



TURBINA MICHELL-BANKIE

1 Características generales

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW.

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende 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 Principio de funcionamiento

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

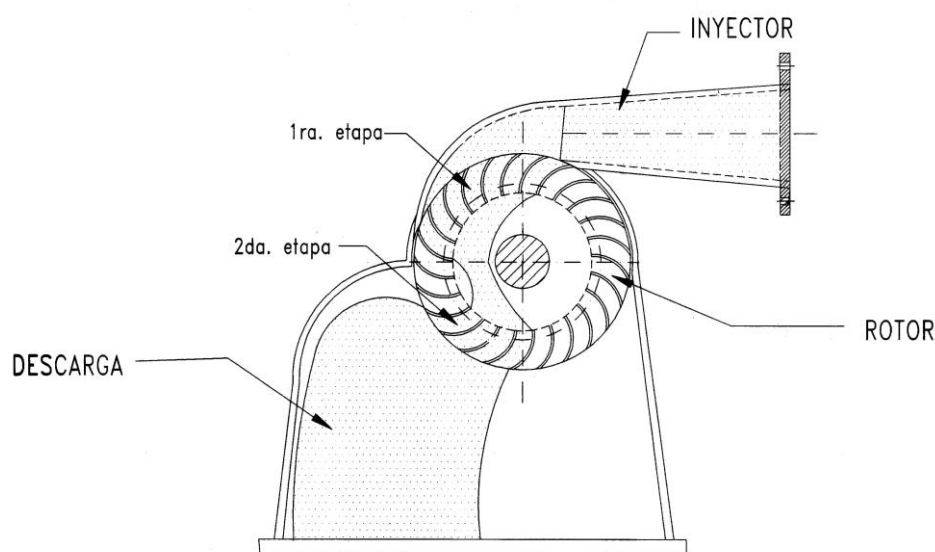


Figura 1

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

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 transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante.

(Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70%, otros autores mencionan un 61% aclarando que la segunda etapa entrega un 17%, y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84%.)

Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete.

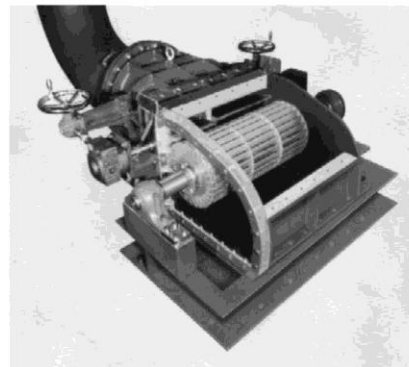
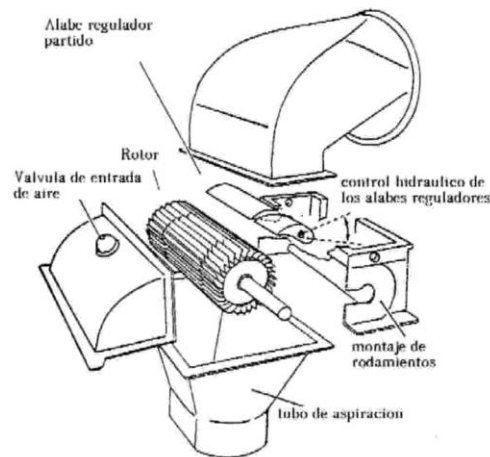
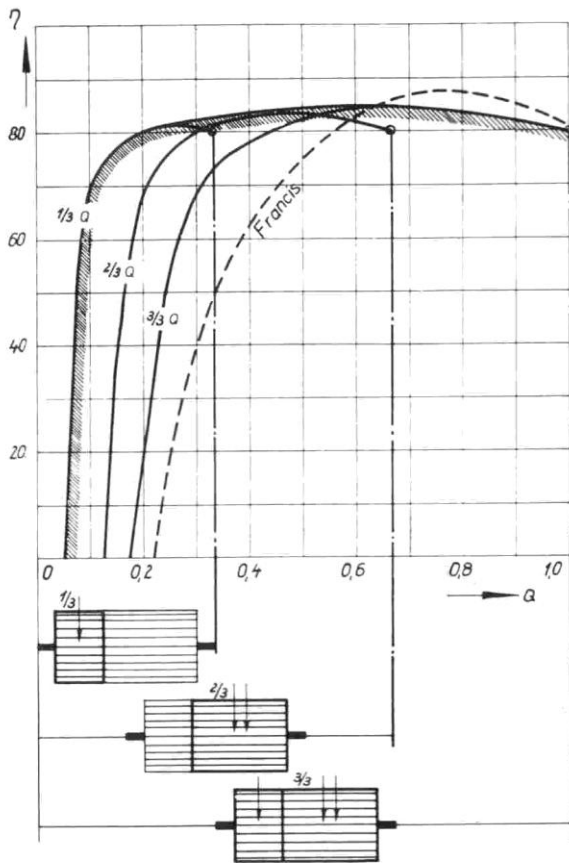


Figura 2: Turbina De Flujo Transversal De Admisión Parcial

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura 2 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

Como se mencionó anteriormente, la turbina de flujo transversal es especialmente apropiada para ríos con pequeños caudales. Estos generalmente llevan durante varios meses muy poca agua, por lo que en su diseño debe considerarse para el mínimo caudal que será el parcial y para épocas de abundancia de agua, se considerará el caudal total que será utilizado para usos productivos. De la curva característica de rendimiento de cada turbina depende si durante este tiempo se sigue produciendo energía eléctrica.

Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

De acuerdo a lo dicho con anterioridad el diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término.

Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidroenergéticos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de los diagramas de estandarización que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- 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.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

Una vez seleccionado el diámetro se procede a obtener la velocidad de giro de la máquina:

$$n = 40.62 \cdot k_c \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{D}$$

Número de álabes del rotor

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.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla N° 1 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura.

Referencia	D/d	D/B	z	η_h
Yokohama, 1985, Japon	0.66	4.25	26	80.60
Vigm, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
Ganz, 1984, Hungria	0.66	1.00	30	75.00
Alabama, 1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
Resita, 1983, Rumania	0.66	1.28	24	73.00
KTU, 1987, Trazbon, Turkia	0.54	0.81	24	71.30
Oregon, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00
VDI, 1981, Etiopia	0.67	3.26	36	66.00
Los Andes, 1973, Colombia	0.62	1.87	27	60.60
ODTU, 1985, Ankara, Turkia	0.83	1.44	30	55.50

Tabla 1: parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30.

Calculo del Ancho del Rotor

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q.

Como se sabe el área de admisión está dada por:

$$A_a = \frac{Q}{c_{m1}} \quad (1)$$

Además

$$A_a = B \cdot p_z \cdot Z_a \quad (2)$$

El paso P_z estará dado por:

$$p_z = \frac{\pi \cdot D}{z} \quad (3)$$

Si definimos

$$x_z = \frac{Z_a}{z} \quad (4)$$

Como la relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales, se tendrá que una vez seleccionado el número de álabes del rotor se

podrá determinar el número de álabes que actúan en la admisión, y por lo tanto el valor de x_z . Este número de álabes z_a tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina.

El coeficiente x_z varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta,

$$x_z = \frac{z_a}{z} < 0.35 \quad (5)$$

Igualando (2) y (3) y despejando B tenemos:

$$B = \frac{Q \cdot z}{\pi \cdot D \cdot c_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot z_a} \quad (6)$$

Al final la expresión para calcular el ancho del rotor queda:

$$B = 0.259 \cdot \frac{Q}{k_c \cdot D \cdot \sqrt{H_n} \cdot x_z} \quad (7)$$

Diseño del inyector

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 logre 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 [Figura 3], una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 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.

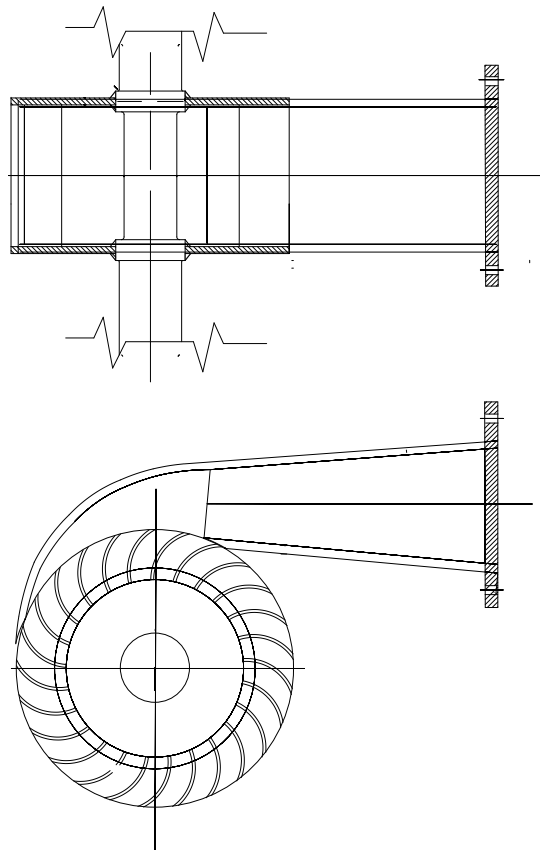


Figura 3

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 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_a óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° .

