

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE
TURBINAS HIDRÁULICAS PARA
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS**

Héctor García Gutiérrez
Arturo Nava Mastache

DIVISIÓN DE INGENIERÍAS CIVIL, Y GEOMÁTICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA HIDRÁULICA

NAVA MASTACHE, Arturo. *Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas*. México, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, 2013, 113 p.

Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas

Primera edición, abril de 2014

D. R. © 2014, UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.
Avenida Universidad 3000, Col. Universidad Nacional Autónoma de México
Ciudad Universitaria, Delegación Coyoacán, México, D.F. C.P. 04510

FACULTAD DE INGENIERÍA
<http://www.ingeniería.unam.mx>

Prohibida la reproducción o transmisión total o parcial de esta obra por cualquier medio sin la autorización escrita del titular de los derechos patrimoniales.

Hecho en México.

Tiraje=1
Tamaño del documento: 12.4 Mb

Archivo en formato PDF

PRÓLOGO

Los apuntes de *Selección de Turbinas Hidráulicas* fueron elaborados inicialmente por el Ing. Héctor García Gutiérrez, posteriormente en 2013, el maestro Arturo Nava Mastache supervisó la transcripción a un procesador de texto, hizo un reacomodo de los temas y de la presentación de estos apuntes.

El contenido se dirige de manera primordial a los alumnos que cursan la asignatura *Hidráulica de máquinas y transitorios* del plan de estudios vigente de la carrera de ingeniero civil y a los estudiantes de nivel licenciatura de otras instituciones, que cursen asignaturas equivalentes a la mencionada.

En estas notas se explican las características de las turbinas hidráulicas y se puntualizan algunas particularidades de su selección, dimensión y diseño preliminar. No se pretende agotar todos los aspectos teóricos que las obras de los grandes estudiosos sobre este tema han desarrollado; solamente se exponen los primeros acercamientos a un tema tan complejo como es la producción de energía hidroeléctrica.

Un agradecimiento especial para las integrantes de la Unidad de Apoyo Editorial de la Facultad de Ingeniería, quienes participaron en la edición final de la obra: Araceli Herrera Díaz por la captura del texto y tipografía; Ana María Sánchez Téllez por su paciencia infinita para realizar los cambios y correcciones finales; a la Lic. Patricia García Naranjo por la revisión; a la Lic. Nismet Díaz Ferro por la elaboración de la portada y a la Mtra. María Cuairán Ruidíaz por las facilidades otorgadas para la realización de este trabajo.

Actualmente el Ing. Héctor García Gutiérrez es profesor jubilado de esta Facultad y al poco tiempo de concluida la elaboración de la presente edición, falleció el maestro Arturo Nava Mastache. Sea esta obra un reconocimiento póstumo a su colaboración.

M.I. Amalia Adriana Cafaggi Félix
Jefa del Departamento de Hidráulica
División de Ingenierías Civil y Geomática
Facultad de Ingeniería

ÍNDICE

1. ESTUDIOS PREVIOS	1
2. POTENCIA MEDIA	2
3. CAPACIDAD INSTALADA, FACTOR DE PLANTA Y CURVA DE DEMANDA	3
4. NÚMERO DE UNIDADES	5
5. SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA	5
6. CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS	8
7. VELOCIDAD ESPECÍFICA	8
7.1 VELOCIDAD ESPECÍFICA PARA TURBINAS FRANCIS.....	10
7.2 VELOCIDAD ESPECÍFICA PARA TURBINAS HÉLICE O KAPLAN	12
7.3 VELOCIDAD ESPECÍFICA PARA TURBINAS DE IMPULSO O PELTON	13
8. VELOCIDAD DE ROTACIÓN SÍNCRONA	14
9. CURVAS CARACTERÍSTICAS	16
10. DIMENSIONES PRINCIPALES.....	27
10.1 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN FRANCIS Y KAPLAN	29
10.2 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO PELTON.....	32
10.3 DIMENSIONES DE LAS TURBINAS FRANCIS	35
10.3.1 Tamaño del rodete.....	35
10.3.2 Tamaño de la carcaza o caracol	37
10.3.3 Tamaño del tubo de aspiración	39
10.4 DIMENSIONES DE LAS TURBINAS KAPLAN O HÉLICE.....	41
10.4.1 Tamaño del rodete.....	42
10.4.2 Carcaza o caracol	44
10.4.3 Tubo de aspiración	46
10.5 DIMENSIONES DE LA TURBINA PELTON (DE IMPULSO).....	48
10.5.1 Dimensiones de la caja.....	51
10.5.2 Dimensiones de la carcaza espiral	52
11. UBICACIÓN DE UNA TURBINA DE REACCIÓN CON RESPECTO AL NIVEL DEL DESFOGUE. REVISIÓN DE CAVITACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE ASPIRACIÓN.....	56
11.1 CAVITACIÓN Y CARGAS ESTÁTICA (H_s) Y TOTAL DE ASPIRACIÓN (Z)	56
12. REGULACIÓN DE LA TURBINA.....	63
13. DATOS DE FABRICANTES	66
14. EJEMPLOS NUMÉRICOS.....	75
14.1 EJEMPLO TURBINA FRANCIS.....	75
14.1.1 Datos hidroenergéticos del aprovechamiento	75
14.1.2 Procedimiento de cálculo	76
14.1.3 Tipo de turbina.....	77
14.1.4 Características de las unidades seleccionadas.....	78
14.1.5 Funcionamiento de la turbina.....	79

14.1.6	Principales dimensiones (en metros. Tamaño del Rodete: El coeficiente de velocidad periférica	80
14.1.7	Altura de aspiración	82
14.1.8	Tabla de operación	82
14.2	EJEMPLO DE CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN LA CONDUCCIÓN	82
14.2.1	Por rejillas	83
14.2.2	Por entrada.....	83
14.2.3	Por ranuras para compuertas (2 ranuras).....	83
14.2.4	Por cambio de dirección	83
14.2.5	Por transición de rectangular a circular.....	83
14.2.6	Por cambio de área, de 8 m de diámetro a 7 m, en una longitud de 8m	83
14.2.7	Por fricción en el conducto rectangular de 8.6 × 8.6 m	83
14.2.8	Por fricción en el conducto de 8 m de diámetro.....	84
14.2.9	Por fricción en la reducción	84
14.2.10	Por fricción en el conducto de 7 m de diámetro.....	84
14.2.11	Por fricción en el tubo de succión	84
14.3	Ejemplo de una turbina Pelton.....	84
14.3.1	Datos hidroenergéticos del aprovechamiento	84
14.3.2	Potencia media instalada y potencia por unidad	85
14.3.3	La carga neta aproximada y el gasto de diseño de la turbina.....	85
14.3.4	Velocidad de rotación N , número de polos N_p y velocidad específica N_s	85
14.3.5	Dimensiones principales	86
14.3.6	Revisión de las pérdidas de carga en la tubería.....	87
 ANEXO 1		
A.1.1	Estabilidad de regulación de la frecuencia.....	89
A.1.2	Inercia de las partes rodantes del equipo turbogenerador	89
A.1.3	Inercia de la tubería.....	91
 ANEXO 2		
A.2.1	Sobrevelocidad.....	94
 ANEXO 3		
A.3.1	Regulación de turbinas Pelton (impulso).....	97
 ANEXO 4		
A.4.1	Velocidad de desboque	97
A.4.1.1	Velocidad de desboque en turbinas Francis.....	100
A.4.1.2	Velocidad de desboque en turbinas Kaplan	101
A.4.1.3	Velocidad de desboque en turbinas Pelton	101
 ANEXO 5		
A.5.A	Sobrepresión.....	102

ANEXO 6	
A.6.1 Similitud hidráulica	106
A.6.2 Rango permisible de carga.....	107
ANEXO 7	
A.7.1 Ejemplos de regulación, sobrevelocidad, velocidad de desboque y sobrepresión	108
A.7.1.1 Regulación	108
A.7.1.2 Sobrevelocidad.....	110
A.7.1.3 Sobrepresión	110
A.7.1.4 Velocidad de desboque	111
A.7.2 Ejemplo de regulación de la turbina Pelton.....	111
A.7.2.1 Regulación de la turbina	
REFERENCIAS	113

Características y dimensiones principales

1. ESTUDIOS PREVIOS

Entre los estudios iniciales que deben realizarse para la generación de energía eléctrica, están los tendientes a determinar los datos hidroenergéticos del río o de cualquier otro aprovechamiento hidráulico; dichos estudios deben tomar en cuenta la forma en que la planta hidroeléctrica abastecerá al sistema eléctrico al cual se va a interconectar, generalmente esto puede representarse por medio del FACTOR DE PLANTA.

La simulación del funcionamiento de vaso es la herramienta que se emplea para determinar las características energéticas de un aprovechamiento hidroeléctrico.

Entre otros, los resultados de mayor importancia se obtienen:

- a) la capacidad útil más conveniente
- b) la generación media anual esperada
- c) el nivel más frecuente en el embalse
- d) el volumen medio anual derramado
- e) la evaporación media anual
- f) el caudal medio aprovechado

Para realizar dicho funcionamiento se aplica la ecuación de continuidad dada por:

$$A - E = \Delta V \quad (\text{m}^3) \quad 1.1$$

Aportaciones – Extracciones = Cambio en el volumen de almacenamiento

Donde las aportaciones A dependen de los datos hidroenergéticos del aprovechamiento ya mencionados y las extracciones E se conforman por:

- a) volumen de agua necesario para generación
- b) excedencias que no pueden almacenarse en el vaso y se derraman por el vertedor
- c) sustracciones para otros usos
- d) evaporación directa en el vaso
- e) filtraciones que generalmente son despreciables

El cambio en el volumen de almacenamiento ΔV es el resultado del balance de la ecuación de continuidad. Las unidades de los términos de la ecuación 1.1 pueden también expresarse como caudal en m^3/s .

2. POTENCIA MEDIA

La potencia media de una central eléctrica es la razón de la GENERACIÓN MEDIA ANUAL al número de horas del año, que para términos prácticos se consideran 8,760 h/año.

La generación media anual es el promedio aritmético de las generaciones anuales producidas en la central eléctrica y las unidades que comúnmente se emplean para expresarla son:

El kilowatt hora, cuya equivalencia es: $1 \text{ kWh} = 1\text{E}3 \text{ Wh}$
 El Megawatt hora, cuyas equivalencias son: $1 \text{ MWh} = 1\text{E}3 \text{ kWh} = 1\text{E}6 \text{ Wh}$
 El Gigawatt hora, cuyas equivalencias son: $1 \text{ GWh} = 1\text{E}3 \text{ MWh} = 1\text{E}6 \text{ kWh} = 1\text{E}9 \text{ Wh}$
 El Terawatt hora, donde se tiene: $1 \text{ TWh} = 1\text{E}3 \text{ GWh} = 1\text{E}6 \text{ MWh} = 1\text{E}9 \text{ kWh} = 1\text{E}12 \text{ Wh}$

Es común en centrales hidroeléctricas de gran capacidad utilizar el GWh/año.

Con base en lo anterior se define a la potencia media como:

$$P_{media} = \frac{G_{media}}{No \text{ h} / \text{ año}} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Número de horas del año}} \quad 2.1$$

donde

P_{media} en kW

G_{media} en kWh y

$No \text{ h} / \text{ año}$ en horas/año = a 8760 h/año para efectos de generación

Las unidades más usuales para expresar la potencia de las turbinas hidráulicas son:

El kilowatt cuya equivalencia es: $1 \text{ kW} = 1\text{E}3 \text{ W}$ (Watt) cuando son chicas.

El Megawatt cuya equivalencia es: $1 \text{ MW} = 1\text{E}3 \text{ kW} = 1\text{E}6 \text{ W}$ para unidades grandes.

La potencia se puede expresar también en HP (Horse Power o caballos de potencia) y CV (Caballos de Vapor).

En hidráulica la potencia media se puede expresar en función de las características hidroenergéticas del aprovechamiento, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$P_{media} = \eta \gamma Q_m H_n (9.81/1000) \text{ en kW} \quad 2.2$$

donde

P_{media} potencia media en kW con base en el factor de conversión (9.81/1000) de $\text{kg}_f \text{ m/s}$

γ	peso volumétrico del agua, kg_f/m^3
Q_m	gasto medio turbinado, m^3/s
H_n	carga neta más frecuente, m
η	eficiencia total del conjunto turbogenerador, $\eta = \eta_t \times \eta_g$ en %
η_t	eficiencia de la turbina, %
η_g	eficiencia del generador, %

El gasto medio aprovechado y la carga neta más frecuente son el resultado de realizar una simulación de funcionamiento del vaso de almacenamiento de la presa o tanque que abastece a la central hidroeléctrica en estudio. Más adelante se detallarán las variables anteriores de acuerdo a la potencia, gasto y carga de la turbina seleccionada.

Para el cálculo de la carga H_n se deberá plantear la ecuación de la energía entre el vaso de almacenamiento y el desfogue, considerando ambos niveles (carga estática), las pérdidas de energía h_p y la carga de velocidad $V^2/2g$ en el desfogue, como se verá en el capítulo 14 EJEMPLOS NUMÉRICOS.

Es importante mencionar que el conjunto turbogenerador consiste en un generador eléctrico movido por una turbina en este caso hidráulica, pero puede ser también de vapor producido por la combustión de diferentes combustibles como carbón, gas, combustóleo, vapor del subsuelo (geotérmica) o energía nuclear.

