2}{2} * 3 = \frac{8 - 7.6}{2} * 3 = 0.6 \text{ mm}$$

Procedemos a mostrar en la Figura 2.33 al pasador ya con las ranuras necesarias:



Figura 2.33 Pasador con las ranuras (Autores, 2020).

2.8.11 Diseño Eje Horizontal

En primer lugar, se definió la longitud del eje:

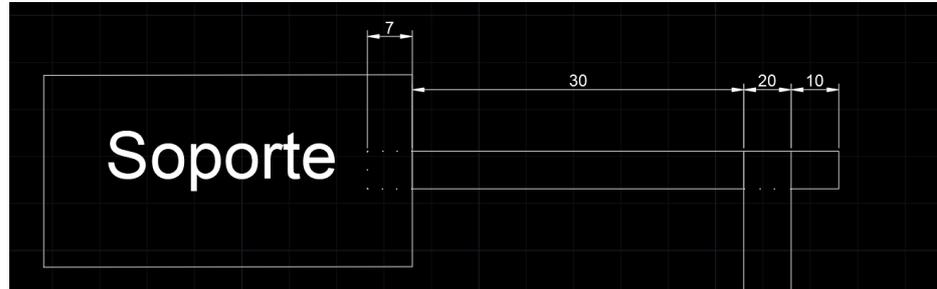


Figura 2.34 Figura del soporte (Autores, 2020).

El eje tiene una longitud total de 67 mm.

Analizamos nuestro diseño mediante el análisis del par de torsión sobre el eje:

El torque es igual al producto de la fuerza sobre la manivela y la longitud de la manivela:

$$T = F * r = 0.166 * 0.069 = 0.011 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.25)$$

La ecuación del esfuerzo cortante es la siguiente:

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (2.26)$$

Donde:

J: momento de inercia polar [m⁴]

r: radio del cilindro [m]

El momento polar de inercia, para este caso cilindro sólido:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{\pi(0.008)^4}{32} = 40.2 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (2.27)$$

Finalmente, se tuvo que el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{(0.011) * 0.004}{40.2 \times 10^{-9}} = 1.1 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Se utilizó el método ASME para el diseño de ejes de transmisión. El método determina una ecuación para obtener el diámetro recomendado para un eje (Norton , & McCarthy, 2003):

$$d_{min} = \left(\frac{32N}{\pi} \left(\left(\frac{kMa}{Sf} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2 \right)^{1/2} \right)^{1/3} \quad (2.28)$$

Donde:

N: factor de seguridad

Ma: momento flexionante máximo [Pa]

Sf: resistencia a la fatiga [Pa]

T: torque [N·m]

Sobre el eje solo existe torsión de este y considerando un factor de seguridad de 3, tenemos lo siguiente:

$$d_{min} = \left(\frac{32(3)}{\pi} \left(\frac{3}{4} \left(\frac{0.011}{49.5 \times 10^6} \right)^2 \right)^{1/2} \right)^{1/3} = 1.8 \times 10^{-3} m = 1.8 mm$$

$1.8 mm < 8 mm, \quad \text{el diseño es correcto}$

Alrededor de la conexión manivela-eje debemos agregar anillos de retención. Utilizaremos nuevamente anillos de retención de la norma DIN 471. Las dimensiones de la ranura son las mismas que las utilizadas en el pasador que conecta manivela-biela. Presentamos el esquema del eje con sus dimensiones en la Figura 2.35:



Figura 2.35 Esquema del eje (Autores, 2020).

2.8.12 Diseño de Ranura

Se dimensionó la ranura de acuerdo con las dimensiones establecidas anteriormente. Para evitar la fricción entre el brazo y la ranura, establecemos una holgura de 3 mm.

Consideraciones:

- La distancia entre centros debe ser igual al desplazamiento de la boya (13.8 cm)
- El ancho del elemento debe ser mayor a 6.9 cm, ya que, si fuese menor, la biela chocaría con las conexiones del elemento al soporte.
- Agregar 10 mm en cada lado de la ranura, para poder realizar dos conexiones en la parte trasera del elemento.
- El elemento tiene un ancho de 20 mm

El esquema del elemento con ranura y sus dimensiones se muestra en la Figura 2.36:

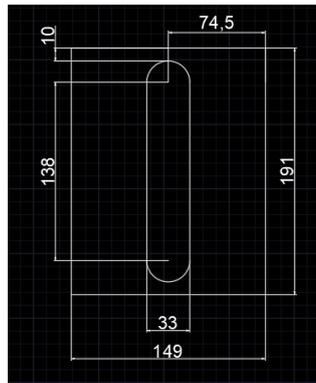


Figura 2.36 Esquema de ranura con dimensiones (Autores, 2020).

Sobre la ranura actúa una fuerza de compresión, por lo tanto, verificamos si nuestro dimensionamiento fue correcto determinando el factor de seguridad:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{0.166}{(0.149 * 0.02) - (0.033 * 0.02)} = 71.6 \text{ Pa} \quad (2.29)$$
$$\eta = \frac{45.6 \times 10^6}{71.6} > 1, \text{ el diseño es correcto}$$

La ranura estará anclada al soporte, por lo tanto, realizaremos las siguientes conexiones.

Primera parte (Figura 2.37):

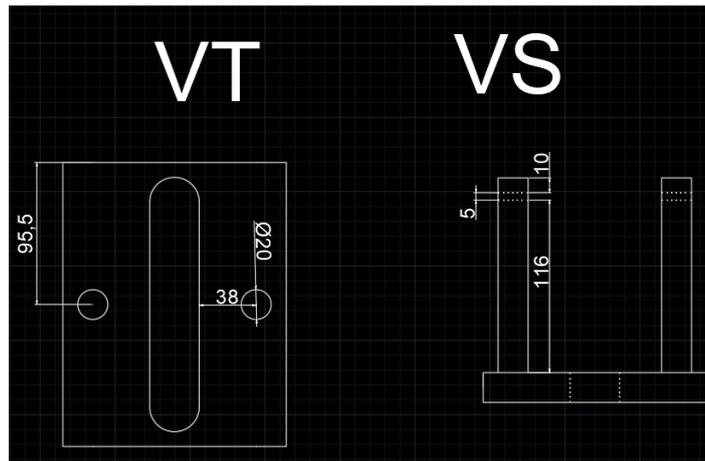


Figura 2.37 Vistas trasera y superior de la ranura (Autores, 2020).

Se ubicaron dos conexiones en la pared trasera del elemento.

Sobre las conexiones actúa un esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{Ac} = \frac{0.166}{\pi * 0.01^2} = 528.4 \text{ Pa} \rightarrow \eta = 0.5 \frac{Sy}{528.4} \quad (2.30)$$

$$\eta = 0.5 \frac{49.5 \times 10^6}{528.4} = 4.7 \times 10^5$$

$4.7 \times 10^5 > 1$ El diseño es correcto

Segunda parte (Figura 2.38):

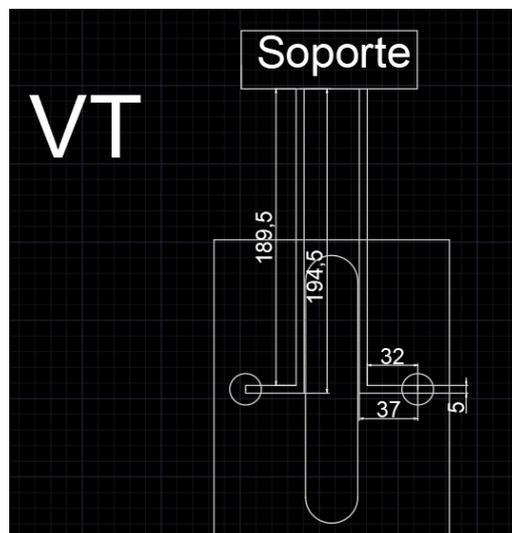


Figura 2.38 Vista trasera del brazo conectado al soporte (Autores, 2020).

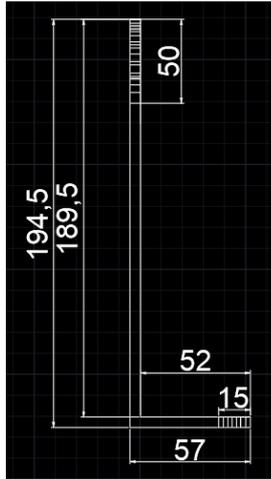


Figura 2.39 Esquema con dimensiones de las barras (Autores, 2020).

Se consideró un redondeo de 10 mm.

Para este brazo analizamos la flexión del brazo. Sobre el brazo existe un momento:

$$M = F * r = 0.166 * 0.116 = 0.02 \text{ Nm} \quad (2.31)$$

El esfuerzo de flexión es:

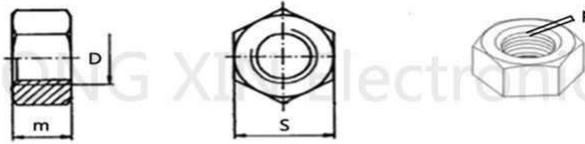
$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 0.02 * \frac{2.5 \times 10^{-3}}{3.07 \times 10^{-11}} = 1.6 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (2.32)$$

$$\eta = \frac{Sy}{\sigma} = \frac{49.5 \times 10^6}{1.6 \times 10^6} = 31$$

$31 > 1$ El diseño es correcto

Para el brazo conectado al soporte se tuvo que hacer un ranurado para luego colocar una tuerca.

- El ranurado a realizar en la terminal conectada al brazo será de 50 mm. En la terminal al brazo de conexión de las dos partes se realizará un ranurado de 15 mm.
- Se utilizará una tuerca hexagonal M5 (Figura 2.40).



Size (D)	Pitch (P)	Thickness(m)		Edge length(S)		Material
		max	min	max	min	
M2	0.4	1.6	1.35	4	3.82	304 stainless steel
M2.5	0.45	2	1.75	5	4.82	304 stainless steel
M3	0.5	2.4	2.15	5.5	5.32	304 stainless steel
M4	0.7	3.2	2.9	7	6.78	304 stainless steel
M5	0.8	4	3.7	8	7.78	304 stainless steel
M6	1	5	4.7	10	9.78	304 stainless steel
M8	1.25	6.5	6.14	13	12.73	304 stainless steel
M10	1.5	8	7.64	17	16.73	304 stainless steel
M12	1.75	10	9.64	19	18.67	304 stainless steel

Figura 2.40 Tabla de características de las tuercas (Autores, 2020).

2.8.13 Ensamblaje

Usando como referencia los cálculos mostrados anteriormente, Durante el ensamblado se pudo notar que el eje horizontal que conecta la biela con la chumacera no resiste grandes cantidades de esfuerzo normal debido al relleno de la impresión 3D. Los cálculos fueron realizados asumiendo elementos macizos (100% de relleno). A pesar de lo mencionado anteriormente, durante la prueba no se presentaron fallas en los elementos, pero si en algunas selecciones de geometrías para soporte y dimensiones de algunos elementos. En la Figura 2.41 mostramos el ensamblaje.

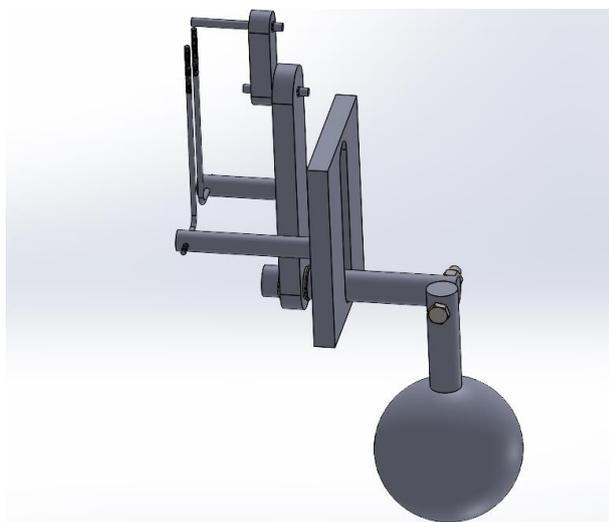


Figura 2.41 Esquema del sistema propuesto (Autores, 2020).

2.8.14 Diseño de Chumacera para Prueba en el Tanque

Para transmitir la energía mecánica gracias al movimiento de la boya en conjunto con el sistema biela – manivela, en adición a la restricción del movimiento rotacional en un solo eje, se propuso utilizar una chumacera. Para la realización de las pruebas se seleccionó una chumacera con rodamiento para un eje de 8mm. La chumacera seleccionada fue la KP08 (Figura 2.42):

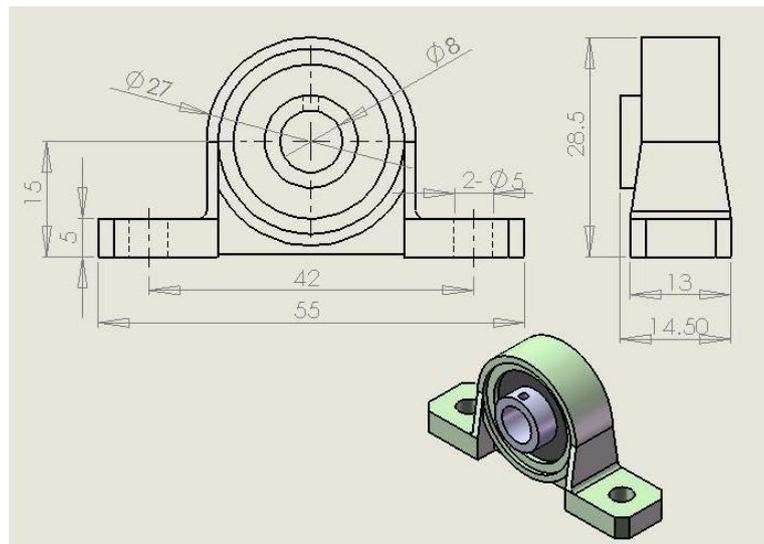


Figura 2.42 Chumacera seleccionada para eje de 8 mm (Osuna Balero, 2020).

Ubicaremos la chumacera en la siguiente placa, la cual va a ir conectada al soporte mostrado en el [Apéndice C](#). En la Figura 2.43 mostramos el esquema de la placa y sus dimensiones:

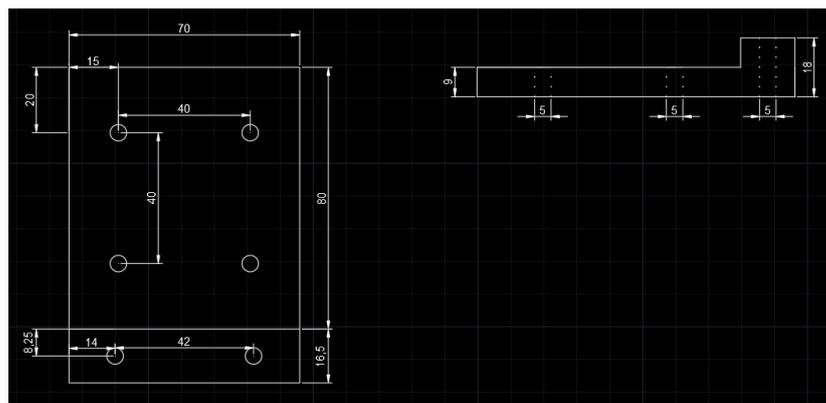


Figura 2.43 Ubicación de chumacera (Autores, 2020).

Se necesitan 6 pernos de rosca completa M5 con sus respectivas tuercas M5 (Figura 2.44).

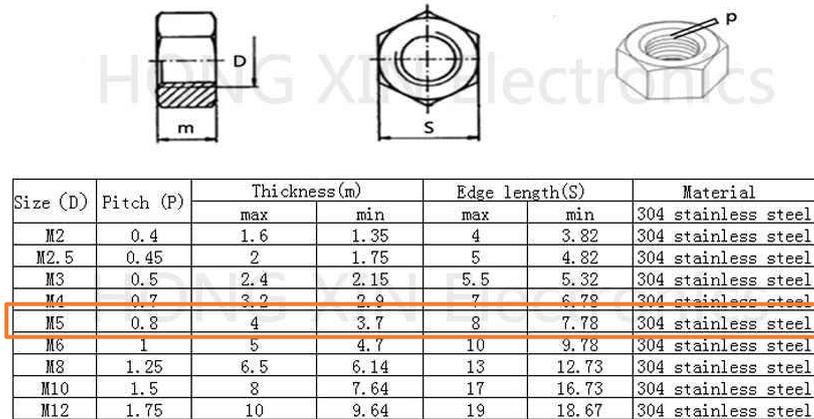


Figura 2.44 Especificaciones de Tuercas M5 (AliExpress, 2020).

