

DISEÑO Y ESTANDARIZACION DE TURBINAS MICHELL-BANKI

Por: Ing. Carlos Alberto Hernández Bazo

Experto del Programa Regional de P.C.H.
de la OLADE

Quito, Septiembre 1980

CONTENIDO

INTRODUCCION

1. DISEÑO DEL INYECTOR O TOBERA
2. DISEÑO DEL RODETE
3. RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO MECANICO DE TURBINAS MICHELL-BANKI
4. ESTANDARIZACION DE TURBINAS MICHELL-BANKI
5. SELECCION DE TURBINAS MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS
6. PRODUCCION DE TURBINAS MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS

INTRODUCCION

La Turbina Michell-Banki es una turbina de acción, de flujo transversal, de admisión parcial y de doble efecto. Esta forma da por un inyector o tobera provista de un álabe directriz encargado de regular el flujo de agua que ingresa a la turbina y un rodete diseñado de modo tal que permita generar potencia al eje de la turbina al recibir doble impulso del flujo de agua que circula por la misma.

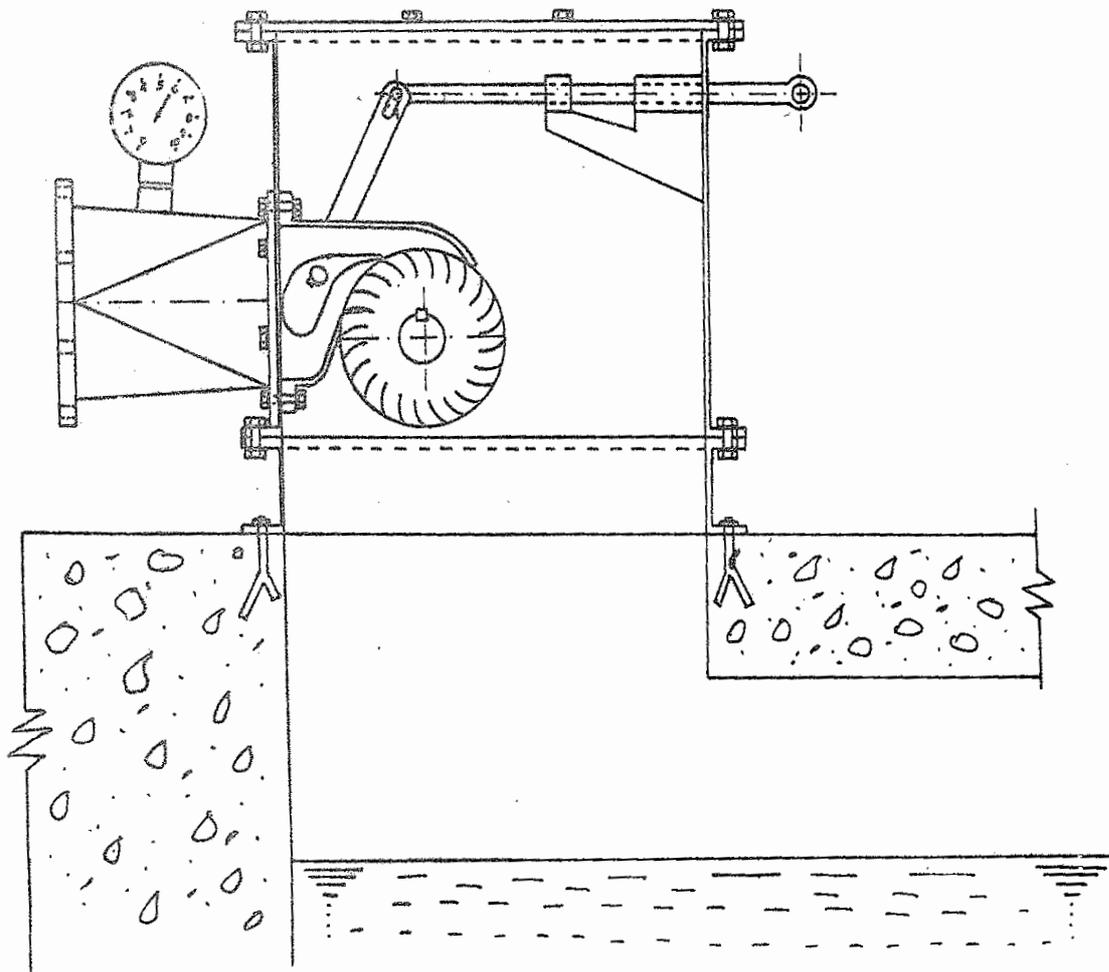
La Turbina Michell-Banki es una de las turbinas que presenta mejores perspectivas de utilización en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, principalmente por su simplicidad de diseño y fabricación y por su reducido costo de fabricación y mantenimiento. Puede operar con saltos de hasta 100 metros, llegando a generar potencias del orden de los 1000 kW, con eficiencia de hasta 82%.

Dado que el diseño de la turbina Michell-Banki no está muy definido, en el presente artículo se dan a conocer brevemente algunos fundamentos del diseño y una metodología de estandarización de este tipo de turbinas, la cual puede servir como referencia para la producción de turbinas Michel-Banki en los países latinoamericanos, aprovechando en lo posible la utilización de materiales producidos en la región.