3. CAPACIDAD INSTALADA, FACTOR DE PLANTA Y CURVA DE DEMANDA

La CAPACIDAD INSTALADA de una central hidroeléctrica es la potencia total de los generadores, operando en condiciones de diseño (potencia máxima o "placa" proporcionada por el fabricante).

Se define como FACTOR DE PLANTA, la razón que existe entre la potencia media a la capacidad instalada.

$$\text{FACTOR DE PLANTA} = \frac{\text{potencia media}}{\text{capacidad instalada}} \quad [o] \quad 3.1$$

La tendencia en el diseño de las centrales hidroeléctricas es que operen como plantas de picos o puntas, para que entren en operación durante las horas de mayor demanda de energía en el sistema eléctrico. Para ello se requiere una gran capacidad instalada, ya que durante esas horas generalmente se suministra la potencia en el sistema; razón por la cual el factor de planta en este tipo de centrales tiende a disminuir desde valores de 0.25 hasta 0.17, lo que ocasiona el aumento en la capacidad instalada de diseño de las mismas.

En la figura 3.1 se presenta una CURVA DE DEMANDA DIARIA tipo, en la cual se puede observar cómo varía la potencia durante las 24 horas del día, en este caso de manera ilustrativa con

intervalos $\Delta t = 4$ h, aunque en la operación real la variación del tiempo es a cada instante y la curva no tiene tramos lineales como se muestra en la realizada con los siguientes valores:

Tiempo (h)	0	4	8	12	16	20	24
% Potencia	48	40	60	80	70	100	48

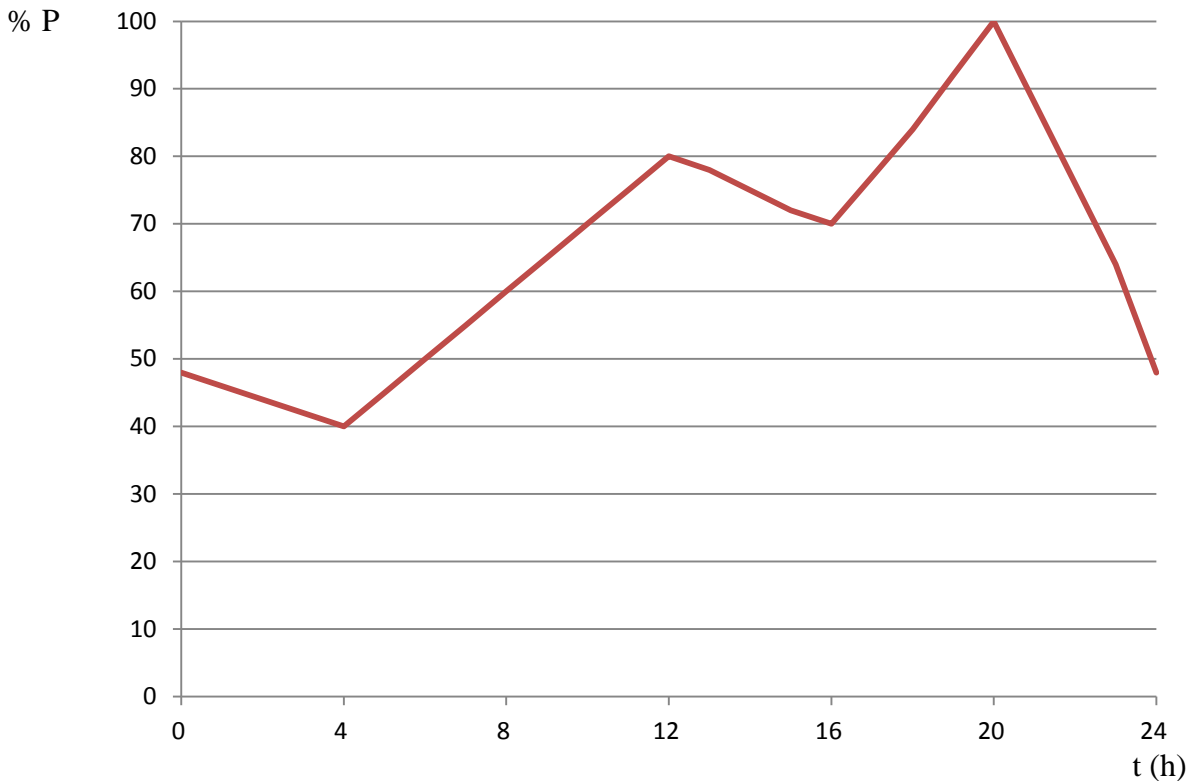


FIGURA 3.1 Curva de demanda diaria

Como se puede observar la “linealidad” de los 7 tramos de la figura 3.1 se debe a que el intervalo de tiempo es cada cuatro horas. En la realidad se debería de tener cada hora con lo que se formarían tramos curvos. Debido a que la potencia es instantánea el intervalo de tiempo se puede reducir para presentar una distribución más precisa que la de la gráfica.

Cabe destacar que la demanda mínima no es cero, debido principalmente a los servicios públicos, emergencias y esparcimiento, entre otros (alumbrado, bombeo, etc.) y se presenta en la madrugada alrededor de las 3 ó 4 horas; el pico conocido como del medio día debe su origen a las actividades industriales, comerciales, empresariales, etc. Ocurre entre las 11 y 13 horas aproximadamente. Por último, y el pico de máxima demanda se presenta generalmente entre las 19 y 20 horas, y se debe a la ausencia de luz natural y al inicio de actividades nocturnas que requieren luz artificial.

Lo anterior varía considerablemente de acuerdo con la región del país, la estación del año y el tipo de consumidor, siendo los consumos industriales y comerciales mayores que los

domiciliarios, razón por la cual la potencia está expresada en porcentaje, ya que cada estado, ciudad o población tiene un valor diferente de POTENCIA MÁXIMA, mínima y variación de la misma durante el día, lo que da lugar a curvas de demanda notablemente diferentes a la mostrada en la figura 3.1. Debido a esto, hay poblaciones en que el consumo domiciliario pueda ser mayor que el comercial, debido a una baja actividad económica e industrial.

4. NÚMERO DE UNIDADES

Para seleccionar el número y tamaño de las unidades intervienen varios factores, entre los más importantes destacan:

- a) costo por kW instalado
- b) velocidad de rotación permisible
- c) profundidad de excavación y tamaño de la estructura de cimentación
- d) capacidad del equipo auxiliar de la central

En general la selección es con base a criterios obtenidos de la experiencia, considerando la economía de la instalación y con tendencia a tener el menor número de unidades turbogeneradoras, pero de mayor potencia.

La política de operación de las centrales hidroeléctricas es funcionar como plantas de picos, lo que permite proporcionar gran potencia en las puntas de la curva de demanda, pero con poca generación en las zonas de base o de baja potencia, lo que en la mayoría de los casos logra satisfacer la demanda eléctrica de la región.

Por lo anterior, es recomendable instalar pocas unidades pero de gran capacidad, lo que resulta en mayores avances en el diseño y procesos de fabricación, llegando a minimizar las dimensiones y su costo, sin sacrificar eficiencia y confiabilidad de las turbinas hidráulicas.

5. SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA

Una vez que se determina la capacidad por instalar en un aprovechamiento hidroeléctrico y se conoce el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño o potencia por turbina P_t , la carga H_d y el gasto Q_d ambos valores también de diseño, para lo cual se procede de la siguiente manera:

La potencia por turbina es

$$P_t = \frac{\text{Capacidad instalada} \times K}{\text{No. unidades} \times \eta_g} \quad 5.1$$

donde

P_t es la potencia por turbina y generalmente se expresa en kW o MW

K es un factor que depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades, cuyo valor vale entre 0.85 y 1.30

η_g es la eficiencia del generador, normalmente tiene un valor del orden de 0.98

Si la potencia de la turbina se expresa en kW, de la ecuación 5.1 el gasto de diseño es

$$Q_d = \frac{P_t}{\eta_t \gamma H_d} (1000/9.81) \quad 5.2$$

donde

Q_d gasto de diseño, m³/s

P_t potencia por turbina en kW con base en la equivalencia (9.81/1000) a kgf m/s

η_t eficiencia de la turbina, % (para el cálculo en decimal)

γ peso volumétrico del agua, kgf /m³

H_d carga de diseño, m

donde H_d es la carga de diseño de la turbina en metros y puede estar comprendida entre la carga mínima $H_{mín}$ y la carga máxima $H_{máx}$. Es conveniente que tenga un valor cercano a la carga neta correspondiente al nivel más frecuente en el embalse, determinado con base en la simulación de funcionamiento de vaso como ya se mencionó.

En la figura 5.1 se muestra un diagrama que presenta las regiones recomendables para los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, en función de H_d y Q_d (Referencia 1), éstas corresponden a las turbinas de impulso o Pelton y a las de reacción Francis y Kaplan o turbinas de hélice.

También se puede observar que con el gasto y carga de diseño Q_d y H_d es posible tener una preselección del tipo de turbina entre Pelton, Francis (lenta, normal y rápida) y Kaplan con un rango de potencia del orden de 1 a 600 MW. Esta preselección permite escoger las ecuaciones de regresión adecuadas al tipo de turbina, donde el rango de valores de Q_d y H_d permiten comprobar que se seleccione la turbina adecuada, lo que se comprobará con la velocidad de rotación síncrona $N^?$, la velocidad específica N_s y las dimensiones del rodete, especialmente en la tipo Francis que se especifica a continuación.

En este caso las turbinas Francis pueden ser de tres tipos: la llamada LENTA $D_1 > D_3$; la NORMAL $D_1 \cong D_3$; y la conocida como RÁPIDA $D_1 < D_3$. En los capítulos 6 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS, 7 VELOCIDAD ESPECÍFICA, 8 VELOCIDAD DE ROTACIÓN SÍNCRONA y 10 DIMENSIONES PRINCIPALES, se realizarán las comparaciones que permiten comprobar esta clasificación.

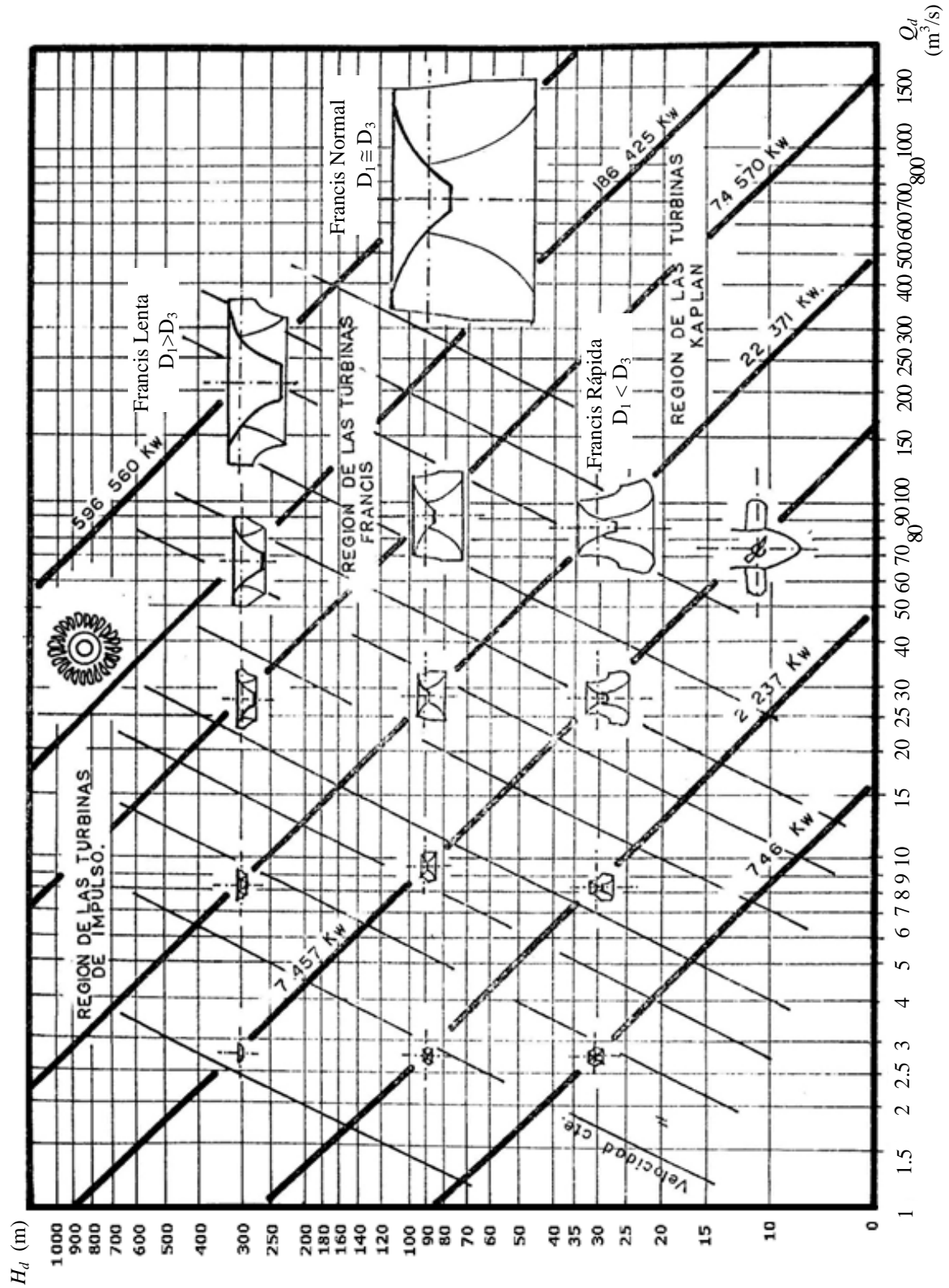


FIGURA 5.1 Selección del tipo de turbina en función del gasto y la carga de diseño Q_d y H_d (Referencia 1)

6. CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS

En la clasificación se deben indicar las principales características, especificaciones y dimensiones generales de las turbinas seleccionadas, buscando la mejor solución desde el punto de vista del funcionamiento hidráulico que considere al conjunto obra de toma, conducción a presión, turbina, tubo de aspiración, cámara de oscilación (en su caso) y desfogue. Lo anterior debe considerar la economía del proyecto, dejando el diseño mecánico y el mejoramiento de las eficiencias de la turbomáquina a los fabricantes.