Los pernos deben tener una longitud mínima de 22 mm.

En este capítulo se mostró la manera en cómo los elementos para el sistema fueron diseñados tomando en consideración normas internacionales que garantizan que los accesorios seleccionados trabajarán de manera adecuada para un desempeño positivo del sistema a implementar en el tanque de prueba. Se pueden observar que varios elementos se encuentran sobredimensionados al realizar el análisis de esfuerzos respectivo, esto ocurre debido a que la magnitud del esfuerzo normal máximo que soportan los elementos es superior a la magnitud de la fuerza encontrada para la ola generada. Esto da como resultado que los elementos no van a fallar cuando se encuentren trabajando dentro del tanque de prueba.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Resultados

3.1.1 Proceso de Construcción del Equipo

Para el ensamblado del prototipo se realizaron impresiones en 3D de las piezas dimensionadas en el capítulo anterior. En las imágenes a continuación se muestran las piezas impresas usando PLA como material y su ensamblado posterior.

- Boya – 33 horas, 99 gramos.



Figura 3.1 Boya a utilizarse en el sistema (Autores, 2021).

- Pasador (conexión entre boya y biela) – 7 horas, 78 gramos.



Figura 3.2 Brazo de conexión entre boya y la biela (Autores, 2021).

- Pasador (conexión biela y manivela) – 0,38 horas, 3 gramos



Figura 3.3 Brazo de conexión entre biela y manivela (Autores, 2021).

- Biela y manivela – 8,15 y 2,21 horas, 89 y 21 gramos respectivamente.



Figura 3.4 Sistema de Biela y Manivela (Autores, 2021).

- Placa con Ranura – 19,11 horas, 201 gramos.



Figura 3.5 Ranura (Autores, 2021).

- Conexión Ranura Soporte – 2,94 horas, 8 gramos.



Figura 3.6 Soporte de Ranura (Autores, 2021).

- Prototipo Ensamblado

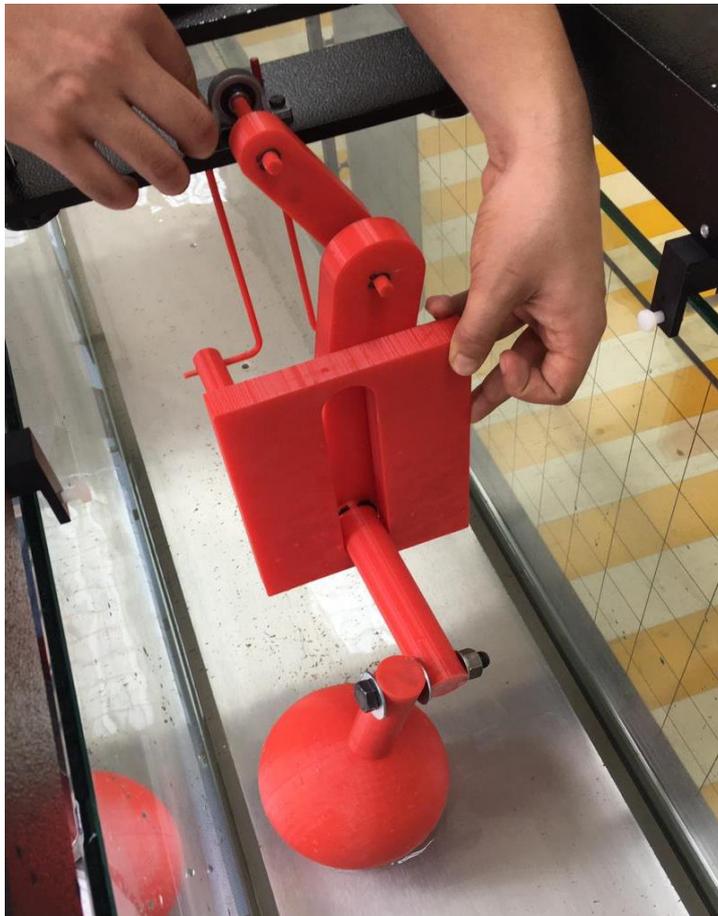


Figura 3.7 Primera Propuesta Ensamblada (Autores, 2021).

Las herramientas y accesorios utilizados en el ensamblaje se muestran en la siguiente Tabla 3.1:

Herramienta	Cantidad	Uso
Anillo de Retención DNI 471 de 30 mm.	2	Restringir el movimiento de la biela con el brazo que conecta a la boya.
Tornillo hexagonal rosca completa M12 longitud mínima 80 mm.	1	Conectar la boya al brazo que conecta con la biela.
Tuerca hexagonal M12.	1	Asegurar el tornillo hexagonal.
Anillo de Retención DNI 471 de 8 mm.	6	Restringir el movimiento de la biela con el eje que conecta a la manivela. Restringir el movimiento de la manivela con el eje horizontal que conecta con la chumacera.
Tuerca hexagonal M5.	4	Asegurar la ranura con el soporte superior que conecta con el tanque.
Pinza para anillos de retención.	1	Abrir los anillos para colocarlos en los ejes y en el brazo.
Rache con mando dual.	1	Apretar el tornillo M12 para juntar el brazo con la boya.
Dado ¾"	1	Asegurar el tornillo que junta el brazo con la boya.
Llave ajustable	1	Fijar el dado para garantizar el paso del tornillo desde el brazo hasta el final de la boya.

Tabla 3.1 Herramientas utilizadas durante el ensamblado (Autores, 2021).

3.1.2 Lecciones Aprendidas Durante Pruebas Preliminares.

Al realizar una prueba preliminar en el tanque de pruebas se observó que la conexión usada entre la boya y el sistema no era la apropiada ya que el centro de gravedad estaba desplazado. Esto provocaba que la boya no se mantenga recta, sino que tendía a moverse hacia los lados haciendo girar el brazo que conecta con la biela, esto se observa en Figura 3.8:



Figura 3.8 Conexión entre Boya y Brazo (Autores, 2021).

Los ranurados realizados en las piezas se vieron afectadas por la baja calidad de la impresión. Para ubicar las ranuras en el sistema fue necesario maquinarse los ejes utilizando un esmeril de banco, ya que los elementos presentaban bordes no deseados. Al ser fibras de plástico, el calor que se origina producto del maquinado ocasionaba daños en el elemento (Figura 3.9).



Figura 3.9 Eje horizontal afectado por el maquinado (Autores, 2021).

De igual manera, se pudo observar que la sujeción de la ranura no era la adecuada ya que el peso de la ranura afectó considerablemente al método de sujeción establecido. La conexión de la ranura mediante dos soportes no fue correcta debido a que estos no podían soportar todo el peso de la ranura haciendo que esta no se encontrara en una posición fija y totalmente vertical.

También se pudo observar que en el momento donde las olas impactaban la ranura, estos soportes tendían a flexionarse causando así que haya desgaste del material por flexión, el cual con el paso del tiempo haría que se rompa el soporte. Por los motivos mencionados anteriormente, fue necesario sujetar la ranura de forma manual para poder realizar las pruebas en el tanque (Figura 3.10):

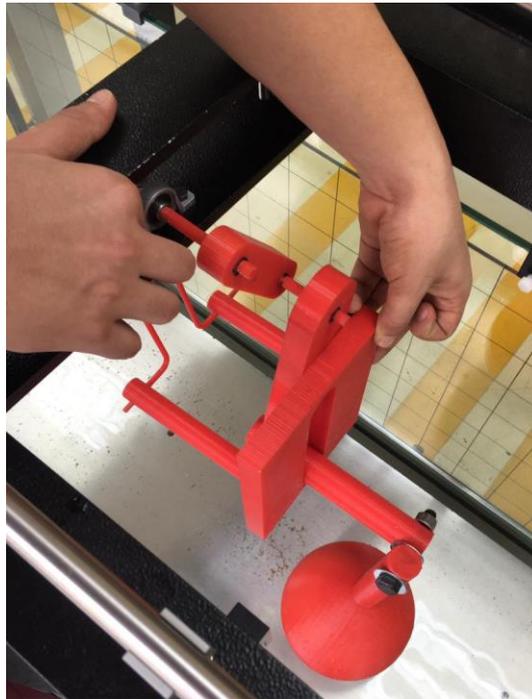


Figura 3.10 Prueba del Prototipo (Autores, 2021).

3.1.3 Rediseño de Propuesta Inicial

Con el propósito de corregir las fallas encontradas en la sección anterior, se realizó un rediseño del sistema propuesto para los elementos o secciones que se vieron afectados.

➤ Mejoras a la Conexión entre Boya y Sistema.

Se determinó que para solucionar este problema era necesaria hacer una nueva conexión en la cual no exista un traslado del centro de gravedad y que cumpla con el movimiento vertical de la boya en todo momento. La solución planteada consiste en una conexión en forma de ranura entre el brazo que conecta la biela con la boya.

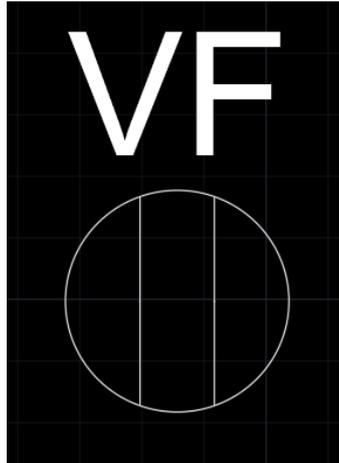


Figura 3.11 Vista frontal del eje conectado a la biela (Autores, 2021).

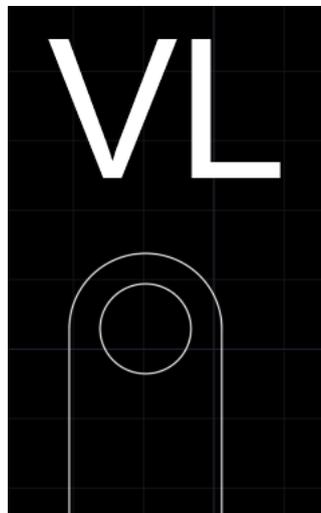


Figura 3.12 Vista lateral del brazo de la boya (Autores, 2021).

- Mejoras al Brazo que conecta la boya con la biela.
Consultando con el Ing. Juan Vásconez, quien posee experiencia en el área de construcción, se determinaron las siguientes especificaciones para el nuevo diseño del brazo.
 - ✓ El espesor de las paredes utilizado para este tipo de conexiones debe ser de 12 mm.
 - ✓ La distancia del agujero al borde debe ser igual a 12 mm.
 - ✓ El perno que se debe utilizar es de tipo M6.

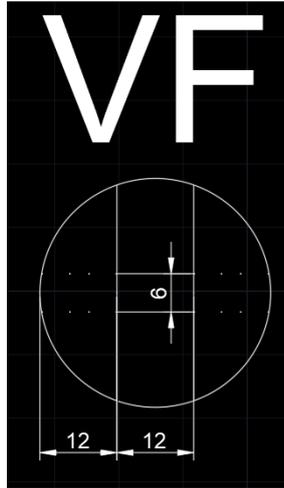


Figura 3.13 Vista frontal del brazo de conexión (Autores, 2021).

Se utilizaron dos anillos de retención de la norma DIN 471 que rodeen a la biela (Figura 3.14):

ANILLOS SEEGER PARA EJES
 Anillos de Retención

DIN 471

Med.Nom.	ANILLO						RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
3	0,4		2,7	+0,04	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50
4			3,7		2,2	0,9		3,8		

Figura 3.14 Tabla de anillos de retención (Norma DIN 471, 2020).

El brazo tiene un diámetro de 36 mm, por lo tanto, se procedió a la selección:

30	1,5	27,9	+0,25	5,0	3,4	2,5	28,6	-0,25	1,60
31		28,6		5,2	3,5		29,3		
32		29,6		5,4	3,6		30,3		
33		30,5		5,6	3,7		31,3		
34		31,5		5,7	3,8		32,3		
35		32,2		5,8	3,9		33,0		
36		33,2	-0,50	5,6	4,0		34,0		
37	1,75	34,2		5,7	4,1		35,0		1,85
38		35,2		5,8	4,2		36,0		

Figura 3.15 Selección de anillo de retención (Norma DIN 471, 2020).

Se calculó el valor de n , el cual es el espacio entre la ranura y la ubicación de la biela:

$$n = \frac{d1 - d2}{2} * 3 = \frac{36 - 34}{2} * 3 = 3 \text{ mm} \quad (3.1)$$

De igual manera, se agregaron unos agarres en el eje que funcionaran como guía para el brazo con respecto a la ranura para garantizar el movimiento vertical del brazo en conjunto con la boya y evitar la rotación de este. En la Figura 3.16 se observa el diseño final con las dimensiones del elemento:

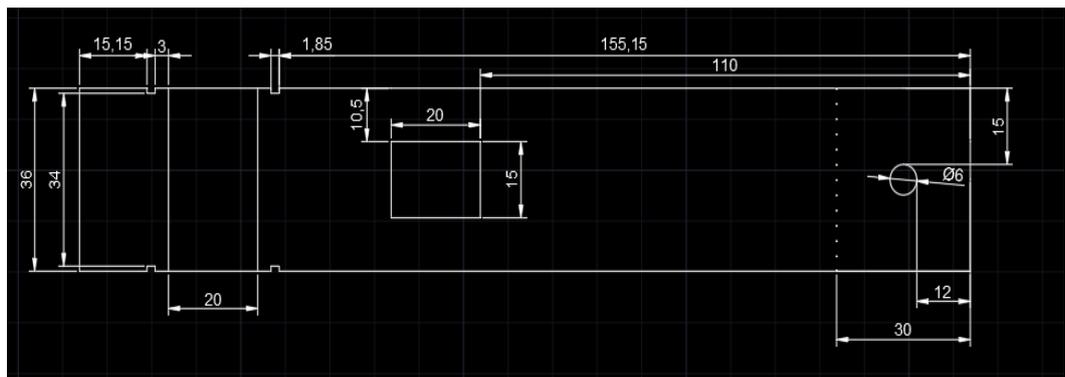


Figura 3.16 Dimensiones en el brazo rediseñado (Autores, 2021).

Debido al cambio del diámetro del eje, se corrigió el diámetro del agujero de la biela donde se ubica el eje.

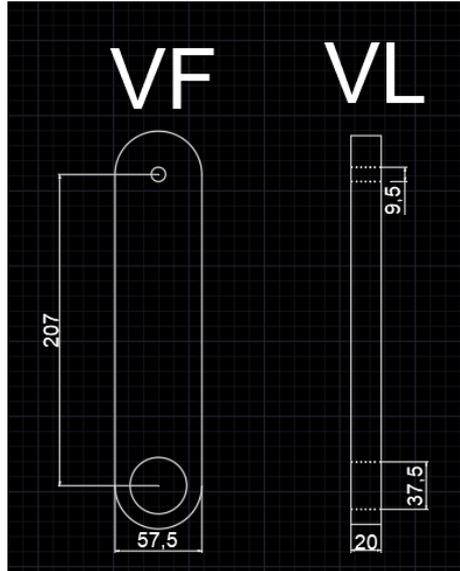


Figura 3.17 Vistas frontal y lateral de la biela (Autores, 2021).

$$\begin{aligned}
 \text{longitud final} &= 73 + \text{diametro de brazo conectado a biela} \\
 \text{longitud final} &= 73 + 36 = 109 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

El esquema (Figura 3.18) es el siguiente cumpliendo con las especificaciones del ingeniero:

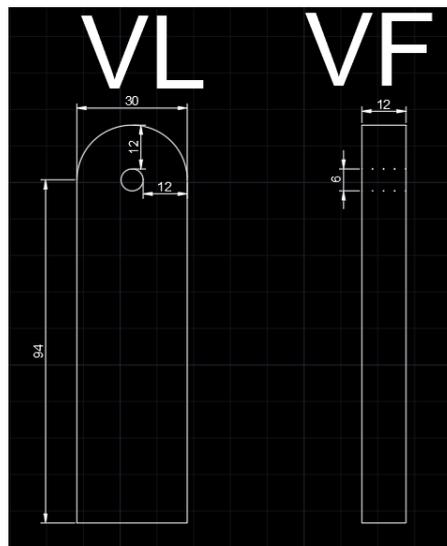
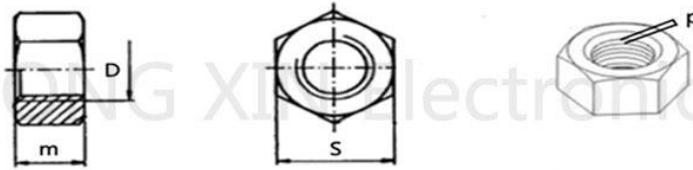


Figura 3.18 Vistas lateral y frontal de brazo (Autores, 2021).

