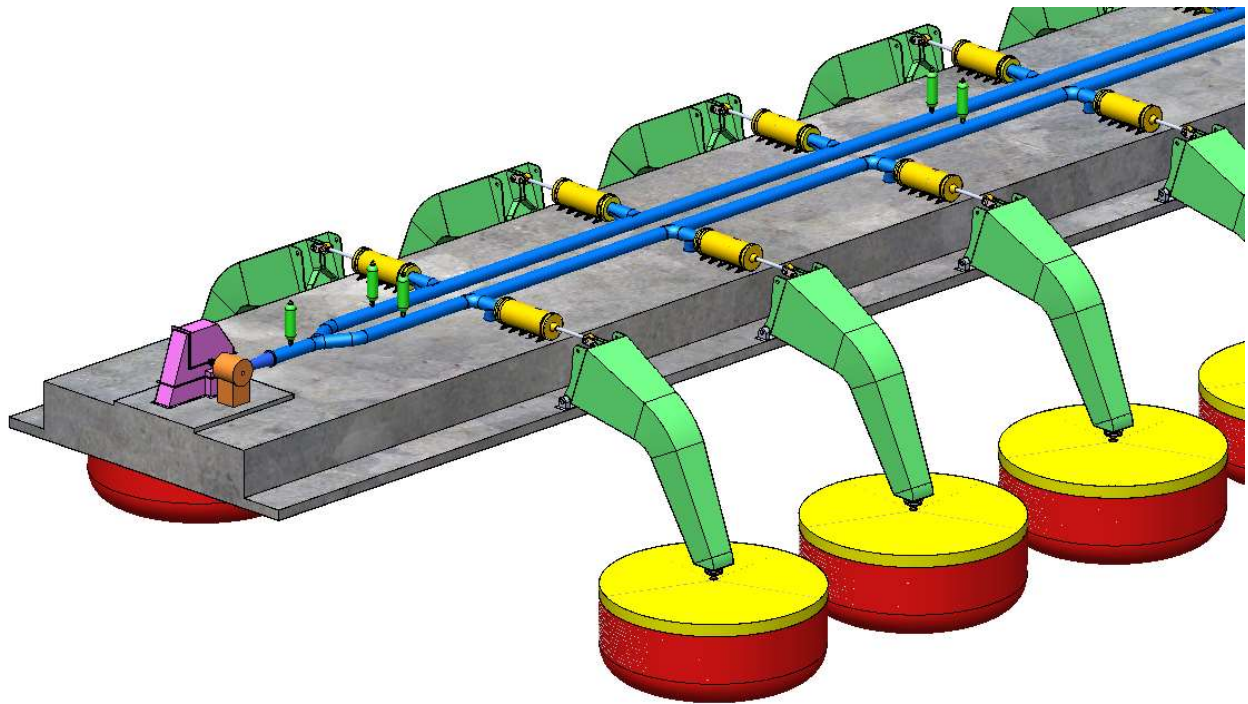


# TRABAJO FINAL DE GRADO

## Ingeniería mecánica

### Central Eléctrica Undimotriz



**Baiocchi, Santiago Nicolás**  
**2018**

Universidad Tecnológica Nacional

En la mesa de examen final del día de la fecha, el alumno Baiocchi Santiago Nicolás presentó el trabajo final de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica.

El tribunal examinador estuvo compuesto por el profesor titular de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero Di Cola Américo, el jefe de Trabajos Prácticos, ingeniero Costamagna Marcelo y el jefe de departamento de Ingeniería Mecánica, ingeniero Fernández Huber.

El tribunal examinador determinó que el alumno que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:

---

---

Ing. Di Cola Américo

---

Ing. Costamagna Marcelo

---

Ing. Fernández Huber

## **Agradecimientos**

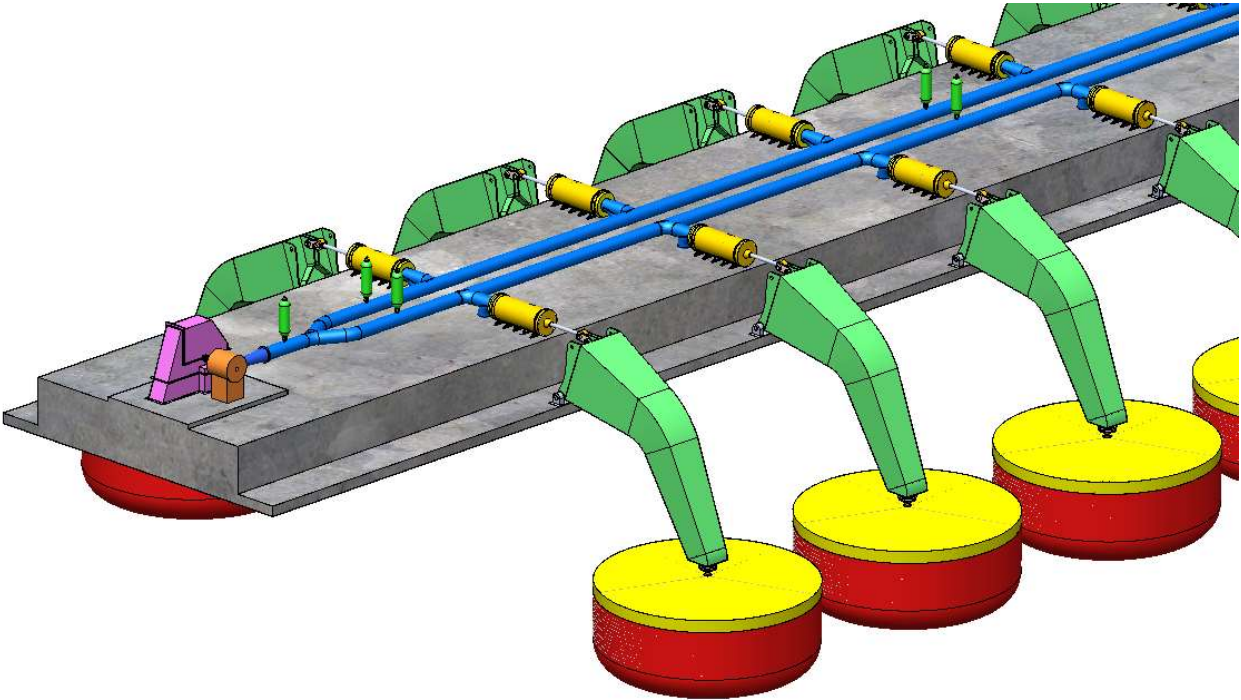
---

A Dios, mi Señor, primeramente. Fuente de todo conocimiento, razón y bien. Nunca cesaré de deslumbrarme y estudiar tu creación. Gracias por la posibilidad de estudiar.

A mi familia, por los valores de respeto, humildad y esfuerzo que sembraron con su ejemplo y su incondicional apoyo en mi carrera académica y mi vida entera; los amo.

A mis profesores, por apropiarse de la responsabilidad y el llamado a la tarea de enseñar los saberes científicos y los valores de un correcto desempeño profesional.

A los ingenieros Alejandro Haim y Mario Palissero de la UTN de Bs. As., a Julio Cardini y la empresa Serman & Asociados S.A por facilitarme los datos científicos para la base teórica del proyecto.



## Contenido

---

<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>2</b>
<b>1 INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>7</b>
1.1 RESUMEN .....	8
1.2 ABSTRACT .....	9
1.3 ANTECEDENTES .....	10
1.4 LA MATRIZ ENERGÉTICA DE LA ARGENTINA .....	10
1.5 ¿CÓMO FUNCIONA? .....	12
1.6 PREDICCIÓN DEL FENÓMENO .....	12
1.7 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LAS PARTÍCULAS QUE COMPONEN LAS ONDAS .....	14
1.8 FORMAS DE ENERGÍA PRESENTES EN UNA ONDA MARINA .....	14
1.9 FORMAS DE APROVECHAR ESTA ENERGÍA .....	14
1.9.1 <i>Típico Sistema Undimotriz</i> .....	15
1.9.2 <i>Mercado y producción</i> .....	15
1.9.3 <i>Costo de Producción</i> .....	16
1.10 PROYECTOS .....	16
1.10.1 <i>Estado Actual</i> .....	16
1.10.2 <i>Plantas Comerciales</i> .....	16
1.10.3 <i>Desarrollo de Nuevos Proyectos</i> .....	18
1.10.4 <i>Proyectos en Argentina</i> .....	19
1.11 CONSIDERACIONES .....	20
<b>2 DESARROLLO DE CÁLCULOS</b> .....	<b>22</b>
2.1 COMPOSICIÓN DEL PROYECTO .....	22
2.2 ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL OLEAJE .....	23
2.2.1 <i>Estudio de sedimentación en el puerto de Quequén</i> .....	24
2.2.2 <i>Teoría de las olas</i> .....	29
2.2.3 <i>Clasificación de las zonas en que se propaga el oleaje</i> .....	32
2.2.4 <i>Energía del oleaje</i> .....	33
2.2.5 <i>Cálculo de energía y potencia</i> .....	35
<b>3 BRAZO CAPTADOR</b> .....	<b>37</b>
3.1 ANÁLISIS GEOMÉTRICO DEL RECORRIDO DEL BRAZO Y LA BOYA .....	37
3.1.1 <i>Dimensiones de la boya</i> .....	38
3.1.2 <i>Fuerza de las olas</i> .....	40
3.2 ANÁLISIS DE CARGAS INVOLUCRADAS .....	41
3.3 UNIONES SOLDADAS EN EL BRAZO .....	47
3.4 SOLDADURA DE LA BASE .....	50
3.5 SOLDADURA DE LA BASE DEL PIVOTE .....	52
3.6 TAPA SUPERIOR Y ESTRUCTURA DE LA BOYA .....	55
3.7 RÓTULA .....	58
3.8 PERNO INFERIOR DEL BRAZO .....	58
3.9 PERNO SUPERIOR DEL BRAZO .....	60
<b>4 ACTUADOR HIDRÁULICO</b> .....	<b>63</b>
4.1 VÁSTAGO .....	65
4.2 CAMISA .....	66
4.3 ÉMBOLO .....	66
4.4 ESLABÓN .....	68

4.5	HORQUILLA.....	70
4.6	BULONES DE LAS TAPAS.....	70
4.7	OTROS COMPONENTES.....	71
<b>5</b>	<b>AMORTIGUADOR.....</b>	<b>73</b>
5.1	MODO DE FUNCIONAMIENTO.....	73
5.1.1	<i>El amortiguador de pulsaciones.....</i>	<i>74</i>
5.1.2	<i>Estabilización del caudal de succión.....</i>	<i>74</i>
5.1.3	<i>Amortiguación de presión.....</i>	<i>76</i>
5.2	DISEÑO.....	77
5.3	DETERMINACIÓN DEL AMORTIGUADOR DE PULSACIÓN.....	79
5.4	ESTIMACIÓN DEL GOLPE DE PRESIÓN PARA EL CIERRE DE UNA VÁLVULA SEGÚN JOUKOVSKY.....	80
<b>6</b>	<b>TURBINA HIDRÁULICA.....</b>	<b>84</b>
6.1	ELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA.....	84
6.2	TURBINA PELTON.....	87
6.3	RODETE.....	90
6.4	EJE DEL RODETE.....	90
6.5	EJE DEL GENERADOR.....	97
6.6	RODAMIENTOS DEL EJE DEL RODETE.....	102
6.7	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE.....	104
6.8	INYECTOR.....	105
6.8.1	<i>Diámetro de salida de la tobera.....</i>	<i>106</i>
6.8.2	<i>Carrera del vástago.....</i>	<i>108</i>
6.9	RADIO DE CURVATURA DEL BULBO.....	108
6.9.1	<i>Fuerza necesaria para mover la aguja.....</i>	<i>108</i>
6.10	TUBERÍA FORZADA.....	110
6.10.1	<i>Diámetro mínimo de la tubería.....</i>	<i>111</i>
6.10.2	<i>Pérdida de carga primaria (en los tubos).....</i>	<i>111</i>
6.10.3	<i>Pérdida de carga secundaria (en los accesorios).....</i>	<i>112</i>
6.10.4	<i>Pérdida de carga total.....</i>	<i>112</i>
6.10.5	<i>Resistencia de la tubería.....</i>	<i>112</i>
6.10.6	<i>Bulones de la tubería.....</i>	<i>113</i>
6.11	CUCHARAS.....	114
6.11.1	<i>Fuerza ejercida sobre las cucharas.....</i>	<i>116</i>
6.12	DEFLECTOR.....	118
6.13	ACCIONADOR DEL DEFLECTOR.....	119
<b>7</b>	<b>GENERADOR.....</b>	<b>121</b>
7.1	GENERADOR SINCRÓNICO.....	121
7.2	GENERADOR TRIFÁSICO DE CONMUTADOR.....	122
7.3	GENERADOR DE INDUCCIÓN DOBLEMENTE ALIMENTADO.....	123
7.4	GENERADOR SINCRÓNICO DE CAMPO MODULADO.....	124
7.5	GENERADOR DE INDUCCIÓN CON CONDENSADOR SINCRÓNICO.....	124
7.6	GENERADOR ELEGIDO PARA LA APLICACIÓN.....	125
7.7	GENERADOR TRIFÁSICO DE CORRIENTE ALTERNA DE IMANES PERMANENTES.....	126
7.7.1	<i>Regulador de voltaje.....</i>	<i>126</i>
7.7.2	<i>Terminal y caja terminal.....</i>	<i>126</i>
7.7.3	<i>Aislamiento / impregnación.....</i>	<i>126</i>
7.7.4	<i>Curvas características del generador.....</i>	<i>127</i>
<b>8</b>	<b>TERMINACIÓN SUPERFICIAL.....</b>	<b>129</b>
8.1	CORROSIÓN EN EL ÁMBITO MARÍTIMO.....	129
8.2	TIPOS DE CORROSIÓN.....	129
8.2.1	<i>Corrosión Galvánica.....</i>	<i>129</i>
8.2.2	<i>Corrosión Uniforme.....</i>	<i>129</i>
8.2.3	<i>Corrosión Localizada.....</i>	<i>130</i>
8.2.4	<i>Corrosión Intergranular.....</i>	<i>130</i>

---

8.3	FACTORES DE LA ACTIVIDAD CORROSIVA DEL MAR.....	130
8.4	SISTEMAS ANTICORROSIVOS .....	131
8.5	PROCESOS DE PINTURAS .....	131
8.6	PINTURAS ANTIINCRUSTANTES.....	131
8.7	PROTECCIÓN CATÓDICA POR CORRIENTES IMPRESAS Y ÁNODOS DE SACRIFICIO .....	132
8.7.1	<i>Ánodos de sacrificio</i> .....	132
8.8	CORRIENTE IMPRESA .....	133
8.9	PINTURA NAVAL .....	133
8.10	TIPOS DE PINTURA. CLASIFICACIÓN.....	134
8.11	PROCESO DE PINTURA.....	135
<b>9</b>	<b>CONCLUSIÓN .....</b>	<b>136</b>
<b>10</b>	<b>ANEXO.....</b>	<b>137</b>
10.1	CODIFICACIÓN.....	137
10.2	TABLA DE ILUSTRACIONES.....	141
<b>11</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>143</b>
<b>12</b>	<b>REFERENCIAS .....</b>	<b>144</b>

# 1 Introducción

---

¿Cuántas veces hemos sido víctimas de apagones y cortes del servicio de electricidad en periodos de exceso de consumo de energía? ¿En cuántos poblados aún subsisten con el empleo de grupos electrógenos para generar electricidad? ¿Cómo enfrentamos la actual demanda de energía? ¿Cómo nos abrimos camino en las nuevas tecnologías y energías limpias, siendo conscientes de la actual urgencia ambiental a nivel global?

Estas, entre muchas, son preguntas frecuentes en el ámbito de desarrollo energético. Desde ya que, no son fáciles de responder, pero tampoco imposibles.

En Argentina es común que en temporadas de verano se generen cortes inesperados de suministro de energía.

En la actual carrera por lidiar con estos problemas, avanzando hacia las energías limpias y renovables sean estas: solares, eólicas, marítimas, geotérmicas, hidráulicas; surge la posibilidad de utilizar la ilimitada energía de las olas del mar y los océanos como fuente motriz para generar electricidad.

Este tipo de energía se llama undimotriz, que no debe confundirse con mareomotriz.

La energía undimotriz, u olamotriz, es la energía presente en el movimiento de las olas. Es uno de los tipos de fuentes renovables estudiados actualmente, y presenta enormes ventajas frente a otras energías renovables debido a que en ella se presenta una mayor facilidad para predecir condiciones óptimas que permitan la mayor eficiencia en sus procesos. Es más fácil llegar a predecir condiciones óptimas de oleaje, que condiciones óptimas en vientos para obtener energía eólica, ya que su variabilidad es menor. En el actual proyecto se presentará la investigación, cálculo y diseño de los principales componentes de una Planta Eléctrica Undimotriz, como un pequeño aporte a los problemas mencionados anteriormente.

Esta planta se proyectará con una potencia instalada de 3 MW (mega watts) para ser emplazada en el mar argentino, sobre una plataforma offshore similar a las petroleras.



## 1.1 Resumen

En el futuro la humanidad necesitará de otras alternativas para obtener energía, estas fuentes serán la energía hidráulica, eólica, solar, geotérmica, etc. Los océanos proveen de energía a partir de las mareas (mareomotriz) y de las ondas marinas, conocida como energía undimotriz. Todas estas son fuentes renovables y limpias. En términos globales el 94% de la producción de energía mundial proviene de fuentes no renovables y en nuestro país solamente el 8% de la producción de energía corresponde a fuentes renovables. La energía de las ondas aparece como una alternativa consistente transportada por las olas en los océanos y mares de todo mundo. Argentina tiene un potencial enorme en sus costas. El proyecto consiste en un sistema modular de veintiséis brazos con boyas flotantes montados sobre una plataforma alejada de la costa, que al copiar el movimiento de las olas del mar hacen circular agua dulce en un circuito cerrado por medio de actuadores hidráulicos, impulsando una turbina hidráulica que se encuentra acoplada a un generador eléctrico. Esta energía eléctrica posteriormente es acondicionada para ser inyectada a la red.

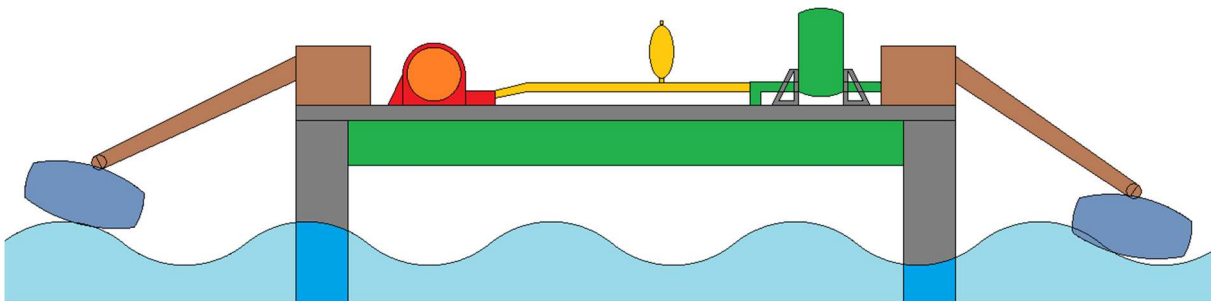


Figura 1-1 Esquema de la central undimotriz: se aprecia los brazos captadores (marrón), el estabilizador de caudal de succión en baja presión (verde), el amortiguador de pulsaciones (amarillo), la turbina (rojo) y el depósito de agua (verde).

La Figura 1-1 es meramente esquemática de las partes que componen la central undimotriz.

## 1.2 Abstract

In the future humanity will need other alternatives to obtain energy, these sources will be hydraulic, wind, solar, geothermal, etc. The oceans provide energy from the tides and sea waves, known as wave energy. These are all renewable and clean sources. In global terms, 94% of world energy production comes from non-renewable sources and in our country only 8% of energy production corresponds to renewable sources. Wave energy appears as a consistent alternative transported by waves in the oceans and seas around the world. Argentina has enormous potential on its coasts. The project consists of a modular system of twenty-six arms with floating buoys mounted on a platform away from the coast, which when copying the movement of the sea waves circulate fresh water in a closed circuit by means of hydraulic actuators, driving a hydraulic turbine which is coupled to an electric generator. This energy is subsequently conditioned to be injected into the electricity grid.

### **1.3 Antecedentes**

Los primeros testimonios sobre la utilización de la energía de las olas se encuentran en China, en donde en el siglo XIII empiezan a operar molinos por acción del oleaje. A principios de este siglo, el francés Bouchaux-Pacei suministra electricidad a su casa en Royan, mediante un sistema neumático, parecido a las actuales columnas oscilantes. En esta misma época se prueban sistemas mecánicos en California, y en 1920 se ensaya un motor de péndulo en Japón. Desde 1921 el Instituto Oceanográfico de Mónaco, utiliza una bomba accionada por las olas para elevar agua a 60 m con una potencia de 400 W. En 1958, se proyecta una central de 20 MW (mega watts) en la isla Mauricio, que no llegó a construirse, consistente en una rampa fija sobre un arrecife, a través de la cual subía el agua a un embalse situado 3 m por encima del nivel del mar. Los franceses construyeron en Argelia en los años cuarenta dos plantas piloto tipo con canal convergente. En 1975 se construye un sistema similar en Puerto Rico, con el fin de alimentar con agua un puerto deportivo.

Uno de los pioneros en el campo del aprovechamiento de la energía de las olas fue el japonés Yoshio Masuda, que empezó sus investigaciones en 1945 y ensayó en el mar, en 1947, el primer prototipo de un Raft; a partir de 1960 desarrolla un sistema neumático para la carga de baterías en boyas de navegación, con una turbina de aire de 60 W, de la que se vendieron más de 1200 unidades.

En los años 70 se construye en Japón una plataforma flotante, de 80 m de largo y 12 m de ancho, llamada Kaimei, que alberga 11 cámaras para ensayos de turbinas de aire. La investigación a gran escala del aprovechamiento de la energía de las olas se inicia a partir de 1974 en varios centros del Reino Unido, estudiándose sofisticados sistemas para grandes aprovechamientos, actividad que se abandona casi totalmente en 1982, por falta de recursos económicos. A mediados de los ochenta entran en servicio varias plantas piloto de distintos tipos en Europa y Japón.

### **1.4 La matriz energética de la Argentina**

La Argentina posee abundantes y diversos recursos energéticos que van desde los hidrocarburos convencionales y no convencionales (que protagonizan su matriz energética), y se encuentran en el subsuelo de las “cuencas sedimentarias”, hasta zonas con inmejorables vientos (eólico) y niveles de radiación solar (fotovoltaico). El recurso hidroeléctrico, que ha sido aprovechado históricamente, también es importante, así como el desarrollo nuclear.

**CONSUMO DE ENERGÍA**

Unidades en miles de TEP (Toneladas Equivalentes de Petróleo)

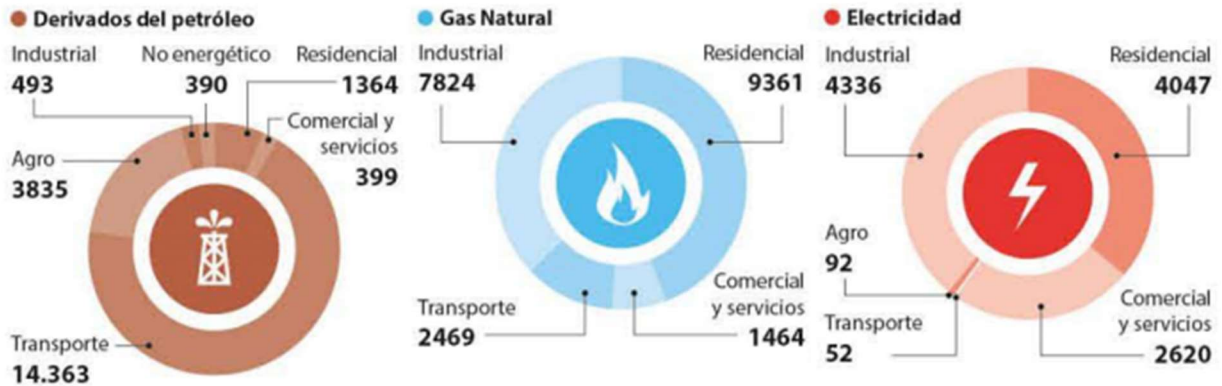


Figura 1-2 Utilización de la energía según la fuente de obtención y el sector.

En la Figura 1-3 Consumo de energía de Argentina según la fuente de obtención. El 85% de la matriz energética del país corresponde a los hidrocarburos. (Fuente: Instituto Argentino del Petróleo y del Gas) Figura 1-3, desarrollada por el Instituto Argentino del Petróleo y del Gas, junto con el Ministerio de Energía y Minería y la Fundación Vida Silvestre Argentina<sup>i</sup>, se observan principales fuentes energéticas, divididas por sus grandes consumidores.

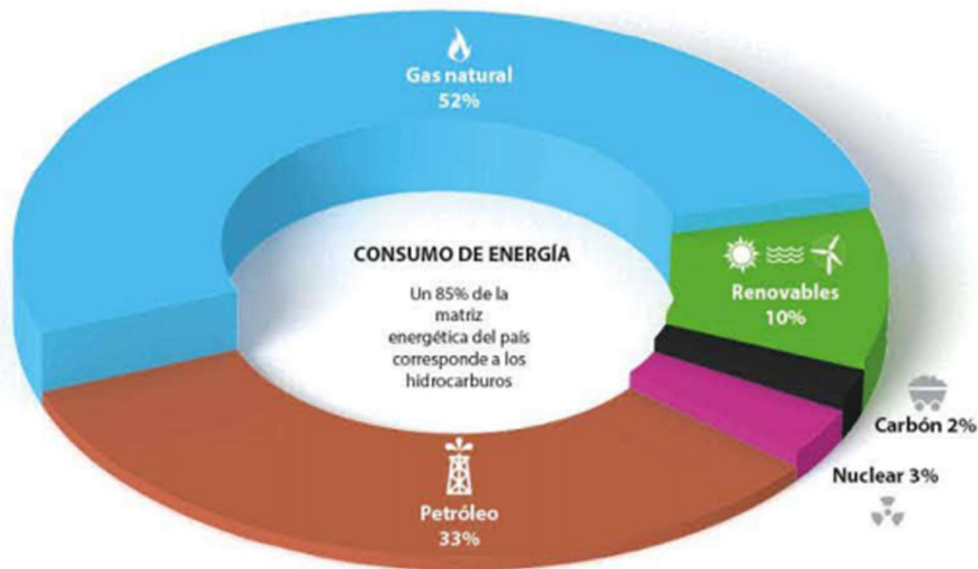


Figura 1-3 Consumo de energía de Argentina según la fuente de obtención. El 85% de la matriz energética del país corresponde a los hidrocarburos. (Fuente: Instituto Argentino del Petróleo y del Gas)

Actualmente los hidrocarburos (gas y petróleo) abastecen el 85% de la demanda nacional de energía, mientras que las energías renovables solo cubren un 10 % de la demanda actual.

## 1.5 ¿Cómo Funciona?

Las ondas marinas se forman, principalmente, a partir de la fuerza de arrastre que ejercen los vientos sobre las capas superficiales de agua en el mar. La generación de ondas está afectada en menor grado por las fuerzas gravitatorias, el efecto Coriolis y el movimiento de placas tectónicas.

Nota: Las variaciones de la presión atmosférica generan los vientos y la rotación de la tierra el efecto Coriolis.

En la Figura 1-4 se puede observar los distintos tipos de onda, su periodo y la fuerza que la genera en función de la capacidad de almacenar la energía.

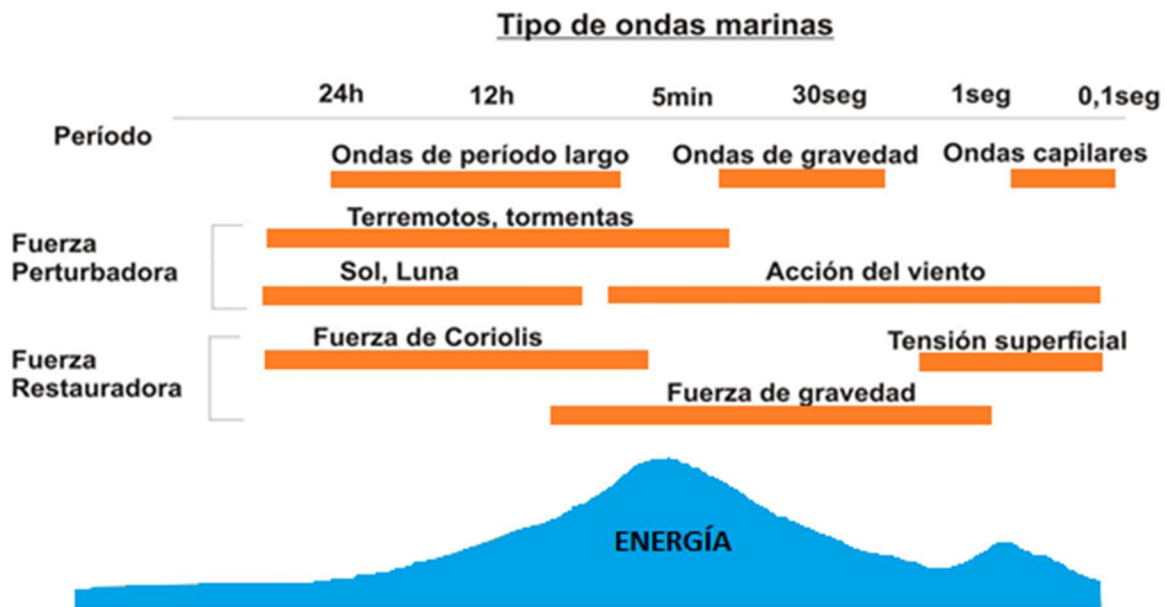


Figura 1-4 Tipos de ondas marinas. Se observa el potencial energético de las diferentes frecuencias de ondas del espectro asociado al origen del tipo de onda.

Las ondas marinas poseen la capacidad de almacenar su energía y trasladarse grandes distancias sin perder prácticamente su potencia; de tal forma que es posible la aparición de ondas en lugares donde no hay viento, esta es una interesante diferencia con la energía eólica donde necesariamente necesitamos la presencia del viento.

## 1.6 Predicción del fenómeno

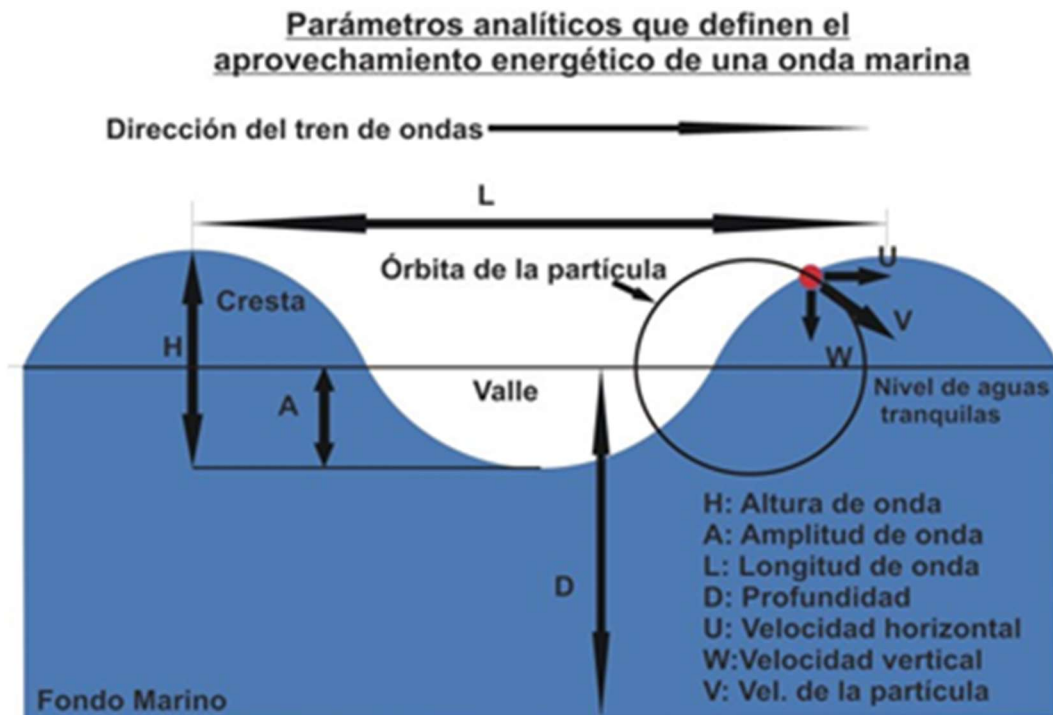


Figura 1-5 Parámetros analíticos que definen el aprovechamiento energético de una onda marina.

Tanto los sistemas satelitales como los sensores marinos proporcionan una cantidad importante de datos que permiten predecir, con bastante precisión, la magnitud de los vientos; y como consecuencia de ello, esto permite saber con antelación la altura, periodo y dirección de las ondas.

Las ondas se caracterizan por los parámetros que se indican en la Figura 1-5.

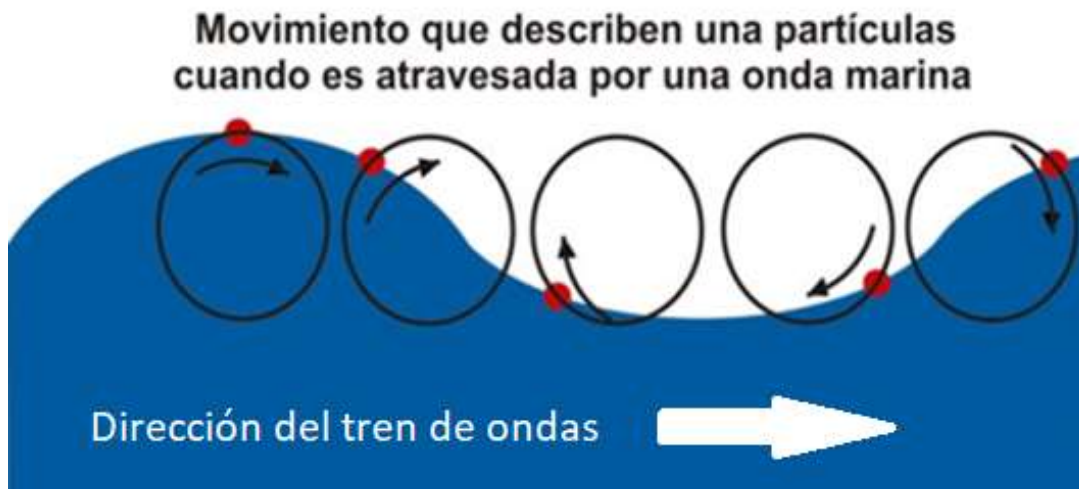


Figura 1-6 Movimiento que describe una partículas cuando es atravesada por una onda marina. Las partículas describen una trayectoria elíptica según el periodo y altura de onda.

### 1.7 Análisis del comportamiento de las partículas que componen las ondas.

En Figura 1-6 se describe el comportamiento de una partícula que hace parte de una onda marina, según sea la distancia al fondo, la altura y longitud de onda, dicha partícula puede describir distintos tipos de trayectorias que van desde las circulares a las elípticas.

### 1.8 Formas de energía presentes en una onda marina



Figura 1-7 Aprovechamiento de la energía de las olas.

La energía que poseen las ondas marinas se puede descomponer en varias expresiones:

1. La energía cinética que es función de la velocidad de la onda.
2. La energía potencial que es función de la altura de la onda.
3. La energía hidráulica que es función del empuje del agua

Según el tipo de energía que se desee aprovechar se va a diseñar el dispositivo captador.

### 1.9 Formas de aprovechar esta energía

Existen diversas formas de aprovechar esta energía, la mayoría de los equipos utilizan la energía potencial de elementos flotadores para transformar su energía mecánica en energía eléctrica mediante compresión de fluidos hidráulicos que son enviados a una turbina acoplada a un generador eléctrico. Otros sistemas utilizan el aire que ingresa o sale de una cámara donde el volumen del aire aumenta o

disminuye según la entrada o salida de la onda, este aire atraviesa una turbina que está acoplada a un generador eléctrico. También es posible aprovechar la diferencia de presión que existe entre la cresta y el valle de la onda, interponiendo una turbina de flujo axial.

### 1.9.1 Típico Sistema Undimotriz

Las plantas de transformación de energía undimotriz, también denominadas olamotriz, a eléctrica están constituidas, generalmente, por una cierta cantidad de dispositivos, formando parques.

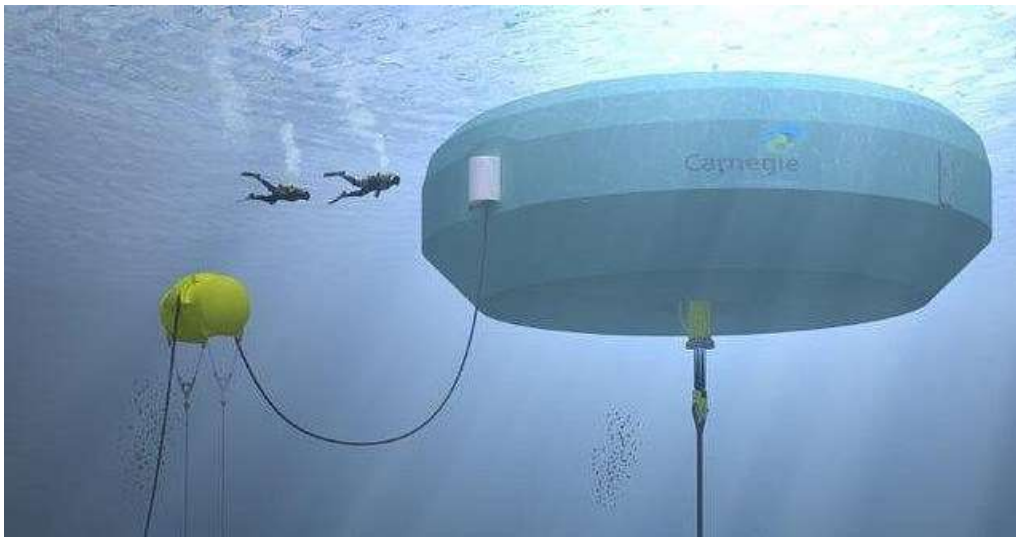


Figura 1-8 Ejemplo de sistema undimotriz.

En su mayoría, los equipos modulares generan energía eléctrica en alterna, que en el mismo equipo es transformada a corriente continua; luego se colecta esta energía en corriente continua de todos los equipos para ser enviado mediante un único cable submarino a una estación transformadora de corriente continua a alterna.

### 1.9.2 Mercado y producción

Los datos son variados según la fuente que se consulte; ya que el Organismo Internacional de la Energía estableció en el año 2009 que el recurso mundial era del orden de los 200 MW y en octubre de 2011, una de las empresas líderes en la construcción de equipos para la generación de energía hidráulica y que actualmente se está posicionando en la fabricación de equipos para aprovechar la energía undimotriz se refiere a 18 TW (tera watt, equivale a 1.000.000 de kilo watts) como la potencia presente en el orden mundial.

A pesar de estas diferencias podemos apreciar que el recurso es enorme y aún sin explotar.



### **1.9.3 Costo de Producción**

La energía undimotriz está en una etapa de transición donde apenas en esta década se están instalando equipos de etapa comercial, por lo que los costos de la energía son inicialmente altos como toda tecnología nueva. El equipo Pelamis, el más avanzado comercialmente tiene un costo de 260 US\$/MWh. (dólares por mega watt hora). De los demás equipos aún no se han difundido públicamente sus valores de costos de energía. Se estima que los valores irán disminuyendo con el avance y afianzamiento de la tecnología. Seguramente en una primera etapa para Argentina será necesario realizar una inversión inicial para la implementación de esta tecnología en nuestro país. Si analizamos otra tecnología, en el GENREN ("Generación Renovable") se concedieron proyectos de energía eólica en un rango de precios de 121 a 134 US\$/MWh, biocombustibles en un rango de 258 – 297 US\$/MWh y centrales solares fotovoltaicas en un rango de 547 -598 US\$/MWh.

## **1.10 Proyectos**

### **1.10.1 Estado Actual**

La mayoría de los proyectos de aprovechamiento de la energía undimotriz se están llevando a cabo en el Reino Unido de la Gran Bretaña, Portugal, España e Israel; la mayoría de ellos se encuentran en estado experimental y solo unos pocos en la etapa comercial.

La Agencia Internacional de Energía (IEA) ha publicado que durante el año 2010 se han instalado equipos en el ámbito marino con una potencia total de 6 MW, discriminados 4 MW de energía mareomotriz y 2 MW de energía undimotriz.

Existen diversos dispositivos que se están experimentando. En el año 2011 se pueden señalar dos acontecimientos muy importantes: Suiza ha presentado un equipo de demostración de 40 kW (kilowatt); en el territorio insular de Hawái que pertenece a los Estado Unidos se ha producido la conexión a la red eléctrica de un equipo de 40 kW que aprovecha la energía undimotriz. Finalmente, Australia continúa trabajando en un proyecto de 5 MW en sus costas del oeste.

### **1.10.2 Plantas Comerciales**

#### **1.10.2.1 Pelamis:**

El equipo más consolidado desde el punto de vista técnico y comercial es el llamado "Pelamis" conocido por su forma como serpiente marina (Figura 1-9), dicho equipo se encuentra instalado en Portugal a distancias medias de la costa; tiene una longitud de 140 m y un diámetro de 3,5 m; consta de una serie de cilindros que flotan; estos cilindros se encuentran unidos mediante articulaciones constituidas por pistones que comprimen un fluido hidráulico; la liberación controlada de dicho fluido hace funcionar a una turbina que está conectada a un generador de electricidad.



Figura 1-9 Pelamis, Portugal.

El fluido eléctrico se envía a la costa mediante un cable submarino. En síntesis, el equipo copia el movimiento ondular de la superficie del mar y lo transforma en energía eléctrica.

Este equipo tiene un potencial promedio efectivo de trabajo de 750 kW; en estas condiciones, el equipo puede suministrar energía eléctrica para 500 hogares.

#### **1.10.2.2 Mitruki:**

Otro de los equipos inaugurados en el año 2011 se basa en el sistema de columna de agua oscilante, ubicado en la costa vasca de España. El equipo se encuentra instalado en una escollera y se basa en el accionar de las olas sobre la escollera que genera el desplazamiento del aire contenido en un ducto; el movimiento ascendente y descendente de las olas produce un desplazamiento similar del aire contenido que acciona a una turbina.