Para lograr lo anterior se emplean los criterios y nomogramas propuestos por el U.S.B.R. (Referencia 1) y las publicaciones de la Revista Water Power and Dam Construction (Referencia 2), que son las normas y criterios que generalmente ha empleado la Comisión Federal de Electricidad (CFE) para determinar las características de las unidades de los aprovechamientos hidroeléctricos en estudio, los cuales se analizarán en los siguientes puntos.

7. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Cada turbina está caracterizada por una constante que involucra variables de diseño, que se conoce como VELOCIDAD ESPECÍFICA (N_s), también llamada NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES, teniendo el mismo valor para las turbinas geométricamente iguales y que operan en condiciones hidráulicas similares.

La expresión 7.1 permite calcular a la velocidad específica en el SISTEMA INTERNACIONAL

$$N_s = N (P_t)^{0.5} (H_d)^{-1.25} \quad 7.1$$

donde

N_s velocidad específica en rpm kW^{0.5} m^{-1.25}

N velocidad angular o de rotación en rpm

P_t potencia de diseño de la turbina en kW

H_d carga de diseño de la turbina en m

El valor de N_s generalmente se ha determinado en el sistema métrico decimal, expresando la potencia en CV. En la actualidad este valor involucra a la potencia en kW como se observa en la ecuación anterior (7.1) y de acuerdo al sistema internacional de unidades. Se recomienda observar las unidades empleadas en las publicaciones que se refieren a este concepto.

Así

$$N_s \text{ con unidades en kW} = 0.8577 N_s \text{ con unidades en CV} \quad 7.2$$

Si en la ecuación anterior que expresa el valor de N_s se introduce a la potencia en función de H_d , N_s queda como una función de H_d . La experiencia ha demostrado que esta relación entre las dos variables (N_s , H_d) toma en cuenta también los requerimientos técnicos, económicos, problemas de fabricación y tipo de turbina, es decir

$$N_s = f(H_d) \quad 7.3$$

Este tipo de función define el rango del valor de N_s que tendrá una turbina para una carga de diseño dada.

De manera práctica se sabe que:

TURBINAS PELTON opera con valores de cargas H_d grandes y gastos Q_d pequeños
 TURBINAS FRANCIS opera con valores de cargas H_d medias y gastos Q_d medios
 TURBINAS KAPLAN opera con cargas H_d pequeñas y gastos Q_d grandes

Debido a que el rango de valores es muy grande, se recomienda consultar la información de las centrales que se presentan en el capítulo 13 DATOS DE FABRICANTES.

Una clasificación del tipo de turbina está dada utilizando la potencia en CV en la ecuación 7.1 y los rangos son:

TURBINAS PELTON	$N_s \leq 100$
TURBINAS FRANCIS	$50 \leq N_s \leq 350 (400)$
TURBINAS KAPLAN	$N_s \geq 300$

Como se puede observar en esta clasificación, el rango de las Francis es tan amplio que abarca parte del rango de las Pelton y también de las Kaplan, con tendencias a ser cada vez mayor con valores de N_s del orden de 400.

Para las Francis se pueden tener de manera aproximada los siguientes rangos:

LENTA	$50 \leq N_s < 150$	$(D_1 > D_3)$
NORMAL	$150 \leq N_s < 250$	$(D_1 \cong D_3)$
RÁPIDA	$250 \leq N_s \leq 350$	$(D_1 < D_3)$

La clasificación anterior puede variar de acuerdo al criterio de los fabricantes y al año en que se diseñe la turbina, aunque la mayoría de estas máquinas caen dentro de este criterio como se puede comprobar en el capítulo 13.

A continuación se presentan las ecuaciones que permiten obtener la velocidad específica N'_s en función de la carga de diseño H_d .

7.1 Velocidad específica para turbinas Francis

El rango de variación de la velocidad específica en turbinas Francis en función de la H_d , se muestra en la figura 7.1.1 (Referencia 2) y representa la tendencia de la velocidad específica de las turbinas Francis fabricadas en ese período, cuya ley de correlación es

AÑO DE FABRICACIÓN	ECUACIÓN DE REGRESIÓN
1960 - 1964	$N'_s = 2959 H_d^{-0.625}$
1965 - 1969	$N'_s = 3250 H_d^{-0.625}$
1970 - 1975	$N'_s = 3470 H_d^{-0.625}$

Donde la velocidad específica está expresada en sistema métrico con potencia en kW.

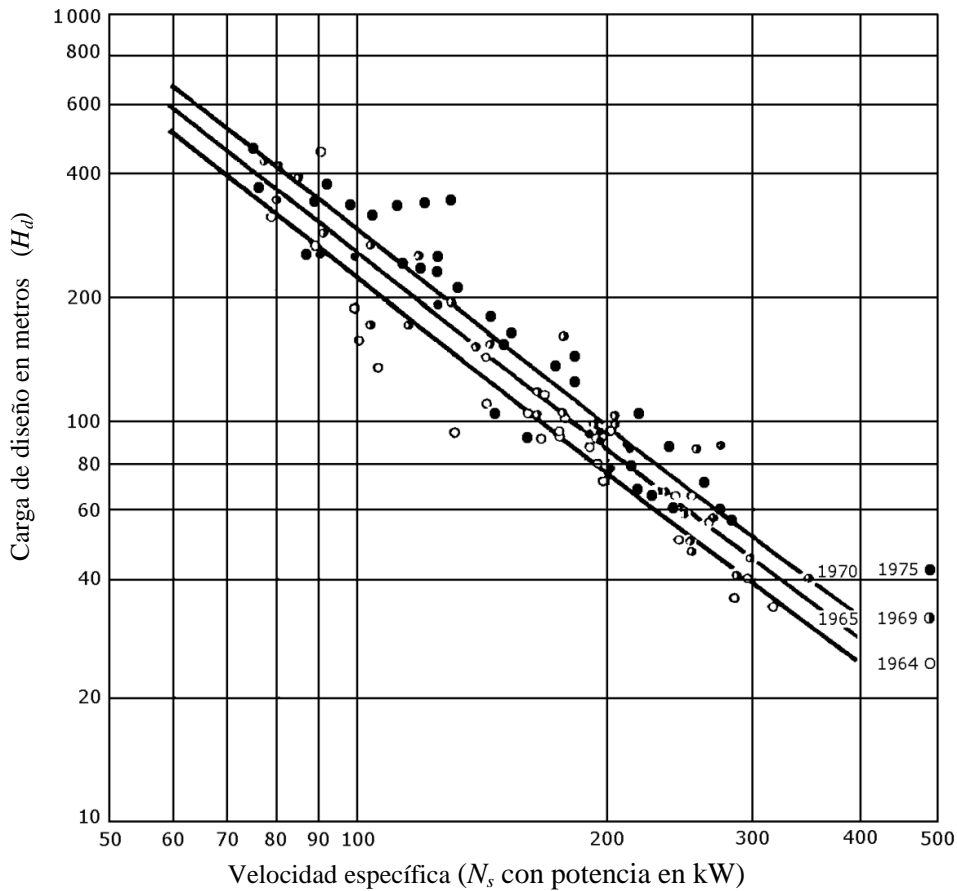
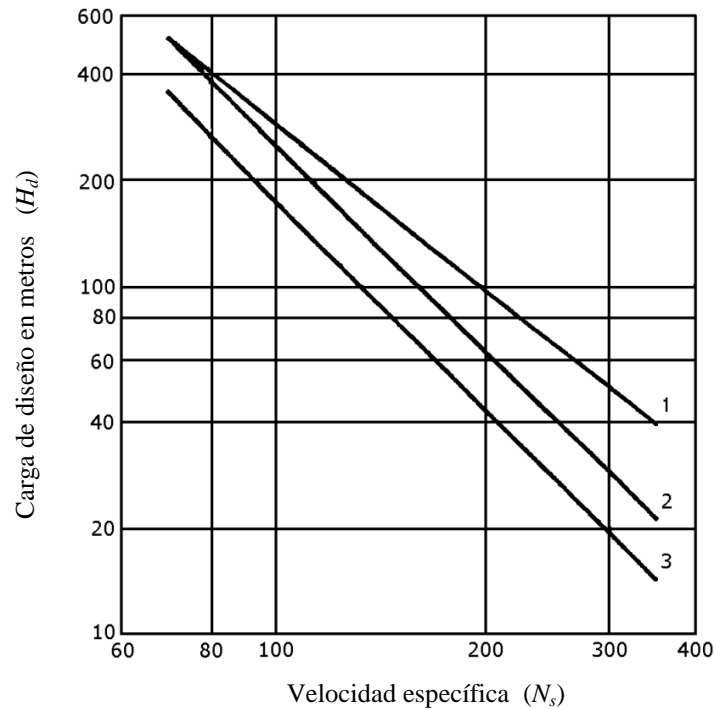


FIGURA 7.1.1 Turbinas Francis. Velocidad específica - Carga de diseño

La figura 7.1.2 representa el incremento de la velocidad específica para una carga dada, como una función de la fecha de fabricación, donde se muestra la condición de incrementar la velocidad específica para reducir el tamaño de las unidades. (Referencia 2).



- 1) Tomado de la figura 7.1.1
- 2) Tomado del Handbook of applied hydraulics, 1969. C.C.V. Davis and Sorensen.
- 3) Tomado del USBR. Selecting hydraulic reaction turbines 1966.

FIGURA 7.1.2 Turbinas Francis. Incremento de la velocidad específica para una carga dada, en función del periodo de diseño.
La velocidad específica (N_s) con potencia en kW. (Referencia 2)

La figura 7.1.3 para turbinas de reacción Francis y Kaplan muestra las tendencias experimentales para seleccionar el rango de la velocidad específica, según el criterio del U.S.B.R., Referencia 1; donde la velocidad específica está expresada en el sistema métrico con la potencia en CV; así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

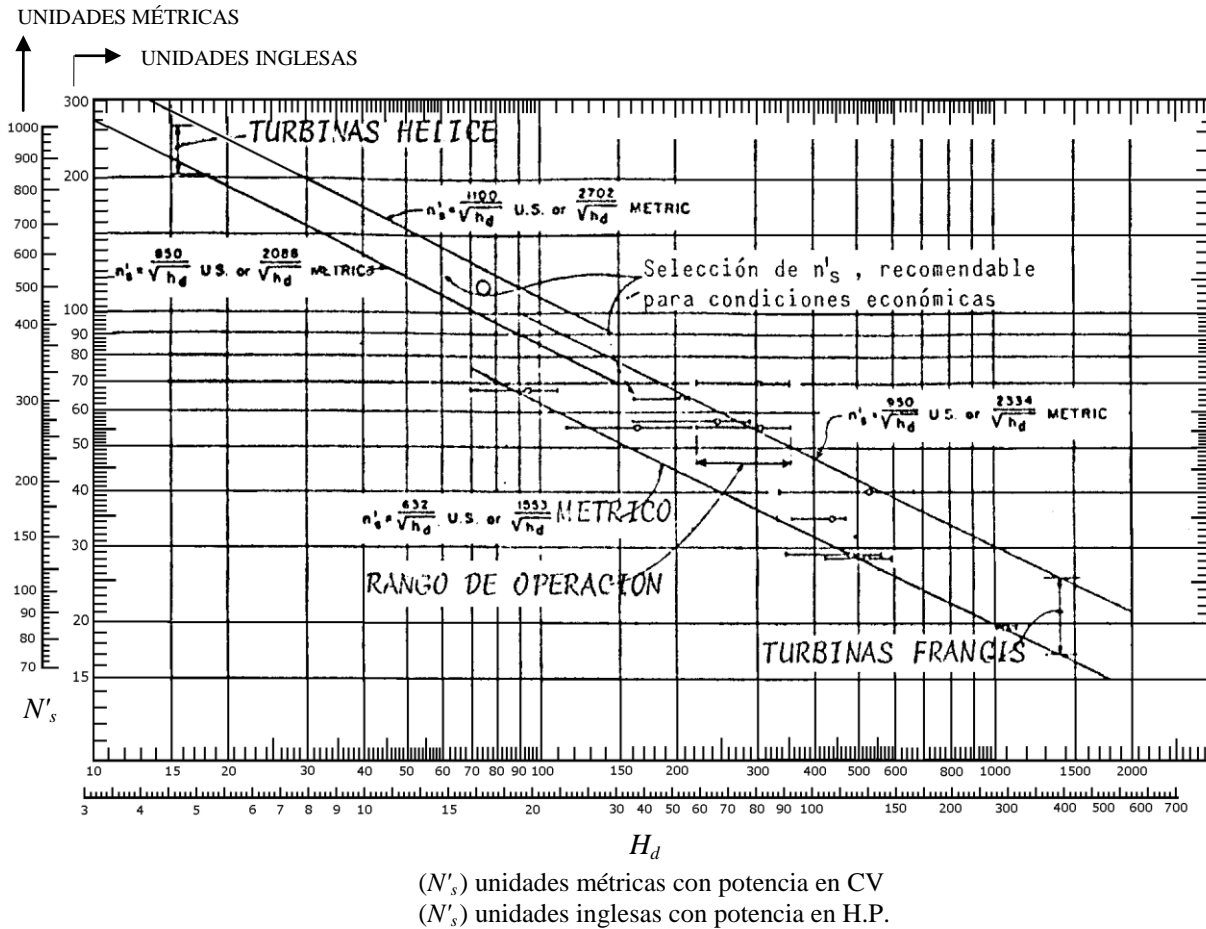


FIGURA 7.1.3 Carga de diseño - Velocidad específica, criterio U.S.B.R. Para turbinas de reacción Francis y Kaplan (Referencia 1)

7.2 Velocidad específica para turbinas tipo Hélice o Kaplan

Los resultados de investigaciones realizadas desde el punto de vista estadístico, con más de 130 turbinas Kaplan construidas en el mundo, muestran las funciones de correlación entre el valor del rango de la velocidad específica y la carga de diseño (Referencia 2), se presentan en la figura 7.2.1.

