

TURBINAS HIDRÁULICAS

INTRODUCCIÓN

En el capítulo anterior se hizo referencia a la transformación energética que se presenta en la tubería. La energía potencial del agua se transforma en energía de presión y en energía cinética. Tal energía puede transformarse en trabajo cuando el agua golpea un objeto tal que la dirección del flujo del agua cambie y el objeto se mueva como resultado de la acción del agua. La magnitud de la velocidad del agua se reduce debido a la fricción que se presenta por el flujo del agua a través de la superficie del objeto, y la energía entregada por el agua se transforma también en trabajo útil.

Si se utiliza una máquina adecuada, la energía existente en el agua que fluye o en el agua almacenada en un nivel apropiado, puede convertirse en potencia mecánica, que puede utilizarse para muchas aplicaciones o usos. Antiguamente, las máquinas accionadas por la potencia del agua se usaron para tareas como: trillar maíz, levantar pesos, aserrar madera, moler caña de azúcar, despulpar café, entre otros. En nuestro medio aún se utilizan para los dos últimos usos. Estas máquinas se denominaron *ruedas hidráulicas*.

Las máquinas hidráulicas moderna que accionan generadores eléctricos se conocen como *turbinas hidráulicas*.

CONCEPTOS DE CABEZAS

Cabeza bruta (H_b). Es la diferencia de nivel existente entre la superficie del agua en el embalse y la cota de descarga en la turbina.

Cabeza máxima (H_{max}). Es la cabeza bruta que se obtiene al operar la planta con una turbina al 5% de su capacidad nominal ($Q \approx 0.05Q_n$) y con la cota del embalse a nivel del vertedero. Bajo esta condición, las pérdidas hidráulicas son despreciables y pueden no tenerse en cuenta.

Cabeza mínima (H_{min}). Es la cabeza neta que se obtiene al operar la planta con todas las turbinas a plena carga y con la cota del embalse a un nivel mínimo de operación. Bajo esta condición, las pérdidas hidráulicas son máximas.





Cabeza neta (H_n). También llamada cabeza efectiva, se define como la diferencia entre la cabeza bruta y las pérdidas totales por fricción y pérdidas en accesorios en el sistema de conducción. En el cálculo de ésta no se incluyen las pérdidas propias de la turbina. La cabeza neta es la cabeza disponible para realizar el trabajo sobre la turbina.

Cabeza nominal (H_r). Es la cabeza neta a plena apertura de la turbina que entrega la capacidad nominal del generador. Generalmente se encuentra en la placa de la turbina.

POTENCIA DE LA TURBINA

Se puede demostrar que la potencia de la turbina está dada por la expresión:

$$P = 9.81 H_n Q \eta \quad [\text{kW}] \quad (4.1)$$

Donde:

- H_n : Cabeza neta de diseño en metros.
- Q : Caudal nominal en m^3/s .
- η : Eficiencia de la turbina.

VELOCIDAD ESPECÍFICA

De las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas que definen similitud geométrica, cinemática y dinámica, se deduce la relación analítica para la velocidad específica. La similitud geométrica requiere una razón común entre dimensiones correspondientes. La cinemática, requiere una razón común para las velocidades correspondientes y la dinámica requiere una razón común para las fuerzas correspondientes (por ejemplo fricción, gravedad, y tensión superficial).

La velocidad específica (N_s), es aquella velocidad a la cual gira un modelo geoméricamente semejante a la turbina real o prototipo, bajo una cabeza de un metro para producir una potencia de 1 kW.

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{1.25}} \quad (4.2)$$

Donde:

- N : Velocidad sincrónica [rpm].
- P : Potencia de la turbina [kW].
- H_n : Cabeza neta de diseño [m].



Para determinar la velocidad específica definitiva, se procede de la forma siguiente:

1. Se halla una velocidad específica que se denominará de prueba, con base en curvas de fabricantes o ecuaciones empíricas.
2. De la ecuación (4.2) se despeja N reemplazando la N_s por el valor obtenido en el numeral 1.
3. Se determina, entonces, un número de polos de la expresión (para el caso de sistemas a 60 Hz):

$$p = \frac{7200}{N} \quad (4.3)$$

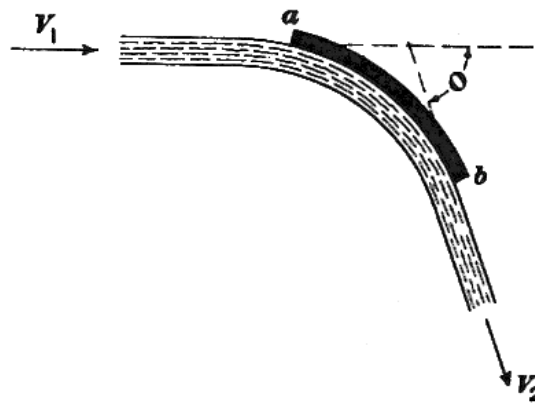
4. El número de polos p se aproxima al número par más próximo y se calcula nuevamente la velocidad sincrónica.
5. Con la velocidad sincrónica hallada en 4, se calcula la velocidad específica definitiva, teniendo la precaución que no se desvíe más, menos el 10% del valor de la velocidad específica de prueba. La velocidad específica así hallada será la velocidad específica definitiva para el dimensionamiento preliminar de la turbina.

CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Las turbinas hidráulicas se clasifican como: (i) *Turbinas de acción o de impulso*, y (ii) *Turbinas de reacción*. Clasificación que obedece a la forma como el agua ejerce la fuerza sobre la turbina y como causa su rotación.

Fuerza dinámica del agua. Cuando una corriente de agua actúa sobre una superficie fija o en movimiento, causa un cambio en la dirección o en la magnitud de la velocidad del agua. El agua ejerce una fuerza sobre la superficie, denominada fuerza dinámica del agua sobre la superficie. Esta fuerza es igual y opuesta a la fuerza aplicada al agua por la superficie que produce el cambio de velocidad del agua.



**Figura 1. Acción del chorro del agua sobre una superficie curva**

En la figura 1, la superficie *ab* experimenta una fuerza similar a la que ejerce una persona cuando trata de cambiar la dirección de un chorro de agua con su mano.

Cuando una corriente de agua golpea una superficie fija, tiende a moverla debido a la fuerza dinámica. Esta fuerza dinámica ejercida por el agua sobre los álabes de una turbina hidráulica causa la rotación del rodete de la turbina.

Energía utilizada por la turbina. La ley de Bernoulli para un flujo de agua sin fricción, establece que la energía total de una masa de agua permanece constante cuando el agua fluye. Cuando el agua pasa a través de una turbina hidráulica, la turbina extrae energía del agua. Si se hace caso omiso de la fricción, la diferencia entre la energía total del agua en un punto y su energía total en otro punto, representa la cantidad de energía entregada a la turbina por el agua entre los dos puntos.

$$E_d = E_1 - E_2 \quad (4.4)$$

Donde:

E_d : Energía entregada por el agua entre dos puntos en [kg – m].

E_1 : Energía total en el punto 1 en [kg – m].

E_2 : Energía total en el punto 2 en [kg – m].

Ejemplo de cálculo. Se tiene una tubería de 1.5m de diámetro en un punto a 300m sobre el nivel del mar, el agua posee una velocidad de 7.7m/s y una presión de 35m. El agua sale de la turbina con una velocidad de 0.7m/s y a



presión atmosférica en un punto a 308m sobre el nivel del mar. Hallar la energía que impacta a la turbina durante un segundo.

Solución:

Con el objeto de calcular el peso del agua, inicialmente, se determina el volumen:

$$\text{Volumen} = 7.7 \cdot \frac{\pi \cdot 1.5^2}{4} = 13.6 \text{ m}^3$$

Ahora, si se multiplica el volumen por el peso específico del agua ($\gamma_{\text{agua}} = 1000 \text{ kg/m}^3$) se obtiene el su peso:

$$\text{Peso} = 13600 \text{ kg}$$

Seguidamente, se halla E_1 y E_2 , por medio de la ecuación de Bernoulli y finalmente, se aplica la ecuación (4.4) para obtener el resultado:

$$E_1 = 13600 \cdot \left(35 + 300 + \frac{7.7^2}{2 \cdot 9.8} \right) = 4597140 \text{ [kg-m]}$$

$$E_2 = 13600 \cdot \left(0 + 308 + \frac{0.7^2}{2 \cdot 9.8} \right) = 4189140 \text{ [kg-m]}$$

$$E_d = E_1 - E_2 = 408 \times 10^6 \text{ [kg-m]}$$

Turbinas de acción o de impulso. La turbina de impulso gira cuando un chorro de agua proveniente de una tobera (boquilla) golpea uno de sus cangilones a velocidad muy alta. Una gran proporción de la energía del agua está en forma de energía cinética debido a su velocidad. El chorro no posee ninguna energía de presión, dado que el agua no puede confinarse después de salir de la tobera.

Turbinas de reacción. La turbina de reacción actúa por el agua que se mueve a una velocidad relativamente baja, pero bajo presión. El agua llega al cuerpo de la turbina (rodete) a través de un sistema denominado de distribución que es totalmente cerrado, tal que la presión debida a la cabeza de la planta se mantiene sobre el rodete.

