

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“ELABORACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN
SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE TURBINAS MICHELL
BANKI DE HASTA 1 Mw.”**



ORDÓÑEZ ORTIZ JEFFERSON RODRIGO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO**Enero 27 del 2010**

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JEFFERSON RODRIGO ORDÓÑEZ ORTIZ

Titulada:

“ELABORACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE TURBINA MICHELL BANKI HASTA 1 Mw”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Mecánica

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

ING. GEOVANNY NOVILLO A.
f) Decano de la Facultad de

ING. JOSÉ PACÍFICO RIOFRÍO
R.
f) Director de tesis

ING. ÁNGEL TIERRA TIERRA
f) Asesor de Tesis

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JEFFERSON RODRIGO ORDÓÑEZ ORTIZ

TÍTULO DE LA TESIS: “ELABORACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE TURBINA MICHELL BANKI HASTA 1 Mw”

Fecha de Exanimación: Enero 27 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. JOSÉ RIOFRÍO R.			
ING. ÁNGEL TIERRA T.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

TABLA DE CONTENIDOS.

CAPITULO	PÁGINA
1. Generalidades	
1.1. Introducción.....	2
1.2. Justificación.....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. General.....	3
1.3.2. Específicos.....	3
2. Descripción de la Turbina Michell Banki.	
2.1. Introducción.....	4
2.2. Descripción.....	4
2.3. Características Principales.....	4
2.4. Principio de Funcionamiento.....	5
2.5. Parámetros de Diseño.	7
2.5.1. Potencia Hidráulica Neta.....	7
2.5.2. Potencia al Freno de la Turbina.....	8
2.5.3. Potencia Transmitida al Generador.....	8
2.5.4. Potencia en los Bornes del Generador.....	9
2.5.5. Pares de Polos del Generador.....	9
2.5.6. Velocidad Específica.....	10
2.6. Principales Elementos Constitutivos.	12
2.6.1. Rotor.....	12
2.6.2. Inyector.....	13
2.6.3. Álabes Directriz.....	15
2.6.4. Carcaza.....	15
2.6.5. Eje principal.....	16
3. Diseño Hidráulico.	
3.1. Introducción.....	17
3.2. Parámetros y Ecuaciones Fundamentales.....	17
3.2.1. Diagrama De Velocidades.....	17
3.2.2. Longitud Del Rodete.	22
3.3. Geometría del Inyector con Álabes Directriz.....	23
3.4. Geometría del Rodete.	27
3.5. Geometría de la Carcaza.....	30
4. Diseño Mecánico	
4.1. Introducción.....	32
4.2. Diseño y Cálculo del inyector.....	32
4.2.1. Torque de regulación.....	32
4.2.2. Eje Álabes Directriz.....	33
4.2.3. Álabes Directriz.....	35
4.2.4. Plancha del Inyector.....	36

4.3.	Diseño y Cálculo del Rodete.....	38
4.3.1.	Álabes del Rodete.....	38
4.3.2.	Número de álabes del Rodete.....	39
4.3.3.	Cálculos del Álabes.....	41
4.4.	Cálculo y Diseño del Eje Principal.....	46
4.4.1.	Discos de Unión de Álabes.....	47
4.4.2.	Torque de Accionamiento.....	48
4.4.3.	Diseño de Chavetas.....	49
4.4.4.	Longitud del Eje.....	51
4.4.5.	Diseño Estático del Eje.....	51
4.4.6.	Diseño Dinámico del Eje.....	52
4.4.7.	Cálculo de la Flecha del Eje a flexión.....	53
4.4.7.1	Flecha Producida por el Propio Peso del Eje.....	54
4.4.8	Velocidad Crítica.....	54
4.4.9	Velocidad de Embalamiento.....	55
4.4.10	Selección de Rodamientos y Chumaceras.....	55
4.5.1.	Enfoque Estático.....	55
4.5.2.	Enfoque Dinámico.....	57

5. Elaboración del Software *microLORF v1.0*

5.1.	Introducción.....	59
5.2.	Presentación del Sistema.....	59
5.2.1.	Análisis de la Problemática.....	59
5.3.	Descripción.....	65
5.4.	Funciones Principales.....	65
5.5.	Modelo de Programación... ..	66
5.5.1.	Programación Orientada a Eventos.....	66
5.6.	Visión.....	67
5.7.	Arquitectura del Sistema.....	67
5.8.	Introducción a SQL SERVER 2000.....	68
5.8.1.	Bases de Datos de SQL SERVER.....	70
5.8.2.	Objetos de una Base de Datos.....	71
5.8.3.	Introducción a TRANSACT-SQL.....	72
5.9.	.NET Framework.....	73
5.9.1.	Introducción.....	73
5.9.2.	Interacción de las Aplicaciones con .NET Framework.....	74
5.9.3.	Términos y Definiciones.....	74
5.10.	Visual Studio .NET.....	76
5.10.1.	Introducción.....	76
5.10.2.	Definiciones.....	77
5.10.3.	Desarrollo de un Proyecto en Visual Studio .NET.....	79
5.11.	Requerimientos.....	82
5.11.1.	Requerimientos de Hardware.....	82
5.11.2.	Requerimientos de Software.....	83
5.12.	Manual de Instalación.....	84
5.12.1.	Introducción.....	84
5.12.2.	Componentes de Instalación de <i>microLORF v1.0</i>	84
5.12.3.	Proceso de Instalación de los Componentes.....	85
5.12.3.1.	Instalación de Microsoft .NET Framework 2.0.....	85

5.12.3.1.	Instalación del Master Converter.	87
5.12.3.2.	Ejecución del Sistema A.P.U.....	91
5.12.3.3.	Instalación del SKF.....	92
5.12.3.4.	Instalación del Sistema microLORF. v1.0.....	93
5.13.	Manual del Usuario.....	97
5.13.1.	Introducción.....	97
5.13.2.	Barra de Menú y de Tareas.....	98
5.13.3.	Crear Nuevo Proyecto.....	99
5.13.4.	Guardar Proyecto.....	101
5.13.5.	Cultura del Sistema microLORF v1.0.....	101
5.13.6.	Configuración Inicial dentro de la Aplicación para Condiciones ambientales.	102
5.13.7.	Selección de Turbinas Mediante Nomograma.....	102
5.13.8.	Selección de Turbina(S) Factible(S).....	103
5.13.9.	Diseño de la Turbina Michell Banki.....	105
5.13.10.	Impresión de Reportes.....	109
5.13.11.	Softwares de Complementos.....	111
5.14.	Validación de Resultados.....	113
5.14.1.	Introducción.....	113
5.14.2.	Datos de Entrada para Validación.....	113
5.14.2.1.	Desarrollo.....	114
5.14.2.2.	Conclusión.....	115
6.	Análisis de costos en la Turbina Michell Banki.	
6.1.	Introducción.....	119
6.2.	Presupuesto de Alternativa Validada.....	119
7.	Conclusiones y Recomendaciones.	
7.1.	Conclusión.....	127
7.2.	Recomendaciones.....	129

Referencias Bibliográficas

Bibliografía.

Linkografía.

Anexos.

CAPÍTULO I

2. GENERALIDADES.

2.1. INTRODUCCIÓN.

La mayor fuente energética disponible en América Latina es la Hidroenergía, con un potencial superior a los 800Mw, de los cuales apenas el 13% se aprovecha actualmente.

La región en su conjunto está en capacidad de plantearse un desarrollo intensivo de la Hidroenergía, si se considera que la tecnología requerida es ampliamente conocida y que, en los diferentes países latinoamericanos existen experiencias, capacidad de ingeniería de proyectos, empresas de construcción y, en muchos de ellos, la infraestructura necesaria para la fabricación de equipamiento para centrales Hidroeléctricas en cualquier tamaño y potencia.

La disponibilidad de conocimientos amplios, así como la experiencia acumulada sobre particular, han permitido desarrollar en América Latina una tecnología adecuada para la fabricación de equipos para las P.C.H. (Pico Centrales Hidroeléctricas)

El avance tecnológico, la masificación en la utilización de la tecnología y el acelerado incremento poblacional, tienen a la humanidad frente a la urgente encrucijada de suplir el incremento de la demanda de energía, al mismo tiempo de preservar el ecosistema y revertir prácticas que afectan el ambiente. Recurrir a fuentes limpias y renovables de energía es en el momento actual una de las salidas a esta disyuntiva. Ecuador, dentro del conglomerado de

naciones no escapa a esta realidad, razón por la cual el tema de la obtención de electricidad a partir de mini y micro centrales ha cobrado vigencia en los últimos años.

En nuestro país además, se ha venido asumiendo la promoción y construcción de este tipo de centrales, a fin de proveer de energía eléctrica a grupos de población localizados en sitios donde la interconexión no llega, pero donde sí el recurso hídrico que permite la implementación de centrales menores. [6]

El origen de la Turbina Michell Banki se remota a principios de siglo cuando el ingeniero A.G. Michell desarrolló, en 1903, la turbina de flujo cruzado de doble paso, la cual fue estudiada en la Universidad de Budapest por el ingeniero D. Banki entre los años 1917 y 1919. En 1993 el ingeniero alemán Fritz Ossberger desarrolló la turbina que denominó Cross – Flow, que era una turbina de flujo transversal con un mejor diseño que la desarrollada por Michell y estudiada por Banki. [1]

2.2. JUSTIFICACIÓN.

Debido a los considerables cambios y avances tecnológicos, existe la necesidad de implementar un software de aplicación para el diseño y posterior selección de turbinas Michell Banki con diferentes potencias (variables Q y H), y al mismo tiempo sea capaz de entregar planos de conjunto y detalles de sus principales elementos constitutivos a más de su eficiencia de acuerdo a su material.

En nuestra facultad no se ha elaborado un método de diseño mediante un paquete computacional acorde a la realidad existente en el momento tecnológico en que se vive, es

totalmente indispensable e importante inmiscuirnos en este momento para optimizar tiempo y dinero. En este proyecto se tendrá la oportunidad de aplicar los conocimientos técnicos adquiridos a lo largo de la carrera y de esta manera reducir considerablemente el tiempo de diseño de la turbina mediante diferentes parámetros y necesidades a través de un correcto manejo de la información técnica y de las experiencias de las personas que están involucradas en este manejo.

2.3. OBJETIVOS.

2.3.1. GENERAL.

Elaborar e implementar un software para el diseño de turbina Michell Banki hasta 1 Mw.

2.3.2. ESPECÍFICOS.

- Selección de turbinas Michell Banki.
- Determinar los parámetros fundamentales en el diseño de la turbina Michell Banki.
- Realizar el Diseño de la turbina Michell Banki y sus principales elementos constitutivos (variable Q y H_n) a $N = \text{Constante}$, hasta 1 Mw.
- Elaborar plano general de la turbina Michell Banki.
- Desarrollar la aplicabilidad del Software.
- Determinar las dimensiones de sus principales elementos para las potencias determinadas.

CAPÍTULO II

2. DESCRIPCIÓN DE LA TURBINA MICHELL BANKI.

2.1. INTRODUCCIÓN.

Este capítulo tratará sobre la descripción general y partes más importantes de una turbina Michell Banki.

Esta turbina es una de las máquinas hidráulicas que presenta perspectivas de utilización en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, principalmente por su simplicidad de diseño, reducido costo de fabricación y fácil mantenimiento. [2]

No obstante, esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala. Turbo máquinas son aquellas máquinas de fluido en las cuales el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes, denominado “rotor”. [1]

2.2. DESCRIPCIÓN.

La turbina Michell Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza en proyectos de pequeñas centrales hidroeléctricas donde se aprovecha un salto y un caudal medio para satisfacer la demanda de un sistema eléctrico, cuyo diagrama de carga diaria posee un factor de carga inferior a 0.5, Anexo Fig. No. A1. Su característica principal

es que un amplio chorro de agua, de sección rectangular, incide dos veces, cruzando por el interior del rotor, sobre los álabes. Otra ventaja de la turbina de flujo cruzado con respecto a la Turbina Francis constituye su reducido costo de fabricación.

Como ventaja de esta turbina, se tiene que, el rotor atmosférico evita la necesidad de una complicada y bien sellada carcasa. Los cojinetes no tienen contacto con el flujo, ya que estos se encuentran fuera de la carcasa apoyada sobre la estructura de la turbina o montada en bases.

2.3. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES.

Las características más sobresalientes de la turbina Michell Banki son:

- La velocidad de giro que puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.

2.4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El agua ingresa a través del inyector, dentro del cual se aloja la válvula, que ejerce un control en la rotación del eje de salida, de acuerdo con la variación de la demanda de potencia del generador. Una vez que el agua termina su recorrido por el inyector, ingresa al rodete por su periferia, entregando parte de su energía al entrar en contacto con los álabes. Como se puede apreciar en la Fig. 2.1, el flujo del agua en el rodete es básicamente radial; por esta razón, el agua hace contacto con los álabes de la turbina en dos instantes interrumpidos por el tiempo

que le toma al fluido cruzar el espacio interno del rodete. En el segundo contacto del agua con los álabes, hace una última entrega de la energía que lleva como fluido en la parte inferior del rodete. Finalmente al abandonar el rodete, es descargada por la abertura inferior directamente al canal de descarga o al tubo de aspiración en caso que la turbina lleve incorporado.

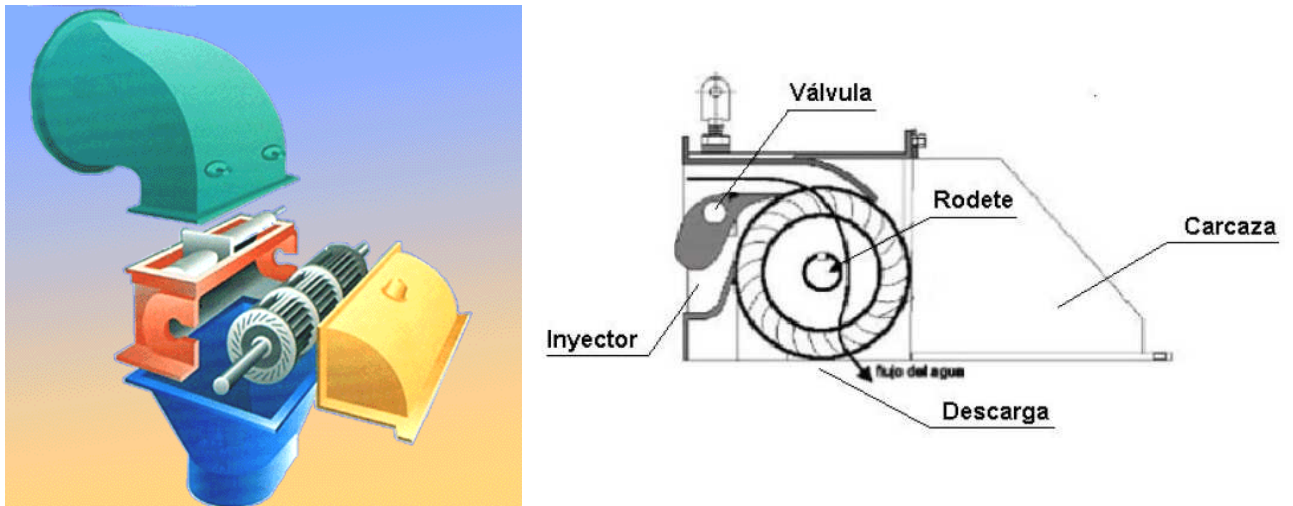


Fig. 2. 1. Turbina Michell Banki

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. [10]

El rodete va montado al eje principal a través del cual se transmite la potencia mecánica de rotación. Este eje va conectado al eje del generador directamente o por medio de un convertidor de velocidad mecánico. Su disposición es de forma horizontal de tal modo que no afecte su rendimiento.



Fig. 2. 2. Turbina Michell Banki y generador eléctrico

2.5. PARÁMETROS DE DISEÑO.

2.5.1. POTENCIA HIDRÁULICA NETA.

La potencia hidráulica neta que podrá suministrar la central hidroeléctrica, viene dada por:

$$P_h = \gamma_w * Q * H \quad (2.1)$$

Donde:

Ph = Potencia neta que puede brindar la central, Watts.

γ_w = Peso específico del agua, Kg/m³.

Q = Caudal de diseño, m³/s.

H = Altura neta disponible en la central, m.

2.5.2. POTENCIA AL FRENO DE LA TURBINA.

Corresponde al producto de la potencia hidráulica neta por la eficiencia mecánica de la turbina determinada por la presencia de pérdidas mecánicas, la eficiencia mecánica de las turbinas depende de sus características. Para micro turbinas es razonable asumir de η_m en el rango de 0.92 – 0.97. [8]

$$P_t = P_h * \eta_m \quad (2.2)$$

Donde:

P_t = Potencia al freno de la turbina, Watts.

P_h = Potencia neta que puede brindar la central, Watts.

2.5.3. POTENCIA TRANSMITIDA AL GENERADOR.

Es igual al producto de la potencia al freno de la turbina por la eficiencia de la transmisión, si no posee acople directo. El tipo de transmisión utilizado para estas micro centrales son de tipo engranaje o bandas. [8]

Tabla 2. 1. Tipo de transmisión. [8]

TIPO	η_{TR}
Engranajes	0.98
Bandas o fajas en “V”	0.95

$$P_{TR} = P_t * \eta_{TR} \quad (2.3)$$

Donde:

P_t = Potencia al freno de la turbina, Watts.

P_{TR} = Potencia transmitida al generador, Watts.

2.5.4. POTENCIA EN LOS BORNES DEL GENERADOR.

Para micro centrales, es recomendable el empleo de generadores de dos y cuatro polos (1800 RPM y 3600 RPM) que funcionan a 60 Hz.

$$P_g = P_{TR} * \eta_g \quad (2.4)$$

Donde:

P_g = Potencia en los bornes del generador, Watts

P_{TR} = Potencia transmitida al generador, Watts.

η_g = Eficiencia del generador, [0.86 – 0.98]

2.5.5. PARES DE POLOS DEL GENERADOR.

Para el desarrollo de este trabajo se ha tomado en cuenta trabajar con frecuencia de 60 Hz, por lo tanto:

$$N_{pp} = \frac{60 * 60}{W_g} \quad (2.5)$$

Donde:

W_g = Velocidad del generador RPM [900 – 1200 - 1800]

Realizando una fácil relación de transmisión, se puede obtener la velocidad óptima de giro de la turbina.

$$N = i * W_g \quad (2.6)$$

Donde:

i = Relación de transmisión turbina/generador [≥ 1] (La turbina siempre tiene que girar más rápido que el generador.)

2.5.6. VELOCIDAD ESPECÍFICA.

El rango de aplicación de la turbina Michell Banki está comprendido dentro del rango de aplicación de la Turbina Francis, superándola en eficiencia cuando la turbina opera la mayor parte del tiempo a carga parcial, lo cual ocurre en proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, pues la turbina absorbería las variaciones de carga diaria de la demanda. Este rango de aplicación es definido por los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los cuales se obtienen con las ecuaciones:

$$N_q = N * \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad N_s = N * \frac{P_t^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.7)$$

Donde:

P_t = Potencia al freno de la turbina en cv.

Q = Caudal máximo que fluye por la turbina en m^3/s .

H = Salto neto de la central en metros.

N = Velocidad de giro de la turbina en RPM.

Tabla 2. 2. Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas. [1]

Tipo de Turbina	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4 - 13	14 – 42
Turbina Pelton de 3 o más toberas	5 - 22	17 – 73
Turbina Michell Banki	18 - 60	60 – 200
Turbina Francis Lenta	18 - 38	69 – 125
Turbina Francis Normal	38 - 68	125 – 225
Turbina Francis Rápida	68 - 135	225 – 450
Turbina Axial	105 - 300	350 - 1000

Se puede observar en la Tabla 2.2 el rango de aplicación de la turbina Michell Banki en comparación con otros tipos de turbinas. Cabe señalar que el rango que se aprecia para las turbinas Michell Banki se ha definido en base a las limitaciones de su diseño mecánico en el

límite superior y en la eficiencia de su rango inferior. Estos rangos pueden variar dependiendo de las experiencias particulares que se presenten.

De acuerdo a las experiencias obtenidas con la turbina Michell Banki se deduce que se puede operar con saltos máximos comprendidos entre 20 y 200 metros, con eficiencias máximas percibidas entre 80 y 85% y pueden generar potencias máximas comprendidas entre 50 y 1000 Kw. [1]

Para diseñar la turbina Michell Banki se requiere determinar los datos de salto neto aprovechable y el caudal máximo que fluirá por ella. En algunos proyectos este caudal corresponde al caudal mínimo anual que se dispone, obtenido del estudio hidrológico, y en otros proyectos se deduce de la potencia al freno que la turbina deberá entregar al generador para que éste entregue al sistema eléctrico una potencia determinada.

La potencia al freno P_t compilada de (2.2), de la turbina se obtiene con la ecuación:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}} \quad (2.8)$$

Donde:

P_g = Potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, en Kw.

η_g = Eficiencia del generador, tanto por uno.

η_{tr} = Eficiencia de la transmisión mecánica utilizada entre la turbina y el generador, tanto por uno.

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la ecuación:

$$Q = \frac{P_t}{9.807 * H * \eta_g} \quad (2.9)$$

En donde:

Q = Caudal de diseño, en m^3/s , que fluirá por la turbina.

P_t = Potencia al freno de la turbina en Kw.

H = Salto neto aprovechable, en metros.

n_t = Eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga.

Otro parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que deberá operar la turbina, que se deduce de la ecuación:

$$N = \frac{39.85 * H^{1/2}}{D_e}$$

En donde:

(2.10)

N = Número óptimo de revoluciones de la turbina, en RPM.

D_e = Diámetro exterior del rodete, en metros.

H = Salto neto aprovechable, en metros.

Cuando se diseña la turbina para que gire a una velocidad sincrónica, el diámetro exterior del rodete se obtiene despejándolo de la expresión anterior. Cuando la transmisión entre la turbina y el generador es a través de un sistema de bandas o engranajes, se supone el diámetro del rodete y se aplica la ecuación anterior. [1]

2.6. PRINCIPALES ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

2.6.1. ROTOR.

La parte más importante de la turbina es el rodete o rotor, éste posee forma cilíndrica y está compuesto por un par de discos, entre los cuales se fijan periféricamente, un cierto número de

álabes. La característica cilíndrica del rotor permite que la turbina opere dentro de un gran rango de variación de caudal, con sólo variar su longitud. El rodete es el elemento de la turbina que al girar por acción del chorro de agua, genera energía al eje, Fig. 2.3. [3]

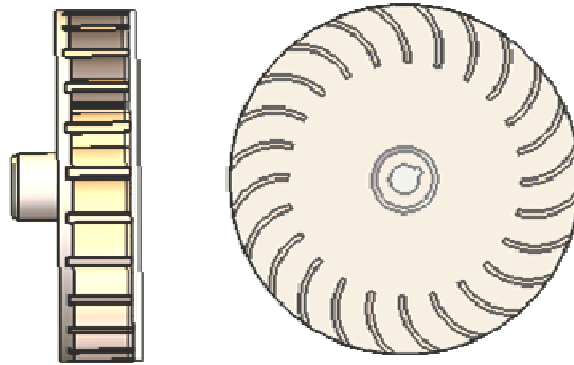


Fig. 2. 3. Rotor

2.6.2. INYECTOR.

El inyector, llamado también tobera, tiene como función, regular y acelerar el flujo del agua que ingresa a la turbina, orientándolo hacia los álabes del rodete con un cierto ángulo promedio. Dicho inyector posee un álabe directriz que dirige con independencia de la abertura de entrada, el chorro hacia el rodete, donde llega sin producir efecto de choque. Geométricamente se caracteriza por tener su sección transversal rectangular variable, con el objeto de permitir una mayor celeridad del flujo. Fig. 2.4.

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga,

de manera que se logra la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector puede tener distintas geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios a la salida del flujo.

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor Fig. 2.4, una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

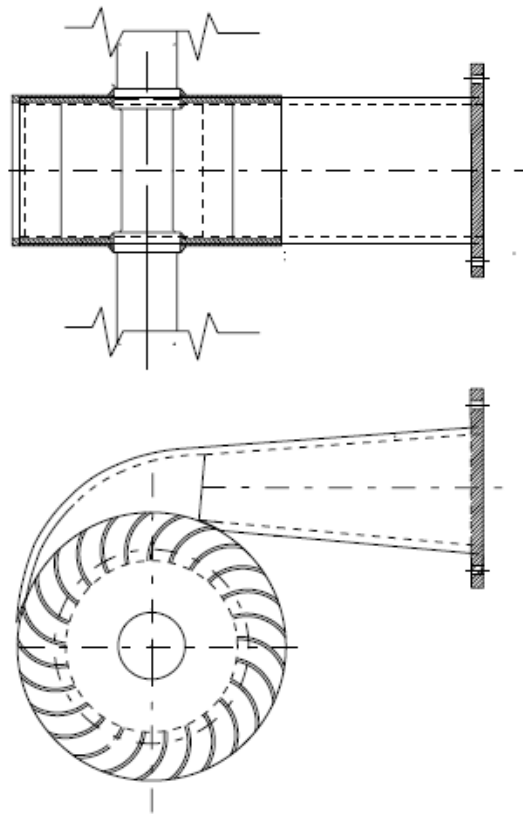


Fig. 2. 4. Vista de sección del inyector.

2.6.3. ÁLABE DIRECTRIZ.

Este sirve para regular y garantizar la conducción del flujo a diferentes cargas de operación de la turbina; un mecanismo solidario, regula la posición de éste. Fig. 2.5.

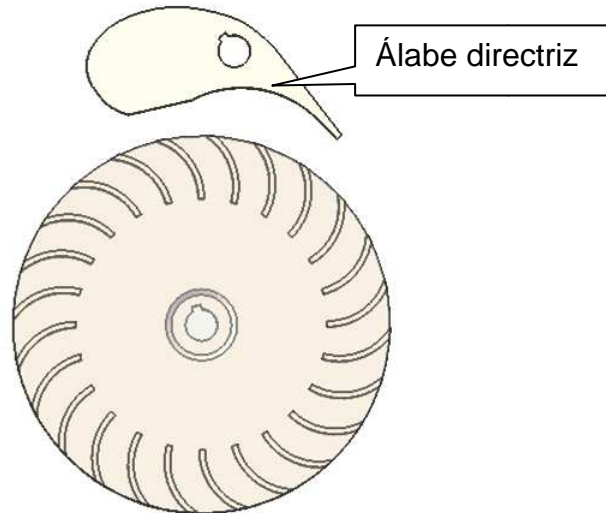


Fig. 2. 5. Álabe directriz

2.6.4. CARCAZA.

Puesto que el flujo es atmosférico, la carcasa no es más que una estructura de acero cuya función es separar la parte hidráulica de los componentes mecánicos. Fig. 2.6.

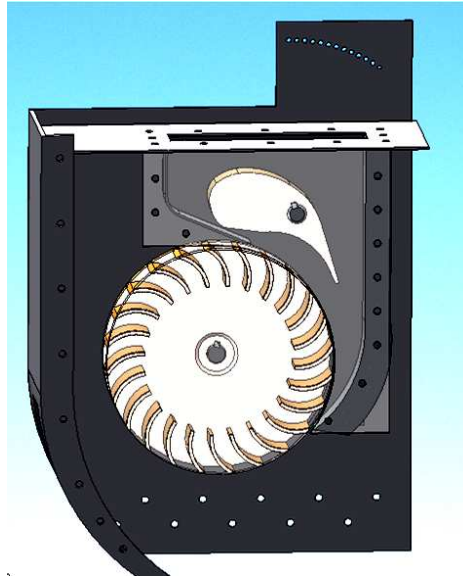


Fig. 2. 6. Carcaza

2.6.5. EJE PRINCIPAL.

El objetivo del eje principal, como es de notar, transmitir la energía hidráulica, que es convertida a través de los álabes, hacia el sistema de acople del generador y así poder completar la fase de transformación de energía hidráulica a energía eléctrica.

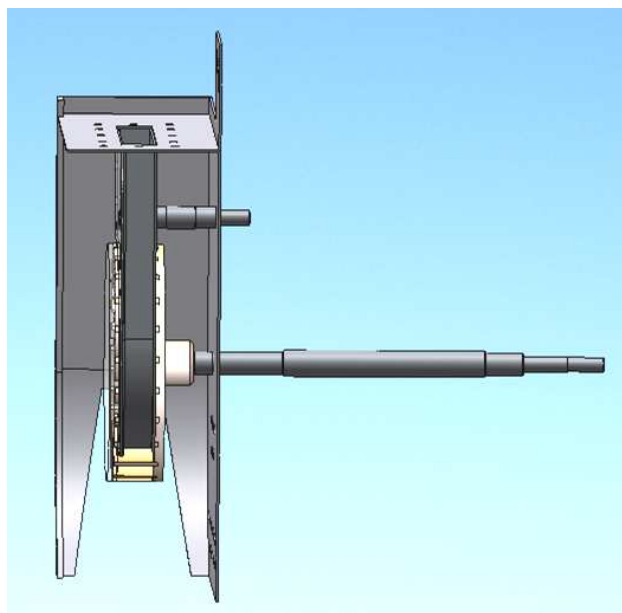


Fig. 2. 7. Eje Principal.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO HIDRÁULICO.