Esta planta tiene una potencia instalada de 300 kW y ocupa unos 100 metros lineales de escollera.



Figura 1-10 Mitruki, España. Sistema undimotriz por columna de agua oscilante.

### 1.10.3 Desarrollo de Nuevos Proyectos

Actualmente hay en ejecución numerosos proyectos en distintos países, Inglaterra tiene proyectos avanzados con de una potencia de 7,4 MW (mega watts), con la intención de en un futuro tener 23 MW instalados.

En América latina, el país más avanzado es Brasil, pues ya ha probado su prototipo en un simulador de ondas en Río de Janeiro y lo está construyendo en las costas del Estado de Ceará. Tanto Chile como Perú están investigando, pero aún no han llegado a concretar la instalación de ningún equipo.

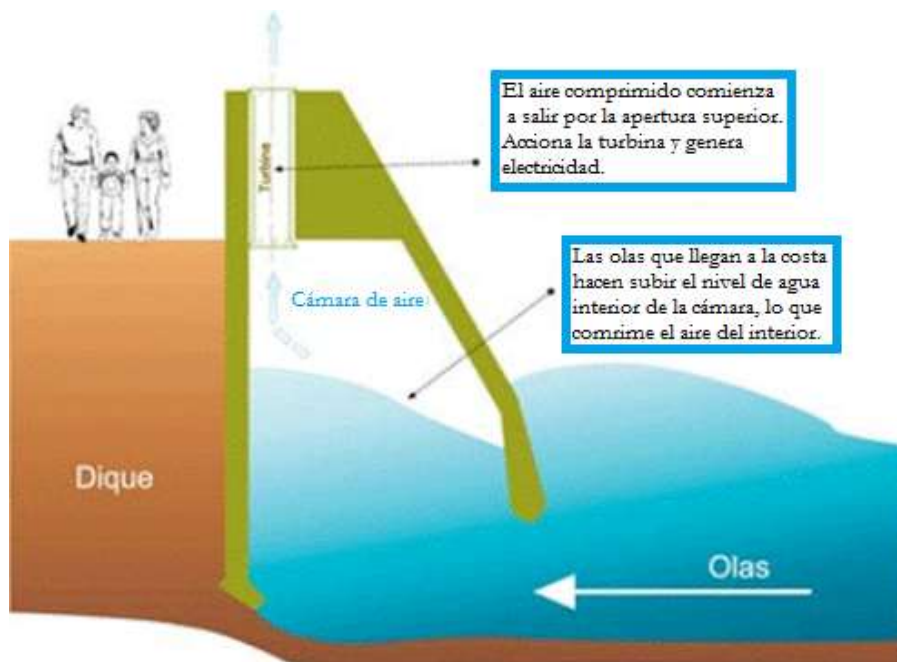


Figura 1-11 Sistema de columna de agua oscilante.

#### **1.10.4 Proyectos en Argentina**

La Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Buenos Aires (UTN – FRBA) posee un departamento de investigación que está trabajando en el desarrollo de equipos capaces de aprovechar la energía undimotriz.

Esta tarea se realiza en forma conjunta con la Cámara Argentina de Energías Renovables (CADER).

Dicho grupo de investigación está desarrollando una serie de proyectos:

##### **1.10.4.1 Boyas Unidas a una Columna**

Uno de ellos es un dispositivo que consta de un par de boyas unidas a una columna donde se ubica un equipo electromecánico que transforma la energía de las ondas en energía eléctrica



Figura 1-12 Diseño del equipo instalado en la ciudad de Mar del Plata, Argentina.

##### **1.10.4.2 Boya Movimiento Vertical**

Además, se está trabajando en otro equipo que consta de una boya cuyo movimiento es solamente vertical y genera energía eléctrica mediante un generador lineal.

Estos equipos están siendo calculados y diseñados para ser colocados alejados de la costa donde las ondas no rompen o descargan, de esta manera se evita el deterioro de los equipos debido al embate de las olas, además se disminuye el impacto visual generado por la presencia de estos equipos en el mar. La distancia de los equipos a la costa dependerá del lugar, pero se estima que se ubicarán entre 1 a 4 kilómetros; el conexionado con la unidad de transformación eléctrica en la costa se realiza mediante un cable submarino.

Los equipos tendrán una potencia de 20 kW y ocupan una superficie de 225 m<sup>2</sup> cada uno.

Una granja de 100 equipos tendrá una potencia de 2MW y puede abastecer a 5.000 hogares (20.000 personas), con estos equipos se evitarán de emitir unas 15.000 toneladas de CO<sub>2</sub> anuales, que es el equivalente al efecto depurativo de 2.000 Hectáreas de bosque.

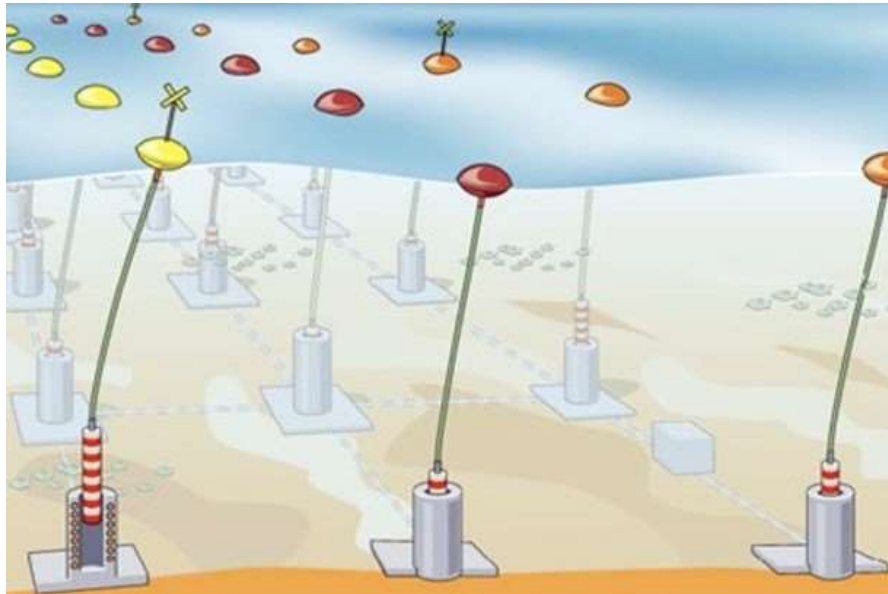


Figura 1-13 Boya movimiento vertical.

## 1.11 Consideraciones

La energía generada a partir de estos dispositivos puede ser catalogada como “energía limpia”. Esta definición se basa en que en su generación no genera ningún tipo de productos residuales ni se emite dióxido de carbono al ambiente; solo se produce la conversión de la energía undimotriz en electricidad mediante un dispositivo electromecánico.

Se tendrían en cuenta las leyes y regulaciones inherentes al cuidado del medioambiente.

La instalación de los dispositivos se llevaría a cabo en lugares precisos de nuestro mar en la forma de “parques modulares de energía undimotriz”. Su presencia desde la costa será mínima; además que la ubicación de las unidades de recepción del caudal eléctrico en la costa sería en forma discreta; para generar la menor perturbación posible del ambiente costero. El impacto de esta propuesta resulta muy bajo si la comparamos con otros equipos tal como los aerogeneradores eólicos instalados off shore en Holanda y Dinamarca.

Estos parques ocuparán un reducido espacio en la superficie marítima; sin embargo, se pueden realizar estudios en cada lugar para determinar qué efecto tendrán para la actividad turística y si hubiera, para la pesca comercial; además de los aspectos vinculados a la posible modificación del régimen de flujo de las corrientes marinas para evitar cambios en la morfología de las costas o generar cambios significativos en la flora y la fauna marina.

### Comparación de impacto visual: Energía Eólica Off Shore - Undimotriz

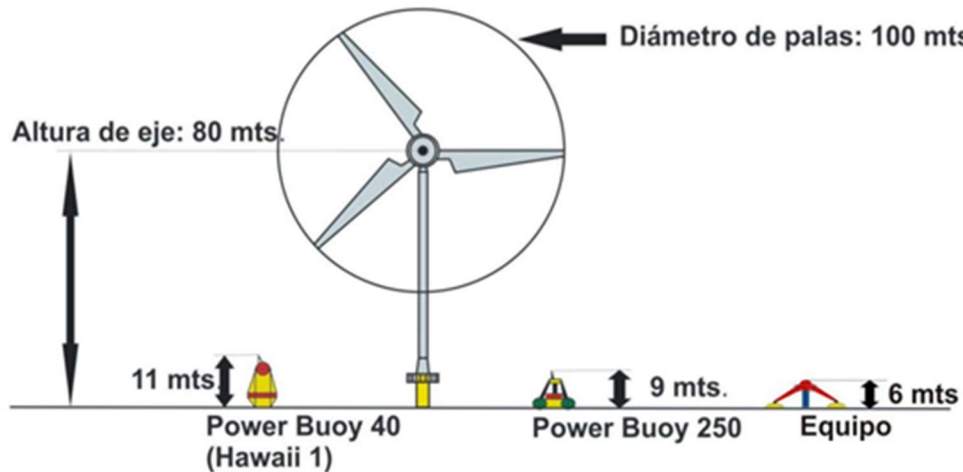


Figura 1-14 Comparación de impacto visual entre distintos dispositivos.

Por lo tanto, podemos decir que las plantas y equipos undimotrices son de muy bajo impacto ambiental, logrando obtener energía eléctrica sin emitir gases de efecto invernadero durante su funcionamiento. En un futuro cercano las matrices energéticas estarán constituidas por las energías renovables, por lo tanto debemos estar preparados para ello, nuestro potencial en biomasa es enorme y resulta sin duda una clave de nuestra economía (agricultura, ganadería y biocombustibles), los avances en energía eólica y solar son indicios que estamos entendiendo lo que sucede y nos estamos preparando, ahora nos falta dar un paso más y ser pioneros en la búsqueda de otras alternativas que resultan de potenciales indiscutidos tal como aquellas derivadas del mar.<sup>ii</sup>

## 2 Desarrollo de cálculos

---

### 2.1 Composición del proyecto

El proyecto de Central Undimotriz, tanto su estudio como su desarrollo y cálculo, está delimitado por consideración del tiempo, complejidad y la extensión que conllevaría abarcar la totalidad de la instalación.

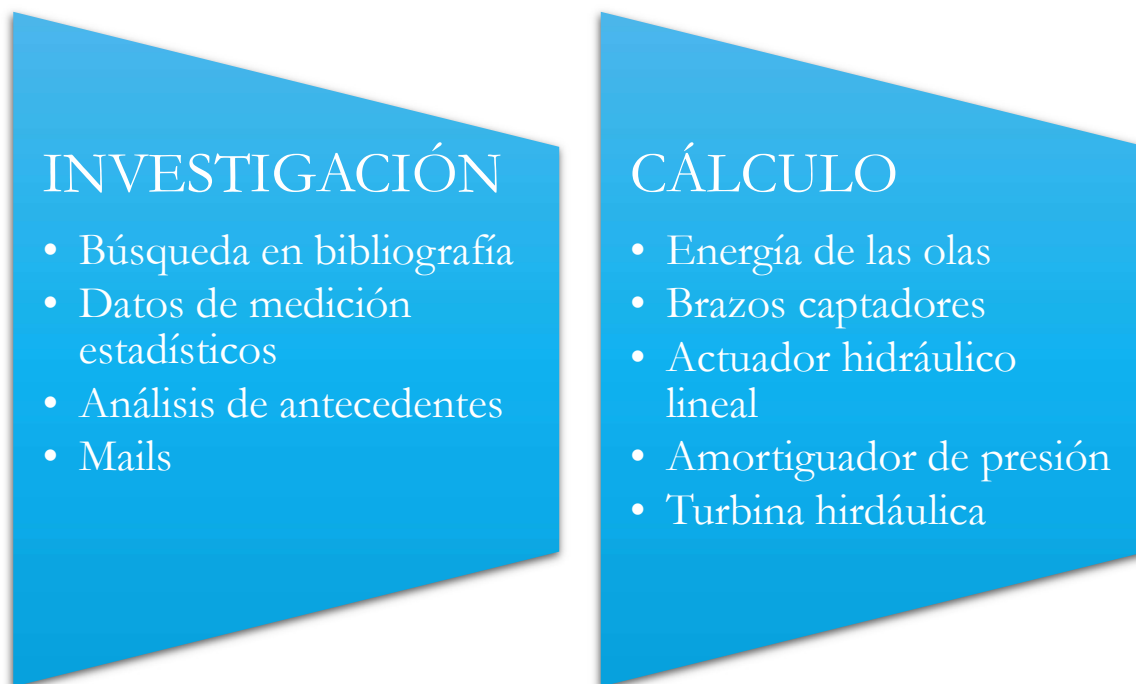


Figura 2-1 Desarrollo del proyecto.

El estudio detallado y continuado de la energía del mar, el cálculo y diseño de los componentes auxiliares y/o periféricos como válvulas hidráulicas y sistemas de control, escapa a la finalidad del presente trabajo. Por ello se definen los componentes que se pretenden desarrollar a continuación.

El proyecto se divide en dos partes:

1. La primera, abarca el estudio de la energía proveniente de las olas del mar a partir del análisis de datos recolectados de diferentes fuentes. También se intentará establecer una expresión matemática para cuantificar esta energía.

2. La segunda parte comprende el diseño de los equipos capaces de transformar la energía undimotriz en energía eléctrica apta para el consumo. Para esto se define los componentes a desarrollar.

La central undimotriz se puede dividir en tres subsistemas de acuerdo con su función:

- A. **Captador:** es el elemento encargado de copiar el movimiento de las olas y captar la energía la misma.
- B. **Actuador hidráulico lineal:** se encarga de transformar la energía mecánica adquirida por el brazo captador y transformarla en energía hidráulica de presión.
- C. **Amortiguador:** es necesario para absorber la oscilación armónica del fluido dentro del circuito cerrado, evitando sobrepresiones.
- D. **Turbina Hidráulica:** convierte la energía hidráulica en energía mecánica de rotación.
- E. **Generador:** transforma la rotación de la turbina en energía eléctrica.

Los detalles de cada subsistema, su nomenclatura y desglose se verán en detalle en las correspondientes secciones.

El sistema se pensó de manera modular, pudiendo aumentar o disminuir el número de boyas y actuadores según la potencia que se desee instalar.

Por otra parte, se aclara que la potencia hidráulica instalada será mayor a la potencia eléctrica deseada debido a las pérdidas existentes en los mecanismos y a la inconsistencia climática del mar.

Potencia teórica es aquella calculada que no tiene en cuenta las pérdidas de rendimientos, sean estas mecánicas, hidráulicas, eléctricas, climáticas.

La potencia instalada es la potencia real que va a operar contemplando las pérdidas de rendimientos.

La potencia instalada es generalmente mayor a la potencia teórica.

## **2.2 Estudio y análisis del oleaje**

Dado que las condiciones climáticas de mares y océanos varían de acuerdo con el lugar geográfico, se debe analizar las características de posibles puntos de instalación del equipo. Esto es importante para lograr optimizar el diseño, la estructura base, el tamaño, la capacidad de producción a cada región específica.

Una de las principales dificultades que se presentaron fue la obtención de datos científicos estadísticos que representen adecuadamente la climatología marítima de una región. Luego de un arduo trabajo de



consultoría a distintas fuentes, entre ellas organizaciones públicas y privadas, nacionales e internacionales, el espectro de posibles lugares de implementación se fue deduciendo impulsado, principalmente, por la facilidad de obtención de datos estadísticos. Y se concluyó optando por la región costera a la ciudad de Quequén, provincia de Buenos Aires, Argentina.

### **2.2.1 Estudio de sedimentación en el puerto de Quequén<sup>iii</sup>.**

De acuerdo con los antecedentes (CGPQ 1996, CGPQ 1997, ESINEC 2009), en la zona de aguas profundas, los valores más frecuentes de altura significativa  $H_s$  para las olas oceánicas se encuentran por debajo de los 2 metros (90% del tiempo), habiéndose registrado entre 2006 y 2008 eventos aislados en los cuales la altura  $H_s$  de la ola superó los 5,5 metros.

El área de estudio resulta expuesta a olas oceánicas que tienen una dirección predominante del cuadrante sur, predominantemente del SSE (28%) y en general de todo el cuadrante SE. Estas olas, por su dirección relativa respecto de las isobatas<sup>iv</sup>, son las que llegan a la costa con menor alteración por efectos de refracción.

Los eventos de olas oceánicas asociados a valores de recurrencia de 50 años, en ningún caso superan en altura a las olas extremas generadas por vientos locales.

En el área costera, debido a las bajas profundidades, las olas sufren cambios significativos en su amplitud y dirección de propagación. Los procesos dominantes de dicha transformación son la difracción y reflexión por efecto de las estructuras portuarias (escolleras) y refracción por efecto del fondo.

Debido a la orientación de la boca de entrada al puerto, las olas provenientes de los sectores E y SE son las que mayor agitación provocan dentro del recinto portuario.

La estadística direccional muestra que la dirección predominante de las olas es la SE seguida por la dirección SSE. A la ubicación del olígrafo llegan olas provenientes de todo el abanico comprendido entre el NE y el WSW, mientras que del resto de las direcciones prácticamente no se registran olas. Las direcciones definidas como más relevantes son ESE, SE, SSE y SUR, por ser las de mayor frecuencia de ocurrencia y con mayor posibilidad de ingreso al puerto.

En el Estudio de la Prolongación de la Escollera Sur del Puerto de Quequén (CGPQ,1996), se calculó la estadística de olas en el extremo de la escollera sur de puerto Quequén como la suma de olas generadas por vientos locales (se evaluó en base a la información estadística de vientos en la estación meteorológica Necochea Aero) y las olas generadas por tormentas oceánicas que se propagan hasta el

mismo punto (Se propagó la estadística de aguas profundas mediante un modelo matemático de refracción, REFPRO).

En dicho estudio antecedente se contó además con el registro de un olígrafo de la DNCPyVN (Dirección Nacional de Construcciones Portuarias y Vías Navegables), ubicado en cercanías del extremo de la escollera sur (de manera que sus datos son representativos de la agitación real en el lugar), y que estuvo en funcionamiento durante el período febrero de 1992 hasta junio de 1993.

En base a la distribución de alturas de olas medidas en el olígrafo se realizó un ajuste a la estadística obtenida por cálculo en el área frente al extremo de la escollera sur.

**Tabla 2-1 CLASIFICACION DE OLAS OCEANICAS Y LOCALES INCIDENTES EN EL EXTREMO DE LA ESCOLLERA SUR (en %) Ajustadas según distribución de altura significativa medida en el olígrafo (febrero 1992 - junio 1993).**

Dirección	Periodo		Altura Significativa											
	(segundos)		(m)											
	Tm	RANGO	0-0,5	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-3,0	3,0-4,0	4,0-5,0	5,0-6,0	6,0-7,0	7,0-8,0	8,0-9,0	Total
E	5	4 - 6	0,497	0,634	0,132									1,263
	8	6 - 10		1,339	1,041	0,694								3,074
	12	10 - 14					0,354	0,111	0,015					0,479
	16	>14												
	TOTAL			0,497	1,973	1,173	0,694	0,354	0,111	0,015				4,817
ESE	5	4 - 6	0,411	0,422	0,142									0,975
	8	6 - 10	0,124	1,791	1,237	0,665								3,817
	12	10 - 14					0,356	0,148	0,023	0,001	0,002			0,529
	16	>14												
	TOTAL			0,535	2,213	1,379	0,665	0,356	0,148	0,023	0,001	0,002		5,321
SE	5	4 - 6	0,397	0,857	0,116									1,371
	8	6 - 10	0,137	2,158	2,009	1,083	0,207	0,020	0,005					5,619
	12	10 - 14	0,255	1,855	1,158	0,438	0,640	0,238	0,041	0,001	0,004			4,629
	16	>14	0,059											0,059
	TOTAL			0,848	4,870	3,284	1,521	0,847	0,258	0,046	0,001	0,004		11,678
SSE	5	4 - 6	0,492	1,554										2,046
	8	6 - 10	0,276	3,173	2,321	1,286								7,056
	12	10 - 14	0,131	1,274	1,051	0,150	0,865	0,465	0,132	0,011	0,012	0,004		4,096
	16	>14	0,060	1,048	0,749	0,091	0,034	0,030					0,001	2,013
	TOTAL			0,960	7,049	4,121	1,527	0,898	0,495	0,132	0,011	0,012	0,004	0,001
S	5	4 - 6	0,663	2,935	0,961									4,559
	8	6 - 10	0,291	3,358	4,722	2,859	0,172							11,402
	12	10 - 14	0,075	1,554	1,888	0,958	1,904	0,903	0,322	0,049	0,021	0,008		7,682
	16	>14	0,038	0,317	0,228	0,150	0,043	0,029		0,043			0,003	0,850
	TOTAL			1,067	8,164	7,799	3,967	2,119	0,932	0,322	0,093	0,021	0,008	0,003

SSW	5	4 - 6	0,630	2,127	0,699									3,456
	8	6 - 10	0,575	8,648	6,550	2,253	0,221							18,247
	12	10 - 14	0,171	1,124	1,305	1,441	1,527	0,710	0,242	0,045	0,022	0,010		6,597
	16	>14	0,041	0,099	0,051	0,043	0,013	0,014					0,003	0,264
	TOTAL			1,417	11,998	8,605	3,737	1,761	0,724	0,242	0,045	0,022	0,010	0,003
SW	5	4 - 6	0,689	3,159	1,281									5,129
	8	6 - 10		1,217	1,143	0,862								3,222
	12	10 - 14					0,659	0,550	0,249	0,068	0,023	0,014		1,564
	16	>14											0,003	0,003
	TOTAL			0,689	4,376	2,424	0,862	0,659	0,550	0,249	0,068	0,023	0,014	0,003
Total por periodo	5	4 - 6	3,778	11,690	3,331									18,799
	8	6 - 10	1,403	21,684	19,023	9,703	0,600	0,020	0,005					52,438
	12	10 - 14	0,633	5,807	5,402	2,986	6,305	3,125	1,023	0,176	0,083	0,036		25,575
	16	>14	0,198	1,463	1,028	0,284	0,089	0,073		0,043			0,009	3,188
	Total por altura (E-SW)			6,012	40,644	28,784	12,973	6,994	3,218	1,028	0,219	0,083	0,036	0,009
Frecuencia de exceso			100,000	93,988	53,344	24,560	11,587	4,593	1,376	0,348	0,129	0,045	0,009	

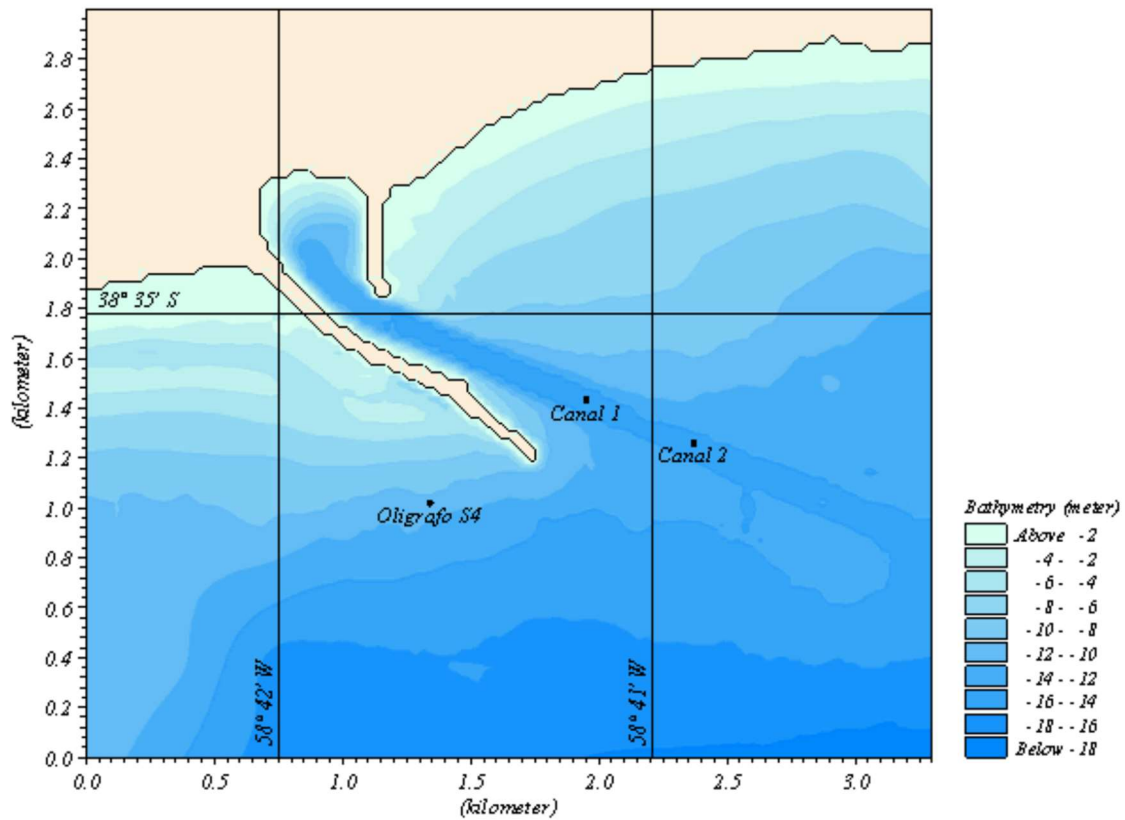


Figura 2-2 Ubicación del Oligrafo del CGPQ.

En la Tabla 2-1, se presenta la estadística direccional ajustada con los datos del olígrafo. Puede observarse que las olas de mayor amplitud tienden a concentrarse en el rango de período medio de 10 a 12 segundos, pero las olas más frecuentes, de mediana y baja amplitud, presentan un amplio rango de períodos medios asociados. Los períodos de ola más frecuentes son de 6 a 10 segundos, representando entre ambos el 52,4% de las olas.

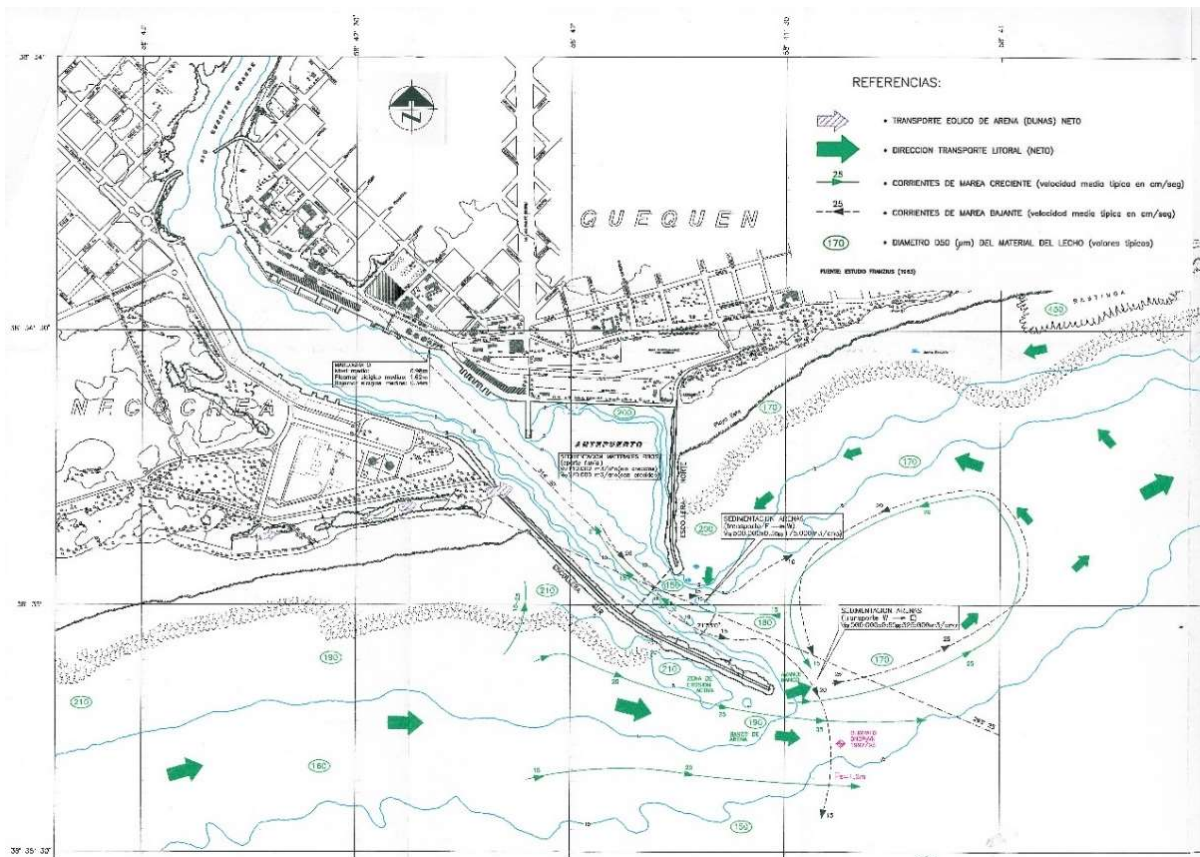


Figura 2-3 Características morfológicas e hidro sedimentológicas del estuario del río Quequén Grande y su litoral marítimo. Ubicación del Olígrafo de DNCPyVN. Fuente: CGPQ, 1996.

Las direcciones de incidencia predominantes, en frecuencia y altura de olas, son la Sur (25%) y SSW (28%), con incidencia transversal al eje del canal. En segundo término, se encuentran las olas provenientes del SSE (15%) y SE (12%), que se presentan mejor alineadas con dicho eje. Las olas que inciden en forma bien alineadas con el eje del canal, y que por ello poseen mayor penetración en el mismo, provienen del ESE (5%) y del E (5%), teniendo además menores alturas que el resto (olas con más de 2 m de altura significativa arriban desde estas direcciones únicamente un 0,53 y 0,48% del tiempo, respectivamente).

Para el presente estudio, se procesaron, además, datos registrados por el CGPQ durante el período 2006 - 2012 (su localización se muestra en la Figura 2-2). La Tabla 2-2 presenta el clima de olas resultante del procesamiento de dichos datos. Puede observarse que el clima de olas presentado en el estudio de la escollera presenta una mayor ocurrencia de olas con Hs superior a 4 metros (aproximadamente 1,38 % del tiempo) que el registrado en el olígrafo (aproximadamente 0,28 % del tiempo).

Las diferencias observadas entre las dos fuentes de datos indican que hay una mayor frecuencia de alturas inferiores a 1,25 m en los datos registrados por el olígrafo del CGPQ, y por el contrario las alturas mayores a 1,25 m (exceptuando las de 2,5 m con períodos de 8 s o inferiores) presentan mayor frecuencia en los datos del estudio antecedente CGPQ (1996), los cuales fueron ajustados con registros de un olígrafo de la DNCPyVN. En estos datos ajustados, se verifica también una mayor frecuencia de ola con períodos de 12 y 16 segundos. Si se tienen en cuenta las ubicaciones de ambos olígrafos (Figura 2-2 y Figura 2-3) es claro que la posición del olígrafo de la DNCPyVN, hace que sus registros sean más representativos de las olas que ingresan al estuario del río Quequén Grande.

**Tabla 2-2. COMPARACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE OLAS OBTENIDA EN EL EXTREMO DE LA ESCOLLERA SUR (CGPQ, 1996), CON LOS DATOS REGISTRADOS POR EL OLÍGRAFO DEL CGPQ. Clasificación de olas oceánicas y locales incidentes en el extremo de la escollera sur. Ajustadas según distribución de altura significativa medida en el olígrafo de la DNCPyVN (febrero 1992 - junio 1993). Fuente: Estudio prolongación de la escollera Sur (CGPQ, 1996)**

dirección	PERIODO (segundos)		ALTURA SIGNIFICATIVA (m)											TOTAL
	Tm	RANGO	0-0,5	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-3,0	3,0-4,0	4,0-5,0	5,0-6,0	6,0-7,0	7,0-8,0	8,0-9,0	
Todas las direcciones	2	<4												
	5	4-6	3.78%	11.69%	3.33%									18.80%
	8	6-10	1.40%	21.68%	19.02%	9.70%	0.60%	0.02%	0.01%					52.44%
	12	10-14	0.63%	5.81%	5.40%	2.99%	6.31%	3.13%	1.02%	0.18%	0.08%	0.04%		25.58%
	16	>14	0.20%	1.46%	1.03%	0.28%	0.09%	0.07%		0.04%			0.01%	3.19%
TOTAL			6.01%	40.64%	28.78%	12.97%	6.99%	3.22%	1.03%	0.22%	0.08%	0.04%	0.01%	100.00%
Frecuencia de Exceso (%)			100	93.99	53.34	24.56	11.59	4.59	1.38	0.35	0.13	0.05		
Clasificación de olas registradas por el olígrafo del CGPQ en el período 2006-2012. Elaboración propia.														
Dirección	PERIODO (segundos)		ALTURA SIGNIFICATIVA (m)											TOTAL
	Tm	RANGO	0-0,5	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-3,0	3,0-4,0	4,0-5,0	5,0-6,0	6,0-7,0	7,0-8,0	8,0-9,0	
Todas las direcciones	2	<4		0.00%		0.00%	0.00%							0.00%
	5	4-6	0.54%	5.65%	2.90%	1.17%	0.31%							10.57%
	8	6-10	15.10%	35.65%	17.45%	9.64%	7.28%	0.91%	0.20%	0.08%	0.00%			86.33%
	12	10-14	0.07%	1.23%	1.17%	0.48%	0.15%	0.00%						3.10%

	16	>14												
	TOTAL		15.71%	42.54%	21.51%	11.29%	7.75%	0.92%	0.20%	0.08%	0.00%			100.00%
Frecuencia de Exceso (%)			100.	84.28	41.75	20.24	8.95	1.20	0.28	0.08	0.00	0.00		
Diferencia entre Olígrafo del CGPQ - Prolongación Escollera Sur														
Dirección	PERIODO		ALTURA SIGNIFICATIVA (m)											TOTAL
	(segundos)		0.25	0.75	1.25	1.75	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	
	Tm	RANGO	0-0,5	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-3.0	3.0-4.0	4.0-5.0	5.0-6.0	6.0-7.0	7.0-8.0	8.0-9.0	
Todas las direcciones	2	<4		0.00%		0.00%	0.00%							0.00%
	5	4-6	-3.23%	-6.04%	-0.44%	1.17%	0.31%							-8.23%
	8	6-10	13.70%	13.97%	-1.57%	-0.06%	6.68%	0.89%	0.19%	0.08%	0.00%			33.89%
	12	10-14	-0.57%	-4.57%	-4.24%	-2.51%	-6.15%	-3.12%	-1.02%	-0.18%	-0.08%	-0.04%		-22.48%
	16	>14	-0.20%	-1.46%	-1.03%	-0.28%	-0.09%	-0.07%		-0.04%			-0.01%	-3.19%
	TOTAL			9.70%	1.89%	-7.27%	-1.68%	0.75%	-2.30%	-0.83%	-0.14%	-0.08%	-0.04%	-0.01%

### 2.2.2 Teoría de las olas

El aspecto real del oleaje en el mar es diverso. Mientras las olas se encuentran dentro del área donde sopla el viento que las genera, su disposición y movimiento es caótico. Se pueden observar olas de diferentes tamaños que se mueven en direcciones diferentes pasando las más rápidas sobre la cresta de las más lentas con total ausencia de ritmo y orden. Posteriormente, fuera del área de influencia del viento se produce una ordenación progresiva con la aparición de crestas largas, bien definidas, con un ritmo más notable, pudiendo propagarse de este modo distancias de miles de km. A su llegada a las proximidades de las costas y al alcanzar profundidades finitas su energía se disipa, bien internamente, bien por interacción con el aire, o bien por turbulencia al romperse por efecto del fondo.

La descripción matemática del fenómeno del oleaje presenta numerosas dificultades debido a sus acusadas características de aleatoriedad e irregularidad, además de desarrollarse en tres dimensiones. Existen, no obstante, varias teorías que tratan de analizar matemáticamente el fenómeno, que han ido evolucionando durante los dos últimos siglos. La más clásica, desarrollada por Airy en 1845, es la llamada de ondas de pequeña amplitud o lineal. Su importancia es notable debido a su aceptable ajuste para el caso de ondas en profundidades indefinidas y a su fácil aplicación ya que es la única que admite el principio de superposición lineal.<sup>vi</sup>

Para poder hacer uso de la teoría de Airy, se deben establecer algunas hipótesis iniciales:

- El agua es homogénea e incompresible; lo que implica que la densidad,  $\rho$  es constante.
- La tensión superficial puede ser despreciada.
- El efecto de Coriolis debido a la rotación de la tierra puede ser asimismo despreciado

- La presión en la superficie libre del mar es uniforme y constante.
- El agua de mar carece de viscosidad.
- No existe interacción del oleaje con ningún otro movimiento marino.
- El flujo es irrotacional.
- El fondo de mar constituye un límite horizontal, fijo e impermeable, lo que implica que la velocidad vertical en él es nula.
- La amplitud de onda es pequeña y su forma es invariable en el tiempo y en el espacio.
- Las ondas son planas (de dos dimensiones).

En general, la onda se caracteriza por su longitud,  $L$ , su altura,  $H$ , su período,  $T$ , y la profundidad,  $d$ , sobre la que se propaga.

### 2.2.2.1 Celeridad, longitud y período

Aunque con limitaciones en su aplicación, la teoría lineal puede ser muy útil si las hipótesis de partida se cumplen.

La velocidad con que se propaga la ola se denomina celeridad,  $c$ . También se denomina velocidad de fase. Dado que la distancia de una longitud de onda se recorre, por definición, en un tiempo igual al período de la ola, es fácil comprender que la celeridad se puede obtener como:

$$c = \frac{L}{T}$$

### 2.2.2.2 Dispersión del oleaje

La llamada ecuación de dispersión relaciona la celeridad con la profundidad y la longitud de onda. El concepto de dispersión es de importancia para comprender fenómenos como el agrupamiento del oleaje y los efectos que éste puede causar, principalmente la resonancia en dársenas portuarias.

La ecuación de dispersión se escribe

$$c = \sqrt{\frac{g * L}{2 * \pi} * \tanh\left(\frac{2 * \pi * d}{L}\right)}$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores, se puede escribir la celeridad como:

$$c = \frac{g * T}{2 * \pi} * \tanh\left(\frac{2 * \pi * d}{L}\right)$$

En la ecuación anterior se puede comprobar que una ola viaja tanto más rápida cuanto mayor es su período. El concepto de dispersión implica que las olas se separan en su propagación hacia la costa, ordenándose por sus periodos.



Figura 2-4 Grupo de ondas.

Comúnmente, dentro de un mismo tren de ondas, las olas de mayor período suelen tener también mayor altura, por lo cual al salir del área de generación o fetch, el registro del oleaje tiende a ordenarse en grupos de olas, como la figura siguiente.

En función del número de onda,  $k$ , y la frecuencia angular,  $\omega$ , y de la ecuación de dispersión, puede escribirse la longitud de onda como:

$$L = \frac{g * T^2}{2 * \pi} * \tanh\left(\frac{2 * \pi * d}{L}\right) = \frac{g * T}{\omega} * \tan(k * d)$$

Como puede observarse, la ecuación que proporciona la longitud de onda ha de resolverse por iteraciones.

Esta ecuación indica que la longitud de onda decrece con la profundidad, debido al comportamiento de la función  $\tanh(d * k)$ , que se incrementa linealmente con valores pequeños de  $(d * k)$ , pero tiende asintóticamente a la unidad en profundidades indefinidas.

En profundidades indefinidas, puede considerarse que la tangente hiperbólica tiende a la unidad, por tanto, la longitud de onda es:

$$L_0 \approx \frac{g * T^2}{2 * \pi} = 1.56 * T^2$$

Para evitar el problema que representa la resolución de la ecuación de la longitud de onda, se han desarrollado numerosas aproximaciones; una de las más empleadas es la de Fenton y McKee (1990), que se escribe como:



$$L = L_0 \left\{ \tanh \left[ \left( \frac{2 * \pi * \sqrt{\frac{d}{g}}}{T} \right)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{2}{3}} \right\}$$

## 2.2.3 Clasificación de las zonas en que se propaga el oleaje

### 2.2.3.1 Fenómenos considerados

En ausencia de viento, y despreciando las pérdidas de energía, cuando una onda viaja en mar abierto a gran profundidad, sus características se mantienen prácticamente constantes. Sin embargo, cuando esta onda se aproxima a la costa, dichas características se ven modificadas en función de la profundidad, de la misma manera que las ondas de sonido, por ejemplo, viajan a distinta velocidad en función del medio en el que se propagan.

Así, cuando una onda se aproxima a la costa, sufre una serie de transformaciones físicas:

Al disminuir la profundidad hasta un valor crítico, o bien al aumentar la altura de ola del oleaje en relación con la longitud de onda, se produce la rotura del mismo.

Los gradientes de energía en el plano horizontal, debido a la presencia de obstáculos al avance del oleaje, o al efecto de la refracción y el shoaling, provocan la difracción. La presencia del fondo produce la refracción y el asomeramiento (shoaling).

Tabla 2-3 Zonas de propagación del oleaje.

ZONA	d/L	k · d	Tanh (k · d)
<b>Profundidades Indefinidas</b>	1/2 a ∞	Π a ∞	≈ 1
<b>Aguas de transición</b>	1/20 a 1/2	π/10 a π	Tanh (k · d)
<b>Profundidades reducidas</b>	0 a 1/20	0 a π/10	≈ k · d

Otros fenómenos físicos, como la pérdida de energía por fricción del fondo o por disipación térmica, son en general despreciables en lo que respecta al estudio de la propagación del oleaje.

Las zonas a través de las cuales se propaga el oleaje se clasifican según su profundidad relativa,  $d/L$ . Así se pueden distinguir las tres zonas que se indican en la Tabla 2-3: periodo, amplitud, longitud de onda y dirección de propagación. Únicamente el periodo se mantiene siempre constante, mientras que las demás variables sufren modificaciones a lo largo de la propagación.

