



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**  
**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS**  
**NATURALES NO RENOVABLES**

**CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**TESIS DE GRADO PREVIO A LA**  
**OBTENCION DEL TÍTULO DE**  
**INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

**TEMA:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA**  
**PICOCENTRAL HIDRÁULICA CON TURBINAS TIPO TURGO”**

**AUTORES:**

**CARLOS LUIS CONZA ZHINGRE**  
**DALTON PATRICIO SOTO AGUILERA**

**DIRECTOR:**

**ING. DARWIN GIOVANNY TAPIA PERALTA**

**LOJA – ECUADOR**

**2012**

## **CERTIFICACION**

**Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta**, en mi calidad de Tutor del trabajo de investigación, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA PICO CENTRAL HIDRÁULICA CON TURBINAS TIPO TURGO”, elaborado por los Señores Dalton Patricio Soto Aguilera y Carlos Luis Conza Zhingre, egresados de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

### **Certifico:**

Que el presente Proyecto de Investigación fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

.....  
**Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta**

DIRECTOR DE TESIS

## **DECLARACION DE AUTORIA**

Nosotros, Dalton Patricio Soto Aguilera y Carlos Luis Conza Zhingre declaramos que el presente proyecto de tesis con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA PICO CENTRAL HIDRÁULICA CON TURBINAS TIPO TURGO” aquí descrito, es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o titulación profesional. A través de la presente declaración, cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual, al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja para que se dé la pertinencia, el uso y provecho de éste nuestro trabajo de investigación.

.....  
Dalton Patricio Soto Aguilera  
Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....  
Carlos Luis Conza Zhingre  
Egdo. Ingeniería Electromecánica

# Agradecimientos

Quiero dar gracias a Dios sobre todas las cosas, a mis padres por el apoyo brindado en todos los momentos de mi vida.

A mi esposa y a mí querida hija que me dieron su apoyo incondicional.

A nuestro Director de Tesis Ingeniero Darwin Tapia por el interés y colaboración en la realización de la investigación.

Al Ingeniero Diógenes Bustán por la colaboración prestada.

A la Carrera de Ingeniería Electromecánica por la formación en mi vida profesional.

**Dalton Soto**

A Dios por brindarme las bendiciones y la fuerza para culminar mi carrera.

A mis padres que han sido fuente de superación.

A mi familia por todo el apoyo brindado

A nuestro Director de Tesis Ingeniero Darwin Tapia por el interés y colaboración en la realización de la investigación.

Al Ingeniero Diógenes Bustán por la colaboración prestada.

A la Carrera de Ingeniería Electromecánica por la formación en mi vida profesional.

**Carlos Conza**

## DEDICATORIA

El siguiente trabajo se lo dedico:

A Dios por ser mi guía y llevarme por el camino del bien.

A mis amados padres quienes con sus consejos me han sabido guiar y darme su apoyo para culminar mi carrera y ser un hombre de bien.

A mí querida hijita Valentina que es lo valioso en vida.

A mi esposa Sandra por su apoyo brindado.

A mis hermanos, sobrina y primo.

**Dalton Soto**

A Dios por ser la luz que guía mi camino y llenarme de bendiciones.

A mis padres por brindarme todo su cariño, amor y comprensión, que a más de ser unos verdaderos amigos e inculcarme valores y principios para llegar a ser un hombre de bien, me han dado la mejor herencia que es la educación.

A mis hermanos que siempre han sido un apoyo incondicional en mi vida.

A mi familia que me brindó su apoyo.

**Carlos Conza**

## RESUMEN

Este trabajo se propone el diseño y construcción de un sistema de generación eléctrica utilizando como fuente de energía mecánica una micro turbina turgo, la micro turbina turgo fue construida al igual que la estructura metálica que permite el montaje del equipo necesario para realizar pruebas de comportamiento de la pico central. Se acopla un generador al eje de la turbina para generar energía eléctrica se realizarán mediciones de voltaje e intensidad generado por el sistema.

Con el funcionamiento de este prototipo se consigue concebir cantidades pequeñas de energía eléctrica, mediante la realización de prácticas en la pico central, los estudiantes tendrán conocimientos acerca de cómo se genera la energía mediante una turbina hidráulica que en este caso es turbina o rodete turgo.

## SUMMARY

This work proposes the design and construction of a power generation system using as a source of mechanical energy turgo a micro turbine, the micro turbine turgo was built like the metal frame that allows the installation of equipment necessary for testing the behavior of the pico central. A generator is coupled to the turbine shaft for generating electrical energy will be measured voltage and current generated by the system.

Whit the operation of this prototype design is achieved by small amounts of electricity; by the experiments in pico central, the students have an understanding about how energy is generated by a hydraulic turbine which in this case is turgo turbine or impeller.

## INDICE GENERAL

<b>CERTIFICACION.....</b>	<b>1</b>
<b>DECLARACION DE AUTORIA.....</b>	<b>2</b>
<b>AGRADECIMIENTOS.....</b>	<b>3</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>4</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>5</b>
<b>INDICE GENERAL.....</b>	<b>6</b>
<b>INTRODUCCION.....</b>	<b>11</b>
<b>SITUACION PROBLEMÁTICA.....</b>	<b>12</b>
<b>PLANTEAMIENTO GENERAL DE LA INVESTIGACION.....</b>	<b>13</b>
<b>PROBLEMAS ESPECIFICOS.....</b>	<b>13</b>
<b>OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.....</b>	<b>14</b>
<b>OBJETIVO GENERAL.....</b>	<b>14</b>
<b>OBJETIVOS ESPECIFICOS.....</b>	<b>14</b>
<b>PLANTEAMIENTO DE LA HIPOTESIS.....</b>	<b>15</b>
<b>HIPOTESIS GENERAL.....</b>	<b>15</b>
<b>HIPOTESIS ESPECIFICAS.....</b>	<b>15</b>
<b>CAPITULO I.....</b>	<b>16</b>
<b>1. FUNDAMENTOS TEORICOS Y METODOLOGIA DE CALCULO.....</b>	<b>17</b>
<b>1.1. INTRODUCCION.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2. CENTRALES HIDROELECTRICAS.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2.1. Características de una central hidroeléctrica.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2.2. Partes constitutivas de una central hidroeléctrica.....</b>	<b>18</b>
<b>1.2.3. Características de carga.....</b>	<b>19</b>
<b>1.2.4. Ventajas de las centrales hidroeléctricas.....</b>	<b>19</b>
<b>1.3. PICO CENTRALES HIDROELECTRICAS.....</b>	<b>20</b>
<b>1.3.1. Concepto.....</b>	<b>20</b>
<b>1.3.2. Factores importantes.....</b>	<b>21</b>
<b>1.4. TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS.....</b>	<b>22</b>
<b>1.4.1. Turbinas hidráulicas.....</b>	<b>22</b>
<b>1.4.2. Clasificación.....</b>	<b>23</b>
<b>1.4.2.1. De acuerdo al cambio de presión en el rodete o al grado de</b>	
<b>Reacción.....</b>	<b>23</b>

1.4.2.2. De acuerdo al diseño del rodete.....	23
1.4.3. Diferencia entre una turbina de acción y de reacción.....	24
1.4.4. Selección del tipo de turbina.....	24
1.4.4.1. De acuerdo al caudal.....	24
1.4.5. Fenómenos anómalos en las turbinas hidráulicas.....	25
1.4.5.1. Cavitación.....	26
1.4.5.2. Golpe de ariete.....	26
1.4.6. Ventajas y desventajas de las turbinas de acción y de reacción.....	27
<b>1.5. TURBINAS TURGO.....</b>	<b>28</b>
1.5.1. Teoría del funcionamiento.....	29
1.5.2. Distribuidor.....	29
1.5.3. Inyector.....	29
1.5.4. Rodete.....	31
1.5.5. Eje.....	31
1.5.6. Carcasa.....	32
1.5.7. Rodamientos.....	32
1.5.8. Alabes.....	32
<b>1.6. TUBERIA DE PRESION.....</b>	<b>32</b>
1.6.1. Accesorios de tuberías.....	33
1.6.2. Caracterización de los sistemas y redes para transporte del fluido.....	34
<b>1.7. COEFICIENTE DE RUGOSIDAD ABSOLUTA, K PARA TUBERIAS             COMERCIALES.....</b>	<b>36</b>
<b>1.8. CAUDAL.....</b>	<b>36</b>
<b>1.9. PERDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS EN LAS TUBERIAS.....</b>	<b>37</b>
1.9.1. Ecuación general de las pérdidas primarias.....	38
1.9.2. Número de Reynolds.....	38
1.9.3. El coeficiente $\zeta$ de la ecuación fundamental de las pérdidas secundarias....	39
1.9.4. Dimensionamiento preliminar de las turbinas turgo.....	41
1.9.5. Número de álabes.....	42
1.9.6. Fuerza en el álabe.....	44
1.9.7. Velocidad del chorro a la salida del inyector.....	45
1.9.8. Potencia hidráulica.....	46

1.9.9. Diámetro del chorro de los inyectores.....	46
1.9.10. Potencia en el eje de la turbina.....	46
1.9.11. Velocidad específica.....	47
1.9.12. Rendimiento de las turbinas.....	48
<b>1.10. MULTIPLICADORES DE VELOCIDAD.....</b>	<b>49</b>
1.10.1. Momento torsor en el eje.....	49
1.10.2. Sistema de transmisión de potencia mecánica.....	49
1.10.3. Sistema de transmisión por bandas.....	50
1.10.4. Acoplamientos.....	52
1.10.4.1. Acoplamientos rígidos.....	52
1.10.4.2. Acoplamientos flexibles.....	52
1.10.4.2.1. Acoplamientos de elementos deslizantes.....	52
1.10.4.2.2. Acoplamientos de elementos flexionantes.....	53
<b>1.11. GENERACION DE ELECTRICIDAD.....</b>	<b>54</b>
1.10.1. Generación alterna.....	54
<b>1.12. GENERADORES.....</b>	<b>54</b>
1.11.1. Funcionamiento de generadores en picocentrales.....	55
<b>1.13. GENERADOR SINCRONO.....</b>	<b>56</b>
1.12.1. Zona segura de operación del generador síncrono.....	57
<b>1.14. GENERADOR ASINCRONO O DE INDUCCION.....</b>	<b>59</b>
1.14.1. Introducción.....	59
1.14.2. Constitución del motor asíncrono.....	59
1.14.3. El generador de inducción autoexcitado.....	60
1.14.4. Velocidad síncrona.....	61
1.14.5. Motor asíncrono de inducción jaula de ardilla como generador.....	62
1.14.6. Cálculo de capacitores.....	64
1.14.7. Ventajas de los motores de inducción.....	67
1.14.8. Desventajas de los motores de inducción.....	67
<b>1.15. REGULACIÓN DE TENSION Y SINCRONIZACION.....</b>	<b>69</b>

1.16. SISTEMAS Y DISPOSITIVOS DE CONTROL.....	70
1.16.1. Regulación por carga.....	70
1.16.2. Regulación por caudal.....	71
1.16.3. Reguladores de velocidad.....	71
<b>CAPITULO II.....</b>	<b>73</b>
<b>CALCULO DE DISEÑO.....</b>	<b>74</b>
2.1. INTRODUCCION.....	74
2.2. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DELAS TURBINAS TURGO.....	74
2.2.1. Número de álabes.....	74
2.2.2. Construcción del alabe para la turbina turgo.....	77
2.2.3. Primera turbina turgo.....	79
2.2.4. Segunda turbina turgo.....	80
2.2.5. Tercera turbina turgo.....	81
2.3. FUERZA EN EL ALABE.....	82
2.4. CALCULO DE PERDIDAS PRIMARAS Y SECUNDARIAS EN LA TUBERIA DE PRESION.....	83
2.5. CALCULO DE LA ATURA MANOMETRICA (H) EN m.....	90
2.6. VELOCIDAD DEL CHORRO A LA SALIDA DEL INYECTOR.....	91
2.7. POTENCIA HIDRAULICA.....	91
2.8. DIAMETRO DEL CHORRO DE LOS INYECTORES.....	92
2.9. POTENCIA EN EL EJE DE LA TURBINA.....	92
2.10. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA TRANSMISION (ACOPLE FLEXIBLE).....	93
2.11. VELOCIDAD ESPECIFICA.....	96
2.12. CALCULO Y SELECCION DEL GENERADOR.....	96
2.13. CALCULO DEL GENERADOR.....	98
2.14. CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE DISEÑO.....	100
2.15. SELECCION DEL EJE PARA EL RODAMIENTO.....	111
<b>CAPITULO III.....</b>	<b>112</b>
<b>DISEÑO Y CALIBRACION.....</b>	<b>113</b>

3.1. INSTALACION DE LA PICO CENTRAL CON TURBINAS TURGO.....	113
3.2. SELECCION DE LA BOMBA.....	115
3.3. INYECTOR CON VALVULA DE AGUJA.....	117
3.4. PICO CENTRAL HIDRAULICA CON TURBINAS TURGO E INYECTOR CON VALVULA DE AGUJA.....	119
CAPITULO IV.....	121
RESULTADOS Y ANALISIS.....	122
4.1. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE OPERACION DE LA PICO CENTRAL CON TURBINAS TIPO TURGO.....	122
4.2. REPRESENTACIÓN GRAFICA DE LA CURVA: CAUDAL VS ALTURA.....	124
4.3. OBTENCION DE LAS CURVAS DE DE OPERACION DE LA PICO CENTRAL.....	124
44.3.1. Tabla de obtención de las revoluciones de la turbina turgo 12 alabes ,16 alabes y 12 alabes (mayor dimensionamiento en el alabe).....	124
4.3.1.1. Representación grafica de caudal vs revoluciones.....	125
4.3.2. Eficiencias de las turbinas turgo.....	126
4.2.1. Eficiencias con la turbina de 12 alabes.....	127
4.2.2. Eficiencias con la turbina de 16 alabes.....	129
4.2.3. Eficiencias con la turbina de 12 alabes (mayor dimensiones).....	130
4.3.3. Tablas de datos y graficas de la eficiencia de las turbinas turgo con toda la carga eléctrica instalada en funcionamiento.....	132
4.4. modelo de predicción para dimensionar la turbina turgo eficientemente.....	135
VALORACION ECONOMICA.....	140
DISCUSION.....	144
CONCLUSIONES.....	146
RECOMENDACIONES.....	147
BIBLIOGRAFIA.....	148
ANEXOS.....	150

## INTRODUCCION

A las pequeñas centrales hidroeléctricas se les pueden dar dos enfoques muy distintos, según el uso y utilidad que se desee sacar de ellas. 1º Muy pequeñas instalaciones, generalmente pico centrales, destinadas al autoconsumo, que lo mas normal es diseñarlas o bien para una fabricación artesanal, que es lo que podemos denominar como “bricolaje energético”, o recurrir a pequeñas turbinas comerciales fabricadas en serie como las PowerPal, Nautilus y similares. En ambos casos la eficiencia de la instalación es un factor secundario frente a otras ventajas como simplicidad, coste, y capacidad propia de mantenerlas en servicio con muy poco apoyo exterior. 2º Instalaciones concebidas con un criterio empresarial, donde el rendimiento de la instalación es fundamental para la amortización y los beneficios de la central, así como su fiabilidad en cuanto a horas de funcionamiento sin problemas, que debe de suponer un factor muy importante a la hora de proyectarla. En este caso, lo más conveniente es recurrir a una turbina industrial de un fabricante reconocido, que adapte el diseño a las condiciones específicas de cada salto. Consideraremos como micro centrales a las que generan de 3 a 100 KW y pico centrales a las que generan desde unos pocos vatios hasta 3 KW. En las micro centrales siempre es recomendable la generación asíncrona por su sencillez y economía, incluso cuando funcionan en “isla” (aisladas de la red) se instalan en muchas ocasiones generadores asíncronos de inducción auto excitados con condensadores. En centrales muy pequeñas (de 2,0 KW o menos) se suelen usar generadores monofásicos, brushless con imanes permanentes, y en las aun más pequeñas se usa habitualmente la generación en corriente continua. Algunas compañías ofertan grupos turbina-generator de cierta potencia, de hasta 30 KW, con generación monofásica o trifásica con alternadores síncronos de imanes permanentes, pero estas sencillas máquinas son prácticamente imposibles de sincronizar y por lo tanto estos grupos solo son aptos para generación aislada para consumo propio, a no ser que se rectifique la corriente alterna generada y posteriormente se ondule para obtener 50 Hz sincronizables.

## **PROBLEMATICA**

### **SITUACION PROBLEMATICA**

Actualmente, la creación de energía eléctrica mediante las energías alternativas o la generación mediante las centrales Hidráulicas es de gran importancia ya que la electricidad se ha convertido en la base del funcionamiento de la mayoría de artefactos y materiales que sirven para la producción, iluminación, cocina, entretenimiento, entre muchas más utilidades.

En la Universidad Nacional de Loja la falta prototipos, bancos de prueba e instrumentos, no permite que los estudiantes puedan acceder de una forma más detallada a la comprensión acerca del funcionamiento de algunos procesos y operaciones como es el caso de la creación de energía eléctrica, mismos que son de gran importancia dentro del desarrollo de la sociedad.

Por esta razón se ha creído conveniente el diseño y la construcción de un prototipo de pico central hidráulica con turbinas tipo Turgo, el cual facilite el acceso a los conocimientos prácticos y los parámetros que rigen el manejo y funcionamiento de este tipo de sistemas y sus posibles aplicaciones.

## **PROBLEMA GENERAL DE INVESTIGACION**

Inexistencia de un prototipo de pico central hidráulica con turbinas tipo turgo que permita verificar la eficiencia energética y brindar conocimientos prácticos a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

## **PROBLEMAS ESPECIFICOS**

- Falta de información sobre el funcionamiento de la pico central.
- Desconocimiento de un sistema de inyección optimo que se adapte a la turbina.
- Falta de un prototipo de turbina tipo turgo.
- Inexistencia de un modelo de predicción que nos ayude a seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.

## **OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Realizar el análisis eficiente de la turbina tipo turgo para una pico central hidráulica en el Laboratorio de Energía y Fluidos del Área de Energía las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

### **OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Determinar los parámetros necesarios para el funcionamiento correcto de la pico central hidráulica.
- Determinar el sistema de inyección para un rendimiento óptimo de la turbina.
- Construir un prototipo de turbina tipo turgo y analizar su eficiencia.
- Realizar un modelo de predicción que permita obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbina tipo turgo eficientemente.

## **PLANTAMIENTO DE LA HIPOTESIS**

Con el diseño y construcción de una pico central hidráulica con turbinas turgo los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica podrán ejecutar prácticas para obtener conocimiento sobre el funcionamiento del mismo.

### **HIPOTESIS GENERAL.**

- Con el diseño y construcción de una pico central hidráulica con turbinas turgo los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica podrán ejecutar prácticas para obtener conocimiento sobre el funcionamiento del mismo.

### **HIPOTESIS ESPECIFICAS**

- Con la recopilación de información teórica podremos determinar los parámetros de una pico central hidroeléctrica la cual nos permitirá conocer el funcionamiento correcto de las misma.
- Mediante la obtención de un sistema de inyección adecuado se logrará un correcto funcionamiento de la turbina.
- Mediante la construcción de un prototipo de turbina tipo turgo se podrá analizar su eficiencia.
- Con la realización de un modelo de predicción se lograra obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.

# CAPITULO

# I

## **1. FUNDAMENTOS TEORICOS Y METODOLOGIA DE CALCULO**

### **1.1. INTRODUCCION.**

El estudio de este capítulo se ha centrado en la recopilación de conocimientos teóricos fundamentales desarrollados en recientes investigaciones sobre el funcionamiento de pico y mini centrales hidroeléctricas además de conocer los componentes hidráulicos como son turbinas hidráulicas tanto de acción como de reacción, generadores que transforman la energía mecánica en eléctrica, sistemas de transmisión entre otros todos estos componentes conformar su instalación.

### **1.2. CENTRALES HIDROELECTRICAS**

Una central hidroeléctrica es aquella que utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica. Son el resultado actual de la evolución de los antiguos molinos que aprovechaban la corriente de los ríos para mover una rueda.

En general estas centrales aprovechan la energía potencial que posee la masa de agua de un cauce natural en virtud de un desnivel, también conocido como salto geodésico. El agua en su caída entre dos niveles del cauce se hace pasar por una turbina hidráulica la cual trasmite la energía a un alternador en cual la convierte en energía eléctrica.

#### **1.2.1. CARACTERISTICAS DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA**

Las dos características principales de una central hidroeléctrica, desde el punto de vista de su capacidad de generación de electricidad son:

- La potencia, que es función del desnivel existente entre el nivel medio del embalse y el nivel medio de las aguas debajo de la central, y del caudal máximo turbinable, además de las características de la turbina y del generador.
- La energía garantizada, en un lapso de tiempo determinado, generalmente un año, que está en función del volumen útil del embalse, y de la potencia instalada.

La potencia de una central puede variar desde unos pocos MW (megavatios), como en el caso de las mini centrales hidroeléctricas, hasta 14.000 MW como en Paraguay y Brasil donde se encuentra la segunda mayor central hidroeléctrica del mundo (la mayor es la Presa de las Tres Gargantas, en China, con una potencia de 22.500 MW), la Itaipú

que tiene 20 turbinas de 700 MW cada una. Cada turbina suele tener unas 20 pulgadas de longitud con un perímetro de 40 cm.

### 1.2.2. PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA

- **PRESA.** Es la estructura construida perpendicular al cauce de un río para retener y almacenar su agua elevando el nivel de agua considerablemente y regulando el caudal de salida.
- **DESAGUES.** Son compuertas dispuestas en la pared principal de la presa a través de las cuales se controla la salida de agua.
- **TUBERIAS DE CONEXION.** Es la tubería forzada que nace desde las tomas y conduce el agua de la presa hacia las turbinas.
- **ELEMENTOS DE CIERRE Y REGULADORES.** Son los encargados de impedir o regular la entrada del agua a las turbinas, de esta manera regulamos el caudal de entrada y la frecuencia de generación.
- **GENERADOR.** Es una maquina acoplada a la turbina que convierte la energía mecánica en energía eléctrica.
- **TURBINAS.** Son las encargadas de transformar la energía cinética del agua en mecánica siendo estas de acción y reacción.

En la fig. 1.1 podemos observar el esquema de una central hidroeléctrica.

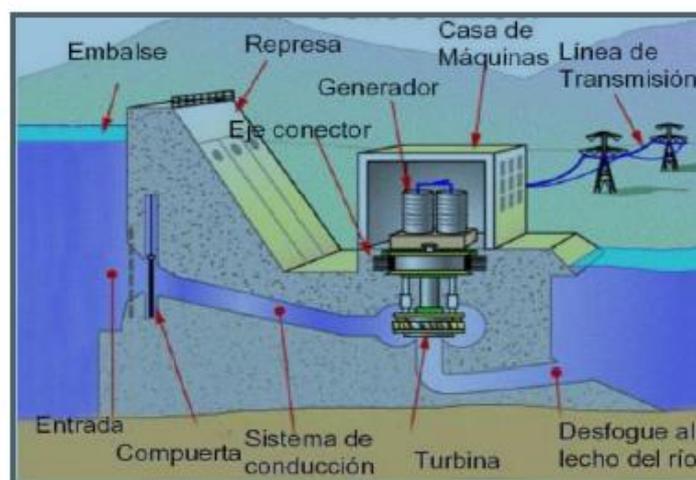


Fig. 1.1. Esquema de una Central Hidroeléctrica

### 1.2.3. CARACTERISTICAS DE CARGA

Este tipo de centrales utilizan la potencia cinética del agua para producir energía eléctrica por lo tanto la potencia requerida depende en gran medida de la altura y caudal que pueda obtenerse de la fuente hídrica, en la tabla 1.1. Se resumen las características que deben ser consideradas para el diseño de centrales hidroeléctricas.

Tabla 1.1. Características de carga

TIPO	RANGOS DE POTENCIA (KW)	BAJA CARGA	MEDIA CARGA	ALTA CARGA
Pico-Centrales	$0,2 < P \leq 5$	H<2m Q=0,5m <sup>3</sup> /s	2m<H<3m Q=0,375m <sup>3</sup> /s	H>3m Q=0,25m <sup>3</sup> /s
Micro-Centrales	$5 < P \leq 50$	H<5m Q=3m <sup>3</sup> /s	5m<H<7m Q=2,45m <sup>3</sup> /s	H>7m Q=1,9m <sup>3</sup> /s
Mini-Centrales	$50 < P \leq 500$	H<20m Q=30m <sup>3</sup> /s	20m<H<100m Q=15m <sup>3</sup> /s	H>100m Q=3m <sup>3</sup> /s
Pequeñas centrales	$500 < P \leq 5000$	H<25m Q=120m <sup>3</sup> /s	25m<H<130m Q=85m <sup>3</sup> /s	H>130m Q=7m <sup>3</sup> /s
Macro-Centrales	$5000 < P$	H<20m Q=300m <sup>3</sup> /s	20m<H<200m Q=200m <sup>3</sup> /s	H>200m Q=20m <sup>3</sup> /s

### 1.2.4. VENTAJAS DE LAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

- No requieren combustible, sino que usan una forma renovable de energía, constantemente repuesta por la naturaleza de manera gratuita.
- Es limpia, pues no contamina ni el aire ni el agua.
- A menudo puede combinarse con otros beneficios, como riego, protección contra las inundaciones, suministro de agua, caminos, navegación y aún ornamentación del terreno y turismo.
- Los costos de mantenimiento y explotación son bajos.
- Las obras de ingeniería necesarias para aprovechar la energía hidráulica tienen una duración considerable.

- f. La turbina hidráulica es una máquina sencilla, eficiente y segura, que puede ponerse en marcha y detenerse con rapidez y requiere poca vigilancia siendo sus costes de mantenimiento, por lo general, reducidos.

### **1.3. PICO CENTRALES HIDROELECTRICAS**

#### **1.3.1. CONCEPTO**

Las picocentrales hidroeléctricas y picoturbinas permiten utilizar la energía hidráulica de torrentes o arroyos y suministrar electricidad a corrientes autónomas de pequeña potencia inferior a 5.000 W (5KW).

Esta potencia permite electrificar una cabaña o un refugio de montaña generando los vatios necesarios para iluminación, un radio incluso un pequeño frigorífico.

Las pico turbinas son constructivamente idénticas a las microturbinas, solo que con menor potencia, es por eso que comercialmente se denominan microturbinas y no se hace distinción entre las de mas o menor potencia.

Pueden funcionar con muy poca altura y poco caudales pudiendo colocar la clase de pico turbina idónea para cada arroyo.

La altura mínima para generar electricidad es de 1.5 m, y el caudal varia de 35 a 130l/s. si se dispone de más altura de 3 a 15 m, el caudal mínimo necesario disminuye a 5 l/s.

Tanto las picoturbinas como las microturbinas que son la misma máquina pero de distinta potencia, pueden generar corriente alterna a 220 V o corriente continua de 12 a 24 V.

Este hecho es muy atractivo ya que pueden integrarse a un sistema hibrido autónomo, con paneles solares o aerogeneradores, y utilizar los mismos acumuladores de corriente continua.

En la fig.1.2 se puede apreciar un esquema de una pico central hidroeléctrica.



Fig. 1.2. Esquema de una pico central hidroeléctrica

### 1.3.2. FACTORES IMPORTANTES.

- La maquinaria pico hidroeléctrica es pequeña y compacta. Los componentes pueden ser fácilmente transportados a sitios remotos y de difícil acceso.
- Es posible la fabricación local de los equipos. Los principios de diseño y procesos de fabricación son fáciles de aprender. Eso ayuda para que ciertos de los costos de los equipos estén acordes con los niveles económicos actuales.
- Instalaciones pico hidroeléctricas cuidadosamente diseñadas tienen costo por kilowatio menores que instalaciones fotovoltaicos solares o de viento. Sistema de generación diesel, aunque tenga un costo inicial menor, resulta más costoso sobre su vida útil debido al alto costo de combustible.
- A menudo en países que tengan amplias redes de distribución eléctrica hay muchas comunidades pequeñas sin electrificarse. A pesar de la fuerte demanda por la electrificación, la conexión de estas comunidades a las redes no es rentable para las empresas eléctricas, debido a los bajos niveles de consumo de una comunidad pequeña.

## 1.4. TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS

### 1.4.1. TURBINAS HIDRAULICAS

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas) fig. 1.3, o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría, éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.



Fig. 1.3. Turbina Hidráulica Turgo

El **método analítico** se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.

El **método experimental**, se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.

El **análisis dimensional** ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, al

igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.

## **1.4.2. CLASIFICACIÓN.**

### **1.4.2.1. DE ACUERDO AL CAMBIO DE PRESIÓN EN EL RODETE O AL GRADO DE REACCIÓN.**

Turbinas de acción. La energía potencial se convierte en energía cinética por medio de un chorro de gran velocidad que es enviado contra unos alabes. Como el agua después de chocar con los alabes cae al canal de descargue con pequeña energía remanente, la carcasa puede ser ligera y evita chorreos del agua las turbinas de acción son las turbinas Pelton, Turgo y las Michell Banki.

Turbinas de reacción. El agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

Para clasificar a una turbina dentro de esta categoría se requiere calcular el grado de reacción de la misma. Las turbinas de acción aprovechan únicamente la velocidad del flujo de agua, mientras que las de reacción aprovechan además la pérdida de presión que se produce en su interior.

### **1.4.2.2. DE ACUERDO AL DISEÑO DEL RODETE.**

Esta clasificación es la más determinista, ya que entre las distintas de cada género las diferencias sólo pueden ser de tamaño, ángulo de los álabes o cangilones, o de otras partes de la turbomáquina distintas al rodete. Los tipos más importantes son:

- Turbina Kaplan: son turbinas axiales, que tienen la particularidad de poder variar el ángulo de sus palas durante su funcionamiento. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua pequeños y con grandes caudales.(Turbina de reacción)
- Turbina Hélice: son exactamente iguales a las turbinas kaplan, pero a diferencia de estas, no son capaces de variar el ángulo de sus palas.

- Turbina Pelton: Son turbinas de flujo transversal, y de admisión parcial. Son resultado directo de la evolución de los antiguos molinos de agua, y en vez de contar con álabes o palas se dice que tiene cucharas. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua muy grandes, pero con caudales pequeños.(Turbina de acción)
- Turbina Francis: Son turbinas de flujo mixto y de reacción. Existen algunos diseños complejos que son capaces de variar el ángulo de sus álabes durante su funcionamiento. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua medios y caudales medios.

### **1.4.3. DIFERENCIA ENTRE UNA TURBINA DE ACCION Y DE REACCION**

En una turbina de acción la presión del agua se convierte primero en energía cinética. El prototipo de estas turbinas es la Pelton, aunque en algunos casos se utilice una variante conocida como Turgo. En una turbina de reacción la presión del agua actúa como una fuerza sobre la superficie de los alabes y decrece a medida que avanza hacia la salida. Los ejemplos típicos son la Kaplan y la Francis.

### **1.4.4. SELECCION DEL TIPO DE TURBINA.**

#### **1.4.4.1. DE ACUERDO AL CAUDAL.**

Un valor aislado de caudal no tiene ninguna trascendencia, pero lo que interesa es el régimen de caudales preferiblemente representados por la curva de caudales clasificados obtenida de los datos procedentes de la estación de aforos o de los estudios hidrológicos previos a la elección de la turbina. No todos los caudales representados en una curva de caudales clasificados pueden utilizarse para producir energía eléctrica. Primero hay que descartar el caudal ecológico que tiene que transitar todo el año por el cauce cortocircuitado, segundo cada tipo de turbina solo puede trabajar con caudales comprendidos entre el nominal (para que el rendimiento es máximo) y el mínimo técnico por debajo del cual no es estable.

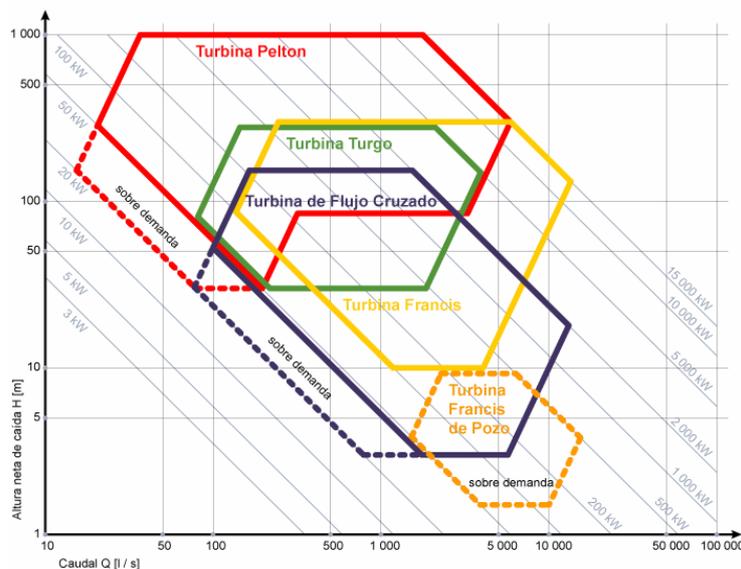


Fig. 1.4. Selección de la turbina de acuerdo al caudal

Un caudal y una altura de salto definen un punto en el plano que reúne las envolventes operacionales de cada tipo de turbina. Cualquier turbina dentro de cuya envolvente caiga dicho punto, podrá ser utilizada en el aprovechamiento en cuestión.

La elección final será el resultado de un proceso iterativo que balance la producción anual de energía, el costo de adquisición, mantenimiento y su fiabilidad. La figura 1.4 integra datos de fabricantes europeos y muestra las envolventes operacionales de las turbinas más utilizadas

#### 1.4.5. FENOMENOS ANOMALOS EN LAS TURBINAS HIDRAULICAS.

Las turbinas hidráulicas, al ser máquinas complejas de grandes dimensiones, están bajo la acción de elevados esfuerzos mecánicos, lo que puede dar origen a rozamientos, agarrotamientos, etc. Además, al estar supeditadas a la influencia directa del agua, tienen que soportar efectos hidráulicos desfavorables para su correcto funcionamiento, como son erosiones, corrosiones, etc. Así mismo, ha de tenerse en cuenta el efecto abrasivo que ejerce la arena contenida en el agua, sobre las piezas situadas en su camino.

Prescindiremos de analizar los efectos anómalos puramente mecánicos, que pueden ser estudiados en los tratados de Mecánica, y nos centraremos en dos fenómenos que influyen negativamente en el funcionamiento idóneo de un grupo, si no se adoptan las

medidas adecuadas para eliminarlos o, por lo menos, reducirlos al máximo. Así tenemos:

#### **1.4.5.1. CAVITACION.**

Cuando la presión ejercida sobre un líquido en movimiento, desciende por debajo de su presión de vaporización, éste se evapora formando gran número de pequeñas burbujas, que al ser arrastradas a zonas de mayor presión, terminan por estallar. La formación de estas burbujas y su subsiguiente estallido, es lo que constituye la cavitación. La experiencia demuestra que el estallido de esas burbujas genera impulsos de presión muy elevados, que van acompañados de fuertes ruidos (una turbina en cavitación suena como si a través de ella pasasen montones de grava), y que la acción repetitiva de esos impulsos produce una especie de corrosión difusa, formando picaduras en el metal (.pitting.). Con el tiempo esas picaduras, degeneran en verdaderas grietas con arrancamiento de metal. Las elevadas temperaturas generadas por esos impulsos y la presencia frecuente de gases ricos en oxígeno, agravan la corrosión. Un alabe sometido a cavitación aparece al cabo de cierto tiempo lleno de cavidades, lo que obliga a sustituirlo o, si aún se está a tiempo, a repararlo recargándolo por soldadura.

#### **1.4.5.2. GOLPE DE ARIETE.**

El golpe de ariete se presenta en las tuberías siempre que se realizan maniobras rápidas en los dispositivos que abren, cierran o regulan el paso de agua, como son válvulas, compuertas de tomas, etc. Igualmente se produce cuando existen disminuciones bruscas de la potencia solicitada al generador debido a la repentina disminución del caudal de agua en respuesta a la actuación de los equipos de regulación.

Los efectos del golpe de ariete, especialmente importantes en conductos de gran longitud, y más significativos al cerrar el paso de agua, se pueden atenuar, e incluso llegar a impedir, accionando lenta y progresivamente válvulas, compuertas, etc. y primordialmente, mediante la instalación de las chimeneas de equilibrio, en las cuales, al actuar como pozos piezométricos, se amortiguan las variaciones de presión.

### 1.4.6. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS TURBINAS DE ACCION Y DE REACCION.

Tabla 1.2. Ventajas y Desventajas de las Turbinas de Acción y de Reacción.

Para pequeños aprovechamientos hidráulicos (<100kw)

CARACTERÍSTICA DE LA TURBINA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>IMPULSO EN GENERAL:</b>	Reducida posibilidad de cavitación, buen rendimiento a cargas parciales	Aplicación de límites bajos de velocidad específica. Bajos picos de eficiencia sobre las turbinas de reacción. Las turbinas deben operar generalmente sobre el nivel de restitución.
Pelton	Los daños por erosión son fácilmente reparables	Requiere múltiples inyectores para hacer frete a varios caudales.
Banki	Velocidad específica entre 40-200(SI)obtenido por variación de ancho solamente	Eficiencia entre el 70-80% son más bajas que las de las Pelton, Francis o Turgo
Turgo	Rango de aplicación similar a las de las pelton multi- inyector.	Grandes cargas axiales s/los cojinetes.
<b>REACCIÓN EN GENERAL:</b>	Altos números específicos permitidos por diseños compactos. Altos picos de rendimiento. El uso del tubo de aspiración permite un aprovechamiento más efectivo del sitio	Requiere un diseño elaborado de sellos, mantenimiento más complicado y caro, aplicación y operación más limitada por cavitación
Francis	Fabricación estándar disponible en varios fabricantes	Una eficiencia relativamente baja a cargas parciales.
Kaplan, bulbo, tubo, "S"	Los tipos bulbo y tubo ofrecen ventajas cuando se los aplica a presas existentes	Altas velocidades de embalamiento
Bombas centrifugas y axiales	Bajo costo y amplio stock	

Basados en los factores ilustrados en la tabla 1.2 puede aparecer que las turbinas de impulso ofrecen más ventajas sobre las turbinas de reacción en las micro aplicaciones. Un punto particular es la eficiencia a cargas parciales. Las turbinas de impulso

generalmente tienen buena eficiencia bajo este tipo de cargas. Esto es una característica importante cuando un aprovechamiento de los denominados “de pasada” es decir no regulado está sujeto a grandes variaciones de caudal.

### 1.5. TURBINAS TURGO

La turbina Turgo es una turbina hidráulica de impulso diseñada para saltos de desnivel medio. Fue desarrollada por la compañía Gilkes en 1919 a partir de una modificación de la turbina Pelton; la Turgo tiene varias ventajas sobre la turbina Francis y la Pelton en determinadas aplicaciones. En primer lugar, el rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton. En segundo lugar no necesita una carcasa hermética como la Francis. En tercer lugar tiene una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton, conllevando por tanto una reducción del coste del generador y de la instalación.

Las Turgo operan en un campo de desniveles en el que se solapan las turbinas Francis y Pelton. Aunque existen muchas instalaciones grandes con turbinas Turgo, estas se utilizan más en instalaciones hidráulicas pequeñas en las que es importante el bajo coste. La figura 1.5 nos muestra un prototipo de una turbina turgo.



Fig. 1.5. Turbina Turgo

La turbina Turgo puede trabajar en saltos con alturas comprendidas entre 50 y 300 metros. Como la Pelton se trata de una turbina de acción, pero sus alabes tienen una distinta forma y disposición. El chorro incide con un ángulo de  $20^\circ$  respecto al plano diametral del rodete, entrando por un lado del disco y saliendo por el otro. A diferencia de la Pelton, en la turbina Turgo el chorro incide simultáneamente sobre varios alabes, de forma semejante a como lo hace el fluido en una turbina de vapor. Su menor

diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo que facilita su acoplamiento directo al generador.

### **1.5.1. TEORIA DEL FUNCIONAMIENTO**

La turbina Turgo es una turbina de tipo impulso. El agua no cambia de presión cuando pasa a través de los álabes de la turbina. La energía potencial del agua se convierte en energía cinética en la tobera de entrada o inyector. El chorro de agua a alta velocidad se dirige contra los álabes de la turbina que lo desvían e invierten el flujo. El impulso resultante hace girar el rodete de la turbina, comunicando la energía al eje de la turbina. Finalmente el agua sale con muy poca energía. Los rodetes de una turbina Turgo pueden tener un rendimiento por encima del 90%.

El rodete de una Turgo se parece a un rodete Pelton partido por la mitad. Para la misma potencia, el rodete Turgo tiene la mitad del diámetro que el de un rodete Pelton y dobla la velocidad específica. El turgo puede manejar un mayor flujo de agua que el pelton debido a que el agua que sale no interfiere con las paletas adyacentes.

La velocidad específica de los rodetes Turgo se encuentra situada entre la de las turbinas Francis y Pelton. Se pueden usar una o varias toberas o inyectores. Incrementando el número de inyectores se incrementa la velocidad específica del rodete en la raíz cuadrada del número de chorros (cuatro chorros rinden dos veces la velocidad específica de un chorro para la misma turbina).

### **1.5.2. DISTRIBUIDOR.**

Consiste básicamente de un inyector del tipo Pelton que proyecta un chorro de agua inclinado respecto al plano del rodete en un ángulo de 20 a 30°.

### **1.5.3. INYECTOR.**

El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro fig 1.6; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro  $d$  se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica. El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire.

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera  $x$  de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

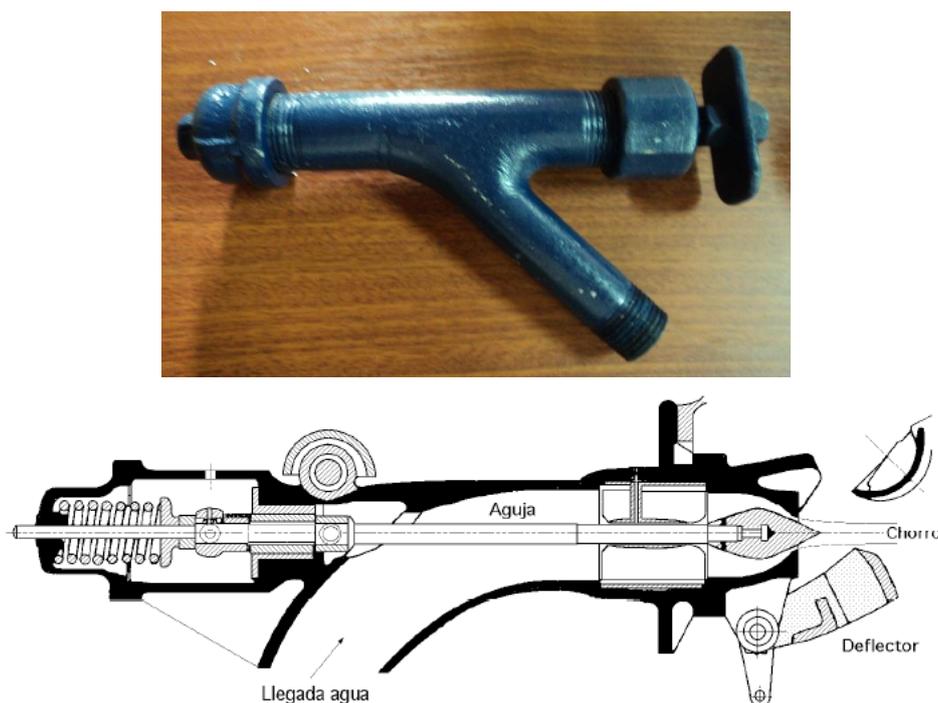


Fig. 1.6. Inyector de agua.

#### 1.5.4. RODETE.

El rodete turgo es el encargado de transformar la energía cinética en energía mecánica existente en un eje de rotación. Mediante un chorro de agua de gran velocidad que sale del inyector hacia al alabe hace que se produzca un empuje en el alabe.

El rodete Turgo se asemeja a un medio rodete de la turbina Pelton como si este se le dividiera en un medio plano que pase por las aristas de la cucharas y sea perpendicular al eje. Es de admisión parcial y puede instalarse con eje horizontal o vertical. Por lo general se le emplea en pequeñas centrales.

Si se compara esta turbina con la turbina Pelton, ofrece la ventaja que a igual diámetro del rodete, puede operar con un mayor caudal, ya que el chorro de agua ingresa por un lado y sale por el otro.

El rodete turgo fig 1.7, posee las mismas características con respecto a la Pelton opera con gran eficiencia a cargas parciales, escasos riesgos de cavitación, fácil acceso a sus partes pero tiene el inconveniente de su baja eficiencia y la existencia de un empuje axial debido al chorro inclinado, por lo que es usada en pequeñas centrales.

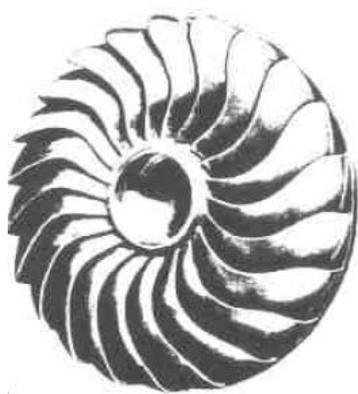


Fig. 1.7. Rodete turgo

#### 1.5.5. EJE.

Es el componente donde va ensamblado el rodete y es el portador de potencia mecánica.