3.1. INTRODUCCIÓN.

Los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base al diseño que caracteriza a cada tipo de turbina.

El diseño de la turbina Michell Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina. [1]

3.2. PARÁMETROS Y ECUACIONES FUNDAMENTALES.

3.2.1. DIAGRAMA DE VELOCIDADES.

Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina, se determinan en base a los diagrama de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector.

$$\frac{P_o}{\gamma_w} + \frac{C_o^2}{2 * g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma_w} + \frac{C_i^2}{2 * g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (3.1)$$

En donde:

C_o y C_i : representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, respectivamente.

P_o y P_i : representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, respectivamente. En este caso ambas presiones pueden ser iguales a la atmósfera cuando la descarga de la turbina se realiza sin tubo de succión.

Z_o y Z_i : representan los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector, respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto.

γ_w y g : representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad, respectivamente.

ΔH_t : La pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.

ΔH_i : es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con estas consideraciones, se determina que la velocidad del agua a la salida del inyector es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} * \sqrt{2 * g * H} \quad (3.2)$$

Donde H es el salto efectivo o neto de la central, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión de la tubería. Así mismo se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector representada por:

$$Kc = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (3.3)$$

Con lo cual la velocidad de salida del agua del inyector queda expresada por:

$$C_i = C_2 = Kc \sqrt{2 * g * H} \quad (3.4)$$

En forma práctica K_c posee valores comprendidos entre 0.97 y 0.98.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua del rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16° .

$$\alpha_2 = 16^\circ \quad (3.5)$$

También es conocido que las turbinas de acción, la velocidad se expresa por:

$$U_2 = K_u * C_2 * \cos \alpha_2 \quad (3.6)$$

Siendo K_u el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción posee un valor aproximado de 0.5.

$$K_u = 0.5 \quad (3.7)$$

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2 * \sqrt{1 - K_u * (2 - K_u) * \cos^2 \alpha_2} \quad (3.8)$$

y con el ángulo β_2 se concluye la construcción del diagrama de velocidades, mostrado en la fig. 3.1, en la entrada del rodete. [1]

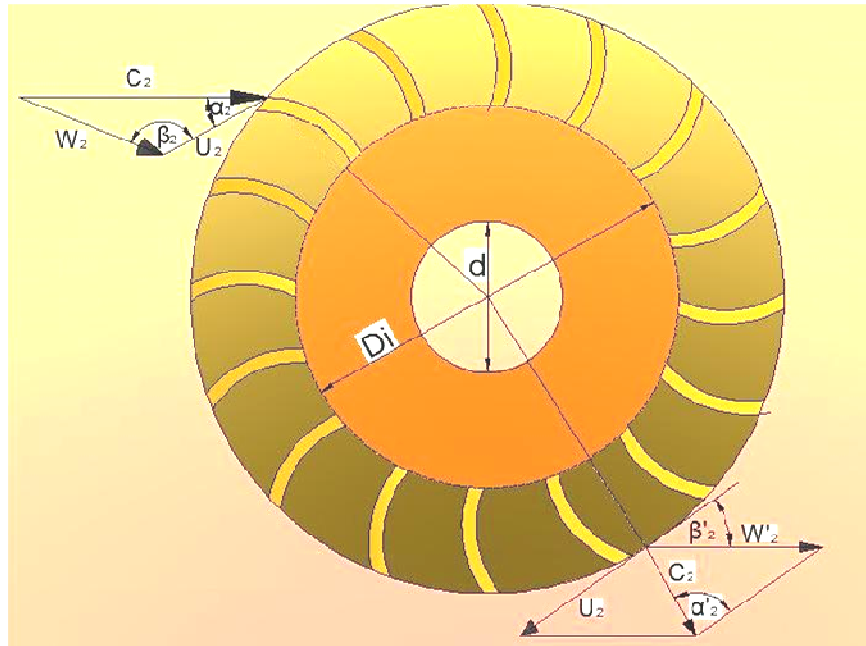


Fig. 3. 1. Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki.

A la salida del agua del rodete, se forma el diagrama de velocidades en el que:

$$U'_2 = U_2 = K_u * C_2 * \text{Cos } \alpha_2 \quad (3.9)$$

$$\beta_2 = 180 - \beta'_2 \quad (3.10)$$

$$\beta'_2 = \text{arcSen} \left[\frac{\text{Sen } \alpha_2}{(1 - K_u * (2 - K_u) * \text{Cos}^2 \alpha_2)^{1/2}} \right] \quad (3.11)$$

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W'_2 = K_f * W_2 \quad (3.12)$$

Donde K_f es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua con los álabes del rodete, y su valor es muy aproximadamente igual a 0.98.

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$C'_2 = C_2 \sqrt{K_f^2 (1 - K_u (2 - K_u) \text{Cos}^2 \alpha_2) + K_u * \text{Cos}^2 \alpha_2 - 2K_f * \text{Cos}^2 \alpha_2 (1 - K_u) K_u} \quad (3.13)$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha'2 = \text{arcSen} \left[\frac{Kf * \text{Sen}\beta'2 * \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\text{Cos}^2\alpha2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku\text{Cos}^2\alpha2 * (Ku(Kf^2 * (2 - Ku)) - Kf)}} \right] \quad (3.14)$$

Todas estas expresiones se pueden representar en forma práctica cuando se definen las constantes. Por ejemplo, si se supone un ángulo promedio de $\alpha_2 = 16^\circ$, un coeficiente de velocidad $K_c = 0.98$, un coeficiente de velocidad tangencial $K_u = 0.5$ y un coeficiente de velocidad relativa $K_f = 0.98$, se obtienen las siguientes expresiones prácticas.

$$C2 = 4.34 * \sqrt{H} \quad (3.15)$$

$$U2 = 2.09 * \sqrt{H} \quad (3.16)$$

$$W2 = 2.4 * \sqrt{H} \quad (3.17)$$

$$W'2 = 2.35 * \sqrt{H} \quad (3.18)$$

$$\beta'2 = 29.83^\circ \cong 30^\circ \quad (3.19)$$

$$\beta1 = 90^\circ \quad (3.20)$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades sólo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal. [1] Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina η_h , se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h * g * H = U_2 * C_2 * \text{Cos} \alpha_2 - U'_2 * C'_2 * \text{Cos} \alpha'_2 \quad (3.21)$$

y se obtiene que:

$$\eta_h = 2 * C_2 * \text{Cos}^2 \alpha_2 * K_u * (1 - K_u) * (1 + K_f) \quad (3.22)$$

3.2.2. LONGITUD DEL RODETE.

El ancho interno del rodete o longitud del rotor, se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes del disco. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector. [4]

De acuerdo con las recomendaciones anteriores, se tendría la expresión siguiente:

$$B_r = 1.5 * B \quad (3.23)$$

Donde:

B_r = Ancho del rodete, en metros.

B = Ancho del inyector, en metros.

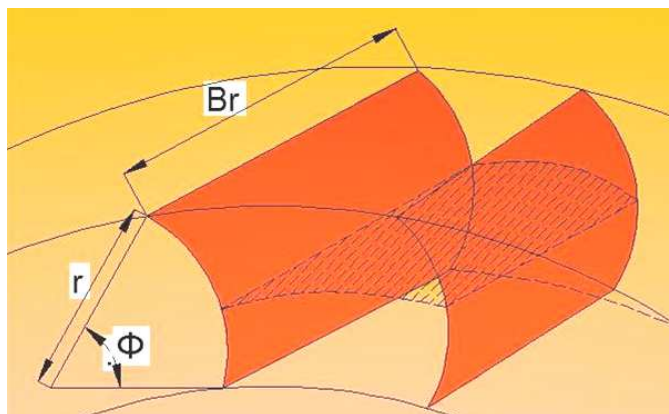


Fig. 3. 2. Ancho del rodete.

El único valor que cambia en función del caudal y del salto es el ancho del inyector, el cual se define con la siguiente expresión:

$$B = \frac{Q}{P(\pi * D_e - e * Z) * K_o * K_c * \sqrt{2 * g * H * \text{Sen } \alpha^2}} \quad (3.24)$$

En que:

B = Ancho del inyector, en metros.

Q = Caudal máximo que fluirá por la turbina, m^3/s

P = Factor de arco de admisión, que para este caso, toma un valor de 1 (uno).

D_e = Diámetro exterior del rodete, en metros.

e = Espesor del álabe del rodete, en metros.

Z = Número de álabes del rodete.

K_o = Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua. $\cong 33\%$

K_c = Coeficiente de velocidad, [0.97 - 0.98]. [1]

Para el desarrollo del presente trabajo, se utilizará una fórmula práctica para determinar el ancho del inyector, cuya geometría es la que se indica anteriormente.

$$B = \frac{0.96 * Q}{D_e * \sqrt{H}} \quad (3.25)$$

3.3. GEOMETRÍA DEL INYECTOR CON ÁLABE DIRECTRIZ.

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como una adecuada orientación y regulación de éste flujo hacia los álabes del rodete. [1]

Cuando se define una geometría de inyector con álabe directriz, se requiere definir el perfil del mismo, considerando un balance de pérdidas de presión en los flujos de agua en que se divide el caudal por efecto del álabe. [1]

En este caso nos referiremos al diseño del inyector con álabe directriz. La geometría del inyector queda demostrada por un paquete computacional que indica que el inyector varía solamente en función del diámetro del rodete y no sufre variaciones cuando varía el caudal y el salto.

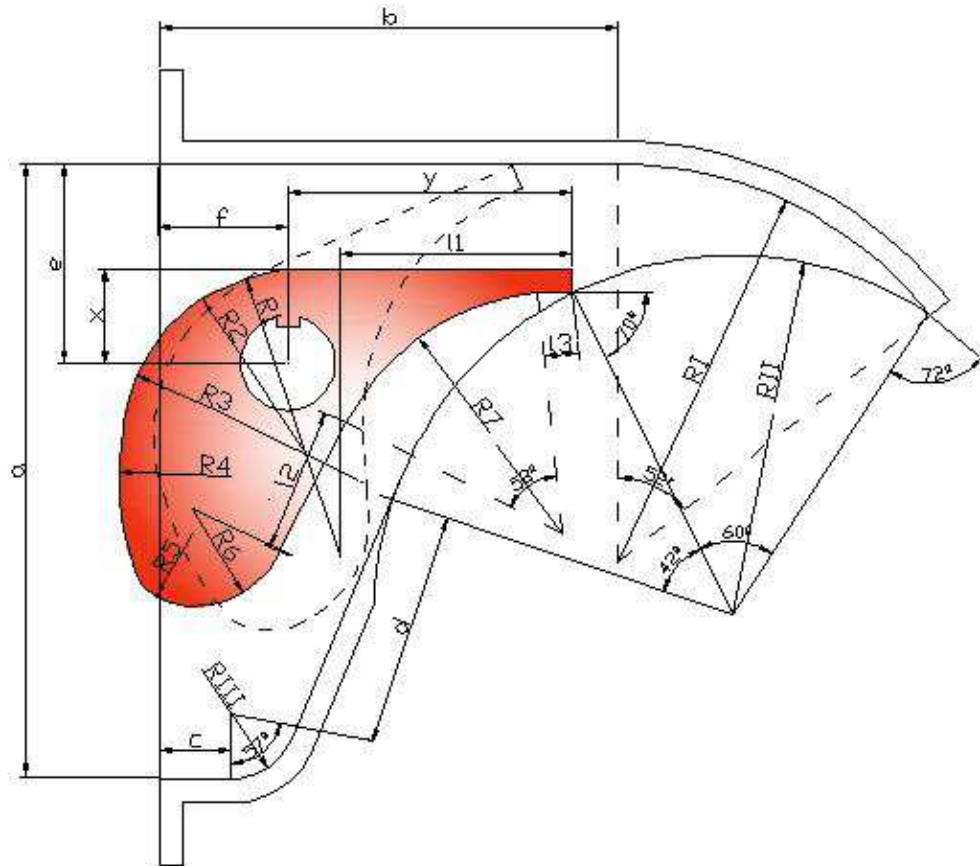


Fig. 3. 3. Esquema del perfil del inyector y del álabe directriz.

Las dimensiones del perfil del inyector para diferentes diámetros de rodete, se muestran en la Tabla 3.1. [1]

Tabla 3. 1. Dimensiones del perfil del inyector y del álabe directriz. [1]

COTA	DIAMETRO DEL RODETE, mm				
mm.	200	300	400	500	600
a	174	261	348	435	522
b	160	195	260	325	390
c	20	31	41	52	62
d	64	102	136	170	204
e	60	85	113	142	170
f	44	55	73	92	110
RI	112	168	224	280	336
RII	101	151	201	252	302
RIII	18	28	37	47	56
R1	83	133	177	138	161
R2	46	75	100	96	111
R3	68	110	110	138	160
R4	40	70	80	83	126
R5	20,5	35	50	52	66
R6	26	45	77	52	29
R7	57	100	90	101	126
x	37	40	47	48	63
y	110	120	136	147	211
l1	57	98	111	122	179
l2	34	60	70	90	136
l3	21	24	27	25	64

El chorro entra al rotor con un ángulo α_2 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

Como ya se mencionó, la diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120°.

Gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión θ_{ad} óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90°.

Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada.

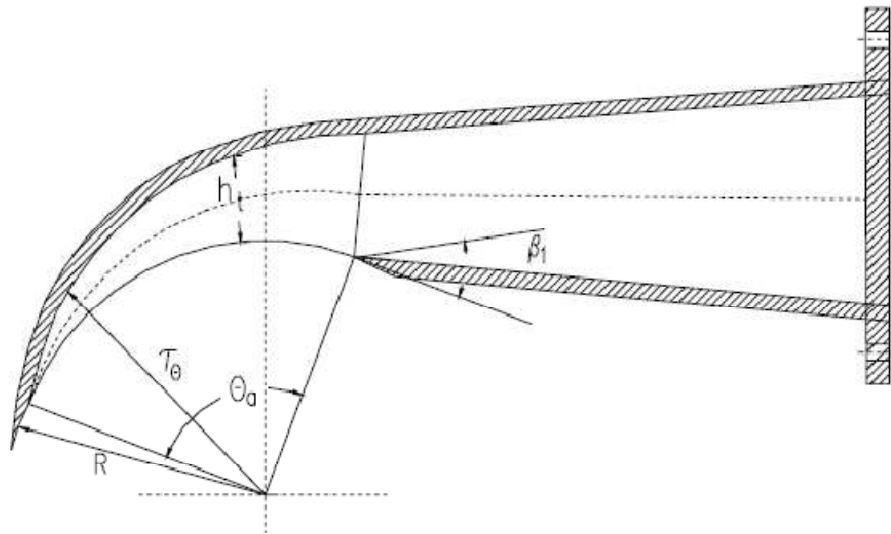


Fig. 3. 4. Ángulos en el inyector.

Por último nos queda hallar la función que representará la curva envolvente del inyector (cara superior). El modelo matemático de la entrada y salida del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial.

En general para cualquier ángulo entre 0° y θ_{ad} la curva envolvente del inyector está dada por:

[a].

$$\tau_\theta = R * e^{\left[\frac{1 - \frac{\theta}{\theta_{ad}}}{B_r + C} \right] * Q} \quad (3.26)$$

En el que:

$$C = 2.3 * \eta_h * \frac{D_e * \sqrt{H}}{Kc} \quad (3.27)$$

Luego la altura del inyector en cada punto de la envolvente será:

$$h_t = \tau_\theta - R \quad (3.28)$$

Donde:

$$R = \frac{De}{2} \quad (3.29)$$

En el cual:

τ_θ = Radio de la curva envolvente del inyector [m], Fig. 3.4.

Θ = Ángulo de la envolvente en un punto cualquiera [°]

θ_{ad} = Ángulo de admisión. [°]

Q = Caudal de diseño, [m³/s.]

B_r = Ancho del rotor, [m]

η_h = Eficiencia hidráulica.

D_e = Diámetro del rodete o rotor [m]

H = Altura neta, [m]

K_c = Coeficiente de velocidad del inyector, [0.97 – 0.98]

El área de la admisión entonces como se sabe será, m²:

$$A_{ad} = \frac{Q}{C_2} \quad (3.30)$$

En donde:

C_2 = Velocidad del agua a la salida del inyector, [m/s]

3.4. GEOMETRÍA DEL RODETE.

La geometría del rodete se determina en base a los ángulos obtenidos de los diagramas de velocidades, así se tiene entonces; que la relación del diámetro interno D_i , con respecto al diámetro externo D_e , se expresa por: [1]

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2 * K_u * \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 * \cos^2 \alpha_2 * (1 - K_u) * K_u}}{2 * K_u^2 * \cos^2 \alpha_2}} \quad (3.31)$$

Ahora, si consideramos $\alpha_2 = 16^\circ$, y $K_u = 0.5$, se obtiene el diámetro interno igual a: (Fig. 3.1)

$$D_i = 0.66 * D_e \quad (3.32)$$

El radio de curvatura r , de los álabes del rodete, se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del álabe β'_2 , entonces:

$$r = \frac{D_e}{4 * \cos \beta'_2} * \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^2 \right]$$

Sustituyendo los valores conocidos, se puede expresar mediante: (3.33)

$$r = 0.163 * D_e \quad (3.34)$$

El ángulo de curvatura de los álabes del rodete \emptyset , se localiza:

$$\emptyset = 2 * \arctang * \left[\frac{\cos \beta'_2}{\frac{D_i}{D_e} + \sin \beta'_2} \right] \quad (3.35)$$

Cuando $\alpha_2 = 16^\circ$, entonces $\emptyset = 73^\circ$.

Como se ha podido notar, al igual que el inyector, conociendo el diámetro del rodete se puede encontrar automáticamente todas sus dimensiones.

Tabla 3. 2. Dimensiones del perfil del rodete. [1]

COTA mm.	DIAMETRO DEL RODETE, mm				
	200	300	400	500	600
Di	132	100	133	167	200
Rc	76	110	147	183	220
r	32,6	49	65	82	98

En el diseño de turbina Michell Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe el limitante en cuanto al ángulo de admisión. [7]

$$\theta_{ad} = \frac{2 * 1000 * 180^{\circ} * Q}{C_2 * De * B * Sen 16^{\circ} * \pi} \quad (3.36)$$

En donde:

θ_{ad} = Ángulo de admisión del rodete, grados.

C_2 = Velocidad a la salida del inyector, m/s.

Q = Caudal de diseño, m³/s.

B = Ancho del inyector, m.

De = Diámetro del rodete, en mm.

El número de álabes en la admisión N_a , se lo obtiene con la expresión: [7]

$$Na = \frac{Z * \theta_{ad}}{360^{\circ}} \quad (3.37)$$

Donde:

Z = Número de álabes del rodete.

Lógicamente será entonces que el caudal para cada álabe Q_a , en la admisión es:

$$Qa = \frac{Q}{Na} \quad (3.38)$$

Donde Q = Caudal de diseño, m³/s.

Si se considera que la trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete es rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete deba ser: [1]

$$d = 0.328 * De \quad (3.39)$$

3.5. GEOMETRÍA DE LA CARCAZA.

La geometría de la carcasa de la turbina Michell Banki se diseña considerando el arco de salida del flujo de agua en el rodete y su trayectoria. Esta geometría es muy variada, por tal motivo sólo se va a representar su longitud mínima a la salida de la turbina para que no se produzca el ahogamiento de la turbina; cabe señalar que la función única de la carcasa es de evitar salpicaduras porque esta turbina trabaja a presión constante, y no se presenta el efecto ventilante por efecto del álabe directriz. De tal modo que el agua desaloja la turbina por efecto de la fuerza de gravedad.

El arco total del rodete θ_t se obtiene, con la ecuación:

$$\theta_t = \theta_o + \theta_1 + \theta_2 + \theta_{ad} \quad (3.40)$$

Donde:

$$\theta_o = K_o * 360^\circ \quad (3.41)$$

$$\theta_1 = \frac{r * \phi}{W_2} * \frac{360}{60} * N \quad (3.42)$$

En donde ϕ en radianes.

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{K_f} \quad (3.43)$$

En forma práctica esta relación se expresa por:

$$\theta_t = \theta_o + 163^\circ \quad (3.44)$$

Sabiendo que el área mínima (para no provocar freno hidráulico) de desfogue a la salida del rotor es:

$$A_{desf} = \frac{Q}{C_2} \quad (3.45)$$

Donde:

C'_2 = Velocidad salida del rodete, m/s.

Q = Caudal de diseño, m^3/s .

Área de desfogue, m^2 .

Ahora,

$$A_{desf} = B_r * L \quad (3.46)$$

Donde:

B_r = Ancho del rodete, m.

L = Longitud mínima de ahogamiento, m.

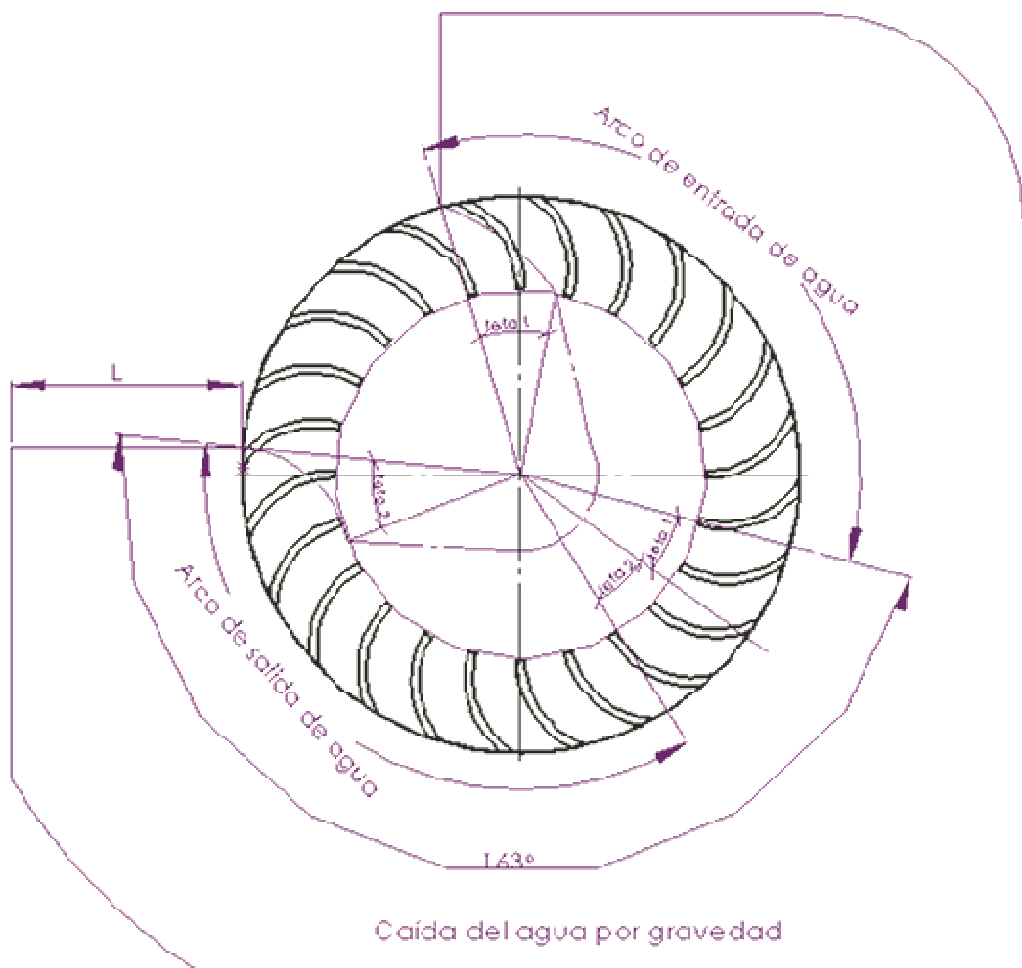


Fig. 3. 5. Arco de trabajo de un rodete Michell Banki.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO MECÁNICO

4.1. INTRODUCCIÓN.

El diseño de una turbina se realiza para definir las dimensiones de sus elementos antes descritos. El diseño mecánico se ejecuta para verificar si el material utilizado en los elementos de diseño está en condiciones de soportar los esfuerzos que se presentan en ella. La carcasa diseñada para que el flujo del agua a la salida del rodete se oriente hacia la carcasa de descarga. Cabe señalar que cuando el salto es pequeño, se puede utilizar en la descarga un tubo de succión con el objeto de aumentar el salto neto aprovechable.

En algunos casos no es necesario dicho tubo en el diseño de la turbina, debido a que la turbina opera la mayor parte del tiempo con bajo porcentaje de carga parcial y que la altura que ganaría no sería apreciable.

4.2. DISEÑO Y CÁLCULO DEL INYECTOR.

4.2.1. TORQUE DE REGULACIÓN.

El diámetro del eje del álabe directriz se calcula en base al torque máximo T , requerido para la regulación, el cual está dado por: [1]

$$T = 31 * D_e * Q * H \quad \text{en Kg m} \quad (4.1)$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior del rodete, m.

Q = Caudal de diseño, m³/s.

H = Salto neto, m.

Y su variación en función del porcentaje de apertura está representada por la figura No. A1 en anexos. Esta fórmula se aplica para cada compartimiento del inyector y el caudal Q de la misma es igual al máximo caudal que fluye en el compartimiento.

4.2.2. EJE ÁLABE DIRECTRIZ.

El diámetro del eje se obtiene con la fórmula:

$$di^3 = \frac{16 * T}{\pi * S_d} \quad (4.2)$$

Donde:

S_d : Esfuerzo de diseño del material utilizado en el álabe directriz.

Como es conocido que el esfuerzo de diseño de un eje con un canal chavetero posee un valor igual a:

$$S_d = 0.2 * S_y \quad (4.3)$$

Siendo S_y , el esfuerzo a fluencia del material del eje en Kg/m². Anexo, TI. [1]

Por limitaciones de espacio, el diámetro permitido en el eje del álabe directriz para cada diámetro de rodete se muestra en la Tabla 4.1.:

Tabla 4. 1. Diámetro del eje álabe directriz. [1]

D_e (mm)	d_i (mm)
200	26
300	38
400	50
500	63
600	76

La longitud del eje del álabe directriz, es un cálculo aproximado en vista de factores de espacio, sistema de regulación, mantenimiento, etc.; sin embargo se podría aproximar formulando: Fig. 4.1.

$$L_{eje\ d} = 2 * (B_r + 2t)$$

Donde: (4.4)

$$t = 1.5 * \frac{e}{1000} \quad (4.5)$$

Utilizando como referencia la dimensión rodete, como se selecciona el número de álabes del rodete, el diámetro del eje del álabe directriz, se calcula las dimensiones preliminares, donde:

t = Espesor de los discos separadores o discos de unión de álabes, m.

e = Espesor del álabe del rodete, mm.

$L_{eje\ d}$ = Longitud aproximada de eje del álabe directriz, m.

B_r = Ancho del rodete, m.

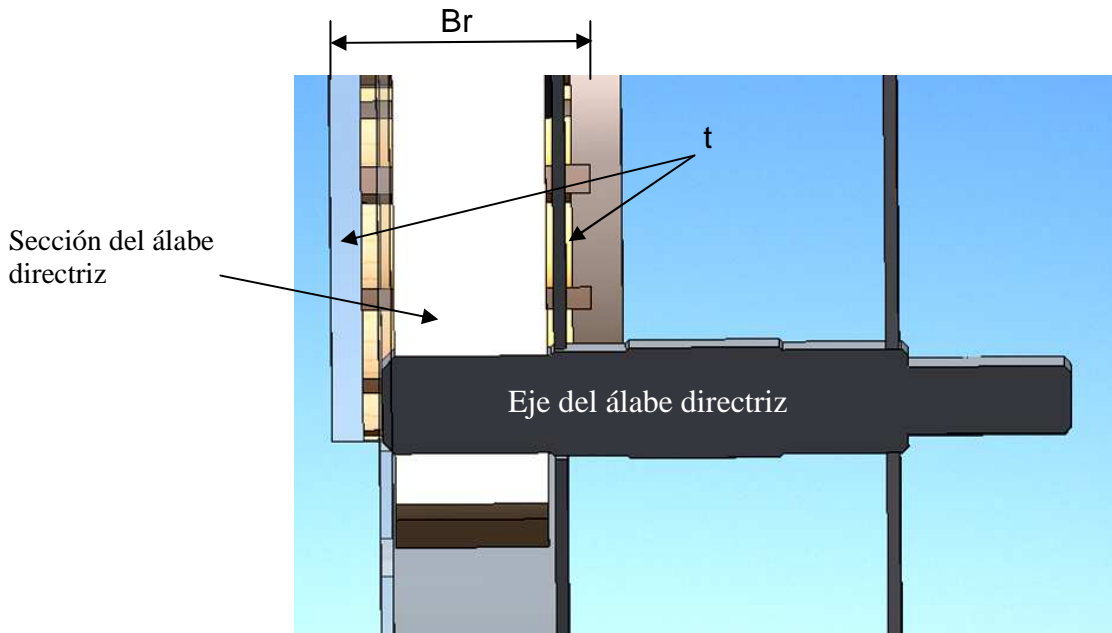


Fig. 4. 1. Longitud eje álabe directriz.