La variación de la longitud de onda, y por lo tanto de la celeridad del oleaje, en función de la profundidad y del periodo, viene definido por la relación de dispersión lineal:

$$L = \frac{g * T^2}{2 * \pi} * \tanh\left(\frac{2 * \pi * d}{L}\right)$$

En esta expresión, para profundidades muy grandes (denominadas indefinidas o aguas profundas) o muy pequeñas (profundidades reducidas o aguas someras), el término  $\tanh((2 * \pi * d)/L)$  tiende asintóticamente a los siguientes valores:

Profundidades indefinidas: 1

Profundidades reducidas:  $2 * \pi * h/L$

De las expresiones anteriores se deduce que la longitud de onda del oleaje en aguas profundas,  $L_0$  tiene un valor constante:

$$L = \frac{g * T^2}{2 * \pi}$$

## 2.2.4 Energía del oleaje

### 2.2.4.1 Densidad superficial de energía

Dejando a un lado la acción del viento y la fricción con el fondo, las fuerzas que actúan sobre las partículas de agua en el mar son la gravedad y la presión ejercida por las partículas adyacentes. La energía mecánica de una partícula de fluido viene dada por

$$E_{mec} = E_c + E_{pp} + E_{pg} = \frac{\rho * (u^2 + v^2 + w^2)}{2} + p + \rho * g * z$$

Donde  $\rho * (u^2 + v^2 + w^2)$  es la energía cinética por unidad de volumen, la presión  $p$  equivale a la energía potencial de la fuerza de presión por unidad de volumen, y  $\rho * g * z$  es la energía potencial gravitatoria por unidad de volumen (pudiendo  $z$  estar referida a un nivel arbitrario, en este caso a la superficie del mar en reposo).

Estando el mar en reposo, las energías potenciales gravitatoria y de presión se anulan entre sí, ya que la ley hidrostática de presiones viene dada por  $p = \rho * g * z$ . Por lo tanto, teniendo en cuenta que la energía cinética también se anula, la energía mecánica de cualquier partícula de agua resulta ser igual a cero. Sin embargo, en presencia del oleaje la energía mecánica de las partículas toma un valor no nulo. Considerando un cierto dominio de cálculo de anchura unidad y longitud igual a una longitud de onda, abarcando toda la profundidad, la energía mecánica total que por causa del oleaje existe en dicho dominio es

$$E_{mec} = \iint_{\text{dominio}} \left[ \frac{\rho(u^2 + v^2 + w^2)}{2} + p + \rho g z \right] * dx * dz$$

Se toman velocidades  $u, v$  y  $w$ , y la presión  $p$ , dadas por la teoría lineal, la cual considera la superficie libre situada en  $z = 0$ , por lo que el dominio de cálculo se extiende en vertical hasta este punto. En lo que respecta a la energía potencial gravitatoria, sin embargo, no se asume ninguna simplificación respecto a la superficie libre, por lo que el dominio de cálculo se extiende hasta  $z = d$

$$E_{mec} = \int_0^L \left\{ \int_{-d}^0 \left[ \frac{\rho * (u^2 + v^2 + w^2)}{2} + p \right] * dz + \int_{-d}^d \rho g z * dz \right\} dx$$

$$E_{mec} = \int_0^L \left\{ \int_{-d}^0 \left[ \frac{\rho(u^2 + v^2 + w^2)}{2} + (\rho_{dinámico} - \rho g z) \right] * dz + \int_{-d}^d \rho g z * dz \right\} * dx$$

$$E_{mec} = \int_0^L \left\{ \int_{-d}^0 \left[ \frac{\rho(u^2 + v^2 + w^2)}{2} + \rho_{dinámico} \right] * dz + \int_{-d}^d \rho g z * dz \right\} * dx$$

Considerando las expresiones para una onda progresiva, e integrando, se obtiene la energía mecánica existente en todo el dominio de cálculo debido al oleaje

$$E_{mec} = \frac{\rho * g * H^2 * L}{16} + 0 + \frac{\rho * g * H^2 * L}{16} = \frac{\rho * g * H^2 * L}{8}$$

Finalmente, se define la densidad superficial de energía del oleaje, o simplemente energía del oleaje, como la energía por unidad de superficie (en planta), promediada a lo largo de una longitud de onda. Dado que el dominio de cálculo escogido para el desarrollo anterior abarca una superficie en planta igual a  $L$ , la energía por unidad de superficie depende únicamente de la altura de ola

$$E_{mec} = \frac{1}{8} * \rho * g * H^2$$

Para una onda estacionaria la energía existente por unidad de superficie es igual a la suma de las energías de dos ondas progresivas (incidente y reflejada)

$$E = \frac{E_{mec}}{L} = \frac{1}{4} * \rho * g * H^2$$

### 2.2.5 Cálculo de energía y potencia<sup>viiviii</sup>

Se puede calcular la energía de las olas en Joule por metro cuadrado  $\left[\frac{J}{m^2}\right]$  de superficie en función de la altura de la ola mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{E}{m^2} = \frac{\rho * g * H^2}{8}$$

Siendo:

E: energía (Joule)

$\rho$ : densidad del agua de mar: 1020 (kg/m<sup>3</sup>)

g: aceleración de la gravedad: 9,81 (m/s<sup>2</sup>)

H: altura de onda (metro)

Tomando los datos resultantes del análisis de los olígrafos:

$$H = 1.25 \text{ m}$$

Y aplicando a la ecuación anterior:

$$\frac{E}{m^2} = \frac{1020 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * (1.25m)^2}{8} = 1954 \frac{J}{m^2}$$

Si tenemos en cuenta la velocidad de un grupo de ondas y el período de las mismas podemos calcular la potencia de una onda por cada metro de su longitud mediante la siguiente expresión:

$$\frac{P}{y} = Cg * E$$

La cual puede expresarse en la forma

$$\frac{P}{y} = \frac{\rho * g^2 * t * H^2}{32 * \pi} \approx 1000 \left( \frac{kgm^2}{m^3s^4} \right) * t(s) * H^2(m^2)$$

Como la potencia se considera en kW por cada metro de onda, nos queda:

$$P = 1 * t(s) * H^2(m^2)$$

Siendo:

y: frente de ola (metro)

E: energía (Joule)

t: tiempo (s)

$\rho$ : densidad del agua de mar: 1020 (kg/m<sup>3</sup>)

g: aceleración de la gravedad:  $9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$

H: altura de onda (metro)

Cg: velocidad de tren de ondas (m/s)

Donde de los datos recogidos se toma un período medio  $T = 14 \text{ s}$ , con lo cual se tiene  $t = 7 \text{ s}$ .

Por tanto, aplicando la ecuación anterior:

$$P = 7s * (1.25m)^2 = 10.94 \frac{kW}{m}$$

Por cada metro de frente de onda.

Para lograr la potencia instalada propuesta de 3 MW, se necesita

$$\frac{Po}{P} = \frac{3000kW}{10.94 \frac{kW}{m}} = 274.22 \text{ m lineales de frente de onda}$$

### 3 Brazo captador

---

Como elemento captador de la energía de las olas, se proyecta un brazo flotante articulado en uno de sus extremos y libre en el otro, provisto de una boya, el cual se encarga de copiar el movimiento de las ondas marinas.

Este brazo debe cumplir con algunos requisitos como gran rigidez, dado que está sometido a grandes esfuerzos; resistencia a la corrosión al encontrarse en una atmosfera altamente húmeda y salina; ligereza, para disminuir la inercia dinámica.

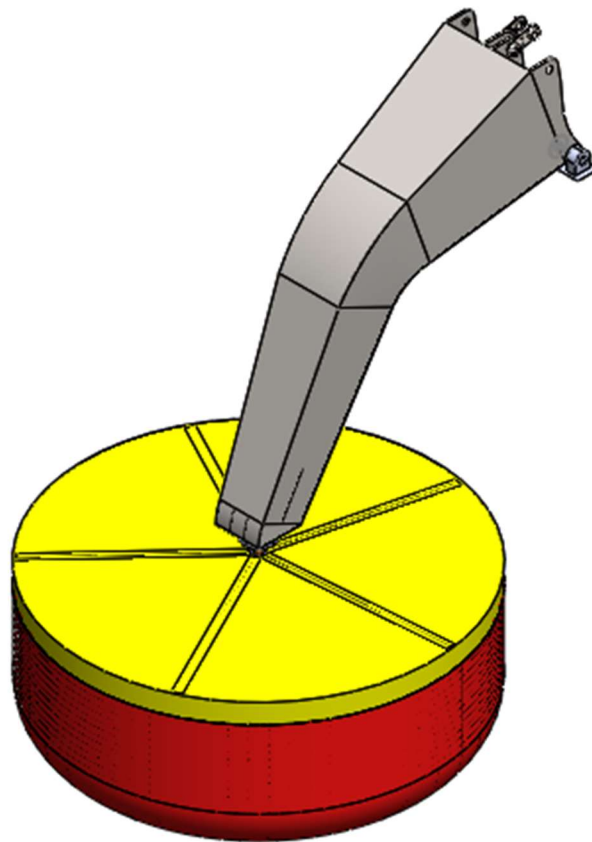


Figura 3-1 Brazo y boya.

#### 3.1 Análisis geométrico del recorrido del brazo y la boya

Se analiza cada caso y se efectúa el análisis geométrico del recorrido angular del brazo para elegir la disposición que mejor se adapte a las necesidades de funcionamiento.

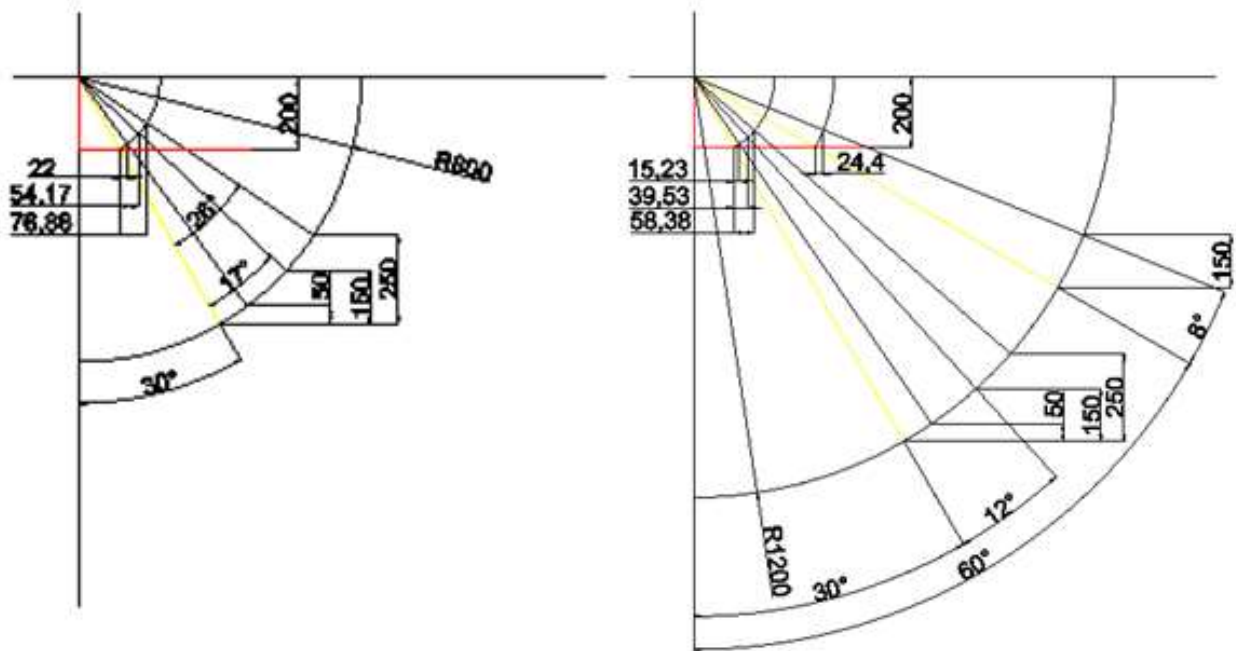


Figura 3-2 Análisis geométrico del desplazamiento angular y vertical de la boya y horizontal del émbolo del actuador hidráulico para los casos de 8 (izquierda) y 12 (derecha) metros de longitud del brazo.

### 3.1.1 Dimensiones de la boya

Para establecer parámetros iniciales de las fuerzas actuantes sobre el brazo se necesita saber las dimensiones de la boya y su flotabilidad, y el esfuerzo necesario para mover el actuador hidráulico.

Realizando un precálculo tentativo del volumen a desplazar por el actuador hidráulico (detallado luego en pág. 63) se propone un diámetro de cilindro  $D_c = 876,3 \text{ mm}$  (CIRSOC) y un desplazamiento del pistón de al menos  $C = 300 \text{ mm}$ . Lo cual resulta en un volumen  $V_c = 0.18 \text{ m}^3$  de agua a una presión de  $P = 30 \text{ kgf/cm}^2$ .

Partiendo del precálculo del cilindro del actuador, se puede obtener la fuerza necesaria para mover el pistón.

$$R_b = P * A_c = 30 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 6031 \text{ cm}^2 = 180840,8 \text{ kgf}$$

Como se muestra en la Figura 3-2, se propone una longitud del brazo igual a  $L = 800 \text{ cm}$ . Para una altura de ola significativa de  $125 \text{ cm}$ . Se presenta una tabla con los cálculos para distintos ángulos de construcción del brazo y sus correspondientes desplazamientos del pistón, fuerzas resultantes (Tabla 3-2) y relación entre las mismas.

$$A = L * \cos(\alpha)$$

$$B = L * \text{sen}(\alpha)$$

$$F_e' = V * \rho * g = \frac{\pi D_c^2}{4} * h * \rho * g$$

Donde  $F_e'$  es la fuerza de elevación del agua sobre la boya,  $V$  el volumen sumergido de la boya,  $\rho$  la densidad del agua y  $g$  la gravedad.

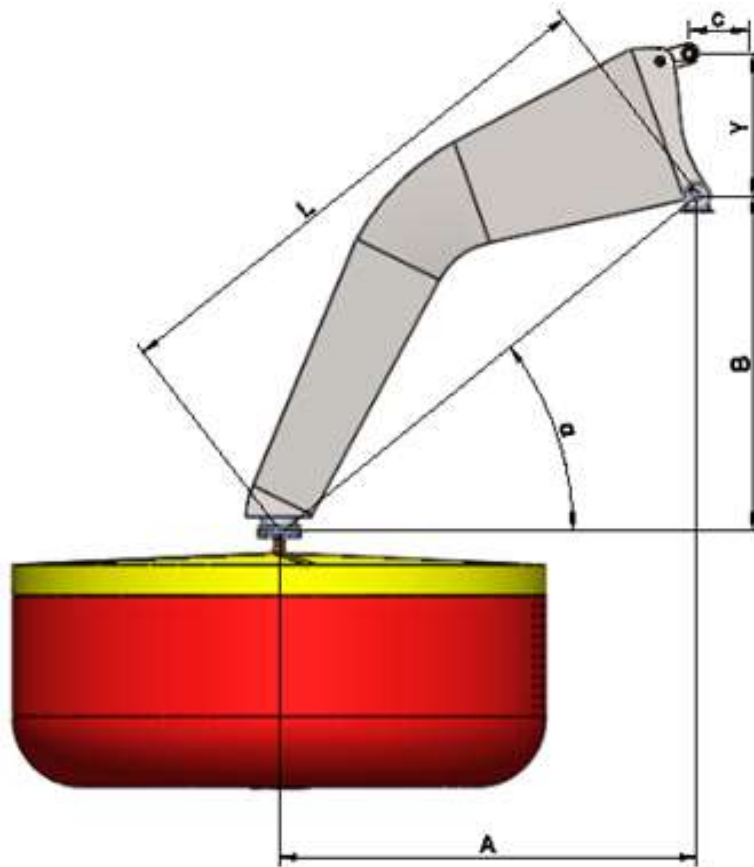


Figura 3-3 Desplazamiento angular vs. recorrido del pistón para una longitud de 800 cm, a 30° y 60° respecto de la vertical.

De manera itinerante se establece el volumen de la boya conjuntamente con la longitud ( $L$ ) e inclinación ( $\alpha$ ) del brazo hasta encontrar una solución que satisfaga las necesidades de impulsión de agua y la capacidad de empuje de las olas.

Para un diámetro de la boya  $D = 800 \text{ cm}$  y una altura sumergible  $h = 300 \text{ cm}$  se tiene un volumen desplazado

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h = 150,79 \text{ m}^3$$



### 3.1.2 Fuerza de las olas

Sustituyendo el resultado anterior en la ecuación de la fuerza de elevación:

$$F_e' = V * \rho * g = 1508895 N = 153807 \text{ kgf}$$

Esta es la capacidad máxima de elevación que tiene la boya al aprovechar las olas del mar.

Tabla 3-1 Fuerzas externas y resultantes actuantes sobre la boya, relación entre la fuerza de la ola y la aplicada al pistón, relación entre la fuerza sobre la boya y la aplicada al pistón, carrera del pistón para una altura significativa de ola de 125 cm.

$\alpha$ [Inclinación]	60	50	45	30
$sen(\alpha)$	0,866	0,766	0,7071	0,500
$cos(\alpha)$	0,500	0,643	0,7071	0,866
$L$ (cm)	800	800	800	800
$A$ (cm)	400	514,4	565,68	692,8
$B$ (cm)	692,8	612,8	565,68	400
$Y$ (cm) [distancia entre pivote y eje del pistón]	200	200	200	200
$R_b$ (kgf)	180840,8	180840,8	180840,8	180840,8
$F_e$ (kgf) [Fuerza de elevación real o necesaria para moverla]	674779,3	173885,4	127875,0	73393,2
$F_e'$ (kgf) [capacidad de elevación de la boya]	153807,8			
$H$ (cm) [altura de ola]	125,0			
$C$ (cm) [recorrido del cilindro]	62,5	48,6	44,2	36,1
Relación $F_e/F_e'$	4,39	1,13	0,83	0,48
Satisface	NO	NO	SI	SI

Pero la fuerza que deberá hacer para mover el actuador hidráulico deriva de la geometría del brazo.

Para un ángulo de inclinación del brazo  $\alpha = 45^\circ$  y una distancia  $Y = 200 \text{ cm}$  entre el punto de pivote del brazo y el eje de desplazamiento del pistón (no el punto de sujeción del brazo) (Figura 3-3).

$$F_e = R_b * \frac{Y}{\cos(\alpha) * L - \frac{L}{2} * \sin(\alpha)} = 127875 \text{ kgf}$$

Se aprecia en la Tabla 3-1 que solo las configuraciones de  $30^\circ$  y  $45^\circ$  satisfacen los requerimientos de los esfuerzos exteriores. Esto es, que la fuerza de elevación real  $F_e$  (necesaria para elevar la boya) sea menor a la capacidad de elevación de la boya  $F_e'$  ( $153807,8 \text{ kgf}$ ).

Tabla 3-2- comparación de recorridos de la boya y el pistón del cilindro

Inclinación ( $\alpha$ )	Altura (H) de ola (cm)	Carrera (C) del pistón a un pivote de 200 cm	
		Brazo de 800 cm	Brazo de 1200 cm
30	75	21,7	14,4
	125	36,1	24,1
	200	57,7	38,5
45	75	26,5	17,7
	125	44,2	29,5
	200	70,7	47,1
60	75	37,5	25,0
	125	62,5	41,7
	200	100,0	66,7

En el caso de la Tabla 3-2, la disposición a  $1200 \text{ cm}$  tiene una sensibilidad menor a las olas que los  $800 \text{ cm}$  para cada inclinación. Para  $L = 800 \text{ cm}$  se reducen costos en el brazo, el cilindro del actuador (será más largo, pero de menor diámetro), y se asegura el suministro a plena capacidad incluso a alturas significativas de olas menores.

Se verifica que para una altura de ola  $H = 125 \text{ cm}$  y una distancia  $Y = 200 \text{ cm}$  entre el punto de pivote y el eje del actuador hidráulico, el desplazamiento  $C$  del pistón es

$$C = H * \frac{A}{Y} = 125 * \frac{565,68}{200} = 353,55 \text{ cm}$$

Lo cual es superior a los  $300 \text{ cm}$  propuestos al inicio del cálculo.

### 3.2 Análisis de cargas involucradas

Analizando el movimiento del brazo en condiciones de trabajo, existen dos instancias que se pueden considerar estáticas para simplificar el análisis de esfuerzos sobre los brazos:

1. Apertura del cilindro, descenso de la boya.
2. Cierre del cilindro, ascenso de la boya.

El caso crítico o de máximo esfuerzo es el segundo ya que corresponde al semiciclo de alta presión dentro del cilindro hidráulico.

Entre las cargas involucradas se encuentra:

$$R_B = 180840 \text{ kgf}$$

Definida en la sección anterior, que es la fuerza ejercida por el cilindro sobre el brazo.

$$F_{ex} = F_{ez} \cong \frac{F_e}{2} = 63936,5 \text{ kgf}$$

Que es la fuerza horizontal ejercida por la ola sobre la boya en el plano del océano. Dada la complejidad de la onda, se estimará una fuerza horizontal igual a la mitad de la necesaria para elevar la boya.

La reacción en el eje  $x$  en el apoyo de pivote es:

$$\sum F^x = F_{ex} - F_B + R_A^x = 0$$

$$R_A^x = 116902,5 \text{ kgf}$$

La reacción en el eje  $y$  en el apoyo de pivote es:

$$\sum F^y = F_e - R_A^y = 0$$

$$R_A^y = 180840 \text{ kgf}$$

La reacción en el eje  $z$  (normal al papel) en el apoyo de pivote es:

$$\sum F^z = F_{ez} - R_A^z = 0$$

$$R_A^z = 63937 \text{ kgf}$$

Procediendo para el caso de la sección  $\overline{CC}$  intermedia del brazo a una distancia  $L' = 370 \text{ cm}$  de la sección  $\overline{AB}$  (Figura 3-4) se tiene por el método de cálculo de una viga curva, que el esfuerzo de flexión es

$$S = M/Ar \left[ 1 + \frac{c}{Z(r+c)} \right]$$

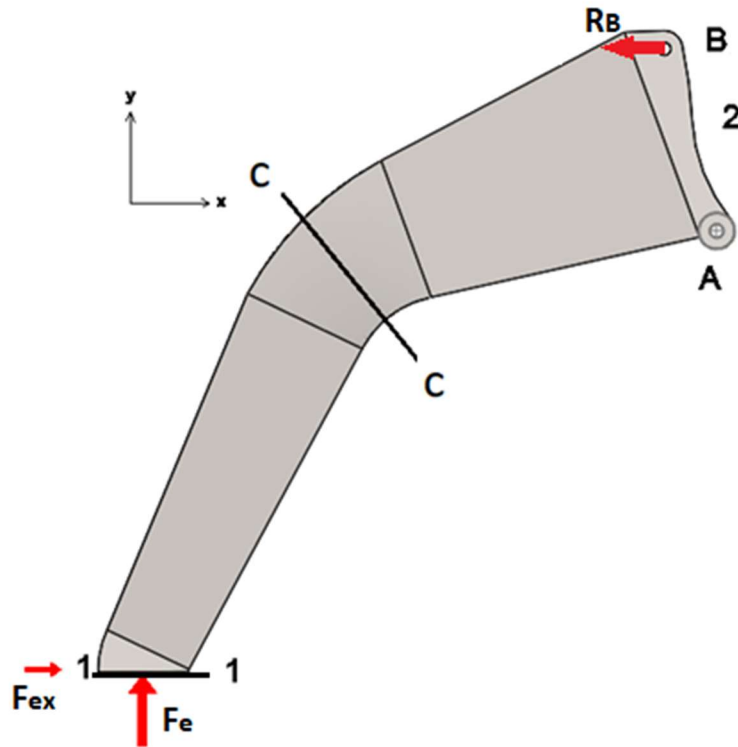


Figura 3-4 Diagrama de vínculos y apoyos.

Que también se puede expresar de la siguiente manera

$$S = \frac{K_c M c}{I}$$

Donde  $K_c$  es un coeficiente de curvatura que depende del radio de  $r$  para un punto particular de la sección y se expresa

$$K_c = \frac{\left[1 + \frac{c}{Z(r+c)}\right] I}{A r c}$$

El CG (centro de gravedad) se calcula midiendo desde el radio interior:

$$CG = \frac{\sum_{i=1}^n A * r}{\sum_{i=1}^n A} = 622 \text{ mm}$$

$Z$  es una propiedad de la sección, definida por la relación  $-ZA = \int \frac{y dA}{r+y}$

Para la sección correspondiente se calcula como:

$$Z = -1 + \frac{r}{A} [b * \ln(r + c_1) + (2t - b) * \ln(r + c_2) + (b - 2t) * \ln(r - c_2) - b * \ln(r - c_1)]$$

Donde:

$$b = 153.8 \text{ cm}$$

$$t = 2.54 \text{ cm}$$

$r = 244.35 \text{ cm}$  (distancia desde el eje del centro de gravedad al centro de curvatura del eje del c.d.g. de la viga sin carga)

$$c_1 = 74.34 \text{ cm}$$

$$c_2 = 71.83 \text{ cm}$$

$$A = 1518 \text{ cm}^2 \text{ (área de la sección)}$$

$c$  (es la distancia desde el del c.d.g. hasta el punto donde se desea medir el esfuerzo)

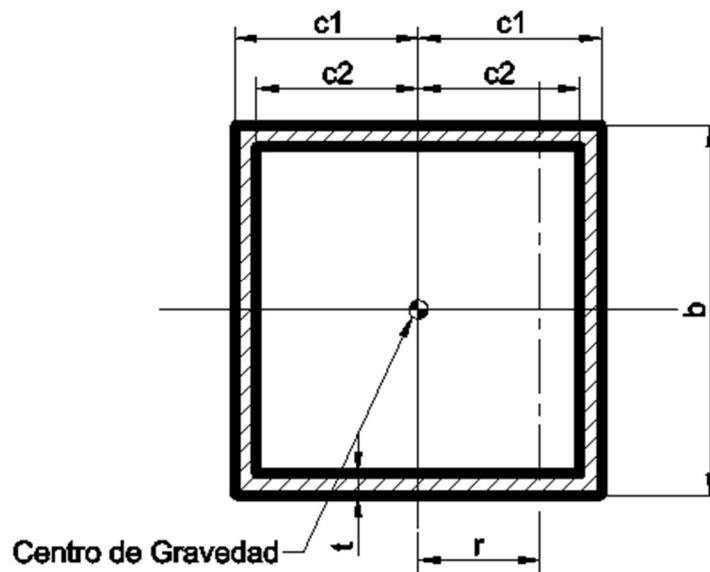


Figura 3-5 Factor Z de la sección de una viga curva

Reemplazando los valores y resolviendo

$$Z = 0,046$$

En la sección  $\overline{CC}$ , el esfuerzo de flexión es, en el caso más solicitado ( $F_x = 0$ ):

$$M_f = F_e * (L - L') * \cos(45^\circ) = 38880542 \text{ kgf} * \text{cm}$$

El momento de inercia de la sección respecto al eje de flexión es

$$I_x = 6340667 \text{ cm}^4$$

Para el esfuerzo máximo de compresión,  $c = c_1 = 74,34 \text{ cm}$ , el coeficiente de curvatura resulta

$$K_c = \frac{\left[ 1 + \frac{74,34}{0,046 * (244,35 + 74,34)} \right] * 5712536}{1518 * 244,35 * 74,34} = 1,26$$

Reemplazando y resolviendo, se obtiene el esfuerzo de flexión

$$S = \left[ \frac{K_c M_f c}{I} + \frac{(F_e - F_{ex}) \cos(45)}{A} \right] = \left[ \frac{1,26 * 38880542 * 74,34}{6340667} + \frac{63936,5 * \cos(45)}{1518} \right]$$
$$S = 1030 \frac{kg}{cm^2}$$

Realizando los cálculos para una sección recta  $\overline{AB}$  se tiene

$$b = 200 \text{ cm}$$

$$t = 2.54 \text{ cm}$$

$$H = 240 \text{ cm}$$

$$A = 2175 \text{ cm}^2 \text{ (área de la sección)}$$

Procediendo de manera similar, el momento flector es

$$M_f = F_e * L * \cos(45^\circ) = 127873 * 565 = 72248245 \text{ kgf} * \text{cm}$$

El momento de inercia de la sección

$$I_x = 19882089 \text{ cm}^4$$

Para  $c = H/2$ , el esfuerzo máximo de compresión en la fibra más alejada del GC es

$$S = \frac{M_f c}{I_x} + \frac{F_e \cos(45^\circ)}{A} = 477 \text{ kgf/cm}^2$$

A su vez, el brazo sufre un esfuerzo de torsión debido a  $F_{ez}$ , cuya magnitud es igual a  $F_{ex}$ .

El brazo está sometido a un par de torsión en que inicia aproximadamente en la sección  $\overline{CC}$  hasta la sección  $\overline{AB}$ .

El momento torsor es igual a  $M_t = F_{ez} * 530 \text{ cm} = 33886345 \text{ kgf} * \text{cm}$ . Donde  $530 \text{ cm}$  es la distancia entre la unión de la boya y el brazo, y el centro de la sección  $\overline{CC}$  en el eje  $y$ .

Tomando una longitud de la parte superior del brazo  $l = 300 \text{ cm}$  y lados de la sección  $B = 200 \text{ cm}$  y  $H = 240 \text{ cm}$ , y un espesor de pared  $t = 2,54 \text{ cm}$ .

El momento polar de la sección es

$$Z' = \frac{2B^2H^2}{9} - \frac{2(B-2t)^2(H-2t)^2}{9} = 334.920.863 \text{ cm}^4$$

Para el acero el módulo elástico al corte es  $G = 800.000 \text{ kgf/cm}^2$ .

Para encontrar el ángulo de giro se utilizará la siguiente relación:

$$\varphi = \frac{M_t * l}{G * Z'} = 3,7 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

El desplazamiento máximo se calculó mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta u = \text{sen}(\varphi) * \frac{\sqrt{2}}{2} * a = 5,49 \times 10^{-6} \text{ cm}$$

La tensión de corte máxima se calcula por la siguiente fórmula:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{M_t}{\alpha * H * B^2} = 166 \text{ kgf/cm}^2$$

Donde  $\alpha = 0,210$  es un coeficiente dimensional

Tabla 3-3 Coeficiente dimensional para torsión

H/B	1	1,2	1,5	2	4	10	$\infty$
$\alpha$	0,208	0,210	0,231	0,246	0,282	0,312	1/3

El diseño del brazo sufrió gran cantidad de cambios a medida que se descubrían defectos y mejoras. Se podría haber realizado los perfiles laterales en una sola pieza por medio de corte por pantógrafo, y lograr así una viga completamente curva. Pero se decidió realizarla en tres secciones: dos trapecios isósceles y una sección semicircular. Los beneficios de esta disposición es el mejor aprovechamiento de la chapa evitando así desperdicios importantes de material.

Como material para la construcción del brazo se propone un acero inoxidable AISI 317L con una resistencia a la fluencia  $S_y = 3365 \text{ kgf/cm}^2$ . Como en todos los casos se verifica que  $S_y > S_f$  se concluye que en material satisface en cuando a resistencia mecánica y química.

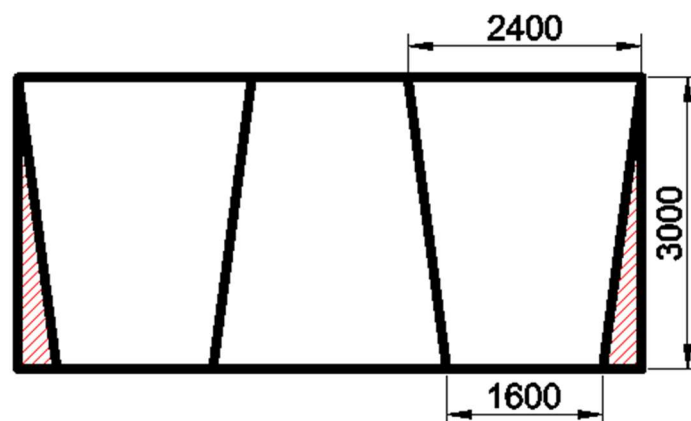


Figura 3-6 Esquema de corte de chapa para el trapecio de la sección superior del brazo en una hoja de chapa comercial de 3m de ancho y 1" de espesor. Se detalla en rojo los retazos sobrantes.

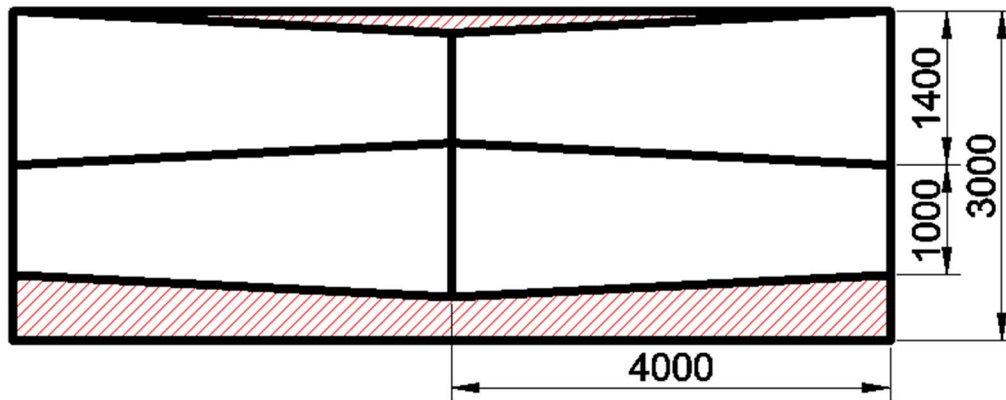


Figura 3-7 Esquema de corte de chapa para el trapecio de la sección inferior del brazo en una hoja de chapa comercial de 3m de ancho y 1" de espesor. Se detalla en rojo los retazos sobrantes.

### 3.3 Uniones soldadas en el brazo

Como se mencionó anteriormente, el brazo tiene una sección normal del tipo cajón donde las chapas superior e inferior se colocan de manera superpuestas a las laterales de manera que quede un pequeño sobresalto para asentar las soldaduras longitudinales las cuales serán de cordón completo por toda la extensión del brazo. Esto es así ya que la norma aconseja este tipo de soldadura para piezas sometidas a ambientes corrosivos.

Por lo tanto, se considera que dicha soldadura longitudinal es lo suficientemente resistente a las sollicitaciones de trabajo y se omitirá su cálculo

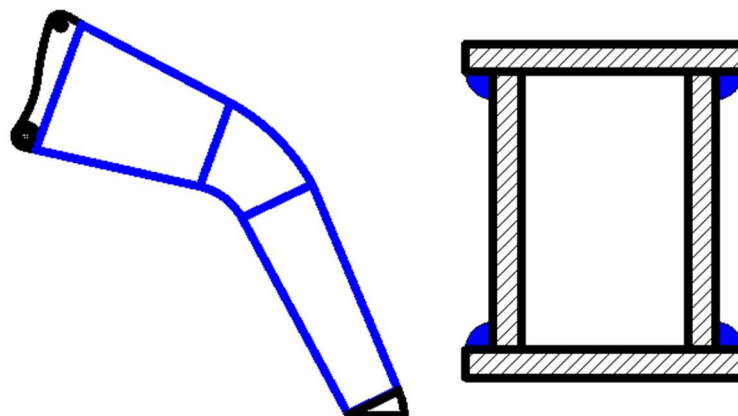


Figura 3-8 Cordón de soldadura lateral longitudinal del brazo.



Sin embargo, se menciona que se realizará por un procedimiento SAW (soldadura por arco sumergido) que calienta los metales utilizando un arco eléctrico entre un electrodo descubierto y el material base, debajo de un compuesto de material fundente, con un material de aporte *F70-EH8K* el cual tiene una resistencia  $S_{ye} = 70000 \text{ PSI} (4930 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2})$ . La ventaja de este método radica en la prolijidad de la terminación, estabilidad de los materiales dado que el acero inoxidable tiene una dificultad extra, y eficacia en grandes espesores.

Se realizarán soldaduras de filetes horizontales, las cuales fallan por corte según un plano cercano a los  $45^\circ$  a través de la garganta. La superficie de la misma debe ser plana o convexa para evitar grietas al enfriarse la soldadura y el plano medio de la superficie debe tener una inclinación de  $45^\circ$  para lograr filetes de lados iguales.

Pero si se hace necesario calcular las soldaduras de los anclajes a los bujes y la base de unión a la boya. Se considera como espesor efectivo o garganta teórica ( $G_t$ ) a la distancia más corta entre la raíz y la cara teórica del filete (Figura 3-9). La longitud efectiva ( $L_e$ ) es la longitud total del eje del filete de dimensiones incluidos los retornos. El producto entre en espesor efectivo y la longitud efectiva da el área efectiva ( $A_w$ ).

El lado o cateto mínimo ( $L_1$  o  $L_2$ ) será según la norma CIRSOC:

- Mayor o igual al necesario según el cálculo
- Mayor o igual a los valores indicados en la tabla 4 en función más grueso de las chapas unidas (valores obtenidos experimentalmente)

El lado o cateto ( $L_1$  o  $L_2$ ) será:

- Menor o igual al espesor del material para espesores de hasta 6 mm.
- Menor o igual al espesor del material menos 2 mm si el espesor es mayor a 6 mm.

La longitud efectiva será:

- Mínima: mayor o igual a 4 veces el lado nominal ( $L_1$  o  $L_2$ ).
- Máxima: calculada por diseño.
- El estado tensional de una soldadura sometida a fuerzas paralelas o normales a su eje es muy complejo por lo que las normas dan procedimientos simplificados que están avalados por ensayos. Se utilizarán las especificaciones del CIRSOC 301-EL<sup>ix</sup> para determinar la resistencia de diseño.

Tabla 3-4 Espesores mínimos para soldadura de filete.

Espesor del material unido más grueso (mm)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete $G_t$ (mm) (*a)
Hasta 6	3
Entre 6 y 13	5
Entre 13 y 19	6
Más de 19	8

\*a- Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.  
\*b- Ver la Sección J.2.2(b) (CIRSOC) para el lado máximo del cordón de filete.

La resistencia de la unión está determinada por la resistencia de la soldadura en el plano de la misma o por la resistencia del metal base en los planos cercanos a la soldadura, según el tipo de esfuerzo. En las uniones de filete los ensayos demuestran que cuando la fuerza es normal al eje de la soldadura, la resistencia es mayor que cuando es paralela. Sin embargo, para simplificar, se considera una única resistencia como corte en el área efectiva, independientemente de la dirección de la fuerza.

Considerando que:

- Durante la ejecución de la soldadura que se pretende calcular su resistencia, se han seguido en todo momento las reglas de buena práctica;
- En el diseño del cordón, se ha evitado, mediante la oportuna elección del material y de los detalles constructivos adecuados, el peligro de una rotura frágil.

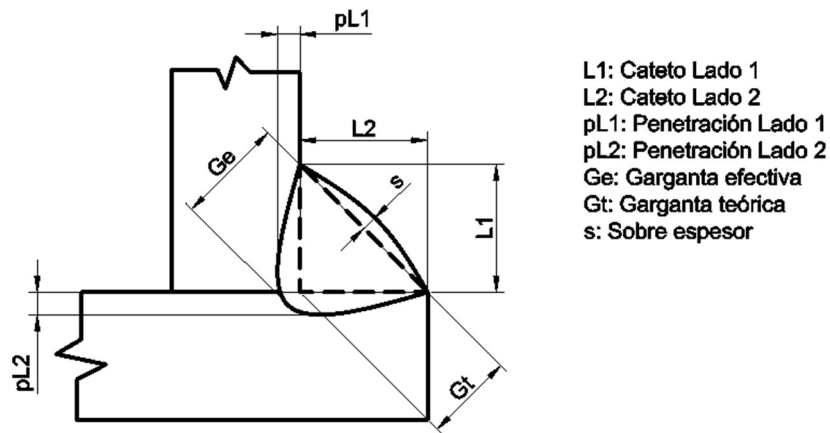


Figura 3-9 Nomenclatura para soldaduras de filete.

Tabla 3-5 Tensiones admisibles en uniones soldadas

Tipo de soldadura	Tipo de fuerza (a)	Material	Factor de Resistencia $\phi$	Resistencia Nominal $F_{BM}$ o $F_w$	Nivel de Resistencia Requerida del material de aporte (b, c)
Soldadura en filete	Corte en área efectiva	Base Electrodo	0.60	$0.60 F_{EXX}$	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible
	Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)	Base	0.90	$F_y$	

**(a)** Para la definición del área efectiva ver J.2

**(b)** Para material de aporte compatible, ver Tabla 3.1, de AWS D1.1-98 (Recomendación CIRSOC 304.2000)

**(c)** Se permitirá metal de aporte con una resistencia mayor en nivel que el metal de aporte compatible.

**(d)** Los cordones de filete y penetración parcial que unen los elementos componentes de barras armadas, como una unión de ala y alma, podrán ser dimensionadas sin considerar la tensión de tracción o compresión en aquellos elementos paralelos al eje de las soldaduras.

Según la normativa CIRSOC, para un espesor de chapa de  $1/2$  " el cateto mínimo del cordón debe ser el necesario para desarrollar la capacidad resistente del alma (trasmitir tensión rasante y cargas aplicadas). El tamaño máximo que puede tener el filete ejecutado en una sola pasada es de  $8 \text{ mm}$ . Por lo tanto, tomando un cateto igual a  $L_1 = 10 \text{ mm}$ . Se tiene una altura de garganta

$$G_t = t * \text{sen}(45^\circ) = 7.07 \text{ mm}$$

Por tratarse de trabajo en un ambiente corrosivo, la norma permite extender el cordón de soldadura por toda la unión de los perfiles.

### 3.4 Soldadura de la base

Una sección soldada sometida a grandes esfuerzos es la que une el cuerpo del brazo con la base que lo articula a la boya (Figura 3-10).