### **1.5.6. CARCASA.**

Este elemento cumple la función general de cubrir y soportar las partes de la turbina además que evita las salpicaduras de agua. En las turbinas Francis y Kaplan, por ejemplo tiene la forma de una espiral.

### **1.5.7. RODAMIENTOS**

Son los elementos donde se apoya el eje y van a facilitar su rotación, para esta turbina se está utilizando dos rodamientos de rodillos a rótula que van a soportar cargas radiales y axiales.

### **1.5.8. ALABES.**

El Ingeniero norteamericano Lester Allen Pelton (1829-1908), quien en busca de oro en California concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovecharan la energía cinética del agua que venía de una tubería y actuaba tangencialmente sobre la rueda. Por fin en 1880 patentó una turbina con palas periféricas de muy particular diseño, de tal manera que el chorro proveniente de la tubería golpea el centro de cada pala o cuchara con el fin de aprovechar al máximo el empuje del agua.

## **1.6. TUBERIA DE PRESION.**

La tubería de presión tiene como finalidad transportar el agua a presión del tanque de almacenamiento a la turbina. Las tuberías de presión son fabricadas para soportar altas presiones pueden ser de acero, PVC, cemento, polietileno de alta densidad, etc.

Para el montaje de la picocentral se utilizó tubería PVC que son tuberías pensadas para redes de abastecimiento y distribución de aguas, a continuación alguna de sus características:

### **Características.**

- Estanqueidad.
- Facilidad de montaje.
- Puesta en marcha inmediata.
- La superficie lisa facilita mínimas pérdidas de carga.

- Tipo de junta mediante encolado y unión elástica.

#### **Aplicaciones.**

- Conducciones y distribuciones de agua.
- Regadíos.
- Instalaciones agrícolas.
- Conducciones de soluciones ácidas o alcalinas.

#### **Medidas.**

- **En la tabla 1.3 podemos observar las medidas más habituales encontradas en el mercado:**

Tabla 1.3. Medidas de diámetros de las tuberías PVC

<b>Diámetro DN mm</b>	<b>Espesor mm</b>	<b>PN Atm</b>
16	1.5	20
25	2.3	20
25	1.9	16
125	9.2	20
140	8.3	16
250	14.8	16
315	23.2	20

Llegan hasta diámetro 630 mm, y la gama de presión varía de 6 a 20 Atm.

#### **1.6.1. ACCESORIOS DE TUBERIAS**

Es el conjunto de piezas moldeadas o mecanizadas que unidas a los tubos mediante un procedimiento determinado forman las líneas estructurales de tuberías de una planta de proceso.

#### **TIPOS.**

Entre los tipos de accesorios más comunes se puede mencionar:

- Bridas
- Codos
- Tés
- Reducciones
- Cuellos o acoples
- Válvulas
- Empacadoras
- Neplos

### **CARACTERISTICAS**

Entre las características se encuentran: tipo, tamaño, aleación, resistencia, espesor y dimensión.

- Diámetros. Es la medida de un accesorio o diámetro nominal mediante el cual se identifica al mismo y depende de las especificaciones técnicas exigidas.
- Resistencia. Es la capacidad de tensión en libras o en kilogramos que puede aportar un determinado accesorio en plena operatividad.
- Aleación. Es el material o conjunto de materiales del cual está hecho un accesorio de tubería.
- Espesor. Es el grosor que posee la pared del accesorio de acuerdo a las normas y especificaciones establecidas.

### **1.6.2. CARACTERIZACION DE LOS SISTEMAS Y REDES PARA TRANSPORTE DEL FLUIDO**

Los sistemas de tuberías están formados por un conjunto de tuberías de iguales o distintos diámetros dispuestos en forma muy variada.

En general, los sistemas de tuberías que encontramos en la práctica de la ingeniería como conducciones forzadas, pueden clasificarse en:

- a) Tuberías simples
- b) Tuberías compuestas

**Las tuberías simples** son sistemas formados por una sola tubería que tiene un diámetro uniforme en toda su longitud y en el cual aparecen una o varios accesorios (válvulas, codos, té, etc.) que permiten al sistema cumplir su función para la cual fue diseñada.

Los servicios a que puede estar determinada una tubería simple son los siguientes

- a) Conducir cierto caudal de un punto a otro conocido como servicio en extremidad
- b) Distribuir un caudal determinado a lo largo de su trayectoria, conocido como servicio en ruta
- c) Cumplir al mismo tiempo las dos funciones anteriores o sea distribuir un caudal en su recorrido y entregar el resto en el extremo aguas abajo de la tubería. Este tipo de servicio es conocido como servicio mixto.

También se presentan diversos problemas que son:

- a) Cálculo de la pérdida de carga en una tubería determinada
- b) Cálculo del caudal o de la velocidad en una tubería determinada
- c) Cálculo del diámetro que debe usarse bajo determinadas condiciones de servicio
- d) Cálculo del coeficiente de fricción de una determinada tubería

**Las tuberías compuestas** están formadas por varias tuberías simples conectadas en serie o en paralelo o por combinaciones de tuberías en serie y en paralelo (mixtas). Ósea que las tuberías compuestas pueden clasificarse en:

Tuberías en serie están formadas por varias tuberías simples conectadas una a continuación de otras

Tuberías en paralelo están formadas por dos o más tuberías dispuestas de modo tal, que sus extremos son comunes

Tuberías mixtas están formadas por combinaciones de tubería en serie y paralelo

Pueden presentarse problemas s son:

- a) Calculo de pérdida de carga
- b) Calculo de gasto

### 1.7. COEFICIENTE DE RUGOSIDAD ABSOLUTA, K PARA TUBERIAS COMERCIALES

Tabla 1.4. Coeficiente de rugosidad absoluta, k para tuberías comerciales

Tipo de tubería	Rugosidad absoluta K (mm)	Tipo de tubería	Rugosidad absoluta K (mm)
Vidrio, cobre o latón estirado	<0,001(o lisa)	Hierro galvanizado	0,15 a 0,20
Latón industrial	0,025	Fundición corriente nueva	0,25
Acero laminado nuevo	0,05	Fundición corriente oxidada	1 a 1,5
Acero laminado oxidado	0,15 a 0,25	Fundición asfaltada	0,1
Acero asfaltado	0,015	Cemento aislado	0,3 a 0,8
Acero soldado nuevo	0,03 a 0,1	Cemento bruto	Hasta 3
Acero soldado oxidado	0,4	Acero roblonado	0,9 a 9

Los valores de tabla 1.4 son un tanto imprecisos, por lo cual el valor de  $\lambda$  obtenido puede tener un error de 5 por 100 en tuberías lisas y 10 por 100 en tuberías rugosas. De ordinario no se necesita no se necesita más precisión. En muchos problemas pueden obtenerse una primera aproximación haciendo  $\lambda = 0,02$  a  $0,03$ . En un tubo rectilíneo la influencia del cambio de sección se hace sentir hasta un recorrido igual a 10 veces el diámetro (60 veces si el flujo es laminar). El cálculo de  $\lambda$  es, pues menos preciso aun si la tubería es corta.

### 1.8. CAUDAL.

El caudal corresponde a una cantidad de agua que pasa por un lugar (canal, tubería, etc.) en una cierta cantidad de tiempo, o sea corresponde a un volumen de agua (Litros, Metros Cúbicos, etc.) por unidad de tiempo (Segundos, Minutos, Horas, etc.)

Entre los métodos más utilizados para medir caudales de agua se encuentra el Método Volumétrico, este método permite medir pequeños caudales de agua, como son los que se escurren en surcos de riego o pequeñas acequias. Para ello es necesario contar con un

deposito (balde) de volumen conocido en el cual se colecta el agua, anotando el tiempo que demora en llenarse. El caudal se puede calcular con la siguiente expresión:

$$Q = \frac{V}{t} \left( \frac{l}{s} \right) \quad (1.1)$$

Esta operación puede repetirse 2 o 3 veces y se promedia, con el fin de asegurar una mayor exactitud (ver Figura 1.8)

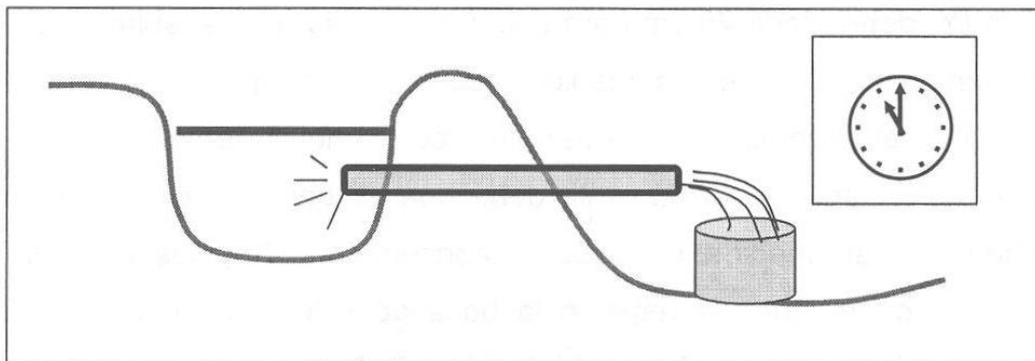


Figura 1.8. Medición de caudales utilizando un balde y un cronometro.

### 1.9. PERDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS EN LAS TUBERIAS

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases, primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluidos con otras (régimen laminar) o de partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tiene lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tiene lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

Si la conducción es larga (oleoductos, gasoductos) las pérdidas secundarias tienen poca importancia, pudiendo a veces despreciarse; o bien se tiene en cuenta al final, sumando un 5 al 10 por 100 de las pérdidas principales halladas. Si la conducción es corta y complicada (flujo de gasolina y de aire en un carburador, por ejemplo) las pérdidas secundarias pueden jugar un papel preponderante, y pueden incluso llegar a ser despreciable en comparación con ellas las pérdidas primarias.

### 1.9.1. ECUACION GENERAL DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS: ECUACION DE DARCY WEISBACH.

A fines del siglo pasado experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro constante demostraron que la pérdida de carga era directamente proporcional al cuadro de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma. La formula fundamental que expresa lo anterior es la

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (1.2)$$

Donde

$H_{rp}$  – pérdida de carga primaria

$\lambda$  – coeficiente de pérdida de carga

$L$  – longitud de la tubería

$D$  – diámetro de la tubería

$V$  – velocidad media del fluido

Esta fórmula es de uso universal en el mundo entero en los libros y formularios de hidráulica, esta ecuación nos da la pérdida de carga primaria  $H_{rp}$ .

$\lambda$  se lo obtiene de la relación del numero de Reynolds y la curva de rugosidad en el diagrama de Moody.

### 1.9.2. NUMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido, se define de la formula siguiente.

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (1.3)$$

La velocidad del agua depende del caudal y del área.

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

Donde:

Q = Caudal

A = Área de sección de la tubería (m<sup>2</sup>)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (1.5)$$

Finalmente reemplazando (1.4.) en (1.3) tenemos:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (1.6)$$

### **1.9.3. EL COEFICIENTE $\zeta$ DE LA ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS PERDIDAS SECUNDARIAS**

El coeficiente  $\zeta$  depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds, de la rugosidad y hasta de la configuración de la corriente antes del accesorio. En general antes y después del accesorio en que se produce la pérdida ha de haber un trozo de tubería recta al menos de 4 a 5D (D – diámetro de la tubería) para que los valores que se aducen a continuación puedan aplicarse con precisión. En la práctica no suele necesitarse demasiada precisión.

Las pérdidas secundarias tendrán lugar en accesorios distintos (codos, válvulas, etc.), cada uno con una  $V$  distinta, pero todas se expresan de la siguiente forma:

$$H_{rs} = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (1.7)$$

Donde

$H_{rs}$  – pérdida de carga secundaria

$\zeta$  - coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria

$V$  – velocidad media en la tubería, si se trata de codos, válvulas, etc. Si se trata de un cambio de sección como contracciones o ensanchamientos, suele tomarse la velocidad en la sección menor.

Si la conducción es de sección constante

$$H_r = \sum H_{rp} + \sum H_{rs} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{L}{D}) \frac{V^2}{2g} \quad (1.8)$$

Donde

$H_r$  es la pérdida total

$\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n$  son los coeficientes de los distintos accesorios

y finalmente

$$H_r = \zeta_t \frac{V^2}{2g} \quad (1.9)$$

Donde

$$\zeta_t = \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{L}{d} \quad (1.10)$$

Coficiente total de pérdidas.

### 1.9.4. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DELAS TURBINAS TURGO

Para esta investigación se construyeron 3 turbinas turgo con diferente número de álabes y mayor dimensionamiento del álabe. Las dimensiones principales de las cazoletas se muestran en la figura 1.8.

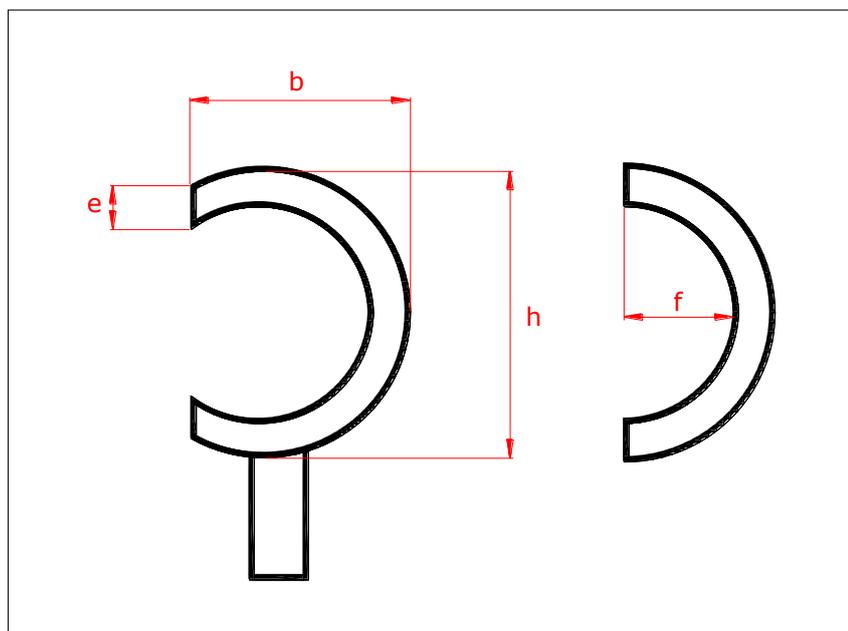


Figura 1.8. Dimensionamientos de los álabes

#### Dimensiones de las cazoletas:

Como se había dicho anteriormente para la construcción de las turbinas turgo se utilizó dos álabes con distintas dimensiones, a continuación en la tabla 1.5, se observa las dimensiones de los álabes referidos en la figura 1.8.

Tabla 1.5. Dimensiones básicas de los álabes de la turbina.

		<b>Alabe 1</b>	<b>Alabe 2</b>
Altura	h	39 mm	45 mm
Ancho	b	28 mm	34 mm
Profundidad	f	13 mm	16 mm
Espesor	e	3 mm	3 mm

### 1.9.5. NUMERO DE ALABES.

Suele ser de 17 a 26 por rueda, para alta velocidad específica el número de álabes es menor, en cambio, si la velocidad es alta es que el gasto es grande, lo que exige álabes mayores y por lo tanto, caben menos en la misma periferia de la rueda.

La expresión para calcular el número de álabes es:

$$Z = 15 + \frac{b}{d_o} \quad (1.11)$$

Donde  $d_o$  es el diámetro del chorro del inyector.

### PRIMERA TURBINA TURGO.

La primera turbina turgo (fig 1.9), se la realizó con las siguientes dimensiones:

Número de álabes 16

Diámetro del rodete 75 mm

Dimensiones del álabe para la Turbina Turgo.

Altura. 39 mm

Ancho. 28 mm

Profundidad. 13 mm

Espesor. 3 mm

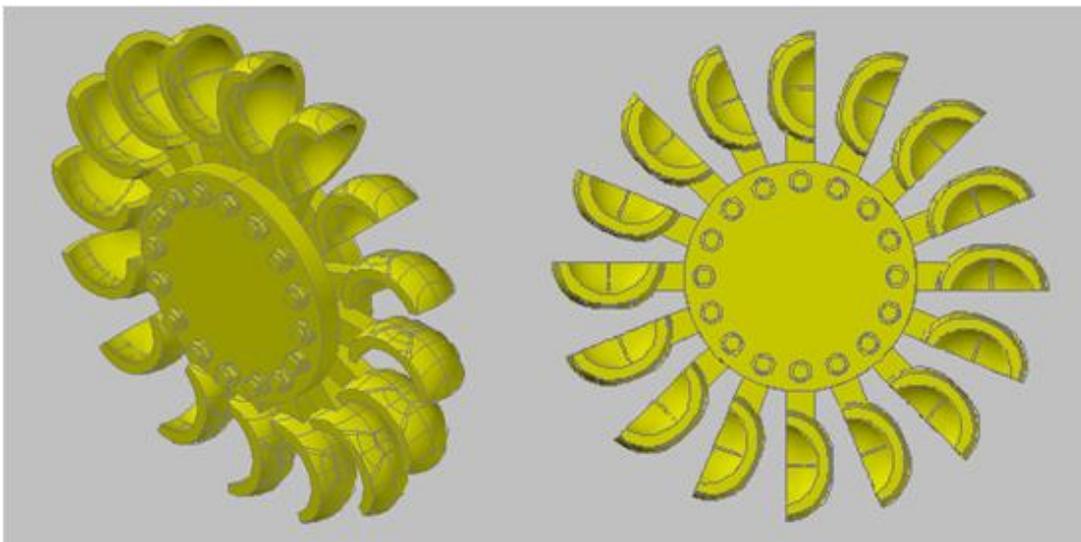


Fig. 1.9. Prototipo de una TURBINA TURGO de 16 álabes

## SEGUNDA TURBINA TURGO

La primera turbina turgo (fig 1.10), se la realizó con las siguientes dimensiones:

Número de álabes 12

Diámetro del rodete 75 mm

Dimensiones del álabe.

Altura. 39 mm

Ancho. 28 mm

Profundidad. 13 mm

Espesor. 3 mm

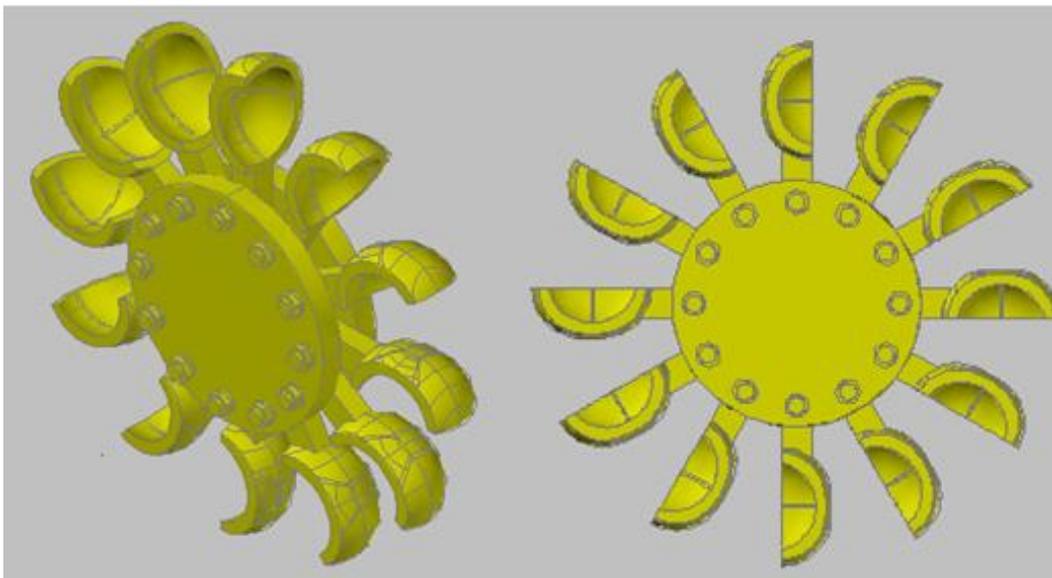


Fig.1. 10. Prototipo de una TURBINA TURGO de 12 álabes

## TERCERA TURBINA TURGO

Para la tercera Turbina Turgo (fig 1.11) se dimensionó el álabe con respecto a los álabes de primera y segunda turbina.

Número de álabes. 12

Diámetro del rodete

Dimensiones del álabe.

Altura. 45 mm

Ancho. 30 mm

Profundidad. 16 mm

Espesor. 3 mm

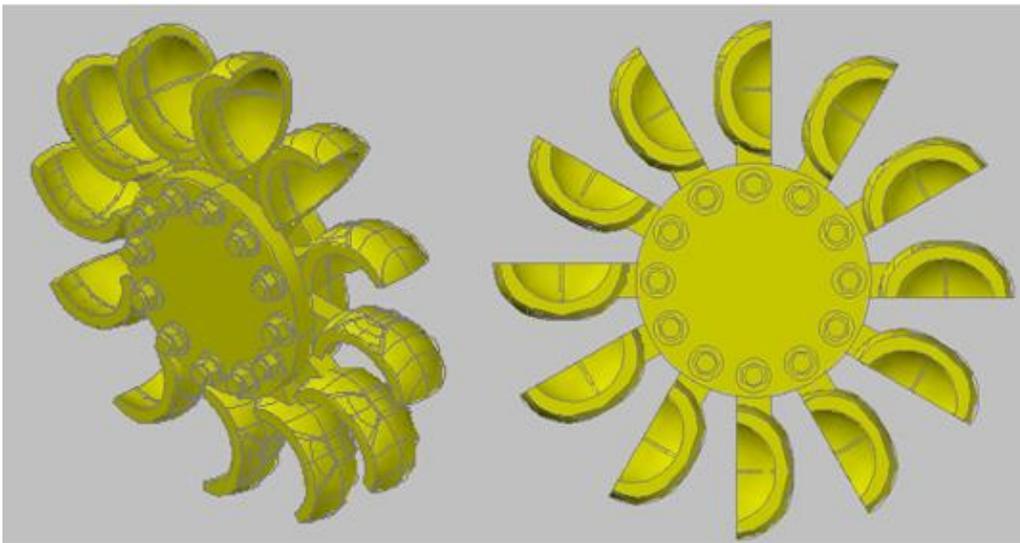
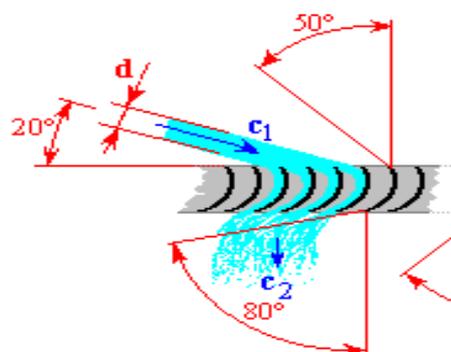


Fig. 1.11. Prototipo de una TURBINA TURGO de 12 álabes con diferentes dimensiones.

Las tres turbinas turgo fueron construidas con el propósito de demostrar la eficiencia de cada una de ellas.

#### 1.9.6. FUERZA EN EL ALABE.

Se calcula la fuerza de incidencia y de paso de agua a través de las cucharas. Para ello se utiliza el teorema de impulso.



$$F = Q\rho[C_1 - (-C_2 \cos\varphi)] \quad (1.12)$$

Donde :

$Q$ = caudal

$\rho$ = densidad del agua

$C$ = velocidad a la salida del chorro

$\Phi$ = angulo de entrada de el agua

$d$ = diámetro del chorro de agua

### 1.9.7. VELOCIDAD DEL CHORRO A LA SALIDA DEL INYECTOR.

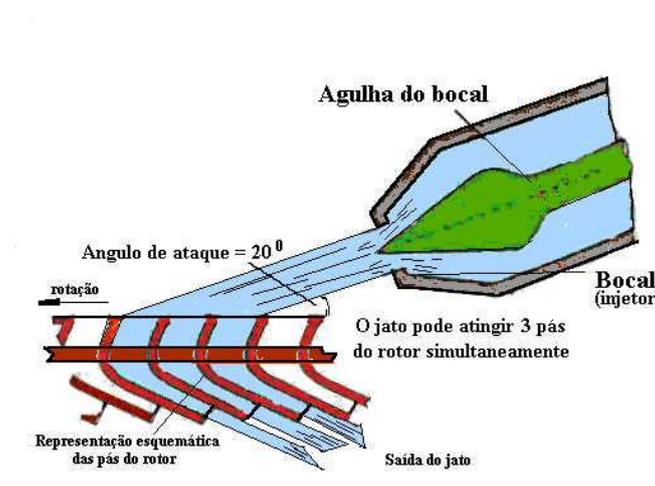


Fig. 1.12. Caída del chorro el los álabes

Ya que la turbina turgo se trata de una turbina de acción donde el salto neto se convierte en energía cinética(fig 1.12), la fórmula de la velocidad es de la siguiente manera:

$$C = \varphi \sqrt{2gH} \quad (1.13)$$

Donde:

$C$  = velocidad del chorro a la salida en m

$g$  = gravedad m/s

$H$  = altura

$\varphi$  = coeficiente de velocidad de la tobera

### 1.9.8. POTENCIA HIDRAULICA.

La potencia hidráulica a disposición de la turbina viene dada por:

$$P_h = \rho Q g H \quad (W) \quad (1.14)$$

En la que:

$\rho Q$  = flujo másico [kg/s]

$\rho$  = densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

$Q$  = caudal [m<sup>3</sup>/s]

$gH$  = energía hidráulica específica de la maquina [J/kg]

$g$  = constante gravitacional [m/s<sup>2</sup>]

$H$  = “salto neto” [m]

### 1.9.9. DIÁMETRO DEL CHORRO DE LOS INYECTORES.

$$d = \sqrt{\frac{4000 \times Q}{3.14 \times c}} \quad (1.15)$$

Donde:

$d$  = diámetro del chorro en (mm)

$Q$  = caudal en (lit/s)

$C$  = velocidad del chorro a la salida en (m/s)

### 1.9.10. POTENCIA EN EL EJE DE LA TURBINA.

La potencia mecánica que se desarrolla en el eje de la turbina viene expresada de la siguiente manera:

$$P_{\text{eje}} = T \times \omega \quad (1.16)$$

Donde:

$P_{\text{eje}}$  = Potencia en el eje de turbina

$\omega$  = Velocidad angular de la turbina

T = Torque

### 1.9.11. VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica de una turbina se define como la velocidad de una turbina homologa de un tamaño tal, que con una unidad de salto produce una unidad de potencia.

$$n_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (1.17)$$

Donde:

$n_s$  = velocidad específica de la turbina

H= altura de salto en m

P= potencia disponible en el eje de la turbina cv

N= velocidad del eje de la turbina en rpm

Se ha establecido que las turbinas funcionan con las mejores eficiencias si su velocidad específica se encuentra dentro del ámbito de valores presentados en la Tabla 1.6.

Tabla 1.6. Velocidad específica de las turbinas

Tipo de turbina	$N_s$
Pelton de una tobera	12 - 30
Pelton de dos toberas	14 - 40
Turgo	20 - 70
Michell – Banki (flujo cruzado)	20 – 200
Francis	80 – 400
Kaplan (axial)	140 - 1000

Por lo tanto, lo que se hace en el método es calcular la velocidad específica con los valores de caída y caudal que se tengan, suponiendo una eficiencia entre el 65 y 90% y una velocidad en el eje de la turbina en el rango de 400 a 1800 r.p.m., que vendrían a ser las posibles velocidades sincrónicas del generador (determinadas por el número de polos y la frecuencia). Luego se ubica en la Tabla 1.6 el valor de velocidad obtenido y así queda determinado el tipo de turbina más recomendable a utilizar.

### 1.9.12. RENDIMIENTO DE LAS TURBINAS

El rendimiento se define como la relación entre la potencia mecánica transmitida al eje de la turbina y la potencia hidráulica correspondiente al caudal y salto nominales, tal como se define en la ecuación:

$$\eta = \frac{P_{mec}}{P_h} \times 100\% \quad (1.18)$$

Donde:

$P_{mec}$ = potencia en el eje de la turbina

$P_h$ = potencia hidráulica

Hay que hacer notar que en las turbinas de acción (Pelton y Turgo), la altura de salto se mide hasta el punto de impacto del chorro que, para evitar que el rodete quede sumergido en épocas de riadas, estará siempre por encima del nivel de la lámina de agua en el canal de descarga, con lo que se pierde una cierta altura con respecto a las turbinas de reacción, en las que, como veremos, el plano de referencia es la propia lámina de agua.

### **1.10. MULTIPLICADORES DE VELOCIDAD**

Cuando turbina y generador trabajan a la misma velocidad y pueden montarse coaxialmente, se recomienda el acoplamiento directo, que evita pérdidas mecánicas y minimiza el mantenimiento ulterior. El fabricante de la turbina recomendará el tipo de acoplamiento a utilizar aún cuando un acoplamiento flexible, que tolera pequeños errores de alineación, es en general preferible.

En general, sobre todo en instalaciones de baja altura de salto, los rodetes giran por debajo de 400 rpm, lo que obliga al empleo de un multiplicador para alcanzar las 1.000-1.500 rpm de los alternadores estándar, solución siempre más económica que la de utilizar un alternador especial, que tendrá que ser construido bajo pedido. Actualmente, los fabricantes de generadores ofrecen, a precios razonables, generadores lentos que pueden ser acoplados directamente.

#### **1.10.1. MOMENTO TORSOR EN EL EJE.**

Indica la capacidad de un eje giratorio para desarrollar una fuerza tangencial cuya fórmula viene expresada de la siguiente manera:

$$T = \frac{P_{eje}}{\omega} \quad (1.19)$$

Donde:

$\omega$  = velocidad angular de la turbina

$P_{eje}$  = potencia en el eje de la turbina

#### **1.10.2. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECANICA**

Es el sistema que se encarga de transmitir el movimiento y la potencia mecánica de la turbina hacia el generador.

La velocidad de giro de la turbina está relacionada con la caída neta, el caudal y las dimensiones del rodete, en el caso de las picocentrales se emplea rodetes con dimensiones estándares de los fabricantes en consecuencia la velocidad de operación para las condiciones de caída neta y caudal disponible, rara vez coincide con la de los generadores por esta razón en las picocentrales debe emplearse sistemas de transmisión de movimiento y potencia mecánica entre turbina y el generador.

### **1.10.3. SISTEMA DE TRANSMISION POR BANDAS**

Entre los dispositivos de transmisión mecánica, se encuentra la transmisión por banda; De aplicación común en la industria, este sistema consta de dos poleas solidarias cada una a un eje y acopladas por medio de una banda; es un sistema muy silencioso, no necesita lubricación y resulta poco costoso de construir, además presenta la característica de que puede ser utilizado como un fusible mecánico. Los sistemas de transmisión por banda presentan un costo inicial de producción relativamente bajo comparado con otros elementos de transmisión mecánica.

Este tipo de transmisión está basado en la polea, y se utiliza cuando la distancia entre los dos ejes de rotación es grande (fig 1.13). El mecanismo consiste en dos poleas que están unidas por una misma correa o por un mismo cable, y su objetivo es transmitir del eje de una de las poleas al de la otra.

Ambas poleas giran solidarias al eje y arrastran a la correa por adherencia entre ambas. La correa, a su vez, arrastra y hace girar la otra polea (polea conducida o de salida), transmitiéndose así el movimiento.

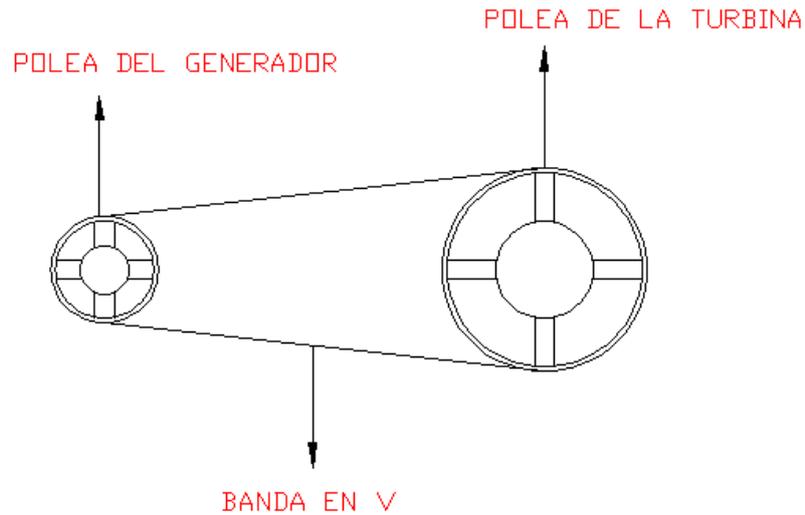


Fig. 1.13. Sistema de transmisión por banda

El sistema de transmisión por bandas tiene ventajas y sus desventajas a continuación algunas de ellas.

#### **VENTAJAS**

- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes
- Facilidad de ser empleada como fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de presión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la banda y la polea.
- Diseño sencillo
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo

#### **DESVENTAJAS**

- Grandes dimensiones exteriores
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.

- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.
- Vida de la banda relativamente corta

#### **1.10.4. ACOPLAMIENTOS.**

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí.

Básicamente los acoplamientos se clasifican en dos tipos, los rígidos y los flexibles.

En este caso se utilizara un acople flexible (directo).

##### **1.10.4.1. ACOPLAMIENTOS RIGIDOS**

Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Los acoplamientos rígidos deben emplearse solo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión.

##### **1.10.4.2. ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES**

Los acoplamientos flexibles son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir torque con suavidad, en tanto permiten cierta desalineación axial, radial o angular.

Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamientos flexibles pueden dividirse en:

- 1.- Acoplamientos de elementos deslizantes.
- 2.- Acoplamientos de elementos flexionantes.
- 3.- Combinación de acoplamientos deslizantes y flexionantes.

###### **1.10.4.2.1. ACOPLAMIENTOS DE ELEMENTOS DESLIZANTES.**

Estos tipos de acoplamientos absorben la desalineación o por deslizamiento entre dos o más de sus componentes.

Estos acoplamientos se lubrican o se emplean elementos hechos de plástico de baja fricción.

Los acoplamientos de este tipo tienen dos mitades en virtud de que cada par deslizante de elementos puede absorber solo desalineación angular; se necesitan dos de estos pares para acomodar la desalineación paralela.

Cada par de elementos deslizante es una junta articulada.

#### **1.10.4.2.2. ACOPLAMIENTOS DE ELEMENTOS FLEXIONANTES.**

Estos acoplamientos absorben la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes (fig 1.14).

- Con el tiempo esta flexión puede hacer que falle el elemento el cual deberá remplazarse.
- Cuanto menor sea la desalineación que deba absorber el acoplamiento, menor será la flexión que deben sufrir, pudiendo así obtenerse un servicio más largo sin problemas.

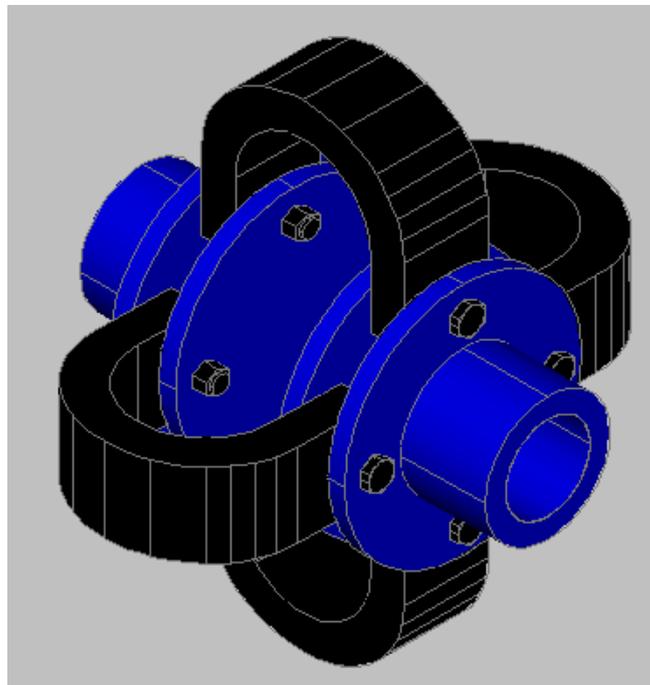


Fig. 1.14. Acople flexible (directo)

## **1.11. GENERACION DE ELECTRICIDAD**

El equipo de generación y su dimensionamiento está asociado a las particulares de la demanda que debe satisfacer la microcentral. Primero se debe definir si los usuarios serán abastecidos mediante la carga y distribución de baterías o a través de una pequeña red de distribución local, en el primer caso es conveniente una unidad de generación de corriente continua y en el segundo caso una unidad de generación de corriente alterna.

El principio fundamental de la actuación de un campo magnético variable atravesando espira de material conductor que da origen a la corriente alterna, es el que permite tanto el diseño de las maquinas generadoras como el de dispositivos de transformación de la tensión (transformadores de potencia) a la que se transmite la carga. Esta es la razón básica del desarrollo de los sistemas de corriente alternativa para el transporte y distribución de la electricidad.

La generación de corriente alterna puede ser monofásica o trifásica. El uso de corriente trifásica comienza a ser conveniente cuando la escala de la demanda es alta y existen usos productivos que solo pueden ser resueltos con motores trifásicos. Es condición básica de conveniencia que se mantenga el sistema con las cargas equilibradas en tres fases.

### **1.11.1. GENERACION ALTERNA**

La generación alterna se origina al obtener tensión en los bornes de una bobina con rotación relativa respecto de un campo magnético. De acuerdo a la velocidad de rotación y a los números de polos magnéticos del generador, resulta una determinada frecuencia de tensión en los bornes del generador. En Ecuador un generador debe rotar según la cantidad de polos con que esté construido, a una velocidad fija y determinada para así producir energía eléctrica en la frecuencia de 60 Hz.

## **1.12. GENERADORES.**

Existen dos tipos de generadores, los síncronos y los asíncronos o de inducción, ambos son empleados en micro centrales hidráulicas con un aceptable grado de confiabilidad y calidad de energía.

Los generadores síncronos son capaces de suministrar la energía reactiva de la carga por lo cual puede utilizarse para redes aisladas al sistema o conectadas al sistema, son más complejos debido a que posee un sistema de control de la excitación.

Los generadores de inducción no pueden suministrar energía reactiva por lo que tanto el reactivo de la excitación propia como el reactivo de la carga, debe ser suministrada por capacitores, los cuales pasan a formar parte esencial de la instalación. La gran ventaja de este tipo de generador es que se encuentra en el mercado a menor precio.

Las especificaciones del generador deben tanto eléctricas como mecánicas; como la capacidad del generador, los soportes, temperatura de operación, etc.

A continuación se presenta una lista de características y componentes del equipo de generación.

- Continuación de trabajo.
- Características de frecuencia, voltaje y velocidad.
- Sobre velocidad relacionadas con turbinas
- Numero de fases, si es monofásico o trifásico.
- Los KVA, KW, factor de potencia y su eficiencia.
- Temperatura ambiente, humedad, altitud.
- Equipo de monitoreo como medidores de frecuencia, de voltaje, de corriente, de potencia.
- Regulador automático de voltaje.
- Sistemas de gobernador.
- Protecciones de sobre velocidad, baja velocidad, sobrecarga, cortocircuito.
- Dimensiones físicas y peso.
- Expectativa de la vida de los componentes y posibilidades de reemplazarlos.

### **1.12.1. FUNCIONAMIENTO DE GENERADORES EN PICOCENTRALES**

Los generadores eléctricos para estas aplicaciones son maquinas eléctricas rotativas que se acoplan directa o indirectamente a los rodets de las turbinas y así colectivamente originan energía eléctrica o electricidad.

En picocentrales hidroeléctricas los generadores síncronos deben ser diseñados para condiciones severas de trabajo, los cuales son difíciles de obtener además de ser costosos, en la actualidad se están utilizando motores de inducción como generadores con excelentes resultados. El uso de motores como generadores permite reducir los costos de la implementación de los pequeños sistemas hidroenergeticos y así facilitar el acceso a la electricidad en comunidades aisladas.

### 1.13. GENERADOR SINCRONO.

El generador síncrono es el encargado de suministrar energía a una carga cuya frecuencia depende de la maquina motriz, la corriente, el factor de potencia, depende de la excitación del campo, de la impedancia del generador y de la carga. La corriente de armadura producida por la carga crea un campo magnético que gira a la velocidad síncrona, y este reacciona con el campo magnético que es producido por el devanado del campo al aplicar una corriente continua, produciéndose el torque electromecánico que se opondrá al movimiento de la maquina motriz, en la figura 1.15, se muestra un esquema de un generador síncrono.

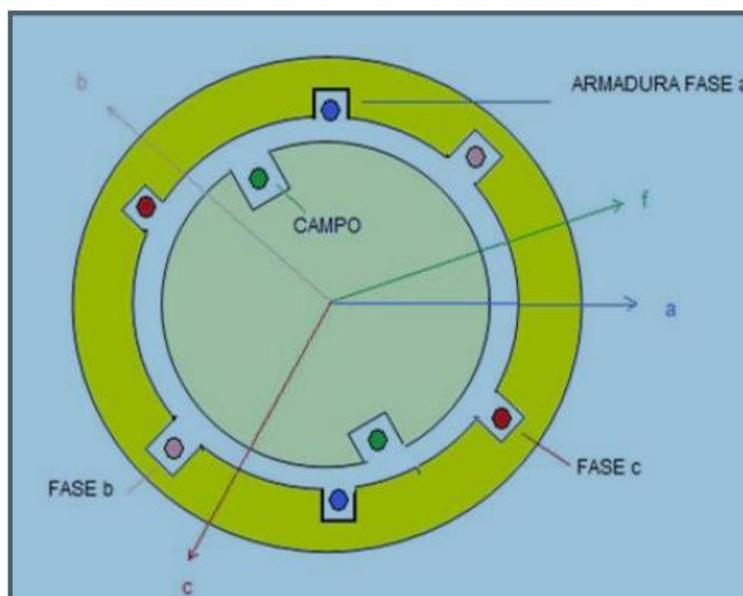


Figura. 1.15. Partes de un generador síncrono.

### **1.13.1. ZONA SEGURA DE OPERACION DEL GENERADOR SINCRONO.**

Durante condiciones normales de operación los controles del generador actúan para mantener constante la magnitud de voltaje en sus terminales, por esta razón su punto de operación (P, Q) varían constantemente.

La potencia activa que se entrega está relacionada directamente con la fuerza magnemotriz en el rotor de la turbina y según se varíe la velocidad de la turbina se relaciona con la frecuencia, pero la potencia reactiva ayuda al control de voltaje, por esta razón se debe contar con reserva de las potencias (P, Q) para mantener el voltaje y la frecuencia constante.

Los límites de operación de un generador síncrono se obtiene a través del comportamiento de los parámetros eléctricos: potencia activa, potencia reactiva, voltaje en los terminales, corriente de campo y de armadura, factor de potencia.

Cuando la potencia activa y el voltaje terminal es constante la potencia reactiva que puede suministrar el generador está limitada por el calentamiento producido en los devanados de la armadura y de campo, el calentamiento está en función de la magnitud de las corrientes que circulan por los devanados.

Las potencias P y Q que entrega el generador están limitadas por algunos factores eléctricos y mecánicos que son:

- Potencia mínima de la turbina
- Potencia máxima de la turbina
- Limite por corriente máxima del devanado de la armadura
- Limite por corriente máxima de excitación
- Limite por corriente mínima de excitación

#### **POTENCIA MINIMA DE LA TURBINA**

Es la mínima potencia que puede entregar la turbina en condiciones de operación normal, de tal forma que no afecte a los componentes mecánicos y la vida útil de la turbina.

El valor de la potencia mínima es proporcionado por el fabricante de la turbina y normalmente es igual al 25 % de la potencia aparente.

$$P_{\min} = P_{\max} \cdot 0.25 \quad (1.20)$$

Donde

- $P_{\max}$  = Potencia máxima de la turbina
- $P_{\min}$  = Potencia mínima de la turbina

### **POTENCIA MAXIMA DE LA TURBINA**

Es la máxima potencia que puede entregar la turbina en condiciones de operación normal y está relacionada con el máximo esfuerzo mecánico que puede soportar los componentes mecánicos que conforman la turbina. El valor de la potencia máxima es proporcionado por el fabricante de la turbina y normalmente es igual a la potencia activa nominal del generador.

$$P_{\max} = S \times f_p \quad (1.21)$$

Donde:

- $P_{\max}$  = Potencia máxima de la turbina
- $S$  = Potencia aparente de la unidad en MVA
- $F_p$  = Factor de potencia

### **LIMITE POR CORRIENTE MINIMA DE EXCITACION**

Si la corriente de excitación es muy pequeña puede que el generador no tenga el suficiente torque magnético para mantener el sincronismo por lo que podría perder estabilidad. Por esta razón existe un límite mínimo de corriente de campo que se puede expresar como porcentaje de la corriente máxima del campo. Este valor es recomendado por el fabricante.

## **1.14. GENERADOR ASINCRONO O DE INDUCCION**

### **1.14.1. INTRODUCCION**

El estudio de las máquinas eléctricas, se fundamenta en el conocimiento de los fenómenos físicos y magnéticos de la teoría electromagnética. En principio todo motor es un generador; por tanto es conveniente estudiar a los motores y a los generadores con los mismos conceptos, la diferencia radica en que si la máquina recibe energía eléctrica para transformarla en energía mecánica, o si recibe energía mecánica para transformarla en energía eléctrica.