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de x_2 adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión. Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el

espesor de los álabes en la entrada. Así, el arco de admisión estará dado por [Figura 4]:

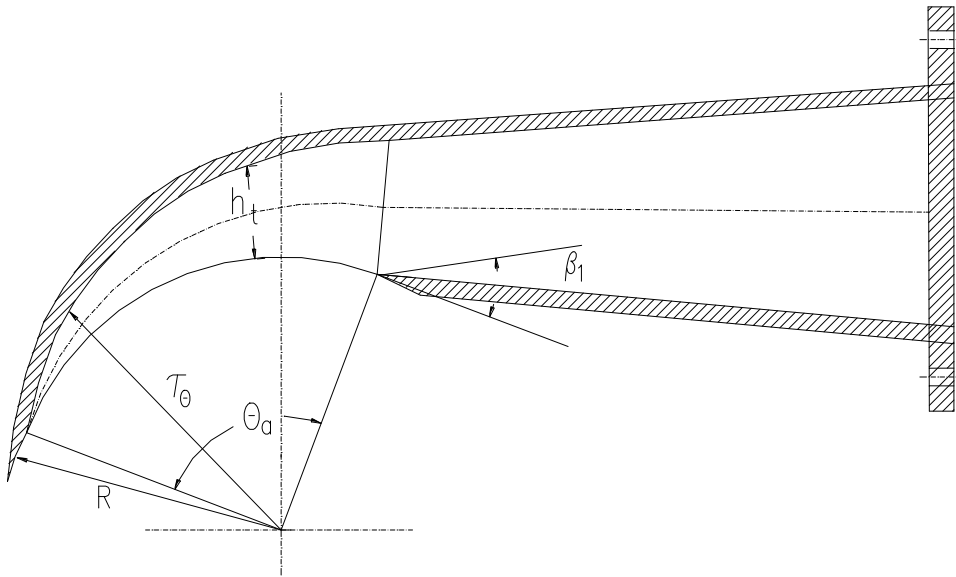


Figura 4

Arco de admisión:

$$L_a = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e \quad \text{Donde } e \text{ es el espesor de los álabes.}$$

Luego el ángulo de admisión \$\theta_a\$ será:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D} \cdot L_a$$

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^\circ\$ y \$\theta_a\$ la curva envolvente del inyector está dada por:

$$\tau_\theta = R \cdot e^{\left[\frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a} \right)}{B \cdot C} \right] \cdot Q}$$

Donde:

$$C = 2.3 \cdot \eta_h \cdot \frac{D \cdot \sqrt{H_n}}{K_{c1}}$$

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

$$h_t = \tau_\theta - R$$

Nomenclatura utilizada:

c	= Velocidad Absoluta [m/s],
Q	= Caudal [m ³ /s],
H _n	= Altura Neta [m],
η _h	= Rendimiento Hidráulico,
k _c	= Coeficiente De Velocidad Del Inyector,
α	= Angulo Entre La Velocidad Absoluta Y La Velocidad, Tangencial [°],
β	= Angulo Entre La Velocidad Relativa Y La Velocidad Tangencial [°],
c _m	= Componente De La Velocidad Absoluta En La Dirección Meridiana [m/s],
N	= Velocidad De Rotación De La Maquina [R.P.M.],
D	= Diámetro Del Rotor [m],
d	= Diámetro Interno Del Rotor [m],
A _a	= Área De Admisión [m],
B	= Ancho Del Rotor [m],
Z	= Número De Álabes Del Rotor,
Z _a	= Número De Álabes En La Admisión,
X _z	= Relación De Número De Álabes,
p _z	= Paso Entre Álabes [m],
z	= Ángulo Entre Álabes [°],
R	= Radio Del Rotor (R = D/2) [m],
L _a	= Arco De Admisión [m],
e	= Espesor Del Álabes [m],
θ _a	= Ángulo De Admisión [°],
θ	= Ángulo De La Envolvente En Un Punto Cualquiera [°],
τ _θ	= Radio De La Curva Envolvente Del Inyector [m],
C	= Constante De La Ley Del Torbellino Potencial,
h _t	= Altura Del Inyector En Cada Punto [m],

Subíndices Utilizados:

1.- Entrada Al Rotor (Primera Etapa)

Fuente: Centro de documentación- Soluciones Prácticas-ITDG
Mayor información:
Servicio de consultas técnicas

Soluciones Prácticas
Casilla postal 18-0620
Lima 18
Perú
Tel: +511 446 7324
Fax: +511 447 6621
E-mail: info@solucionespracticas.org.pe
Website: <http://www.solucionespracticas.org.uk>

Practical Action
The Schumacher Centre for Technology and Development
Bourton-on-Dunsmore
Rugby, Warwickshire, CV23 9QZ
Reino Unido
Tel: +44 (0)1926 634400
Fax: +44 (0)1926 634401
E-mail: inforsew@practicalaction.org.uk
Website: <http://practicalaction.org/practicalanswers/>

Practical Action es una organización para el desarrollo sin ánimo de lucro con una diferencia. Sabemos que las ideas más simples pueden tener el efecto más profundo y cambiar la vida de la gente pobre alrededor del mundo. Durante más de 40 años, hemos trabajado de cerca con algunos de los pueblos más desfavorecidos usando tecnologías sencillas para luchar contra la pobreza y transformar sus vidas. Actualmente trabajamos en 15 países en África, Sur de Asia y América Latina.

ficha técnica