



**UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS**  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS  
EAP. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDO

Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en  
el distrito de Mazán-Región Loreto

**MONOGRAFÍA TÉCNICA**  
para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

**AUTOR**  
Francisco Maldonado Quispe

Lima - Perú  
2005

## **AGRADECIMIENTOS**

- Al Ing. Carlos Pedrosa por su apoyo en la asesoría a tiempo y fuera de tiempo para el desarrollo de la presente monografía.
- A ITDG en la persona del Ing. Saúl Ramírez por su ayuda incondicional en la recolección de información de campo.
- A la Universidad Nacional Mayor de San Marcos – Escuela Académica de Mecánica de Fluidos por haber sido mi alma mater y brindarme las facilidades en el uso de su biblioteca para realizar la recopilación de la información teórica para la presente monografía.
- A mi madre quien desde el cielo me dio fuerzas para no desmayar en el intento de desarrollarme como profesional.
- A mi familia por su comprensión en mis horas de estudio.
- A mis profesores y amigos de quienes siempre recibí lo mejor.

## INDICE

	Pág.
AGRADECIMIENTOS	
RESUMEN	
1. FORMULACION DEL PROBLEMA	1
1.1 Introducción	1
1.2 Objetivos	1
1.2.1 Objetivo General	1
1.2.2 Objetivos Específicos	1
2. INFORMACIÓN DE LA ZONA DEL PROYECTO	2
2.1 Actividades de desarrollo de turbinas de río en el Perú	2
2.2 La Turbina de Río de la comunidad El Paraíso	2
2.2.1 Ubicación del proyecto	2
2.2.2 Vías de Acceso	4
2.2.3 El acceso a la energía	4
2.3 Demanda Energética de la Zona	5
2.3.1 Instalación del primer prototipo	6
2.3.2 La organización de la comunidad	6
2.3.3 La capacitación en Operación y Mantenimiento	7
2.4 Los impactos en la población	7
2.5 Estado Hidrológico del Río Napo	8
2.5.1 Análisis del nivel de agua	8
2.5.2 Medidas de Protección contra palizadas	9
2.5.3 Consideraciones para satisfacer la Potencia Nominal	10
a) La Máxima y Mínima velocidad de la corriente del Río Napo	11
b) Nivel Mínimo Útil	11
2.5.4 Régimen Hidrológico del Río Napo	11
3. ASPECTOS TEORICOS	14
3.1 Definición de Turbomaquina	14
3.2 Clasificación de las Turbomaquinas Hidráulicas	14
3.2.1 Según la función que desempeñan	14
a) Turbomáquinas Motrices	14
b) Turbomáquinas generatrices	16
c) Turbomáquinas reversibles	16
d) Grupos de transmisión o acoplamiento	16
3.2.2 Según la presión en el rodete	16
a) Turbinas de acción o impulsión	16
b) Turbina de reacción o sobrepresión	16
3.2.3 Según la dirección de entrada del agua	17
a) Turbinas Axiales	17
b) Turbinas Radiales	17
c) Turbinas Tangenciales	17
3.2.4 Turbinas de Río o de Caída Cero	18

a) Turbina Garman	18
b) Turbina Aquacharger o Cargador de Batería	19
4. DISEÑO DE LA TURBINA DE RÍO	20
4.1 Diseño Hidráulico	20
4.1.1 Principios Hidráulicos	20
4.1.2 La Ley de Cantidad de Movimiento para el modelo matemático	20
4.1.3 Transformación de la Energía Cinética a través del rotor	23
4.1.4 Grado de Reacción	24
4.1.5 Consideraciones de Semejanza	25
a) El análisis adimensional	25
4.2 Principio Aerodinámico	30
4.2.1 Teoría del Diferencial de la Pala	30
4.2.2 El Número de Palas	33
5. ASPECTOS TÉCNICOS DE LA TURBINA DE RIO	35
5.1 La Energía del Agua	35
5.2 Potencia Suministrada	35
5.3 Factores que afectan la Potencia suministrada	36
a) La velocidad de la corriente de agua	36
b) Área de barrido del rotor	36
c) Coeficiente de Potencia	36
5.4 Esquema del proceso de transformación de energía	37
5.5 Componentes de una Turbina de Río	37
5.5.1 El rotor	37
a) Rotor de eje horizontal	38
b) Rotor de Eje inclinado	39
5.5.2 Las palas o alabes del rotor	40
a) Dimensionamiento del alabe de la turbina	40
b) La linealización del alabe	40
c) Consideraciones sobre la Velocidad Angular de las Turbina	40
5.5.3 El eje de transmisión	41
5.5.4 Rodamientos del Rotor	41
5.5.5 La Transmisión	41
5.5.6 El Generador Eléctrico	42
a) Características de los generadores	42
b) Generadores de Corriente Alterna	43
5.5.7 El tablero de Control	43
a) El convertidor	43
b) El regulador de carga	43
c) La Batería	43
5.6 Selección del Rotor	44
5.6.1 Materiales para la Construcción del Rotor	46
5.7 Selección del Lugar	47
5.7.1 Mínima Velocidad de Corriente Útil	47
5.7.2 Profundidad Mínima Útil	47

5.8 Sistema de Anclaje	47
5.9 Eficiencia Total y Perdidas en una Turbina de Río	49
a) Eficiencia Total del Sistema	49
b) Perdidas en una Turbina de Río	49
6. RESULTADOS	50
6.1 Del diseño conceptual	50
6.2 Del diseño de Ingeniería	50
6.2.1 Cálculo del diámetro del rotor	50
6.2.2 Cálculo de la sección del alabe y selección del perfil	52
6.2.3 De la linealización del alabe	53
a) Linealización de la Cuerda	53
b) Linealización del ángulo beta	53
6.2.4 De la Eficiencia total y perdidas del sistema	55
a) De la Eficiencia total	55
b) De las perdidas	55
6.2.5 De la Fabricación del Alabe	56
6.2.6 Del Generador Eléctrico	57
6.2.7 Ensayos de Campo	58
7. COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA TURBINA	59
7.1 Rotor axial	59
7.2 La Transmisión	59
7.2.1 El Árbol de transmisión	59
7.2.2 Componentes intermedios de transmisión	59
7.3 Generación de Energía	60
7.3.1 Generador de Imanes Permanentes	60
7.3.2 Tablero de Control	60
7.3.3 Regulador de Carga	60
7.4 Soporte del Sistema	60
7.4.1 Balsa Flotante	60
7.4.2 Sistema de Amarre	60
7.5 Costo total del grupo turbina – generador	61
8. PLANOS DE FABRICACION	62
8.1 Linealización de la Pala	62
8.2 Rotor de la Turbina	62
CONCLUSIONES	63
RECOMENDACIONES	64
BIBLIOGRAFÍA	64
ANEXOS	65
FOTOS	67

## RESUMEN

El presente trabajo describe el proyecto de cálculo y diseño del prototipo de una Turbina de Río que será del tipo tripala de eje inclinado con respecto al nivel del agua del río y fabricado en fibra de vidrio y resina con un diámetro nominal de 2 m y una velocidad de giro de 42 7 r.p.m. que van unidos a dos platos de sujeción en acero inoxidable para el montaje de los alabes. Además, se cuenta con un árbol de transmisión de acero galvanizado de 1.5 pulg. de diámetro nominal el cual está acoplado directamente al rotor, este tubo va encapsulado en otro de las mismas características con 2.5 pulg. de diámetro nominal que sirve de soporte y protección. El sistema de transmisión incluye un amplificador de velocidades activada para faja y poleas el cual es un componente intermedio entre el árbol de transmisión y el generador. El sistema cuenta además con un generador de imanes permanentes de neodimio ferrítico el cual permite reducir la velocidad de generación por un lado y por el otro obtener un bajo costo del equipo, el mismo que es adaptado al rotor de la turbina de río generando corriente alterna y que a través de un sistema de diodos rectificadores transforma el voltaje de 12 V y potencia 250 W y 360 r.p.m. a corriente continua. Otro componente del sistema es el tablero de control el cual cuenta con instrumentos de medición básicos como voltímetro y amperímetro y los respectivos diodos rectificadores de 12 V. Todos los componentes del sistema están instalados en una balsa flotante de fabricación local el cual puede ser un pontón. Finalmente la energía eléctrica generada es almacenada en una batería para su posterior utilización doméstica.

Con los datos de diseño como son la potencia, la velocidad del agua del río, la densidad del agua, la celeridad de diseño o relación de velocidad en la punta del alabe, el número de alabes, el radio de la turbina y el tipo de sección del perfil, se realizan los cálculos necesarios y luego se tabulan estos resultados que sirven de datos para la fabricación de la turbina.

El trabajo abarca además la descripción comparativa de algunos esquemas hidráulicos clásicos, el diseño hidráulico de la turbina, seguidamente se presentan los planos del proyecto y los costos de fabricación del mismo.

# 1. FORMULACION DEL PROBLEMA

## 1.1 Introducción

En zonas rurales donde vive la mayor parte de la población típico en los países en vías de desarrollo, la densidad poblacional es muy baja y el consumo de energía esta confinada a pequeñas escalas. Así, la provisión de la misma desde los distantes centros de generación, no resulta factible económicamente. Como consecuencia de esta desfavorable situación y desde el punto de vista del abastecimiento de energía eléctrica en áreas rurales, un gran porcentaje de la población no se beneficia con las ventajas que ésta brinda. La fuente de energía básica del área rural sigue siendo la leña con un consumo importante, usada principalmente en requerimientos de calor, tales como cocción y calefacción, originando impactos negativos contra el medio ambiente. En lo que se refiere a iluminación, utilizan: velas, mecheros (kerosén), lámparas a gas, que aparte de tener una intensidad luminosa deficiente, a la larga producen daños a la salud, especialmente en la vista y los pulmones. Así, la idea de utilizar la fuerza de la corriente de los ríos no es nueva, existen muchas propuestas de diseño de turbinas para aprovechar este recurso a pequeña y gran escala. Sin embargo, poco se conoce sobre experiencias de aplicación masiva mas allá de algunos modelos artesanales de aplicación muy restringida. La experiencia más destacable conocida por su largo esfuerzo de desarrollo ha sido el caso de la Turbina Garman diseñado por el Británico Peter Garman. Las Turbinas de Río (o de Garman), no son mas que turbinas eólicas que funcionan dentro del agua, por lo que en el diseño de las aspas se utilizan todos los principios de una turbina eólica y en lo único que se diferencia de estos es en el fluido de trabajo.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo General

- Dada la posibilidad de que una vez probado el funcionamiento de la Turbina de Río, se pueda transferir dicha tecnología a otras regiones donde existan recursos hídricos utilizables mediante esta maquina, además de que este tipo de sistemas no necesita de grandes obras civiles ni mecánicas para funcionar, lo cual trae grandes beneficios en cuanto a la reducción de costos frente a otras formas convencionales para generar electricidad.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Adaptar el diseño de la Turbina de Río para la generación de electricidad en pequeñas potencias (de 250 W) aprovechando la energía cinética del Río Napo.
- Satisfacer las pequeñas demandas de energía en las pequeñas comunidades ribereñas.

## 2. INFORMACIÓN DE LA ZONA DEL PROYECTO

### 2.1 Actividades de desarrollo de Turbinas de Río en el Perú

En 1996, el Programa de Energía de la ONG ITDG-Perú, inició algunas actividades conjuntas con Peter Garman para adaptar su diseño la turbina Garman, en la generación de electricidad en pequeñas potencias y así satisfacer las pequeñas demandas de energía en las pequeñas comunidades ribereñas de la selva peruana. Algunas de las actividades conjuntas fueron las visitas de prospección de recursos en los ríos, Napo, Amazonas y Huallaga, encontrándose viable el uso de esta máquina para una gran cantidad de pequeñas comunidades de la selva peruana, especialmente en el Río Napo por tener una mayor gradiente. Durante los siguientes años con la colaboración de organismos de cooperación técnica se logró financiar e instalar un modelo de 500W de potencia en la comunidad El Paraíso, y que actualmente sirve como unidad piloto, en la cual el Programa de Energía continua su trabajo de investigación y adaptación de la tecnología.

### 2.2 La Turbina de Río de la comunidad El Paraíso

Tomando en consideración las evaluaciones previas del potencial energético, la evaluación del nivel de organización de las comunidades, el grado de interés y la cercanía a Iquitos lo que facilitaba el montaje, se decidió la instalación del prototipo en la Comunidad El Paraíso.

#### 2.2.1 Ubicación del proyecto

La Comunidad de El Paraíso se encuentra a orillas del río Napo, distrito de Mazán, provincia de Maynas, departamento de Loreto, sus coordenadas geográficas son:

Latitud : 3° 29' 00", Longitud: 73° 07' 00"



Fig. 2.1 Mapa de Ubicación Geográfica

### 2.2.2 Vías de acceso

El acceso a esta comunidad se realiza en transporte bi - modal partiendo del Puerto de Productores en Iquitos en los llamados rápidos hasta el Puerto de Varadero en Mazán (1 hora de viaje por el río Amazonas), se continua vía terrestre en motocarro hasta el Puerto de Mazán, para finalmente cruzar el río Napo, normalmente en pequepeque, hasta la comunidad El Paraíso. El tiempo total de viaje efectivo es de aproximadamente 1.5 horas.

### 2.2.3 El acceso a la energía

La comunidad El Paraíso como la gran mayoría de comunidades rurales de la selva peruana tiene problemas muy serios para el acceso a la energía; especialmente en lo que se refiere al alumbrado, ya que cuenta con limitadas opciones energéticas; su posibilidad de acceso a la red nacional es nula, no existen lugares donde se pueda utilizar energía hidráulica bajo la óptica y las tecnologías existentes en el medio, existen abundantes recursos de biomasa en base a una muy rica y variada flora de la zona, por lo que su uso o viabilidad en la generación de energía a pequeña escala está aún en investigación, la energía solar fotovoltaica es una alternativa pero aun es costosa. El uso de baterías sirve actualmente para satisfacer pequeñas demandas de energía (radio, TV, iluminación). La desventaja, es el alto costo que implica el servicio de recarga, el cuál sólo se puede realizar en las grandes ciudades o capitales de distrito, con el consiguiente gasto en tiempo y dinero (pasaje, alimentación y el costo del servicio). Dependiendo del lugar y la oferta, el costo por recargar una batería varía entre S/.3 a S/.7. No obstante, las comunidades ribereñas de la selva tienen la oportunidad de utilizar un recurso natural existente en los ríos, potencial que ha sido confirmado por ITDG en una breve evaluación de campo, en las que se realizaron mediciones de la velocidad en algunos ríos de la selva alta y baja del Perú. He aquí algunas mediciones de velocidades promedios de algunos ríos más importantes de nuestra selva:

Río	Velocidad (m/s)	
	En Vaciante	En Creciente
Amazonas	0.77 a 1.3	1.54 a 2.06
Napo	0.77 a 1.3	2.06 a 2.83
Aguarico	1.29	
Putumayo	1.03 a 1.54	
Nanay	1.03	
Yavari	0.77 a 1.8	
Marañon	3.1	4.1
Santiago	0.77	1.03
Morona	0.77	1.54
Pastaza	0.77	2.57
Tigre	1.13	2.1
Corrientes	1.03	2.1
Huallaga	1.13	2.57
Ucayali	1.03	2.1 y 4.12
Urubamba	2.1 a 5.66	
Tambo	1.03	
Perene	4.12 a 6.17	
Ene	1.54 a 2.57	
Pachitea	1.03	2.1
Pichis	1.03	2.1

Tabla 2.1 Velocidad Promedio de algunos ríos de la Selva

### **2.3 Demanda Energética de la Zona**

En Primer lugar hay que señalar que este desarrollo tecnológico fue pensando principalmente en las necesidades energéticas de la población rural. Es importante indicar también, que antes de hacer los diseños técnicos e inclusive hacer la propuesta financiera a los que apoyaron el proyecto, fue necesario hacer un análisis de las necesidades del sector rural a fin de diseñar un modelo que por un lado ofrezca una solución al problema de la falta de energía de la población rural y por otro lado que su costo esté al alcance al menos de una buena fracción de esta población rural peruana.

Entre otros datos relevantes para el diseño, por ejemplo, se encontró que la demanda energética oscila entre los 20 y 45 Kwh. al mes y que los ingresos anuales de la población están concentradas en el rango de US\$ 450 a US\$ 800 por familia (con pocas excepciones), que las necesidades de consumo más urgentes de energía eléctrica para ese sector de la población que se estima en base a 60 familias es la iluminación (2 focos de 50 W), pequeñas radios de 20 W, TVs de 70 W y 1 VHS de 60 W en un tiempo aproximado de 4 horas.

Tomando en cuenta todos estos elementos y otros, se llegó a determinar que una turbina de río de 250W podría satisfacer medianamente estas necesidades, ya que una turbina de esta potencia puede producir aproximadamente un promedio de 1.5 Kw hora. de energía por día a velocidades de río promedio de 1 m/s. Obteniéndose así un promedio de generación mensual de 45 Kwh., cantidad que como se indica en el párrafo anterior, cubre las necesidades básicas promedio de una familia.

#### **Consumo Energético por Familia**

2 focos de 50 W = 100 W

1 radio de 20 W = 20 W

1 Tv de 70 W = 70 W

1 VHS de 60 W = 60 W

Entonces:

Consumo Promedio por familia = 250 W

Tiempo de consumo = 4 horas/día.

Consumo Promedio diario por familia = 250 W x 4 (horas/día) = 1000 W x hora

Consumo Promedio diario por familia = 1 Kw.hora

Consumo Promedio mensual = 1 (Kw x hora/familia) x 30 días = 30 Kw. hora/familia.

#### **Potencia Generada por la Turbina**

Potencia media = 250 W

Tiempo en Funcionamiento = 6 horas/día

Potencia Generada diaria = 250 W x 6 (horas/día) = 1500 W.= 1.5 Kw. hora.

Potencia Generada mensual = 1.5 Kw. hora x 30 días = 45 Kw.hora.

Asimismo, tecnológicamente se ha optimizado el uso de materiales y componentes de modo que permita bajos costos y pueda en un plazo corto ser una alternativa real en el mercado, es así que el costo aproximado de esta máquina para el comprador final se estima que será de aproximadamente US\$ 2451.4 incluyendo la embarcación y todos sus

componentes (excepto la batería), costo que puede fácilmente competir con otras alternativas técnicas.

### 2.3.1 Instalación del primer prototipo

La instalación de un equipo en calidad de prueba fue la primera fase del desarrollo, este equipo fue donado en su totalidad por Thropton Energy Systems (TES-UK). El equipo estaba compuesto por un rotor tripala (de fibra de vidrio), un generador eléctrico acoplado directamente a un generador multipolo a través de un eje tubular y un tablero de control de carga de baterías. Los resultados del modelo instalado sirvieron como una fuente importante de información en el proceso de aprendizaje del equipo técnico, no solamente en el tema técnico sino en el tema social, sirvió para obtener información valiosa para el desarrollo de un nuevo modelo bajo el concepto de tecnología apropiada, utilizando materiales locales así como conocimientos y habilidades locales.

Ese proceso de desarrollo se inició en Agosto de 1999, con la instalación del primer prototipo por el equipo Técnico del Programa de Energía de ITDG y los pobladores de la comunidad de El Paraíso. El funcionamiento de la máquina prototipo instalada fue altamente irregular, entre otras cosas debido a que la máquina donada no había sido probada en campo. Las fallas fueron tanto en los componentes eléctricos y electrónicos, así como en los componentes mecánicos. A pesar de ello, en el poco tiempo que estuvo funcionando el equipo los resultados fueron alentadores.

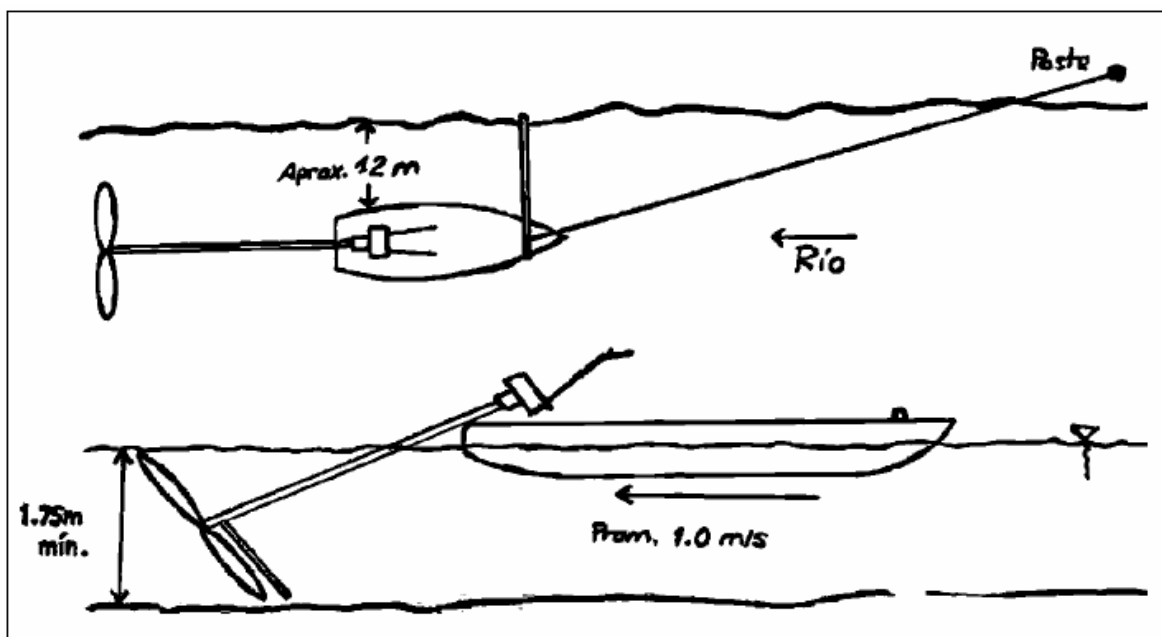


Fig. 2.3 Instalación del primer prototipo

### 2.3.2 La organización de la comunidad

Si bien el proyecto tenía esencialmente objetivos técnicos y por lo tanto la máquina de carácter piloto, debía mostrar principalmente resultados sobre su comportamiento. El equipo encargado del desarrollo consideró de mucha importancia trabajar en el tema de la organización, tanto para el apoyo necesario de la comunidad durante toda la etapa de desarrollo así como para la futura operación y mantenimiento del equipo y el uso de la energía. Fue así que se realizó un estudio socioeconómico de la comunidad con la

participación activa de la población a fin de identificar las principales necesidades básicas, el nivel de organización y el grado de instrucción y habilidades de los pobladores. En base a este estudio se consideró muy importante trabajar en el tema de creación de la capacidad local y de la organización para el correcto manejo de los equipos y el eficiente uso de la energía. Un tema importante fue definir el tipo de organización que tendría a cargo la responsabilidad del manejo y administración del sistema en su conjunto (generación, cargador de baterías, TV, VHS). Después de un análisis conjunto entre la población, autoridades e ITDG se llegó a la decisión de formar un Comité de Administración y Gestión, que se encargaría de dar cuenta del manejo del sistema en su conjunto, así como de velar por su buen estado.

### **2.3.3 La capacitación en Operación y Mantenimiento**

Los miembros del Comité y los encargados de la operación del equipo debían ser capacitados para el manejo y administración de los servicios instalados. En consecuencia la capacitación se dio en dos rubros: técnico y administrativo. En la capacitación se utilizó con bastante insistencia el principio de aprender haciendo, es decir en la medida en que se hacía la instalación las autoridades y pobladores intervenían en el montaje de los equipos; esta metodología tuvo importantes resultados, ya que al final del proceso de instalación se podía contar con un grupo importante de pobladores con el conocimiento y habilidad necesarias para el montaje y desmontaje de la turbina en su conjunto. La capacitación no se limita a la formación de los comuneros a cargo de la operación y mantenimiento de los equipos, sino a toda la población, por cuanto era imprescindible que los pobladores conozcan algunos temas críticos como la capacidad de generación de los equipos y por ende la capacidad de suministro de energía, la necesidad de cuidado en términos de operación y mantenimiento y la necesidad de contar con sistemas sostenibles en el tiempo.