1. DISEÑO DEL INYECTOR O TOBERA

El inyector de la turbina Michell-Banki tiene como función regular y acelerar el flujo de agua que ingresa a la turbina, orientándolo hacia los álabes del rodete con un cierto ángulo promedio denominado α_1 , el cual usualmente tiene un valor de 16°.

Geométricamente se caracteriza por mantener en uno de sus lados una dimensión constante y en el otro la dimensión variable, con el



TURBINA MICHELL-BANKI

de permitir un aceleramiento del flujo de agua originando a la salida un chorro cuya sección transversal es rectangular. Asimismo posee un álabe directriz que está diseñado para regular y garantizar una buena conducción del flujo de agua a diferentes porcentajes de carga de operación de la turbina. El álabe directriz divide en dos el flujo de agua que ingresa a la turbina, obteniéndose con ello una disminución de la fuerza de accionamiento para fijarlo en distintas posiciones de regulación, cuando la turbina opera a cargas parciales.

El diseño del inyector se basa en que la velocidad de salida (C_1) del flujo de agua esta dada por:

$$C_1 = K_c \sqrt{2 g H_n}$$

en donde:

K_c , es el coeficiente de velocidad

g , la aceleración de la gravedad

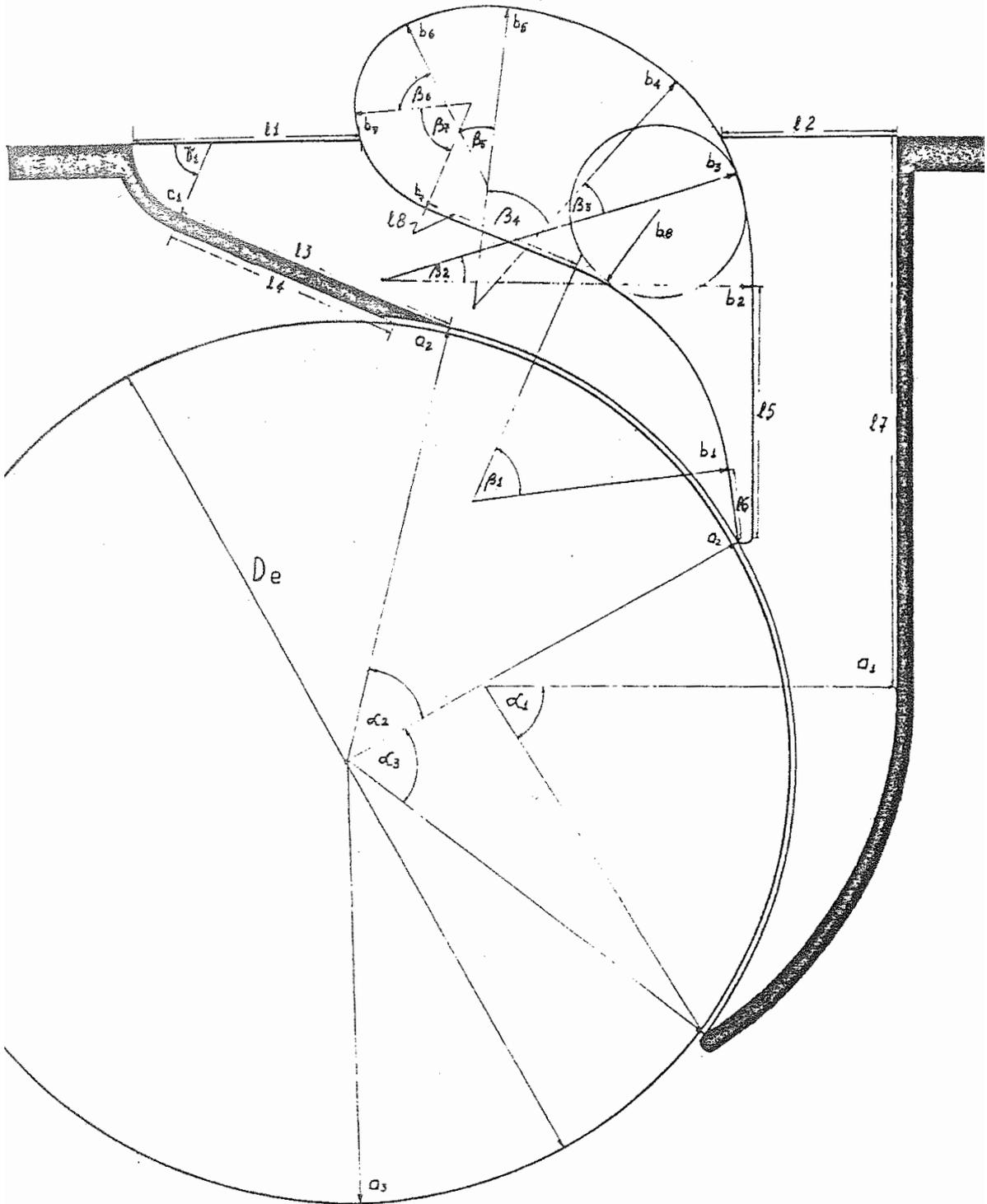
H_n , el salto efectivo neto

Asimismo se puede demostrar que el coeficiente de velocidad esta dado por:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H_n}}$$

en donde ΔH_i es la pérdida de presión por fricción que ocurre en el inyector al convertirse la presión estática en presión dinámica o de velocidad. El valor de ΔH_i , se puede determinar en forma muy aproximada utilizando la Ecuación de Darcy:

$$\Delta H = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g}$$



INYECTOR DE TURBINA MICHELL-BANKI

En donde conociendo la variación del diámetro hidráulico (D_h) de la sección del inyector en función de la longitud del mismo y con el dato del caudal, se puede integrar y determinar la pérdida total de presión.