4.2.3. ÁLABE DIRECTRIZ.

Para el diseño de éste elemento importante de la turbina, se ha considerado la recomendación por OLADE [1], con las dimensiones mostradas en la Fig. 3.3 y en la Tabla 3.1.

Con las dimensiones – que dependen del diámetro del rodete – se trata de obtener una figura aerodinámica con el objeto de mermar las pérdidas por el choque que produce el chorro de agua. [3]. La sección más crítica en el diseño del álabe directriz es la punta cónica recta que apoya sobre el rodete cuando está operando a plena carga.

La otra sección crítica del álabe directriz es la parte inferior que cuando está cerrado toca en la caja de admisión. En las partes indicadas cuando el sistema está en posición de cierre tienen que hacer contacto con el inyector y la caja de admisión en la parte inferior, respectivamente; así de esta forma no hay posibilidades de que el agua pase al sistema de la turbina. [1]

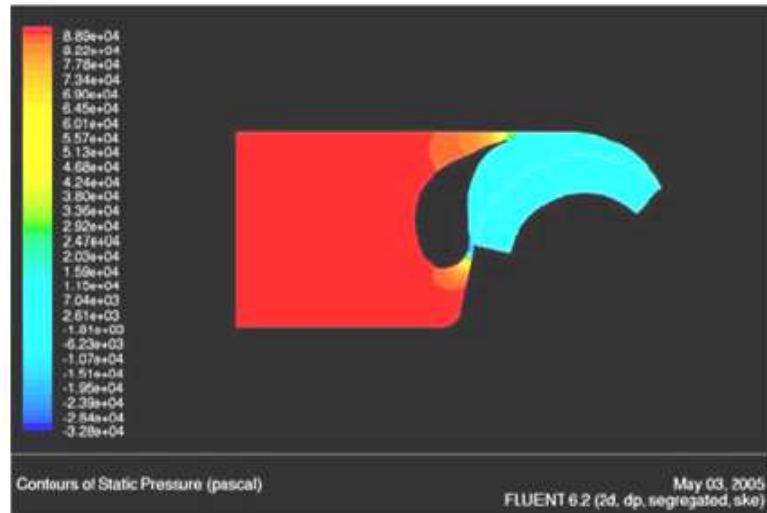


Fig. 4. 2. Campos de presión en el inyector por álabe. [15]

Éste álabe directriz se puede fabricar en acero inoxidable o en bronce aluminio dándole la geometría requerida por medio de fundición o trabajado por fresadora copiadora pantógrafo. Su acabado debe ser pulido brillante. Anexo, T.II.

4.2.4. PLANCHA DEL INYECTOR.

Para el análisis de la fuerza total sobre la plancha del inyector, se debe analizar la sección de entrada de éste, donde actúa la fuerza de presión del agua, esta fuerza puede darse como: [10]

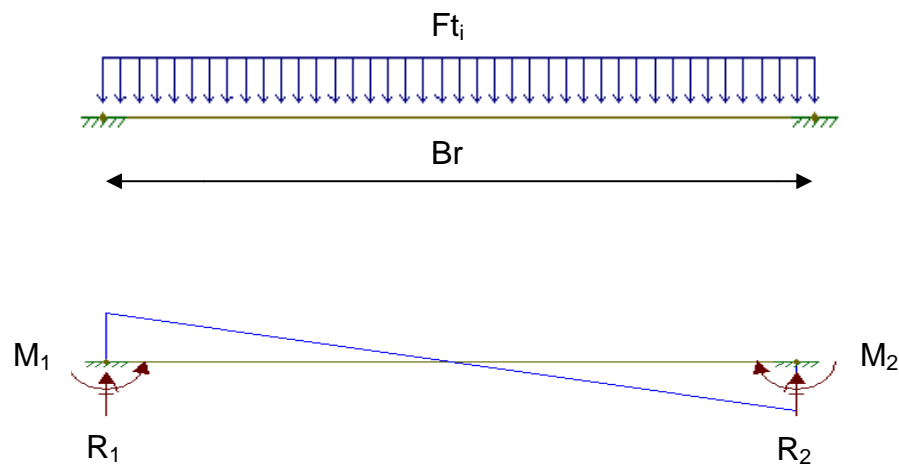




Fig. 4. 3. Cargas sobre la plancha del inyector.

$$F_{ti} = 390 * D_e * H_{max} * B_r \quad [\text{Kgf.}] \quad (4.6)$$

Donde:

B_r = Ancho del rodete, m.

H_{max} = Altura neta, m.

D_e = Diámetro del rodete, m.

El momento máximo sobre la plancha del inyector será: [10]

$$M_i = \frac{F_{ti} * B_r}{12} \quad (4.7)$$

El esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector: Fig. 4.2

$$G_i = \frac{M_i}{W_i} \quad (4.8)$$

Donde:

$$W_i = \frac{0.39 * e_i^2 * D_e}{6} \quad (4.9)$$

En el cual:

e_i = Espesor de la plancha del inyector, m.

D_e = Diámetro del rodete, m.

Para la comprobación del espesor de la plancha del inyector, deberá cumplirse que el esfuerzo máximo en el inyector tiene que ser menor que el esfuerzo de fluencia del material dividido por dos (2); de no ser así, se tendrá que asumirse un espesor mayor para la plancha.

$$G_i \leq \frac{G_f}{2} \quad (4.10)$$

4.3. DISEÑO Y CÁLCULO DEL RODETE.

Para el rodete se puede considerar su fabricación en base a plancha de acero inoxidable con cubos de eje de acero estructural, evitando su contacto con el agua para disminuir los efectos de la corrosión. Actualmente la fabricación del rodete se lo hace en fundición en una sola pieza. Además los elementos principales de la turbina se lo hacen con mismo material por efecto de mantenimiento y por factor vida útil.

4.3.1. ÁLABES DEL RODETE.

Existen varias alternativas de fijar los álabes al disco, una opción es fresar en el disco el perfil del álabe, para luego montarlo y generar una soldadura exterior, dándole un mejor acabado al rodete. Otra opción sería de producirlos en una sola pieza de fundición.

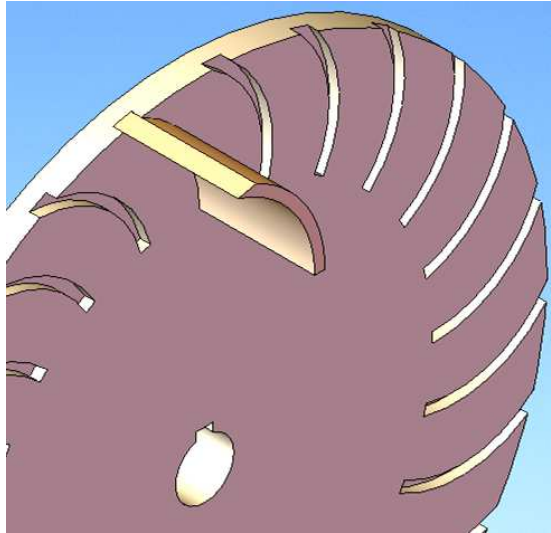


Fig. 4. 4. Unión de álabes al rodete.

4.3.2. NÚMERO DE ÁLABES DEL RODETE.

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal. Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja. [a]

El número de álabes está en función del diámetro del rodete, es así que se tiene el número óptimo de álabes del rodete: [7]

Tabla 4.2. Número de álabes del rodete, turbina Michell Banki [7]

D_e [mm]	Z
200	22
300	24
400	26
500	28
600	30

Sin embargo otros autores expresan que el número de los álabes del rodete también se expresa en función del diámetro del rodete (D_e) y del diámetro del eje que lo atraviesa (d), entonces se tiene eventualmente lo siguiente:

Tabla 4.3. Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones. [a]

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	nh
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0.66	4.25	26	80.6
VIGM, 1986, CCCP	0.63	3	24	78
GANZ, 1984, HUNGRÍA	0.66	1	30	75
ALABAMA, 1983, USA	0.66	0.25	20	75
RESITA, 1983, RUMANIA	0.66	1.28	24	73
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0.54	0.81	24	71.3
OREGON, 1949, USA	0.66	1.09	20	68
VDI, 1981, ETIOPIA	0.67	3.26	36	66
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0.62	1.87	27	60.6
ODTU, 1985, ANKARA, TURKÍA	0.83	1.44	30	85.5

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la Tabla 4.3. se transcriben los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura.

El espesor de los álabes por lo general se asume y posteriormente se realizan verificaciones de esfuerzo. En la aplicación desarrolla en el presente trabajo esta verificación se la muestra mediante mensajes de sugerencias para poder variar los parámetros en el caso que no satisfaga con los requerimientos de diseño. Considerándola como una viga empotrada en sus extremos – por efecto de la soldadura – y cargada uniformemente.

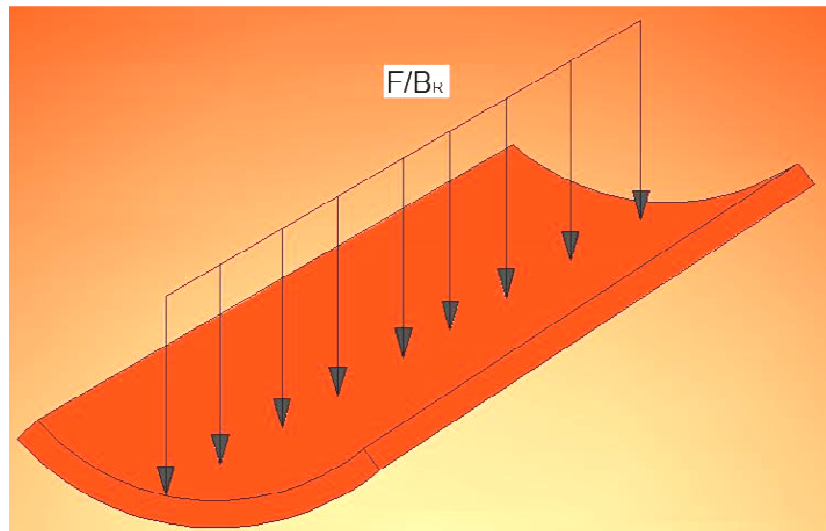


Fig. 4. 5. Fuerzas actuantes sobre el álabe del rodete. [1]

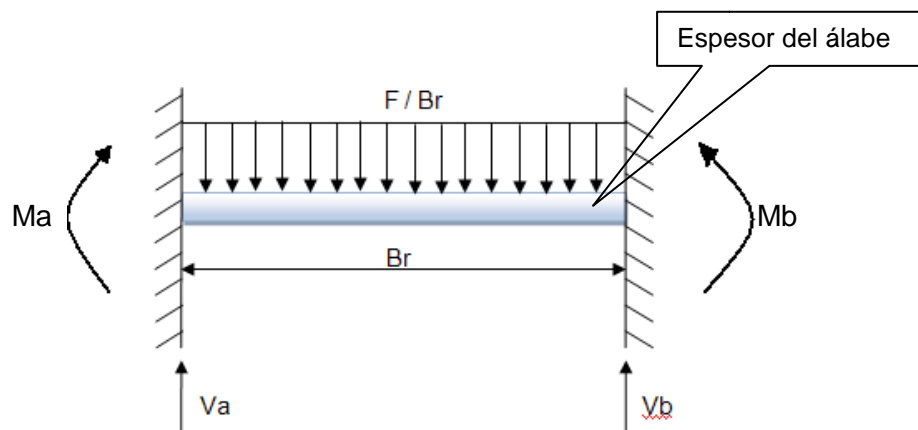


Fig. 4. 6. DCL del álabe.

4.3.3. CÁLCULOS DEL ÁLABE.

La fuerza que actúa sobre cada uno de ellos, suponiendo el caso desfavorable, que se presenta cuando el rodete por algún motivo es frenado y la turbina se encuentra con apertura, se expresa así: [1]

$$F = \frac{Q * C2 * \text{Cos } \theta'}{g0 * Ko * Z} \quad (4.11)$$

Donde:

F = Componente Y, de la fuerza del agua sobre cada álabe en Kg. Fig. 4.5.

Q = Caudal máximo que fluye por el inyector, en m^3/seg .

C_2 = Velocidad del agua a la salida del inyector, en m/seg .

Z = Número de álabes.

g_0 = Constante igual a $9.81 \text{ Kgm} * m/\text{Kgf} * \text{seg}^2$.

K_0 = Factor de porcentaje de admisión.

Para fines prácticos y en los casos donde el rodete posea una geometría igual al presente trabajo, entonces:

(4.12)

$$F = 46.5 * Q * \sqrt{H}$$

$$\Theta' = \alpha_2 + \Theta_0 \quad (4.13)$$

$$\theta_0 = \text{ArcSen} \frac{re^2 + r_3^2 - ri^2}{2 * re * 2 * r_3} \quad (4.14)$$

En donde:

$$r_3 = 2 * r * \text{Sen} \left(\frac{\phi}{2} \right) \quad (4.15)$$

$$re = \frac{De}{2} \quad (4.16)$$

$$ri = \frac{Di}{2} \quad (4.17)$$

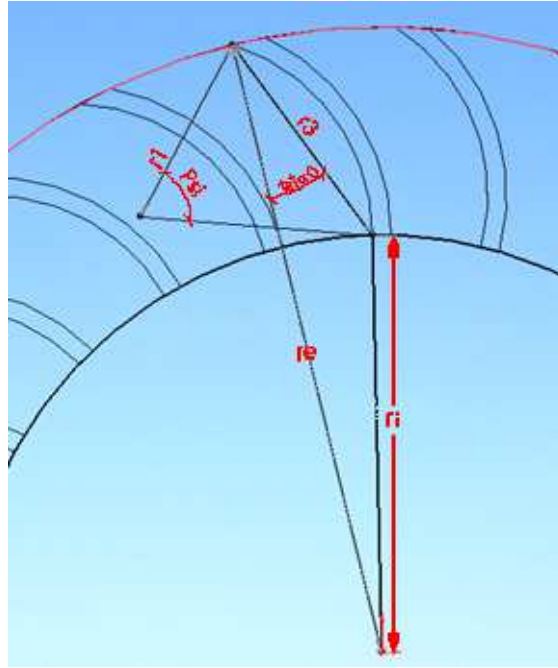


Fig. 4. 7. Ángulos en álabe.

El radio de giro del álabe se obtiene mediante:

$$c = r + e - (1000 * C_g) \quad [\text{mm}] \quad (4.18)$$

Siendo, C_g , es el centro de gravedad del rodete que se determina con la ecuación:

$$C_g = \frac{120 * |(r + e)^3 - r^3| * (\text{Cos}\theta_1 - \text{Cos}\theta_2)}{\varnothing * \pi * |(r + e)^2 - r^2|} \quad (4.19)$$

Donde:

e = Espesor de los álabes, m.

r = Radio de curvatura de los álabes, m.

$$\theta_1 = \frac{180 - \varnothing}{2} \quad (4.20)$$

$$\theta_2 = \varnothing + \theta_1 \quad (4.21)$$

\varnothing = Ángulo de curvatura del álabe.

El momento de inercia I_{gx} del álabe está hallado por:

$$I_{gx} = [(r + e)^4 - r^4] * \left| \emptyset - \frac{\text{Sen } 2\theta_2 - \text{Sen } 2\theta_1}{2} \right| \quad (4.22)$$

En este caso, \emptyset se expresa en radianes, e I_{gx} sale en mm^4 .

El área de la sección del álabe se determina por: [9]

$$A = 0.008727 * 73^\circ * \left[\left(\frac{D_e}{2} \right)^2 - \left(\frac{0.66 * D_e}{2} \right)^2 \right] \quad \text{m}^2 \quad (4.23)$$

El peso de los álaves sería entonces: [Kgf].

$$W_{T\acute{a}labe} = \frac{0.08989 * D_e^2 * B_r * Z * \rho_B}{1000^2} \quad (4.24)$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior del rodete, mm.

B_r = Ancho del rodete, m.

ρ_B = Peso específico del material de fabricación de los álaves, Kgf/m^3 .

Z = Número total de álaves presentes en el rodete.

La fuerza centrífuga que actúa sobre los álaves, se determina según algunos autores: [7]

$$F_{centrífuga} = \frac{[W_{T\acute{a}labe} * N_{radianes}^2 * (D_e + D_i)]}{Z * 1000 * 9.8} \quad (4.25)$$

Donde $N_{radianes}$, es la velocidad óptima de giro de la turbina en RPM., convertida a radianes,

D_e y D_i , son los diámetros externos e internos respectivamente del rodete, mm.

Otros autores, expresan esta velocidad como: [10]

$$F_{centrífuga} = \frac{0.895 * P_a * H_{max}}{D_e} \quad (4.26)$$

Donde:

P_a = Peso de un (1) álabe, Kgf

H_{max} = Altura neta, m.

D_e = Diámetro del rodete, m.

La fuerza tangencial del rodete en Kg, es:

$$F_R = \frac{1948 * P_t}{N * D_e} \quad (4.27)$$

Siendo:

P_t = Potencia al freno de la turbina, Kw.

N = Revoluciones óptimas de la turbina, RPM.

D_e = Diámetro exterior del rodete, m.

El momento flector que se presenta sobre el álabe se determina mediante: [10]

$$M_{\text{álaves}} = \frac{B_r * F_R}{12} \quad (4.28)$$

El valor del esfuerzo a flexión del álabe se desenvuelve mediante: Kgf/m^2 .

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{\text{álaves}} * 6 * 10^6}{B_r * e^2} \quad (4.29)$$

Siendo, e en mm. [7]

La seguridad que puede brindar tanto los álabes de una turbina Michell Banki así como su demás elementos posee gran importancia por factores tales como: funcionales, económicos; los álabes de esta turbinas como se dijo anteriormente sufren poco daño por efecto de erosión y/o cavitación; sin embargo, es necesario trabajar con grados aceptables de seguridad:

$$\eta_{\text{álabe}} = \frac{S_{yB}}{\sigma_{flex}} \quad (4.30)$$

S_{yB} = Esfuerzo a fluencia del material de construcción de los álabes y/o turbina.

Anexo, T.I.

En este chequeo de esfuerzos se debe cumplir que el esfuerzo máximo resultante en el álabe debe poseer un valor inferior al 66% del esfuerzo de fluencia S_y , del material seleccionado para el álabe. [1]

El cubo del rodete se diseña en base al diámetro del eje, recomendando un diámetro exterior aproximadamente igual de 1.5 a 2 veces el diámetro del eje. Los canales chaveteras que se tallan en él, se deben dimensionar considerando chavetas estándares, cuyo ancho sea aproximadamente la cuarta parte del diámetro del eje, y que su longitud tenga un valor de 1.2 a 1.3 veces el diámetro del eje. [1]

$$D_{cubo} = 1.5 * d_{eje1} \quad (4.31)$$

Donde d_{eje1} corresponde al primer valor tentativo del diámetro del eje correspondiente a la ecuación (2.37), discurriendo que este valor no tendrá mucha variación con los cálculos del diseño del eje estáticamente y dinámicamente.

Para facilitar el montaje del rodete en el eje se debe diseñar el diámetro interior de uno de los cubos ligeramente mayor que el otro, lo cual hace necesario diseñar el eje con diámetros escalonados.

4.4. CÁLCULO Y DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL.

El diseño de la turbina se realiza considerando, que la turbina transmitirá su potencia al generador por intermedio de un acoplamiento o un sistema de transmisión por bandas o

engranajes. Con este criterio se tiene un diagrama propio de fuerzas y momentos, que se muestra en la Fig. 4.8.

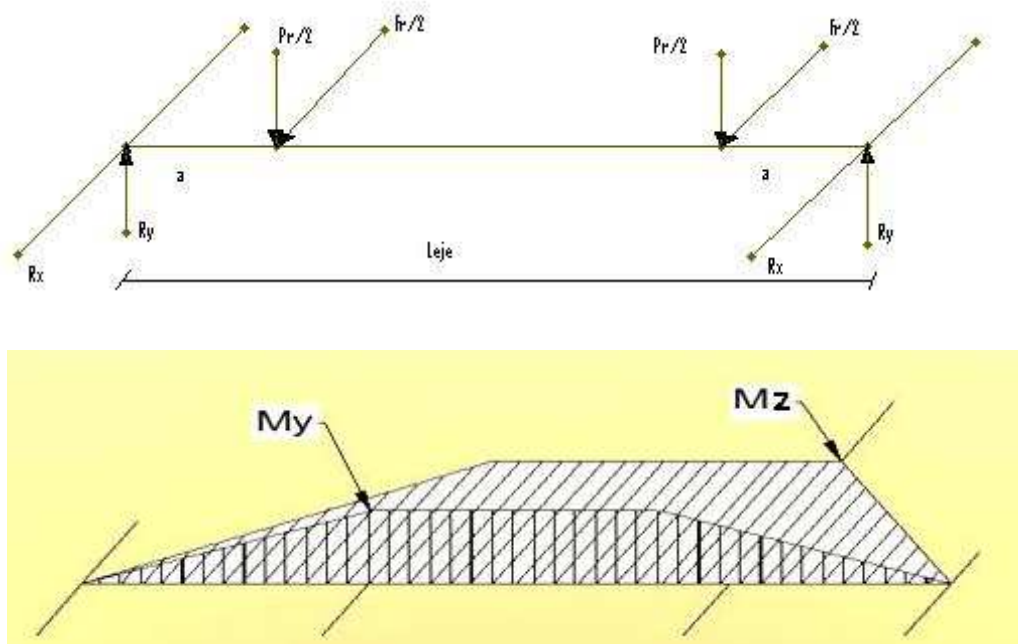


Fig. 4. 8. Diagrama de fuerzas y momentos en el eje de la turbina Michell Banki. [1]

El cálculo mecánico del eje se realiza utilizando una serie de procedimientos para poder definir cada uno de los parámetros que se encuentran sobre éste y así poder realizarlo de la manera más fiable posible.

4.4.1. DISCOS DE UNIÓN DE ÁLABES.

Son los discos en los cuales están fijados los álabes que componen el rodete.

El volumen de los 2 (dos) discos se determina:

$$V_{ds} = \pi * D_g^2 * t * 2 * 10^{-6} \quad (4.32)$$

Donde:

V_{ds} = Volumen de los discos separadores, m^3 .

D_e = Diámetro exterior del rodete, mm.

t = Espesor de los discos, mm (3 – 5).

El peso de los discos entonces sería:

$$W_{ds} = V_{ds} * \rho_B \quad (4.33)$$

Donde ρ_B es el peso específico del material que se le designa, Kgf / m^3 .

El peso total del rodete, será entonces:

$$W_{Trodete} = W_{ds} + W_{Tálabe} \quad (4.34)$$

La fuerza resultante que se aplica en el eje, es entonces:

$$F_{RESULTANTE} = \sqrt{F_r^2 + W_{TRODETE}^2} \quad (4.35)$$

4.4.2. TORQUE DE ACCIONAMIENTO.

Con el fin de realizar un diseño preliminar sobre el diámetro del eje, es necesario encontrar parámetros que están relacionados directamente a su diseño, es decir; cualquier elemento que se apoye sobre éste.

El torque máximo de accionamiento del rodete, se tiene entonces: [1]

$$T_{max} = 974 * \frac{P_t}{N} \quad ; \text{ Kgf. m} \quad (4.36)$$

Donde: P_t en Kw y N en RPM.

Posteriormente, es necesario conocer la distancia correspondiente desde el rodete hacia las chumaceras (a); el valor puede variar dependiendo de las condiciones y/o seguridad que se desee dar al sistema, sin embargo un valor acertado sería el 80% del ancho del rodete (B_r), es decir:

$$a = 0.8 * B_r \quad (4.37)$$

El diámetro mínimo del eje se realiza según el cálculo mecánico ASME, por lo tanto: [1]

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 0.2 * S_{ye}} \sqrt{(K_m * M_{max})^2 + (K_t * T_{max})^2} \quad ; m \quad (4.38)$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo que se presenta en el eje en Kg-m y se da por:

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (4.39)$$

Siendo:

$$M_x = F_r * \frac{a}{2} \quad (4.40)$$

$$M_y = W_{TRODETE} * \frac{a}{2} \quad (4.41)$$

En el cual:

$W_{TRODETE}$ = Peso total del rodete, Kgf

F_r = Fuerza tangencial, Kgf (4.27)

K_m = Factor del momento flector para carga estable, estimada en 1.5.

K_t = Valor del momento torsor para carga estable, estimada en 1 (uno).

S_{ye} = Esfuerzo a fluencia del material que se designe para el diseño del eje. Anexo, T.I.

4.4.3. DISEÑO DE CHAVETAS.

$$L_a = \frac{4 * F_R * \eta_{chav}}{0.577 * S_{ychav} * d} \quad ; m \quad (4.42)$$

Donde:

L_a = Corresponde a la longitud mínima para que no falle a corte la chaveta.

η_{chav} = Corresponde al coeficiente de seguridad que tiene la chaveta, es bueno un valor de 3.

Sy_{chav} = Corresponde al esfuerzo de fluencia del material que se diseñe la chaveta, Kg/m².

t = Espesor de los discos, mm (3 – 5).

Entonces:

$$L_{TCH} = (L_a + t) * 1000 \quad ; \text{ mm.} \quad (4.43)$$

Siendo L_{TCH} , la longitud total del chavetero.

El ancho de la chaveta a corte se lo toma como la cuarta parte del diámetro del eje, sin embargo se seleccionará la medida estandarizadas más próxima. [mm] [7]

$$A_{CH} = \left[\frac{d}{4} \right] * 1000 \quad (4.44)$$

Por aplastamiento a la chaveta:

$$L_{CH_aplast} = \frac{F_R * 3 * 4 * 1000}{Sy_{CH} * A_{CH}} \quad (4.45)$$

Para el cálculo del chavetero a aplastamiento, se tiene:

$$L_{CH_aplast} = \frac{F_R * 3 * 8 * 1000}{Sy_{rodete} * d} \quad (4.46)$$

Siendo:

Sy_{rodete} = Corresponde al esfuerzo de fluencia del material que se diseñe el rodete, Kg/m².

El valor real de la longitud de la chaveta será aquel mayor de ellos.

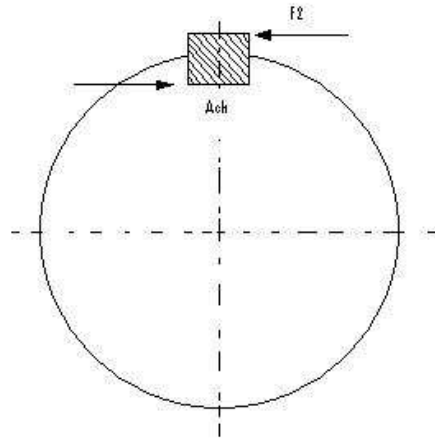


Fig. 4. 9. Chaveta cuadrada.

El peso de todo el conjunto que se apoya en el eje, será entonces:

$$W_{\text{Todo}} = \frac{\pi}{2} * (D_{\text{cubo}}^2 - d^2) * L_a * \rho_B + W_{\text{Trodete}} \quad ; \text{Kgf} \quad (4.48)$$

4.4.4. LONGITUD DEL EJE.

La longitud del eje se determina considerando el espesor de los discos separadores, L_a , y el ancho del rodete; considerando un factor de ampliación de 1.3 que puede variar dependiendo del espacio físico o del tipo de acople que se hará con el generador:

$$L_{\text{eje}} = 1.3 * (B_r + 2t + 3L_a) \quad ; \text{m} \quad (4.49)$$

4.4.5. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE.

Según Von Misses, el diámetro del eje, para el diseño estático será entonces: [5]

$$d_{\text{eje2}} = \left[\frac{32 * \eta_{\text{eje}}}{\pi * S_{yE}} \left(M_{\text{max}}^2 + 3 \frac{T_{\text{max}}^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} * 1000 \quad ; \text{mm} \quad (4.50)$$

4.4.6. DISEÑO DINÁMICO DEL EJE.

Por tratarse de un elemento de mucha importancia, el eje es sometido a trabajo bajo fatiga. La falla por fatiga comienza con pequeñas grietas, y ésta es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista y es bastante difícil de localizarla por simple inspección [5]. He la necesidad de poder diseñar el eje de la turbina bajo éste procedimiento en vista que debe ser el último elemento a fallar.

Marín, ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga, [5]. Entre los que se tomará en cuenta está el factor por acabado superficial (K_a), porque es muy importante tener un buen acabado de superficies cuando existe la posibilidad de falla por fatiga. Un valor a tomarse en cuenta por el tipo de acabado que se practica en la elaboración de ejes que es el maquinado, será entonces:

$$K_a = 0.65 \quad (4.51)$$

Entre los factores que modifican el límite de elasticidad se encuentra también el factor por efecto del tamaño (K_b), dado por:

$$K_b = 1.189 * (d_{eje2})^{-0.097} \quad (4.52)$$

Donde d_{eje2} está dado en mm.