La transición entre el funcionamiento de la máquina de inducción como motor o como generador es función del deslizamiento, según el cual se puede fijar los modos de operación de la máquina, el que se define como la diferencia entre la velocidad sincrónica del campo magnético de las corrientes del estator y la velocidad del campo magnético de las corrientes en el rotor, y es la velocidad con la que el campo magnético principal corta a los conductores del rotor.

### **1.14.2. CONSTITUCION DEL MOTOR ASINCRONO**

#### **Circuito magnético**

La parte fija del circuito magnético (estator) es un anillo cilíndrico de chapa magnética ajustado a la carcasa que lo envuelve. La carcasa tiene una función puramente protectora. En la parte interior del estator van dispuestos unas ranuras donde se coloca el bobinado correspondiente.

En el interior del estator va colocado el rotor, que es un cilindro de chapa magnética fijado al eje. En su periferia van dispuestas unas ranuras en las que se coloca el bobinado correspondiente.

El entrehierro de estos motores es constante en toda su circunferencia y su valor debe ser el mínimo posible

## **Circuitos eléctricos**

Los dos circuitos eléctricos van situados uno en las ranuras del estator (primario) y otro en las del rotor (secundario), que esta cortocircuitado.

El rotor en cortocircuito puede estar formado por bobinas que se cortocircuitan en el exterior de la maquina directamente o mediante reóstatos; o bien, puede estar formado por barras de cobre colocadas en las ranuras, que han de ser cuidadosamente soldadas a dos anillos del mismo material, llamados anillos de cortocircuito. Este conjunto de barras y anillos forma el motor jaula de ardilla.

También existen motores asíncronos monofásicos, en los cuales el estator tiene un devanado monofásico y el rotor es de jaula de ardilla. Son motores de pequeña potencia y en ellos, en virtud del Teorema de Leblanc, el campo magnético es igual a la suma de dos campos giratorios iguales que rotan en sentidos opuestos. Estos motores monofásicos no arrancan por si solos, por lo cual se debe disponer algún medio auxiliar para el arranque (fase partida: resistencia o condensador, polo blindado).

El deslizamiento, puede ser positivo o negativo. Para que una máquina de inducción funcione como un generador su deslizamiento debe ser negativo, es decir un generador de inducción opera sobre su velocidad sincrónica.

La máquina de inducción puede ser considerada como un transformador rotativo; cuyos arrollamientos o devanados en el circuito primario y en el secundario, son los circuitos del estator y del rotor respectivamente.

### **1.14.3. EL GENERADOR DE INDUCCION AUTOEXCITADO**

Uno de los principales inconvenientes de la máquina de inducción como generador, es su incapacidad para establecer un campo magnético que permita que la máquina genere adecuadamente. Como generador la máquina de inducción, requiere de algún tipo de excitación para establecer un campo magnético que la force a operar a un voltaje y frecuencia determinados; esta excitación puede ser proporcionada por cualquier fuente que genere o produzca la corriente reactiva  $I_m$  necesaria para establecer y sostener dicho campo magnético.

En la figura 1.16, se muestra a una máquina de inducción funcionando como generador auto excitado, con un banco de capacitores trifásicos conectados en Y a su estator, alimentando a una carga conectada en Y.

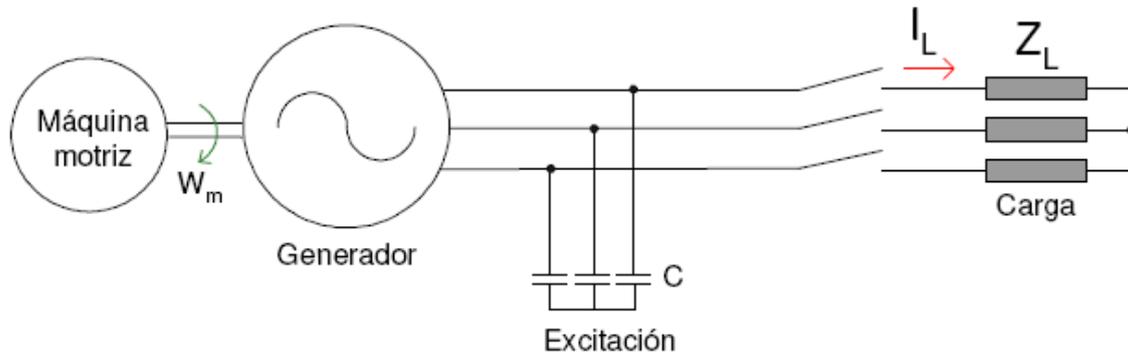


Figura. 1.16. Máquina de inducción

#### 1.14.4. VELOCIDAD SINCRONA.

La velocidad síncrona es la velocidad de giro de la maquina en rpm, que permanece invariable y origina en la corriente alterna la frecuencia sincronica normalizada. La velocidad rotativa es dada por la maquina en este caso la turbina hidráulica.

Las frecuencias sincronicas normalizadas son de 50 Hz y 60 Hz. La velocidad síncrona deducible de la frecuencia  $f$  (Hz) y el número de polos de la maquina queda expresada de la siguiente forma:

$$n_s = 120 \frac{f}{p} \quad (1.22)$$

Donde:

$f$  = frecuencia (Hz)

$p$  = numero de polos

En la siguiente tabla 1.7 se puede observar la velocidad síncrona en función de la frecuencia y numero de polos.

Tabla 1.7. Velocidad síncrona según la frecuencia.

Frecuencia (Hz)	Polos	Velocidad síncrona (RPM)
50	2	3000
	4	1500
	6	1000
	8	750
	10	600
	12	500
60	2	3600
	4	1800
	6	1200
	8	900
	10	720
	12	600

#### 1.14.5. MOTOR ASINCRONO DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA COMO GENERADOR

**Operación Como Generador En La Red.** Si el mismo motor de inducción, conectado a la Red, se hace girar por encima de la velocidad de sincronismo, la máquina actúa como generador suministrando energía a la Red.

El deslizamiento como generador a carga nominal tiene un valor similar al deslizamiento como motor pero de signo negativo.

Sin embargo, esta aún toma su corriente de magnetización de la fuente, ya que es necesaria para crear el campo rotatorio.

**Operación Como Generador En Un Sistema Aislado.** En este caso, no existe una fuente que suministre la corriente de magnetización para el funcionamiento del generador.

Este problema, se soluciona con la instalación de condensadores como única fuente externa que suministra la corriente de magnetización.

Estos condensadores o el valor de la capacitancia deben ser cuidadosamente elegidos.

**Selección del Generador y Capacitores.** El arreglo más conveniente para obtener mayor eficiencia es la utilización de un motor trifásico con generación monofásica. En demandas pequeñas de energía por lo general el suministro de corriente es monofásico.

Este arreglo se logra con la conexión "C-2C" (fig. 1.17, 1.18)

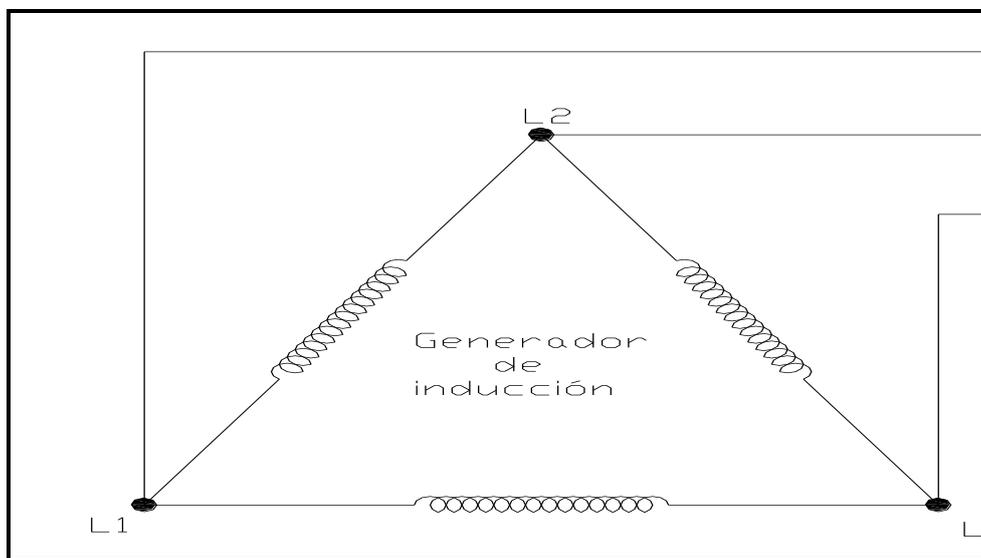


Figura. 1.17. Conexión del motor como generador en triángulo

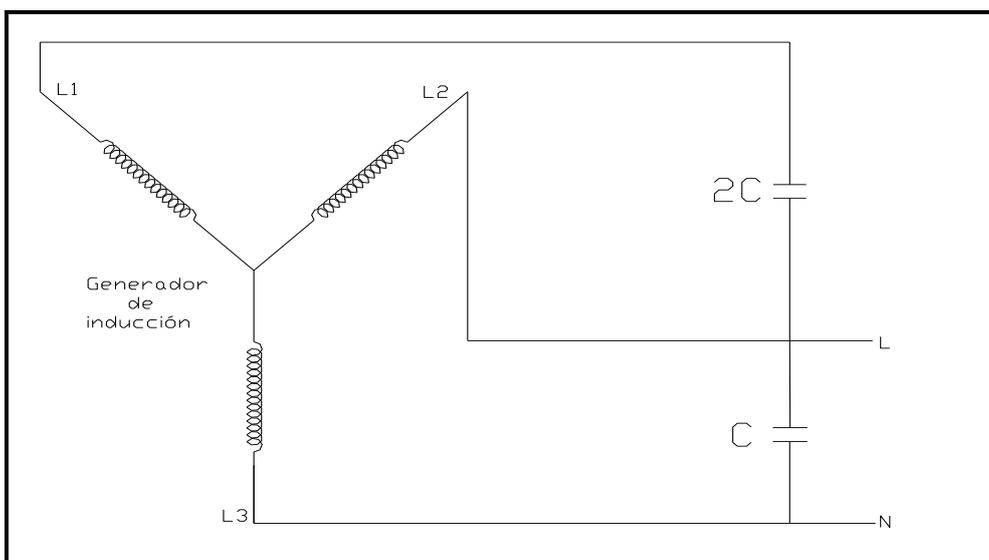


Figura. 1.18. Conexión del motor como generador en estrella

### Factores a considerar para la selección

- Rangos de Voltaje
- Frecuencia
- El Número IP
- Clase de aislamiento
- Potencia Nominal

En un motor trifásico la fórmula para calcular la potencia aparente es:

$$P_a = \sqrt{3} \times V \times I \quad (1.23)$$

#### 1.13.6. CALCULO DE CAPACITORES

Para un motor de inducción trifásico se recomienda la conexión estrella ya que esta permite trabajar al condensador con menor tensión y por tanto reduce riesgos de posibles perforaciones por sobretensión sin embargo en algunos casos es ventajoso acudir a la conexión triángulo por sus ventajas en la cancelación de armónicos.

Para el cálculo y selección de condensadores, necesitamos suministrar una potencia reactiva, cuyo cálculo será:

$$P_{\text{reactiva}} = 1.73 \times V \times I \times \text{sen}\varphi \quad (1.24)$$

Donde:

$\varphi$  = factor de potencia del motor (consta en la placa de la máquina)

I = corriente nominal del motor

V = voltaje

Si partimos de la potencia de la placa:

$$P_{\text{aparente}} = \frac{P_{\text{nominal}}}{\text{cos}\varphi} \quad (1.25)$$

$$P_{\text{reactiva}} = P_{\text{aparente}} \times \text{sen}\varphi \quad (1.26)$$

$$P_{\text{reactiva}} = \frac{P_{\text{nominal}}}{\tan\phi} \quad (1.27)$$

Además la carga necesita una energía reactiva que generalmente no podemos evaluar por ser una variable, según se conecten o desconecten cargas, la experiencia indica que si multiplicamos la potencia reactiva de la maquina por un factor de 2.2 se obtendrá energía reactiva ampliamente suficiente, con seguridad para las necesidades de la instalación. Este coeficiente esta previsto para el posible caso extremo de existencia de cargas fuertemente inductivas, si no fuese ese el caso se puede disminuir, si suponemos que la carga tiene el mismo cos (fi) que bastara entonces con multiplicar por 2 e incluso tomar el valor de 1.5 si lo que existe es una mezcla de cargas resistivas y reactancias que nos den un cos (fi) en el entorno de 0.85 a 0.90.

Para un sistema trifásico de 380v de tensión de línea en montaje en estrella partiendo de la potencia reactiva, determinados:

$$I_{\text{reactiva}} = \frac{P_{\text{reactiva}}}{1.73 \times V} \quad (1.28)$$

La reactancia capacitiva está dada por:

$$X_r = \frac{V}{I_{\text{reactiva}}} \quad (1.29)$$

Finalmente como:

$$X_r = \frac{1}{2\pi \cdot f \cdot C} \quad (1.30)$$

La capacidad de los condensadores dado en uf es:

$$C = \frac{1}{2\pi \cdot f \cdot X_r} \quad (1.31)$$

Es necesario que la capacidad sea suficiente para la excitación de la maquina una capacidad menor que la mínima requerida impedirá el proceso de autoexcitación

También se puede calcular los capacitores con la siguiente expresión.

$$C = \frac{K \times I_{\text{linea}} \times 10^6}{2 \times \pi \times f \times V} \quad (1.32)$$

C = capacitancia en Uf.

K = Factor que depende del motor a utilizar (tabla 1.8)

$I_{\text{linea}}$  = Corriente nominal del motor en A

V = Voltaje nominal del motor en V (tabla 1.9)

f = Frecuencia (50 o 60 Hz)

### Valores de “K”

Tabla 1.8 (valores constante K)

Voltaje igual al recomendado	K = 0.35
Voltaje + 6 % de lo recomendado	K = 0.30
Voltaje - 6 % de lo recomendado	K = 0.45

“K” no debe ser mayor a 0.45

El valor de “K” depende del voltaje recomendado de acuerdo a la capacidad nominal del motor y el número de polos.

Tabla 1.9 voltaje recomendado

<b>VOLTAJE RECOMENDADO</b>			
		Potencia Nominal del Motor (Kw)	
N° de polos	0.55 – 1.1	1.5 – 3.0	4.0 – 7.5
2	$V_{\text{generador}} + 6 \%$	$V_{\text{generador}} + 3 \%$	$V_{\text{generador}}$
4	$V_{\text{generador}} + 9 \%$	$V_{\text{generador}} + 6 \%$	$V_{\text{generador}} + 3 \%$
6	$V_{\text{generador}} + 12 \%$	$V_{\text{generador}} + 9 \%$	$V_{\text{generador}} + 6 \%$

### **Sugerencias.**

- Redondear el valor de  $C$  por exceso al valor más cercano con incremento de 5  $\mu\text{F}$ .
- El valor de  $2C$  redondear por defecto al valor más cercano con incremento de 5  $\mu\text{F}$ .
- Si en el mercado no existe los valores de  $C$  y  $2C$  cálculos, se deben conectar en paralelo varios capacitores para conseguir el valor deseado.
- El voltaje nominal de los capacitores deberá ser mayor que el voltaje máximo del generador, por ejemplo si se va a generar 220 V los capacitores deberán ser para 380 V a más.

#### **1.14.7. VENTAJAS DE LOS MOTORES DE INDUCCION.**

- Se encuentran fácilmente el mercado local
- Se puede adquirir en el mercado por un tercio de costo de su equivalente síncrono, inclusive menos dependiendo de la potencia y las facilidades de conseguir los elementos necesarios para la adaptación.
- Los motores de inducción son robustos y tienen una construcción simple no tiene devanados, anillos deslizantes en su rotor.
- Las maquinas de inducción son completamente cerradas, de modo que aseguran la protección contra el polvo y el agua.

#### **1.14.8. DESVENTAJAS DE LOS MOTORES DE INDUCCION.**

- No siempre están disponibles con los rangos de voltaje adecuados para ser útiles como generadores por lo que podría ser necesario hacer modificaciones en la conexión de los devanados o en caso muy extremo rebobinar.
- a diferencia del generador síncrono que puede ser suministrado listo para su uso la máquina de inducción no trabajara si no se le conecta un banco de condensadores de un valor adecuado a calcular. Esto permite darle la excitación necesaria para iniciar la generación de energía.
- Cuando se trata de potencias de generación limitadas, como es el presente caso y cuando se requiere arrancar motores resulta más fácil arrancarlos como generadores síncronos que como motores de inducción.

Finalmente en la tabla 1.10, se resumen los principales aspectos comparativos entre un generador de inducción y un generador síncrono.

Tabla 1.10. Tabla de comparación entre un generador de inducción y un generador síncrono.

<b>Tabla de comparación</b>	
<b>Generador de inducción jaula de ardilla</b>	<b>Generador síncrono</b>
<b>Estructura del rotor</b>	
Barra de cobre no aisladas	Cable o barras aisladas
Relativamente pocos conductores	Bobinado con muchas vueltas
Devanados rígidos ,alojados en las ranuras	Altos desgastes en los polos salientes
Pocas pero grandes conexiones soldadas	Muchas pequeñas conexiones
Pocos componentes básicos	Muchos componentes básicos
<b>Excitación</b>	
Consume potencia reactiva	Genera potencia reactiva(excelente regulador de reactiva)
Requiere una fuente de reactivos externa	Necesidad de un medio de excitación de corriente continua
No existe las escobillas ni los anillos rozantes	Escobillas, anillos rozantes o imanes permanentes
<b>Señal generada</b>	
Tendencia de amortiguar los armónicos en la señal del sistema	Tendencia a generar armónicos debido a la reacción de inducido en la carga.
Poco control de voltaje y frecuencia	Efectúa control de voltaje y frecuencia
Perdida de estabilidad	Perdida de estabilidad y sincronismo
<b>Generador de inducción jaula de ardilla</b>	<b>Generador síncrono</b>
Conexión sencilla cuando se lo conecta a la red arrancándolo como motor	Requiere un complejo equipamiento para el control y sincronización
<b>Costos</b>	
Bajo	Alto
No requiere la presencia de personal en la instalación	Se requiere personal en operación
Bajo mantenimiento	Mantenimiento regular de las escobillas
Eficiencia ligeramente baja	Alta eficiencia
Factor de potencia en retraso	Factor de potencia en adelanto

## **1.15. REGULACION DE TENSION Y SINCRONIZACION.**

### **Generadores asíncronos**

Un generador asíncrono necesita, para asegurar su magnetización, tomar una cierta potencia reactiva de la red. La red es también la que marca la frecuencia, y el generador aumenta su deslizamiento a medida que aumenta la potencia suministrada por la turbina.

El generador asíncrono presenta la ventaja adicional de no necesitar excitatriz, lo que simplifica el equipo y facilita las maniobras secuenciales de arranque. Para ello se actúa sobre la admisión de la turbina, acelerándola ligeramente por encima de su velocidad de sincronismo, momento en el que un sensor de velocidad da la orden de cierre del interruptor de línea. El generador pasa rápidamente de la velocidad de hipersincronismo, a la necesaria para que se igualen los pares motor y resistente en la zona de funcionamiento estable.

### **Generadores síncronos**

El generador síncrono se arranca en vacío, actuando sobre la admisión de la turbina para aumentar gradualmente la velocidad. El generador se sincroniza con la red igualando previamente, en la máquina y en la red, las tensiones eficaces, las frecuencias, los desfases y el sentido de rotación. Cuando el generador alcanza una velocidad próxima al sincronismo, se arranca la excitación y se regula para que la tensión entre bornes sea igual a la tensión entre barras.

En generadores acoplados a una red aislada, el regulador debe mantener un valor predeterminado de la tensión sea cual sea la carga. Si está acoplado a una red importante, el regulador mantendrá el valor pre ajustado de la potencia reactiva.

## **1.15. SISTEMAS Y DISPOSITIVOS DE CONTROL**

La regulación en una central generadora de electricidad, es necesaria en un sistema de potencia aislado para garantizar la continuidad y la calidad de los parámetros fundamentales, frecuencia y tensión, que deben mantenerse dentro de límites estrechos Alrededor de valores nominales establecidos. En sistemas de pequeña potencia, frecuentemente se producen variaciones de caudal y de carga importantes, que afectan la velocidad de rotación del grupo turbina-generator, ya que esta depende del equilibrio entre la potencia hidráulica que entra a la turbina y la potencia eléctrica producida por el generador. Las variaciones de velocidad se traducen en variaciones de la frecuencia y de la tensión en la salida del generador.

Existen dos sistemas básicos para mantener los parámetros eléctricos del sistema, dentro del rango admisible de calidad. El primer sistema consiste en mantener la carga constante durante todo el tiempo de operación. De este modo, si el generador ve una carga constante, no se producirá variación de tensión ni de frecuencia. Este sistema se denomina de regulación por carga. El segundo sistema, cuando la carga que ve el generador es variable, es la turbina la que debe suministrar una potencia variable durante la operación.

La variación de la potencia de la turbina se obtiene variando el caudal de agua que ingresa al rotor de la misma, ya que la altura es un parámetro fijo que no se puede cambiar. Este sistema se denomina de regulación por caudal.

### **1.15.1. REGULACION POR CARGA**

La regulación de carga es la solución más sencilla desde el punto de vista electrónico, pues carece de elementos actuadores sobre el sistema. Su principio de funcionamiento se basa en mantener la carga del generador constante, añadiendo o quitando cargas balasto (conjunto de resistencias enfriadas por agua o aire), en función de la demanda de potencia; de esta manera cuando el generador está sometido a la máxima demanda de potencia, lo que pudiera ocurrir en las horas de máximo consumo, la carga balastro a su salida se hace cero. Por el contrario, si la demanda en algún momento llega a ser cero, lo cual sería el peor caso, entonces la carga balastro deberá consumir toda la potencia que

está entregando el generador. Estos sistemas son muy estables, pero tienen la gran desventaja de que la turbina tiene que entregar en todo momento la máxima potencia, lo que significa que el gasto de agua también es el mayor, esto limita su utilización a instalaciones con suficiente agua disponible, siempre y cuando no interese o no sea significativo el exceso de consumo de agua. También hay que tener en cuenta que los bancos de resistencias de carga complementaria resultan más costosos en instalaciones de gran potencia.

### **1.15.2. REGULACION POR CAUDAL**

Se lleva a cabo una variación del caudal de agua admitido por la turbina en función de la carga instantánea aplicada al generador; la regulación de caudal se efectúa por medio de un servomotor eléctrico con reductor de velocidad incorporado, de muy baja inercia y por ende alta velocidad de respuesta o por un cilindro hidráulico; el servo-motor actúa directamente sobre el vástago de la válvula de aguja de las turbinas Pelton o sobre el álabe hidrodinámico de regulación de las turbinas Banki. En una turbina Francis, en la que se puede cortar el paso del agua cerrando los álabes del distribuidor, los mecanismos del servomotor tienen que ser muy robustos, para poder vencer la reacción del agua y los rozamientos mecánicos en los ejes. En una turbina Pelton el problema es más sencillo; no sólo porque el sistema de aguja permite cerrar el inyector con muy poco esfuerzo, sino porque además accionando el deflector se impide que el agua llegue a las cazoletas aún sin haberse cerrado el inyector.

### **1.15.3. REGULADORES DE VELOCIDAD.**

Un regulador de velocidad consta en esencia de un sensor que detecta cualquier desviación de la velocidad con respecto al punto de consigna y un dispositivo que amplifica la señal transmitida por el sensor, para que ordene a un servomotor que accione los mecanismos que controlan el paso del agua a la turbina, manteniendo constante la velocidad y por tanto la frecuencia. En una turbina Francis, en la que se puede cortar el paso del agua cerrando los alabes del distribuidor, los mecanismos del servomotor tienen que ser muy robustos, para poder vencer la reacción del agua y los rozamientos mecánicos en los ejes, y para mantener cerrados los alabes del distribuidor. Los reguladores pueden ser mecánicos, mecano-hidráulicos o electro-hidráulicos, según

la precisión y sofisticación que se desee. Los mecánicos solo se utilizan en turbinas de algunos kilovatios de potencia, utilizando un centrífugo de bolas pesadas, que actúan directamente sobre el distribuidor. En los mecano-hidráulicos, se utiliza un centrífugo de bolas convencional actuando sobre un servomotor. Cuando, al aumentar la carga, la velocidad de la turbina disminuye, las bolas giran más despacio y caen, desplazando la posición del pistón en la válvula piloto, para enviar el aceite a presión a la cámara superior del cilindro. El pistón desplaza una varilla que actúa sobre el mecanismo de los alabes del distribuidor, aumentando o reduciendo la velocidad de la turbina.

# CAPITULO

## II

## **DISEÑO DEL PROTOTIPO**

### **2.1. INTRODUCCION.**

La intención de este proyecto es presentar criterios fundamentales desarrollados a partir de investigaciones para la formulación de una metodología de cálculos de los componentes que conforman la pico central hidráulica y principalmente permitan hacer la selección del tipo de turbina hidráulica que se requerirá y definir sus principales características.

### **2.2. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DELAS TURBINAS TURGO**

Las dimensiones de una turbina turgo están directamente relacionados con la velocidad del chorro del inyector que a su vez depende de la altura del salto disponible y de la velocidad a la que se quiere que gire la turbina. Para bajas velocidades de giro el rodete de la turbina tiene un diámetro considerable respecto a las álabes y un gran número de estos, las velocidades más altas son alcanzadas por aquellas turbinas que poseen un diámetro menor y un número más bajo de álabes en el rodete. Desde el punto de vista constructivo es posible llegar a tener rodetes de diámetros de hasta 5 metros y aun más, también pueden ser pequeños para alcanzar velocidades de giro mayores.

#### **2.2.1. NUMERO DE ALABES**

Suele ser de 17 a 26 por rueda, para alta velocidad específica el número de álabes es menor, en cambio, si la velocidad específica es alta es que el gasto es grande, lo que exige álabes mayores, y por tanto, caben menos en la misma periferia de la rueda.

En rigor, el número de cazoletas de la turbina debería ser seleccionado de manera tal que toda partícula de agua proveniente del chorro del inyector no se escape de la rueda sin haber actuado sobre alguna de las cazoletas. Para esto se requiere trazar las trayectorias relativas. Sin embargo, se presenta una expresión que ha dado buenos resultados en la práctica esta expresión es planteada por Javier Ignacio Larios Lagos en la tesis diseño, montaje y pruebas de un prototipo de micro central hidroeléctrica con turbinas pelton de la Universidad de Chile Facultad de Ingeniería Mecánica, la cual permite calcular el número de cazoletas ( $z$ ) en función del parámetro  $b$  de la cazoleta (referido a la figura 2.2) y el diámetro del chorro ( $d_o$ ). Esta expresión es:

$$Z = 15 + \frac{b}{d_o}$$

$$Z = 15 + \frac{28 \text{ mm}}{4 \text{ mm}}$$

$$Z = 22 \text{ cazoletas}$$

El número de álabes para la turbina turgo es de 22, pero como se trata de un prototipo pequeño de turbina 22 álabes serian mucho por lo que se considero pertinente realizar la construcción de la turbina turgo con 16 álabes, además de esta turbina se construyeron 2 turbinas mas, una de 12 álabes y otra de 12 álabes pero con mayor dimensionamiento en el álabe respecto al otro, las tres turbinas turgo se construyeron con el fin de demostrar eficiencias entre las turbinas mediante la realización de pruebas.

### **Forma y dimensiones del álabe.**

Para la realización de esta investigación se seleccionaron dos álabes con dimensiones diferentes, las dimensiones de los álabes se las tomaron con respecto a los álabes de una turbina pelton que se encuentra en el taller mecánico del Área de Energía, los álabes fueron fundidos en bronce.

En la figura 2.1 muestra la forma de la cazoleta que se utilizo para la construcción de la turbina turgo.

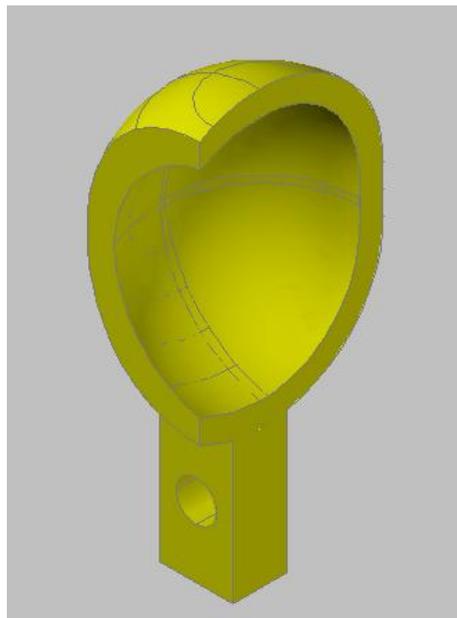


Figura.2.1. Forma de las cucharas o cazoletas.

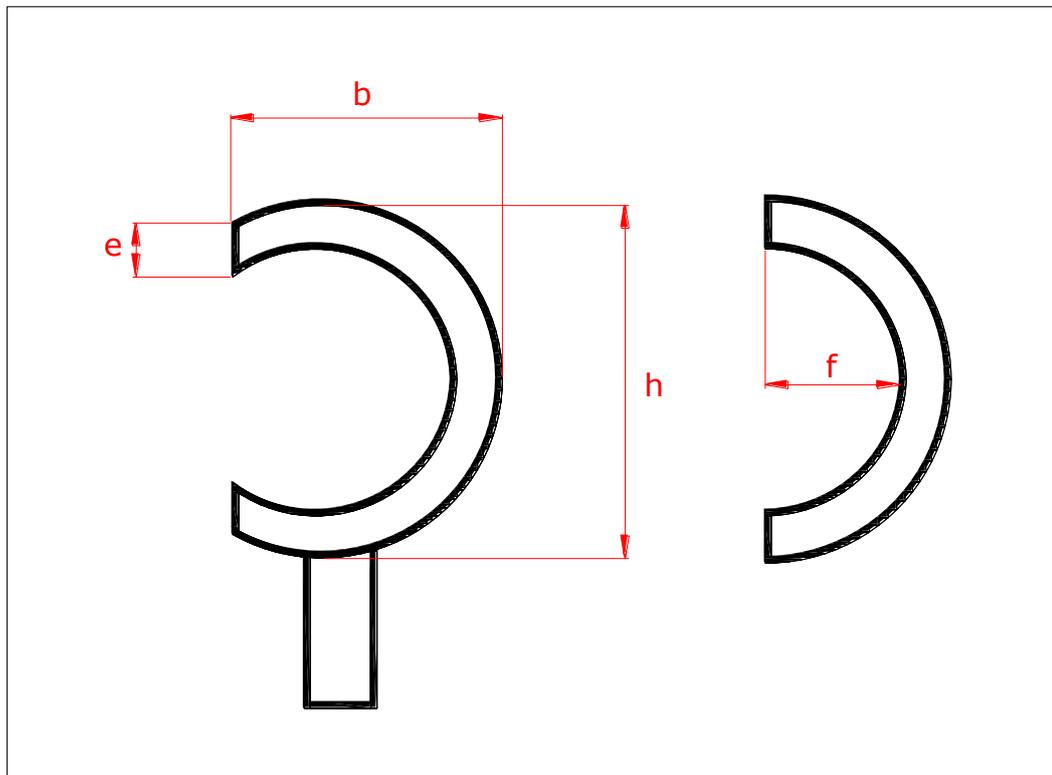


Figura 2.2. Dimensiones del alabe

### Dimensiones de las cazoletas:

Como se había dicho anteriormente para la construcción de las turbinas turgo se utilizó dos álabes con distintas dimensiones, a continuación en la tabla 2.1, se observa las dimensiones de los álabes referidos en la figura 2.2.

Tabla 2.1. Dimensiones básicas de los álabes de la turbina.

		<b>Alabe 1</b>	<b>Alabe 2</b>
Altura	h	39 mm	45 mm
Ancho	b	28 mm	34 mm
Profundidad	f	13 mm	16 mm
Espesor	e	3 mm	3 mm

Las dimensiones del álabe son proporcionales al diámetro del chorro; este a su vez es función del diámetro de la rueda y la velocidad específica. El valor de  $d$  (diámetro del chorro) está entre el 5% y 12% aproximadamente del valor de  $D$  (diámetro de la rueda), según el autor Manuel Polo Encinas, de acuerdo a Viejo Zubicaray el valor  $D/d$  no debe ser menor a 12, excepcionalmente puede llegar a 7. Sin contradecir a ambos autores podría tomarse el valor de 9 para efectos de solucionar problemas posteriores.

### **2.2.2. CONSTRUCCION DEL ALABE PARA LA TURBINA TURGO.**

Una vez obtenidas las dimensiones del álabe de tal manera que se acercara lo más posible a los requerimientos del prototipo de la turbina se procedió a la construcción del mismo, se optó por elaborar el modelo de un álabe en madera, que sirvió para dar forma a la parte interior del álabe, para esta investigación se elaboró dos álabes en madera con distintas dimensiones debido a que se necesitaba comprobar las eficiencias de los mismos, una vez obtenidos los álabes en modelo de madera se los fundió en Bronce.

La figura 2.3 nos muestra el alabe para la turbina turgo fundido en bronce.



Fig.2.3. Alabe fundido en bronce

### Armado de la turbina.

Con los álabes fundidos en bronce se procedió al armado de la turbina turgo como se muestra en la figura 2.4.



Fig. 2.4. Montaje de los álabes en los discos



Fig. 2.5. Vista del montaje de los álabes

La figura 2.5 nos muestra claramente los discos que sostienen los álabes mediante el uso tornillos. El siguiente paso a considerar fue la selección del eje de la turbina.

Para esta investigación se construyeron 3 turbinas turgo con diferente numero de álabes y mayor dimensionamiento del álabe como se muestra en las siguientes figuras 2.6, 2.7, 2.8.

### 2.2.3. PRIMERA TURBINA TURGO.

La construcción de la primera turbina turgo se la realizó con las siguientes dimensiones como se observa en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Dimensiones de la turbina turgo de 16 álabes.

Número de álabes	16
<b>Dimensiones del álabe turgo.</b>	
Altura.	39 mm
Ancho.	28 mm
Profundidad.	13 cm
Espesor.	3 mm
Díámetro del rodete	177,68 mm



Figura. 2.6. Rodete Turgo de 16 álabes

#### 2.2.4. SEGUNDA TURBINA TURGO.

La tabla 2.3. Muestra las dimensiones de la turbina turgo de 12 álabes.

Tabla 2.3. Dimensiones de la turbina turgo de 12 álabes.

<b>Número de álabes</b>	<b>12</b>
<b>Dimensiones del álabe turgo.</b>	
Altura.	39 mm
Ancho.	28 mm
Profundidad.	13 mm
Espesor.	3 mm
Diámetro del rodete	177,68 mm



Figura. 2.7. Rodete Turgo de 12 álabes

### 2.2.5. TERCERA TURBINA TURGO.

La tabla 2.4. Muestra las dimensiones de la turbina turgo de 12 álabes (mayor dimensiones en el álabe).

Tabla 2.4. Dimensiones de la turbina turgo de 12 álabes (mayor dimensiones en el álabe).

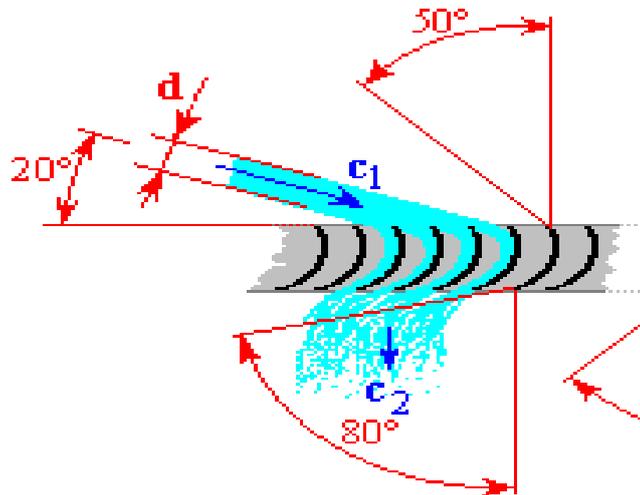
Número de álabes	12
<b>Dimensiones del álabe turgo.</b>	
Altura.	45 mm
Ancho.	34 mm
Profundidad.	16 mm
Espesor.	3 mm
Diámetro del rodete	177,68 mm



Figura. 2.8. Rodete Turgo de 12 álabes (álabes con mayor dimensiones)

### 2.3. FUERZA EN EL ALABE.

Se calcula la fuerza de incidencia y de paso de agua a través de las cucharas. Para ello se utiliza el teorema de la cantidad de impulso.



Aplicando la ecuación (1.12) tenemos la fuerza de impacto del chorro en el álabe.

$$F = Q\rho \times [C_1 - (-C_2 \times \cos \varphi)]$$

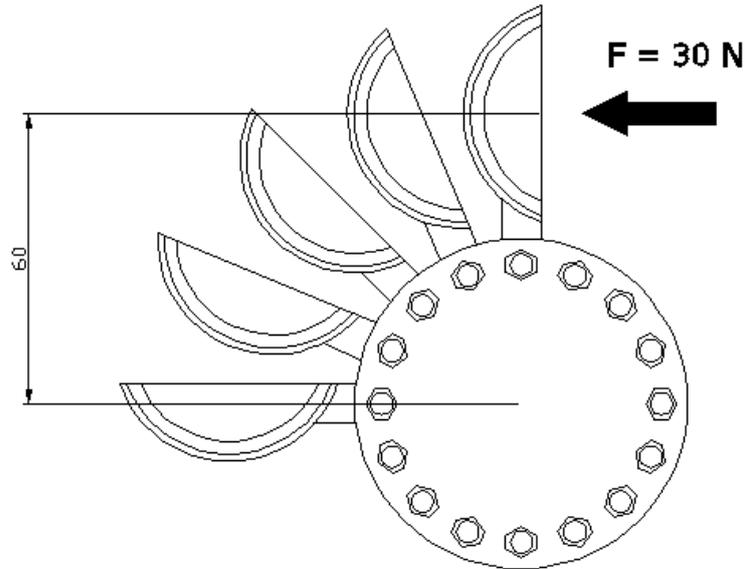
$$C_1 = C_2$$

$$F = 4.8 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left[ 32.21 \frac{\text{m}}{\text{s}} + \left( 32.21 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \cos 20^\circ \right) \right]$$

$$F = 4.8 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left[ 62.47 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$F = 30 \text{ N}$$

Este valor es la máxima fuerza producida en cada álabe al instante de iniciarse el movimiento.



Con el valor de la fuerza se puede hallar el torque máximo que se aplica en el punto medio del álabe.

$$T = 30 \text{ N} \times 0.06 \text{ m}$$

$$T = 1.8 \text{ Nm}$$

#### 2.4. CALCULO DE PERDIDAS PRIMARAS Y SECUNDARIAS EN LA TUBERIA DE PRESION

Para obtener el caudal de diseño se realizo las respectivas pruebas la cual dio como resultado el siguiente: Un recipiente de 9 litros tarda 19 segundos en llenarse y el caudal se calcula con la expresión (1.1).

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = \frac{14.5 \text{ l}}{30 \text{ s}}$$

$$Q = 0.48 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 4.8 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**a) Cálculo de Pérdidas Primarias.**

Según la ecuación de Darcy Weisbach.

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

El cálculo de pérdidas se lo realizo por tramos ya que la tubería es de diferentes diámetros: 2, 1,  $\frac{1}{2}$  pulgadas.

**Cálculo en el tramo 1:**

$$D = 2'' = 50\text{mm} = 0.05\text{m}$$

$$L = 16 \text{ cm} = 0.16\text{m}$$

**Accesorios.**

$$1 \text{ Neplo} = 0.35$$

$$1 \text{ Universal} = 0.75$$

$$1 \text{ Reducción} = 0.9$$

$$\text{Emboque (entrada a la tubería)} = 0.5$$

Aplicando la ecuación (1.6) tenemos la velocidad del agua:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

$$V = \frac{4 (4.8 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi (0.05 \text{ m})^2}$$

$$V = \frac{1.92 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.007854 \text{ m}^2}$$

$$V = 0.244 \text{ m/s}$$

$$R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$R = \frac{0.244 \text{ m/s}(0.05\text{m})}{10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$R = 1220$$

$$\lambda = \frac{64}{R}$$

$$\lambda = \frac{64}{1220}$$

$$\lambda = 0.0524$$

Según la ecuación (1.2) de Darcy Weisbach se tiene:

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rp} = 0.0524 \times \frac{(0.16\text{m})}{(0.05\text{m})} \frac{(0.244 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$H_{rp} = 0.16768(0.0030344 \text{ m})$$

$$H_{rp1} = 0.00051 \text{ m}$$

Perdidas en los accesorios.

$$\zeta_1 = 0.35$$

$$\zeta_2 = 0.75$$

$$\zeta_3 = 0.9$$

$$\zeta_4 = 0.5$$

$$\zeta_t = 0.35 + 0.75 + 0.9 + 0.5$$

$$\zeta_t = 1.7$$

Reemplazando los valores en la expresión (1.7) tenemos:

$$H_{rs} = \zeta_t \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rs} = 1.7 \frac{(0.244 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$H_{rs1} = 0.0051 \text{ m}$$

**Cálculo en el tramo 2:**

$$D = 1'' = 25\text{mm} = 0.025\text{m}$$

$$L = 141\text{ cm} = 1.41\text{ m}$$

$K = 0.020\text{ mm}$  rugosidad del pvc.

**Accesorios.**

$$4\text{ neplos} = 0.35 \times 4 = 1.4$$

$$1\text{ unión} = 0.1$$

$$2\text{ te} = 1.8 \times 2 = 3.6$$

$$4\text{ codos } 90^\circ = 0.6 \times 4 = 2.4$$

$$2\text{ universales} = 0.75 \times 2 = 1.5$$

$$1\text{ válvula de compuerta} = 0.18$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

$$V = \frac{4 \left( 4.8 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{\pi (0.025\text{ m})^2}$$

$$V = \frac{1.92 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.001963\text{ m}^2}$$

$$V = 0.978\text{ m/s}$$

$$R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$R = \frac{0.978\text{ m/s}(0.025\text{m})}{10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}}$$

$$R = 2445$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{R}{k} + 1.74$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{12.5 \text{ mm}}{0.020 \text{ mm}} + 1.74$$

$$\lambda = 0.0282$$

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rp} = 0.0282 \times \frac{(1.41\text{m})}{(0.025\text{m})} \frac{(0.978 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$H_{rp} = 1.59048(0.0487504 \text{ m})$$

$$H_{rp2} = 0.077 \text{ m}$$

#### Pérdidas en los accesorios.

$$\zeta_1 = 1.4$$

$$\zeta_2 = 0.1$$

$$\zeta_3 = 3.6$$

$$\zeta_4 = 2.4$$

$$\zeta_5 = 1.5$$

$$\zeta_6 = 0.18$$

$$\zeta_t = 1.4 + 0.1 + 3.6 + 2.4 + 1.5 + 0.18$$

$$\zeta_t = 9.18$$

$$H_{rs} = \zeta_t \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rs} = 9.18 \frac{(0.978 \frac{m}{s})^2}{2(9.81 \frac{m}{s^2})}$$

$$H_{rs2} = 0.45 \text{ m}$$

**Cálculo en el tramo 3:**

$$D = \frac{1''}{2} = 12.5 \text{ mm} = 0.0125 \text{ m}$$

$$L = 66 \text{ cm} = 0.66 \text{ m}$$

K = 0.020 mm rugosidad del pvc

**Accesorios.**

$$5 \text{ neplos} = 0.35 \times 5 = 1.75$$

$$2 \text{ codos } 90^\circ = 0.81 \times 2 = 1.62$$

$$2 \text{ te} = 0.54 \times 2 = 1.08$$

$$2 \text{ universales} = 0.75 \times 2 = 1.5$$

$$1 \text{ reducción} = 0.9$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

$$V = \frac{4 (4.8 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s})}{\pi (0.0125 \text{ m})^2}$$

$$V = \frac{1.92 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{0.0004908 \text{ m}^2}$$

$$V = 3.91 \text{ m/s}$$

$$R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$R = \frac{3.91 \text{ m/s}(0.0125 \text{ m})}{10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$R = 4887$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{r}{k} + 1.74$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{6.25 \text{ mm}}{0.020 \text{ mm}} + 1.74$$

$$\lambda = 0.0399$$

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rp} = 0.0399 \times \frac{(0.66\text{m})}{(0.0125\text{m})} \frac{(3.91 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$H_{rp} = 2.10672(0.77920 \text{ m})$$

$$H_{rp3} = 1.64 \text{ m}$$

#### **Pérdidas en los accesorios.**

$$\zeta_1 = 1.75$$

$$\zeta_2 = 1.62$$

$$\zeta_3 = 1.08$$

$$\zeta_4 = 1.5$$

$$\zeta_5 = 0.9$$

$$\zeta_t = 1.75 + 1.62 + 1.08 + 1.5 + 0.9$$

$$\zeta_t = 6.85$$

$$H_{rs} = \zeta_t \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{rs} = 6.85 \frac{(3.91 \frac{m}{s})^2}{2(9.81 \frac{m}{s^2})}$$

$$H_{rs3} = 5.33 \text{ m}$$

### **Pérdida Primaria Total de la Instalación**

$$H_{rpt} = H_{rp1} + H_{rp2} + H_{rp3}$$

$$H_{rpt} = 0.00051 \text{ m} + 0.077 \text{ m} + 1.64 \text{ m}$$

$$H_{rpt} = 1.71751 \text{ m}$$

### **Pérdida Secundaria Total de la Instalación**

$$H_{rst} = H_{rs1} + H_{rs2} + H_{rs3}$$

$$H_{rst} = 0.0051 \text{ m} + 0.45 \text{ m} + 5.33 \text{ m}$$

$$H_{rst} = 5.7851 \text{ m}$$

## **2.5. CALCULO DE LA ATURA MANOMETRICA (H) EN m.**

La presión manométrica que se obtuvo a la salida de la bomba es de (80 psi).