### **2.4 Los impactos en la población**

El proyecto durante su desarrollo, atravesó etapas de incertidumbre, sin embargo pese a ello la organización comunal continuó impulsando el desarrollo total del mismo. El liderazgo de los representantes de la comunidad ha sido muy importante para contar con la mano de obra local, así como el apoyo brindado a la instalación de los equipos. Esto ha servido para que otras comunidades como Petrona se hayan beneficiado con la implementación de otros equipos, como parte de este proyecto. La economía de las familias de El Paraíso se ha visto favorecida ya que es posible brindar el servicio de cargado de baterías en la propia comunidad y a un costo menor en relación a Mazán, sin incluir los gastos en transporte o tiempo dedicado para este efecto. Se estima que cada familia que hacía uso de este servicio estaría ahorrando un promedio de 6 soles por cada recarga que realice.

El impacto de los servicios de educación y salud han servido para identificar dos factores importantes: la utilización de la energía para el alumbrado de aulas y el funcionamiento de TV y VHS son importantes, ya que no sólo han mejorado el servicio de iluminación sino que los docentes tienen la oportunidad de utilizar dichos equipos en el proceso de enseñanza - aprendizaje, mejorando así el aprovechamiento de los educandos. La

salubridad, beneficiada también por la iluminación en el tópic, es la que hace posible que la atención se realice en condiciones más favorables.

## 2.5 Estado Hidrológico del Río Napo

### 2.5.1 Análisis del nivel de agua

El comportamiento del nivel del agua de los ríos Amazonas, Nanay, Napo y Corrientes, se muestra en la Tabla 2.2 y la Fig. 2.3, donde podemos observar que los niveles de los ríos descendieron con respecto al mes anterior; así mismo, en el caso de los ríos Nanay y Corrientes sus niveles medios mensuales superaron a sus valores normales de agosto en 0,3m y 2,5m. respectivamente. En el caso del río Amazonas no presenta anomalías respecto a su valor normal y el río Napo presenta en sus niveles una anomalía de -1,0m con respecto a su valor normal de agosto.

RIO	Julio Nmed. (m)	Agosto - 2003			NORMAL AGOSTO	ANOMALIA (m)
		Nmed (m)	Nmax (m)	Nmin (m)		
AMAZONAS	114.2	110.9	111.4	110.3	110.9	0.0
NANAY	113.6	110.8	111.2	110.4	110.5	0.3
NAPO	4.1	2.9	3.5	2.6	3.9	-1.0
CORRIENTES	5.1	5.0	6.4	4.1	2.5	2.5

Tabla 2.2 Comportamiento de los niveles de los ríos de la selva norte

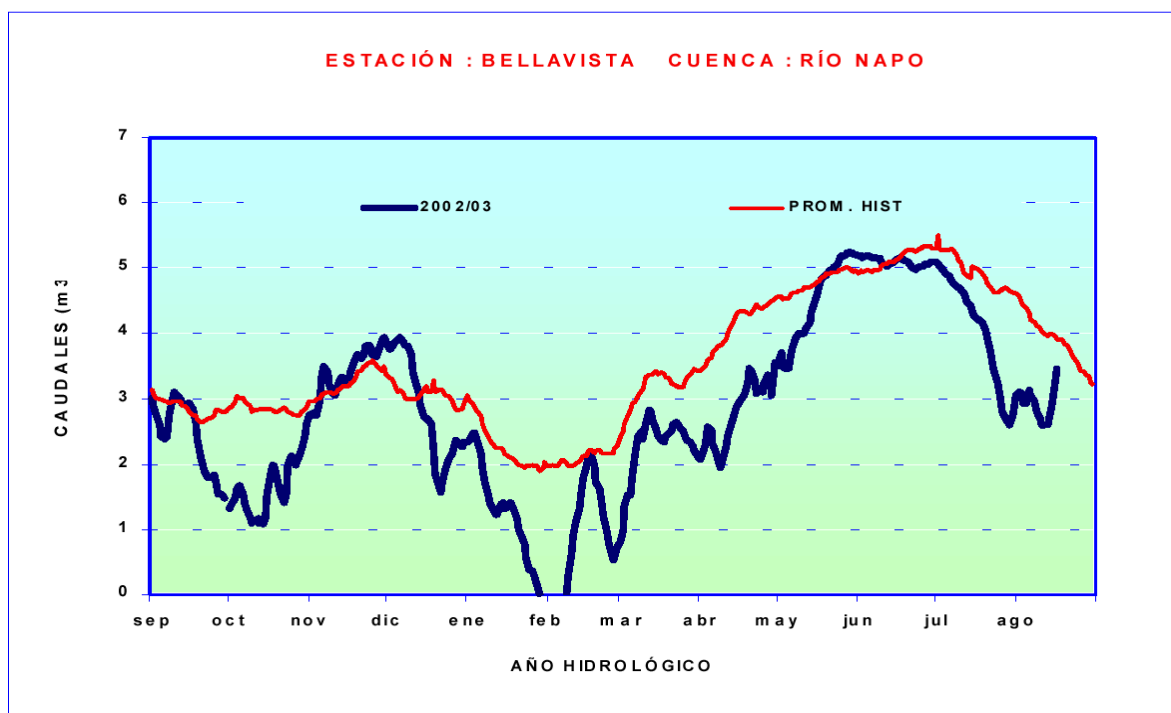
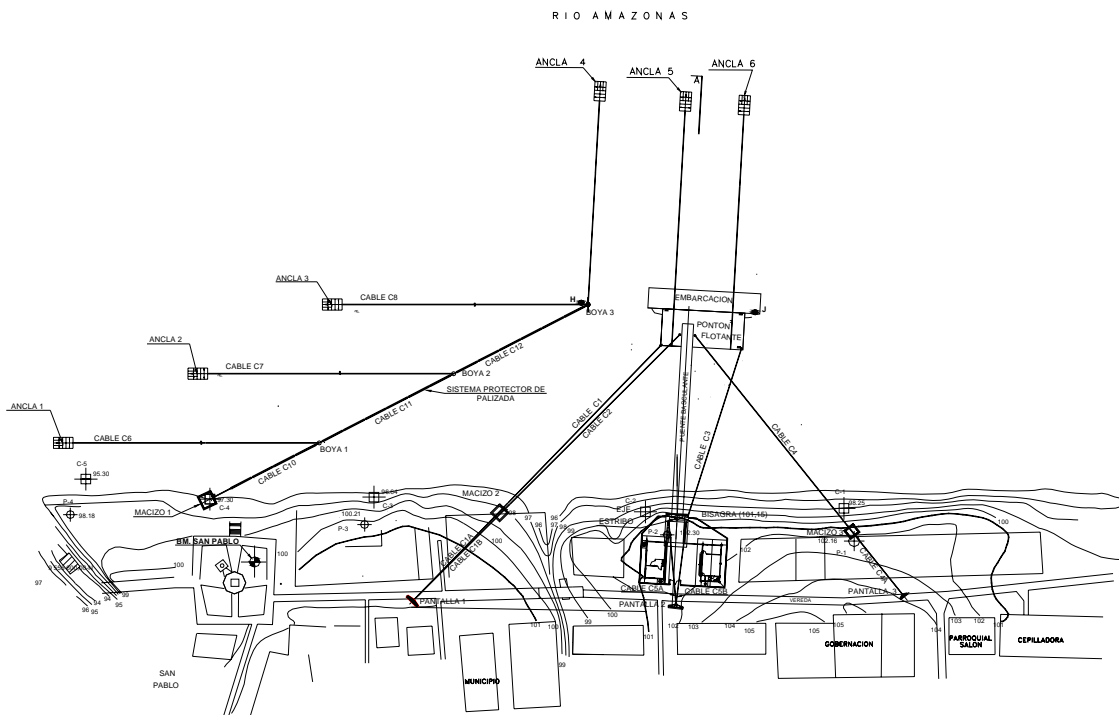


Fig. 2.4 Linnigrama de niveles medios mensuales del Río Napo

Fuente: Boletín Meteorológico e Hidrológico del Perú (Senamhi, Agosto del 2003)

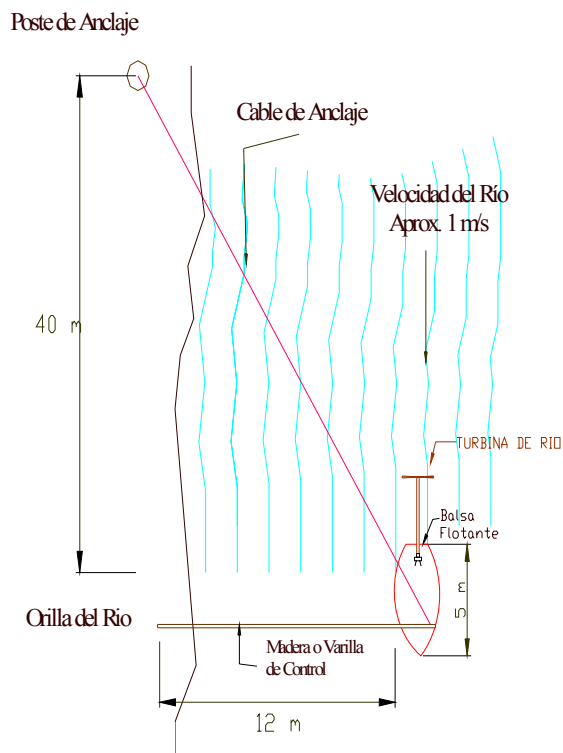
## 2.5.2 Medidas de Protección contra palizadas

No existe un mecanismo de protección contra las palizadas que funcione satisfactoriamente en los ríos de la amazonía. Sin embargo, se tuvo en consideración un mecanismo de protección contra palizadas utilizada en el Río Amazonas el cual consiste de una línea de troncos flotantes amarrados a cables mediante complementos de sujeción y elementos de amarre. En el extremo de tierra esta anclado a un macizo de anclaje en la ribera y la línea de troncos asegura su flotabilidad por la densidad de la madera siendo fijada su posición por boyas, que con sus respectivos anclajes al río aseguran la posición del sistema.

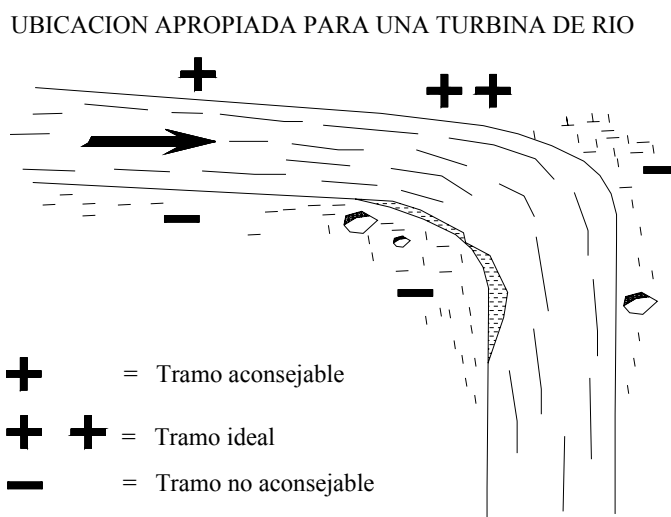


**Mecanismo de Protección contra palizadas**

En el caso de la Turbina de Río, se sabe que en el periodo que ha estado en funcionamiento, ésta no ha tenido problemas con arrastre de materiales (ramas, troncos, etc), no necesariamente por la resistencia del material, sino por la ubicación de la turbina respecto a las corrientes de agua. Por tanto, en la evaluación de campo también es importante identificar el lugar de instalación de la turbina. Además, el sistema se desinstala sencillamente para su traslado a lugares alternativos y de mejores condiciones ante la presencia de palizadas con un mínimo de mano de obra y esfuerzo. Se puede apreciar en la Fig. 2.5, un Sistema de Anclaje alternativo de la Turbina de Río el cual mantiene a la Turbina funcionando correctamente.



**Fig. 2.5 Sistema de Anclaje**



### 2.5.3 Consideraciones para satisfacer la Potencia Nominal

Las consideraciones necesarias para satisfacer la Potencia Nominal de generación de energía eléctrica están relacionadas a la selección del lugar de instalación de la Turbina de Río, por lo tanto es necesario contar con la siguiente información básica en **Temporadas de Vaciante y Creciente**:



Por lo tanto, tomando en cuenta estas consideraciones como lo son la Máxima y Mínima Velocidad de la corriente del Río Napo ( $0.5 \leq V_{\text{rio}} \leq 1.5$  m/s) y el Nivel mínimo útil de la misma (Nivel mínimo =1.75 m), se llega a la conclusión de que la Turbina de Río no tendrá ningún inconveniente para satisfacer la potencia nominal en la generación de energía eléctrica.

RIO	Diciembre Nmed. (m)	Enero - 2004			NORMAL ENERO	ANOMALIA (m)
		Nmed (m)	Nmax (m)	Nmin (m)		
*AMAZONAS	113.62	115.35	115.91	113.35	114.17	1.19
*NANAY	113.07	114.86	115.29	113.07	113.41	1.46
**NAPO	2.78	2.68	3.78	2.31	2.24	0.45
**CORRIENTES	5.2	2.7	5.21	2.1	2.34	0.33

**Tabla 2.3 Comportamiento de los niveles de los ríos de la selva norte durante la Temporada de Vaciante (Diciembre – Enero del 2004)**

RIO	Enero Nmed. (m)	Febrero - 2004			NORMAL FEBRERO	ANOMALIA (m)
		Nmed (m)	Nmax (m)	Nmin (m)		
*AMAZONAS	115.21	112.08	112.82	111.67	114.78	-2.7
*NANAY	114.55	111.23	112.04	110.83	114.12	-2.89
**NAPO	2.28	2.25	2.9	2.2	4.05	-1.8
**CORRIENTES	2.46	5.06	6.4	4.1	2.5	2.5

**Tabla 2.4 Comportamiento de los niveles de los ríos de la selva norte durante la Temporada de Vaciante (Enero – Febrero del 2004)**

RIO	Julio Nmed. (m)	Agosto - 2004			NORMAL AGOSTO	ANOMALIA (m)
		Nmed (m)	Nmax (m)	Nmin (m)		
AMAZONAS	113.62	110.32	112.84	107.60	110.90	-0.58
NANAY	113.06	110.33	112.33	108.73	110.52	-0.19
NAPO	7.39	6.24	7.5	4.73	4.90	1.34
CORRIENTES	5.22	2.58	3.78	1.35	2.73	-0.15

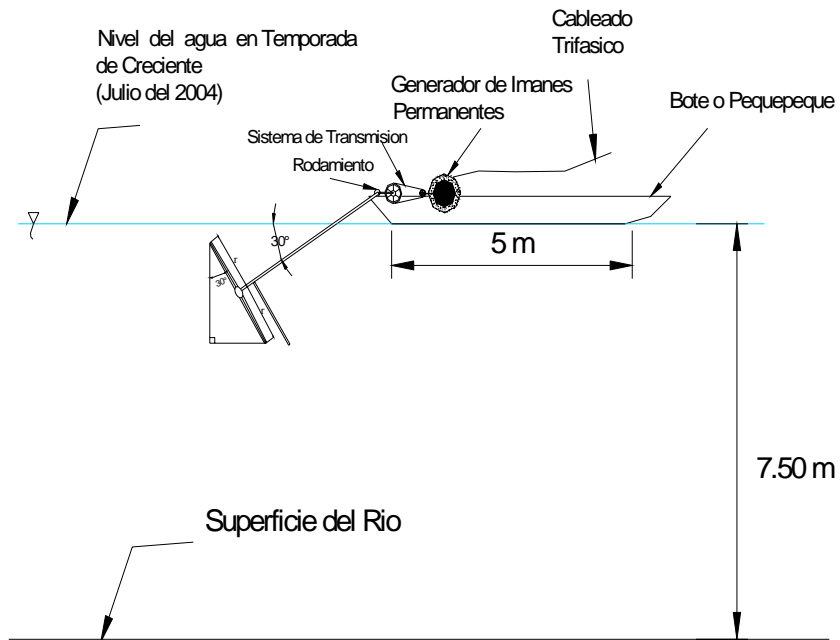
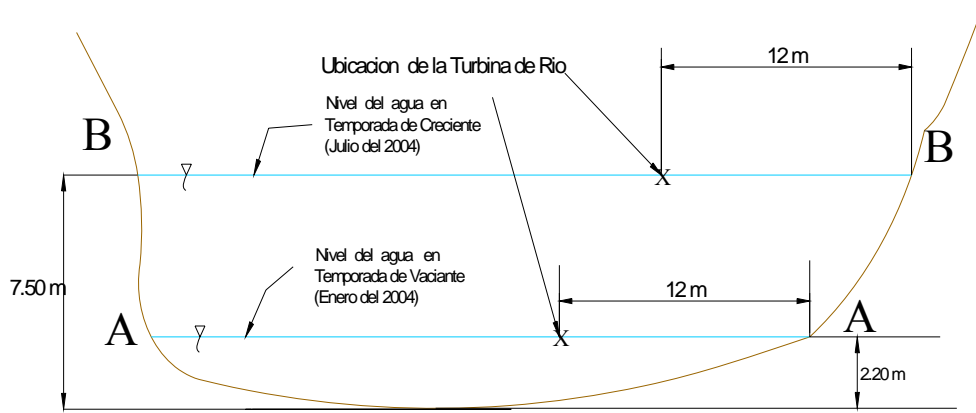
**Tabla 2.5 Comportamiento de los niveles de los ríos de la selva norte durante la Temporada de Creciente (Julio – Agosto del 2004)**

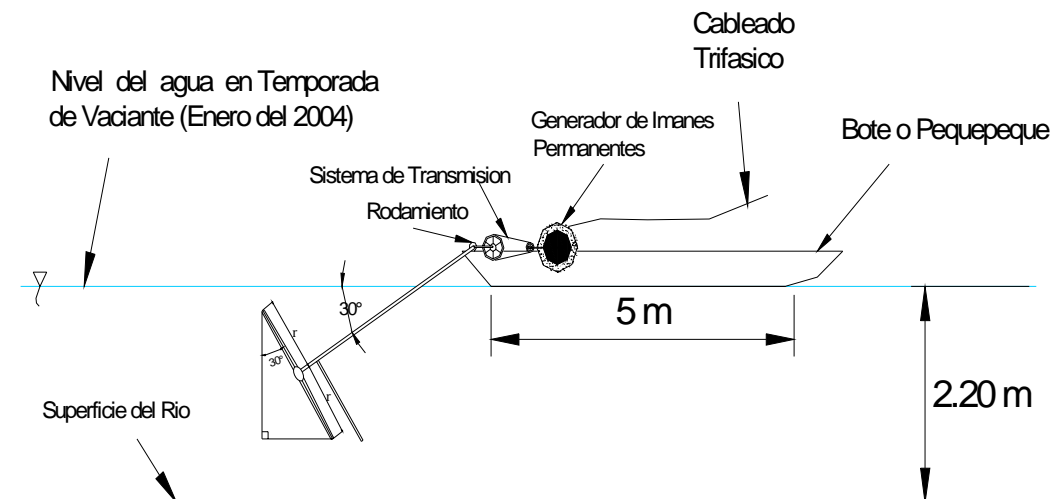
\* Niveles expresados en m.s.n.m.

\*\* Niveles expresados en m.

Fuente: Boletín Meteorológico e Hidrológico del Perú (Senamhi, Diciembre – Febrero del 2004)

# Instalacion de la Turbina de Rio





### 3. ASPECTOS TEÓRICOS

#### 3.1 Definición de Turbomaquina

Una turbomáquina hidráulica es un dispositivo que convierte la energía hidráulica en energía mecánica y viceversa; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando el sentido del flujo de la energía. 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 alabes, 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 alabes, 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.

#### 3.2 Clasificación de las Turbomaquinas Hidráulicas

##### 3.2.1 Según la función que desempeñan

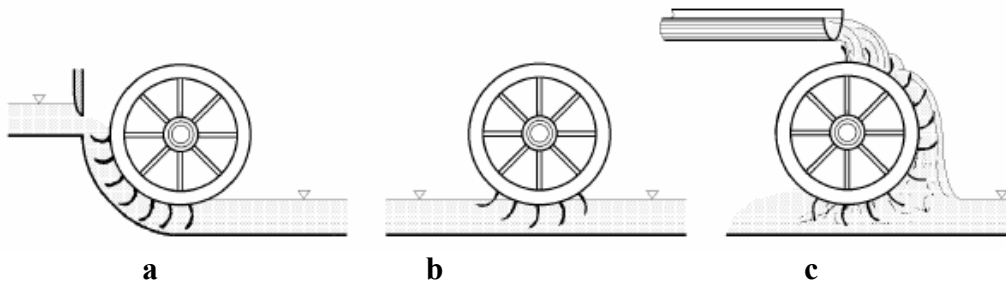
###### a) Turbomáquinas Motrices

Recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la transforman en energía mecánica, pudiendo ser de dos tipos:

Dinámicas o cinéticas: Ruedas Hidráulicas y Turbinas Hidráulicas

Estáticas o de presión: Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc.

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 Fig.3.1 c, o bien, su energía cinética se transforma en energía mecánica, como se indica en la Fig. 3.1 a y b.



**Fig. 3.1 Rueda Hidráulica**

Se clasifican en:

- Ruedas movidas por el costado
- Ruedas movidas por debajo
- 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.

Por su parte, una turbomáquina elemental o monocelular tiene básicamente, una serie de alabes fijos, (distribuidor), y otra de alabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente: el distribuidor, el rodete y el difusor.

El distribuidor y el difusor, (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico – centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de alabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina.

**b) Turbomáquinas generatrices**, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:

a) Bombas de alabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales

b) Hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque

**c) Turbomáquinas reversibles**, tanto generatrices como motrices, que ejecutan una serie de funciones que quedan aseguradas, mediante un rotor específico, siendo las más importantes:

Grupos turbina-bomba, utilizados en centrales eléctricas de acumulación por bombeo.

Grupos Bulbo, utilizados en la explotación de pequeños saltos y centrales maremotrices

**d) Grupos de transmisión o acoplamiento**, que son una combinación de máquinas motrices y generatrices, es decir, un acoplamiento (bomba – turbina), alimentadas en circuito cerrado por un fluido, en general aceite; a este grupo pertenecen los cambiadores de par.

### 3.2.2 Según la presión en el rodete

Las turbinas se clasifican en:

#### a) Turbinas de acción o impulsión

En las turbinas de acción el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua coinciden. Ejemplo la Turbina Pelton



**Fig. 3.2 Turbina de Acción**

#### b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los alabes 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.

El difusor o tubo de aspiración, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre. En las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua

en el rodete ( $W_1 - W_2$ ), según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.



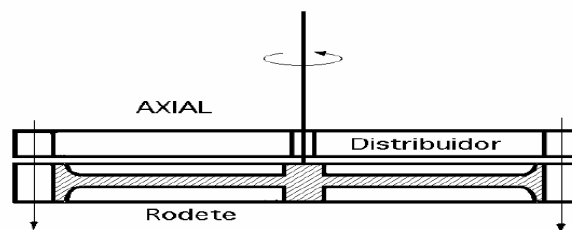
**Fig. 3.3 Turbina de Reacción**

### 3.2.3 Según la dirección de entrada del agua

Estas pueden clasificarse en:

#### a) Turbinas Axiales

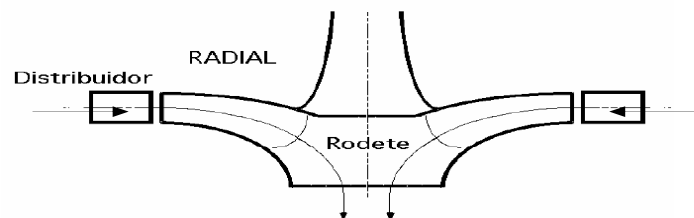
En las axiales, (Kaplan, hélice, bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Fig. 3.4:



**Fig. 3.4 Turbina Axial**

#### b) Turbinas Radiales (centrípetas y centrífugas)

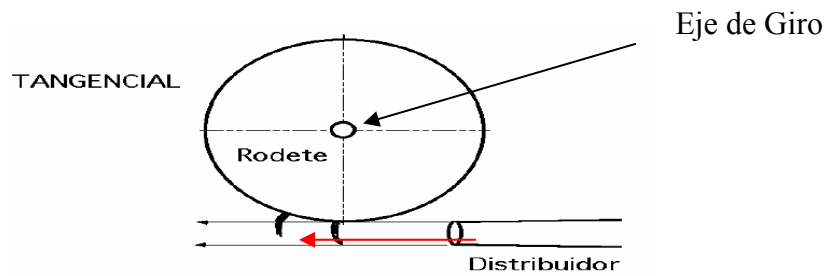
En las radiales, el agua entra perpendicularmente al eje, siendo centrífugas cuando el agua va de dentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua va de afuera hacia adentro, (Francis).