La confiabilidad que se dé al diseño será del 99%, lo que corresponde un factor por confiabilidad (K_c): [5]

$$K_c = 0.814 \quad (4.53)$$

Por efectos de temperatura al ambiente (K_d), será entonces:

$$K_d = 1 \quad (4.54)$$

Finalmente el límite de fatiga se expresa:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * 0.5 * S_{ye} \quad (4.55)$$

El diámetro del eje, según el diseño dinámico será entonces: [m]

$$d'_{eje2} = \left[\frac{32 * \eta_{eje}}{\pi} \left(\left(\frac{M_{max}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_{max}}{S_{ye}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.56)$$

Para definir el escalamiento de los diámetros en el eje se debe considerar las dimensiones de los rodamientos, la de los retenes estándares que se encuentren en el mercado. [1]

4.4.7. CÁLCULO DE LA FLECHA DEL EJE A FLEXIÓN.

El eje es un elemento que trabaja - como se ha dicho antes – a grandes velocidades y está sometido a grandes cargas por tratarse de un eje para una turbina, dada tal razón que según las especificaciones con el que se esté diseñando dicho elemento no puede pasar de un límite de flexión para que no se produzca su falla. Por tal motivo se calcula la flecha máxima que puede poseer para evitar su flexión. La expresión está dada por:

$$\delta_{fe} = \frac{F_{RESULTANTE} * a^2 * (3L_{eje} + 2a)}{6 * E_{eje} * I_x} \quad (4.57)$$

$$I_x = \frac{\pi * d'_{eje2}^4}{64}$$

Donde: (4.58)

δ_{fe} = Flecha máxima para que no falle el eje de la turbina, m.

$F_{RESULTANTE}$ = Fuerza resultante que actúa sobre el eje (4.35), Kgf.

L_{eje} = Longitud del eje, m.

E_{eje} = Módulo de Young del material que se diseña el eje. Kgf / m².

d'_{eje2} = Diámetro del eje, (diseño dinámico), m.

a = Distancia correspondiente desde el rodete hacia las chumaceras (4.36).

Para que esté hecho un buen diseño, se debe cumplir que la flecha máxima debe ser menor a la flecha permisible. [5]

$$\delta_{fe} < \frac{L_{eje}}{500} \quad (4.59)$$

Donde L_{eje} en mm., de lo contrario se tendrá que mejorar el material seleccionado para el eje.

El peso del eje de la turbina, se lo determina por la expresión:

$$W_{eje} = \rho_e * \frac{\pi}{4} (d'_{eje2})^2 * L_{eje} \quad (4.60)$$

Donde:

W_{eje} = Peso del eje, Kgf.

ρ_e = Peso específico del material de diseño del eje.

4.4.7.1. FLECHA PRODUCIDA POR EL PROPIO PESO DEL EJE.

Se calcula a partir de: [5]

$$\delta_2 = \frac{5 * W_{eje} (L_{eje})^3 * 64}{384 * E_{eje} * \pi * (d'_{eje2})^4} \quad (4.61)$$

Donde: δ_2 es la flecha producida por el propio peso del eje, m.

4.4.8. VELOCIDAD CRÍTICA.

Determinado el diámetro del eje d'_{eje2} , sería recomendable realizar un chequeo del mismo considerando la velocidad crítica del eje, la cual debe ser superior a la velocidad de embalamiento. [1]

La velocidad crítica de la turbina, en RPM, está dada por:

$$N_{critica} = \frac{29.88}{\sqrt{\delta_{fe}}} \quad (4.62)$$

4.4.9. VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO.

La velocidad de embalamiento tiene un valor para el caso de Turbina Michell Banki de 1.8 veces la velocidad nominal de la turbina. [1]

$$N_{emb} = 1.8 * N \quad (4.63)$$

Donde:

N = Velocidad óptima de giro de la turbina, RPM.

4.5. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS.

En toda máquina rotativa es necesaria la selección de rodamientos, que son los entes principales donde descansa el eje para su funcionamiento, para la selección de los rodamientos y/o chumaceras es necesario tener en cuenta enfoques estáticos y dinámicos, considerando factores de horas de trabajo del sistema, número de revoluciones del mismo. Su criterio de diseño es la capacidad de carga.

4.5.1. ENFOQUE ESTÁTICO.

Bajo la sollicitación de carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

El factor de esfuerzos estáticos f_s , se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor f_s mayor. Si las

exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños, en general se pueden conseguir esos valores: [11]

$f_s = 1.5 \dots\dots 2.5$ para exigencias elevadas.

$f_s = 1.0 \dots\dots 1.5$ para exigencias normales.

$f_s = 0.7 \dots\dots 1.0$ para exigencias reducidas.

La carga estática equivalente es: [kN]

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad (4.64)$$

Donde:

X_o = Factor radial.

Y_o = Factor axial.

F_r = Carga radial [kN].

F_a = Carga axial [kN].

Según muestra la Fig. 4.8, se tiene que no hay presencia de carga axial en la turbina Michell Banki, sin embargo en la decisión de elección de rodamientos podría considerarse. La carga radial es: Kgf.

$$F_r = \frac{F_{RESULTANTE}}{2} \quad (4.65)$$

Entonces con $X_o = 1$, se tiene la carga estática equivalente: [kN].

$$P_o = \frac{F_{RESULTANTE}}{2} * 9.8 \quad (4.66)$$

Entonces la capacidad de carga estática requerida será: [11]

$$C_{o_req} = F_s * P_o \quad (4.67)$$

4.5.2. ENFOQUE DINÁMICO.

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas.

La carga dinámica equivalente es: [kN]

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (4.68)$$

Donde:

X = Factor radial.

Y = Factor axial.

F_r = Carga radial [kN].

F_a = Carga axial [kN].

Comparando con el enfoque dinámico, se tiene la misma razón de no existir carga axial.

En el caso de la capacidad dinámica requerida, se tiene:

$$C_{req} = \frac{F_L * P_o}{F_n} \quad (4.69)$$

Donde:

F_L = Factor de esfuerzos dinámicos, depende del número de horas que va a estar trabajando el sistema, en este caso de la turbina. Su valor está tabulado para rodamientos de bolas y de rodillos. Anexos T3.

F_n = Factor de velocidad, depende del número de revoluciones de giro del eje, que para nuestro caso es el número óptimo de revoluciones de la turbina. Su valor está tabulado para rodamientos de bolas y de rodillos. Anexos T4.

El criterio de diseño que se debe tener en la selección de rodamientos y/o chumaceras tanto para la capacidad de carga estática requerida como para la capacidad de carga dinámica requerida, es que tienen que ser menores a la del rodamiento que se selecciona. Es decir:

$$C_{oRodamiento} > C_{o_req} \quad y \quad C_{Rodamiento} > C_{req} \quad (4.70)$$

Como dato adicional, no hay que dejar de lado que al seleccionar el rodamiento se debe tomar en cuenta el diámetro del eje al diseño dinámico. De no existir el rodamiento preciso, entonces utilizar accesorios de los fabricantes.

CAPÍTULO V

5. ELABORACIÓN DEL SOFTWARE *microLORF* v1.0

“SISTEMA DE PRE FACTIBILIDAD Y SOPORTE DE PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS”

5.1. INTRODUCCIÓN.

El presente capítulo tiene como objetivo mostrar una perspectiva clara del sistema propuesto, de las metas y objetivos que cumple en base a la problemática actual.

Éste capítulo hace énfasis en el análisis los escenarios problemáticos actuales del país tales como cortes de energía por falta de generación hidroeléctrica en otras cuencas hidrográficas, falta de inversión para proyectos hidroeléctricos, importación de energía a Colombia y Perú, la contaminación que producen las termogeneradoras y los gastos que representan; entre otras, los métodos de cálculos empleados, el paradigma de programación seleccionado, las metas de diseño, la arquitectura del sistema; entre otros.

5.2. PRESENTACIÓN DEL SISTEMA.

5.2.1. ANÁLISIS DE LA PROBLEMÁTICA. [d]

La política del Gobierno ecuatoriano en este sector es la de garantizar el abastecimiento permanente de la energía eléctrica, en las mejores condiciones de calidad y a los menores

costos posibles de producción y tarifa, promoviendo el desarrollo de la hidroelectricidad, la energía renovable y la eficiencia energética.

El sector eléctrico ecuatoriano comprende la generación, distribución, transporte y consumo, de energía eléctrica. El subsector de generación eléctrica, con tecnologías limpias como es la generación hidroeléctrica, es muy importante en Ecuador.

Según el Consejo Nacional de Electrificación en su publicación sobre las Estadísticas 2008, el suministro de hidroelectricidad ha crecido en Ecuador, en promedio en 6,9% en los últimos cinco años. Este crecimiento, si bien es superior al de la economía en su conjunto 4,5% en el mismo período, está por debajo del verdadero potencial que tiene el país, si se realizan las inversiones necesarias y se aprovecha su potencial hídrico.

El total generado en Ecuador hasta el 2008 aproximadamente, se muestra en la figura 5.1.

ENERGÍA TOTAL PRODUCIDA E IMPORTADA																
AÑO	Hidráulica		Térmica				Eólica		Solar		Interconexión		Total			
	GWh	Var	MCI		Turbogas		Turbovapor		GWh	Var	GWh	Var	GWh	Var		
			GWh	Var	GWh	Var	GWh	Var								
2008	11.293,33	24,96%	3.460,45	9,13%	1.355,90	-42,51%	2.496,13	-9,84%	2,68	178,80%	0,03	46,94%	500,16	-41,90%	19.108,69	5,01%
2007	9.037,66	26,76%	3.170,89	56,90%	2.358,48	-11,48%	2.768,86	-7,68%	0,96	.	0,02	22,06%	860,87	-45,18%	18.197,52	11,07%
2006	7.129,49	3,59%	2.020,99	50,16%	2.664,48	17,39%	2.999,06	3,21%	.	.	0,01	20,10%	1.570,47	-8,88%	16.384,50	8,31%
2005	6.882,64	-7,14%	1.345,93	8,39%	2.269,72	40,04%	2.905,72	25,76%	.	.	0,01	.	1.723,45	4,98%	15.127,47	6,33%
2004	7.411,70	3,22%	1.241,75	166,67%	1.620,78	13,89%	2.310,62	-6,71%	1.641,61	46,62%	14.226,46	12,32%
2003	7.180,42	-4,57%	465,65	-8,75%	1.423,15	-4,99%	2.476,91	5,17%	1.119,61	1888,62%	12.665,74	6,04%
2002	7.524,26	6,42%	510,29	-3,16%	1.497,82	20,16%	2.355,19	6,78%	56,30	153,24%	11.943,86	7,87%
2001	7.070,65	-7,10%	526,92	61,53%	1.246,56	-17,58%	2.205,67	89,72%	22,23	.	11.072,03	4,33%
2000	7.611,23	6,05%	326,21	18,40%	1.512,42	186,90%	1.162,58	-50,08%	-100,00%	10.612,44	2,72%
1999	7.176,73	10,31%	275,52	-22,87%	527,16	-69,54%	2.328,71	1,41%	23,76	.	10.331,88	-5,13%
1998	6.506,10	-0,43%	357,20	-13,67%	1.730,62	35,24%	2.296,44	7,60%	10.890,35	5,10%
1997	6.534,18	3,01%	413,78	17,68%	1.279,63	40,56%	2.134,16	23,04%	10.361,75	10,94%
1996	6.343,42	22,92%	351,61	-36,45%	910,37	23,09%	1.734,50	-12,18%	9.339,90	10,81%
1995	5.160,55	-21,40%	553,30	348,76%	739,61	305,76%	1.975,14	55,14%	8.428,60	3,49%
1994	6.565,28	13,00%	123,30	20,62%	182,28	19,43%	1.273,14	-5,44%	8.144,00	9,89%
1993	5.810,14	16,82%	102,22	-40,81%	152,62	-50,78%	1.346,33	-22,61%	7.411,30	2,99%
1992	4.973,58	-2,02%	172,69	47,72%	310,07	293,59%	1.739,68	2,16%	7.196,03	3,18%
1991	5.075,92	.	116,91	.	78,78	24,07%	1.702,95	6.974,46	0,00%



Fig. 5.1. Energía producida e importada (GWh) en Ecuador

Existe, para la importación de energía desde Colombia y Perú, un sistema de interconexión; con Colombia, se realiza a través de las líneas de transmisión Tulcán - Ipiales a 138 kV y Pomasqui - Jamondino a 230 kV. La interconexión con Perú se realiza mediante la línea de transmisión Machala-Zorritos, de acuerdo a la información publicada por la Empresa de Transmisión de Energía- TRANSELECTRIC.

En el año 2008 el total de centrales de generación sumaron 211, de las cuales 88 están conectadas al Sistema Nacional Interconectado (SNI) y 123 se encuentran aisladas y corresponden a empresas auto generadoras. Un objetivo prioritario del Gobierno Nacional es cambiar la matriz de generación energética del Ecuador. Los proyectos hidroeléctricos potenciales reemplazarían la importación de electricidad realizada desde Colombia, y la

generación que se obtiene por medios termoeléctricos que son costosos y generan alto impacto ambiental, como se establece por parte del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable – MEER, en la publicación de la Matriz Energética.

La capacidad energética nominal instalada del País (2008) es 5000 MV y la capacidad energética efectiva es 4354 MV, con la siguiente composición: hidráulica 2030.68 MV (46.62%); térmica 2082.72 MV (47.81%), e importación 240 MV (5.51%). El precio medio total por la venta de energía generada en el Mercado Eléctrico Mayorista (MEM) es de USD 4,87 centavo/kWh, al 2008; mientras, el costo de energía para distribución es de 8,53 centavo/kWh.

Capacidad Instalada en Centrales Eléctricas (MW)								
Años	Hidráulica	Térmica Turbogas	Térmica MCI	Térmica Turbovapor	Eólica	Solar	Interconexión	Total
2008	2.056	807	1.138	553	2,40	0,02	650	5.206
2007	2.057	807	1.102	520	2,40	0,02	400	4.889
2006	1.801	807	969	520			400	4.498
2005	1.764	807	644	511			400	4.126
2004	1.746	807	500	481			290	3.824
2003	1.746	807	469	446			290	3.758
2002	1.746	831	398	476			40	3.491
2001	1.715	695	346	476			40	3.272
2000	1.707	845	346	476			40	3.414
1999	1.707	845	346	476			40	3.414
1998	1.526	726	494	598				3.344
1997	1.507	770	137	712				3.126
1996	1.504	509	151	575				2.739
1995	1.504	315	253	478				2.550
1994	1.496	315	276	478				2.565
1993	1.487	207	275	478				2.447
1992	1.486	207	276	478				2.447
1990	911	162	318	478				1.869
1985	751	210	383	480				1.824
1980	226	174	361	321				1.082
1975	140	77	162	129				508
1970	106	14	60	112				292

MCI=Motor de Combustión Interna

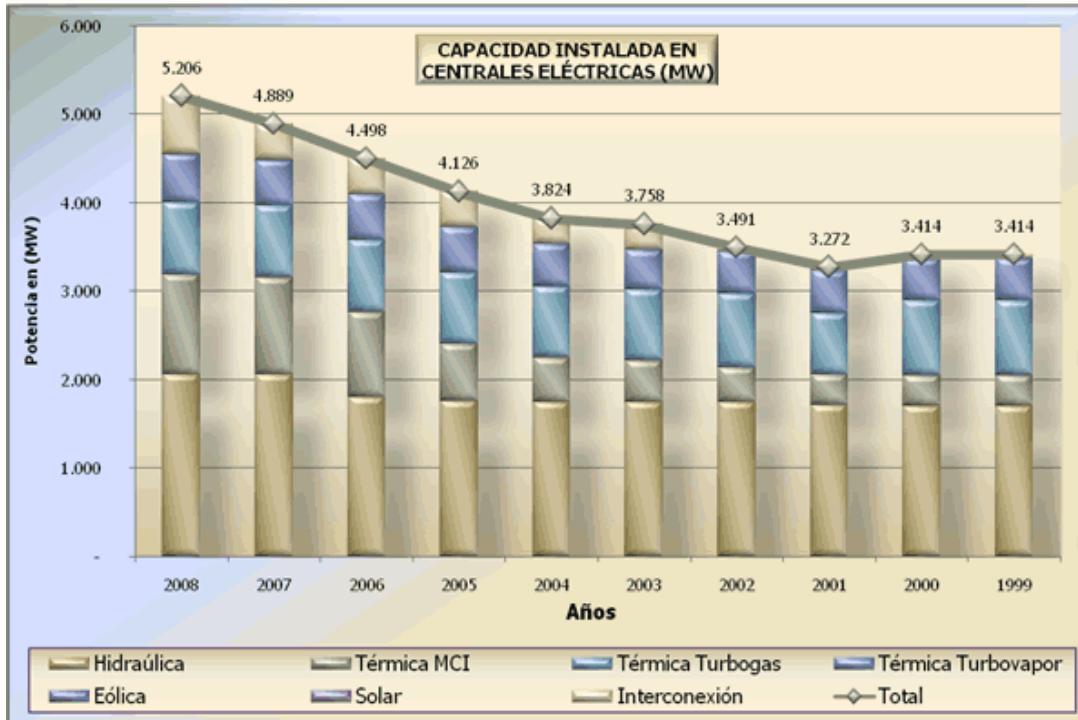


Fig. 5. 2. Capacidad instalada en centrales eléctricas (Mw) en Ecuador.

En países como el nuestro, la naturaleza pone a nuestra disposición el aprovechamiento de la energía hidroeléctrica para proveer de electricidad a todos los hogares, industrias e iluminación en general, vitales para cualquier sociedad moderna. Gracias a ésta energía se desarrollan pilares fundamentales para cualquier país como la producción, economía, trabajo, entre muchos otros, con connotaciones importantes. Por tales motivos, las plantas generadoras de energía hidroeléctrica juegan un papel preponderante en el desarrollo de los pueblos.

El órgano fundamental dentro una Central Hidroeléctrica es la turbina, encargada de aprovechar la energía del agua que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica. Dentro de éste contexto, el diseño de las turbinas hidráulicas es un tema especialmente vital para el buen desenvolvimiento de la planta.

5.3. DESCRIPCIÓN.

El sistema de pre factibilidad y soporte de pequeñas centrales hidroeléctricas *microLORF v1.0* es una herramienta confiable para el soporte, guía, información y diseño de Turbinas Hidráulicas de micro centrales hidroeléctricas. Mediante la utilización del sistema *microLORF v1.0* se agilizarán las tareas de diseño, selección del tipo de turbina en base a parámetros ingresados por el usuario, cálculos, visualización de reportes, entre otros.

5.4. FUNCIONES PRINCIPALES.

- **Selección inicial del tipo de turbina:** En función a los parámetros de Altura y Caudal, el sistema nos informará acerca del tipo de turbina más adecuado: Pelton, Michell – Banki o Axial, mediante un monograma en anexo.
- **Confirmación del tipo de turbina:** Con parámetros más específicos como son: Número de revoluciones de la turbina, Tipo de transmisión, Eficiencias, Relación de transmisión; es posible verificar con certeza el tipo de turbina idónea para el proyecto en estudio. Con verificaciones de sus velocidades específicas.
- **Cálculos ágiles y precisos de variables:** A través del sistema se podrán realizar cálculos de variables como: Cinética del rodete, geometría del rodete, inyector y ejes, cálculo de esfuerzos sobre los elementos principales; así como definir el tipo de material que se emplean en su construcción.

- **Visualizar resultados:** El software es capaz de visualizar e imprimir los parámetros de diseño elegidos, resultados obtenidos mediante reportes para el correspondiente informe.
- **Interacción con otras aplicaciones:** Se ha adaptado al sistema la manera de poder abrir aplicaciones necesarias para su desarrollo, tales como: convertidor de sistema de unidades, calculadora, aplicación de costos.
- **Grabar y abrir información acerca del proyecto en general:** Como en toda aplicación de Windows es necesario salvar la información para hacer revisiones o modificaciones.

5.5. MODELO DE PROGRAMACIÓN.

5.5.1. PROGRAMACIÓN ORIENTADA A EVENTOS.

Para la construcción del sistema de soporte y pre factibilidad de pequeñas centrales hidroeléctricas se ha optado por un modelo de programación visual con un estilo de programación enfocado a eventos, donde la estructura como la ejecución de los programas van determinados por los sucesos que el usuario provoque sobre el sistema. Con el uso de éste enfoque y gracias a las características del lenguaje de programación seleccionado, Visual Studio.NET; se ha logrado construir una herramienta visual que permite una interacción con el usuario enormemente mejorada, permitiendo la implementación de interfaces enriquecidas, interactivas, intuitivas y de fácil manejo; que agilizan el trabajo del usuario, mejorando notablemente su productividad en las tareas de diseño.

Gracias a la exitosa conjugación del paradigma de programación enfocado a eventos y un lenguaje de alto nivel como el Visual Studio.NET para la implementación del sistema *microLORF v1.0*; se ha logrado construir una herramienta fiable, útil, amigable y de grandes beneficios para el soporte y diseño de turbinas hidráulicas; con base sustentable en los principios y conocimientos de la Ingeniería Mecánica.

5.6. VISIÓN.

Posterior a la implantación del **El sistema de pre factibilidad y soporte de pequeñas centrales hidroeléctricas *microLORF v1.0***, las instituciones contarán con una herramienta visual fiable, útil y amigable que agilizará las tareas de diseño, evaluación y construcción de Turbinas Hidráulicas, ayudando a la construcción de micro centrales hidroeléctricas, fortaleciendo la imagen de modernización, prestigio institucional y aportando al desarrollo del país.

5.7. ARQUITECTURA DEL SISTEMA.

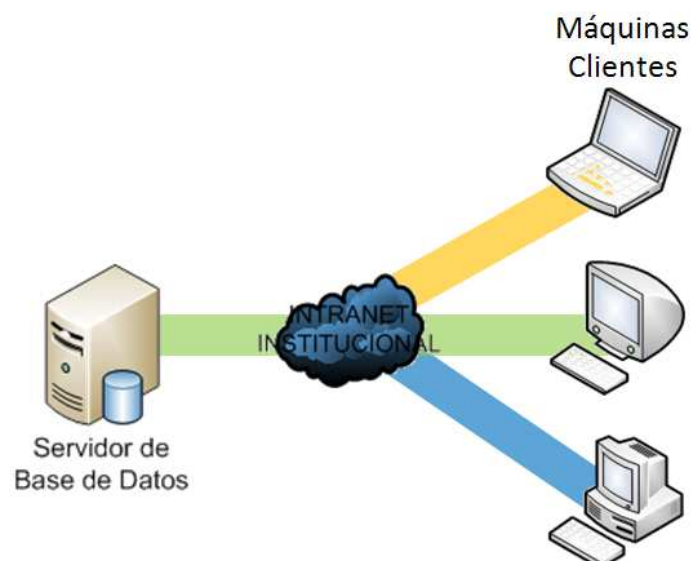


Fig. 5. 3. Arquitectura del sistema.

microLORF v1.0 trabaja bajo una conexión a un servidor de base de datos local (internamente configurada) en donde permite guardar la información y restablecerla, así como almacenar listados de variables. Adicionalmente la necesidad de trabajar con una base de datos es simplemente porque *microLORF* v1.0 además de plasmar una idea de soporte sobre las características principales de la turbina, éste desarrolla en su totalidad el diseño de las obras civiles para micro centrales hidroeléctricas. La base de datos es manejada por el motor relacional Microsoft SQL Server 2005 Express, que deberá ser instalado en la máquina servidor.

5.8. INTRODUCCIÓN A SQL Server 2000. [12] [13] [14]

SQL Server 2000 es un sistema de gestión de bases de datos relacionales (SGDBR o RDBMS: Relational Data Base Management System) diseñado para trabajar con grandes cantidades de información y con la capacidad de cumplir con los requerimientos de proceso de información para aplicaciones comerciales y sitios Web.

Ofrece el soporte de información para las tradicionales aplicaciones Cliente/Servidor, las cuales están conformadas por una interfaz a través de la cual los clientes acceden a los datos por medio de una LAN. La hoy emergente plataforma .NET exige un gran porcentaje de distribución de recursos, desconexión a los servidores de datos y un entorno descentralizado, para ello sus clientes deben ser livianos, tales como los navegadores de Internet, los cuales accederán a los datos por medio de servicios como el Internet Information Services (IIS).

SQL Server 2000 está diseñado para trabajar con dos tipos de bases de datos:

- OLTP (On Line Transaction Processing): Son bases de datos caracterizadas por mantener una gran cantidad de usuarios conectados concurrentemente realizando ingreso y/o modificación de datos. Por ejemplo: entrada de pedidos en línea, inventario, contabilidad o facturación.
- OLAP (On Line Analytical Processing): Son bases de datos que almacenan grandes cantidades de datos que sirven para la toma de decisiones, como por ejemplo las aplicaciones de análisis de ventas.

SQL Server puede ejecutarse sobre redes basadas en Windows Server así como sistema de base de datos de escritorio en máquinas Windows NT Workstation, Windows Millenium y Windows 98. Los entornos Cliente/Servidor están implementados de tal forma que la información se guarde de forma centralizada en un computador central (servidor), siendo el servidor responsable del mantenimiento de la relación entre los datos, asegurarse del correcto almacenamiento de los datos, establecer restricciones que controlen la integridad de datos, etc.

En una base de datos relacional, los datos están organizados en tablas (llamadas relaciones en la teoría relacional). Una tabla representa una clase de objeto que tiene importancia para una organización. Por ejemplo, se puede tener una base de datos con una tabla para empleados, otra para clientes y otra para productos del almacén. Las tablas están compuestas de columnas y filas (atributos y tuplas en la teoría relacional).

Al organizar los datos en tablas, se pueden encontrar varias formas de definirlos. La teoría de las bases de datos relacionales define un proceso, la normalización, que asegura que el conjunto de tablas definido organizará los datos de manera eficaz

5.8.1. BASES DE DATOS DE SQL SERVER.

SQL Server soporta bases de datos del sistema y bases de datos del usuario. Las bases de datos del sistema almacenan información que permite operar y administrar el sistema, mientras que las de usuario almacenan los datos requeridos por las operaciones del cliente.

Las bases de datos del sistema son:

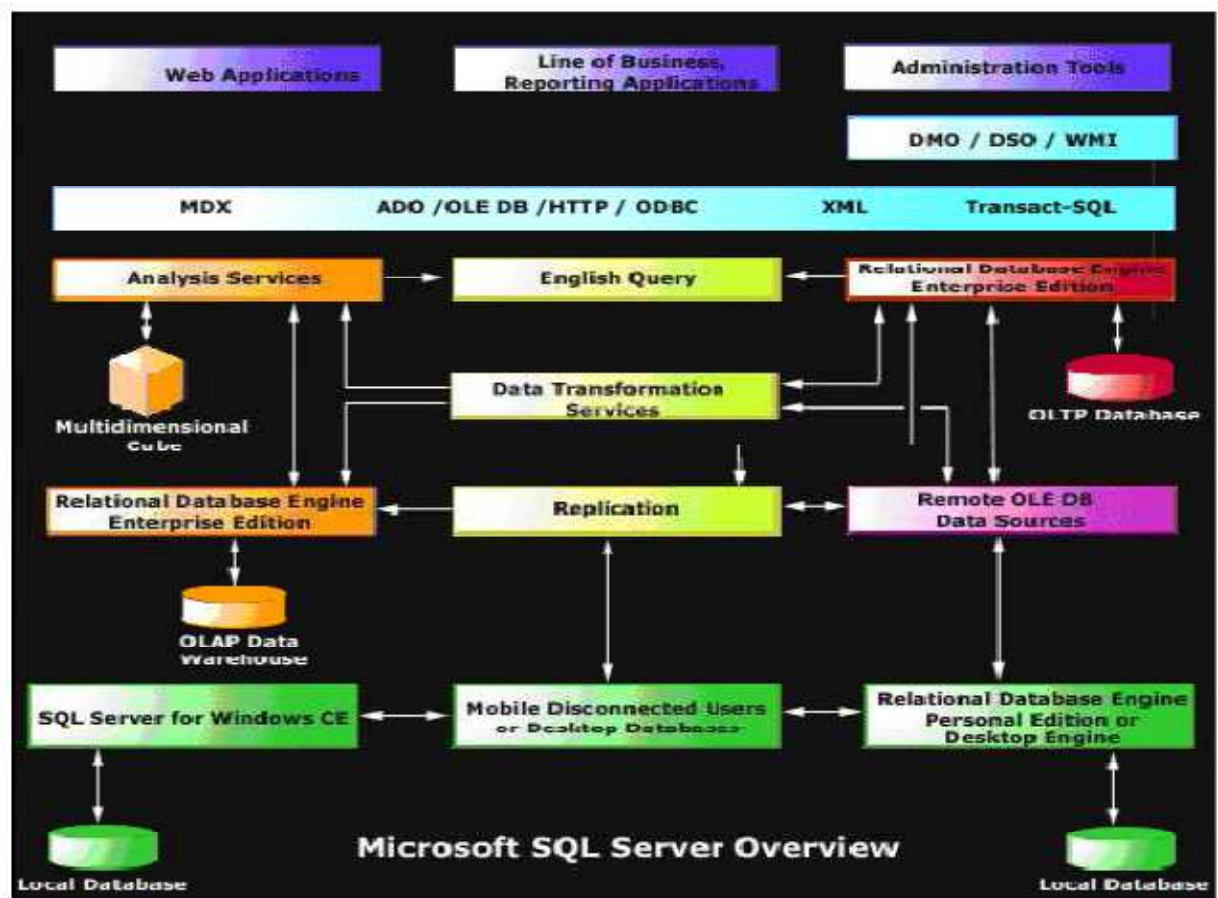


Fig. 5. 4. Componentes de SQL Server.