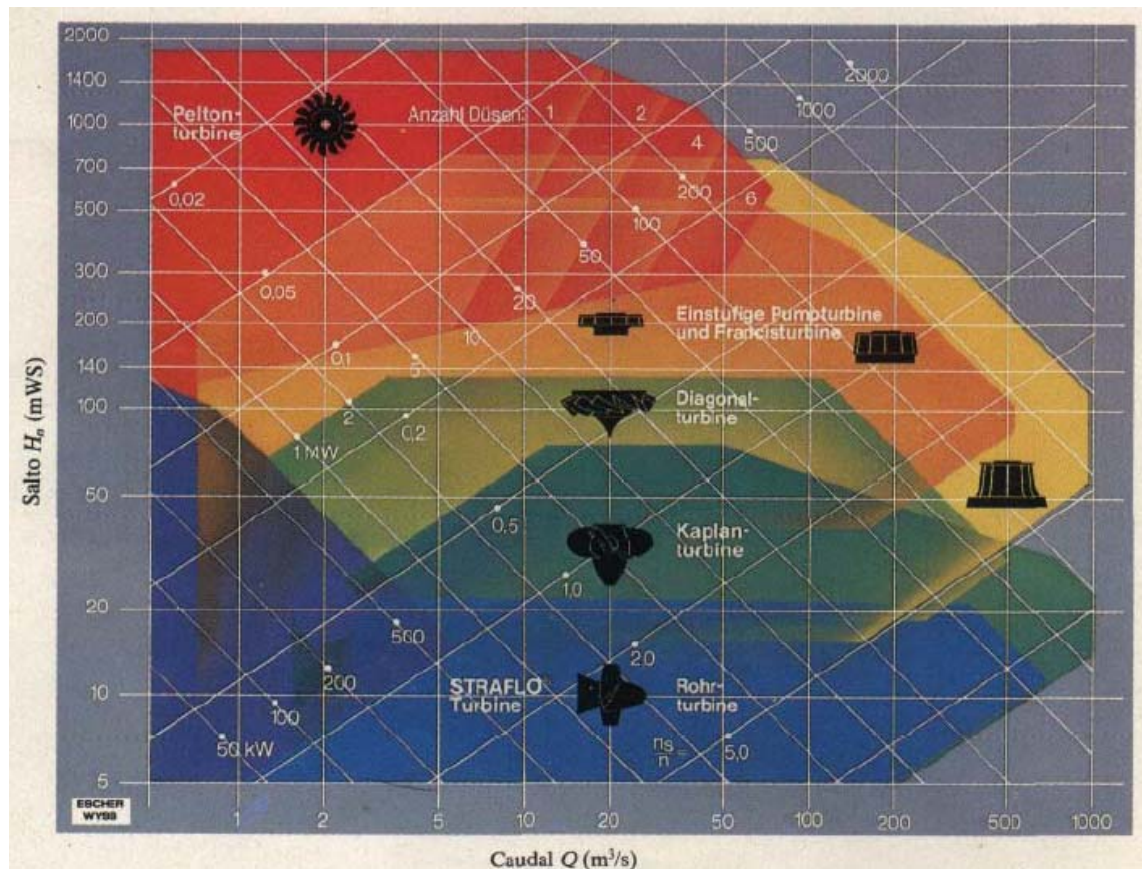




SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA

La siguiente figura corresponde a un ábaco para la selección del tipo de turbina, dependiendo del salto (cabeza) y del caudal.

Figura 1. Ábaco para la selección del tipo de turbina



Fuente: Escher Wyss. Catálogo de fabricante.

Se puede observar cómo para saltos altos y caudales relativamente bajos, se aplican las turbinas tipo *Pelton* y para saltos medios y caudales relativamente altos se seleccionan turbinas tipo *Francis*, mientras que para cabezas extremadamente bajas y grandes caudales las turbinas *Kaplan*, resaltando estos tres tipos de turbinas como los más representativos.

Se encuentran zonas de intersección en las cuales cumplen dos tipos de turbinas, por ejemplo *Pelton* y *Francis*, caso en el cual se utilizan criterios económicos para la selección final. Es posible que en ciertos casos en los cuales las variables económicas son muy similares se utilicen otros criterios de selección como la calidad del agua.



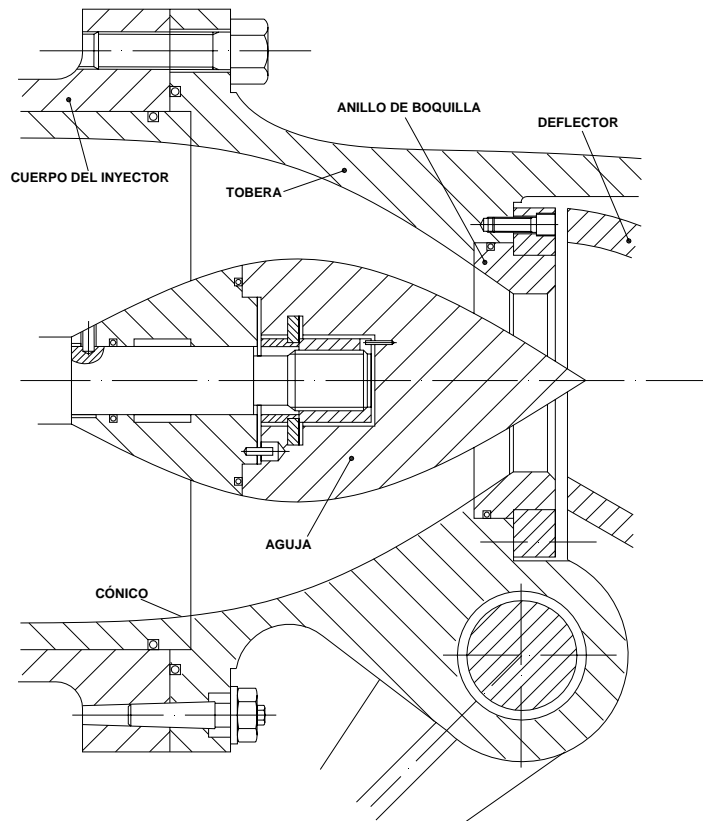
Turbinas de acción o impulso. Se han desarrollado tres tipos de turbinas de impulso: (i) la turbina *Pelton*, (ii) La turbina *Turgo* y (iii) La turbina *Michael Banki*. En este capítulo, se hará referencia solamente, a las turbinas *Pelton*.