**Fig. 3.5 Turbina Radial**

#### c) Turbinas Tangenciales

En las tangenciales, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda.



**Fig. 3.6 Turbina Tangencial**

### 3.2.4 Turbinas de Río o de Caída Cero

La Turbina de Río no es más que un aerogenerador subacuático con un rotor de dos o tres palas. El rotor se suspende desde un pontón flotante, con la transmisión, generador, etc. por encima de la cubierta. Una turbina de río transforma la energía cinética de una masa fluida de agua. A diferencia de un esquema convencional, su instalación no requiere un trabajo de ingeniería civil aparte de un poste de amarre. Esta flexibilidad hace que la turbina sea conveniente para el uso en las corrientes de las mareas y estuarios. El diseño de la Turbina de Río desarrollado y mejorado es la turbina Garman, siendo el Cargador de Baterías (Aquacharger) un complemento de esta. Además, dichas turbinas son generadoras de energía descentralizadas aplicables a ciertas áreas sin acceso a una gran red de distribución de energía. La Turbina de Río convierte la fuerza del agua en energía rotatoria del eje, una transmisión que utiliza faja y poleas aumenta la velocidad y un generador transforma la energía mecánica del eje en energía eléctrica.

#### a) Turbina Garman

La Turbina Garman fue diseñada originalmente como una máquina para el bombeo de agua, para el suministro de agua a las comunidades para uso agrícola en África del Norte. Posteriormente esta turbina se ha adaptado para generar electricidad y puede además ser utilizado como una máquina para un propósito doble, bombeo de agua o generación de electricidad. Dependiendo de la disponibilidad del recurso, puede producir por encima de los 2 Kw. de potencia generada (o de salida) y es un reemplazo para la bomba diesel (3HP) de tres pulgadas utilizada en muchas situaciones agrícolas.



**Fig. 3.7 Canoa con la Turbina Garman en el Río Napo**

### **b) Turbina Aquacharger o Cargador de Batería**

El Aquacharger (o cargador de batería) es una turbina para cargar baterías para el suministro de energía eléctrica doméstica o para el uso de los centros de salud del pueblo, las escuelas o instalaciones similares. Es más pequeño que la Turbina Garman y puede producir por encima de los 500W de energía eléctrica.



**Fig. 3.8 Cargador de Baterías (Aquacharger)**

## 4. DISEÑO DE LA TURBINA DE RÍO

Este capítulo tiene por objeto el de exponer ciertos criterios que se deben tener en cuenta para el diseño del rotor óptimo de una turbina.

### 4.1 Diseño Hidráulico

Se describe los principios básicos de las turbomáquinas aplicados a los rotores, la obtención de los coeficientes de potencia y de celeridad (relación de velocidad en la punta de la pala) también llamado coeficiente de velocidad tangencial, muy importantes en el diseño de las turbinas, luego de un análisis adimensional.

#### 4.1.1 Principios Hidráulicos

Para facilitar el análisis teórico de la transferencia de energía entre el agua y las palas del rotor consideraremos al rotor como una turbomáquina axial tal como se representa esquemáticamente en la figura siguiente:

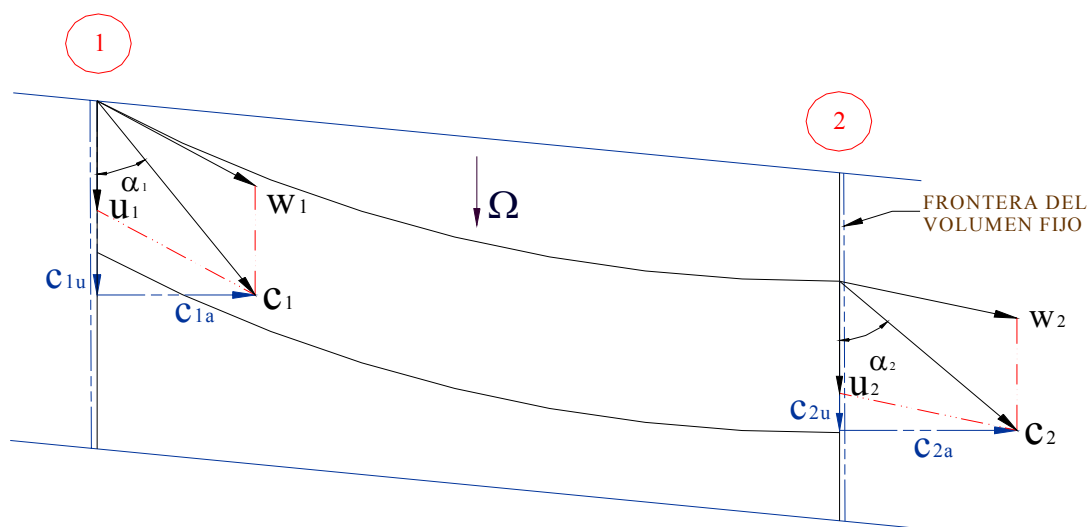


Fig. 4.1

Como se puede observar, al agua ingresa axialmente sufriendo un cambio en la dirección al entrar en el rotor. En el presente estudio, se analiza primero el modelo matemático simple de un rotor y un flujo ideal, es decir, un modelo matemático simple de las siguientes condiciones:

1. Flujo de agua bidimensional y sin fricción interna.
2. Proceso estacionario y posición inclinada del eje del rotor.
3. Se asume que las palas son de espesor imaginario.

En realidad se tiene un flujo con fricción y paletas reales, las cuales influyen en la dirección de las líneas de corriente y por ello la transformación ideal de energía sufre influencias los cuales se corrigen usando coeficientes de diseño experimentales.

#### 4.1.2 La Ley de Cantidad de Movimiento para el modelo matemático

La potencia técnica en el eje del rotor es igual al producto de la velocidad angular  $\Omega$  (rad/s), por el torque entregado por el rotor (Kg. x m). Como para un proceso estacionario la velocidad angular es constante obtenemos en realidad la transferencia de este torque.

El torque es el producto de un brazo por una fuerza originada en el cambio de impulso del flujo de agua. Como en un proceso estacionario el flujo de masa es constante y la rotación del rotor tiene lugar en el volumen fijo del proceso, este cambio de impulso depende solamente del cambio de la velocidad absoluta a través del volumen fijo, es decir, a través del rotor.

Por lo tanto, analizamos el problema de la transformación de la energía a partir del cambio de las velocidades absolutas del modelo matemático simple.

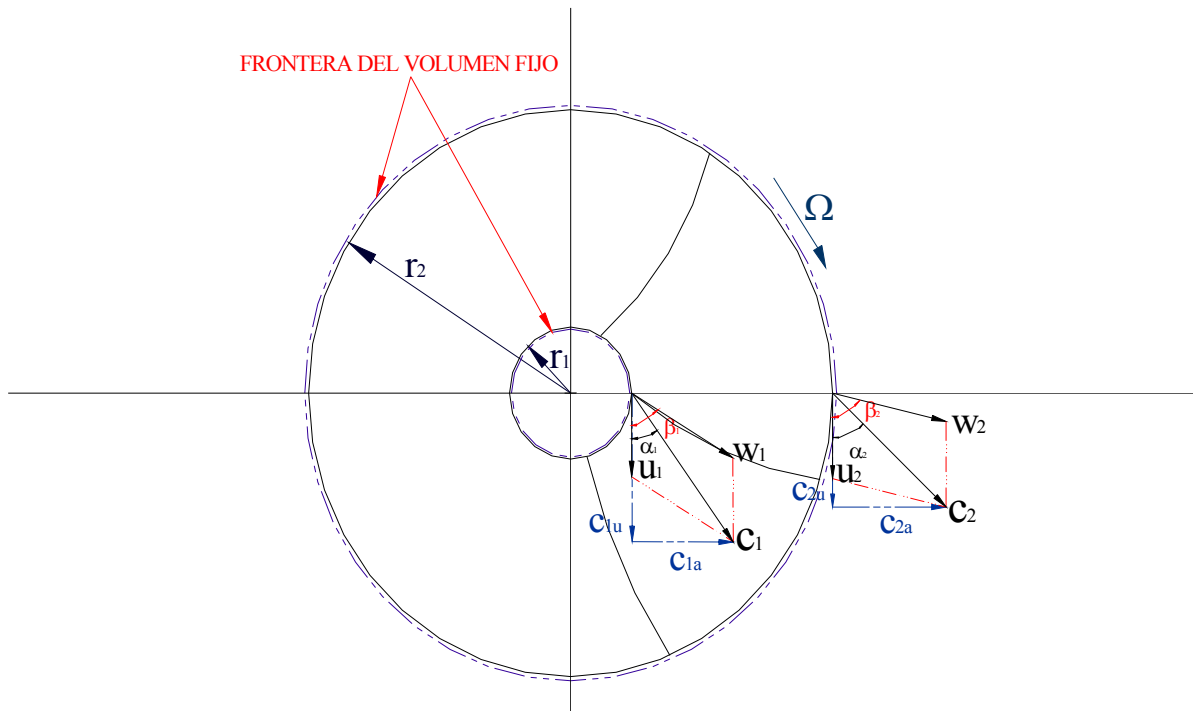


Fig. 4.2

Los vectores de velocidades absolutas, de arrastre y relativa se designan por convención internacional como los escalares  $c$ ,  $u$  y  $w$  respectivamente, suponiendo que están multiplicados por sus vectores unitarios correspondientes.

Las velocidades  $u$  de arrastre son iguales a:

$$u_1 = \Omega r_1 \quad (\text{m/s})$$

$$u_2 = \Omega r_2 \quad (\text{m/s})$$

El flujo entra al volumen fijo con la velocidad relativa  $w_1$  (m/s) y sale con la velocidad relativa  $w_2$  (m/s) orientado en la dirección de la línea de corriente relativa. El vector de la velocidad absoluta es la suma de los vectores de las velocidades de arrastre y relativa. De esta manera se construyen los triángulos de velocidades de entrada y salida con los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  respectivos entre las direcciones de las velocidades de arrastre ( $u$ ) y absoluta ( $c$ ) y entre las velocidades de arrastre y relativa.

Aplicando la Ley de Impulso en la dirección tangencial (la suma de las componentes de las presiones en la dirección tangencial es cero) se encuentra la fuerza resultante que ejerce el flujo sobre las palas:

$$\bar{F} + \int_V \rho g dV = \frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho (dV \cdot \bar{c}) + \int_A \rho (\bar{c} \cdot d\bar{A}) \bar{c} \quad , \text{ ya que el flujo es estacionario:}$$

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho (dV \cdot \bar{c}) = 0 \quad \text{y} \quad \frac{\delta}{\delta t} \int_V \rho g dV = 0$$

Entonces:

$$\bar{F}_{\tan} = \int_A \rho (\bar{c} \cdot \bar{dA}) \bar{c}_{\tan}$$

Además, se puede demostrar con la Ley de continuidad que  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$

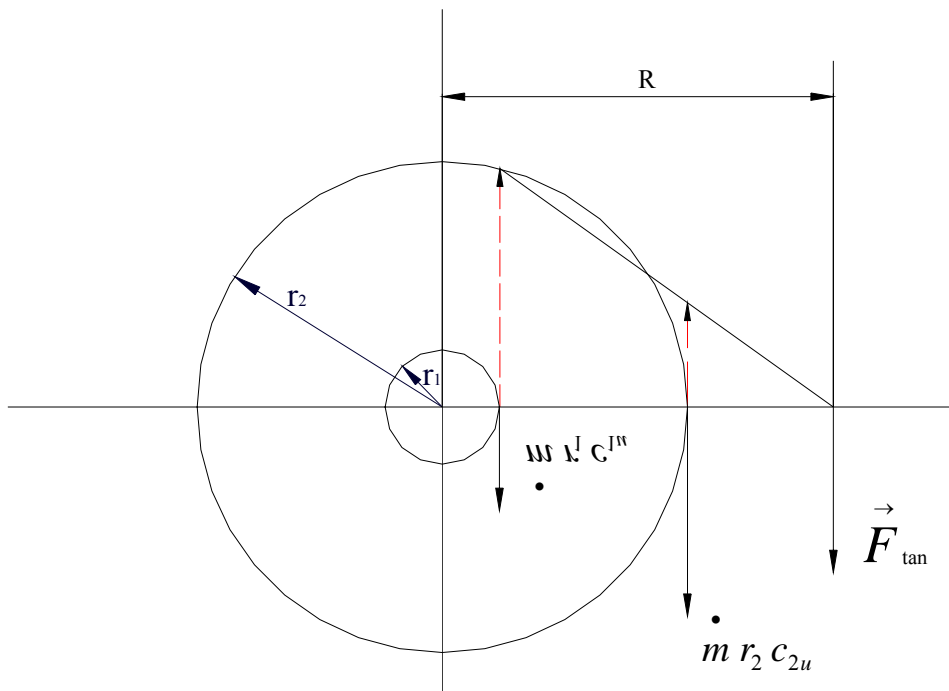
Se deduce entonces que la fuerza externa resultante en forma escalar es la diferencia de las fuerzas de cambio de impulso:

$$F_{\tan} = \dot{m} c_2 \cos \alpha_2 - \dot{m} c_1 \cos \alpha_1 = \dot{m} c_{2u} - \dot{m} c_{1u} \quad (N)$$

El Torque resultante es:

$$M = F_{\tan} R = \dot{m} r_2 c_{2u} - \dot{m} r_1 c_{1u} \quad (N \cdot m)$$

La Fig. 4.3 representa la construcción cinemática de la Fuerza tangencial  $F_{\tan}$  con su brazo resultante R, a partir de los torques originados por las fuerzas de cambio de impulso.



**Fig. 4.3**

Ya que:  $r_1 = r_2 = R$

$$\text{Entonces:} \quad M = F_{\tan} R = \dot{m} R c_{2u} - \dot{m} R c_{1u} \quad (N \cdot m)$$

Si la velocidad angular es constante, la potencia transformada ( $\dot{W}$ ) es igual a:

$$\dot{W} = \Omega M = \dot{m} (\Omega R c_{2u} - \Omega R c_{1u})$$

ya que  $u = \Omega R$

Entonces:  $\dot{W} = \dot{m} u (c_{2u} - c_{1u}) \quad \left(\frac{J}{s} = W\right)$

El trabajo específico transformado o trabajo específico de Euler es:

$$w_E = u (c_{2u} - c_{1u}) \quad (J / Kg)$$

El caudal es igual al producto del área de salida por la componente de la velocidad absoluta  $c_{2a}$  en la dirección axial, es decir:

$$\dot{V} = A_s c_{2a} \quad (m^3 / s)$$

que es lo mismo:  $Q = A_s c_{2a} \quad (m^3 / s)$

#### 4.1.3 Transformación de la Energía Cinética a través del rotor

Aplicando la Ley de cosenos a los triángulos de velocidades de entrada y salida, se obtiene:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (1)$$

Pero:  $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$

En (1):  $w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{2u}$  (2)

También:  $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1$  (3)

Como:  $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$

En (3):  $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{1u}$  (4)

Luego (2) - (4):

$$w_2^2 - w_1^2 = (c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$$

De aquí se deduce que como:

$$w_E = u (c_{2u} - c_{1u})$$

Entonces, el trabajo específico de Euler resulta:

$$w_E = \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + \left[ -\frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \right] \quad (J / Kg)$$

El término  $\frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2)$  representa el cambio de la energía cinética específica.

El término  $\left[ -\frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \right]$  representa el cambio en la energía estática específica (J/Kg)

/w<sub>est</sub>/.

#### 4.1.4 Grado de Reacción

Es la relación entre la transformación de la energía estática específica en el rotor y la transformación de la energía específica de Euler  $/w_E/$ :

$$GR = \frac{-(w_2^2 - w_1^2)}{(c_2^2 - c_1^2) + [-(w_2^2 - w_1^2)]}$$

Entonces: 
$$GR = \frac{-(w_2^2 - w_1^2)}{(c_2^2 - c_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)}$$

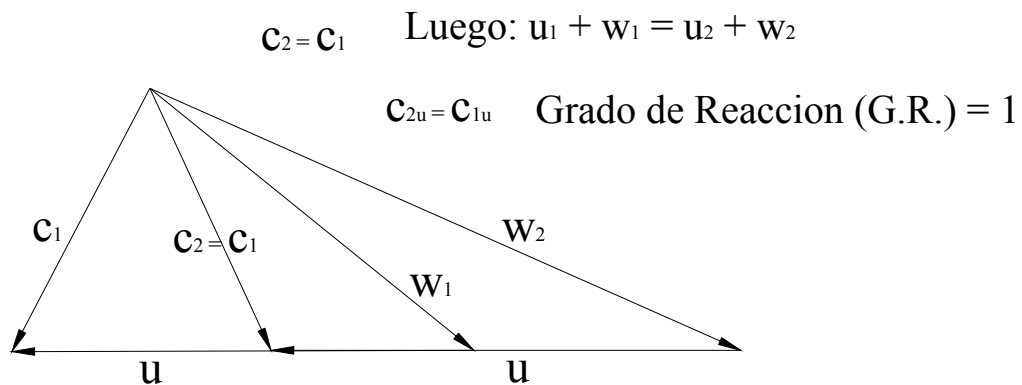
Con el grado de reacción se puede sacar conclusiones sobre la forma necesaria de las paletas.

Entre puntos situados inmediatamente antes y después de la rueda para un mismo radio existe una diferencia de presiones  $\Delta p$ , por lo tanto, el rotor recibe un empuje. Puesto que la caída de presión es solo en el rotor, el grado de reacción es igual a uno, es decir, 100% de reacción: la energía total a través del rotor se transforma en energía estática.

Como  $w_2 \neq w_1$ , de la última ecuación de GR:

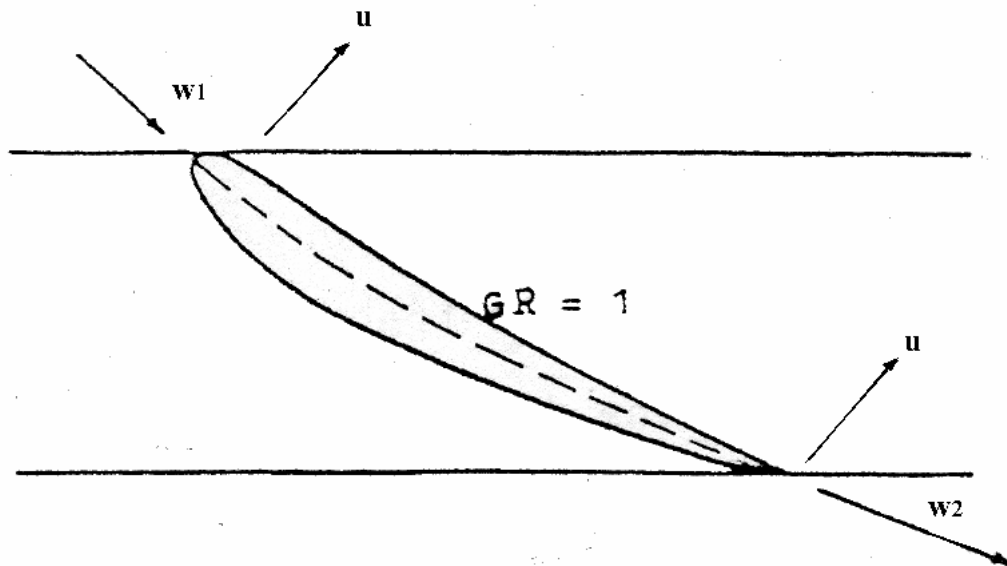
$$c_2^2 - c_1^2 = 0 \Rightarrow c_2 = c_1 \quad y \quad c_{2u} = c_{1u}$$

Este resultado se muestra en la Fig. 4.4.



**Fig. 4.4 Triangulo de Velocidades**

Como se puede apreciar, la expansión se realiza totalmente en las paletas del rotor, las cuales tendrán un perfil como el indicado en la Fig.4.5



**Fig. 4.5 Perfil de las Palas**

#### 4.1.5 Consideraciones de Semejanza

Entre los diferentes tipos de turbomáquinas existe una semejanza. Como además el análisis del flujo portador de energía (agua) es complejo, se pueden y tienen que hacer investigaciones con modelos, para obtener informaciones que se pueden referir a números adimensionales para un prototipo, en base a consideraciones de semejanza geométrica, cinemática y dinámica con el modelo. Se necesita seleccionar las variables características físicas de las turbinas de río y deducir los números adimensionales con el Teorema de "Buckingham".

Siendo parámetros experimentales, valen para el punto de diseño, es decir, en el punto óptimo del aprovechamiento de la energía.

##### a) El análisis adimensional

Las variables físicas más importantes para turbinas son:

- La potencia técnica producida en el eje,  $\dot{W}_t$  ( $J/s = Nxm/s$ )
- Radio del rotor, representa la dimensión del rotor para una serie de rotores similares,  $R$  (m).
- Densidad del agua,  $\rho$  ( $Kg/m^3$ )
- Componente de la velocidad del flujo,  $v_0$  (m/s).
- Viscosidad absoluta del portador de energía,  $\mu$  ( $Nxs/m^2$ )
- Velocidad angular del rotor,  $\Omega$  (rad/seg)
- Presión del agua,  $p$  ( $N/m^2$ );.
- Relación de las presiones de entrada y de salida del rotor,  $p_1/p_2$  adimensional.