Datos:

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$h_1 = 500 \text{ mm}$$

$$e = 25.4 \text{ mm (espesor de chapa)}$$

$$L_1 = 10 \text{ mm (cateto de la soldadura)}$$

Soldamos con F70-EH8K por medio de un procedimiento SAW de arco sumergido.

$$S_{yE} = 70000 \text{ PSI} = 4930 \text{ kgf/cm}^2$$

Se define la resistencia de diseño del cordón

$$R_d = \phi F_W A_W$$

Donde  $\phi = 0.6$  y  $F_W = 0.6 S_{yE}$

$$A_W = 0.707 \text{ cm}^2$$

$$R_d = 0.6 * 0.6 * 4930 * 0.707 = \mathbf{1255 \text{ kgf/cm}^2}$$

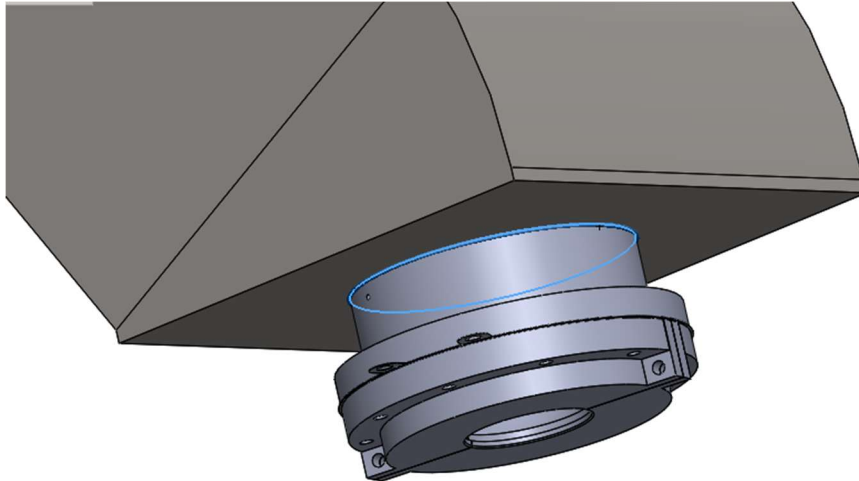


Figura 3-10 Soldadura (contorno celeste) del extremo del brazo que une a la articulación con la boya.

Definida la resistencia de diseño unitaria se un filete de 1 cm de lado tomando los coeficientes de la Tabla 3-5, se procede a definir la geometría de la soldadura. Se realizará un filete circular colineal al contorno de la base y simétrico respecto al centro de gravedad de la misma como puede observarse en la Figura 3-10.

Los esfuerzos a los que estará sometido el cordón son flexión y corte, y se tomará la combinación de los mismos como esfuerzo resultante

Primero se obtiene el centro de gravedad de la unión, el área y el momento polar de inercia, luego se calcula el esfuerzo resultante:

$$A = \frac{\pi}{4} [(D + 2)^2 - D^2] = 173 \text{ cm}^2$$

$$d = 0 \text{ cm}$$

$$J_{xx} = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4) = 130714 \text{ cm}^4$$

Las fuerzas externas son

$$F_{ex} = 63946 \text{ kgf}$$

$$M = F_{ex} * 20 \text{ cm} = 1278920 \text{ kgf} * \text{cm}$$

El esfuerzo cortante resulta

$$S_s = \frac{F_{ex}}{A} = 370 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo debido a la flexión en la fibra  $y = 55 \text{ cm}$  es

$$S_n = \frac{M}{J_{xx}} y = 538 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La sollicitación total es

$$S_R = \sqrt{S_n^2 + S_s^2} = 653 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L_1 = \frac{S_R}{S_d} = \frac{653}{1255} = 0.52 \text{ cm}$$

Obteniendo así un cateto mínimo de filete de  $L_1 = 5,2 \text{ mm}$  y una garganta teórica mínima de  $G_t = 3,7 \text{ mm}$ .

Ahora se verifica si este  $L_1$  entra dentro del rango del  $d_{\text{mín}}$  y  $d_{\text{máx}}$  de la norma (TABLA J.2-4 (CIRSOC))

### 3.5 Soldadura de la base del pivote

El pivote es uno de los puntos más solicitados del brazo en cuanto a soldaduras se refiere, dado que es el receptor final de todos los esfuerzos sobre el brazo y el que vincula este último a la plataforma de la planta undimotriz.

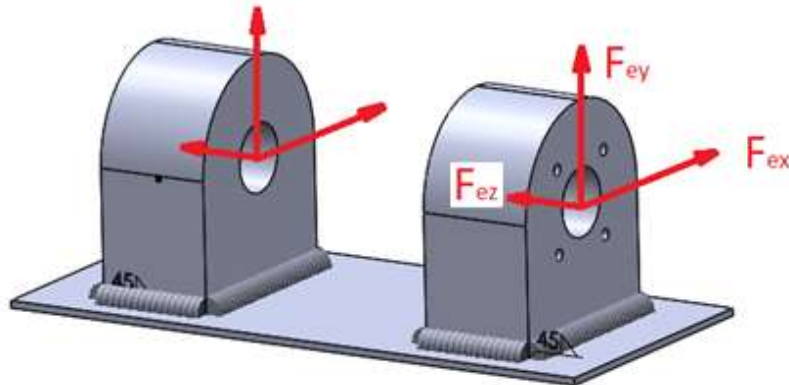


Figura 3-11 Base del pivote. Detalle del cordón de soldadura y fuerzas externas.

Se considera el caso extremo de una doble sollicitación en el plano horizontal y la fuerza vertical de elevación del brazo como se muestra en la Figura 3-11.

Se soldará con proceso SAW y material de aporte 70-56 ( $S_{ye} = 70000 \text{ psi} = 4930 \text{ kgf/cm}^2$ ).

Donde  $\phi = 0.6$  y  $F_W = 0.6S_{ye}$ .

La resistencia de diseño de la soldadura será:

$$A_W = 0.707 \text{ cm}^2$$

$$R_d = 0.6 * 0.6 * 4930 * 0.707 = \mathbf{1255 \text{ kgf/cm}^2}$$

El centro de gravedad se encuentra en el centro del rectángulo descrito por el cordón mismo.

Primero se obtiene el centro de gravedad de la unión, el área y el momento polar de inercia, luego se calcula el esfuerzo resultante:

$$A_1 = 2 * 35 \text{ cm} * 1 \text{ cm} = 70 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 2 * 20 \text{ cm} * 1 \text{ cm} = 40 \text{ cm}^2$$

$$A_W = A_1 + A_2 = 110 \text{ cm}^2$$

$$X_g = 18 \text{ cm}$$

$$Y_g = 10 \text{ cm}$$

La soldadura va a estar sujeta a una  $S_s$  (corte) debido a las  $F_{ex}$  y  $F_{ez}$ ,  $S_{nx}$  (flexión) debido a  $F_{ex}$  y una  $S_{nz}$  debido a las  $F_y$  (tracción). Sabiendo que cada brazo está apoyado sobre cuatro pivotes, las fuerzas externas son:

$$F_{ex} = \frac{63946 \text{ kgf}}{4} = 15986 \text{ kgf}$$

$$F_{ez} = \frac{63946 \text{ kgf}}{4} = 15986 \text{ kgf}$$

$$F_{ey} = \frac{127892 \text{ kgf}}{4} = 31973 \text{ kgf}$$

$$S_{sx} = \frac{F_{ex}}{A_w} = 145 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{sz} = \frac{F_{ez}}{A_w} = 145 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{ny} = \frac{F_{ey}}{A_w} = 290 \text{ kgf/cm}^2$$

$$I_{zz} = 2 * \frac{1 * 35^3}{12} + 2 * \left( \frac{20 * 1^3}{12} + 20 * 1 * 18^2 \right) = 20109 \text{ cm}^4$$

$$I_{xx} = 2 * \frac{1 * 20^3}{12} + 2 * \left( \frac{35 * 1^3}{12} + 35 * 1 * 10.5^2 \right) = 9057 \text{ cm}^4$$

$$S_{nx} = \frac{15986 * 22.5}{20109} * 18 = 322 \text{ kgf/cm}^2$$

La sollicitación total será

$$S_n = S_{ny} + S_{nz} = 612 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (tracción)}$$

$$S_s = \sqrt{S_{sx}^2 + S_{sz}^2} = 205 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (corte)}$$

$$S_R = \sqrt{S_n^2 + S_s^2} = 645 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El cateto de cordón necesario será

$$L_1 = \frac{S_R}{R_d} = 0.51 \text{ cm}$$

Ahora se verifica si este  $L_1$  entra dentro del rango de  $d_{\text{mín}}$  y  $d_{\text{máx}}$  de norma.

$d_{\text{mín}} \rightarrow$  (tabla J.2 - 4) (CIRSOC)

El espesor del material base es  $19 \text{ mm} \gg a$ , por lo que para una soldadura de filete la norma específica

$$L_1 = 8 \text{ mm}$$

Dado que se trata de la unión de dos piezas grandes, no tiene caso definir un  $d_{\text{máx}}$ , por lo que se adopta un

$$L_1 = 7.07 \text{ mm} \rightarrow d = 10 \text{ mm}$$

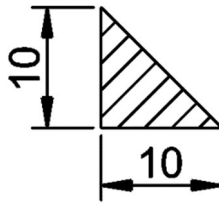


Figura 3-12 Área del cordón de soldadura del pivote

### 3.6 Tapa superior y estructura de la boya

Uno de los componentes críticos del sistema captador es la tapa superior de la boya; una estructura metálica que confiere rigidez y durabilidad al elemento flotante; además de unirlo con el brazo en sí. Esta tapa posee una estructura interna que la conecta con el fondo de la boya cerrando así ambos extremos y manteniendo fija y hermética la estructura plástica, evitando la implosión a causa de las fuerzas externas.

La estructura plástica esta confeccionada en PRF (plástico con fibra reforzada) con una matriz de poliéster eterketona (PEEK), que ofrece una combinación única de altas propiedades mecánicas, resistencia a la temperatura (rango de temperaturas de trabajo entre  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y excelente resistencia química. Otras características: Alto límite de fatiga y elevada tenacidad. Muy buena resistencia al desgaste. Resistencia intrínseca a la llama. Muy bajo nivel de humo durante la combustión. Buenas propiedades dieléctricas y de aislamiento eléctrico.

Como malla se utiliza fibra de vidrio en disposición diametral y longitudinal.

Las principales características de la fibra de vidrio son: Alta adherencia fibra-matriz. Resistencia mecánica, con una resistencia específica (tracción/densidad) superior a la del acero. Características eléctricas: aislante eléctrico, buena permeabilidad dieléctrica, permeable a las ondas electromagnéticas. Incombustibilidad. No propaga la llama ni origina humos o toxicidad. Estabilidad dimensional (bajo coeficiente de dilatación). Compatibilidad con las materias orgánicas. Imputrescibilidad, insensible a roedores e insectos. Débil conductividad térmica (ahorro de calefacción). Excesiva flexibilidad. Bajo coste.



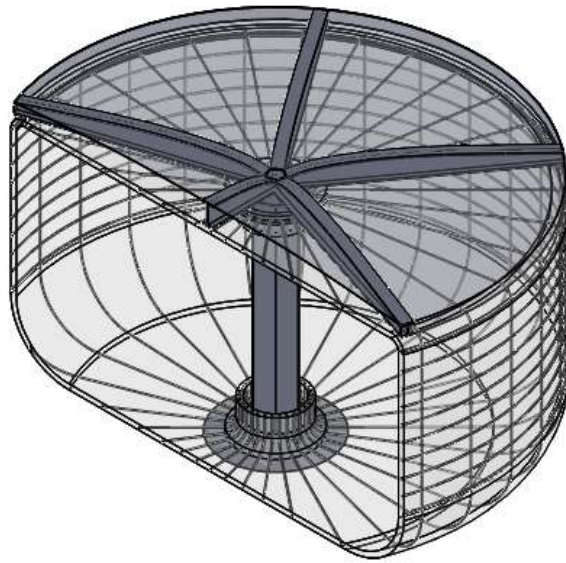


Figura 3-13 Corte de la boya exponiendo la estructura interna y la tapa.

La fuerza externa que ejerce el océano sobre la boya es  $F_e = 127875 \text{ kgf}$

El material utilizado es AISI 418 OQT 454 °C, con una resistencia a la fluencia  $S_y = 7592 \text{ kgf/cm}^2$ .

Para la columna central se necesita un área mínima de sección:

$$A = \frac{F_e}{S_y} = \frac{127875 \text{ kgf}}{7592 \text{ kgf/cm}^2} = 17 \text{ cm}^2$$

Con dos planchuelas de un espesor  $t = 6.35 \text{ mm}$  y una anchura  $l = 890 \text{ mm}$  se tiene un área

$$A' = 2 * 6.35 * 890 = 113 \text{ cm}^2$$

Por otra parte, se puede producir una deformación en la tapa debido a la fuerza vertical de la boya plástica, originada por la presión en la periferia de esta como indica en siguiente esquema.

Como solución a este problema se elabora una estructura perfilada en la tapa compuesta por cinco vigas del tipo Doble T de sección variable (para facilitar el drenaje de agua).

Suponiendo el caso extremo de que toda la fuerza este concentrada en la periferia, el momento flector en las vigas es:

$$M_f = \frac{F_e * r}{5} = \frac{127875 \text{ kgf} * 399.2 \text{ cm}}{5} = 10210897 \text{ kgfcm}$$

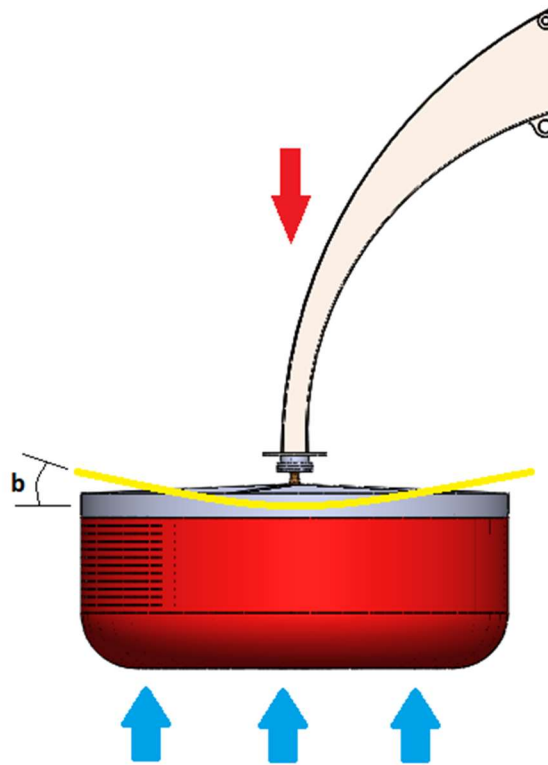


Figura 3-14 Deformación de la tapa causada por los esfuerzos de elevación.

El módulo resistente en la sección más solicitada para  $S_y = 7592 \text{ kgf/cm}^2$  debería ser:

$$W = \frac{M_f}{S_y} = 1344 \text{ cm}^4$$

Si  $H = 38 \text{ cm}$ ;  $B = 20 \text{ cm}$ ;  $t = 2.54 \text{ cm}$ ;  $h = H - 2t$ ;  $b = B - t$ :

$$W' = \frac{BH^3 - gh^3}{6H} = 2081 \text{ cm}^3$$

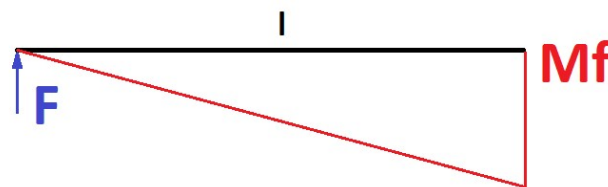


Figura 3-15 Diagrama de momento flector en la viga de la tapa.

$$N = \frac{W'}{W} = 1.55$$

De esta manera se asegura la rigidez de la tapa.

### 3.7 Rótula

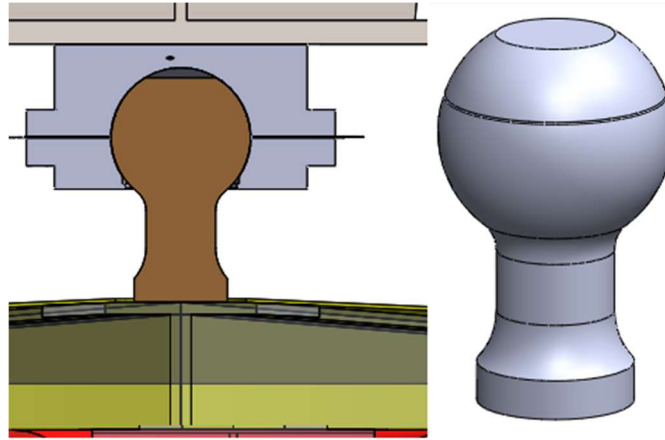


Figura 3-16 Articulación rótula ("bocha") multidireccional. A la izquierda se detalla el ensamblaje de la misma articulando la boya y el brazo.

La boya y el brazo se unen mediante una articulación del tipo rótula multidireccional.

Este elemento permite la rotación libre de la boya sobre la unión evitando de esta manera los esfuerzos cortantes y flexiones excesivas. Por lo que el mayor esfuerzo al que estará sometido es compresión/tracción y desgaste superficial. Se elige un material resistente al desgaste.

Los datos son:  $D = 15 \text{ cm}$ ; Material Bronce fosforoso,  $S_y = 4570$ ; la fuerza de compresión es  $F = 127875 \text{ kgf}$ .

El área de la sección es

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 176 \text{ cm}^2$$

La tensión normal resulta

$$S_d = \frac{F}{A} = \frac{127875}{176} = 723 \text{ kgf/cm}^2$$

Por lo que el factor de diseño satisface las condiciones de seguridad

$$N = \frac{S_y}{S_d} = 6.3$$

### 3.8 Perno inferior del brazo

El punto de pivote del brazo respecto de la plataforma es un foco de grandes solicitaciones, puesto que debe soportar parte del propio peso del brazo y el empuje bidireccional de las olas.

El movimiento de rotación no es completo, sino que oscila unos pocos grados.

El uso de un rodamiento, incluso un rodamiento de agujas, no parece ser la mejor alternativa por la razón de que la pista del mismo no se gastaría con uniformidad, además de la dificultad de soportar grandes cargas multidireccionales, lo que requeriría un rodamiento adicional de contacto angular.

Debido a esto se prefiere como elemento articulador un buje con perno antes que un rodamiento.

Como la estructura del brazo es de acero, el perno deberá ser de otro material como bronce, plástico de alta resistencia, acero con recubrimiento antiadherente.

Otro factor a tener en cuenta es que el brazo está constantemente en movimiento para lo que el perno debe tener alta resistencia al desgaste. Y, por último, tener en cuenta el ambiente salino en el que se trabaja.

Datos:

Esfuerzos: corte puro y tracción.

Material: AISI 418 OQT 454°C

$$S_{ys} = 3976 \frac{kgf}{cm^2} [resistencia a la fluencia por corte]$$

$$F_e = 127875 \text{ kgf} [fuerza de elevacion de la boya]$$

$$F_{ex} = 63937 \text{ kgf} [fuerza horizontal sobre la boya]$$

$$R_b = 180840 \text{ kgf} [fuerza del actuador hidráulico]$$

$$N = 5 [coeficiente de diseño]$$

El esfuerzo de corte puro de la sección normal es:

$$F_s = \sqrt{(F_{ex} - R_b)^2 + (F_e)^2} = 173258 \text{ kgf}$$

$$\frac{S_s}{N} = \frac{F_s}{4A} \rightarrow A = \frac{F_s N}{4S_s} = 54.5 \text{ cm}^2$$

Así se deduce que el diámetro necesario del perno es

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 83 \text{ mm}$$

A esto se le incorpora un buje de material plástico resinoso, Delrin®, con propiedades auto lubricantes.

Dado que el esfuerzo de corte transversal va a estar soportado por el perno de acero (debido a su mayor rigidez y a la gran plasticidad del Delrin®), solo estará sometido a compresión y corte tangencial.

Si los diámetros exteriores e interiores son respectivamente  $D_e = 100 \text{ mm}$ ,  $D_i = 83 \text{ mm}$ , la longitud  $L = 100 \text{ mm}$  y la resistencia a la compresión es  $S = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ .

El brazo descansa sobre 2 apoyos y en cada uno la carga se distribuye en 2 áreas de corte.

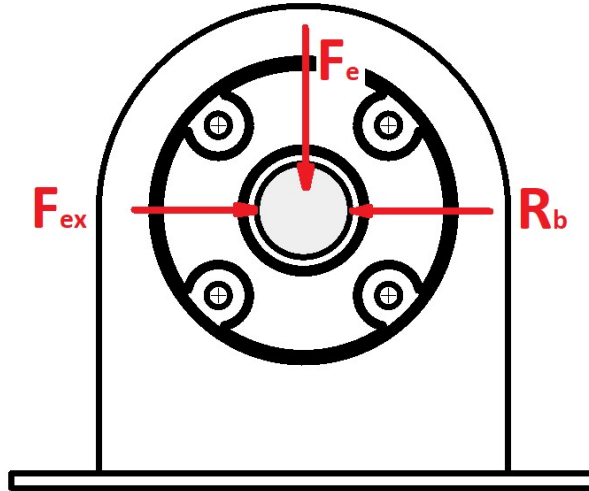


Figura 3-17 Perno del brazo

Se verifica la resistencia de diseño

$$S_d = NS = \frac{F_e}{4A} = 491 \text{ kgf/cm}^2$$

Donde  $A = \frac{\pi D_i L}{4} = 65 \text{ cm}^2$  y resulta que el margen de seguridad es  $N = S/S_d = 2$ .

### 3.9 Perno superior del brazo

El perno superior es el que articula el brazo con el vástago del actuador hidráulico, el cual ejerce una fuerza máxima  $F = 180840 \text{ kgf}$  de corte puro

Datos:

Esfuerzos: corte puro y tracción.

Material: AISI 418 OQT 454°C

$$R_b = 180840 \text{ kgf}$$

$$N = 5$$

El esfuerzo de corte puro de la sección normal es  $R_b$ , despejando el área de esfuerzo

$$\frac{S_{sy}}{N} = \frac{R_b}{2A} \rightarrow A = \frac{R_b N}{2S_{sy}} = 113.7 \text{ cm}^2$$

Así se deduce que el diámetro necesario del perno es

$$\phi = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 120 \text{ mm}$$



Figura 3-18 Buje de material compuesto termoplástico (EP73). A la izquierda, estructura interna del material.

A diferencia del perno inferior, por medio de bujes de polímeros termoplásticos de alta resistencia y materiales cerámicos resistentes al desgaste y auto lubricantes, se elimina la necesidad de lubricación.<sup>x</sup>



Figura 3-19 Cojinete de pasador con tornillo y arandela expansora. Proporciona un sistema de auto ajuste.

Estos materiales poseen una estructura compuesta de plástico de alta ingeniería, un lubricante sólido y un aglomerante de relleno. Y algunas de sus propiedades son: buena actuación del cojinete en seco, lubricado o ligeramente lubricado, resistente a la corrosión en ambientes salinos/húmedos, muy buena estabilidad dimensional, muy buena relación de peso y rendimiento, moldeo por inyección sin límite dimensiones y características de diseño.

A demás, la fijación del eje en los extremos se hace por medio de un enclave de puntas cónicas con aro expansor, permitiendo un ajuste rápido y de mantenimiento simple y económico, eliminando la necesidad de un costoso soldeo o taladrado en línea.<sup>xi</sup>

## 4 Actuador hidráulico

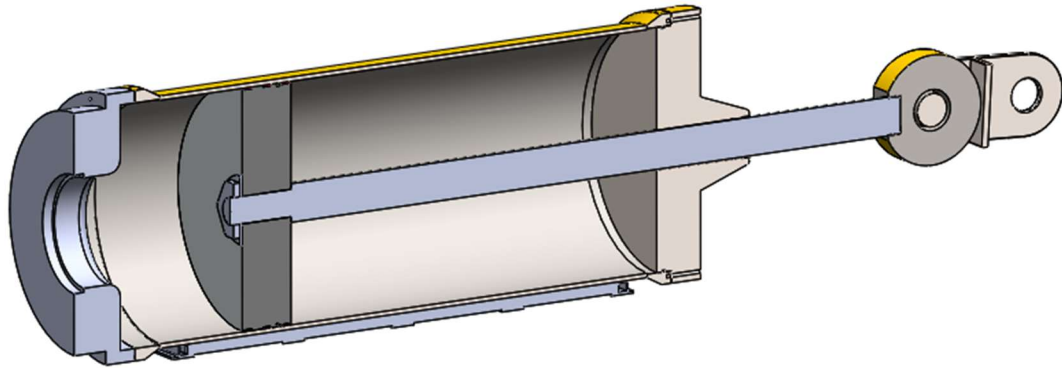


Figura 4-1 Vista en corte de uno de los actuadores hidráulicos.

Este elemento es el encargado de transmitir la potencia de las olas al circuito cerrado de agua que alimenta la turbina.

Ante el gran abanico de cilindros hidráulicos disponibles en el mercado, no se encontró ninguna que supiera las necesidades de este proyecto, por lo que se procedió a dimensionar un actuador hidráulico con diseño propio. Sin embargo, se utilizarán, en lo posible, materiales y dimensiones comerciales de las partes que la componen.

El actuador, es del tipo lineal, y se determinó de acuerdo con las capacidades del brazo captador simultáneamente, modificando los parámetros de todo el grupo hasta que se consensuó una opción técnica-funcional aceptable.

Partiendo de medidas comerciales de tubos de acero CIRSOC (ver en Anexo Tabla 10-1), se define un diámetro exterior  $D_e = 914.4 \text{ mm}$  y un espesor de pared  $t = 19.15 \text{ mm}$ .

Para el cual el diámetro interior es  $D = D_e - 2t = 876.3 \text{ mm}$ .

La presión de descarga es con la que trabaja la turbina,  $P = 30 \text{ bar} \cong 30 \text{ kgf/cm}^2$  y la presión de carga  $P' = 3 \text{ bar} \cong 3 \text{ kgf/cm}^2$ .

Por lo tanto, la fuerza de acción de compresión es:

$$R_b = P * \frac{\pi * D^2}{4} = 30 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * \frac{\pi * (87.63 \text{ cm})^2}{4} = 180840 \text{ kgf}$$

Y la fuerza de llenado es:



$$F_{tracc} = \frac{P' * \pi * D^2}{4} = 3 \frac{kgf}{cm^2} * \frac{\pi * (0.8763 m)^2}{4} = 18084 kgf$$

La relación de fuerzas resulta ser  $r = 10$ .

El área del pistón es:

$$A_k = \frac{\pi * D^2}{4} = 6031.1 cm^2$$

Si la carrera promedio estadística de los pistones (calculada con las dimensiones del brazo y la altura nominal de la ola  $H = 125 cm$ ) es  $l = H * \frac{200}{800 * \cos(45^\circ)} = 44.2 cm$ , el volumen del cilindro es:

$$V_k = A_k * l = 266574 cm^3$$

El caudal está definido no solo por la capacidad del cilindro, sino también por la velocidad del pistón, la cual depende, en este caso, de la celeridad y frecuencia de las olas del mar.

Si el período de las olas es  $T = 7 s$ , el caudal del cilindro es:

$$Q_k = \frac{V_k}{T} = \frac{266574 cm^3}{7 s} = 38082 \frac{cm^3}{s} = 0.038 \frac{m^3}{s}$$

Lo que equivale a

$$n_b = \frac{1 \frac{m^3}{s}}{0.038 \frac{m^3}{s}} = 26.26 \text{ brazos captadores}$$

El excedente de agua saldrá por una válvula de alivio con retorno al depósito.

La fuerza actuante sobre la boya para su desplazamiento vertical durante la compresión es:

$$F_e = 127875 kgf \text{ (Fuerza de compresión trasladada a la boya)}$$

$$W = 18816 kgf \text{ (Peso propio de la boya y el brazo)}$$

Y su componente sobre la boya, siendo la distancia del CG a la misma  $a = 2453 mm$ , es

$$W_1 = \frac{W * (L * \cos(45) - a)}{L * \cos(45)} = 10657 kgf$$

Finalmente, la fuerza resultante sobre la boya en dirección vertical es

$$R = F'_e - F_e - W_1 = 15275 kgf$$

La importancia de este resultado radica en que, al ser positivo, verifica la flotabilidad de la boya y la sobrada capacidad de trabajo en plena carga.

Las fuerzas actuantes sobre la boya para su desplazamiento durante la succión del actuador son:

$$F_t = F_{tracc} * \frac{200}{800 * \cos(45^\circ)} = 6393.8 kgf$$

$$F_e = 0 \text{ kgf}$$

Finalmente, la fuerza resultante en dirección vertical es

$$R = (F_t - W_1) = (-) 4263.2 \text{ kgf}$$

Lo que verifica el descenso de la boya durante el llenado.

#### 4.1 Vástago

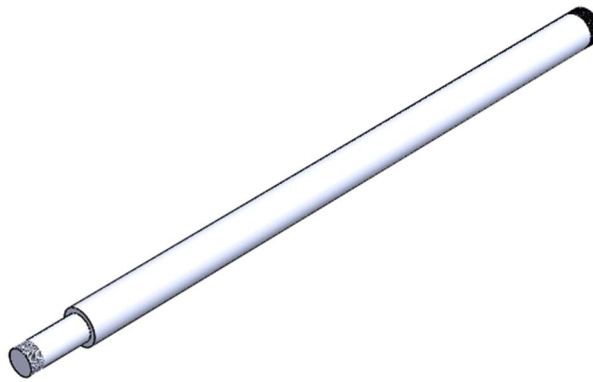


Figura 4-2 Vástago del actuador hidráulico.

El vástago de émbolo está sometido a una carga máxima de compresión de  $F_{comp} = 180840 \text{ kgf}$  y tiene una longitud de 250 cm. El material es AISI 418 OQT 454° C para conferirle la dureza deseada. Si se desea un coeficiente de diseño  $N = 3$ , se necesita encontrar el diámetro adecuado.

Para el material seleccionado se tiene una resistencia a la fluencia  $S_y = 7592 \text{ kgf/cm}^2$ . El esfuerzo de cálculo correspondiente es  $S_e = \frac{7592}{3} = 2530 \text{ kgf/cm}^2$ . Para una sección circular llena (FAIRES), el radio de giro da  $k = D/4$ , por lo que la esbeltez resulta  $\lambda = \frac{L}{k} = \frac{250}{\frac{D}{4}} = 1000/D$ . Como el valor numérico de  $L/k$  es desconocido, hay que averiguar qué ecuación de pandeo emplear. Probando con la ecuación de Johnson:

$$\frac{F}{S_e} = A \left[ 1 - \frac{S_y \left( \frac{L}{k} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$$
$$\frac{180840}{2530} = \frac{\pi D^2}{4} \left[ 1 - \frac{7592 * 1000^2}{4\pi^2 * 2100000} * \frac{1}{D^2} \right]$$

De donde  $D = 13.51 \text{ cm}$ . Utilizando  $D = 14 \text{ cm}$ ,  $\frac{L}{k} = \frac{1000}{14} = 71.42$ , que queda en el intervalo de la fórmula de Johnson. Por lo consiguiente, el resultado es satisfactorio en lo que respecta al pandeo.

Verificando el esfuerzo de trabajo, con un área  $A = \frac{\pi(14)^2}{4} = 154 \text{ cm}^2$ :

$$S_d = \frac{F_{comp}}{A} = \frac{180840 \text{ kgf}}{154 \text{ cm}^2} = 1174 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Para lo cual, el coeficiente de diseño es  $N = \frac{S_y}{S_d} = 6.7$

## 4.2 Camisa

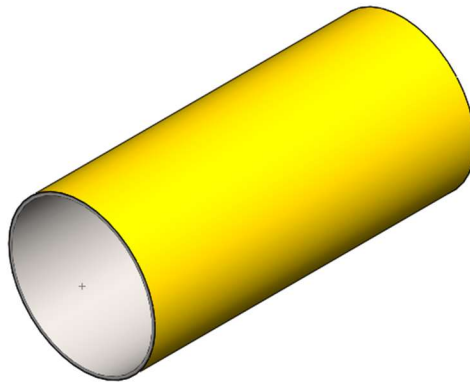


Figura 4-3 Cilindro del actuador hidráulico.

La camisa debe resistir la presión interior. Para ello se calcula su resistencia, tratándolo como un cilindro de pared delgada. Se toma como material AISI 418 OQT 454° C.

$$S_d = \frac{p * D_i}{2 * t} = \frac{30 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 87.63 \text{ cm}}{2 * 1.91 \text{ cm}} = 720 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{S_y}{S_d} = \frac{7592}{834.27} = 4.7$$

## 4.3 Émbolo

El pistón debe ser liviano para permitir su movimiento dentro del cilindro y aliviar la empaquetadura, pero a su vez resistente para soportar la presión del fluido y la corrosión. Se elije como material, una resina acetal denominada DELRIN®, de elevada resistencia mecánica, gran estabilidad dimensional, bajo coeficiente de deslizamiento, gran margen de temperatura soporta cargas elevadas en períodos intermitentes y largos. puede ser mecanizado en equipos standard de taller mediante las operaciones de aserradero, fresado, torneado, taladrado y roscado, resulta más fácil realizar esas operaciones en este material que en aleaciones de bronce y aluminio.

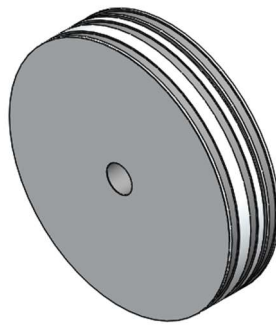


Figura 4-4 Émbolo o pistón del actuador hidráulico.

Es necesario verificar su resistencia al esfuerzo cortante originado por la presión de agua en el tope del émbolo que lo fija al vástago.

Si el diámetro del tope es  $D_t = 140 \text{ mm}$  y el área de cizalladura es  $A_s = \pi D_t l$ . De la

Tabla 10-2 (Anexo) se toma la resistencia transversal  $S_{ys} = 0.5S_y = 500 \text{ kgf/cm}^2$ .

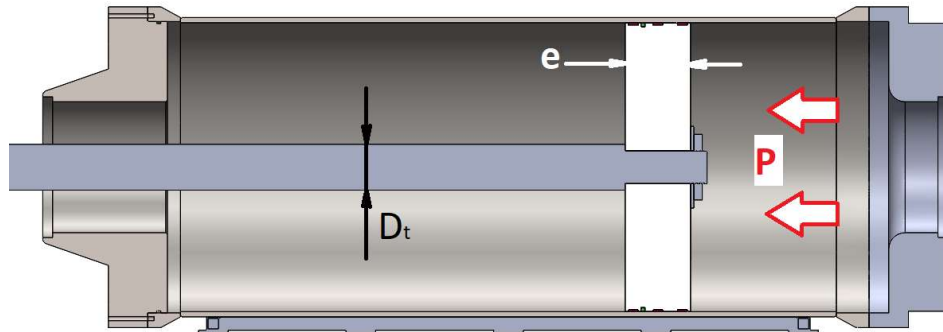


Figura 4-5 Vista en corte del actuador hidráulico. Esfuerzo cortante sobre el émbolo.

Se desea saber qué longitud del émbolo es necesaria para un factor de diseño  $N = 3$ .

La fuerza ejercida sobre el émbolo es:

$$F = P * A_f = P * \frac{\pi}{4} * (D_1^2 - D_t^2)$$

$$F = 30 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * \frac{\pi}{4} * (88.2^2 - 14^2) = 144000 \text{ kgf}$$

Donde  $A_f$  es el área de la cara del émbolo que está en contacto con el fluido.

El esfuerzo de cizalladura se calcula:

$$S_{ds} = \frac{F}{A_s} \rightarrow A_s = \frac{F}{S_{ds}} = \frac{F}{\frac{S_{ys}}{N}} = 864 \text{ cm}^2$$

Y finalmente despejando de la ecuación del área la longitud:

$$A_s = \pi D_t l \rightarrow l = \frac{A_s}{\pi D_t} = 19.64 \text{ cm} \cong 20 \text{ cm}$$

#### 4.4 Eslabón

La unión del vástago con el brazo se hace por medio de una horquilla provista de rodamientos y un eslabón. Esto es así para evitar la flexión del vástago debido al desplazamiento angular del brazo.

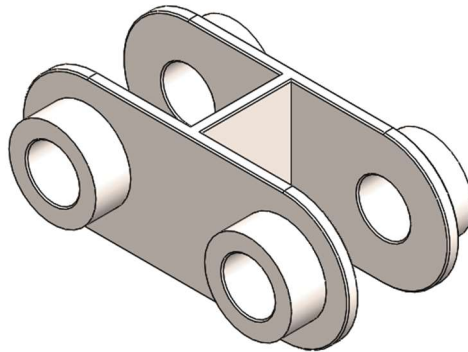


Figura 4-6 Eslabón. Es el elemento articulador entre el brazo captador y el actuador hidráulico.

Este eslabón está hecho de planchuelas de  $\frac{1}{2}$ " pulgada de AISI 418 OQT 454° C.

Verificando la resistencia a la tracción en la menor sección, sabiendo que su altura es de 300 mm.

$$S_d = \frac{R_b}{2A} = \frac{180840 \text{ kgf}}{76,2 \text{ cm}^2} = 2373 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto, el coeficiente de diseño es:

$$N = \frac{S_y}{S_d} = 3,2$$

Y el correspondiente perno con un diámetro  $D = 110 \text{ mm}$ . El perno está sometido a un esfuerzo de corte, por lo que  $S_{sy} = S_y/2$ . El material escogido es XAR® 600 fabricado por la empresa ThyssenKrupp Steel Europe. Este acero tiene excelentes propiedades mecánicas como una resistencia a la fluencia  $S_y = 17000 \text{ kgf/cm}^2$  y una resistencia a la tracción  $S_u = 20000 \text{ kgf/cm}^2$ . Pero su principal característica es su alta resistencia al desgaste y al impacto; la dureza Brinell de acuerdo con la norma ISO 6506, luego de un tratamiento térmico de temple es 550 HBW xii. Debido a que se necesita una alta resistencia a la cizalladura y al desgaste.

Si la resistencia al corte es  $S_{ys} = S_y/2$ , el esfuerzo de diseño es

$$S_d = \frac{F_{comp}}{2A} = \frac{180840 \text{ kgf}}{2 * 95 \text{ cm}^2} = 951 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{S_{sy}}{S_d} = 8,9$$

Lo cual resulta un margen de seguridad adecuado para el tipo de esfuerzo y gran sollicitación al que está sometida esta pieza.

#### 4.5 Horquilla

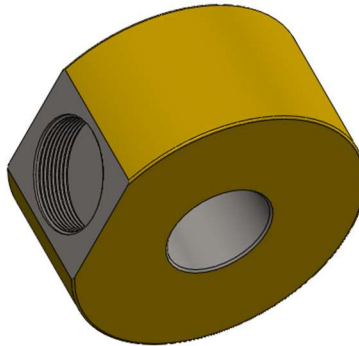


Figura 4-7 Horquilla.

Es el elemento que, juntamente con el eslabón, transmiten el movimiento del brazo al vástago.

Su material es Acero al manganeso fundido AISI 1330.

En su interior alojará al perno descrito anteriormente el cual tendrá un movimiento libre dentro de este.

#### 4.6 Bulones de las tapas

Los bulones son los encargados de mantener unidas las tapas frontales y posteriores con el cilindro.

Para el cálculo se parte de una fuerza máxima

$$F_{m\acute{a}x} = H * A_0 = 180840 \text{ kgf}$$

Donde  $A_0$  es el área interna de la tubería.

Según (FAIRES), el paso entre bulones para una presión superior a  $3 \text{ kgf/cm}^2$  es  $Paso = 3.5D_b$ .

Para un *perímetro*  $= \pi D_0 = 290.45 \text{ cm}$  el número de bulones es

$$N_b = \frac{\text{Perímetro}}{\text{Paso}} = 66$$

La fuerza externa es

$$F_e = \frac{F_{m\acute{a}x}}{n} = \frac{180840}{66} = 2740 \text{ kgf}$$

Según el libro, el diámetro nominal para un bulón de  $\frac{1}{2}$ " es  $D_b = 1.27 \text{ cm}$  y el área del bulón  $A_b =$

$\frac{\pi D_b^2}{4} = 1.267 \text{ cm}^2$ . Para una rosca UNC el área de esfuerzo del bulón es  $A_s = 0.9154 \text{ cm}^2$ .

Calculando las rigideces del bulón y la junta:

A=	1,9	cm	ancho cabeza del bulón
h=	50,8	cm	espesor a unir
De=	27,3	cm	diámetro equivalente
Ae=	583,8	cm <sup>2</sup>	área equivalente
Eb=	210000,0	kg/cm <sup>2</sup>	modulo elástico del bulón
Ec=	210000,0	kg/cm <sup>2</sup>	modulo elástico de la junta
Lb=	50,8	cm	Largo del bulón
Lc=	50,8	cm	Largo de la junta
Kb=	52364,9	kg/cm	rigidez bulón
Kc=	24132907,5	kg/cm	rigidez junta
Kt=	52251,5	kg/cm	rigidez total

La variación de la carga sobre el bulón es

$$\Delta F_b = F_e \left( \frac{k_b}{k_b + K_c} \right) = 6 \text{ kgf}$$

Para un coeficiente de no apertura de junta  $Q = 1,8$ , la fuerza inicial de apriete debe ser

$$F_i = Q * F_e * \left( \frac{k_c}{k_b + K_c} \right) = 4921 \text{ kgf}$$

La carga total sobre el bulón resulta

$$F_t = F_i + \Delta F_b = 4927 \text{ kgf}$$

Así, la tensión del bulón

$$S_b = \frac{F_t}{A_s} = 5382 \text{ kgf/cm}^2$$

Según la tabla (FAIRES), para un bulón de calidad SAE Grado 5 – ASTM A325, la tensión de prueba es  $S_p = 5976 \text{ kgf/cm}^2$ . Por lo tanto, el coeficiente de seguridad verifica la no apertura de junta.

$$N = \frac{S_p}{S_b} = 1.11$$

#### 4.7 Otros componentes

Para completar el diseño del actuador hidráulico de agua se necesita:



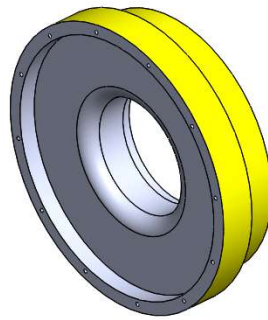


Figura 4-8 Tapa posterior.

Una tapa posterior en donde termina el recorrido del pistón y donde se encuentra la conexión para la válvula de entrada y salida de agua. En esta pieza fabricada de acero inoxidable austenítico AISI 418 OQT 454 °C.

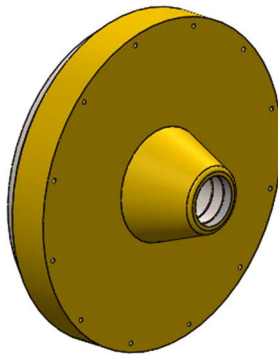


Figura 4-9 Tapa frontal.

Una tapa frontal sobre la cual descansa y desliza el vástago.

Y dos tapas de barril que tienen como función unir el cilindro con las tapas frontal y posterior.