- **Turbina Pelton.** Las componentes principales de una turbina Pelton son: El distribuidor, el rodete, la carcasa, la cámara de descarga, y el eje.

a) El distribuidor de la turbina Pelton. Compuesto por la cámara de distribución propiamente dicha y los inyectores, que a su vez se conforman de servomotores, tobera, válvulas de agujas, deflectores y dispositivos mecánicos para su accionamiento.

Su función es direccionar el chorro de agua hacia el rodete y regular la cantidad de agua incidente sobre el mismo. El número de chorros dispuestos circunferencialmente alrededor del rodete depende de la potencia y características del diseño. Se instalan hasta seis chorros.

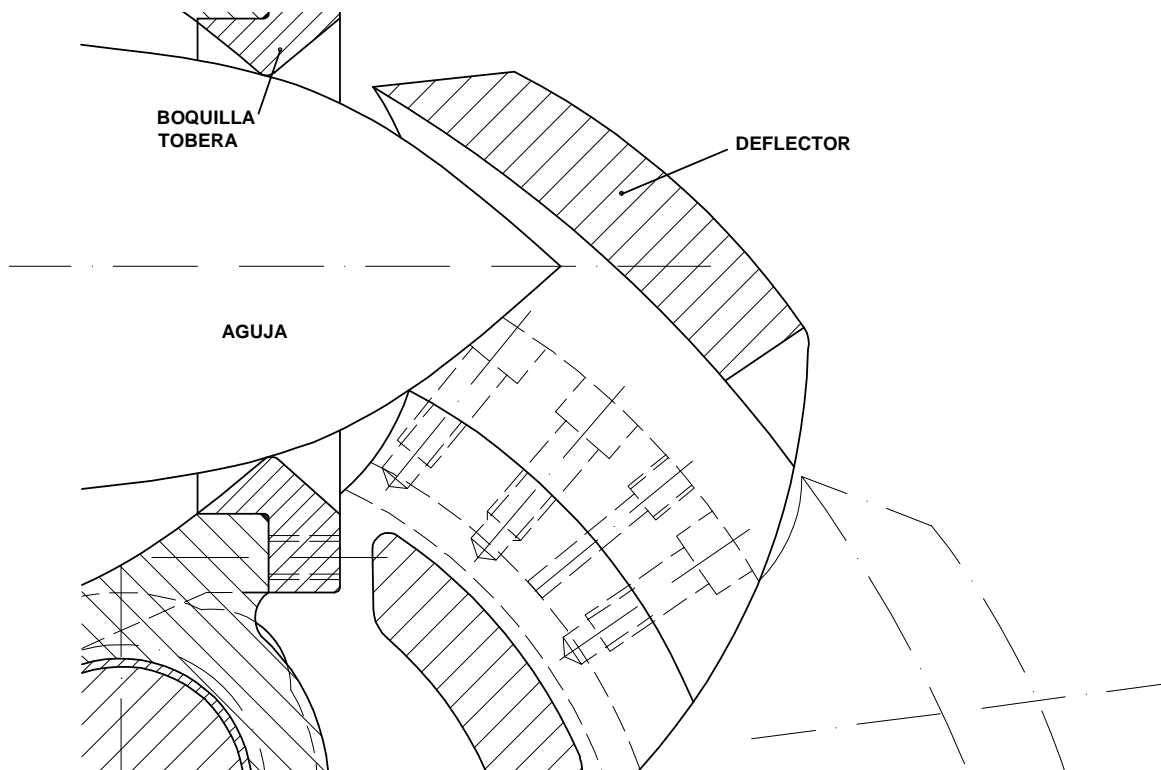
Figura 2. Inyector de la turbina Pelton





En la figura 3, se muestra el corte de un sistema de inyección de la turbina Pelton, incluida una parte del deflector, que también se ilustra en la figura 4.

Figura 3. Inyector en posición cerrada con el deflector completamente aplicado



b) El rodete de la turbina Pelton. Es la turbina propiamente dicha, la parte donde se transforma la energía hidráulica del agua por la acción de su fuerza dinámica. Se compone de la rueda motriz que se acopla rígidamente al eje, y de los cangilones, álabes palas o cucharas.

- **Dimensionamiento de la turbina Pelton.** El dimensionamiento de las turbinas se hará con base en el trabajo presentado por *de Siervo*, y *Lugaresi* entre 1976 y 1978 en la revista, **Water Power and Dam Construction**¹.

Se inicia determinando la velocidad específica por chorro que se define como:

¹ DE SIERVO, F y LUGARESÍ, A. **Modern trends in selecting and designing Pelton turbines.** En : **International Water Power and Dam Construction.** Vol. 30, No.12 (December 1978).



$$n_{sj} = \eta \left(\frac{P_t}{i} \right)^{0.5} \cdot H_n^{-1.25} \quad (4.5)$$

Los investigadores encontraron que la velocidad específica por chorro estaba relacionada con la cabeza neta de diseño por la ecuación de regresión:

$$n_{sj} = 85.49 H_n^{-0.243} \quad (4.6)$$

El estudio encontró otra relación para un período de análisis anterior, no obstante se utilizará esta ecuación para desarrollar el trabajo de dimensionamiento.

a) El coeficiente de velocidad periférica. Las leyes de similitud aplicadas a las turbinas hidráulicas muestran que con la misma velocidad específica, la velocidad periférica permanece constante. La velocidad periférica es la relación existente entre la velocidad angular y la velocidad tangencial y está dada por:

$$k_u = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.7)$$

Donde:

- D_2 : Diámetro Pelton.
- n : Velocidad sincrónica.