Presión manométrica = 80 psi

1 atm = 14.7 psi

1 atm = 10.33 m.c.a

$$80 \text{ psi} \times \frac{1 \text{ atm}}{14.7 \text{ psi}} \times \frac{10.33 \text{ m.c.a}}{1 \text{ atm}}$$

$$H = 56.21 \text{ m}$$

## 2.6. VELOCIDAD DEL CHORRO A LA SALIDA DEL INYECTOR.

$$C = \varphi \sqrt{2GH}$$

Donde:

C = velocidad del chorro a la salida en (m/s)

g = gravedad (m/s)

H= altura (m)

$\varphi$  = coeficiente de velocidad de la tobera 0.97 (coeficiente dado por Ignacio Lagos)

De la ecuación (1.13) se tiene:

$$C = \varphi \sqrt{2GH}$$

$$C = 0.97 \sqrt{2(9.81)(56.21)}$$

$$C = 32.21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

## 2.7. POTENCIA HIDRAULICA.

La potencia hidráulica a disposición de la turbina viene dada por:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H$$

En la que:

$\rho$  = densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

Q = caudal [m<sup>3</sup>/s]

g = constante gravitacional [m/s<sup>2</sup>]

H = “salto neto” [m]

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (1.14) tenemos:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H$$

$$P_h = (1000)(0.00048)(9.81)(56.21)$$

$$P_h = 264.68 \text{ W}$$

## 2.8. DIAMETRO DEL CHORRO DE LOS INYECTORES.

$$d = \sqrt{\frac{4000 \times Q}{3.14 \times c}}$$

Donde:

d= diámetro del chorro en (mm)

Q = caudal en (lit/s)

C = velocidad del chorro a la salida en (m/s)

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (1.15) tenemos el diámetro del chorro:

$$d = \sqrt{\frac{4000 \times Q}{3.14 \times c}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4000 \times 0.48}{3.14 \times 32.21}}$$

$$d = \sqrt{\frac{1920}{101.14}}$$

$$d = 4 \text{ mm}$$

## 2.9. POTENCIA EN EL EJE DE LA TURBINA.

De la ecuación (1.16) se obtiene la potencia en el eje de la turbina.

$$P_{\text{eje}} = T \times w$$

$P_{\text{eje}}$  = Potencia en el eje de turbina

w = Velocidad angular de la turbina

T = Torque

La velocidad de la turbina es 2795 rpm.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 2795}{60}$$

$$\omega = 292.69 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Realizando mediciones tenemos que la fuerza es de:

$$10 \text{ lib} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.204 \text{ lib}} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 44.54 \text{ N}$$

$$F = 44.54 \text{ N}$$

Reemplazando la F tenemos que el torque es:

$$T = F \times r$$

r = distancia radial en m

$$r = 2 \text{ cm} = 0.02 \text{ m}$$

$$T = 44.54 \text{ N} \times 0.02 \text{ m}$$

$$T = 0.89 \text{ Nm}$$

Remplazando los valores obtenidos tenemos:

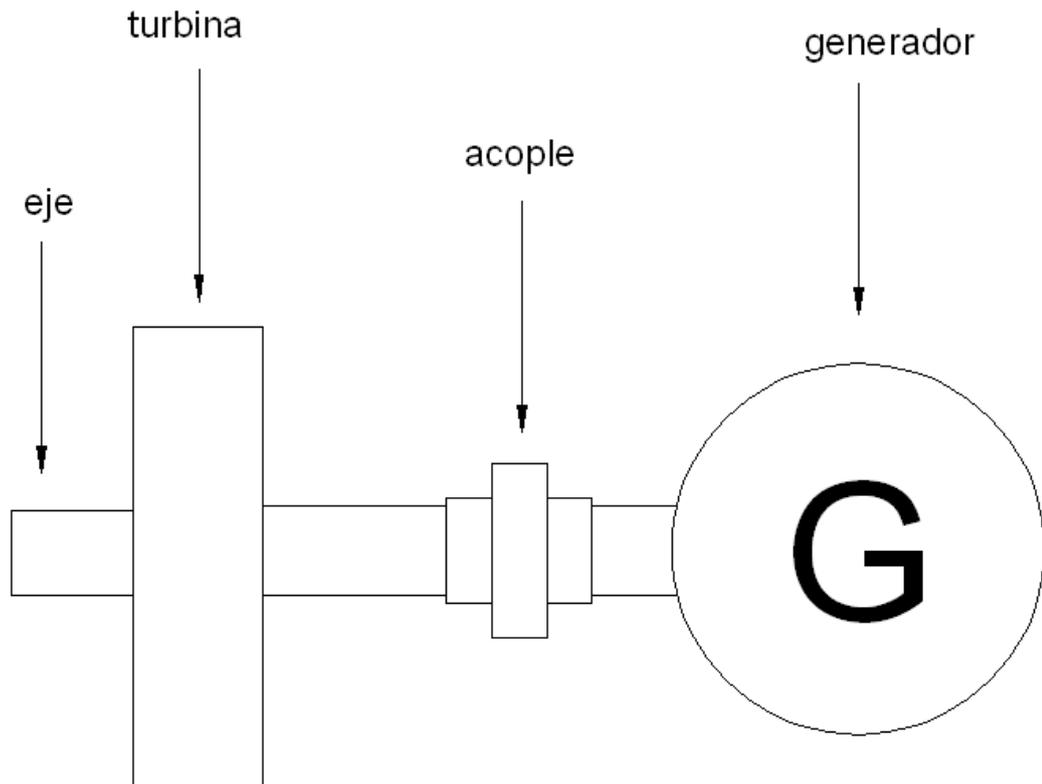
$$P_{\text{eje}} = 0.89 \times 292.69$$

$$P_{\text{eje}} = 260,49 \text{ W}$$

## **2.10. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA TRANSMISION (ACOPLE FLEXIBLE).**

Para el cálculo de la eficiencia del acople se midió las revoluciones del eje de la turbina acoplado mediante un sistema de transmisión al eje del generador (velocidad de la turbina con carga), la cual dio como dato 1207 rpm.

$$P_{\text{eje 1}} = T \times \omega$$



Esquema cinemático del sistema de transmisión

$P_{\text{eje}}$  = Potencia en el eje de turbina

$w$  = Velocidad angular de la turbina

$T$  = Torque

La velocidad de la turbina con carga es 1207 rpm.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 1207}{60}$$

$$\omega = 126.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Realizando mediciones en el acople por medio de una romana tenemos que la fuerza es:

$$9 \text{ lib} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.204 \text{ lib}} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 40.05 \text{ N}$$

$$F = 40.05 \text{ N}$$

Reemplazando la F tenemos que el torque es:

$$T = F \times r$$

r = distancia radial en m

$$r = 2 \text{ cm} = 0.02 \text{ m}$$

$$T = 40,05 \text{ N} \times 0.02 \text{ m}$$

$$T = 0.801 \text{ Nm}$$

Reemplazando los valores obtenidos tenemos que:

$$P_{\text{eje 1}} = 126.4 \times 0.801$$

$$P_{\text{eje 1}} = 101.25 \text{ W}$$

$$P_{\text{eje 2}} = T \times \omega$$

$P_{\text{eje}}$  = Potencia en el eje de turbina

$\omega$  = Velocidad angular de la turbina

T = Torque

La velocidad de la turbina es 2795 rpm.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 2795}{60}$$

$$\omega = 292.69 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Realizando mediciones tenemos que la fuerza es de:

$$8 \text{ lib} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.204 \text{ lib}} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 35.61 \text{ N}$$

$$F = 35.61 \text{ N}$$

Reemplazando la F tenemos que el torque es:

$$T = F \times r$$

$r$  = distancia radial en m

$$r = 2 \text{ cm} = 0.02 \text{ m}$$

$$T = 35.61 \text{ N} \times 0.02 \text{ m}$$

$$T = 0.7121 \text{ Nm}$$

Remplazando los valores obtenidos tenemos que:

$$P_{\text{eje } 2} = 0.7121 \times 126.4$$

$$P_{\text{eje } 2} = 90.02 \text{ W}$$

Obtenidas las dos potencias en el eje con carga remplazamos los valores:

$$\eta_{\text{tr}} = \frac{P_{\text{eje } 2}}{P_{\text{eje } 1}}$$

$$\eta_{\text{tr}} = \frac{90.02 \text{ W}}{101.25 \text{ W}}$$

$$\eta_{\text{tr}} = 0.89$$

## 2.11. VELOCIDAD ESPECIFICA.

La expresión para la velocidad específica es:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_{\text{eje}}}}{H^{5/4}}$$

Donde:

$P_{\text{eje}}$  = Potencia en el eje en CV

$N$  = rpm de la turbina

$H_n$  = Altura neta

Transformando:

$$260.49 \text{ W} \times \frac{1 \text{ CV}}{736 \text{ W}} = 0.34 \text{ CV}$$

$$N_s = \frac{2795\sqrt{0.34}}{56.21^{5/4}}$$

$$N_s = 10.58 \text{ rpm}$$

Se tiene que para  $N_s = 10.58 \text{ rpm}$  se debe seleccionar una turbina de 1 inyector, pero en este caso el recurso debe tener una altura de 600 m el cual es demasiado mayor al que se tiene en realidad que es de 56.21 m, para incrementar la potencia se adaptó un inyector adicional, ya que para esta turbina se puede utilizar dos inyectores

## 2.12. CALCULO Y SELECCION DEL GENERADOR.

La selección del generador se la efectuó teniendo en cuenta la experiencia adquirida en los últimos años, con respecto al principio de Generación Asíncrona en isla, de pequeñas potencias eléctricas es decir con la utilización de un Motor de Inducción Jaula de Ardilla como Generador (fig. 2.6) debido a su sencillez, bajo costo y facilidad de adquisición por lo tanto son accesibles en las comunidades, zona rurales aisladas y a las que va destinada este trabajo.



Figura.2.6. Motor Trifásico de Inducción Jaula de Ardilla Trifásico

### Características técnicas del motor.

<b>Clase:</b> 1 LA 7073 - 6YA60	<b>Cos:</b> 0.79
<b>Potencia:</b> 0.37 Kw	<b>Intensidad:</b> 2.2 A
<b>Voltaje:</b> 220 V	<b>Frecuencia:</b> 60 Hz
<b>Protección:</b> IP 55	<b>Rev/min:</b> 1200
<b>Peso:</b> 5.7 Kg	

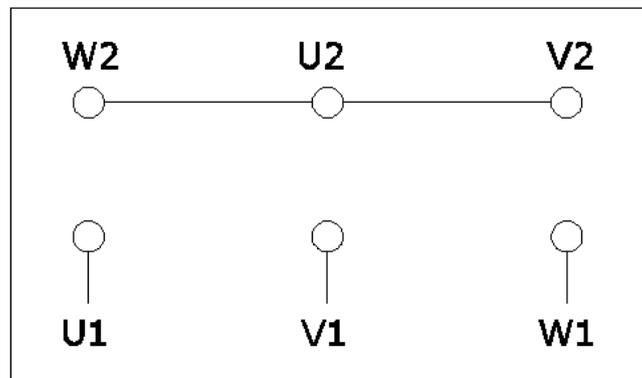


Fig2.7. Esquema de conexión del motor trifásico

### 2.13. CALCULO DEL GENERADOR.

$$C = \frac{K \times I_{\text{linea}} \times 10^6}{2 \times \pi \times f \times V}$$

C = capacitancia en Uf.

K = Factor que depende del motor a utilizar

$I_{\text{linea}}$  = Corriente nominal del motor en A

V = Voltaje nominal del motor en V

f = Frecuencia (50 o 60 Hz)

### Valores de “K”

Tabla 2.5. (Valores constante K)

Voltaje igual al recomendado	K = 0.35
Voltaje + 6 % de lo recomendado	K = 0.30
Voltaje - 6 % de lo recomendado	K = 0.45

“K” no debe ser mayor a 0.45

El valor de “K” depende del voltaje recomendado de acuerdo a la capacidad nominal del motor y el número de polos.

Tabla 2.6. Voltaje recomendado

<b>VOLTAJE RECOMENDADO</b>			
		Potencia Nominal del Motor (Kw)	
N° de polos	0.55 – 1.1	1.5 – 3.0	4.0 – 7.5
2	$V_{\text{generador}} + 6 \%$	$V_{\text{generador}} + 3 \%$	$V_{\text{generador}}$
4	$V_{\text{generador}} + 9 \%$	$V_{\text{generador}} + 6 \%$	$V_{\text{generador}} + 3 \%$
6	$V_{\text{generador}} + 12 \%$	$V_{\text{generador}} + 9 \%$	$V_{\text{generador}} + 6 \%$

$$K = 0.35$$

$$I_{\text{linea}} = 2.2 \text{ A}$$

$$f = 60 \text{ (Hz) } 6 \text{ polos}$$

$$V = 220 \text{ V}$$

$$V_R = V + 12 \%$$

$$V_R = 220 \text{ V} + 12 \%$$

$$V_R = 246.4 \text{ V}$$

Aplicando la ecuación (1.32) tenemos:

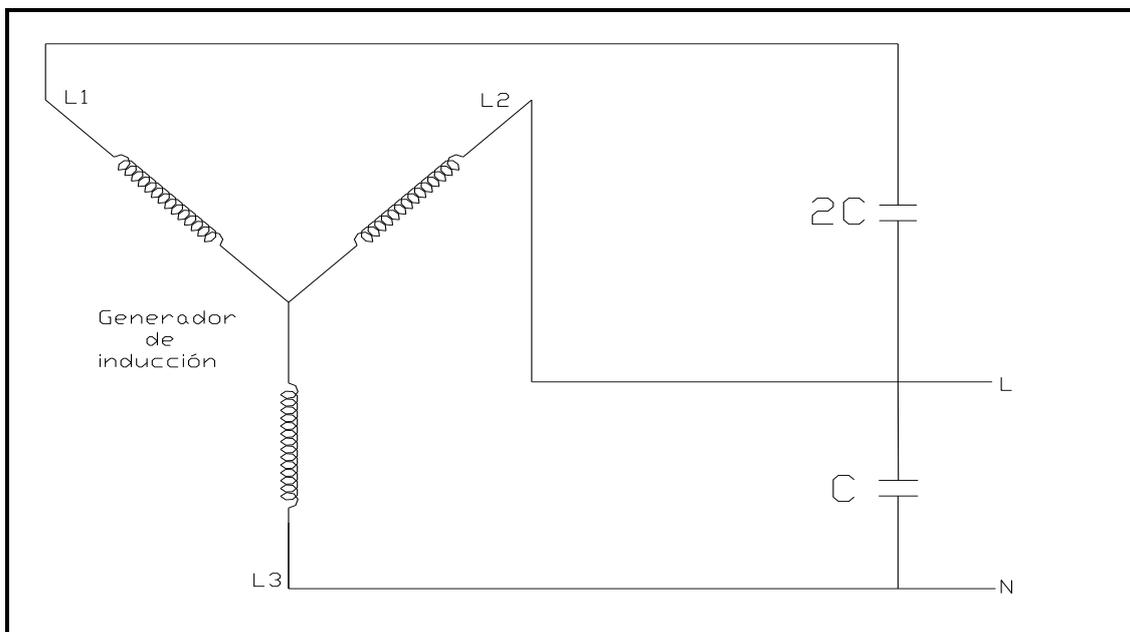
$$C = \frac{0.35 \times 2.2 \times 10^6}{2 \times \pi \times 60 \times 246.4}$$

$$C = 8 \text{ uF}$$

Se utilizara condensador de 8 uF, se sugiere redondear el valor de C por exceso al valor más cercano con incremento de un 5 uf, por lo tanto utilizaremos 2 condensadores de:

$$C = 10 \text{ uF}$$

$$2C = 20 \text{ uF}$$

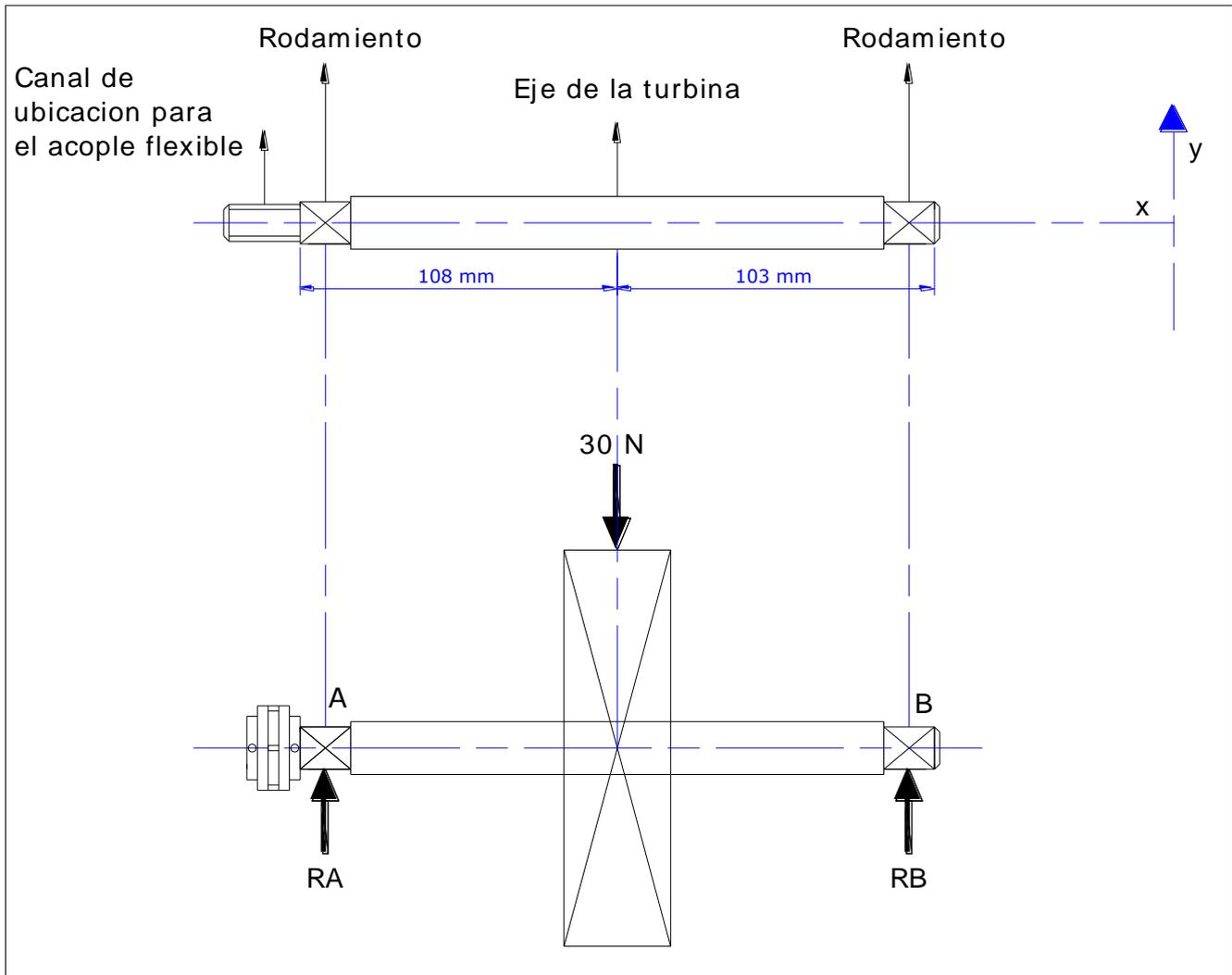


Conexión del motor como generador en estrella

#### 2.14. CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE DISEÑO.

Lo que se hará en esta parte es seleccionar el diámetro del eje de la turbina y ver si satisface los requerimientos de la micro turbina.

Desde el rodete hasta el rodamiento del lado del acople matrimonio hay 108 mm y hacia el otro rodamiento tiene 103mm.



1. No hay carga flectora en el extremo de la transmisión de potencia, porque el tipo de transmisión es de eje coaxial mediante brida. Caso opuesto al que suscita al tipo de transmisiones de correas, engranajes.
2. Se considera como fuerza flectora la proveniente del chorro del inyector la cual es de 30 N.
3. Existen dos rodamientos ubicados en los extremos.
4. No se considera el peso del rodete.

**Análisis del cuerpo libre para el momento flector:**

$$\Sigma F_y = 0$$

$$- 30 \text{ N} + R_A + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = 30$$

$$\Sigma \text{Mom A F} = (-30 \text{ N} \times 0.108 \text{ m}) + (R_B \times 0.21 \text{ m}) = 0$$

$$- 3.24 \text{ Nm} + 0.21 R_B = 0$$

$$0.21 \text{ m} R_B = 3.24 \text{ Nm}$$

$$R_B = \frac{3.24 \text{ Nm}}{0.21 \text{ m}}$$

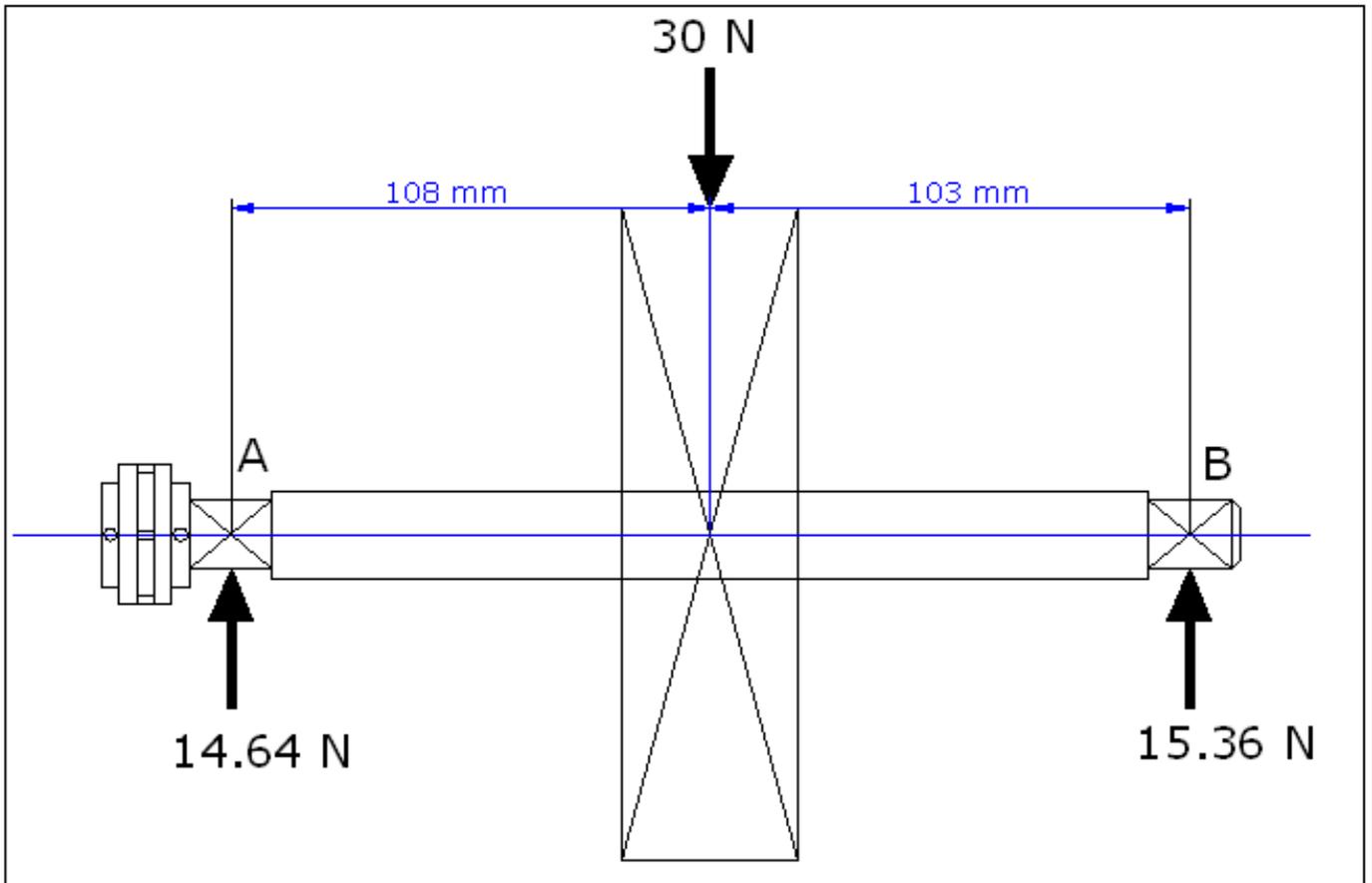
$$R_B = 15.36 \text{ N}$$

De la ecuación se obtiene  $R_A$

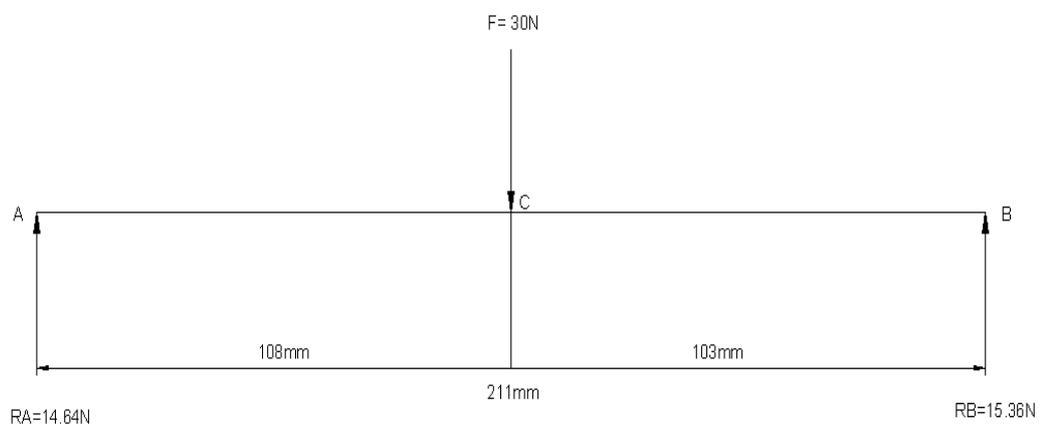
$$R_A = 30 \text{ N} - R_B$$

$$R_A = 30 \text{ N} - 15.36 \text{ N}$$

$$R_A = 14.64 \text{ N}$$

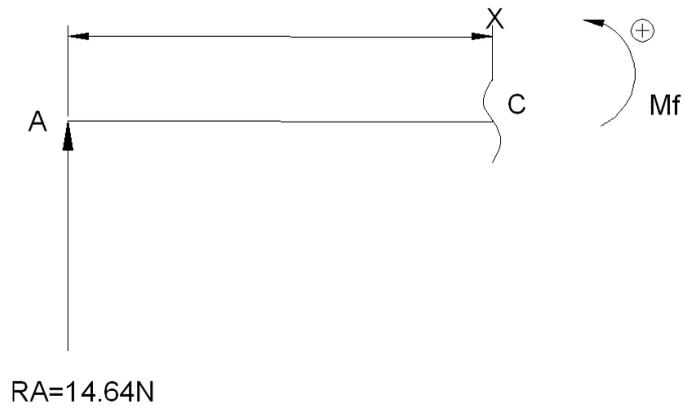


### MOMENTO FLECTOR



Tramo AC

$$0 \leq X \leq 108$$



$$M_f = R_A X$$

$$X = 0$$

$$M_f = 14.64 \times 0$$

$$M_f = 0$$

$$X = 108$$

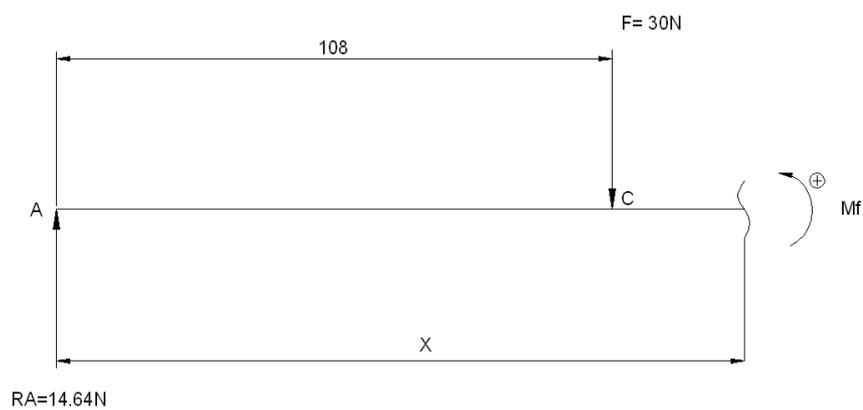
$$M_f = 14.64 \times 108$$

$$M_f = 1581\text{Nmm}$$

$$M_f = 1.58\text{Nm}$$

Tramo CB

$$180 \leq X \leq 210$$



$$X = 108$$

$$M_f = R_A X - F(X - 108)$$

$$M_f = 14.64(108) - 30(108 - 108)$$

$$M_f = 1581 - 30(0)$$

$$M_f = 1581 \text{ Nmm}$$

$$M_f = 1.58 \text{ Nm}$$

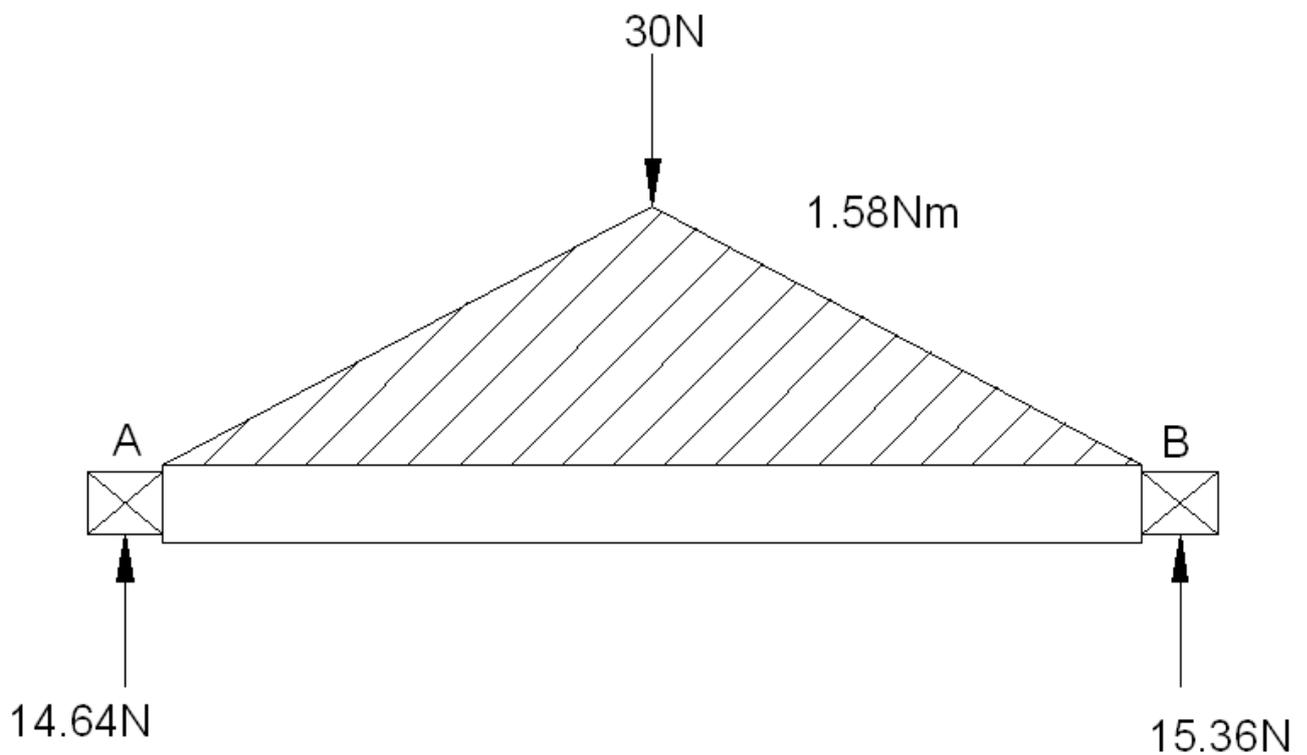
$$X = 211$$

$$M_f = 14.64(211) - 30(211 - 108)$$

$$M_f = 3089.04 - 30(103)$$

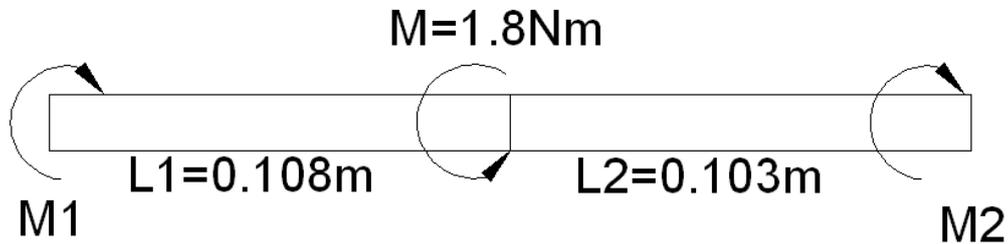
$$M_f = 3089.04 - 3090$$

$$M_f = 0$$



Esquema1. Diagrama del momento flector

**Análisis de cuerpo libre para el momento torsor:**



$$\Sigma M = 0$$

$$-1.8\text{Nm} + M_1 + M_2 = 0$$

$$M_1 + M_2 = 1.8\text{Nm}$$

Para encontrar los valores de  $M_1$  y  $M_2$ , usamos el hecho que la deformación angular en la sección de aplicación del momento  $M$ , es la misma para los dos tramos del eje (tramo  $L_1$  y tramo  $L_2$ )

El ángulo de deformación en la sección de aplicación de  $M$ , ocasionado por el momento torsor  $M_1$ , está dado por:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 L_1}{(G \times I_p)} ;$$

Donde:

$\varphi$  = ángulo de deformación

$M$  = momento torsor

$G$  = Módulo de rigidez transversal

$I_p$  = Momento polar de inercia

El ángulo de deformación en la sección de aplicación de M, ocasionado por el momento torsor  $M_2$ , está dado por:

$$\varphi_2 = \frac{M_2 L_2}{(G \times I_p)} ;$$

Como en la sección de aplicación de M, el ángulo de deformación es único, se tiene que:

$$\varphi_1 = \varphi_2 ;$$

Entonces:

$$M_1 L_1 = M_2 L_2$$

$$M_1 = \frac{M_2 L_2}{L_1}$$

$$M_2 \frac{L_2}{L_1} + M_2 = 1.8$$

$$M_2 L_2 + M_2 L_1 = 1.8 L_1$$

$$M_2 = \frac{1.8 L_1}{L_1 + L_2}$$

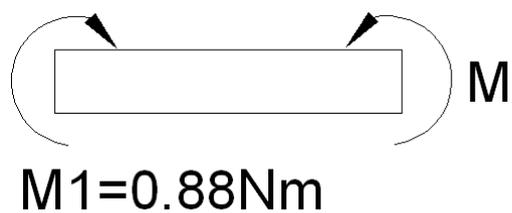
$$M_2 = \frac{1.8 \text{Nm}(0.108\text{m})}{0.211\text{m}}$$

$$M_2 = 0.92 \text{Nm}$$

$$M_1 = \frac{M_2 L_2}{L_1}$$

$$M_1 = \frac{0.92\text{m}(0.103\text{m})}{0.108\text{m}}$$

$$M_1 = 0.88 \text{Nm}$$

**MOMENTO TORSOR****Primer tramo**

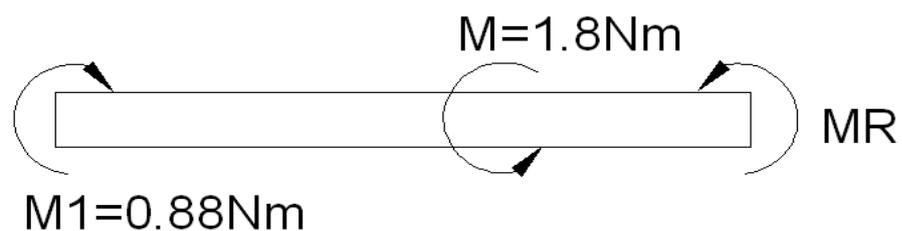
En este punto

$$0 \leq X \leq 108$$

$$\Sigma M = 0$$

$$M_R = M_1$$

$$M_R = 0.88 \text{ Nm}$$

**Segundo tramo**

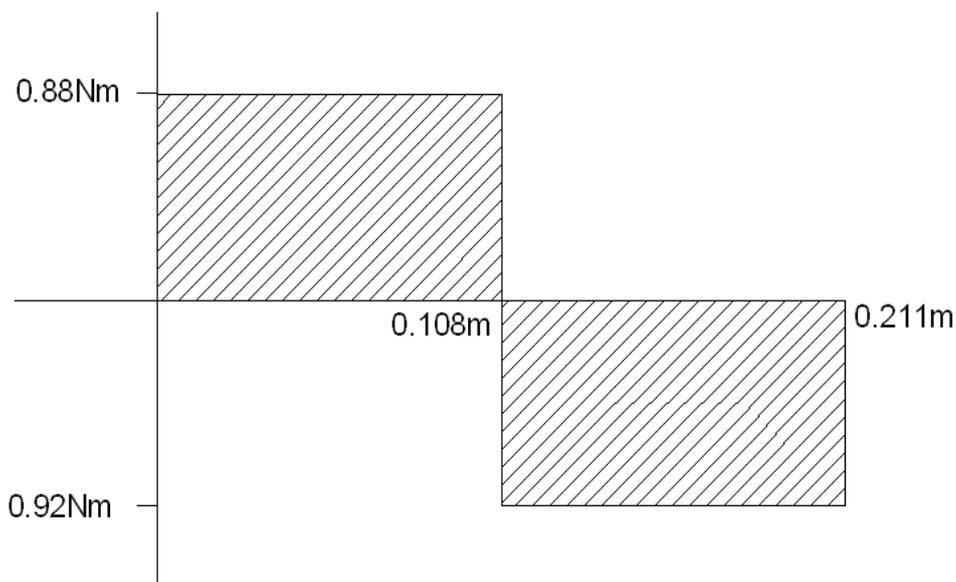
$$108 \leq X \leq 211$$

$$\Sigma M = 0$$

$$M_R = M_1 - M$$

$$M_R = 0.88 \text{ Nm} - 1.8 \text{ Nm}$$

$$M_R = -0.92 \text{ Nm}$$



Esquema2. Diagrama de momento torsor

El momento flector máximo para el diseño del eje es:

$$M_f = 1.58 \text{ Nm}$$

Y el momento torsor máximo es:

$$M_t = 1.8 \text{ Nm}$$

El diámetro mínimo del eje será:

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_{ad}} \sqrt{(M_t \cdot k_t)^2 + (M_f \cdot k_b)^2}}$$

Donde:

$K_t$  = coeficiente de seguridad de torsión = 1.5 carga ligera

$K_b$  = coeficiente de seguridad de flexión = 1.5 carga ligera

$\sigma_{ad}$  = esfuerzo admisible o permisible para cargas fluctuantes

Esfuerzo a la tracción: 3115 Kg/cm<sup>2</sup>.

$$U_s = 4$$

El esfuerzo es igual a:

$$\sigma_{ad} = 3115 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{ad}}{U_s}$$

$$\sigma_d = \frac{3115 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{4} = 778.75 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 76.31 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 76.31 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \sqrt{(1.8 \text{ Nm} \times 1.5)^2 + (1.58 \text{ Nm} \times 1.5)^2}}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 76.31 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \sqrt{7.29 (\text{Nm})^2 + 5.6169 (\text{Nm})^2}}$$

$$\phi = 0.0063 \text{ m}$$

$$\phi = 7 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje es de 7 mm. Por razones de mecanizado escogeremos un diámetro mayor como se muestra en la figura.

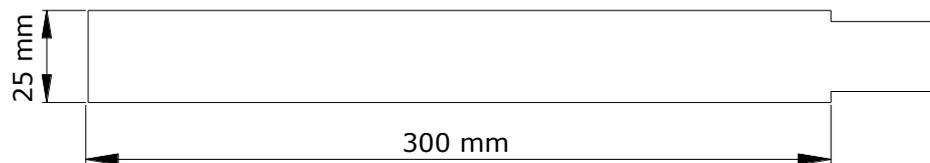
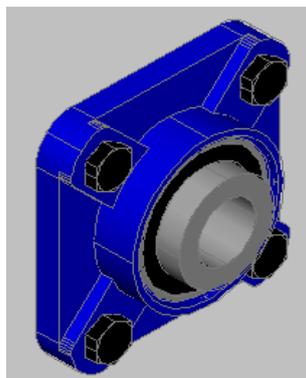


Fig. Eje de la turbina

### 2.15. SELECCIÓN DEL EJE PARA EL RODAMIENTO.

Obtenido el diámetro del eje se seleccionó el rodamiento como el eje está en posición horizontal se eligió rodamientos NBR F205 de 1 pulgada de diámetro.



# CAPITULO III

## DISEÑO Y CALIBRACION

### 3.1. INSTALACION DE LA PICO CENTRAL CON TRURBINAS TURGO.

La figura 3.1 muestra un diagrama de la instalación de prueba montada.

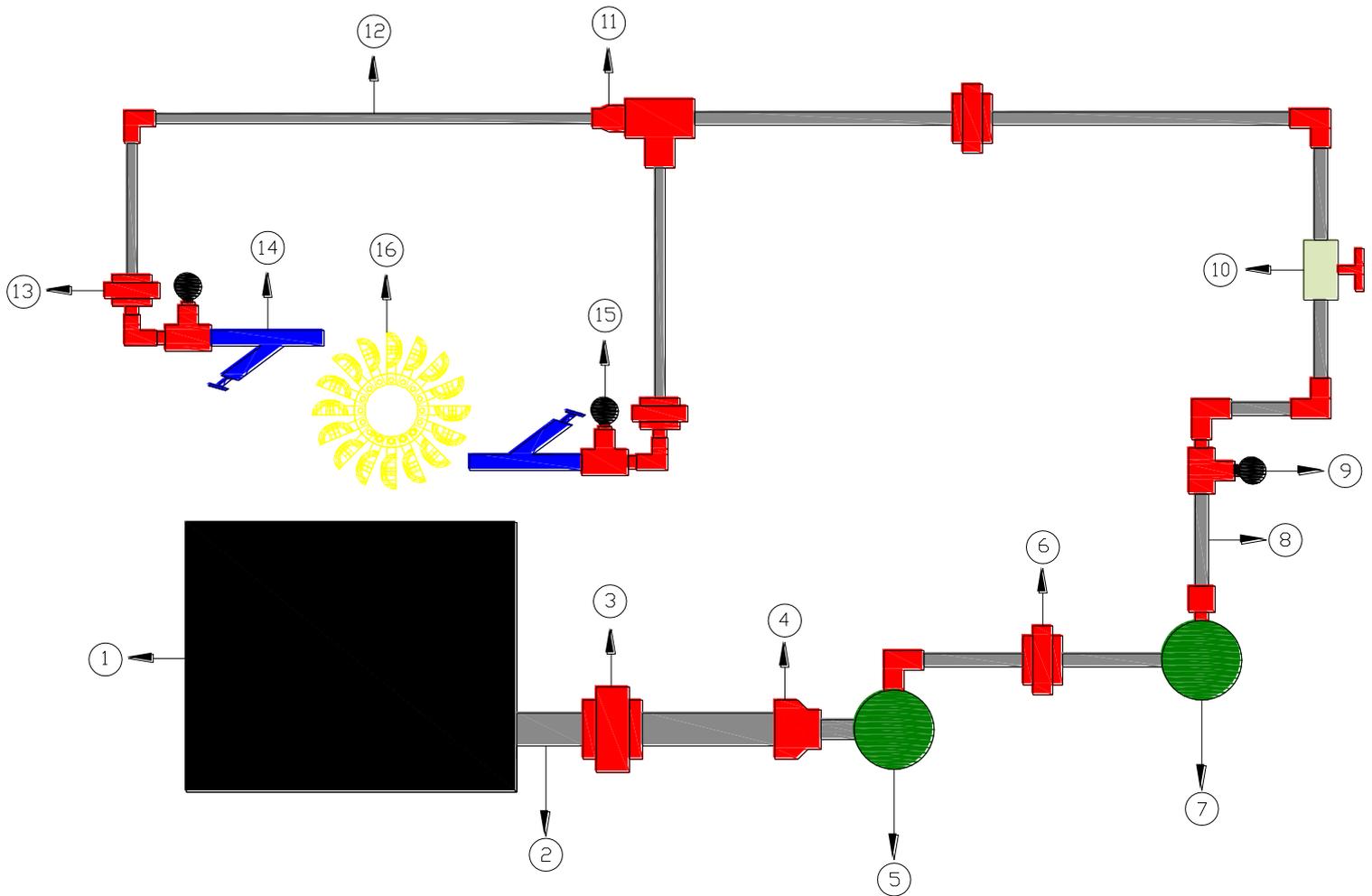


Fig.3.1. Diagrama de la instalación de la picocentral.