Figura 4-10 Tapa de cilindro.

## 5 Amortiguador

El amortiguador hidráulico es un elemento de seguridad en la línea de presión que se encarga de normalizar la presión y evitar daños en las instalaciones.

### 5.1 Modo de funcionamiento

Las oscilaciones de presión que tienen lugar en los sistemas hidráulicos pueden producirse de forma puntual o periódica debido a las siguientes causas:

Oscilaciones del caudal de las bombas de desplazamiento positivo

Accionamiento de válvulas de cierre y de regulación con tiempos de apertura y de cierre reducidos

Conexión y desconexión de bombas

Conexión repentina de cámaras con diferente nivel de presión.

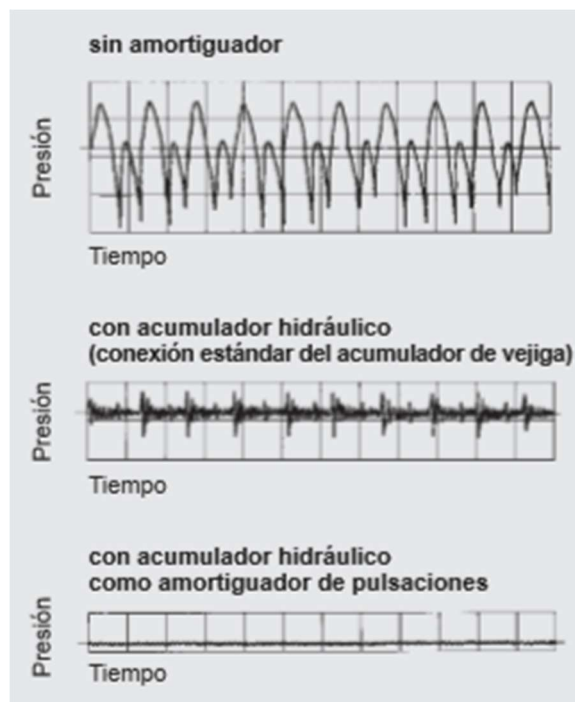


Figura 5-1 Funcionamiento de un acumulador.

- Para amortiguar las oscilaciones generadas, los amortiguadores hidráulicos son especialmente recomendables. Gracias a su óptima adaptación al sistema correspondiente,

- las vibraciones de las tuberías, válvulas, acoplamientos etc. se minimizan, evitando posibles roturas en la valvulería.
- Los dispositivos de medición están protegidos y su funcionamiento ya no se ve influenciado.
- El nivel de ruido de los sistemas hidráulicos disminuye.
- Mejora la calidad de los materiales de trabajo de las máquinas herramienta.
- Permite conectar a la vez varias bombas en una tubería.
- Posibilidad de aumentar la velocidad de las bombas, así como la presión de impulsión.
- Reducción de los costes de mantenimiento y conservación.
- Prolongación de la vida útil de la instalación.

### **5.1.1 El amortiguador de pulsaciones**

- Evita roturas de tubos causadas por fatiga del material y vibraciones de las tuberías, así como suministro irregular de caudales,
- Protege la valvulería, los dispositivos de regulación y otros dispositivos,
- Mejora la amortiguación de ruidos.

El amortiguador de pulsaciones cuenta con dos conexiones hidráulicas que permiten conectarlo directamente en las tuberías. El desvío en la válvula de fluido proyecta el caudal directamente sobre la vejiga o la membrana. De esta manera se logra un contacto directo del caudal con la vejiga o membrana que compensa sobre el volumen de gas las oscilaciones del caudal de una forma casi sin inercia. Se registran especialmente las oscilaciones de presión de mayor frecuencia. La presión de llenado se ajusta en función de las características de funcionamiento correspondientes.xiiiiv

Se registran especialmente las oscilaciones de presión de mayor frecuencia.

Los amortiguadores de pulsaciones se componen de un depósito de presión soldado o forjado de acero al carbono; con recubrimiento interior para fluidos químicos agresivos o fabricado en acero inoxidable. Una válvula de fluido especial con conexión en línea que se encarga del desvío del caudal hacia el depósito. (Rosca o brida). Una vejiga o membrana de elastómeros.

Se monta lo más cerca posible del generador de pulsaciones. Posición de montaje preferiblemente vertical (válvula de gas hacia arriba).

### **5.1.2 Estabilización del caudal de succión**

El estabilizador del caudal de succión mejora el valor NPSH (altura neta positiva en la aspiración) de la instalación, evita la cavitación del actuador hidráulico y evita las vibraciones de las tuberías.

Los ámbitos de aplicación principales son las bombas de pistón y membrana de las instalaciones de suministro, los reactores y la industria química.

El funcionamiento impecable de las bombas solo es posible si dentro de esta no se produce cavitación alguna y no tienen lugar vibraciones de las tuberías. Un volumen bastante elevado de fluido en el estabilizador del caudal de succión en relación al volumen de desplazamiento positivo del actuador hidráulico minimiza los efectos de aceleración de la columna de fluido de la tubería de succión. Debido a la velocidad de flujo extremadamente baja del estabilizador del caudal de succión y al desvío en una chapa deflectora se obtiene también una deposición de los gases. Estableciendo la sobrepresión de llenado de la vejiga de acuerdo con los procesos de funcionamiento se alcanza una amortiguación de pulsación óptima.

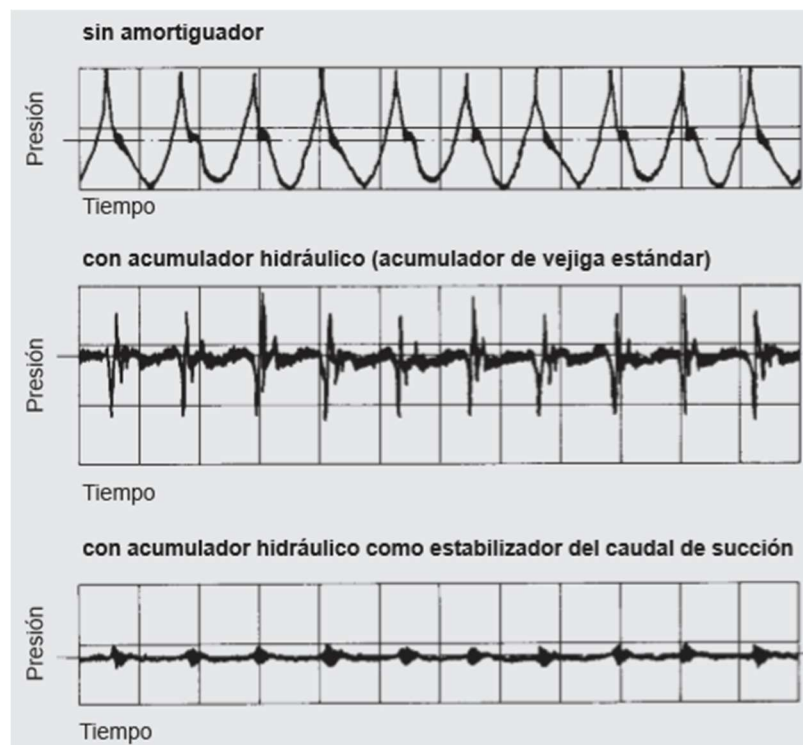


Figura 5-2 Estabilizador de caudal.

El estabilizador del caudal de succión se compone de un depósito soldado de acero inoxidable. La entrada y la salida de caudal se encuentran una enfrente de la otra, separadas por una chapa deflectora.

En la parte superior se ubica la vejiga dentro de una cámara. Además, la tapa cuenta con un tornillo de purga. En el fondo dispone de un elemento de purga para su uso opcional.

Se monta lo más cerca posible de las tomas de succión del actuador hidráulico. Posición de montaje vertical (válvula de gas hacia arriba).

### 5.1.3 Amortiguación de presión

El amortiguador de presión de minimiza los golpes de presión, protege las tuberías y la valvulería.

Los acumuladores se emplean en tuberías con válvulas o chapaletas de cierre rápido y para la conexión y desconexión de bombas. Otra posibilidad de aplicación es la acumulación de energía en el rango de baja presión.

Las variaciones repentinas de los estados estacionarios de las tuberías por las que circula el fluido, por ejemplo, por el fallo de una bomba o el cierre / apertura de una válvula, pueden producir presiones que multiplican el valor de servicio estacionario. El amortiguador de presión evita estos efectos al transformar energía potencial en cinética o viceversa. De esta manera se evitan golpes de presión y quedan protegidas las tuberías, las válvulas reguladoras, los instrumentos de control y los demás elementos.

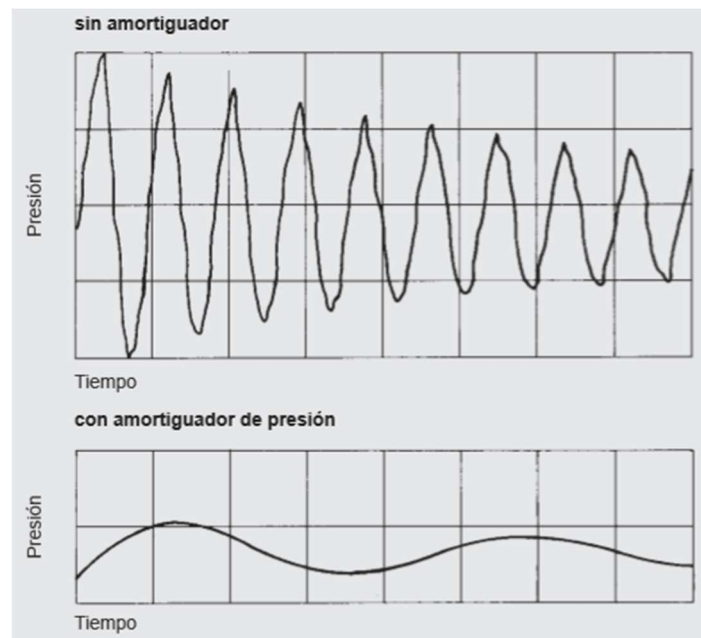


Figura 5-3 Amortiguador de presión.

El amortiguador de presión se compone de un depósito de presión soldado de acero inoxidable, una conexión con arandela perforada que evita la salida de la vejiga elástica del depósito, así como una

brida y una vejiga en las calidades de elastómero con válvula de gas montada, con la cual puede aplicarse la presión de llenado  $p_0$  y llevarse a cabo actividades de control.

Los amortiguadores de presión se encuentran disponibles como acumuladores de membrana o pistón. Se monta más cerca posible del lugar de inicio del estado estacionario. Posición de montaje vertical (válvula de gas hacia arriba).

## 5.2 Diseño

En este proyecto se utilizará un diseño con la disposición de un amortiguador de pulsaciones. No se utilizará el estabilizador de caudal de succión dado que cada actuador succionará agua directamente del depósito evitando así una tubería de baja presión.

Para determinar el amortiguador de presión no solo es decisivo el volumen del gas  $V_0$ , sino también la anchura nominal de la conexión al actuador hidráulico. Para evitar variaciones adicionales del corte transversal que representan puntos de reflexión para las oscilaciones, así como para limitar la pérdida de presión, es necesario seleccionar un corte transversal del acumulador igual al de la tubería. El volumen del gas  $V_0$  del acumulador se calcula mediante la fórmula adiabática de variaciones del estado del gas.

Designaciones:

$$\Delta V = \text{volumen de fluido oscilante [l]} = \Delta V = m * q$$

$$q = \text{volumen de carrera [l]} = \frac{\pi * d_k^2}{4} * h_k$$

$$d_k = \text{diámetro del pistón [dm]}$$

$$h_k = \text{carrera del pistón [dm]}$$

$$m = \text{factor de amplitud} = \frac{\Delta V}{m}$$

$$z = \text{número de procesos de compresión o de cilindros efectivos por cada vuelta}$$

$$x = \text{pusación residual } [\pm\%]$$

$$k = \text{coeficiente de dilatación térmica}$$

$$\Phi = \text{relación de presión de llenado previo a presión de servicio} = \frac{P_0}{P_m}$$

$$\Delta p = \text{rango de oscilación de la presión} = p_2 - p_1 [\text{bar}]$$

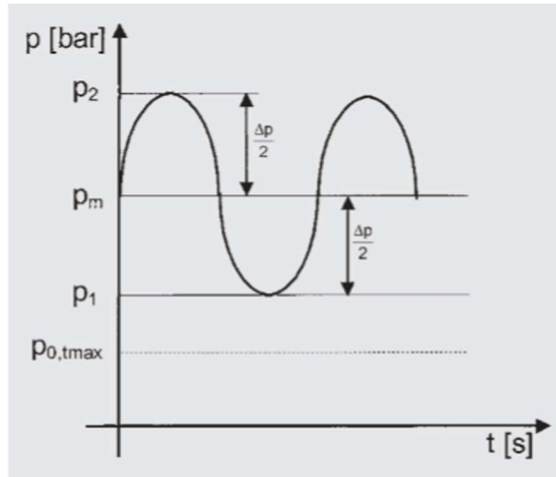


Figura 5-4 Variación de presión en función del tiempo.

Se decide, luego de reiteradas pruebas, agrupar los cilindros en grupos de 5 ( $z = 5$ ) a fin de generar las pulsaciones armónicas necesarias para disminuir la variación de presión. Sabiendo que  $d_k = 8.76 \text{ dm}$  y  $h_h = 4.42 \text{ dm}$ , se obtiene el volumen de carrera

$$q = (\pi * d_k^2) * \frac{h_h}{4} = (\pi * 8.76^2) * \frac{4.42}{4} = 266.44 \text{ l}$$

Se estima una velocidad cíclica de  $4.28 \text{ rpm}$  y se estipula como promedio una temperatura de servicio de  $20^\circ \text{ C}$ .

Y según la Tabla 5-1 corresponde un factor de amplitud  $m = 0.010$ .

Tabla 5-1 Factor de amplitud

Z	Valor m	
	Efecto Simple	Efecto Doble
1	0.550	0.250
2	0.210	0.120
3	0.035	0.018
4	0.042	0.010
5	0.010	0.006
6	0.018	0.001
7	0.005	
8	0.010	
9	0.001	

Así, el volumen de fluido oscilante es

$$\Delta V = m * q = 2.66 \text{ l}$$

### 5.3 Determinación del amortiguador de pulsación

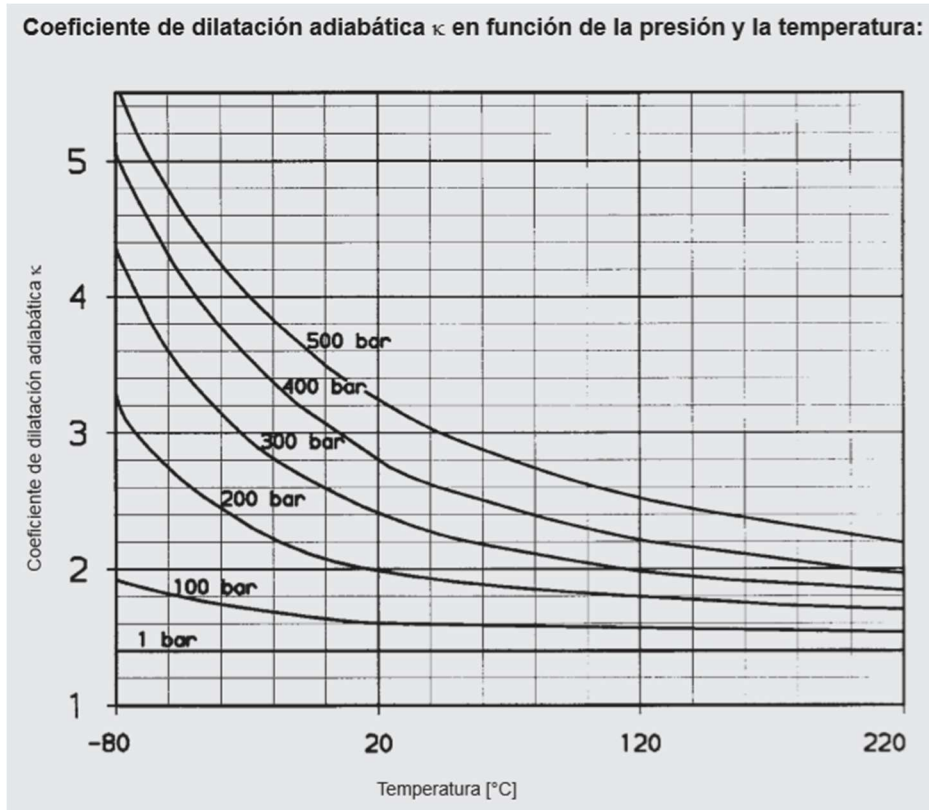


Figura 5-5 Coeficiente de dilatación  $\kappa$  en función de la presión y la temperatura.

Para una pulsación residual de  $\pm 0.6\%$ , una relación de presión de llenado previo a presión de servicio  $\Phi = 0.7$ , se determina el volumen del recipiente del amortiguador de presión a partir de la siguiente ecuación

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left( \left( \frac{\Phi}{1 - \frac{x}{100}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{\Phi}{1 + \frac{x}{100}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right)} = \frac{0.010 * \frac{\pi * 8.83^2}{4} * 4.42}{\left( \left( \frac{0.7}{1 - \frac{0.6}{100}} \right)^{\frac{1}{1.33}} - \left( \frac{0.7}{1 + \frac{0.6}{100}} \right)^{\frac{1}{1.33}} \right)}$$

$$V_0 = 433 \text{ l}$$

Del catálogo de la marca HYDAC®, se obtiene que el modelo más próximo es SB35AH-450, con un  $V_0 = 450 \text{ l}$ .



#### 5.4 Estimación del golpe de presión para el cierre de una válvula según Joukovsky

Este frenado de la masa causa un golpe de presión, denominado también "pulso de Joukowsky". Mediante la utilización de un acumulador hidráulico es posible reducir el golpe de presión hasta una magnitud soportable.

Se realiza un cálculo simplificado del golpe de presión para el cierre de una valvulería. Una estimación del golpe de presión que tiene lugar según Joukowsky.

$$\Delta p \left( \frac{N}{m^2} \right) = \rho * a * \Delta v$$

Se desea saber las dimensiones del amortiguador de presión necesario (absorbedor de choques), si la sobrepresión máxima ( $p_2$ ) no puede superar los 36 bar.

$L = 100 \text{ m}$  (longitud de la tubería)

$D = 350 \text{ mm}$  (diámetro interior de la tubería)

$e = 19.1 \text{ mm}$  (grosor de la pared de la tubería)

Material de la tubería = acero

$Q = 1 \frac{m^3}{s}$  (caudal)

$\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$  (densidad del medio)

$p_1 = 30 \text{ bar}$  (altura de presión de la bomba)

$p_{\text{mín}} = 3 \text{ bar}$  (sobrepresión de servicio mínima)

$K = 2.2 * 10^9 \frac{N}{m^2}$  (módulo de compresión del fluido)

$E = 2,04 \times 10^{11} \frac{N}{m^2}$  (módulo de elasticidad de la tubería)

$T^\circ = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (Temperatura de servicio)

$T = 4 \text{ s}$  (tiempo de funcionamiento ef. (cierre) de la válvula) (Aprox. 20% del tiempo de cierre regular)

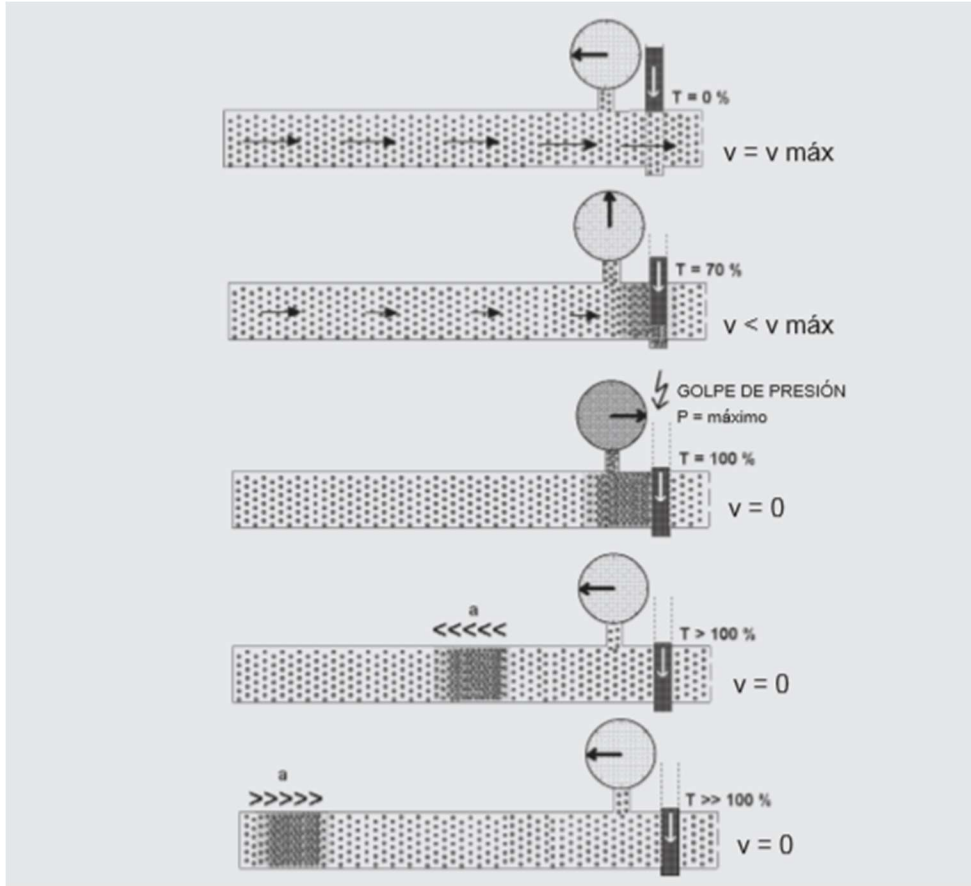


Figura 5-6 Golpe de presión al cerrar una válvula sin acumulador hidráulico

La velocidad de multiplicación de la onda de presión es:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho * \left( \frac{1}{K} + \frac{D}{E * e} \right)}}$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{1000 * \left( \frac{1}{2.2 * 10^9} + \frac{350}{2.04 * 10^{11} * 19.1} \right)}} = 1355.35 \frac{m}{s}$$

La onda de presión alcanza el extremo contrario de la tubería y vuelve a la válvula después del tiempo  $t$  (tiempo de reflexión):

$$t = \frac{2 * L}{a} = \frac{2 * 90}{1355.35} = 0.147 s$$

Si  $T < t \rightarrow p_{máx} = p_1 + \Delta p$ , pero si  $T > t \rightarrow p_{máx} = p_1 + \rho * a * \Delta v * \frac{t}{T}$

Dado que  $T > t$  no se genera un golpe de presión máximo.

La velocidad del fluido antes de la modificación del estado estacionario es:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1}{0.35^2 * \frac{\pi}{4}} = 10.39 \frac{m}{s}$$

Tabla 5-2 Especificaciones técnicas de la gama de amortiguadores hidráulicos de la marca HYDAC.

**SB16/35AH**

Sobrepresión de servicio adm. 16/35 bar  
(DEP 97/23/CE)

Volumen nominal [l]	Volumen del gas ef. [l]	Peso [kg]		A (aprox.) [mm]		B (aprox.) [mm]		C (aprox.) [mm]		DN*
		SB16AH	SB35AH	SB16AH	SB35AH	SB16AH	SB35AH	SB16AH	SB35AH	
100	99	93	153	957	965	457	465	245	254	80
150	143	110	170	1157	1165	557	565			
200	187	131	230	1417	1425	842	850			
300	278	164	297	1865	1873	1092	1100			
375	392	200	335	2307	2315	1342	1350			
450	480	246	395	2702	2710	1542	1550			

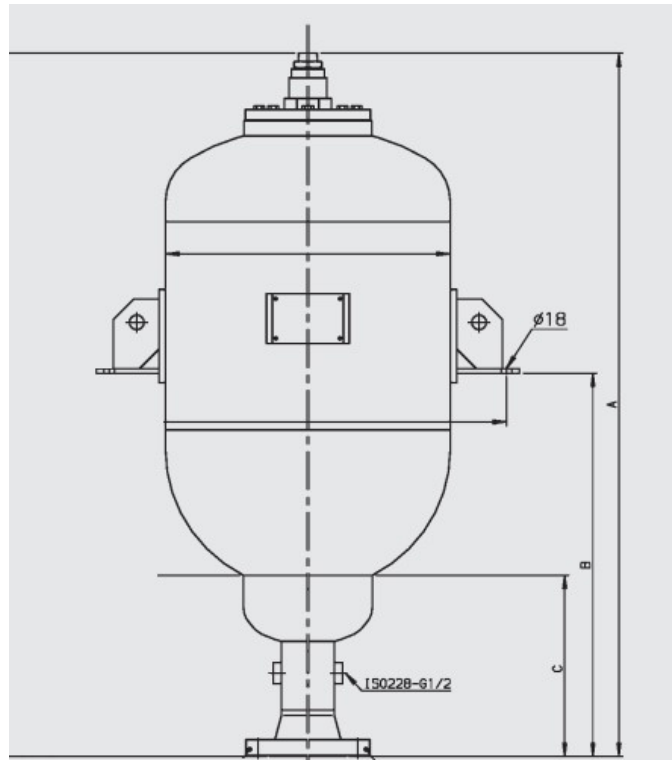


Figura 5-7 Dimensiones del amortiguador hidráulico

Si velocidad del fluido tras modificarse el estado estacionario es  $v_1 = 0 \text{ m/s}$

$$\Delta v = v - v_1 = 10.39 \text{ m/s}$$

Y la presión máxima

$$p_{\text{máx}} = p_1 + \rho * a * \Delta v * \frac{t}{T}$$

$$p_{\text{máx}} = 30 + 1000 * 1335.35 * 10.39 * \frac{0.147}{4} * 10^{-5} = 35.20 \text{ bar}$$

Lo que cumple la condición  $p_{\text{máx}} < p_2$

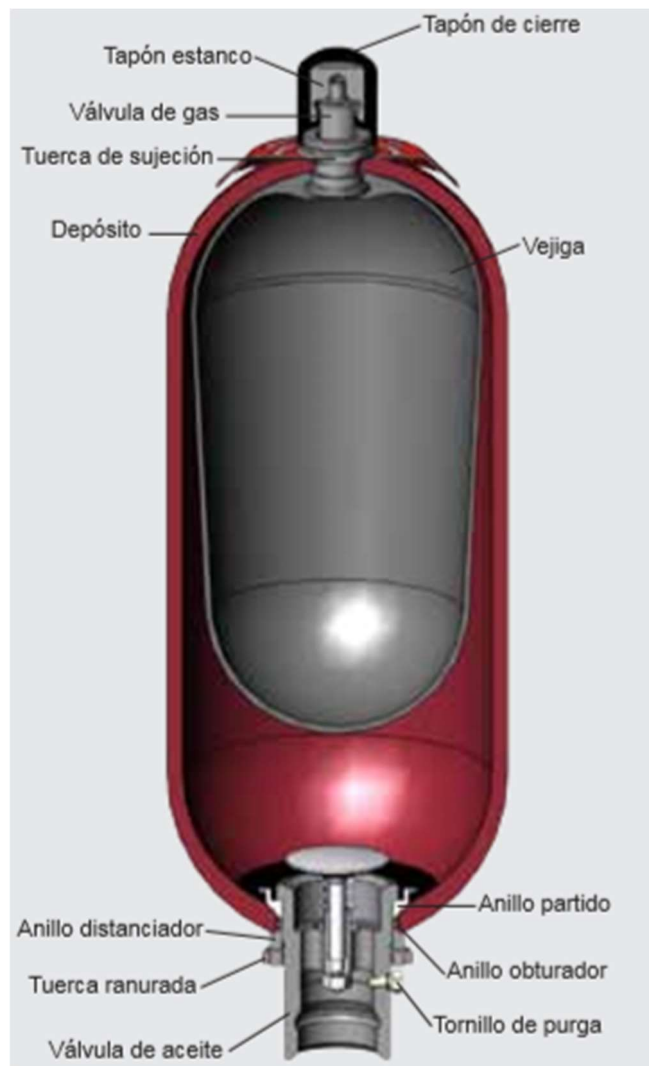


Figura 5-8 Partes de un acumulador hidráulico de vejiga.

## 6 Turbina hidráulica

---

Previamente a la proyección y el cálculo de la turbina, se realizó un pequeño estudio para decidir cuál es, de todas las turbinas existentes, la mejor opción para emprender este proyecto.

Una de las ventajas que posee este diseño es su formato modular. Pueden agregarse tantos brazos captadores como se necesite. Esto da la posibilidad de proponer, con ciertas limitaciones, un caudal y presión de trabajo según nuestra conveniencia y/o necesidad de potencia.

Con este fin, se propone una potencia eléctrica tentativa (potencia teórica) de 3 MW.

### 6.1 Elección del tipo de turbina

A la hora de evaluar los condicionantes que presenta el proyecto para la elección del tipo de turbina, hay que tener en cuenta algunas variables:

- El caudal de agua está limitado por el tamaño del cilindro hidráulico del actuador y del reservorio de agua dulce, dado que no se puede utilizar el agua de mar, por su salinidad y elevado nivel de impurezas. También se hace necesario la normalización de las propiedades físicas y químicas del agua para el cálculo de la instalación, que en caso del agua de mar son más aleatorias.
- La presión hidráulica a la que trabaja la instalación también es acotada debido a la energía que pueden entregar las olas combinado con las dimensiones del brazo captador.

De esta manera, por tentativa se realizaron varios cálculos hasta hallar valores adecuados a consideración propia.

Para tal fin, se utilizó el gráfico de la Figura 6-1. Así se tomó como valores aceptables a la funcionalidad del equipo un caudal de agua  $Q_d = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  (entrando en el eje de las abscisas) e interceptando la potencia eléctrica elegida; arrojó una presión de 300 mca o lo que es lo mismo  $30 \text{ kg/cm}^2$ .

Observando nuevamente la Figura 6-1, este resultado cae dentro del área de funcionamiento óptimo de una turbina Pelton.

La turbina Pelton, o de impulsión, son turbinas de chorro libre (funcionan a presión atmosférica) y transversal al eje del rodete, que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90%. A las cucharas o palas también se les llama álabes o cazoletas.

Una vez determinada la altura neta del salto  $H$  nominal o de diseño, así como el caudal instalado  $Q$ , podemos conocer la potencia instalada y estimar un rendimiento del conjunto de la turbina. Este rendimiento es aproximado porque sería necesario un estudio de mayor profundidad incluyendo simulaciones con modelos a escala, lo cual escapa al alcance de este proyecto.

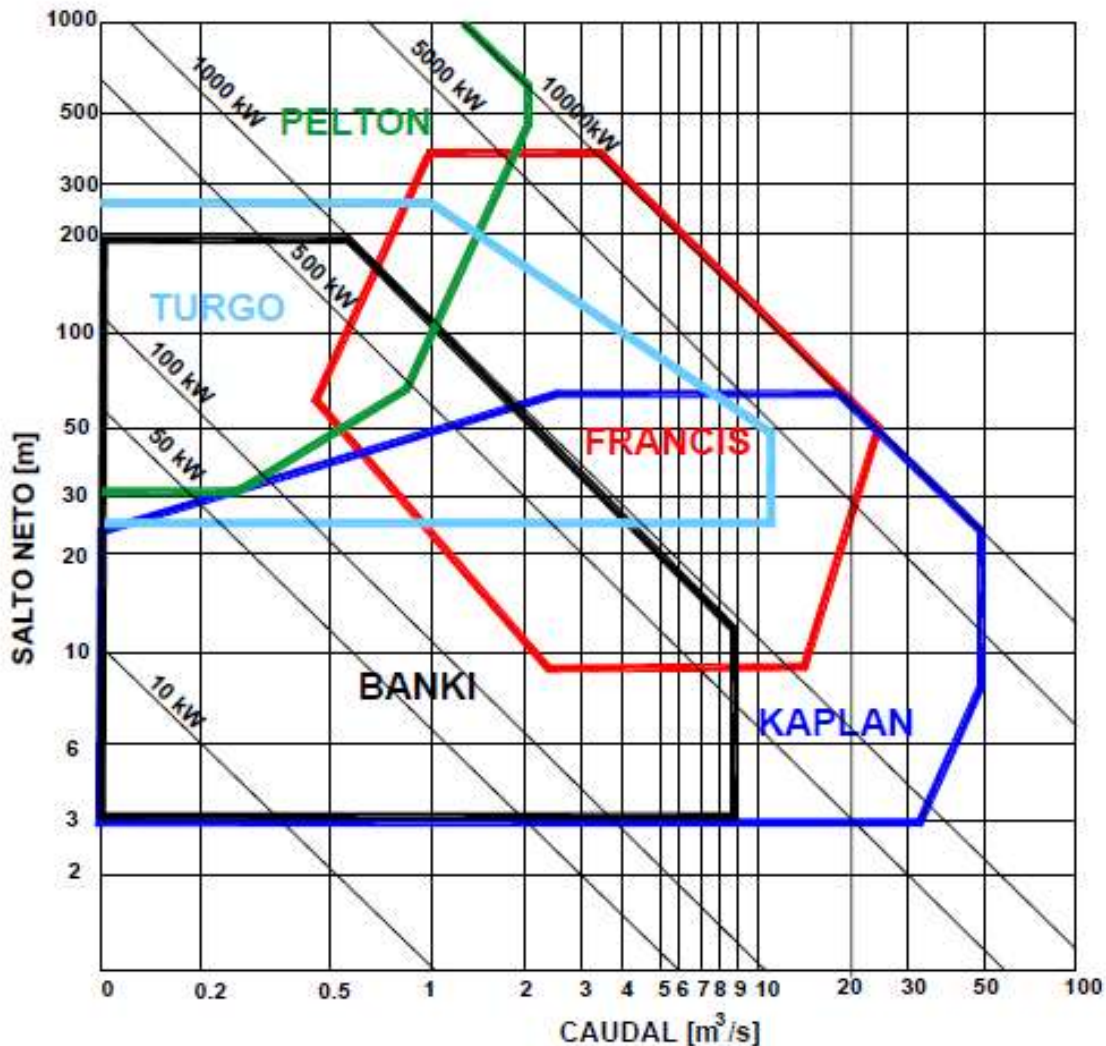


Figura 6-1 Relación entre caudal y altura neta y el rango de trabajo de los diferentes tipos de turbina.

La columna de presión se obtiene gracias al empuje que realizan las olas del mar sobre la boya, el cual se transmite por medio del brazo a un actuador hidráulico, el cual es como un pistón que presuriza el agua del circuito cerrado enviándola a la turbina.

Los datos de entrada son:

$H_n = 300 \text{ m}$  (Columna neta de presión)<sup>1</sup>

$Q_d = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  (Caudal)

$\gamma_a = 9807 \text{ N/m}^3$  (Peso específico del agua)

La potencia instalada es

$$P = H_n \cdot Q_d \cdot \gamma_a = 2943 \text{ kW} = 4001,36 \text{ CV}$$

El rendimiento de la turbina

$$\eta = 0.85$$

La potencia efectiva

$$P_e = P \cdot \eta = 2501.55 \text{ kW} = 3401,16 \text{ CV}$$

La velocidad de rotación de la turbina

$$n = 60 \cdot f/p = (60 * 50\text{Hz})/8 \text{ polos} = 375 \text{ rpm}$$

Las revoluciones específicas

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_e}}{\sqrt[5/4]{H}} = 375 \text{ rpm} * \frac{\sqrt{3401,16 \text{ CV}}}{\sqrt[1,25]{300 \text{ m}}} = 17,52$$

Esta potencia efectiva se aleja un poco de los 3 MW propuestos inicialmente, pero aún es un número aceptable.

El siguiente interrogante es ¿Qué tipo de turbina Pelton se debe utilizar? Dado que las hay de uno o múltiples chorros, eje horizontal o vertical, rodete simple o doble.

En la bibliografía de referencia<sup>xv</sup>, se mencionan los beneficios y desventajas de uno u otro modelo.

Partiendo de las solicitudes de este proyecto, se pueden filtrar, unas pocas alternativas:

Las turbinas de eje horizontal son más económicas y de un mantenimiento más sencillo. Y en este caso, la de un solo inyector (suficiente para el caudal que se maneja) son las de mejor rendimiento.

Los rodetes con eje vertical portan como mínimo dos inyectores, esto hace que las fuerzas dinámicas estén mejor equilibradas, aunque, su mantenimiento es más complejo. Al poseer más inyectores se encarece su fabricación. Otro punto en contra es que ocupan mayor superficie en infraestructura.

Se escogió un diseño de eje horizontal con un chorro. Se procederá con su cálculo, dimensionamiento y la verificación de los esfuerzos sobre los ejes y rodamientos. En caso de no satisfacer las solicitudes se estudiará la opción de eje vertical.

---

<sup>1</sup> “Columna de presión” equivale a decir “Altura de presión” o “Altura neta”

## 6.2 Turbina Pelton

Desde el punto de vista constructivo exige especial atención la fijación de las paletas sobre el rodete. Para ello es preciso atender tres clases de esfuerzos: 1° el que se origina en la puesta en marcha si el chorro total choca sobre una paleta que está en reposo; 2° la fuerza centrífuga debida al número de revoluciones cuando se embala la turbina; y, sobre todo, 3° la intermitencia de la presión del chorro en marcha normal. A causa de esto es absolutamente necesario una fijación sin juego.

Cálculos iniciales:

$$H_n = 300m$$

$$Q_d = 1 m^3/s$$

$$P = H_n \cdot Q_d \cdot g = 300m \cdot 1m^3/s \cdot 9.81 m/s^2 = 2943 KVA$$

$$n = 60 \cdot f/p = (60 \cdot 50Hz)/8 polos = 375 rpm \text{ (velocidad de rotación de la turbina)}$$

Donde  $f$  es la frecuencia eléctrica (50 Hz) y  $p$  es el número de polos del generador eléctrico (8 polos). El número de polos se eligió tratando de lograr una velocidad de rotación intermedia contemplando eficiencia, duración de mecanismos y seguridad en el momento de embalamiento y régimen estacionario.

Tabla 6-1- Velocidad sincrónica en función del número de polos

Frecuencia (Hz)	Polos	Velocidad Sincrónica (rpm)
50	2	1500
	4	750
	6	500
	8	375
	10	300
	12	250

El número de revoluciones específicas ( $n_s$ ) es un valor que define la similitud geométrica, cinemática y dinámica entre las máquinas hidráulicas. Se define como la velocidad a la cual gira un modelo geoméricamente semejante a la turbina real o prototipo, bajo la cabeza de un metro para producir una potencia de 1 kW. Se selecciona evaluando diferentes posibilidades.

Desde el punto de vista constructivo puede llegarse a diámetros de 5 m y más. También depende del número de chorros (cuantos más chorros, más compacta es la máquina).



Hay que elegir entre un número de revoluciones específicas  $n_s$  menor y mejor rendimiento, o una maquina con mayor  $n_s$  y más económica; interviniendo en esta elección el coste del grupo completo (el generador de menor número de polos es más barato). En la elección de  $n_s$  debe tenerse presente la altura máxima admisible.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Pe}}{\sqrt[5/4]{H}} = \frac{375 \text{ rpm} \cdot \sqrt{3401,16 \text{ CV}}}{\sqrt[1,25]{300 \text{ m}}} = 17,52 \text{ rpm (revoluciones específicas)}$$

Estudiando la Tabla 6-2 y la Tabla 6-3, se verifica que  $n_s$  se encuentra dentro de los valores óptimos y avala la elección de una turbina Pelton con un solo inyector.

Tabla 6-2 Rango de velocidad específica para cada tipo de turbina.

Velocidad específica $n_s$	Tipo de turbina
De 5 - 30	Pelton con un inyector
De 30 - 70	Pelton con varios inyectores
De 40 - 160	Michell - Banki
De 60 - 150	Francis Lenta
De 150 - 250	Francis Normal
De 250 - 450	Francis Rápida
De 450 - 600	Francis doble gemela rápida
Más de 500	Kaplan o hélice

Tabla 6-3- Relación de diámetros para varios números específicos de revoluciones.

Límite de aplicación	Relación de diámetros $\delta = \frac{d_{ch}}{D}$	Número específico de revoluciones $n_s = 240 \delta$
límite mínimo (mal rendimiento)	1/100	2,4
límite mínimo práctico (buen rendimiento)	1/30	8
límite máximo (mal rendimiento)	1/7	35
límite máximo práctico (buen rendimiento)	1/9	17

El mejor rendimiento se obtiene con  $\delta < \frac{1}{10}$ , por lo tanto,  $n_s < 24$

Tabla 6-4- Rendimientos experimentales para distintas relaciones de diámetro

$\delta=d_0/D$	6,5	7,5	10	20
Rendimiento total $\eta_{tot}$ (%)	82	86	89	90

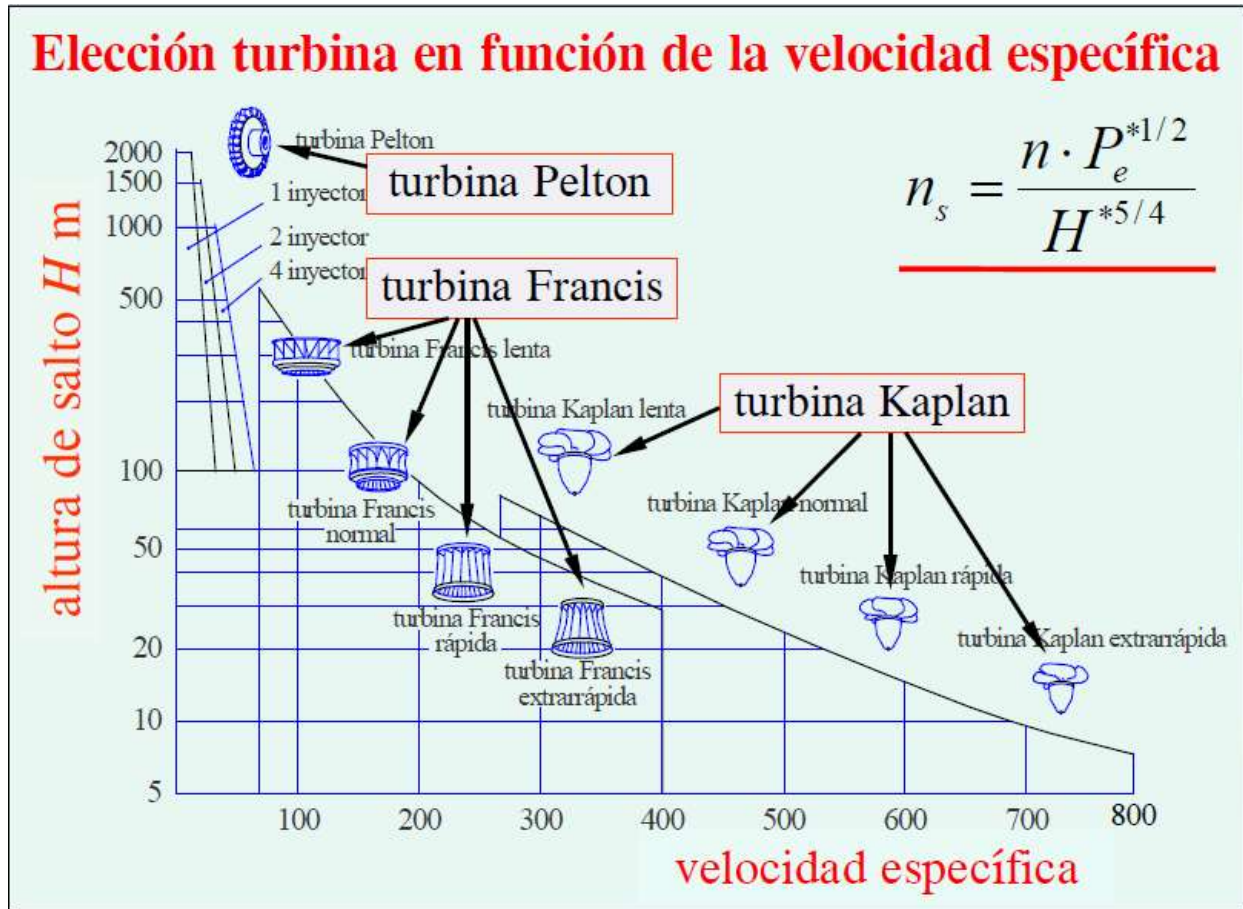


Figura 6-2 Elección de la turbina en función de la velocidad específica.

