

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Facultad de Ciencias e Ingeniería



DISEÑO DE UN GRUPO HIDROELECTRICO DE 8 A 20 KW

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico

Presentada por:

RENZO CAPANNI ORAMS

Junio 2007

Lima - Perú



© 2007, Renzo Capanni Orams

Se autoriza la reproducción total o parcial,
Con fines académicos a través de cualquier
Medio o procedimiento, incluyendo la cita
Bibliográfica del documento.

RESUMEN

En el Perú el 24% de la población nacional carece de acceso al servicio eléctrico; esto significa que alrededor de 6.5 millones de peruanos permanecen al margen del desarrollo y la modernidad. En el sector rural la situación es más grave pues solamente un 32% posee suministro eléctrico. La electrificación rural en el país se viene desarrollando, en base a los Pequeños Sistemas Eléctricos; a la extensión de las Líneas de Transmisión y Subestaciones asociadas a la construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Se presenta el diseño de un grupo hidráulico utilizando una turbina Michell Banki de 8 a 20 kW de potencia para ser instalado en diversas localidades de la zona rural del país. El trabajo ha abarcado el diseño de un grupo de generación para el rango de potencias establecido incluyendo el diseño de la turbina, el sistema de transmisión para la transformación de energía mecánica a eléctrica, la selección del generador eléctrico y los instrumentos de control, además de la confección de la carta de trabajo de la turbina y los manuales de uso, instalación y mantenimiento.

El grupo se encuentra diseñado para operar a 1800 revoluciones por minuto, con un caudal de diseño de 85.8 l/s y un salto neto necesario de 45.9 metros. El rotor está compuesto por 24 álabes con un diámetro exterior de 149 milímetros y un ancho de 160 milímetros. Para regulación del caudal de entrada y con ello de la potencia de salida cuenta con un álabe directriz ubicado en el inyector de la turbina y regulable a través de una manivela exterior. La turbina estará conectada a un motor asíncrono trifásico de 4 polos operando como generador.

Se podría hacer un paralelo entre este equipo y un grupo electrógeno. Mientras que en la parte técnica no se observará gran diferencia si la habrá en la parte económica, pues si bien el grupo hidroenergético presenta una inversión inicial mucho mayor que la del grupo electrógeno, prácticamente no tiene costo de operación. Por lo que para proyectos a largo plazo se presenta como una excelente opción. El costo del proyecto está alrededor de los US\$ 42 000 sin incluir el impuesto general a las ventas.

El equipo en cuestión será capaz de trabajar en una amplia zona de trabajo. Pudiendo operar en múltiples combinaciones de salto y caudal que cumplan con la relación que se muestra en el desarrollo del trabajo. Con esto se logra un equipo con una alta flexibilidad de utilización. Con ello es posible tener una producción en masa de este equipo y destinarlo a ser utilizado en la electrificación de pequeños poblados en zonas alejadas del país que se ajusten a los requerimientos de caudal y salto neto del equipo. Con esto se logra también un equipo estandarizado y con ello bajar costos de reparación y de repuestos, además de tener técnicos especializados en el equipo.

INDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	ii
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS	iv
INTRODUCCIÓN	1
I.CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL GRUPO HIDROENERGETICO	3
1.1 La electrificación rural: situación actual	3
1.2. La energía hidráulica, solar y eólica	5
1.3. Requerimientos de potencia por poblador	7
1.4. Recursos hidráulicos disponibles	8
1.5. Estructura de un grupo de generación hidroenergético	8
II.DISEÑO HIDRAULICO Y MECANICO DE LA TURBINA	14
2.1 Selección del tipo de turbina	14
2.2. Diagrama de velocidades de la turbina y dimensiones básicas del rodete	16
2.3. Trayectoria relativa del fluido en la turbomáquina	23
2.4. Dimensionamiento de los componentes de la turbina.....	24
2.5 Protección contra la corrosión.....	39
2.6 Unión de la turbina con la tubería de presión	40
2.7. Diseño del inyector de la turbina	43
2.8. Diseño del mecanismo de regulación de caudal	47
III.DISEÑO DEL SISTEMA DE CONVERSION DE ENERGIA MECANICA EN ELECTRICA.....	53
3.1 Diseño del sistema de transmisión	53
3.2. Selección del generador eléctrico	54
3.3. Diseño del tablero de control	55
3.4. Regulación de velocidad.	57
IV.AREA DE TRABAJO DEL GRUPO HIDROELECTRICO Y MANUAL DE USO ..	60
4.1 Area de trabajo del grupo.....	60
4.2 Manual de fabricación	63
4.3. Manual de montaje	64
4.4. Manual de mantenimiento	65
4.5. Manual de operación.....	66

V.COSTOS.....	69
5.1 Costos de fabricación.....	69
5.2 Costos de operación y mantenimiento.....	74
5.3. Comparación de costos con un grupo electrógeno	75
CONCLUSIONES	83
BIBLIOGRAFIA	85



LISTA DE SÍMBOLOS

a	Espesor del cordón de soldadura
$Area_{\text{cordon}}$	Área del cordón de soldadura
B_{inyector}	Ancho del inyector
B_{ROTOR}	Ancho del rotor
c	Radio del centro de gravedad del álabe
C	Capacidad dinámica del rodamiento
C_1	Velocidad absoluta del fluido a la salida del primer efecto de la turbina
C_1'	Velocidad absoluta del fluido a la entrada del segundo efecto de la turbina
C_2	Velocidad absoluta del fluido a la entrada de la turbina
C_2'	Velocidad absoluta del fluido a la salida de la turbina
D	Diámetro exterior del rodete
d	Diámetro del eje del rodete
D_h	Diámetro húmedo
d_i	Diámetro del eje del álabe directriz
D_{int}	Diámetro interior del rodete
D_{tub}	Diámetro de la tubería de presión
e	Espesor de los álabes
E	Módulo de elasticidad del acero
e_{plancha}	Espesor del disco del rodete
F	Fuerza que el agua ejerce sobre los álabes
F_r	Fuerza tangencial del rodete
g	Aceleración de la gravedad
g_o	Constante de gravedad
H	Salto neto
h_w	Pérdidas por metro de tubería
I	Momento de inercia del eje (para efectos del momento flector)
I_{gx}	Momento de inercia del álabe
I_t	Momento de inercia del eje (para efectos del momento torsor)
K	Rugosidad de la tubería según material
k_c	Coefficiente de gravedad del inyector
K_f	Coefficiente de velocidad relativa

K_m	Factor del momento flector para cargas estables
k_o	Porcentaje de circunferencia exterior por donde ingresa el agua
K_t	Factor del momento torsor para cargas estables
k_u	Coefficiente de velocidad tangencial
L	Longitud de la tubería
L_h	Duración nominal de funcionamiento del rodamiento
M_{max}	Momento máximo en el eje
M_t	Momento torsor en el eje
M_x	Momento flector en el plano x
M_y	Momento flector en el plano y
N	Velocidad de giro de la turbina
N_{crit}	Velocidad crítica de rotación de la turbina
N_s	Velocidad específica de la turbina
P	Potencia del grupo
p	Factor del arco de admisión
P_{rod}	Coefficiente según tipo de rodamiento
P_r	Peso del rodete
Q	Caudal
r	Radio de los álabes
R	Radio del rodete
r_{eje}	Radio del eje
r_3	Radio aparente de los álabes
r_e	Radio exterior del rodete
Re	Número de Reynolds
r_i	Radio interior del rodete
S_d	Esfuerzo de diseño
S_n	Salto neto
S_y	Esfuerzo de fluencia
T	Torque máximo requerido para la regulación del eje del álabe directriz
T_{max}	Máximo momento torsor en el eje
U_1	Velocidad lineal del rodete
U_1'	Velocidad lineal del rodete
U_2	Velocidad lineal del rodete
U_2'	Velocidad lineal del rodete

V_{agua}	Velocidad del agua
$\text{Vol}_{\text{alabe}}$	Volumen del álabe
$\text{Vol}_{\text{plancha}}$	Volumen del disco del rodete
$\text{Vol}_{\text{rodete}}$	Volumen del rodete
W	Resultante de la acción del peso del eje y la fuerza tangencial del rodete sobre el eje
W_1	Velocidad relativa de salida del primer efecto de la turbina
W_1'	Velocidad relativa de entrada al segundo efecto de la turbina
W_2	Velocidad relativa de ingreso a la turbina
W_2'	Velocidad relativa de salida de la turbina
X	Coefficiente radial del rodamiento
y	Flecha resultante del eje
Y	Coefficiente axial del rodamiento
Z	Número de álabes
Z_{sol}	Ancho del cordón de soldadura
α_2	Ángulo de orientación del chorro hacia el rodete
β_1	Ángulo del álabe
β_2	Ángulo de orientación de salida del chorro
ε	Factor para diagrama de Moody
η_t	Eficiencia del grupo
θ	Ángulo de la envolvente del inyector en un punto cualquiera
θ_1	Semisuplemento del ángulo de curvatura de los álabes
θ_2	Ángulo de curvatura de los álabes aumentado en su semisuplemento
θ_a	Ángulo de admisión
θ'	Ángulo aparente del chorro
θ^0	Ángulo aparente del álabe
v	Calidad de soldadura
ξ	Factor de fricción
ρ	Densidad del agua
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente

σ_{\max}	Esfuerzo máximo en el álabe
σ_{sold}	Esfuerzo sobre el cordón de soldadura
τ_t	Esfuerzo torsor en el eje
τ_θ	Radio de la envolvente del inyector
ν	Viscosidad cinemática del agua
ϕ	Arco de admisión de la turbina
ϕ_{alabe}	Ángulo de curvatura de los álabes
ϕ_{ingreso}	Ángulo de entrada de agua a la turbina
ϕ_{salida}	Ángulo de salida de agua de la turbina



INTRODUCCION

El Perú, como la gran mayoría los países en vías de desarrollo presenta un bajo coeficiente de electrificación, la cual se eleva muy lentamente, en parte por la falta de proyectos de inversión y en parte por la falta de capital para el desarrollo de estos proyectos de baja rentabilidad.

Por ello es que se plantea este trabajo, con la idea de lograr un equipo de bajo costo que pueda ser instalado en pequeños poblados de la sierra del país, para grupos poblacionales de hasta 200 personas aproximadamente.

Lo que se busca es la concepción de un grupo de generación de energía eléctrica en base a energía hidráulica conseguida con caídas de agua. Dado que se requiere instalar el equipo en zonas alejadas del país se ha diseñado un equipo lo más simple posible, tratando que el mantenimiento que deba recibir sea el mínimo posible y lo mas espaciado posible.

El grupo estará compuesto de una turbina hidráulica acoplada a un generador de corriente alterna mediante un sistema de transmisión. También contará con un mecanismo de regulación de caudal que permitirá variarlo para así variar la potencia de la turbina manteniendo la velocidad de giro constante para no variar la frecuencia de la corriente alterna generada.

Si bien la opción principal del grupo es utilizarlo para generar potencia eléctrica, también puede ser utilizado para generar potencia mecánica, acoplando alguna máquina o equipo que se requiera mover al eje del grupo, mediante la transmisión adecuada, pero ello no es parte de esta tesis.

En el primer capítulo de esta tesis se detallan las consideraciones tomadas en cuenta para el diseño, es decir, de donde se partió para la concepción del grupo. En el segundo capítulo se desarrolla todo el diseño hidráulico y mecánico de la turbina, que es el corazón del grupo hidroenergético. En el tercer capítulo se encuentra el diseño del sistema de conversión de energía mecánica en eléctrica, incluyendo la selección del generador de corriente alterna, el tablero de control y el diseño del sistema de transmisión.

En el cuarto capítulo se aborda el desarrollo del área de trabajo del grupo, es decir, las combinaciones del salto y caudal en las que el grupo puede trabajar. También se incluye el manual de uso del equipo, describiendo el mantenimiento que se le debe dar, la forma de operar el equipo e incluso algunas reparaciones simples que podrían hacerse. Finalmente el capítulo cinco aborda el tema de los costos del equipo, en cuanto a mantenimiento y fabricación.

Principalmente fueron consultados manuales de fabricación y catálogos comerciales para la elaboración de esta tesis, además de artículos en línea, artículos periodísticos y publicaciones universitarias. En realidad una de las mayores dificultades para realizar esta tesis ha sido la falta de información técnica y académica sobre este tipo de equipo. Muchas veces se tuvo que recurrir directamente a fabricantes, quienes no facilitan mucha información y con ello se dificulta aún más el progreso del trabajo, por ello sería bueno que información de temas que ayudan al desarrollo de la población, como este, se encuentre disponible para cualquier persona interesada en ella para el beneficio del país.

CAPITULO 1

CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL GRUPO HIDROENERGETICO

1.1. La Electrificación Rural: situación actual

Siendo el Perú un país en vías de desarrollo la electrificación del país se encuentra en desarrollo también, es por ello que aún existe alrededor de un 24% [Ref. 1] de la población del país que no cuenta con acceso al servicio eléctrico. Esto quiere decir que alrededor de 6 millones y medio de personas no cuentan con este servicio básico, con los perjuicios que esto trae. Viven al margen del progreso tecnológico y de una de las formas de energía más fácil de transportar y de utilizar.

Además de vivir al margen del progreso tecnológico, que quizás podría estar considerado en un segundo nivel en un nivel de prioridades, el no tener energía eléctrica no les permite mejorar su nivel de vida, pues al tener energía eléctrica podrían tener una adecuada iluminación de sus hogares y asimismo utilizar artefactos electrodomésticos.

De igual manera se podrá tener una mejora en los servicios de salud teniendo una mejor posibilidad de equipamiento y calidad médica, se podrá mejorar la seguridad ciudadana al tener calles iluminadas, escuelas con equipos informáticos y de comunicación en las que se podrían dictar clases nocturnas inclusive donde los estudiantes podrían aprovechar las noches para estudiar luego de sus labores diurnas de apoyo a sus familias.

Algo más dramático aún es que estas personas deben alumbrar sus casas con velas, y si tomamos en cuenta el costo de estas agregando el costo de las pilas para un aparato de radio llegaremos a un valor que es aproximadamente S/. 45.00, que en muchos casos es el 28% de sus escasos ingresos además de ser 25 veces mayor que la cantidad que se paga en Lima por este mismo consumo [Ref. 2].

Ahora tomando en cuenta el sector productivo y ya no tanto el sector doméstico, significa fortalecer sus capacidades para competir o en su defecto generarlas. Para el sector turismo representa una notable mejora en las condiciones de acogida y puesta en valor de los patrimonios nacionales, arqueológicos y culturales.

Todos estos factores tendrán un beneficio económico en la localidad incrementando sus ingresos, dándole mayor valor agregado a la producción local y así logrando aumentar al factor de carga de las empresas eléctricas, haciéndolas auto sostenibles y rentables.

La falta de electrificación se manifiesta de manera más grave en el sector rural donde sólo el 32% de la población posee suministro eléctrico. Concretamente hablando de algunas provincias la situación es realmente crítica como en Condorcanqui (9,7%) en Amazonas; Antonio Raimondi (12,4%) Carlos F. Fitzcarrald (13,1%) en Ancash; Vilcashuamán (9,0%) en Ayacucho, San Pablo (13,6%) en Cajamarca; Marañón (6,0%), Huacaybamba (6,8%), Pachitea (6,3%) y Puerto Inca (7,5%) en Huánuco; Bolívar (11,0%) y Julcán (6,4%) en La Libertad; Huancambamba (11,5%) en Piura y Carabaya (13,2%) en Puno [Ref. 3].

La principal razón para este bajo coeficiente de electrificación en el sector rural es consecuencia de varios factores. El principal podría ser la agreste geografía, donde es muy difícil y costoso realizar un tendido de redes eléctricas que no redituaria en beneficio económico para el que lo hiciera pues el público objetivo sería en su mayoría, si es que no en su totalidad, de bajos recursos y con baja demanda eléctrica, además de cargas dispersas lo que sin duda repercutiría negativamente en el costo de la electricidad.

Esta baja rentabilidad privada, aunque muy grande rentabilidad social, en los proyectos de electrificación motiva que no sea atractiva a la inversión privada y

requieran la participación del estado en forma muy activa o la participación de capitales extranjeros como donativos.

En el país existe actualmente el Plan Nacional de Electrificación Rural (PNER). El cual para el período 2004 – 2013 contempla un aumento de la electrificación nacional desde el 76% actual hasta alcanzar un valor estimado para el año 2013 de 91% de electrificación nacional [Ref. 4].

1.2. La energía hidráulica, solar y eólica

Para atacar el problema de la falta de electrificación en el país, el PNER se centraliza en el foco del problema, es decir, en la zona rural donde es mayor la falta de electrificación.

Entre las metas al año 2013 existen 335 proyectos de electrificación, entre líneas de transmisión para conectar nuevos lugares (17), pequeños sistemas eléctricos (261) y pequeñas centrales hidroeléctricas (57). Todo esto sin contar los proyectos de paneles fotovoltaicos, grupos electrógenos y aerogeneradores. En las pequeñas centrales la inversión total para el período es de unos US\$ 30,1 millones, beneficiando directamente a 138 837 habitantes con un incremento en la oferta de energía de 7,0 MW [Ref. 5].

Así es que nace este trabajo, con el motivo de diseñar un grupo de generación hidráulica que pueda ser adaptable a varios lugares de la sierra del país, es decir, a varias combinaciones de caudal y salto según sea el recurso disponible en la localidad donde se vaya a instalar.

Hay numerosas ventajas por las que tomar en cuenta un grupo de generación hidráulico frente a un grupo electrógeno o un grupo de generación eólico. La principal ventaja de un grupo de generación hidráulica frente a la termoeléctrica se ve en materia de costos. Un grupo electrógeno requiere de un elevado consumo de combustible en alguna de sus variantes (Gas Natural, GLP, Diesel, etc.), mientras que el grupo de generación hidráulico al utilizar agua como fluido para mover la turbina no tiene costo alguno, pues se utiliza el agua de algún recurso natural como un río o lago y luego de aprovechar su energía es devuelta a este en sus condiciones originales.

Frente a los grupos de generación eólicos el grupo de generación hidráulica presenta ventajas en nuestro país principalmente por la geografía existente. Dada la accidentada geografía es muy difícil encontrar planicies donde poder construir grandes bosques de molinos generadores como se hace en Europa o Norteamérica. Además que al tener grandes pendientes se cuenta con caídas de agua naturales en ríos y grandes cantidades de agua en las alturas en lagos y glaciares, que podrían ser utilizadas en generación de electricidad.

Finalmente al comparar a los grupos de generación hidráulica con los grupos de energía solar, es decir, los paneles fotovoltaicos, los primeros son una mejor opción dado que tienen una mayor eficiencia y un menor costo. Además que mientras que un panel fotovoltaico dado su principio de funcionamiento necesita luz solar para funcionar, es decir no funciona de noche, el grupo de generación hidráulica puede funcionar día y noche que es justamente en el momento que más se requiere su uso en la zona rural, pues la electricidad se utiliza principalmente para alumbrado y encendido de aparatos de radio o televisión.

Una ventaja notable que aún no hemos analizado es la ubicación natural de la gran mayoría de poblados, siempre cercanos a una fuente de agua, desde donde se podrá realizar un embalse - en el caso de un río - o ya tener un embalse natural - en el caso de un lago - y desde ahí conducir el agua mediante la tubería de presión hacia el grupo de generación hidráulico, donde aprovecharemos la gran cantidad de energía potencial del agua en el embalse que al convertirse en energía cinética durante el trayecto en la tubería de presión, para luego chocar con los álabes del rotor y transmitirles a este la cantidad de movimiento que trae, así el rotor girará conectado a un generador eléctrico, quien a la luz de los principios de Lorentz y Faraday transformará la energía mecánica en eléctrica. Es así que los principales destinatarios de este proyecto serían los pobladores de pequeños poblados de la sierra peruana donde se podría instalar este equipo.

Un beneficio de este grupo de generación es que no sólo es potencia eléctrica lo que podemos obtener de él, sino también potencia mecánica, es decir, el movimiento giratorio de la turbina también puede ser aprovechado para mover maquinaria industrial o agrícola, mediante un adecuado sistema de transmisión que permita adecuar la velocidad de giro a una acorde con la máquina a mover. Sin embargo esta

aplicación escapa a los alcances de este trabajo en el que nos concentraremos en el diseño de la turbina.

Como un análisis inicial lo principal que se podría hacer para tener una óptima solución al problema sería superponer un mapa de recursos hídricos aptos para generación eléctrica, es decir, que cumplan con las condiciones requeridas de caudal y salto neto, con un mapa de pobreza eléctrica donde se indique las zonas de menor electrificación. Así se podrá ver la ubicación idónea para los grupos de generación a instalar y una primera estimación de la potencia que se podría generar.

Los principales destinatarios de este proyecto serían los pobladores de pequeños poblados de la sierra peruana donde se podría instalar este equipo. Algo importante a considerar es también que de las pequeñas centrales cuya construcción está contemplada en el PNER, sólo una se ha dado en concesión para su fabricación a una empresa peruana, todas las demás han sido dadas en concesión a empresas extranjeras. Habría que analizar si esto es por falta de tecnología en el país o por materia de costos.