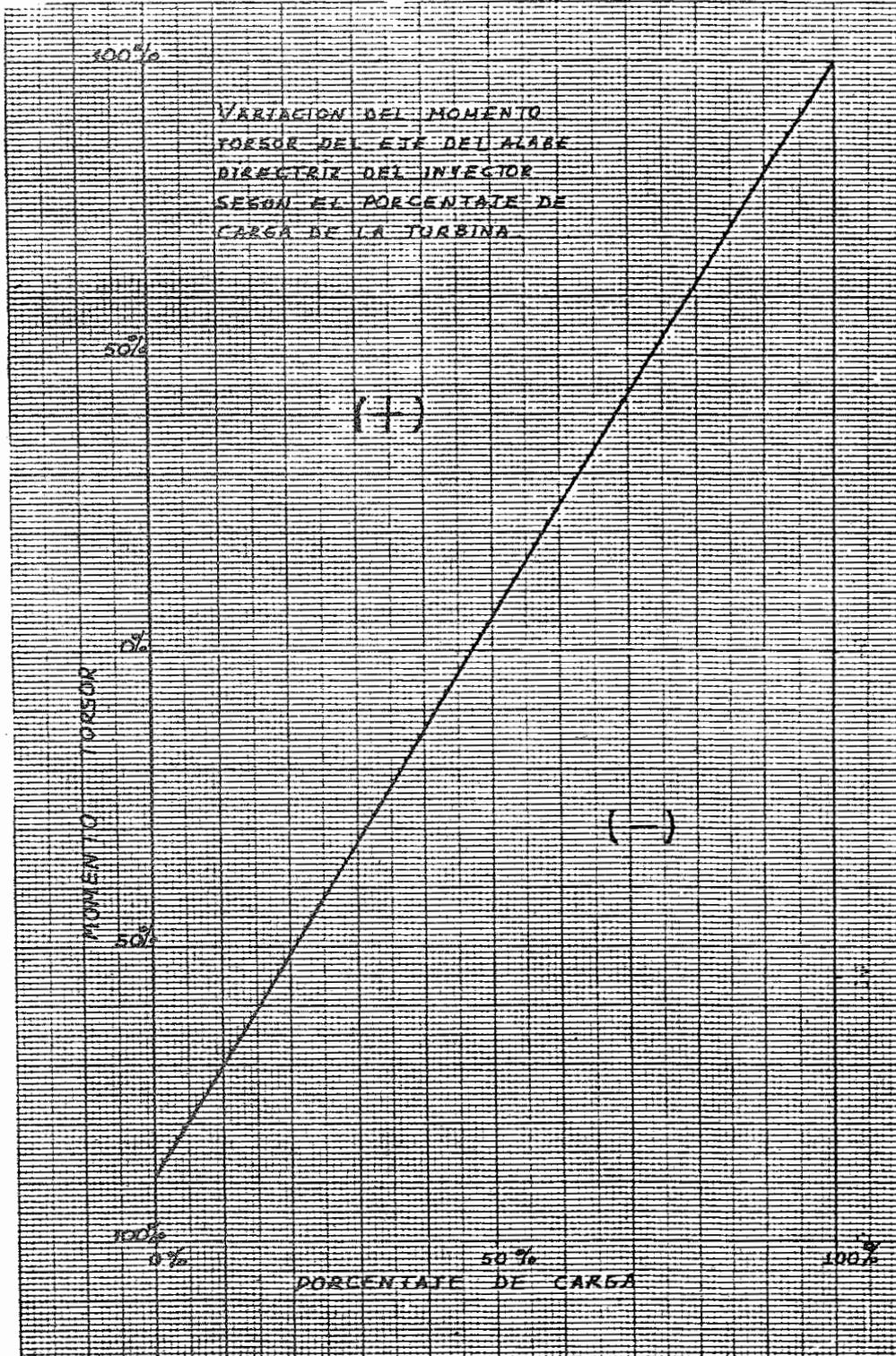
Si aplicamos este método a cada tramo en que se divide el flujo de agua en el inyector por acción del álabe directriz, podemos establecer la condición de obtener una igualdad de pérdida de presión en cada uno de ellos y obtener la relación de caudal existente entre los tramos que nos lo garantice.

Con base en el análisis descrito se han encontrado relaciones prácticas que nos determinan las dimensiones del perfil del inyector con base en el diámetro exterior del rodete. Asimismo para determinar la dimensión del lado constante del inyector denominada B se aplica la fórmula:

$$B = \frac{Q}{(\pi D_e - eZ) K_o K_c \sqrt{2gH} \sin \alpha_1}$$

en donde

- Q es el caudal máximo que fluye por la turbina $\frac{m^3}{seg}$
- D_e es el diámetro exterior del rodete (m)
- e es el espesor de los álabes del rodete (m)
- Z es el número de álabes del rodete (24)
- K_o es el porcentaje del arco de admisión (32%)
- K_c es el coeficiente de velocidad (0.98)
- H es el salto efectivo o neto aprovechable (m)
- α_1 ángulo de orientación del chorro de agua al ingreso con respecto a la tangente del rodete (16°)



CURVA DEL MOMENTO TORSOR DEL EJE EN EL INYECTOR

2. DISEÑO DEL RODETE

El rodete es el elemento de la turbina Michell-Banki que al girar por acción de un chorro de agua genera energía al eje.