Las variables físicas con sus dimensiones en el sistema F, L, T son:

- Potencia técnica producida en el eje ( $\dot{W}_t$ ) =  $F L T^{-1}$
- Radio del rotor ( $R$ ) = L

- Densidad del agua ( $\rho$ ) = F T<sup>2</sup> L<sup>-4</sup>
- Componente de la velocidad del flujo ( $v_0$ ) = L T<sup>-1</sup>
- Viscosidad absoluta del portador de energía ( $\mu$ ) = F T L<sup>-2</sup>
- Velocidad angular del rotor ( $\Omega$ ) = T<sup>-1</sup>
- Presión del agua ( $p$ ) = F L<sup>-2</sup>
- Relación de las presiones de entrada y de salida del rotor ( $p_1/p_2$ ) = 0

Por el teorema de Buckingham, se sabe que se pueden formar cinco grupos adimensionales, pues se tienen tres dimensiones o unidades independientes.

$$\left( \frac{FxL}{T}, L, \frac{FxT^2}{L^4}, \frac{L}{T}, T^{-1}, \frac{FxT}{L^2}, \frac{F}{L^2}, 0 \right)$$

Estos cinco grupos adimensionales se pueden desarrollar combinando  $\dot{W}_t$ , R y  $\rho$  con cada una de las otras variables de tal modo que:

$$\pi_1 = \dot{W}_t^{\alpha_1} \cdot R^{\beta_1} \cdot \rho^{\gamma_1} \cdot v_0$$

$$\pi_2 = \dot{W}_t^{\alpha_2} \cdot R^{\beta_2} \cdot \rho^{\gamma_2} \cdot \Omega$$

$$\pi_3 = \dot{W}_t^{\alpha_3} \cdot R^{\beta_3} \cdot \rho^{\gamma_3} \cdot \mu$$

$$\pi_4 = \dot{W}_t^{\alpha_4} \cdot R^{\beta_4} \cdot \rho^{\gamma_4} \cdot p$$

$$\pi_5 = \frac{p_1}{p_2}, \text{ ya es adimensional}$$

$$\text{Entonces: } \pi_1 = (F L T^{-1})^{\alpha_1} \cdot L^{\beta_1} \cdot (F T^2 L^{-4})^{\gamma_1} \cdot L T^{-1} \dots (1)$$

$$\pi_1 = F^{\alpha_1} L^{\alpha_1} T^{-\alpha_1} \cdot L^{\beta_1} \cdot F^{\gamma_1} T^{2\gamma_1} L^{-4\gamma_1} \cdot L T^{-1}$$

$$\alpha_1 + \gamma_1 = 0 \Rightarrow \alpha_1 = -\gamma_1$$

$$\alpha_1 + \beta_1 - 4\gamma_1 + 1 = 0 \Rightarrow -5\gamma_1 + \beta_1 = -1$$

$$-\alpha_1 + 2\gamma_1 - 1 = 0 \Rightarrow 3\gamma_1 = 1 \therefore \gamma_1 = 1/3, \alpha_1 = -1/3, \beta_1 = 2/3$$

$$\text{En (1): } \pi_1 = (F L T^{-1})^{-1/3} \cdot L^{2/3} \cdot (F T^2 L^{-4})^{1/3} \cdot L T^{-1}$$

$$\text{Luego: } \pi_1 = \dot{W}_t^{-1/3} \cdot R^{2/3} \cdot \rho^{1/3} \cdot v_0$$

$$\pi_1 = \sqrt[3]{\frac{R^2 \cdot \rho}{\dot{W}_t}} \cdot v_0$$

$$\pi_2 = (F L T^{-1})^{\alpha_2} \cdot L^{\beta_2} \cdot (F T^2 L^{-4})^{\gamma_2} \cdot T^{-1} \dots (1)$$

$$\pi_2 = F^{\alpha_2} L^{\alpha_2} T^{-\alpha_2} \cdot L^{\beta_2} \cdot F^{\gamma_2} T^{2\gamma_2} L^{-4\gamma_2} T^{-1}$$

$$\alpha_2 + \gamma_2 = 0 \Rightarrow \alpha_2 = -\gamma_2$$

$$\alpha_2 + \beta_2 - 4\gamma_2 = 0 \Rightarrow -5\gamma_2 + \beta_2 = 0$$

$$-\alpha_2 + 2\gamma_2 - 1 = 0 \Rightarrow 3\gamma_2 - 1 = 0 \quad \therefore \gamma_2 = 1/3, \alpha_2 = -1/3, \beta_2 = 5/3$$

$$\text{En (1): } \pi_2 = (FLT^{-1})^{-1/3} \cdot L^{5/3} \cdot (FT^2L^{-4})^{1/3} \cdot T^{-1}$$

$$\pi_2 = \dot{W}_t^{-1/3} \cdot R^{5/3} \cdot \rho^{1/3} \cdot \Omega$$

$$\text{Entonces: } \pi_2 = \sqrt[3]{\frac{R^5 \cdot \rho}{\dot{W}_t}} \cdot \Omega$$

$$\pi_3 = (FLT^{-1})^{\alpha_3} \cdot L^{\beta_3} \cdot (FT^2L^{-4})^{\gamma_3} \cdot FTL^{-2} \dots(1)$$

$$\pi_3 = F^{\alpha_3} L^{\alpha_3} T^{-\alpha_3} \cdot L^{\beta_3} \cdot F^{\gamma_3} T^{2\gamma_3} L^{-4\gamma_3} F T L^{-2}$$

$$\alpha_3 + \gamma_3 + 1 = 0 \Rightarrow \alpha_3 + \gamma_3 = -1 \quad \dots(a)$$

$$\alpha_3 + \beta_3 - 4\gamma_3 - 2 = 0 \Rightarrow \alpha_3 + \beta_3 - 4\gamma_3 = 2$$

$$-\alpha_3 + 2\gamma_3 + 1 = 0 \Rightarrow -\alpha_3 + 2\gamma_3 = -1 \quad \dots(b)$$

$$(a) + (b): 3\gamma_3 = -2 \Rightarrow \gamma_3 = -2/3 \quad \therefore \alpha_3 = -1/3, \beta_3 = -1/3$$

$$\text{En (1): } \pi_3 = (FLT^{-1})^{-1/3} \cdot L^{-1/3} \cdot (FT^2L^{-4})^{-2/3} \cdot FTL^{-2}$$

$$\pi_3 = \dot{W}_t^{-1/3} \cdot R^{-1/3} \cdot \rho^{-2/3} \cdot \mu$$

$$\text{Entonces: } \pi_3 = \sqrt[3]{\frac{1}{\dot{W}_t R \rho^2}} \cdot \mu$$

$$\pi_4 = (FLT^{-1})^{\alpha_4} \cdot L^{\beta_4} \cdot (FT^2L^{-4})^{\gamma_4} \cdot FL^{-2} \dots(1)$$

$$\pi_4 = F^{\alpha_4} L^{\alpha_4} T^{-\alpha_4} \cdot L^{\beta_4} \cdot F^{\gamma_4} T^{2\gamma_4} L^{-4\gamma_4} F L^{-2}$$

$$\alpha_4 + \gamma_4 + 1 = 0 \Rightarrow \alpha_4 + \gamma_4 = -1 \quad \dots(a)$$

$$\alpha_4 + \beta_4 - 4\gamma_4 - 2 = 0 \Rightarrow \alpha_4 + \beta_4 - 4\gamma_4 = 2$$

$$-\alpha_4 + 2\gamma_4 = 0 \Rightarrow \alpha_4 = 2\gamma_4 \dots(b)$$

$$(b) \text{ en (a): } 3\gamma_4 = -1 \Rightarrow \gamma_4 = -1/3 \quad \therefore \alpha_4 = -2/3, \beta_4 = 4/3$$

$$\text{En (1): } \pi_4 = (FLT^{-1})^{-2/3} \cdot L^{4/3} \cdot (FT^2L^{-4})^{-1/3} \cdot FL^{-2}$$

$$\pi_4 = \dot{W}_t^{-2/3} \cdot R^{4/3} \cdot \rho^{-1/3} \cdot p$$

$$\text{Entonces: } \pi_4 = \sqrt[3]{\frac{R^4}{\dot{W}_t^2 \cdot \rho}} \cdot p$$

La solución de los números adimensionales o  $\pi_s'$  es:

$$\pi_1 = \sqrt[3]{\frac{R^2 \cdot \rho}{\dot{W}_t} \cdot v_0}, \quad \pi_2 = \sqrt[3]{\frac{R^5 \cdot \rho}{\dot{W}_t} \cdot \Omega}, \quad \pi_3 = \sqrt[3]{\frac{1}{\dot{W}_t \cdot R \cdot \rho^2} \cdot \mu}$$

$$\pi_4 = \sqrt[3]{\frac{R^4}{\dot{W}_t^2 \cdot \rho} \cdot P}, \quad \pi_5 = \frac{p_1}{p_2}$$

y la ecuación anterior se reduce a:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) = 0$$

De acuerdo al análisis dimensional, la relación entre los  $\pi_s'$  solo se puede establecer experimentalmente. Los  $\pi_s'$  permanecen constantes para rotores similares y condiciones cinemáticamente y dinámicamente similares, independientemente de la velocidad angular y las dimensiones de los rotores; son criterios del flujo.

Para las turbinas de río, el agua se considera incompresible. Las variables significativas para este tipo de maquina son: la velocidad del río  $v_0$ , la velocidad angular  $\Omega$ , el radio del rotor  $R$ , con la potencia  $\dot{W}_t$  como variable dependiente.

Con el fin de obtener los números adimensionales más importantes con respecto a estas variables significativas se acostumbra reagrupar los números adimensionales de la ultima ecuación de la siguiente manera:

- **El coeficiente de Potencia ( $C_p$ )**

Da la relación entre la potencia entregada en el eje  $\dot{W}_t$  y la energía cinética por unidad de tiempo que lleva la corriente de agua antes de atravesar el rotor  $\frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_0^3$ :

$$C_p = \frac{2 \left( \frac{1}{\pi_1} \right)^3}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_0^3} = \frac{\dot{W}_t}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_0^3} = f(\pi_1)$$

- **La celeridad de diseño o relación de velocidad en la punta de la pala ( $\lambda_0$ )**

Da la relación entre la velocidad en la punta de la pala  $\Omega R$  (velocidad tangencial) y la velocidad del agua delante del rotor  $v_0$ :

$$\lambda_0 = \frac{\pi_2}{\pi_1} = \frac{\Omega R}{v_0} = f(\pi_1, \pi_2)$$

- **La velocidad angular específica ( $n_s$ )**

Es la relación entre  $\dot{W}_t$ ,  $v_0$  y  $\Omega$  en conjunto. Se puede desarrollar esta relación a partir de  $C_p$  y  $\lambda_0$ , eliminando el radio  $R$ :

$$n_s = C_p^{1/2} \lambda_0 = \left( \frac{2}{\pi} \right)^{1/2} \times \frac{\Omega \dot{W}_t^{1/2}}{\rho^{1/2} v_0^{5/2}}$$

Entonces:  $n_s = \left(\frac{2}{\pi}\right)^{1/2} \frac{\Omega \dot{W}_t^{1/2}}{\rho^{1/2} v_0^{5/2}}$

• **El Número de Reynolds (Re)**

Expresa la influencia de las fuerzas viscosas de un flujo no ideal.

Reagrupando  $\pi_1$  y  $\pi_3$ :

$$\frac{\pi_1}{\pi_3} = \frac{\sqrt[3]{\frac{R^2 \cdot \rho}{\dot{W}_t} \cdot v_0}}{\sqrt[3]{\frac{1}{\dot{W}_t \cdot R \cdot \rho^2} \cdot \mu}} = \frac{D \cdot \rho \cdot v_0}{\mu}$$

$$Re = \frac{\rho v_0 D}{\mu} = f(\pi_1, \pi_3)$$

Cabe señalar que estos conceptos se tomaron del libro "Energía del Viento y Diseño de Turbinas Eólicas", Autor R. Bastianon, 1992, Ed. Tiempo de Cultura, Argentina.

Las ecuaciones de los números adimensionales después de reagrupar los números  $\pi_s$  se

transforman en:  $f(C_p, \lambda_0, n_s, Re, \frac{p}{\rho H_{man}}, \frac{p_1}{p_2}) = 0$

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) = 0$$

La influencia del Número de Reynolds Re con respecto de la resistencia del flujo es pequeña cuando la velocidad aumenta, debido al aumento de la influencia de la energía de la turbulencia y a la disminución de las fuerzas viscosas.

Como las velocidades utilizadas en turbinas de río son pequeñas por lo tanto la influencia del Re resulta considerable para esta teoría general.

El número adimensional  $\frac{p}{\rho H_{man}} = \frac{RT}{H_{man}}$  indica la influencia de la temperatura para

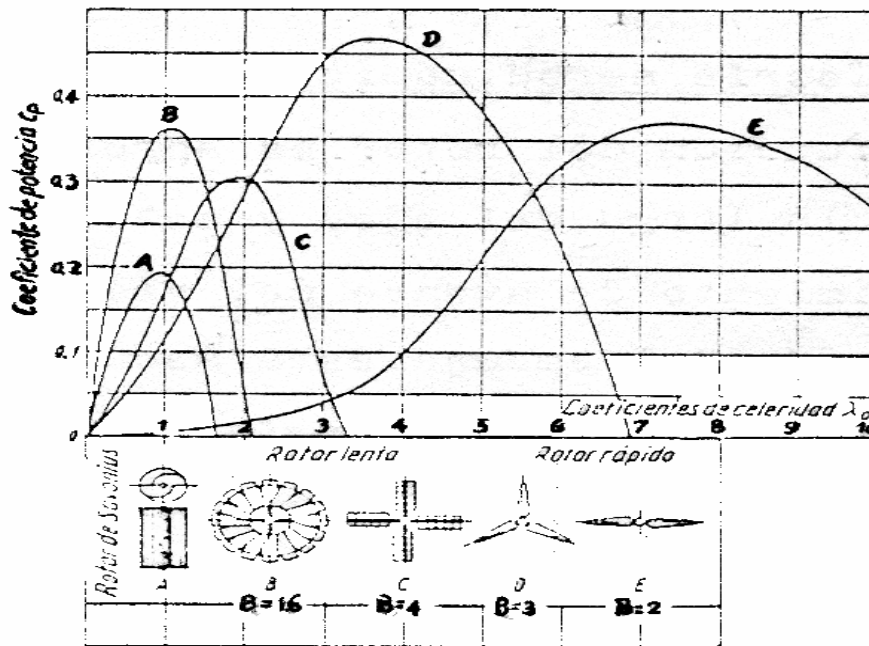
portadores de energía compresibles similares a la relación de presiones  $\frac{p_1}{p_2}$ . Por lo tanto, la

influencia de estos números adimensionales es despreciable para este tipo de turbinas. La ecuación de los números adimensionales resulta ahora:

$$f(C_p, \lambda_0, n_s, Re) = 0$$

El máximo valor que puede alcanzar  $C_p$  es 0.592, nunca puede excederse de este valor máximo teórico (este concepto es el denominado Límite de Betz (1927) y expresa lo siguiente: "La máxima potencia que se puede obtener, en teoría, de una corriente de aire con una aeroturbina ideal nunca puede superar al 59,2% de la potencia del viento incidente.". Es así que se toma este valor referencial del aerogenerador para el diseño de la Turbina de Río). En general,  $C_p$  depende del grado de reducción de la velocidad del agua, de la disposición geométrica de la maquina y de la celeridad.  $C_p$  ha sido determinado en pruebas o ensayos efectuados en túnel de viento para diversas disposiciones de las palas siendo este de  $0.8 \times C_{p_{max}} = 0.47$ . Cuanto más alta sea la celeridad, mayor será el

coeficiente de potencia. De la Fig. 4.6 se determina el coeficiente de potencia con  $\lambda_0 = 5$ , obteniéndose el valor aproximado de 0.35.



**Fig. 4. 6 Tipos de Rotores**

De la Fig. 4.6 se puede observar que el rango de los rotores lentos esta entre 0 y 5, y el rango de los rotores rápidos entre 5 y 10.

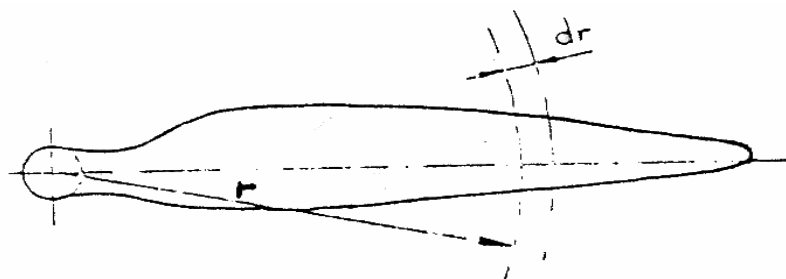
## 4.2 Principio Aerodinámico

Se expone la teoría aerodinámica “Teoría del Diferencial de Pala”, cuyo resultado se utilizara para determinar el funcionamiento y la geometría de un rotor ideal de tres palas considerado sin fricción viscosa.

### 4.2.1 Teoría del Diferencial de Pala

Esta teoría considera que el rotor esta constituido por un número determinado de palas con sección transversal en forma de perfil aerodinámico.

Sea un diferencial de pala extendiéndose sobre una longitud ‘dr’ del radio a una distancia r del eje de rotación como se muestra en la Fig. siguiente:



**Fig. 4.7 Esquema del Diferencial de Pala**

La cuerda del perfil aerodinámico esta inclinada un ángulo  $\beta$  respecto del plano de rotación del rotor y el movimiento del fluido sobre el diferencial de pala es el que resulta de la velocidad frontal “v” del fluido y la velocidad tangencial  $\Omega r$ , correspondiente a la

velocidad angular del rotor. La velocidad resultante “w” del fluido sobre el diferencial de pala y el ángulo de inclinación  $\phi$  de esta velocidad con respecto del plano de rotación están determinados por consiguiente por las ecuaciones:

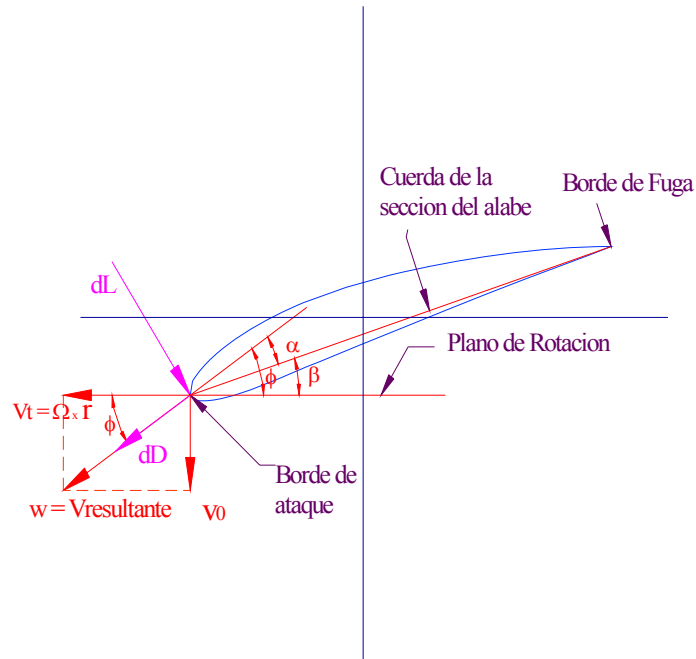
$$w^2 = v^2 + \Omega^2 r^2 \quad (1)$$

$$\tan \phi = v / \Omega r \quad (2)$$

También el ángulo aparente de incidencia sobre el perfil aerodinámico es el ángulo  $\alpha$ :

$$\alpha = \phi - \beta \quad (3)$$

En la Fig. 4.8 se muestra el triángulo de velocidades correspondiente, incluyendo los ángulos característicos:



**Fig. 4.8**

El desarrollo de la teoría del diferencial de pala se basa en las suposiciones que la fuerza aerodinámica que actúa sobre el diferencial de pala se puede estimar como la fuerza sobre un perfil aerodinámico determinado de sección transversal constante, atravesado por el agua que avanza con velocidad  $w_0$  y un ángulo de inclinación  $\alpha$  y que la fuerza sobre la pala entera se puede obtener sumando las contribuciones de todos los diferenciales de pala a lo largo de esta. La teoría admite claramente la no-interferencia entre los sucesivos diferenciales de pala. Se supone que los coeficientes de sustentación y de arrastre de cada diferencial de pala son conocidos como función del ángulo de incidencia y de la forma de la sección transversal.

Según la Fig. 4.8, el diferencial de pala experimenta una fuerza de sustentación  $dL$  perpendicular a la dirección del movimiento relativo del agua y una fuerza de arrastre  $dD$  en el mismo sentido del movimiento del agua. El empuje sobre el diferencial de pala en la dirección perpendicular al plano de rotación es:

$$dW_a = dL \cos\phi + dD \operatorname{sen}\phi \quad \dots \text{ (N)}$$

y el torque que se opone al giro del rotor se obtiene resolviendo en la dirección de la velocidad tangencial:

$$dM_r = (dL \operatorname{sen}\phi - dD \cos\phi) \times r \quad \dots \text{ (N x m)}$$

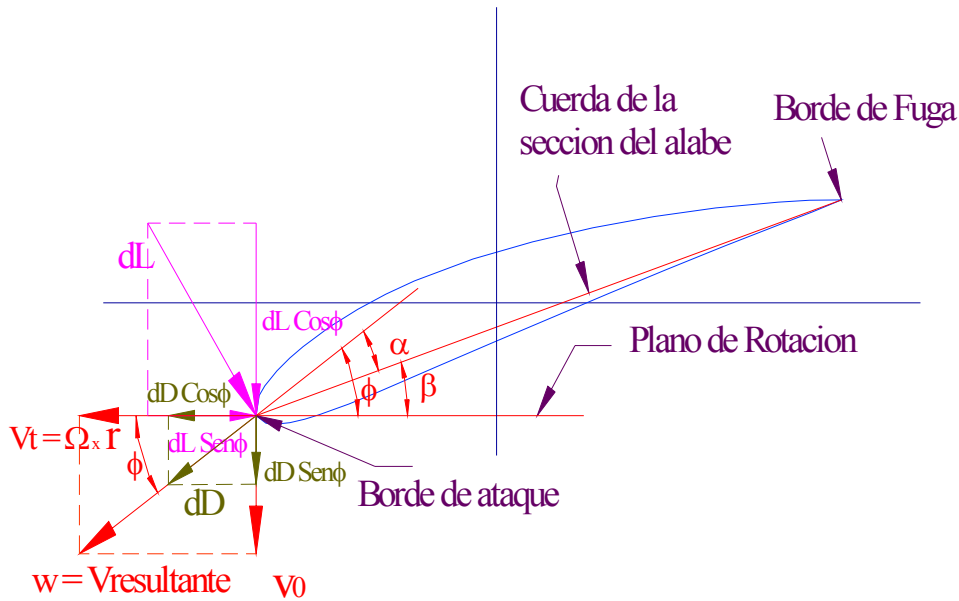


Fig. 4.9

Asimismo, si “c” es la cuerda del diferencial de pala, las fuerzas de sustentación y de arrastre pueden expresarse en términos de los correspondientes coeficientes adimensionales como:

$$dL = (1/2) C_L \rho w^2 c dr \quad \dots (N)$$

$$dD = (1/2) C_D \rho w^2 c dr \quad \dots (N)$$

donde:

$C_L$ , es el coeficiente de sustentación del diferencial de pala considerada como ala del avión.

$C_D$ , es el coeficiente de arrastre del mismo.

Entonces, sumando las contribuciones de los correspondientes diferenciales de cada una de las B palas del rotor, el empuje y el torque para un anillo diferencial viene a ser:

$$dW_a = (1/2) B c \rho w^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr \quad (4)$$

$$dM_r = (1/2) B c \rho w^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) dr \quad (5)$$

Estas dos ecuaciones representan la solución completa del comportamiento de un rotor según la Teoría del Diferencial de Pala y es suficiente para determinar las características de cualquier rotor dado. El rotor queda definido por el número “B” de sus palas, por la cuerda variable “c”, por el ángulo de pala “ $\beta$ ” variable a lo largo de la misma y por la forma de las secciones transversales, los coeficientes de sustentación y de arrastre de cada una de estas secciones se conocen como función del ángulo de incidencia  $\alpha$ .

El estado de operación del rotor esta definido por la celeridad  $\lambda_0 = \Omega R/v_0$ , además se define:

$$r = \frac{\lambda_r}{\lambda_0} R \quad (m), \text{ entonces: } \lambda_r = \frac{\lambda_0}{R} r$$

Donde:  $\lambda_r$  = coeficiente de celeridad local para el radio ‘r’ ( $\lambda_r < \lambda_0$ )

Si:  $\lambda_r = \lambda_0$ , entonces  $r = R$

Además, se sabe que para  $r = R$ :  $\tan \phi = \frac{v_0}{\Omega R} = \frac{1}{\lambda_0}$

Para  $r = r$ :  $\tan \phi = \frac{v_0}{\Omega r} = \frac{1}{\lambda_r} = \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\lambda_0}$

De modo que el ángulo  $\phi$  se conoce para cada diferencial de pala sucesivo:

$$\tan \phi = \frac{v_0}{\Omega r} = \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\lambda_0}$$

El ángulo de incidencia  $\alpha$  se obtiene de la ecuación (3), el empuje y el torque totales del rotor se pueden obtener por integración de las ecuaciones (4) y (5) a lo largo de la pala. En general, esta integración debe ser ejecutada gráficamente.