1.3. Requerimientos de Potencia por Poblador

Según el Ministerio de Energía y Minas del Perú en el año 2005 el consumo promedio por habitante fue de 94 W.h [Ref. 6]. Con este consumo se estima que serían capaces de tener iluminación artificial en su vivienda para las noches además de algunos artefactos electrodomésticos en ella como radio, quizás un hervidor de agua o algún artefacto más.

Por ello con el rango de potencias que se esta asumiendo podremos satisfacer el consumo eléctrico de poblaciones de hasta 210 habitantes. Se podría pensar que es un número bajo de pobladores, pero tomando en cuenta que es un proyecto desarrollado con miras a ser ubicado en la sierra del país donde – a excepción de las capitales de departamento - la densidad poblacional es baja se puede tomar como un proyecto viable para estas zonas.

1.4. Recursos Hidráulicos Disponibles

Como se mencionó anteriormente en nuestro país existen gran cantidad de recursos hídricos disponibles en los que se podría instalar un grupo de generación hidroenergético dado que por la agreste geografía se tienen saltos disponibles en gran parte de la sierra del país, justamente la zona más afectada por la falta de electrificación.

Quizás la forma en que se debería hacer el proyecto sería ubicando un río lo mas cercano posible a la localidad a la que se le quiere brindar energía eléctrica. Se remarca que deberá ser lo más cercano posible para minimizar las pérdidas por efecto Joule en los conductores, dado que se trabajará a bajas tensiones.

Luego de ubicar el recurso se deberá comprobar que cumpla con los requerimientos de caudal y salto del grupo para la potencia que se quiere generar para la localidad vecina.

1.5. Estructura de un Grupo de Generación Hidroenergético

Un grupo hidroenergético está conformado principalmente por la turbina, la transmisión y el generador. La tubería de presión no es parte formal del grupo pero será tomada en cuenta pues es la quien enlaza al grupo de generación con el resto de las partes de la central.

1.5.1. La tubería de presión

Generalmente construidas de acero comercial, policloruro de vinilo, polietileno de alta densidad, hierro dúctil centrifugado, asbesto-cemento o resina poliéster reforzada con fibra de vidrio; esta tubería transporta agua bajo presión hasta la turbina. Dado que su construcción puede representar gran parte del costo del proyecto es muy importante optimizar el diseño para así reducir la inversión y los costos de mantenimiento.

Para lograr que los costos de mantenimiento sean bajos se debe colocar los anclajes en laderas estables donde no haya peligro de erosión o deslizamiento, pero sí un acceso fácil y seguro para trabajos de reparación o mantenimiento. Para tomar la

decisión de selección del material se debe hacer un estudio de costos y las ventajas de cada material, pues la complejidad de uniones o las propiedades del material (resistencia mecánica, resistencia a la corrosión, fricción con el agua, etc.) o la forma como resistirá un posible golpe de ariete deben influir significativamente en la selección.

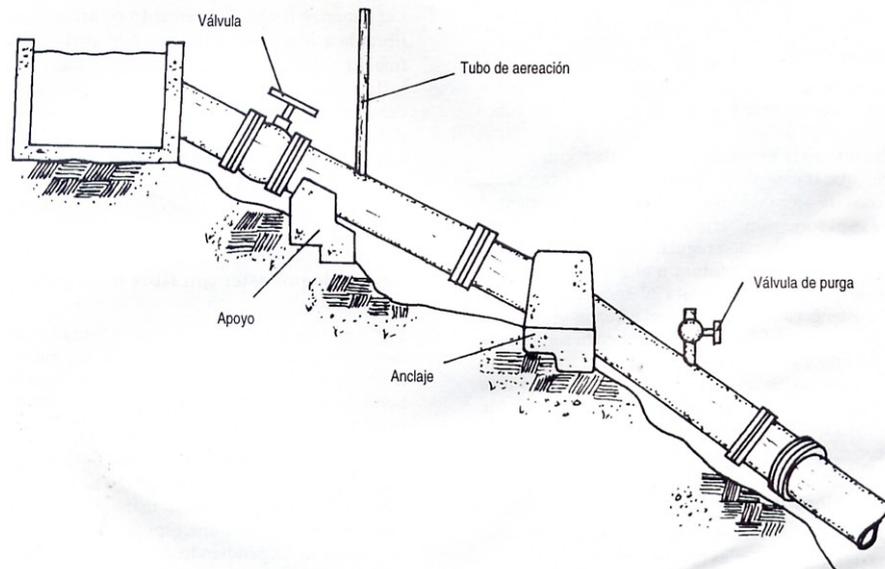


Figura 1.1: Tubería de Presión [Ref. 7]

1.5.2. La turbina

Se podría considerar a la turbina como el corazón del grupo de generación hidroenergético, pues es donde se lleva a cabo la transformación de energía, desde la energía cinética que trae el agua hacia la potencia mecánica que recibirá el generador para convertirla en potencia eléctrica.

La turbina podrá ser de acción o de reacción según haya o no variación en la presión estática a través de la trayectoria del agua dentro de la turbina. Si es que hubiera variación deberá haber un tubo de aspiración a la salida de la turbina para que el fluido recupere presión hasta llegar a la presión atmosférica nuevamente.

Posee varias partes como son el distribuidor, el rodete, la carcasa y en algunos casos el tubo de aspiración. Partes que se procede a detallar a continuación.

- El distribuidor

Es un elemento en el que no se produce trabajo mecánico y permanece estático en todo momento. Sus principales funciones son acelerar el flujo mediante la transformación de la energía potencial en cinética, esta transformación se da en forma parcial en las turbinas de reacción o total en las turbinas de acción; también dirige el agua hacia el rodete y puede actuar como un regulador de caudal.

Puede tomar diversas formas, del tipo inyector en las turbinas de acción o de forma axial, semi-axial o radial en las turbinas de reacción.

- El rodete

Conformado por un disco con un sistema de álabes, paletas o cucharas es el órgano fundamental de las turbinas hidráulicas. Es en él donde se produce el cambio de energía hidráulica a mecánica, mediante el golpe del agua contra los álabes que hará girar al rodete y producirá un movimiento angular en él.

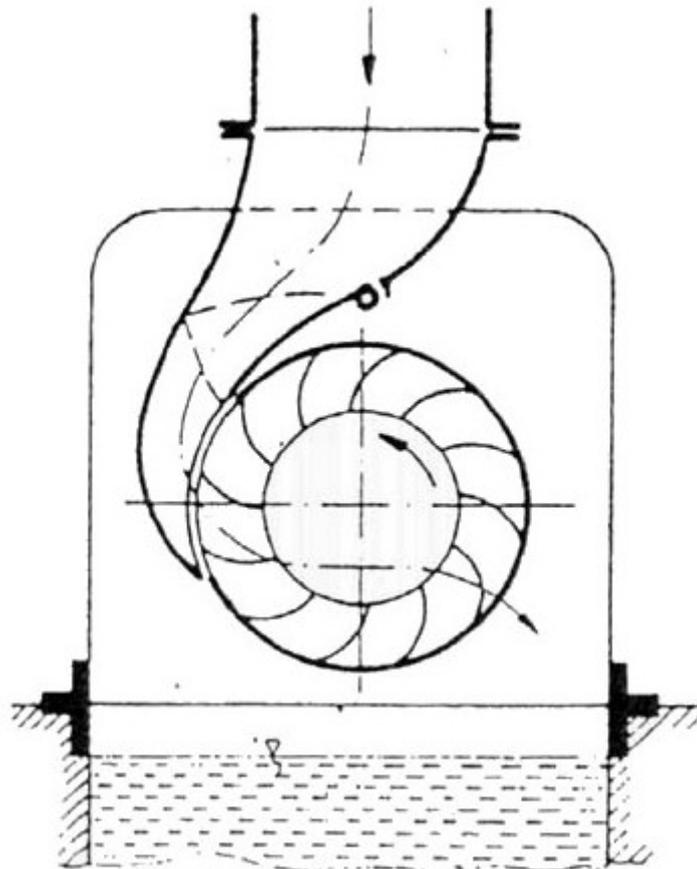


Figura 1.2: Esquema Turbina Michell Banki [Ref. 9]

- o La carcasa

Cumple una única función, que es la de cubrir y soportar a todas las partes de la turbina, principalmente al distribuidor y a los rodamientos sobre los que se apoya el eje del rodete. Generalmente se fabrica de hierro fundido.

- o El Tubo de aspiración

Este elemento es utilizado principalmente en las turbinas de reacción va instalado a continuación del rodete. Tiene como principales objetivos recuperar parte de la energía cinética que corresponde a la velocidad residual a la salida del rodete, como también recuperar la altura entre la salida del rodete y el río o canal.

También llamado tubo de succión tiene la forma de un conducto divergente, pudiendo ser recto o acodado. En algunas ocasiones es usado en las turbinas Michell – Banki, en las que adopta forma cilíndrica.

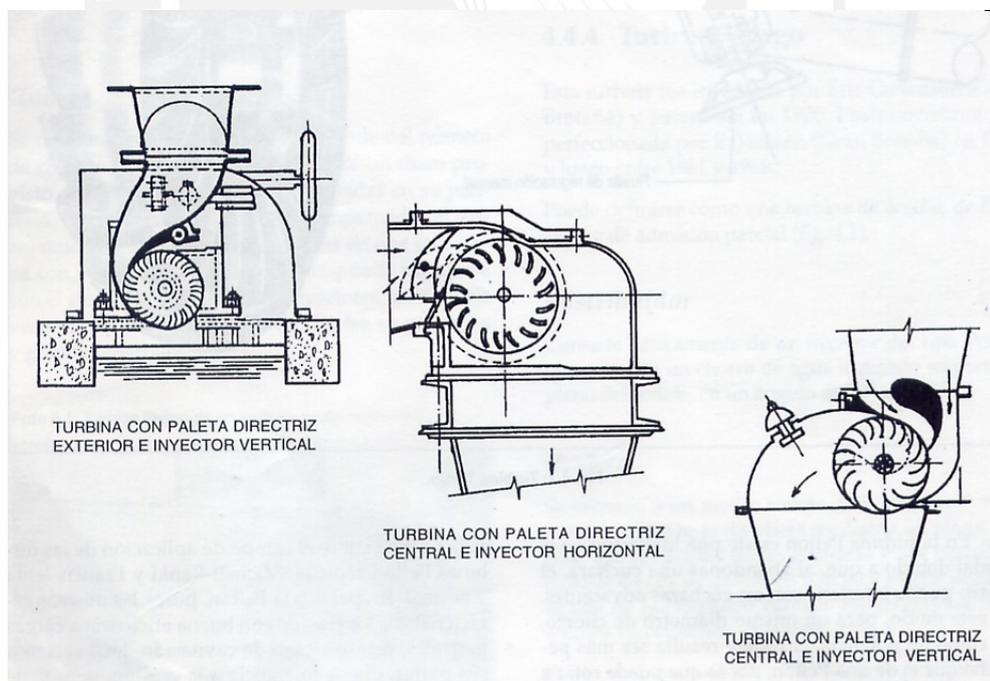


Figura 1.3: Esquema de Turbina Michell Banki [Ref. 8]

1.5.3. La transmisión

Diseñada para llevar el giro desde el rotor de la turbina al generador y que así se lleve a cabo la transformación de energía mecánica en eléctrica. En ocasiones se utiliza transmisión directa, es decir, tan solo un acoplamiento que permita separar la turbina del generador en caso sea requerido.

En otros casos si se trata de una transmisión propiamente dicha, compuesta por un juego de poleas y fajas para adecuar la velocidad de giro de la turbina al generador. Debe ser diseñada adecuadamente para que la velocidad de giro sea la que el generador debe recibir en caso sea un generador síncrono.

1.5.4. El generador

Recibe el giro en su eje y a la luz de los principios de Faraday y Lorentz transforma la energía mecánica en eléctrica para así luego distribuirla entre los usuarios. Se debe tener mucho cuidado en la selección del generador puesto que se le deberá seleccionar de acuerdo a la velocidad a la que girará, en caso no sea la misma a la que gira la turbina o no se encuentre un generador para esta velocidad se deberá adecuar uno con un sistema de transmisión.

En el caso de no disponer un generador de las características necesarias se podrá adaptar un motor y hacerlo funcionar como generador. En general esto es beneficioso para micro y mini centrales pues los motores son de menor costo y son más fáciles de conseguir.

Referencias Bibliográficas

1. Ministerio de Energía y Minas del Perú, PLAN NACIONAL DE ELECTRIFICACION RURAL. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2004. P. 4.
2. Alarcón, Ruth. "LA ELECTRIFICACION RURAL Y LA INCLUSION SOCIAL." *GESTION*, 21 Setiembre 2006. P. 14.
3. Ministerio de Energía y Minas del Perú, op. cit. anexo 02
4. Ibid., gráfico 1.
5. Ibid., p. 27.
6. Ministerio de Energía y Minas del Perú, ANUARIO ESTADISTICO DE ELECTRICIDAD 2005. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2005. P. 5.
7. ITDG - Perú, MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRAULICAS. Lima: ITDG, 1995. P. 91.
8. Ibid, p. 130.
9. GÖÖZ, Lajos; KOVÁCS, Tamás. *Vízenergia* [en línea], Nyíregyházi Főiskola [Consulta: 15 Noviembre 2006]
<<http://www.nyf.hu/others/html/kornyezettud/megujulo/vizenergia/Vizenergia.html>>

CAPITULO 2

DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LA TURBINA

2.1. Selección del tipo de turbina

El primer paso antes de empezar el diseño de un grupo de generación es definir el tipo de turbina que este usará. A continuación se muestra un diagrama de selección de turbinas hidráulicas con objeto de seleccionar esta.

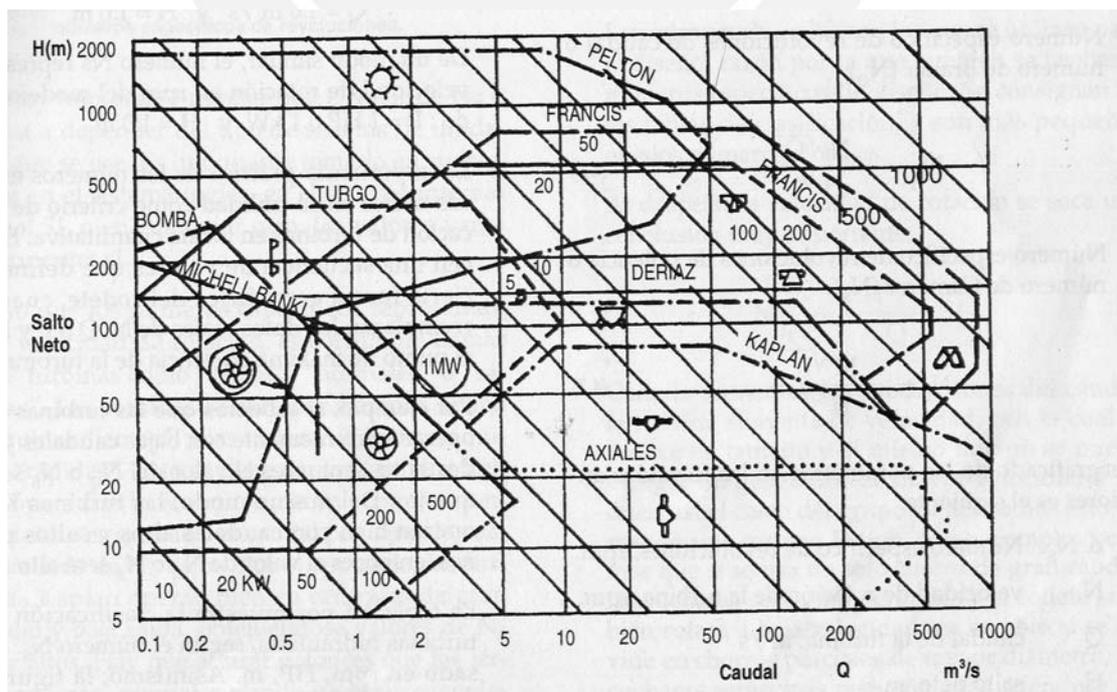


Figura 2.1: Diagrama de selección de turbinas hidráulicas [Ref. 1]

Del gráfico se observa que para el área de 20 kW (esquina inferior izquierda) la turbina Michell Banki se presenta como opción. Sin embargo la selección de la turbina no se puede fijar sólo en este parámetro, por ello se analizará también el comportamiento a caudales diferentes que el caudal de diseño, es decir, como varía la eficiencia de la turbina al variar el caudal. En el siguiente grafico se muestran las eficiencias de los diferentes tipos de turbinas para caudales diferentes a los del punto de diseño para poder predecir el comportamiento que tendrán cuando el caudal varíe.

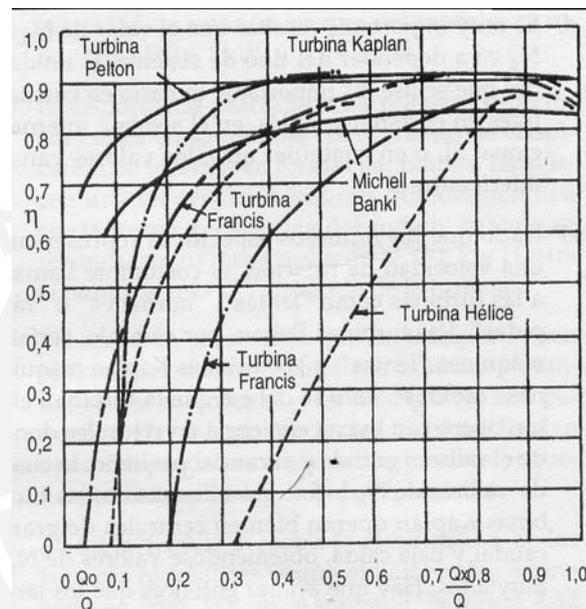


Figura 2.2: Diagrama de Eficiencia de Turbinas Hidráulicas [Ref. 2]

En el gráfico se nota que la turbina Michell Banki y la turbina Pelton presentan una curva de eficiencia casi constante para gran rango de caudal. Por ello serían las opciones de mayor viabilidad para el grupo que se está diseñando, sin embargo líneas arriba definimos que para la potencia de este grupo la opción mas viable era una turbina Michell Banki, lo que ahora se ve comprobado con el diagrama de eficiencias.

Otros puntos a favor de la turbina Michell Banki sobre la Pelton son la facilidad de construcción del rodete de esta, pues se trata simplemente de discos de acero soldados a los álabes, mientras que en la turbina Pelton el rodete es de forma muy compleja en la fabricación de las cucharas y el destalonado de estas, sobre todo porque este rodete se fabrica en la mayoría de casos por fundición a la cera perdida, mientras que el rodete de una turbina Michell Banki se fabrica por soldadura lo que implica no tener un horno de fundición ni otros implementos necesarios para esto por

ello facilita la fabricación de la turbina. Esta facilidad de construcción influirá notablemente también en el costo de fabricación de la turbina y por ello la turbina Michell Banki será de menor costo que la Pelton. Por todas las razones antes expuestas se decidió utilizar una turbina Michell Banki para el grupo de generación.

2.2. Diagrama de velocidades de la turbina y dimensiones básicas del rodete

Para poder realizar el diagrama de velocidades de la turbina, primero se deben establecer las condiciones de diseño de ésta, es decir, el salto neto y el caudal. Para ello empezaremos primero limitando la velocidad específica N_s de la turbina. En una turbina Michell Banki, el rango establecido para N_s es de 60 a 200 [Ref. 3] y viene dada por la siguiente expresión [Ref. 4]:

$$N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Con los datos que se tienen de $P = 20 \text{ kW} = 27 \text{ CV}$ y $N = 1800 \text{ rpm}$ y trabajando dentro del rango de velocidad específica determinado para este tipo de turbina se puede hallar un rango de posibles saltos para la turbina y con ellos se puede determinar el caudal, diámetro exterior, ancho y las velocidades de la turbina, con las siguientes expresiones:

$$Q = \frac{P}{9.807 * H * \eta_T} \text{ [Ref. 5]}$$

$$C_2 = 4.34\sqrt{H} ; U_2 = 2.09\sqrt{H} \text{ [Ref. 6]}$$

$$D = \frac{39,85 * H^{1/2}}{N} \text{ [Ref. 7]}$$

Y así se podría llegar a la siguiente tabla:

Tabla 2.1: Dimensiones del rodete para valores diferentes de N_s

N_s	H	C2	U2	Q	D
	m	m/s	m/s	m ³ /s	m
60	56.96316	32.75569	15.77405	0.068827751	0.1674
70	50.35431	30.79697	14.8308	0.077861185	0.1574
71	49.78613	30.62273	14.74689	0.078749763	0.1565
72	49.23218	30.45189	14.66462	0.079635842	0.1556
73	48.69191	30.28434	14.58393	0.080519462	0.1547
74	48.16479	30.11997	14.50478	0.081400665	0.1539
75	47.65035	29.95869	14.42711	0.08227949	0.1531
76	47.1481	29.80038	14.35088	0.083155973	0.1523
77	46.65761	29.64497	14.27603	0.084030154	0.1515
78	46.17845	29.49235	14.20254	0.084902066	0.1507
79	45.71023	29.34245	14.13035	0.085771746	0.1499
80	45.25255	29.19519	14.05943	0.086639227	0.1492
90	41.18329	27.85161	13.41241	0.09519992	0.1423
100	37.85429	26.70221	12.8589	0.103672051	0.1364
110	35.07526	25.70338	12.37789	0.111778101	0.1313

Tomando $\eta_T = 0.52$ y $\theta = 90^\circ$.