1. Tanque de reserva del fluido (agua) de donde el fluido es succionado por las bombas.
2. Tubería de 2 pulgadas, su longitud es desde la universal hasta la reducción de 2 a 1 pulgada.

3. Universal de 2 pulgadas.
4. Reducción de 2 a 1 pulgada.
5. Bomba centrífuga JSW/10H alimentada por un motor monofásico de 1hp y velocidad nominal de 3450 rpm.
6. Universal de 1 pulgada, donde se une la conexión de las bombas.
7. Bomba de presión PK80 alimentada por un motor monofásico de 1hp y velocidad nominal de 3450 rpm.
8. Tubería de 1 pulgada.
9. Manómetro de presión, permite medir la altura neta de operación de las bombas.
10. Válvula de compuerta roscable de 1 pulgada, permite regular el caudal de operación la pico central.
11. Reducción de 1 a ½ pulgada.
12. Tubería de ½ pulgada.
13. Universal de ½ pulgada.
14. Inyectores con válvula de aguja de diámetro de 1/2 pulgada a la entrada del fluido.
15. Manómetro de presión, permite medir la altura neta de la picocentral.
16. Turbina Turgo, la cual aprovecha la energía cinética y potencial del agua para producir un movimiento de rotación que transferido mediante un eje, mueve directamente una maquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica.

### 3.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA.

Para esta investigación principalmente se selecciono una bomba de 1hp pero debido a que el caudal y la presión eran insuficientes para poder generar energía se monto otra bomba de 1 hp con el propósito de obtener el caudal y presión necesaria que permitiera logra mayor revoluciones en la turbina lo cual se consiguió.

Para la instalación de la pico central se utilizo dos bombas centrifugas conectadas en serie, las cuales tienen como función obtener una presión y caudal mayor que permita adquirir un alto rendimiento de generación eléctrica.

Las figuras 3.2 y 3.3 muestran las bombas seleccionadas para la picocentral.



Fig.3.2. Bomba centrifuga JSW/10H alimentada por un motor monofásico de 1hp y velocidad nominal de 3450 rpm.

#### Características técnicas.

<b>Clase:</b> JSW/10H	<b>Hmax:</b> 45 m	<b>Rev/min:</b> 3450
<b>Potencia:</b> 1hp	<b>Frecuencia:</b> 60 Hz	<b>Voltaje:</b> 110/220 V



Fig.3.3. Bomba centrífuga JSW/10H alimentada por un motor monofásico de 1hp y velocidad nominal de 3450 rpm.

#### Características técnicas.

<b>Clase:</b> PK 80	<b>Hmax:</b> 52 m	<b>Rev/min:</b> 3450
<b>Potencia:</b> 1hp	<b>Frecuencia:</b> 60 Hz	<b>Voltaje:</b> 110/220 V

### 3.3. INYECTOR CON VALVULA DE AGUJA.

La figura 3.4, muestra un esquema del inyector con válvula de aguja accionado manualmente que se diseñó y se lo fabricó para adaptarlo en la picocentral.

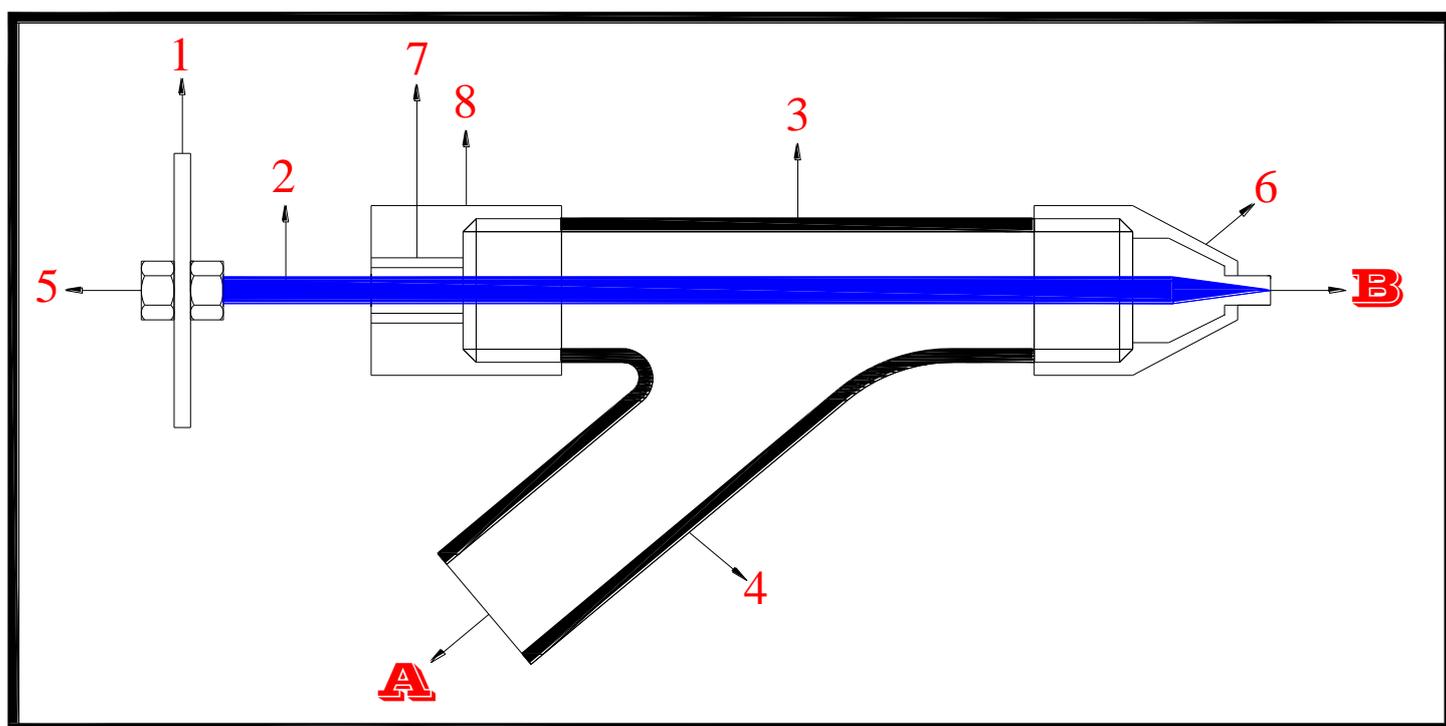


Figura 3.4. Esquema del inyector con válvula de aguja.

Los números y letras que se observan en la figura indican la representación siguiente:

**A. Entrada del fluido (agua) que proviene de la tubería.**

**B. Salida del chorro de agua que crea trabajo en la turbina.**

1. Volante reversible que permita accionar manualmente la apertura y cierre del inyector.
2. Eje del inyector.
3. Niple de 3/4, posee un largo adecuado para el paso del fluido.
4. Niple de 1/2, por donde entra el fluido.

5. Tuerca y guía del eje de la aguja.
6. Tobera, la cual transforma la energía potencial en energía cinética.
7. Empaque de caucho por donde pasa el eje del inyector, y así impida las fugas de agua.
8. Rosca hembra.

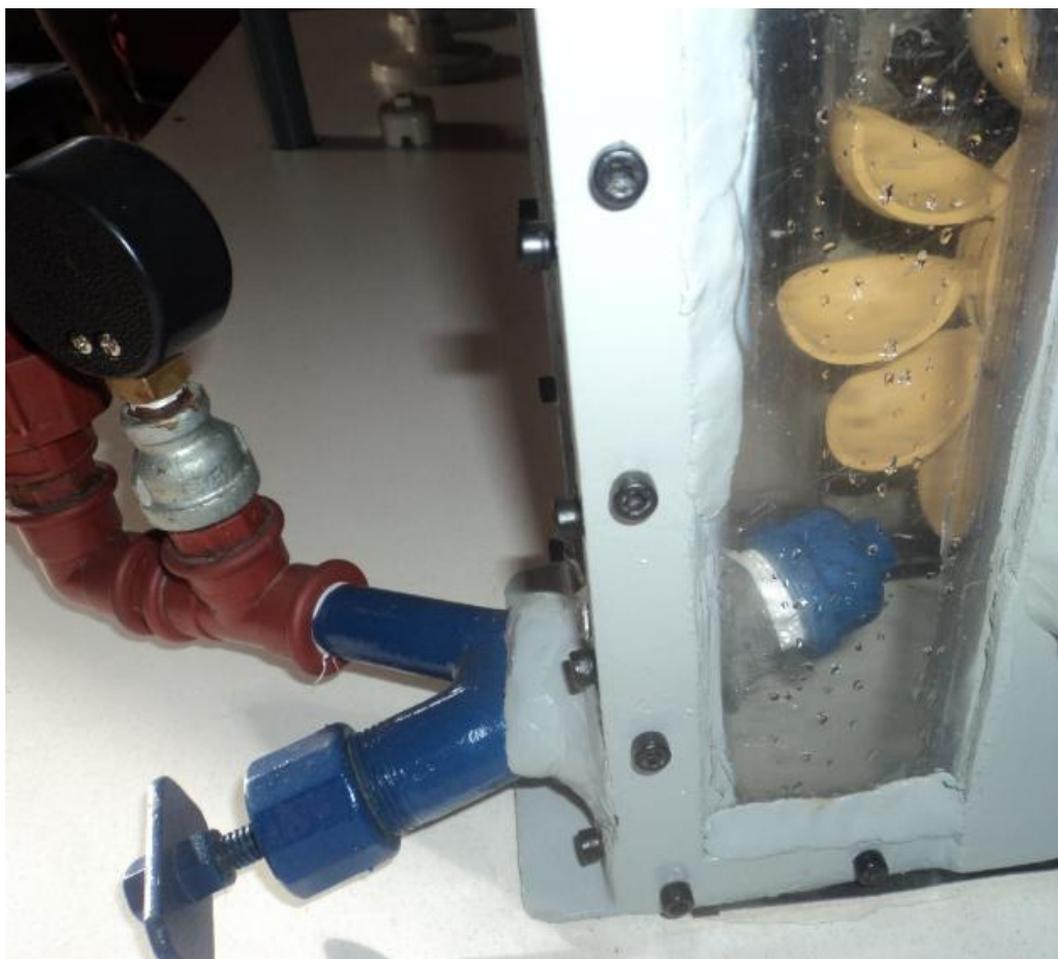
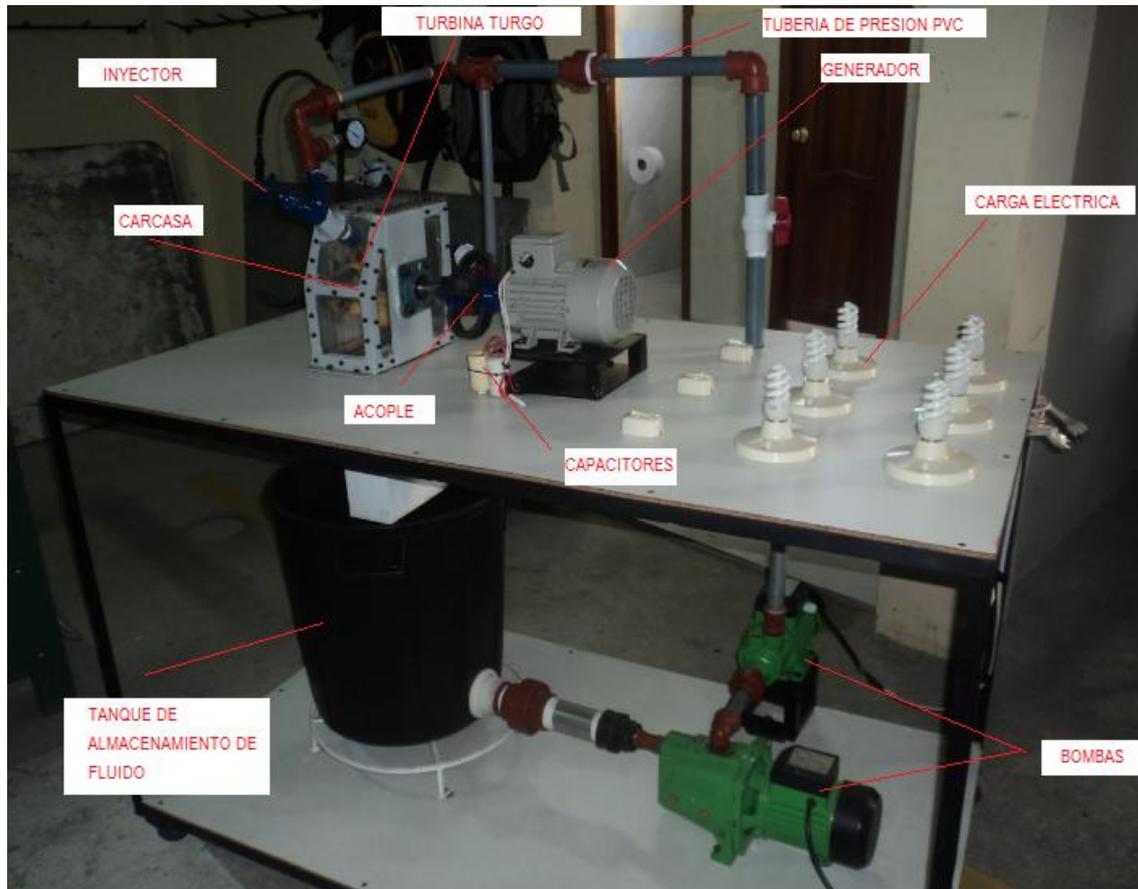


Fig.3.5 Vista del inyector con válvula de aguja implementado en el prototipo de la pico central hidráulica.

### 3.4. PICO CENTRAL HIDRÁULICA CON TURBINAS TURGO E INYECTOR CON VALVULA DE AGUJA.



**Tanque reservorio:** Contiene el fluido (agua).

**Carcasa de la turbina:** La carcasa de la turbina está fabricada de hierro, tiene un tratamiento con pintura anticorrosiva y esmalte para evitar la deterioro química causada por el agua.

**Tubería de presión:** Por donde circula el fluido hacia la turbina.

**Inyector:** con válvula de aguja y es accionado manualmente para la regulación de caudal.

**Rodamiento:** NBR F205 de 1 pulgada de diámetro, este tipo de rodamiento tiene una hilera de bolas y un camino de rodadura esférico común en el aro exterior, este rodamiento es por lo tanto autolineable a las desalineaciones angulares de 4l eje en relación al soporte.

**Acople flexible (matrimonio):** Es el sistema de transmisión entre la turbina y generador, permite cierta desalineación entre los ejes.

**Eje:** Es el eje de la turbina de diámetro de 25 mm, de acero 705 (SAE 4345).

**Bomba:** Permite la simulación del caudal de 0.48 lit/seg y 56,21 m de altura

**Tapas de la carcasa:** son de acrílico transparente de 4 mm de espesor, para una mejor visión del funcionamiento, además permite acceder al rodete pudiendo realizar labores de mantenimiento como cambio de piezas o verificación de las mismas.

**Generador:** (motor como generador) asíncrono trifásico (SIEMENS) de 0,37 KW, 6 polos y frecuencia de generación de 60 Hz

**Condensadores:** Permite la autoexcitación del motor trifásico para el funcionamiento como generador, estos tienen una capacitancia de 10 y 20 uf.

**Turbina:** Es de tipo turgo, los alabes fundidos en bronce, la cantidad de alabes de la turbina es de 16 y cada alabe va fijo al rodete con pernos hexagonales, tuercas y arandelas de presión.

# CAPITULO

## IV

## RESULTADOS Y ANALISIS

### 4.1. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE OPERACIÓN DE LA PICO CENTRAL CON TURBINAS TIPO TURGO.

En una picocentral hidráulica los factores hidráulicos que son necesarios para determinar el rendimiento funcional son el Caudal y la Altura Neta. Para determinar el caudal de operación de la pico central se emplea el método gravimétrico utilizando la fórmula (1.1):

$$Q = \frac{V}{t} \left( \frac{-}{s} \right)$$

El caudal del prototipo es igual al tiempo que tardó en llenarse un recipiente de 9 litros.

El número de pruebas realizadas fueron de 10, por lo que se obtendrán 10 caudales de operación diferentes. Para la primera prueba se tomó en cuenta el siguiente proceso:

1. Funcionamiento del sistema a plena carga 78 W<sup>1</sup>
2. Inyectores totalmente abiertos.
3. Válvula de compuerta cerrada
4. Se acciona las bombas y se procede a abrir la válvula de compuerta hasta que los manómetros de los inyectores marquen una presión de 10 PSI, luego se toman datos en el manómetro a la salida de las bombas. Los resultados de la primera prueba son:

$$Q = 0.16 \text{ lit/seg}$$

Presión en el manómetro a la salida de las bombas = 80 psi

Presión en los manómetros de los inyectores = 10 psi

La lectura indicada en los inyectores corresponde a la altura neta que en ese momento se aplica a la turbina. Se entiende por altura o salto neto (Hn) aquella energía aprovechada

---

<sup>1</sup> Se entiende por plena carga a la conexión total de los focos (cantidad 6) que dispone la instalación. Cada foco tiene una potencia eléctrica de 13W que en total se obtienen 78W de carga o demanda eléctrica.

en forma de presión, siendo la diferencia entre el salto útil y las pérdidas de carga producidas a lo largo de todas las conducciones. Representa la máxima energía que se podrá transformar en trabajo en el eje de la turbina.

Interpretando los resultados para la primera prueba el salto útil corresponde a la presión a la salida de la bomba, esto es de 80 PSI, mientras que el salto neto corresponde a la lectura de los inyectores, que en este caso es de 10 PSI, por lo que las pérdidas por conducción serían de 70 PSI.

En forma general la altura neta se expresa en metros de columna de agua (mca), para ello se convierte la magnitud de 10 PSI a mca. Mediante los factores de conversión.

$$10 \text{ psi} \times \frac{1 \text{ atm}}{14.7 \text{ psi}} \times \frac{10.33 \text{ m.c.a}}{1 \text{ atm}}$$

$$H_n = 7.02 \text{ m}$$

Para las siguientes pruebas se repite el mismo proceso en la toma de datos con la diferencia que paulatinamente se irá abriendo la válvula de compuerta hasta que los manómetros de los inyectores marquen una presión de 20, 30, 40, 50, 60, 70 y 80 PSI

En resumen todos los datos obtenidos se los muestra en la tabla 4.1

Tabla 4.1. Tabla de resultados de la determinación de caudal.

<b>Pruebas N°</b>	<b>Presión Inyectores (Psi)</b>	<b>Presión. Bombas (Psi)</b>	<b>Volumen (litros)</b>	<b>Tiempo (segundos)</b>	<b>Hn (m)</b>	<b>Q (l/s)</b>
1	10	130	9	55	7.02	0.16
2	20	122	9	42	14.05	0.21
3	30	110	9	31	21.08	0.29
4	40	100	9	25	28.10	0.36
5	50	92	9	24	35.13	0.38
6	60	88	9	22	42.16	0.40
7	70	82	9	20	49.19	0.45
8	80	80	9	19	56.21	0.48

En la tabla 4.1 se observa que a medida que se abre la válvula de compuerta se produce un aumento en la altura neta y en el caudal.

## 4.2. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA CURVA: CAUDAL VS ALTURA

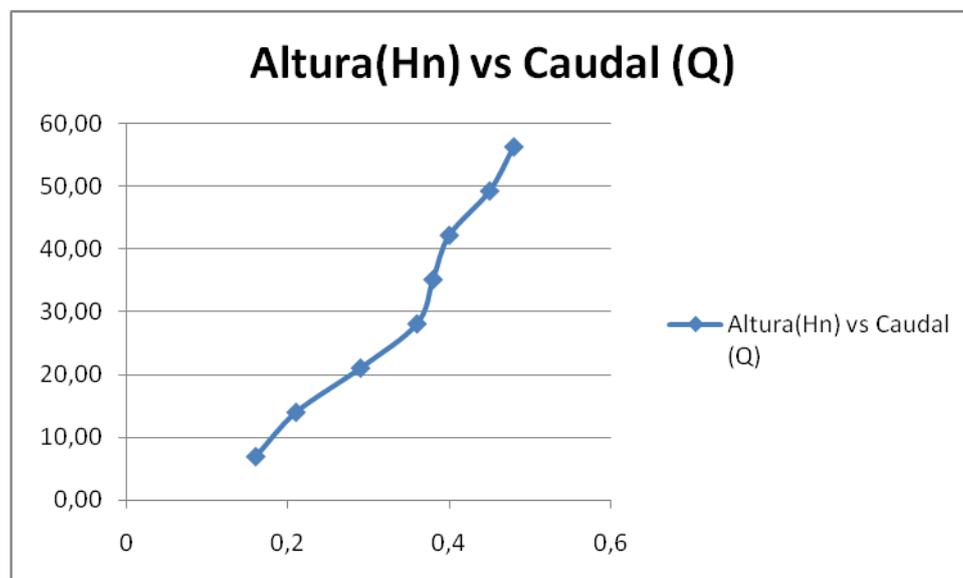


Fig.4.1. Curva característica Altura neta vs Caudal

En la curva 4.1. Se observa que la altura neta aumenta a medida que el caudal también aumenta.

## 4.3. OBTENCIÓN DE LAS CURVAS DE OPERACIÓN DE LA PICO CENTRAL.

Las curvas características han de identificar el comportamiento de la turbina para las condiciones de trabajo las cuales vienen determinadas por la variabilidad del salto y el caudal. Estas curvas serán para cada grado de apertura del inyector.

A continuación se muestran resultados y datos (tablas) obtenidos en las pruebas realizadas las que luego se representarán gráficamente.

### 4.3.1. TABLA DE OBTENCIÓN DE LAS REVOLUCIONES DE LAS TURBINA TURGO 12 ALABES ,16 ALABES Y 12 ALABES (MAYOR DIMENSIONAMIENTO EN EL ALABE).

Las revoluciones que se obtienen en cada turbina construida parten del proceso obtenido en los resultados de la tabla 4.1. Se regula la válvula de compuerta para

diferentes presiones en un rango de 10 a 80 PSI, conforme se va aumentando la presión el caudal y las revoluciones también aumentan como se muestra en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Tabla de obtención de las revoluciones de las turbina turgo

Pruebas N°	P. Inyectores (psi)	Hn (m)	Q (l/s)	12	16	12
				alabes	alabes	alabes(MDA)
				N (rpm)	N (rpm)	N (rpm)
1	10	7.02	0.16	320	500	537
2	20	14.05	0.21	736	972	988
3	30	21.08	0.29	1318	1502	1505
4	40	28.10	0.36	1628	1890	1915
5	50	35.13	0.38	2110	2278	2294
6	60	42.16	0.40	2404	2507	2505
7	70	49.19	0.45	2618	2797	2802
8	80	56.21	0.48	2795	2900	2920

#### 4.3.1.1. Representación grafica de caudal vs revoluciones.

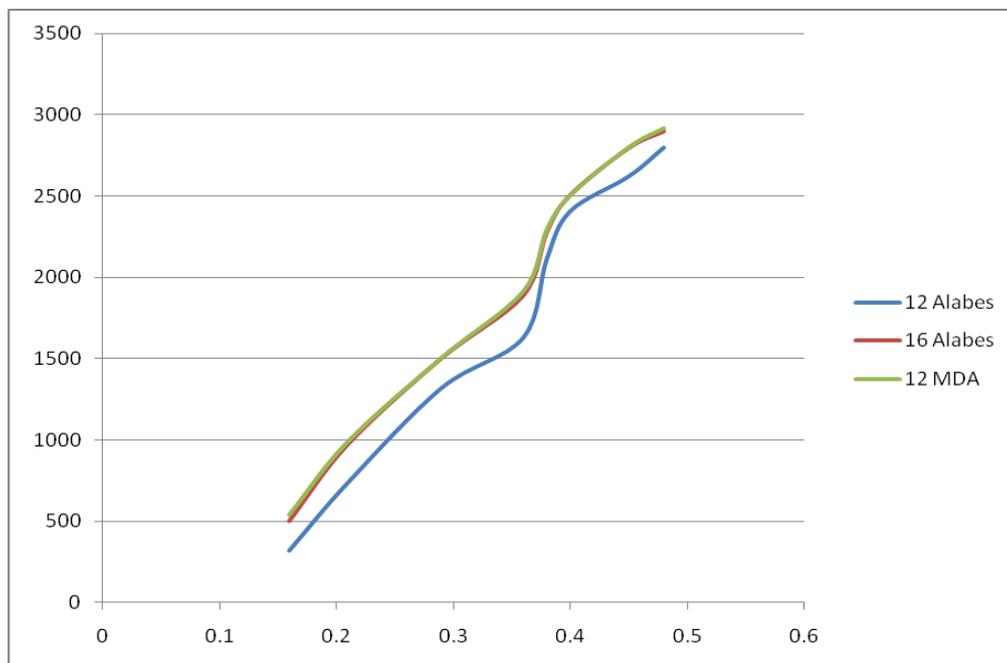


Fig.4.2. Curva Caudal vs Revoluciones

### 4.3.2. Eficiencias de las turbinas turgo.

La eficiencia de las turbinas turgo se las obtuvo tomando mediciones para 4 caudales de voltaje e intensidad de cada uno de los focos instalados en el prototipo, que en este caso son 6 focos que se conectaron en paralelo de dos en dos con una potencia de 13 watos cada uno, luego se procedió a medir voltajes e intensidades variando las potencias

Las eficiencias de las turbinas se las obtuvo de la siguiente manera:

1. Los inyectores están totalmente abiertos.
2. Se acciona las bombas y se regula la válvula de compuerta hasta obtener en los manómetros de los inyectores una presión de 50 PSI y según la tabla 4.1 el caudal circulante es de 0.38 lit/seg.
3. Se enciende un foco de la instalación siendo de 13 W de potencia eléctrica.
4. Registrar los datos de voltaje, Intensidad y frecuencia.
5. Se repite el proceso de medición de las variables eléctricas (V, I y f) a medida que se aumenta la carga eléctrica (2, 3, 4, 5, 6 focos)
6. La prueba realiza N° 1 da los siguientes resultados para la turbina de 12 alabes:

Presión en los inyectores = 50 psi

Q = 0.38 lit/seg

13 W	V = 73.9 V	I = 0.060 A	
26 W	V = 58.3 V	I = 0.197 A	F = 52.8 Hz
39 W	V = 45.1 V	I = 0.272 A	
52 W	V = 38 V	I = 0.336 A	F = 44.6 Hz
65 W	V = 34 V	I = 0.383 A	
78 W	V = 31.7 V	I = 0.395 A	F = 41.5 Hz

Se repite el mismo procedimiento para los caudales de 0.40, 0.45 y 0.48 lit/seg y también para las otras dos turbinas turgo. Los resultados se indican en las tablas (4.3, 4.4, 4.5, 4.6).

#### 4.3.2.1. Eficiencias con la Turbina 12 alabes.

En la tabla 4.3 se encuentra diferentes parámetros que ayudan a encontrar los resultados de la eficiencia de la turbina turgo de 12 álabes, donde:

Q: caudal (constante)

Hn: altura neta

Ph: Potencia hidráulica (se calcula con la ecuación 1.14)

Ps: potencia de salida (varía de acuerdo con el número de focos conectados)

V: voltaje (tomado de acuerdo con el número de focos encendidos)

I: intensidad (tomada de acuerdo a la carga aplicada)

Pa: potencia aparente (se calcula con la ecuación 1.23)

$\eta_m$ : eficiencia del acople (constante<sup>2</sup>)

Pt: potencia de la turbina ( $P_a / \eta_m$ )

$\eta_t$ : eficiencia de la turbina (se calcula con la ecuación 1.18)

F: frecuencia (los casilleros que se encuentran vacíos se deben a que se la tomo de dos en dos por su conexión en paralelo y no tiene variaciones significativas)

Tabla 4.3. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 álabes con el caudal de  $3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Q $10^{-4}$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	Hn (m)	$\gamma$ $\text{N}/\text{m}^3$	Ph (W)	Ps (W)	V (V)	I (A)	$P_a = \sqrt{3} \times V \times I$ (W)	$\eta_m$	Pt (W)	$\eta_t$ (%)	F (Hz)
3.8	35.13	9810	130,96	13	73.9	0.060	7.69	0.89	8.63	7 %	
3.8	35.13	9810	130,96	26	58.3	0.197	19.89	0.89	22.35	17 %	52,8
3.8	35.13	9810	130,96	39	45.1	0.272	21.25	0.89	23.87	18 %	
3.8	35.13	9810	130,96	52	38	0.336	22.11	0.89	24.85	19 %	44.6
3.8	35.13	9810	130,96	65	34	0.383	22.55	0.89	25.34	19 %	
3.8	35.13	9810	130,96	78	31.7	0.395	21.69	0.89	24.37	19 %	41.5

<sup>2</sup> Revisar apartado 2.10. donde se muestra el cálculo del acople.

Tabla 4.4. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 álabes con el caudal de  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 

<b>Q</b> <b><math>10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>		<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4	42.16	9810	165.43	13	94.4	0.060	9.81	0.89	11.02	7 %	
4	42.16	9810	165.43	26	76.5	0.123	16.30	0.89	18.31	11 %	54
4	42.16	9810	165.43	39	73.8	0.195	24.93	0.89	28.01	17 %	
4	42.16	9810	165.43	52	46.8	0.352	28.53	0.89	32.06	19 %	50.5
4	42.16	9810	165.43	65	40.3	0.420	29.32	0.89	32.94	20 %	
4	42.16	9810	165.43	78	37.5	0.465	30.20	0.89	33.94	21 %	42.1

Tabla 4.5. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 álabes con el caudal de  $4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b>(<math>\text{m}^3/\text{s}</math>)</b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>		<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.5	49.19	9810	217.14	13	120.2	0.063	13.12	0.89	14.74	7 %	
4.5	49.19	9810	217.14	26	101	0.126	22.04	0.89	24.77	11 %	55.2
4.5	49.19	9810	217.14	39	86.5	0.191	28.62	0.89	32.15	15%	
4.5	49.19	9810	217.14	52	72.5	0.257	32.27	0.89	36.26	17 %	53.3
4.5	49.19	9810	217.14	65	61.1	0.332	35.13	0.89	39.48	18%	
4.5	49.19	9810	217.14	78	54.1	0.387	36.26	0.89	40.75	19 %	51.7

Tabla 4.6. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 álabes con el caudal de  $4.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b>(<math>\text{m}^3/\text{s}</math>)</b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>		<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.8	56.21	9810	264.68	13	134	0.062	14.39	0.89	16.17	6 %	
4.8	56.21	9810	264.68	26	114.9	0.127	25.27	0.89	28.40	11 %	55.1
4.8	56.21	9810	264.68	39	99.5	0.189	32.57	0.89	36.60	14 %	
4.8	56.21	9810	264.68	52	86.4	0.251	37.46	0.89	42.20	16 %	53.2
4.8	56.21	9810	264.68	65	74.1	0.321	21.20	0.89	46.29	17 %	
4.8	56.21	9810	264.68	78	65.5	0.376	42.66	0.89	47.93	18 %	49

### 4.3.2.2 Eficiencias con la Turbina 16 alabes

Las siguientes tablas (4.7, 4.8, 4.9, 4.10) muestran los resultados de las eficiencias de la turbina turgo de 16 alabes.

Tabla 4.7. Obtención de la eficiencia de la turbina de 16 alabes con el caudal de  $3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b><math>P_t</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
3.8	35.13	9810	130,96	13	73.5	0.060	7.63	0.89	8.57	7 %	
3.8	35.13	9810	130,96	26	57.5	0.195	19.40	0.89	21.80	17 %	52,7
3.8	35.13	9810	130,96	39	45.1	0.269	20.99	0.89	23.58	18 %	
3.8	35.13	9810	130,96	52	38	0.352	23.14	0.89	26	20%	44.4
3.8	35.13	9810	130,96	65	34.3	0.383	22.73	0.89	25.54	19 %	
3.8	35.13	9810	130,96	78	33.8	0.385	22.51	0.89	25.29	19 %	41.5

Tabla 4.8. Obtención de la eficiencia de la turbina de 16 alabes con el caudal de  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b><math>P_t</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4	42.16	9810	165.43	13	92	0.061	9.71	0.89	10.91	7 %	
4	42.16	9810	165.43	26	75.5	0.123	16.07	0.89	18.05	11 %	53.8
4	42.16	9810	165.43	39	58.7	0.299	30.36	0.89	34.12	21 %	
4	42.16	9810	165.43	52	46.8	0.370	29.96	0.89	33.66	20 %	49.8
4	42.16	9810	165.43	65	39.8	0.432	29.74	0.89	33.42	20 %	
4	42.16	9810	165.43	78	37.1	0.471	30.23	0.89	33.97	21 %	41

Tabla 4.9. Obtención de la eficiencia de la turbina de 16 alabes con el caudal de  $4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b><math>(\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b><math>P_t</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.5	49.19	9810	217.14	13	114.8	0.062	12.31	0.89	13.84	6 %	
4.5	49.19	9810	217.14	26	97.1	0.126	21.17	0.89	23.78	11 %	56.1
4.5	49.19	9810	217.14	39	81.8	0.191	27.03	0.89	30.37	14 %	
4.5	49.19	9810	217.14	52	68.4	0.258	30.53	0.89	34.30	16 %	54.4
4.5	49.19	9810	217.14	65	57.5	0.331	32.93	0.89	37	17 %	
4.5	49.19	9810	217.14	78	49.1	0.422	35.85	0.89	40.28	19 %	53.5

Tabla 4.10. Obtención de la eficiencia de la turbina de 16 alabes con el caudal de  $4.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b>(m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b>Pa=<math>\sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.8	56.21	9810	264.68	13	131.5	0.063	14.33	0.89	16.10	6 %	
4.8	56.21	9810	264.68	26	112.5	0.128	24.91	0.89	27.99	11 %	55.1
4.8	56.21	9810	264.68	39	97.5	0.191	32.22	0.89	36.20	14 %	
4.8	56.21	9810	264.68	52	84	0.255	37.06	0.89	41.64	16 %	53.2
4.8	56.21	9810	264.68	65	71.9	0.321	39.93	0.89	44.86	17 %	
4.8	56.21	9810	264.68	78	63.6	0.374	40.96	0.89	46.02	17 %	49

#### 4.3.2.3. Eficiencias con la Turbina Turgo de 12 alabes (mayor dimensión)

Las siguientes tablas (4.11, 4.12, 4.13, 4.14) muestran los resultados de las eficiencia de la turbina turgo de 12 alabes.

Tabla 4.11. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 alabes (mayor dimensión) con el caudal de  $3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b>(m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b>Pa=<math>\sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
3.8	35.13	9810	130,96	13	75.3	0.064	8.34	0.89	9.37	7 %	
3.8	35.13	9810	130,96	26	60.3	0.132	13.77	0.89	15.47	12 %	58.8
3.8	35.13	9810	130,96	39	46.5	0.236	18.99	0.89	21.33	16 %	
3.8	35.13	9810	130,96	52	39	0.337	22.74	0.89	25.55	20%	44.1
3.8	35.13	9810	130,96	65	35	0.388	23.49	0.89	26.40	20 %	
3.8	35.13	9810	130,96	78	34	0.405	23.82	0.89	26.77	20 %	42.2

Tabla 4.12. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 alabes (mayor dimensión) con el caudal de  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4}</math></b> <b>(m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b>Pa=<math>\sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4	42.16	9810	165.43	13	106	0.064	11.74	0.89	13.19	8 %	
4	42.16	9810	165.43	26	87	0.126	18.96	0.89	21.31	13 %	53.8
4	42.16	9810	165.43	39	72.2	0.195	24.36	0.89	27.37	17 %	
4	42.16	9810	165.43	52	60.6	0.266	27.89	0.89	31.33	19 %	49.8
4	42.16	9810	165.43	65	50.9	0.340	29.94	0.89	33.64	20 %	
4	42.16	9810	165.43	78	43.2	0.419	31.31	0.89	35.18	21 %	41

Tabla 4.13. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 alabes (mayor dimensión) con el caudal de  $4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.5	49.19	9810	217.14	13	125	0.062	13.41	0.89	15.06	7 %	
4.5	49.19	9810	217.14	26	107.3	0.125	23.20	0.89	26.07	12 %	55.6
4.5	49.19	9810	217.14	39	91.8	0.188	29.86	0.89	33.55	15 %	
4.5	49.19	9810	217.14	52	78.6	0.255	34.67	0.89	38.96	18 %	53.9
4.5	49.19	9810	217.14	65	65.5	0.327	37.05	0.89	41.63	19 %	
4.5	49.19	9810	217.14	78	56.8	0.381	37.44	0.89	42.07	19 %	52.5

Tabla 4.14. Obtención de la eficiencia de la turbina de 12 alabes (mayor dimensión) con el caudal de  $4.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

<b>Q</b> <b><math>10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})</math></b>	<b>Hn</b> <b>(m)</b>	<b>Pe</b>	<b>Ph</b> <b>(W)</b>	<b>Ps</b> <b>(W)</b>	<b>V</b> <b>(V)</b>	<b>I</b> <b>(A)</b>	<b><math>P_a = \sqrt{3} \times V \times I</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_m</math></b>	<b>P<sub>t</sub></b> <b>(W)</b>	<b><math>\eta_t</math></b> <b>(%)</b>	<b>F</b> <b>(Hz)</b>
4.8	56.21	9810	264.68	13	142	0.062	15.23	0.89	17.11	6 %	
4.8	56.21	9810	264.68	26	122	0.121	25.54	0.89	28.69	11 %	55
4.8	56.21	9810	264.68	39	106.5	0.185	34.09	0.89	38.30	14 %	
4.8	56.21	9810	264.68	52	91.5	0.243	38.47	0.89	43.22	16 %	55
4.8	56.21	9810	264.68	65	80	0.316	43.73	0.89	49.14	19 %	
4.8	56.21	9810	264.68	78	71	0.368	45.20	0.89	50.79	19 %	54

Como se puede ver en las tablas anteriores se obtuvieron eficiencias entre un rango de 6 al 21 % en las 3 turbinas turgo, se puede observar que las mayores eficiencias se las obtiene con el caudal de  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , y se puede decir que entre las tres turbinas la turbina de 12 alabes (M.D.A) tiene las mayores eficiencias, el prototipo de la pico central genero 78 watos debido a que la tesis que se realizo fue construida para el laboratorio de hidráulica, el caudal y presión utilizados no son suficientes para alcanzar el mejor rendimiento de las turbinas turgo, y así poder obtener una mayor generación eléctrica.

### 4.3.3. Tablas de datos y graficas de la eficiencia de las turbinas turgo con toda la carga eléctrica instalada en funcionamiento.

A continuación se obtendrá la eficiencia de las tres turbinas turgo para 4 caudales con toda la carga eléctrica instalada en funcionamiento. A diferencia de las tablas de eficiencias anteriores que se obtenían midiendo el voltaje e intensidad para cada foco.

1. Los inyectores están totalmente abiertos.
2. Se acciona las bombas y abre la válvula de compuerta para registrar los datos en los manómetros de los inyectores
3. Toda la carga tiene que estar funcionando 6 focos que dan un total de 78 W.
4. La prueba realizada arroja los siguientes resultados para la turbina de 12 alabes:

Presión en los inyectores = 50 psi

$Q = 0.38$  lit/seg

78 W

$V = 31.7$  V

$I = 0.395$  A

$F = 41.5$  Hz

Se repite el mismo procedimiento para los caudales de 0.40, 0.45 y 0.48 lit/seg y para las turbinas restantes, los resultados se indican en las tablas 4.15, 4.16 y 4.17. En dichas tablas también se calcula la eficiencia de la turbina siguiendo el mismo procedimiento del apartado 4.3.2.1.

#### a) Turbina 12 alabes.

La tabla 4.15 nos indican la eficiencia de la turbina de 12 alabes para el caudal.

Tabla 4.15. Datos de la eficiencia con respecto a los caudales para la turbina de 12 alabes.

Pruebas N°	P.inyectores (psi)	Q $10^{-4}$ (m <sup>3</sup> /s)	Hn (m)		Ph (W)	Ps (W)	V (V)	I (A)	$P_a = \sqrt{3} \times V \times I$ (W)	$\eta_m$	P <sub>t</sub> (W)	$\eta_t$ (%)	F (Hz)
1	50	3.8	35.13	9810	130.96	78	31.7	0.395	21.69	0.89	24.37	19 %	41.5
2	60	4	42.16	9810	165.43	78	37.5	0.465	30.20	0.89	33.94	21 %	42.1
3	70	4.5	49.19	9810	217.14	78	54.1	0.387	36.26	0.89	40.75	19 %	51.7
4	80	4.8	56.21	9810	264.68	78	65.5	0.376	42.66	0.89	47.93	18 %	

### b) Turbina 16 alabes.

La tabla 4.16 nos indican la eficiencia de la turbina de 12 alabes para el caudal.

Tabla 4.16. Datos de la eficiencia con respecto a los caudales para la turbina de 16 alabes.

Pruebas N°	P.inyectores (psi)	Q $10^{-4}$ (m <sup>3</sup> /s)	Hn (m)		Ph (W)	Ps (W)	V (V)	I (A)	$Pa=\sqrt{3} \times V \times I$ (W)	$\eta_m$	P <sub>t</sub> (W)	$\eta_t$ (%)	F (Hz)
1	50	3.8	35.13	9810	130,96	78	33.8	0.385	22.51	0.89	25.29	19 %	41.5
2	60	4	42.16	9810	165.43	78	37.1	0.471	30.23	0.89	33.97	21 %	41
3	70	4.5	49.19	9810	217.14	78	49.1	0.422	35.85	0.89	40.28	19 %	53.5
4	80	4.8	56.21	9810	264.68	78	63.6	0.374	40.96	0.89	46.02	17 %	49

### c) 12 alabes (mayor dimensión)

Tabla 4.17. Datos de la eficiencia con respecto a los caudales para la turbina de 12 alabes (mayor dimensiones).

Pruebas N°	P.inyectores (psi)	Q $10^{-4}$ (m <sup>3</sup> /s)	Hn (m)		Ph (W)	Ps (W)	V (V)	I (A)	$Pa=\sqrt{3} \times V \times I$ (W)	$\eta_m$	P <sub>t</sub> (W)	$\eta_t$ (%)	F (Hz)
1	50	3.8	35.13	9810	130,96	78	35	0.388	23.49	0.89	26.40	20 %	
2	60	4	42.16	9810	165.43	78	43.2	0.419	31.31	0.89	35.18	21 %	
3	70	4.5	49.19	9810	217.14	78	56.8	0.381	37.44	0.89	42.07	19 %	52.5
4	80	4.8	56.21	9810	264.68	78	71	0.368	45.20	0.89	50.79	19 %	54

### Representación grafica.

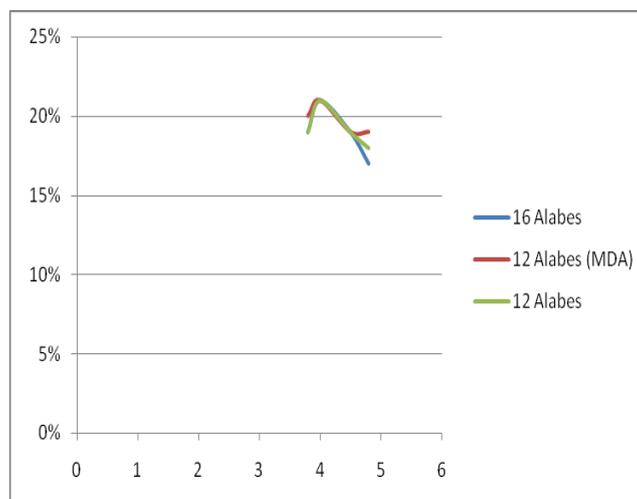


Fig.4.3. Curva Eficiencia vs Caudal

Las tablas (4.15) (4.16) (4.17) y la grafica (4.3) nos indican la eficiencia de la turbina para el caudal, se tomaron mediciones con los 4 caudales de voltaje e intensidad con toda la carga instalada que es de 78 W donde se puede observar que el mayor voltaje se da con el máximo caudal de  $4.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , así mismo como en las tablas anteriores se puede deducir que las mayores eficiencias se dan con el caudal de  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  en todas las turbinas. Sin embargo de la figura 4.3 se afirma que la turbina de 12 álabes MDA es la más eficiente.

Por otro lado en el apartado (2.3) se realizó el cálculo del torque teórico donde se obtuvo un valor de 1.8 Nm. Si éste valor se lo compara con el obtenido en las prácticas que es de 0.89 Nm. (2.9) se deduce que la diferencia entre lo teórico y lo práctico es de 0.91 Nm. Una variación del 50.5%, esto se podría corroborar porque la instalación diseñada para obtener las eficiencias no satisfacen las demandas hidráulicas suficientes para las turbinas (Caudal y Altura Neta).

Sin embargo, posteriormente se puede realizar otras pruebas aumentando especialmente el caudal y obtener los resultados siguiendo la misma metodología propuesta en esta investigación. Como recomendación el caudal nominal debe ser de 6 a 8 l/s.