El principio de funcionamiento del rodete está basado en que el inyector orienta con un cierto ángulo un chorro de agua, el cual toma contacto con los álabes al ingresar al rodete, dándole un primer impulso de giro, para luego atravesar el interior del mismo y tomar contacto nuevamente con los álabes y darles un segundo impulso antes de salir y fluir por la descarga de la turbina.

El diseño del rodete está basado en determinar los diagramas de velocidad en cada etapa de operación, cabe decir al ingreso y salida de la primera etapa y al ingreso y salida de la segunda etapa.

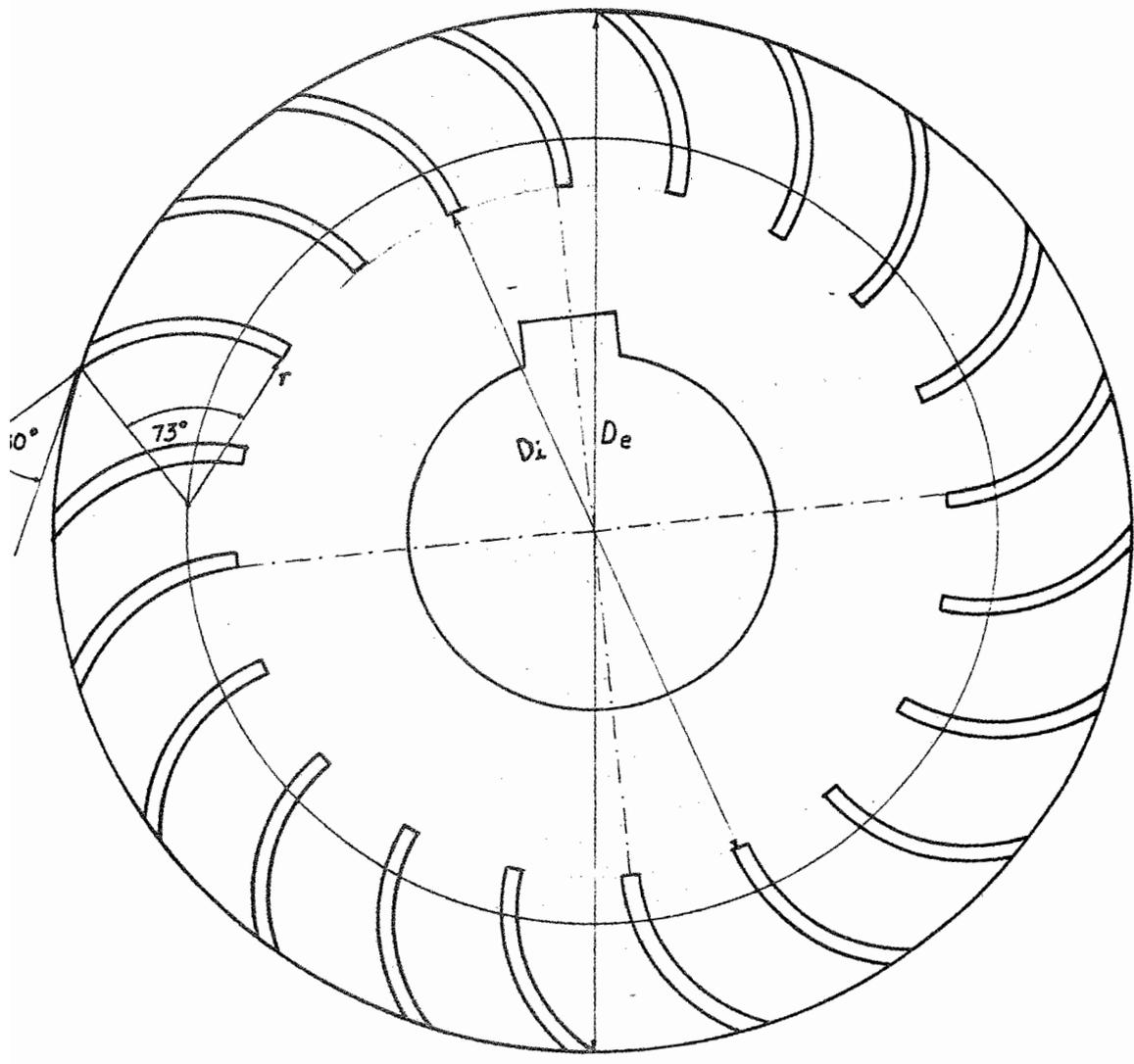
Para determinar la geometría del rodete, a continuación se presentan algunas fórmulas prácticas, cuyas deducciones no se muestran debido a la brevedad del artículo. Todas ellos se pueden deducir teóricamente:

- a. Diámetro interior del rodete en función de su diámetro exterior:

$$D_i = \frac{2}{3} D_e$$

- b. Radio de curvatura del álabe en función del diámetro exterior:

$$r = \frac{D_e}{6.1}$$



RODETE DE TURBINA MICHELL-BANKI

- 10 -

- c. Diámetro máximo del eje que atravieza el interior del rodete en función del diámetro exterior!

$$d \text{ máx} = 0.325 D_e$$

- d. Ancho interior del rodete en función del ancho interior B del inyector:

$$B_r = 1.3 B$$

- e. Angulos principales del rodete

Arco de admisión = 120°

Arco de curvatura del
álabe = 73°

Angulo del álabe al in-
greso del rodete = 30°

Angulo del álabe en el
interior del rodete = 90°

- f. El espesor del álabe se puede asumir 3 mm.

RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO MECANICO DE LA TURBINA MICHELL-BANKI

Para realizar el diseño mecánico de una turbina Michell-Banki, se requiere seleccionar el material que resista mejor las condiciones de operación de la turbina, principalmente su resistencia a la abrasión y corrosión, teniendo también en cuenta la producción o comercialización nacional o regional.

En la tabla N° 1 se presentan algunos materiales recomendables para turbinas hidráulicas, los cuales pueden ser de utilidad principalmente para la fabricación y producción del álabe directriz del inyector. En el caso del rodete y las paredes del inyector es



COMPOSICION DE LAS ALEACIONES USADAS CORRIENTEMENTE
EN TURBINAS HIDRAULICAS

MATERIAL	C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
Acero al 13% Cr	0.10	0.5	0.4	12.5	0.9
Acero al 18% Cr, 8% Ni	0.07	0.5	1.0	18.0	9.0
Acero al 2% Ni	0.25	0.7	0.3	0.2	0.2
Acero al 1.5% Mn	0.25	1.6	0.3	0.2	0.4
Bronce al aluminio	Al 10.0	Fe 8.0	Mn 5.0	Ni 2.0	Cu remain der.

PROPIEDADES MECANICAS DE LAS ALEACIONES USADAS
EN TURBINAS HIDRAULICAS

MATERIAL	Esfuerzo de Fluencia.	Esfuerzo de tensión.	Mínima Elongación L=5 d	Mínima resistencia de impacto.	Dureza Bri - nell	Límite de fatiga.
Acero al 13% Cr	Kg/mm ² 65	Kg/mm ² 65-75	% 15	Kg/cm ² 6	Kg/mm ² 190-30	Kg/mm ² 30
Acero al 18% Cr, 8% Ni	15	40-50	30	18	130-170	13
Acero al 2% Ni	35	55-65	18	6	155-195	22
Acero al 1.5% Mn	35	50-60	22	6	170-180	18
Bronce al aluminio	30	60-70	7	1	190-230	15

TÁBLA N° 1

posible utilizar aceros inoxidable que se comercializan en planchas con distintos espesores, pudiéndose sugerir el AISI 316.

Para la selección del material de la carcasa se sugiere el uso de plancha de acero común y corriente, a la cual se le aplicará pintura anticorrosiva, terminada la fabricación.

En el proceso de selección del material más adecuado para cada una de las piezas que conforman la turbina, también se requiere un análisis de efectos corrosivos que se puedan presentar al estar en contacto dos materiales diferentes en presencia de agua.

Seleccionados los materiales se puede proceder a realizar los cálculos mecánicos. A continuación se dan a conocer algunos criterios de diseño:

- a. Para el diseño mecánico del rodete se sugiere considerar el álabe como una viga empotrada en sus extremos (efecto de soldadura) cargada uniformemente por acción de la fuerza del chorro de agua en el caso más desfavorable, el cual ocurre cuando por algún motivo el rodete es frenado cuando la turbina estaba trabajando a plena carga.
- b. Para el diseño del disco solo se requiere determinar un espesor adecuado para que no se deforme cuando se procede a soldar los álabes al mismo.
- c. Para el diseño del eje de accionamiento del inyector, es necesario considerar el caso mas desfavorable, presentado cuando trabaja con plena apertura, predominando el efecto del momento torsor.
- d. En el diseño del eje de la turbina se debe considerar el efecto de la velocidad crítica, la cual se sugiere no debe presen

- 13 -

tarse antes de que la turbina llegue a su velocidad de embalamiento, lo que se puede considerar como el doble de la velocidad nominal N.

$$N = \frac{39.85 \sqrt{H}}{D_e}$$

- e. El diseño de la carcasa debe hacerse considerándola como la estructura de la turbina y debe contemplar la trayectoria de salida del agua del rodete.
- f. La descarga de la turbina debe poseer una dimensión tal, que permita la libre circulación del agua que sale de la turbina.

ESTANDARIZACION DE TURBINA MICHELL-BANKI

Cuando se diseña una turbina, se recomienda que la demanda máxima de la central se presente a 90% de la capacidad máxima de la turbina. Asimismo en el diseño mecánico se considera fundamentalmente la potencia y el salto máximo de operación. Como es conocido la potencia de una turbina esta dada por

$$P_t = 9.807 Q H \eta_T$$

En donde la potencia P_T está expresada en kW, el caudal Q en m^3/seg y el salto H en m, siendo η_T la eficiencia de la turbina.

Es conocido que la turbina diseñada bajo esas condiciones, puede trabajar con saltos inferiores generando otras potencias con otros caudales. Esta situación se representa por su número específico de revoluciones, expresado en caudal, N_q ó potencia N_s , en donde:

- 14 -

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

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

Siendo N la velocidad nominal de giro óptimo de la turbina en RPM, Q el caudal en m³/seg, H el salto en m y P la potencia en C.V.