Para la elaboración de la tabla sólo se toma en cuenta un rango de N_s , pues al utilizar valores mayores de esta se llegan a rodetes con anchos demasiado grandes y diámetros muy bajos.

Después de haber elaborado la tabla anterior y antes de seleccionar el diámetro de la turbina es conveniente efectuar una selección en base a algunos criterios ponderados para poder así tener una selección más cercana a los requerimientos que se tengan. En base a ello se plantean las siguientes consideraciones previas:

El equipo debe ser:

- Confiable.
- Lo mas económico posible en fabricación, mantenimiento, transporte, operación.
- Lo más fácil y simple posible de reparar y utilizar para evitar tener operarios destinados exclusivamente al equipo en la zona.
- Con la mayor eficiencia posible, así trabaje a cargas parciales, tratando de mantener un mínimo de 30% de eficiencia total del grupo.
- Lo más compacto y liviano posible.

- Debe tener el MTBS (*mean time between service*) mas prolongado posible para evitar viajes de equipos de mantenimiento con mucha frecuencia a la zona.

Para ello se elaboró la matriz que se muestra a continuación, donde se detallan los puntajes de cada aspecto y la descripción de estos para así obtener un diámetro ganador.

El análisis de cada punto de la matriz de decisión se hizo en base a tres alternativas seleccionadas en la tabla 2.1, las cuales fueron para un Ns de 60, 79 y 90 las cuales se escogen pues presentan diámetros factibles de ser fabricados en el rango válido de Ns, con la suficiente distancia entre ellos como para que sea una diferencia significativa. Siguiendo las siguientes pautas:

- Se requiere un equipo de fácil fabricación para abaratar costos, pues se trata de un equipo destinado a zonas deprimidas del país. Además otro punto a favor de que el equipo sea de fácil fabricación es que tomará menos tiempo en ser fabricado y así se podrá satisfacer más rápidamente los requerimientos que hubiesen. Se debe tener un taller acorde a los requerimientos de fabricación del equipo, que sea capaz de realizar trabajos de soldadura de precisión, además de manejo de los materiales a utilizar que básicamente serían aceros al carbono o aceros inoxidable. Otro punto importante en este acápite es que el taller debe tener la capacidad de realizar los tratamientos térmicos que se requieran para aliviar las tensiones residuales luego de soldar las piezas de la turbina.
- Con respecto a las dimensiones relativas del rodete, se buscará que este sea lo mas proporcionado posible (diámetro lo más cercano posible al ancho), pues al tener un rodete muy estrecho (con el ancho mucho menor al diámetro) se complica la fabricación pues será muy complicado soldar los álabes a los discos laterales, mientras que si tenemos un rodete alargado (ancho mucho mayor al diámetro) se tendrá que utilizar plancha de mayor grosor para los álabes o colocar un disco central para que sirva de soporte, pues al tener un mayor ancho y álabes mas largos, estos serían más propensos a estar sometidos a flexión, y esto elevaría los costos.
- Con relación a la regulación de caudal para este proyecto en particular, por la zona de aplicación, lo más factible sería tener una regulación lo más manual posible, pues así tendríamos menores costos (un regulador electrónico puede

costar miles de dólares) además que la operación sería complicada por un poblador local, mientras que un regulador manual sería mucho más factible.

- Referente a la junta de montaje (elemento responsable de unir la tubería de presión a la turbina, es decir, de hacer el cambio de sección), lo más factible será una junta de montaje diseñada fabricada a través de un desarrollo en plancha de acero o acero inoxidable.
- Para transformar la energía mecánica en eléctrica lo más conveniente (por costo principalmente) sería adaptar un motor asíncrono trifásico de 4 polos de fabricación local y hacerlo funcionar como generador, pues colocar un generador síncrono (habría que importarlo) tendría como puntos en contra el elevado costo de compra además que el mantenimiento podría ser muy complicado al no existir distribuidor local.
- El tablero de control irá directamente ligado al tipo de regulador que se elija, pues debe controlarlo a este (en el caso del regulador programable o el autoajustable) en el caso del regulador manual lo más probable es que se requieran únicamente instrumentos de lectura para en base a ello poder actuar sobre el regulador manual.
- El tema de la selección de la transmisión va de la mano con la selección del motor/generador eléctrico que se seleccionará y de la relación de transmisión que se requiera. En el caso que no se requiera variar la velocidad de giro (que sería lo más conveniente por varios puntos como abaratamiento de costos y menor complejidad en el diseño y montaje) se utilizará un acople flexible con el objeto de amortiguar los golpes que se pudieran suscitar en un componente y que pudieran dañar el otro (generador o turbina) y poder tener un fácil desacoplamiento para mantenimiento.
- El rendimiento hidráulico y la eficiencia de la turbina irán de la mano, dependiendo de que tan flexible sea esta para trabajar con alta eficiencia a cargas parciales.
- Tomando en cuenta el tamaño del equipo y el peso, se debe tener un equipo lo más ligero y compacto posible, para así tener el menor espacio ocupado por este en la sala de máquinas, además que se podrá transportar por una menor cantidad de personas. Otro punto importante en el tamaño del equipo es que debe ser lo más compacto posible para poder ser transportado sin tener que desarmarlo, esto con el objetivo de tener que enviar la menor cantidad de operarios necesarios para instalar el equipo en su ubicación destinada, pues si

es liviano compacto y se transporta armado probablemente se requiera solo un operario o como máximo 2 para su montaje en el lugar de destino.

- Si tomamos en cuenta el mantenimiento del equipo este debe ser lo más fácil de realizar (para ser realizado por la menor cantidad de operarios para abaratar costos) además de ser lo mas espaciado posible (teniendo un MTBS lo mas alto posible).
- Hablando netamente de costos ya sean de fabricación (mano de obra y materiales) operación o mantenimiento, estos deben ser lo más bajos posibles pues dado que es un proyecto de corte social y no se tendrá gran rentabilidad (social si mas no económica) se debe poder invertir lo menos posible para que así el proyecto no sea desechado por inversionistas que buscan solamente rentabilidad económica.



%	criterio	%	descripcion	puntaje	alternativa 1	alternativa 2	alternativa 3	puntaje por criterio			
								alt 1	alt 2	alt 3	
25	fabricacion/compra local	30	fabricacion muy facil en carpinteria metalica (soldador bajamente calificado) y operarios con conocimientos basicos	5				3	3	3	
			fabricacion facil en taller medianamente equipado (maquinas convencionales) y operarios medianamente calificados	3	X	X	X				
			fabricacion medianamente facil: operarios calificados y maquinas semiautomaticas	1							
		15	dimensiones de la turbina	rodete proporcionado (ancho cercano al diametro)	5		X		3	5	1
				rodete estrecho (ancho mucho menor al diametro)	3	X					
				rodete alargado (ancho mucho mayor al diametro)	1			X			
		10	valvula de regulacion / regulacion de velocidad	regulacion de caudal manual	5		X	X	3	5	5
				regulacion de caudal electronica - programable	3	X					
				regulacion de caudal electronica - autoajustable	1						
		5	junta de montaje	junta adaptable de una comercial	3				1	1	1
				junta hecha a medida	1	X	X	X			
		20	generador electrico	motor de 4 polos	3	X	X	X	3	3	3
				gen sincrono (no hay en lima - se importa)	1						
		10	tablero de control	tablero de lectura para poder controlar el regulador manual	5		X	X	3	5	5
				tablero de control para poder controlar el regulador programable	3	X					
				tablero de control para el regulador autoajustable	1						
		10	transmision	directa con acople flexible	5	X	X	X	5	5	5
				con faja	3						
				con cadena	1						
		SUMA								3.1	3.8
25	zona de trabajo	50	rendimiento practicamente estable a cargas parciales	5	X	X	X	5	5	5	
			rendimiento inestable a cargas parciales	3							
			rendimiento totalmente inestable a cargas parciales, con caida abrupta de este	1							
SUMA								5	5	5	
20	unidad compacta	30	facil transporte - sin desarmar	5				3	3	3	
			transporte semi-ensamblada	3	X	X	X				
			se debe transportar totalmente desensamblada	1							
	espacio en sala de maquinas	40	ocupa menos de un metro cuadrado	5				1	1	1	
			ocupa 1 metro cuadrado	3							
			ocupa mas de 1 metro cuadrado	1	X	X	X				
	peso del equipo ensamblado	30	se puede transportar por 2 personas	5	X	X		5	5	3	
			se puede transportar por entre 3 a 5 personas	3			X				
			se requiere ayuda mecanica auxiliar	1							
SUMA								2.8	2.8	2.2	
15	frecuencia	50	cada 18 meses	5				1	3	3	
			anual	3		X	X				
			semestral	1	X						
	facilidad	50	se requiere un operario casi sin calificacion	5				1	3	3	
			se requiere un operario medianamente calificado	3		X	X				
			se requiere un operario muy calificado	1	X						
SUMA								1	3	3	
15	fabricacion (materiales + mano de obra)	30	costo menor al cotizado inicialmente	5				1	3	3	
			mismo costo al cotizado inicialmente	3		X	X				
			alto costo de materiales y mano de obra (mayores a lo cotizado inicialmente)	1	X						
	operación	40	se requiere un operario por turnos en el lugar de funcionamiento	5		X	X	3	5	5	
			se requiere un operario estable en el lugar de funcionamiento	3	X						
			se requiere mas de un operario estable en el lugar de funcionamiento	1							
	mantenimiento	30	MTBS largo - mas de un año	5				1	3	3	
			MTBS medio - ocho meses a un año	3		X	X				
			MTBS corto - menos de 8 meses	1	X						
SUMA								1.8	3.8	3.8	
TOTALES								3.005	3.78	3.51	

2.3. Trayectoria relativa del fluido en la turbomáquina

Se debe calcular la trayectoria relativa de las partículas de fluido al interior de la turbomáquina por dos razones principales, el hecho de que al chocar el agua con el eje central de la turbina perdería toda la fuerza para impactar en el segundo efecto de la turbina y con ello se perdería la potencia ahí generada que es alrededor del 25% [Ref. 8]. El otro punto importante es que por la fuerza de impacto el eje sufriría erosión, debilitándose y disminuyendo así su tiempo de vida.

Por ello se deben calcular los ángulos de entrada y salida del agua en la turbina:

$$\theta_{\text{ingreso}} = \left(\frac{r * \Phi}{W_2} \right) \left(\frac{360 * N}{60} \right) \text{ [Ref. 9]}$$

Donde:

r: radio de los álabes [m]

Φ_{alabe} : ángulo de curvatura de los álabes en radianes

W_2 : velocidad relativa de ingreso al rotor [m/s]

N: velocidad de giro de la turbina [rpm]

$$\theta_{\text{salida}} = \frac{\theta_{\text{ingreso}}}{K_f} \text{ [Ref. 10]}$$

K_f : coeficiente de velocidad relativa, cuyo valor se puede aproximar a 0.8 [Ref. 11]

Reemplazando los datos y operando se obtiene:

$$\theta_{\text{ingreso}} = 20.31^\circ \quad \theta_{\text{salida}} = 25.39^\circ$$

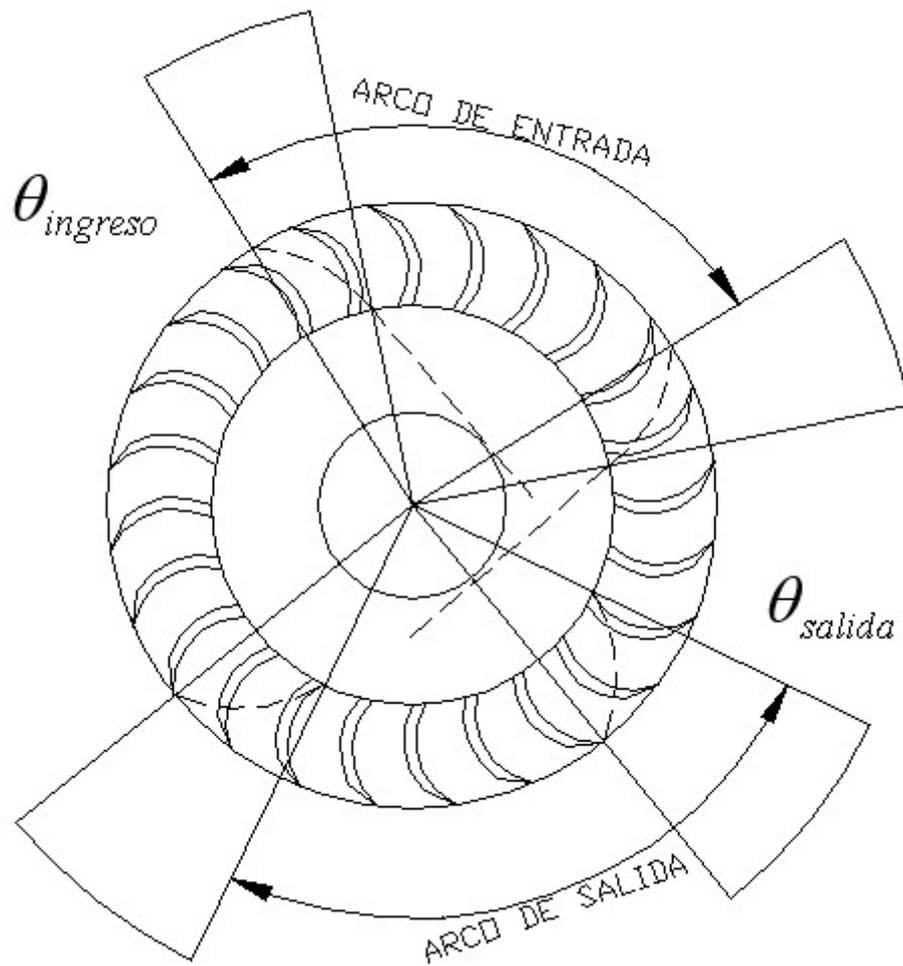


Figura 2.3: Trayectorias Relativas del Fluido en la Turbina

En la figura anterior se muestran los ángulos y arcos de ingreso y salida del fluido en el rodete de la turbina, además de las trayectorias de las partículas de fluido, representadas con línea punteada.

2.4. Dimensionamiento de los componentes de la turbina

Con el objeto de poder seleccionar el rotor de la turbina y sus demás componentes se seleccionaron tres alternativas de la tabla 1, para sobre ellas aplicar el proceso de cálculo completo de la turbina y así al aplicarles la matriz poder seleccionar la alternativa ganadora o más conveniente.

Las tres alternativas seleccionadas son: $N_s = 60$, $N_s = 79$, $N_s = 90$. Con ellos se efectuará el cálculo con las siguientes fórmulas (además de lo ya calculado en las páginas anteriores):

- Ancho del Inyector:

$$B_{inyectos} = \frac{Q}{p(\pi D_{ext} - eZ)k_o k_c \sqrt{2gH \sin \alpha_2}} \quad [\text{Ref. 12}]$$

Q: caudal que fluye por la turbina (m³/s).

p: factor del arco de admisión, en este caso vale 1.

D_{ext}: es el diámetro exterior de la turbina (m).

e: espesor de los álabes (m).

Z: número de álabes del rodete.

k_o: porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua (25%).

k_c: coeficiente de velocidad del inyector (0.98).

g: gravedad.

H: salto neto (m).

α₂: ángulo de orientación del chorro hacia el rodete (16°).

- Ancho del Rotor:

$$B = 1.5 * B_{inyector} \quad [\text{Ref. 13}]$$

- Diámetro Interior:

$$D_{int} = 0.66 * D_{ext} \quad [\text{Ref. 14}]$$

- Radio de curvatura de los álabes:

$$r = 0.163 * D_{ext} \quad [\text{Ref. 15}]$$

- Torque máximo requerido para la regulación en el eje del álabe directriz:

$$T = 31 * D_{ext} * Q * \sqrt{H} \quad [\text{Ref. 16}]$$

- Diámetro del eje del álabe directriz:

$$d_i^3 = \frac{16 * T}{\pi * S_d}$$

$S_d = 0.20 * S_y$, Donde S_y es el esfuerzo de fluencia del material. [Ref. 17]

Para este caso se selecciona St-37, que tiene un $S_y = 240 \text{ N/mm}^2$ [Ref. 18]

- Diámetro máximo del eje del rodete:

$$d = 0.328 D_{ext} \quad [\text{Ref. 19}]$$

Tabla 2.2: Dimensiones de la turbina para diferentes alternativas.

	<u>Alternativa 1</u>	<u>Alternativa 2</u>	<u>Alternativa 3</u>
N_s	60	79	90
H [m]	56.95	45.7	41.1
D_{ext} [m]	0.167	0.149	0.142
Q [m^3/s]	0.0689	0.0858	0.095
C_2 [m/s]	32.76	29.34	27.85
U_2 [m/s]	15.75	14.1	13.39
W_2 [m/s]	18.15	16.26	15.43
C_2' [m/s]	9.06	8.11	7.69
U_2' [m/s]	15.75	14.1	13.39
W_2' [m/s]	17.73	15.88	15.08
B [m]	0.0674	0.107	0.132
B_{ROTOR} [m]	0.1011	0.1605	0.198
D_i [m]	0.1102	0.0983	0.0937
r [m]	0.027	0.024	0.023
d [m]	0.0548	0.0489	0.0466
T [N-m]	26.4	26.28	26.32
d_i [m]	0.014	0.014	0.014

Para este proyecto se utilizará álabes afilados en el borde (para evitar pérdidas por el impacto del agua contra una superficie, al tenerlos afilados esta impacta con una línea) y además se tomará un número de álabes igual a 24 [Ref. 20]. Las placas laterales del rotor serán discos de plancha de acero St37 de 9 mm de espesor y los álabes serán hechos de planchas de 3 mm de espesor de este mismo material, valor que posteriormente se verificará.

Luego de valorar las alternativas en la matriz, se decide utilizar la alternativa 2 por ser la más conveniente y haber obtenido el mayor puntaje en la matriz.

Con este diámetro seleccionado y los valores seleccionados de salto, caudal y ancho se pueden confeccionar los triángulos de velocidades que se muestran en la figura siguiente.

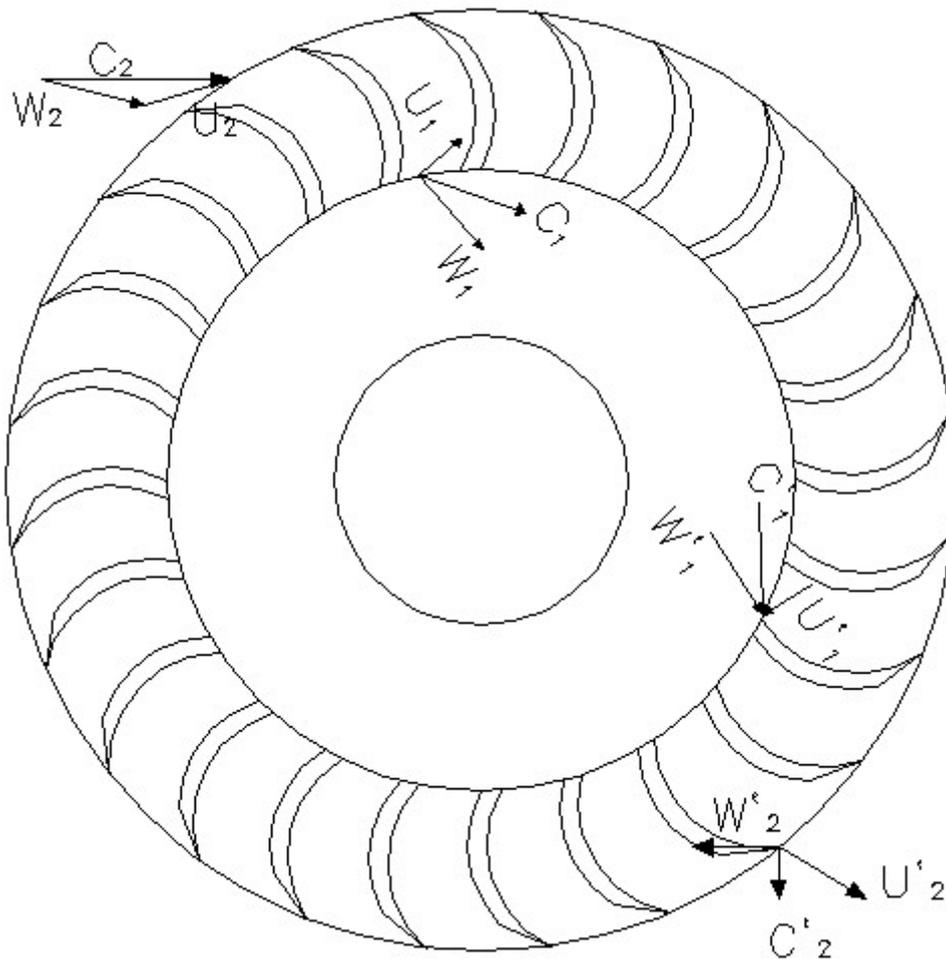


Figura 2.4: Triángulos de Velocidades en una Turbina Michell - Banki

Estos vectores pueden ser construidos mediante las siguientes expresiones [Ref. 21]:

- Las velocidades de ingreso al rodete serían:

$$C_2 = Kc\sqrt{2gH} \Rightarrow C_2 = 29.49 \text{ m/s} \quad (\text{tomando } Kc = 0.98)$$

$$U_2 = Ku * C_2 * \cos \alpha_2 \Rightarrow U_2 = 14.17 \text{ m/s} \quad (\text{tomando } Ku = 0.5 \text{ por ser turbina de acción y } \alpha_2 = 16^\circ)$$

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - Ku * (2 - Ku) * \cos^2 \alpha_2} \Rightarrow W_2 = 16.34 \text{ m/s}$$

- Las velocidades de salida vienen dadas por:

$$W'_2 = 2.35\sqrt{H} \Rightarrow W'_2 = 15.97 \text{ m/s} \quad (\text{con } \beta_1 = 90^\circ \wedge \beta'_2 = 30^\circ)$$

$$C'_2 = 1.2\sqrt{H} \Rightarrow C'_2 = 8.15 \text{ m/s}$$

Para verificar si el ancho asumido para los álabes es correcto se debe primero hallar la fuerza que el agua ejerce sobre estos.