#### 4.4. Modelo de predicción para dimensionar la turbina turgo eficientemente.

El modelo de predicción de esta investigación se basa en la fuente de información que se la encuentra en la página web: <http://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/turgo.htm>

##### Procedimiento.

- d) Primero tenemos que determinar cuál es la velocidad **c** chorro de agua que incide sobre el impulsor, depende del gradiente de H. Ya que la turbina turgo se trata de una turbina de acción donde el salto neto se convierte en energía cinética la formula de la velocidad es de la siguiente manera:

$$c \text{ (m/s)} = 0,97 \times \sqrt{19,62 \times H \text{ (m)}}$$

- Segundo se calcula el diámetro del chorro **d**:

$$d \text{ (mm)} = \sqrt{\frac{4000 \times Q \left(\frac{\text{lit}}{\text{seg}}\right)}{3,14 \times c \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}}$$

- Con la velocidad del chorro se puede calcular la velocidad periférica **u**.

$$u \text{ (m/s)} = 0,46 \text{ a } 0,47 \times c \text{ (m/s)}$$

- Por último se calcula la velocidad nominal **n**.

$$n \text{ (rpm)} = 19100 \times \frac{u \text{ (m/s)}}{D_s \text{ (mm)}}$$

Con estas formulas se procede al cálculo, el modelo de predicción se lo realizo en Excel y a continuación se detallan los resultados.

### DATOS DE ENTRADA

Tabla A

Caudal	Q (lit/seg)	0.48
Altura	H (m)	56.21

Tabla B

Fondo plomo datos de entrada
Fondo amarillo datos calculados

Velocidad a la salida del inyector (C).

Tabla C

H (m)	Coficiente de la tobera	Gravedad $m/s^2$	Velocidad del chorro c (m/s)
56,21	0,97	9,81	32,21

Diámetro del chorro (d)

Tabla D

Q (lit/seg)	C (m/s)	$\pi$	d (mm)
0,48	32,21	3,14	4,4

Velocidad periférica (u).

Tabla E

C (m/s)	Constante K escoger entre un valor 0,46 a 0,47	u (m/s)
32,21	0,465	14,98

Velocidad nominal (n).

Tabla F

u (m/s)	Ds (se elige un Ds mayor a 150 mm)	n (rpm)
14,98	230	1244

### DIMENSIONES DE LAS BOQUILLAS

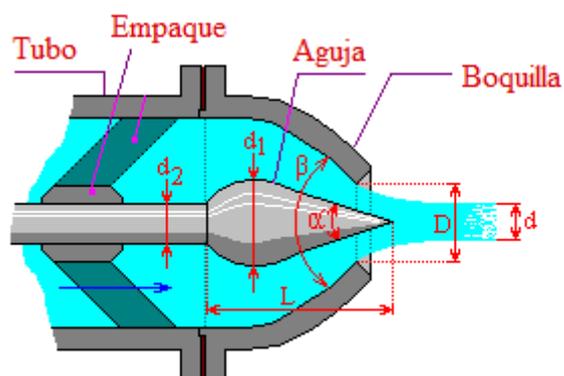


Figura. 4.8. Dimensiones de la boquilla

#### Dimensiones.

Para determinar las dimensiones de la turbina puede ser por (simplicidad) basado en el chorro del agua promedio (**d**).

En la figura 4.8 se puede observar los componentes que conforman la boquilla y los diferentes diámetros.

Tabla G

D	1,5 x d
d1	1 x d
d2	1 x d
L	3 x d
diámetro interior	0,6 x d
recorrido de la longitud de la aguja	1,3 x d
Alfa	19 °
Beta	53 °

En la tabla D se calcula el diámetro del chorro  $d = 4.4 \text{ mm}$  y se reemplaza  $d$  en la tabla G.

Tabla H

Diámetro de la boquilla	D	6,6	mm
Diámetro de la aguja	d1	4,4	mm
Diámetro del eje de la aguja	d2	4,4	mm
Longitud de la aguja	L	13,2	mm
Diámetro interior	Diámetro interior	2,64	mm
Recorrido de la aguja	Recorrido de la aguja	5,72	mm
Angulo de punto de la aguja alfa	$\alpha$	19	$^{\circ}$
Angulo superior de la boquilla beta	$\beta$	53	$^{\circ}$

DIMENSIONES DEL ALABE.

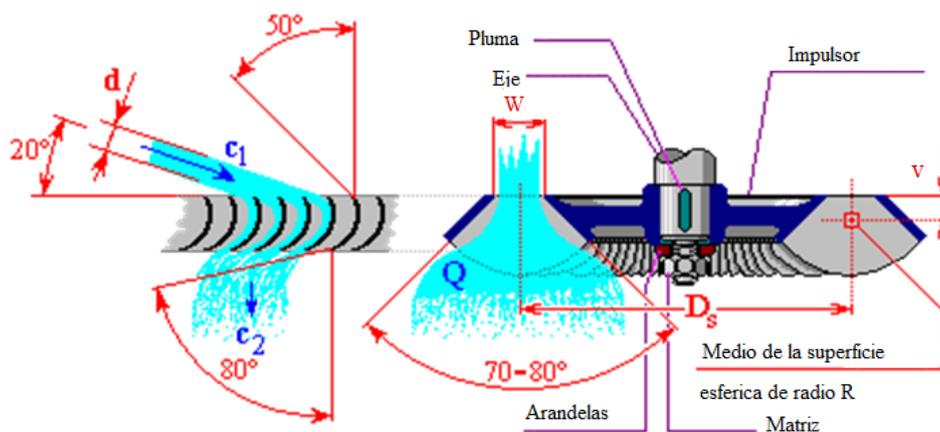


Tabla I

Numero de alabes = 16
$W = 1,2 \times d$
$R = 1,5 \times D$
$v = 1,16 \times d$

Tabla J

		d (mm)		
Anchura del anillo para la entrada del agua	W	4,4	5,28	mm
Radio esférico del alabe	R	4,4	6,6	mm
Centro de bola	v	4,4	5,104	mm
Angulo de salida desde el inyector	20		20	°
Angulo de la entrada del agua a los alabes	50		50	°
Angulo de la salida del agua de los alabes	80		80	°

### DIMENSIONES DE LA RUEDA.

Tabla K

$D (\text{min}) = 6 \times d$
$D (\text{optimo}) = 9,10 \times d$
$D (\text{máximo}) = \text{ilimitado}$

Tabla L

	d (mm)		
Diámetro mínimo	4,4	26,4	mm
Diámetro optimo	4,4	40,04	mm

Los datos obtenidos en el modelo de predicción tienen cierta relación con los datos reales en la construcción, en los inyectores el diámetro del chorro que se tiene es de 4 mm y el que se obtiene en el modelo de predicción es de 4,4 mm así mismo el ángulo de salida desde el inyector es de 20 grados, el diámetro de la rueda que sostiene los alabes de la turbina es de 75 mm y el que nos da en el modelo de predicción es de 40,04 mm y los diferentes diámetros como son los el diámetro de la boquilla, el diámetro de la aguja, el diámetro del eje de la aguja, longitud de la aguja obtenidos en el modelo de predicción varían en un mínimo a los datos reales de lo construido.

## VALORACION ECONOMICA

### COMPONENTE ELECTROMECHANICO

DESCRIPCION	COSTO \$	CANTIDAD	TOTAL \$
TURBINAS TURGO	130, 100, 115	3	345
Motor Trifásico de 0.5 hp de 1200 rpm	250	1	250
Bomba Centrifuga JSW/10H de 1 hp	100	1	100
Bomba centrifuga PK 80 de 1 hp	100	1	100
Inyectores	25	2	50
Capacitores de 10 y 20 uf	15	2	30
<b>Subtotal equipo electromecánico</b>			<b>875,00 \$</b>

### CONSTRUCCION Y ACCESORIOS

DESCRIPCION	COSTO \$	CANTIDAD	TOTAL \$
Tapas de acrílico de 4 mm de espesor para la caracasa.	6	6	36
Caracasa	20	1	20
Rodamientos	5	2	10
Estructura para el montaje del prototipo (mesa)	120	1	120
Acero 705 SAE 4340 de diámetro de 1" (eje de la turbina)	13	1	13
Acople flexible	20	1	20
Tubo PVC DE 1" x 2 m	7	1	7

Tubo PVC de ½ " x 2 m	5	1	5
Universal de PVC de 2"	7	1	7
Neplo de hierro galvanizado de 2"	4	1	4
Neplo de PVC de 2"	6	1	6
Reducción de PVC 2" a 1"	4,50	1	4,50
Neplo de PVC 1"	2	4	8
Universal de PVC de 1"	4	2	8
Codos de PVC de 1" de 90°	1,50	4	6
Tee de PVC de 1" roscable	2	2	4
Valvula de bola roscable de 1"	6	1	6
Unión de PVC de 1"	1	1	1
Universal de PVC de ½"	1	2	2
Neplos de PVC de ½"	0.75	5	3.75
Codos de PVC de 90° de ½"	1	3	3
Tee de PVC de ½" roscable	1	2	2
Reducción de PVC de 1" a ½"	1	1	1
Manómetros de presión	3.50	3	10.50
Teflón	0,50	5	2,50
Silicona	3	1	3
Masilla Rally	2	3	6
Permatex	2,25	2	4,50

Pintura azul	1,25	2	2,50
Pintura gris	1,25	2	2,50
Pintura amarillo cartepillar	1,25	2	2,50
Pintura negra	1,25	2	2,50
Diluyente	1	2	2
Brocas	1,50	4	6
Tanque 40 litros	10	1	10
Machuelos	2	5	10
Pernos 3/16	0,10	70	7
Prisioneros	0,25	8	2
Empaques.	0,50	1	0,50
<b>Subtotal</b>			<b>368.75 \$</b>

### COMPONENTES ELECTRICOS

DESCRIPCION	COSTO \$	CANTIDAD	TOTAL \$
Focos de 13 W	2,25	6	13,50
Boquillas	0.75	6	4.50
Interruptores	0.50	3	1,50
Cable # 12	0,40	5	2
Cable # 14	0.40	6	2.40
Cinta aislante	0,50	1	0,50
<b>Subtotal</b>			<b>24.40 \$</b>

**GASTO DE MANO DE OBRA**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>COSTO \$</b>
Mano de obra	40
Transporte	70
Copias, internet, impresiones	50
Varios imprevistos	250
<b>Subtotal</b>	<b>410 \$</b>

**COSTO TOTAL DE LA INVERSION**

<b>Subtotales de la Inversión</b>	<b>Costo \$</b>
Equipo electromecánico	875.00 \$
Construcción y accesorios	368.75 \$
Equipo eléctrico	24.40 \$
Varios	410 \$
<b>Total</b>	<b>1668.15 \$</b>

## **5. DISCUSION.**

### **Con respecto a la construcción de las turbinas turgo.**

Para el prototipo de la pico central con turbinas turgo se seleccionaron dos alabes con dimensiones diferentes y se construyeron 3 rodets turgo con diferentes números de alabes 12, 16, 12 (M.D.A) para la realización de pruebas con cada rodete, a diferencia del prototipo de la pico central con turbinas pelton que consta de un rodete pelton de 16 alabes.

Ambos prototipos con turbinas turgo y pelton se encuentran ubicados en el laboratorio de hidráulica del Área de Energía.

### **Con respecto a la construcción y montaje del prototipo de la pico central hidráulica.**

La carcasa se construyo para cubrir y soportar la turbina, además que evita las salpicaduras de agua. En las turbinas Francis y Kaplan por ejemplo tiene la forma de una espiral.

Se diseño y elaboro los inyectores con válvula de aguja regulados manualmente que proyecta un chorro de agua respecto al plano del rodete en un ángulo de  $20^\circ$  mientras el chorro que incide en la turbina pelton tiene un ángulo de  $90^\circ$  con respecto al plano diametral del rodete.

Se monto la bomba la cual succionara el fluido que pasa por la tubería hasta la turbina, en este caso se utilizaran dos bombas de 1hp conectadas en serie con el fin de obtener mayor presión a la salida de las mismas y entrada de los inyectores para así poder lograr buena generación eléctrica.

El sistema de transmisión que se eligió fue un acople flexible que a diferencia del sistema de transmisión por bandas este acople permite cierta desalineación entre los ejes de la turbina y generador.

Se instalo en la pico central 6 focos conectados en paralelo de 13 W a diferencia de la pico central con turbinas pelton donde la potencia de los focos es 4 focos de 20 W, 1 de 15 W y 1 de 11W.

**Con respecto a los resultados obtenidos.**

Las eficiencias que se obtuvieron entre las tres turbinas turgo son del 7 al 21%, en las tablas de eficiencias que se muestran en el capítulo IV se puede ver que las eficiencias entre las tres turbinas no varían en gran medida y se puede decir que la turbina de 12 alabes (MDA) tiene las eficiencias mayores con respecto a los otros rodetes.

Se midió las revoluciones de la turbina en vacío con el tacómetro la cual dio 2920 rpm con la turbina de 12 alabes (mayor dimensionamiento en el alabe), con la de 16 alabes se obtuvo 2900 y por último con la de 12 alabes 2795 rpm. Tomando como referencia las 2920 rpm con la turbina turgo de 12 (M.D.A) decimos que las revoluciones obtenidas en la pico central con turbinas turgo es mayor a las revoluciones obtenidas en la pico central con turbinas pelton que es de 2800 rpm.

Montado el prototipo de la pico central se puso en funcionamiento la cual genero el mayor voltaje con la turbina de 12 alabes (mayor dimensionamiento en el alabe), 171 V en vacío y con carga 76,4 V.

Se determino el caudal es de 0,48 lit/seg y la altura neta que es de 56,21 m si comparamos estos datos del prototipo realizado en esta investigación con el prototipo de la pico central con turbinas pelton que se encuentra en el laboratorio de hidráulica su caudal es de 2 lit/seg y su altura es de 52 m, como se puede ver el caudal es mayor al obtenido en esta investigación por lo que puede haber diferencia en el momento de la generación eléctrica entre ambos prototipos. Para obtener mejores resultados en la generación se debe exponer a mejores condiciones de caudal y presión.

**Con respecto al modelo de predicción**

Los datos obtenidos en el modelo de predicción tienen cierta relación con los datos reales en la construcción, en los inyectores el diámetro del chorro que se tiene es de 4 mm y el que se obtiene en el modelo de predicción es de 4,4 mm así mismo el ángulo de salida desde el inyector es de 20 grados, el diámetro de la rueda que sostiene los alabes de la turbina es de 75 mm y el que nos da en el modelo de predicción es de 40,04 mm y los diferentes diámetros como son los el diámetro de la boquilla, el diámetro de la aguja, el diámetro del eje de la aguja, longitud de la aguja obtenidos en el modelo de predicción varían en un mínimo a los datos reales de lo construido.

## CONCLUSIONES

- Se comprobó con el análisis de eficiencias realizado en el prototipo de la pico central hidráulica, que las tres turbinas tienen porcentajes de eficiencia entre el 6 al 21%.
- Los parámetros necesarios para el funcionamiento correcto de la pico central son el caudal  $Q = 0.48$  lit/seg, la altura  $H = 56.21$ m, la presión en los inyectores que es de 80 psi lo que nos da una eficiencia máxima de 21% con una frecuencia de 41 Hz.
- Se realizó el diseño, construcción y se comprobó los inyectores con válvula de aguja accionados manualmente los cuales totalmente abiertos marcan una presión de 80 psi, regulando manualmente los inyectores la presión aumenta a 120 psi lo cual no es recomendable debido a que el caudal disminuye y las revoluciones en la turbina también, provocando menor generación eléctrica.
- El modelo de predicción diseñado en Exel, queda adjunto a esta tesis en un CD.
- Se demostró que de las tres turbinas turgo, la de 12 alabes (MDA) muestra mejor eficiencia debido a que el chorro de agua expulsado por el inyector tiene un mayor diámetro de impacto haciendo que la turbina gire a mayor velocidad.
- La energía hidroeléctrica es una buena alternativa a energías agotables y contaminantes como el petróleo o el carbón, pero resulta cara ya que lleva consigo la construcción de grandes presas, grandes turbinas y equipamiento para generar electricidad, sin embargo es rentable en pueblos o zonas donde no llega la electricidad y disponen de recursos hidráulicos.
- En este trabajo de tesis se logró implementar el diseño y construcción de un sistema pequeño de generación de energía eléctrica basada en una micro turbina turgo.
- Se comprobó el principio de generación eléctrica, conectando un motor de inducción como generador asíncrono, al cual se conectó un banco de condensadores de 10 y 20  $\mu$ F, permite la generación de pequeñas cantidades de energía eléctrica.

## RECOMENDACIONES

- Antes de la selección del generador se debe tomar en cuenta las revoluciones en el eje de la turbina, las revoluciones obtenidas de la turbina deben ser mayores a las revoluciones del generador.
- Debido a la tesis que se realizó fue construida para el laboratorio de hidráulica el caudal y presión utilizados no son suficientes para alcanzar el mejor rendimiento de las turbinas turgo y así poder obtener una mayor generación eléctrica.
- Para mejores resultados es preferible trabajar con generadores de 8 y 10 polos debido a que este tipo de generadores trabajan con un menor número de revoluciones.
- Una vez terminada la práctica se recomienda vaciar el tanque en su totalidad para que no se creen microorganismos que pueda deteriorar el tanque y proporcionar suciedad que ocasionara el mal funcionamiento de la bomba.
- Se recomienda que la construcción de la carcasa se debe realizar con medidas muy superiores a las de la turbina para evitar salpicaduras y fugas de agua.
- El incremento en el caudal implica un esfuerzo mayor al que se encontraría sometida la turbina y por ello surge la posibilidad de que los alabes sufran un deterioro mayor para las pruebas, para encarar esta posibilidad se recomienda construir un rodete en algún metal como pudiera ser aluminio o bronce, estos metales son trabajados comúnmente para realizar fundiciones.
- Antes de poner en funcionamiento el prototipo verificar que todas las tuercas y tornillos estén bien ajustados para así evitar problemas posteriores.
- Se puede continuar el proceso investigativo mediante una tesis que plantee mejorar el prototipo de la pico central mediante la implementación de sistemas electrónicos que permitan la automatización del prototipo.
- Se recomienda limpieza del prototipo para que sus componentes no se vayan a deteriorar.

## BIBLIOGRAFIA.

### Libros.

- GONZALEZ F. (1999). Generación Hidráulica. Guía de Estudio de la UNEFA Maracay – Venezuela.
- MATAIX CLAUDIO. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas (Segunda Edición). Madrid, España: Ediciones del Castillo, S.A.
- SANCHES TEODORO MASACHE LUIS, 1998. “Experiencias en ingeniería de bajos costos para micro centrales hidroeléctricas en el Perú”. Programa de Energía ITDG – Perú.

### Tesis.

- BENTACUR JURADO MARCELO. (2007). Diseño de un Modulo Interactivo de Generación Hidráulica de Energía Eléctrica. Universidad Tecnológica de Pereira, Facultad de Ingeniería Mecánica.
- PORRAS ORTIZ EDWIN RUBEN. (2010). Estudio en el Banco de Pruebas para Determinar la Potencia y Eficiencia de las turbinas Pelton y Francis. Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.
- VARGAS CRUZ MIGUEL ANGEL. (2010). Diseño y Construcción de un Prototipo de Generación Eléctrica Basado en una Micro Turbina Pelton. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Eléctrica.

### Manuales.

- Adriana Castro. Manual de Microcentrales Hidroeléctricas. Instituto para Diversificación y Ahorro de Energía. Madrid 2006.
- Manual de Picoturbinas. Una alternativa para el desarrollo rural/ ITDG programa de Energía de estructuras y servicios básicos. Lima - Perú. Teodoro Sánchez Campos.
- Turbinas Hidráulicas, José Aquera Soriano 2011.

**Sitios Web.**

- Turbina Turgo: [http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina\\_Turgo](http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_Turgo)
- Turbinas Hidráulicas: [http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina\\_Hidraulicas](http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_Hidraulicas)
- Red Latinoamericana de Micro Energía: <http://www.hidroered.com>
- (ITDG – Intermediate Technology Development Group): <http://www.itdg.org.pe>

# Anexos

Este capítulo se centrara en fotos de la construcción y montaje del prototipo de pico central hidráulica con turbinas tipo turgo.

Primero se construyeron los 2 rodetes turgo con diferente numero de alabes.



Turbina turgo de 16 alabes.



Turbina turgo de 12 alabes.

El último rodete turgo se lo construyo con el alabe mayor respecto al anterior y un número de 12 alabes.



Turbina turgo de 12 alabes.

Cabe recalcar que para esta investigación se construyeron tres rodets turgo con el propósito de comparar eficiencias entre ellas mediante pruebas y análisis efectuados.

Después de la construcción de los 3 rodets turgo se procedió a construir la carcasa con el fin general de cubrir y soportar las partes de la turbina, además que evita las salpicaduras de agua. En las turbinas Francis y Kaplan, por ejemplo tiene la forma de una espiral.



Vista de la carcasa para el rodete turgo.

Con la construcción de la carcasa se realizó la elaboración de los inyectores con válvula de aguja regulados manualmente para la turbina turgo para esta investigación se utilizará dos inyectores.



Inyectores con válvula de aguja.

Se construyó la estructura donde se montó el prototipo de la pila central.



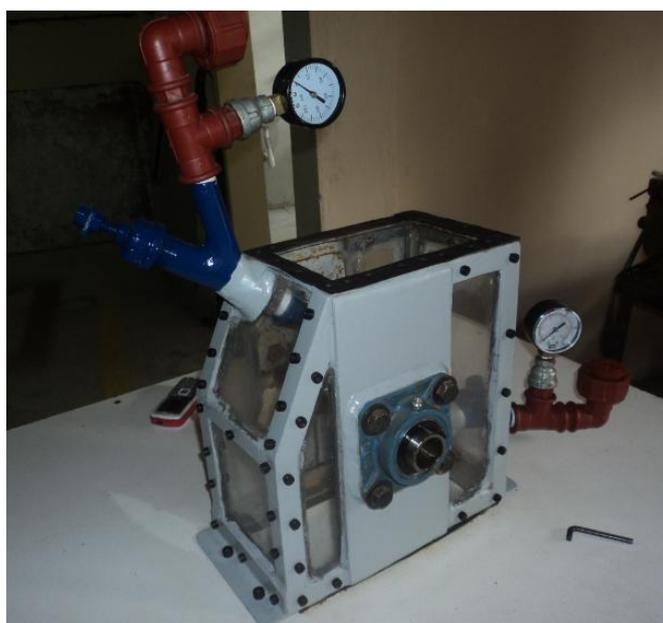
Estructura del prototipo.

Con la carcasa las turbinas y los inyectores se adaptó a la carcasa los inyectores que proyecta un chorro de agua inclinado respecto al plano del rodete en un ángulo de 20 a 30°.



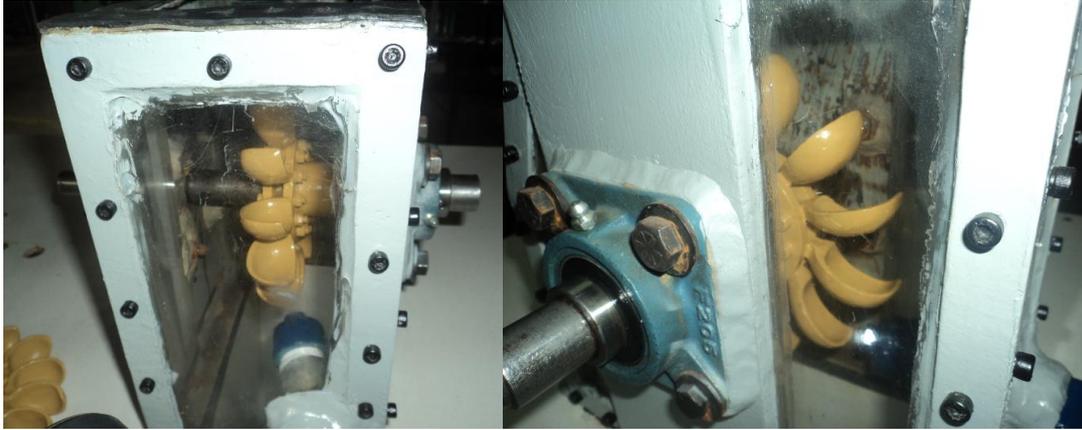
Montaje de los inyectores.

Se montó la carcasa en la estructura y en los inyectores se adaptaron los manómetros de medición de presión.



Vista de los inyectores con los manómetros de presión.

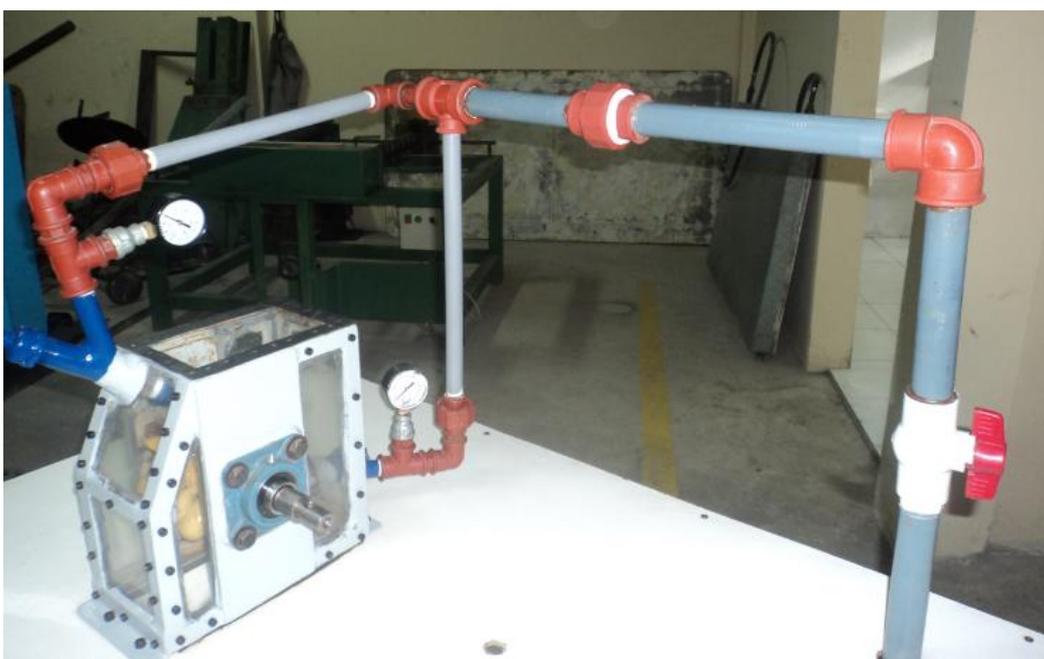
Luego se procedió a montar la turbina turgo como se puede observar en las siguientes imágenes.



Montaje del rodete turgo.

Montado las turbinas y los inyectores, se monto la tubería PVC por donde pasa el fluido proveniente de un tanque de almacenamiento de agua.





Vista del montaje de la tubería PVC.

Se procedió al montaje de la bomba el cual succionara el fluido que pasa por la tubería hasta la turbina, en este caso se utilizara dos bombas de 1 hp conectadas en serie con el

fin de obtener mayor presión a la salida de las mismas y a la entrada de los inyectores para así poder lograr una buena generación eléctrica.





Vista del montaje de las bombas.

Se midió las revoluciones de la turbina con el tacómetro la cual nos dio 2920 rpm con la turbina de 12 alabes con mayores dimensiones en las cazoletas, con la de 16 alabes obtuvimos 2900 rpm y por ultimo con la 12 alabes 2795 rpm.



Medición de las revoluciones con el tacómetro.

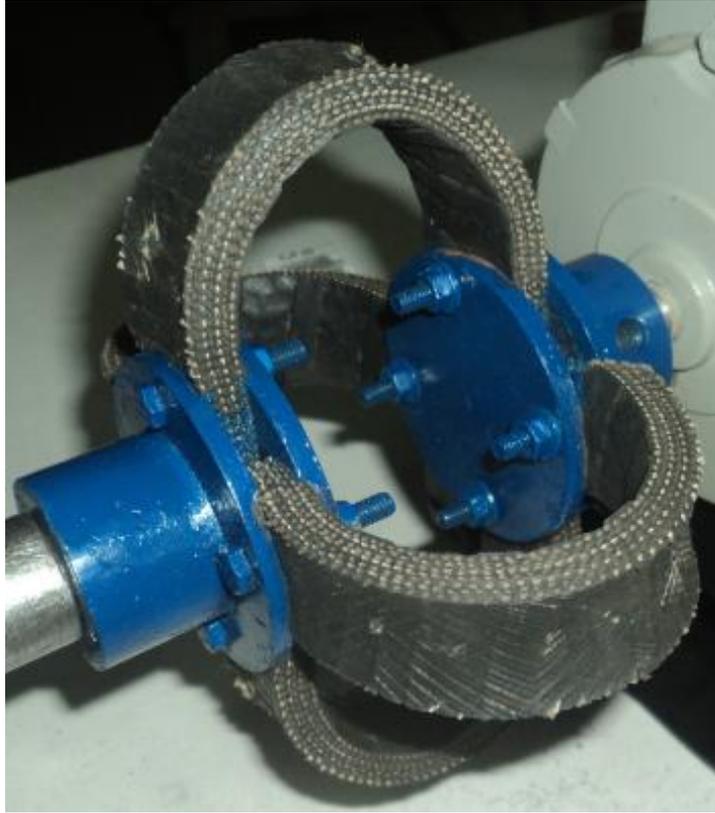
Obtenido las revoluciones de la turbina se procedió a seleccionar el generador, se debe tener en cuenta que las revoluciones del generador debe ser menor a las revoluciones de la turbina para así obtener la generación eléctrica.



Motor Trifásico de Inducción Jaula de Ardilla Trifásico de 0.5 hp y 1020 rpm

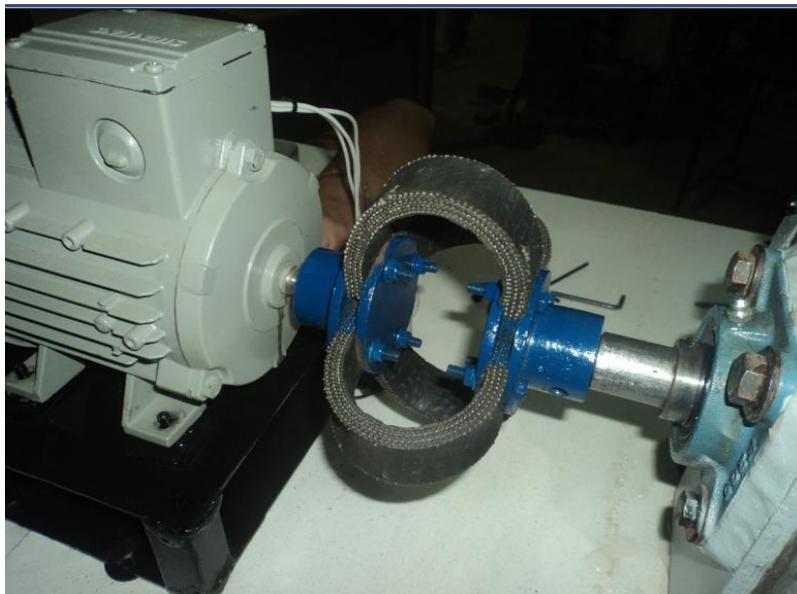
Se construyo el acople flexible el cual será el sistema de transmisión del prototipo.





Acople flexible.

Después se procedió al montaje del acople flexible entre el eje de la turbina y el generador.





Montaje del acople entre la turbina y generador.

Por último se monta la carga eléctrica, se conectaron 6 focos de 13 W en paralelo.





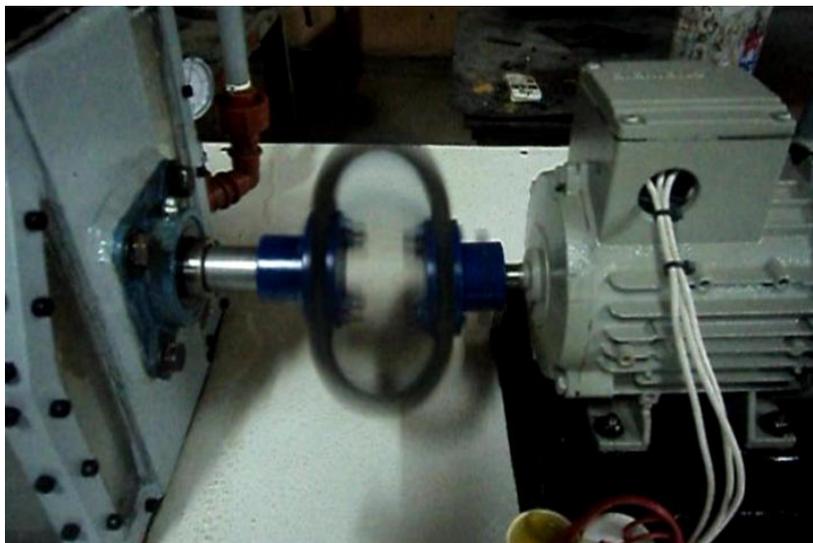
Vista de la carga eléctrica

En la siguiente imagen se puede ver una vista superior del prototipo de la pico central hidráulica



Vista superior del prototipo de la pico central hidráulica.

Una vez montado el prototipo de la pico central se la puso en funcionamiento la cual genero el mayor voltaje con la turbina de 12 alabes (mayores dimensiones en los alabes), 171 V en vacio y con carga 76,4 V.



Vista de la pico central en funcionamiento.



Medición del voltaje con el multímetro digital



Vista del funcionamiento de la pico central con carga eléctrica.

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**  
**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS**  
**NATURALES NO RENOVABLES**



**ANTEPROYECTO DE TESIS**

**TITULO:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA  
PICOCENTRAL HIDRÁULICA CON TURBINAS TIPO TURGO”**

**AUTORES:**

**CARLOS LUIS CONZA ZHINGRE**  
**DALTON PATRICIO SOTO AGUILERA**

**DIRECTOR:**

**ING. DARWIN GIOVANNY TAPIA PERALTA**

**LOJA – ECUADOR**

**2009**

**1. TEMA**

“Diseño y construcción de un prototipo de una picocentral hidráulica con turbinas tipo turgo”

**2. PROBLEMÁTICA**

**2.1 SITUACION PROBLEMÁTICA**

En la sociedad la creación de energía mediante las centrales Hidráulicas es de gran importancia ya que la energía se ha convertido en la base del funcionamiento de la mayoría de artefactos y materiales que sirven para la producción, iluminación, cocina, entretenimiento, entre muchas utilidades más que son base fundamental y que proporciona empleo a muchísimas personas en el mundo debido a que la maquinaria eléctrica debe ser operada manualmente en muchos casos.

En la Universidad Nacional de Loja la falta de un prototipo de una Pico Central Hidráulica con turbinas de tipo Turgo no permite que los estudiantes puedan acceder de una forma más detallada a tener el conocimiento acerca del funcionamiento de estas pico centrales que son de gran importancia dentro del desempeño de la creación de la energía que es muy necesario y de gran importancia debido a que se encuentra dentro de los planes a futuro en los cuales se pueden desempeñar los alumnos de la carrera de ingeniería Electromecánica.

Por esta razón nosotros hemos creído conveniente el diseño y la construcción de una pico central hidráulica con turbinas tipo Turgo la cual facilite el acceso de los alumnos de la carrera a conocer y aprender el manejo y los parámetros que permiten el funcionamiento de está para la generación de energía.

**2.2 PROBLEMA GENERAL DE INVESTIGACION**

Inexistencia de un prototipo de pico central hidráulica con turbinas tipo turgo que permita verificar la eficiencia energética y brindar conocimientos prácticos a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

## **2.3 DELIMITACION**

### **2.3.1 PROBLEMAS ESPECIFICOS**

- Falta de información sobre el funcionamiento de la pico central.
- Desconocimiento de un sistema de inyección óptimo que se adapte a la turbina.
- Falta de un prototipo de turbina tipo turgo.
- Inexistencia de un modelo de predicción que nos ayude a seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.

### **2.3.2 ESPACIO**

El presente proyecto se lo realizará en la ciudad de Loja, en la Universidad Nacional de Loja en el Área de la Energía, Industrias y Recursos Naturales no Renovables para la carrera de Ingeniería Electromecánica.

### **2.3.3 TIEMPO**

El tiempo que se va emplear para la realización de la investigación es de 12 meses.

### **2.3.4 Unidades de observación**

- Turbinas hidráulicas tipo turgo
- Generador (síncrono y asíncrono)
- Inyector
- Rodete
- Pico central hidráulica

## **3. JUSTIFICACION**

### **3.1 JUSTIFICACION**

La presente investigación tiene como objetivo el aplicar la teoría en la práctica, pues sentimos la necesidad como estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica identificarnos con nuestro medio y por ende colaborar al desarrollo de proyectos de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

Durante el desarrollo de nuestra investigación aplicaremos métodos que sean los más adecuados para solucionar problemas que se puedan presentar en la investigación y a la vez adquirir nuevos conocimientos que nos ayuden a nuestra formación profesional.

Que la información que se obtenga sirva para comentar, desarrollar o apoyar una teoría que también pueda sugerir ideas, recomendaciones e hipótesis a futuros estudios. Por lo tanto esperamos que nuestra exploración sea una fuente que ayude a resolver un problema práctico.

### **3.2 VIABILIDAD**

Para el desarrollo de esta investigación se cuenta con un tiempo considerable, facilidad de acceso en la zona investigativa, respaldo de las bibliografías, conocimientos teóricos adquiridos en los módulos, además se dispone de recursos económicos – humanos, y dado que el ingeniero electromecánico es competente en el campo eléctrico y mecánico y la problemática de investigación tiene que ver con lo que corresponde a un Ingeniero Electromecánico, el proyecto de investigación se considera viable.

Todos estos aspectos mencionados son particularmente importantes para efectuar la investigación

## **4. OBJETIVOS**

### **4.1 OBJETIVO GENERAL**

Realizar el análisis eficiente de la turbina tipo turgo para una pico central hidráulica en el Laboratorio de Energía y Fluidos del Área de Energía las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

### **4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Determinar los parámetros necesarios para el funcionamiento correcto de la pico central hidráulica.
- Determinar el sistema de inyección para un rendimiento óptimo de la turbina.
- Construir un prototipo de turbina tipo turgo y analizar su eficiencia.
- Realizar un modelo de predicción que permita obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbina tipo turgo eficientemente.

## **5. MARCO TEORICO**

## **CAPITULO II**

## MARCO TEORICO

### 1. Turbina

#### 2. *Tipos de turbinas*

#### 2.1. Turbinas térmicas

#### 2.2. Turbinas hidráulicas

##### 2.2.1. Ruedas hidráulicas

##### 2.2.2. Clasificación

##### **2.2.2.1. Turbinas de acción**

###### 2.2.2.1.1. Turbinas Pelton

###### 2.2.2.1.2. Turbinas de flujo cruzado o Michell-Banki

##### **2.2.2.2. Turbinas de reacción.**

###### 2.2.2.2.1. Turbinas Francis

###### 2.2.2.2.2. Turbinas Kaplan y de hélice

##### 2.2.3. Estudio general de las turbinas hidráulicas

###### 2.2.3.1. Movimiento del agua

###### 2.2.3.2. Pérdidas de carga

##### 2.2.4. Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes

##### 2.2.5. Ecuación fundamental de las turbinas rendimientos y potencias.

###### 2.2.5.1. Rendimiento máximo

###### 2.2.5.2. Numero de revoluciones del rodete

###### 2.2.5.3. Rendimientos hidráulico, volumétrico, orgánico y global

##### 2.2.6. Caudal

### 2. TURBINAS TURGO.

#### 2.1. Teoría del funcionamiento

#### 2.2. Micro turbina Turgo

### **3. CENTRAL HIDROELECTRICAS**

#### ***3.1. Aprovechamiento de la energía Hidráulica***

#### **3.2. Desvío del cauce de agua**

##### 3.2.1. Interceptación de la corriente de agua

#### ***3.3. Características de una central hidroeléctrica***

#### ***3.4. Tipos de Centrales Hidroeléctricas***

##### 3.4.1. Según su concepción arquitectónica

##### 3.4.2. Según su régimen de flujo

##### 3.4.3. Otros tipos de centrales hidroeléctricas

### **4. GENERADORES**

#### **4.1. Generador Síncrono.**

##### **4.1.1. Generador Síncrono de rotor cilíndrico.**

##### **4.1.2. Generador Síncrono de polos salientes.**

##### **4.1.3. Valores típicos de los parámetros de la maquina síncrona.**

##### **4.1.4. Zona segura de operación del generador síncrono.**

###### 4.1.4.1. Potencia mínima de la turbina

###### 4.1.4.2. Potencia máxima de la turbina

###### 4.1.4.3. Limite por corriente máxima del devanado de la armadura

###### 4.1.4.4. Limite por corriente mínima de excitación

## **4.2. Generador asíncrono o de inducción**

4.2.1. Introducción

4.2.2. Diagrama fasorial del generador de inducción

4.2.3. El generador de inducción autoexcitado

4.2.4. Consideraciones en la selección del tamaño del generador

4.2.5. Ventajas y desventajas del generador de inducción

## CAPITULO II

### MARCO TEORICO

#### 1. Turbina

Turbina es el nombre genérico que se da a la mayoría de las [turbomáquinas](#) motoras. Éstas son máquinas de fluido, a través de las cuales pasa un fluido en forma continua y este le entrega su energía a través de un rodete con paletas o [álabes](#).

Las turbinas constan de una o dos ruedas con paletas, denominadas rotor y estator, siendo la primera la que, impulsada por el fluido, arrastra el eje en el que se obtiene el movimiento de rotación.

El término turbina suele aplicarse también, por ser el componente principal, al conjunto de varias turbinas conectadas a un [generador](#) para la obtención de [energía eléctrica](#).

#### 2. *Tipos de turbinas*

Las turbinas, por ser [turbomáquinas](#), pueden clasificarse de acuerdo a los criterios expuestos en aquel artículo. Pero en el lenguaje común de las turbinas suele hablarse de dos subgrupos principales:

##### 2.1. Turbinas térmicas

Son aquéllas cuyo fluido de trabajo sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por la máquina.

Estas se suelen clasificar en dos subconjuntos distintos debido a sus diferencias fundamentales de diseño:

- Turbinas a vapor: su fluido de trabajo puede sufrir un cambio de fase durante su paso por el rodete; este es el caso de las turbinas a mercurio, que fueron populares en algún momento, y el de las turbinas a vapor de agua, que son las más comunes.
- Turbinas a gas: En este tipo de turbinas no se espera un cambio de fase del fluido durante su paso por el rodete.

También al hablar de turbinas térmicas, suele hablarse de los siguientes subgrupos:

- Turbinas a acción: en este tipo de turbinas el salto entálpico ocurre sólo en el estator, dándose la transferencia de energía sólo por acción del cambio de velocidad del fluido.

- Turbinas a reacción: el salto entálpico se realiza tanto en el rodete como en el estator, o posiblemente, sólo en rotor.

Igual de común es clasificar las turbinas por la presión existente en ellas en relación a otras turbinas dispuestas en el mismo grupo:

3. Turbinas de alta presión: son las más pequeñas de entre todas las etapas y son las primeras por donde entra el fluido de trabajo a la turbina.
4. Turbinas de media presión.
5. Turbinas de baja presión: Son las últimas de entre todas las etapas, son las más largas y ya no pueden ser más modeladas por la descripción euleriana de las turbomáquinas.

## 2.2. Turbinas hidráulicas

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

El **método analítico** se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.

El **método experimental**, se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.

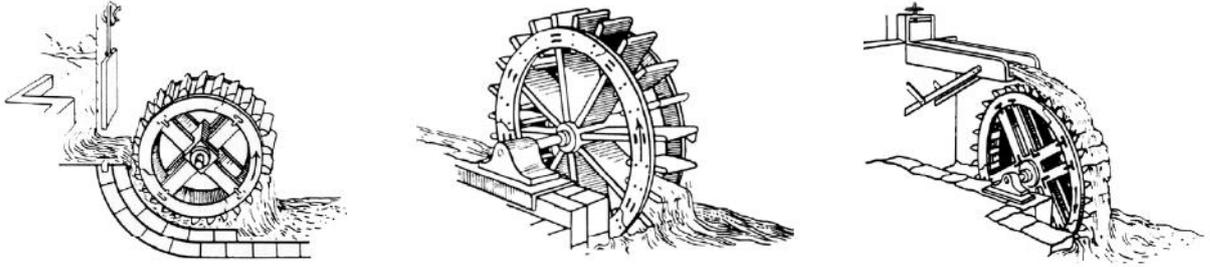
El **análisis dimensional** ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.

### 2.2.1. Ruedas hidráulicas

Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía del agua, cinética o potencial, en energía mecánica de rotación. En ellas, la energía potencial del

agua se transforma en energía mecánica, como se muestra en la Figura c, o bien, su energía cinética se transforma en energía mecánica, como se indica en las Figura a.b

Se clasifican en: {  
a) Ruedas movidas por el costado  
b) Ruedas movidas por debajo  
c) Ruedas movidas por arriba



Su diámetro decrece con la altura  $H$  del salto de agua. Los cangilones crecen con el caudal. Los rendimientos son del orden del 50% debido a la gran cantidad de engranajes intermedios. El número de rpm es de 4 a 8. Las potencias son bajas, y suelen variar entre 5 y 15 kW, siendo pequeñas si se las compara con las potencias de varios cientos de MW conseguidas en las turbinas.