Si el número de inyectores o chorros es  $n_{ch} = 1$  y el coeficiente de velocidad absoluta o de chorro  $k_{ch} = 0,98$ ; el caudal del chorro es igual a

$$Q_{ch} = Q_d/n_{ch} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

Y la velocidad absoluta o de cada chorro

$$c_{ch} = k_{ch}\sqrt{(2gH_n)} = 0,98 * \sqrt{2,9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 300\text{m}} = 75.15 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial del chorro de agua al diámetro del rodete es

$$u_1 = 0,46c_{ch} = 34,57 \text{ m/s}$$

Y por último el diámetro del chorro del inyector resulta

$$d_{ch} = \sqrt{\frac{4Q_d}{\pi n}} = \sqrt{\frac{4 * 1 \text{ m}^3/s}{3,14 * 375 \text{ rpm}}} = 0,130 \text{ m}$$

### 6.3 Rodete

El diámetro del rodete en el punto de choque del chorro en la cuchara se define

$$D = (60 \cdot u_1) / (\pi \cdot n) = \frac{60 * 34,57 \text{ m/s}}{3,14 * 375 \text{ rpm}} = 1,761 \text{ m}$$

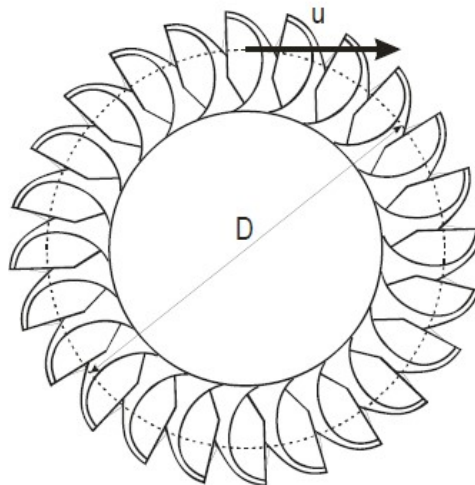


Figura 6-3 dirección de la velocidad tangencial en el punto de choque del chorro con la cuchara.

### 6.4 Eje del rodete

El eje es el encargado de sostener el rodete de la turbina y permitirle el movimiento rotacional sobre el mismo. También debe transmitir el movimiento y la potencia del rodete al generador eléctrico.

Se montará el rodete de la turbina y el rotor del generador eléctrico en dos ejes distintos y alineados, unidos por un acoplamiento flexible para facilitar el mantenimiento individual de cada componente.

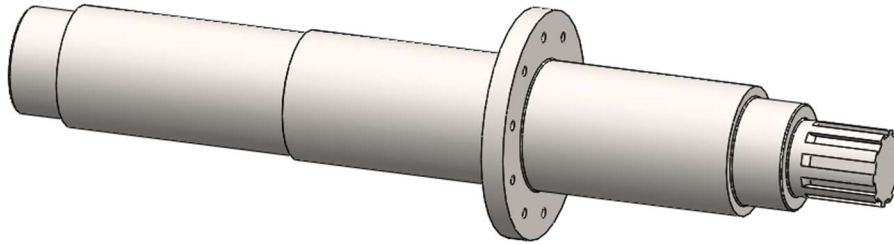


Figura 6-4 eje de rodete.

Se desarrolla primero el cálculo para el eje del rodete de la turbina:

### **Datos**

Se selecciona como material un acero AISI 1045, Laminado simple, dado que presenta una gran resistencia mecánica sin perder soldabilidad. La superficie está esmerilada.

AISI 1045 Laminado simple:

$$\begin{aligned} \text{Resistencia Máxima, } S_u &= 6749 \text{ kgf/cm}^2 \\ \text{Resistencia Fluencia, } S_y &= 5062 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

Diámetro del rodete  $D_b = 176 \text{ cm}$

Radio de entalla  $r = 0.2D$

Potencia transmitida  $P = 3400 \text{ CV}$

Velocidad  $n = 375 \text{ rpm}$

Coefficiente de diseño  $N = 2.5$

### **Esfuerzos**

Se define un eje con dos en condición isostática, como indica la Figura 6-5:

Las cargas actuantes sobre el mismo son:

PLANO X-Y

Peso propio del rodete,

$$F_1 = 1690 \text{ kgf}$$

PLANO X-Z

El par torsor originado por el chorro de agua es

$$\begin{aligned} P &= \frac{T * n}{71620} \therefore T = \frac{P * 71620}{n} \\ T &= \frac{3400\text{CV} * 71620}{375 \text{ RPM}} = 649354 \text{ Kg} * \text{cm} \end{aligned}$$

Empuje del chorro de agua

$$F_2 = \frac{T}{\frac{D_b}{2}} = \frac{649354 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{\frac{176 \text{ cm}}{2}} = 7379 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

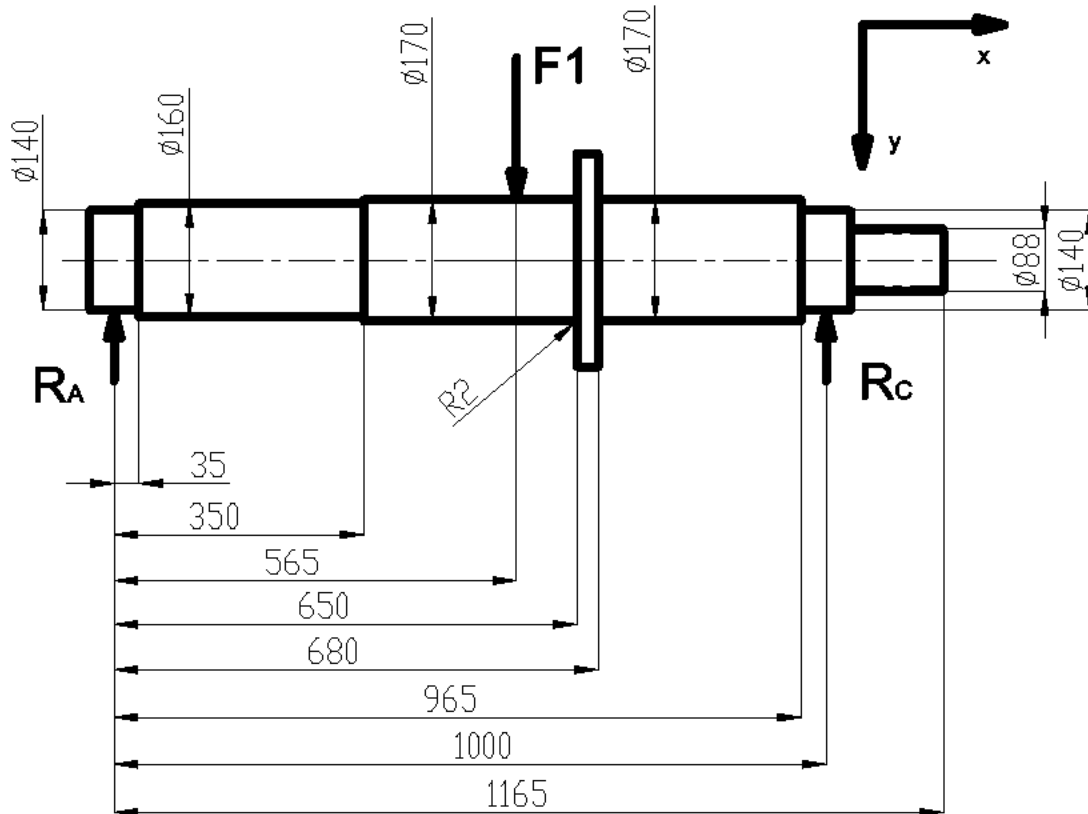


Figura 6-5 Diagrama de fuerzas del eje del rodete.

Las reacciones correspondientes en los vínculos de apoyo son:

PLANO X-Y

Aplicando sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = -F_1(56.5 \text{ cm}) + R_c(100 \text{ cm}) = 0$$

$$R_c = \frac{F_1(56.5 \text{ cm})}{100 \text{ cm}}$$

$$R_c = \frac{1690 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot (50 \text{ cm})}{100 \text{ cm}} = 955 \text{ kg}$$

Aplicando sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = R_A - F_1 + R_C = 0$$

$$R_A = F_1 - R_C$$

$$R_A = 1690 \text{ kgf} - 954.85 \text{ kgf} = 735 \text{ kgf}$$

PLANO X-Z

Aplicando sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = -F_2(56.5 \text{ cm}) + R_C^z(100 \text{ cm}) = 0$$

$$R_C^z = \frac{F_2(56.5 \text{ cm})}{100 \text{ cm}}$$

$$R_C^z = \frac{7379 \text{ kgf} * (56.5 \text{ cm})}{100 \text{ cm}} = 4169 \text{ kgf}$$

Aplicando sumatoria de fuerzas en el eje Z:

$$\sum F_z = R_A^z - F_2 + R_C^z = 0$$

$$R_A^z = F_2 - R_C^z$$

$$R_A^z = 7379 \text{ kgf} - 4169 \text{ kgf} = 3210 \text{ kgf}$$

### ***Momentos flectores***

PLANO X-Y

$$Mf_C = 0 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{(350)} = R_A(35 \text{ cm}) = 735 \text{ kgf} * (35 \text{ cm}) = -25730 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_B = R_A(56.5 \text{ cm}) = 735 \text{ kgf} * (56.5 \text{ cm}) = -41536 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{(650)} = R_A(65 \text{ cm}) - F_1(8.5 \text{ cm}) - 33420 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_C = 0 \text{ kgfcm}$$

El momento flector máximo en el plano X-Y se encuentra, por tanto, en el punto B

PLANO X-Z

$$Mf_{(350)} = R_A^z(35 \text{ cm}) = 3210 \text{ kgf} * (35 \text{ cm}) = 112345 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_B = R_A^z(56.5 \text{ cm}) = 3690 \text{ kgf} * (56.5 \text{ cm}) = 181358 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_B = R_A^z(65 \text{ cm}) - F_2(8.5 \text{ cm}) = 145920 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_c = 0 \text{ kgfcm}$$

El momento flector máximo en el plano X-Z se encuentra, por tanto, en el punto B

El momento flector en D es igual a 0 kgfcm dado que se trata de un acoplamiento flexible.

Realizando la composición de momentos flectores se obtiene:

$$Mf_B = \sqrt{(41536 \text{ kgfcm})^2 + (181358 \text{ kgfcm})^2} = 186054 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{(350)} = \sqrt{(25730 \text{ kgfcm})^2 + (112345 \text{ kgfcm})^2} = 115254 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{(650)} = \sqrt{(33420 \text{ kgfcm})^2 + (145920 \text{ kgfcm})^2} = 149698 \text{ kgfcm}$$

Donde

$$M_{max} = Mf_B = 186054 \text{ kgfcm}$$

### Dimensionamiento

Analizando los resultados, los esfuerzos presentes principales son:

- Flexión
- Torsión

Y se trata, en el caso de la flexión de un esfuerzo repetido invertido, por tanto  $M_{max} = -M_{min}$

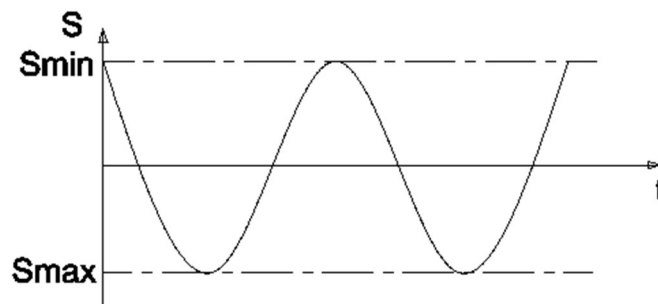


Figura 6-6 Diagrama de esfuerzo alternativo.

Cálculo auxiliar de riesgo de sección

$$Mf_B * K_f = 186054 \text{ kgfcm} * 1.6 = 297686 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{350} * K_f = 115254 \text{ kgfcm} * 1.7 = 195932 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{650} * K_f = 149698 \text{ kgfcm} * 1.7 = 254487 \text{ kgfcm}$$

Donde los términos 1,6 y 1,7 son coeficientes de resistencia que dependen de la sensibilidad a la entalla y la terminación superficial. De esta verificación se deduce que el punto crítico o más solicitado será B.

Se procede con el cálculo de los esfuerzos de fatiga basado en la teoría de esfuerzo cortante octaédrico. Sabiendo que para esfuerzos combinados se necesita calcular un esfuerzo equivalente, se parte de

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

El momento medio para la flexión es

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = 0 \text{ kgfcm}$$

Y el momento alterno

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = 186054 \text{ kgfcm}$$

La tensión media y alterna

$$S_m = \frac{M_m}{W} = 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
$$S_a = \frac{M_a}{W} = \frac{186054 \text{ kgfcm}}{\frac{D^3 * \pi}{32}} = \frac{1896089 \text{ kgf}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

Y el esfuerzo equivalente para flexión

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} * S_m + K_f * S_a$$

Donde le límite a la fatiga es:

$$S'_n = 0.5 * S_u = 0.5 * 6749 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 3374.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$K1 = 0.9$  (superficie pulida)<sup>xvi</sup>

$K2 = 0.8$  (flexión + torsión)

$K3 = 0.5$  ( $D > 1/2''$ )

Así se obtiene la resistencia a la fatiga

$$S_n = S'_n * K1 * K2 * K3 = 3374.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 0.9 * 0.8 * 0.85 = 2065 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1.7$  (coeficiente Concentración de esfuerzos)<sup>xvii</sup>

$K_t = 1.7$



$$q = 1$$

$$S_e = \frac{2065}{5062} * 0 + \frac{1.7 * 1896089}{D^3} = \frac{3033743}{D^3}$$

Para la torsión, al ser esta constante:

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = T = 649354 \text{ kgfcm}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = 0 \text{ kgfcm}$$

La tensión media para el corte es

$$S_{ms} = \frac{T}{W_0} = \frac{649354 \text{ kgfcm}}{\frac{D^3 * \pi}{16}} = \frac{3307139 \text{ kgf}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

Y la tensión alterna

$$S_{as} = \frac{T_a}{W_0} = 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga por cizalladura por la Teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico es

$$S_{ns} = 0.577 * S_u \cong 0.6 * 6749 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 4049 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Y la resistencia a la fluencia por cizalladura

$$S_{ys} = 0.577 * S_y \cong 0.6 * 5062 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 3037 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo equivalente para cizalladura resulta ser

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} * S_{ms} + K_{fs} * S_{as}$$
$$S_{es} = \frac{4079}{3037} * \frac{3307139}{D^3} + 0 = \frac{4409301 \text{ kg}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

Por último, de la ecuación de esfuerzo variable equivalente basado en la línea de Soderberg

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
$$\frac{1}{2.5} = \left[ \left( \frac{\frac{3033743}{D^3}}{2065} \right)^2 + \left( \frac{\frac{4409301}{D^3}}{4049} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Despejando  $D^3$  y resolviendo

$$D = 16.60 \text{ cm}$$

### Verificación

Se realiza la verificación de la deflexión del eje teniéndose:

El área de la sección:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 16.60^2}{4} = 216.22 \text{ cm}^2$$

El momento de inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = 3722 \text{ cm}^4$$

El radio de giro

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = 4.15 \text{ cm}$$

## 6.5 Eje del generador

Se procede a desarrollar los cálculos para el caso del eje del generador.

Dado que el procedimiento es el mismo, solo se plasmará los resultados principales.

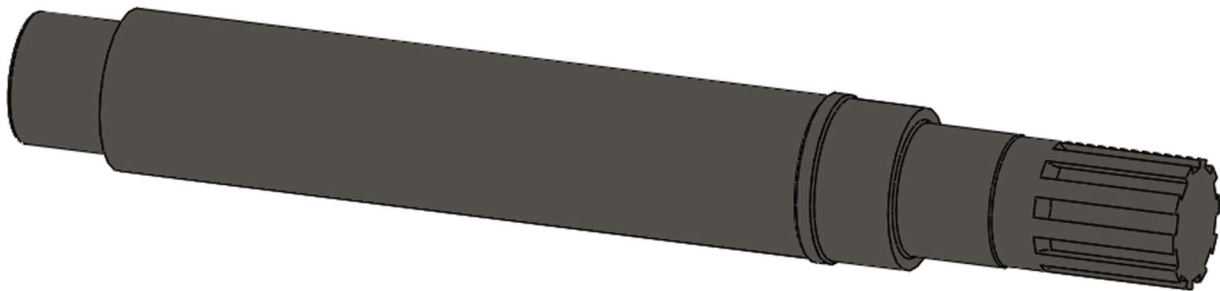


Figura 6-7 Eje del generador

### Datos

Este eje también es de AISI 1045 laminado simple. La superficie está esmerilada.

Radio de entalla,  $r = 0.2D$

Potencia transmitida,  $P = 3400 \text{ CV}$

Velocidad,  $n = 375 \text{ rpm}$

Coefficiente de diseño,  $N = 2.5$

### Esfuerzos

Se define un eje con dos apoyos en condición isostática, como indica la Figura 6-8 Diagrama de esfuerzos sobre el eje del generador. Figura 6-8:

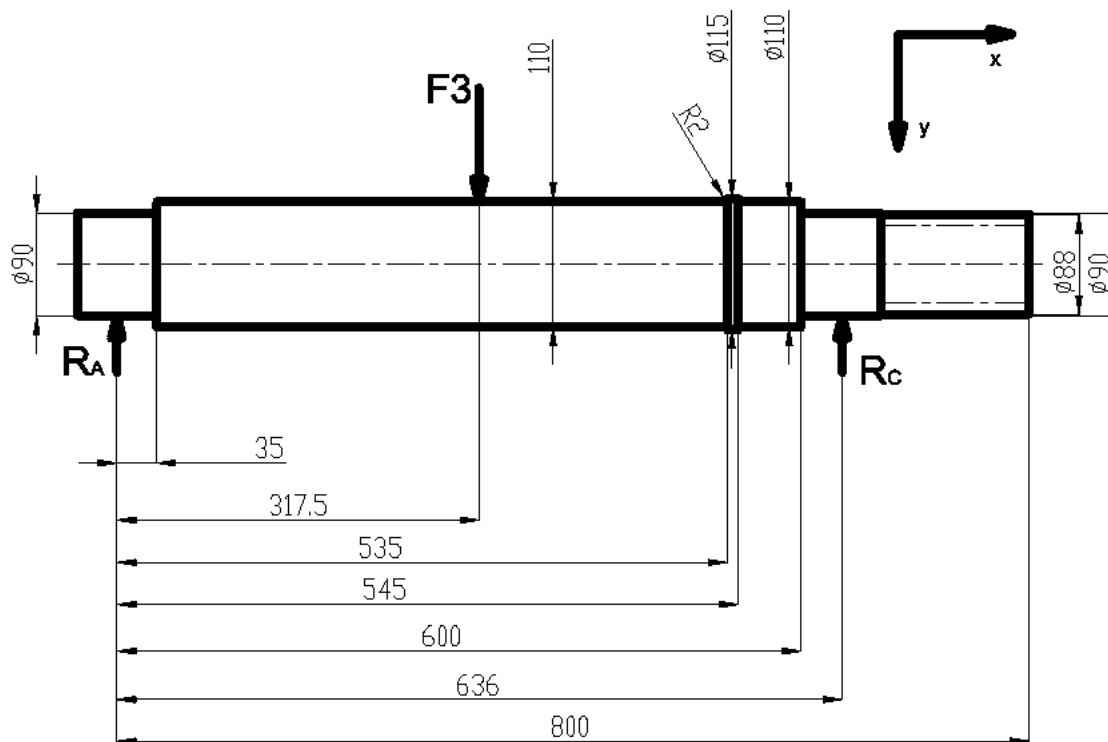


Figura 6-8 Diagrama de esfuerzos sobre el eje del generador.

Las cargas actuantes sobre el mismo son:

PLANO X-Y

Peso propio del generador aproximado

$$F_3 = 2800 \text{ kgf}$$

Par torsor por inducción electromagnética

$$P = \frac{T * n}{71620} \therefore T = \frac{P * 71620}{n}$$

$$T = 649354 \text{ Kg} * \text{cm}$$

Las reacciones correspondientes en los vínculos de apoyo son:

PLANO X-Y

$$R_B = 1400 \text{ kgf}$$

$$R_A = 1400 \text{ kgf}$$

### *Momentos flectores*

PLANO X-Y

$$Mf_B = 44450 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{(535)} = 14000 \text{ kgfcm}$$

El momento flector máximo en el plano X-Y se encuentra, por tanto, en el punto B (Acción de  $F_3$ )

El momento flector en A es igual a  $0 \text{ kgfcm}$  dado que se trata de un acoplamiento flexible.

Por tanto:

$$M_{max} = Mf_B = 44450 \text{ kgfcm}$$

### *Dimensionamiento*

Analizando los resultados, los esfuerzos presentes principales son:

- Flexión
- torsión

Y se trata, en el caso de la flexión de un esfuerzo repetido invertido, por tanto  $M_{max} = -M_{min}$

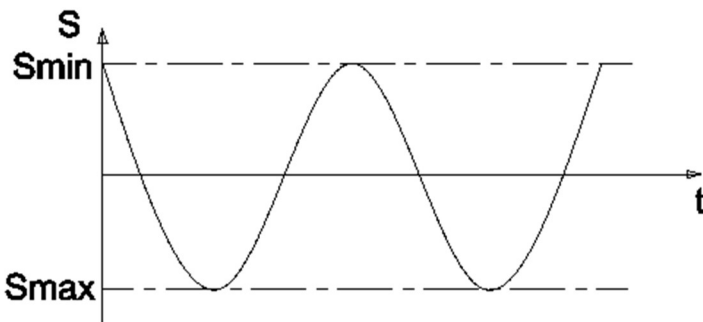


Figura 6-9 Diagrama de esfuerzo variable.

Cálculo auxiliar de riesgo de sección

$$Mf_C * K_f = 44450 \text{ kgfcm} * 1.6 = 71120 \text{ kgfcm}$$

$$Mf_{350} * K_f = 14000 \text{ kgfcm} * 1.7 = 23800 \text{ kgfcm}$$

Donde los términos 1,6 y 1,7 son coeficientes de resistencia que dependen de la sensibilidad a la entalla y la terminación superficial. De esta verificación se deduce que el punto crítico o más solicitado será B.

Se procede con el cálculo de los esfuerzos de fatiga basado en la teoría de esfuerzo cortante octaédrico. Sabiendo que para esfuerzos combinados se necesita calcular un esfuerzo equivalente, se parte de

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{eS}}{S_{nS}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

El momento medio y alterno para la flexión es

$$M_m = 0 \text{ kgfcm}$$

$$M_a = 44450 \text{ kgfcm}$$

La tensión media y alterna

$$S_m = 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_a = \frac{452993 \text{ kgf}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

Y el esfuerzo equivalente para flexión

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} * S_m + K_f * S_a$$

Donde le límite a la fatiga es:

$$S'_n = 0.5 * S_u = 3374.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K1 = 0.9 \text{ (superficie pulida)}^{\text{xviii}}$$

$$K2 = 0.8 \text{ (flexión + torsión)}$$

$$K3 = 0.85 \text{ (D > 1/2")}$$

Así se obtiene la resistencia a la fatiga

$$S_n = S'_n * K1 * K2 * K3 = 2065 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1.7 \text{ (coeficiente Concentración de esfuerzos)}^{\text{xix}}$$

$$K_t = 1.7$$

$$q = 1$$

$$S_e = \frac{724790}{D^3}$$

Para la torsión, al ser esta constante:

$$T_m = 649354 \text{ kgfcm}$$

$$T_a = 0 \text{ kgfcm}$$

La tensión media y tensión alterna para el corte es

$$S_{ms} = \frac{3307139 \text{ kgf}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

$$S_{as} = 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga por cizalladura por la Teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico es

$$S_{ns} = 4049 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Y la resistencia a la fluencia por cizalladura

$$S_{ys} = 3037 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo equivalente para cizalladura resulta ser

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} * S_{ms} + K_{fs} * S_{as}$$

$$S_{es} = \frac{4409301 \text{ kgf}}{D^3 \text{ cm}^2}$$

Por último, de la ecuación de esfuerzo variable equivalente basado en la línea de Soderbergh

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Despejando  $D^3$  y resolviendo

$$D = 14.2 \text{ cm}$$

### Verificación

Se realiza la verificación de la deflexión del eje teniéndose:

El área de la sección:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 14.2^2}{4} = 158.17 \text{ cm}^2$$

El momento de inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = 1991.85 \text{ cm}^4$$

El radio de giro

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = 3.55 \text{ cm}$$

## 6.6 Rodamientos del eje del rodete

El procedimiento para la elección de los rodamientos consiste en definir las condiciones de trabajo, en primer lugar, seguido de la selección del rodamiento del catálogo del fabricante y finalmente la verificación.<sup>xx</sup>

El ciclo de servicio de un rodamiento de rodillos a rótula sellado, SKF NCF 2228 ECJB, utilizado en el eje del rodete cuenta con las condiciones de funcionamiento enumeradas en la siguiente tabla. La carga estática de esta aplicación se determina con suficiente precisión teniendo en cuenta las cargas de inercia que actúan durante la apertura y cierre de las válvulas.

Es necesario verificar las condiciones de carga dinámica y estática de esta aplicación si se supone una vida útil mínima necesaria de  $L_{10mh} = 200000 \text{ horas}$  y un factor de seguridad estático mínimo de 1,5; el aceite tiene una viscosidad cinemática real  $\nu = 20 \text{ m}^2/\text{s}$  a una temperatura de funcionamiento normal. La confiabilidad deseada es del 90% y se supone que las condiciones de funcionamiento son muy limpias.

De la tabla de productos y texto introductorio:

Capacidades de carga:

$$C = 680 \text{ kN}$$

$$C_0 = 880 \text{ kN}$$

$$P_u = 96.5 \text{ kN}$$

Dimensiones:

$$d = 140 \text{ mm}$$

$$D = 250 \text{ mm}$$

Vida nominal

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

La carga dinámica equivalente se obtiene por medio de la ecuación

$$P = XF_r + YF_a$$

Para este caso

$$P = F_r = 74.26 \text{ kN}$$

$$p = \frac{10}{3} \text{ para rodamientos de rodillos}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{680}{74.26}\right)^{\frac{10}{3}} = 1606 \text{ millones de revoluciones}$$

Donde:

$F_r$  = carga radial real del rodamiento [kN]

$F_a$  = carga axial real del rodamiento [kN]

$X$  = factor de carga radial del rodamiento

$Y$  = factor de carga axial del rodamiento

En horas de funcionamiento utilizando

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{1000000}{60 * 375} * 1606 = 71377 \text{ horas de funcionamiento}$$

La vida nominal SKF para una confiabilidad del 90% es

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

Debido a que es necesario contar con una confiabilidad del 90%, se debe calcular la vida  $L_{10m}$  y  $a_1 = 1$  (tabla 1, página 65 catálogo)

De la tabla de productos para los rodamientos

$$d_m = 0,5(140 + 250) = 195 \text{ mm}$$

Del diagrama 5 (página 72 catálogo), la viscosidad nominal del aceite a una temperatura de funcionamiento para una velocidad de  $n = 375 \text{ rpm}$ ,  $v_1 = 8,15 \text{ m}^2/\text{s}$ . Por lo tanto,  $k = n/v_1 = 20/8.15 = 2.45$ .

De la tabla de productos

$$P_u = 96.5 \text{ kN}$$

y

$$P_u/P = 96.5/74.26 = 1.299$$

Como las condiciones son muy convenientes, el nivel de contaminación  $\eta_c = 0,8$  (tabla 4, página 74 catálogo) y  $\eta_c(P_u/P) = 1.04$ . Con  $k = 2,45$  y utilizando la escala SKF estándar en el diagrama 2 (página 67 catálogo), se obtiene el valor de

$$a_{SKF} = 15$$



Luego, según la ecuación de la vida nominal SKF

$$L_{10m} = 1 * 15 * 1606 = 24090 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas de funcionamiento utilizando

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{1000000}{60 * 375} * 24090 = 1070666 \text{ horas de funcionamiento}$$

Incluso para una confiabilidad del 99% se tiene  $a_1 = 0.25$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{1000000}{60 * 375} * (0.25 * 15 * 1606) = 267666 \text{ horas de funcionamiento}$$

Verificando la carga estática

$$P_0 = X_0 F_{r0} + Y_0 F_{a0}$$

Para este caso

$$P_0 = F_r = 19.62 \text{ kN}$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{880}{19.62} = 44.85 > 1.5$$

Por lo tanto, verifica su resistencia.

## 6.7 Acoplamiento Flexible

El enlace de ambos ejes se efectúa por medio de un acople flexible fijado a las puntas de ejes estriadas.

Se procede a calcular la ranura del eje con un ajuste no deslizante bajo carga según norma SAE

Datos:

$$s = 8015 \text{ kgf/cm}^2$$

$$D = 8.8 \text{ cm}$$

$$W = 0.156D = 1.37 \text{ cm}$$

$$h = 0.070D = 0.61 \text{ cm}$$

$$d = 0.860D = 7.56 \text{ cm}$$

$$r_m = \frac{D+d}{4} = 2.38 \text{ cm}$$

$$N_t = 10$$

$$L = 5 \text{ cm}$$

La capacidad de momento torsional se calcula según (FAIRES):

$$T' = (sA)r_m = 2608883 \text{ kgf} * \text{cm}$$

El coeficiente de diseño resulta

$$N = \frac{T'}{T} = \frac{2608883}{768339} = 3.4$$

Para lo que queda verificado la resistencia de la punta de eje.

Se utilizará un acople flexible de corona dentada de elastómero. Los dientes elásticos de los acoplamientos solo están expuestos a una sollicitación de compresión. De este modo el acoplamiento tiene la ventaja de una capacidad de carga más elevada de los dentados individuales. Los elastómeros se deforman ante carga y elevadas revoluciones. Se debe cuidar de un espacio suficiente de dilatación.

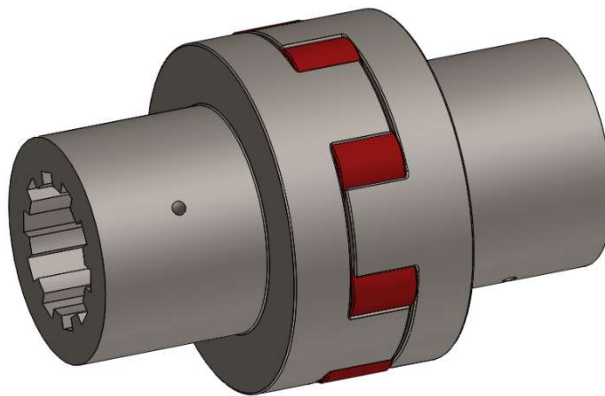


Figura 6-10 Acoplamiento flexible de corona dentada. El elastómero interno está construido de un plástico de alta resistencia mecánica.

## 6.8 Inyector

La válvula de aguja del inyector, como se ve en el esquema (Figura 6-11), se apoya por un lado en una cruceta suficientemente larga de tres aletas, de forma hidrodinámica conveniente para destruir la rotación de la corriente, que acarrearía consecuencias fatales para el rendimiento; y por otro lado en la pared del tubo que debe tener la estanqueidad apropiada. Antes de la tobera es conveniente que el inyector sea convergente, lo cual mejora las condiciones de flujo.

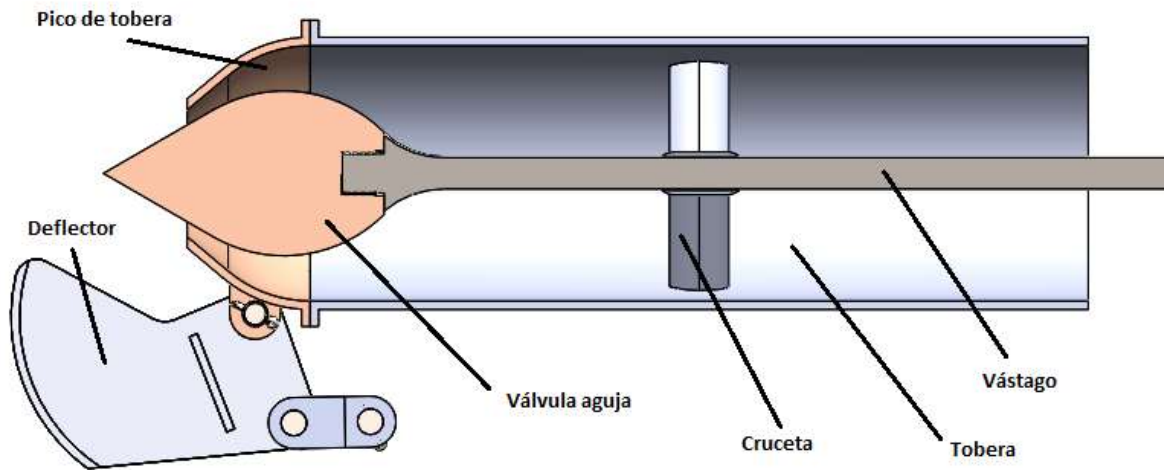


Figura 6-11 Sistema del inyector. Se aprecian en corte lateral la válvula reguladora (aguja) y la válvula de seguridad (deflector).

En la tobera, tiene lugar una fuerte aceleración local y una altura de presión característica de las TP, la cual se transforma totalmente en altura dinámica en el inyector.

Debido a esto, y con la posibilidad de transportar impurezas en el flujo, la erosión en la cabeza de la tobera y en la punta de la válvula de aguja, estas se construirán como unidades separadas para facilitar el intercambio, de bronce.

### 6.8.1 Diámetro de salida de la tobera

Para facilitar la regulación es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la traslación “ $x$ ” de la aguja medida a partir de la obturación total de la tobera. Si el coeficiente de velocidad del inyector (expresa el rendimiento hidráulico del inyector)  $k_{c1}$  no varía sensiblemente con el caudal, la potencia será proporcional al caudal y este a la sección  $A$  de la tobera normal al flujo. Si  $x$  es, pues, el avance de la aguja, para que se cumpla la proporcionalidad indicada bastará que se cumpla<sup>xxi</sup>

$$A \cong Cx$$

Donde  $C = cte$

El diámetro  $d$  de salida de la tobera se diseña, según esto de manera que el diámetro máximo del chorro  $d_{ch}$  se alcance cuando todavía vale  $l = \frac{d}{2}$  o hasta  $l = \frac{d}{2.5}$  (ver Figura 6-12).

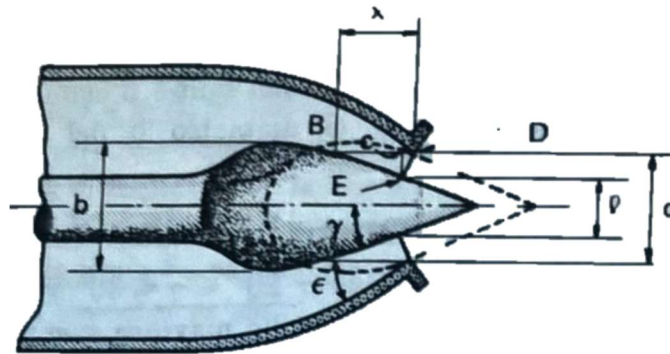


Figura 6-12 Relación de dimensiones del inyector de una turbina Pelton.

Adoptaremos un coeficiente de velocidad del inyector de

$$k_{c1} = 0.98$$

Con lo cual la velocidad del chorro a la salida del inyector es

$$c_1 = k_{c1} * \sqrt{2 * g * H_n} = 0,98 * \sqrt{2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * 300 m} = 75,15 m/s$$

Donde  $H_n$  es la columna de presión neta de agua

Siendo el diámetro provisional  $d'_{ch}$  del chorro para una caudal  $Q = 1 m^3/s$

$$d'_{ch} = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * c_1}} = \sqrt{\frac{4 * 1}{\pi * 75,15}} = 0,130 m = 130 mm$$

Mientras que la boca de la tobera se calculará para proporcionar un diámetro máximo del chorro  $d_{ch.máx} = 140 mm$ . Con ello la turbina funcionará con óptimo rendimiento (punto nominal o de diseño) para un caudal  $\left(\frac{130}{140}\right)^2 * 100 = 86.22 \cong 86\%$  del caudal máximo.

El caudal nominal (para un régimen normal de funcionamiento esperado) de la turbina será pues:

$$Q_N = \frac{\pi * d'_{ch}{}^2}{4} * c_1 = \frac{\pi * 0,130^2}{4} * 75,15 = 0,997 \frac{m^3}{s}$$

El diámetro calculado  $d_0$  es el diámetro del chorro en la vena contracta, donde la velocidad es  $c_1$ . El diámetro  $d$  de salida de la tobera será:

$$d = \frac{1}{C_c} * d_{ch} = \frac{1}{0.87} * d_{ch} = 149,4 \cong 149 mm$$

Donde  $C_c$  es el coeficiente de contracción del chorro y oscila entre 0.87 y 0.88.

Por lo tanto

$$l = \frac{d}{2} = \frac{149}{2} = 74,5 \text{ mm}$$

Lo común es hacer  $20^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$  y  $30^\circ \leq \epsilon \leq 45^\circ$ ; que son la agudeza de la aguja y el ángulo entre la tobera y la aguja respectivamente.

### 6.8.2 Carrera del vástago

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el  $d_0$  de chorro máximo a fin de disponer de una reserva de potencia.

Realizando un análisis geométrico, y tomando  $\gamma = 30^\circ$  para que la boca del inyector no se sitúe tan lejos del punto de impacto del chorro, el avance  $x$  de la aguja para pasar de  $d \rightarrow l$  y lograr  $d_{ch}$  en la vena contracta, es

$$x = \frac{d - l}{2 * \operatorname{tg}(\gamma)} = 64.52 \text{ mm}$$

## 6.9 Radio de curvatura del bulbo

El radio de curvatura del bulbo debe ser grande a fin de evitar desprendimientos y el diámetro  $b$  del mismo suele hacerse de manera que

$$b = (1.25 \text{ a } 1.30)d$$

Se toma

$$b = 1.30 * d = 1.3 * 149 = 193.7 \text{ mm}$$

### 6.9.1 Fuerza necesaria para mover la aguja

Para el diseño del sistema de regulación, es esencial un conocimiento de la fuerza necesaria para mover la válvula de aguja, así como la reducción de esta a un mínimo; procurando además que sea aproximadamente constante en toda la carrera de la válvula.

Refiriéndonos a la Figura 6-13, y sin tener en cuenta de momento el resorte dibujado en la misma figura, sobre la válvula de aguja del inyector cerrado actúa una fuerza hidrostática que se ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y sobre el prensaestopa. Esta fuerza será:

$$F_h = \rho g H_b \frac{\pi}{4} (d^2 - e^2)$$

$$F_h = 1000 \frac{kgf}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 300 \frac{mca * \pi}{4} (0.149^2 - 0.140^2)m^2 = 7655 N = 780 kgf$$

Donde  $H_b$  es la columna neta de presión,  $d$  es el diámetro del pico de la tobera y  $e$  el diámetro del prensaestopa.

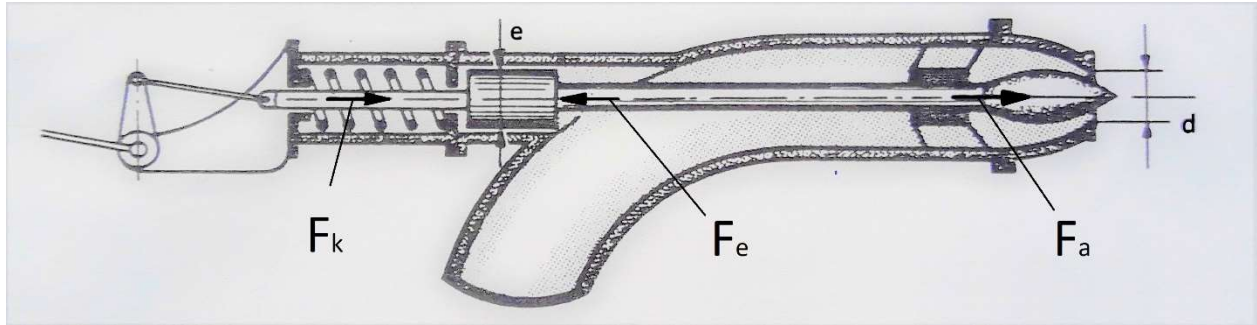


Figura 6-13 Sistema de regulación de la aguja. la fuerza necesaria para mover la aguja es disminuida con la ayuda de un resorte.