Para el acople se necesitó un perno M6 de rosca completa con una tuerca M6 (Figura 3.19), la cual tiene una longitud máxima de 5 mm:



Size (D)	Pitch (P)	Thickness(m)		Edge length(S)		Material
		max	min	max	min	
M2	0.4	1.6	1.35	4	3.82	304 stainless steel
M2.5	0.45	2	1.75	5	4.82	304 stainless steel
M3	0.5	2.4	2.15	5.5	5.32	304 stainless steel
M4	0.7	3.2	2.9	7	6.78	304 stainless steel
M5	0.8	4	3.7	8	7.78	304 stainless steel
M6	1	5	4.7	10	9.78	304 stainless steel
M8	1.25	6.5	6.14	13	12.73	304 stainless steel
M10	1.5	8	7.64	17	16.73	304 stainless steel
M12	1.75	10	9.64	19	18.67	304 stainless steel

Figura 3.19 Características de tuercas y dimensiones (AliExpress, 2020).

$$\begin{aligned}
 & \text{Longitud perno mínima: Diámetro de eje a biela} \\
 & + \text{longitud tuerca} = 36 + 5 = 41 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

Con esto se garantiza que el brazo no vaya a rotar durante la prueba en el tanque de prueba.

➤ Rediseño de la Ranura

Se planteó una nueva forma de sujeción para la ranura. Se diseñó la ranura con una base similar a la del soporte presentado en la guía del proyecto. Se muestra en la Figura 3.20 el diseño con sus dimensiones.

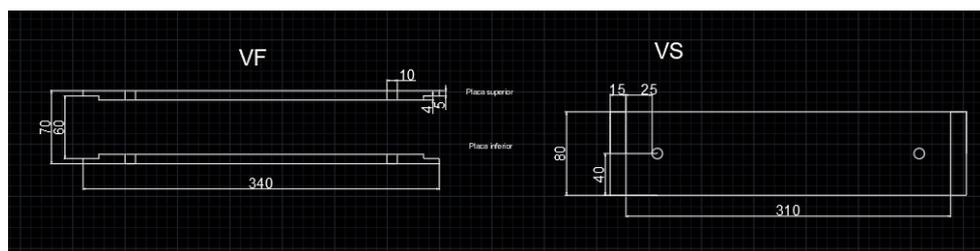


Figura 3.20 Vistas frontal y superior de soporte para la ranura (Autores, 2021).

Para la sujeción de las dos placas se necesitaron 2 pernos M10 de rosca completa con una longitud mínima de 78 mm con sus respectivas tuercas.

Observación: se recomienda utilizar pernos de al menos 98 mm de largo ya que es posible que la ranura se deba subir o bajar para que el brazo que conecta la boya y la biela se encuentre siempre dentro de la ranura.

$$\begin{aligned} \text{Longitud elemento ranura} &= 50 - \text{nivel agua} - \frac{\text{altura ola}}{2} \\ &= 50 - 20 - 6.9 = 23.1 \text{ cm} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Con esta longitud se procuró que el movimiento del agua no mueva la ranura. Se tomaron las siguientes consideraciones para el diseño de la ranura:

- La ranura debe tener la una longitud mínima de 13.8 cm, el cual es el valor de desplazamiento de la biela.
- Se dejó una holgura igual a 1 mm.
- El espacio entre agujero y borde es igual a 12 mm.
- Ancho de elemento es igual a 40 mm.
- El elemento estará ubicado en el centro de la placa inferior.

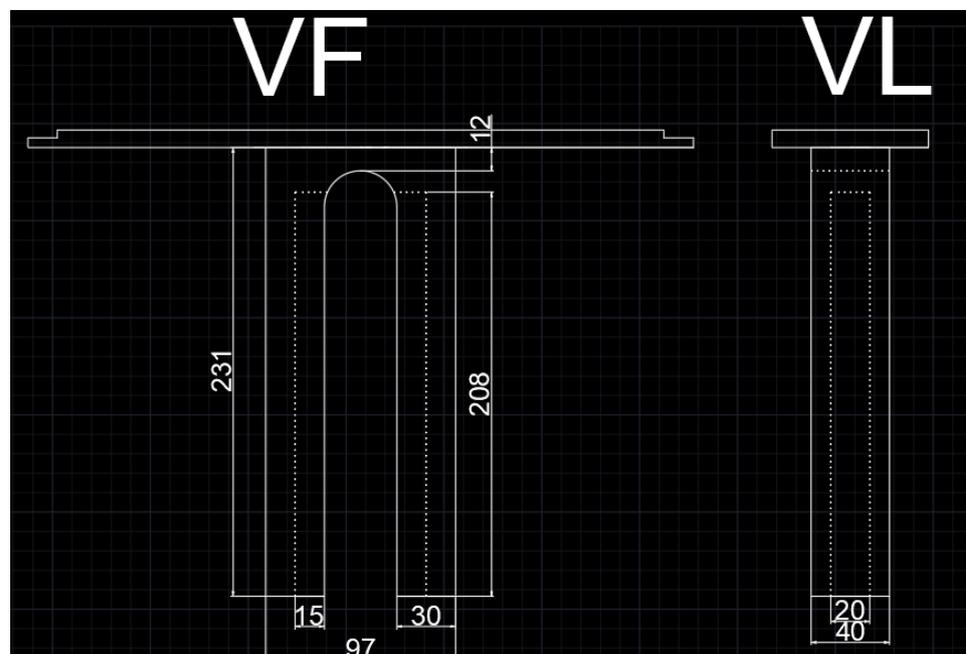


Figura 3.21 Vistas frontal y lateral de la ranura rediseñada (Autores, 2021).



Figura 3.22 Prototipo rediseñado (Autores, 2021).

3.1.4 Análisis de Costos

La impresión 3D de los elementos del sistema representa una gran desventaja con respecto a la relación calidad – precio. Esto se establece porque para que el costo de la impresión no sea tan elevado, se debe disminuir la calidad de las impresiones, en otras palabras, variar el porcentaje de relleno. Un porcentaje de relleno bajo indica que existen zonas huecas en el interior del elemento impreso y por ende tiende a romperse con esfuerzos externos considerables como los aplicados durante el ensamblado. Los cálculos realizados para las dimensiones de las piezas a imprimir asumían un elemento macizo, esto quiere decir, en términos de impresión 3D, un relleno del 100%.

Otro inconveniente con la impresión 3D consiste en que el material no puede ser maquinado ya que al calentarse tiende a deformarse y a derretirse. Esto provoca que haya dificultad en el momento de rebajar el grosor de algún elemento en caso de ser necesario. En adición a lo mencionado anteriormente, es importante recalcar que, aunque se establezca durante la impresión unas

dimensiones específicas, el material utilizado posee un ligero grosor que deja una capa, la cual debe ser retirada ya sea de manera manual o con ayuda de una lija.

Para la impresión 3D se debe tener en consideración dos aspectos: tiempo en horas de impresión y cantidad en gramos de material utilizado, estos factores son los que influyen en el valor total a pagar. A continuación, en la Tabla 3.2, se muestra el costo cancelado tanto para la impresión de la primera propuesta como para el rediseño por parte de los autores del presente proyecto:

Parámetro de Costo	Propuesta	
	Original	Rediseño
Material Utilizado [g]	627	620
Costo Material [\$]	13,79	13,64
Tiempo de Impresión [h]	65,93	71,88
Costo Tiempo [\$]	79,12	86,26
Herramientas y Accesorios [\$]	14,00	12,00
Total [\$]	106,91	111,90

Tabla 3.2 Costos para Primera Propuesta y Rediseño. (Autores, 2021).

Durante el ensamblaje de la propuesta original se rompieron 3 ejes, 1 eje que conecta a la biela con la manivela y 2 veces el eje que conecta la manivela con la chumacera. Debido al material de la impresión 3D, no se podía ejercer mucha fuerza sobre el elemento por lo que termina rompiéndose.

El costo de las impresiones adicionales bordea los \$5 dado que se imprimieron elementos adicionales en caso de que ocurriera lo mencionado anteriormente. Esto incluyendo lo establecido en la tabla 3.2, el costo de la impresión de la propuesta original se encuentra alrededor de los \$100.

En el costo de las herramientas y accesorios se establece lo invertido en lo establecido en la tabla 3.1. Para el rediseño se compraron 2 anillos de 36mm, 1 perno M6 de rosca completa con longitud mínima de 41mm con su respectiva tuerca, 2 pernos M10 de longitud 100mm con sus respectivas roscas, 6 pernos M5 de longitud 25mm con sus respectivas tuercas y 2 anillos de retención de 8mm; su costo total está en la tabla 3.2.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Utilizando de base la metodología aplicada para el desarrollo del presente proyecto, se planteó y diseñó un sistema de energía undimotriz impreso en 3D que permite convertir la energía proveniente de una ola dentro de un tanque producida por un generador en energía mecánica por medio de un eje.
- Para la selección de la mejor alternativa de solución en el diseño del sistema, se consideraron tres tipos de sistemas: pelamis, boya y columna de agua oscilante. Se determinó una matriz de decisión considerando los criterios de tamaño, complejidad de construcción, eficiencia y afectación por profundidad mínima como los más influyentes. Esto dio como resultado que la opción más apropiada para la geometría del tanque y el sistema de sujeción propuesto por el comité organizador fuera la de implementar un sistema con boya.
- Se utilizaron los programas SolidWorks y Autodesk INVENTOR 2021 para el diseño y desarrollo de los elementos tanto para la propuesta original como para el rediseño utilizando de base los cálculos presentados en la metodología y consultas a personas que conocen del tema de construcción.
- Teniendo en consideración el costo total del sistema, se concluye que construir este tipo de estructuras en impresión 3D resulta bastante costoso, tanto por el tiempo que requiere imprimirse, el costo de material utilizado y la baja resistencia a esfuerzo axial que puede resultar en rotura durante el ensamblado.
- De acuerdo con la metodología utilizada en este proyecto, los elementos diseñados para el sistema se encuentran sobredimensionados. Esto se debe a que la fuerza generada por la ola no es comparable con la fuerza axial máxima que puede ser aplicada a los elementos impresos en 3D como se muestra en el capítulo 2; dado que la longitud del tanque es

considerablemente larga con respecto a la altura y al ancho de este, y que la profundidad del agua de trabajo es de 20 cm.

- Aunque se mostró en el capítulo 2 que el sistema se encontraba sobredimensionado para las propiedades del material de impresión 3D, los elementos no se encontraban con un relleno del 100% por lo que sus resistencias cambian de manera significativa provocando así que existan rupturas de algunos ejes como consecuencia del esfuerzo ejercido durante el ensamblado del sistema.

4.2 Recomendaciones

- Realizar un sistema de ponderación que explique cómo los factores externos de mayor consideración podrían afectar a las diferentes propuestas con el fin de escoger la opción que más se acople tanto a las necesidades como en el entorno donde se va a implementar. Estos factores externos comprenden parámetros como profundidad mínima de trabajo, complejidad de construcción, tamaño mínimo para funcionar sin problema y eficiencia para convertir energía proveniente de una ola en energía mecánica.
- Establecer diferentes alternativas para el sistema de conversión propuesto incluyendo parámetros que afecten al rendimiento de este; con el fin de explorar las opciones encontradas y ahorrar tiempo en hacer pruebas que lleven a un posible cambio de sistema en el peor de los casos. La matriz de decisión mostrada en el presente documento puede servir de guía para un proyecto donde se busque implementar un sistema unidimotriz a mayor escala ya que en la misma, se explica a detalle en qué se basaron los autores para la selección del tipo de sistema.
- De igual manera, se recomienda construir el sistema con otro material que tenga mayor resistencia a la flexión ya que este aspecto puede afectar en el momento de ensamblar el sistema. La baja resistencia puede generar roturas en los elementos y posteriormente un costo elevado por la frecuencia de

reimpresión. El material no necesariamente debe ser impresión 3D, puede ser maquinado de piezas metálicas o de aleaciones que cumplan lo mencionado al inicio como por ejemplo polietileno para la boya, acero inoxidable AISI 316, aleación de aluminio 6063 T6 y acero de alta resistencia para cableados de soporte, cilindro hidráulico y articulación cardán (Malça, Beirão, & Felismina, 2014).

- Realizar un análisis detallado de la geometría de la boya (RAO) ya que este parámetro influye en qué tanta es la respuesta de esta frente a una ola incidente y con esto se puede estimar las dimensiones mínimas y máximas dependiendo del entorno en el que se implemente el sistema undimotriz.
- Aplicar el principio de Arquímedes para estimar la masa máxima que debe tener la boya para garantizar su flotabilidad. Se deben considerar otros aspectos como el material a utilizar y el volumen de la geometría seleccionada, recordando que el principio de Arquímedes se utiliza para geometrías macizas; en caso de requerir menor masa, estimar el volumen que debe ser hueco.
- Calcular los parámetros de celeridad, altura, longitud y período de las olas generadas antes de realizar cualquier análisis para diseñar el sistema, ya que esto permite establecer el diseño para aspectos reales; ya que existen aspectos como resonancia y olas de rebote que afectan en las olas generadas y que no se consideran en los cálculos teóricos.
- Para el caso de utilizar un sistema de conversión de energía con boya, se recomienda fijar el movimiento de la boya en el eje vertical ya que en el tanque la ola también posee movimiento en el eje horizontal que puede afectar a los elementos que soportan el peso del sistema.
- Se planteó la posibilidad de utilizar el programa OpenFOAM para el análisis y simulación de la boya en el tanque de prueba con el fin de conocer el

comportamiento de la boya con respecto al impacto con el agua,
lamentablemente por falta de tiempo esto no pudo ser posible

BIBLIOGRAFÍA

- Aguirre, K., Chuez, M. F., Galarza, K., Mera, Y., Pizarro, E., Vargas, K., & Vera, R. (2019). *GENERACIÓN DE OLAS Y MOVIMIENTO DE PARTÍCULAS*. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Arthur Pecher, J. P. (2017). *Handbook of Ocean Wave Energy*. Cham: Springer International Publishing.
- Bhattacharyya, R. (1978). UNCOUPLED HEAVING, PITCHING, AND ROLLING MOTIONS. En R. Bhattacharyya, *DYNAMICS OF MARINE VEHICLES* (págs. 35-63). New York: JOHN WILEY & SONS.
- Castillo, S. (2018). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE OLAS PARA EL LABORATORIO DE ING. NAVAL*. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Çengel, Y. C. (2006). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. New York: McGraw - Hill.
- Company, R. C. (2020). *Descripción general de los anillos de retención*. Obtenido de Rotor Clip Company: http://www.rotorclip.com/es/ring_overview.php
- Dean, R., & Dalymple, R. (1991). *Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists*. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
- Diego Fernando Venegas Vásconez, C. A. (2019). Análisis del almacenamiento en sistemas de gas licuado de petróleo: tanques estacionarios vs. cilindros. *Ingenius*, 113-122.
- Faltinsen, O. M. (1990). *Sea Loads on Ships and Offshore Structures*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Gurnari, L., Filianoti, P., Torresi, M., & Camporeale, S. (2019). *The Wave-to-Wire Energy Conversion Process for a Fixed U-OWC Device*. Regio de Calabria: Universidad Mediterránea de Regio de Calabria.
- Hongda Shi, C. Z. (2019). WHTO: A methodology of calculating the energy extraction of wave energy convertors based on wave height reduction. *Energy*.
- INOCAR. (22 de Enero de 2021). *Sistema de Observación y Alerta Temprana*. Obtenido de SAT - INOCAR: https://www.inocar.mil.ec/modelo_olas/index.php
- Laudino Rodriguez, B. P.-D. (2020). Flow pattern analysis of an outflow radial turbine for twin-turbines-OWC wave energy converters. *Energy*.
- Loayza, F., & Espinoza, M. (2020). *Proyecto Integrador "Dispositivos de aprovechamiento de energía undimotriz"*. Guayaquil: ESPOL.