5.8.2. OBJETOS DE UNA BASE DE DATOS.

Las tablas son objetos de la base de datos que contienen la información de los usuarios; estos datos están organizados en filas y columnas, de manera similar a la de una hoja de cálculo. Cada columna representa un dato aislado y en bruto que por sí solo no brinda información, por lo tanto estas columnas se deben agrupar y formar una fila para obtener conocimiento acerca del objeto tratado en la tabla.

Una vista es un objeto definido por una consulta. Similar a tabla, la vista muestra un conjunto de columnas y filas de datos con un nombre, sin embargo, en la vista no existen datos, estos son obtenidos desde las tablas subyacentes a la consulta. De esta forma si la información cambia en las tablas, estos cambios también serán observados desde la vista. Fundamentalmente emplean para mostrar la información relevante para el usuario y ocultar la complejidad de las consultas.

Los tipos de datos especifican qué tipo de valores son permitidos en cada una de las columnas que conforman la estructura de la fila. Por ejemplo, si se desea almacenar precios de productos en una columna se debería especificar que el tipo de datos sea *money*, si se desea almacenar nombres se debe escoger un tipo de dato que permita almacenar información de tipo carácter.

SQL Server nos ofrece un conjunto de tipos de datos predefinidos, pero también existe la posibilidad de definir tipos de datos de usuario.

5.8.3. INTRODUCCIÓN A Transact-SQL. [c]

Transact-SQL es fundamental para trabajar con Microsoft® SQL Server™. Todas las aplicaciones que se comunican con SQL Server lo hacen enviando instrucciones Transact-SQL al servidor, independientemente de la interfaz de usuario de la aplicación.

Transact-SQL se genera desde muchas clases de aplicaciones, como son las siguientes:

- Aplicaciones generales de productividad en oficinas.
- Aplicaciones que utilizan una interfaz gráfica de usuario (GUI) para permitir al usuario seleccionar las tablas y columnas cuyos datos desea ver.
- Aplicaciones que utilizan instrucciones del lenguaje general para determinar los datos que el usuario desea ver.
- Aplicaciones de la línea de negocios que almacenan sus datos en bases de datos SQL Server. Estas aplicaciones pueden provenir de otros proveedores o se pueden haber escrito internamente.
- Secuencias de comandos Transact-SQL que se ejecutan con herramientas tales como osql.
- Aplicaciones creadas con sistemas de desarrollo tales como Microsoft Visual C++®, Microsoft Visual Basic® o Microsoft Visual J++®, y que utilizan interfaces de programación de aplicaciones (API) de base de datos tales como ADO, OLE DB y ODBC.
- Páginas Web que extraen datos de bases de datos SQL Server.

- Sistemas de bases de datos distribuidos desde los que se duplican datos SQL Server en varias bases de datos o se ejecutan consultas distribuidas.
- Almacenes de datos en los que los datos se extraen de los sistemas de procesamiento de transacciones en línea (OLTP) y se resumen para el análisis dirigido a la toma de decisiones.

5.9. .NET Framework.

5.9.1. INTRODUCCIÓN.

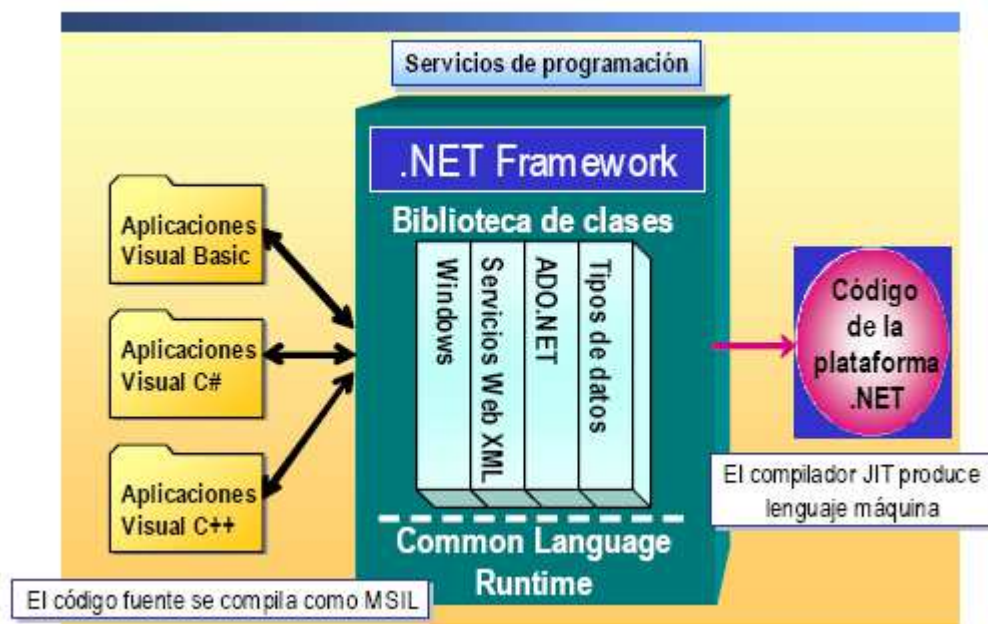


Fig. 5. 5. Cómo funciona el .NET Framework.

El .NET Framework es un conjunto de servicios de programación diseñados para simplificar el desarrollo de aplicaciones sobre el entorno distribuido de Internet. El .NET Framework tiene dos componentes principales: el Common Language Runtime y la biblioteca de clases.

5.9.2. INTERACCIÓN DE LAS APLICACIONES CON .NET Framework.

Cuando creamos una nueva aplicación Windows en Visual Basic .NET, se nos proporciona un código inicial que incluye el espacio de nombres **System.Windows.Forms** y la clase **Form**. Con esta clase, podemos crear fácilmente ventanas, botones, menús, barras de herramientas y otros elementos de pantalla. Cuando compilamos la aplicación, el código se traduce al lenguaje común del entorno de ejecución, Microsoft Intermediate Language (MSIL). Una vez la aplicación se ha compilado, el entorno de ejecución gestiona su ejecución.

El entorno de ejecución incluye una característica denominada compilación *just-in-time* (JIT), que traduce código MSIL al lenguaje máquina del sistema en el que la aplicación se ejecutará. Cuando un dispositivo cliente con la plataforma .NET lanza la aplicación en Visual Basic .NET, se ejecuta en el lenguaje máquina del sistema cliente y puede integrarse totalmente e interactuar con otras aplicaciones y servicios basados en .NET independientemente del lenguaje en el que hayan sido desarrollados.

5.9.3. TÉRMINOS Y DEFINICIONES.

Para entender cómo funciona el .NET Framework, debemos estar familiarizados con la siguiente terminología:

- **Clase:**

Una *clase* es una entidad de programación con nombre que consta de un conjunto común de métodos, propiedades y atributos. Por ejemplo, **Form** es una de las clases del espacio de nombres **System.Windows.Forms** que se utiliza para crear formularios Windows Forms.

- **Espacio de nombres:**

Un *espacio de nombres* identifica una colección de clases relacionadas y/u otros espacios de nombres del .NET Framework. Algunos ejemplos de espacios de nombres incluyen:

- **System**
- **System.Windows.Forms**

- **Biblioteca de clases:**

La *biblioteca de clases* es una colección completa orientada a objetos de clases reutilizables y organizadas en espacios de nombres jerárquicos en base a su funcionalidad. Podemos utilizar la biblioteca de clases para desarrollar aplicaciones que abarcan desde las aplicaciones clientes tradicionales hasta las aplicaciones basadas en las últimas innovaciones proporcionadas por ASP.NET y los servicios Web XML.

- **Common Language Runtime:**

El *Common Language Runtime* es la base del .NET Framework. En el entorno .NET, los programadores desarrollan aplicaciones en el lenguaje compatible con .NET que elijan; el código se compila en MSIL, y el entorno de ejecución gestiona y ejecuta el código compilado.

Además de los lenguajes de Microsoft como Visual Basic, Microsoft Visual C#™, Microsoft Visual C++® y Microsoft JScript®, otros lenguajes, incluyendo Perl, Smalltalk y Eiffel, han sido modificados para que sean compatibles con la plataforma .NET.

5.10. VISUAL STUDIO .NET. [c]



Fig. 5. 6. Descripción general de Visual Studio .NET

5.10.1. INTRODUCCIÓN.

Visual Studio .NET es un entorno de desarrollo integrado que nos ayuda a diseñar, desarrollar, depurar e implantar con rapidez soluciones basadas en el .NET Framework. Podemos acceder a un conjunto común de herramientas, diseñadores y editores desde cualquiera de los lenguajes de programación de Visual Studio .NET. Podemos crear aplicaciones Windows Forms y Web Forms que integren datos y lógica de negocio.



Fig. 5. 7. Entorno de Visual Studio .NET

5.10.2. DEFINICIONES.

Visual Studio .NET incluye las características de programación que se describen en la siguiente tabla:

Tabla 5. 1. Características de programación. [c]

Característica	Descripción
Diseñador de Windows Forms	Una superficie de diseño gráfico que permite crear rápidamente el interfaz de usuario de una aplicación. Podemos arrastrar o dibujar controles sobre esta superficie.
Herramientas para Windows Forms	Se proporciona un Diseñador de Windows Forms, una plantilla <i>Aplicación Windows</i> , referencias de proyectos básicos y código de inicio como ayuda para crear aplicaciones Windows Forms estándares.
Herramientas para Web Forms	Se proporciona un Diseñador de Web Forms, una plantilla <i>Aplicación Web ASP.NET</i> , referencias de proyectos básicos y código de inicio como ayuda para crear aplicaciones Web Forms en las que el interfaz de usuario principal es un navegador.
Herramientas para servicios Web XML	Se proporciona una plantilla <i>Servicios Web ASP.NET</i> . Esta plantilla construye la estructura de un proyecto de aplicación Web en un servidor Web de desarrollo y un archivo de solución Visual Studio .NET en nuestro ordenador local.
Soporte de múltiples lenguajes	Todos los lenguajes de programación de la plataforma .NET, incluyendo Visual Basic .NET y Visual C#, están integrados en el entorno de desarrollo.
Acceso a datos	Componentes para crear aplicaciones que comparten datos, herramientas de bases de datos visuales para acceder a los datos y un robusto conjunto de clases de Microsoft ADO.NET facilitan el trabajo con todo tipo de datos.
Gestión de errores	Las herramientas de depuración con soporte multilinguaje nos ayudan a encontrar y solucionar errores de código, y podemos utilizar clases de excepciones estructuradas para incluir la gestión de errores en nuestra aplicación.
Asistentes	Los asistentes nos ayudan a completar rápidamente tareas comunes y quizás complejas. Cada página de un asistente nos ayuda a establecer opciones, configurar y personalizar proyectos.

5.10.3. DESARROLLO DE UN PROYECTO EN VISUAL STUDIO .NET.

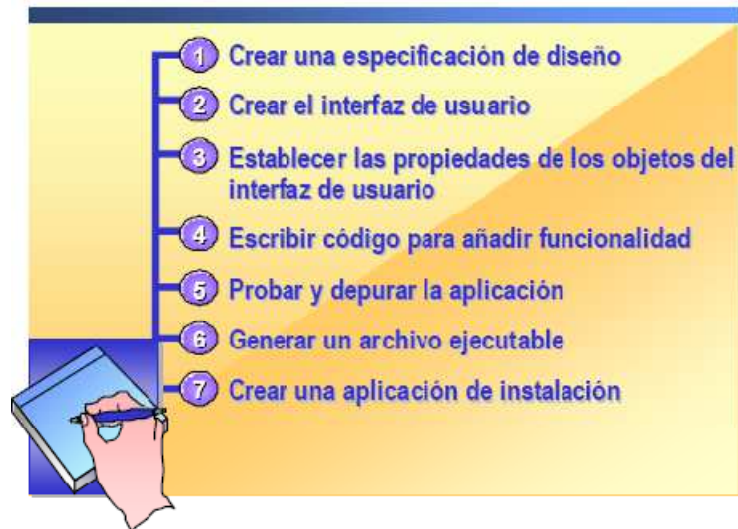


Fig. 5.8. Desarrollo de un proyecto en Visual Studio .NET.

Visual Basic .NET contiene todo lo necesario para crear nuestras propias aplicaciones para Windows, de principio a fin. Para crear el interfaz de usuario, ubicamos controles en un formulario desde el Cuadro de herramientas. A continuación, personalizamos los controles estableciendo propiedades. Seguidamente, definimos qué debería hacer nuestro programa escribiendo el código. Finalmente, podemos guardar, ejecutar y compilar nuestro programa para que otros también puedan utilizarlo.

Pasos básicos:

Crear una aplicación en Visual Basic .NET implica siete pasos básicos:

1. **Crear una especificación de diseño.** La especificación de diseño es el anteproyecto que utilizamos cuando creamos una aplicación. Es bueno tomarnos tiempo antes de escribir código para diseñar la aplicación que vamos a crear. Aunque Visual Basic .NET proporciona herramientas de ayuda para desarrollar una solución con rapidez, tener una idea clara de las necesidades

del usuario y el conjunto inicial de características nos ayudará a ser más eficaces en la labor de desarrollo. También nos ayudará a ahorrar tiempo al minimizar la posible reescritura de código debido a una pobre o inexistente especificación de diseño.

- 2. Crear el interfaz de usuario.** Para crear el interfaz de nuestra aplicación, en primer lugar debemos ubicar controles y objetos en un formulario dibujándolos o pintándolos en el Diseñador de Windows Forms. Podemos observar otras aplicaciones, como Microsoft Excel o Microsoft Word, para obtener ideas sobre cómo diseñar el interfaz. Si necesitamos información sobre el diseño de interfaces, podemos consultar el libro *Microsoft Windows User Experience*, publicado por Microsoft Press®.
- 3. Establecer las propiedades de los objetos del interfaz de usuario.** Después de añadir objetos a un formulario, podemos establecer sus propiedades en la ventana Propiedades o en el Editor de código.
- 4. Escribir código para añadir funcionalidad.** Una vez hayamos establecido las propiedades iniciales del formulario y sus objetos, podemos añadir código que se ejecute en respuesta a eventos. Los eventos ocurren cuando se realizan diferentes acciones sobre un control u objeto. Por ejemplo, el evento **Clic** de un botón tiene lugar cuando un usuario hace clic sobre él con el ratón. Para la mayoría de las aplicaciones, también necesitaremos escribir código para añadir lógica de negocio y para acceder a datos.

- 5. Probar y depurar la aplicación.** Probar y depurar no es un paso que se haga una vez, sino algo que realizamos reiteradamente durante el proceso de desarrollo. Cada vez que realizamos un cambio importante en alguno de los pasos 2, 3 y 4, se ejecutará una versión de depuración de la aplicación y nos aseguraremos de que funciona según lo esperado. Visual Basic .NET ofrece numerosas herramientas de depuración que podemos utilizar para encontrar y reparar errores de su aplicación.

- 6. Generar un archivo ejecutable.** Una vez finalizado el proyecto, crearemos una versión *release* del proyecto y lo volveremos a probar y depurar. Esto compila los diversos archivos que constituyen el programa en un archivo ejecutable aislado denominado *ensamblado*.

- 7. Crear una aplicación de instalación.** Para ejecutar nuestra aplicación, normalmente el usuario necesita otros archivos, como cualquier archivo DLL (*dynamic-link library*) que hayamos utilizado para crear nuestra aplicación. Visual Basic .NET proporciona el asistente de instalación (*Setup Wizard*), que automatiza la creación del programa de instalación y garantiza que el usuario tiene todos los archivos necesarios.

5.11. REQUERIMIENTOS.

5.11.1. REQUERIMIENTOS DE HARDWARE.

Para ejecutar este software se tiene que disponer de cierto hardware instalado en su equipo así como también en el equipo servidor. Entre los requisitos mínimos del sistema están los siguientes:

Servidor:

- PC con procesador Pentium III de 500 MHZ o superior.
- 512 MB de memoria RAM.
- 350 MB de espacio disponible en el disco duro.
- Tarjeta de Red Fast Ethernet 100Mbps (configurada para acceder a la red institucional).
- Unidad de CD-ROM o lector de formato DVD.
- Pantalla SVGA (**1024 x 768 pixeles**) o de mayor resolución, compatible con Microsoft Windows.
- Teclado y Mouse (ratón) u otro dispositivo de puntero.

Cliente:

- PC con procesador Pentium III de 300 MHZ o superior.
- 256 MB de memoria RAM.
- 200 MB de espacio disponible en el disco duro.
- Tarjeta de Red Fast Ethernet 100Mbps (configurada para acceder a la red institucional).
- Unidad de CD-ROM o lector de formato DVD.

- Pantalla SVGA (**1024 x 768 pixeles**) o de mayor resolución, compatible con Microsoft Windows.
- Teclado y Mouse (ratón) u otro dispositivo de puntero.

5.11.2. REQUERIMIENTOS DE SOFTWARE.

Para ejecutar este software tiene que disponer de cierto software mínimo instalado previamente en el equipo. Entre los requisitos del sistema están:

Servidor:

- Sistema Operativo Microsoft Windows XP Service Pack 2 o superior.
- Microsoft .NET Framework SDK v.2.0.

Cliente:

- Sistema Operativo Microsoft Windows XP Service Pack 2 o superior.
- Microsoft .NET Framework SDK v.2.0.
- Master Converter: Aplicativo de conversión de sistema de unidades.
- A.P.U.: Aplicativo para evaluación de costos unitarios.
- SKF: Aplicativo de Selección de Rodamientos. (Elegido)
- Equipo de impresión.

5.12. MANUAL DE INSTALACIÓN.

5.12.1. INTRODUCCIÓN.

El manual de instalación sirve para brindar a los usuarios la manera explicativa cómo poner en funcionamiento la aplicación en su servidor, siguiendo secuencias necesarias para completar de instalar la aplicación *microLORF* y sus componentes auxiliares de funcionamiento.

Es así que se detalla a continuación la descripción de sus componentes.

A continuación se presenta una lista de programas necesarios para el correcto funcionamiento de la aplicación *microLORF*:

5.12.2. COMPONENTES DE INSTALACIÓN DE *microLORF v1.0*.

Contenido del CD:

- **Microsoft .NET Framework 2.0. (dotnetfx)**

Componente que permite la ejecución del sistema. Es un marco de trabajo que contiene las clases necesarias para ejecutar el sistema *microLORF*.

- **Master Converter. (Convertidor de Unidades.)**

Aplicación que permite realizar transformaciones de sistemas de unidades de diferentes magnitudes.

- **SKF.**

Aplicativo que permite selección de rodamientos dentro del aplicativo en el Diseño Mecánico de los ejes de las Turbinas.

- **SQL Express 2005.**

Archivo ejecutable que permite conexión del sistema *microLORF* con la base de datos para manejo de datos y curvas.

- ***microLORF*Installer.msi**

Corresponde al instalador del Sistema. Consiste en un archivo .msi o .exe que instala la herramienta en su ordenador.

- **How to Install *microLORF* v1.0 !!!**

Un documento de extensión .txt, donde especifica el procedimiento a instalar el producto.

5.12.3. PROCESO DE INSTALACIÓN DE LOS COMPONENTES.

5.12.3.1. INSTALACIÓN DE MICROSOFT .NET Framework 2.0.



Hacer doble clic sobre el archivo ejecutable netfx.exe, aparecerá la pantalla de inicio de instalación, aceptar los términos de instalación (primera opción), entonces: (INSTALL>).



Cuando termine la instalación, clic en terminar, (FINISH).

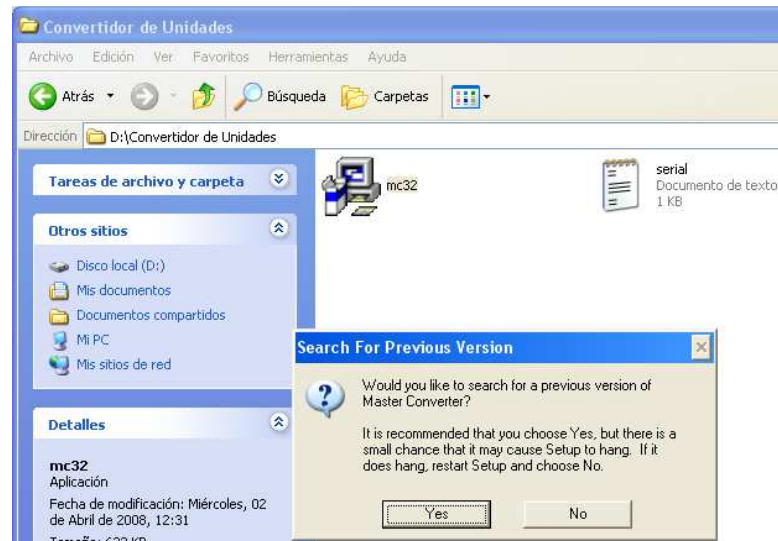


Para adquirir el instalador del .NET Framework, puede conseguirlo en el siguiente link:

<http://www.microsoft.com/downloads/details.aspx?FamilyID=0856EACB-4362-4B0D-8EDD-AAB15C5E04F5&displaylang=en>

5.12.3.2. INSTALACIÓN DEL MASTER CONVERTER.

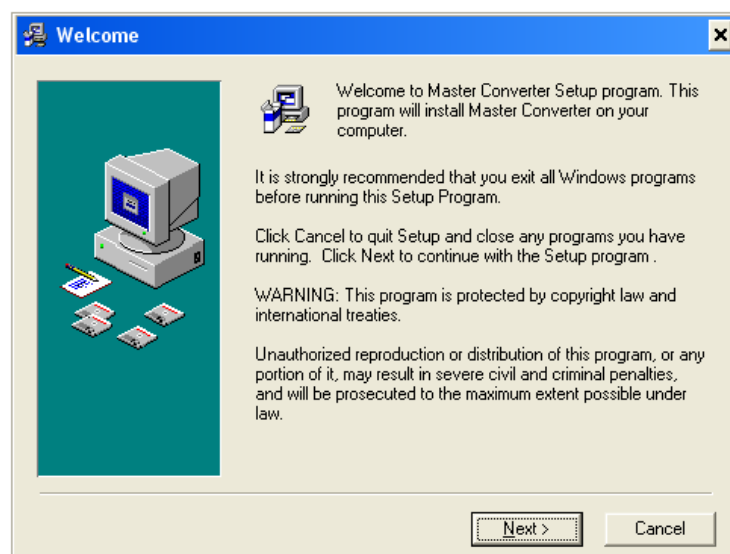
Hacer doble clic sobre el archivo ejecutable mc32.exe, aparecerá un cuadro de diálogo que indica que si desea buscar versiones anteriores del software en su equipo, es recomendable aceptar. (YES)



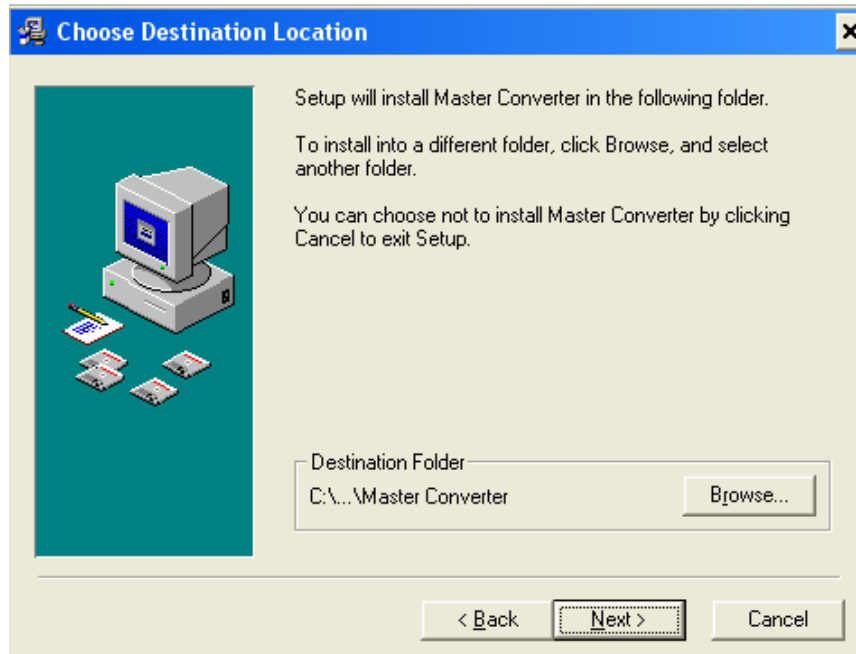
Entonces empezará a buscar componentes en su computador.

Aparecerá el cuadro de bienvenida a la instalación del Master converter, clic en siguiente.

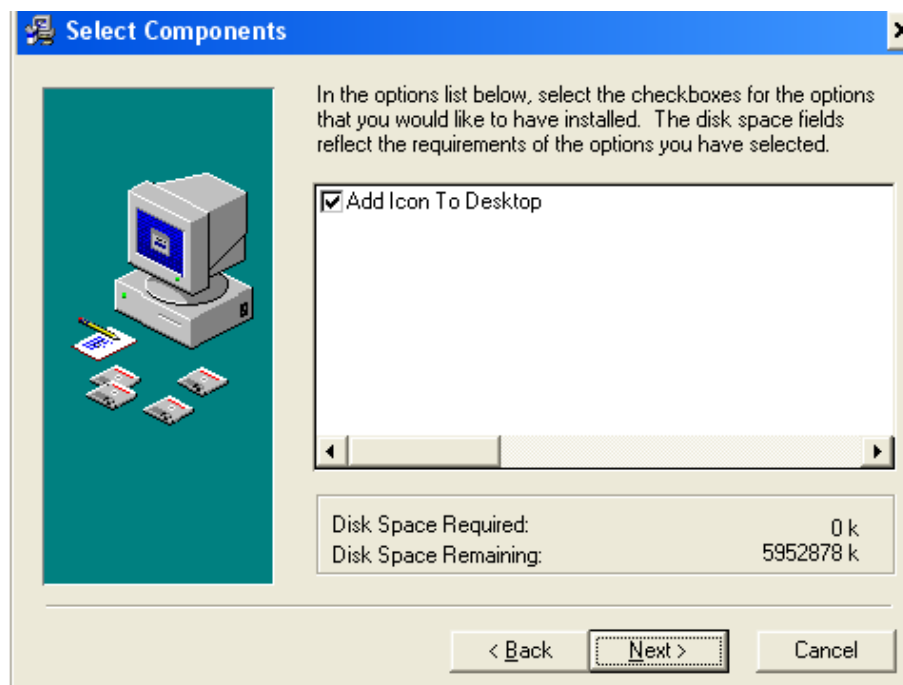
(NEXT)



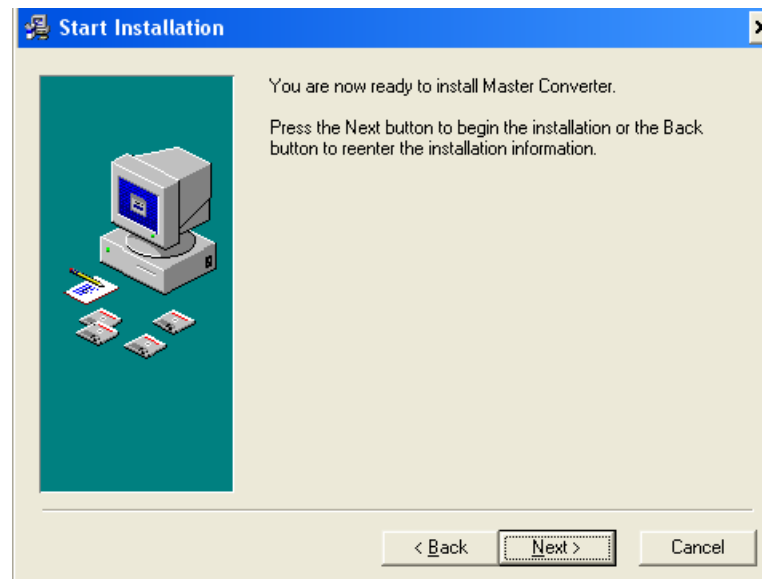
Posteriormente, se menciona el cuadro de dirección de instalación, por defecto en la unidad C:\...\Master Converter; (necesariamente), que debe ser aquella por la configuración del sistema *microLORF*, siguiente. (NEXT).



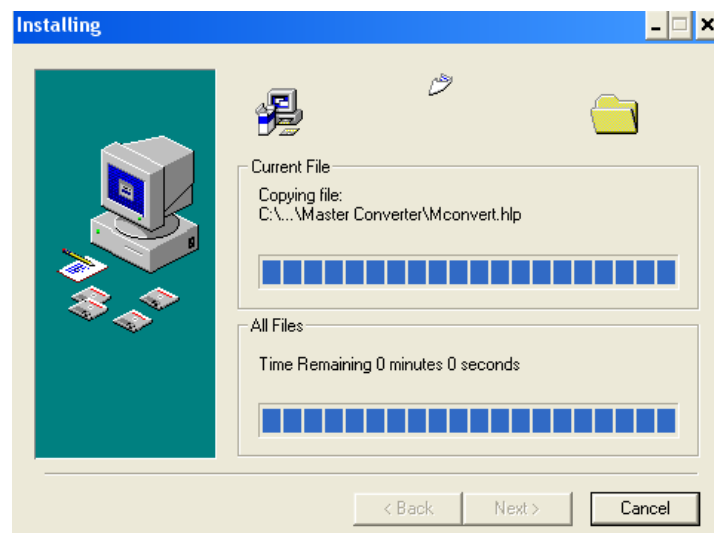
En la selección de componentes, igual, siguiente, (NEXT).