#### 4.2.2 El Número de Palas

Una vez definido el valor el valor nominal de la celeridad  $\lambda_0$  de un rotor ( $\lambda_0 = 5$ ,  $0 \leq \lambda_0 \leq 15$ ) y del coeficiente de potencia ( $C_p = 0.35$ ), estamos en condiciones de establecer para cada radio de la pala sus respectivos valores de la cuerda “c” y del ángulo  $\phi$ , teniendo en cuenta que:

$$r = \frac{\lambda}{\lambda_0} R \quad (m)$$

Para que el problema de la variación longitudinal de la pala quede completamente resuelto falta determinar el ángulo “ $\beta$ ” de inclinación de la pala llamado también ángulo de torsión el cual como se sabe es igual a:

$$\beta = \phi - \alpha$$

donde  $\alpha$  es el ángulo de incidencia aparente sobre el perfil aerodinámico, es decir, el ángulo que forma la dirección de la velocidad resultante  $w$  con respecto a la dirección del perfil que no produce sustentación alguna. El ángulo  $\alpha$  esta directamente relacionado con el Coeficiente de Sustentación  $C_L$  del perfil para valores de  $\alpha$  no mayores de  $10^\circ$  según el tipo de perfil aerodinámico.

Cuando se diseña las palas de una Turbina de Río se busca que en condiciones optimas la influencia del rozamiento del perfil a elegir sea reducida al mínimo, lo cual se logra para valores de  $\alpha$  comprendidos entre  $4^\circ$  y  $9^\circ$ , según el perfil de modo que para toda la pala se toma el mismo valor de  $\alpha$ , esto trae como resultado que el Coeficiente de Sustentación  $C_L$  sea también constante para todas las secciones de la pala.

Para seleccionar el perfil aerodinámico que se utilizará en el rotor de una Turbina de Río, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- a) La sencillez en su fabricación.
- b) Una relación de aspecto (longitud de pala / longitud de la cuerda mayor) adecuada con el fin de obtener una profundidad de envergadura razonable. El menor desplazamiento posible del centro de presiones del perfil aerodinámico con respecto al eje longitudinal de la pala, con el fin de evitar efectos torsionales indeseables.

Sin embargo, no todos los perfiles aerodinámicos conocidos satisfacen estas condiciones. Entre otros, se mencionan los siguientes como los perfiles mas comúnmente aplicados y

son: Clark Y, Naca 0012, Naca 0015, Naca 4412, Naca 23000 (simétrico), Naca 23018, y los perfiles Gottingen G 419, G 428, G587, G 590, G 623 y G 682.


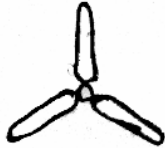
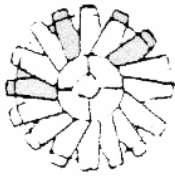

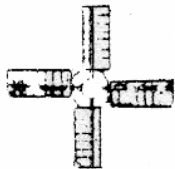
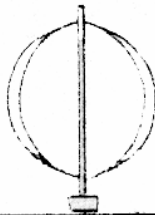
En la elección del número de palas se requiere tener en cuenta razones no solo de tipo analítico sino, también empírico que ayudaran a una mejor solución.

En las Turbinas de Río utilizadas para generar electricidad se desea altos valores de celeridad, de 5 a 8 o mas. Una mayor celeridad permite obtener mayores rpms del rotor así como requerir una menor reducción para accionar al generador.

Las Turbinas de Río utilizan dos, tres y hasta cuatro palas de forma aerodinámica. En aquellos lugares donde la velocidad del río es baja, el diseño de tres palas extraerá mas potencia. La bajísima solidez ( $\sigma_0$ ) de los rotores de dos palas les da una celeridad y una eficiencia aerodinámica ligeramente superior que los de su contraparte de tres palas. Una hélice de tres palas opera mas suavemente que los diseños de dos palas, los cuales tienen problemas con el balance y vibración conforme se incrementa la carga. La vibración producida por los rotores de dos palas se transmite seriamente a toda la estructura.

El rotor de tipo hélice de dos palas es muy potente, toma mas energía del agua que los de tres, cuatro y que los de múltiples palas y además gira a una velocidad de punta de pala de seis a ocho veces mayor que la velocidad del río.

Para todos los fines prácticos, el rotor de tres palas es tan bueno como el de dos palas, pero tiene la ventaja adicional de poseer gran estabilidad y una baja velocidad de arranque debido a la mayor área efectiva de sus palas.

$\lambda_0$	B		$\lambda_0$	B	
1			3,5	3	
1	16		7	2	
2	4		6	3	

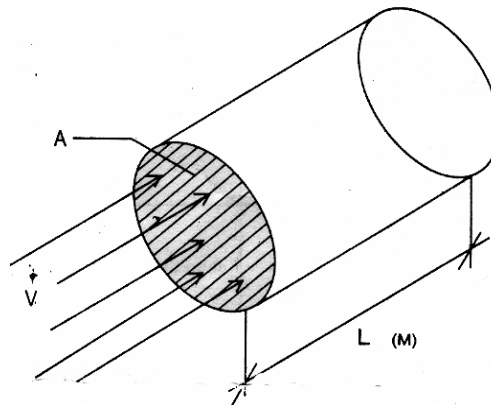
$\lambda_0 = \text{celeridad}$                        $B = \text{N}^\circ \text{ de palas}$

Fig. 4.10 Rotores de diversos tipos con sus celeridades y número de palas

## 5. ASPECTOS TÉCNICOS DE LA TURBINA DE RÍO

### 5.1 La Energía del Agua

Uno de los parámetros más importantes en el tratamiento de cualquier fuente energética es la potencia. En este caso, cuando se instala una turbina, lo que se hace es interceptar una cierta cantidad de agua en un área de tamaño “A” que viene a ser el área de la turbina, también se le llama área de barrido por la maquina.



**Fig. 5.1 Area de Barrido**

En dicha área se produce la transformación de la energía cinética del agua ( $E_c$ ) en potencia mecánica ( $P$ ), que es entregada a través del eje de la turbina.

### 5.2 Potencia Suministrada

La potencia suministrada por una Turbina de Río, depende de la superficie barrida por la hélice y, por tanto, de la longitud y del número de palas.

La energía cinética del agua, debida a la masa de agua en movimiento es:

$$E_c = (1/2) \times m \times v^2$$

Donde:

$m$  = masa del agua, Kg.

$v$  = velocidad instantánea del agua, m/s.

La masa de esta cantidad de agua es:

$$m = \rho \times V$$

Donde:

$\rho$  = densidad del agua,  $\rho = 1000 \text{ Kg./m}^3$ .

$V$  = volumen del cilindro barrido, ( $\text{m}^3$ ).

Pero, el volumen del cilindro es:

$$V = A \times L$$

Donde:

$A$  = superficie o área barrida, ( $\text{m}^2$ )

$L$  = longitud del cilindro, (m)

Además,  $L$  es un espacio:

Entonces:

$$L = v \times t$$

Donde:

$v$  = velocidad del agua, m/s

$t$  = tiempo, (s)

Al reemplazar la Energía Cinética del agua ( $E_c$ ) es igual a:

$$E_c = (1/2) \times \rho \times V \times v^2 = (1/2) \times \rho \times A \times L \times v^2 = (1/2) \times \rho \times A \times v \times t \times v^2 = (1/2) \times \rho \times A \times v^3 \times t$$

Entonces:

$$E_c = (1/2) \times \rho \times A \times v^3 \times t \quad (\text{Joule})$$

Por tanto la Potencia teórica del agua ( $P$ ) será:

$$P = E_c/t = (1/2) \times \rho \times A \times v^3 \quad (\text{Joule/s}) \text{ ó } (\text{W})$$

En la practica no es posible extraer toda la potencia disponible de una corriente de río por dos razones:

Primero, para que el agua ceda toda su energía cinética tendría que detenerse, lo que claramente no se puede hacer o lograr en un flujo libre.

Segundo, se debe usar alguna clase de rotor de turbina para convertir la energía cinética del agua en potencia del eje y este rotor esta limitado a ser tema de fuerzas de arrastre que disiparan un poco de la energía. Añadiendo una constante para representar la eficiencia de conversión del flujo del río en potencia en el eje de la turbina, la ecuación anterior se puede escribir:

$$P = (1/2) \times \rho \times A \times v^3 \times C_p$$

Donde:  $C_p$  = Coeficiente de Potencia

### 5.3 Factores que afectan la Potencia Suministrada

A partir de la ecuación anterior se puede observar que hay tres factores que afectan la potencia de salida en el eje de la turbina:

#### a) La velocidad de la corriente de agua ( $v_{\text{río}}$ )

La potencia del eje de la turbina es proporcional al cubo de la velocidad de la corriente aguas arriba. Esto significa que si se duplica la velocidad del agua, la potencia de salida del rotor será incrementada por un factor de ocho.

#### b) Área de barrido del rotor ( $A_s$ )

La potencia en el eje de la turbina es directamente proporcional al área de barrido del rotor.

#### c) Coeficiente de Potencia ( $C_p$ )

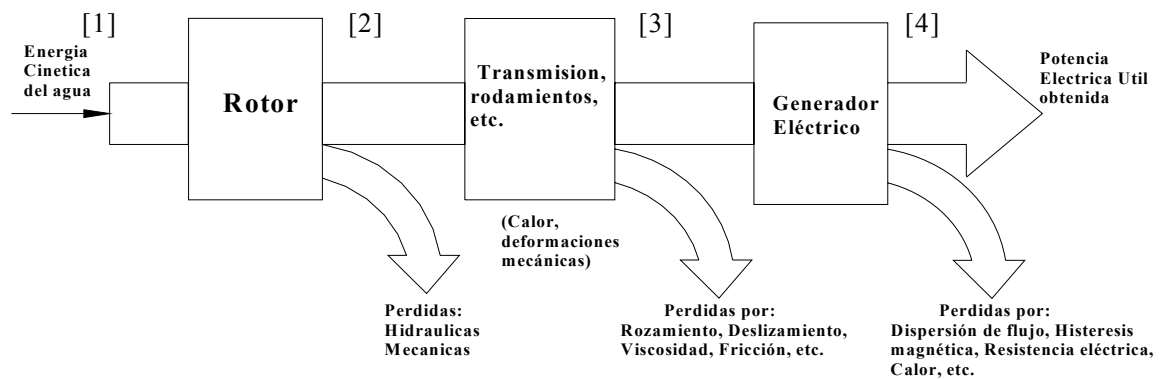
La potencia de salida es además directamente proporcional al coeficiente de potencia. Es imposible extraer toda la energía del agua fluente porque el agua que ha pasado por el rotor debe alejarse de este y por lo tanto debe aun tener alguna energía cinética. Se puede mostrar teóricamente que el máximo coeficiente de potencia ( $C_{p_{\text{max}}}$ ) es 0.59 para una máquina que opera sobre fuerzas de sustentación tales como un propulsor (o hélice) o un rotor Darrieus y el valor de 0.33 para una maquina que opera sobre fuerzas de arrastre tales como una rueda hidráulica que flota en una corriente libre.

De lo anterior se puede observar que para obtener la máxima potencia de salida en el eje deberíamos usar el tipo de rotor disponible más eficiente, logrando que este barra un área de sección transversal de corriente de agua tan grande como sea posible y más

pretenciosamente, colocarlo en una velocidad de corriente más rápida que se pueda encontrar.

#### 5.4 Esquema del proceso de transformación de energía

En la figura que a continuación se presenta se puede comprender mas claramente los distintos procesos de transformación que sufre la energía manipulada en una Turbina de Río y un esquema de sus componentes vitales. La energía es capturada en su forma primitiva como energía cinética del agua, punto 1 de la figura, hasta llegar a representarse por un determinado valor de tensión y corriente eléctrica, punto 4, pasando por diversas transformaciones mecánicas.



**Fig. 5.2 Proceso de transformación de energía**

#### 5.5 Componentes de una Turbina de Río

Para que una Turbina de Río pueda realizar la conversión de la energía cinética del río en energía eléctrica para consumo humano, requiere de un conjunto de componentes tales como: El rotor, las palas del rotor, la transmisión, el generador, el tablero de control, el regulador de carga, el banco de baterías y el convertidor de corriente alterna en continua (diodos rectificadores)

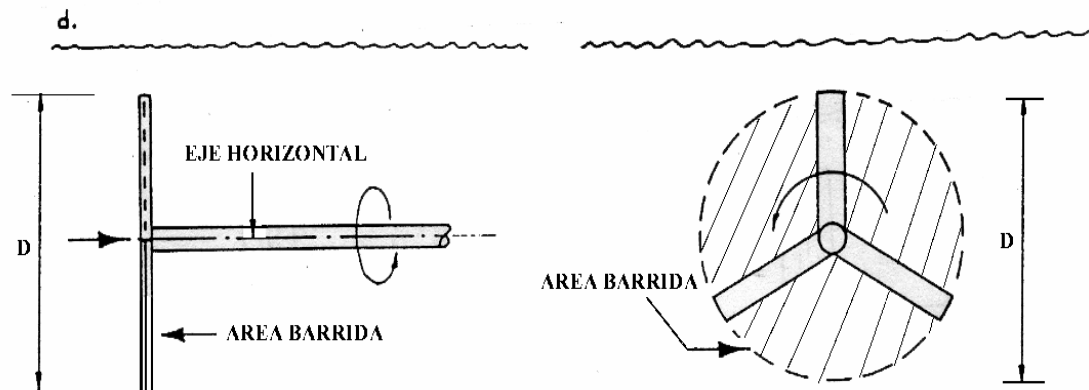
##### 5.5.1 El Rotor

Es el componente más importante de la Turbina, su función es extraer del río una fracción de su energía cinética convirtiéndola en energía mecánica que será entregada luego a un generador eléctrico. El Rotor puede estar constituido por dos o tres palas con sección transversal en forma de perfil aerodinámico. Uno de los problemas más significativo en términos de la confiabilidad y larga duración de los rotores es el problema general de la fatiga. Las uniones son particularmente el foco de los problemas de fatiga local acelerados por la vibración que aparece cuando hay embalamiento.

**a) Rotor de eje horizontal**

Si el área barrida transversalmente es perpendicular a la horizontal:

$$A = \pi \times (D^2/4) \quad (\text{m}^2)$$



**Fig. 5.2 Rotor de Eje horizontal**

Siendo D el diámetro del círculo barrido por las palas (m), por lo que la potencia disponible será:

$$P = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times v^3 \times C_p \quad (\text{W}) \quad (5.1)$$

Donde:

$C_p$  = coeficiente de potencia del rotor de la turbina ó eficiencia del eje de la turbina, adimensional ( $0 \leq C_p \leq 0.592$ )

P = Potencia en el Eje de la Turbina, (W).

Para propósitos de calculo del diámetro de las palas del rotor, la potencia de diseño será aquella potencia de salida del generador ( $P_g$ ).

Entonces:

$$P_g = P \times \eta_g \times \eta_{tr} \quad (5.2)$$

Donde:

$P_g$  = Potencia de salida del generador, (W).

$\eta_{tr}$  = eficiencia de la transmisión, (adimensional).

$\eta_g$  = eficiencia del generador, (adimensional).

Luego, al reemplazar en la Ecuación 5.2:

$$P_g = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times v^3 \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr} \quad (5.3)$$

Despejando el Diámetro (m):

$$D = \sqrt{\frac{8 \times P_g}{\rho \times \pi \times v^3 \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad (5.4)$$

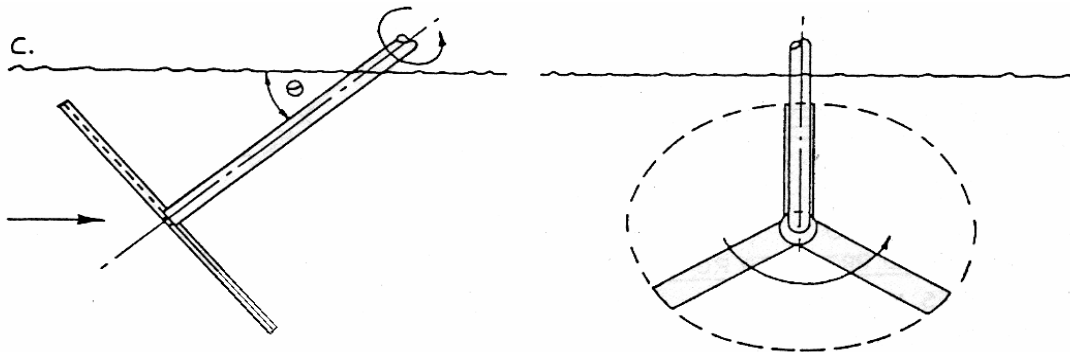
o

$$R = \sqrt{\frac{2 \times P_g}{\rho \times \pi \times v^3 \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad (5.4 a)$$

**b) Rotor de Eje inclinado**

Si el rotor es de eje inclinado con respecto del nivel del agua del río, entonces el área barrida perpendicular a la dirección de la corriente del río será:

$$A = \pi \times (D^2/4) \times \text{Cos}(\theta) \quad (\text{m}^2)$$



**Fig. 5.3 Rotor de Eje inclinado**

Donde:  $\theta$  es el ángulo formado por el eje de la turbina y el nivel del agua (grados sexagesimales).

Entonces, la potencia disponible será:

$$P = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times \text{Cos}(\theta) \times v^3 \times C_p \quad (\text{W})$$

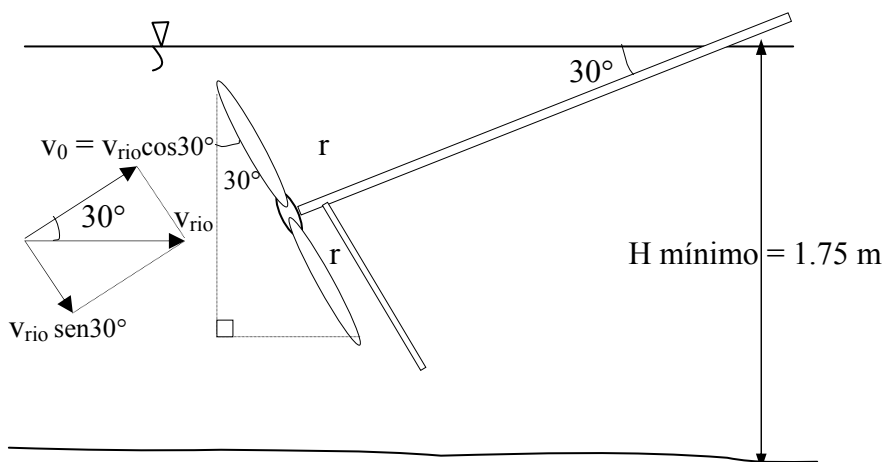
Sustituyendo en 5.2:

$$P_g = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times v^3 \times \text{Cos}(\theta) \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr} \quad (\text{W})$$

Despejando el Diámetro (m):

$$D = \sqrt{\frac{8 \times P}{\rho \times \pi \times v^3 \times \text{Cos} \theta \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad \dots(5.5)$$

$$R = \sqrt{\frac{2 \times P}{\rho \times \pi \times v^3 \times \text{Cos} \theta \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad \dots(5.5 \text{ a})$$



**Fig. 5.4 Esquema de la Turbina de Río**

### **5.5.2 Las palas o alabes del rotor**

Son los elementos encargados de extraer parte de la energía cinética del río y transformarla en energía mecánica en el eje de transmisión a través del giro de las mismas palas.

#### **a) Dimensionamiento del alabe de la turbina**

Para los alabes de la Turbina de Río, generalmente se usan perfiles estándares como lo son los perfiles NACA. Asimismo, debido a la alta velocidad que requieren para ser acoplados a los generadores eléctricos, se hace necesario hacer un calculo hidrodinámico cuidadoso y su calculo se hace en forma iterativa y sección por sección para diferentes posiciones del alabe, a lo largo del radio. Sin embargo, con buena precisión y para fines prácticos se pueden usar las ecuaciones de la teoría del diferencial de pala antes expuestos, y que para el caso de pequeñas maquinas son lo suficientemente precisas. Esta teoría del diferencial de pala simplificada se utiliza cuando el requerimiento de potencia no es muy grande y la velocidad de diseño del río no es mayor de 1.5 m/s. Para este caso, se usa una celeridad de diseño o relación de velocidad en la punta de la pala  $\lambda_0$  de 5, que se convierte en un dato de entrada. Una vez conocido el diámetro de la turbina, que resulta de la ecuación de potencia, sigue el dimensionamiento de las palas y para esto se hace necesario tomar algunas decisiones adicionales sobre: el número de palas a utilizar, el tipo de sección estándar que se usará para la fabricación de la pala entre otros. Tabla 5.1

#### **b) La Linealización del alabe**

Este concepto viene siendo utilizado por los diseñadores y fabricantes desde comienzos de la década de los 80's (siglo pasado); que consiste en transformar tanto a la cuerda C del alabe como al ángulo ( $\beta$ ) en parámetros lineales dependientes de la posición del radio. Cuando se realizan los cálculos se puede notar que el ángulo del alabe tiene una torsión a lo largo del radio. Del mismo modo, la cuerda hace que las secciones del alabe no varíen uniformemente a lo largo del radio, lo cual conlleva serias dificultades en la fabricación del alabe cuando no se cuenta con tecnología avanzada. A fin de dar solución a las dificultades constructivas mencionadas, actualmente se aplica el concepto de la Linealización de la pala que consiste en convertir la variación del ángulo  $\beta$  y la cuerda C en dos rectas trazadas a partir de los puntos  $r = 0.5 R$  y  $r = 0.9 R$ . Como resultado de la linealización del perfil, cuya geometría hidrodinámica fue calculada teóricamente se obtienen nuevos valores de  $\beta$  ( $^\circ$ ) y C (cm) y se los tabula. Es importante señalar que el cambio de un diseño de alabe teórico a uno linealizado no implica una perdida significativa de potencia, esto es explicable por cuanto el mayor aporte en la generación de potencia en el rotor se da en la zona mas alejada de su centro ya que los cambios tanto de C como de  $\beta$  no son significativos en el rango  $0.5 R \leq r \leq 0.9 R$ , lo contrario sucede cerca de la raíz del alabe. Las rectas de linealización toman como puntos de paso  $r = 0.5R$  y  $r = 0.9R$ . Luego a partir de las rectas obtenidas se procede al cálculo de la cuerda y ángulo definitivos.

#### **c) Consideraciones sobre la Velocidad Angular de la Turbina**

Los parámetros que influyen en la velocidad angular de las turbinas son:

- El tamaño del rotor, en términos del diámetro del rotor.

- La celeridad  $\lambda_0$ , que se escoge a conveniencia del diseño a desarrollar. Para generar electricidad se trabaja con valores de  $\lambda$  de al menos 5, mientras que para bombeo de agua, se usan valores de alrededor de 10.

Celeridad ( $\lambda_0$ )	Nºde alabes recomendados (Z)
1	6-20
2	4-12
3	3-6
4	2-4
5-8	2-3
8-15	4-2

**Tabla 5.1**

### 5.5.3 El eje de transmisión

Se cuenta con un árbol hueco de transmisión de acero galvanizado de 1.5 pulg. de diámetro nominal el cual esta acoplado directamente al rotor, este tubo va encapsulado en otro de las mismas características con 2.5 pulg. de diámetro nominal que sirve de soporte y protección. Se muestra la tabla que contiene algunos diámetros comerciales para tubos de acero galvanizado en el anexo, Tabla 1.

### 5.5.4 Rodamientos del Rotor

El eje del rotor debe ser sostenido en rodamientos o cojinetes que lo sostiene en la posición correcta relativa a la corriente del río y permiten que éste gire tan libremente como sea posible. Si se tiene que sostener el eje en cada extremo por un rodamiento montado sobre una estructura, al menos uno de los rodamientos debe permitir algún movimiento axial para soportar la flexión de la estructura y ambos deben permitir algún desajuste para compensar los errores del montaje.