AÑO DE FABRICACIÓN	ECUACIÓN DE REGRESIÓN
1960 - 1964	$N'_s = 2096 H_d^{-0.489}$
1965 - 1969	$N'_s = 2195 H_d^{-0.489}$
1970 - 1976	$N'_s = 2419 H_d^{-0.489}$

La velocidad específica está expresada en el sistema métrico decimal, con la potencia en kW.

También en la figura 7.1.3 se muestra el criterio del U.S.B.R para seleccionar el rango de la velocidad específica, que se expresa en sistema métrico con potencia en CV, así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

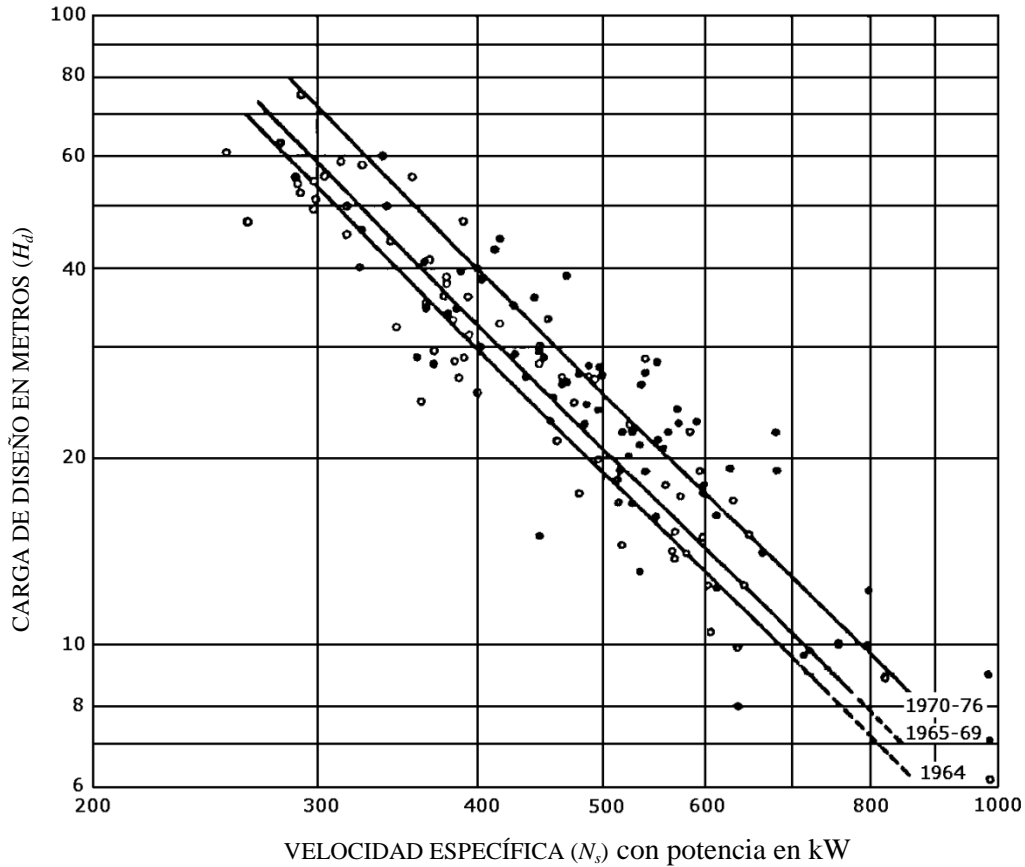


FIGURA 7.2.1 Turbinas Kaplan. Velocidad específica (N_s) - Carga de diseño (H_d). (Referencia 2)

7.3 Velocidad específica para turbinas de impulso Pelton

La turbina de impulso Pelton difiere considerablemente de las turbinas de reacción Francis y Kaplan, la turbina Pelton tiene una admisión de flujo parcial en la cual, la energía hidráulica es transmitida a la rueda por un número discreto de chiflones, independientes uno de otro.

En consecuencia la principal característica hidrodinámica de la turbina tiene que referirse a un solo chiflón, por lo que en este caso la velocidad específica es

$$N_{s,j} = N(P_t / i)^{0.5} (H_d)^{-1.25} \tag{7.3.1}$$

donde i es el número de chiflones de los cuales los arreglos de turbinas Pelton pueden contener desde uno hasta seis como máximo.

Estudios de correlación, de aproximadamente 90 turbinas Pelton, dan las siguientes expresiones para determinar el rango de la velocidad específica (N'_{sj}) en función de la carga de diseño.

AÑO DE FABRICACIÓN	ECUACIÓN DE REGRESIÓN
1960 - 1964	$N'_{sj} = 78.63 H_d^{-0.243}$
1965 - 1977	$N'_{sj} = 85.49 H_d^{-0.243}$

Las gráficas correspondientes se presentan en la figura 7.3.1.

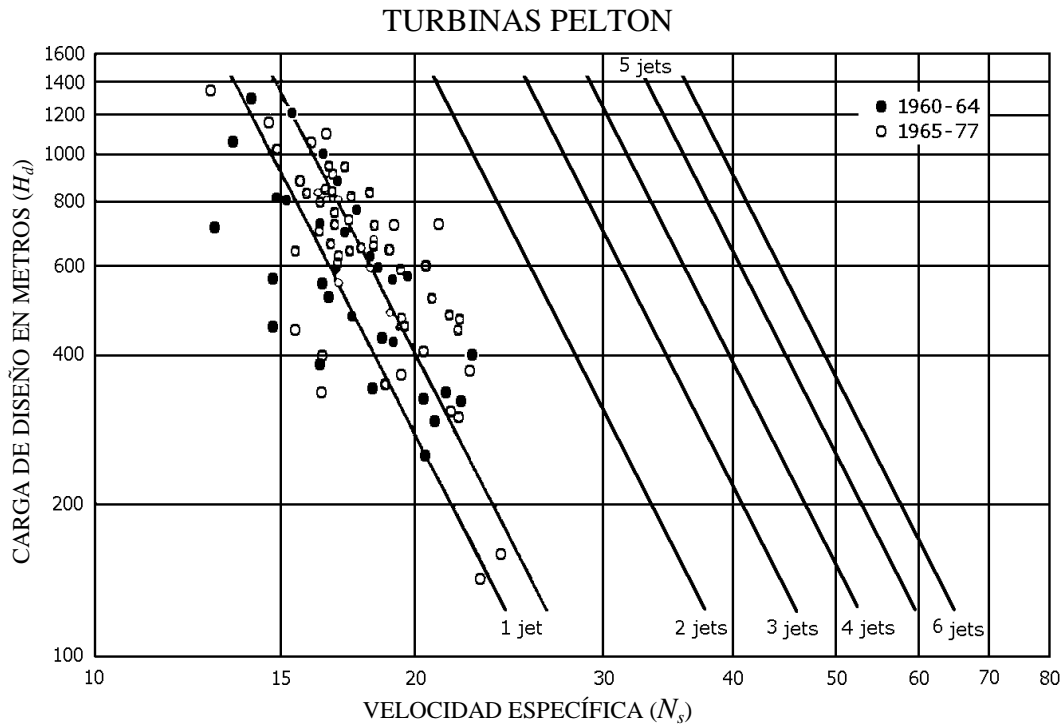


FIGURA 7.3.1 Relación entre la velocidad específica (N_s) y la carga de diseño (H_d) para turbinas Pelton. Velocidad específica con unidades en sistema métrico y potencia en kW de 1 a 6 chiflones (jets). Las curvas para un chiflón corresponden a dos grupos de turbinas dependiendo del año de diseño (Referencia 2)

8. VELOCIDAD DE ROTACIÓN SÍNCRONA

El rodete de la turbina va acoplado por medio de un eje (flecha) al rotor del generador (que es un motor eléctrico) y por consiguiente la velocidad de rotación del equipo turbogenerador deberá ajustarse para que sea síncrona N' con la frecuencia de oscilación de la energía eléctrica f , consecuentemente se ajusta la velocidad específica de la turbina N_s .

En México la frecuencia de la corriente eléctrica producida es $f = 60$ cps (ciclos por segundo o Hertz), en algunos países de Europa se emplea $f = 50$ cps.

Con las expresiones de regresión de las figuras 7.1.1, 7.2.1 y 7.3.1 para el cálculo preliminar de N'_s como función de H_d y del tipo de turbina, se determina el rango del valor de la velocidad específica, con ese valor de N'_s y la expresión 8.1 se calcula la velocidad de rotación síncrona de la turbina

$$N' = N'_s (P_t)^{-0.5} (H_d)^{1.25} \quad 8.1$$

donde

N' velocidad de rotación síncrona en rpm

La velocidad de rotación síncrona se relaciona con la frecuencia eléctrica f y el Número de polos del generador (No.Po.) mediante la ecuación 8.2

$$N' = \frac{120 (f)}{\text{No.Po.}} \quad 8.2$$

y de la expresión 8.2 se despeja el Número de polos del generador

$$\text{No.Po.} = \frac{120[f]}{N'} \quad 8.3$$

El valor así determinado se ajusta a un número entero, que los fabricantes de generadores recomiendan sea múltiplo de cuatro, para evitar los efectos que producen las vibraciones excesivas en el conjunto turbogenerador, aunque algunos acepten sólo pares.

Por otra parte, si se considera a ΔH como la variación de la carga hidráulica que tome en cuenta a las cargas estáticas máxima, de diseño y mínima, es decir diferencia de niveles entre el vaso y el desfogue, a las pérdidas de energía y la carga de velocidad en el desfogue como se mencionó en el capítulo 2 POTENCIA MEDIA, se tiene

$$\Delta H = H_{\text{máx}} - H_{\text{mín}} \quad 8.4$$

donde

$H_{\text{máx}}$ se calcula con el nivel de aguas máximas extraordinarias en el vaso (NAME) y el nivel mínimo del desfogue que se presenta cuando sólo opera una unidad

H_d se calcula con el nivel de aguas máximas de operación en el vaso (NAMO) y el nivel medio en el desfogue que se tiene cuando operan la mitad de las unidades (aproximadamente)

H_{\min} Se calcula con el nivel de aguas mínimas de operación en el vaso (NAMINO) y el nivel máximo en el desfogue, que se alcanza cuando se opera a plena carga, es decir, todas las unidades disponibles de la central

De lo anterior se tiene

$$\frac{\Delta H}{H_d} = \frac{H_{\max}}{H_d} - \frac{H_{\min}}{H_d} \quad 8.5$$

donde ($H_{\max} > H_{\min}$) y ($H_{\min} < H_d$)

Con base en lo anterior se recomienda tomar la velocidad de rotación N mayor, si la variación de la carga hidráulica ΔH sobre la turbina no excede del 10% (No.Po. bajo); en caso contrario si ΔH excede ese 10%, se sugiere tomar la velocidad de rotación N más baja (No.Po. alto). Lo anterior, considerando que se busca tener un valor del número de polos (No.Po.) entero y múltiplo de 4 como recomiendan los fabricantes, y que a veces la ecuación 8.3 no proporciona en un primer cálculo ni siquiera un valor entero y mucho menos múltiplo de 4, razón por la que se hace el ajuste anterior.

Con la velocidad de rotación síncrona N calculada con el criterio anterior, se obtiene el valor de la velocidad específica de la ecuación 7.1, como

$$N_s = N [P_t]^{0.5} [H_d]^{-1.25} \quad 8.6$$

Este es el parámetro característico que se emplea para determinar las principales dimensiones de las turbinas hidráulicas, como se verá en el capítulo 10.

9. CURVAS CARACTERÍSTICAS

El flujo a través de una turbina de reacción depende de varios parámetros, en la Francis depende de la carga neta o la de diseño H_d , de la velocidad de rotación de la unidad N y de la apertura de los álabes del distribuidor a (ATA para el caso en que los álabes estén totalmente abiertos o apertura del 100%). En la Kaplan, además de las anteriores, también depende del ángulo de inclinación de los álabes del rodete (que pueden ser ajustables). Por último, en una turbina de impulso Pelton, el flujo es una función solamente de la carga H y de la apertura del chiflón d , que es también el diámetro del chorro.