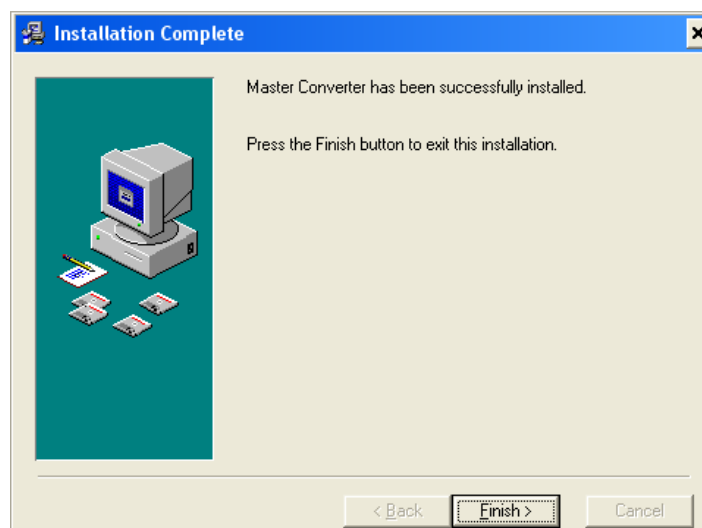
Entonces se da inicio a la instalación, (NEXT).



Progreso de instalación.



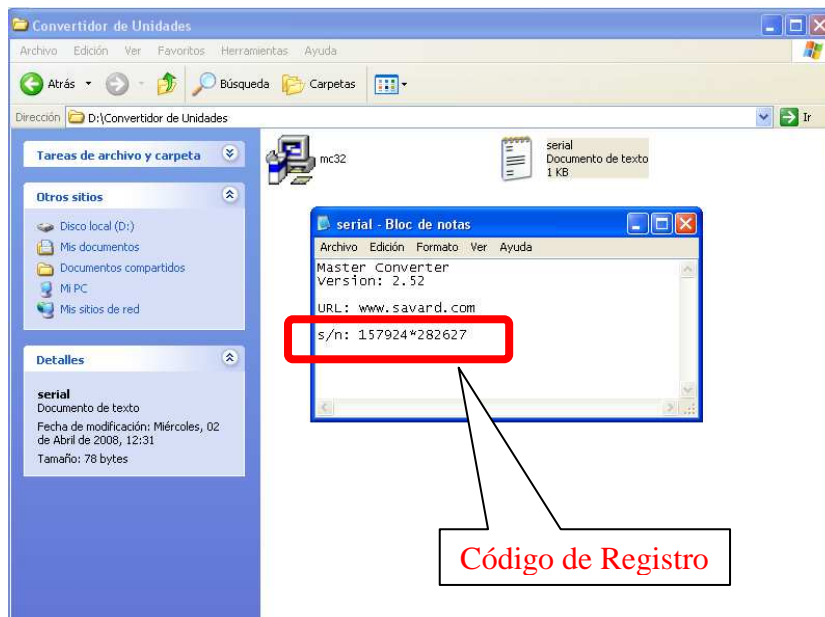
Culminación de instalación, clic en finalizar, (FINISH >)

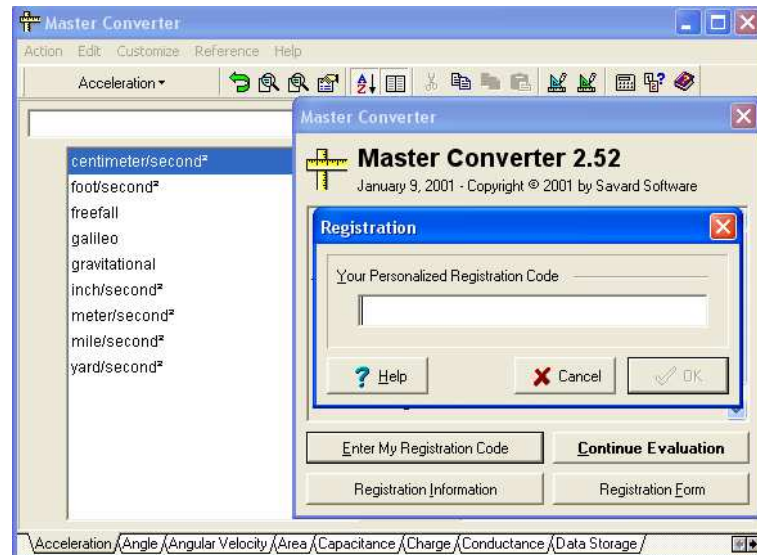


Al concluir la instalación del Master Converter, aparecerá el ícono correspondiente en el escritorio.



Hacer doble clic sobre el ícono, aparecerá un cuadro de diálogo de registro, que hay que llenar con un serial que se encuentra en un documento de texto adjunto en la carpeta de instalación del Master Converter. Clic en “Enter My Registration Code”.



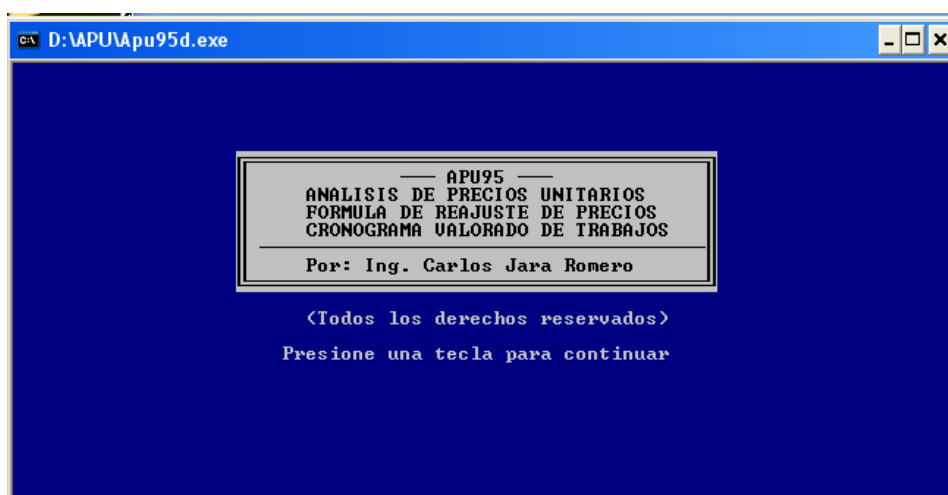


Copiar el serial y pegar en el espacio indicado, luego OK, Aceptar, y listo....Puede usar Master Converter!!

5.12.3.3. EJECUCIÓN DEL SISTEMA A.P.U.

El sistema A.P.U, es una aplicación que no necesita de instalación, es un ejecutable.

Su ejecución se realiza dentro del aplicativo mismo.



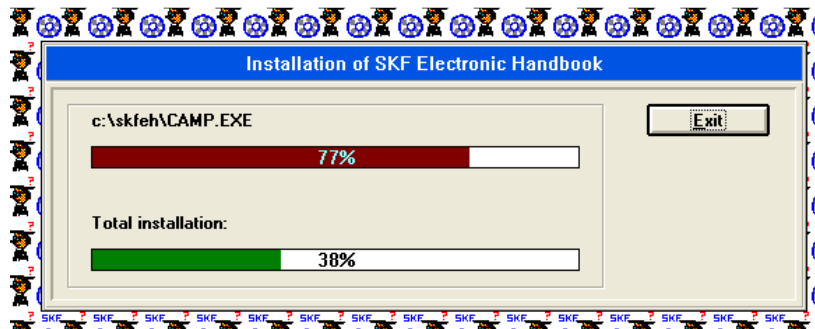
5.12.3.4. INSTALACIÓN DEL SKF.

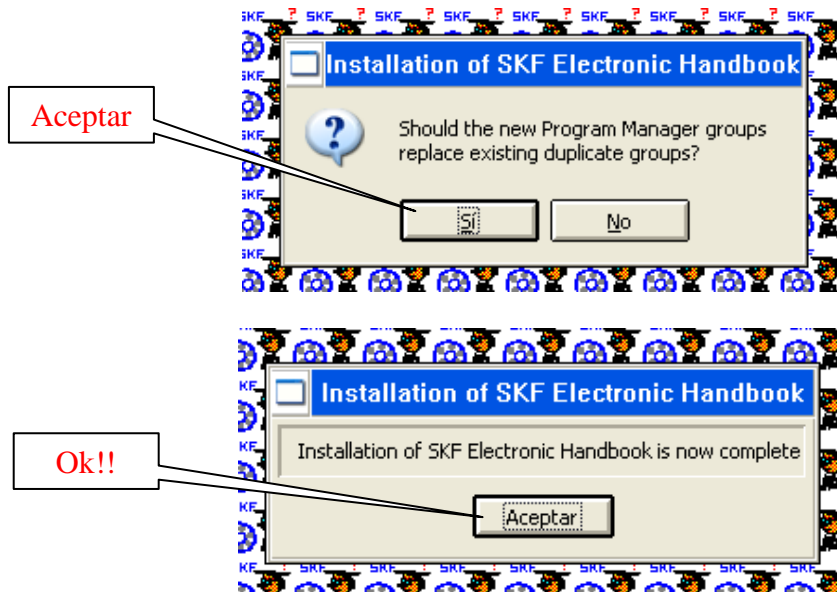


Hacer doble clic sobre el ícono dentro de la carpeta SKF, aparecerá:



Donde deberá llenar la dirección de destino a instalar: por defecto para poder aplicar con *microLORF*, clic en “FULL”., se visualizará el progreso de instalación:





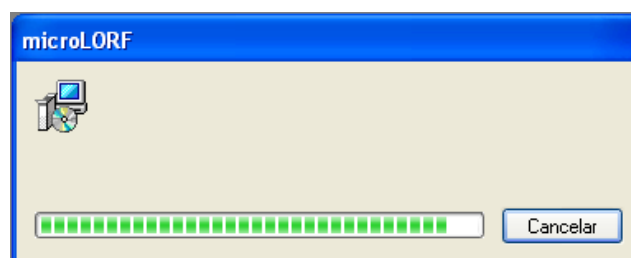
Finalmente ya puede usar el aplicativo SKF para la selección de rodamientos.

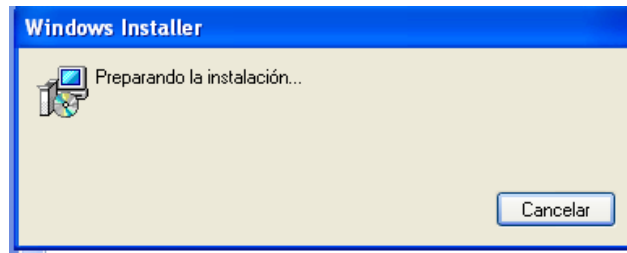
5.12.3.5. INSTALACIÓN DEL SISTEMA *microLORF v1.0*.

En el disco del instalador del Sistema *microLORF*, se hallará unos íconos:

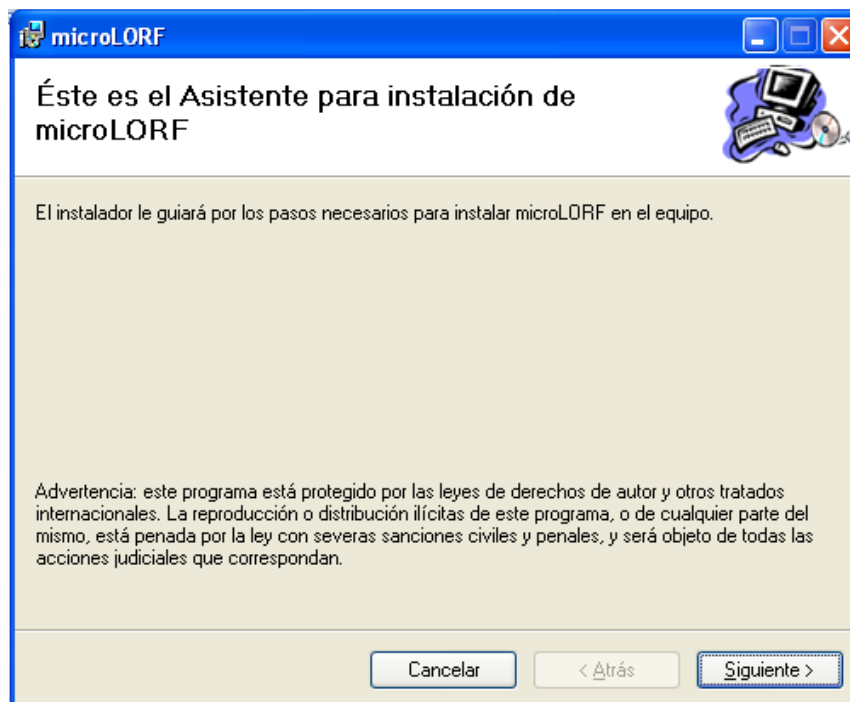


Donde deberá acceder a cualquiera de ellos y se presentará la pantalla de Preparación para la instalación del Sistema *microLORF*:

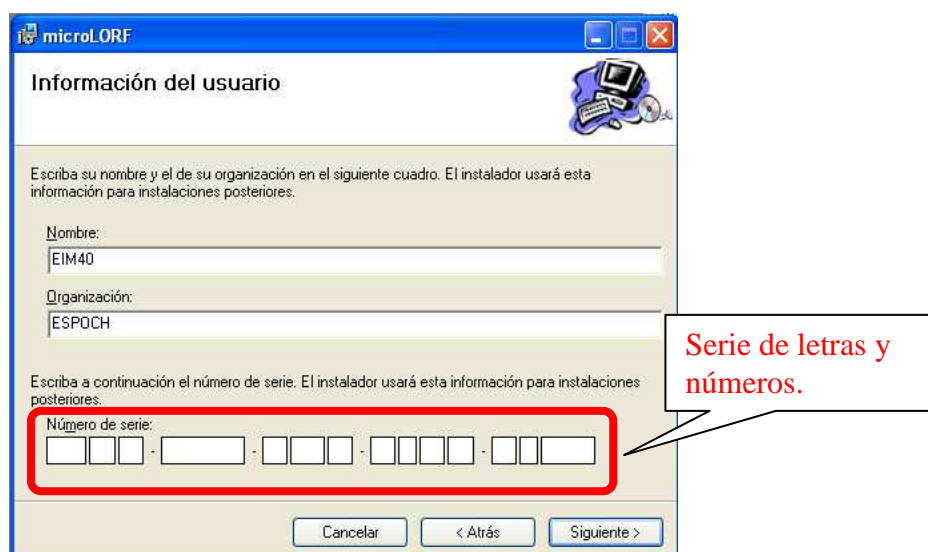




Luego se presenta la pantalla de Bienvenida a la Instalación al Sistema *microLORF*, leer y hacer clic en “Siguiente”.



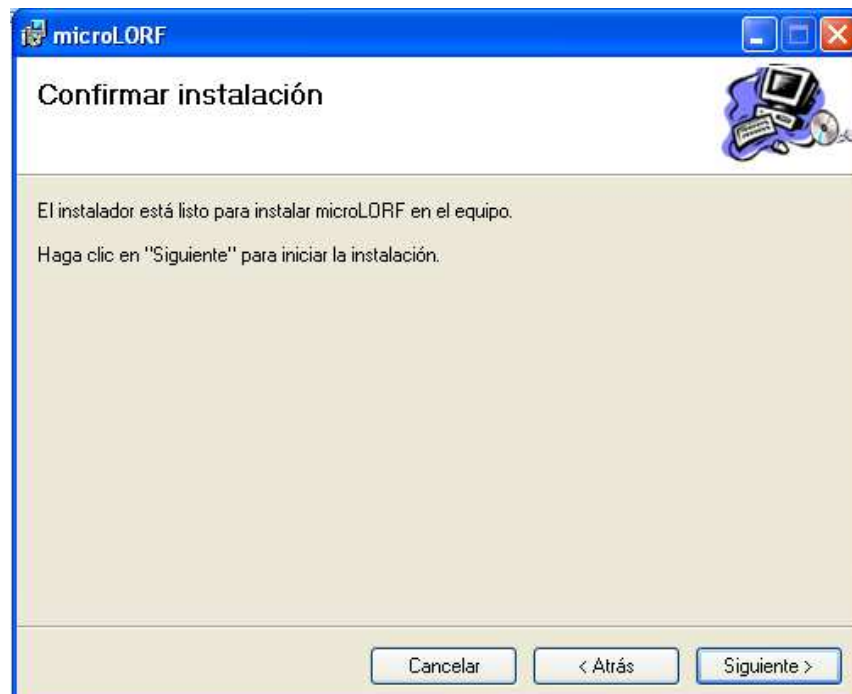
Posteriormente la Pantalla del Usuario, donde se deberán llenar los datos correspondientes, “Siguiente”:



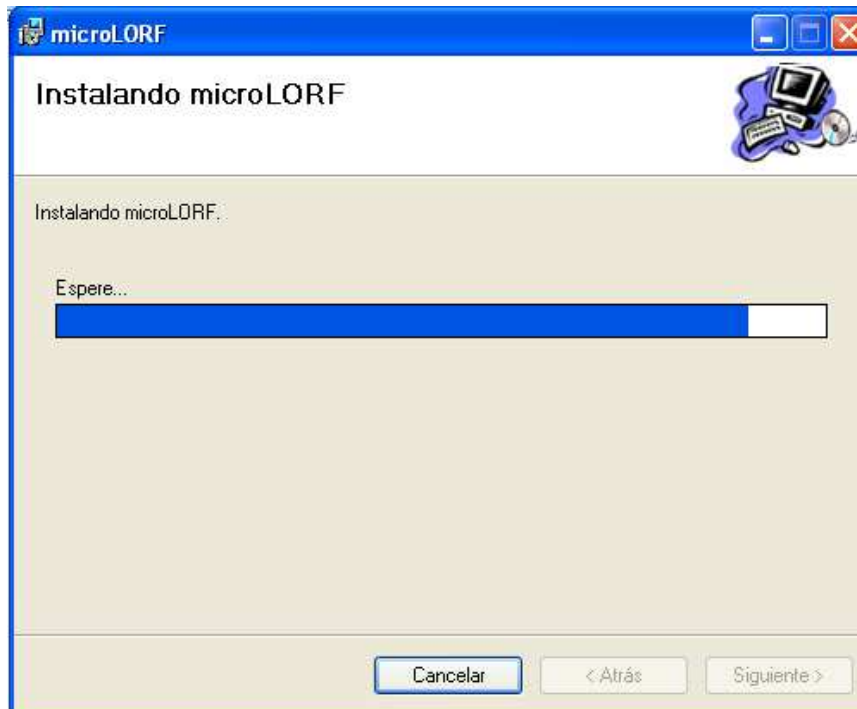
Seleccionar la dirección de instalación, por defecto en C:\Archivos de programa\ESPOCH\microLORF\, deberá ser instalada la aplicación, “Siguiente”



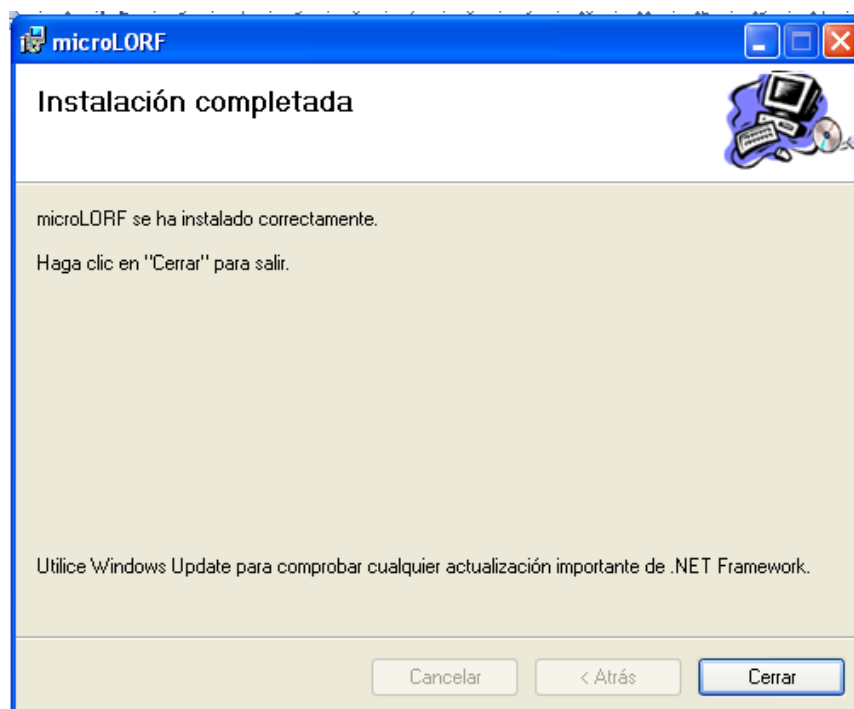
Confirmación de la Instalación, “Siguiente”



Progreso de la Instalación.



Culminación de la Instalación, “Siguiete”

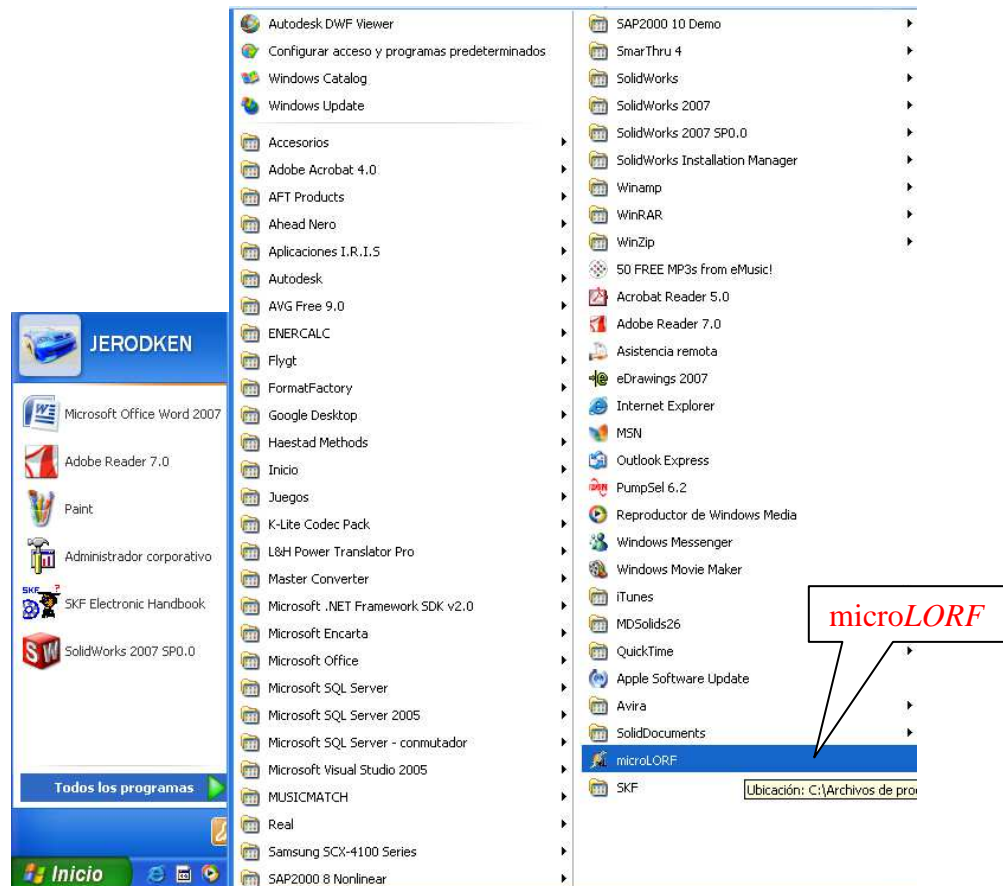


Una vez en “Cerrar”, y haber instalado las aplicaciones anteriores, podrá hacer uso de *microLORF*.!!!!



Para acceder al él, puede hacer clic sobre el ícono  sobre el Escritorio o Inicio ->

Todos los Programas -> microLORF:



5.13. MANUAL DEL USUARIO.

5.13.1. INTRODUCCIÓN.

¿Qué puede hacer con *microLORF v1.0*?

Mediante *microLORF v1.0* se puede hacer elementalmente el diseño de pequeñas centrales de hasta 10 Mw, partiendo desde la obra civil correspondiente desde la captación hasta el diseño

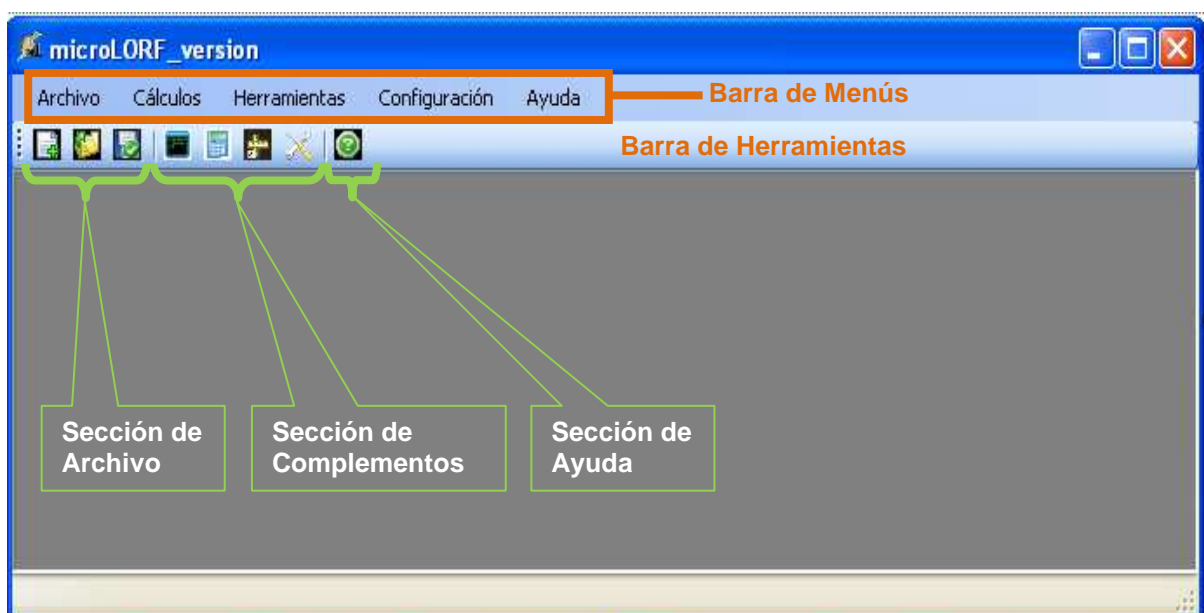
de los elementos más destacados de las turbinas hidráulicas como son: turbina Michell Banki, turbina Axial Tipo Bulbo y turbina Pelton.

Una vez instalada la aplicación y sus correspondientes componentes ya es posible realizar diseños en éste; es así que se dará a continuación una guía básica para poder manejar el software *microLORF v1.0*.

5.13.2. BARRA DE MENÚ Y DE TAREAS.

La barra de Menú y Tareas o Herramientas es sin duda una de los instrumentos más útiles para el manejo de software. Utilizada en todas las pantallas del sistema, esta barra brinda importante funcionalidad e información al momento de tratar con las funciones del sistema. Como su nombre lo indica, la barra se divide en tres secciones: la Sección de Archivo, la Sección de Complementos y Configuración, finalmente sección de Ayuda.

El ambiente de trabajo inicializado se muestra:

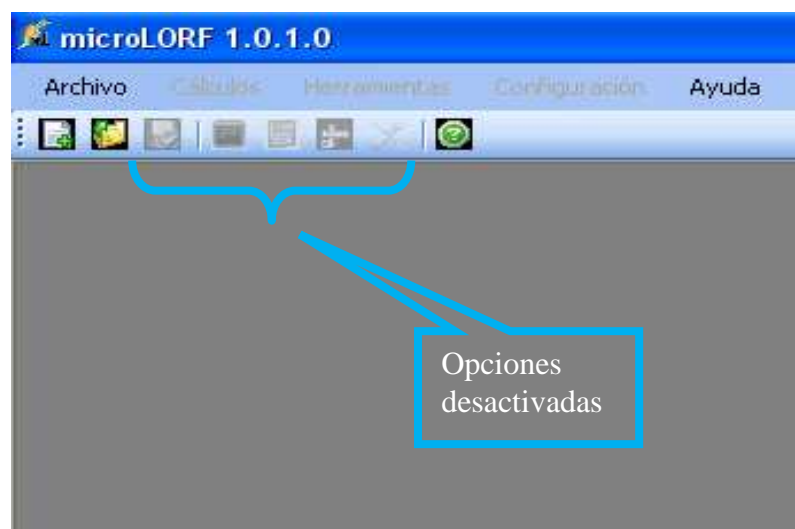


A continuación se describen sus funciones:


Sección de Archivos		
Ícono	Nombre	Descripción
	Nuevo Proyecto	Permite crear un nuevo proyecto.
	Abrir Proyecto	Permite abrir un proyecto de extensión “.lorf”
	Guardar Proyecto	Envía y almacena los cambios hacia una base de datos.
Sección de Complementos		
Ícono	Nombre	Descripción
	A.P.U.	Permite sacar costos unitarios del proyecto.
	Calculadora	Permite abrir la calculadora del sistema operativo utilizado.
	Master Converter	Permite abrir la aplicación para conversión del sistema de unidades.
	Configuración	Permite realizar la configuración inicial del ambiente de trabajo.
Sección de Ayuda		
Ícono	Nombre	Descripción
	Ayuda	Permite mostrar las ayudas correspondientes del sistema.