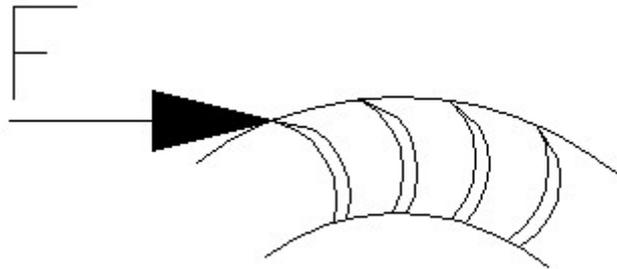


Figura 2.5: Forma en que el agua ejerce fuerza sobre los álabes

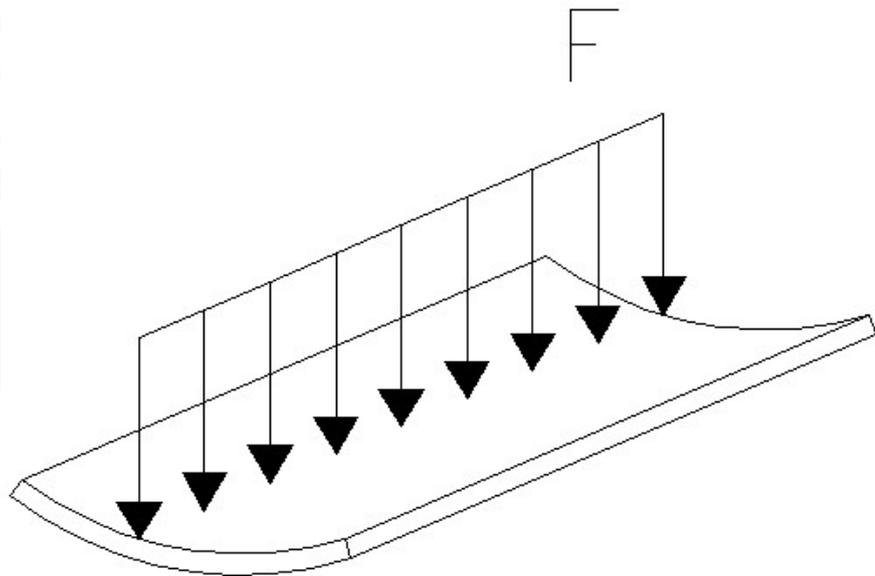


Figura 2.6: Fuerza distribuida sobre los álabes por efecto del agua

Esta viene dada por:

$$F = \frac{\rho * Q * C_2 * \cos \theta}{g_0 * K_0 * Z} \text{ [Ref. 22]}$$

ρ : densidad del agua.

F: componente vertical sobre cada álabe en kg.

Q: caudal máximo que fluye por el inyector en m³/s.

C₂: velocidad del agua a la salida del inyector en m/s.

Z: número de alabes del rodete.

g₀: constante igual a $9.81 \frac{kgm - m}{kgf - seg^2}$

K₀: porcentaje del arco de admisión.

$$\theta = \alpha_2 + \theta^0$$

$$\theta^0 = \arccos \left| \frac{re^2 + r_3^2 - ri^2}{2re * r_3} \right|$$

$$r_3 = 2rsen\left(\frac{\phi}{2}\right)$$

re = De/2

ri = Di/2

Así, reemplazando los valores obtenidos anteriormente se puede obtener el valor de la fuerza F:

$$F = 9.34 \text{ kgf} = 91.59 \text{ N}$$

Con esta fuerza se debe verificar el espesor asumido de los álabes y calcular el espesor del cordón de soldadura que unirá a estos a los discos laterales del rodete. Para este análisis se toma a cada álabe como una viga empotrada en los extremos. Se halla el esfuerzo máximo al que será sometido el álabe utilizando la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{F * B_{\text{ROTOR}} * c}{12 * I_{gx}} \quad [\text{Ref. 23}]$$

σ_{\max} : esfuerzo máximo sobre el álabe.

B_{ROTOR}: ancho del rodete, en metros.

$$c = (r + e) - Cg$$

$$Cg = \frac{120 * \left| (r + e)^3 - r^3 \right| (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi \pi \left((r + e)^2 - r^2 \right)}$$

e: espesor del álabe en metros.

r: radio de curvatura del álabe en metros.

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$

$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

ϕ : ángulo de curvatura del álabe.

I_{gx} es el momento de inercia del álabe, y viene dado por:

$$I_{gx} = \frac{(r+e)^4 - r^4}{8} \left| \phi - \frac{\text{sen}2\theta_2 - \text{sen}2\theta_1}{2} \right|, \text{ donde } \phi \text{ está expresado en radianes.}$$

Luego de reemplazar en la fórmula se obtiene:

$$\sigma_{\max} = 0.0706 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

el cual notamos que es un valor notablemente bajo, pues la recomendación es que sea menor al 66% del esfuerzo de fluencia del material [Ref. 24], para este caso el DIN St-37 tiene un esfuerzo de fluencia de 240 N/mm², por lo tanto se nota que el espesor asumido de los álabes es suficiente y trabajará sin ningún problema.

Para el cálculo del eje se tiene un diámetro máximo calculado en las páginas anteriores, sin embargo se deben analizar las cargas en el eje para poder seleccionar adecuadamente el material del que estará fabricado. Así el mínimo diámetro del eje viene dado por:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * S_d} \sqrt{(K_m * M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2} \text{ [Ref. 25]}$$

M_{\max} : es el momento flector máximo que se obtiene en el eje (en kg – m) y viene dado por:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \text{ [Ref. 26]}$$

donde además M_x y M_y son los momentos flectores en los planos x e y, los cuales vienen dados por:

$$M_x = \frac{F_r * a}{2}$$

$$M_y = \frac{P_r * a}{2}$$

para estos casos el valor de “a” es igual al radio del rodete de la turbina. Además P_r es el peso del rodete de la turbina en kg, y F_r representa la fuerza tangencial del rodete en kg, obtenida de:

$$F_r = \frac{1948 * P_T}{N * D_{ext}} \text{ [Ref. 27]}$$

P_T : es la potencia de la turbina en kW.

N : es el número de revoluciones de la turbina en RPM.

D_{ext} : es el diámetro exterior de la turbina en metros.

Este estado de fuerzas viene dado por los siguientes diagramas.

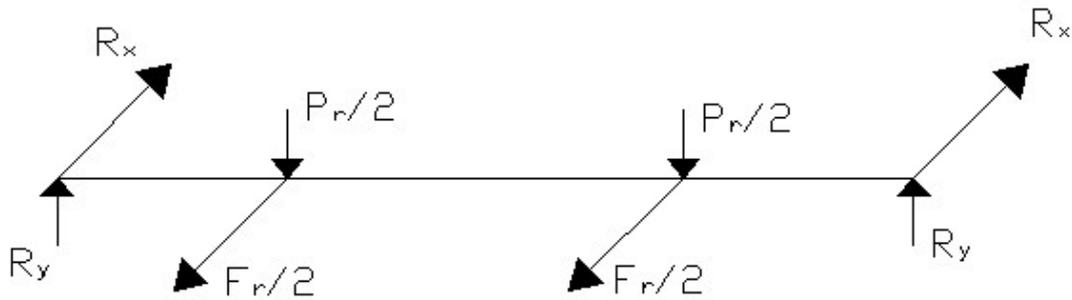


Figura 2.7: Diagrama de cuerpo libre del eje.

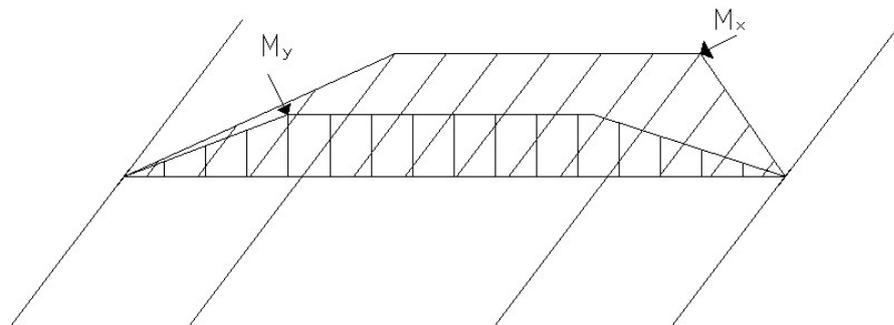


Figura 2.8: Diagrama de momentos internos en el eje.

Adicionalmente T_{max} es el máximo momento torsor que se presenta en el eje (en kg – m) y viene dado por:

$$T_{max} = \frac{974 * P_T}{N} \quad [\text{Ref. 28}]$$

Además los coeficientes K_m , K_t y S_d vienen dados por:

K_m : es un factor del momento flector para cargas estables, con un valor de 1.5.

K_t : es un valor de momento torsor para cargas estables, con un valor de 1.0.

S_d : es el esfuerzo de diseño del material utilizado para la fabricación del eje, expresado en kg/m^2 , estimado como el 20% del valor del esfuerzo de fluencia del material, debido a posibles concentradores de esfuerzos.

Al reemplazar los valores de las expresiones del máximo momento torsor y de la fuerza tangencial al rodete, obtenemos:

$$T_{MAX} = 10.82 \text{kg} - m ; F_r = 145.3 \text{kg}$$

Además con el objeto de hallar el momento flector en el plano y, se debe hallar el peso del rodete de la turbina. Para hallarlo se debe calcular el volumen de las planchas circulares además del volumen de los álabes, para así en conjunto con la densidad del acero poder calcular el peso de este. El volumen de cada plancha lateral viene dado por:

$$Vol_{plancha} = \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) * e_{plancha},$$

donde: $e_{plancha}$ es el espesor de la plancha en m.

Mientras que el volumen de cada álabe, viene dado por:

$$Vol_{alabe} = \frac{73}{360} [(r + e)^2 - r^2] * B_{ROTOR}$$

Así, el volumen total del rodete sería:

$$Vol_{rodete} = 2 * Vol_{plancha} + 24 * Vol_{alabe}$$

Al reemplazar los valores, obtenemos un volumen total de $9.9359 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. Al multiplicar este valor por la densidad del acero (7850 kg/m^3) se obtiene el peso del rodete, quedando este en:

$$P_r = 9.9359 \times 10^{-5} * 7850 = 0.735 \text{kg}$$

También se pueden obtener ya los valores de los momentos flectores en el eje x y en el eje y, con el objeto de calcular el momento máximo en el eje:

$$M_x = 5.41kg - m ; M_y = 0.0273kg - m$$

Se puede notar que el momento flector en el eje y (el causado por el peso del rodete) es prácticamente irrelevante respecto al momento flector en el eje x, por lo que será despreciado y para los siguientes cálculos se asumirá:

$$M_{\max} = M_x$$

Y entonces el momento máximo en el eje es de:

$$M_{\max} = 5.41kg - m$$

Con ello es posible introducir todos los valores hallados y tener el diámetro del eje, este cálculo se hace asumiendo un eje de acero DIN St-37, cuyo valor de fluencia es de 240 N/mm^2 que es lo mismo que 244648 kg/m^2 . Entonces el diámetro del eje debería ser:

$$d = 0.0655m$$

Se puede notar que este diámetro es mayor que el diámetro máximo del eje hallado líneas arriba, por lo que se debe cambiar de material con el objeto de disminuir este diámetro a un valor admisible. Tomando ahora un acero DIN St-50, cuyo esfuerzo de fluencia es de 320 N/mm^2 [Ref. 29] que es lo mismo que 326198 kg/m^2 , y con ello el nuevo valor del diámetro del eje sería:

$$d = 0.0595m$$

Este diámetro también es mayor que el máximo requerido, dado que la disminución del diámetro fue mínima, se busca ahora un acero con mucha mayor resistencia. Por ello se toma ahora el acero DIN 42CrMo4 (AISI/SAE 4140), cuyo esfuerzo de fluencia es de 700 N/mm^2 [Ref. 30] que es lo mismo que 713558 kg/m^2 , y con ello el nuevo valor del diámetro del eje sería:

$$d = 0.0459m$$

Este diámetro si es menor que el diámetro máximo requerido para la turbina, por ello será tomado como válido.

Adicionalmente se colocaran en la unión del eje con la carcasa sellos mecánicos o en su defecto prensa-estopas, con la intención de evitar derrames de agua al exterior con lo que se tendría caídas de presión dentro de la turbina y con ello menores eficiencias.

Se debe determinar también el espesor del cordón de soldadura que unirá los discos del rodete con el eje. El momento torsor que actúe sobre esta soldadura será el mismo que actúa sobre el eje que fue determinado anteriormente, con él se podrá hallar el esfuerzo de torsión que debe soportar la soldadura. Se asumen 4 cordones de 3 mm de espesor, soldados a cada lado de ambos discos.

El esfuerzo causado por el momento torsor viene dado por:

$$\tau_t = \frac{M_t * r_{eje}}{I_o}$$

Donde:

M_t : es el momento torsor en el eje. [N-m]

$r_{eje} = \frac{d}{2} + a$, donde "a" es el espesor del cordón de soldadura.

$$I_o = \frac{\pi * (d/2)^4}{4}$$

Así el esfuerzo vale:

$$\tau_t = 12.64 \frac{N}{mm^2}$$

El cual es el esfuerzo total que deben soportar los cuatro cordones, entonces cada cordón debe soportar 3.16 N/mm². Dado que es el único esfuerzo actuante en la soldadura puede ser tomado como el esfuerzo equivalente y así se tendría:

$$\sigma_{EQ} \leq \sigma_{ADM} \nu, \text{ tomando } \nu = 0,8 \text{ calidad de soldadura II}$$

El cordón de soldadura debe tener por lo menos las mismas propiedades que el material base, por ello el esfuerzo admisible será igual a 240 N/mm².

Se puede notar que la resistencia del cordón es notablemente superior al esfuerzo aplicado a él, con lo que se verifica el ancho asumido anteriormente.

Lo siguiente a hacer es realizar una verificación de la velocidad de la turbina y por ende del eje para comprobar que la velocidad crítica del eje es superior a la velocidad de embalamiento de la turbina, que en una turbina Michell – Banki es 1.8 veces el valor de la velocidad nominal de la turbina [Ref. 31].

Para este tipo de turbinas, la primera velocidad crítica viene dada por:

$$N_{crit} = \frac{29.88}{\sqrt{y}} \text{ [Ref. 32]}$$

Donde y es la flecha resultante producida en el eje por la acción de la fuerza sobre el rodete y el peso de este, viene dada por:

$$y = \frac{Wa^2}{6EI} (3l_o - 4a) \text{ [Ref. 33]}$$

Donde:

$$W = \sqrt{P_r^2 + F_r^2}$$

$$E = 2.1 \times 10^9 \text{ kg/m}^2$$

I : momento de inercia del eje en m⁴, dado por: $I = \frac{\pi d^4}{64}$

Además, a toma el valor del radio de la turbina y l_o es la longitud del eje entre apoyos. Para la longitud el eje se tomará el valor del ancho del rodete, pues los apoyos de este empiezan en las planchas laterales del rodete.

Así, el valor de y sería:

$$y = 5.392 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Lo cual daría un valor de velocidad crítica de:

$$N_{\text{crit}} = 4069 \text{ rpm}$$

Con lo cual se verifica la exigencia antes propuesta:

$$N_{\text{crit}} = 4069 \geq 1.8 * 1800 = 3240$$

Con lo cual se puede tomar el diámetro seleccionado como válido.

El siguiente paso en el diseño de la turbina es la selección de los rodamientos a utilizar y de los soportes para estos. Lo más conveniente es seleccionar soportes comerciales. Para esto se debe hallar la capacidad dinámica que debe soportar el rodamiento, la cual viene dada por:

$$C = (X * F_r + Y * F_a) \left| \frac{60 * N * Lh}{10^6} \right|^{P_{\text{rod}}} \quad [\text{Ref. 34}]$$

Donde:

X: es el coeficiente radial del rodamiento, considerado como 1.

Y: es el coeficiente axial del rodamiento, el cual no se usa en este caso pues $F_a = 0$.

N: es el número de revoluciones por minuto a los que gira la turbina.

Lh: es la duración nominal en horas de funcionamiento.

P_{rod} : es 1/3 para rodamientos de bolas y 3/10 para rodamientos de rodillos.

F_r : es la carga radial del rodamiento, determinada anteriormente.

Reemplazando se obtiene un valor de capacidad dinámica igual a:

$$C = 871.79 \text{ kg} = 8.55 \text{ kN}$$

Tomando un valor de 2000 horas de duración nominal de funcionamiento y utilizando rodamientos de bolas, pues no se cuenta con fuerza axial. Con este valor se

selecciona de un catálogo comercial el rodamiento a utilizar. Del catálogo de SKF para rodamientos con soporte de pie se obtiene la siguiente tabla.

Tabla 2.3: Dimensiones de rodamientos para su selección. [Ref. 35]

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero												
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones		Soporte	Rodamiento
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento			
mm					kN		rpm	kg	-			
44,45	52	107,5	54	190	33,2	21,6	4300	2,3	SYJ 1.3/4 TF	SYJ 509	YAR 209-112-2F	
44,45	53,975	114,3	57,15	203	35,1	23,2	4000	2,95	SYM 1.3/4 TF	-	YAR 210-112-2F	
45	48	107,5	54	187	33,2	21,6	4300	2,2	SY 45 TF	SY 509 M	YAR 209-2F	
45	48	107,5	54	187	33,2	21,6	2400	2,2	SY 45 TR	SY 509 M	YAR 209-2RF	
45	52	107,5	54	190	33,2	21,6	4300	2,4	SYJ 45 TF	SYJ 509	YAR 209-2F	
49,212	54	113,4	55,575	203	35,1	23,2	4000	2,7	SYH 1.15/16 RM	SYH 510 U	YAT 210-115	
49,212	54	113,4	55,575	203	35,1	23,2	4000	2,85	SYH 1.15/16 TF	SYH 510 U	YAR 210-115-2F	
49,212	54	114	57,2	203	35,1	23,2	4000	2,7	SY 1.15/16 RM	SY 510 U	YAT 210-115	
49,212	54	114	57,2	203	35,1	23,2	4000	2,85	SY 1.15/16 TF	SY 510 U	YAR 210-115-2F	
49,212	60,4	127	63,5	219,075	43,6	29	3600	3,9	SYM 1.15/16 TF	-	YAR 211-115-2F	
50	54	114,5	57,2	203	35,1	23,2	4000	2,7	SY 50 TF	SY 510 M	YAR 210-2F	
50	54	114,5	57,2	203	35,1	23,2	2200	2,7	SY 50 TR	SY 510 M	YAR 210-2RF	
50	58	114,5	57,2	206	35,1	23,2	4000	2,95	SYJ 50 TF	SYJ 510	YAR 210-2F	
50,8	60	126	63,5	219	43,6	29	1900	3,65	SY 2. TR	SY 511 M	YAR 211-200-2RF	
50,8	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,65	SYJ 2. TF	SYJ 511	YAR 211-200-2F	
50,8	60	127	63,5	219	43,6	29	3600	3,5	SY 2. RM	SY 511 U	YAT 211-200	
50,8	60	127	63,5	219	43,6	29	3600	3,6	SY 2. TF	SY 511 U	YAR 211-200-2F	
50,8	60,4	126,5	61,925	219,1	43,6	29	3600	3,75	SYH 2. RM	SYH 511 U	YAT 211-200	
50,8	60,4	126,5	61,925	219,1	43,6	29	3600	3,85	SYH 2. TF	SYH 511 U	YAR 211-200-2F	
55	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,6	SY 55 TF	SY 511 M	YAR 211-2F	
55	60	126	63,5	219	43,6	29	1900	3,6	SY 55 TR	SY 511 M	YAR 211-2RF	
55	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,7	SYJ 55 TF	SYJ 511	YAR 211-2F	
55,563	60	127	63,5	219	43,6	29	1900	3,5	SY 2.3/16 RM	SY 511 U	YAT 211-203	
55,563	60	127	63,5	219	43,6	29	3600	3,6	SY 2.3/16 TF	SY 511 U	YAR 211-203-2F	
55,563	60,4	126,5	61,925	219,1	43,6	29	1900	3,5	SYH 2.3/16 RM	SYH 511 U	YAT 211-203	

Con la capacidad dinámica determinada anteriormente entramos a la tabla y se selecciona la unidad de rodamiento SY 50 TF que tiene una capacidad dinámica límite de 35.1 kN, a continuación se muestra el detalle del rodamiento.