Al abrirse el inyector con el desplazamiento de la aguja la fuerza hidráulica (hidrodinámica en este caso) va disminuyendo, porque va disminuyendo la presión alrededor del bulbo. El valor exacto de la fuerza en este caso solo puede obtenerse por experimento, valiéndose de un dinamómetro de resorte intercalado entre el vástago de la válvula y su mando.

Obtenida esa fuerza es posible crear mediante un resorte una fuerza elástica, de manera que una juiciosa combinación del diámetro del émbolo  $e$  del émbolo del prensaestopa y de la constante  $k$  del resorte (así como de su colocación), permita conseguir los dos fines arriba indicados: reducir al mínimo la fuerza total y hacerla prácticamente constante.

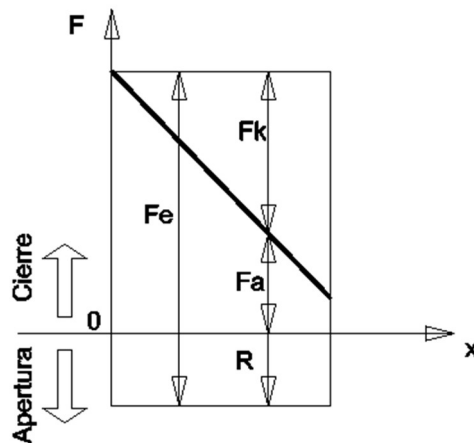


Figura 6-14 fuerza de apertura de válvula aguja.

Así (considerando el resorte), según se haga  $e \geq d$ , cuando la válvula está cerrada el vástago experimentará una fuerza de cierre, no experimentará fuerza alguna o experimentará una fuerza de apertura. En el esquema de la Figura 6-14 se ha trazado el diagrama de las fuerzas en función de la apertura del inyector. En este esquema con el inyector cerrado la fuerza sobre la aguja  $F_a$  es máxima y decrece linealmente (aproximadamente) a medida que el inyector se abre, y siempre es una fuerza de cierre. La fuerza sobre el émbolo del prensaestopa  $F_e$  es constante y siempre es una fuerza de apertura. Se ha añadido un resorte, que ejerce una fuerza nula cuando el inyector está cerrado, una fuerza de cierre  $F_k$ , creciente con la apertura del inyector. La resultante  $R$  de las tres fuerzas es muy pequeña, y aproximadamente constante, con lo cual quedan conseguidos los dos objetivos que se pretendían.

## 6.10 Tubería forzada

Teniendo las especificaciones necesarias, se ha calculado el diámetro mínimo y la velocidad máxima basado en la fórmula de Fahlsbuch. El criterio de velocidad máxima se utilizará para verificar que la velocidad del agua en la tubería a caudal nominal no sea tan elevada como para que pueda producir daño a la misma a largo plazo por erosión y/o cavitación. Se ha marcado la tubería como fabricada en acero.

Una vez obtenidas los datos principales de las tuberías forzadas se han calculado también las pérdidas en ellas utilizando la fórmula de Darcy.

Después se han calculado las pérdidas secundarias, utilizando varias fórmulas, según el tipo de pérdida que era. Se han encontrado cuatro pérdidas secundarias que influyen al sistema: en el codo, en la válvula, en el amortiguador, en la reducción gradual y en la confluencia de cañerías. Para la pérdida en la confluencia en codo, se ha recomendado consultar la dirección de la bibliografía.xxii

DATOS:

$$Q = 1 \frac{m^3}{s} = 1000 \text{ l/s (Caudal)}$$

$$L = 100 \text{ m (Longitud cañería)}$$

$$H = 30 \frac{kg}{cm^2} = 300 \text{ mca (Presión)}$$

$$\varepsilon = 0.045 \text{ mm (Factor de rugosidad del acero)}$$

$$\mu = 0,001003 \frac{kg}{m*s} \text{ (Viscosidad dinámica del agua)}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \text{ (Densidad del agua)}$$

Material	Coefficiente de Manning n	Coef. Hazen-Williams C <sub>H</sub>	Coef. Rugosidad Absoluta e (mm)
Asbesto cemento	0.011	140	0.0015
Latón	0.011	135	0.0015
Tabique	0.015	100	0.6
Fierro fundido (nuevo)	0.012	130	0.26
Concreto (cimbra metálica)	0.011	140	0.18
Concreto (cimbra madera)	0.015	120	0.6
Concreto simple	0.013	135	0.36
Cobre	0.011	135	0.0015
Acero corrugado	0.022	--	45
Acero galvanizado	0.016	120	0.15
Acero (esmaltado)	0.010	148	0.0048
Acero (nuevo, sin recubrim.)	0.011	145	0.045
Acero (remachado)	0.019	110	0.9
Plomo	0.011	135	0.0015
Plástico (PVC)	0.009	150	0.0015
Madera (duelas)	0.012	120	0.18
Vidrio (laboratorio)	0.011	140	0.0015

(Fuente: Computer Applications in Hydraulic Engineering, 5<sup>th</sup> Edition, Haestad Methods)

Figura 6-15 Valores típicos de factores de rugosidad.

### 6.10.1 Diámetro mínimo de la tubería

Por medio de la ecuación de Fahlbusch se obtiene un diámetro mínimo aproximado para evitar grandes pérdidas de carga, vibraciones, cavitaciones, erosiones y desgastes prematuros.

La potencia teórica es  $P = Q * H * g = 2648.7 \text{ kW}$ , por lo que el diámetro mínimo es entonces:

$$D_{\min} = 0.52 \left[ H^{-0.14} * \left( \frac{P}{H} \right)^{0.42} \right] = 0.584 \text{ m}$$

Así, el área mínima es:

$$A_{\min} = \frac{\pi D_{\min}^2}{4} = 0.268 \text{ m}^2$$

Y la velocidad máxima permitida se puede conocer como sigue:

$$v_{\max} = \frac{Q}{A_{\min}} = 7.46 \text{ m/s}$$

### 6.10.2 Pérdida de carga primaria (en los tubos)

Tomando como diámetro nominal  $D = 0.5 \text{ m}$ , el área de la tubería es



$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0.196 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, la velocidad media del fluido es  $v = \frac{Q}{A} = 5.10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Y la rugosidad relativa  $\frac{\varepsilon}{D} = 0.00009$ .

Número de Reynolds

$$N_R = \frac{D * v * \rho}{\mu} = 2540150$$

El factor de fricción de la tubería se calcula con la siguiente ecuación es:

$$f = 0,0055 \left[ 1 + \left( 20000 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{N_R} \right)^{\frac{1}{3}} \right] = 0.01265$$

De esta manera conseguimos la pérdida de carga en los conductos utilizando la ecuación de Darcy

$$\Delta P_c = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2} = 32835.78 \text{ Pa} = 3.35 \text{ mca}$$

### 6.10.3 Pérdida de carga secundaria (en los accesorios)

Según la bibliografía, los coeficientes de pérdida de carga de codos y accesorios son:

$$k_c = 0.10 \text{ (codo } 22^\circ 30')$$

$$k_e = 0.40 \text{ (confluencia)}$$

$$k_v = 0.24 \text{ (válvula de compuerta)}$$

$$k_r = 0.10 \text{ (reducción gradual)}$$

$$k_a = 0.60 \text{ (amortiguador)}$$

El coeficiente de pérdida total en los accesorios es

$$k_T = k_c + 5 * k_e + k_v + k_r + 2 * k_a = 3.46$$

Y así, se consigue la pérdida de carga en los accesorios

$$\Delta P_{acc} = \frac{k_T \rho v^2}{2} = 47255.46 \text{ Pa} = 4.82 \text{ mca}$$

### 6.10.4 Pérdida de carga total

Por último, la pérdida de carga total resulta en la suma de las anteriores

$$\Delta P_T = \Delta P_c + \Delta P_{acc} = 80091.24 \text{ Pa} = 8.17 \text{ mca}$$

### 6.10.5 Resistencia de la tubería

Según los diámetros normalizados por la norma CIRSOC, para un diámetro exterior  $D_0 = 508 \text{ mm}$ , espesor de pared  $t = 9.53 \text{ mm}$  y un material AISI 1030 laminado con una resistencia a la fluencia  $S_y = 3586 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ . La resistencia de trabajo se calcula con la ecuación para cilindros de pared delgada:

$$S_t = \frac{HD_0}{2t} = 800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El coeficiente de diseño es igual a la resistencia a la fluencia sobre el esfuerzo de trabajo:

$$N = \frac{S_y}{S_t} = 4.5$$

### 6.10.6 Bulones de la tubería

Para el cálculo se parte de una fuerza máxima

$$F_{\text{máx}} = H * A_0 = 60774 \text{ kgf}$$

Donde  $A_0$  es el área interna de la tubería y  $H$  la columna de presión de agua.

Según (FAIRES), el paso entre bulones para una presión superior a  $3 \text{ kgf/cm}^2$  es  $\text{Paso} = 3.5D_b$ .

El diámetro nominal para un bulón de  $\frac{1}{2}$ " es  $D_b = 1.27 \text{ cm}$ .

Para un *perímetro*  $= \pi D_0 = 159 \text{ cm}$  el número de bulones es

$$N_b = \frac{\text{Perímetro}}{\text{Paso}} = 21.61 \cong 36$$

La fuerza externa es

$$F_e = \frac{F_{\text{máx}}}{n} = \frac{60774}{36} = 1688 \text{ kgf}$$

El área del bulón  $A_b = \frac{\pi D_b^2}{4} = 1.267 \text{ cm}^2$ . Para una rosca UNC el área de esfuerzo del bulón es  $A_s = 0.9154 \text{ cm}^2$ .

Calculando las rigideces del bulón y la junta:

<b>A=</b>	1,9	cm	ancho cabeza del bulón
<b>h=</b>	50,8	cm	espesor a unir
<b>De=</b>	27,3	cm	diámetro equivalente
<b>Ae=</b>	583,8	cm <sup>2</sup>	área equivalente
<b>Eb=</b>	2100000,0	kg/cm <sup>2</sup>	modulo elástico del bulón
<b>Ec=</b>	2100000,0	kg/cm <sup>2</sup>	modulo elástico de la junta
<b>Lb=</b>	50,8	cm	Largo del bulón
<b>Lc=</b>	50,8	cm	Largo de la junta

<b>Kb=</b>	52364,9	kg/cm	rigidez bulón
<b>Kc=</b>	24132907,5	kg/cm	rigidez junta
<b>Kt=</b>	52251,5	kg/cm	rigidez total

La variación de la carga sobre el bulón es

$$\Delta F_b = F_e \left( \frac{k_b}{k_b + K_c} \right) = 3,7 \text{ kgf}$$

Para un coeficiente de no apertura de junta  $Q = 1.8$ , la fuerza inicial de apriete debe ser

$$F_i = Q * F_e * \left( \frac{k_c}{k_b + K_c} \right) = 2947 \text{ kgf}$$

La carga total sobre el bulón resulta

$$F_t = F_i + \Delta F_b = 2951 \text{ kgf}$$

Así, la tensión del bulón

$$S_b = \frac{F_t}{A_s} = 3224 \text{ kgf/cm}^2$$

Según la tabla del libro, para un bulón de calidad SAE Grado 5 – ASTM A325, la tensión de prueba es  $S_p = 5976 \text{ kgf/cm}^2$ . Por lo tanto, el coeficiente de seguridad verifica la no apertura de junta.

$$N = \frac{S_p}{S_b} = 1.85$$

## 6.11 Cucharas

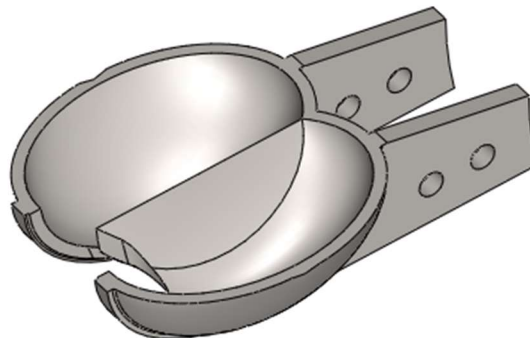


Figura 6-16 Cuchara o álabe de la turbina Pelton

Los álabes del rodete tienen forma de cucharas. Cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central. Cortando por un plano radial, cada parte de la cuchara tiene aproximadamente la forma de una elipse. El chorro que incide en la mitad de la arista queda así dividido en dos partes iguales que sufren la misma desviación; eliminándose de esta manera el empuje axial sobre el rodete.

Las cucharas son la parte más importante de la turbina. Su construcción ha de poder resistir el empuje máximo del chorro cuando la turbina esta parada, y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala.

Se construyen de fundición de hierro, y de bronce o acero inoxidable para grandes saltos. En este caso se diseñarán de acero inoxidable por la atmosfera salina en la que se encuentran.

La forma de la cara interior constituye el diseño hidráulico que recibe el chorro y lo direcciona a fin de absorber la energía cinética y de la cara posterior ha de ser tal que no perturbe la evacuación de agua de la cuchara precedente. Se requiere una esmerada pulimentación final.

Las proporciones dimensionales recomendadas por (Mataix) se desarrollan a continuación:

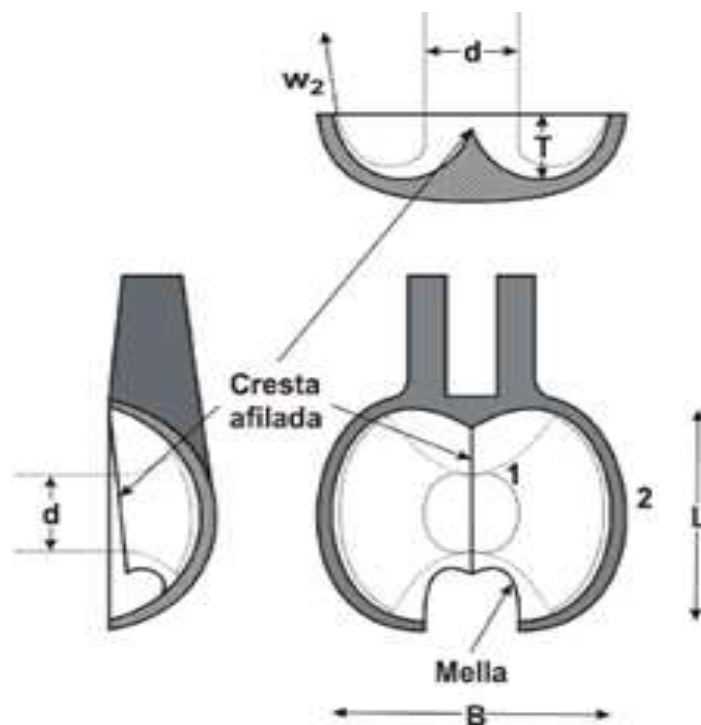


Figura 6-17 Dimensiones del alabe de la turbina.

$$d_{ch} = 130 \text{ mm (diámetro del chorro)}$$

$$B = 3 * d_{ch} = 3 * 130 \text{ mm} = 390 \text{ mm} \text{ (ancho de la cuchara)}$$

$$L = 2,6 * d_{ch} = 2,6 * 130 \text{ mm} = 338 \text{ mm} \text{ (altura de la cuchara)}$$

$$T = 0,85 * d_{ch} = 0,95 * 130 \text{ mm} = 123.5 \text{ mm} \text{ (Profundidad de la cuchara)}$$

$$t = 2 * d_{ch} = 2 * 0,130 \text{ m} = 0,260 \text{ m} \text{ (distancia entre cucharas en el rodete)}$$

$$z = (\pi * D)/t = \frac{3,141,761 \text{ m}}{0,260 \text{ m}} = 21 \text{ (número de cucharas)}$$

### 6.11.1 Fuerza ejercida sobre las cucharas

Sabiendo que la columna neta de presión es de  $H = 300 \text{ m}$ ; la velocidad del chorro  $c_1 = 0.98 * \sqrt{2gH}$ . El diámetro del chorro es  $d_{ch} = 130 \text{ mm}$  y del rodete  $D = 1761 \text{ mm}$ ; ángulo de entrada  $\alpha_1 = 0^\circ$ ; ángulo de salida  $\beta_2 = 17^\circ$ , velocidad de salida  $w_2 = 0.70w_1$  y velocidad tangencial periférica  $u_1 = 0.45c_1$ .

Tomando como eje x la dirección de la velocidad periférica del rodete el punto en que el eje del chorro corta a éste, la fuerza tangencial ejercida por el chorro sobre las cucharas es igual y de sentido contrario a la que las cucharas ejercen el fluido. Por tanto, por la teoría de conservación del movimiento:

$$F = Q\rho(w_{1u} - w_{2u})$$

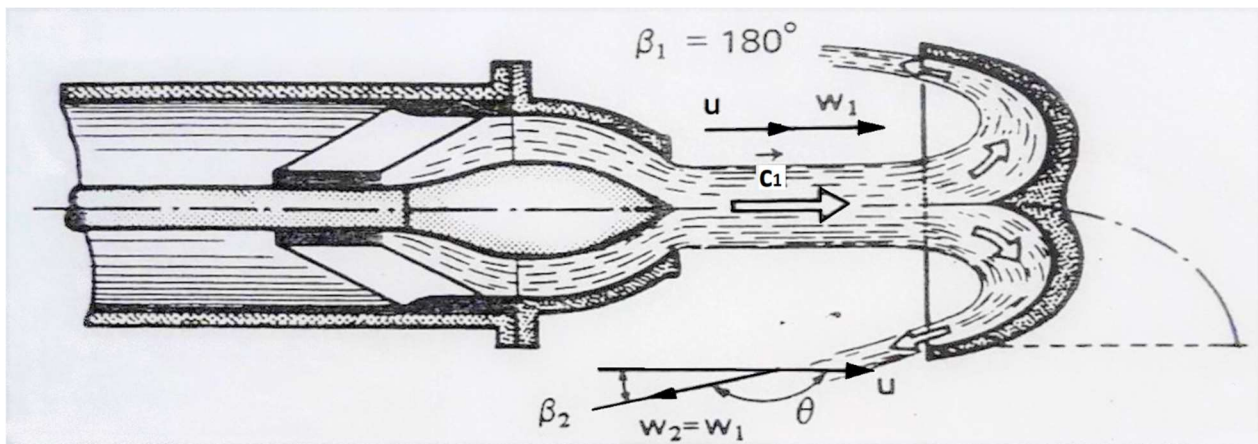


Figura 6-18 Esquema de las velocidades del chorro a la salida del inyector y su paso por la cuchara.

Calculemos los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete:

Triángulo de entrada:

$$c_1 = 0.98 * \sqrt{2gH} = 0.98\sqrt{19.62 * 300} = 75.10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$u = u_1 = u_2$  (las turbinas Pelton son tangenciales y en ellas la velocidad periférica a la entrada y salida es la misma)

$$u = 0.45 * \sqrt{2gH} = 34,52 \frac{m}{s}$$

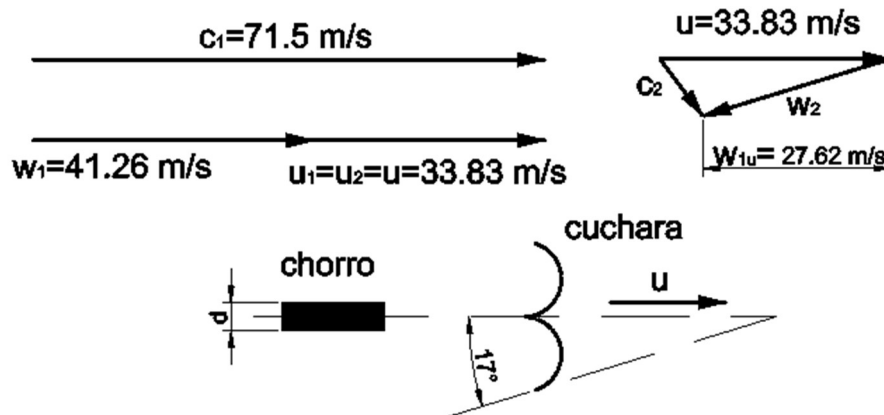


Figura 6-19 Triángulo de velocidades del chorro de agua a la entrada y a la salida del álabe (cuchara).

Siendo  $\alpha_1 = 0^\circ$ , velocidad relativa del chorro respecto de la cuchara es

$$w_1 = w_{1u} = c_1 - u = 40.58 \frac{m}{s}$$

Triángulo de salida:

$$w_2 = 0.7 * w_1 = 28.41 \frac{m}{s}$$

$$w_{2u} = -w_2 * \cos(\beta_2) = -27.16 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo todo en la ecuación de continuidad, tendremos la fuerza tangencial sobre las cucharas:

$$F = 1 * 1000 * (40.58 - (-27.16)) = 67740 N = 6905 kgf$$

Y corroborando la potencia transmitida:

$$P = F * u = 2.38 MW$$

Si la potencia teórica deseada es de  $P_0 = 3 MW$ , se puede esperar, trabajando a régimen nominal, un rendimiento hidráulico de la turbina en el peor de los casos de

$$\eta_h = \frac{P_0}{P} * 100 = 79\%$$

Este valor se puede mejorar considerablemente trabajando con modelos a escala y con pruebas de laboratorio del diseño de los álabes.

Cabe aclarar que esto no significa que no se pueda producir  $3\text{ MW}$ , sino que como toda máquina hay un factor de eficiencia aparejado al valor teórico deseado.

En nuestro caso los agentes que afectan el rendimiento van desde los rozamientos mecánicos, pérdidas hidráulicas, pérdidas inductivas en el generador, la calidad del oleaje el cual es un valor estadístico.

## 6.12 Deflector

El deflector sirve para evitar el embalamiento cuando el inyector sigue abierto y la carga de la turbina es inferior a la que corresponde a la apertura del inyector. También se utiliza para desviar el chorro y cerrar la válvula de aguja lentamente evitando el golpe de ariete.

Su diseño se hará de manera robusta para resistir la fuerza del chorro.

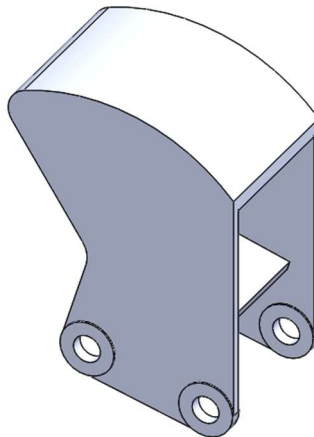


Figura 6-20 Deflector.

Este deflector está articulado por tres pasadores: dos de ellos lo unen al pico de la tobera y el restante a un cilindro hidráulico del sistema de seguridad que le confiere movimiento. Estos pasadores deben resistir un esfuerzo de corte puro generado por el chorro de agua. Para dimensionarlos se efectuará una verificación de la sección para un diámetro de  $D = 30\text{ mm}$ . El contacto se efectúa en cuatro orificios iguales ( $n=4$ ). Por tanto, el esfuerzo al que está sometido el pasador es:

$$S = \frac{F}{n * A} = \frac{F_h}{4 \left( \frac{\pi * D^2}{4} \right)} = \frac{7021\text{ kgf}}{\pi * (3\text{ cm})^2} = 248.3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Para un acero inoxidable AISI 316 recocido, la resistencia a la fluencia es  $S_y = 2601 \frac{kg}{cm^2}$ , el margen de seguridad en el diseño es igual a:

$$N = \frac{S_y}{S} = \frac{2601}{248.3} = 10.47$$

Lo que supera con creces la sollicitación, incluso en condiciones de golpes bruscos.

### **6.13 Accionador del deflector**

Ya sea que se active por el sistema de seguridad o manualmente para tareas de mantenimiento o parada de la planta, el deflector necesitará un sistema de accionamiento robusto y confiable que le permita desviar el chorro de agua de la tobera.

La capacidad de carga máxima necesaria es  $W = 7379 * \text{sen}(30) = 3690 \text{ kfg}$ , que equivale a la componente de la fuerza ejercida por el chorro de agua que se opone al movimiento del deflector.

Para un cilindro hidráulico  $C = 200 \text{ mm}$  de carrera,  $D_1 = 60 \text{ mm}$  de diámetro interior,  $D_2 = 20 \text{ mm}$  de diámetro de vástago y trabajando a una presión  $P = 150 \text{ bar}$ , se comprueba que:

La capacidad de empuje es

$$F_1 = A_1 P = 4239 \text{ kgf}$$

La capacidad de tracción es

$$F_2 = A_2 P = 3768 \text{ kgf}$$

Lo que resulta satisfactorio.

Una bomba de aletas circulares es la más conveniente debido a que la presión está en el rango de 100 – 160 bar y la presión que más se maneja es 150 bar, además su rendimiento es cercano al 0.93, lo cual es muy bueno.

Ya teniendo el área del cilindro, se puede calcular el caudal  $Q$ .

$$Q = \frac{V}{t} = A * v$$

Donde

$Q = \text{Caudal}$

$V = \text{Volumen}$

$A = \text{Área}$

$v = \text{Velocidad}$



$t = \text{Tiempo}$

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0.0028 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{C}{t} = 0.05 \text{ m/s}$$

$$Q = A * v = 0.00848 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 8.48 \text{ l/min}$$

Después de calcular el caudal, seguimos con el cálculo de la potencia requerida del motor eléctrico de nuestro sistema.

En este caso utilizaremos la eficiencia que nos da la bomba de aletas celulares que es  $\eta = 0.9$ .

$$P = \frac{\text{Presión} * \text{Caudal}}{600 * \eta} [\text{kW}]$$

$$P = 2.35 \text{ kW} = 3.15 \text{ hp}$$

## 7 Generador

---

Un generador es una máquina eléctrica, capaz de transformar energía mecánica en energía eléctrica, produciendo una corriente alterna mediante inducción electromagnética.

Los generadores están creados, siguiendo el principio de que, en un conductor sometido a un campo magnético variable, durante un determinado tiempo se va a inducir una tensión eléctrica o fuerza electromotriz, cuya polaridad depende del sentido del campo y el valor del flujo que lo atraviesa (ley de Faraday).

Gira sobre un eje acoplado al eje del rodete.

Se procede a continuación a la elección del sistema de conversión mecánica-eléctrica.

El generador de corriente alterna constituye uno de los medios más comunes de producción de energía eléctrica ya que puede abastecer consumos directos y, de requerir corriente continua, sólo es necesaria la incorporación de un rectificador. Estos generadores se clasifican en sincrónicos y asincrónicos o de inducción.

EL tipo de tecnología recomendada para esta aplicación es el generador sincrónico de imanes permanentes.

Se presentan a continuación ventajas y desventajas de algunos tipos de generadores de corriente alterna para explicar y justificar la elección.

### 7.1 Generador sincrónico

Este generador tiene un rotor que utiliza corriente continua para generar un campo magnético, el que también puede ser reemplazado por un imán permanente. Se caracteriza además porque la frecuencia de las variables eléctricas que éste produce es proporcional a la velocidad de giro del rotor. La Figura 7-1 muestra un diagrama de bloques de un sistema de generación en corriente alterna y frecuencia constante a partir de un generador sincrónico y velocidad variable de giro del rotor.

Ventajas

- Puede ser auto excitado por electroimanes o imanes permanentes.
- No requiere mantención periódica. Más económicos que las máquinas de corriente continua.
- Fácil control de la tensión de salida manipulando la corriente de campo.

Desventajas

- Necesitan de un equipo rectificador para alimentar algún banco de acumuladores.
- Dificultad para regular la frecuencia de la tensión a la salida.

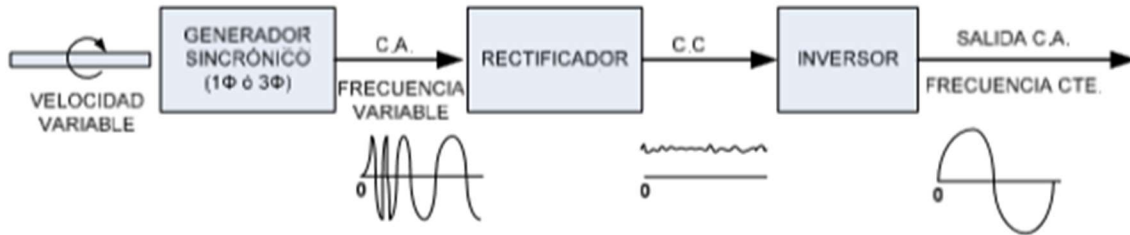


Figura 7-1 Generador C/A sincrónico

## 7.2 Generador trifásico de conmutador

El sistema tiene una máquina con conmutador a la cual se le alimenta el campo trifásico con tensión de la frecuencia de red y se obtiene en el rotor una tensión de la misma frecuencia independiente de la velocidad del rotor. La magnitud de la tensión de salida debe ser controlada actuando sobre la magnitud de la tensión de alimentación del campo (ver Figura 7-2).

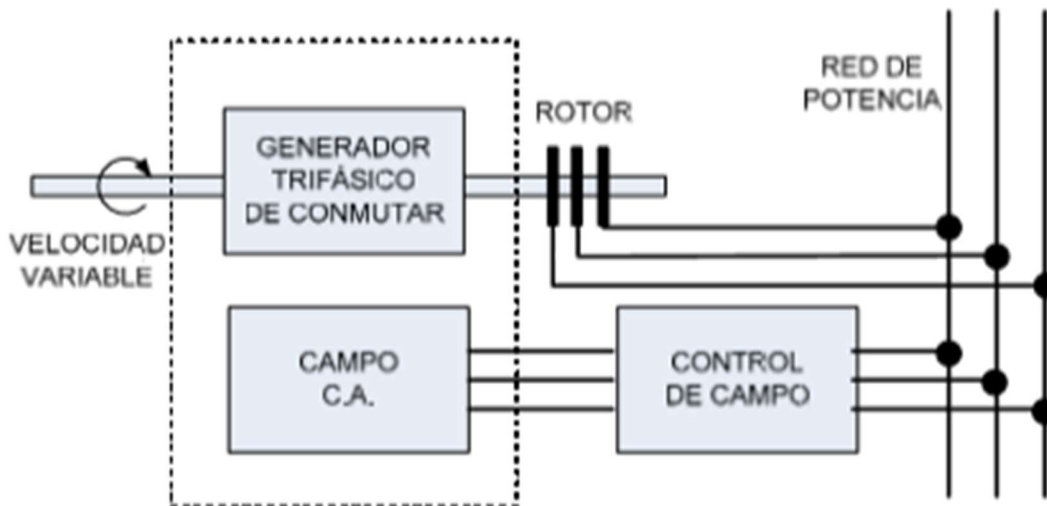


Figura 7-2 Generador trifásico de conmutador.

Ventajas

- No existen problemas de regulación de frecuencia.
- Fácil control de la magnitud de la tensión a la salida.

#### Desventajas

- Se requiere mantención periódica al poseer un conmutador.
- Se necesita de un rectificador para cargar baterías.
- Debe ser ocupado en conexión a la red de potencia ya que se debe disponer de tensión alterna para alimentar el campo.

### 7.3 Generador de inducción doblemente alimentado

Este sistema utiliza un generador de inducción de rotor bobinado de modo de aprovechar el efecto de variar la resistencia del rotor. Al hacer esto se puede modificar su característica de operación (potencia-velocidad) y se logra un funcionamiento más eficiente. Es necesario que opere conectado a la red de potencia.

#### Ventajas

- Alta eficiencia por la regeneración del rotor.
- Más económicas que la máquina de corriente continua.

#### Desventajas

- Se requieren equipos adicionales, tales como rectificador e inversor para su propio funcionamiento y la carga de baterías.
- Se necesita un sistema de control más elaborado para su correcto funcionamiento.

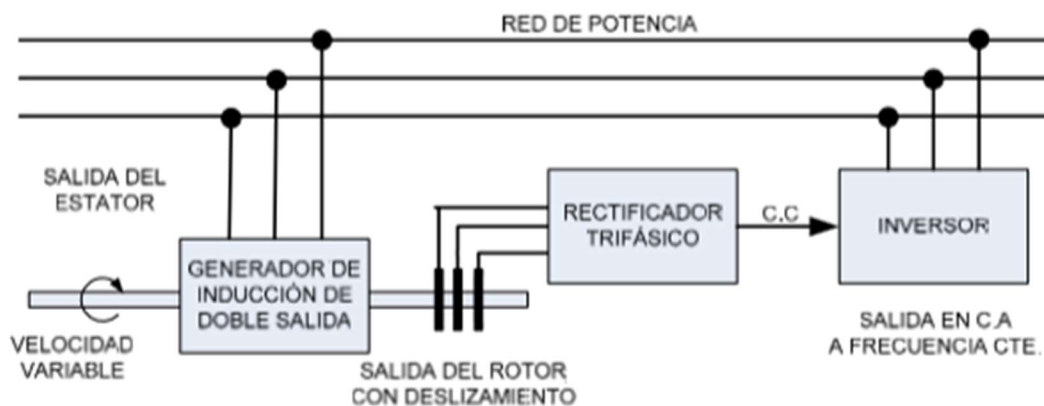


Figura 7-3 Generador de inducción de salida doble

## 7.4 Generador sincrónico de campo modulado

Se utiliza un generador sincrónico trifásico al cual se le alimenta el rotor con corriente alterna a la frecuencia que se desea obtener a la salida (Figura 7-4).

Ventajas

- No hay problemas de regulación de frecuencia.

Desventajas

- Presencia de armónicos.
- El rotor debe ser laminado.
- Para tener 3 fases es necesario realizar 3 modulaciones de forma separada.
- El sistema no puede ser totalmente auto excitado.
- Se requieren equipos adicionales para su funcionamiento, tales como rectificador, inversor y filtros.
- Es necesario controlar la magnitud y fase de la tensión de excitación

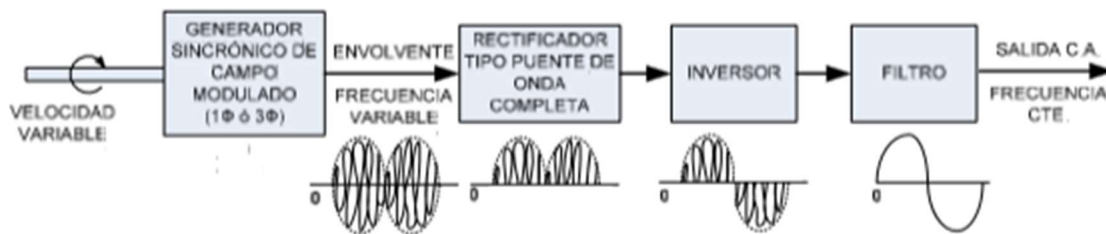


Figura 7-4 Generador sincrónico de campo modulado.

## 7.5 Generador de inducción con condensador sincrónico

Se utiliza una máquina de inducción y una máquina sincrónica para generar tensión alterna en forma independiente de la red.

Ventajas

- Tensión alterna de frecuencia constante en forma directa.
- Puede operar de forma aislada a la red.

Desventajas

- Se requieren dos máquinas de potencia similar para la operación del sistema.

- Se necesita de un rectificador en el caso de la carga de baterías.

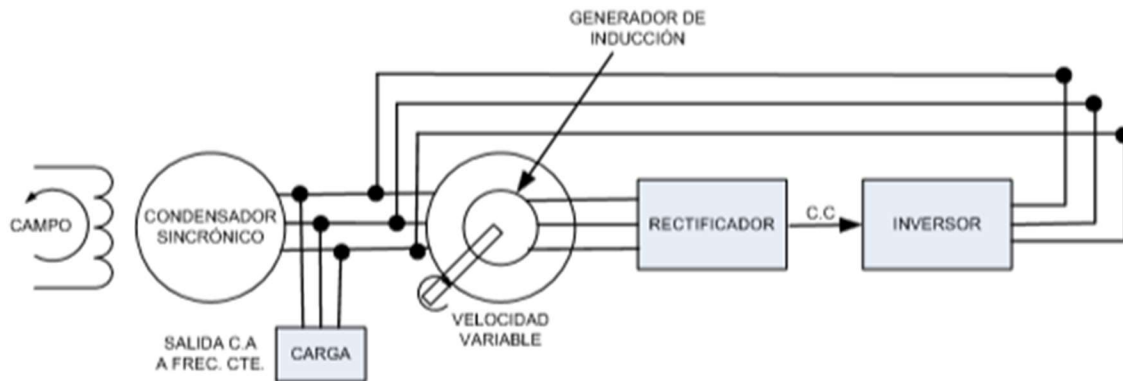


Figura 7-5 Generador de inducción con condensador sincrónico.

## 7.6 Generador elegido para la aplicación

El sistema de conversión mecánica eléctrica para el prototipo de generador undimotriz debe contar con un generador eléctrico que permita la obtención de energía a tensión alterna y constante a partir de un eje que gira a una velocidad levemente variable, con el fin de alimentar la red.

Dados estos requerimientos y las condiciones de tamaño (no necesita ser transportado con frecuencia) y ambientales de funcionamiento (humedad, corrosión, temperaturas, etc.) se debe optar por un sistema robusto, que no necesite de continua mantención.

Además de lo anterior, una de las características principales del sistema es que estará conectado de la red eléctrica de potencia, por lo tanto, cualquier tipo de generador que no favorezca este requerimiento queda descartado.

Así entonces, evaluando la economía y mantención, se descarta la opción de un generador trifásico con conmutador, la opción del generador sincrónico de campo modulado y el generador de inducción con condensador sincrónico por necesitar dos máquinas iguales.

Finalmente, dada su simplicidad y la posibilidad de un control relativamente fácil sobre la magnitud de la tensión generada, el generador sincrónico de imanes permanentes resulta ser la opción más atractiva para el sistema. A continuación, se expone sus características constructivas, cualidades y defectos en la generación de electricidad.

## **7.7 Generador trifásico de corriente alterna de imanes permanentes**

Se eligió un generador comercial de la marca STAMFORD. El modelo HCI 434D/444D es el que mejor se adapta a las necesidades del proyecto.

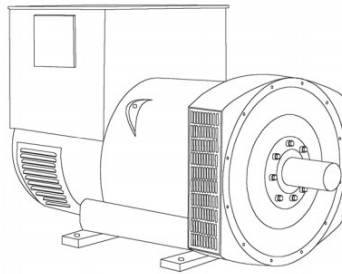


Figura 7-6 Generador eléctrico de imanes permanentes.

### **7.7.1 Regulador de voltaje**

Este regulador automático de voltaje (AVR) está incorporado en el sistema de control del generador de imán permanente (PMG) de Stamford.

El PMG proporciona energía a través del AVR al excitador principal, lo que proporciona una fuente de energía de excitación constante independiente de la salida del generador. La salida del excitador principal se alimenta al rotor principal, a través de un puente de onda completa, protegido por un supresor de sobretensiones contra las sobretensiones causadas, por ejemplo, por un cortocircuito o un paralelismo desfasado.

El AVR tiene protección incorporada contra la sobreexcitación, causada por fallas internas o externas. Esto desexcita la máquina después de un mínimo de 5 segundos. Una función de aceptación de carga de alivio del motor puede permitir que la carga completa se aplique al generador en un solo paso.

### **7.7.2 Terminal y caja terminal**

El generador es reconectable trifásico con 12 extremos sacados a los terminales, que se montan en una cubierta en el extremo sin transmisión del generador.

### **7.7.3 Aislamiento / impregnación**

El sistema de aislamiento es de clase 'H'. Todos los componentes están impregnados con materiales y procesos diseñados específicamente para proporcionar la alta estructura requerida para los devanados estáticos y la alta resistencia mecánica requerida para los componentes giratorios.

### 7.7.4 Curvas características del generador

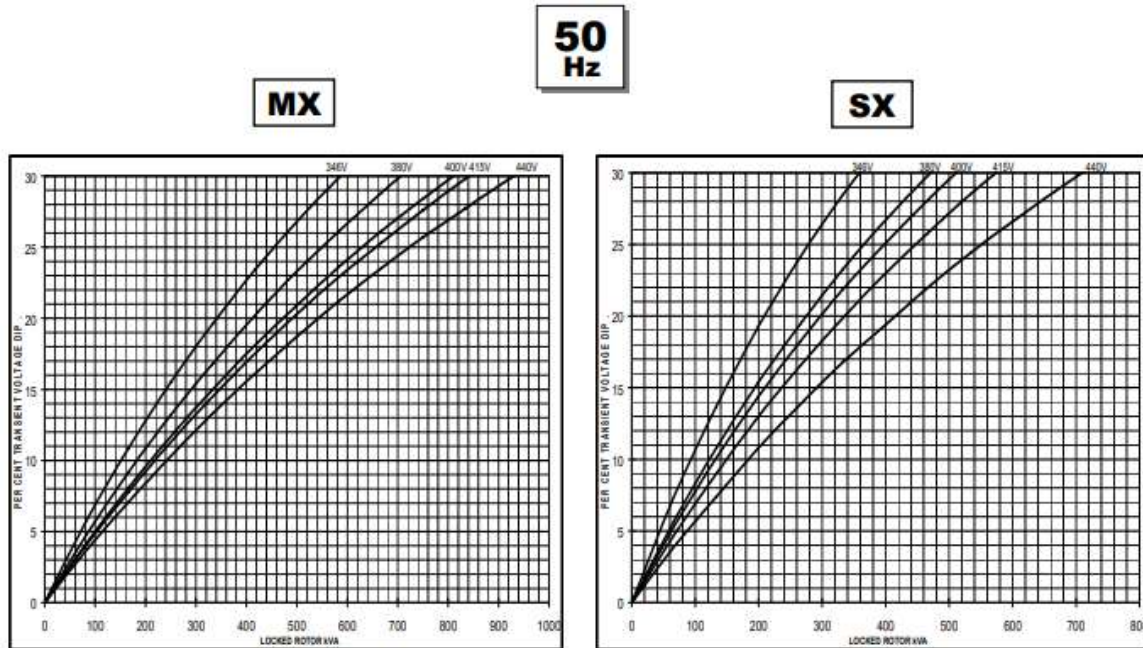
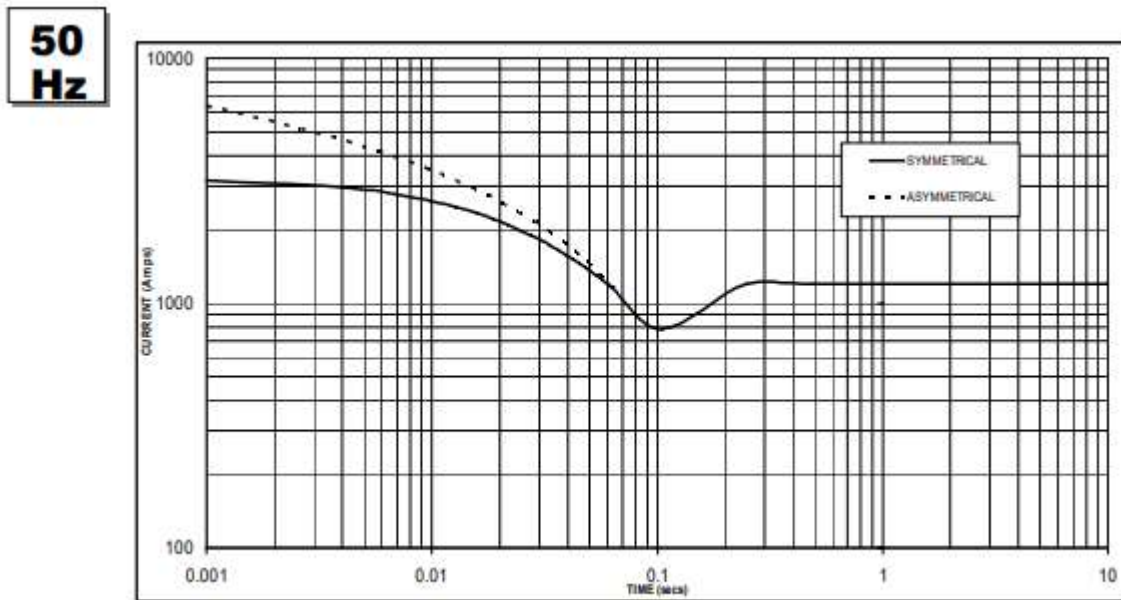


Figura 7-7 Curva de arranque del motor del rotor bloqueado.