El rotor Propulsor de eje inclinado tiene un rodamiento por encima del agua por lo que es conveniente un cojinete de una sola hilera de bolas. El rodamiento utilizado es del tipo auto alineado y sellado o montado en una polea de hierro fundido tan comúnmente utilizado en maquinaria agrícola. Este rodamiento proporciona una ubicación axial para el eje del rotor, además conduce el empuje axial hacia el rotor. Además, se tiene un rodamiento en el otro extremo del eje ubicado dentro del agua, el cual presenta las mismas características que el anterior rodamiento.

### 5.5.5 La Transmisión

Es el elemento encargado de transmitir la potencia mecánica del rotor al generador eléctrico. Su función consiste en elevar la velocidad del rotor desde unos cuantos rpms hasta velocidades de cientos rpms que son las requeridas usualmente por los generadores comunes. Como elementos de transmisión se utilizan fajas y poleas.

Se dispone de una fracción de la energía de la corriente del río extraída por el rotor de la turbina en el eje que gira el cual ejerce un torque (o fuerza que la hace rotar) en contra de una carga. Las fajas planas montadas sobre superficies convexas de la polea son de difícil desgaste, no son muy afectados por el sol y la lluvia y toleran un desajuste. La eficiencia

de la transmisión por faja plana para nuestro caso es alrededor del 85 %, dando un alineamiento razonable del eje.

### 5.5.6 El Generador Eléctrico

Es el componente productor de la energía eléctrica que se acopla directa o indirectamente al eje de la turbina. Es la parte encargada de transformar la energía mecánica recibida por el rotor en energía eléctrica útil.

Existen dos tipos de generadores, en general, los de corriente alterna CA y los de corriente continua CC, siendo mas usados los de CA debido a que trabajan bien a distintas rpms, mientras que los de CC necesitan de rpms casi constantes y altas velocidades de rotación lo cual no es muy fácil de conseguir con una Turbina de Río debido a la naturaleza variable de la velocidad del río que provoca también la variación de la velocidad de giro del rotor.

#### a) Características de los generadores

- **Voltaje**

En nuestro medio se venden generadores monofásicos con voltajes de salida de 12, 24, 120 y 240 V, y generadores trifásicos que utilizan 240/415 V. Cuando no se considera el uso de transformadores de voltaje, entonces los equipos y los aparatos que se conectaran al sistema deberán ser compatibles en voltaje.

- **Perdidas por conversión de energía**

Esto se debe a que cada componente del sistema pierde energía en forma de fricción, calor, ruido, etc. La eficiencia de los generadores para producir energía útil varia entre 60% para pequeños generadores de corriente alterna, 80% para rangos entre 5 – 10 Kw. y 90% para equipos mayores a 50 Kw.

- **Potencia de salida**

Es la potencia que queda luego de haber considerado todas las perdidas en el sistema, está en función de la eficiencia del equipo completo. Conociendo la eficiencia de los generadores, se puede predecir con aproximación la potencia de salida del generador que se desea utilizar. Sin embargo, estos datos deben ser suministrados por el proveedor de estos equipos al momento de su venta.

- **Factor de potencia ( $\cos\phi$ )**

Si el circuito externo es solamente resistivo, entonces la corriente y el voltaje se hallan en fase, el valor de uno es directamente proporcional al del otro y el factor de potencia es  $\cos\phi = 1$ . Ya que el voltaje y la corriente varían con el tiempo, en la siguiente expresión se trata del valor promedio de la potencia de salida del generador.

$$P_0 = E_0 \times I_0$$

Donde:  $P_0$  = Potencia efectiva, (W)

$$E_0 = \text{Voltaje efectivo (V)}$$

$$I_0 = \text{corriente efectiva (A)}$$

Para cargas resistivas, el valor de la potencia en volt – amperios o vatios es el mismo. Por ejemplo, si un generador de 220 V genera una corriente de 25 A, tendría una potencia de salida de  $220 \text{ V} \times 25 \text{ A} = 5.5 \text{ Kw}$ .

## **b) Generadores de Corriente Alterna**

Los generadores de corriente alterna o simplemente alternadores pueden ser de tipos: monofásicos y trifásicos. Comercialmente se pueden adquirir generadores monofásicos para cubrir todos los rangos de potencia, mientras que los trifásicos cubren los rangos de 2 – 3 Kw. Sin embargo, la generación monofásica se utiliza en esquemas menores a 10 – 15 Kw. ya que, por debajo de esta potencia nominal, las cargas individuales representarían un gran porcentaje del total de la capacidad del generador y balancear las cargas se tornaría muy difícil.

Entre los generadores de velocidad constante se tiene el sincrónico aplicable para potencias medias y altas, el de inducción para potencias pequeñas y el de magnetización permanente (imanes permanentes), para potencias muy pequeñas.

### **5.5.7 El tablero de Control**

Cuenta con los instrumentos de medición básicos (voltímetro y amperímetro), y los respectivos diodos rectificadores de corriente alterna en continua para 12 V.

#### **a) El convertidor**

Es el componente encargado de convertir la corriente continua proveniente de las baterías en corriente alterna. Los dispositivos convertidores se caracterizan por su elevado costo y por su reducida eficiencia por lo que deberían ser los más pequeños posibles. Los convertidores pueden ser rotativos y estáticos; el rotativo o dinámico es un motor de CC que gira a una velocidad constante y que está conectado a un generador de CA, su eficiencia es del orden de 50 a 75% y presenta una corriente de vacío de 15 a 20%.

El convertidor estático de estado sólido convierte la CC en CA de 60 Hz. a través de medios electrónicos, su eficiencia es del 85% y solo lleva una corriente de vacío de 2 a 4%. Los convertidores rotativos cuestan menos que los estáticos y cuando compiten en función de la carga no hay mucha diferencia entre ambos en lo que respecta a pérdidas. Sin embargo, el uso de este dispositivo no es recomendable en la presente aplicación por ser de naturaleza doméstica.

#### **b) El regulador de carga**

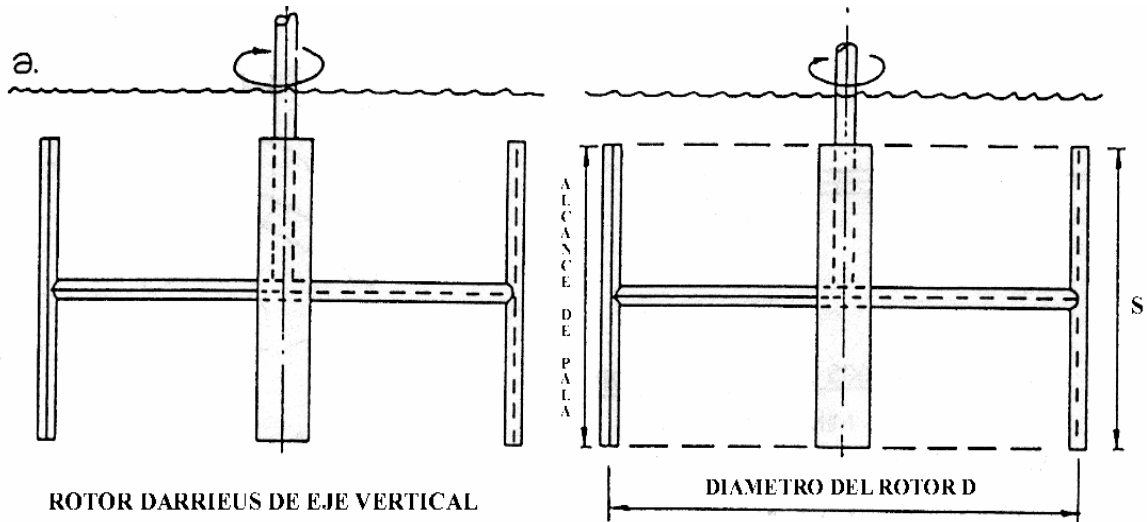
Es importante conocer el funcionamiento de un regulador o controlador de carga, porque éste es necesario cuando se utilizan baterías. El controlador de carga es un dispositivo electrónico que regula el estado de carga entre límites preestablecidos. El voltaje de las baterías se mide y se toma como factor principal para estimar el estado de carga, además del voltaje, algunos controladores miden la temperatura de la batería. Es muy importante el uso de un controlador de carga para incrementar la vida útil de las baterías.

#### **c) La batería**

Es la parte encargada de almacenar la energía eléctrica producida por el generador en forma de corriente continua. Existen dos grandes tipos de baterías para el almacenamiento de electricidad, la de plomo – ácido y la batería alcalina (tanto la de níquel – hierro como la de níquel – cadmio)

### 5.6 Selección del Rotor

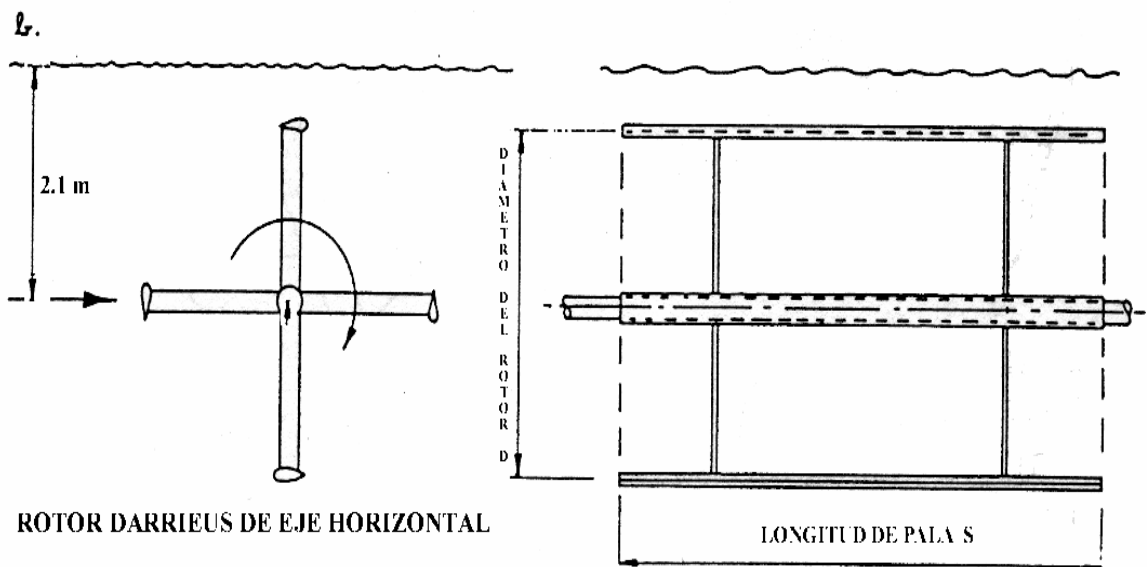
La función del rotor de la turbina es convertir tanto como sea posible del flujo la energía cinética a través de este en potencia útil del eje. Hay dos tipos básicos de rotor que operan bajo diferentes principios: Las maquinas que tienen sus superficies efectivas moviéndose en la dirección de la corriente y que son empujados por el arrastre del agua (resistencia al avance), por ejemplo una rueda hidráulica y las maquinas que tienen sus superficies efectivas moviéndose a un ángulo de la dirección del agua y que opera bajo fuerzas de



sustentación, por ejemplo el rotor de propulsión (o de hélice) y el rotor Darrieus como lo muestran las Figuras en varios dispositivos alternativos.

Mínimo de 4 palas  
 Profundidad requerida = 2.1 m  
 R.P.M a velocidad de 1 m/s = 13.5

Área de barrido =  $s \times d$   
 $s = 1.25 \text{ m}, d = 2.2 \text{ m}$   
 $As = 2.72 \text{ m}^2$

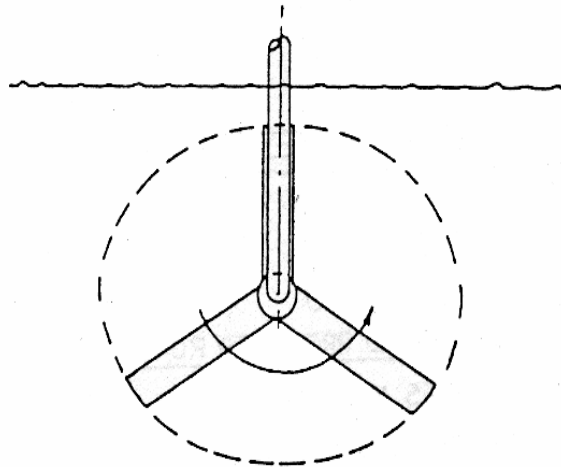
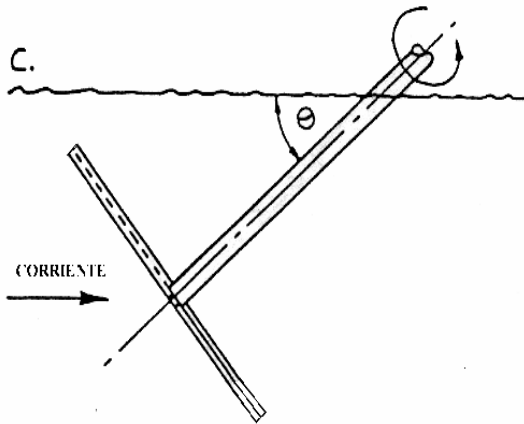


Mínimo de 4 palas  
 Profundidad requerida = 2.1 m

Área de barrido =  $s \times d$   
 $s = 2.2 \text{ m}, d = 1.25 \text{ m}$

R.P.M a velocidad de 1 m/s = 32

As = 2.72 m<sup>2</sup>



**ROTOR PROPULSOR DE EJE INCLINADO**

Mínimo de 3 palas

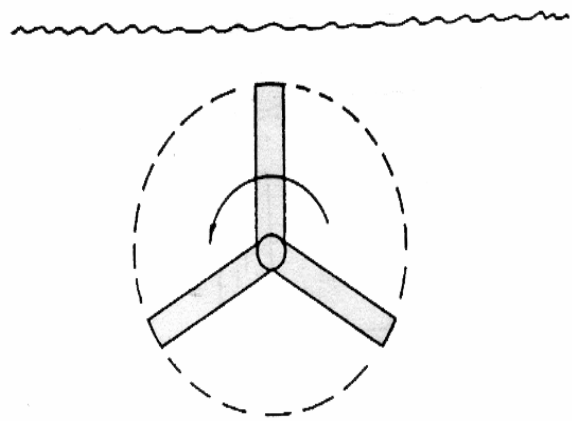
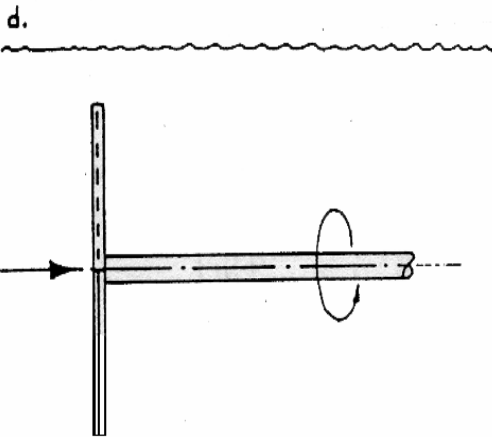
Profundidad requerida = 1.75 m

R.P.M a velocidad de 1 m/s = 48

Área de barrido =  $(\pi/4) \times d^2 \times \text{Cos}\theta$

$\theta = 30^\circ, d = 2 \text{ m}$

As = 2.72 m<sup>2</sup>



**Rotor propulsor de eje horizontal**

Mínimo de 3 palas

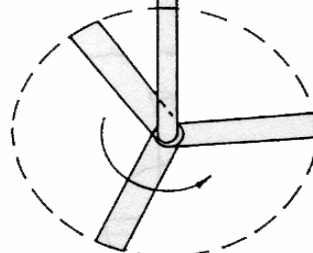
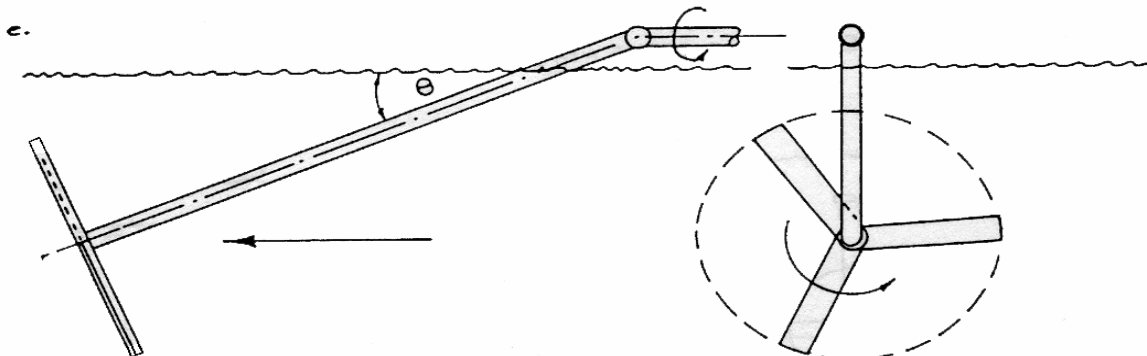
Profundidad requerida = 3 m

R.P.M a velocidad de 1 m/s = 48

Área de barrido =  $(\pi/4) \times d^2$

$d = 1.86 \text{ m}$

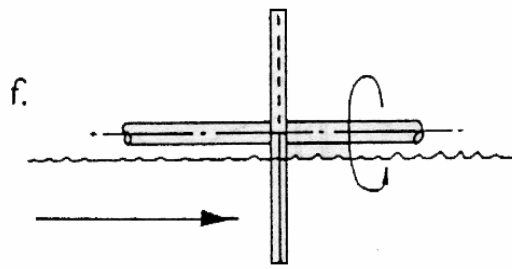
As = 2.72 m<sup>2</sup>



**ROTOR PROPULSOR TRAILING**

Mínimo de 3 palas  
 Profundidad requerida = 2.9 m  
 R.P.M a velocidad de 1 m/s = 25.5

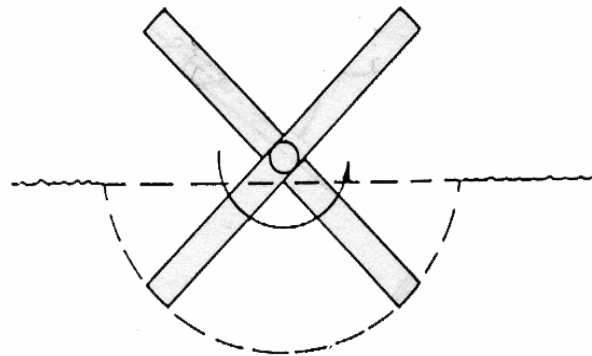
Área de barrido =  $(\pi/4) \times d^2 \times \text{Cos}\theta$   
 $\theta = 20^\circ$ ,  $d = 1.92$  m  
 $A_s = 2.72$  m<sup>2</sup>



**ROTOR PROPULSOR SUMERGIDO A LA MITAD**

Mínimo de 4 palas  
 Profundidad requerida = 2.1 m  
 R.P.M a velocidad de 1 m/s = 15

Área de barrido =  $(\pi) \times (d^2/8) - 0.1 d$   
 $d = 2.76$  m  
 $A_s = 2.72$  m<sup>2</sup>



**Fig. 5.5 Esquemas de Rotores de Turbinas alternativas**

Las diferentes turbinas alternativas de la Fig. 5.5 muestran las dimensiones y la profundidad del agua requerida para cada uno de los rotores para producir la potencia de salida que se muestra. Por comparación se asume que todos los rotores mostrados tienen el mismo coeficiente de potencia pero que de los diseños probados por ITDG el rotor de propulsión fue el más eficiente. La Tabla 5.2 muestra los criterios pertinentes por los cuales se podrían seleccionar los tipos de rotores. Es así que la turbina a propulsor de eje inclinado es el diseño de rotor más apropiado probado y comprobado para máquinas debajo de 1 Kw. de potencia en el eje.

### 5.6.1 Materiales para la Construcción del Rotor

Se ha empleado mucho tiempo y esfuerzo en la investigación de los diferentes materiales para la construcción del rotor. Durante este periodo han sido probados los siguientes materiales:

- Acero Inoxidable
- Aleación de Aluminio Sólido.
- Madera Noble (Dura) laminada revestida con plástico reforzado de fibra de vidrio.
- Madera Noble sin tratamiento.
- Concreto Armado (a) Sin tratamiento, (b) Pintada, (c) Forrada con una lamina de aleación de aluminio.

De todas estas alternativas, todas han sido probadas satisfactoriamente en la parte estructural excepto el de la madera sin tratamiento, la cual se deforma y se raja en el agua. A partir del punto de vista del funcionamiento el acabado superficial es crítico, y cualquier deterioración causa una reducción drástica de la potencia en el eje. Los únicos materiales que mantuvieron su acabado superficial y gran nivel de funcionamiento fueron las de acero inoxidable y las aleaciones de aluminio. Es esencial eliminar todas las huellas de pintura y del imprimante del metal, puesto que el contacto entre el imprimante y el agua puede originar una seria corrosión en la superficie.

## 5.7 Selección del Lugar

Las turbinas de corriente de río son una tecnología específica del lugar, además el diámetro del rotor de la máquina dependerá de la velocidad de la corriente del río. Es necesario inspeccionar el lugar sugerido para la máquina para proporcionar la siguiente información básica:

- La máxima y mínima velocidad de la corriente del río para los meses que la máquina será utilizada.
- La mínima profundidad del río en la posición donde la turbina operara y la mínima profundidad en la orilla del río. Riesgos medioambientales tales como escombros flotantes, circulación del río, etc.

### 5.7.1 Mínima Velocidad de Corriente Útil

Para extraer una cantidad dada de potencia la máquina se vuelve más grande a medida que la velocidad de corriente disminuye. Una máquina a una velocidad de corriente de 0.5 m/s tendría que ser ocho veces el tamaño de una máquina a una velocidad de corriente de 1 m/s para producir la misma potencia en el eje. Como se puede ver en la Fig. 5.6, la mínima velocidad de corriente útil es la de diseño e igual a 1 m/s.

### 5.7.2 Profundidad Mínima Útil

La profundidad requerida del agua será menor en velocidades de corrientes más rápidas debido al área reducida de barrido (es decir un rotor más pequeño) apropiado para la máquina. En una velocidad de corriente de 1.8 m/s se requiere una profundidad del agua de 1.6 metros para extraer una potencia hidráulica de salida de 800 Watts de la máquina.

De lo anterior podemos concluir que una corriente de agua debe tener una velocidad de al menos 0.8 m/s y una profundidad de al menos 1.75 metros antes de que se puedan extraer cantidades convenientes de potencia por turbinas que operan en corriente libre.

## 5.8 Sistema de Anclaje

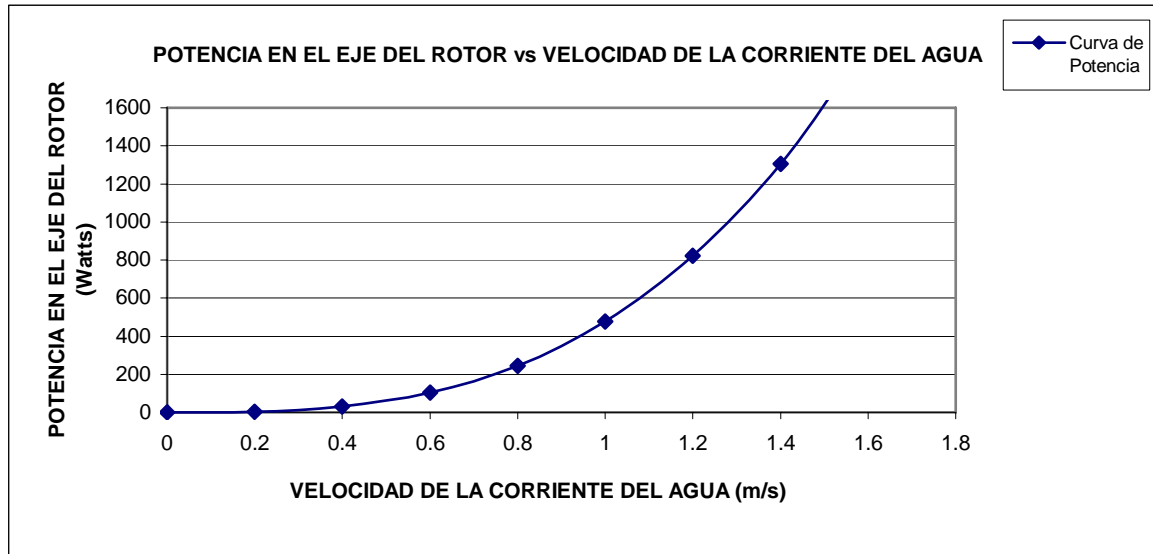
El sistema de anclaje a la máquina en la corriente del río cuando éste está funcionando y permite que esta sea fácilmente traída o regresada a la orilla para mantenimiento. La reacción del agua en las quillas o timones proporciona la fuerza necesaria para mantener a la turbina en la corriente. Para proporcionar la fuerza, las quillas deben ser mantenidas en un ángulo a la dirección del flujo y esto se hace dividiendo el cable de amarre delante de la máquina y uniéndolo a un extremo del estribo en cada lado del centro de arrastre. Alterando la longitud relativa a los cables es posible ajustar la distancia de la turbina de la orilla. El área de la quilla debe ser al menos tan grande como el área de barrido del rotor para evitar que el pontón tenga que ser colocado en un ángulo grande a la dirección de la corriente el cual disminuirá el área efectiva de barrido del rotor.