## 2.2.2. Clasificación

Por ser turbomáquinas siguen la misma clasificación de estas, y pertenecen, obviamente, al subgrupo de las turbomáquinas hidráulicas y al subgrupo de las turbomáquinas motoras.

En el lenguaje común de las turbinas hidráulicas se suele hablar en función de las siguientes clasificaciones:

### 2.2.2.1. Turbinas de acción

Son aquellas en las que el fluido de trabajo no sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.

#### 2.2.2.1.1. Turbinas Pelton

##### Funcionamiento.

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre 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%.

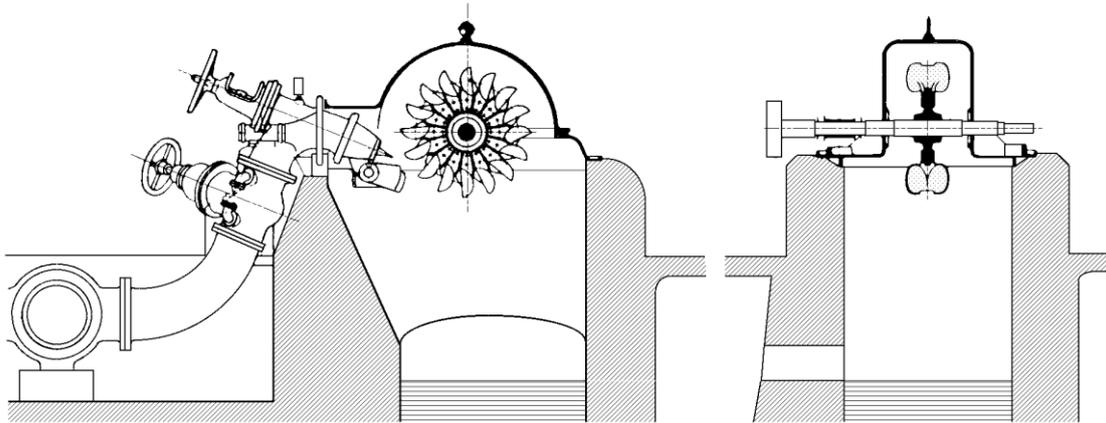


Fig 1. Turbina Pelton

**Cazoletas.-** En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180°, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros. El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

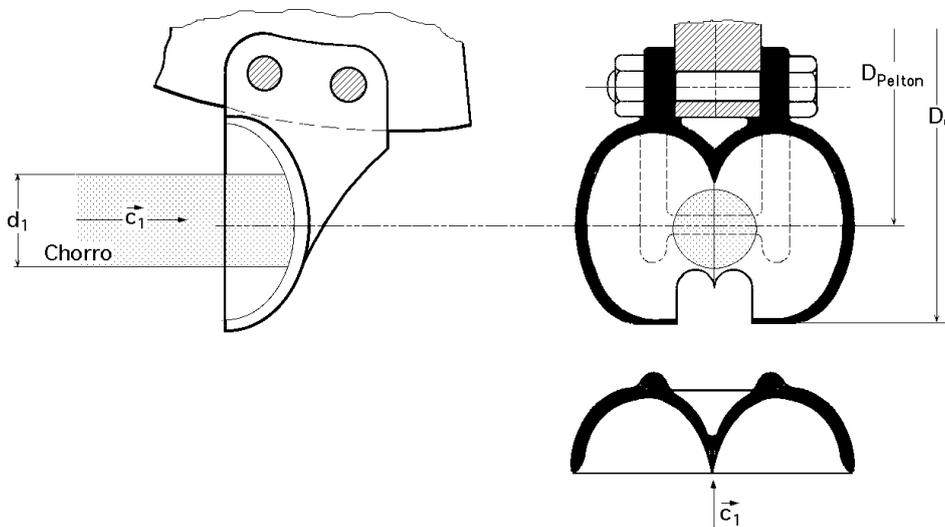


Figura 2. Forma de la cazoleta

**Inyector.-** El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro  $d$  se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire.

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera  $x$  de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada deflector, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina diámetro Pelton, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro del rodete.

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo  $30^\circ$ , saliendo el agua de las cucharas sin interferir al rodete.

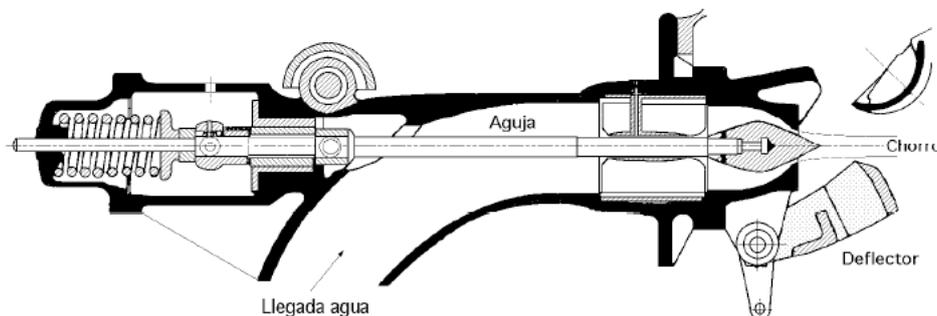


Figura 3. Inyector

Para un número superior de inyectores, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro  $d$  superior a 27 cm, por lo

que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.

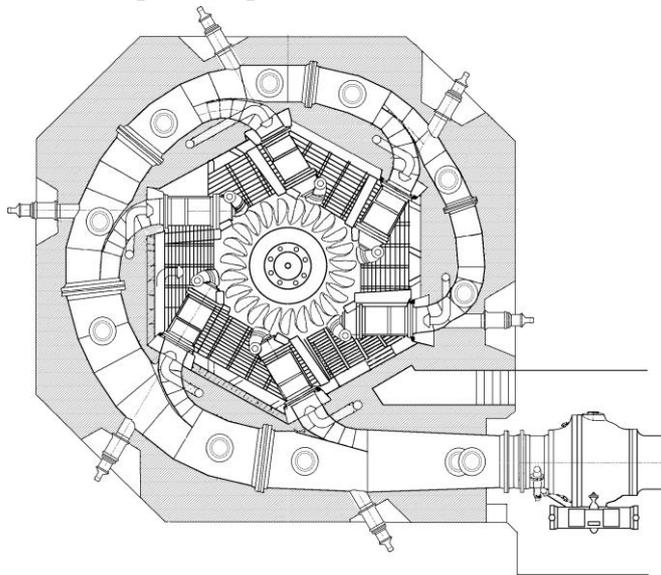


Figura 4. Turbina Pelton de 6 inyectores

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

### 2.2.2.1.2. Turbinas de flujo cruzado o Michell-Banki

Es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Basa sus ventajas fundamentalmente en un sencillo diseño y fácil construcción lo que la hace especialmente atractiva en el balance económico de un aprovechamiento en pequeña escala. No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW.

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un alabe ajustable.

Se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 20 l/seg y 10m<sup>3</sup>/seg) y una gama de saltos entre 1 y 200 m. su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene

casi constante cuando el caudal desciende hasta el 16% del nominal, y tiene un mínimo técnico inferior al 10% del caudal del diseño.

Fundamentalmente su aplicación se destina a la producción de energía, en pequeña escala, o en otros casos, su eje se acopla por correa a otros dispositivos mecánicos y la energía mecánica obtenida se utiliza directamente en trabajos de taller.

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por discos paralelos a los cuales van unidos los alabes curvados en forma de sector circular.

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular-circular. Este inyector es el que guía el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una cantidad determinada de alabes del mismo y que guía al agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

El agua como se ve en la figura 5 entra en la turbina a través de un distribuidor y pasa a través de la primera etapa de alabes de rodete, que funciona casi completamente sumergido (incluso con un cierto grado de reacción). Después de pasar por esta primera etapa el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa totalmente de acción. Este cambio de dirección no resulta fácil y da lugar a una serie de choques que son la causa de su bajo rendimiento nominal.

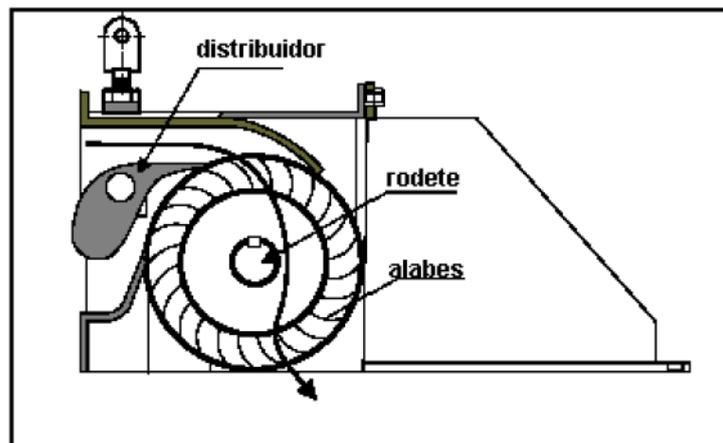


Figura 5.

Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70 % y en algunos casos hasta un 84 %.

### 2.2.2.2. Turbinas de reacción.

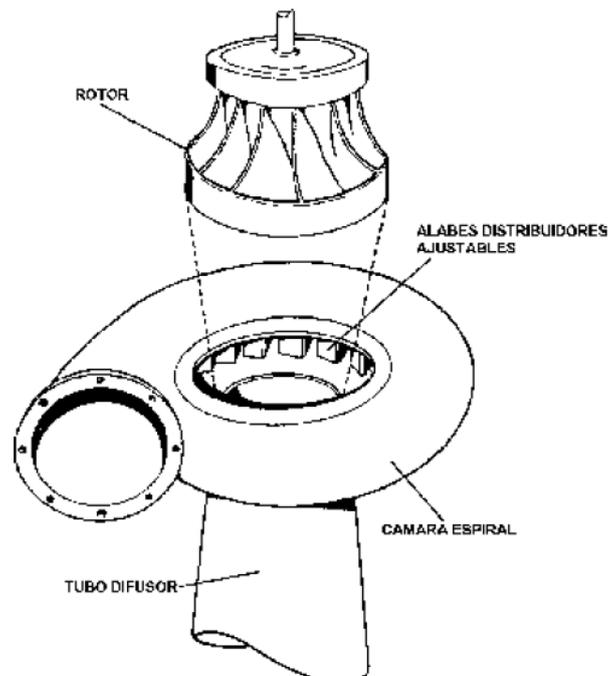
Son aquellas en las que el fluido de trabajo si sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.

Para clasificar a una turbina dentro de esta categoría se requiere calcular el grado de reacción de la misma. Las turbinas de acción aprovechan únicamente la velocidad del flujo de agua, mientras que las de reacción aprovechan además la pérdida de presión que se produce en su interior.

### 2.2.2.2.1. Turbinas Francis

Son turbinas de reacción de flujo radial y admisión total muy utilizados en saltos de altura media equipadas con un distribuidor de alabes regulables y un rodete de alabes fijos como se ve en la figura 6.

Los alabes distribuidores regulan el caudal que entra en el rodete y usualmente están conectados al sistema de regulación, el cual lleva el caudal, de la misma manera que el inyector en una turbina pelton. Cuando el caudal se reduce la eficiencia de la turbina disminuye. Estas características se observan en la figura 6.



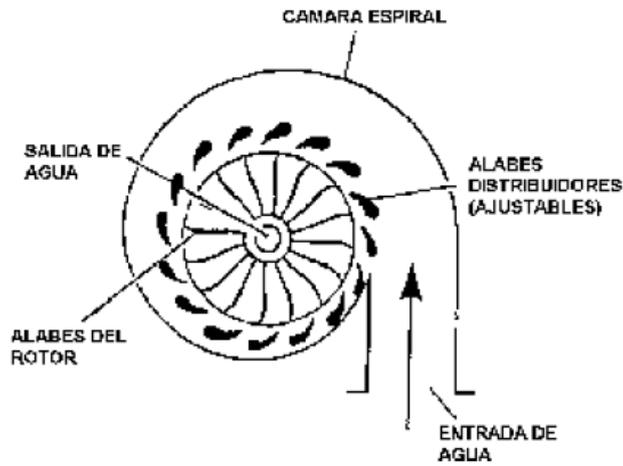


Figura 6.

En estas turbinas el agua se desplaza como encausada en una conducción, forzada pasando del distribuidor fijo al rodete móvil al que cede su energía, sin entrar, en ningún momento en contacto con la atmosfera. La figura 7 muestra una turbina Francis de eje horizontal en la que puede verse como los alabes distribuidores que regulan el caudal de agua que entra al rodete gira accionados mediante bielas accionadas por un anillo exterior que sincroniza su movimiento.

Destaca la importancia de la carcasa y su caracol, en contraste con la envoltura de una pelton.

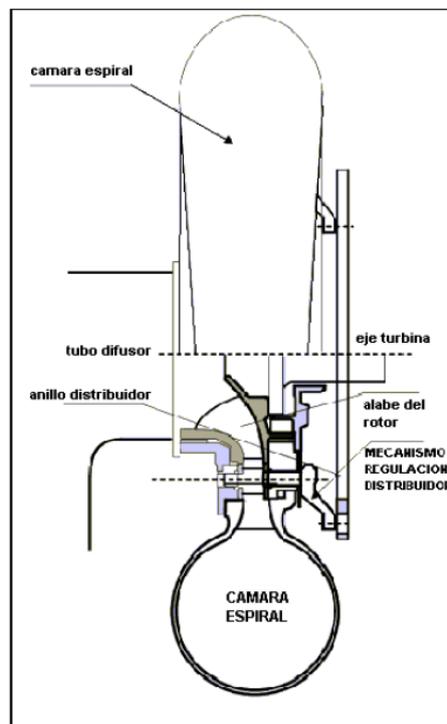


Figura 7.

### 2.2.2.2. Turbinas Kaplan y de hélice

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en algunas mini centrales hidráulicas, presentamos este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación. La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas  $ns$  mayores de 450, conduce a las turbinas hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con  $ns$  del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco; cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se las denomina turbinas Bulbo.

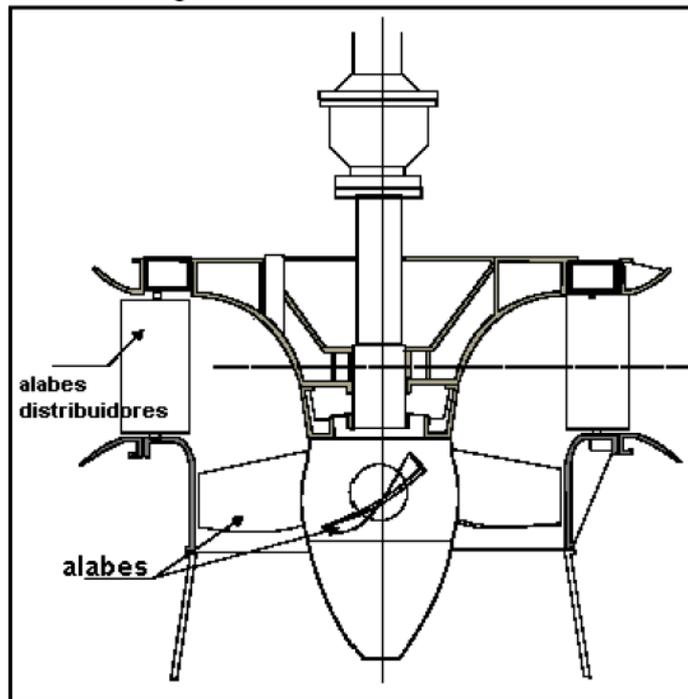


Figura 8. Turbinas Kaplan

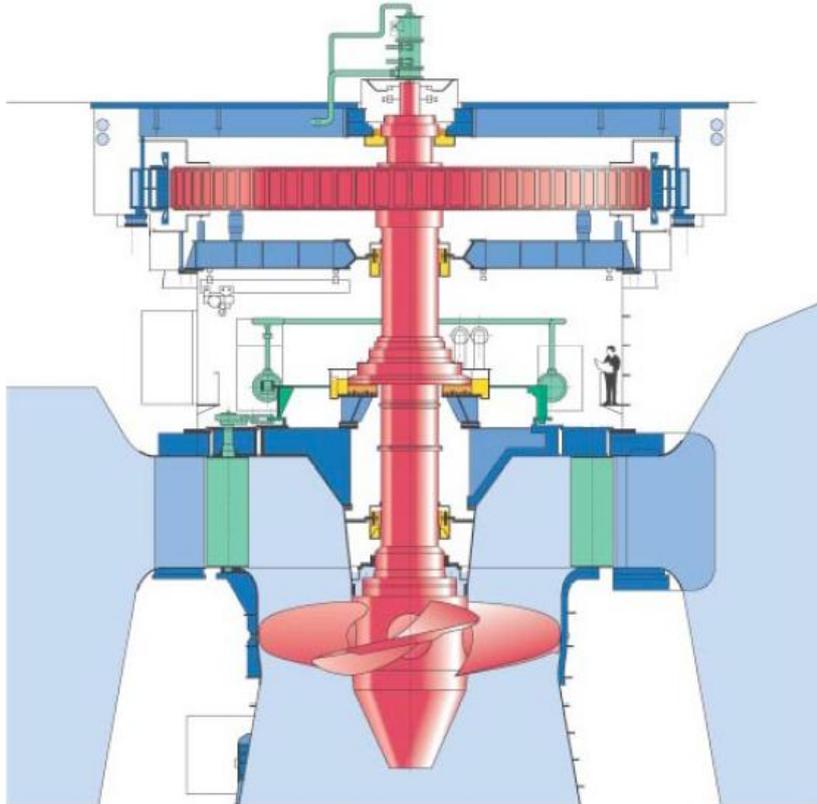


Figura 9. Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis, y se sitúan algo por encima del rodete.

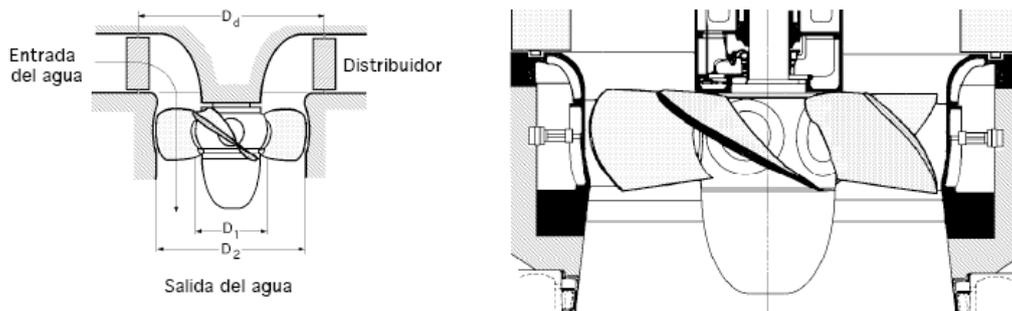


Figura 10. Rotor de una Turbina Kaplan

### 2.2.3. ESTUDIO GENERAL DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

#### 2.2.3.1. MOVIMIENTO DEL AGUA

Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, de la forma siguiente:

$\vec{u}$  es la velocidad tangencial o periférica de la rueda

$\vec{c}$  es la velocidad absoluta del agua

$\vec{w}$  es la velocidad relativa del agua

$\alpha$  es el ángulo que forma la velocidad  $\vec{u}$  con la velocidad  $\vec{c}$

$\beta$  es el ángulo que forma la velocidad  $\vec{u}$  con la velocidad  $\vec{w}$

*El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor*

*El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete*

*El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete*

*El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración*

El agua entra en el distribuidor con velocidad  $\mathbf{c0}$  y sale del mismo con velocidad  $\mathbf{c1}$ , encontrándose con el rodete que, si se considera en servicio normal de funcionamiento, se mueve ante ella con una velocidad tangencial  $\mathbf{u1}$ .

El agua que sale del distribuidor penetra en el rodete con velocidad absoluta  $\mathbf{c1}$  y ángulo  $\alpha1$ .

La velocidad relativa forma un ángulo  $\alpha1$  (ángulo del álabe a la entrada), con la velocidad periférica  $\mathbf{u1}$ ; la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento, tangente al mismo.

Puede suceder que el rodete inicie un aumento de la velocidad periférica  $\mathbf{u}$  de tal forma que la nueva velocidad  $\mathbf{u1}' > \mathbf{u1}$  sea la velocidad de embalamiento; en esta situación el agua golpearía contra la cara posterior de los álaves al desviarse la velocidad relativa  $\mathbf{w1}$  en relación con la tangente al álabe, y la fuerza tangencial se vería frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existe una velocidad límite de embalamiento tal que:  $u1' = (1,8 \div 2,2) u1$ , por lo que el rodete no aumenta indefinidamente su velocidad.

A la salida, el agua lo hace con una velocidad absoluta  $\mathbf{c2}$  siendo  $\mathbf{w2}$  y  $\mathbf{u2}$  las velocidades relativa y tangencial, respectivamente.

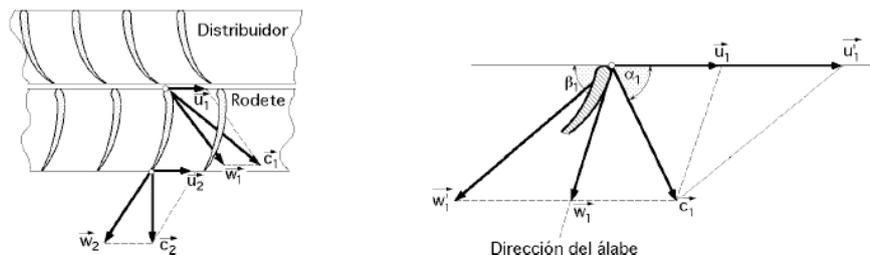


Figura 11. a) Nomenclatura de los triángulos de velocidades; b) Velocidad de embalamiento

### 2.2.3.2. PÉRDIDAS DE CARGA

Las pérdidas de carga que tienen lugar entre los niveles del embalse y el canal de desagüe, aguas abajo de la turbina, se pueden resumir en la siguiente forma, Figura 12.

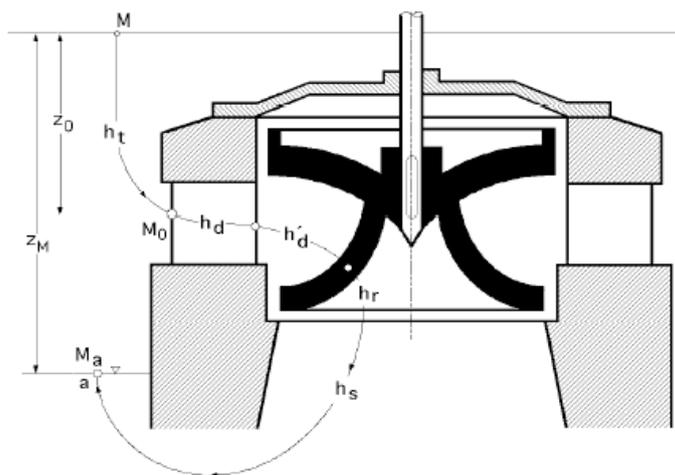


Figura 12. Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción

$h_t$  es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga (presa), hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable en las turbinas de cámara abierta; en cambio, en las turbinas de cámara cerrada, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes.

$h_d$  es la pérdida de carga en el distribuidor

$h_d'$  es la pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, sobre todo por choque a la entrada de la rueda

$h_r$  es la pérdida de carga en el rodete

$h_s$  es la pérdida de carga en el tubo de aspiración

$h_s'$  es la pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida; según Belanguer es de la forma:

$$h_s' = \frac{(c_3 - c_a)^2}{2g} = \{c_a \rightarrow 0\} \cong \frac{c_3^2}{2g}$$

La potencia efectiva  $H_{ef}$  es la energía hidráulica generada en la turbina y se calcula teniendo en cuenta la Figura 13; tomando como plano de referencia el AA', aplicando la

ecuación de Bernoulli a los puntos (1) y (2), e igualando ambas expresiones, se tiene:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Punto 1: } H = (H_s + H_r) + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t \\ \text{Punto 2: } H = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t \end{array} \right\} \Rightarrow H_{ef} = H_r + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - h_r$$

en la que  $H_{ef}$  interesa sea lo más elevada posible; los valores de  $c_1$  y  $c_2$  son teóricos

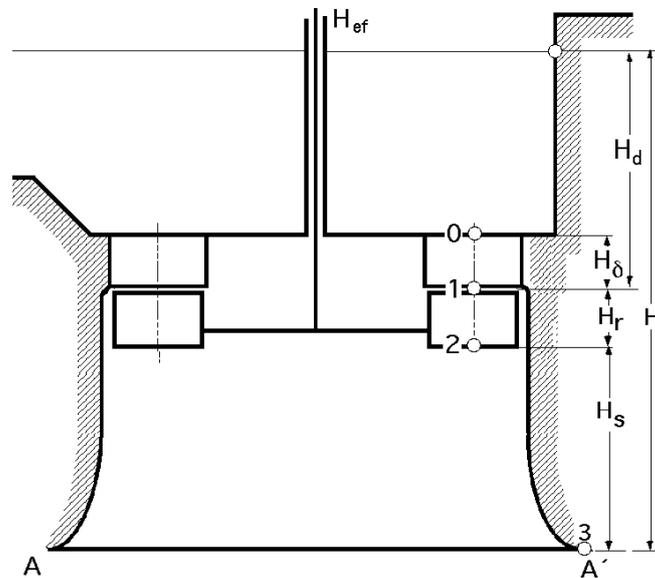


Figura 13.

Si no hay pérdidas mecánicas,  $N_{ef} = N$ , siendo  $N$  la potencia generada en la turbina. Las diferencias de presiones y velocidades:  $p_1 - p_2$ ;  $c_1^2 - c_2^2$ , deben ser grandes, para lo cual  $c_2$  y  $p_2$  deben tender a cero.

Se cumple que:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Turbinas de acción: } p_1 = p_2 \\ \text{Turbinas de reacción: } p_1 > 0 ; p_2 < 0 \end{array} \right.$

#### 2.2.4. FUERZA QUE EJERCE EL AGUA A SU PASO ENTRE LOS ÁLABES

Supondremos que el rotor se mueve con una velocidad periférica  $u$ ; el agua entra en el rodete con una velocidad relativa  $w_1$  y sale del mismo con una velocidad relativa  $w_2$  variando esta velocidad al paso por los álabes, por lo que existe una fuerza  $F$  que realiza esta operación acelerativa cuyas componentes son, figura 14

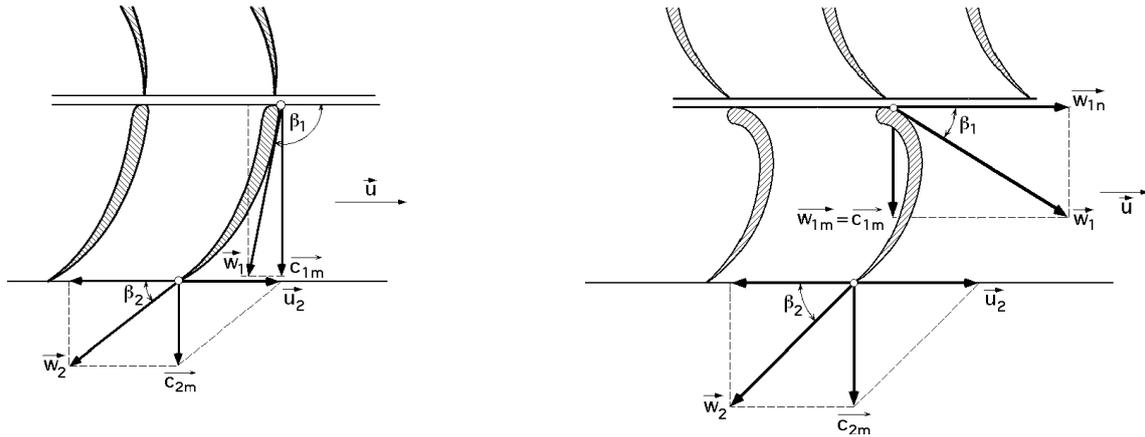


Figura 14. Movimiento del agua en las turbinas hidráulicas; triángulos de velocidades

$$X = m j_x = m \frac{\Delta w_n}{t} = \frac{G}{g} \Delta w_n = \frac{\gamma Q}{g} \Delta w_n = \frac{G(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g} = \frac{\gamma Q (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g}$$

$$Y = m j_y = m \frac{\Delta w_m}{t} = \frac{G}{g} \Delta w_m = \frac{\gamma Q}{g} \Delta w_m = \frac{G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)}{g} = \frac{\gamma Q (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)}{g}$$

siendo G el gasto en kg/seg y Q el caudal en m3/seg.

Fuerza F originada por la aceleración:  $F = \sqrt{X^2 + Y^2} =$

$$= \frac{G \sqrt{(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)^2 + (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)^2}}{g} = \frac{G \sqrt{w_1^2 + w_2^2 - 2 w_1 w_2 \cos (\beta_1 - \beta_2)}}{g}$$

La potencia efectiva es:  $N_{ef} = X u = \frac{G u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g} = \frac{\gamma Q u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g}$

que sirve para cualquier tipo de turbina.

En la turbina de reacción la potencia se genera a causa de la variación de la presión entre la entrada y la salida, teniendo lugar una aceleración de  $w_1$  a  $w_2 \Rightarrow w_2 > w_1$ .

En la turbina de acción el agua circula libremente en las cazoletas, produciéndose un frenado por lo que  $w_2 < w_1$ , siendo la velocidad de salida:  $w_2 = \psi w_1$ , con ( $\psi < 1$ ).

### 2.2.5. ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBINAS RENDIMIENTOS Y POTENCIAS.

Para determinar la ecuación fundamental de las turbinas, (y en general para cualquier turbomáquina), considerando los puntos (1) y (2), se tiene:

$$\left. \begin{aligned} H &= H_s + H_r + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t \\ H &= H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Igualándolas}} \begin{cases} H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r - h_r \text{ (con pérdidas)} \\ H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r \text{ (sin pérdidas)} \end{cases}$$

y aplicando el Teorema de Bernoulli al fluido en rotación entre (1) y (2), y como ( $z_1 - z_2 = H_r$ ), se obtiene la energía de presión en el rodete, en la forma:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_r \Rightarrow \frac{p_1}{\gamma} + H_r + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_r$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \begin{cases} \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - H_r \text{ (sin pérdidas)} \\ \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - (H_r - h_r) \text{ (con pérdidas)} \end{cases}$$

La ecuación fundamental de las turbinas, queda en la forma:

$$H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \left| \begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \right| = \frac{c_1u_1 \cos \alpha_1 - c_2u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{c_{1n}u_1 - c_{2n}u_2}{g} = \eta_{hid} H_n \Rightarrow \eta_{hid} = \frac{c_{1n}u_1 - c_{2n}u_2}{g H_n}$$

El rendimiento hidráulico de la turbina en función de los coeficientes óptimos de velocidad, suponiendo una entrada en la rueda sin choque, viene dado por:

$$\eta_{hid} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H_n} = \left| \begin{aligned} u_1 &= \xi_1 \sqrt{2g H_n} ; & u_2 &= \xi_2 \sqrt{2g H_n} \\ c_{1n} &= \mu_1 \sqrt{2g H_n} ; & c_{2n} &= \mu_2 \sqrt{2g H_n} \end{aligned} \right| = 2 (\xi_1 \mu_1 - \xi_2 \mu_2)$$

Para turbinas helicoidales, Kaplan, hélice, bulbo, etc, se tiene,  $\xi_1 = \xi_2 \Rightarrow \eta_{hid} = 2 \xi_1 (\mu_1 - \mu_2)$

Para una turbina Pelton:  $\begin{cases} c_1 = c_{1n} \Rightarrow \mu_1 = \varphi_1 \\ c_2 = c_{2n} \Rightarrow \mu_2 = \varphi_2 \end{cases} \Rightarrow \eta_{hid} = 2 \xi_1 (\varphi_1 - \varphi_2)$

Para que dos turbinas tengan el mismo rendimiento hidráulico, basta que tengan iguales

sus coeficientes óptimos de velocidad, con lo que a su vez tendrán semejantes los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida.

$$\text{Grado de reacción: } 1 - \sigma = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 g H_n} = \varphi_1^2 - \varphi_2^2$$

**2.2.5.1. RENDIMIENTO MÁXIMO**

Para que el rendimiento hidráulico de la turbina sea máximo, interesa que lo sea  $H_{ef}$ , lo que sucede cuando  $\alpha_2 = 90^\circ$ , por lo que las direcciones  $u_2$  y  $c_2$  tienen que ser sensiblemente perpendiculares.

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 g H_n} = \left| H_n = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g \eta_{hid_{m\acute{a}x}}} \right| = \varphi_1 \sqrt{2 \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1}{\eta_{hid_{m\acute{a}x}}} } \Rightarrow \frac{c_1}{u_1} \Big|_{\eta_{hid_{m\acute{a}x}} = \frac{2 \varphi_1^2 \cos \alpha_1}{\eta_{hid_{m\acute{a}x}}}$$

$$\frac{u_1}{c_1} \Big|_{\eta_{hid_{m\acute{a}x}} = \frac{\eta_{hid_{m\acute{a}x}}}{2 \varphi_1^2 \cos \alpha_1} = \frac{\eta_{hid_{m\acute{a}x}}}{2 \{(1 - \sigma) - \varphi_2^2\} \cos \alpha_1}$$

**2.2.5.2. NUMERO DE REVOLUCIONES DEL RODETE**

En condiciones de rendimiento máximo el número de r.p.m. del rodete es:

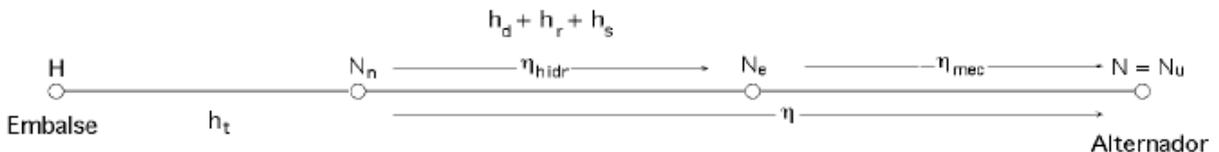
$$u_1 = \frac{\eta_{hid_{m\acute{a}x}} H_n g}{c_1 \cos \alpha_1} = \left| c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 g H_n} \right| = \frac{\eta_{hid_{m\acute{a}x}} H_n g}{\varphi_1 \sqrt{2 g H_n} \cos \alpha_1} = \frac{\sqrt{2 g H_n} \eta_{hid_{m\acute{a}x}}}{2 \varphi_1 \cos \alpha_1} = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$n = \frac{60 \sqrt{2 g H_n} \eta_{hid_{m\acute{a}x}}}{2 \pi D_1 \varphi_1 \cos \alpha_1} = \frac{30 \sqrt{2 g} \eta_{hid_{m\acute{a}x}}}{\pi \varphi_1 \cos \alpha_1} \frac{\sqrt{H_n}}{D_1} = n_s^* \frac{\sqrt{H_n}}{D_1}$$

siendo:  $n_s^* = n$ , para:  $D_1 = 1$  m y  $H_n = 1$  m.

**2.2.5.3. RENDIMIENTOS HIDRÁULICO, VOLUMÉTRICO, ORGÁNICO Y GLOBAL**

En las turbinas hidráulicas, las pérdidas se pueden clasificar en la siguiente forma:



**a) Pérdidas de carga** debidas al frotamiento del agua en la turbina (distribuidor y rodete), movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes; las pérdidas

que hasta este momento se han considerado son de este tipo, y a ellas corresponde el rendimiento hidráulico de la forma:

$$\eta_{hid} = \frac{N_{ef}}{N_n} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H_n}$$

**b) Pérdidas de caudal q** debidas a las fugas entre el estator (distribuidor), y la rueda móvil, a las que corresponde el rendimiento volumétrico:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{rodete}}{Q_{distribuidor}} = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q - q}{Q} > 0,95$$

**c) Pérdidas por rozamiento mecánico**, en los órganos de transmisión tales como cojinetes y pivotes, por ventilación y por arrastre de los aparatos auxiliares como taquímetros, bombas de aceite, etc., correspondiendo a estas pérdidas el rendimiento orgánico o mecánico (pérdidas mecánicas):

$$\eta_{org} = \frac{N}{N_e} = \frac{N_e - N_{roz\ mec}}{N_e}$$

en la que la potencia útil, o potencia al freno, es igual a la potencia efectiva menos las pérdidas de potencia por rozamiento mecánico.

La potencia útil es la potencia que se tiene en el eje, a la salida de la turbina:

$$N = N_{ef} \eta_{mec} = \left| \eta_{hid} = \frac{N_{ef}}{N_n} \right| = N_n \eta_{hid} \eta_{mec} = \gamma Q H_n \eta_{hid} \eta_{mec} = \gamma Q H_n \eta$$

*La potencia generada en la turbina es:*  $N_{ef} = \gamma Q H_n \eta_{hid} = \gamma Q_r H_{ef}$

$$\text{Otros rendimientos manométricos son: } \begin{cases} \text{De la instalación: } \eta_{hid\ inst} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H} \\ \text{Del rodete: } \eta_{hid\ rod} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g (H_{ef} + h_r)} \end{cases}$$

## 2.2.6. CAUDAL

Si  $Q$  es el caudal que circula por el distribuidor,  $Q_r$  el que circula por la rueda y  $\Omega_d$  es la sección transversal del compartimento entre álabes a la salida del distribuidor, el valor de  $Q$  es:

$$Q = \mu_d \Omega_d c_1 = \mu_d \Omega_d \sqrt{2 g \left( H_d - \frac{P_1 - P_{atm}}{\gamma} \right)}$$

siendo  $\mu_d$  el coeficiente de contracción del agua para esta sección.

El caudal  $Q_r$  que circula por el rodete es:  $Q_r = Q - q$ , siendo  $q$  el caudal que se pierde por fugas en los intersticios existentes entre el distribuidor y el rodete; con esta matización se tiene que el caudal entrante en la rueda es el mismo que sale, es decir  $Q_E = Q_S$ , obteniéndose:

$$\left. \begin{array}{l} \text{A la entrada: } Q_E = Q - q = \mu_1 \Omega_1 w_1 \\ \text{A la salida: } Q_S = Q - q = \mu_2 \Omega_2 w_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \mu_d \Omega_d c_1 = \mu_1 \Omega_1 w_1 = \mu_2 \Omega_2 w_2 \Rightarrow w_2 = \frac{\mu_d \Omega_d c_1}{\mu_2 \Omega_2}$$

y la ecuación fundamental queda en la forma:

$$\begin{aligned} g H_n \eta_{hid} = c_1 u_1 \cos \alpha_1 &= \left| u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} = \{u_2 = w_2 \cos \beta_2\} = w_2 \cos \beta_2 \frac{D_1}{D_2} \right| = \\ &= c_1 w_2 \cos \beta_2 \frac{D_1}{D_2} \cos \alpha_1 = \left| w_2 = \frac{\mu_d \Omega_d c_1}{\mu_2 \Omega_2} \right| = c_1^2 \frac{\mu_d \Omega_d}{\mu_2 \Omega_2} \frac{D_1}{D_2} \cos \alpha_1 \cos \beta_2 \end{aligned}$$

y como prácticamente  $\alpha_1$  y  $\beta_2$  están próximos a  $0^\circ$  y  $180^\circ$ , respectivamente, se pueden hacer (en valor absoluto) las siguientes aproximaciones:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{hid} \cong \cos \beta_2 \cos \alpha_1 \\ \frac{\mu_d}{\mu_2} \cong 1 \end{array} \right\} \Rightarrow g H_n = c_1^2 \frac{\Omega_d}{\Omega_2} \frac{D_1}{D_2} = 2 g H_n (1 - \sigma) \frac{\Omega_d}{\Omega_2} \frac{D_1}{D_2} \Rightarrow \frac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2 (1 - \sigma) \frac{D_1}{D_2}$$

que proporciona una relación aproximada entre las secciones y el grado de reacción  $\sigma$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Si la turbina es de tipo hélice: } D_1 = D_2 \Rightarrow \frac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2 (1 - \sigma) \\ \text{Si la turbina es de acción: } \sigma = 0 \Rightarrow \frac{\Omega_2}{\Omega_d} = 2 \frac{D_1}{D_2} \end{array} \right.$$

Suponiendo que el ancho del canal de paso entre los álabes del distribuidor es  $a$  y la altura de los álabes  $b$ , siendo  $Z$  el numero de éstos, el caudal viene dado por:  $Q = a b Z c_1$ .

## 2. TURBINAS TURGO.

La turbina Turgo es una [turbina hidráulica](#) de impulso diseñada para saltos de desnivel medio.

Fue desarrollada por la compañía Gilkes en [1919](#) a partir de una modificación de la [turbina Pelton](#); la Turgo tiene varias ventajas sobre la [turbina Francis](#) y la Pelton en determinadas aplicaciones.

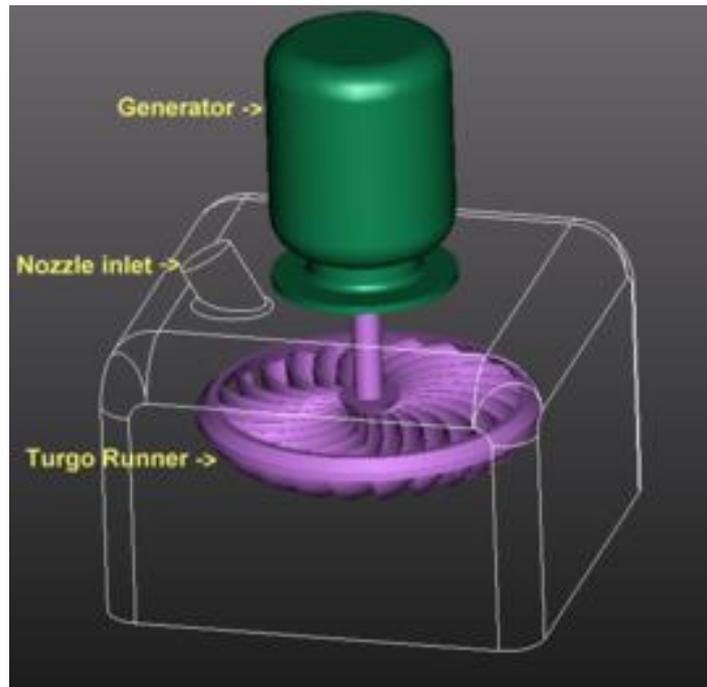


Figura 15. Esquema de una turbina Turgo con su correspondiente generador en la parte superior.

En primer lugar, el rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton. En segundo lugar no necesita una carcasa hermética como la Francis. En tercer lugar tiene una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo

diámetro que una turbina Pelton, conllevando por tanto una reducción del coste del generador y de la instalación.

Las Turgo operan en un campo de desniveles en el que se solapan las turbinas Francis y Pelton. Aunque existen muchas instalaciones grandes con turbinas Turgo, estas se utilizan más en instalaciones hidráulicas pequeñas en las que es importante el bajo coste.

### ***2.1 Teoría del funcionamiento***

La turbina Turgo es una turbina de tipo impulso. El agua no cambia de presión cuando pasa a través de los álabes de la turbina. La [energía potencial](#) del agua se convierte en [energía cinética](#) en la [tobera](#) de entrada o inyector. El chorro de agua a alta velocidad se dirige contra los álabes de la turbina que lo desvían e invierten el flujo. El impulso resultante hace girar el rodete de la turbina, comunicando la energía al eje de la turbina. Finalmente el agua sale con muy poca energía. Los rodetes de una turbina Turgo pueden tener un rendimiento por encima del 90%.

El rodete de una Turgo se parece a un rodete Pelton partido por la mitad. Para la misma potencia, el rodete Turgo tiene la mitad del diámetro que el de un rodete Pelton y dobla la velocidad específica. El turgo puede manejar un mayor flujo de agua que el pelton debido a que el agua que sale no interfiere con las paletas adyacentes.

La velocidad específica de los rodetes Turgo se encuentra situada entre la de las turbinas Francis y Pelton. Se pueden usar una o varias toberas o inyectores. Incrementando el número de inyectores se incrementa la velocidad específica del rodete en la raíz cuadrada del número de chorros (cuatro chorros rinden dos veces la velocidad específica de un chorro para la misma turbina).

### **2.2. Micro turbina Turgo**

Es una turbina con una acción parecida a la Pelton y es apta para saltos de 30 a 300 m. Los constructores la aconsejan para enclaves con importantes variaciones de flujo de agua y aguas turbias.

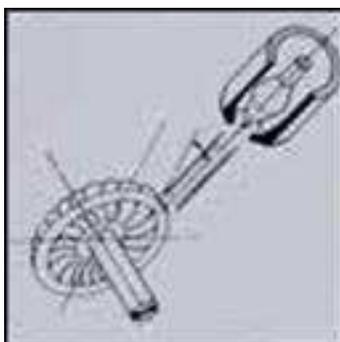


Figura 16.

### 3. CENTRAL HIDROELECTRICAS

Una **central hidroeléctrica** es aquella que utiliza [energía hidráulica](#) para la [generación de energía eléctrica](#). Son el resultado actual de la evolución de los antiguos [molinos](#) que aprovechaban la corriente de los ríos para mover una rueda.