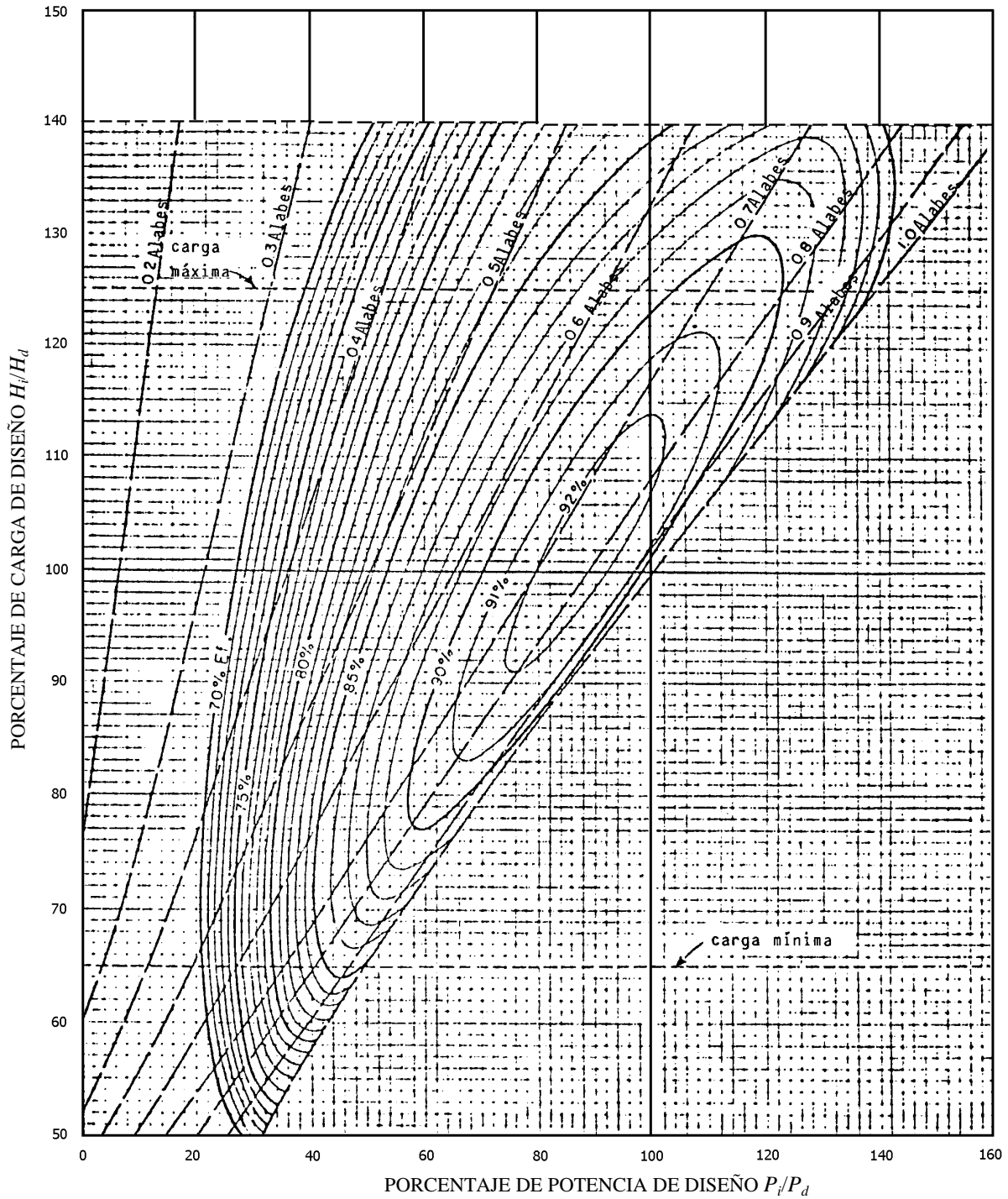
El distribuidor que se presenta en el capítulo 10.1 es un anillo perimetral con álabes móviles, cuya función es controlar la entrada de gasto al rodete, lo cual se puede observar en las figuras 10.11 para turbinas Francis, 10.16 y 11.1 para turbinas Kaplan. Su operación es controlada por

un sistema electromecánico que depende del gobernador, el cual a su vez detecta las variaciones de carga eléctrica y en el caso de que la demanda aumente éste abre los álabes del distribuidor para que con mayor caudal se logre proporcionar la potencia eléctrica demanda, que tendería a reducir la velocidad de rotación en el generador. Con la apertura de dichos álabes la velocidad de rotación N del conjunto turbogenerador se mantiene como inicialmente se calculó como velocidad síncrona N' de acuerdo al número de polos.

En el caso contrario, cuando hay disminución o rechazo de carga, el generador tendería a girar más rápido al disminuir la tensión eléctrica, para evitar esto el gobernador reduce la apertura de los álabes del distribuidor, ya que con menor gasto se logra mantener la velocidad síncrona del conjunto turbogenerador, lo cual se analizará a continuación.

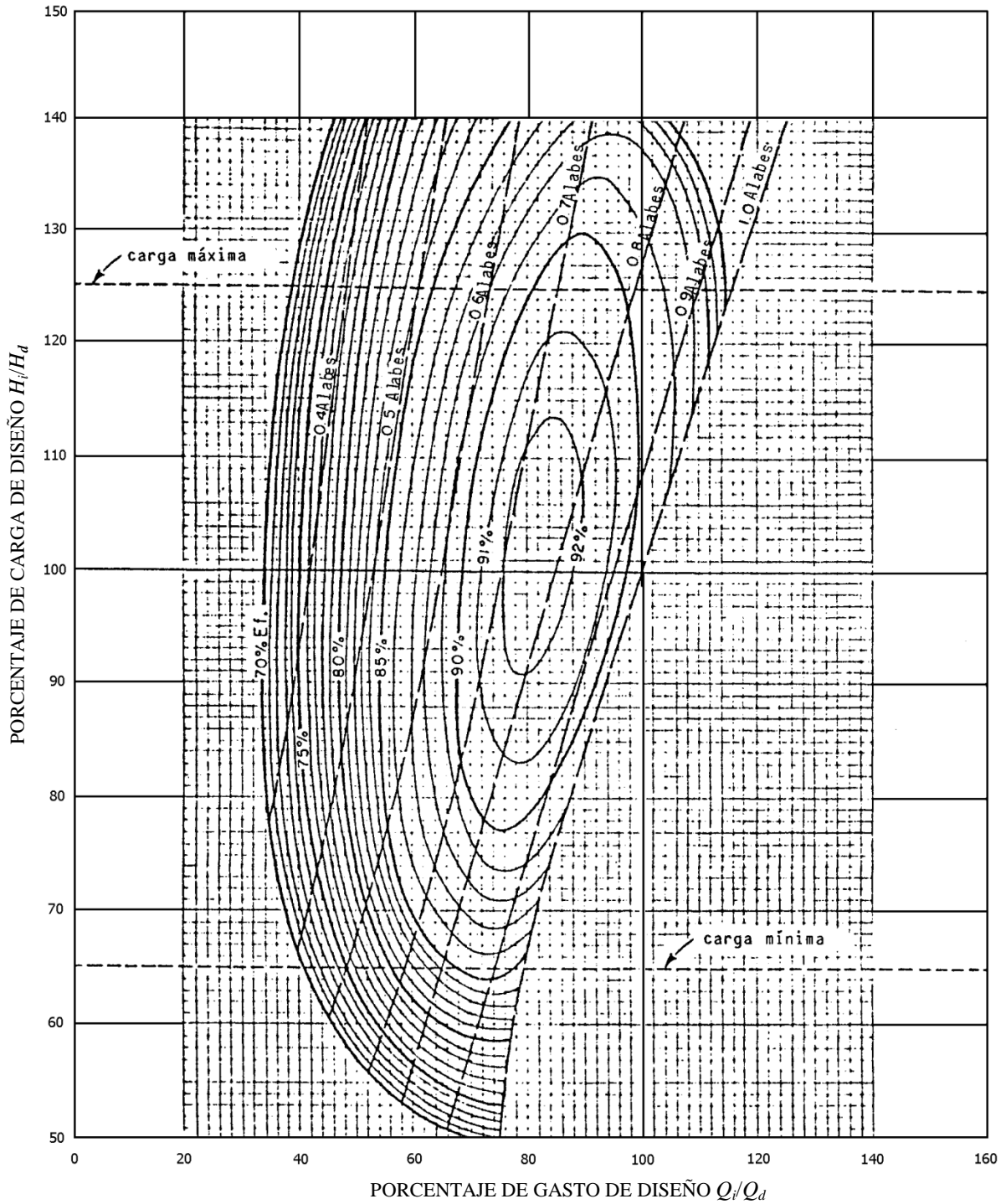
Las curvas que representan la relación entre los parámetros mencionados al inicio de este capítulo, se conocen como CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA. Éstas permiten predecir el comportamiento de una turbina, por ejemplo cuando varía la carga sobre la misma o cuando cambia el caudal o gasto de descarga, como ya se mencionó.

Algunos ejemplos de curvas características de funcionamiento para turbinas Francis se muestran en las figuras 9.1 a 9.7, en las cuales, para cada relación de la potencia dada entre la potencia de diseño P_i/P_d , del gasto dado entre el gasto de diseño Q_i/Q_d , ambas con la relación de la carga dada entre la carga de diseño H_i/H_d en porcentaje, se obtiene la eficiencia de la turbina η_i para diferentes aperturas de álabes del distribuidor en porcentaje. En las figuras 9.8 y 9.9 se muestran dos ejemplos de curvas características para turbinas Kaplan.



$N_s = 214$ a 334 con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 184$ a 286 con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.1 Turbina Francis. Porcentaje de Potencia de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



$N_s = 214$ a 334 con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 184$ a 286 con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.2 Turbina Francis. Porcentaje de Gasto de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)