Si los cables son arreglados correctamente la turbina puede ser fácilmente traído o empujado hacia la orilla por medio de la soga o cable de control. Jalando esto moverá las quillas paralela a la corriente y la máquina se dejará llevar por la corriente despacio hacia la orilla. Si el agua cerca de la orilla es superficial primero será necesario elevar el rotor. La máquina es regresada a su posición en el río simplemente empujando el extremo aguas arriba del pontón en la corriente.

**Tabla 5.2**

**Comparación de Rotores de Turbinas Alternativas**

Tipo de Rotor	Economía de los materiales con marco de apoyo	Velocidad de salida	Facilidad de Construcción	Apropiado para Ríos Superficiales	Posición de los Rodamientos	Capacidad para evitar desechos	Comentarios
Rueda Hidraulica Flotante	Muy cara	Muy baja	Muy fácil	Muy apropiado	Excelente	Muy mala	Gran cantidad de materiales usados para una una potencia de salida comparable, no probado por ITDG
Darrius de Eje Vertical	Acesible	Medianamente buena	Difícil	Apropiado	Buena	Buena	Mas conveniente para maquinas mas grandes por encima de 1 Kw de Potencia del Eje
Darrius de Eje Horizontal	Medianamente económica	Ideal	Medianamente difícil	Apropiado	No recomendable	Muy buena	Problemas de Rodamiento y de arranque de Potencia detuvieron el desarrollo de este rotor
Propulsor de Eje Inclinado	Económica	Buena	Fácil	Apropiado	Buena	Buena	Actualmente este rotor es la mejor eleccion para maquinas con potencia en el eje menores de 1 Kw
Propulsor de Eje Horizontal	Económica	Muy buena	Fácil	No tan apropiado	No recomendable	Muy buena	No probado por ITDG debido a la anticipacion de problemas en el rodamiento de las pruebas de los ejes horizontales Darrius
Rotor de Propulsor	Barata	Buena	Fácil	Apropiado	Buena	Muy buena	Puede ser la mejor eleccion una vez que sea completada las



**Fig. 5.6 Grafico de la Potencia vs. Velocidad de río**  
**Área de Barrido = 2.72 m<sup>2</sup>**  
**Coefficiente de Potencia (Cp) = 0.35**

### 5.9 Eficiencia Total y Perdidas en una Turbina de Río

#### a) Eficiencia Total del Sistema ( $\eta_{total}$ )

$$\eta_{total} = C_p \times \eta_{tr} \times \eta_g \dots (5.6)$$

Donde:

$C_p$  = Coeficiente de Potencia

$\eta_{tr}$  = Eficiencia de la transmisión

$\eta_g$  = Eficiencia del generador

#### b) Perdidas en una Turbina de Río

##### A la entrada del rotor ( $\Delta P_1$ )

$P_{Disp} = (1/2) \times \rho \times A \times v^3 = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times \text{Cos}(\theta) \times v^3$ ,  $P_{Disp}$  = Potencia disponible del río.

$P_{eje} = P_{Disp} \times C_p = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times \text{Cos}(\theta) \times v^3 \times C_p$ ,  $P_{eje}$  = Potencia en el eje de transmisión

$$\text{Entonces: } \Delta P_1 = P_{Disp} - P_{eje} = P_{Disp} - P_{Disp} \times C_p = P_{Disp} (1 - C_p) \quad (5.7)$$

##### En la transmisión ( $\Delta P_2$ )

$P_{eje} = P_{Disp} \times C_p$ ,  $P_{eje}$  = Potencia en el eje de transmisión

$P_{eg} = P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr}$ ,  $P_{eg}$  = Potencia a la entrada del generador

$$\text{Entonces: } \Delta P_2 = P_{eje} - P_{eg} = P_{Disp} \times C_p - P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr} = P_{Disp} \times C_p (1 - \eta_{tr}) \quad (5.8)$$

##### En el generador

$P_{eg} = P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr}$ ,  $P_{eg}$  = Potencia a la entrada del generador

$P_{sg} = P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr} \times \eta_g$ ,  $P_{sg}$  = Potencia a la salida del generador

$$\text{Luego: } \Delta P_3 = P_{eg} - P_{sg} = P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr} - P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr} \times \eta_g = P_{Disp} \times C_p \times \eta_{tr} (1 - \eta_g) \quad (5.9)$$

## 6. RESULTADOS

Este capítulo se refiere a la definición de los parámetros tecnológicos para el diseño de ingeniería de la Turbina de Río.

### 6.1 Del Diseño Conceptual

En lo tecnológico queda conceptualmente definido a diseñar la Turbina de Río con las siguientes características:

- Máquina “lenta” y con baja velocidad de diseño, ello permite más horas de trabajo al año, este criterio afecta especialmente el diseño de la turbina el cual tendrá una vida útil mas larga.
- Fabricación en serie, siendo para ello lo más conveniente el uso de fibra de vidrio para los alabes (palas), ya que se puede trabajar con modelos y moldes que facilitan su producción en serie.
- Generador eléctrico de imanes permanentes, la principal ventaja de este tipo de generadores es que trabaja en un amplio rango de velocidades de giro y por lo tanto se acoplan muy bien con las turbinas de río las cuales giran acorde a la velocidad del río existente en la zona.
- Simplicidad para la instalación, operación y mantenimiento.
- Almacenamiento de la energía generada, utilizando baterías automotrices de 12V por ser las más comerciales y baratas.
- Se debe tener en cuenta todas las facilidades de instalación y la necesidad de la menor intervención posible de personal especializado en el montaje de la turbina, de tal forma que pueda ser instalado por agentes locales.

### 6.2 Del Diseño de Ingeniería

El diseño de esta máquina fue desarrollado utilizando las ecuaciones aerodinámicas correspondientes, utilizando perfiles estandarizados para la sección de los alabes (palas) y la necesaria compatibilidad entre los parámetros de la turbina con los del generador.

#### 6.2.1 Cálculo del Diámetro del Rotor

Para este calculo se utilizó la ecuación de potencia de las turbinas de río con eje inclinado.

$$P = (1/8) \times \rho \times \pi \times D^2 \times v^3 \times \cos(\theta) \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr} \quad \dots(1)$$

$$D = \sqrt{\frac{8 \times P}{\rho \times \pi \times v^3 \times \cos \theta \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad (5.5)$$

$$R = \sqrt{\frac{2 \times P}{\rho \times \pi \times v^3 \times \cos \theta \times C_p \times \eta_g \times \eta_{tr}}} \quad (5.5a)$$

Donde: D : Diámetro del rotor de la turbina de río, (m).

P : Potencia de diseño de la turbina, (W).

$\rho$  : Densidad del agua, 1000 kg/m<sup>3</sup> a nivel del mar.

V : Velocidad del río, (m/s).

C<sub>p</sub>: Coeficiente de potencia, (adimensional).

$\eta_g$ : Eficiencia del generador, (adimensional).

$\theta$  : es el ángulo formado por el eje de la turbina y el nivel del agua, ( $^{\circ}$ ).  
 Utilizando la ecuación de potencia (5.5), con un  $C_p = 0.35$ , velocidad del río igual a la velocidad de diseño de 1 m/s, densidad del agua de  $1000 \text{ kg/m}^3$ , potencia de diseño de 250 W a la salida del generador y una eficiencia del 66% para el generador (valor aceptable en pequeños generadores de imanes permanente), y un ángulo de inclinación con respecto al nivel del agua de  $30^{\circ}$  se obtiene un diámetro de 2 m.

VELOCIDAD (m/s)	RADIO (m)	DIAMETRO (m)
0.5	2.74	5.47
0.6	2.08	4.16
0.7	1.65	3.30
0.8	1.35	2.70
0.9	1.13	2.27
<b>1</b>	<b>0.97</b>	<b>1.93</b>
1.1	0.84	1.68
1.2	0.74	1.47
1.3	0.65	1.31
1.4	0.58	1.17
1.5	0.53	1.05

**Tabla 6.1**

Además:

$$\lambda = \frac{V_T}{V_0} = \frac{\omega r}{V_0} = \frac{\pi \cdot N \cdot d}{60 \cdot V_0} \quad N = \left( \frac{60 \cdot \lambda \cdot V_0}{\pi \cdot d} \right) \quad (6.1)$$

Donde: N: Velocidad de giro de la turbina de río, r.p.m.

$V_T$ : Velocidad tangencial al extremo de la pala, m/s

$V_0$ : Componente de la velocidad de diseño, m/s

$\lambda$ : Celeridad de diseño, adimensional.

De la ecuación (2), seleccionando el valor de 5 para la celeridad de diseño, se obtiene la velocidad de giro de 42.74 r.p.m.

Radio (m)	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	$V_0 (V_{río} \cdot \cos 30^{\circ})$	w (rad/s)	n (r.p.m.)
2.74	5.47	0.50	0.43	0.79	7.56
2.08	4.16	0.60	0.52	1.25	11.92
1.65	3.30	0.70	0.61	1.83	17.52
1.35	2.70	0.80	0.69	2.56	24.47
1.13	2.27	0.90	0.78	3.44	32.84
<b>0.97</b>	<b>1.93</b>	<b>1.00</b>	<b>0.87</b>	<b>4.48</b>	<b>42.74</b>
0.84	1.68	1.10	0.95	5.68	54.24
0.74	1.47	1.20	1.04	7.06	67.42
0.65	1.31	1.30	1.13	8.62	82.36
0.58	1.17	1.40	1.21	10.38	99.12
0.53	1.05	1.50	1.30	12.33	117.78

**Tabla 6.2**

El valor seleccionado para la celeridad de diseño, es un valor moderado, conveniente para zonas de regímenes de velocidades de río moderados, como es el caso de la mayoría de zonas de posible aplicación de esta turbina, se puede considerar también como un valor conservador.

### 6.2.2. Cálculo de la sección del alabe y selección del perfil

Para el cálculo de la sección del alabe se utilizaron las siguientes ecuaciones

$$\lambda_r = \frac{\lambda_o \cdot r}{R} \quad \dots(6.2)$$

$$\phi = \frac{2}{3} \cdot \arctan\left(\frac{1}{\lambda_r}\right) \quad \dots(6.3)$$

$$C = \frac{8 \cdot \pi \cdot r \cdot (1 - \cos \phi)}{Z \cdot C_l} \quad \dots(6.4)$$

$$\beta = \phi - \alpha \quad \dots(6.5)$$

Donde:

$\lambda_r$  = Celeridad local para el radio r, adimensional

$\lambda_o$  = Celeridad de diseño, adimensional

r = Distancia del centro del rotor a la sección evaluada, cm.

R = Radio de la turbina, cm.

$\phi$  = Angulo formado por la velocidad relativa con el plano de giro o rotación del rotor, °.<sup>1</sup>

C = Cuerda de la sección del alabe, cm.

Z = Número de alabes o palas, adimensional

$C_l$  = Coeficiente de sustentación del alabe, adimensional

$\beta$  = Angulo formado por el alabe con el plano de giro o rotación, °.

$\alpha$  = Angulo de ataque, depende del perfil seleccionado, °.

Utilizando las ecuaciones (6.2), (6.3), (6.4) y (6.5), para una turbina tripala,  $\alpha = 4^\circ$  y  $C_l = 0.8$ , ambos valores tanto el ángulo de ataque como el coeficiente de sustentación se obtienen de la gráfica  $C_l$  vs  $C_d$  del perfil seleccionado previamente, para presente caso, es el NACA 4412. Para diferentes valores de radio "r", se obtiene los valores del ángulo de posición y la longitud de cuerda respectivas.

Los resultados de los cálculos indicados nos dan valores variables no lineales, tanto para la cuerda como para ángulo de posición, lo cual hace complicado el proceso de fabricación de los alabes, para simplificar esto se adopta el concepto de linealización del alabe Se ha seleccionado estándar NACA 4412 por su buen coeficiente de sustentación, su facilidad para la fabricación y porque tiene una sección relativamente gruesa que permite soportar los esfuerzos en la raíz del alabe, aunque esta rigidez tiene que ver también con los materiales que se utilizan.

<sup>1</sup> Las Ecuaciones 6.3 y 6.4 se obtienen a partir del análisis de la Teoría de la Turbina Eólica.

Sección	Radio (cm)	Lambda	Fi (°)	Beta (°)	Cuerda (cm)
1	25	1.25	25.77	21.77	26.04
2	30	1.50	22.46	18.46	23.83
3	35	1.75	19.83	15.83	21.73
4	40	2.00	17.71	13.71	19.85
5	45	2.25	15.97	11.97	18.20
6	50	2.50	14.53	10.53	16.76
7	55	2.75	13.32	9.32	15.50
8	60	3.00	12.29	8.29	14.40
9	65	3.25	11.40	7.40	13.43
10	70	3.50	10.63	6.63	12.58
11	75	3.75	9.95	5.95	11.82
12	80	4.00	9.36	5.36	11.15
13	85	4.25	8.83	4.83	10.54
14	90	4.50	8.35	4.35	10.00
15	95	4.75	7.93	3.93	9.50
16	100	5.00	7.54	3.54	9.05

**Tabla 6.3**

### 6.2.3 De la linealización del alabe

#### a) Linealización de la Cuerda

Se linealizará las cuerdas y los ángulos de pala entre  $r = 0.5 R$  y  $r = 0.9 R$

Se sabe que:  $C = \alpha_1 r + \alpha_2$  .... Ecuación de la Cuerda Linealizada

Porcentaje( %)	r ( cm )	Cuerda ( cm )
50	50	16.76
90	90	10

Luego :  $C_{50} = \alpha_1 r_{50} + \alpha_2$  ... ( 1 )       $C_{90} = \alpha_1 r_{90} + \alpha_2$  ... ( 2 )

Al reemplazar los valores en ( 1 ) y ( 2 ), se obtienen:

$$\alpha_1 = - 0.169 \quad \text{y} \quad \alpha_2 = 25.21$$

Luego, al reemplazar estos valores en la Ecuación de la Cuerda Linealizada, se obtiene:

$C = - 0.169 r + 25.21$
-------------------------

#### b) Linealización del ángulo beta

Se sabe que:  $\beta = \alpha_3 r + \alpha_4$  ... Ecuación del ángulo Beta Linealizado

Porcentaje( %)	r ( cm )	Beta ( ° )
50	50	10.53
90	90	4.35

Luego :  $\beta_{50} = \alpha_3 r_{50} + \alpha_4$  ... ( 3 )    y     $\beta_{90} = \alpha_3 r_{90} + \alpha_4$  ... ( 4 )

Al reemplazar los valores en ( 3 ) y ( 4 ), se obtienen:

$$\alpha_3 = -0.154 \quad \text{y} \quad \alpha_4 = 18.261$$

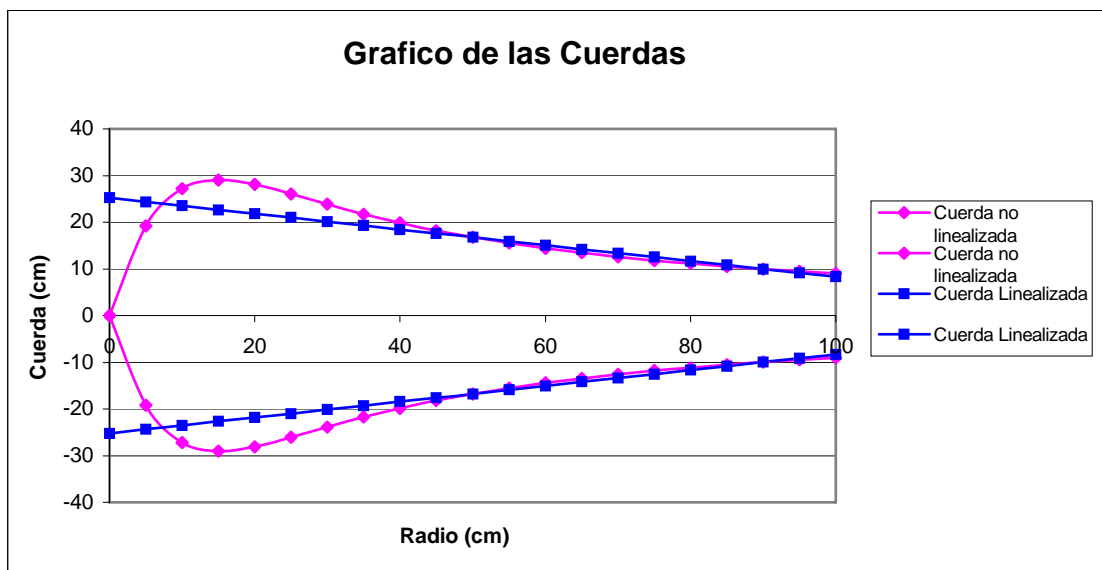
Luego, al reemplazar estos valores en la Ecuación del Angulo Beta Linealizado, se obtiene:

$$\beta = - 0.154 r + 18.261$$

Para diferentes valores del porcentaje de radio, se obtiene la siguiente tabla con los valores de las Cuerdas Linealizadas y de los Ángulos Betas Linealizados:

Sección	Radio (cm)	Lambda	Fi (°)	Beta (°)	Cuerda (cm)	Beta Line (°)	Cuerda L. (cm)
1	25	1.25	25.77	21.77	26.04	14.40	20.98
2	30	1.50	22.46	18.46	23.83	13.63	20.14
3	35	1.75	19.83	15.83	21.73	12.85	19.29
4	40	2.00	17.71	13.71	19.85	12.08	18.45
5	45	2.25	15.97	11.97	18.20	11.31	17.60
6	50	2.50	14.53	10.53	16.76	10.53	16.76
7	55	2.75	13.32	9.32	15.50	9.76	15.91
8	60	3.00	12.29	8.29	14.40	8.99	15.07
9	65	3.25	11.40	7.40	13.43	8.22	14.22
10	70	3.50	10.63	6.63	12.58	7.44	13.38
11	75	3.75	9.95	5.95	11.82	6.67	12.53
12	80	4.00	9.36	5.36	11.15	5.90	11.69
13	85	4.25	8.83	4.83	10.54	5.13	10.84
14	90	4.50	8.35	4.35	10.00	4.35	10.00
15	95	4.75	7.93	3.93	9.50	3.58	9.15
16	100	5.00	7.54	3.54	9.05	2.81	8.31

**Tabla 6.4**



**Fig. 6.1**

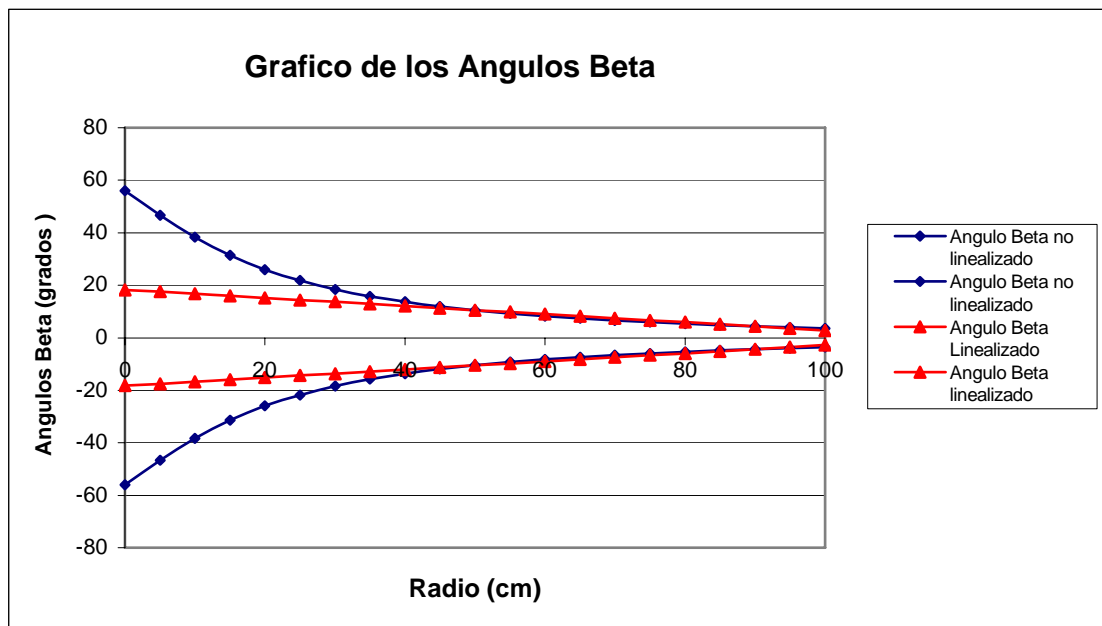


Fig. 6.2

### 6.2.4 De la Eficiencia total y perdidas del sistema

#### a) De la Eficiencia total

De la Ec. (5.6):

$$\eta_{total} = C_p \times \eta_{tr} \times \eta_g$$

$$C_p = 0.35, \eta_{tr} = 0.85, \eta_g = 0.66$$

$$\text{Entonces: } \eta_{total} = 0.35 \times 0.85 \times 0.66$$

$$\eta_{total} = 0.19 \text{ (19\%)}$$

#### b) De las Perdidas

##### A la entrada del rotor

De la Ec(5.7):

$$\Delta P_1 = P_{Disp} - P_{eje} = 1360.35 \text{ W} - 476.12 = 884.23 \text{ W}$$

##### En la transmisión

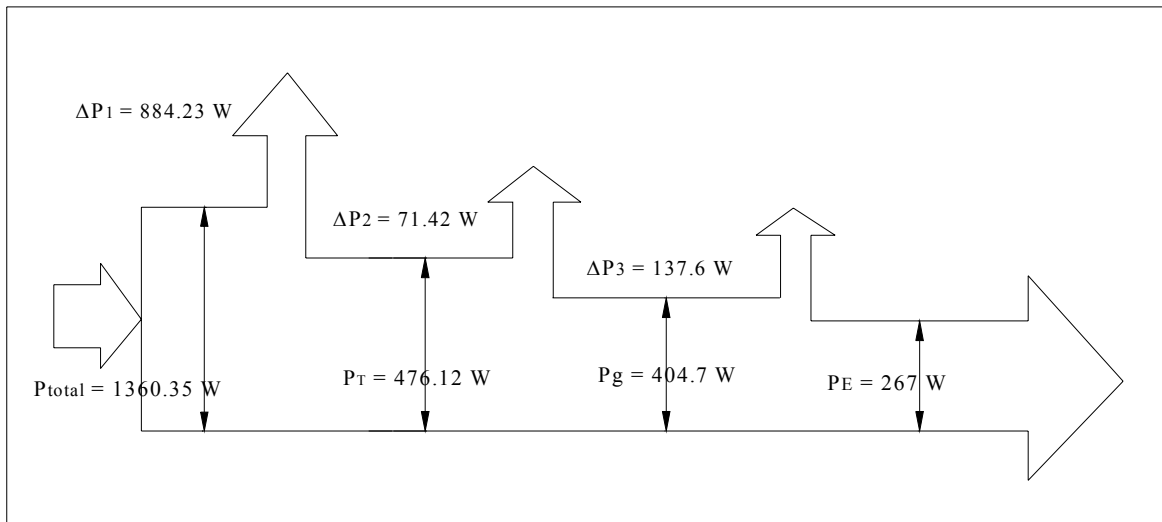
De la Ec(5.8):

$$\Delta P_2 = P_{eje} - P_{eg} = 476.12 \text{ W} - 404.70 = 71.42 \text{ W}$$

##### En el generador

De la Ec(5.9):

$$\Delta P_3 = P_{eg} - P_{sg} = 404.7 - 267.1 = 137.6 \text{ W}$$



**Fig. 6.3 Gráfico de Sankey que representa las pérdidas en el grupo turbina – generador**

### 6.2.5 De la Fabricación del Alabe

El diseño en general y los procesos de fabricación de la turbina de río han considerado dos aspectos fundamentales:

- Un diseño que permita la construcción de la máquina en pequeños talleres
- Que a pesar de ser fabricados en pequeños talleres, debe permitir su fabricación en serie o al menos algunos componentes en serie.