- Malça, C., Beirão, P., & Felismina, R. (2014). *Influence of material selection on the structural behavior of a wave energy converter*. Lisboa: AIMS Energy.
- Manuel Jesús Chimbo Campuzano, R. R. (2016). APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA UNDIMOTRIZ EN EL ECUADOR. *Ingenius*, 23.
- Muñoz, J. (2011). *Ondas regulares y su aplicación a la ingeniería de costas*. Cádiz: Universidad de Cádiz.
- Nazari Berenjkoo, M., Ghiasi, M., & Guedes Soares, C. (2020). *Influence of the shape of a buoy on the efficiency of its dual-motion wave energy conversion*. Elsevier Ltd.
- Norton, R. (2003). *Design of Machinery. Journal of Mechanical Design*.
- Norton, R. (s.f.). *Design of Machinery. An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*. McGraw-Hill.
- Paredes, R. (16 de Diciembre de 2020). Definición de RAO. (T. Cely, & E. Chacón, Entrevistadores)
- Pecher, A., & Kofoed, J. P. (2017). Hydrodynamics of WECs. En A. Pecher, & J. P. Kofoed, *Handbook of Ocean Wave Energy* (págs. 139-158). Aalborg: Springer Open.
- Ramos, R. (24 de Octubre de 2011). *ENERGÍA UNDIMOTRIZ*. Obtenido de Eco Medio Ambiente: <http://ecomedioambiente.com/energias-renovables/energia-undimotriz/>
- Tay, Z. Y. (2020). Performance and wave impact of an integrated multi-raft wave energy converter with floating breakwater for tropical climate. *Ocean Engineering*.
- Zhi Yung Tai, Y. W. (2020). Power enhancement of pontoon-type wave energy convertor via hydroelastic response and variable power take-off system. *Journal of Ocean Engineering and Science*, 1'18.

APÉNDICES

APÉNDICE A

- Tabla de Relación h/L_0 y h/L para encontrar la altura de ola teórica (Muñoz, 2011, págs. 66 - 67).

h/L_0	$\tanh kh$	h/L	kh	$\sinh kh$	$\cosh kh$	G	K_s
0,000	0,000	0,0000	0,000	0,000	1,000	1,000	∞
0,002	0,112	0,0179	0,112	0,113	1,006	0,992	2,120
0,004	0,158	0,0253	0,159	0,160	1,013	0,983	1,786
0,006	0,193	0,0311	0,195	0,197	1,019	0,975	1,620
0,008	0,222	0,0360	0,226	0,228	1,026	0,967	1,513
0,010	0,248	0,0403	0,253	0,256	1,032	0,959	1,434
0,015	0,302	0,0496	0,312	0,317	1,049	0,938	1,306
0,020	0,347	0,0576	0,362	0,370	1,066	0,918	1,225
0,025	0,386	0,0648	0,407	0,418	1,084	0,897	1,169
0,030	0,420	0,0713	0,448	0,463	1,102	0,878	1,125
0,035	0,452	0,0775	0,487	0,506	1,121	0,858	1,092
0,040	0,480	0,0833	0,523	0,548	1,140	0,838	1,064
0,045	0,506	0,0888	0,558	0,587	1,160	0,819	1,042
0,050	0,531	0,0942	0,592	0,627	1,180	0,800	1,023
0,055	0,554	0,0993	0,624	0,665	1,201	0,781	1,007
0,060	0,574	0,1040	0,653	0,701	1,221	0,763	0,991
0,065	0,595	0,1090	0,685	0,740	1,244	0,744	0,980
0,070	0,615	0,1140	0,716	0,779	1,268	0,725	0,972
0,075	0,634	0,1190	0,748	0,819	1,293	0,706	0,964
0,080	0,649	0,1230	0,773	0,852	1,314	0,690	0,954
0,085	0,666	0,1280	0,804	0,894	1,341	0,671	0,949
0,090	0,680	0,1320	0,829	0,928	1,364	0,655	0,941
0,095	0,697	0,1370	0,861	0,971	1,394	0,636	0,939
0,10	0,709	0,1410	0,886	1,006	1,419	0,620	0,933
0,11	0,736	0,1500	0,942	1,088	1,478	0,586	0,927
0,12	0,759	0,1580	0,993	1,164	1,535	0,556	0,920
0,13	0,782	0,1670	1,049	1,253	1,603	0,523	0,919
0,14	0,800	0,1750	1,100	1,335	1,668	0,494	0,915
0,15	0,818	0,1830	1,150	1,420	1,737	0,466	0,912
0,16	0,836	0,1920	1,206	1,521	1,820	0,436	0,914
0,17	0,850	0,2000	1,257	1,614	1,899	0,410	0,913
0,18	0,863	0,2080	1,307	1,712	1,983	0,385	0,913
0,19	0,862	0,2070	1,301	1,700	1,972	0,388	0,886
0,20	0,888	0,2250	1,414	1,934	2,177	0,336	0,918

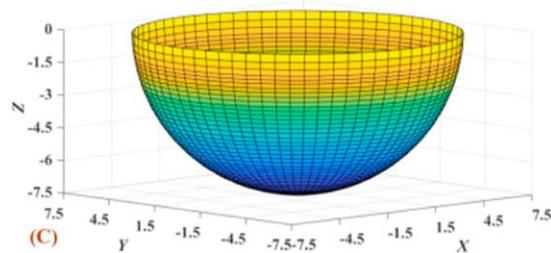
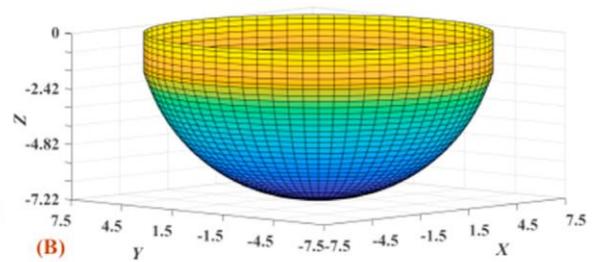
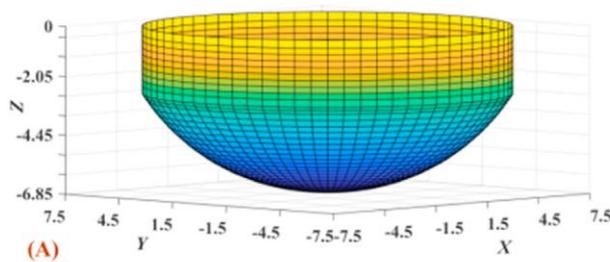
h/Lo	tanh kh	h/L	kh	senh kh	cosh kh	G	Ks
0,20	0,888	0,2250	1,414	1,934	2,177	0,336	0,918
0,21	0,900	0,2340	1,470	2,060	2,290	0,312	0,922
0,22	0,909	0,2420	1,521	2,178	2,397	0,291	0,923
0,23	0,918	0,2510	1,577	2,317	2,524	0,270	0,927
0,24	0,926	0,2590	1,627	2,447	2,643	0,252	0,929
0,25	0,933	0,2680	1,684	2,600	2,786	0,232	0,933
0,26	0,940	0,2770	1,740	2,762	2,938	0,214	0,937
0,27	0,946	0,2850	1,791	2,913	3,080	0,200	0,938
0,28	0,951	0,2940	1,847	3,092	3,250	0,184	0,942
0,29	0,957	0,3030	1,904	3,281	3,430	0,169	0,945
0,30	0,961	0,3120	1,960	3,481	3,621	0,156	0,949
0,31	0,965	0,3210	2,017	3,691	3,824	0,143	0,952
0,32	0,969	0,3300	2,073	3,913	4,039	0,131	0,955
0,33	0,972	0,3390	2,130	4,148	4,267	0,120	0,958
0,34	0,975	0,3490	2,193	4,424	4,536	0,109	0,962
0,35	0,978	0,3580	2,249	4,688	4,794	0,100	0,964
0,36	0,980	0,3670	2,306	4,967	5,067	0,092	0,966
0,37	0,983	0,3770	2,369	5,295	5,389	0,083	0,970
0,38	0,984	0,3860	2,425	5,609	5,697	0,076	0,972
0,39	0,986	0,3950	2,482	5,940	6,024	0,069	0,973
0,40	0,988	0,4050	2,545	6,330	6,409	0,063	0,976
0,41	0,989	0,4150	2,608	6,746	6,820	0,057	0,979
0,42	0,990	0,4240	2,664	7,142	7,212	0,052	0,980
0,43	0,991	0,4340	2,727	7,610	7,675	0,047	0,982
0,44	0,992	0,4430	2,783	8,056	8,118	0,043	0,983
0,45	0,993	0,4530	2,846	8,583	8,641	0,038	0,985
0,46	0,994	0,4630	2,909	9,143	9,198	0,035	0,986
0,47	0,995	0,4720	2,966	9,678	9,730	0,031	0,987
0,48	0,995	0,4820	3,028	10,309	10,357	0,028	0,988
0,49	0,996	0,4920	3,091	10,980	11,026	0,026	0,989
0,50	0,996	0,5020	3,154	11,695	11,738	0,023	0,991
∞	1,000	∞	∞	∞	∞	0,000	1,000

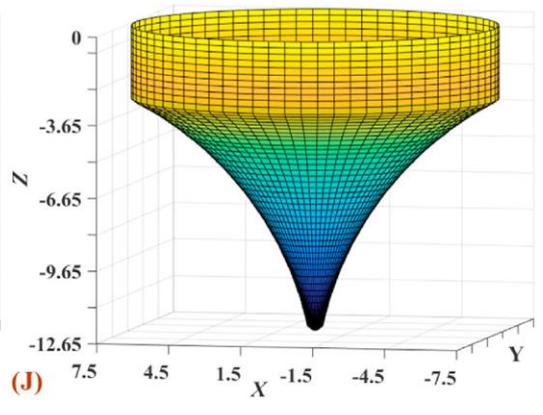
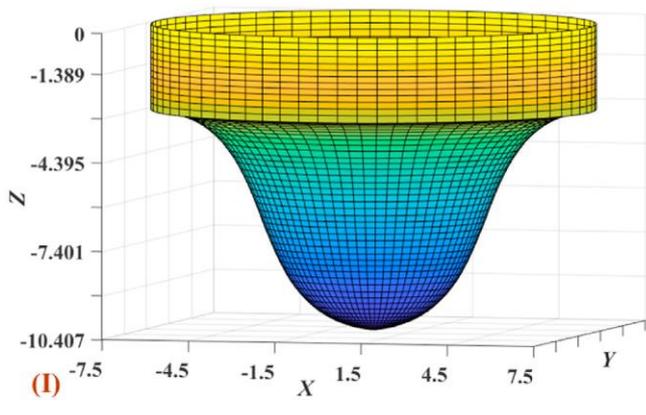
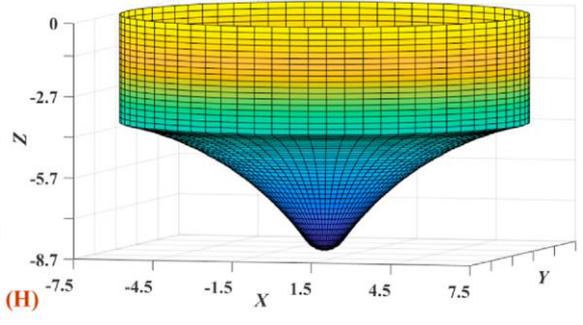
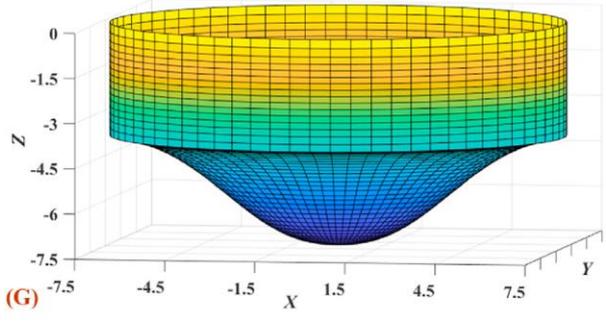
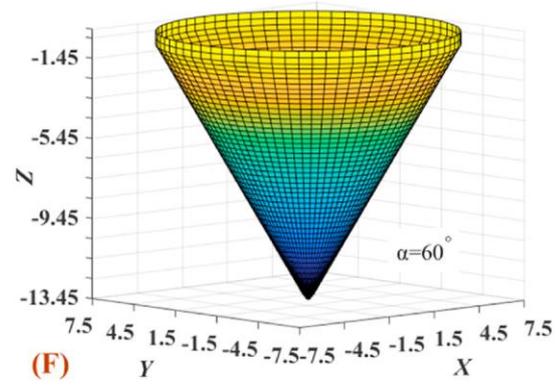
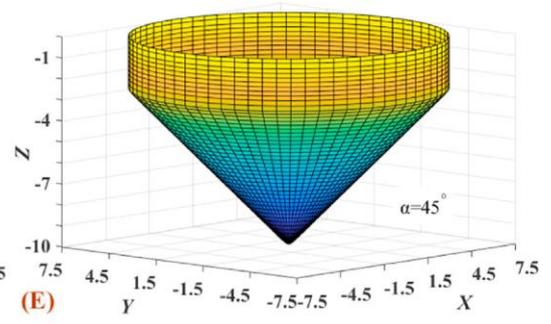
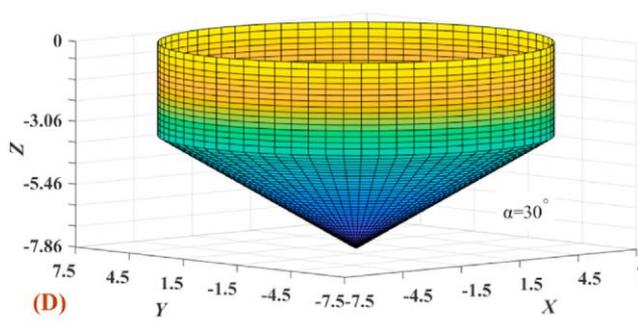
APÉNDICE B

- Tabla de Frecuencias Naturales y RAO Máximo para cada Geometría de Boya (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020, pág. 8)

Motion direction		Heave ₃₃	
Buoy Geometry		ω_{n33} (rad/s)	Max RAO
Hemisphere:	Buoy-A	$\cong 1.129$	2.131
	Buoy-B	$\cong 1.156$	1.997
	Buoy-C	$\cong 1.169$	1.888
Cone:	Buoy-D (30°)	$\cong 1.122$	2.235
	Buoy-E (45°)	$\cong 1.167$	1.944
	Buoy-F (60°)	$\cong 1.210$	1.631
Unusual shape:	Buoy-G	$\cong 1.117$	2.331
	Buoy-H	$\cong 1.111$	2.394
	Buoy-I	$\cong 1.164$	1.987
	Buoy-J	$\cong 1.155$	2.031

- Geometrías de Boya (Nazari Berenjkooob, Ghiasi, & Guedes Soares, 2020, págs. 4 - 5).