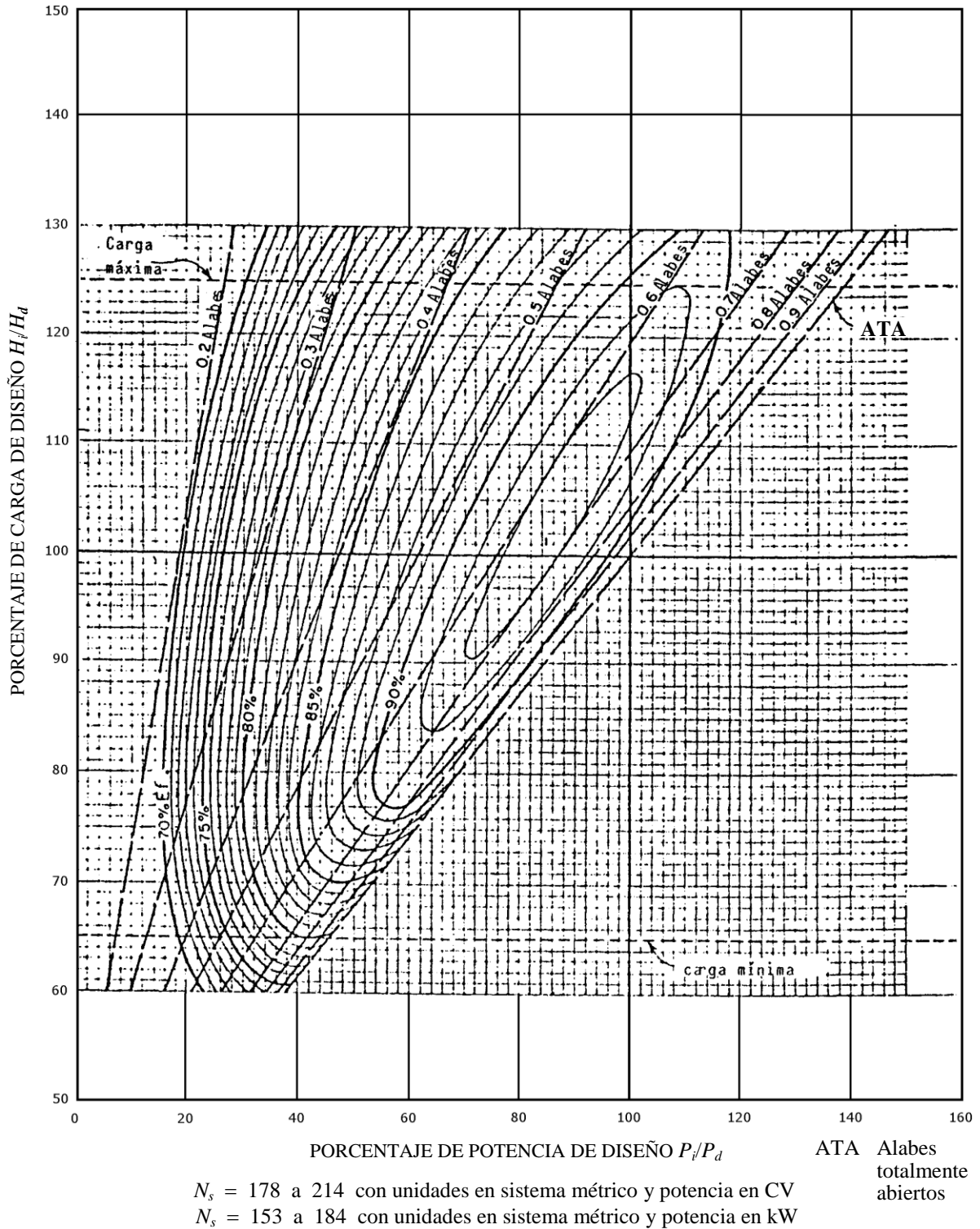
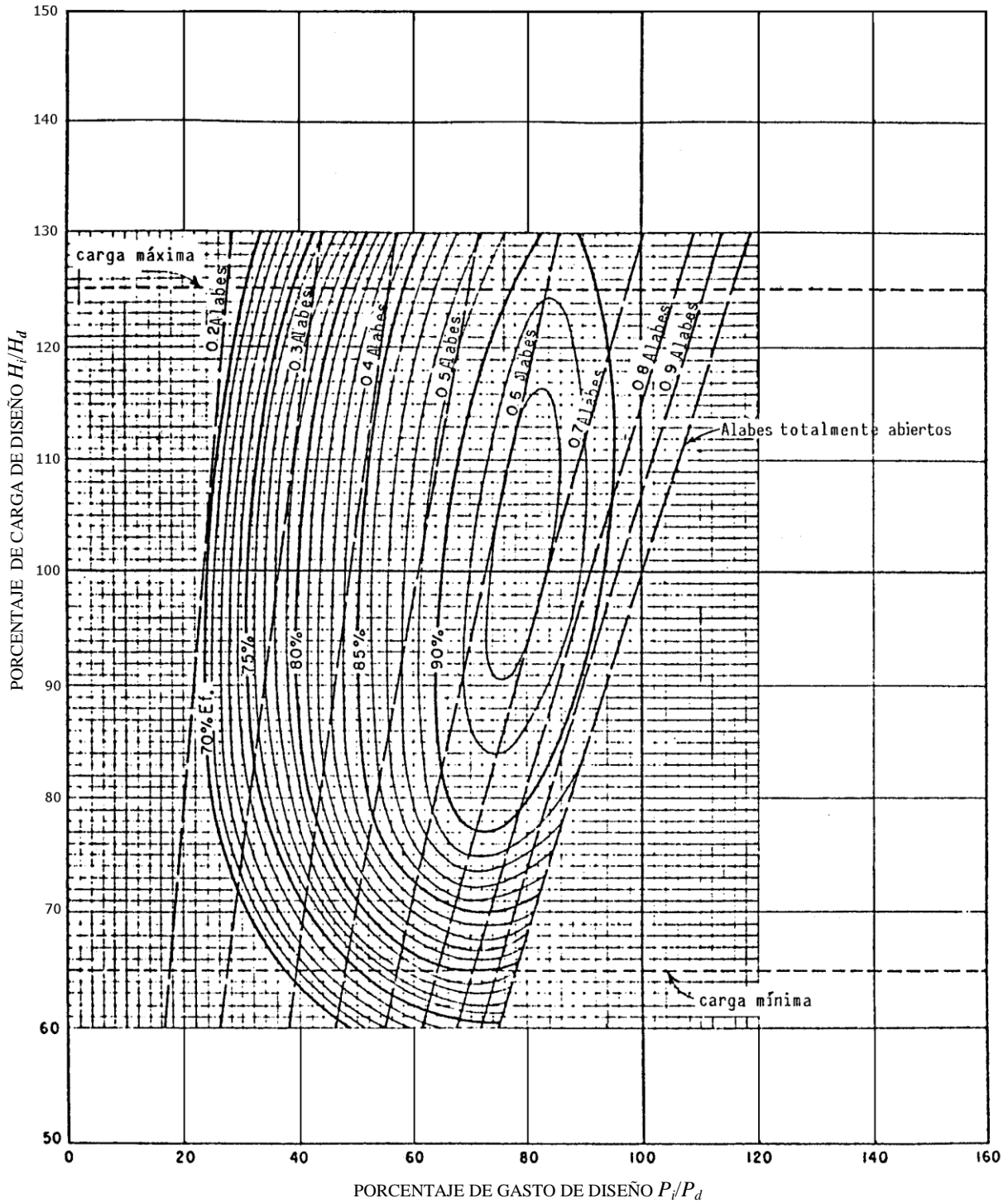
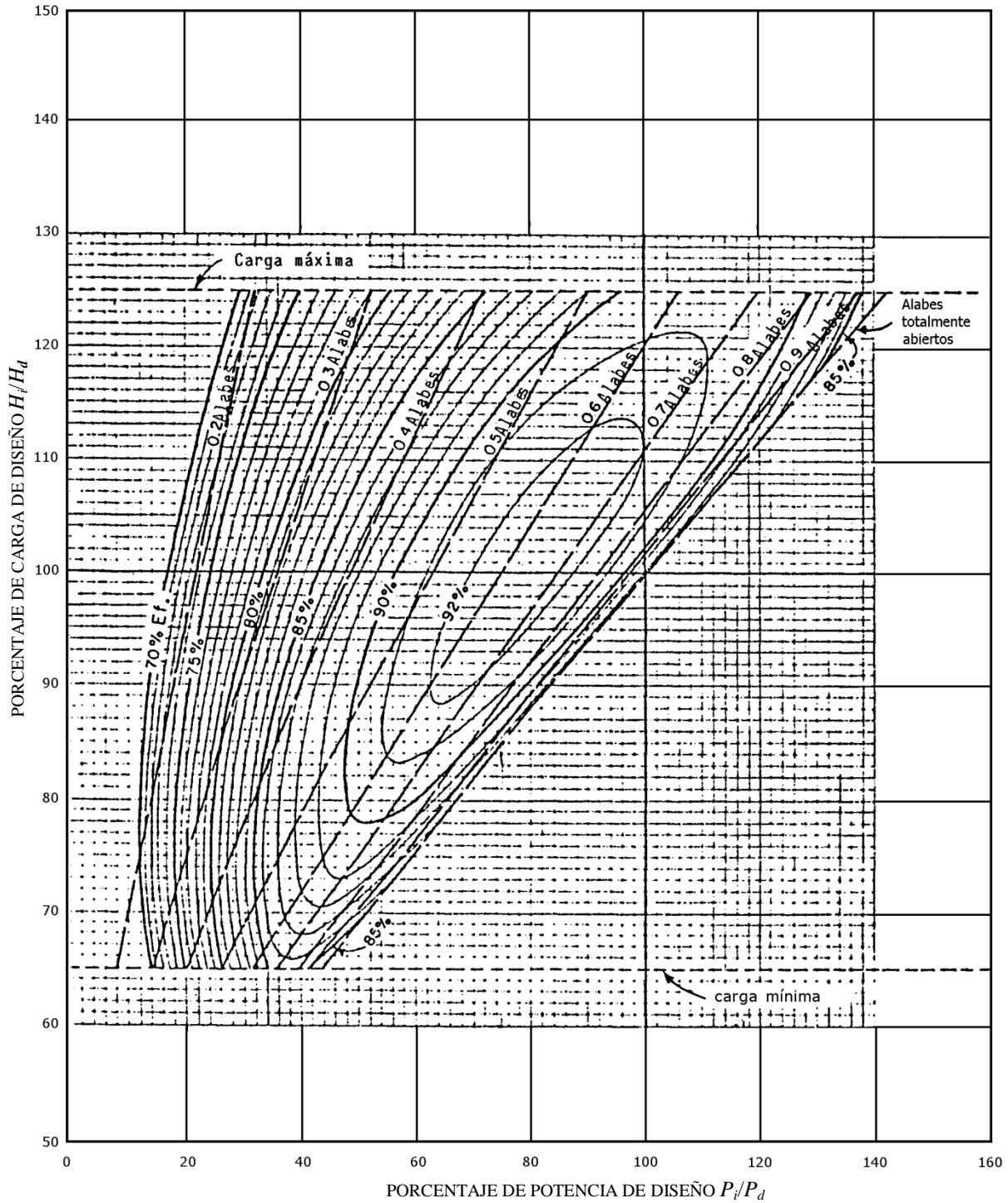


FIGURA 9.3 Turbina Francis. Porcentaje de Potencia de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



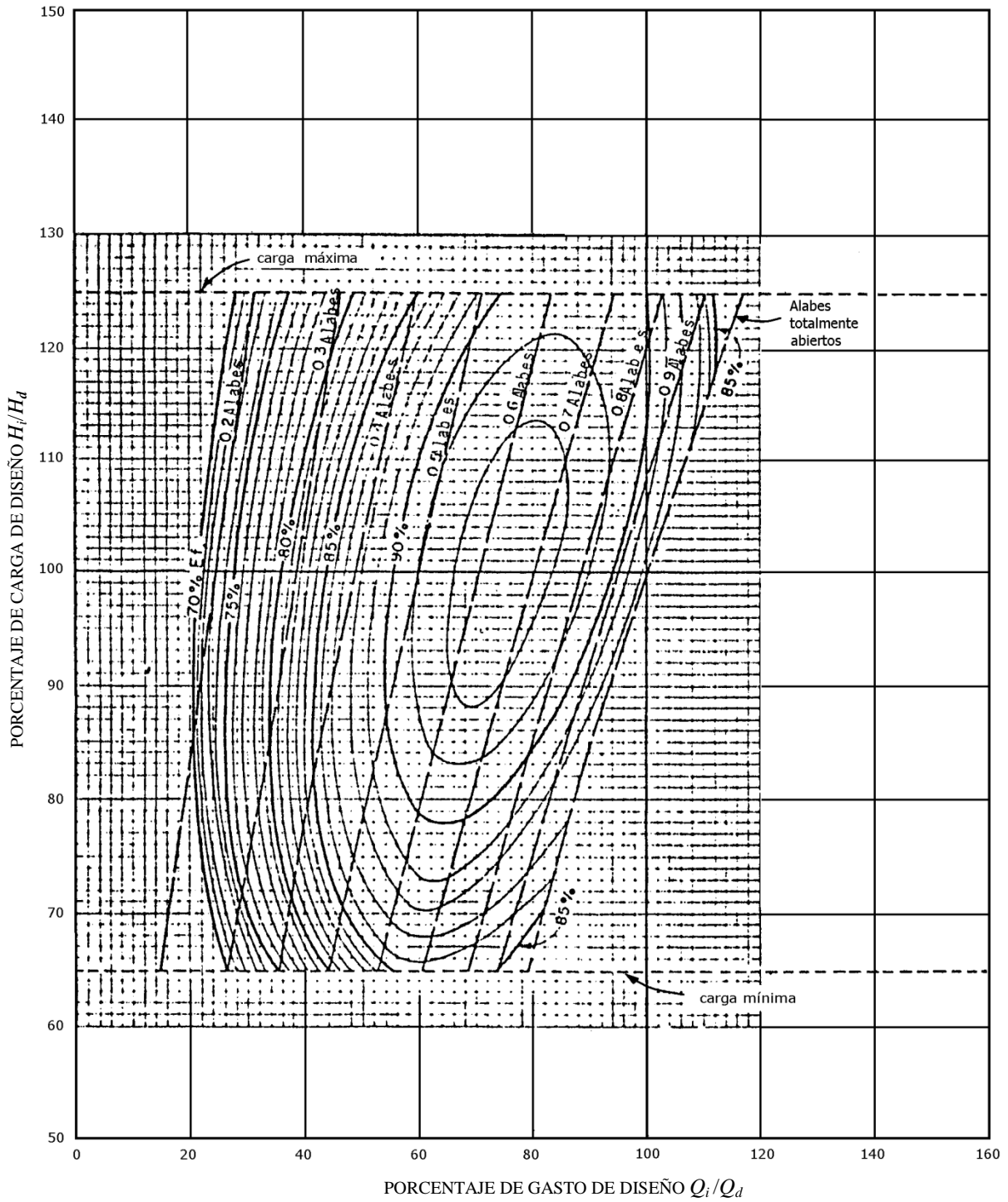
$N_s = 178$ a 214 con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 153$ a 184 con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.4 Turbina Francis. Porcentaje de Gasto de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



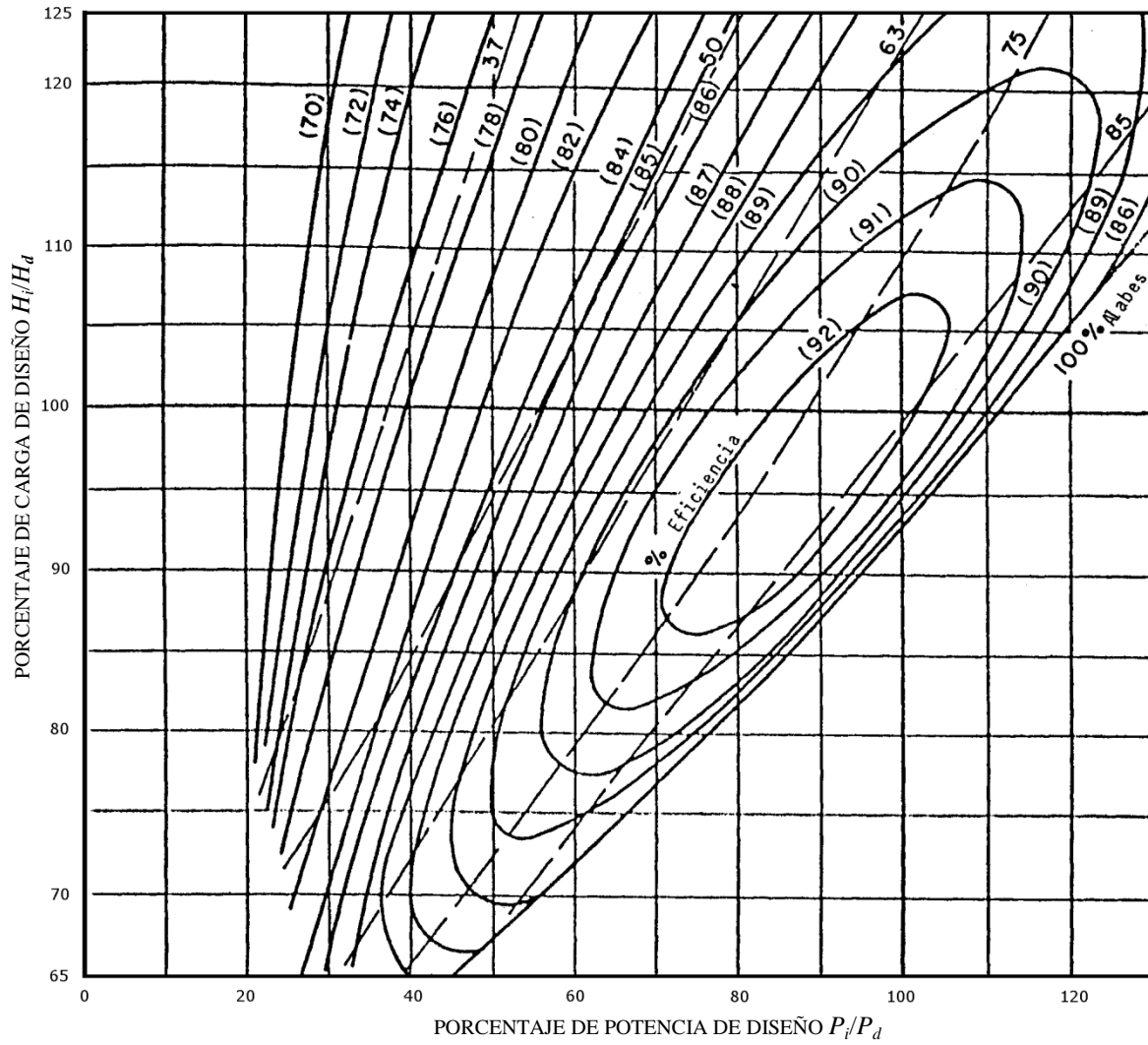
$N_s = 111$ a 178 con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 95$ a 153 con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.5 Turbina Francis. Porcentaje de Potencia de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