Por consiguiente si la misma turbina opera con cargas parciales suponiendo un límite inferior de 70% de su capacidad máxima, cuando la demanda de la central es máxima, tendremos un área de combinaciones de salto y caudal en que se podrá operar sin sufrir ninguna modificación geométrica y mecánica. Teniendo en cuenta este principio se pueden diseñar una serie estandarizada de turbinas que se complementen y cubran toda una zona de combinaciones de saltos y caudales.

En el caso de la turbina Michell-Banki la estandarización se basa en fijar como salto máximo una altura de 100 metros de caída, estableciéndose diámetros estandar, cuyos perfiles para cada uno están definidos según las fórmulas mostradas en el punto 2 del presente artículo. La estandarización se reduce entonces a determinar anchos estandar de inyectores y rodetes.

El diseño mecánico de las turbinas es un factor importante en la estandarización de las mismas, porque de él dependen los límites de utilización de cada diámetro de rodete. Entre los elementos que limitan la utilización de las turbinas Michell-Banki se pueden mencionar: Los álabes del rodete, el álabe directriz del inyector y el eje de la turbina cuando este atravieza el interior del rodete.

Esta última limitación se puede contrarrestar haciendo un ensamble mecánico de tal forma que el eje no atraviese el rodete.

Con fines ilustrativos a continuación se describe una metodología para definir una serie estandarizada de turbinas Michell-Banki:

- El eje de accionamiento del álabe directriz es el elemento que determinará la estandarización de inyectores o toberas, debido a que por razones mecánicas y geométricas existe un límite máximo de estos diámetros que dependen del diámetro exterior del rodete, tal como se muestra en la siguiente tabla:

Diámetro de Rodete (mm.)	Diámetro máximo del eje del álabe directriz (mm.)
200	19
300	29
400	38
500	48
600	58

- Conociendo estos valores y fijándonos un límite de salto máximo de 100 metros para utilizar la turbina Michell-Banki, podemos encontrar el caudal y ancho máximo del inyector según

un diámetro de rodete dado. Para ello será necesario hacer uso de la fórmula deducida para determinar el momento torsor máximo a que está sometido el eje del álabe directriz la cual se expresa de la siguiente forma:

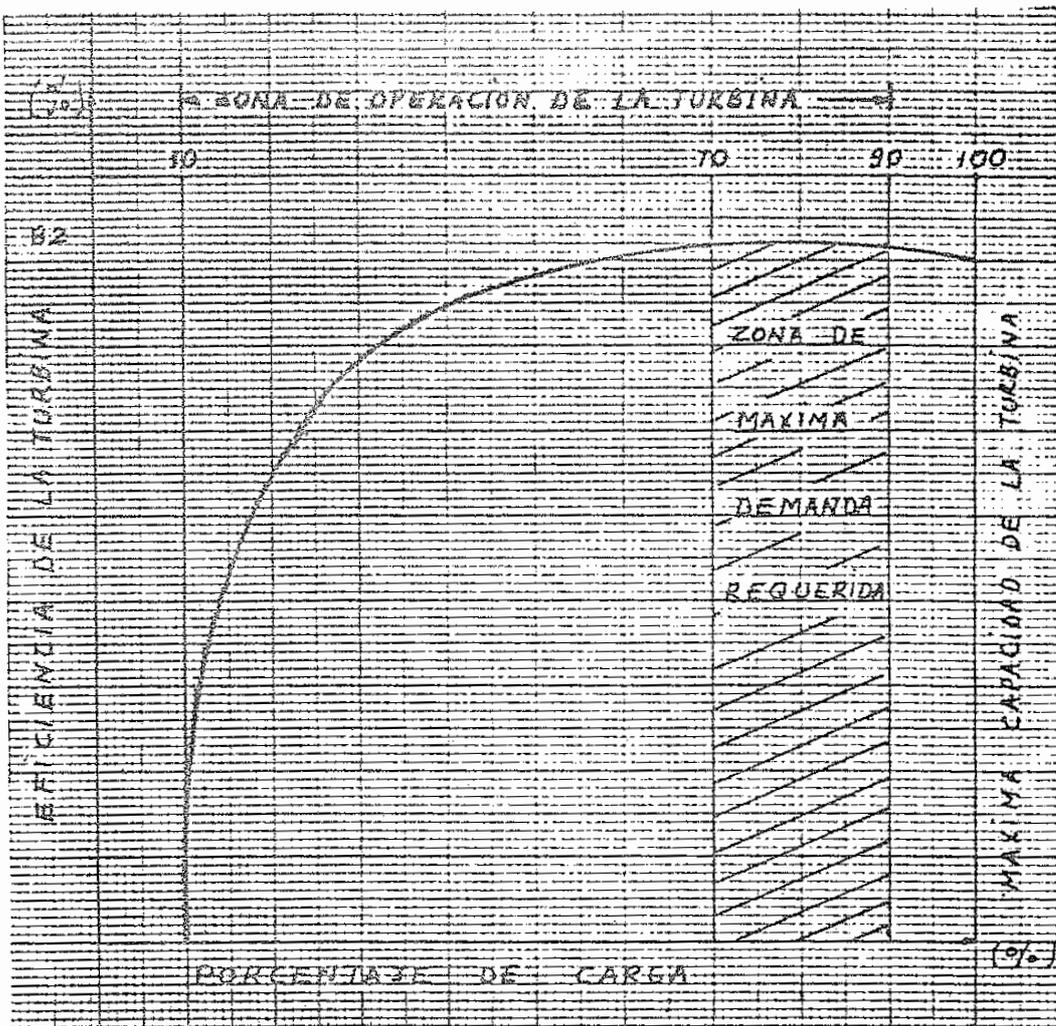
$$M_{T \max} = 31 D_e Q \sqrt{H}$$

En donde: M_T máx es el momento torsor en Kgr- m
 D_e es el diámetro exterior del rodete en m
 Q es el caudal máximo de la turbina en m^3/seg
 H es el salto neto en m

Seleccionando como material del eje, acero inoxidable, encontramos para cada diámetro exterior de rodete, el límite del ancho del inyector y el caudal máximo que puede fluir por el. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

De mm.	H m.	Q m^3/seg	B _{máx} mm.	kw _{máx} kW
200	100	0.140	65	86
300	100	0.500	150	308
400	100	1.100	240	679
500	100	2.200	380	1359
600	100	4.000	570	2471

- Con estos datos y considerando que la máxima demanda de la central se presentará cuando la turbina esta operando entre el 70% y 90% de su carga máxima podemos establecer una serie de áreas de utilización de turbinas estandar diseñadas con un salto máximo de 100 metros. De esta forma, si tomamos como estandar un rodete de 200 mm. de diámetro exterior, el inyector de máxima dimensión que se puede utilizar tiene un ancho de 65 mm. y puede ser utilizado hasta cuando la demanda máxima de la central se presenta a un 70% de la capacidad máxima de la turbina. El ancho del inyector que le sigue por consiguiente tendrá una dimensión equivalente al 70% del anterior y así sucesivamente.



CURVA DE EFICIENCIA DE LA TURBINA MICHELL-BANKI

Con este criterio y tratando de complementar áreas de operación de las turbinas estandar, se han determinado diámetros de rodetes estandar de 200 mm., de 400 mm. y de 600 mm., a los cuales corresponden anchos de inyector estandar, tal como se muestra en la siguiente tabla:

DIMENSIONES PRINCIPALES DE TURBINAS MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS						
Nº	Diámetro de Rodete		Ancho del Inyector		Ancho del Rodete	
	STD		B	STD	Br	STD
	(mm.)		(mm.)		(mm.)	
T ₁	200		30		40	
T ₂	200		45		60	
T ₃	200		65		85	
T ₄	200		* 60 - 30		160	
T ₅	400		60		80	
T ₆	400		85		110	
T ₇	400		120		160	
T ₈	400		*120 - 60		305	
T ₉	400		240		315	
T ₁₀	400		*240 - 120		610	
T ₁₁	600		270		350	
T ₁₂	600		390		500	
T ₁₃	600		560		700	
T ₁₄	600		*560 - 270		1200	

* NOTA: En estos casos se hace uso de inyectores de dos compartimentos con los anchos indicados.

5. SELECCION DE TURBINAS ESTANDARIZADAS

Establecidas las series estandarizadas de turbinas Michell-Banki, el proceso de selección de una determinada turbina se limitará a hacer uso de un gráfico H - Q que se muestra en donde se pueden apreciar las áreas correspondientes a cada turbina estandar mostrada en la