Puede escribirse la ecuación de capacidad en función del diámetro del chorro, reemplazando el caudal Q por el número de chorros i que multiplica el producto del área del chorro por la velocidad de salida, afectado por el coeficiente de la tobera φ .

$$P_t = 9.81 \cdot \eta \cdot H_n \cdot Q \quad (4.8)$$

$$P_t = 9.81 \cdot \eta \cdot H_n \cdot i \left(\frac{\pi D_j^2}{4} \right) \cdot \varphi \cdot \sqrt{2gH_n} \quad (4.9)$$

Donde:

- η : Eficiencia de la turbina.
- H_n : Cabeza neta de diseño.
- i : Número de chorros.
- D_j : Diámetro del chorro.





φ : Coeficiente de tobera.

Si se reemplaza la ecuación (4.9) en la (4.6) de la velocidad específica por chorro, se obtiene:

$$n_{sj} = 494.2 k_u \cdot \left(\frac{D_j}{D_2} \right) \sqrt{\eta \varphi} \quad (4.10)$$

Si se reemplaza el valor de la eficiencia y del coeficiente de tobera por valores típicos de 0.92 y 0.976 respectivamente, se obtiene la siguiente ecuación:

$$n_{sj} = 460.6 k_u \cdot \left(\frac{D_j}{D_2} \right) \quad (4.11)$$

b) Dimensiones del rodete. Los autores encontraron que el coeficiente de velocidad periférica está relacionado con la velocidad específica por chorro de la siguiente manera:

$$k_u = 0.5445 - 0.0039 n_{sj} \quad (4.12)$$

Igualmente, se verificó que existe correlación entre el diámetro del chorro, el diámetro Pelton y la velocidad específica por chorro, así:

$$\frac{D_j}{D_2} = \frac{n_{sj}}{250.74 - 1.796 n_{sj}} \quad (4.13)$$

De la ecuación de capacidad se puede deducir el valor del diámetro del chorro y calcular, entonces, D_2 de la ecuación (4.13).

El diámetro externo D_3 puede determinarse de la siguiente relación una vez se haya calculado previamente, el diámetro Pelton.

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.028 + 0.0137 n_{sj} \quad (4.14)$$

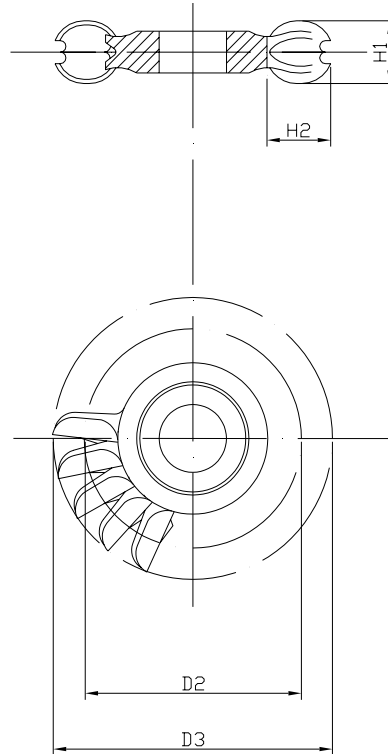
Las dimensiones del cangilón se obtienen por medio de las siguientes relaciones:

$$H_1 = 3.20 D_j^{0.96} \quad (4.15)$$



$$H_2 = 3.23 D_j^{1.02} \quad (4.16)$$

Figura 4. Esquema para determinar las principales dimensiones de la turbina Pelton



- **Principales dimensiones del distribuidor.** Las principales dimensiones del distribuidor para una turbina Pelton accionada por cuatro chorros, se calculan mediante las ecuaciones (4.17) a la (4.21) y se muestran en la figura 6.