$N_s = 111$ a 178 con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 95$ a 153 con unidades en sistema métrico y potencia en kW

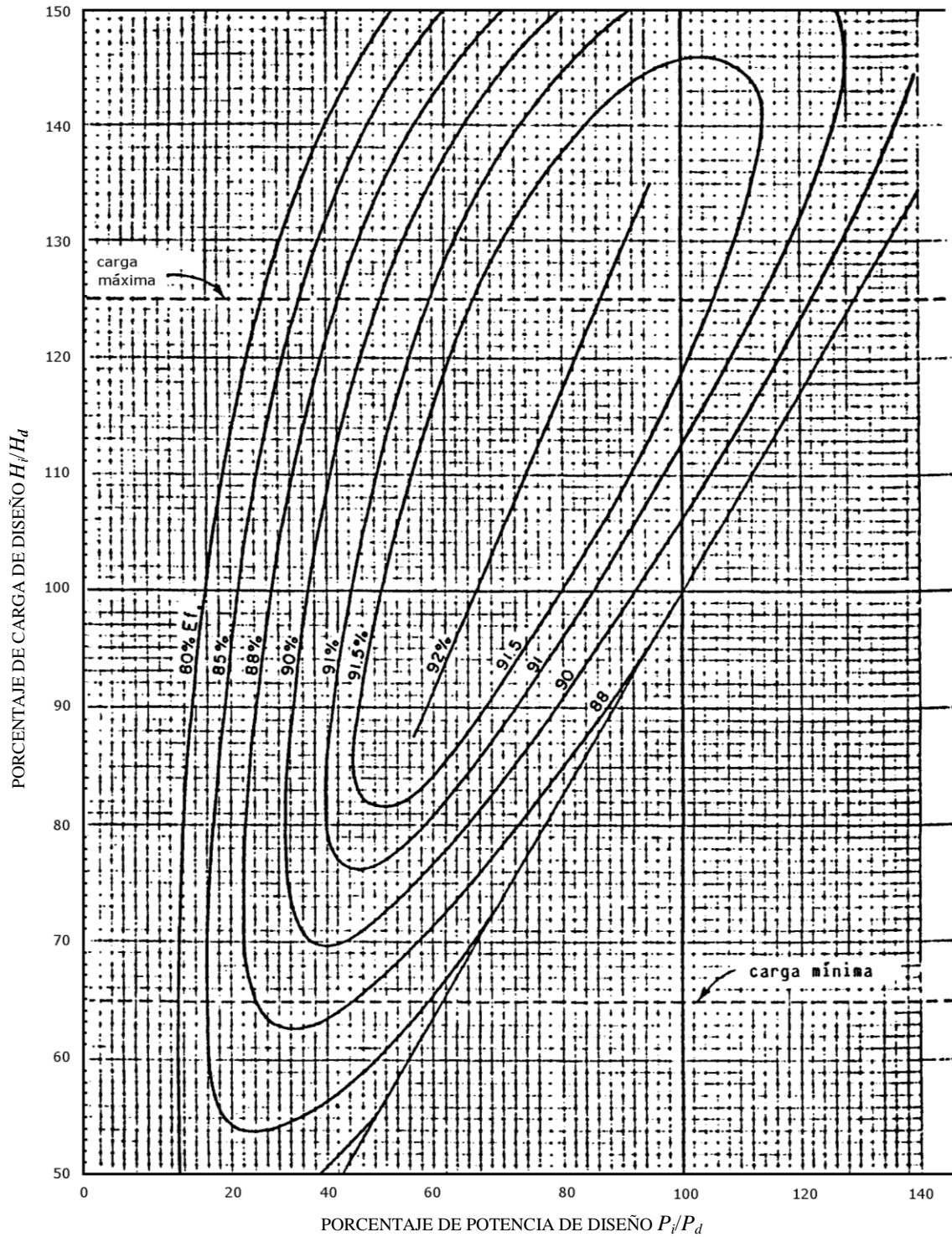
FIGURA 9.6 Turbina Francis. Porcentaje de Gasto de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



$N_s = 98$ con unidades en sistema métrico y potencia en CV

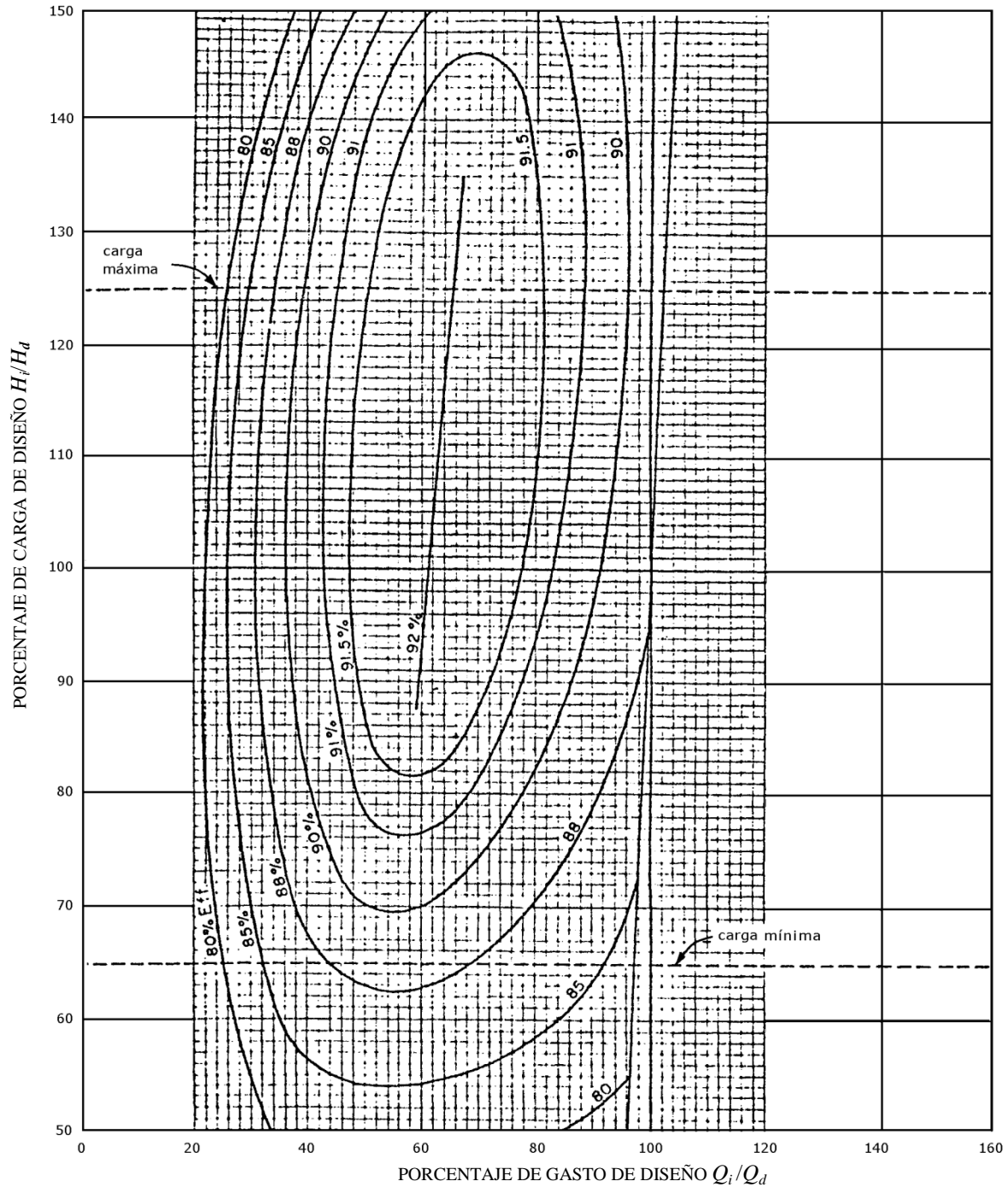
$N_s = 84$ con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.7 Turbina Francis. Porcentaje de Potencia de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



$N_s = 632$ con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 542$ con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.8 Turbina Kaplan. Porcentaje de Potencia de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)



$N_s = 632$ con unidades en sistema métrico y potencia en CV
 $N_s = 542$ con unidades en sistema métrico y potencia en kW

FIGURA 9.9 Turbina Kaplan. Álabes ajustables. Porcentaje de Gasto de diseño - Porcentaje de Carga de diseño (Referencia 9)

Con ayuda de las figuras anteriores (9.1 a 9.9) se determina la eficiencia η_t y los porcentajes de potencia P_t , gasto Q_d y apertura de álabes a , para las condiciones de cargas netas mínima H_{\min} y máxima H_{\max} .

Por ejemplo, los generadores eventualmente desarrollan entre el 10% y 15% más de su potencia de diseño, lo que provoca un sobrecalentamiento de los mismos; con las curvas características se puede determinar la carga con la cual se proporciona esa potencia, así como la eficiencia y gasto necesarios, para la condición de álabes totalmente abiertos (ATA).

Es importante mencionar que en ocasiones la carga H_t es menor que la carga de diseño H_d y las condiciones de operación proporcionan potencias de la turbina P_t menores que las de diseño, lo cual lamentablemente se presenta con frecuencia debido a las bajas aportaciones en el vaso que representan caudales turbinados Q_t menores que los de diseño Q_d .

10. DIMENSIONES PRINCIPALES

Para conocer la magnitud de las obras civiles que tienen que realizarse para alojar a las turbinas de una central hidroeléctrica, es necesario determinar las dimensiones de los principales elementos que constituyen las obras auxiliares, tales como rejillas de la obra de toma, la tubería o conducción a presión, la casa de máquinas donde se aloja el conjunto turbina, flecha, generador, la grúa viajera, las instalaciones que contienen a los tableros de control y el tubo de aspiración.

Éste último está conectado a la turbina y se destaca por la gran profundidad de excavación para instalarlo y a su vez se conecta al conducto de descarga que conduce el gasto turbinado al desfogue.

También es importante mencionar a la cámara de oscilación, la galería de transformadores, las lumbreras de cables, ventilación y el elevador. Por último los túneles de acceso para el caso de casas de máquinas subterráneas, ver figura 10.1.