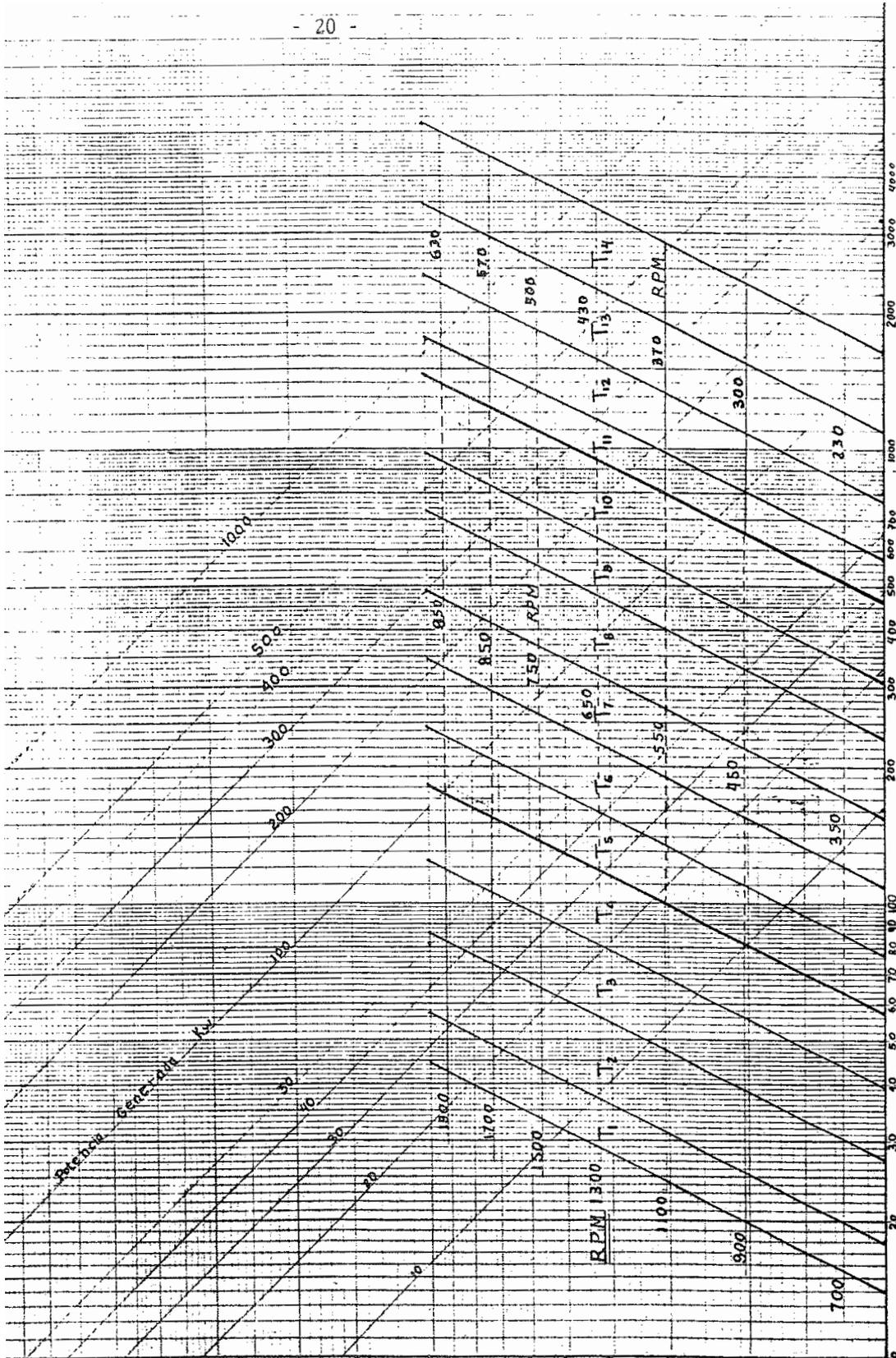
tabla final del punto anterior. Asimismo con el mismo gráfico se puede determinar el número de revoluciones óptimas de cada turbina según el salto con que opere.

Por ejemplo si disponemos de un salto de 60 metros con una demanda de 400 kW, hacemos uso del gráfico H - Q y seleccionamos la turbina T₁₀, la cual posee un inyector de dos compartimentos uno de 240 mm. y el otro de 120 mm. y un rodete de 400 mm. de diámetro exterior con un ancho de 610 mm., debiendo girar aproximadamente a 760 RPM con un caudal de 1.100 l/s.

6. PRODUCCION DE TURBINAS MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS

La estandarización de turbinas Michell-Banki nos ha permitido determinar que existen piezas cuya geometría es similar en un grupo de turbinas estandar. Por ejemplo cuando tenemos rodetes de turbinas de un mismo diámetro, sus discos son similares, al igual que la curvatura del álabe, y en el caso de los inyectores sucede lo mismo. Esto nos permite deducir que la producción de turbinas estandarizadas se debe orientar a la fabricación de piezas estandar que componen los elementos de la turbina, con el objeto de mantener un número determinado de cada pieza, las cuales puedan ser utilizadas en el ensamblaje de una turbina estandar de acuerdo con un pedido específico de la misma.

Finalmente a continuación hacemos un breve listado de las piezas estandar que componen los elementos de la turbina, así tenemos: El álabe directriz, el eje y las paredes laterales del inyector, el disco, cubo y álabes del rodete, ejes y soportes de rodamiento de la turbina, cáscara, bridas, etc.



CAUDAL, (l/s) Q

GRAFICO PARA SELECCIONAR TURBINAS MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS

DIMENSIONES PRINCIPALES DEL INYECTOR PARA LA TURBINA MICHEL-BANKI
SEGUN EL DIAMETRO DEL RODETE

DIMENSION LITERAL	DIAMETRO DEL RODETE D _e (mm)		
	200	400	600
a ₁	92.5	185.0	277.5
a ₂	101.0	202.0	303.0
a ₃	100.0	200.0	300.0
b ₁	57.0	114.0	171.0
b ₂	83.0	166.0	249.0
b ₃	46.0	92.0	138.0
b ₄	68.0	136.0	204.0
b ₅	40.0	80.0	120.0
b ₆	20.5	41.0	61.5
b ₇	26.0	52.0	78.0
b ₈	20.0	40.0	60.0
c ₁	17.5	35.0	52.5
e ₁	50.5	101.0	151.5
e ₂	39.5	79.0	118.5
e ₃	65.5	131.0	196.5
e ₄	54.0	108.0	162.0
e ₅	57.0	114.0	171.0
e ₆	16.0	32.0	48.0
e ₇	126.0	252.0	378.0
e ₈	115.0	230.0	345.0

Valores de los
Angulos:

$$\alpha_1 = 58^\circ ; \alpha_2 = 47^\circ 5 ; \alpha_3 = 67^\circ ;$$

$$\beta_1 = 60^\circ ; \beta_2 = 18^\circ ; \beta_3 = 32^\circ ; \beta_4 = 35^\circ ; \beta_5 = 31^\circ$$

$$\beta_6 = 70^\circ ; \beta_7 = 62^\circ .$$