Sustained Short Circuit = 1,200 Amps

Figura 7-8 Curva de decremento trifásico de cortocircuito. Excitación sin carga a velocidad nominal basado en conexión estrella. Circuito de disparo continuo = 1200 Amper.



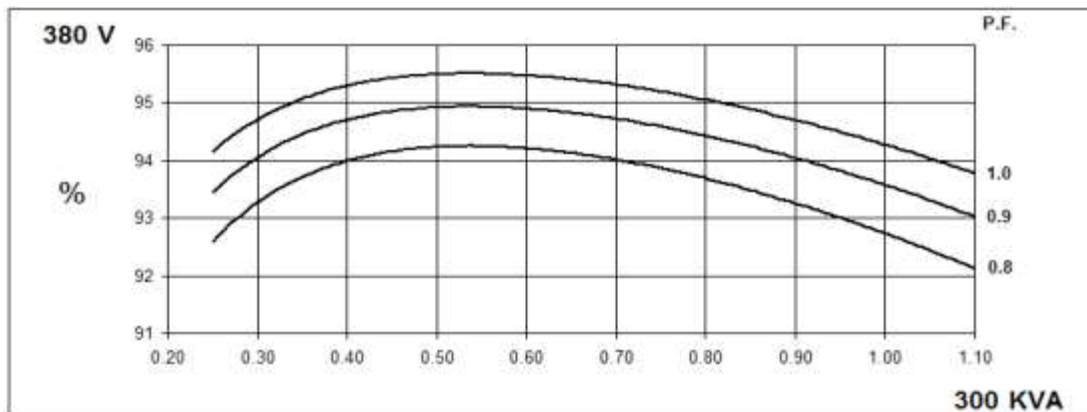


Figura 7-9 Curvas de eficiencia de tres fases para diferentes voltajes.

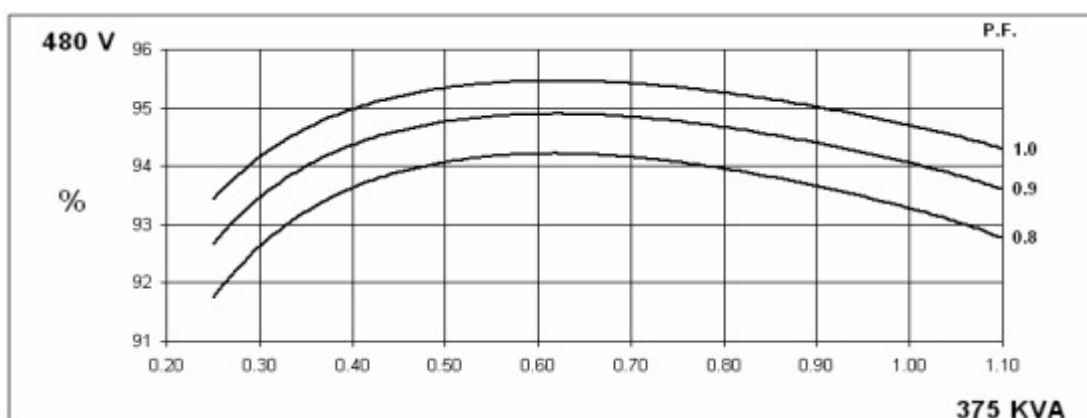


Figura 7-10 Curvas de eficiencia de tres fases para diferentes voltajes (b)

En el anexo se adjunta la tabla de especificaciones del generador.

---

## **8 Terminación superficial**

---

En el presente capítulo se pretende tratar sobre el proceso de pintura aplicado a las partes que componen la planta undimotriz y su protección en este ámbito, sin ahondar demasiado en las características y metodologías de aplicación de las pinturas que se utilizan en la industria naval, así como los métodos de corrosión y el entorno marítimo.

El objetivo de la protección superficial de los componentes de acero es minimizar la corrosión provocada por el medio en que se desarrolla la actividad de la central, consiguiendo una mayor durabilidad y explotación de la misma.

### **8.1 Corrosión en el Ámbito Marítimo**

La mayoría de buques que componen la flota mercante mundial están contruidos de aceros y operan inmersos en un medio corrosivo como es el agua del mar. Esto, inevitablemente, hace aparecer la corrosión, que tiene como característica fundamental el medio en el que se produce, pues el agua de mar es el electrolito corrosivo por excelencia que tiene la naturaleza.

La corrosión es definida como el deterioro de un material metálico a consecuencia de un ataque químico del entorno. También, se puede describir la corrosión como una oxidación acelerada y continua que desgasta, deteriora y que incluso puede afectar la integridad física de los objetos o estructuras.

### **8.2 Tipos de Corrosión**

#### **8.2.1 Corrosión Galvánica**

También conocida por Corrosión Bimetálica, se da siempre que se unen dos metales o aleaciones diversas. Éstas, tienden a la corrosión del más electro-negativo de los dos y tanto más intensamente cuanto más distanciados se encuentran ambos metales en la serie galvánica.

Este es el caso generalizado del par galvánico que forma la hélice (bronce) y el casco (acero); y el existente antiguamente en buques con remaches.

#### **8.2.2 Corrosión Uniforme**

Se da fundamentalmente cuando el ataque se extiende casi por igual por toda la superficie metálica, siendo éste de carácter superficial. El remedio más recurrido para este tipo de corrosión es mediante un recubrimiento apropiado o bien mediante la protección catódica

### **8.2.3 Corrosión Localizada**

Consiste en un ataque muy localizado y profundo, frecuentemente es difícil de descubrir dado el pequeño diámetro de las perforaciones y porque las bocas de estas perforaciones están recubiertas con productos de corrosión.

Se requieren meses e incluso años para que los agujeros lleguen a perforar el metal.

### **8.2.4 Corrosión Intergranular.**

Los bordes del grano son más propensos al ataque electro-químico, no solo porque en ellos los átomos metálicos están más débilmente empaquetados en la red cristalina, sino también por las impurezas y segregaciones que allí se acumulan.

Las áreas inmediatamente contiguas a la soldadura quedan empobrecidas en elementos aleantes por lo que se vuelven activas frente al resto del metal.

En las soldaduras se da en paralelo el fenómeno de unión bimetálica, ya que el electrodo de soldadura introduce un compuesto de distintas características electroquímicas.

## **8.3 Factores de la Actividad Corrosiva del Mar**

Al ser el medio salino la fuente principal de la corrosión de los buques y al estar ligado directamente a este trabajo, es necesario un estudio de los factores principales que inciden en la actividad corrosiva del medio marino que son los siguientes: (GARCÍA, 2016)

1. Salinidad
1. Exposición atmosférica: Oxígeno
2. Temperatura
3. Velocidad del flujo
4. Profundidad
5. Organismos Microbiológicos
6. Otros Factores

#### **8.4 Sistemas Anticorrosivos**

Existen diversas maneras de luchar contra la corrosión que aparece en la infraestructura de acero de un buque de estas características, siendo, como hemos visto, mucho más pronunciada en la obra viva de éste.

Esto implica la utilización de distintos métodos de protección con el fin de tener una mayor explotación de éste con la utilización de medios como: recubrimientos orgánicos que denominaremos pintura, sistemas de corrientes impresas y ánodos de sacrificio, entre otros.

#### **8.5 Procesos de pinturas**

Un proceso de pintado es la secuencia de capas de diferentes tipos de pinturas que forman la totalidad de la película de pintura. El proceso de pintado varía según el substrato a pintar debido al hecho de que existen pinturas específicas para diferentes materiales; fibra de vidrio, acero, aluminio, madera, etc.

#### **8.6 Pinturas antiincrustantes**

Las pinturas antiincrustantes, comúnmente llamadas Antifouling o patentes, son un producto que contiene biocidas y productos organoestánicos para prevenir la adherencia y el crecimiento de organismos, microorganismos, flora y fauna marina en general.

Los diferentes tipos de anti incrustantes que existen se diferencian entre sí en la forma en la que liberan las sustancias biocidas.

Su durabilidad dependerá del espesor de la capa aplicada; a lo que se unen otros factores que se relacionan directamente con el agua, como su riqueza, su temperatura y el nivel de polución.

Elegir el antifouling correcto es muy importante. Se deben tomar en cuenta factores como el tipo de estructura, la exposición, la velocidad media, el lugar donde está amarrado, el tipo de agua y las mareas.

Hay una amplia gama de antifouling que podrían clasificarse en tres grupos:

1. Antifouling auto pulimentable: se van desgastando con el roce del agua.
2. Antifouling de matriz dura: absorben el agua mientras que la parte soluble de la resina se va desintegrando.

3. Antifouling convencional: la pintura se va disolviendo, pero tienen el inconveniente de que sólo pueden estar expuestos a la intemperie durante una semana al contrario de los de matriz dura que son capaces de aguantar hasta 3 semanas sin el contacto del agua.

## **8.7 Protección Catódica por Corrientes Impresas y Ánodos de Sacrificio**

El sistema se basa en el principio electrolítico y consiste en el cobre, el aluminio y ánodos ferrosos que se alimentan con una corriente eléctrica impresionada de un panel de control. El ánodo se monta generalmente en partes en la estructura donde están en contacto directo con el flujo del agua.



Figura 8-1 Ánodos de Zinc.

### **8.7.1 Ánodos de sacrificio**

De cara a evitar esta corrosión se utilizan los llamados ánodos de sacrificio y sistema de corrientes impresas. Los ánodos son piezas de bajo potencial para que se disuelvan antes que las partes que deseamos proteger (casco), estos los podemos encontrar de diferentes formas y de material.

Los más usados son los ánodos de zinc, metal más anódico respecto a otros metales usados en la construcción de barcos. Los ánodos de aluminio, también usados en cascos de acero principalmente por su liviandad y bajo costo.

## 8.8 Corriente Impresa

Los denominados circuitos de corrientes impresas, se instalan para el control del voltaje de corrientes galvánicas que previenen las variaciones que se observen entre las distintas partes del casco y los ánodos de sacrificio. Estos sistemas, monitorizan constantemente el casco, detectando la aparición de corrosión.

Esta monitorización se lleva a cabo a través de los electrodos de referencia instalados en el casco, los cuales miden la diferencia de potencial a lo largo de la superficie del casco.

Cuando la diferencia de potencial corresponde al inicio de un proceso de corrosión, el ordenador del sistema, activa la inyección de corriente a través de los ánodos de inyección de corriente, la cual se transmite a través de la superficie metálica del casco y de la propia agua del mar. Esta corriente vuelve a nivelar la diferencia de potencial hasta los valores de protección, manteniendo el casco sin corrosión alguna durante la vida del mismo



Figura 8-2 Ánodo de Referencia.

## 8.9 Pintura Naval

La pintura es desde un punto de vista técnico-económico es el método más adecuado para la protección de los materiales empleados en la construcción y en la industria, no sólo naval, sino general.

Básicamente, se compone de los siguientes elementos:

- **Pigmentos:** Su función consiste primordialmente en conferir color y opacidad a la capa de pintura.

- **Ligantes:** Es el componente básico de la pintura a la que confiere la posibilidad de formar película una vez curada por el procedimiento específico de cada tipo. De él dependen las propiedades mecánicas y químicas de la pintura, y por tanto su capacidad protectora.
- **Disolventes:** Su misión consiste básicamente en permitir la aplicación de la pintura por el procedimiento elegido, confiriéndole una consistencia apropiada ya que en general una pintura sin disolvente, sólo a base de pigmento y ligante, tendría una viscosidad muy elevada. Otra de sus misiones es la de facilitar la fabricación de la pintura y mantener su estabilidad en el envase.
- **Aditivos:** Son productos químicos de acción específica que se añaden a los componentes principales de la pintura, ya citados, en pequeñas proporciones para conseguir una mejora de calidad, evitar defectos, producir efectos especiales, acelerar el endurecimiento, conferir tixotropía, matizar, etc.

Por otra parte, hay que tener en cuenta los diversos ingredientes que suelen contener las pinturas. Algunos de ellos pueden ser nocivos. Por ello, se aconseja consultar la ficha técnica y de seguridad para realizar una manipulación sin riesgos para la salud. También hay que tener en cuenta el mecanismo de secado-curado por el que una pintura pasa de estado líquido a sólido seco. El secado es, básicamente, un proceso exclusivamente físico de evaporación del disolvente. En cambio, el curado añade al proceso físico citado otras reacciones químicas complejas.

## **8.10 Tipos de Pintura. Clasificación.**

### 1. Imprimación

Son las primeras capas de pintura en contacto directo con el sustrato, fuertemente pigmentadas y con bajos contenidos de ligante. Su misión es servir de anclaje para las siguientes manos y evitar la oxidación en superficies metálicas por medio de los pigmentos anticorrosivos.

### 2. Capas Intermedias

Se aplican sobre la imprimación, generalmente con la misión de aumentar el espesor del proceso de pintura, para evitar dar varias capas de acabado (100 a 200 micras).

### 3. Pinturas de Acabado

Se utilizan para dar color a la pieza, son pinturas que han de ser resistentes a la abrasión, la luz ultravioleta, agentes químicos, la humedad, etcétera, dado a que son las pinturas que se encuentran en contacto directo con el exterior.

## 8.11 Proceso de Pintura

El proceso de materialización consta de las siguientes fases para garantizar la calidad del sistema;

1. Preparación de superficies en la construcción de módulos, ensamblaje, varada y mantenimiento a bordo.
2. Pre-tratamiento de superficies metálicas (primera etapa en el esquema).
3. Aplicación del resto del esquema según la tabla de datos.
4. Control de ejecución en cada fase.
5. Pruebas finales de verificación de cumplimiento

La central queda dividida en las siguientes secciones teniendo en cuenta el grado de exposición, función, material:

1. Boya y brazo:
  - 1 capa de imprimación epoxi de 200  $\mu\text{m}$ .
  - 1 capa de recubrimiento epoxi de poliamida antióxido de 100  $\mu\text{m}$ .
  - 1 capa de acabado siliconado de 120  $\mu\text{m}$ .
  - 1 capa de acabado antiadherente, antiincrustante de 150  $\mu\text{m}$ .
2. Actuador hidráulico, tubería y cubierta:
  - 1 capa de imprimación epoxi de 175  $\mu\text{m}$ .
  - 1 capa de recubrimiento epoxi de elevado contenido de solidos de 175  $\mu\text{m}$ .
3. Depósito de agua dulce:
  - 2 capas de recubrimiento interior epoxi de poliamina de 150  $\mu\text{m}$ .
4. Sala de máquinas:
  - 1 capa de recubrimiento epoxi de elevado contenido de solidos 100  $\mu\text{m}$ .
  - 1 capa de acabado acrílico anticorrosivo de capa gruesa de 50  $\mu\text{m}$ .



---

## 9 Conclusión

---

De las investigaciones realizadas sobre energía de las olas y los correspondientes desarrollos matemáticos se obtuvieron resultados semejantes a los correspondientes estudios realizados en los demás proyectos mencionados. Cabe la salvedad que en el presente trabajo no se realizaron pruebas de campo, por lo que todas las conclusiones están enmarcadas en la base teórica y apoyadas en las resultas empíricas obtenidas por otros desarrollos similares, como es el caso del equipo undimotriz del departamento correspondiente de la Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Buenos Aires.

Los resultados satisfactorios de todos los cálculos desarrollados en el trabajo son consecuencia de repetidas pruebas y errores para lograr la armonía en el funcionamiento de todas las partes. Las dimensiones y los esfuerzos que intervienen en los cálculos son poco comunes en la cotidianidad de la labor ingenieril, con pistones de casi 1 m de diámetro, boyas de 8 m de diámetro o fuerzas de 180 Tn. Es aquí donde radicó el mayor detalle y esmero debido a la singularidad y la envergadura de la central undimotriz. Ya que, en el caso de materializarse, sería la de mayor potencia instalada de su tipo en el mundo.

El amplio abanico de materiales utilizados varía desde un acero al carbono, pasando por broce y acero inoxidable de alta resistencia, hasta la implementación de plásticos reforzados con fibra para la boya, cauchos o plásticos de alta ingeniería para la confección de bujes.

El trabajo presenta algunos vacíos en cuanto a funcionamiento y diseño como son: el cálculo y diseño de toda la valvulería del sistema hidráulico que cuanta con la dificultad del caudal de agua que opera, así como una mayor profundidad de cálculo y verificación del sistema de acumulación y amortiguamiento hidráulico. Otro punto a considerar es el modelado y simulación a escala de la turbina hidráulica. Todo esto presenta un campo abierto a futuras investigaciones e innumerables mejoras.

A modo de conclusión y valoración personal, considero que esta central undimotriz es un avance ambicioso en el sector energético, aunque, así como ambicioso esta inmadura en cuanto a rendimiento y diseño. En cuanto a la relación inversión inicial contra retorno y productividad sería precoz decir que es un proyecto económicamente viable, más allá de no haberse considerado estos factores en su confección. Así mismo, no deja de ser un gran aporte a la comunidad de investigadores y emprendedores alrededor del mundo que se desempeñan en el sector de las energías renovables.

## 10 Anexo

---

### 10.1 Codificación

Al hablar de codificación se refiere al método que permite convertir un carácter de un lenguaje natural (alfabeto o silabario) en un símbolo de otro sistema de representación, por ejemplo, en un sistema numérico, con la finalidad de facilitar la identificación de los mismos. Existen una gran variedad de métodos de codificación, en función a los símbolos que se utilizan como numéricos, alfabéticos, alfanuméricos u otros.

Las principales ventajas son:

- Permite controlar la lucha hacia los productos falsificados.
- Brinda protección de marcas.
- Mayor seguridad de compra en los consumidores.
- Aumentar los niveles de servicio.
- Facilitar la localización de los productos.
- Mejorar la imagen comercial.
- Optimizar inventarios.
- Disminución de errores de producción.

Para la codificación de planos se utilizará la siguiente combinación numérica compuesta por dos binomios y un trinomio de dígitos:

Código:

**00-00-000**

**Primer binomio:** hace referencia a al conjunto o sistema primario al que pertenece la pieza. La combinación de 10 números (0-9) permite 100 composiciones posibles.

**Segundo binomio:** hace referencia a un subconjunto o sistema secundario al que pertenece la pieza, dentro del conjunto principal. La combinación de 10 números (0-9) permite 100 composiciones posibles.

**Trinomio:** hace referencia a la pieza misma dentro del subconjunto. La numeración se realiza de 10 en 10 (110, 120, 130...) para dar margen a variantes, modificaciones u otros aspectos que ameriten una numeración intermedia. La combinación de 10 números (0-9) permite 1000 composiciones posibles.

La combinación total es de 10.000.000 y 1.000.000 sin contar las numeraciones intermedias. Si se utiliza este sistema como codificación externa (piezas terminadas) y tomando en cuenta que un automóvil cuanta con alrededor de 20.000 piezas tiene suficiente vida útil el código. En tanto, se puede utilizar otro sistema interno para el seguimiento de piezas (series o lotes de producción, trazabilidad).

Tabla 10-1- Perfiles de tubos de acero CIRSOC.

D	t	p	Ag	g	I	S	r	Z	J	C
[mm]	[mm]	[m <sup>2</sup> /m]	[cm <sup>2</sup> ]	[Kg/m]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]
508.2	6.35	1.60	100.11	78.59	31522.6	1240.6	17.74	1599.7	63045.1	2510.9
	9.53	1.60	149.30	117.20	46424.5	1827.0	17.63	2370.6	92849.1	3720.7
	12.70	1.60	197.70	155.19	60712.3	2389.3	17.52	3119.4	121424.5	4895.4
	15.87	1.60	245.46	192.69	74448.1	2929.9	17.42	3848.8	148896.1	6039.3
558.8	6.35	1.76	110.21	86.51	42050.0	1505.0	19.53	1938.5	84100.1	3042.7
	9.53	1.76	164.45	129.09	62035.1	2220.3	19.42	2876.0	124070.3	4514.0
	12.70	1.76	217.88	171.04	81266.5	2908.6	19.31	3788.9	162533.0	5946.3
609.6	6.35	1.92	120.34	94.47	54748.3	1796.2	21.33	2311.4	109496.5	3628.0
	9.53	1.92	179.66	141.03	80884.4	2653.7	21.22	3432.6	161768.8	5387.6
	12.70	1.92	238.15	186.95	106111.3	3481.3	21.11	4526.5	212222.5	7104.1
	15.87	1.92	296.02	232.37	130530.1	4282.5	21.00	5596.9	261060.1	8783.2
762	7.92	2.39	187.63	147.29	133377.3	3500.7	26.66	4504.7	266754.5	7070.7
	9.53	2.39	225.28	176.85	159472.8	4185.6	26.61	5397.4	318945.6	8471.7
	12.70	2.39	298.96	234.68	209870.9	5508.4	26.50	7132.5	419741.7	11194.8
	15.87	2.39	372.00	292.02	258984.2	6797.5	26.39	8838.1	517968.5	13870.9
914.4	7.92	2.87	225.55	177.05	231681	5067	32.05	6509	463361	10217
	9.53	2.87	270.91	212.67	277304	6065	31.99	7805	554608	12251
	12.70	2.87	359.76	282.41	365706	7999	31.88	10329	731413	16212
	15.87	2.87	447.98	351.66	452238	9891	31.77	12817	904475	20116
	19.05	2.87	535.84	420.64	537188	11750	31.66	15277	1074377	23976
1066.8	9.53	3.35	316.54	248.48	442326	8293	37.38	10655	884652	16725
	11.10	3.35	368.14	288.99	512919	9616	37.33	12374	1025839	19422
	12.70	3.35	420.57	330.15	584210	10953	37.27	14115	1168419	22155
	15.87	3.35	523.96	411.31	723525	13564	37.16	17533	1447051	27518

Tabla 10-2- Materiales plásticos

Propiedades			GRILON®	DELIRIN®	Polietileno APM	POLIPROPILENO
ENSAYOS	Método de ensayo	Unidad	Valores	Valores	Valores	Valores
Peso específico	DIN 53479	g/cm <sup>3</sup>	1,13	1,42	0,96	0,90 a 0,93
Temperatura de uso:						
En forma continua sin carga		°C	80 a 100	90	-60 a 80	60 a 70
Absorción de agua:						
23°C hasta saturación		%	6	0,9	0,01	0,22
Resistencia a la tracción	DIN 53455	kg/cm <sup>2</sup>	540	705	230	280
	ASTM D 638	kg/cm <sup>2</sup>	700	650	280	300
Alargamiento a la rotura	DIN 53454	%	100 - 300	75	400	350
Resistencia a la flexión	DIN 53452	kg/cm <sup>2</sup>	450	1.000	280	230
	ASTM D 790	kg/cm <sup>2</sup>	650	800	300	350
Resistencia a la compresión	ASTM D 695	kg/cm <sup>2</sup>	650	1.000	250	380
Coefficiente de deslizamiento	-	-	0,35 - 0,43	0,34	0,25	0,30
Resistencia a la abrasión	TRABER	%	0,15	0,28	0,16	0,41
Dilatación	-	%	0,8	0,66	0,60	0,70
Dureza	DIN 53505	Shore D	85 - 83	85	63	76 a 74
Dureza Rockwell (escala «E»)	ASTM D 785	-	54,5 - 54	59 - 61,5	39-41	10 a 11,5
Temperatura de fusión	-	°C	220	185	130	170
Coefficiente de conductibilidad térmica	DIN 52612	W/km	0,28	0,22	0,36	0,22
Calor específico	-	Kcal/mH °C	0,40	0,35	0,45	0,40
Constante dieléctrica	DIN 53483	10 <sup>-5</sup> Hz	4	3,7	2,3	2,5
Rigidez dieléctrica	DIN 53481	Kv/mm	25 - 30	23	90	60 a 50
Resistencia transversal	DIN 53482	OHM/cm	10 <sup>15</sup>	10 <sup>13</sup>	10 <sup>18</sup>	10 <sup>17</sup>
Resistencia superficial	DIN 53482	OHM	5 x 10 <sup>12</sup>	3 x 10 <sup>12</sup>	> 10 <sup>13</sup>	10 <sup>14</sup>

Tabla 10-3- Especificaciones técnicas del generador eléctrico

**HCI434D/444D**

**STAMFORD**

**WINDING 311**

CONTROL SYSTEM	SEPARATELY EXCITED BY P.M.G.							
A.V.R.	MX321	MX341						
VOLTAGE REGULATION	± 0.5 %	± 1.0 %	With 4% ENGINE GOVERNING					
SUSTAINED SHORT CIRCUIT	REFER TO SHORT CIRCUIT DECREMENT CURVES (page 7)							
CONTROL SYSTEM	SELF EXCITED							
A.V.R.	AS440							
VOLTAGE REGULATION	± 1.0 %	With 4% ENGINE GOVERNING						
SUSTAINED SHORT CIRCUIT	WILL NOT SUSTAIN A SHORT CIRCUIT							
INSULATION SYSTEM	CLASS H							
PROTECTION	IP23							
RATED POWER FACTOR	0.8							
STATOR WINDING	DOUBLE LAYER LAP							
WINDING PITCH	TWO THIRDS							
WINDING LEADS	12							
STATOR WDG. RESISTANCE	0.0124 Ohms PER PHASE AT 22°C SERIES STAR CONNECTED							
ROTOR WDG. RESISTANCE	1.05 Ohms at 22°C							
EXCITER STATOR RESISTANCE	18 Ohms at 22°C							
EXCITER ROTOR RESISTANCE	0.068 Ohms PER PHASE AT 22°C							
R.F.I. SUPPRESSION	BS EN 61000-6-2 & BS EN 61000-6-4, VDE 0875G, VDE 0875N. refer to factory for others							
WAVEFORM DISTORTION	NO LOAD < 1.5% NON-DISTORTING BALANCED LINEAR LOAD < 5.0%							
MAXIMUM OVERSPEED	2250 Rev/Min							
BEARING DRIVE END	BALL 6317 (ISO)							
BEARING NON-DRIVE END	BALL 6314 (ISO)							
	1 BEARING				2 BEARING			
WEIGHT COMP. GENERATOR	940 kg				950 kg			
WEIGHT WOUND STATOR	415 kg				415 kg			
WEIGHT WOUND ROTOR	361 kg				338 kg			
WR <sup>2</sup> INERTIA	4.0771 kgm <sup>2</sup>				3.8783 kgm <sup>2</sup>			
SHIPPING WEIGHTS in a crate	1010 kg				1010 kg			
PACKING CRATE SIZE	155 x 87 x 107(cm)				155 x 87 x 107(cm)			
	50 Hz				60 Hz			
TELEPHONE INTERFERENCE	THF < 2%				TIF < 50			
COOLING AIR	0.8 m <sup>3</sup> /sec 1700 cfm				0.99 m <sup>3</sup> /sec 2100 cfm			
VOLTAGE SERIES STAR	380/220	400/231	415/240	440/254	416/240	440/254	460/266	480/277
VOLTAGE PARALLEL STAR	190/110	200/115	208/120	220/127	208/120	220/127	230/133	240/138
VOLTAGE SERIES DELTA	220/110	230/115	240/120	254/127	240/120	254/127	266/133	277/138
KVA BASE RATING FOR REACTANCE VALUES	300	300	300	290	344	360	375	375
X <sub>d</sub> DIR. AXIS SYNCHRONOUS	3.16	2.85	2.65	2.28	3.60	3.37	3.21	2.95
X <sub>d</sub> ' DIR. AXIS TRANSIENT	0.20	0.18	0.17	0.15	0.22	0.21	0.20	0.18
X <sub>d</sub> '' DIR. AXIS SUBTRANSIENT	0.14	0.13	0.12	0.10	0.15	0.14	0.14	0.12
X <sub>q</sub> QUAD. AXIS REACTANCE	2.66	2.40	2.23	1.92	3.09	2.89	2.75	2.53
X <sub>q</sub> ' QUAD. AXIS SUBTRANSIENT	0.39	0.36	0.33	0.28	0.40	0.38	0.36	0.33
X <sub>l</sub> LEAKAGE REACTANCE	0.07	0.06	0.06	0.05	0.09	0.09	0.08	0.07
X <sub>2</sub> NEGATIVE SEQUENCE	0.26	0.24	0.22	0.19	0.28	0.27	0.25	0.23
X <sub>0</sub> ZERO SEQUENCE	0.10	0.09	0.08	0.07	0.10	0.09	0.09	0.08
REACTANCES ARE SATURATED				VALUES ARE PER UNIT AT RATING AND VOLTAGE INDICATED				
T <sub>d</sub> ' TRANSIENT TIME CONST.	0.08s							
T <sub>d</sub> '' SUB-TRANSTIME CONST.	0.019s							
T <sub>do</sub> O.C. FIELD TIME CONST.	1.7s							
T <sub>a</sub> ARMATURE TIME CONST.	0.018s							
SHORT CIRCUIT RATIO	1/X <sub>d</sub>							

## 10.2 Tabla de ilustraciones

Figura 1-1 Esquema de la central undimotriz: se aprecia los brazos captadores (marrón), el estabilizador de caudal de succión en baja presión (verde), el amortiguador de pulsaciones (amarillo), la turbina (rojo) y el depósito de agua (verde).....	8
Figura 1-2 Utilización de la energía según la fuente de obtención y el sector.....	11
Figura 1-3 Consumo de energía de Argentina según la fuente de obtención. El 85% de la matriz energética del país corresponde a los hidrocarburos. (Fuente: Instituto Argentino del Petróleo y del Gas) .....	11
Figura 1-4 Tipos de ondas marinas. Se observa el potencial energético de las diferentes frecuencias de ondas del espectro asociado al origen del tipo de onda.....	12
Figura 1-5 Parámetros analíticos que definen el aprovechamiento energético de una onda marina. ..	13
Figura 1-6 Movimiento que describe una partícula cuando es atravesada por una onda marina. Las partículas describen una trayectoria elíptica según el período y altura de onda.....	13
Figura 1-7 Aprovechamiento de la energía de las olas.....	14
Figura 1-8 Ejemplo de sistema undimotriz. ....	15
Figura 1-9 Pelamis, Portugal.....	17
Figura 1-10 Mitruki, España. Sistema undimotriz por columna de agua oscilante. ....	18
Figura 1-11 Sistema de columna de agua oscilante. ....	18
Figura 1-12 Diseño del equipo instalado en la ciudad de Mar del Plata, Argentina. ....	19
Figura 1-13 Boya movimiento vertical. ....	20
Figura 1-14 Comparación de impacto visual entre distintos dispositivos.....	21
Figura 2-1 Desarrollo del proyecto.....	22
Figura 2-2 Ubicación del Olígrafo del CGPQ. ....	26
Figura 2-3 Características morfológicas e hidro sedimentológicas del estuario del río Quequén Grande y su litoral marítimo. Ubicación del Olígrafo de DNCPyVN. Fuente: CGPQ, 1996. ....	27
Figura 2-4 Grupo de ondas.....	31
Figura 3-1 Brazo y boya.....	37
Figura 3-2 Análisis geométrico del desplazamiento angular y vertical de la boya y horizontal del émbolo del actuador hidráulico para los casos de 8 (izquierda) y 12 (derecha) metros de longitud del brazo.....	38
Figura 3-3 Desplazamiento angular vs. recorrido del pistón para una longitud de 800 cm, a 30° y 60° respecto de la vertical.....	39
Figura 3-4 Diagrama de vínculos y apoyos.....	43
Figura 3-5 Factor Z de la sección de una viga curva.....	44
Figura 3-6 Esquema de corte de chapa para el trapecio de la sección superior del brazo en una hoja de chapa comercial de 3m de ancho y 1” de espesor. Se detalla en rojo los retazos sobrantes.....	46
Figura 3-7 Esquema de corte de chapa para el trapecio de la sección inferior del brazo en una hoja de chapa comercial de 3m de ancho y 1” de espesor. Se detalla en rojo los retazos sobrantes. ....	47
Figura 3-8 Cordón de soldadura lateral longitudinal del brazo. ....	47
Figura 3-9 Nomenclatura para soldaduras de filete.....	49
Figura 3-10 Soldadura (contorno celeste) del extremo del brazo que une a la articulación con la boya. ....	51
Figura 3-11 Base del pivote. Detalle del cordón de soldadura y fuerzas externas.....	53
Figura 3-12 Área del cordón de soldadura del pivote.....	55
Figura 3-13 Corte de la boya exponiendo la estructura interna y la tapa. ....	56

Figura 3-14 Deformación de la tapa causada por los esfuerzos de elevación. ....	57
Figura 3-15 Diagrama de momento flector en la viga de la tapa.....	57
Figura 3-16 Articulación rótula ("bocha") multidireccional. A la izquierda se detalla el ensamblaje de la misma articulando la boya y el brazo.....	58
Figura 3-17 Perno del brazo .....	60
Figura 3-18 Buje de material compuesto termoplástico (EP73). A la izquierda, estructura interna del material.....	61
Figura 3-19 Cojinete de pasador con tornillo y arandela expansora. Proporciona un sistema de auto ajuste.....	61
Figura 4-1 Vista en corte de uno de los actuadores hidráulicos.....	63
Figura 4-2 Vástago del actuador hidráulico.....	65
Figura 4-3 Cilindro del actuador hidráulico.....	66
Figura 4-4 Émbolo o pistón del actuador hidráulico.....	67
Figura 4-5 Vista en corte del actuador hidráulico. Esfuerzo cortante sobre el émbolo.....	68
Figura 4-6 Eslabón. Es el elemento articulador entre el brazo captador y el actuador hidráulico.....	69
Figura 4-7 Horquilla.....	70
Figura 4-8 Tapa posterior.....	72
Figura 4-9 Tapa frontal.....	72
Figura 4-10 Tapa de cilindro.....	72
Figura 5-1 Funcionamiento de un acumulador.....	73
Figura 5-2 Estabilizador de caudal.....	75
Figura 5-3 Amortiguador de presión.....	76
Figura 5-4 Variación de presión en función del tiempo.....	78
Figura 5-5 Coeficiente de dilatación $k$ en función de la presión y la temperatura.....	79
Figura 5-6 Golpe de presión al cerrar una válvula sin acumulador hidráulico.....	81
Figura 5-7 Dimensiones del amortiguador hidráulico .....	82
Figura 5-8 Partes de un acumulador hidráulico de vejiga.....	83
Figura 6-1 Relación entre caudal y altura neta y el rango de trabajo de los diferentes tipos de turbina.....	85
Figura 6-2 Elección de la turbina en función de la velocidad específica.....	89
Figura 6-3 dirección de la velocidad tangencial en el punto de choque del chorro con la cuchara. ....	90
Figura 6-4 eje de rodete.....	91
Figura 6-5 Diagrama de fuerzas del eje del rodete.....	92
Figura 6-6 Diagrama de esfuerzo alternativo.....	94
Figura 6-7 Eje del generador .....	97
Figura 6-8 Diagrama de esfuerzos sobre el eje del generador.....	98
Figura 6-9 Diagrama de esfuerzo variable.....	99
Figura 6-10 Acoplamiento flexible de corona dentada. El elastómero interno está construido de un plástico de alta resistencia mecánica.....	105
Figura 6-11 Sistema del inyector. Se aprecian en corte lateral la válvula reguladora (aguja) y la válvula de seguridad (deflector).....	106
Figura 6-12 Relación de dimensiones del inyector de una turbina Pelton.....	107
Figura 6-13 Sistema de regulación de la aguja. la fuerza necesaria para mover la aguja es disminuida con la ayuda de un resorte.....	109
Figura 6-14 fuerza de apertura de válvula aguja.....	109
Figura 6-15 Valores típicos de factores de rugosidad.....	111
Figura 6-16 Cuchara o álabe de la turbina Pelton.....	114

Figura 6-17 Dimensiones del alabe de la turbina.....	115
Figura 6-18 Esquema de las velocidades del chorro a la salida del inyector y su paso por la cuchara. .....	116
Figura 6-19 Triángulo de velocidades del chorro de agua a la entrada y a la salida del álabe (cuchara). .....	117
Figura 6-20 Deflector.....	118
Figura 7-1 Generador C/A sincrónico.....	122
Figura 7-2 Generador trifásico de conmutador. ....	122
Figura 7-3 Generador de inducción de salida doble.....	123
Figura 7-4 Generador sincrónico de campo modulado.....	124
Figura 7-5 Generador de inducción con condensador sincrónico.....	125
Figura 7-6 Generador eléctrico de imanes permanentes. ....	126
Figura 7-7 Curva de arranque del motor del rotor bloqueado.....	127
Figura 7-8 Curva de decremento trifásico de cortocircuito. Excitación sin carga a velocidad nominal basado en conexión estrella. Circuito de disparo continuo = 1200 Amper. ....	127
Figura 7-9 Curvas de eficiencia de tres fases para diferentes voltajes. ....	128
Figura 7-10 Curvas de eficiencia de tres fases para diferentes voltajes (b) .....	128
Figura 8-1 Ánodos de Zinc.....	132
Figura 8-2 Ánodo de Referencia. ....	133

## 11 Bibliografía

- Alejandro, H. P. (s.f.). *Energía Undimotriz*.
- Casillas, A. L. (s.f.). Normas Internacionales I.S.A para ajustes. En *Máquinas, cálculos de taller* (págs. 523-546). Madrid, España.
- CIRSOC. (s.f.). *REGLAMENTO CIRSOC 301(EL)*.
- FAIRES. (s.f.). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Barcelona: Montaner & Simon.
- GARCÍA, R. (2016). "Tipos de Corrosión". *Mundo Marino*. Obtenido de <https://ingenieromarinowordpress.com/2015/09/28/29ocorrosion-y-proteccion-catodica/>
- Grupo Undimotriz, FRBA UTN. (s.f.). <https://www.frba.utn.edu.ar/tag/undimotriz/>.
- Mataix, C. (s.f.). *Turbomáquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del castillo.
- Pérdidas en la bifurcación*. (s.f.). Obtenido de <http://riha.cujae.edu.cu/index.php/riha/article/viewFile/71/69>
- Wikipedia*. (2000). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Pl%C3%A1sticos\\_reforzados\\_con\\_fibras&oldid=101912544](https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Pl%C3%A1sticos_reforzados_con_fibras&oldid=101912544).



## 12 Referencias

---

- i Asociación Argentina de Energía Eólica, Ministerio de Energía y Minería. Fundación YPF y Sistema de Información de Petróleo y Gas - IAPG
- ii Artículo publicado por el grupo de investigación de energía undimotriz de la UTN – FRBA a cargo del ing. Mario Palissero
- iii Consorcio de Gestión del Puerto de Quequén (CGPQ).. noviembre de 2013.
- iv Isobata: curva que se utiliza para la representación cartográfica de los puntos de igual profundidad en el mar.
- v Estudios de Ingeniería y Económicos, ESINEC S.R.L. agosto 2009. CGPQ. Noviembre 1996. Consorcio de Gestión del Puerto de Quequén. Programa de Modernización Portuaria (AR-0126). Estudio de la Serman & Asociados S.A Prolongación de la Escollera Sur del Puerto de Quequén. INFORME PARCIAL: ESTUDIO DE PREINVERSION. CGPQ. Enero 1997. Consorcio de Gestión del Puerto de Quequén. Programa de Modernización Portuaria (AR-0126). Estudio de la Prolongación de la Escollera Sur del Puerto de Quequén INFORME Final. Volumen 1: Proyecto Básico de Ingeniería.
- vi Teoría de Airy. Solución lineal de la ecuación de ondas.
- vii ENERGÍA DE LA OLAS - pfernandezdiez.es
- viii Apuntes de Oleaje e Ingeniería de Costas – Universidad Europea de Madrid - La energía renovable procedente de las olas - Modesto Amundarain Ormaza Dpto. Ingeniería de Sistemas y Automática
- ix REGLAMENTO CIRSOC 301(EL)
- x Cojinetes termoplásticos de lubricación en seco. <https://www.ggbearings.com/en/products/solid-polymer/ep73>
- xi Cojinete de pasador con perno y arandela expansora. <https://www.nord-lock.com/es-es/expander-system/products/bolt-fastener-and-washer/>
- xii Ensayo realizado con bola de carburo de tungsteno de 2.5 mm y carga de 750 kgf.
- xiii Catálogo de acumuladores hidráulicos HYDAC. [www.hydac.com](http://www.hydac.com)
- xiv Diseño y Cálculo de recipientes a presión Ing. J. M. Estrada. 2011. Normas ASTM

---

xv Mecánica de los Fluidos y Turbomáquinas Hidráulicas – Claudio Mataix. Segunda edición. Capítulo 13

xvi Diseño de elementos de máquinas – V. M. Faires – Fig. AF 5 – Pág. 751

xvii Diseño de elementos de máquinas – V. M. Faires – Fig. AF 7 y AF 12 – Pág. 752-754

xviii Diseño de elementos de máquinas – V. M. Faires – Fig. AF 5 – Pág. 751

xix Diseño de elementos de máquinas – V. M. Faires – Fig. AF 7 y AF 12 – Pág. 752-754

xx SKF – Catálogo de rodamientos. PUB BU/P1 10000/2 ES · octubre de 2015

xxi (Mataix) Pág. 749

xxii Pérdidas en la bifurcación. <http://riha.cujae.edu.cu/index.php/riha/article/viewFile/71/69>