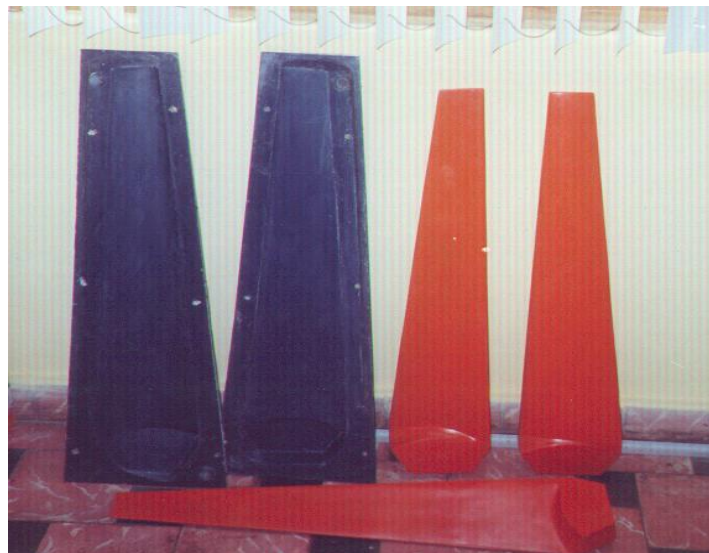
De este modo, se han fabricado modelos (en madera) y moldes del alabe (en fibra de vidrio y aluminio). De igual forma se prepararon moldes para facilitar la fabricación del generador que permitan una producción en serie.



**Fig. 6.4 Preparación del molde con fibra de vidrio**



**Fig. 6.5 Conformación del alabe**



**Fig. 6.6 Molde y alabes en fibra de vidrio terminados**

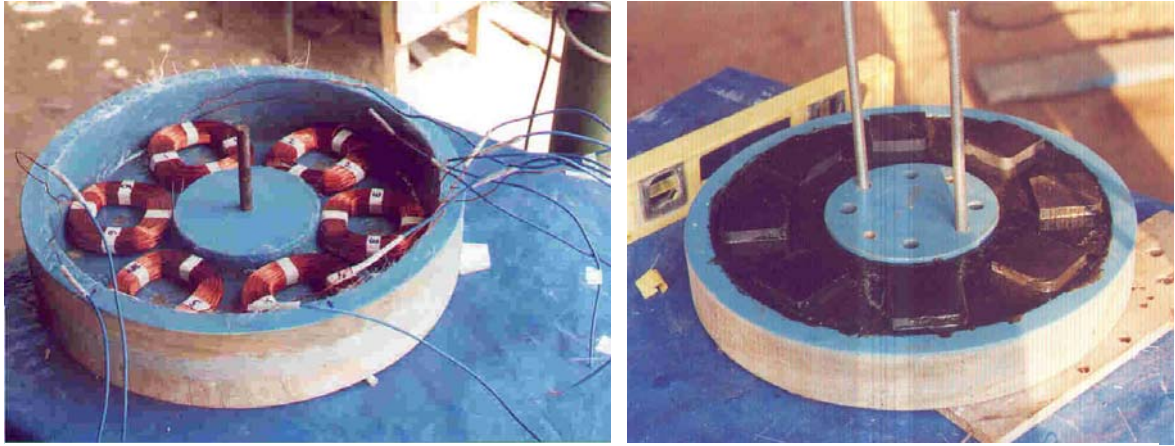
### **6.2.6 Del Generador Eléctrico**

El generador eléctrico que se utiliza es de imanes permanentes, su elección se debe principalmente al hecho de que este tipo de generadores trabajan muy bien a velocidades de giro variables y por lo tanto compatibilizan con las velocidades de giro que se pueden obtener en una Turbina de Río y además son para bajas potencias.

Para el diseño del generador de imanes se consideraron los siguientes parámetros:

- Velocidad nominal igual a la de la turbina (360 r.p.m.)
- Ocho pares de imanes
- Generación de corriente alterna y rectificada a través de diodos a corriente continua

- Poco peso y fácil construcción (aproximadamente 15 Kg.)



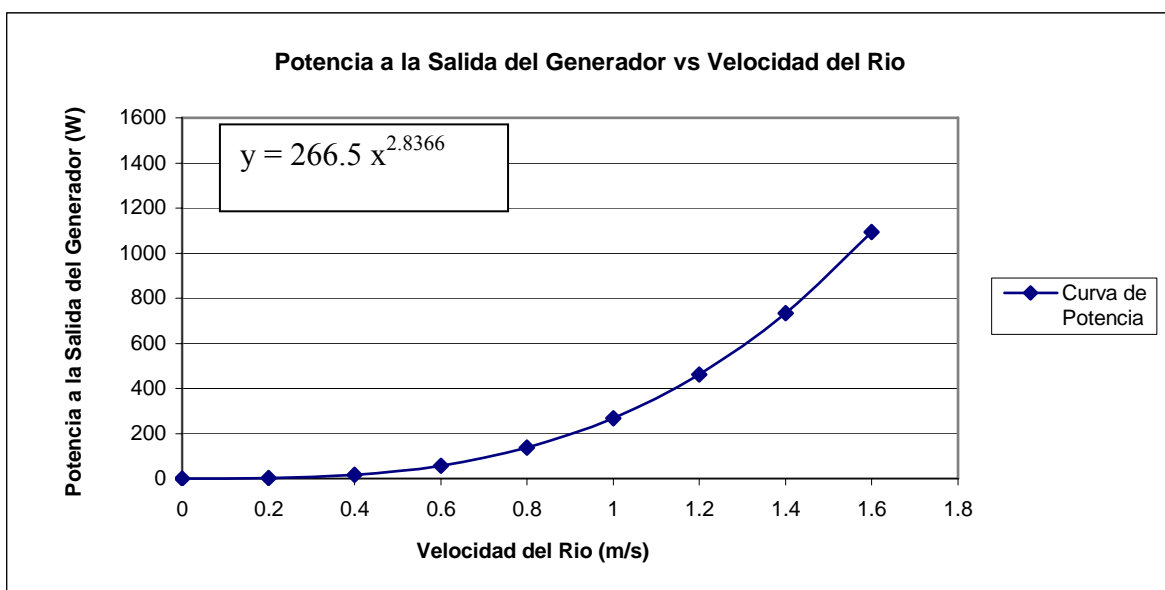
**Fig. 6.7 Fabricación del generador de imanes (bobinas e imanes)**

Algunos aparatos y equipos, como los focos, los calentadores y las herramientas eléctricas pueden funcionar con corriente continua. Sin embargo, la mayoría de los aparatos electrónicos como los tocadiscos y los televisores están diseñados para corriente alterna y para estos será necesario emplear algún tipo de alternador.

Tanto en el diseño de la turbina como del generador se han tenido en cuenta los elementos de ensamble con los otros componentes. Los alabes van unidos empernados en la periferia del rotor del generador.

### 6.2.7 Ensayos de Campo

Para los ensayos de campo se instaló una Turbina de Río prototipo en la comunidad Paraíso, en el Distrito de Mazan, los resultados obtenidos se pueden observar en la Fig. 6.8. los datos han sido ajustados a una ecuación potencial con un exponente cercano a 3 (2.8366).



**Fig. 6.8**

## 7. COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA TURBINA

Se presentan los costos de fabricación de la turbina que incluyen al rotor y a las palas, al sistema de transmisión, los rodamientos, las fajas y poleas planas, el generador (de imanes permanentes), el tablero de control del sistema, el regulador de carga y finalmente el costo de la balsa flotante y el Sistema de Amarre.

### 7.1 Rotor axial

El rotor esta constituido por los siguientes elementos:

- El rotor propiamente dicho, que consta de tres alabes o palas fabricadas en una combinación de fibra de vidrio y resina.
- Dos platos de sujeción en acero inoxidable para el montaje de los alabes.

Se obtuvo la cotización de los moldes de los alabes y del rotor a cargo de la empresa Tepersac quienes nos alcanzaron los siguientes valores:

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Alabes de fibra de vidrio y resina	3	50	150
Platos de sujeción en acero inoxidable	2	50	100

### 7.2 La Transmisión

#### 7.2.1 El Árbol de transmisión

El árbol de transmisión esta constituidos por los siguientes elementos:

- Dos tubos de acero galvanizado de 1.5” y 2.5” de diámetro nominal respectivamente. El primero esta acoplado directamente al rotor y además va encapsulado en el segundo que tiene las mismas características, y que además sirve de soporte y protección.

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Tubo de acero galvanizado de 1.5 ”	1	20	20
Tubo de acero galvanizado de 2.5 ”	1	30	30

#### 7.2.2 Componentes intermedios de transmisión

Son componentes que se ubican entre el árbol de transmisión y el generador. Esta constituido por los siguientes elementos:

- Rodamientos de tipo auto alineado.
- Poleas y fajas planas, accesorios (llámese pernos, etc)

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Rodamientos	2	80	160
Poleas y fajas, accesorios	2	50	100

### 7.3 Generación de Energía

#### 7.3.1 Generador de Imanes Permanentes

El Generador de Imanes Permanentes es un generador trifásico comercial fabricado por la ONG ITDG – Perú de neodimio ferrítico, que consta de 8 pares de polos, doble conexión en estrella y eficiencia del 66%

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Generador de Imanes Permanentes	1	300	300

#### 7.3.2 Tablero de Control

Cuenta con los instrumentos de medición básicos (voltímetro y amperímetro) y los respectivos diodos rectificadores de 12 V y 25 A cada uno, además de cableado trifásico.

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Tablero Electrónico de Control	1	200	200

#### 7.3.3 Regulador de Carga

Este dispositivo se encarga de controlar los límites de carga de la batería.

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Regulador de carga	1	100	100

### 7.4 Soporte del Sistema

#### 7.4.1 Balsa Flotante

De fabricación local, también se le denomina peque peque.

Descripción	Cantidad	Costo Unitario US\$	Total US\$ sin IGV
Balsa flotante de madera de 5 m	1	800	800

#### 7.4.2 Sistema de Amarre

Se dispone de un sistema de amarre que consta de un poste, accesorios como sogas o cables para la fijación del mismo.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario US\$</b>	<b>Total US\$ sin IGV</b>
Poste de acero para fijación del sistema, accesorios	1	100	100

### 7.5 Costo total del grupo turbina – generador

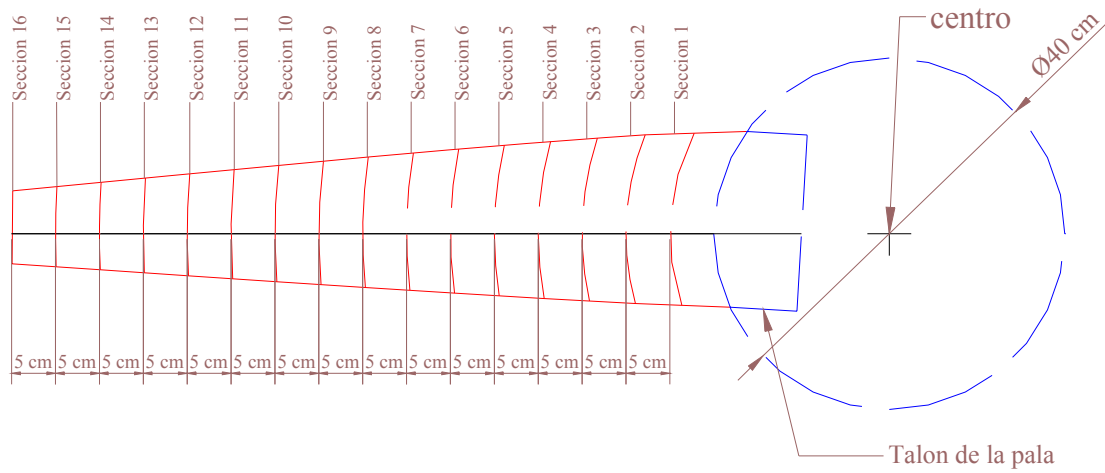
El costo total del grupo turbina – generador es:

<b>Descripción</b>	<b>Subtotal US\$</b>	<b>Total US\$ con IGV</b>
<b>Rotor axial</b> 3 Alabes de fibra de vidrio y 2 platos de sujeción de acero.	250	297.5
<b>La transmisión</b> 2 tubos de acero galvanizado, 2 rodamientos, 2 poleas y fajas.	310	368.9
<b>Generación de Energía</b> 1 Generador de Imanes Permanentes 1 Tablero Electrónico de Control y un Regulador de carga	600	714
<b>Soporte del Sistema</b> Balsa flotante de madera de 5 m, Poste de acero para fijación del sistema, accesorios.	900	1071
		<b>2451.4</b>

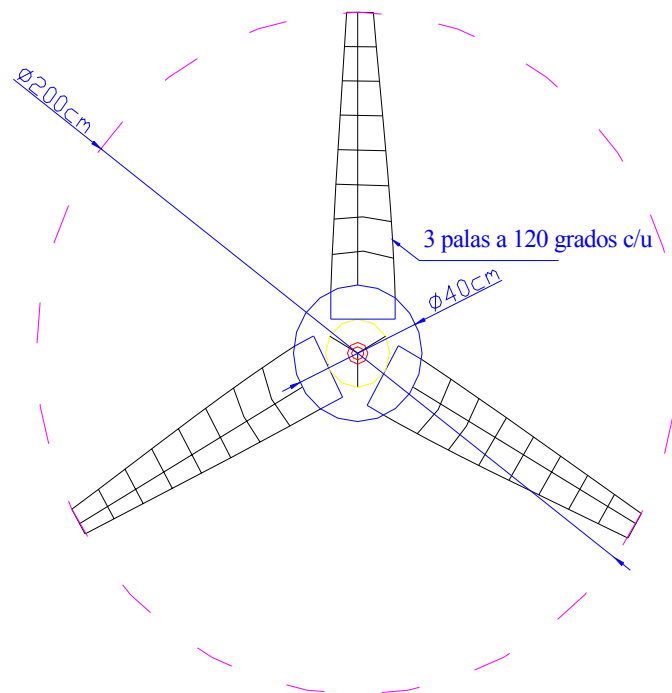
La fabricación y ensamblaje del grupo turbina – generador tiene un costo de **US\$ 2451.4**, esto incluye el IGV (19%)

## 8. PLANOS DE FABRICACIÓN

### Ubicacion de las secciones en el alabe



### 8.1 Linealización de la Pala



### 8.2 Rotor de la Turbina

## CONCLUSIONES

1. Se ha logrado desarrollar y probar con éxito un prototipo de la Turbina de Río, el que después de 6 meses de instalado viene funcionando sin ningún problema beneficiando a los pobladores de Paraíso y comunidades vecinas con el servicio de carga de baterías.
2. Los principales componentes de la Turbina de Río (rotor, generador y otros) pueden ser fácilmente transferidos a pequeños talleres locales. De hecho ya existe una pequeña empresa que ha recibido esta transferencia de tecnología.
3. La selva peruana cuenta con importantes recursos hídricos para la aplicación de esta tecnología la misma que puede satisfacer las demanda básica de energía de los pobladores rurales de la zona que difícilmente podrían contar con un servicio de energía en el mediano y largo plazo. Además de que las características hidrográficas de toda esta zona se adaptan perfectamente a este sistema.
4. La organización de un Comité de Administración y Gestión ha permitido fortalecer a la comunidad, dotándole de habilidades y destrezas en el manejo económico y en la planificación de sus servicios.
5. La amazonía no es el único lugar en Perú donde se pueden instalar estas turbinas, basta con encontrar ríos de muy baja pendiente y considerable velocidad (hasta de 1.5 m/s) y así realizar el sueño de muchas familias, que es dotarse de servicios básicos y por ende mejorar su calidad de vida.
6. La comunidad comprendió que este tipo de tecnología es una opción real para acceder a la energía eléctrica, por tanto el entusiasmo por continuar investigando conjuntamente con la ONG ITDG – Perú fue en aumento.
7. Durante los cortos períodos que llegó a funcionar la máquina prototipo, los pobladores de comunidades vecinas y de Mazán recurrían a El Paraíso para recargar sus baterías, tanto por el costo como por la rapidez del servicio.
8. El costo del servicio de cargado de baterías en comunidades vecinas había bajado sustancialmente, en Mazán, por ejemplo el costo inmediatamente se redujo al 50%.

## RECOMENDACIONES

1. Es necesario continuar el trabajo de investigación y desarrollo de esta tecnología, puesto que quedan pendientes responder a importantes preguntas sobre el comportamiento de las maquinas a largo plazo, especialmente tratándose de ríos cuyos caudales varían fuertemente durante épocas de lluvias y estiaje.
2. El comportamiento de las maquinas frente a arrastre de sólidos flotantes de gran tamaño (frecuentes en estos ríos), las implicancias sobre la navegación y otros puntos deben ser también analizados.

## BIBLIOGRAFÍA

- Informes y evaluaciones de campo del proyecto Small wind system for battery charging.  
ITDG Lima – Perú, 1998 – 2001
- Informes del proyecto conjunto con PROPERU Electrificación de un centro educativo y una posta médica en Paraíso-Iquitos.  
ITDG, Lima – Perú, 2002.
- Informe final del proyecto Turbina de Río en la amazonía, un proyecto demostrativo,  
ITDG, Lima – Perú, 1999.
- Tesis para optar el grado de Ingeniero Mecánico, “Bombas de desplazamiento positivo para molinos de viento”, Pontificia Universidad Católica del Perú.  
Teodoro Sánchez C., Lima, Perú, 1986
- “Water Current Turbines (a Fieldworker’s Guide)”  
Autor: Peter Garman. Intermediate Technology Publications 1986.
- “Criterio para el Diseño Aerodinámico de rotores de Aerogeneradores”  
Bachiller Federico Vargas – Machuca Saldarriaga, Pontificia Universidad Católica del Perú.
- “Turbomaquinas” Pontificia Universidad Católica del Perú (Texto, 1978).

## ANEXOS

DIAMETRO COMERCIAL	DIAMETRO REAL		CALIBRE	ESPESOR MM.	PESO KG/M.L.	PESO KG/PZA
	PULGADAS	MILIMETROS				
1 3/8"	1.315	33.4	18	1.24	1.02	6.12
			20	0.93	0.77	4.62
1 1/2"	1.500	38.1	18	1.24	1.16	6.96
			20	0.93	0.89	5.34
1 5/8"	1.660	42.2	18	1.24	1.29	7.74
			20	0.93	0.98	5.88
2"	1.900	48.3	14	1.92	2.27	13.62
			16	1.54	1.83	10.98
			18	1.24	1.48	8.88
			20	0.93	1.13	6.78
2 1/2"	2.375	60.3	14	1.92	2.84	17.04
			16	1.54	2.29	13.74
			18	1.24	1.85	11.10
3"	2.875	73.0	14	1.92	3.42	20.52
			16	1.54	2.78	16.68
			18	1.24	2.23	13.38
1"	1.000	25.4	16	1.55	0.96	5.7
			18	1.25	0.77	4.6
			20	0.95	0.58	3.5

**Tabla 1 Diámetros comerciales para tubos de acero galvanizado**

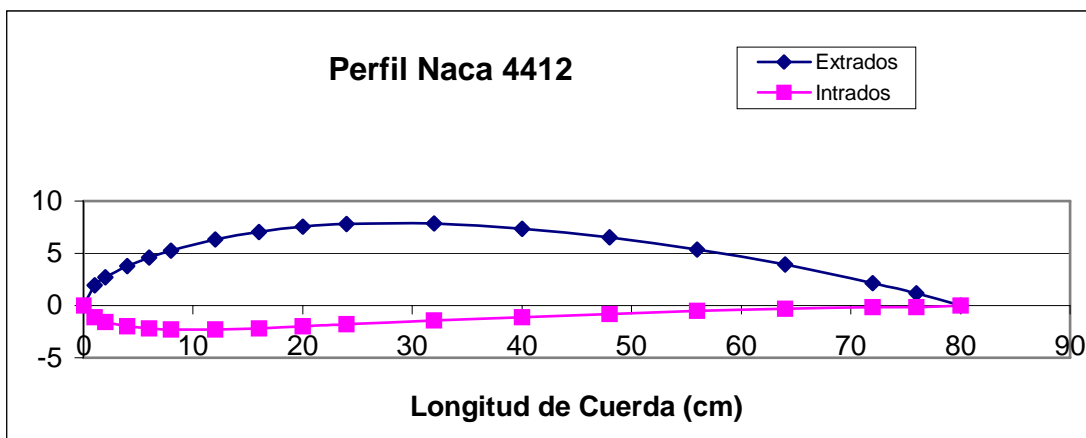


Tabla 2. Perfil Naca 4412

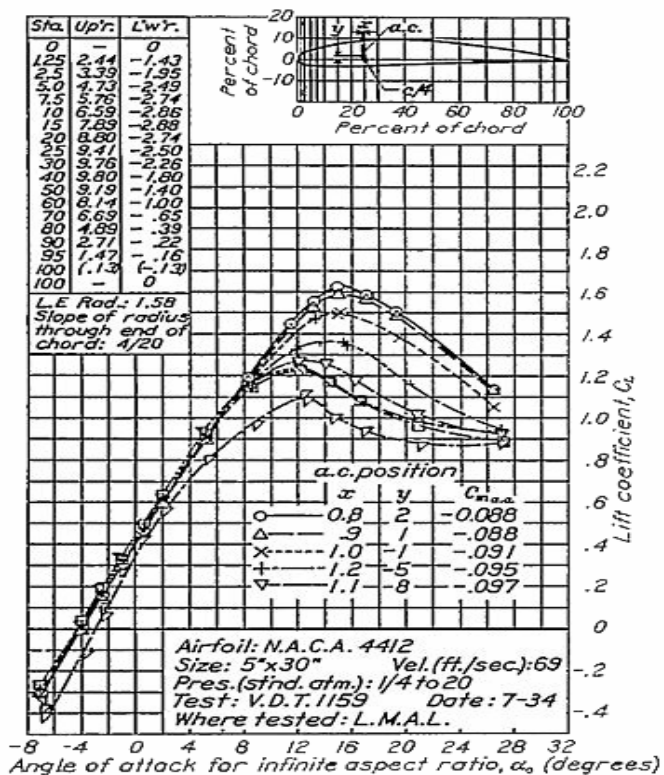


Grafico 1 Angulo de Ataque vs Coeficiente de Sustentación en perfil Naca 4412

FOTOS



**Foto N° 1 Equipo donado por TES, montaje del generador**



**Foto N° 2 Primer prototipo en funcionamiento**



**Foto N° 3 Alabes del Rotor**



**Foto N° 4 Generador de Imanes Permanentes**



**Foto N° 5 Instalación actual de la turbina de río**



**Foto N° 6 Sistema de TV/VHS en el Centro Educativo Paraíso, Iquitos**