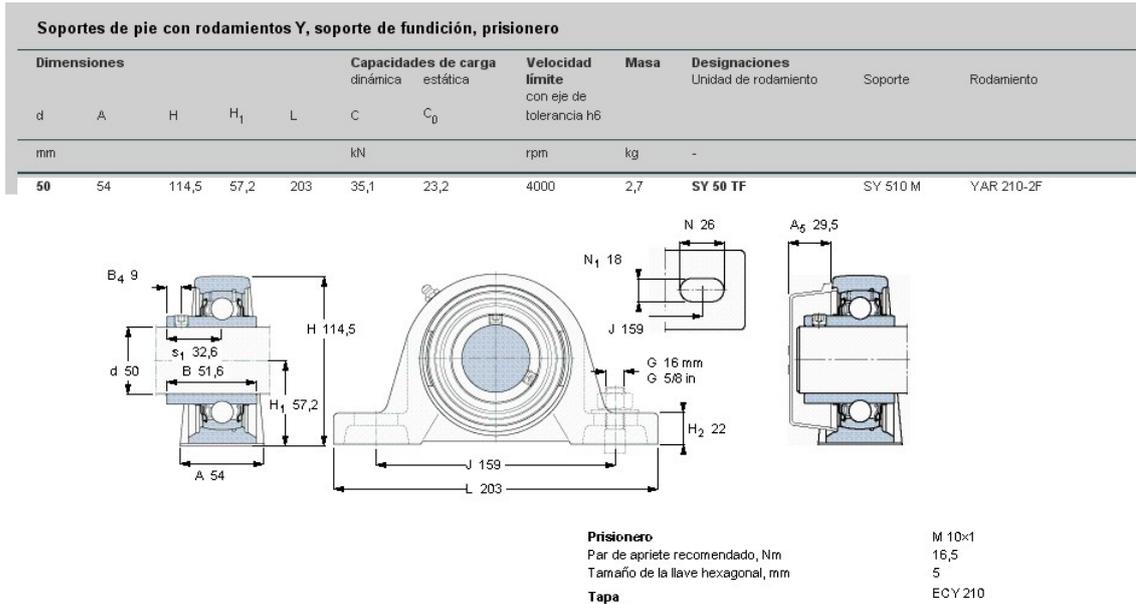


Figura 2.9: Dimensiones de rodamientos para su selección. [Ref. 36]

Se utilizarán dos de estos rodamientos uno a cada lado del rodete.

Para el cálculo de la soldadura de los álabes a los discos se tomará estos como una viga empotrada en los extremos y para el cálculo se asumirá que el chorro de agua impacta a un álabe a la vez y las soldaduras de este deben soportar toda la carga. Se asumirá que el cordón esta hecho a ambos lados del álabe.

Así se tiene como área total del cordón de soldadura:

$$Area_{cordon} = 2 * \frac{73}{360} * 2\pi * r * z_{sol}$$

Donde:

r: radio de curvatura de los álabes

Y tendríamos como área del cordón, en función de z_{SOL}, que es el ancho del cordón:

$$Area_{cordon} = 6.11 * 10^{-2} * z_{sol}$$

Tomando como única fuerza sobre los álabes la fuerza del chorro de agua tenemos la siguiente expresión para el esfuerzo:

$$\sigma_{SOLD} = \frac{F}{Area_{cordon}}$$

Donde $F = 91.59$ N, determinada anteriormente. Se asume este esfuerzo como el esfuerzo equivalente pues es el único actuante sobre los álabes. El cordón debe tener por lo menos el mismo esfuerzo admisible que el material base, por ello el esfuerzo admisible del cordón de soldadura será 240 N/mm^2 . Y se tendría:

$$\sigma_{EQ} \leq \sigma_{ADM} \nu, \text{ tomando } \nu = 0,8 \text{ calidad de soldadura II}$$

$$\frac{91.59}{6.11 * 10^{-2} * z_{sol}} \leq 240 * 0.8 \Rightarrow z_{sol} \geq 7.8 \text{ mm}$$

Este ancho de cordón puede ser separado tomándolo a ambos lados del álabe, teniendo 4mm por lado.

2.5 Protección Contra la Corrosión

Dada la aplicación de la turbina, los componentes internos como son el eje, los discos laterales y los álabes estarán sometidos a corrosión. Con el eje no habrá mayor complicación pues se ha seleccionado un acero inoxidable para su fabricación. El problema podría presentarse con el acero seleccionado para los álabes y los discos laterales.

Por ello es conveniente seleccionar un acero más resistente a la corrosión y al desgaste. Se seleccionó el acero Bohler COR TEN B, suministrado en forma de planchas. Este acero posee mejores propiedades mecánicas que el St-37 seleccionado anteriormente, por lo que no habrá problemas con las sollicitaciones mecánicas a las que esté sometido. Sin embargo habrá pequeñas variaciones en los espesores de las planchas seleccionadas. Los álabes pasarán de ser de 3mm de espesor a $3/16''$ y los discos laterales pasarán de 9mm de espesor a $3/8''$, esto por ser estas últimas las dimensiones comerciales del acero. Para las soldaduras se usará electrodos de unión Bohler UTP 62 recomendados por el fabricante.

2.6 Unión de la Turbina con la Tubería de Presión

El elemento que fungirá de unión entre la tubería de presión y la turbina es de notable importancia en la concepción de este proyecto. Si bien el diseño de la tubería de presión no es parte de esta tesis, la intención es suministrar al usuario un equipo listo para ser instalado para sólo ser conectado a la tubería de presión, conociendo el diámetro de esta.

Podría pensarse que la función de este elemento, llamado junta de montaje, es de solamente actuar como una brida desde donde podría retirarse la turbina para alguna reparación, pero su función es un poco más compleja que esto. Este elemento debe realizar un cambio de sección, desde la sección circular de la tubería de presión a la sección rectangular que será la entrada a la turbina.

Lo usual es fabricar este elemento por fundición o por un desarrollo en plancha mediante trabajo en chapa o corte y soldadura. Para este caso, por las dimensiones lo más factible sería trabajarla a corte y soldadura, con una plancha de acero Bohler COR TEN B de 3/16" de espesor. Para las soldaduras se usará electrodos de unión Bohler UTP 62 recomendados por el fabricante.

Adicionalmente a este componente, es importante instalar una válvula entre la tubería de presión y la junta de montaje, la cual servirá para permitir o no el ingreso de agua a la turbina, para así poder cerrarla en cualquier momento y que esta deje que girar. Por el tipo de aplicación lo más conveniente es colocar una válvula de compuerta, pues se necesitan únicamente dos posiciones, totalmente abierta y totalmente cerrada.

Para poder seleccionar el diámetro de válvula a utilizar, primero debemos seleccionar el diámetro de la tubería, en base al caudal y la velocidad del agua, además de las pérdidas de presión en la tubería. Se asumirá una velocidad de agua de entre 4 a 6 m/s en la tubería y se espera que las pérdidas estén alrededor del 10 o 12 % del salto bruto de la turbina.

Tomando en cuenta el caudal seleccionado anteriormente ($0.0858 \text{ m}^3/\text{s}$) se puede hallar el rango de valores entre los que debe estar el diámetro de la tubería. Así se tiene:

$$Dtub_{\max} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{\text{agua min}}}} \Rightarrow Dtub_{\max} = 0.1653m$$

$$Dtub_{\min} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{\text{agua max}}}} \Rightarrow Dtub_{\min} = 0.1349m$$

Además debemos calcular las pérdidas en la tubería por metro de longitud de esta, para eso se utilizará el método de Darcy – Weisbach. Lo primero será determinar el intervalo en el que se encuentra el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V_{\text{agua}} D_H}{\nu} \quad [\text{Ref. 37}]$$

Donde:

D_H : Diámetro hidráulico [m]

ν : viscosidad cinemática del agua [m²/s]

Y entonces se pueden hallar los valores del Reynolds máximo y mínimo, obteniendo:

$$Re_{\max} = 809400; Re_{\min} = 661200$$

La expresión que permite hallar las pérdidas por metro viene dada por:

$$h_w = \xi \frac{V_{\text{agua}}^2 * L}{2g * Dtub} \quad [\text{Ref. 38}]$$

Donde:

ξ : Coeficiente que viene dado del diagrama de Mordí, también llamado factor de fricción.

Se tiene a continuación el diagrama de Moody:

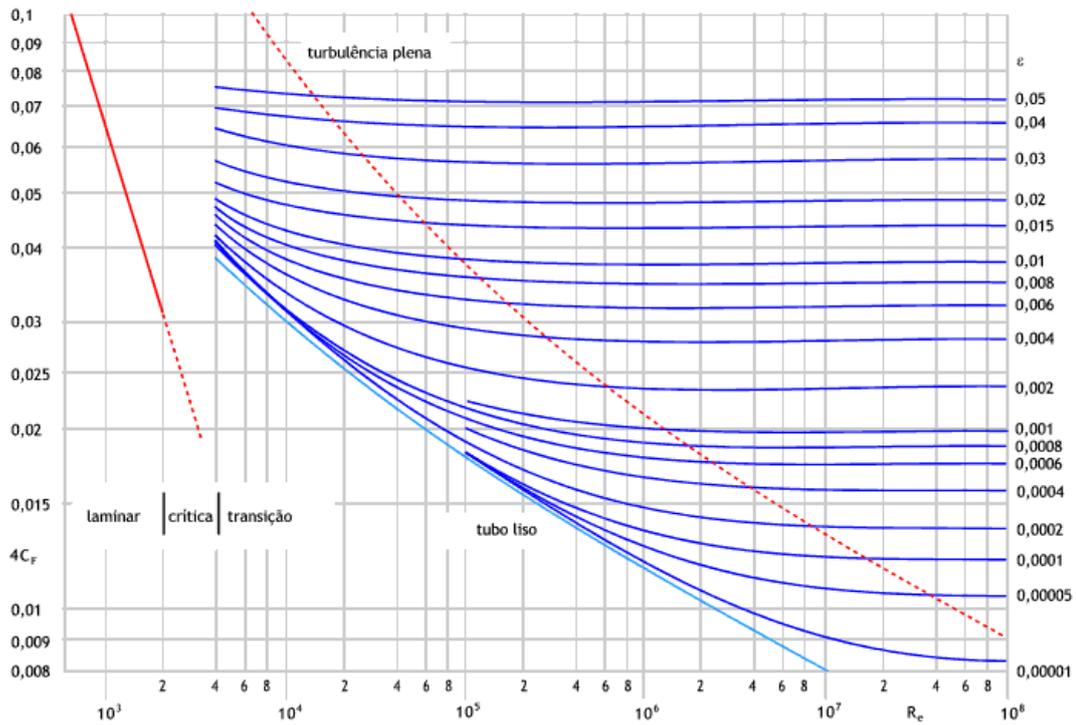


Figura 2.10: Diagrama de Moody. [Ref. 39]

Además del número de Reynolds se debe determinar el valor de ε para poder ingresar al diagrama de Moody. Este valor viene dado por:

$$\varepsilon = \frac{K}{Dtub}$$

Donde:

K: Rugosidad para diferentes materiales de tubería.

Dtub: Diámetro de la tubería.

Para tuberías de acero nuevas se puede asumir $K = 0.1\text{mm}$ [Ref. 40], y así se tendría el valor mínimo y máximo de ε , según se tome el valor mínimo o máximo del diámetro de la tubería. Así se tiene:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{K}{Dtub_{\min}} \Rightarrow \varepsilon_{\max} = 7.4 \times 10^{-4}$$

$$\varepsilon_{\min} = \frac{K}{Dtub_{\max}} \Rightarrow \varepsilon_{\min} = 6 \times 10^{-4}$$

Con el objeto de no seguir trabajando con dos valores se seleccionará un valor medio de diámetro entre los dos hallados anteriormente y se verificará posteriormente, por ello se selecciona $D_{tub_1} = 6'' = 0.1524m$. Entonces también se tendrá un valor fijo de velocidad del agua el cual sería $V_{agua} = 4.7$ m/s, también dentro del rango de velocidades recomendadas. Con ello se puede hallar el valor del número de Reynolds que sería $Re = 7050000$, dado el alto valor del número de Reynolds y que el fluido se encuentra en zona de flujo turbulento, el factor de fricción dependerá únicamente del valor de ε . Y así se tiene un valor único de:

$$\varepsilon_1 = \frac{K}{Dtub_1} \Rightarrow \varepsilon_1 = 6.56 \times 10^{-4}$$

Volviendo al diagrama de Moody con el valor de ε y el del número de Reynolds, se puede determinar el valor del factor de fricción, el cual para este caso es $\xi = 0.0175$. Con este valor se puede hallar las pérdidas por metro de longitud de la tubería, al tomar en la fórmula mostrada líneas arriba una longitud de un metro. Entonces se tiene:

$$h_w = 0.129m$$

Teniendo este valor y sabiendo que el salto neto (45.7m) debe ser aproximadamente el 88 a 90% del salto bruto es que se puede determinar las pérdidas totales en la tubería de presión. Asumiendo que el salto neto fuera el 88% del salto bruto se tendría un salto bruto de 51.9 m. Con ello se tiene un valor total de pérdidas en la tubería de 6.69 m, que al restarlo al salto bruto da un valor de salto neto de 45.2 m, valor muy próximo al salto neto de la turbina, por lo que se puede tomar estos cálculos como válidos y utilizar una tubería de presión de 6 pulgadas de diámetro.

2.7 Diseño del inyector de la turbina

El inyector de una turbina Michell – Banki es el encargado de guiar el flujo de agua hacia el rotor. Durante este paso por el inyector el agua debe conservar una buena aceleración además de una distribución de velocidades de salida lo más uniforme posible, además de un bajo nivel de pérdidas de carga, para así lograr la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector tendrá una sección transversal rectangular, y estará compuesto por dos caras laterales rectas, quienes permiten descargar todo el flujo sobre el ancho del rotor. La cara superior será una envolvente responsable de guiar el flujo, la velocidad será tangente a esta curva en todo momento. La cara inferior es una recta, con una inclinación no mayor a 5° [Ref. 41].

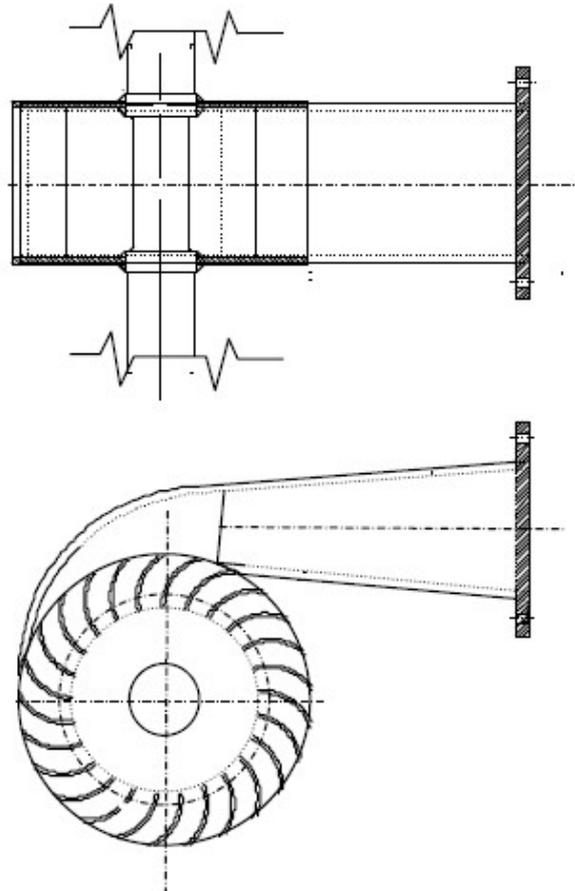


Figura 2.11: Inyector de Turbina Michell – Banki [Ref. 42]

El problema principal radica en encontrar la curva envolvente que genera el inyector, la cual viene dada por:

$$h_t = \tau_\theta - R \text{ [Ref. 43]}$$

Donde:

R : radio del rodete de la turbina.

τ_θ : radio de la envolvente del inyector, que viene dado por:

$$\tau_{\theta} = R * e^{-\left[\frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a} \right)}{B_{ROTOR} * C} \right] * Q} \quad [\text{Ref. 44}]$$

Donde:

θ : ángulo de la envolvente en un punto cualquiera.

θ_a : ángulo de admisión.

B_{ROTOR} : ancho del rotor.

Q: caudal.

R: radio del rodete.

C_t : constante de ley de torbellino potencial, que viene dada por:

$$C_t = 2.3 * \eta_h * \frac{D \sqrt{S_n}}{K_c} \quad [\text{Ref. 45}]$$

Donde:

η_h : Rendimiento hidráulico de la turbina (80%, determinado de la figura 2)

D: diámetro del rodete.

S_n : Salto neto.

K_c : Coeficiente de velocidad del inyector.

Reemplazando los valores conocidos se puede determinar el valor de esta constante, resultando el siguiente valor:

$$C_t = 1.89$$

Tomando los valores ya conocidos, y haciendo variar el ángulo θ desde 0° a 90° , se puede hallar los valores del radio y altura del inyector para cada punto y poder determinar la curva de la envolvente, los resultados se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 2.4: Dimensiones de la envolvente del Inyector.

R (m)	0.0745	
Angulo Admision (°)	90	
Brotor (m)	0.1605	
Ct	1.89	
Q (m3/s)	0.0858	
Angulo (°)	Radio de la Envolvente (m)	Altura de la Envolvente (m)
0	0.2046	0.1301
10	0.1829	0.1084
20	0.1635	0.0890
30	0.1461	0.0716
40	0.1306	0.0561
50	0.1167	0.0422
60	0.1043	0.0298
70	0.0933	0.0188
80	0.0834	0.0089
90	0.0745	0.0000

Con estos valores se puede construir la curva de la envolvente, la cual se muestra a continuación:

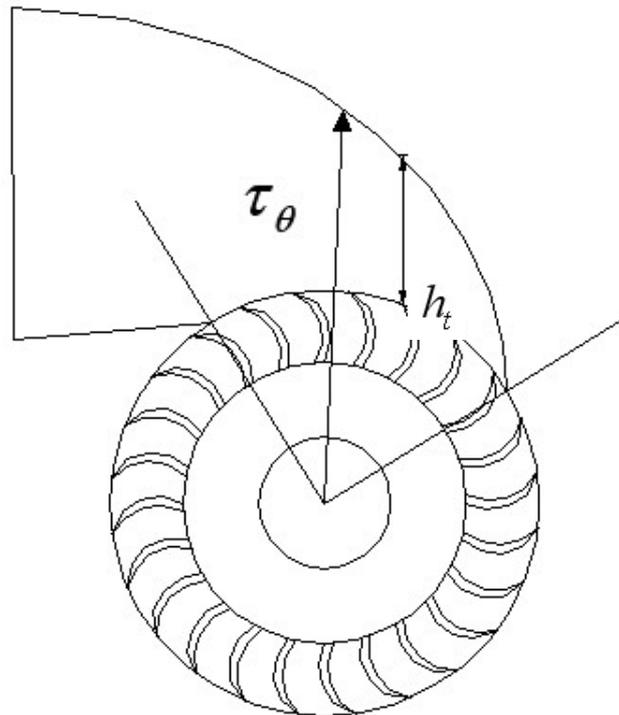


Figura 2.12: Envolvente de Inyector

2.8 Diseño del mecanismo de regulación de caudal

Se debe diseñar un mecanismo para regular el caudal sobre el cual se pueda actuar para así variarlo y con ello variar la potencia de salida de la turbina. Lo usual en las turbinas Michell – Banki es utilizar un álabe directriz, instalado en el interior del inyector para al abrirlo o cerrarlo variar el caudal de ingreso a la turbina.

Al seleccionar el tipo de accionamiento sobre este álabe directriz hay numerosas opciones, desde algunas sumamente sofisticadas con controladores automáticos inteligentes o programables, hasta controles puramente manuales. Dada la aplicación de este trabajo es conveniente utilizar un regulador puramente manual, sobre el cual un operador actuará en base a la demanda horaria según estadísticas tomadas.

Este método de regulación será quizás un poco impreciso en los inicios de la turbina, es decir, cuando esta recién se ha instalado será difícil regular el caudal pues se hará en base a predicciones. En cambio cuando ya se tenga unos meses de uso se podrá tener una estadística de consumo de energía por los pobladores y así se podrá regular el caudal con mayor exactitud.