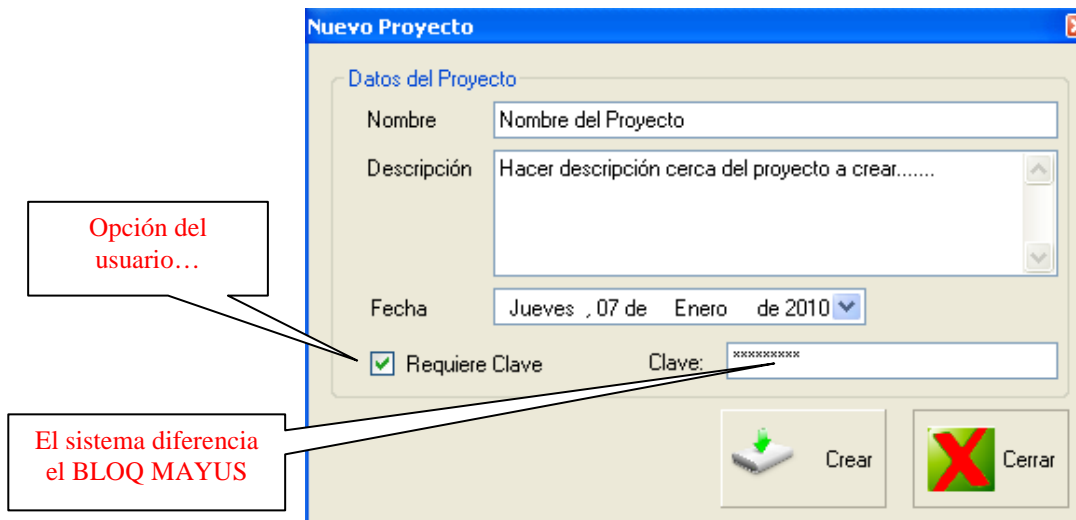
5.13.3. CREAR NUEVO PROYECTO.

El ambiente inicial de trabajo en la aplicación se muestra:

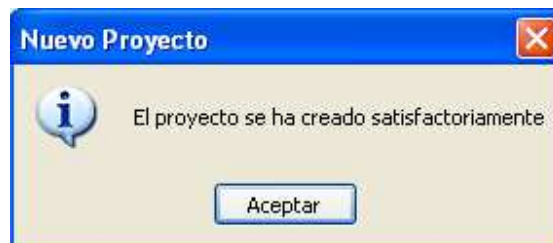


Para crear un nuevo proyecto, se hace clic en la barra de Menús: Archivo > Nuevo proyecto.

O sobre la barra de herramientas en el ícono  y aparecerá:



Donde es necesario llenar los parámetros que allí se describen. Una opción que brinda la aplicación *microLORF v1.0* al momento de la creación de un nuevo proyecto es de crear una clave para mantener mayor seguridad y restricción sobre la información a contener.



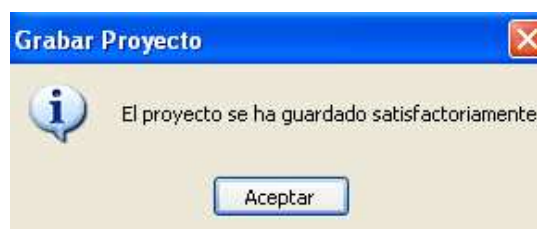
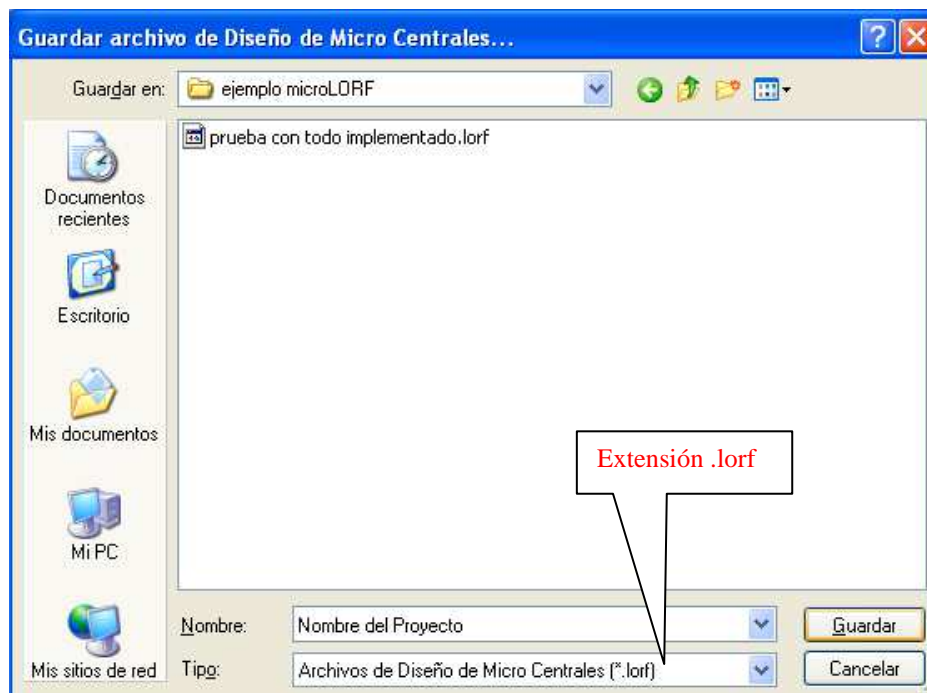
Luego de la confirmación, se podrá observar la habilitación de los elementos del sistema:



5.13.4. GUARDAR PROYECTO.

Para guardar el nuevo proyecto, se hace clic en la barra de Menús: Archivo > Guardar

Proyecto, o sobre la barra de herramientas en el ícono  y aparecerá:




5.13.5. CULTURA DEL SISTEMA *microLORF v1.0*.

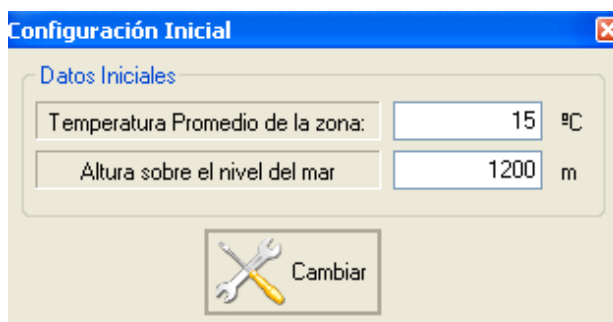
La cultura en una aplicación, en este caso numérica es la definición del tipo de caracteres numéricos que el sistema reconoce y realizar los cálculos sin errores. El sistema está desarrollado bajo una cultura en INGLÉS, por lo tanto se deberá trabajar con puntos (.)

5.13.6. CONFIGURACIÓN INICIAL DENTRO DE LA APLICACIÓN PARA CONDICIONES AMBIENTALES.

La configuración inicial es necesaria para definir las propiedades del agua que se encuentra en el sector del proyecto y poder realizar el diseño de las turbinas considerando sus características. Para aquello es necesario conocer la altitud sobre el nivel del mar y la temperatura promedio de la zona en estudio.

Para hacer la configuración inicial del proyecto, se hace clic en la barra de Menús:


Configuración > General, o sobre la barra de herramientas en el ícono  y aparecerá:



Configuración Inicial

Datos Iniciales

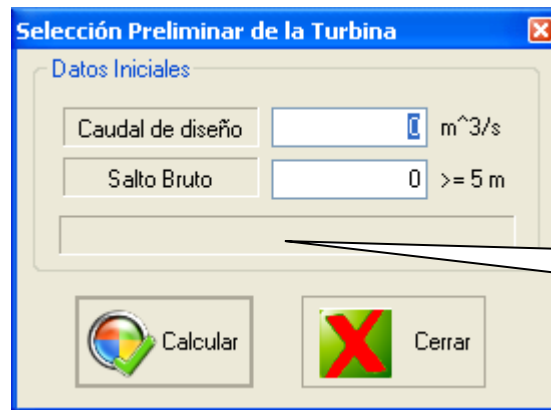
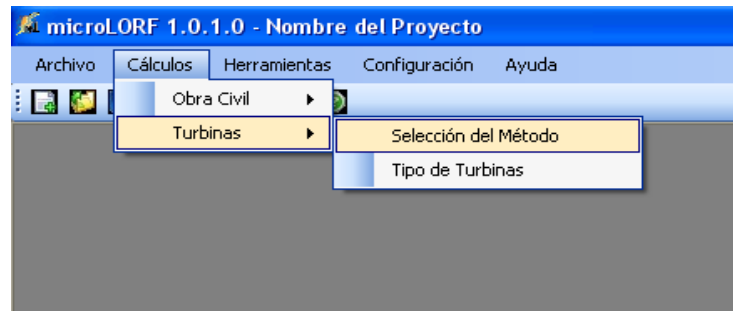
Temperatura Promedio de la zona:	<input type="text" value="15"/>	°C
Altura sobre el nivel del mar	<input type="text" value="1200"/>	m

 Cambiar

Por defecto se tiene los valores mostrados, sin embargo al cambiar y al hacer clic sobre “Cambiar”, internamente se efectuarán variaciones.

5.13.7. SELECCIÓN DE TURBINAS MEDIANTE NOMOGRAMA.

Refiriéndose a la selección de turbinas, el sistema resuelve por dos metodologías, una de ellas es mediante una preselección en un nomograma representado en el ANEXO, para aquellos entonces se hace clic en la barra de Menús: Cálculos > Turbinas > Selección del Método.

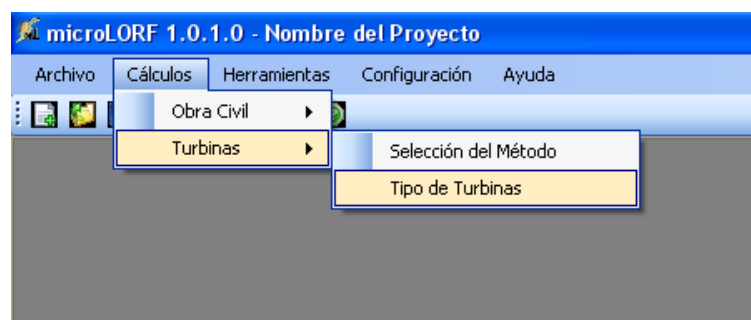


Opción Preliminar
del Tipo de Turbina
para el Proyecto

Luego de la visualización de la selección preliminar que brinda el sistema mediante el método del nomograma, hacer clic en “Cerrar”.

5.13.8. SELECCIÓN DE TURBINA(S) FACTIBLE(S).

El otro método que presta el sistema *microLORF v1.0* es por una serie de cálculos que, luego de hacer comparaciones mediante el valor de N_q y N_s , define con certeza en definitiva la(s) Turbina(s) para el proyecto. Para aquellos se debe hacer clic en la barra de Menú: Cálculos > Turbinas > Tipo de Turbinas.



Donde aparecerá una ventana en la cual se deberá ingresar los parámetros ahí descritos:

Tipo de Turbina

Tipo de Turbina

Caudal de Diseño m³/s

Salto Neto m

Velocidad del Generador (900-1200-1800) RPM

Eficiencia del Generador (0.85 - 0.98)

Relación de Transmisión

Tipo de Transmisión

Eficiencia Mecánica Turbina (0.75 - 0.97)

Calcular Cerrar

En todo el sistema *microLORF v1.0* tiene la capacidad de identificar si los valores ingresados están dentro del rango previsto; esto es, con la finalidad de dar una guía acerca de los valores que se recomiendan en el desarrollo del trabajo escrito. Una vez ingresados todos los valores, entonces se procede a “Calcular”, visualizando:

Tipo de Turbina(s) Factible(s)

Resultados:

lstTipoTurbina

Tipo de Turbina

Velocidad Optima de la Turbina RPM

Potencia Hidráulica Neta Watts

Potencia al Freno de la Turbina Watts

Potencia Transmitida al Generador Watts

Potencia en los Bornes del Generador Watts

Pares de Polos

Nq

Ns

Frecuencia del Sistema Hz

Imprimir Cerrar

Visualización de La(s) Turbina(s) factible(s)

Visualización de imagen de la Turbina.

Imprimir reportes de resultados

Como se puede apreciar, en Tipo de Turbina, se visualizarán La(s) Turbina(s) factibles para elaborar el proyecto y su imagen correspondiente. Para poder desarrollar el diseño de la Turbina deseada, se deberá hacer doble clic ya sea sobre la lista del Tipo de Turbina o sobre su imagen. Los valores mostrados (sólo lectura) en el formulario podrán ser impresos en documentos para su respectivo reporte o informe. Para variar los resultados, podrá regresar haciendo clic en “Cerrar”.

5.13.9. DISEÑO DE LA TURBINA MICHELL BANKI.

El trabajo presentado es acerca del diseño de la turbina Michell Banki, por tal motivo, se hará referencia a este tipo de turbina. El formulario para el ingreso de los datos necesarios para el diseño en el alcance, se muestra:

Diseño De Turbina Michell Banki

Datos de Entrada

caudal de diseño	<input type="text"/>	m ³ /s
salto neto	<input type="text"/>	m
revoluciones óptimas de turbina	<input type="text"/>	RPM
potencia al freno de la turbina	<input type="text"/>	Watts
potencia Hidráulica Neta	<input type="text"/>	Watts
espesor del álabe	<input type="text"/>	
De: diámetro exterior del rodete	<input type="text"/>	
espesor de plancha del inyector	<input type="text"/>	
eficiencia volumétrica	<input type="text"/>	(0.98 - 0.99)
eficiencia hidráulica	<input type="text"/>	(0.75 - 0.82)

Selección de Rodamientos

factor de seguridad del eje. (2 - 5)

F1: factor de número de horas de servicio de la turbina

Fs: factor de servicio

Fn: factor de velocidad

Materiales

Materiales de la turbina

Material del eje.

Tipos de Rodamiento

Bola Rodillo
(1.5 - 2.5)
Bola Rodillo

Imprimir reporte de datos ingresados

Imprimir Calcular Cerrar

En este formulario, ciertos parámetros provienen del diseño de las obras civiles y de la selección factible de la turbina. De igual manera se puede imprimir los valores para el diseño.

Para el diseño de la turbina Michell Banki, se hace clic en “Calcular”. Se visualiza el formulario de resultados de la turbina Michel Banki, clasificados por secciones o TabPages, donde se muestran los diseños correspondientes a: Diseño Hidráulico, Diseño Mecánico del Inyector, Diseño Mecánico de los álabes, Diseño del eje principal.

Diseño Hidráulico:


Turbina Michell Banki

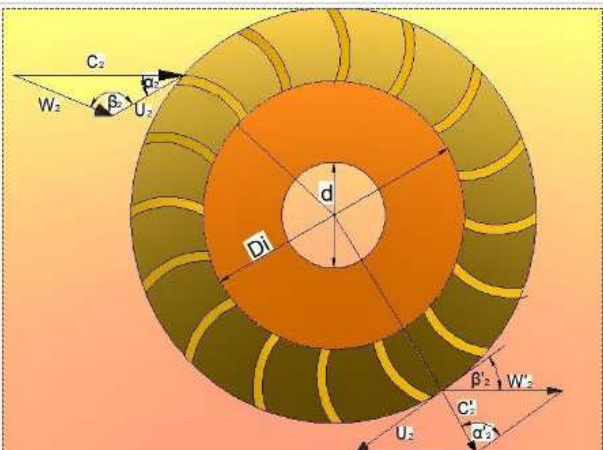
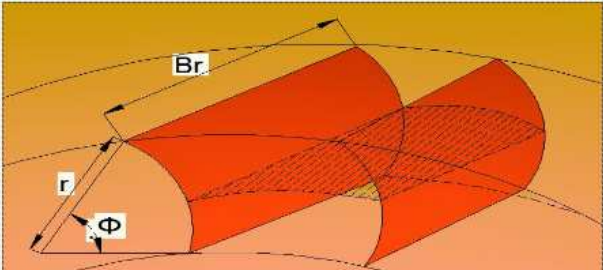
Diseño Hidráulico | Diseño Mecánico del Inyector | Diseño Mecánico de los Álabes | Diseño del Eje Principal


Resultados

U ₂ :	<input type="text"/>	m/s	teta t:	<input type="text"/>	°
W ₂ :	<input type="text"/>	m/s	β ² :	<input type="text"/>	°
teta 0:	<input type="text"/>	°	α:	<input type="text"/>	°
W ² :	<input type="text"/>	m/s	β:	<input type="text"/>	°
α ² :	<input type="text"/>	°			

Ø: ángulo de curvatura de los álabes	<input type="text"/>	°
teta ad: ángulo de admisión	<input type="text"/>	°
número de álabes en la admisión	<input type="text"/>	
caudal que fluye por cada álabes	<input type="text"/>	m ³ /s
B: ancho del inyector	<input type="text"/>	mm
Di: diámetro interno del rodete	<input type="text"/>	mm
Br: ancho del rodete	<input type="text"/>	mm
r: radio de curvatura de los álabes del rodete	<input type="text"/>	mm
potencia absorbida por la turbina	<input type="text"/>	Watts
K ₀ : porcentaje de arco de admisión para el inyector	<input type="text"/>	
C ₂ : velocidad del agua a la salida del inyector	<input type="text"/>	m/s
C ² : velocidad del agua a la salida del rodete	<input type="text"/>	m/s
d: diámetro máx. que atraviesa el rodete	<input type="text"/>	mm
área de admisión	<input type="text"/>	m ²
área de destogues	<input type="text"/>	m ²

 Imprimir

 Cerrar

Diseño Mecánico del Inyector:

Turbina Michell Banki

Diseño Hidráulico **Diseño Mecánico del Inyector** Diseño Mecánico de los Álabes Diseño del Eje Principal

Resultados

torque máximo de accionamiento del álabe directriz Kgf m

componente Y de la fuerza que actúa sobre los álabes Kgf

di. diámetro interno del eje álabe directriz mm

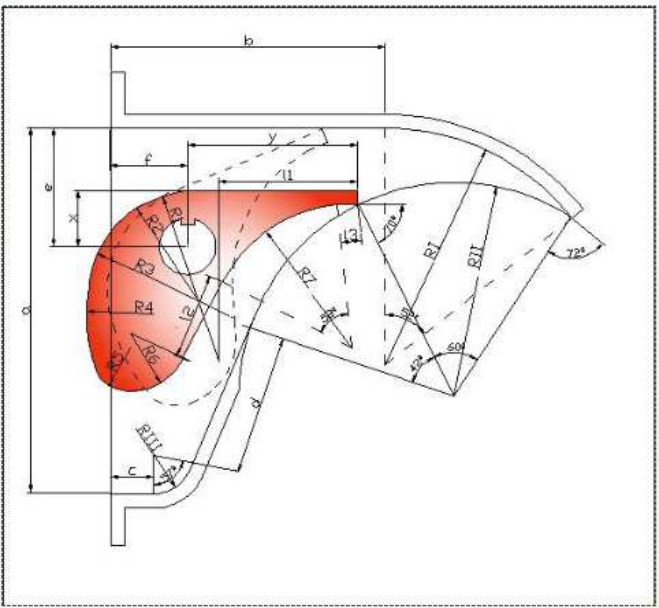
longitud del eje álabe directriz mm

fuerza total sobre plancha del inyector Kgf

momento máximo en plancha inyector Kgf m

esfuerzo máximo en plancha inyector Kgf / m²

a:	<input type="text"/>	mm	R3:	<input type="text"/>	mm
b:	<input type="text"/>	mm	R4:	<input type="text"/>	mm
c:	<input type="text"/>	mm	R5:	<input type="text"/>	mm
d:	<input type="text"/>	mm	R6:	<input type="text"/>	mm
e:	<input type="text"/>	mm	R7:	<input type="text"/>	mm
f:	<input type="text"/>	mm	x:	<input type="text"/>	mm
R I	<input type="text"/>	mm	y:	<input type="text"/>	mm
R II	<input type="text"/>	mm	l1:	<input type="text"/>	mm
R III	<input type="text"/>	mm	l2:	<input type="text"/>	mm
R1	<input type="text"/>	mm	l3:	<input type="text"/>	mm
R2	<input type="text"/>	mm			



Imprimir

Cerrar

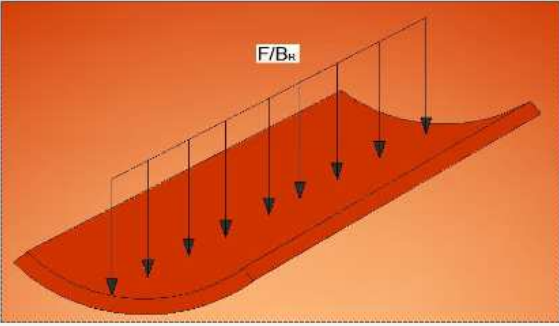
Diseño Mecánico de los Álabes:

Turbina Michell Banki

Diseño Hidráulico | Diseño Mecánico del Inyector | **Diseño Mecánico de los Álabes** | Diseño del Eje Principal

Resultados

número del álabes del rodete	<input type="text"/>
centro de gravedad del álabes	<input type="text"/> m
radio de giro	<input type="text"/> m
momento de inercia de los álabes	<input type="text"/> cm^4
esfuerzo máximo sometido al álabes por el agua	<input type="text"/> Kgf/m^2
fuerza centrífuga sobre el álabes	<input type="text"/> Kgf
momento flector máximo en los álabes	<input type="text"/> Kgf m
coeficiente de seguridad del álabes	<input type="text"/>



Imprimir

Cerrar

Diseño del Eje Principal:

The screenshot shows the 'Turbina Michell Banki' software interface. The 'Diseño del Eje Principal' tab is active, displaying a table of results and a diagram of a shaft with bending moment distributions.

Resultados		
peso total de los álabes		Kgf
espesor del disco de unión álabes		mm
peso total del rodete		Kgf
torque máximo accionamiento rodete		Kgf m
longitud del chavetero		mm
ancho del chavetero		mm
diámetro del cubo		mm
longitud del cubo		mm
longitud del eje		mm
fuerza resultante en el eje		Kgf
momento flector máximo		Kgf m
diámetro mínimo requerido		mm
diámetro del eje - diseño estático		mm
diámetro del eje - diseño dinámico		mm
flecha máxima del peso total del rodete		mm
flecha permisible		mm
peso del eje		Kgf
velocidad crítica		RPM
velocidad de embalamiento		RPM
Co: carga estática requerida		N
Cdi: carga dinámica requerida		N


The diagram shows a shaft with bending moment distributions labeled M_y and M_z . A button labeled 'Rodamientos' is highlighted with a callout box that says 'Abre aplicación de rodamientos SKF'.

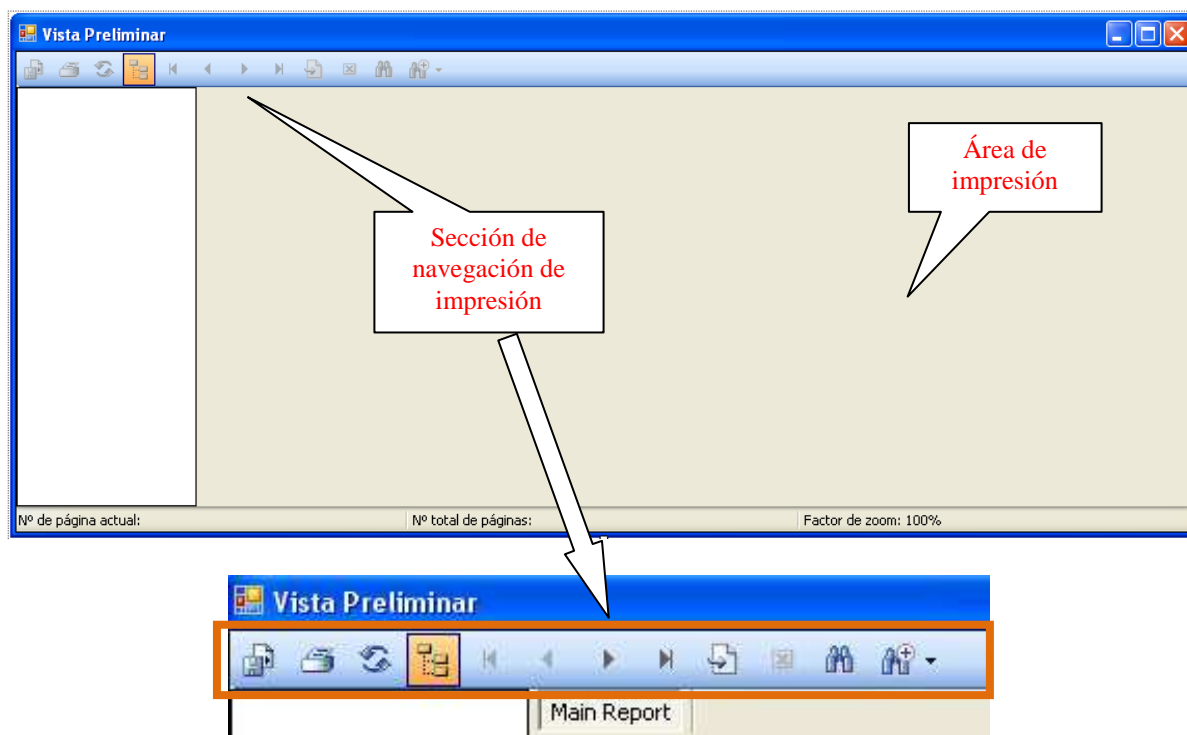
Buttons: Imprimir, Cerrar











Los valores podrán ser impresos en reportes mostrados en el ANEXO para sus respectivos informes.

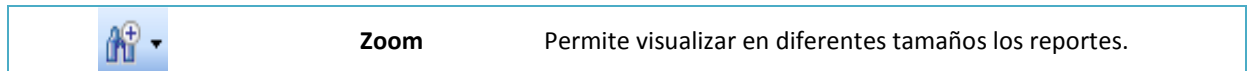
5.13.10. IMPRESIÓN DE REPORTES.

Una de las características del software para aplicación de Windows es imprimir un resumen de todos los cálculos que se realizan, es así que *microLORF* v1.0 permite esta opción.

Haciendo clic en el botón  enlazará los resultados a unos formularios de vista previa de impresión, donde se podrá configurar el tipo de impresora, entre otros:

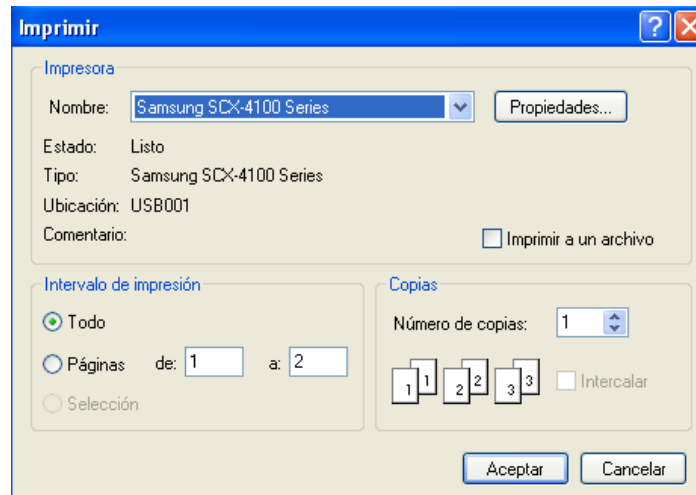


Sección de Navegación			
Ícono	Nombre	Descripción	
	Ir al Inicio	Posiciona la vista previa al inicio del conjunto de reportes actualmente mostrados.	
	Ir al Anterior	Posiciona la vista previa sobre el reporte anterior al registro actualmente seleccionado.	
	Ir al Siguiente	Posiciona la vista previa sobre el siguiente reporte del actualmente seleccionado.	
	Ir al Final	Posiciona la vista previa al fin del conjunto de reportes actualmente mostrados.	
	Imprimir Reporte	Permite configurar la impresión e imprimir el reporte.	
	Refrescar/Consultar	Carga nuevamente el conjunto de reporte(s) correspondiente(s) a la vista actual del formulario.	
	Exportar reporte	Permite exportar el reporte con extensión .rpt hacia otra aplicación accesible.	
	Árbol de grupo		
	Ir a página	Permite dirigirse hacia una página específica.	
	Buscar texto	Permite encontrar un texto dentro de un reporte o grupo.	