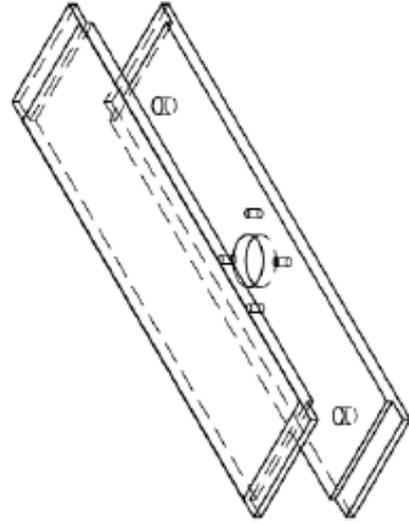
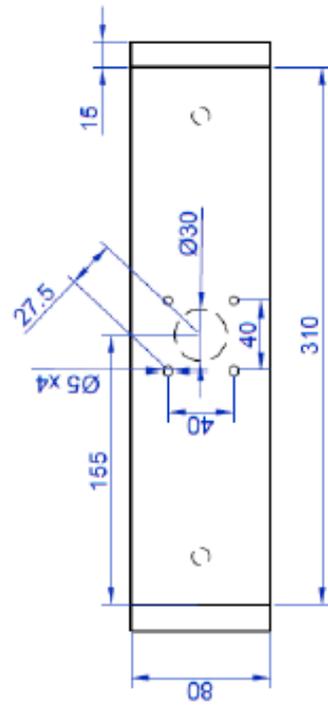
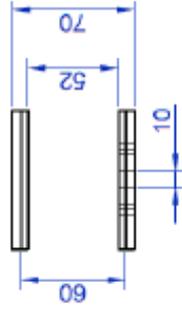
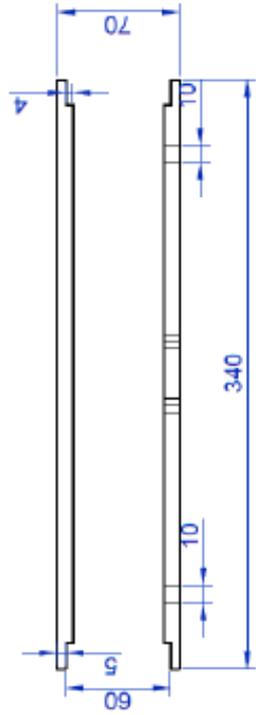


APÉNDICE C

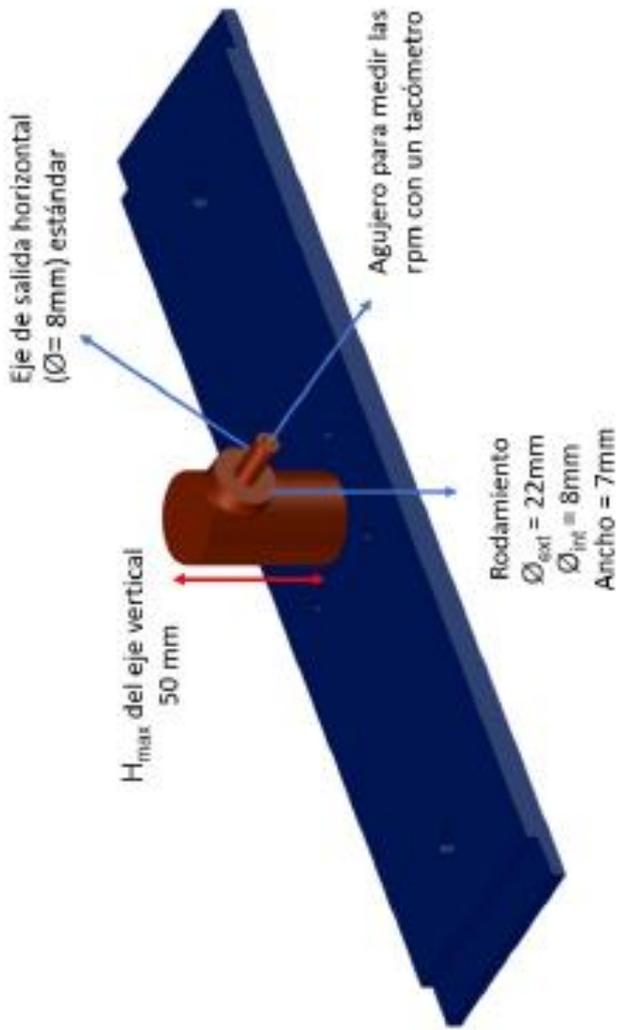
- Planos de Soporte para el sistema (Cliente, 2020).

Planos del soporte para el prototipo

"Plano del soporte para el prototipo del sistema de generación undimotriz"



- Dimensiones de soporte para salida de energía mecánica del soporte (Cliente, 2020).

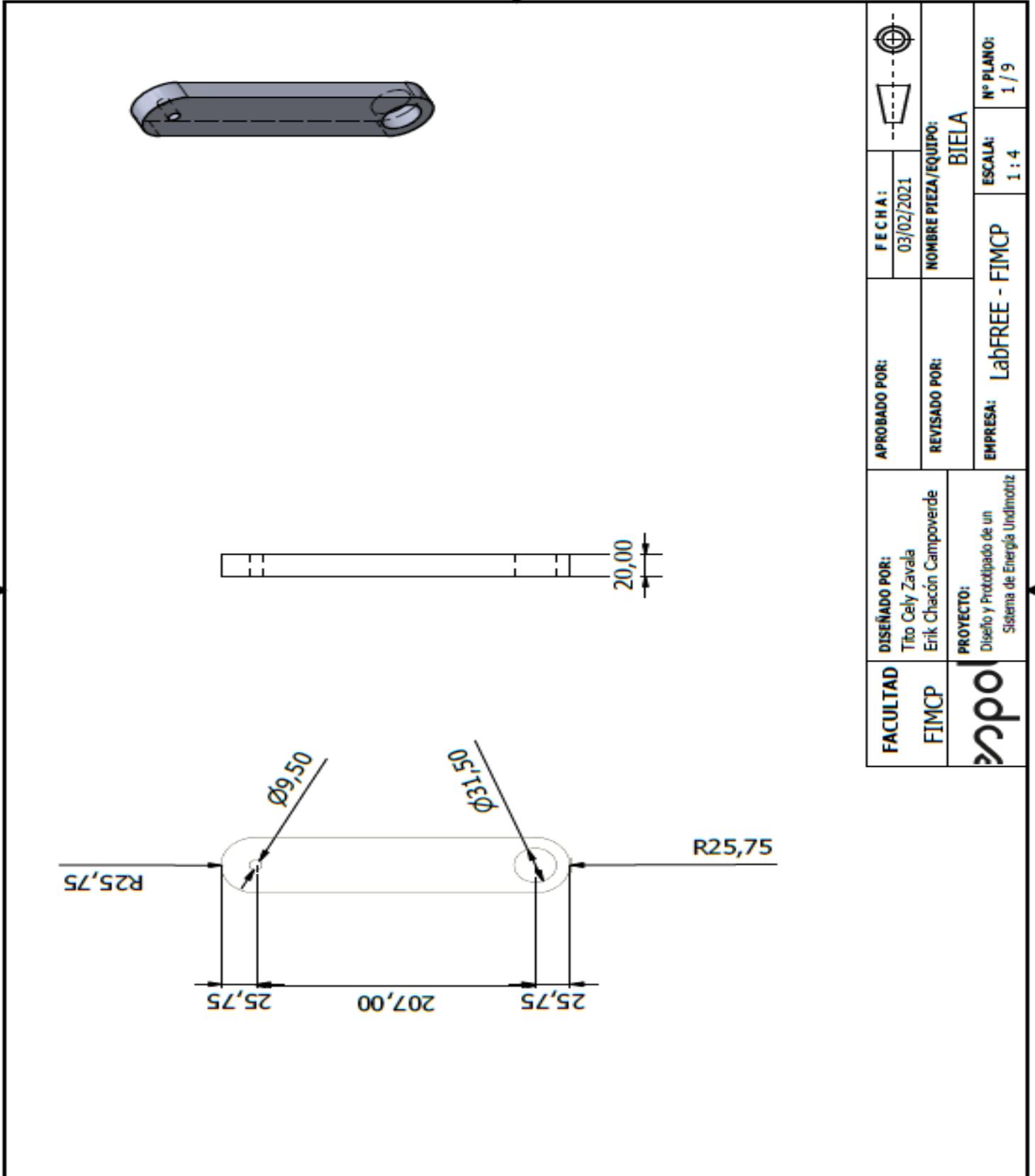


APÉNDICE D

PLANOS

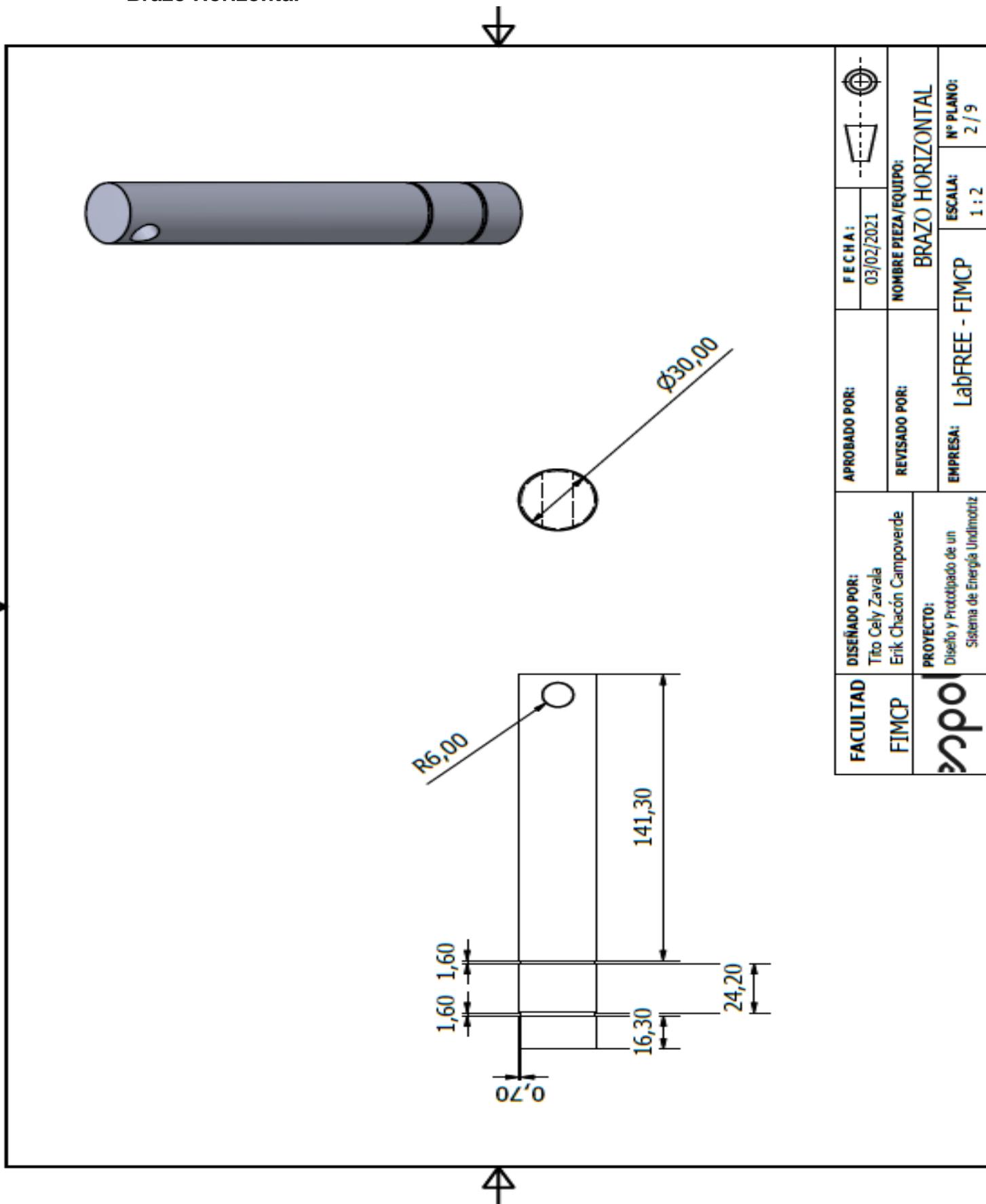
PRIMERA PROPUESTA

- Biela



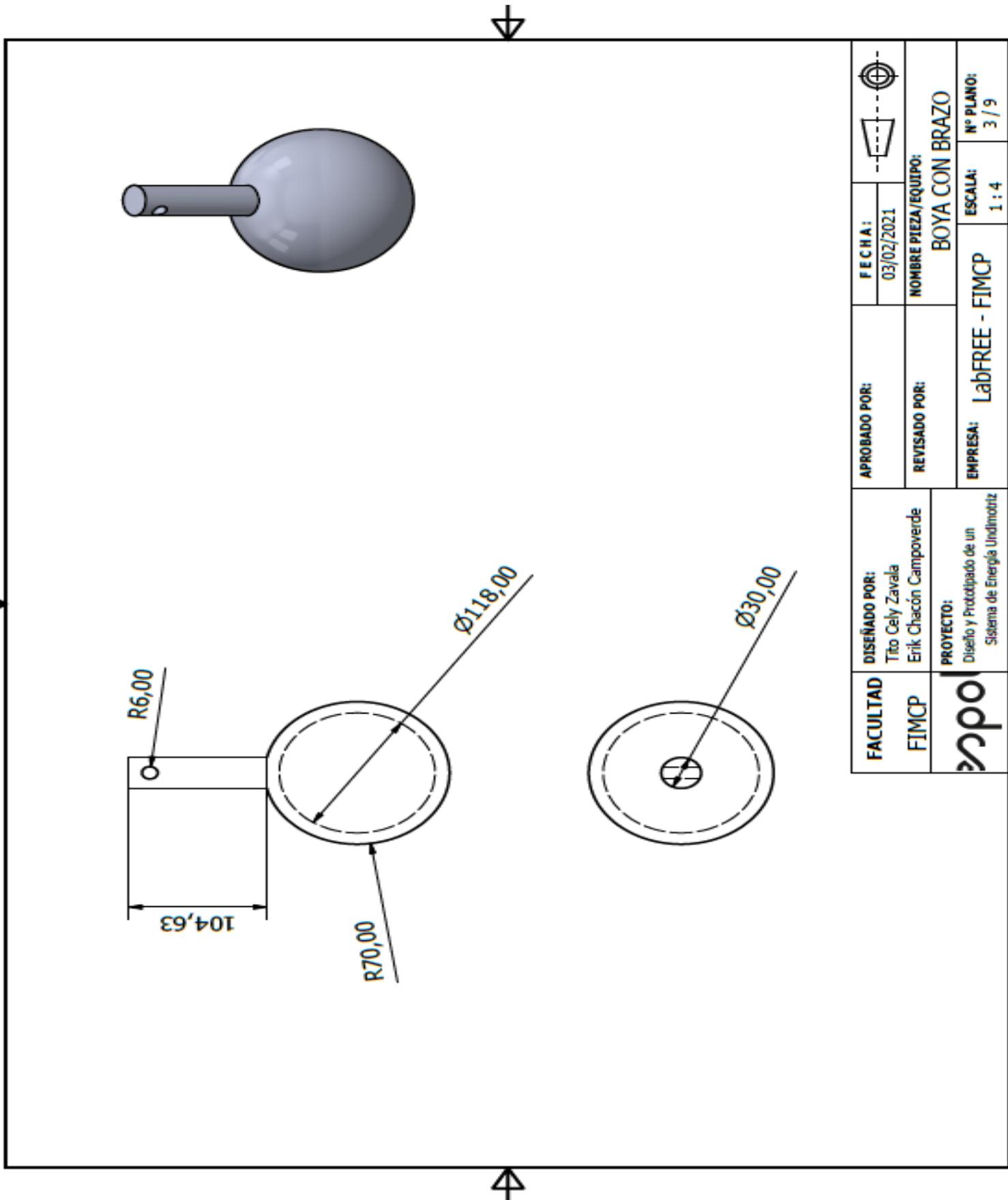
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Charcón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: BIELA	
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimótriz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP		