A continuación se muestra un esquema de una turbina Michell – Banki con álabe directriz como mecanismo de regulación:

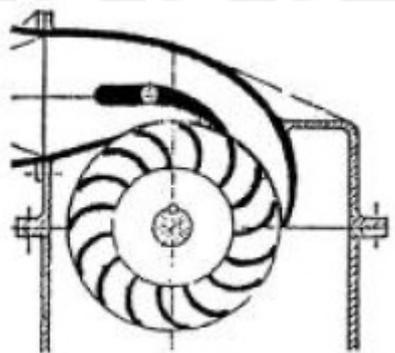


Figura 2.13: Turbina con álabe directriz. [Ref. 46]

Este álabe directriz tendrá un eje cuyo diámetro se determinó anteriormente en este capítulo. Este eje se apoyará sobre la carcasa de la turbina y en uno de sus extremos se podrá actuar sobre él para regular el caudal. Esto se hará a través de una manivela, donde actuará el operador.

Las dimensiones del álabe están todas en función del diámetro del rodete de la turbina. La Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) ha elaborado una tabla desde la cual se puede interpolar o extrapolar los diámetros [Ref. 47]. En base a esta tabla se pueden obtener las medidas del álabe directriz.

Tabla 2.5: Dimensiones del álabe directriz

	Diámetro (mm)				
	300	400	500	600	149
a	261	348	435	522	129.6
b	195	260	325	390	96.9
c	31	41	52	62	15.2
d	102	136	170	204	50.7
e	85	113	142	170	42.0
f	55	73	92	110	27.1
R1	168	224	280	336	83.4
RII	151	201	252	302	74.8
RIII	28	37	47	56	13.7
R1	133	177	138	161	138.7
R2	75	100	96	111	64.2
R3	110	110	138	160	75.9
R4	70	80	83	126	38.3
R5	35	50	52	66	22.2
R6	45	77	52	29	72.7
R7	100	90	101	126	77.5
x	40	47	48	63	28.4
y	120	136	147	211	68.0
L1	98	111	122	179	51.0
L2	60	70	90	136	14.4
L3	24	27	25	64	12.5

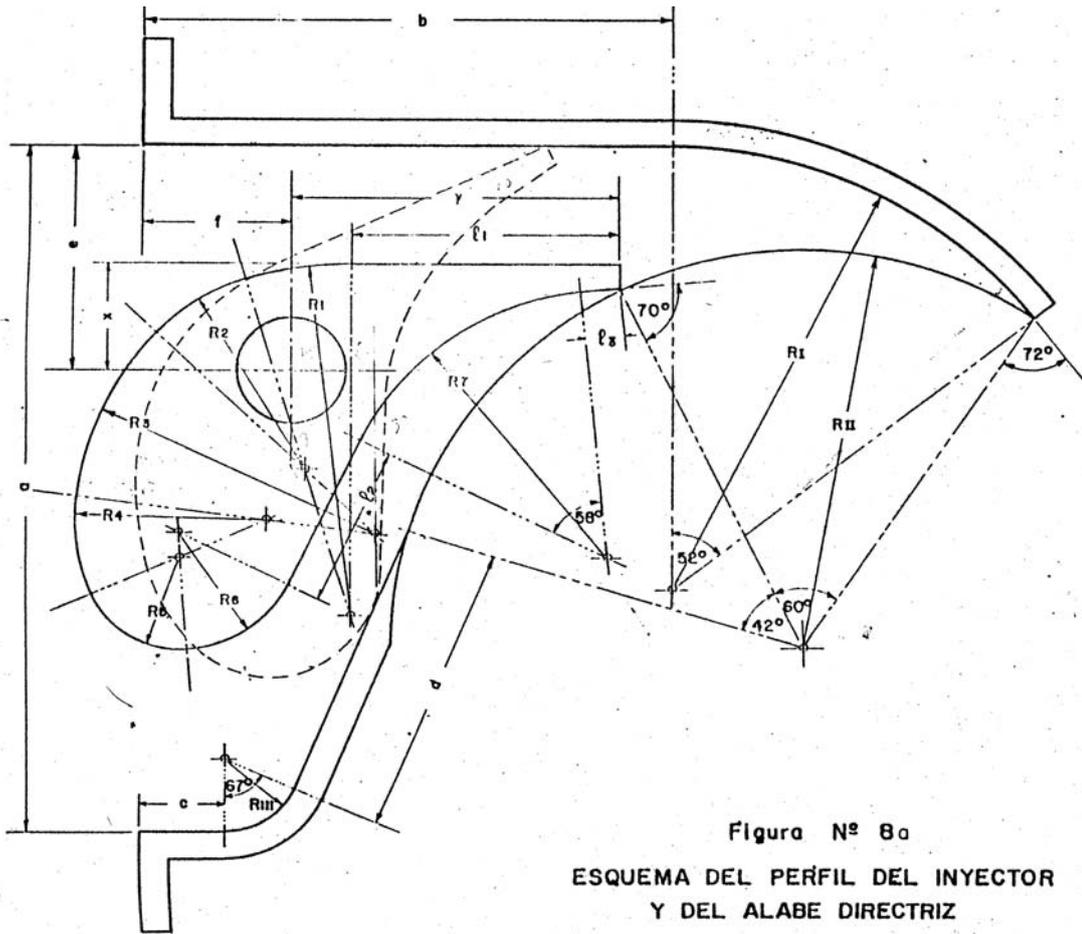
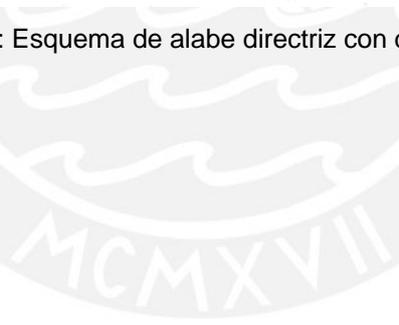


Figura 2.14: Esquema de alabe directriz con dimensiones [Ref. 48]



Referencias Bibliográficas

1. ITDG – Perú, MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRAULICAS. Lima: ITDG, 1995. P.135.
2. Ibid, p.138.
3. OLADE, MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACIÓN Y FABRICACIÓN DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS; VOLUMEN 1; DISEÑO, ESTANDARIZACIÓN Y FABRICACIÓN DE TURBINAS MICHELL – BANKI. Lima: OLADE, 2003. P. 9.
4. Ibid, p.9
5. Ibid, p.10
6. Ibid, p.18
7. Ibid, p. 10
8. COZ, Federico, TURBINAS HIDRAULICAS DE FLUJO TRANSVERSAL; IV Reunión del CONIMERA, Memoria de Trabajos, Volumen II. Lima: 1977. P. 4.
9. OLADE op. cit. p. 16
10. COZ, op cit. P. 3.
11. OLADE op. cit. p. 17
12. Ibid. 17-18
13. Ibid, p. 27
14. Ibid, p. 27
15. Ibid, p. 31
16. Ibid, p. 31
17. RODRIGUEZ, Jorge, RESISTENCIA DE MATERIALES 2 – A; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2004. P. A - 1.
18. OLADE, op. cit. p. 28.
19. COZ, op cit. P. 6.
20. OLADE, op cit. p. 19
21. Ibid, p. 27
22. Ibid, p. 34
23. Ibid, p. 35
24. Ibid, p. 35
25. Ibid, p.38
26. Ibid, p.38

27. Ibid, p.38
28. Ibid, p.38
29. RODRIGUEZ, Jorge, RESISTENCIA DE MATERIALES 2 – A; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2004. P. A - 1.
30. Ibid, p. A - 2.
31. OLADE, op. cit. p. 39
32. OLADE, APUNTES PARA UN MANUAL TECNICO DE DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS; VOLUMEN 1, TURBINAS MICHELL BANKI. Lima: OLADE, 1988. P. 25.
33. Ibid, p. 25
34. Ibid, p. 25
35. SKF.COM. *Interactive Engineering Catalogue* [en línea], SKF [Consulta: 10 Junio 2007]<<http://www.skf.com>>
36. Ibid
37. ASSUREIRA, Estela, APUNTES DE MECANICA DE FLUIDOS; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005. P. 47.
38. Ibid. P. 49
39. MSPC. *Artigos e informações técnicas* [en línea], MSPC [Consulta: 21 Junio 2007]< <http://www.mspc.eng.br/fldetc/im01/fluido509.gif>>
40. ASSUREIRA, Estela, TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005. P. 58.
41. UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE, *TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL BANKI* [en línea], Facultad de Ingeniería – Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, Universidad Nacional del Comahue. [Consulta: 21 Junio 2007] <fain.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/UNIDAD6-3.PDF>
42. Ibid.
43. Ibid.
44. Ibid.
45. Ibid.
46. Ibid.
47. OLADE, op. cit. tabla 2.

48. Ibid, figura 8



CAPITULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA EN ELÉCTRICA

3.1. Diseño del sistema de transmisión

El sistema de transmisión será el responsable de trasladar el giro desde el rodete de la turbina al generador de corriente alterna para que éste último transforme esta potencia mecánica en energía eléctrica. Dado que se ha establecido la velocidad de giro de la turbina a 1800 rpm, lo más conveniente será utilizar una transmisión directa para tener un generador que gire a esa velocidad, la cual es una velocidad síncrona y por ello será fácil conseguir el generador.

Para una transmisión directa no es conveniente tener un solo eje que una ambos equipos, lo más conveniente es utilizar un acoplamiento flexible entre ambos para así poder amortiguar las vibraciones presentadas en la turbina sin que estas lleguen al generador, además permitirá un leve desalineamiento en el eje sin que hayan consecuencias sobre este [Ref. 1].

Quizás lo más útil de utilizar un acoplamiento en el eje es la posibilidad de desmontar uno de los dos componentes (turbina o generador) sin tener que desmontar el otro cuando haya que hacerle mantenimiento o algún recambio. Inclusive será mucho más fácil el montaje de estos componentes si se hace uno por uno que al hacer todo como un solo equipo.

Para esto se selecciona un acoplamiento flexible de quijadas con un elastómero central, este acoplamiento consta de dos mazas prácticamente idénticas con quijadas protuberantes. Estas quijadas se superponen axialmente y se enlazan torsionalmente a través de un inserto elástico. Este tipo de acoplamiento permite algo de desalineamiento axial y paralelo, pero también algo de juego indeseable.



Figura 3.1. Vista explotada de acoplamiento flexible de quijadas [Ref. 2]

Sin embargo dado que la aplicación de esta máquina es el sector rural es preferible diseñar un acoplamiento flexible de fácil construcción y del que se puedan conseguir repuestos o fabricarlos en talleres de mecánica básica.

Por ello es que se diseña un acoplamiento flexible utilizando un elastómero de neopreno como amortiguador entre los dos ejes. Adicionalmente se utilizarán 4 pasadores de 10mm de diámetro y 40mm de longitud a cada lado para fijar el elastómero a los ejes. De cada uno de estos pasadores 30mm irán insertados en el eje y 10mm en el elastómero central.

3.2. Selección del generador eléctrico

Para efectos de la transformación de la energía mecánica en eléctrica se debe utilizar un generador eléctrico. Dado el alto costo de un generador eléctrico y que son difíciles de conseguir, es más factible utilizar un motor asíncrono trifásico funcionando como generador, es decir, que este acoplado al eje y al recibir el movimiento genere energía eléctrica.

Para este fin se debe seleccionar un motor capaz de generar la máxima potencia requerida de suministrar por el grupo, es decir, 20kW. Del catálogo de DELCROSA se puede seleccionar el motor a utilizar, entre los motores IP55 de 4 polos y 60 Hz se selecciona el 180M, capaz de generar 22kW a 1755 rpm [Ref. 3]. Es conveniente

recaltar que el motor perderá eficiencia conforme éste genere menos potencia eléctrica y se aleje del punto nominal de funcionamiento, por ello se deberá procurar tener el grupo de generación siempre lo más cerca posible a la potencia máxima.

Tabla 3.1. Catálogo de Motores de Delcrosa. [Ref. 4]

DELCROSA S.A.		MOTOR ASINCRONO TRIFASICO CON ROTOR A JAULA SERIE NV TENSION DE CONSTRUCCION MAXIMA - 600V										50 HZ - 4 POLOS		60 HZ	
POTENCIA		RPM	TIPO	$\eta\%$	$\cos\phi$	$\frac{C_a}{C_n}$	$\frac{C_m}{C_n}$	$\frac{C_w}{C_n}$	$\frac{I_a}{I_n}$	CORRIENTE A LA CARGA		P.D. ² MOTOR	PESO MOTOR FORM. B3 Kg		
HP	KW	$\frac{1}{\eta}$ CARGA								220V	380V			kgm ²	
1/3 0.4	0.25 0.34	1385 1680	NV 71 a 4	66.5	0.70	2.6	2.6	2.8	3.8	1.4 1.7	0.8 1.0	3.5 x10 ³	9.4		
0.5 0.6	0.37 0.45	1390 1670	NV 71 b 4	71.0	0.72	2.4	2.4	2.6	3.8	1.5 2.3	1.1 1.3	4.1 x10 ³	10.3		
3/4 0.9	0.56 0.67	1410 1690	NV 80 a 4	73.0	0.73	2.5	2.5	2.7	4.4	2.8 3.3	1.5 1.8	7.8 x10 ³	13.6		
1.0 1.2	0.75 0.98	1415 1700	NV 80 b 4	75.0	0.75	2.5	2.5	2.7	4.8	3.5 4.2	2.0 2.4	9.4 x10 ³	15.4		
1.5 1.8	1.1 1.3	1425 1710	NV 90 La 4	77.0	0.78	2.2	1.9	2.7	5.0	4.9 6.0	2.8 3.4	1.8 x10 ³	21.7		
2.0 2.4	1.5 1.8	1430 1720	NV 90 L 4	79.0	0.78	2.2	2.0	2.5	5.3	6.4 7.6	3.7 4.4	2.2 x10 ³	24.8		
3.0 3.6	2.2 2.7	1435 1730	NV 100 La 4	80.0	0.80	2.3	2.0	2.7	5.8	9.2 11.0	5.4 6.4	2.4 x10 ³	30.3		
4.0 4.8	3.0 3.6	1440 1740	NV 100 L 4	81.0	0.81	2.5	2.0	2.7	6.0	12.0 14.4	7.0 8.4	3.0 x10 ³	33.3		
5.5 6.6	4.1 4.9	1440 1740	NV 112 M 4	83.0	0.82	2.5	2.2	2.8	6.6	15.8 19.0	9.2 11.0	6.0 x10 ³	43.0		
7.5 9.0	5.6 6.7	1440 1740	NV 132 S 4	84.0	0.83	2.3	2.1	2.9	6.6	21.0 25.0	12.2 14.6	0.131	51.5		
10 12	7.5 9.0	1445 1745	NV 132 M 4	85.0	0.84	2.4	2.3	3.0	6.5	27.5 33.0	15.8 19.0	0.158	72.0		
15 18	11.1 13.4	1445 1745	NV 160 M 4	87.0	0.84	2.2	1.9	3.0	6.5	40.0 48.0	23.5 28.0	0.31	111		
20 24	14.9 17.9	1450 1745	NV 180 L 4	88.5	0.85	2.3	2.0	3.0	6.5	52 62	30.0 36.0	0.39	129		
25 30	18.7 22.4	1460 1750	NV 180 M 4	89.0	0.86	2.0	1.5	2.8	8.0	64 72	37.0 44.5	0.55	172		

3.3. Diseño del tablero de control

Para el diseño del tablero de control de un grupo de generación como este se pueden tener muchas alternativas. Desde tableros inteligentes que regulen mediante controles electrónicos y electro válvulas el caudal de ingreso a la turbina para así regular la potencia generada, hasta tableros puramente informativos que sirvan como instrumentos de lectura para los operarios que actuaran sobre las válvulas de control de caudal.

Para el caso de este trabajo es más conveniente el uso de un tablero de control puramente informativo. Dado que el equipo se encontrará en lugares apartados y de bajos recursos, será muy difícil la reparación o mantenimiento de un tablero programable o de alta complejidad electrónica.

Será mucho más factible la instalación de un tablero con algunos instrumentos de lectura que sirvan de referencia al operario para actuar sobre la válvula según el consumo que se esté presentando en el momento. Obviamente en las primeras semanas el funcionamiento será un poco inexacto pues dependerá de estimaciones que se hagan previas a la instalación del equipo. Luego de algún tiempo de funcionamiento se podrá tener un cuadro estadístico y con ello un funcionamiento más adecuado a las necesidades reales de la población.

En el tablero de control no se debe contar con gran cantidad de instrumentos de lectura, pues esto podría inducir confusiones en el operario si es que este no tiene un alto nivel de entrenamiento. Será de gran importancia contar con un voltímetro, y un vatímetro, para con ello poder controlar la potencia generada y el consumo instantáneo. Además es vital contar un tacómetro para controlar que la velocidad de rotación del generador se mantenga estable en el nivel que se debe, pues variaciones en ésta acarrearían variaciones en la frecuencia de la corriente y con ello causarían que los equipos eléctricos no se pudieran utilizar.

Es importante determinar los rangos de los instrumentos para su selección, lo más conveniente sería contar con un vatímetro que cubra todo el rango de potencias del grupo de generación, es decir, que llegue al menos a 20kW. El voltímetro que se seleccionará debe cubrir como mínimo una escala hasta los 220V, tensión a la que se transportará la energía eléctrica a través de las líneas de transmisión hasta los usuarios. Finalmente, el tacómetro debe tener un rango que llegue hasta por lo menos la velocidad de giro del grupo, 1800 rpm.

Se obtuvo una propuesta por los 3 equipos de la empresa Industrial Quiñones SAC. La propuesta solicitada consta de un tacómetro analógico de contacto marca Steward Wagner, capaz de sensar magnitudes de hasta 4000 rpm. El voltímetro seleccionado es un voltímetro/amperímetro digital marca Camsco con rangos de hasta 400V y 1999^a respectivamente. Finalmente el vatímetro a utilizar será analógico, de la marca

Camsco y con un rango de hasta 40kW. Todos estos instrumentos se montaran lo más cerca posible a la turbina en un panel de lectura.

3.4. Regulación de velocidad

Es de gran importancia poder controlar la velocidad de giro de la turbina, pues de esta dependerá la frecuencia de la corriente generada. Existen múltiples formas de controlar la velocidad, para objetos de este trabajo se analizarán dos, una automática y la otra manual. El usuario decidirá por cual de las alternativas se inclina al comprar el equipo.

La alternativa automática esta compuesta por un regulador de procedencia brasileña marca Reivax, capaz de censar las revoluciones del generador y según eso actuar sobre el álabe directriz para regular el caudal de entrada a la turbina. Esto dado que al haber variaciones en la carga solicitada al generador habrán variaciones en la velocidad de la turbina y actuando sobre el caudal se logrará volver la turbina y el generador a la velocidad de sincronismo de este último.

Sin embargo esta alternativa no siempre será viable, dependerá del presupuesto con el que se cuente dado que el regulador tiene un costo que supera largamente al equipo en si. También dependerá de la factibilidad de ubicar un operario capaz de maniobrar el equipo en la zona de instalación, si bien no tendrá una labor diaria, deberá tener conocimiento de equipo para poder utilizarlo en alguna emergencia.

La otra alternativa será la puramente manual. Para esto se deberá lograr educar a la población en el uso de los electrodomésticos y el alumbrado para siempre mantener la carga lo más constante posible. Con esto se lograría que la velocidad permanezca también constante y se podrá proteger la turbina de un eventual embalamiento.

La mecánica de funcionamiento para este método se basaría en establecer horarios en los que el grupo tendría una solicitud de carga constante. Por ejemplo en las primeras horas del día y en la noche el equipo deberá emitir el 100% de carga mientras que durante las tardes es posible que este porcentaje sea mucho menor. Esto se reflejará directamente en la posición de apertura del álabe directriz la cual se regulará según la carga establecida para ese horario.

Esta claro que lo ideal será utilizar el regulador electrónico pero para tomar la decisión de cual regulador utilizar se deberá analizar la futura locación de este.



Referencias Bibliográficas

1. MAGNALOY. *Flexible Drive Couplings Online Catalog* [en línea], [Consulta: 17 Julio 2007] <http://www.magnaloy.com/catalog_pdf/CouplingCatalog.pdf> P. 2
2. Ibid, p. 8
3. DELCROSA. *Catálogo de Motores Eléctricos Trifásicos* [en línea], [Consulta: 17 Julio 2007] <<http://www.delcrosa.com.pe/paginas/descargas/catalogo-motores.PDF>>



CAPITULO 4

ÁREA DE TRABAJO DEL GRUPO Y MANUAL DE USO

4.1. Área de trabajo del grupo

Se entiende como área de trabajo del grupo, todas las combinaciones de salto y caudal donde este podría trabajar generando las potencias requeridas.

Si bien la turbina se diseña para una única combinación de salto neto y caudal (para la potencia máxima a generar) al ir variando estos (manteniendo siempre la relación $\frac{Q}{\sqrt{S_n}}$ constante) se puede generar la misma potencia con otras combinaciones de salto y caudal, esto es útil para poder reubicar la turbina en diferentes lugares o incluso como se pretende en este trabajo, tener un grupo de generación capaz de ser instalado en diferentes ubicaciones que cumplan la combinación de salto y caudal requerida.

Lo importante es que esta turbina no necesariamente tiene que estar funcionando siempre a la máxima potencia, como se vio en capítulos anteriores, la turbina Michell – Banki mantiene una eficiencia prácticamente constante hasta un 40% de su caudal de diseño. Para este caso, este 40% del caudal de diseño justamente proporciona una potencia de 8kW, la cual sería la mínima potencia que generaría la turbina.