**Zoom**


Permite visualizar en diferentes tamaños los reportes.

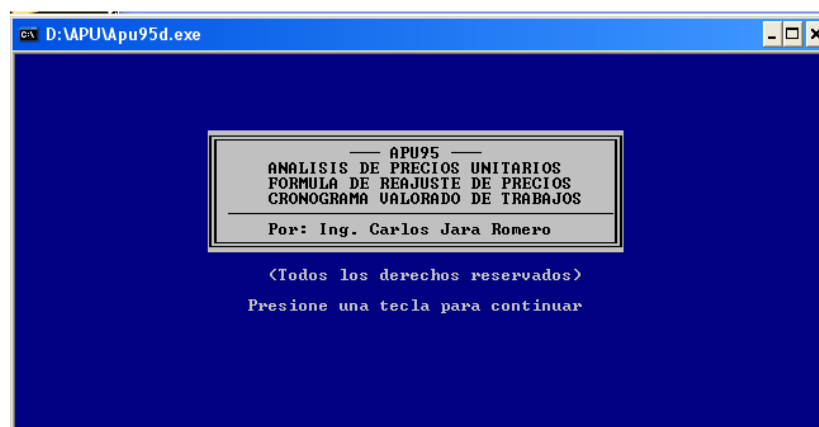
Formulario de configuración de impresión:



5.13.11. SOFTWARES DE COMPLEMENTOS.

microLORF v1.0 como se mencionó anteriormente puede combinarse con otras aplicaciones para mayor versatilidad. Haciendo clic en la barra de menú: Herramientas > A.P.U, o si se

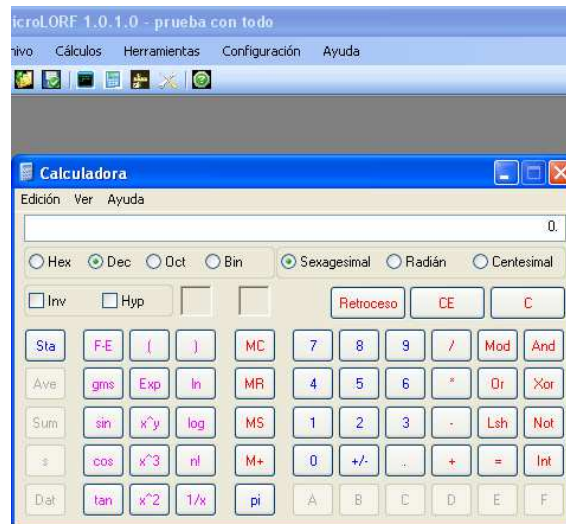
hace clic en el botón , se enlaza con la aplicación A.P.U. para costos unitarios:




Haciendo clic en la barra de menú: Herramientas > Calculadora, o si se hace clic en el botón

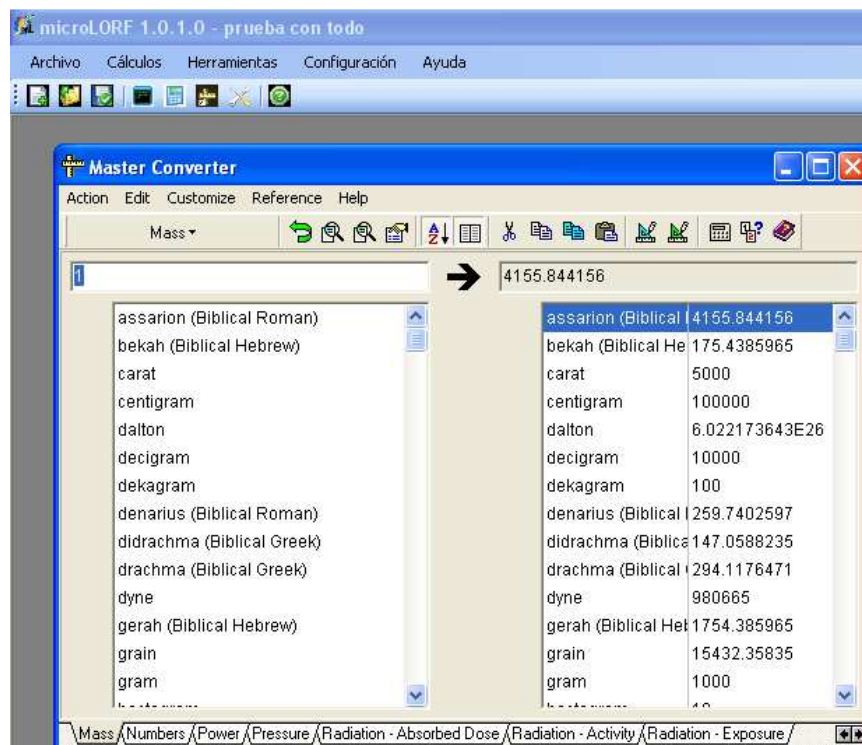


, se enlaza con la aplicación de calculadora del sistema operativo vigente:



Haciendo clic en la barra de menú: Herramientas > Master Converter, o si se hace clic en el

botón , se enlaza con la aplicación de Master Converter:



5.14. VALIDACIÓN DE RESULTADOS.

5.14.1. INTRODUCCIÓN.

El fin del ejercicio de validación es probar que los cálculos realizados por la aplicación tienen validez con un cálculo de una referencia estipulado. Estos cálculos servirán para ver la aproximación que tienen el software con respecto a cálculos de ejemplo de diseño de Turbina Michell Banki ya desarrolladas. Se desarrollarán dos validaciones: Las referencias bibliográficas para este fin corresponden a [7]: “Diseño y Construcción de la central Hidroeléctrica Cubillín” y [1]: “Apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas”; considerando que los cálculos a continuación representan a valores desarrollados por dichas referencias.

5.14.2. DATOS DE ENTRADA PARA VALIDACIÓN. [7]

Caudal de diseño:	0.05682 m ³ /s.
Salto Neto:	6.26 m.
Velocidad del generador:	1800 RPM.
Eficiencia del generador:	0.85
Relación de Transmisión:	0.26416
Tipo de transmisión:	Bandas o fajas en “V”
Eficiencia Mecánica de la turbina:	0.75
Eficiencia Volumétrica:	0.99
Eficiencia hidráulica turbina:	0.767
Velocidad óptima de la turbina:	475.5 RPM.

Potencia del generador:	2 Kw
Diámetro del rodete:	200 mm.
Espesor del álabe:	2 mm.
Material general turbina:	UNS S40500
Material del eje:	AISI 1040 recocido
Coefficiente seguridad eje:	10

5.14.2.1. DESARROLLO.

Tabla 5. 2. Resumen de validación [7]

Parámetro	Sistema microLORF v1.0	Referencia: Cubillín	Pág.
Potencia en bornes generador	2.1 Kw	2 Kw	18
Nq:	28.64	28.7	31
Ns:	90.47	90.5	31
Potencia al freno turbina	2.611 Kw	2.614 Kw	31
C₂: Velocidad salida chorro	10.799 m/s	10.86 m/s	50
U₂:	5.19 m/s	4.98 m/s	50
U₂'	5.19 m/s	4.98 m/s	50
W₂:	5.93 m/s	6.23 m/s	50
W₂'	5.82 m/s	6.23 m/s	50
β:	150.16 °	151.2 °	50
β₂'	29.83 °	28.8 °	50
C₂'	7.58 m/s	6.67 m/s	68
α₂'	87.78 °	99 °	50
Potencia Hidráulica Neta	3.482 Kw	3.08 Kw	50
α:	16 °	16 °	50
Número álabes rodete	22	22	52
Ancho inyector	11 cm	12.4 cm	41
Ángulo admisión	100.35 °	87.7 °	53
Número álabes admisión	6.13	5.36	53
Caudal cada álabe admisión	0.00926 m ³ /s	0.00106 m ³ /s	53
Diámetro interno rodete	132 mm	100 mm	55

Ancho rodete	163.51 mm	161.2 mm	79
Esfuerzo sobre álabe	668 Kg/cm ²	544 Kg/cm ²	86
Seguridad álabe	4.2	4.4	86
Torque de accionamiento rodete	5.35 Kgf m	6.33 Kgf m	108
*Diámetro del eje principal	22.48 mm	24 mm	112
Ancho chavetero	10.38 mm	7 mm	120
Longitud chavetero	7.78 mm	13 mm	120
**Espesor plancha inyector	3 mm	3 mm	123
Diámetro eje álabe directriz	9 mm	15 mm	141
Torque accionamiento álabe directriz	0.88 Kgf m	0.5208 Kgf m	141

5.14.2.2. CONCLUSIÓN.

Como se puede apreciar, los valores seleccionados y mostrados presentan una gran aproximación a los cálculos realizados a la referencia expuesta, lo que permite decir, que el grado de aceptabilidad del diseño desarrollado es adecuado, tomando en consideración que se trata de la primera versión de este tipo de aplicación.

Es notable que si bien en ciertos valores, éstos rondan un poco a los de ejemplo, no quiere decir que el cálculo sea erróneo, sino se trata del tipo de consideraciones que se hayan expuesto en los dos desarrollos.

* El valor del diámetro del eje, posee un rango amplio considerando el tipo del diseño que se haga y sobre todo el material con que está diseñado, en el caso de la referencia está hecho con un material Acero AISI 4142, mientras que el de la aplicación es hecho con Acero AISI 1040 recocido, que da valores similares, sin embargo si se escoge un material mejor, éste tiende a bajar.

** El cálculo del espesor de la plancha del inyector está considerado con los materiales generales de construcción de la turbina Michell Banki, sin embargo no es necesario construir toda la carcasa con esta misma aleación debido al costo excesivo que representaría.

5.14.3. DATOS DE ENTRADA PARA VALIDACIÓN. [1]

Caudal de diseño:	0.740 m ³ /s.
Salto Neto:	40 m.
Velocidad del generador:	1800 RPM.
Eficiencia del generador:	0.93
Relación de Transmisión:	0.4666
Tipo de transmisión:	Bandas o fajas en “V”
Eficiencia Mecánica de la turbina:	0.78
Eficiencia Volumétrica:	0.99
Eficiencia hidráulica turbina:	0.78
Velocidad óptima de la turbina:	840 RPM.
Potencia del generador:	300 Kw
Diámetro del rodete:	300 mm.
Espesor del álabe:	3 mm.
Material general turbina:	UNS S40500
Material del eje:	AISI 1040 recocido
Coefficiente seguridad eje:	10

5.14.3.1. DESARROLLO.

Tabla 5. 3. Resumen de validación [1]

Parámetro	Sistema microLORF	Referencia: OLADE	Pág.
Potencia en bornes generador	199 Kw	200 Kw	88
Nq:	45.43	44.18	89
Ns:	146.35	145.24	89
Potencia al freno turbina	226.056 Kw	226.4 Kw	88
*Número álabes rodete	24	24	Tabla VI
Ancho inyector	374.4 mm	375 mm	89
Diámetro interno rodete	198 mm	198 mm	16
Ancho rodete	561 mm	562 mm	90
Fuerza sobre álabe	217.62 Kgf	217 Kgf	91
radio de giro álabe	0.4826 cm	0.48 cm	Tabla IV [1]
Centro gravedad álabe	4.707 cm	4.7 cm	Tabla IV [1]
Momento de Inercia álabe	0.1768 cm ⁴	0.1822 cm ⁴	Tabla IV [1]
Diámetro máximo eje rodete	98.4 mm	98 mm	92
Flecha máxima peso del rodete	0.0005904 m	0.0006098 m	92
**Velocidad Crítica	1229 RPM	1210 RPM	92
Radio de curvatura álabe	48.9 mm	49 mm	Tabla IV
Diámetro eje álabe directriz	40.40 mm	38 mm	90
***Torque accionamiento álabe directriz	28.99 Kgf m	29 Kgf m	90

5.14.3.2. CONCLUSIÓN.

* El número de álabes del rodete, es confirmado mediante la referencia de centrales hidroeléctricas instaladas con Turbina Michell Banki, mostradas en la Tabla 4.3.

** La velocidad crítica es considerada aceptable, razonando que la pequeña variación del diámetro del eje afecta significativamente su valor, adicionalmente, este valor es calculado con el diseño dinámico del eje, mas no con su diámetro máximo que atraviesa el rodete.

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS DE COSTOS EN LA TURBINA MICHELL BANKI.

6.1. INTRODUCCIÓN.

Antes de tomar la decisión de llevar a cabo un proyecto de hidrogenación, es importante conocer los costos de cada una de las obras que conforman la M.C.H para llevar a cabo el análisis económico y financiero de la misma. Sin embargo por tratarse netamente de selección de Turbinas Hidráulicas tipo Michell Banki, no es necesario en este documento argumentar acerca de las obras civiles expuestas para un dicho proyecto.

Para tener un conocimiento acerca del costo que representa la Turbina Michell Banki en base al diseño establecido por la aplicación, se realizará un análisis de costos unitarios en la fabricación de los elementos que desarrolla *microLORF*. Con la ayuda del sistema A.P.U.

6.2. PRESUPUESTO DE ALTERNATIVA VALIDADA.

Para el análisis del costo aproximado de la Turbina Michell Banki validada (2.1 Kw), se tomará en cuenta los elementos que el sistema diseña y se ha clasificado por partes para obtener el costo de cada elemento, es así que los elementos son:

- Álabe directriz.
- Discos del rodete.
- Álabe del rodete.
- Carcaza.
- Eje del álabe directriz.

- Eje principal.
- Bancada.

Álabe Directriz:

Tabla 6. 1. Fabricación álabe directriz

Materiales	Unidad	Cantidad
Acero UNS S40500	Kg	5
Cuchilla de Tungsteno	U	1
Juego de Brocas	U	1
Molde de arena	U	1
Disco de corte A24-30 S/SF	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Horno Fundición	8	
Fresadora	3	
Moladora	0,5	
Taladro Vertical	0,5	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Operador Horno fundición	8	
Fresador	3	
Operador Molador	0,5	
Operador Taladro vertical	0,5	

Discos del rodete:

Tabla 6. 2. Fabricación discos del rodete

Materiales	Unidad	Cantidad
Acero UNS S40500	Kg	2
Cuchilla de Tungsteno	U	3
Juego de Brocas	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Fresadora	8	
Taladro Vertical	0,5	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Fresador	8	
Operador Taladro vertical	0,5	

Álabes del rodete:**Tabla 6. 3. Fabricación álabes del rodete**

Materiales	Unidad	Cantidad
Acero UNS S40500	Kg	0,75
Molde de arena	U	1
Cuchilla de Tungsteno	U	2
Electrodos Inconel	Kg	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Fresadora	2	
Equipo de oxicorte	0,5	
Moladora	4	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Fresador	2	
Soldador	0,5	
Operador Molador	4	

Carcaza:**Tabla 6. 4. Fabricación de carcaza**

Materiales	Unidad	Cantidad
Plancha ASTM A-36 5 mm.	m2	0,5
Pernos UNS 3/8	U	50
Disco de corte A24-30 S/SF	U	1
Juego de Brocas de 3/8"	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Sierra eléctrica	4	
Taladro Vertical	2	
Moladora	2	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Operador Sierra eléctrica	4	
Operador Taladro vertical	2	
Operador Molador	2	

Eje del álabe directriz:**Tabla 6. 5. Fabricación eje álabe directriz**

Materiales	Unidad	Cantidad
Acero AISI 1040 recocido	Kg	0,3
Cuchilla de Torno	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Torno horizontal	2	
Fresadora	2	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Tornero	2	
Fresador	2	

Eje principal turbina:**Tabla 6. 6. Fabricación eje principal turbina**

Materiales	Unidad	Cantidad
Acero AISI 1040 recocido	Kg	0,7
Cuchilla de Torno	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Torno horizontal	2	
Fresadora	2	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Tornero	2	
Fresador	2	

Bancada:**Tabla 6. 7. Fabricación bancada turbina**

Materiales	Unidad	Cantidad
Perfil cuadrado A-36 25x25x2 mm.	m2	8,16
Electrodos E6011	Kg	1
Pintura anticorrosiva negra	Gl	1
Tiñer	Lt	1
Plancha acero A-36 1220x2440 mm.	m2	0,5
Tijera de tol.	U	1
Equipos y Herramientas	Tiempo - Horas	
Sierra eléctrica	0,5	
Equipo de suelda eléctrica	3	
Equipo de pintura	2	
Mano de Obra	Horas - Hombre	
Operador Sierra eléctrica	0,5	
Soldador	3	

Haciendo uso del aplicativo A.P.U entonces, se desarrolla el costo de los elementos de la Turbina Michell Banki considerando un costo indirecto del 25%. A continuación el reporte:

Tabla 6. 8. Lista de equipos

LISTA DE EQUIPOS			
DESCRIPCION	COSTO X HORA	HORAS - EQUIPO	TOTAL
EQUIPO DE SOLDADURA	3,54	1,66	5,8764
EQUIPO DE OXICORTE	3,13	1,9	5,947
EQUIPO PARA PINTAR	1,3	0,95	1,235
FRESADORA	2,25	11,9	26,775
HORNO DE FUNDICION	40	3,81	152,4
MOLADORA	1,25	3,33	4,1625
SIERRA ELECTRICA	1,4	0,24	0,336
TALADRO VERTICAL	2	1,9	3,8
TORNO HORIZONTAL	2,65	1,9	5,035
		TOTAL =	205,5669*

Tabla 6. 9. Lista de materiales

LISTA DE MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Acero UNS S40500	Kg	4,1	4,64	19,024
Acero AISI 1040 recocido	Kg	2,8	0,48	1,344
Broca 3/8	U	5,45	0,48	2,616
Cuchilla tungsteno	U	4,5	5,24	23,58
Cuchilla de corte	U	2,5	0,48	1,2
Disco corte A24-30 S/SF	U	16	1,43	22,88
Electrodos Inconel	Kg	6	0,48	2,88
Electrodos E6011	Kg	4,5	0,48	2,16
Juego de brocas	U	8	1,43	11,44
Juego de cuchillas	U	15	0,48	7,2
Molde de arena	U	35	0,95	33,25
Perfil cuadrado A-36 25X25X2	Kg	71	1,43	101,53
Pernos UNS 3/8	U	0,15	23,81	3,5715
Pintura anticorrosiva negra	Gl	8	0,48	3,84

Plancha acero ASTM A-36 2 mm.	m2	43	0,48	20,64
Plancha acero ASTM A-36 5 mm.	m2	91	0,48	43,68
Tijeras para tol	U	6,5	0,48	3,12
Tiñer	Lt	1	0,48	0,48
			TOTAL =	304,4355*

Tabla 6. 10. Lista de mano de obra

LISTA DE MANO DE OBRA			
DESCRIPCIÓN	SAL.REALxHORA	HOR-HOMBRE	TOTAL
FRESADOR	2,24	11,9	26,656
OPERADOR HORNO FUNDICION	1,55	3,81	5,9055
SOLDADOR	2,24	3,57	7,9968
OPERADOR TALADRO VERTICAL	2,24	1,9	4,256
OPERADOR MOLADOR	2,24	3,33	7,4592
TORNERO	2,24	1,9	4,256
PINTOR	2,12	0,95	2,014
OPERADOR SIERRA ELECTRICA	2,12	0,24	0,5088
		TOTAL =	59,0523*

Tabla 6. 11. Transporte de materiales

TRANSPORTE DE MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNID.	PRECIO TRANSP	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
ACERO AISI 1040 recocido	Kg	2	0,48	0,96
BROCA 3/8	U	2	0,48	0,96
CUCHILLA TUNGSTENO	U	2	5,24	10,48
CUCHILLAS DE CORTE	U	2	0,48	0,96
DISCO CORTE A24-30 S/SF	U	2	1,43	2,86
ELECTRODO INCONEL	Kg	2	0,48	0,96
ELECTRODOS E6011	Kg	2	0,48	0,96
JUEGO DE BROCAS	U	2	1,43	2,86
JUEGO DE CUCHILLAS	U	2	0,48	0,96
MOLDE DE ARENA	U	3	0,95	2,85
PERFIL CUADRADO A-36 25X25X2	Kg	6	1,43	8,58
PERNOS UNS 3/8	U	2	23,81	47,62
PINTURA ANTICORROSIVA NEGRA	Gl	2	0,48	0,96

PLANCHA ACERO ASTM A-36 2mm	m2	6	0,48	2,88
PLANCHA ACERO ASTM A-36 5mm	m2	6	0,48	2,88
TIJERA PARA TOOL	U	2	0,48	0,96
TIÑER	Lt	2	0,48	0,96
UNS S40500	Kg	2	4,64	9,28
			TOTAL =	98,93*

Tabla 6. 12. Presupuesto final

PRESUPUESTO					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
00A1	ALABE DIRECTRIZ	U	1	268,34	268,34
00A2	DISCO DE ROTOR	U	2	45,57	91,14
00A3	ALABE ROTOR	U	1	61,38	61,38
00A4	CARCAZA	U	1	152,51	152,51
00A5	EJE ALABE DIRECTRIZ	U	1	21,26	21,26
00A6	EJE PRINCIPAL	U	1	15,22	15,22
00A7	BANCADA	U	1	190,79	190,79
				TOTAL =	\$ 800,64*

*Valores en dólares.

Como se puede observar, el costo APROXIMADO de la elaboración de la Turbina Michell Banki de la validación corresponde a USD. 800,64. Hay que tomar en cuenta que no están diseñados todos los elementos constitutivos finales ni tableros de control y se ha estimado características de bancada, por lo que su valor real es superior.

Es así que para el análisis de costos se empleará referencias de fabricantes de turbinas Michell Banki debido a que éstos definen sus costos por medio del proceso que éstos empleen y de los accesorios con que los fabricantes utilicen, que no son necesariamente iguales para cada una de las piezas que constituyen la turbina Michell Banki y por ende de las que se hace referencia en el presente trabajo.

Una empresa fabricante de turbinas en Latinoamérica presentan los costos dependiendo de la capacidad de generación. La empresa “*Tecnología Dual E.I.R.L (Perú)*”, presenta sus costos con fecha hasta Noviembre del 2009.

Tabla 6. 13. Costo de turbinas hidráulicas por Kw de generación

Potencia Generada.	Turbina Pelton	Turbina Michell Banki	Turbina Tipo Bulbo
Kw	USD	USD.	USD.
0.5	500	600	800
1	750	850	1050
2	1000	1100	1300
3	1450	1550	1750
4	2200	2300	2500
5	3400	3500	3700
6	4000	4100	4300
10	6500	6600	6800
20	8000	8300	8700
30	10500	10600	12000
40	12700	12850	13800
50	15400	15600	17500
60	18500	18800	20500
80	21000	21700	22500
100	27000	28000	32000
120	30000	30500	35000
150	32500	33600	40000

CAPÍTULO VII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1. CONCLUSIONES.

- Debido a la magnitud de cabeza y caudal donde económicamente es utilizable, menos de 200 m de caída, esta turbina resulta poco afectada por fenómenos como cavitación y erosión por arena; esto permite su construcción con materiales de uso común.
- Para potencias menores a 1000 Kw, la turbina Banki suele sustituir la turbina Francis allí donde ésta ha sido tradicionalmente utilizada, debido a la simplicidad constructiva y por ende de menor costo.
- Si se tiene en cuenta de un lado: la demanda creciente de energía, la necesidad de no deteriorar aún más las condiciones ambientales y la importancia de proveer electricidad a grupos de población que aún no cuentan con ésta, y por otro: se calcula el potencial hídrico en varias zonas que aún no tienen electricidad, así como el nivel de apropiación alcanzado en el país con relación a la turbina Banki, muchas oportunidades para el empleo de esta máquina se podrían dar en el futuro.
- La turbina de flujo transversal es especialmente apropiada para ríos con pequeños caudales. Estos generalmente llevan durante varios meses muy poco agua, por lo que en su diseño debe considerarse para el mínimo caudal que será el parcial y para épocas

de abundancia agua, se considerará el caudal total que será utilizado para usos productivos.

- Si se reduce el diámetro del rodete disminuye el rendimiento hidráulico de la turbina.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Con el uso de la aplicación *microLORF v1.0* se reduce considerablemente el tiempo de diseño de turbinas *Michell Banki*.
- En el caso de la turbina *Michell Banki* su eficiencia puede alcanzar el 82% cuando se obtienen buenos acabados es su fabricación.
- El análisis de costo de la turbina *Michell Banki* corresponde a un valor aproximado realizado con remuneraciones laborables en Ecuador buscando la finalidad de tener una estimación acerca de su costo y que sirva como referencia al momento de su adquisición.
- La validación de resultados de la aplicación se la ha realizado hasta los parámetros que brindan las referencias, lo cual nos permite ver el gran alcance del software frente a los diseños manuales.
- La elaboración del sistema conjuga dos conocimientos amplios como es de la ingeniería Mecánica y de Ingeniería en Sistema, que representa un profundo conocimiento.

8.2. RECOMENDACIONES.

- Mejorar el desarrollo del sistema *microLORF* v1.0 e implementar otras turbinas hidráulicas así como de incrementar la capacidad de generación.
- Fortalecer el ambiente de trabajo, permitiendo mayor interacción gráfica con el usuario.
- Para mayor enfoque geofísico sobre la ubicación de los proyectos, se recomienda fusionar el sistema con una aplicación de espacio geográfico y que permita realizar gráficos.
- Brindar planos de fabricación de los elementos totales de la turbina *Michell Banki* para fabricación en nuestro entorno haciendo uso de normas.
- Incrementar el número de pruebas basándose en otras investigaciones.

BIBLIOGRAFÍA.

ANAGUANO, L. Diseño y Construcción de la Central Hidroeléctrica Cubillín. Riobamba

– Ecuador, 1997. (Tesis)

DURALI, M. Design of Small Turbines for Farms, and Small Communities.

Massachusetts: VITA, 1976.

FISCHERS AKTIEN – GESELLSCHAFT (FAG). Catálogo de Rodamientos WL 41 520/3

SE. edición 2000.

INDACOCHEA, E. Metodología Sintética Para el Cálculo y Especificación Preliminar

de Microcentrales Hidroeléctricas. Perú: OLADE, 1985.

LARBURU, N. Máquinas Prontuario – Técnicas, Máquinas, Herramientas. 13^{era}. ed.

España: Paraninfo, 2001.

ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGÍA OLADE. Apuntes para un

Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas

Centrales Hidroeléctricas, 1988. (doc)

PAZ, E. 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de

Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell Banki. Cusco, 2007.

SHIGLEY, E. Diseño en Ingeniería Mecánica. 4^{ta}. ed. Bogotá: McGraw-Hill, 1990.

TIERRA, A. Diseño, Construcción, Montaje y Pruebas de una Turbina Michell Banki para Laboratorio. Riobamba – Ecuador: 1985. (Tesis)

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA DE ENERGÍA OLADE. Apuntes para un Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, 1988.
- [2] DURALI, M. Design of Small Turbines for Farms, and Small Communities. Massachusetts: VITA. 1976. pp. 160.
- [3] TIERRA, A. Diseño, Construcción, Montaje y Pruebas de una Turbina Michell Banki para Laboratorio. Riobamba – Ecuador: 1985. (Tesis)
- [4] HERNANDEZ, C. Diseño y Estandarización de Turbinas Michell Bank. pp. 10. (doc)
- [5] SHIGLEY, E. Diseño En Ingeniería Mecánica. 4^{ta}. ed. Bogotá: McGraw-Hill. pp. 171, 289, 364-369.
- [6] GOMEZ, J. La turbina Michell Banki y su Presencia en Colombia. (doc)
- [7] ANAGUANO, L. Diseño y Construcción de la Central Hidroeléctrica Cubillín. Riobamba – Ecuador, 1997. pp. 52. (Tesis)
- [8] INDACOCHEA, E. Metodología Sintética para el Cálculo y Especificación Preliminar de Microcentrales Hidroeléctricas. Perú: OLADE, 1985. pp. 34 – 37.

- [9] LARBURU ARRIZABALAGA, N. Máquinas Prontuario – Técnicas, Máquinas, Herramientas, 13^{ra}.ed. España: Paraninfo, 2001, pp. 38.
- [10] PAZ, E. 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell Banki. Cusco, 2007.
- [11] FISCHERS AKTIEN – GESELLSCHAFT (FAG). Catálogo de Rodamientos WL 41 520/3 SE. edición 2000.
- [12] JASON, G. Microsoft Server 2003 Administrators Companion. USA: Microsoft Press, 2003.
- [13] MARK, R. Microsoft Server 2003 Delta Guide. USA: Que Publishing, 2003.
- [14] Microsoft. SQL Server Architecture. USA: Microsoft Press, 2005. (doc)
- [15] MARCHEGIANI, A. Efectos de Geometría del Inyector en una Turbina Tipo Michell Banki. Buenos Aires. (doc)

LINKOGRAFÍA.

[a] INYECTOR TURBINA MICHELL BANKI

www.solucionespracticas.org.pe

2009 – Junio - 17

[b] PROPIEDADES GENERALES DE ACEROS.

www.matweb\property.com

2009 – Agosto - 26

[c] DEFINICIÓN VISUAL STUDIO .NET

[www.Ayuda de Microsoft SQL Server 2000.](#)

2009 – Octubre - 5