$$B = 0.595 + 0.694L \quad (4.17)$$

$$C = 0.362 + 0.68L \quad (4.18)$$

$$D = -0.219 + 0.70L \quad (4.19)$$

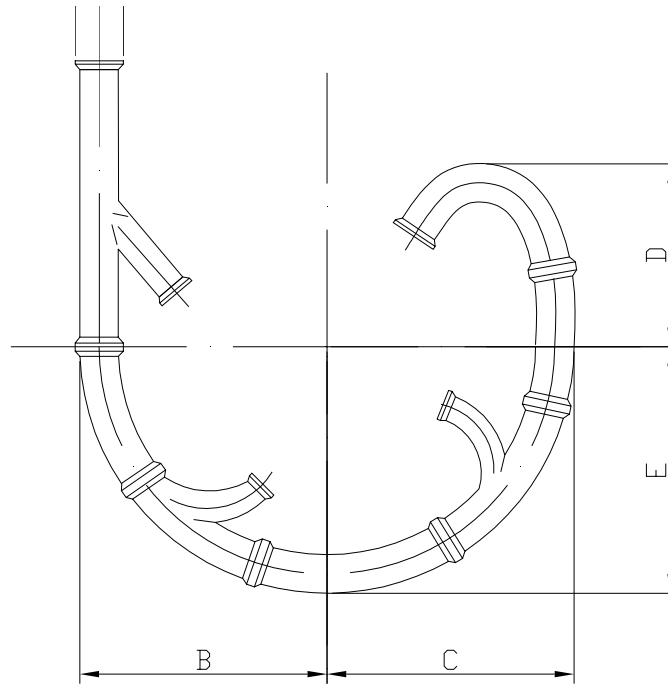
$$E = 0.43 + 0.70L \quad (4.20)$$

En donde L es el diámetro de la carcasa que cubre la turbina y está dado por:



$$L = 0.78 + 2.06D_3 \quad (4.21)$$

Figura 5. Principales dimensiones del distribuidor para una turbina Pelton



Turbinas de reacción. Las turbinas de reacción en general son de dos clases. En una de ellas el flujo del agua ingresa con respecto al eje de la turbina paralelamente y perpendicularmente, son las denominadas *turbinas de flujo mixto*; de esta categoría forman parte las turbinas Francis. En la otra clase, el agua fluye paralelamente al eje de la turbina y se designan como *turbinas de flujo axial* (en ésta se incluyen las turbinas Kaplan).

- **Turbinas Francis.** Las turbinas de flujo mixto fueron inventadas por James B. Francis, por lo que se las conoce como turbinas *Francis*. En las turbinas Francis el agua fluye de la tubería de presión al sistema de distribución a través de un caracol o cámara espiral que se ubica alrededor del sistema de distribución.

Las partes constitutivas de la turbina Francis son: el caracol o cámara espiral, el anillo fijo, los álabes fijos, los álabes móviles, rodete, eje de la turbina y el tubo de aspiración. Obsérvese que todas estas partes conforman la turbina. Existe la tendencia a confundir la turbina con el rodete solamente.



a) Caracol o cámara espiral. Constituye el ducto alimentador de agua al rodete, es de sección circular y diámetro decreciente. Circunda el rodete y le entrega el agua requerida para la operación. El agua pasa del caracol al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcasa.

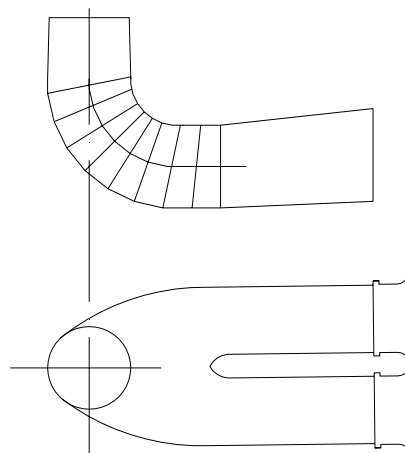
b) El distribuidor. El sistema de distribución posee una parte estacionaria denominada anillo fijo (**stay ring**) y los álabes fijos. Los álabes móviles en forma de persiana vertical y circular guían el agua hacia el rodete. La apertura de los álabes móviles se puede graduar por medio de un anillo localizado en la parte superior y accionado por servomotor hidráulico. En el distribuidor se transforma la energía de presión en energía cinética.

c) El rodete. Es la rueda motriz propiamente y posee álabes que están adosados a un disco perpendicular al eje de la máquina. En el rodete se distingue la corona, la banda y los álabes curvados.

d) Tubo de aspiración. También denominado difusor o tubo de desfogue, consiste en una conducción en forma de sifón que une la turbina con el canal de descarga. Tiene como función recuperar el máximo de energía cinética del agua a la salida del rodete.

A la salida del rodete se obtiene una presión menor que la atmosférica y por lo tanto un gradiente de presión dinámico mayor a través del rodete.

Figura 6. Vistas principales del tubo de aspiración





- **Dimensionamiento de la turbina Francis².** Se encontró en el estudio de *F. de Siervo* y *F. de Leva* que la velocidad específica está relacionada con cabeza neta de diseño por:

$$n_s = 3470 H_n^{-0.625} \quad (4.22)$$

Expresión que servirá como velocidad específica de prueba, que permitirá hallar la velocidad sincrónica de la máquina y una velocidad específica definitiva para el dimensionamiento de la turbina y sus partes.

- a) Dimensiones del rodete.** Se obtiene el coeficiente de velocidad periférica k_u que para la turbina Francis se expresa:

$$k_u = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.23)$$

Donde:

- D_3 : Diámetro de salida o de descarga.
 n : Velocidad sincrónica.

De la ecuación anterior se puede despejar el diámetro D_3 , una vez se han reemplazado los valores constantes:

$$D_3 = \frac{84.5 \cdot k_u \cdot \sqrt{H_n}}{n} \quad (4.24)$$

Similarmente al desarrollo anterior para la turbina Pelton, el coeficiente de velocidad periférica es función de la velocidad específica, según la ecuación:

$$k_u = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_s \quad (4.25)$$

Las otras dimensiones se obtienen en función de la velocidad específica, y referidas al diámetro D_3 .

$$\frac{D_1}{D_3} = 0.4 + \frac{94.5}{n_s} \quad (4.26)$$

² DE SIERVO, F. y DE LEVA, F. **Modern trends in selecting and designing Francis turbines.** En : **International Water Power and Dam Construction**. Vol. 30, No.8 (August 1976); p. 28-35.