- Brazo Horizontal



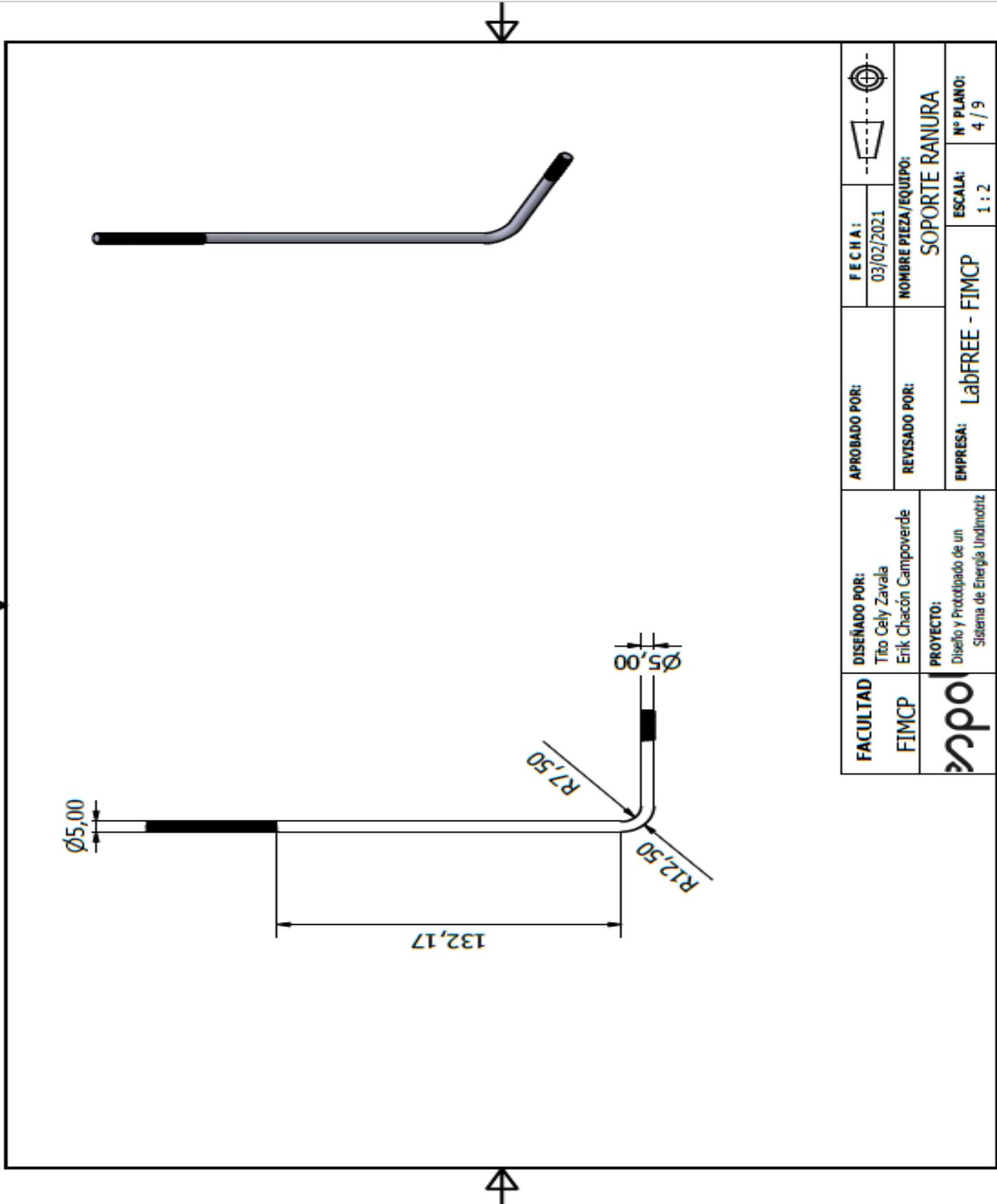
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Camperverde	APROBADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: BRAZO HORIZONTAL	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimobilitz	REVISADO POR:	EMPRESA: LabFREE - FIMCP	ESCALA: 1 : 2
				Nº PLANO: 2 / 9

- Boya con Brazo



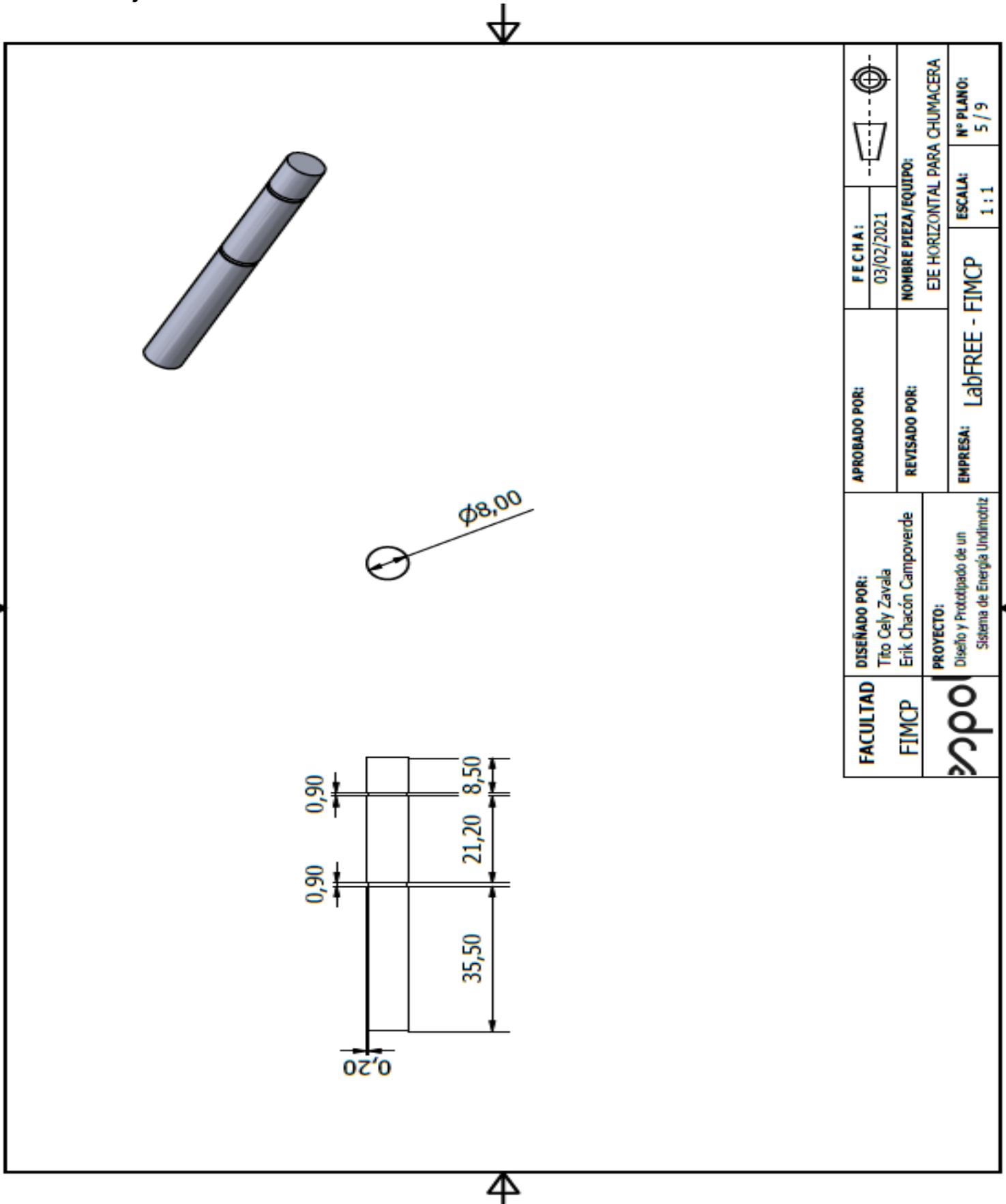
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacon Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: BOYA CON BRAZO	
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz		Nº PLANO: 3 / 9		

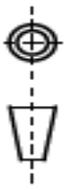
- Soporte Ranura



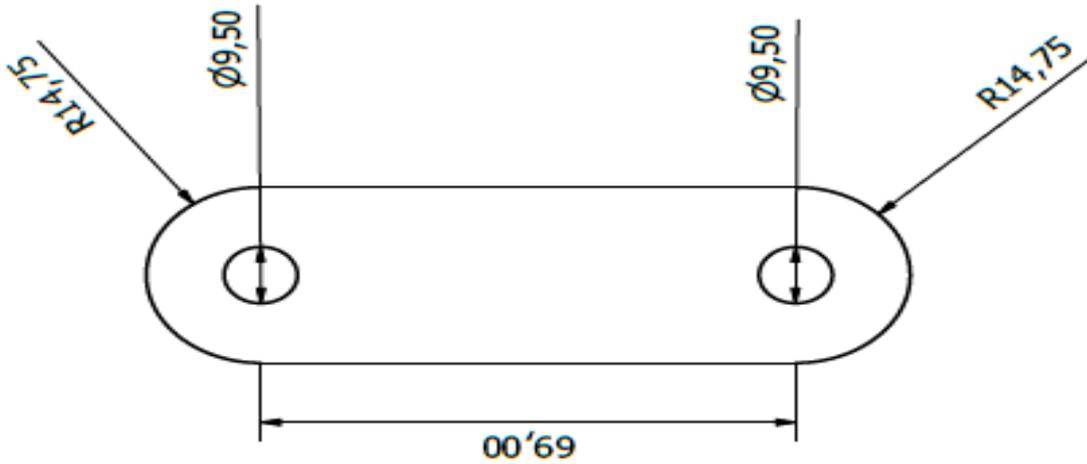
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Camperverde	APROBADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: SOPORTE RANURA	ESCALA: 1 : 2
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimótriz	REVISADO POR:	EMPRESA: LabFREE - FIMCP	Nº PLANO: 4 / 9

- Eje horizontal chumacera



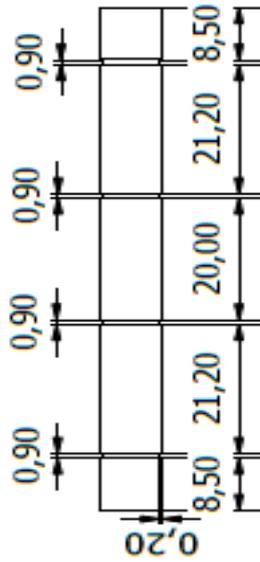
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: EJE HORIZONTAL PARA CHUMACERA	
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP	ESCALA: 1 : 1	

- Manivela

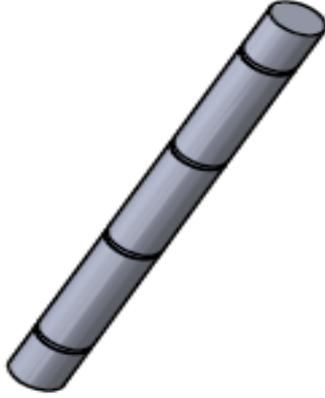


FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR:	FECHA: 03/02/2021		
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: MANIVELA		ESCALA: 1 : 1
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimontz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP			

- Eje biela manivela

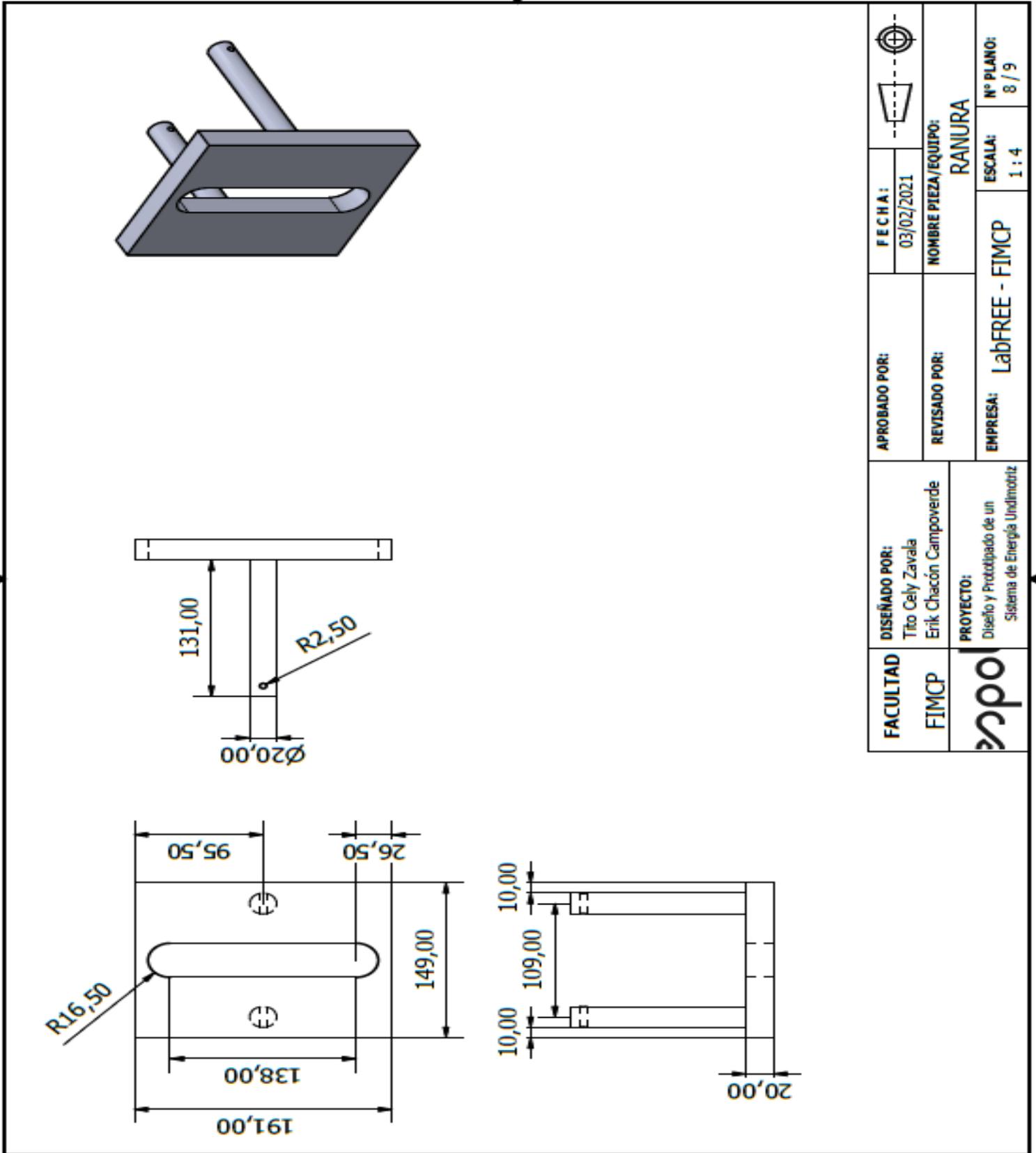


$\varnothing 8,00$



FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde		APROBADO POR: REVISADO POR: EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipo de un Sistema de Energía Undimotriz			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: EJE BIELA MANIVELA	ESCALA: 1 : 1

- Ranura



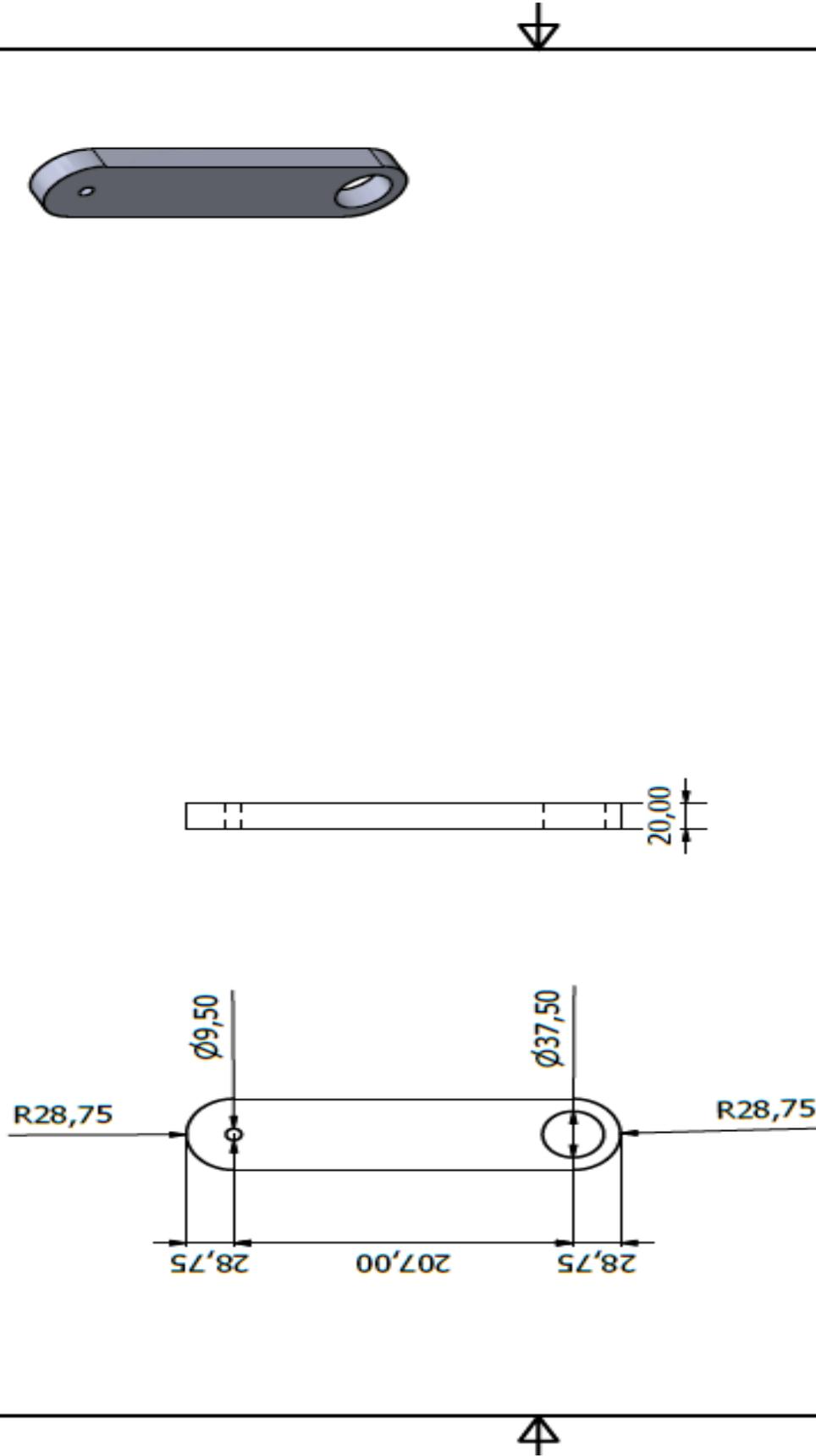
- Ensamblado de Primera Propuesta

PARTS LIST	
ITEM	PART NUMBER
1	Pasador Biela Manivela
2	Manivela
3	Eje horizontal
4	BIELA
5	BOYA-BRAZO
6	BRAZO-BIELA
7	Ranura
8	Soporte Ranura