Es conveniente recalcar que este es el corazón de este trabajo, no es un equipo diseñado para un solo punto o una sola condición de trabajo. Es un equipo capaz de adaptarse a diversas situaciones de trabajo, siempre dentro de un rango. Con ello lo que se consigue es poder estandarizar el equipo para su producción en masa, logrando menores costos y una fácil reparabilidad, pues es más factible fabricar un repuesto si es que se tienen planos estandarizados del equipo.

A continuación se muestra el área de trabajo del grupo diseñado en este trabajo.

Se pueden notar las rectas de 20 kW y de 8 kW, cualquier combinación de salto neto y caudal sobre estas rectas generará una potencia de ese valor. También se notan las rectas de $\frac{Q}{\sqrt{S_n}}$ constante, dentro de las cuales se debe buscar la combinación del recurso que se posee, para determinar si es factible la instalación del grupo en el lugar.

En general se puede buscar cualquier combinación de salto y caudal que se tenga disponible en esta carta. Así se podrá determinar si es factible utilizar la turbina en este recurso, si es el punto buscado se encuentra dentro del área de trabajo, y también la potencia máxima y mínima factible de ser generada.

4.2. Manual de fabricación

El manual de fabricación lo que busca es crear un procedimiento básico de fabricación de la turbina, dando los pasos generales a seguir en la fabricación de ésta. Lo principal en la turbina es el rotor, el cual estará conformado por dos discos circulares y los 24 álabes, todos estos hechos de acero COR TEN B, como se explicó en el capítulo 2.

Se deberá cortar los discos y los futuros álabes de las planchas de acero suministradas y luego dar la curvatura requerida a los álabes mediante conformado en frío. Para la unión de los álabes a los discos se utilizará electrodo Bohler UTP 62 [Ref. 1] con los espesores de cordón calculados en el capítulo 2.

Una vez que se tenga el rotor listo se pasará a la fabricación del eje, este tendrá diámetros escalonados de acuerdo a los elementos que haya que montar sobre él, como son los rodamientos, los sellos mecánicos o prensa estopas y el rotor propiamente dicho. El eje se torneará a los diámetros requeridos para luego ser montado en la turbina.

La fabricación del álabe directriz es uno de los puntos más complejos de la turbina, dado lo complicado de obtener el perfil de curva requerido, por ello lo más fácil en este caso será fabricarla de múltiples pedazos de plancha de acero para ir uniéndolos mediante soldadura hasta lograr la curva que se requiere. De la misma manera se procederá con la envolvente del inyector que debe ir disminuyendo paulatinamente desde el ancho de la junta de montaje hasta unirse con la carcasa exterior de la turbina.

El mecanismo de accionamiento del álabe directriz constará de un eje acoplado a este álabe mediante soldadura y una manivela en la parte exterior del álabe mediante la cual se pueda actuar sobre este para variar el caudal entrante a la turbina y con ello la potencia generada. Al igual que con el eje de la turbina se deberá colocar sellos mecánicos o prensa estopas en la unión de este eje con la carcasa para evitar fugas de agua con las consecuentes pérdidas de eficiencia que generarían.

La junta de montaje que une la turbina con la tubería de presión se fabricará mediante un desarrollo de esta en plancha de acero y el posterior corte y conformado en frío hasta lograr la forma requerida y luego será soldada para lograr una junta cerrada. De

la misma manera se procederá con la brida que unirá la salida de la turbina al desfogue de agua que ya pasó por ésta.

4.3. Manual de montaje

Antes de iniciar el montaje de la turbina junto con el grupo se debe preparar el lugar de funcionamiento. En concreto lo que se debe hacer es fabricar cimientos para la turbina y el generador eléctrico, donde ambos equipos deben estar anclados, con el alineamiento correspondiente para el eje. Otras obras requeridas antes de iniciar el montaje del grupo son el trazado de la tubería de presión y su montaje para tener la total certeza de donde ubicar la turbina, además se deberá tener listo también el canal de desfogue por el cual el agua sale del grupo. Sobre esta base se montará el bastidor sobre el cual se apoyará la turbina y en el que se fijaran los soportes de rodamientos.

Luego de tener las bases listas se debe ir montando la carcasa parte a parte. La carcasa estará conformada por planchas del mismo acero que los álabes de la turbina y se unirán mediante pernos o soldadura, dependiendo de si lo que se requiere es una unión desmontable o permanente. La carcasa se irá montando hasta llegar a la mitad de la turbina, es decir, a los agujeros en los que se montará el eje. En este punto se iniciará el montaje del generador eléctrico para tener la seguridad que el eje estará completamente alineado entre ambos equipos.

Una vez que el generador esta completamente instalado y anclado a su base, se procederá al montaje del eje sobre la turbina. Lo más conveniente sería realizar un pre-ensamblaje del conjunto del eje antes de colocarlo en la turbina. Este pre-ensamble comprende al eje ya soldado y formando una sola pieza con el rotor de la turbina, y a los elementos que se montarán sobre él. Los primeros en ser montados serán los rodamientos apoyados en un resalte del eje y asegurados con un anillo seeger para evitar deslizamientos sobre el eje. Adicionalmente se deben montar los sellos mecánicos o prensa estopas en las ubicaciones correspondientes a la unión eje-carcasa. Luego de tener el pre-ensamblaje listo se montará todo sobre la parte de la carcasa que ya estaba montada anteriormente.

Se debe continuar con el montaje de las carcasas laterales para luego sobre ellas montar el eje del álabe directriz ya unido a éste y a la manivela con sus respectivos sellos mecánicos o prensa estopas en las uniones del eje con la carcasa. Para luego

colocar el inyector que estará fabricado de una plancha curvada que se irá cerrando conforme llegue a la carcasa de la turbina.

Finalmente se montará la carcasa superior para terminar de cerrar la turbina. Además se deberá terminar de acoplar la turbina al generador mediante el acoplamiento flexible. Y finalmente se acoplará la junta de montaje para luego hacer las primeras pruebas de funcionamiento.

Cabe resaltar que en las uniones de las planchas de la carcasa, y de la carcasa con la junta de montaje se deberá utilizar silicona para evitar fugas de agua por esos lugares.

4.4. Manual de Mantenimiento

El diseño del equipo se hace pensando en que los mantenimientos sean lo menos frecuentes y lo menos complicados posibles. Fundamentalmente el mantenimiento será preventivo y se basará en trabajos simples que puedan ser efectuados por personal de la zona debidamente calificado.

Periódicamente se deberán lubricar los rodamientos del eje de la turbina. La forma de determinar si se debe hacer mantenimiento al rodamiento o no se basará en un método algo empírico. Se deberá dar mantenimiento a los rodamientos cuando se escuche que estos están zumbando, pues el zumbido se produce por partículas extrañas en la pista del rodamiento mayormente.

Lo primero a hacer en este caso es detener el funcionamiento de la turbina, cerrando la válvula que se encuentra entre la tubería de presión y la turbina. Luego se procederá a limpiar los rodamientos utilizando algún solvente como gasolina o kerosene. Luego de la limpieza y de que se tiene la seguridad que el solvente se ha evaporado se procederá a lubricar el rodamiento con algunas gotas de aceite o en su defecto con grasa. Se deberá ir colocando el lubricante poco a poco e ir girando la turbina para que el lubricante se esparza por toda la pista del rodamiento. Cabe la posibilidad que luego de efectuados continuos mantenimientos de este tipo llegue el momento en que los rodamientos continúen zumbando luego de la limpieza y lubricación, ello indicará que es momento de cambiarlos pues han cumplido con su tiempo de vida útil.

Otro punto que se debe tomar en cuenta para el mantenimiento de la turbina es el estado de los sellos mecánicos o prensa estopas, así como de las uniones de la carcasa. Apenas se note alguna ligera humedad en estos lugares se deberá actuar sobre ella, ajustando los pernos de la zona para así evitar que esta fuga crezca. Cuando pese a ajustar los pernos la fuga se mantenga se deberá cambiar el elemento impermeabilizante en la zona ya sea una empaquetadura, un sello mecánico o una capa de silicona.

Como parte del mantenimiento continuo de la turbina y el grupo se debe revisar también la parte eléctrica del mismo. Principalmente se deberá revisar que las conexiones se encuentren en buen estado y que los aislamientos de los cables no tengan fisuras ni roturas que podrían ser las causantes de accidentes.

4.5. Manual de Operación

La operación del grupo debe ser lo más simple y rutinaria posible para así poder tener a un poblador local a cargo de ella. La operación constará básicamente de actuar sobre el álabe directriz de la turbina con el fin de variar el caudal que pase por esta y con ello poder variar la potencia generada.

Esta regulación del álabe se podrá hacer de dos formas dependiendo la opción seleccionada de las mencionadas en el capítulo anterior. Si se selecciona el regulador electrónico no habrá mayor acción a realizar por un agente externo pues este regulador actúa sobre la posición del álabe para así mantener siempre una velocidad constante.

La otra opción será utilizar el regulador manual accionado por un operador escogido entre los pobladores locales, quien se acercará en horarios preestablecidos a la casa de máquinas para la regulación de la carga de la turbina. En general lo que el operador deberá hacer es dirigirse a la casa de máquinas en los momentos indicados en la carta de funcionamiento de la turbina para adecuar la posición del álabe directriz a la potencia requerida en ese momento, lo cual será verificado en el tablero del equipo. Cabe destacar que esta carta se irá confeccionando con el uso del equipo en la localidad que se instale, pues es función de la potencia requerida por esta. Al comienzo de la vida útil del equipo se podrá hacer una estimación en base a la

población local y la cantidad de equipos que se deben hacer funcionar con la potencia generada por el grupo.

En resumen toda la operación de la turbina se basará en actuar sobre el álabe directriz para adecuar el caudal entrante a la potencia requerida en ese momento, según las estadísticas que se tengan de la población. Esta variación de caudal se deberá hacer con el menor espaciamiento de tiempo posible para así siempre lograr tener una potencia generada lo más cercana posible a la solicitada y evitar así que por potencias solicitadas menores a las generadas la turbina pueda embalsarse.



Referencias Bibliográficas

1. ACEROS BOHLER DEL PERÚ. *Catálogo general de aceros* [en línea], BOHLER [Consulta: 22 Junio 2007] <<http://www.bohlerperu.com/files/CORTENB.pdf>>





5.1. Costos de Fabricación

Dadas las características del equipo, el mayor porcentaje del costo total recaerá en la fabricación, pues no solo comprende el costo de fabricar el equipo y adquirir los accesorios necesarios, sino también la preparación del terreno para instalar la turbina. Por esta preparación de terreno se entiende tener el terreno listo para poder instalar el grupo, es decir, tener lista la salida de la tubería de presión y el desfogue de la turbina, además de la cimentación.

Para efectos de este trabajo sólo se consideran los costos del grupo, no así los de preparación de terreno pues en ese costo influye notablemente el lugar de instalación,

y para este trabajo no se tiene un único lugar de operación, sino una vasta gama de estos.

Para la obtención del costo de fabricación del equipo se dividió a este en 2 partes. La primera parte, compuesta por la turbina fue enviada en planos a cotizar a una empresa dedicada a la fabricación de estructuras y maquinaria para ser cotizada. La segunda parte, compuesta por el motor asíncrono trifásico funcionando como generador fue cotizada a distribuidores locales.

La cotización de la turbina, elaborada por ABG Construcciones Metálicas y Montaje comprende la fabricación y montaje completo de la turbina, como se detalla en la hoja de cotización que se adjunta. Esta cotización valoriza a la turbina en US\$ 2485, sin incluir el impuesto general a las ventas.

Adicionalmente se cotizó el motor a dos proveedores diferentes del mercado local. El primero de estos proveedores fue Delcrosa, por un motor de 30HP de potencia a 1800 rpm, con un precio de US\$ 851.24 sin incluir el impuesto general a las ventas.

El otro proveedor con el que se cotizó el motor fue Motorex, quienes cotizaron un motor Siemens de la misma potencia y velocidad de giro que el cotizado por Delcrosa, con un precio de US\$ 786.42 sin incluir el impuesto general a las ventas.

Con todo esto se puede ya tener una idea del costo aproximado del grupo completo, el cual (utilizando el motor Siemens) debería estar alrededor de US\$ 3900 incluyendo ya el impuesto general a las ventas. Claro está que a este costo habría que sumar el costo de la tubería de presión, el embalse, la cimentación del grupo, entre otros para tener una real idea de la inversión requerida para un proyecto de este tipo.

En las páginas siguientes se muestran las cotizaciones de la fabricación y montaje de la turbina y de los motores.

GG 044-07'

Callao, 23 de Agosto del 2,007

Señores:

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Atte.:

Renzo Capanni Orams.

En atención a su amable solicitud nos complacemos en enviar nuestra mejor oferta por la fabricación y ensamble de:

Una Turbina Michel Banki compuesta por carcasa, rotor, inyector y junta de montaje de 20 Kw. de potencia en acero B_hler COR-TEN B según planos proporcionados por Uds.

Este presupuesto incluye todos los accesorios adicionales tales como pernos (cincados), empaquetadura (neopreno), rodamientos y bridas. Además incluye el arenado al metal blanco según Norma SSPC-SP6 y pintado exterior de la turbina.

La pintura esta compuesta por una (01) capa de 2 Mils. seco de Primer epóxico rojo óxido (AMERCOAT 71), una (01) capa de 6 Mils. seco poliamida (JETMASTIC 800) color gris y una (01) capa de acabado de 2 Mils. seco poliuretano alifático de alto brillo (AMERCOAT 450 HS) al color requerido.

El ensamble y la entrega de la turbina se realizarán en las instalaciones de nuestro taller bajo la supervisión y aprobación de un inspector de su centro de labores.

Valor de Venta..... \$2,485.00 Dólares Americanos + I.G.V.

Plazo de entrega:15 días

Validez de Oferta:7 días

Forma de pago:A tratar

Sin otro particular y a la espera de sus gratas ordenes, quedamos de Uds.

Atentamente;

Ataulfo Gasco Vásquez
Gerente General

MOT-2448/007

Lima, 22 de Agosto del 2007.

Sres

EuroshopPresente

Atención : Sr Renzo Cappani

Referencia : Cotización Motor

Sometemos a su consideración nuestra oferta por lo siguiente:

Motor Eléctrico trifásico marca DELCROSA - EBERLE tipo jaula de ardilla, voltaje 220/380/440V, 60 HZ, aislamiento clase "F", Totalmente cerrado (TEFC), para trabajar hasta 4000 m.s.n.m, Temperatura de ambiente maxima de 40°C.

ITEM	01
CANTIDAD	UNO
TIPO	B180/M4
POTENCIA (HP)	30
VELOCIDAD	1800
FACTOR. SERVICIO	1.15
F.CONSTRUCTIVA	B3
PROTECCION	IP55
V.VENTA UNIT. US\$	\$ 851.24
V.VTA.TOTAL US\$	\$ 851.24
I.G.V. 19% US\$	\$ 161.73
P.DE VENTA. US\$	\$ 1012.97

*(Precios en Dólares Americanos)***Nota: Por favor confirmar stock antes de enviar su orden de compra.**CONDICIONES COMERCIALES

Forma de Pago : Contado.

Tiempo de entrega : No hay Stock .

Garantía : 02 años contra defectos de fabricación verificados por Delcrosa

Validez de la Oferta : 15 días

Av. Argentina 2989 – Lima
Teléfono: 515-1069 Fax: 515-1075

E-mail: ventas@motorex.com.pe
<http://www.motorex.com.pe>

COTIZACIÓN: COF-007171A

Cliente: EUROSHOP S.A
R.U.C.: 20349065488
Dirección: AV. DOMINGO ORUE 989 SURQUILLO

Fecha: 22/08/2007
Teléfono:
Fax:

Atención: RENZO CAPANNI
Proyecto / Referencia: COTIZACION

Estimados Señores:
En atención a su amable solicitud nos es grato ofrecerle lo siguiente:

It	Código	Descripción	Und	Cantidad	Prec Lista	% Dcto	Prec Unit.	Total
1	D01030240	MOTOR TRIF 4P CE 30HP SIEMENS	PZ	1.00	1,542.0000	49.00	786.4200	786.42

Tiempo de entrega: 1 Día(s)
Condición de Pago: Contado
Validez de Oferta: 15 días
Garantía: 1 Año(s)
Observaciones:

SubTotal: US\$ 786.42
IGV: US\$ 149.42
Total: US\$ 935.84

El tiempo de entrega rige a partir de recibida la orden de compra.
Esperamos que nuestra propuesta sea de su interés, para cualquier consulta quedamos a su disposición.

Atentamente

JAIME ANTUNEZ DE MAYOLO
GERENTE GENERAL
MOTOREX S.A.

5.2. Costos de operación y mantenimiento

Como ya se ha mencionado anteriormente en este trabajo, en este equipo lo que se busca en materia de costos es mantenerlos lo más bajo posible. Por ello es que se ha buscado tener los mantenimientos lo más espaciados posible, y también una operación lo mas sencilla posible.

Quizás lo más factible sería que el operario que va a tener a cargo la operación de la turbina también se dedique al mantenimiento de esta. Este operario será seleccionado entre los pobladores locales, buscando una persona con algo de conocimientos de maquinaria o de mecánica básica.

Su principal función será la de abrir o cerrar el álabe directriz, en el caso se opte por el regulador mecánico, según la hora del día y el consumo que se presente a esta, para así lograr que el grupo este generando la potencia que se requiere. Adicional a esto deberá realizar inspecciones y mantenimientos periódicos al equipo para asegurar su buen funcionamiento.

Queda claro por lo mencionado en el capítulo anterior en el manual de mantenimiento que el mantenimiento de este equipo no consta de tareas de alta complejidad, sino más bien de rutinas de limpieza y engrase de los rodamientos. Y de inspección de los sellos mecánicos para evitar las fugas.

Luego de todo lo expuesto anteriormente es fácil concluir que ni el mantenimiento ni la operación del grupo serán costosos, pero es difícil dar una cifra exacta para el costo de estos que irá directamente en relación al sueldo que reciban los encargados de mantenimiento y operación del equipo, este sueldo deberá ser establecido según la realidad de la localidad donde se instale el equipo. Posiblemente este costo podría ser absorbido por la municipalidad local destinando un empleado de esta para estas funciones como parte de sus labores.

Si es que no se destina a un empleado de la municipalidad, el poblador designado podría recibir un sueldo acorde con una labor de medio tiempo, pues estas labores en el equipo no le tomarían todo el día. Por ello se estima que el sueldo de este podría estar alrededor de los 250 o 300 nuevos soles.

5.3. Comparación de costos con un grupo electrógeno

Con la idea de establecer un paralelo entre los costos de este grupo y los de un grupo electrógeno es bueno hacer una comparación de costos. En realidad esta comparación no será precisa totalmente, pues el costo de la parte civil del proyecto escapa a los alcances de este trabajo.

Como inversión inicial en el grupo hidroenergético se menciona líneas arriba US\$ 3900 incluyendo ya el impuesto general a las ventas. También se tienen los valores de la inversión inicial en un grupo electrógeno obtenidos de una cotización elaborada por Motorex, en la cual un grupo Modasa Perkins MP – 25, capaz de generar 21kW tiene un costo de US\$ 9825 sin incluir el impuesto general a las ventas, esta cotización se muestra en las páginas siguientes.

Adicionalmente se tienen los costos de los instrumentos de lectura mencionados en el capítulo 3. Estos fueron cotizados a Industrial Quiñones SAC y están valorizados en US\$ 310.50 sin incluir el impuesto general a las ventas.

Asimismo se debe sumar el costo del regulador de velocidad de la turbina, que fue cotizado por IELMEC, representante local de la firma brasileña Reivax. El costo del regulador es de US\$ 36 280 sin incluir el impuesto general a las ventas. Se puede notar que el costo de este equipo es notablemente elevado por ello se deberá estudiar bien la futura locación del equipo para determinar la compra o no de este accesorio.

Esta claro que esta comparación es complicada sin tener el costo de la obra civil del proyecto, sin embargo se puede establecer que el costo del equipo podría estar alrededor de los US\$ 40 000 sin incluir el impuesto general a las ventas.

Al tener un costo de la turbina de US\$ 40 000, es conveniente establecer en cuanto tiempo se recuperaría la inversión al contrastarlo con un grupo electrógeno, de menor inversión inicial pero de mayor costo operativo diario por el uso de combustible.

La diferencia entre las inversiones iniciales de ambos equipos es de alrededor de US\$ 30 000. El consumo del grupo electrógeno se menciona en la cotización enviada por Motorex siendo de 6.6 l/h o lo que es lo mismo 1.75 gal/h, si suponemos que el grupo funciona 8 horas diarias tenemos en promedio 240 horas mensuales de

funcionamiento. Con ello el consumo de combustible mensual es de 420 galones. Tomando en cuenta que el precio actual del galón de Diesel está alrededor de S/. 11, que al cambio actual son US\$ 3.50. El costo mensual de Diesel para el grupo electrógeno es de US\$ 1470, costo que puede subir conforme siga aumentando el precio del barril de crudo.

Entonces se puede determinar que mayor inversión inicial de la turbina se recupera en unos 21 meses, es decir, antes de los dos años de funcionamiento, tiempo relativamente corto si se recuerda que la vida útil promedio de una turbina es de 20 años.