$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{1}{0.96 + 0.00038 n_s} \quad (4.27)$$

$$\frac{H_1}{D_3} = 0.094 + 0.00025 n_s \quad (4.28)$$

$$\frac{H_2}{D_3} = -0.05 + \frac{42}{n_s} \quad (50 < n_s < 110) \quad (4.29)$$

$$\frac{H_2}{D_3} = \frac{1}{3.16 - 0.0013 n_s} \quad (110 < n_s < 350) \quad (4.30)$$

b) Dimensiones del caracol de la turbina Francis. Las principales dimensiones del caracol se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones, obtenidas como función de la velocidad específica n_s y referidas al diámetro D_3 . En la figura 8 se incluyen las diferentes dimensiones del rodete y el caracol de la turbina Francis.

$$\frac{A}{D_3} = 1.2 - \frac{19.56}{n_s} \quad (4.31)$$

$$\frac{B}{D_3} = 1.1 + \frac{54.8}{n_s} \quad (4.32)$$

$$\frac{C}{D_3} = 1.32 + \frac{49.25}{n_s} \quad (4.33)$$

$$\frac{D}{D_3} = 1.50 + \frac{48.8}{n_s} \quad (4.34)$$

$$\frac{E}{D_3} = 0.98 + \frac{63.60}{n_s} \quad (4.35)$$

$$\frac{F}{D_3} = 1 + \frac{131.4}{n_s} \quad (4.36)$$

$$\frac{G}{D_3} = 0.89 + \frac{96.5}{n_s} \quad (4.37)$$





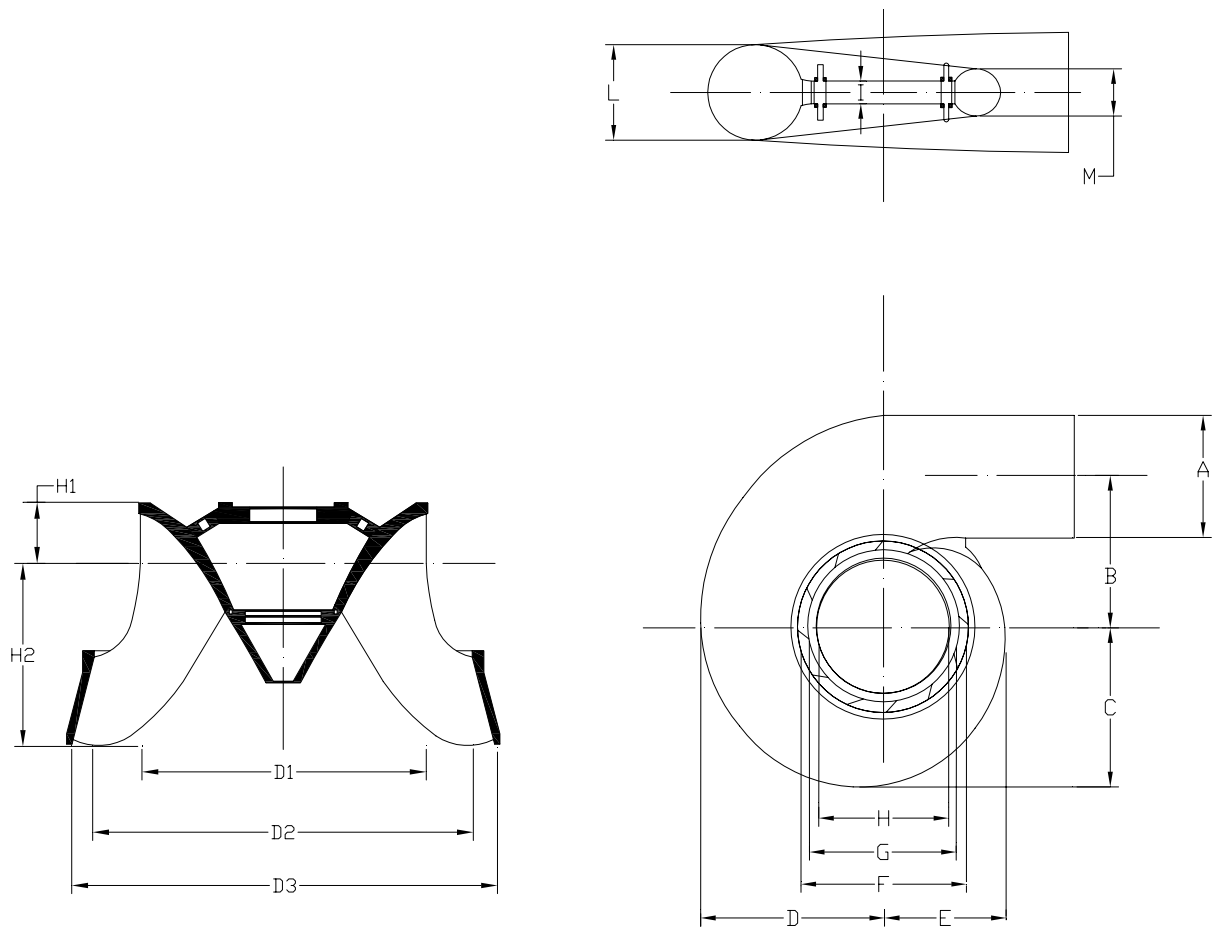
$$\frac{H}{D_3} = 0.79 + \frac{81.75}{n_s} \quad (4.38)$$