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimótriz	REVISADO POR:	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: PRIMERA PROPUESTA	
		EMPRESA: LabFREE - FIMCP	ESCALA: 1 : 4	Nº PLANO: 9 / 9

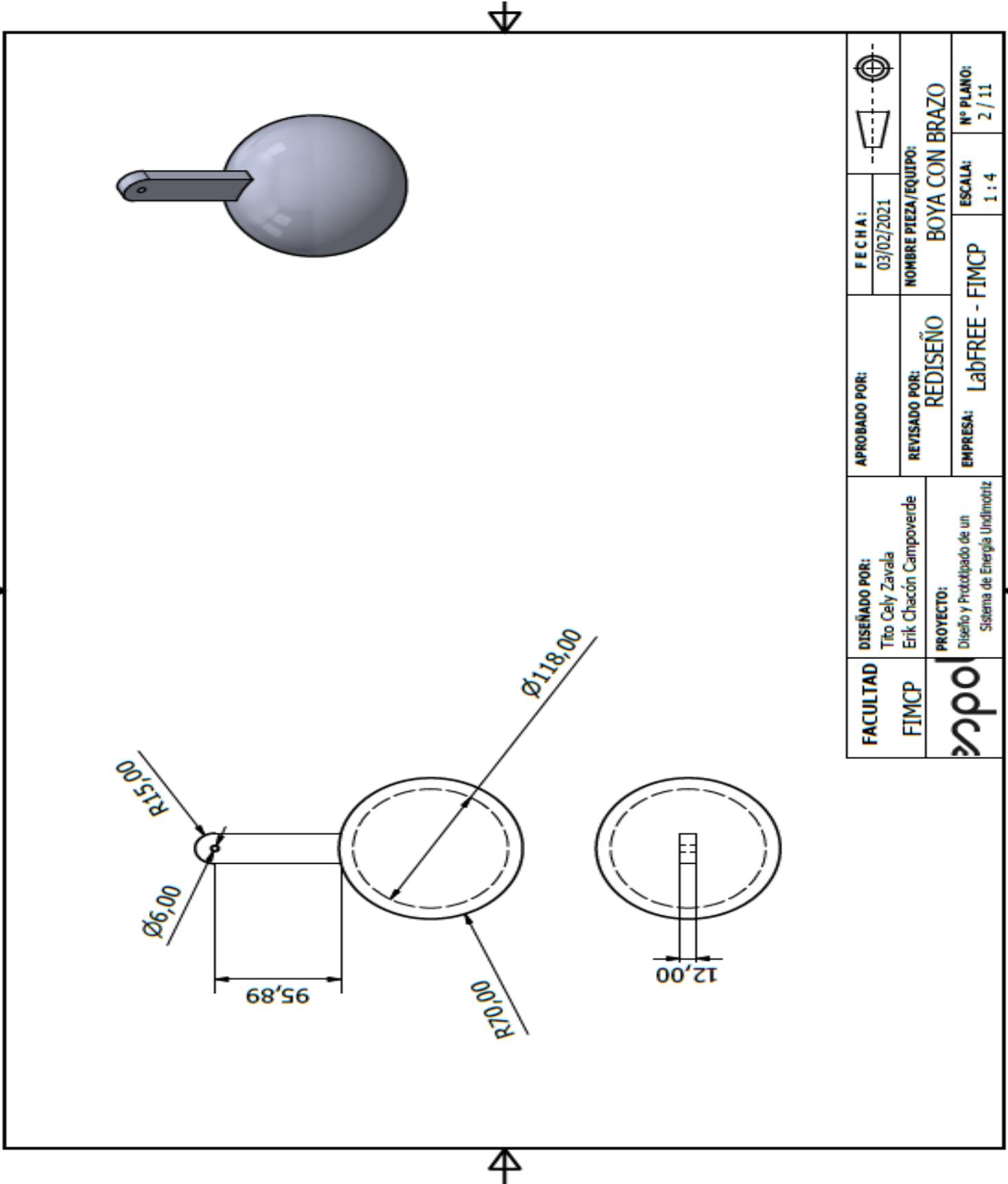
PROPUESTA REDISEÑADA

- Biela



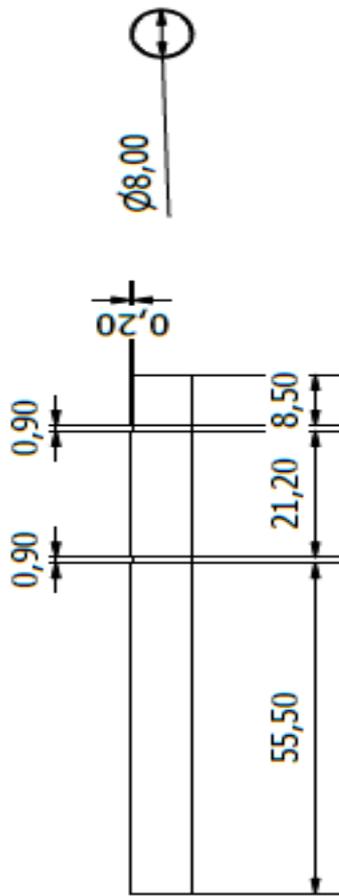
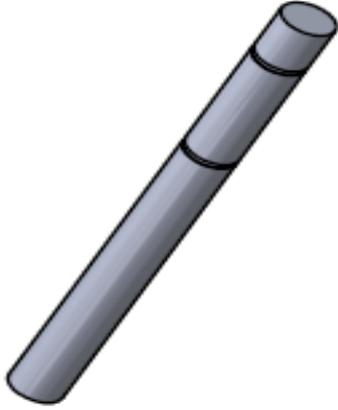
FACULTAD FIMCP 	DISEÑO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021		Nº PLANO: 1 / 11
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: BIELA	ESCALA: 1 : 4	
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz					

- Boya con brazo



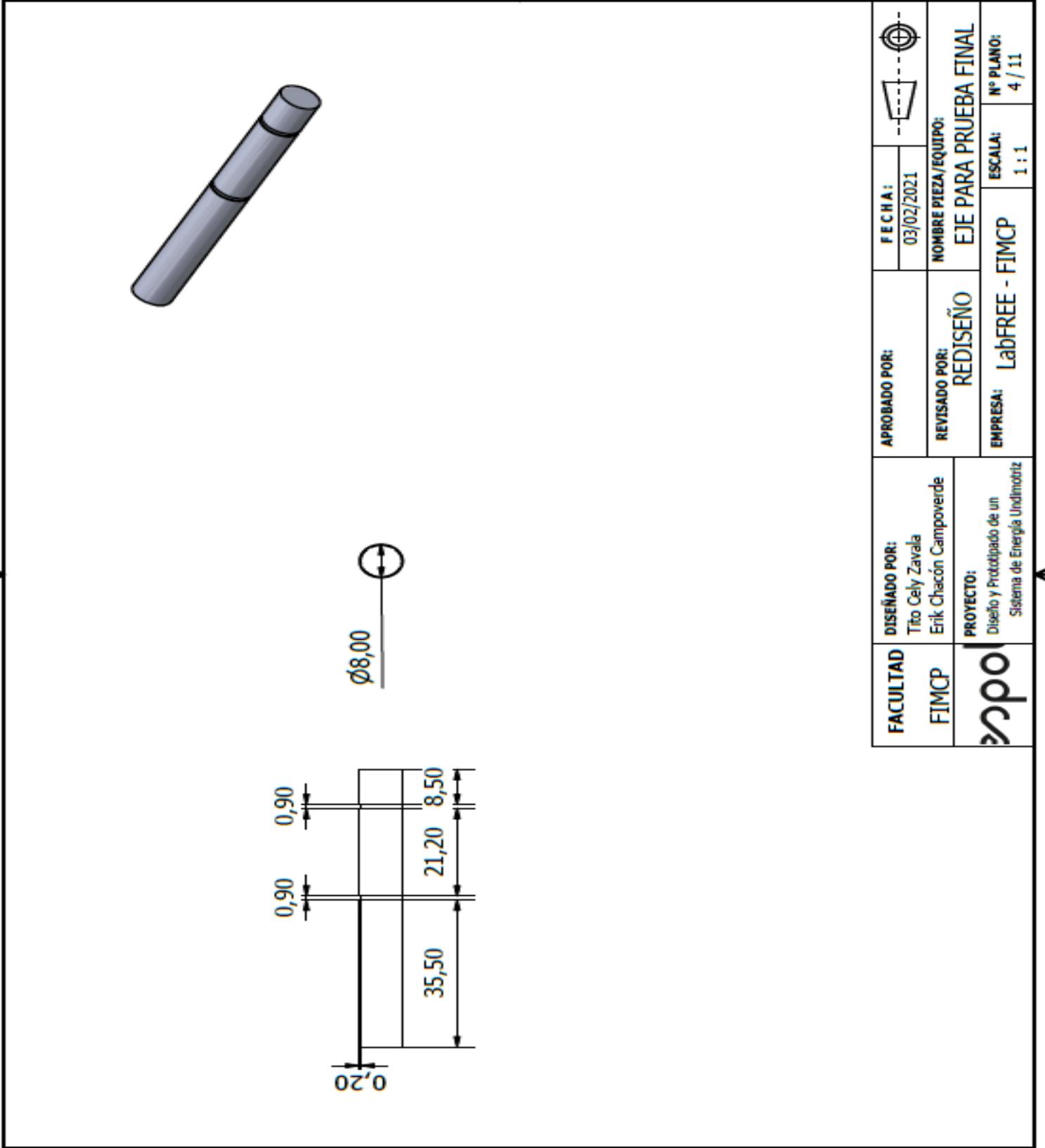
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021		NOMBRE PIEZA/EQUIPO: BOYA CON BRAZO	ESCALA: 1 : 4	Nº PLANO: 2 / 11
			PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimobiz				

- Eje para chumacera



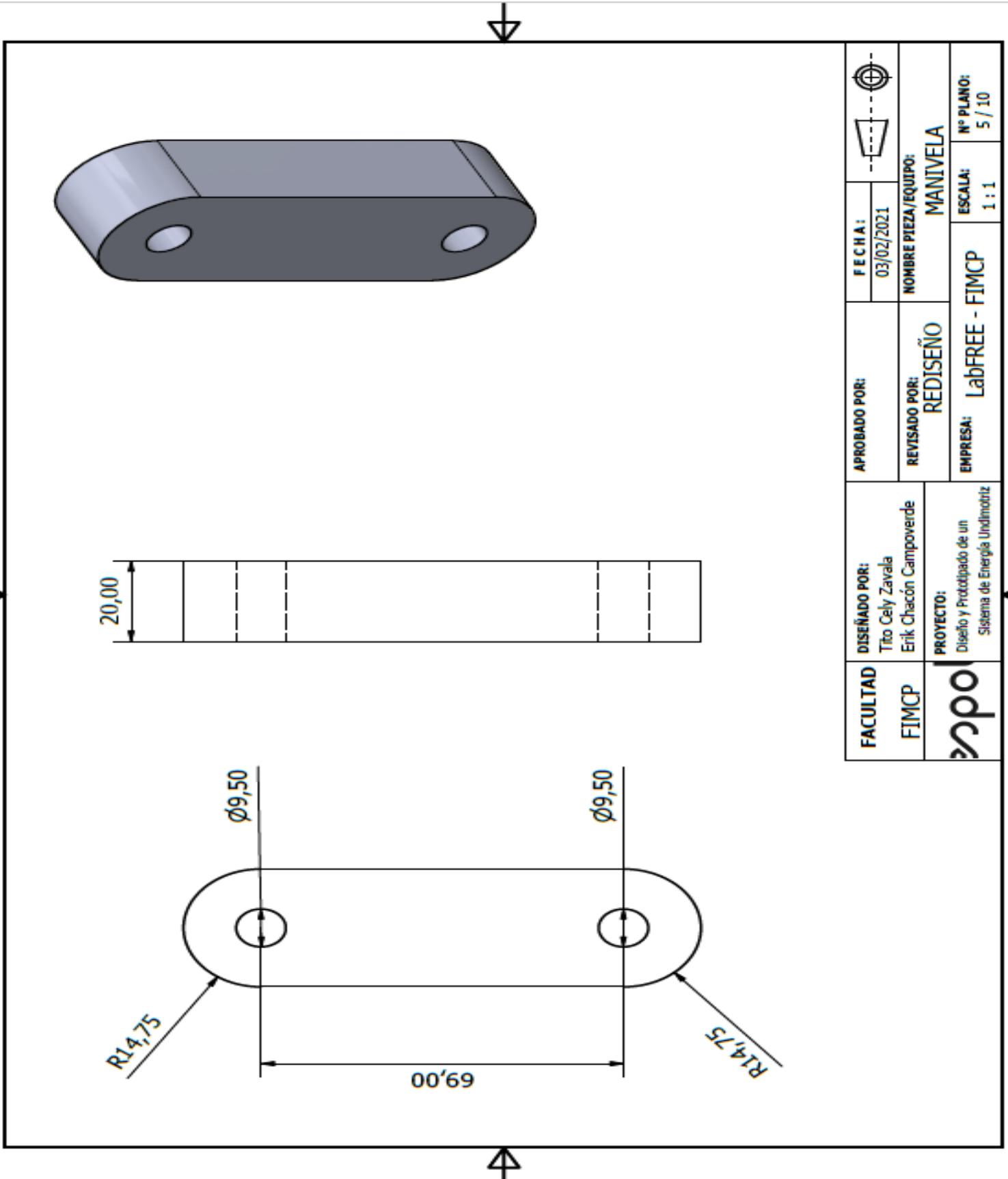
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: EJE PARA CHUMACERA	ESCALA: 1 : 1
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz				

- Eje para prueba final



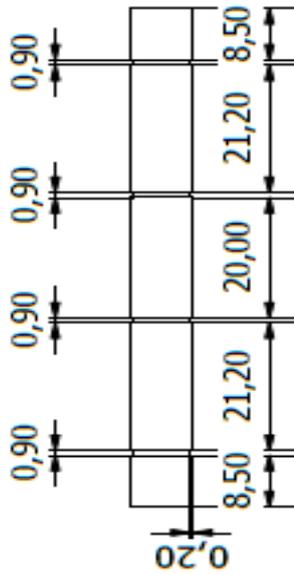
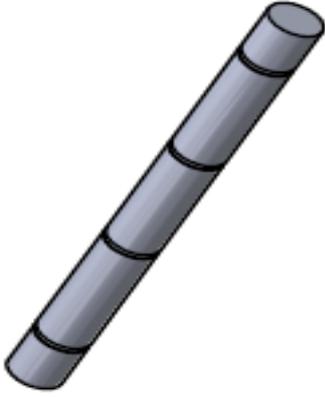
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR:	FECHA:	
			03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimótriz	REVISADO POR: REDISEÑO	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: EJE PARA PRUEBA FINAL	ESCALA: 1 : 1 Nº PLANO: 4 / 11
		EMPRESA: LabFREE - FIMCP		

- Manivela



FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Camperverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: MANIVELA	ESCALA: 1 : 1
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP		