Otro factor interesante a tomar en cuenta en esta comparación es el impacto ambiental que generan ambas alternativas. Es fácil notar que la contaminación es el punto débil del grupo electrógeno por la alta emisión de gases que tendrá, en cambio el grupo hidroenergético no tendrá contaminación alguna sobre el entorno o el agua utilizada.

El único punto de impacto ambiental que se deberá evaluar para la instalación del grupo hidroenergético será el espejo de agua que se formará con el embalse que se debe hacer para la acumulación de agua. Este embalse podría generar cambios en el microclima de la zona, por ello se deberá analizar el impacto que pudiera tener antes de la instalación del grupo en las posibles futuras ubicaciones.

A continuación se muestra un cuadro agrupando todos los costos de fabricación del equipo.

Tabla 5.1. Costos del Equipo.

Detalle	Costo (US\$)
Turbina	2485.00
Generador (Motor de 4 polos)	786.42
Diseño / Ingeniería	1700.00
Instrumentos Electricos	310.50
Regulador	36280.00
Sub total	41561.92
IGV	7896.76
TOTAL	49458.68

COTIZACION 709998

28.08.2007

SEÑORES : EUROSHOP S.A.
 ATT. : Sr. Renzo Capanni
 TELEF. : 618 5055 - 1093 Fax: 618 5055 - 1052
 E-MAIL : rcapanni@euroshop.com.pe

MEDIANTE LA PRESENTE NOS ES GRATO HACERLES LLEGAR NUESTRA MEJOR OFERTA
 POR LOS SIGUIENTES PRODUCTOS:

IT	CTD	UNI	DESCRIPCION	P UNIT	TOTAL
1	1	PZA	TACOMETRO ANALOGICO DE CONTACTO Marca: STEWARD WARNER® USA. Código: 760202 Rango: 0 a 4000 RPM. Dial: 2 3/4" Ø	\$160.00	\$160.00
2	1	Pza	AMPERIMETRO Y VOLTIMETRO DIGITAL Marca CAMSCO Modelo: DM 9648 - 1 Rango: 0 - 600 V / 1999 A Medidas: 96 x 48 mm.	\$881.50	\$81.50
3	1	Pza	VATIMETRO ANALOGICO. Marca: CAMSCO Modelo: CW 9640 Rango: 0 - 100 / 5 A 40 KW 220 V Medidas: 96 x 96 mm.	\$69.00	\$69.00
Valor de Venta Total				US\$	310.50
I.G.V. 19%				US\$	59.00
TOTAL				US\$	<u>369.50</u>

FORMA DE PAGO : CONTRA ENTREGA
 FECHA DE ENTREGA : INMEDIATA
 VALIDEZ DE LA OFERTA : 30 DIAS
 ENTREGA : TIENDA

ATENTAMENTE
 INDUSTRIALES QUIÑONES SAC.
 Victor M. Núñez Orrego
 División Industrial.
 nunezorrego@yahoo.com

MOTOREX

Lima 22 de Agosto del 2007

Señores
EUROSHOP S.A
 Presente.-

Atte **Sr. Renzo Capanni** (rcapanni@euroshop.com.pe)
Telf : 618-5055 Anexo 1093 Nextel : 410*3285 Fax : 618-5055 Anexo 1052

Ref. : Cotización de 02 Grupo Electrógeno MP-25 y MP-30

Estimados señores:

Por medio de la presente y a vuestra solicitud le hacemos llegar la siguiente propuesta:

GRUPO ELECTROGENO MARCA PERKINS-MODASA MODELO MP - 25

POTENCIA CONTINUA	:	21 Kw / 26 KVA (hasta 1,500 m.s.n.m.)
POTENCIA STAND BY	:	23 Kw / 29 KVA (1 hora cada 12 horas)
FASES	:	3, trifásico
TENSION	:	220 voltios
INTENSIDAD	:	69 Amperios
INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO	:	80 Amperios
FRECUENCIA	:	60 Hz (1800 rpm)
DIMENSIONES (Largo /Ancho/Altura)	:	1,420 x 0,72 x 1,11 m
PESO	:	590 kg.
REGULACION DE TENSION	:	± 1,5% entre vacío y plena carga

MOTOR

MARCA	:	PERKINS/INGLATERRA
MODELO	:	1103A-33G
POTENCIA CONTINUA	:	32.2 Kw (43.2 Bhp) 1800 APM
POTENCIA STAND BY	:	35.4 Kw (47.5 Bhp) 1800 rpm
NUMERO DE CILINDROS	:	3
ALIMENTACION DE AIRE	:	Aspiración natural
REFRIGERACION	:	Por agua, con bomba, radiador y ventilador
SISTEMA DE ARRANQUE	:	Eléctrico de 12 voltios, motor de arranque y alternador de carga
SISTEMA DE COMBUSTIBLE	:	Diesel, Inyección directa, inyectores individuales para cada pistón. Filtro reemplazable
SISTEMA DE LUBRICACION	:	Bomba de aceite accionado por engranajes. Filtro reemplazable
GOBERNACION DE VELOCIDAD	:	Mecánica, 3-4%
SISTEMA DE PROTECCION	:	Parada automática por Alta temperatura de agua, Baja presión de aceite y Sobrevelocidad
CONSUMO COMB. AL 75% CARGA	:	6,6 L/h

ALTERNADOR

MARCA	:	NEWAGE STAMFORD
MODELO	:	BCI 184E1L
AISLAMIENTO ROTOR / ESTATOR	:	Clase H/H
TENSION	:	220 voltios

Motorex S.A. E.mail: ventas@motorex.com.pe
<http://www.motorex.com.pe>

Av. Argentina 2989-LIMA 1
 Central (511) 515-1069 Fax (511) 515-1075

MOTOREX

FACTOR DE POTENCIA	:	0.8
FRECUENCIA	:	60 Hz.
VELOCIDAD	:	1800 RPM
COJINETES	:	01 sellado y prelubricado con duración de larga vida
FASES	:	3, Trifásico
PROTECCION	:	IP23, a prueba de salpique de agua
EXCITACIÓN	:	Tipo estático, sin escobillas, autoexcitado, Autorregulado Gran capacidad de Motor Starting para arranque de motores eléctricos
REGULACION DE VOLTAJE	:	Tarjeta electrónica AVR SX460, +/- 1,5% entre vacío y plena carga con resina de protección contra vibraciones.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

BASE Y ARMADO	
BASTIDOR	: Acero estructural tipo patín
TANQUE COMBUSTIBLE	: Incorporado de capacidad 129 litros.
HRS DE AUTONOMIA AL 75% CARGA	: 19 horas continuas
ACOPLAMIENTO	: Directo motor/Alternador con discos metálicos flexibles
APOYO	: Resilientes antivibratorios entre el conjunto motor- alternador y bastidor
SILENCIADOR	: Industrial
BATERÍA	: 12 VDC, Incluye soporte y cables de conexión

TABLERO DE PROTECCIÓN Y CONTROL

GABINETE METÁLICO	:	Compartimientos de control y fuerza, montado sobre chasis.
PULSADORES	:	Manual: de arranque y parada de grupo. Automático con arranque remoto a dos hilos.
INSTRUMENTOS DE MEDIDA ALTERNA	:	Voltímetro con su conmutador voltimétrico. Amperímetro con sus transformadores de corriente y su conmutador amperimétrico. Frecuencímetro.
INSTRUMENTOS CONTROL DE MOTOR Opcionales	:	Horas de funcionamiento medidor presión de aceite y medidor temperatura agua
SISTEMA DE PROTECCIÓN	:	Módulo Electrónico de control con leds indicadores de falla por Baja presión de aceite, Alta temperatura de agua, de Arranque y por sobrevelocidad con parada automática y led indicador de falla de carga de batería. Parada de emergencia, incluye tres intentos de arranque.
INTERRUPTOR TERMOMAGNÉTICO	:	Trifásico, con desconexión por sobrecarga y cortocircuito. Incluye cables de fuerza conectados al Alternador.

V. Venta Unitario : US \$ 9,825.00 + IGV

GRUPO ELECTROGENO MARCA PERKINS-MODASA MODELO MP - 30

POTENCIA CONTINUA	:	28 Kw / 34 KVA (hasta 1,500 m.s.n.m.)
POTENCIA STAND BY	:	30 Kw / 38 KVA (1 hora cada 12 horas)

Motorex S.A. E.mail: ventas@motorex.com.pe
<http://www.motorex.com.pe>

Av. Argentina 2989-LIMA 1
 Central (511) 515-1069 Fax (511) 515-1075

MOTOREX

FASES	:	3, trifásico
TENSION	:	220 voltios
INTENSIDAD	:	90 Amperios
INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO	:	100 Amperios
FRECUENCIA	:	60 Hz (1800 rpm)
DIMENSIONES (Largo /Ancho/Altura)	:	1,420 x 0,72 x 1,11 m
PESO	:	590 kg.
REGULACION DE TENSION	:	± 1,5% entre vacío y plena carga

MOTOR

MARCA	:	PERKINS/INGLATERRA
MODELO	:	1103A-33G
POTENCIA CONTINUA	:	32.2 Kw (43,2 Bhp) 1800 rpm
POTENCIA STAND BY	:	35.4 Kw (47.5 Bhp) 1800 rpm
NUMERO DE CILINDROS	:	3
ALIMENTACION DE AIRE	:	Aspiración natural
REFRIGERACION	:	Por agua, con bomba, radiador y ventilador, +
SISTEMA DE ARRANQUE	:	Eléctrico de 12 voltios, motor de arranque y alternador de carga
SISTEMA DE COMBUSTIBLE	:	Diesel, Inyección directa, inyectores individuales para cada pistón. Filtro reemplazable
SISTEMA DE LUBRICACION	:	Bomba de aceite accionado por engranajes. Filtro reemplazable
GOBERNACION DE VELOCIDAD	:	Mecánica, 3-4%
SISTEMA DE PROTECCION	:	Parada automática por Alta temperatura de agua, Baja presión de aceite y Sobre velocidad
CONSUMO COMB. AL 75% CARGA	:	6,6 L/h

ALTERNADOR

MARCA	:	NEWAGE STAMFORD
MODELO	:	BCI 184F1L
AISLAMIENTO ROTOR / ESTATOR	:	Clase H/H
TENSION	:	220 voltios
FACTOR DE POTENCIA	:	0.8
FRECUENCIA	:	60 Hz.
VELOCIDAD	:	1800 RPM
COJINETES	:	01 sellado y prelubricado con duración de larga vida
FASES	:	3, Trifásico
PROTECCION	:	IP23, a prueba de salpique de agua
EXCITACIÓN	:	Tipo estático, sin escobillas, auto excitado, autorregulado Gran capacidad de Motor Starting para arranque de Motores eléctricos
REGULACION DE VOLTAJE	:	Tarjeta electrónica AVR SX460, +/- 1,5% entre vacío y plena carga con resina de protección contra vibraciones.

BASE Y ARMADO

BASTIDOR	:	Acero estructural tipo patín
TANQUE COMBUSTIBLE	:	Incorporado de capacidad 129 litros.
HORAS DE AUTONOMIA AL 75% CARGA	:	19 horas continuas

Motorex S.A. E.mail: ventas@motorex.com.pe
<http://www.motorex.com.pe>

Av. Argentina 2989-LIMA 1
 Central (511) 515-1069 Fax (511) 515-1075

MOTOREX

ACOPLAMIENTO	:	Directo motor / alternador con discos metálicos flexibles
APOYO	:	Resilentes antivibratorios entre el conjunto motor-alternador y bastidor
SILENCIADOR	:	Industrial
BATERÍA	:	12 VDC, Incluye soporte y cables de conexión

TABLERO DE PROTECCIÓN Y CONTROL

GABINETE METÁLICO	:	Compartimientos de control y fuerza, montado sobre chasis.
PULSADORES	:	Manual: de arranque y parada de grupo. Automático con arranque remoto a dos hilos.
INSTRUMENTOS DE MEDIDA ALTERNA	:	Voltímetro con su conmutador voltimétrico. Amperímetro con sus transformadores de corriente y su conmutador amperimétrico. Frecuencímetro.
INSTRUMENTOS CONTROL DE MOTOR	:	Horas de funcionamiento
SISTEMA DE PROTECCIÓN	:	Módulo Electrónico de control con leds indicadores de falla por Baja presión de aceite, Alta temperatura de agua, de Arranque y por sobre velocidad con parada automática y led indicador de falla de carga de batería. Parada de emergencia, incluye tres intentos de arranque.
INTERRUPTOR TERMOMAGNÉTICO	:	Trifásico, con desconexión por sobrecarga y cortocircuito. Incluye cables de fuerza conectados al Alternador.

V. Venta Unitario : US \$ 9,983.00 + IGV

CONDICIONES DE LA OFERTA

- ◆ Garantía : 01 año o 2,400 horas lo que ocurra primero.
- ◆ Validez de la oferta : 10 días.
- ◆ Tiempo de entrega : **01 Semana, salvo venta previa, para el MP-30** y De 03 a 04 Semanas para el MP-25 entrega en nuestros almacenes, Lima
- ◆ Forma de pago : 50% con la Orden, Saldo contra entrega, otras formas a tratar
- ◆ Puesta en marcha : Sin costo para la ciudad de Lima, y con costo para provincia.
- ◆ Instalación : Se ofrece accesoria para la instalación electromecánica, el cual Puede ser ofertada por nosotros.
- ◆ Mantenimiento : Ofrecemos planes de mantenimiento puntual o contratos Anuales.

Así mismo, presentamos al **Ingº MIGUEL ALMENARA HUAYTA Cel: 9271-0361 / Nextel: 9836-5816**, como responsable Técnico - Comercial, y esta a su disposición para cualquier CONSULTA Y/O ACLARACION

Sin otro particular, a la espera de sus gratas noticias, nos reiteramos de Ud.

Atentamente,

**Ingº JAIME ANTUNEZ DE MAYOLO M.
GERENTE GENERAL**

Motorex S.A. E.mail: ventas@motorex.com.pe
<http://www.motorex.com.pe>

Av. Argentina 2989-LIMA 1
Central (511) 515-1069 Fax (511) 515-1075

CONCLUSIONES

1. Se diseñó un grupo de generación de energía eléctrica conformado por una turbina hidráulica y un generador eléctrico, capaz de generar 20kW como máximo.
2. El grupo se encuentra diseñado para operar a 1800 revoluciones por minuto, con un caudal de diseño de 85.8 l/s y un salto neto necesario de 45.9 metros. El rotor está compuesto por 24 álabes con un diámetro exterior de 149 milímetros y un ancho de 160 milímetros. Para regulación del caudal de entrada y con ello de la potencia de salida cuenta con un álabe directriz ubicado en el inyector de la turbina y regulable a través de una manivela exterior. La turbina estará conectada a un motor asíncrono trifásico de 4 polos operando como generador.
3. El equipo diseñado no ocupará un área mayor a 3 metros cuadrados y tendrá un peso de aproximadamente 210 kg.
4. Se logró diseñar un equipo de generación de energía eléctrica a partir de energía hidráulica, con un costo de \$42000 aproximadamente, que si bien es un costo alto es factible por ser un equipo de larga duración, pues al comprarlo con un grupo electrógeno en prácticamente dos años se compensa la inversión inicial con el costo del petróleo del grupo electrógeno sin interés alguno.

PROPOSTA COMERCIAL - P018 - 2007



Cliente: EURO SHOP	Propuesta: P018 - 2007	Revisión: 00
		Fecha: 31/08/2007
Att.: Ing. Renzo Capanni	De: Amilcar Vargas Salas Gerente Comercial	
Proyecto: SUMINISTRO, MONTAJE Y PUESTA EN SERVICIO DE SISTEMA DE REGULACION DE VELOCIDAD RVX1000 - REIVAX	IELMEC E.I.R.L Av. Canevaro 388, Oficina 402 Lince - Lima, PERU Tlfno/Celular: (51-1) 471-2346 / (51-1) 9310-4378 e-mail: ielmec@speedy.com.pe	

Item	Cantidad	Descripción	Total
1	1	<p>Panel del Sistema de Control Velocidad contemplando:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Regulador de Velocidad RVX1000 - REIVAX, con las siguientes funcionalidades: <ul style="list-style-type: none"> - Control digital microprocesado por DSP; - Modos de control automático y manual; - Mallas de control según descrito abajo: <ul style="list-style-type: none"> - Malla de regulación de potencia; - Malla de regulación de frecuencia; - Comando manual de apertura; - IHM para ajustes en la puerta del panel; - Cuatro (04) Llaves de selección y mando instaladas en la puerta del panel; - Dos (02) indicadores de grandezas (Voltaje terminal y corriente de campo) instalados en la puerta del panel; - Dos (02) botoneras (rearme y emergencia) instaladas en la puerta del panel; - Panel para instalación del regulador con dimensión de 600x800x300; <p>Servicios Relativos al RVX1000: Montaje del RVX1000 en panel:</p> <p>Servicios Relativos al RVX1000: Puesto en servicio del RVX1000 en panel: Entrenamiento en campo para hasta 3 (tres) personas durante 2 (dos) días contemplando el siguiente contenido: - Regulador de Voltaje RVX1000 (Carga Horaria:16 horas)</p>	\$ 36,280.00

SON TREINTA Y SEIS MIL, DOSCIENTOS OCHENTA Y 00/100 DÓLARES AMERICANOS	TOTAL	\$ 36,280.00
---	--------------	---------------------

CONDICIONES DE PAGO

- 50% a la firma del contrato por el suministro
- 50% a la finalización del montaje de los equipos

OBSERVACIONES

- * El contrato del servicio será firmado por la empresa IELMEC E.I.R.L y EURO SHOP
- * El precio de la presente propuesta **NO** incluye IGV.

PLAZOS	IMPUESTOS:
Plazo de Entrega: 60 días, siguientes a la firma de contrato del Suministro	NO esta incluido el IGV

5. El equipo diseñado abarca un amplio rango de trabajo con diferentes combinaciones de caudal y salto neto, pudiendo generar potencias desde 8 a 20 kW.
6. Si bien sería un proyecto con baja rentabilidad económica, tiene asegurada una alta rentabilidad social pues contribuirá notablemente con el progreso tecnológico de la zona y los pobladores, mejorando su calidad de vida.



BIBLIOGRAFÍA

1. Ministerio de Energía y Minas del Perú, PLAN NACIONAL DE ELECTRIFICACION RURAL. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2004.
2. Alarcón, Ruth. "LA ELECTRIFICACION RURAL Y LA INCLUSION SOCIAL." *GESTION*, 21 Setiembre 2006. P. 14.
3. Ministerio de Energía y Minas del Perú, ANUARIO ESTADISTICO DE ELECTRICIDAD 2005. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2005.
4. ITDG - Perú, MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRAULICAS. Lima: ITDG, 1995.
5. GÖÖZ, Lajos; KOVÁCS, Tamás. *Vízenergia* [en línea], Nyíregyházi Főiskola [Consulta: 15 Noviembre 2006] <<http://www.nyf.hu/others/html/kornyezettud/megujulo/vizenergia/Vizenergia.html>>
6. OLADE, MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACIÓN Y FABRICACIÓN DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS; VOLUMEN 1; DISEÑO, ESTANDARIZACIÓN Y FABRICACIÓN DE TURBINAS MICHELL – BANKI. Lima: OLADE, 2003.
7. COZ, Federico, TURBINAS HIDRAULICAS DE FLUJO TRANSVERSAL; IV Reunión del CONIMERA, Memoria de Trabajos, Volumen II. Lima: 1977.
8. RODRIGUEZ, Jorge, RESISTENCIA DE MATERIALES 2 – A; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2004.

9. OLADE, APUNTES PARA UN MANUAL TECNICO DE DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS; VOLUMEN 1, TURBINAS MICHELL BANKI. Lima: OLADE, 1988.
10. SKF.COM. *Interactive Engineering Catalogue* [en línea], SKF [Consulta: 10 Junio 2007]<<http://www.skf.com>>
11. ASSUREIRA, Estela, APUNTES DE MECANICA DE FLUIDOS; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005.
12. MSPC. *Artigos e informações técnicas* [en línea], MSPC [Consulta: 21 Junio 2007]< <http://www.mspc.eng.br/fldetc/im01/fluido509.gif>>
13. ASSUREIRA, Estela, TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS; Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005.
14. UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE, *TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL BANKI* [en línea], Facultad de Ingeniería – Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, Universidad Nacional del Comahue. [Consulta: 21 Junio 2007] <fain.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/UNIDAD6-3.PDF>
15. MAGNALOY. *Flexible Drive Couplings Online Catalog* [en línea], [Consulta: 17 Julio 2007] < http://www.magnaloy.com/catalog_pdf/CouplingCatalog.pdf>
16. DELCROSA. *Catálogo de Motores Eléctricos Trifásicos* [en línea], [Consulta: 17 Julio 2007] <<http://www.delcrosa.com.pe/paginas/descargas/catalogo-motores.PDF>>
17. ACEROS BOHLER DEL PERÚ. *Catálogo general de aceros* [en línea], BOHLER [Consulta: 22 Junio 2007] <<http://www.bohlerperu.com/files/CORTENB.pdf>>