$$\frac{I}{D_3} = 0.1 + 0.00065 n_s \quad (4.39)$$

$$\frac{L}{D_3} = 0.88 + 0.00049 n_s \quad (4.40)$$

$$\frac{M}{D_3} = 0.60 + 0.000015 n_s \quad (4.41)$$

Figura 7. Dimensiones del rodete y del caracol de la turbina Francis



Cavitación. La cavitación se define como la formación de vacíos dentro de un cuerpo de movimiento líquido (o alrededor de un cuerpo moviéndose dentro del líquido); cuando la presión local es menor que la presión de vapor y las partículas del líquido tienden a adherirse a los bordes de la trayectoria de paso del líquido.

Se forman burbujas de vapor al llenarse los vacíos formados con vapor del líquido. La inercia de una partícula en movimiento de un líquido, varía con el cuadrado de la velocidad y a mayor inercia, mayor la presión requerida para forzar la partícula a tomar la trayectoria curvada de una superficie.

La cavitación se hace presente en tuberías, turbinas, bombas hidráulicas, hélices, superficies sustentadoras y conductoras de líquidos.

Para que se presente cavitación se tienen que dar tres condiciones: flujo de alta velocidad, bajas presiones y cambio abrupto en la dirección del flujo.

La cavitación causa la erosión de las superficies de los bordes. Erosión que se debe a la remoción de material (metal, acero de alta resistencia) por el colapso violento de las burbujas de vapor formadas por la cavitación.

Entre las características más representativas del fenómeno de cavitación se encuentra la dimensión de las burbujas que es de 0.25 pulgadas de diámetro, con una duración de 3 milisegundos y una velocidad de colapso de 765 pies/s, presentando pulsaciones hasta de 50000 libras/in².

En las turbinas hidráulicas de reacción, la cavitación suele ocurrir en zonas de baja presión, como la parte convexa de los álabes y las partes laterales cercanas a la salida del rodete y al ingreso del tubo de aspiración.

- **Estado de libre cavitación o cero cavitación.** Es la habilidad de una turbina de operar por un período de 25000 horas sin pérdidas mayores a 2.27 kg del metal del rodete; y 0.91 kg sobre las partes no rotantes, y no más de 0.23 kg de pérdida de metal en cualquiera área particular de 930 cm².

Es muy importante calcular el costo de reparar la erosión producida por la cavitación en comparación con el costo de alcanzar la operación de cavitación cero.

Un valor alto del coeficiente denominado *de cavitación* o *de Thoma* σ , significa una reducción en la erosión producida por la cavitación. Para lograrlo se requiere ubicar la turbina lo más bajo posible con respecto a la descarga, es decir, aumentando la *cabeza de succión* h_s , pero ello requiere mayores volúmenes de excavación y mayores estructuras de concreto (mayor altura).



$$\sigma = \frac{h_b - h_v - h_s}{H_N} \quad (4.42)$$

Donde:

h_b : Presión atmosférica en metros de columna de agua.

h_v : Presión de vapor para el agua (depende de la temperatura del agua).

h_s : Sumergencia o cabeza de succión.

H_N : Cabeza neta de diseño.

En la tabla 1 se relaciona la presión atmosférica en metros de columna de agua en función de la altura sobre el nivel del mar. Para determinar la sumergencia o cabeza de succión se tendrá en cuenta a qué altura sobre el nivel del mar estará instalada la turbina.

Tabla 1. Presión atmosférica en función de la altitud

Altitud [m]	Presión atmosférica [h _a]
0	10.351
500	9.751
1000	9.180
1500	8.637
2000	8.120
2500	7.628
3000	7.160
3500	6.716
4000	6.205

Tabla 2. Presión de vapor en función de la temperatura

Temperatura [°C]	Presión de vapor [h _v]
5	0.089
10	0.125
15	0.174
20	0.239
25	0.324



Se conoce que existe relación entre el coeficiente de cavitación y la velocidad específica, dada por la siguiente expresión:

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} n_s^{1.41} \quad (4.43)$$

Entonces, para determinar la cabeza de succión, se halla el valor del coeficiente de cavitación y de la ecuación (4.42) se despeja h_s .

Diferencias entre las dos turbinas, Pelton y Francis. Para las turbinas Pelton, se tienen las siguientes características: (i) su admisión de agua es parcial, es decir posee un número discreto de chorros; (ii) opera a presión atmosférica; (iii) la curva de eficiencia en función de la carga o del caudal es plana en un alto rango de valores.

Para las turbinas Francis se tienen: (i) su admisión es total, (ii) dada su sumergencia y la forma del tubo de succión presenta presiones de trabajo mayores y menores que la atmosférica, y, (iii) la curva de eficiencia no es plana y en consecuencia posee zonas de operación restringidas, debido a las bajas eficiencias.