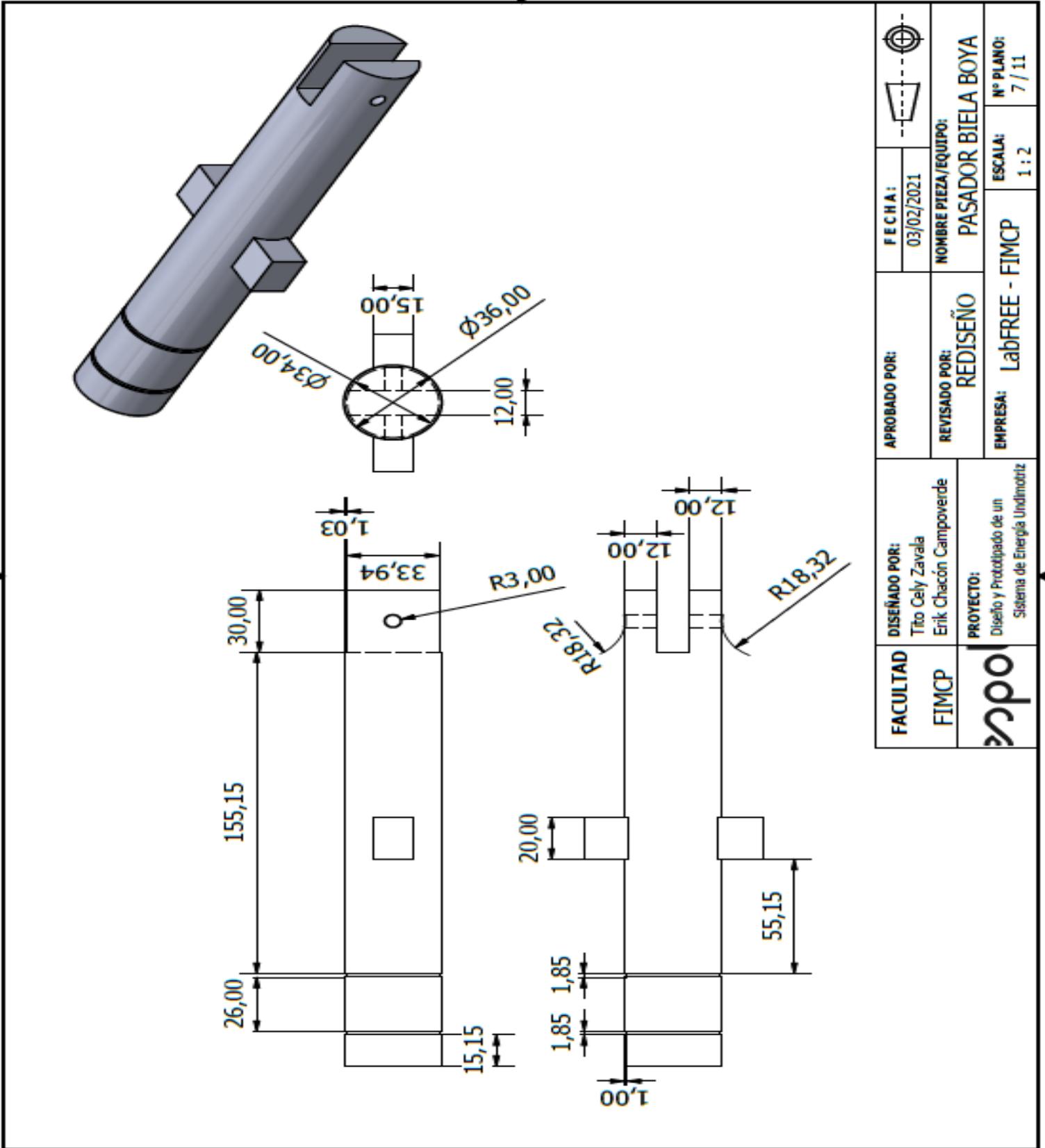
- Pasador biela manivela



$\varnothing 8,00$

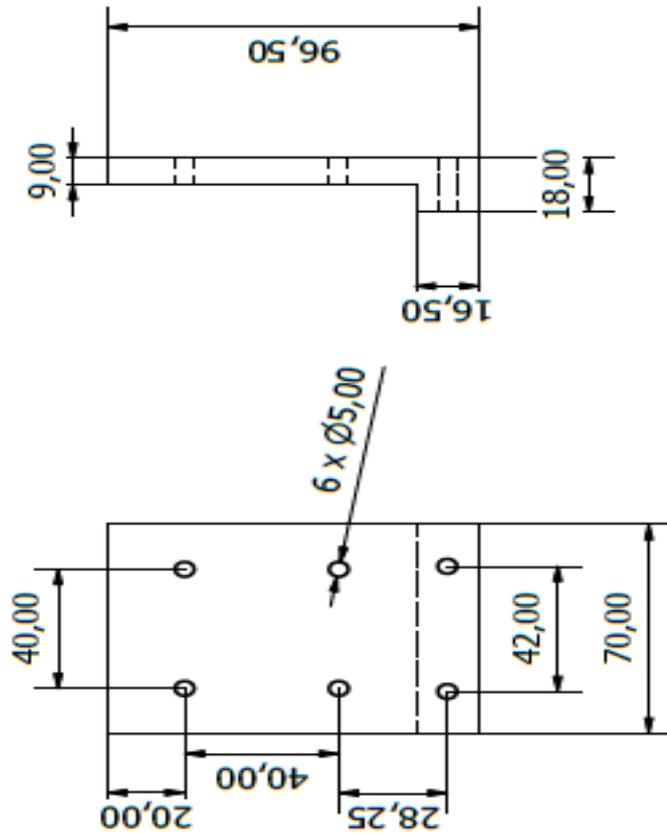
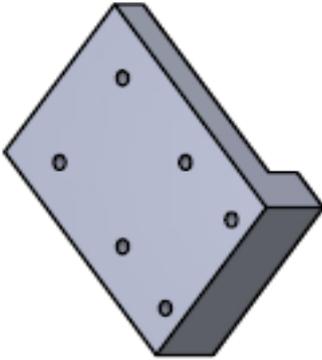
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO EMPRESA: LabFREE - FIMCP	FECHA: 03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz		NOMBRE PIEZA/EQUIPO: PASADOR BIELA MANIVELA	ESCALA: 1 : 1

- Pasador biela boya



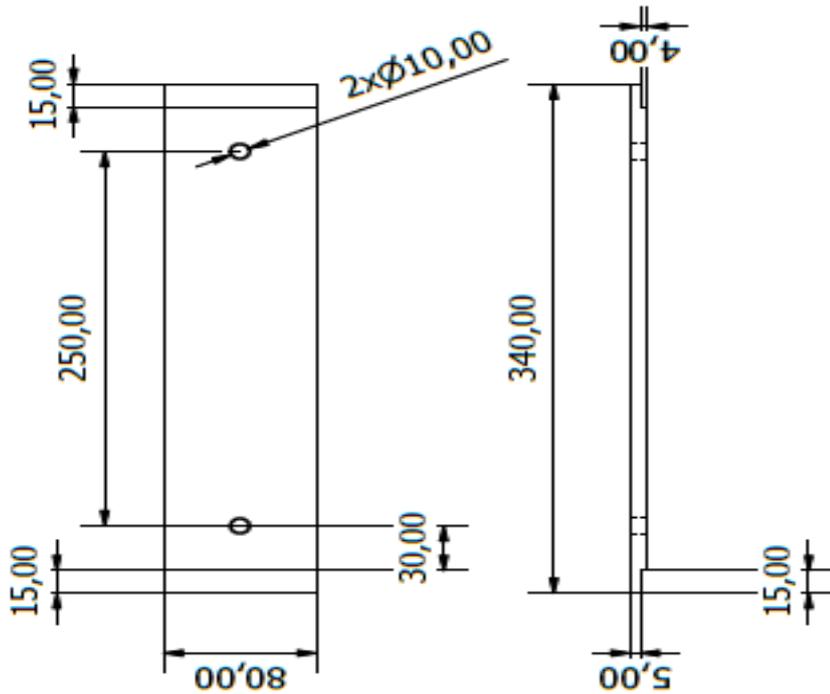
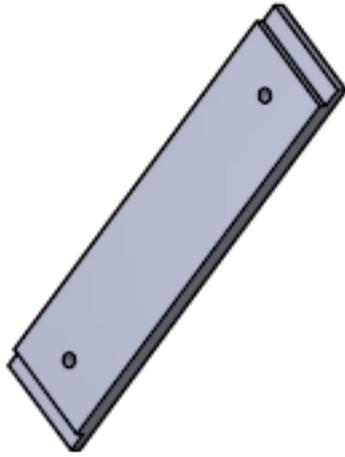
	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz	REVISADO POR: REDISEÑO	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: PASADOR BIELA BOYA	ESCALA: 1 : 2
	EMPRESA: LabFREE - FIMCP	ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 7 / 11	

- Placa chumacera



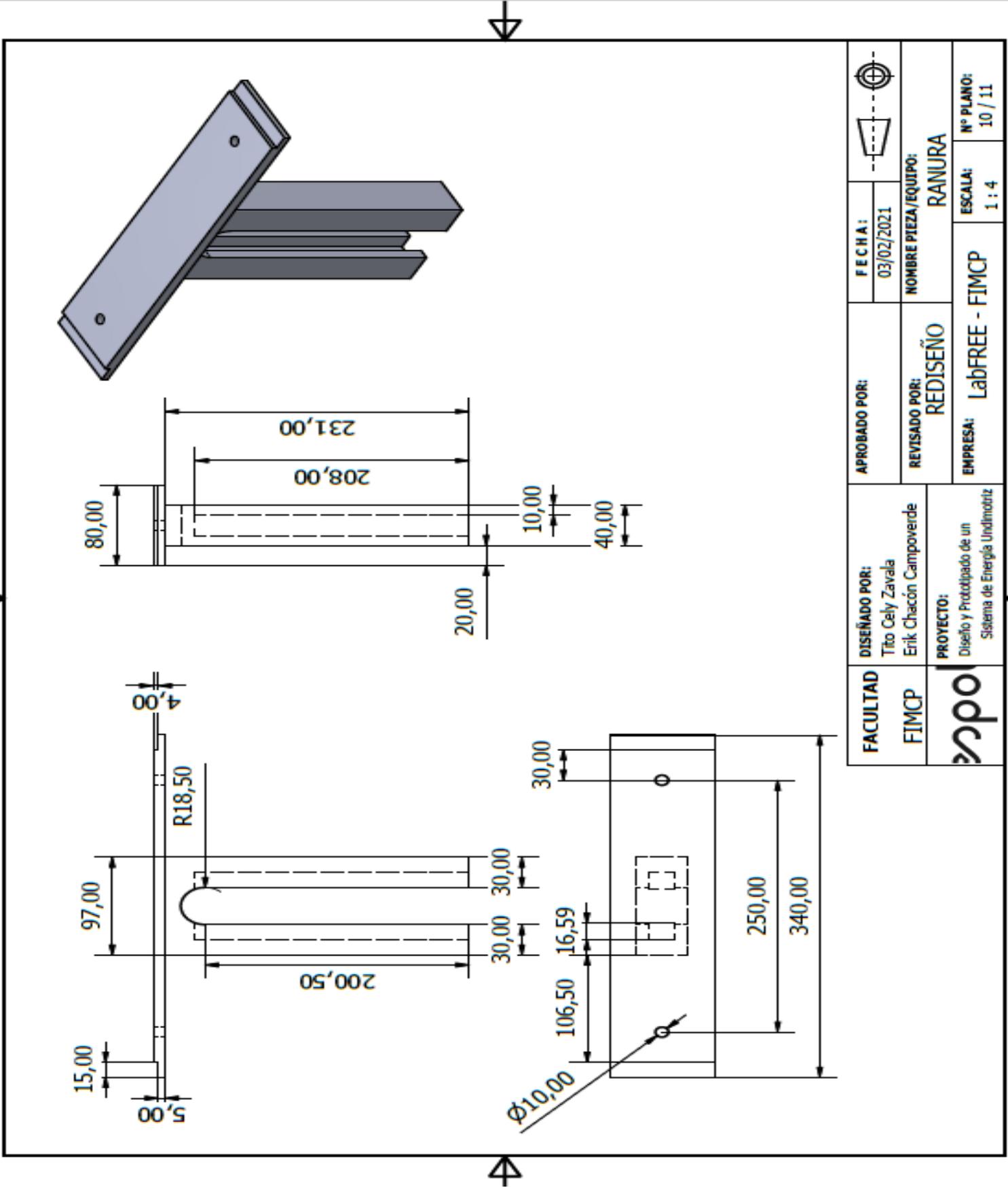
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Camperverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: PLACA CHUMACERA	
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP		

- Placa ranura

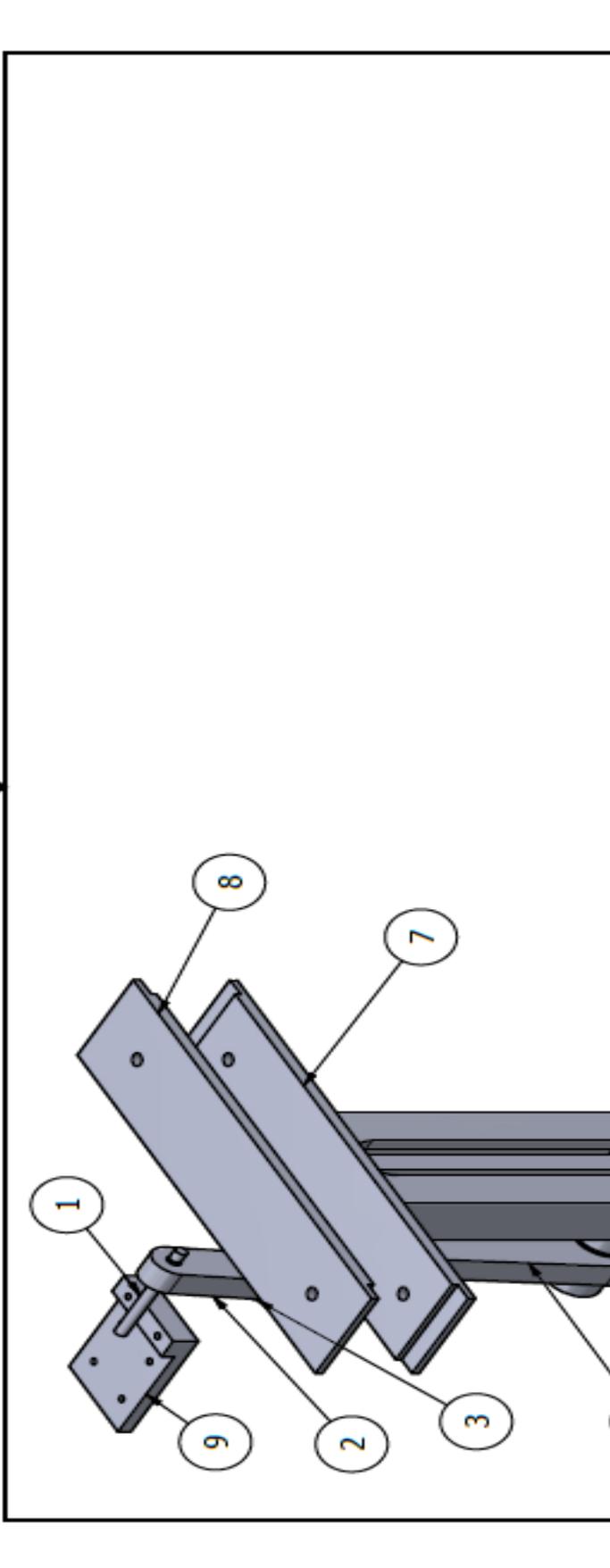


FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR: REVISADO POR: REDISEÑO	FECHA: 03/02/2021	
			NOMBRE PIEZA/EQUIPO: PLACA RANURA	ESCALA: 1 : 4
PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimobiz		EMPRESA: LabFREE - FIMCP		

• Ranura



- Ensamblado de Propuesta Rediseñada



PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Eje horizontal (Para chumacera)
2	1	Manivela
3	1	Pasador Biela Manivela
4	1	BIELA
5	1	Pasador Biela 2
6	1	Boya
7	1	Ranura 2
8	1	Placa-ranura
9	1	Placa chumacera

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Tito Cely Zavala Erik Chacón Campoverde	APROBADO POR:	FECHA: 03/02/2021	
	PROYECTO: Diseño y Prototipado de un Sistema de Energía Undimotriz	REVISADO POR: REDISEÑO	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: SISTEMA REDISEÑADO	
EMPRESA: LabFREE - FIMCP			ESCALA: 1 : 4	Nº PLANO: 11 / 11