En general estas centrales aprovechan la [energía potencial](#) que posee la masa de agua de un [cauce natural](#) en virtud de un desnivel, también conocido como *salto geodésico*. El agua en su caída entre dos niveles del cauce se hace pasar por una [turbina hidráulica](#) la cual transmite la energía a un [alternador](#) en cual la convierte en [energía eléctrica](#).

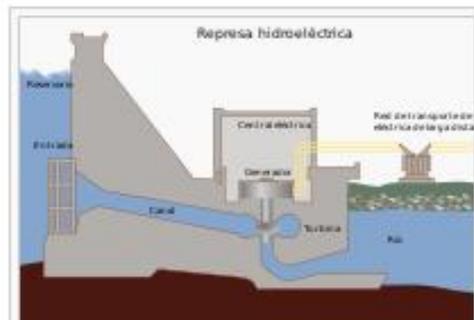


Figura 17.

#### 3.1. Aprovechamiento de la energía Hidráulica

La energía hidráulica es puesta a disposición por la naturaleza gracias al [Ciclo hidrológico](#), el cual es monitorizado por la energía solar, comenzando por la evaporación de diversas masas de agua y culminando con la [precipitación](#). Los cauces de agua presentan dos formas fácilmente aprovechables de energía:

- La [energía potencial gravitatoria](#), la cual se obtiene en virtud de un salto geodésico y puede superar los 3.000 J/Kg para más de 300 m de desnivel.

- La [energía cinética](#), la cual es despreciable en comparación con la potencial, ya que en los ríos en general el fluido no supera velocidades de 5 m/s. <sup>[1]</sup>

Las formas más frecuentemente utilizadas para explotar esta energía:

### 3.2. Desvío del cauce de agua

El principio fundamental de esta forma de aprovechamiento hidráulico de los ríos se basa en el hecho de que la velocidad del flujo de estos es básicamente constante a lo largo de su cauce, el cual siempre es cuesta abajo. Este hecho revela que la energía potencial no es íntegramente convertida en cinética como sucede en el caso de una masa en caída libre, la cual se acelera, sino que ésta es invertida en las llamadas pérdidas, es decir, la energía potencial se "pierde" en vencer las fuerzas de fricción con el suelo, en el transporte de partículas, en formar remolinos, etc. Entonces esta energía potencial podría ser aprovechada si se pueden evitar las llamadas pérdidas y hacer pasar al agua a través de una turbina. El conjunto de obras que permiten el aprovechamiento ya descrito reciben el nombre de central hidroeléctrica.

Por otro lado la energía el balance de energía arriba descrito puede ser ilustrado mejor a través del [principio de Bernoulli](#) en su forma energética aplicado entre dos secciones cualesquiera de un cauce de agua:

Donde:

- Los subíndices 1 y 2 indican las respectivas secciones del cauce de agua.
- $c$  es la velocidad media del cauce.
- $p$  es la presión.
- $z$  es la altura respecto alguna referencia.
- $h_f$  son las pérdidas de energía causadas por la fricción.

En un cauce cualquiera la experiencia nos dice que en general se puede afirmar que  $c_1 = c_2$ , igualmente como los cauces de agua siempre se encuentran en contacto con la [atmósfera](#) y su gradiente de presión hidrostática es muy pequeño, la presión es igual en ambas secciones:  $p_1 = p_2$ , así vemos que toda la energía potencial es disipada:

$$z_1 - z_2 = h_f$$

La diferencia del alturas  $z_1 - z_2$  es llamada salto geodésico, y se le designa el símbolo  $H_0$ .

### 3.2.1. Intercepción de la corriente de agua

Este método consiste en la construcción de una [presa](#) que retenga el cauce de agua causando un aumento del nivel del río en su parte anterior a la presa, el cual podría eventualmente convertirse en un [embalse](#). El dique establece una corriente no uniforme y modifica la forma de la superficie libre del río antes y después de éste que toman forma de las llamadas curvas de remanso. El establecimiento de las curvas de remanso determina un nuevo salto geodésico aprovechable  $H_0$ .

### 3.3. Características de una central hidroeléctrica

Las dos características principales de una central hidroeléctrica, desde el punto de vista de su capacidad de generación de electricidad son:

- La potencia, que es función del desnivel existente entre el nivel medio del embalse y el nivel medio de las aguas debajo de la central, y del caudal máximo turbinable, además de las características de la turbina y del generador.
- La energía garantizada, en un lapso de tiempo determinado, generalmente un año, que está en función del volumen útil del embalse, y de la potencia instalada.

La potencia de una central puede variar desde unos pocos MW (megavatios), como en el caso de las minicentrales hidroeléctricas, hasta 14.000 MW como en Paraguay y Brasil donde se encuentra la segunda mayor central hidroeléctrica del mundo (la mayor es la Presa de las Tres Gargantas, en China, con una potencia de 22.500 MW), la Itaipú que tiene 20 turbinas de 700 MW cada una. Cada turbina suele tener unas 20 pulgadas de longitud con un perímetro de 40 cm.

### 3.4. Tipos de Centrales Hidroeléctricas

#### 3.4.1. Según su concepción arquitectónica

- Centrales al aire libre, al pie de la presa, o relativamente alejadas de esta, y conectadas por medio de una tubería en presión.
- Centrales en caverna, generalmente conectadas al embalse por medio de túneles, tuberías en presión, o por la combinación de ambas.

#### 3.4.2. Según su régimen de flujo

- **Centrales a filo de agua servida.**

También denominadas centrales de agua fluyente o de pasada, utilizan parte del flujo de un río para generar energía eléctrica. Operan en forma continua porque no tienen capacidad para almacenar agua, no disponen de embalse. Turbinan el agua disponible en el momento, limitadamente a la capacidad instalada. En estos casos las turbinas pueden

ser de eje vertical, cuando el río tiene una pendiente fuerte u horizontal cuando la pendiente del río es baja.

- **Centrales de embalse.**

Es el tipo más frecuente de central hidroeléctrica. Utilizan un embalse para reservar agua e ir graduando el agua que pasa por la turbina. Es posible generar energía durante todo el año si se dispone de reservas suficientes. Requieren una inversión mayor.

- **Centrales de acumulación por bombeo**

Se trata de un tipo de central que solo genera energía en horas punta y la consume en horas valle (noches y fines de semana), mediante un grupo electromecánico de bombeo y generación. Justifican su existencia para hacer frente a variaciones de demanda energética en horas determinadas. Distinguimos tres tipos; centrales puras de acumulación, centrales mixtas de acumulación y centrales de acumulación por bombeo diferencial.

### 3.4.3. Otros tipos de centrales hidroeléctricas

- **Centrales mareomotrices**

Utilizan el flujo y reflujo de las [mareas](#). Pueden ser ventajosas en zonas costeras donde la amplitud de la marea es amplia, y las condiciones morfológicas de la costa permiten la construcción de una presa que corta la entrada y salida de la marea en una [bahía](#). Se genera energía tanto en el momento del llenado como en el momento del vaciado de la bahía.

- **Centrales mareomotrices sumergidas.**

Utilizan la energía de las [corrientes submarinas](#). En [2002](#), en [Gran Bretaña](#) se implementó la primera de estas centrales a nivel experimental.

- **Centrales que aprovechan el movimiento de las olas.**

Este tipo de central es objeto de investigación desde la década de los 80. A inicios de agosto de [1995](#), el "Ocean Swell Powered Renewable Energy (OSPREY)" construyó la primera central que utiliza la energía de las olas en el norte de [Escocia](#). La potencia de esta central es de 2 MW. Lamentablemente fue destruida un mes más tarde por un temporal.

Los tipos de turbinas que hay son Francis, Turgo, Kaplan y Pelton. Para la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica.

## 4. GENERADORES

Existen dos tipos de generadores, los síncronos y los asíncronos o de inducción, ambos son empleados en micro centrales hidráulicas con un aceptable grado de confiabilidad y calidad de energía.

Los generadores síncronos son capaces de suministrar la energía reactiva de la carga por lo cual puede utilizarse para redes aisladas al sistema o conectadas al sistema, son más complejos debido a que posee un sistema de control de la excitación.

Los generadores de inducción no pueden suministrar energía reactiva por lo que tanto el reactivo de la excitación propia como el reactivo de la carga, debe ser suministrada por capacitores, los cuales pasan a formar parte esencial de la instalación. La gran ventaja de este tipo de generador es que se encuentra en el mercado a menor precio.

Las especificaciones del generador deben tanto eléctricas como mecánicas; como la capacidad del generador, los soportes, temperatura de operación, etc.

A continuación se presenta una lista de características y componentes del equipo de generación.

- Continuación de trabajo.
- Características de frecuencia, voltaje y velocidad.
- Sobre velocidad relacionadas con turbinas
- Numero de fases, si es monofásico o trifásico.
- Los KVA, KW, factor de potencia y su eficiencia.
- Temperatura ambiente, humedad, altitud.
- Equipo de monitoreo como medidores de frecuencia, de voltaje, de corriente, de potencia.
- Regulador automático de voltaje.
- Sistemas de gobernador.
- Protecciones de sobre velocidad, baja velocidad, sobrecarga, cortocircuito.
- Dimensiones físicas y peso.
- Expectativa de la vida de los componentes y posibilidades de reemplazarlos.

#### **4.1. Generador Síncrono.**

El generador síncrono es el encargado de suministrar energía a una carga cuya frecuencia depende de la maquina motriz, la corriente, el factor de potencia, depende de la excitación del campo, de la impedancia del generador y de la carga. La corriente de armadura producida por la carga crea un campo magnético que gira a la velocidad síncrona, y este reacciona con el campo magnético que es producido por el devanado

del campo al aplicar una corriente continua, produciéndose el torque electromecánico que se opone al movimiento de la maquina motriz.

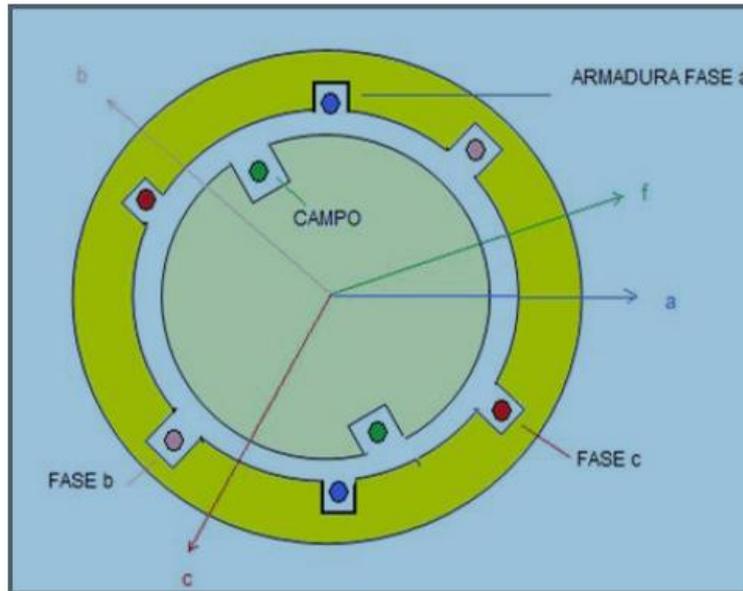


Figura 18. Partes de un generador síncrono.

#### 4.1.1. Generador Síncrono de rotor cilíndrico.

Este tipo de generadores se utiliza en máquinas de alta velocidad con dos o cuatro polos. Se utiliza más en turbinas de gas o vapor empleadas en centrales térmicas.

Se caracteriza porque los devanados se encuentran uniformemente distribuidos.

A continuación se muestra la figura 19 el diagrama fasorial del generador de rotor cilíndrico despreciando la resistencia de la armadura.

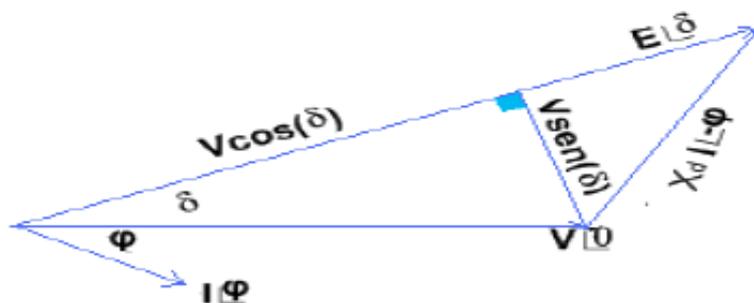


Figura 19. Diagrama fasorial del generador de rotor cilíndrico

El voltaje inducido sin considerar la resistencia de armadura en la fase es:

$$E \angle \delta = V \angle 0 + j * X_d * I \angle - \varphi$$

Donde:

$E$  = Voltaje interno del generador

$V$  = voltaje terminal del generador

$\delta$  = Angulo interno entre el voltaje interno y el voltaje terminal

$I$  = Corriente en el estator

$\varphi$  = Angulo del desfase entre el voltaje terminal y la corriente del estator

$X_d$  = Reactancia en eje directo del generador

Los valores de la potencia suministrada por fase se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

$$S = V \cdot I^*$$

Donde:

$S$  = potencia aparente nominal en pu

$I$  = corriente en el estator

$$P = \frac{V * E}{x_d} \sin(\delta)$$

Donde

$P$  = potencia activa por fase

$E$  = voltaje interno del generador

$V$  = voltaje terminal del generador

$\delta$  = Angulo interno entre el voltaje interno y el voltaje terminal

$X_d$  = Reactancia en eje directo del generador

$$Q = \frac{V * E}{x_d} \cos(\delta)$$

Donde

Q = es la potencia reactiva por fase

E = voltaje interno del generador

V = voltaje terminal del generador

$\delta$  = Angulo interno entre el voltaje interno y el voltaje terminal

$X_d$  = Reactancia en eje directo del generador

#### 4.1.2. Generador Síncrono de polos salientes.

El generador síncrono de polos salientes se caracteriza por trabajar abajas velocidades. Se utilizan en centrales hidráulicas.

A continuación se muestra la figura 20 el diagrama fasorial del generador de polos salientes despreciando la resistencia de la armadura.

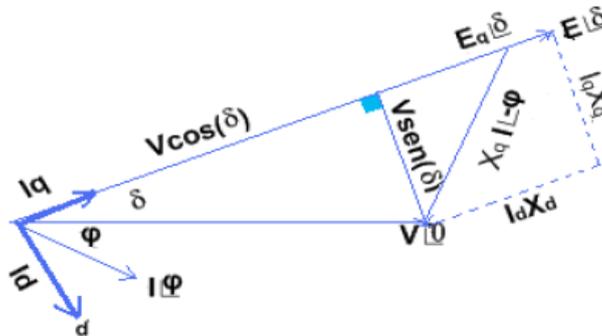


Figura 20. Diagrama fasorial del generador de polos salientes

La potencia suministrada por fase se obtiene a partir de las siguientes ecuaciones:

$$S = V * (\overline{Iq} + \overline{Id})$$

Donde

S = potencia aparente nominal en (pu)

$I_d$  = corriente en el eje directo

$I_q$  = corriente en el eje de cuadratura

$$P = \frac{V * E}{x_d} \sin(\delta) + \frac{V^2}{2} \sin(2\delta) * \left( \frac{1}{X_q} - \frac{1}{X_d} \right)$$

Donde

P = potencia activa por fase

E = voltaje interno del generador

V = voltaje terminal del generador

$\delta$  = angulo interno entre el voltaje interno y el voltaje terminal

$X_d$  = reactancia en eje directo del generador

$X_q$  = reactancia de eje de cuadratura del generador

La potencia reactiva por fase es

$$Q = \frac{V * E}{x_d} \cos(\delta) + \frac{V^2}{2} \cos(2\delta) \left( \frac{1}{X_q} - \frac{1}{X_d} \right) - \frac{V^2}{2} \left( \frac{1}{X_q} + \frac{1}{X_d} \right)$$

Donde

Q = es la potencia reactiva por fase

E = voltaje interno del generador

V = voltaje terminal del generador

$\delta$  = Angulo interno entre el voltaje interno y el voltaje terminal

$X_d$  = Reactancia en eje directo del generador

$X_q$  = reactancia de eje de cuadratura del generador

#### 4.1.3. Valores típicos de los parámetros de la maquina síncrona.

En la siguiente tabla se aprecian valores típicos de las reactancias en eje directo y eje en cuadratura los valores están en (pu) para generadores hidráulicos.

TABLA 1.

Parámetro		Unidades Hidráulicas
Reactancia Sincrónica	$X_d$	0.6-1.5
	$X_q$	0.4-1.0
Reactancia transitoria	$X'_d$	0.2-0.5
	$X'_q$	-
Reactancia subtransitoria	$X''_d$	0.15-0.35
	$X''_q$	0.2-0.45
Constante de tiempo transitorio	$T'_{d0}$	1.5-9s
	$T'_{q0}$	-
Constante de tiempo subtransitoria	$T''_{d0}$	0,01-0,05
	$T''_{q0}$	0.01-0,09
Reactancia de fuga estator	$X_l$	0.1-0.2
Resistencia del estator	$R_a$	0.002-0.02

#### 4.1.4. Zona segura de operación del generador síncrono.

Durante condiciones normales de operación los controles del generador actúan para mantener constante la magnitud de voltaje en sus terminales, por esta razón su punto de operación (P, Q) varían contantemente.

La potencia activa que se entrega esta relacionada directamente con la fuerza magnemotriz en el rotor de la turbina y según se varié la velocidad de la turbina se relaciona con la frecuencia, pero la potencia reactiva ayuda al control de voltaje, por esta razón se debe contar con reserva de las potencias (P, Q) para mantener el voltaje y la frecuencia constante.

Los límites de operación de un generador síncrono se obtiene a través del comportamiento de los parámetros eléctricos: potencia activa, potencia reactiva, voltaje en los terminales, corriente de campo y de armadura, factor de potencia.

Cuando la potencia activa y el voltaje terminal es constante la potencia reactiva que puede suministrar el generador está limitada por el calentamiento producido en los devanados de la armadura y de campo, el calentamiento está en función de la magnitud de las corrientes que circulan por los devanados.

Las potencias P y Q que entrega el generador está limitado por algunos factores eléctricos y mecánicos que son:

- Potencia mínima de la turbina
- Potencia máxima de la turbina
- Limite por corriente máxima del devanado de la armadura
- Limite por corriente máxima de excitación
- Limite por corriente mínima de excitación

#### **4.1.4.1. Potencia mínima de la turbina**

Es la mínima potencia que puede entregar la turbina en condiciones de operación normal, de tal forma que no afecte a los componentes mecánicos y la vida útil de la turbina.

El valor de la potencia mínima es proporcionado por el fabricante de la turbina y normalmente es igual al 25 % de la potencia aparente.

$$***P_{mín} = P_{max} * 0.25***$$

Donde

$P_{max}$  = Potencia máxima de la turbina

$P_{min}$  = Potencia mínima de la turbina

#### **4.1.4.2. Potencia máxima de la turbina**

Es la máxima potencia que puede entregar la turbina en condiciones de operación normal y está relacionada con el máximo esfuerzo mecánico que puede soportar los componentes mecánicos que conforman la turbina. El valor de la potencia máxima es proporcionado por el fabricante de la turbina y normalmente es igual a la potencia activa nominal del generador.

$$***P_{máx} = S \cdot fp***$$

Donde

$P_{max}$  = Potencia máxima de la turbina

$S$  = Potencia aparente de la unidad en MVA

$F_p$  = Factor de potencia

#### **4.1.4.3. Limite por corriente máxima del devanado de la armadura**

La corriente de armadura esta relacionada directamente con la potencia aparente del generador, según la ecuación de la potencia aparente se tiene:

$$S = V \cdot I^*$$

Donde

$S$  = potencia aparente nominal en pu

$I$  = corriente en el estator

$V$  = voltaje terminal

#### **4.1.4.4. Limite por corriente mínima de excitación**

Si la corriente de excitación es muy pequeña puede que el generador no tenga el suficiente torque magnético para mantener el sincronismo por lo que podría perder estabilidad. Por esta razón existe un límite mínimo de corriente de campo que se puede expresar como porcentaje de la corriente máxima del campo. Este valor es recomendado por el fabricante.

## **4.2. Generador asíncrono o de inducción**

### **4.2.1. Introducción**

El estudio de las máquinas eléctricas, se fundamenta en el conocimiento de los fenómenos físicos y magnéticos de la teoría electromagnética. En principio todo motor es un generador; por tanto es conveniente estudiar a los motores y a los generadores con los mismos conceptos, la diferencia radica en que si la máquina recibe energía eléctrica para transformarla en energía mecánica, o si recibe energía mecánica para transformarla en energía eléctrica.

La transición entre el funcionamiento de la máquina de inducción como motor o como generador es función del deslizamiento, según el cual se puede fijar los modos de operación de la máquina, el que se define como la diferencia entre la velocidad sincrónica del campo magnético de las corrientes del estator y la velocidad del campo

magnético de las corrientes en el rotor, y es la velocidad con la que el campo magnético principal corta a los conductores del rotor.

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s}$$

Donde:

s = deslizamiento.

ns = velocidad sincrónica.

nr = velocidad del rotor.

El deslizamiento, puede ser positivo o negativo. Para que una máquina de inducción funcione como un generador su deslizamiento debe ser negativo, es decir un generador de inducción opera sobre su velocidad sincrónica.

La máquina de inducción puede ser considerada como un transformador rotativo; cuyos arrollamientos o devanados en el circuito primario y en el secundario, son los circuitos del estator y del rotor respectivamente.

#### 4.2.2. DIAGRAMA FASORIAL DEL GENERADOR DE INDUCCIÓN

A continuación en la figura 21, se presenta el diagrama fasorial del generador de inducción; donde debido a la naturaleza inductiva del circuito, el signo negativo del deslizamiento y el cambio de la rotación del flujo principal, con relación al sentido que

tiene la máquina cuando funciona como motor; el ángulo  $\varphi_r$  entre  $E_1$  e  $I_2$  y el ángulo  $\varphi_s$  entre  $I_1$  y el voltaje de salida  $V_L$  son menores a  $90^\circ$ , por lo que el generador sólo puede transmitir potencia activa.

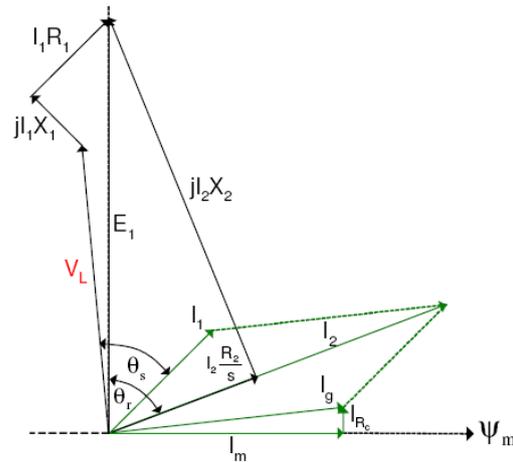


Figura 21. Diagrama fasorial del generador de inducción

En el diagrama de la figura, la corriente reactiva  $I_m$  de magnetización necesaria para crear y mantener el campo magnético en el entrehierro, y para sostener los flujos magnéticos de dispersión, está en fase con el flujo  $\psi_m$ .

#### 4.2.3. EL GENERADOR DE INDUCCIÓN AUTOEXCITADO

Uno de los principales inconvenientes de la máquina de inducción como generador, es su incapacidad para establecer un campo magnético que permita que la máquina genere adecuadamente. Como generador la máquina de inducción, requiere de algún tipo de excitación para establecer un campo magnético que la force a operar a un voltaje y frecuencia determinados; esta excitación puede ser proporcionada por cualquier fuente que genere o produzca la corriente reactiva  $I_m$  necesaria para establecer y sostener dicho campo magnético.

En la figura 22, se muestra a una máquina de inducción funcionando como generador auto excitado, con un banco de capacitores trifásicos conectados en Y a su estator, alimentando a una carga conectada en Y.

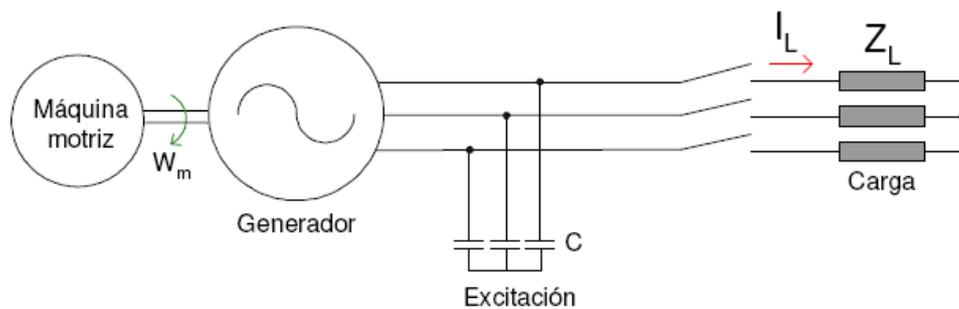


Figura 22. Máquina de inducción

#### **4.2.4. CONSIDERACIONES EN LA SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL GENERADOR**

En el dimensionamiento de un generador, es necesario saber que estos están sometidos a esfuerzos mecánicos y eléctricos más severos que los motores. El tamaño de un generador de inducción generalmente se elige como si fuera un motor, aún cuando la potencia obtenible como motor es un poco menor que cuando funciona como generador. En general, en el dimensionamiento de una máquina eléctrica y especialmente de un generador, se deben considerar los siguientes aspectos:

- Condiciones de servicio, que se definen considerando la potencia eléctrica requerida por la carga en función del tiempo; además de requerimientos de arranque, restricciones de caída de voltaje, tipos de carga, etc.
- Condiciones del ambiente y características de ventilación y protección.
- Características electromecánicas como: condiciones de acoplamiento, características de transmisión, forma constructiva, rendimiento, etc.

La consideración adecuada del tamaño de un generador de inducción, también depende de la potencia, condiciones y características de operación de la máquina motriz; por ejemplo: en sistemas de generación eólicos se debe considerar el tamaño del generador de inducción, en el rango de velocidades de viento de mayor frecuencia.

El mejor momento para prevenir problemas de calidad de servicio, es durante la fase de diseño de una planta y expansión de la carga. Para disminuir el efecto de los armónicos se pueden usar generadores grandes adecuadamente sobredimensionados, con el fin de prevenir el sobrecalentamiento debido principalmente a las corrientes armónicas inducidas, y limitar la distorsión del voltaje al bajar las reactancias del generador; pero se debe considerar que el sobredimensionamiento para una carga determinada, implica la pérdida del rendimiento y del factor de potencia, ya que los generadores y/o motores suelen proyectarse para alcanzar los máximos rendimientos y factores de potencia a carga nominal.

Es necesario saber, que para reducir el tamaño de un generador, la carga generalmente suele conectarse paulatinamente cada cierto intervalo de tiempo, reduciendo de esta manera los requerimientos del generador a fin que este pueda estabilizar sus condiciones de operación, en cada paso de conexión de la carga.

#### **4.2.5. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL GENERADOR DE INDUCCIÓN**

Los generadores de inducción, por sus bajos costos de operación y mantenimiento, sencillez de construcción, capacidad de sobrecarga, etc., y al no requerir una regulación fija de velocidad, se usan en sistemas de generación no convencionales. El tamaño por

kilovatio de salida es menor, ya que generalmente la masa de un generador de inducción sin sistema de excitación, es significativamente menor que un generador sincrónico.

Los generadores de inducción, no requieren de protección de cortocircuito, debido a que la caída de voltaje que acompaña al cortocircuito reduce la excitación de la máquina, y por tanto limita la corriente de cortocircuito. Esta característica de autoprotección se emplea en sistemas de protección de grupos o parques eólicos de generación, característica que se expondrá brevemente en el próximo capítulo.

Los generadores asíncronos o de inducción se conectan fácilmente en paralelo, e incluso con grandes variaciones de velocidad, en tal caso la frecuencia en la red es igual al valor medio de las frecuencias conectadas en paralelo.

La desventaja principal en este tipo de generadores, es que no pueden controlar ni su voltaje terminal ni su frecuencia, y sus valores son más dependientes de la velocidad que en un generador sincrónico, y tampoco el generador puede generar potencia reactiva, siendo necesario para su excitación generalmente de un banco capacitivo de potencia reactiva. El factor de potencia de estos generadores generalmente suele ser bajo, debido a que estos requieren de corriente reactiva para su excitación.

Con el objetivo de conocer más aspectos característicos del generador de inducción, a continuación se señalan algunas aplicaciones importantes:

- Se emplean como convertidores asíncronos de frecuencia, convirtiendo la frecuencia de un sistema de potencia a otro sistema de frecuencia diferente, con o sin cambio en el nivel de voltaje. El convertidor de frecuencia, se utiliza como fuente de voltaje tanto de frecuencia constante como variable.
- Se puede usar al generador como un transformador de relación variable y de campo giratorio. En esta aplicación el generador trabaja como regulador de inducción, cuyo primario está conectado a la red y el secundario se encuentra conectado en serie con el circuito de salida. En esta aplicación, el sistema de

voltaje trifásico que se obtiene en el secundario, presenta una diferencia de fase respecto a las fases de los devanados primarios variable a voluntad entre 0 y 360.

- El generador de inducción, puede ser utilizado como un convertidor rotativo de fases, cambiando un sistema de un número determinado de fases a otro sistema con un número diferente de fases.

En el sistema de potencia de la figura 23, se puede apreciar en comparación los principios básicos de funcionamiento de un generador de inducción y de un generador sincrónico.

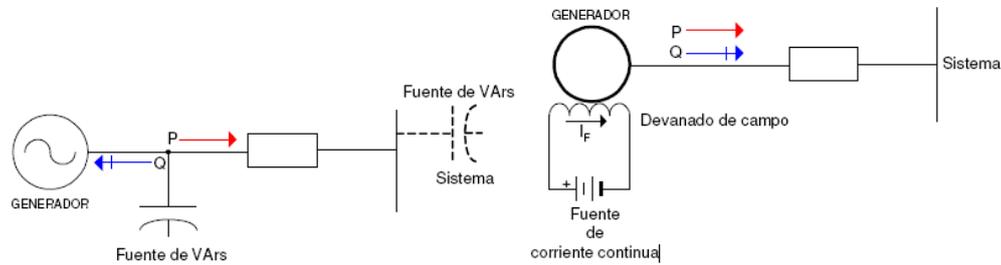


Figura 23.

Finalmente en la tabla 2, se resumen los principales aspectos comparativos entre un generador de inducción y un generador sincrónico.

TABLA DE COMPARACIÓN	
GENERADOR DE INDUCCIÓN JAULA DE ARDILLA	GENERADOR SÍNCRÓNICO
<b>ESTRUCTURA DEL ROTOR</b>	
Barras de cobre no aisladas.	Cable o barras aisladas.
Relativamente poco conductores.	Bobinado con muchas vueltas.
Devanados rígidos alojados en las ranuras.	Alto desgaste en los polos salientes.
Pocas pero grandes conexiones soldadas.	Muchas pequeñas conexiones.
Pocos componentes básicos.	Muchos componentes básicos.
<b>EXCITACIÓN</b>	
Consume potencia reactiva.	Genera potencia reactiva (excelente regulador de reactiva)
Requiere una fuente de reactivos externa.	Necesidad de un medio de excitación de corriente continua.
No existen ni las escobillas, ni los anillos rozantes.	Escobillas, anillos rozantes o imanes permanentes.
<b>SEÑAL GENERADA</b>	
Tendencia a amortiguar los armónicos en la señal del sistema.	Tendencia a generar armónicos debido a la reacción de inducido en carga.
Poco control de voltaje y frecuencia.	Efectúa control de voltaje y frecuencia.
Pérdida de estabilidad.	Pérdida de estabilidad y sincronismo.
<b>GENERADOR DE INDUCCIÓN JAULA DE ARDILLA</b>	
<b>GENERADOR SÍNCRÓNICO</b>	
Conexión sencilla cuando se lo conecta a la red arrancándolo como motor.	Requiere un complejo equipamiento para el control y sincronización.
<b>COSTOS</b>	
Bajo.	Alto.
No requiere la presencia de personal en la instalación.	Se requiere personal en operación.
Bajo mantenimiento.	Mantenimiento regular de las escobillas.
Eficiencia ligeramente baja.	Alta eficiencia.
Factor de potencia en retraso.	Factor de potencia en adelanto.

**6. METODOLOGIA**

**6.1. MATRIZ DE CONSISTENCIA GENERA**

<b>PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN:</b>			
Inexistencia de un prototipo de pico central hidráulica con turbinas tipo turgo que permita verificar la eficiencia energética y brindar conocimientos prácticos a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica.			
<b>TEMA</b>	<b>OBJETO DE INVESTIGACIÓN</b>	<b>OBJETIVO DE LA INVESTIGACIÓN</b>	<b>HIPÓTESIS DE INVESTIGACIÓN</b>
“Diseño y construcción de un prototipo de una pico central hidráulica con turbinas tipo turgo”	Explicar cómo pueden darse el funcionamiento de una pico central hidráulica con turbinas turgo mediante documentos que contengan definiciones, formulas.	Realizar el análisis eficiente de la turbina tipo turgo para una pico central hidráulica en el Laboratorio de Energía y Fluidos del Área de Energía las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables	Con el diseño y construcción de una pico central hidráulica con turbinas turgo los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica podrán ejecutar prácticas para obtener conocimiento sobre el funcionamiento del mismo.

## 6.2. Diseño metodológico del proyecto de investigación

### 6.2.1. Metodología

- Elegido ya el tema a ser realizado por el grupo de trabajo se buscara toda la información acerca del mismo como seria definiciones, formulas, materiales a utilizarse esta información se la obtendrá de la indagación en libros, internet y de nuestros docentes.
- Se redactara los objetivos, problemas, hipótesis de la investigación propuestos por el grupo de trabajo.
- El grupo de trabajo diseñara un modelo para la construcción de pico central hidráulica con turbinas tipo turgo.
- Se procederá a la obtención de todos los materiales necesarios para la construcción de la pico central hidráulica con turbinas tipo turgo, los materiales serán adquiridos en el lugar a realizarse la investigación, como fuera de la misma.
- Con los conocimientos requeridos por el grupo de trabajo se procederá a la construcción de la pico central hidráulica con turbinas turgo y a su vez a la instalación de los elementos necesarios al sistema.
- Se revisara que no haya algún desperfecto o falla en la maquina antes de ser puesta en marcha.
- Verificar su funcionamiento.
- Obtención de los resultados.

## 6.3. Materiales, métodos y técnicas de trabajo

### 6.3.1. Métodos

**Método deductivo.** Mediante este método vamos a aplicar los principios descubiertos a casos particulares, encontraremos principios desconocidos a partir de los conocidos mediante definiciones, conceptos, etc. Sobre el objeto de investigación.

**Método inductivo.** Este método nos servirá para sacar conclusiones de todos los elementos que forman el objeto de investigación.

**Método descriptivo.** Este método servirá para dilucidar los fenómenos hallados, para luego ser estudiados.

### **6.3.2. Proceso de la información**

Se utilizarán el siguiente software:

- Microsoft Office Word.
- Microsoft Office Word.
- Acrobat Reader 7.0
- Microsoft Power Point.

### **6.3.3. Elaboración del informe y de las opciones de solución**

- Portada. Estará ubicada en la primera hoja y además incluye:  
Centro de Educación Superior  
Área  
Título  
Autor (es).  
Director (es).  
Fecha
- Resumen
- Índice
- Introducción
- Metodología
- Fundamentación teórica
- Método.
- Resultado.
- Verificación de hipótesis.
- Conclusiones
- Recomendaciones
- Bibliografía y referencias.
- Anexos

### **6.3.4. ORGANIZACIÓN Y GESTIÓN DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **6.3.4.1. Recursos Económicos**

El grupo de trabajo cuenta con los siguientes recursos económicos:

- Dinero para la adquisición de los materiales requeridos.
- Dinero para la impresión del documento, compra de libros y el consumo en internet.
- También se cuenta con recursos para la movilización en transporte por parte del grupo de trabajo ya sea en el lugar de investigación como fuera de la misma.

#### **6.3.4.2. Recursos Humanos**

El grupo de trabajo cuenta con los siguientes recursos humanos:

- Ingenieros de la carrera de Ingeniería Electromecánica.
- Grupo de trabajo para la construcción del proyecto.
- Tutores que nos asesoren en la realización de la investigación.

#### **6.3.4.3. Recursos Técnicos**

- Documentos que nos indican cómo se debe presentar la investigación.

#### **6.3.4.4. Recursos Materiales**

El grupo de trabajo cuenta con los siguientes recursos materiales

- Computadora portátil.
- Memorias para guardar información.
- Impresora.

**7. Cronograma de trabajo**

<b>CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES  2009-2010</b>	<b>JUNIO  2009</b>	<b>JULIO  2009</b>	<b>AGOSTO  2009</b>	<b>SEPTIEMBRE  2009</b>	<b>OCTUBRE  2009</b>	<b>NOVIEMBRE  2009</b>	<b>DICIEMBRE  2009</b>
Elegir el tema que se va a realizar.	15 al 25						
Realización del anteproyecto.		1 al 27					
Buscar información acerca del funcionamiento de la turbina tipo turgo.			10 al 14				
Identificar el tipo de funcionamiento de las turbinas turgo.			17 al 21				
Búsqueda de los materiales a utilizarse.				5			12

**ANTEPROYECTO DE TESIS 50**

<b>CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES  2010 - 2011</b>	<b>ENERO  2010</b>	<b>FEBRERO  2010</b>	<b>MARZO  2010</b>	<b>ABRIL  2010</b>	<b>MAYO  2010</b>	<b>JUNIO  2010</b>	<b>JULIO  2010</b>
Adquisición de los materiales necesarios	5	5					
Comprobar si los materiales están en buen estado		8 al 15					
Buscar un sistema de inyección acorde al requerimiento necesario		16 al 23					
Elegir el sistema de inyección adecuado		24	8				
Probar si es confiable			10 al 12				
Elaborar guías de construcción de la pico central hidráulica con turbinas turgo			14 al 21				
Elaborar guías del funcionamiento de la pico central hidráulica con turbinas turgo			22 al 29				
Llevar a cabo la construcción de la pico central hidráulica con turbinas turgo				3		20	
Realizar pruebas en la maquina						22 al 23	

## 9. BIBLIOGRAFIA.

### Libros:

- **Blasco Alberto Javier**, Área de mecánica de fluidos Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza.
- **Mataix Claudio**. Mecánica de fluidos y Maquinas hidráulicas.

### Páginas web:

- Pedro Fernández Díez: <http://libros.redsauce.net/>
- <file:///G:/turbinas/Bombas/compresores/turbinas.htm>
- <file:///G:/turbinas/CentralesHidroelectricas.htm>
- <file:///G:/turbinas/Máquinas eléctricas/Monografías/com.htm>
- <file:///G:/turbinas/TURBINA HIDRAULICAS.htm>
- Wikipedia, la enciclopedia libre.htm

## 10. ANEXOS

### 10.1. MATRIZ DE CONSISTENCIA ESPECÍFICA

<p><b>PROBLEMA ESPECÍFICO 1:</b></p> <p>Falta de información sobre el funcionamiento de la pico central.</p>			
<b>OBJETIVO ESPECÍFICO</b>	<b>HIPÓTESIS ESPECÍFICA</b>	<b>UNIDAD DE OBSERVACIÓN</b>	<b>SISTEMA CATEGORIAL</b>
<p>Determinar los parámetros necesarios para el funcionamiento correcto de la pico central hidráulica.</p>	<p>Con la recopilando de información teórica podremos determinar los parámetros de una pico central hidroeléctrica la cual nos permitirá conocer el funcionamiento correcto de las misma.</p>	<p>Obtener información sobre el funcionamiento de las turbinas turgo.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Indagar en internet</li> <li>• Investigación bibliográfica, como en libros, documentos, etc.</li> </ul>

**PROBLEMA ESPECÍFICO 2:** Determinar el sistema de inyección para un rendimiento óptimo de la turbina.

<b>OBJETIVO ESPECÍFICO</b>	<b>HIPÓTESIS ESPECÍFICA</b>	<b>UNIDAD DE OBSERVACIÓN</b>	<b>SISTEMA CATEGORIAL</b>
<p>Obtener un sistema de inyección adecuado para el funcionamiento de la turbina.</p>	<p>Mediante la obtención de un sistema de inyección adecuado se logrará un correcto funcionamiento de la turbina.</p>	<p>Encontrar el sistema de inyección adecuado que se adapte a la máquina.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Buscar información sobre el sistema de inyección en una turbina.</li> <li>• Escoger el sistema de inyección adecuado.</li> <li>• Adaptar el sistema de inyección a la máquina.</li> </ul>

<b>PROBLEMA ESPECÍFICO 3:</b>			
Falta de un prototipo de turbina tipo turgo.			
<b>OBJETIVO ESPECÍFICO</b>	<b>HIPÓTESIS ESPECÍFICA</b>	<b>UNIDAD DE OBSERVACIÓN</b>	<b>SISTEMA CATEGORIAL</b>
Construir un prototipo de turbina tipo turgo y analizar su eficiencia.	Mediante la construcción de un prototipo de turbina tipo turgo se podrá analizar su eficiencia.	Construir la turbina turgo para que se puedan hacer estudios sobre el tema.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Guías de construcción</li> <li>• Guías de funcionamiento</li> </ul>

<p><b>PROBLEMA ESPECÍFICO 4:</b></p> <p>Inexistencia de un modelo de predicción que nos ayude a seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.</p>			
<b>OBJETIVO ESPECÍFICO</b>	<b>HIPÓTESIS ESPECÍFICA</b>	<b>UNIDAD DE OBSERVACIÓN</b>	<b>SISTEMA CATEGORIAL</b>
Realizar un modelo de predicción que permita obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbina tipo turgo eficientemente.	Con la realización de un modelo de predicción se lograra obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.	Realizar un modelo de predicción para obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbinas tipo turgo eficientemente.	Realizar el modelo de predicción en Excel.

### 10.1. MATRIZ DE OPERATIVIDAD

#### OBJETIVO ESPECÍFICO 1:

Determinar los parámetros del funcionamiento de una turbina tipo turgo.

ACTIVIDAD O TAREA	METODOLOGÍA	FECHA		RESPONSABLE	PRESUPUESTO	RESULTADOS ESPERADOS
		INICIO	FINAL			
- Buscar información acerca del funcionamiento de la turbina tipo turgo.	- Se accederá a la biblioteca del AEIRNNR para obtener información tanto en libros como en el internet	10-08-09	14-08-09	Dalton Soto Carlos Conza	\$ 3.00	- Encontrar información detallada sobre las turbinas turgo.
- Identificar el tipo de funcionamiento de estas turbinas	- Analizar la información obtenida	17-08-09	21-08-09	Dalton Soto Carlos Conza	\$ Por Determinar	- Haber comprendido detalladamente todo lo que se refiere al funcionamiento de las turbinas turgo

**OBJETIVO ESPECÍFICO 2:**

Obtener un sistema de inyección adecuado para el funcionamiento de la turbina.

ACTIVIDAD O TAREA	METODOLOGÍA	FECHA		RESPONSABLE	PRESUPUESTO	RESULTADOS ESPERADOS
		INICIO	FINAL			
- Buscar un sistema de inyección acorde al requerimiento necesario.	- Identificar el sistema que mejor se adapte a la maquina.	16-02-10	23-02-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Obtener el sistema de inyección necesario.
- Elegir el sistema de inyección adecuado.	- Construirlo o comprarlo	24-02-10	08-03-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Realizar un buen trabajo.
- Probar si es confiable.	- Realizar practicas	10-03-10	12-02-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ nada	- Que funcione apropiadamente.

**OBJETIVO ESPECÍFICO 3:**

Construir un prototipo de turbina tipo turgo y analizar su eficiencia.

ACTIVIDAD O TAREA	METODOLOGÍA	FECHA		RESPONSABLE	PRESUPUESTO	RESULTADOS ESPERADOS
		INICIO	FINAL			
- Elaborar guías de construcción de la turbina turgo.	- Diseñando documentos de la construcción.	14-03-10	21-03-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Que sirva como base para proyectos futuros.
- Elaborar guías del funcionamiento de la turbina turgo	- Probar el funcionamiento de todos los componentes de la maquina.	22-03-10	29-03-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Documento sobre la información obtenida.
- Llevar a cabo la construcción de la turbina turgo.	- Acoplamiento de todo el equipo a utilizarse.	03-04-10	20-06-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Realizar un buen trabajo.
- Realizar pruebas en la maquina	- Hacer funcionar la máquina.	22-06-10	26-06-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Que la pico central hidráulica con turbinas turgo cumpla las expectativas requeridas.

**OBJETIVO ESPECÍFICO 4:**

Realizar un modelo de predicción que permita obtener los datos requeridos para construir y seleccionar turbina tipo turgo eficientemente.

ACTIVIDAD O TAREA	METODOLOGÍA	FECHA		RESPONSABLE	PRESUPUESTO	RESULTADOS ESPERADOS
		INICIO	FINAL			
- Obtener un modelo de predicción que sirva como guía para realizarlo en esta investigación.  - Elaborar el modelo de predicción en algún programa.	- Indagando en internet, libro, tesis, etc.  - Realizar la elaboración del modelo de predicción en Excel.	14-03-10	21-03-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Que sirva como base para proyectos futuros.
		22-03-10	29-03-10	Dalton Soto Carlos Conza	\$ por determinar	- Documento sobre la información obtenida.