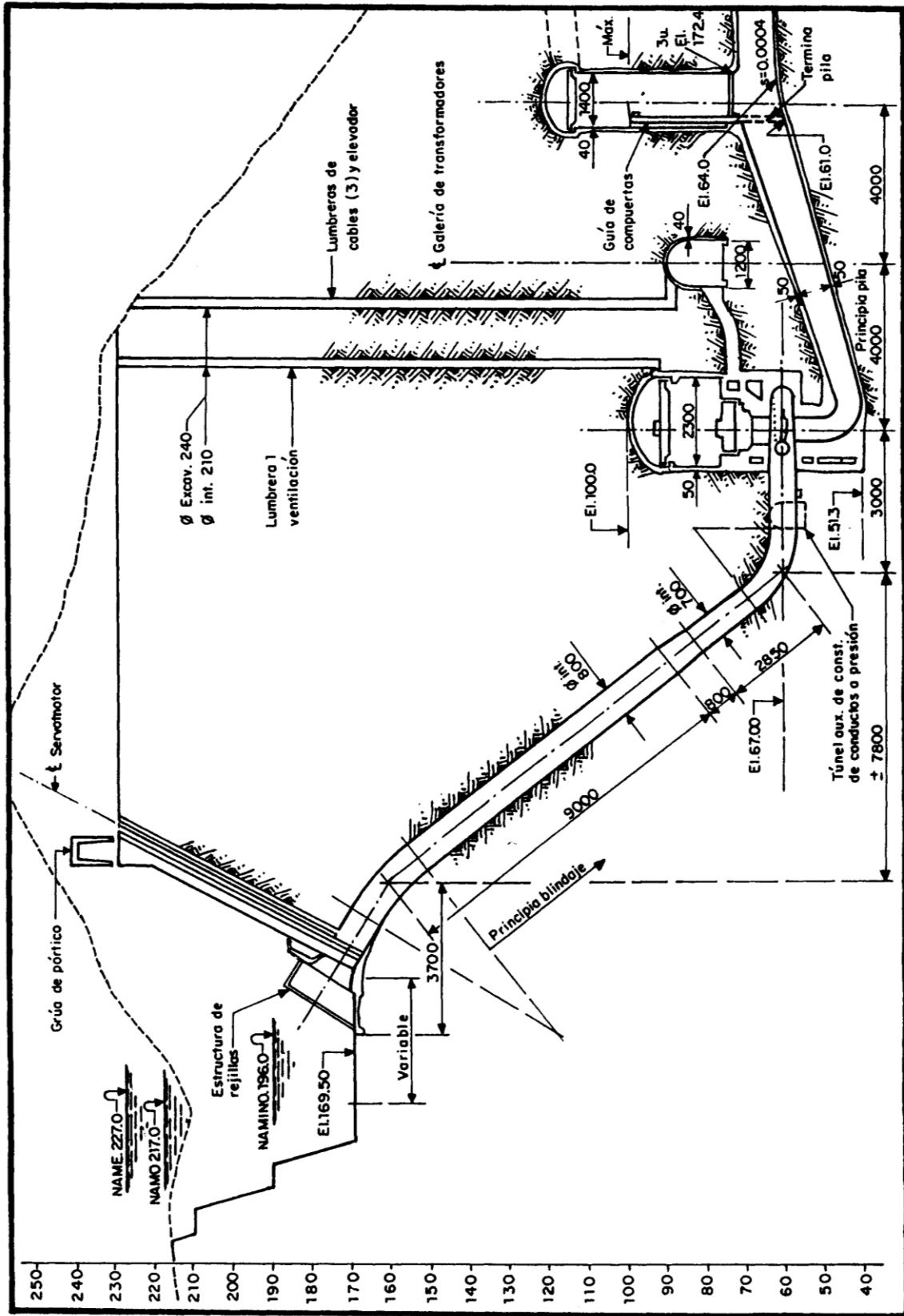


FIGURA 10.1 Componentes principales de una Central hidroeléctrica

A continuación se presenta como se determinan las dimensiones correspondientes a la turbina, de un modo aproximado con ábacos obtenidos del análisis de varias unidades fabricadas en el mundo. También se pueden consultar las recomendaciones del U.S.B.R., pero es conveniente en primera instancia tomar en cuenta las de los fabricantes y empresas de diseño y consultoría.

10.1 Elementos constitutivos de las turbinas de reacción Francis y Kaplan

En las figuras 10.2 y 10.3 se indican, de acuerdo a la numeración correspondiente, cuatro de los principales elementos de las turbinas Francis y Kaplan.

1. **CARCAZA O CARACOL.** Según las dimensiones de la turbina se construyen de acero, concreto armado solo o con camisa de acero. Su función principal es la de transformar la energía de presión en energía cinética y cubrir las partes internas de la turbina como el distribuidor y el rodete. Pueden tener pequeños álabes difusores o ser sólo tipo voluta.

2. **DISTRIBUIDOR.** El difusor de la carcasa y los álabes móviles del distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas y transforman la energía de presión en energía cinética. La movilidad de los álabes del distribuidor permite aumentar o reducir el caudal Q de entrada al rodete, de acuerdo a la demanda de potencia, operando como uno o varios chiflones.

Por ejemplo, cuando se demanda mayor potencia, los álabes del distribuidor se abren para admitir el paso de mayor caudal Q y en el caso contrario, se cierran cuando hay una menor demanda o rechazo de carga.

3. **RODETE.** Es el elemento principal de la turbina, donde se transforma la energía cinética en energía mecánica y es la pieza que gira a la misma velocidad de rotación síncrona N' acoplado al rotor del generador mediante la flecha.

4. **TUBO DE ASPIRACIÓN O SUCCIÓN.** Está conectado a la salida de la turbina y en su parte final inicia la conducción hacia la descarga o desfogue. Se le llama tubo de aspiración porque crea una depresión a la salida del rodete y tiene dos funciones principales, la primera recuperar la energía cinética del agua y la segunda transformarla en energía de presión y posición, para conducir el gasto turbinado hacia el desfogue, el cual puede estar a pie de presa o en instalaciones subterráneas (aguas debajo de túneles con longitudes considerables). Generalmente se construyen de acero o concreto armado con o sin blindaje (camisa de refuerzo de acero).

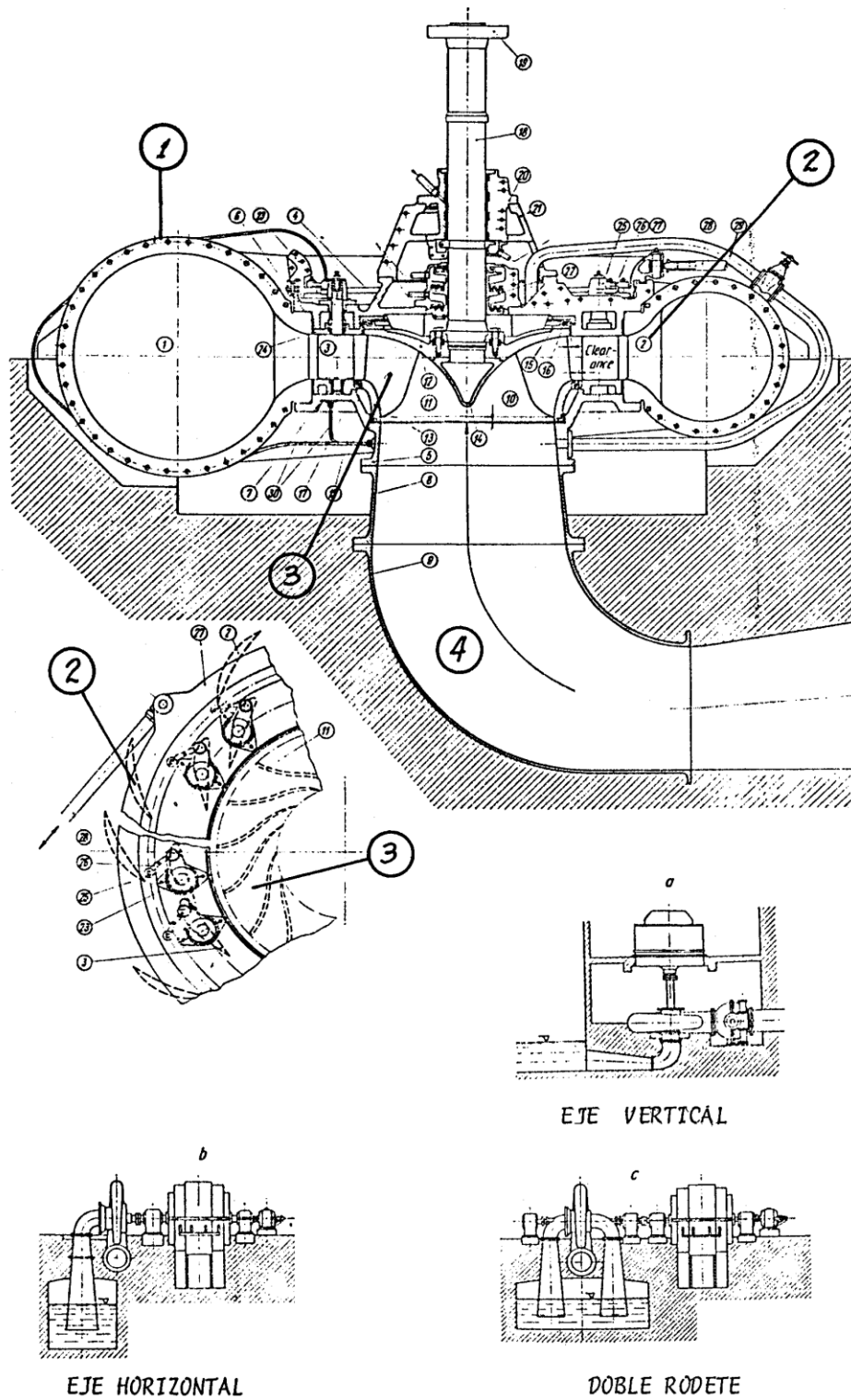


FIGURA 10.2 Elementos constitutivos de las Turbinas Francis
(Referencia 6)

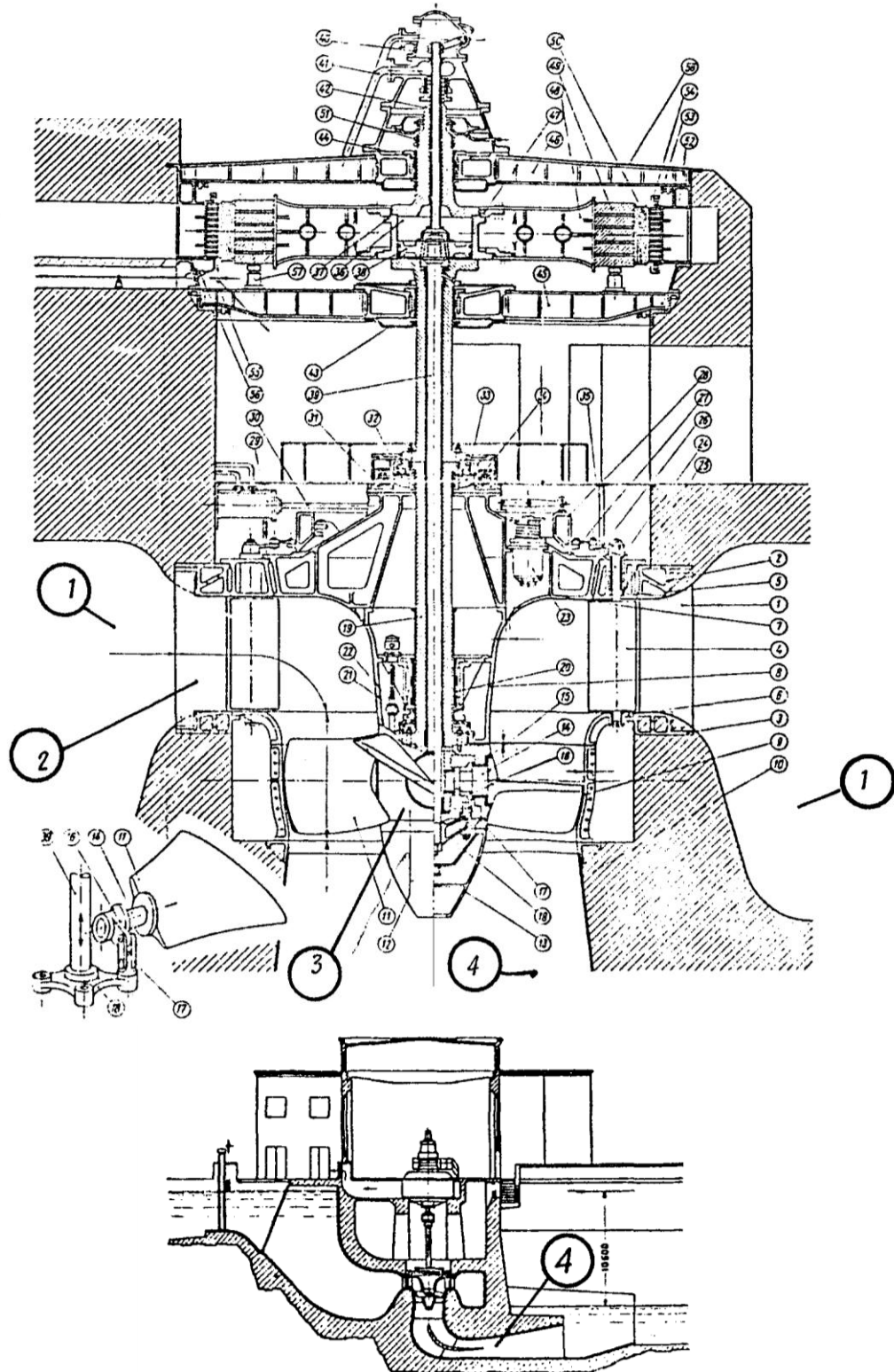


FIGURA 10.3 Elementos constitutivos de las Turbinas Kaplan (Referencia 6)

10.2 Elementos constitutivos de las turbinas de impulso Pelton

En las figuras 10.4 y 10.5 se indican de acuerdo a la numeración correspondiente, diez de los elementos principales de las turbinas Pelton.

1. **CARCAZA.** Cubierta de acero que evita que el agua salpique hacia los lados fuera de la turbina, a veces tienen ventanas transparentes para visualizar la acción del chorro (o *jet* en idioma inglés) del inyector o chiflón sobre la rueda.
2. **INYECTOR.** Es el distribuidor de las turbinas Pelton, donde se transforma la energía de presión del agua en energía cinética, generalmente consta de una tobera y válvula de aguja.
3. **TOBERA.** Elemento donde se contrae el chorro a la salida de la tubería (o chiflón).
4. **VÁLVULA DE AGUJA.** Regula el gasto de salida mediante su apertura a través del desplazamiento de la aguja, lo que controla el servomotor a base de presión de aceite.
5. **SERVOMOTOR.** Corrige cualquier cambio en la frecuencia del Sistema de acuerdo a las condiciones de demanda del gobernador.
6. **CHORRO o JET.** Representa al flujo de agua que impulsa a la turbina. Su diámetro en la descarga es importante en el diseño de las turbinas Pelton.
7. **RODETE.** Consiste en una rueda con un número de cucharones también conocidos como cangilones (rara vez menor de 15) equidistantemente dispuestos en su periferia en dirección radial. Es impulsada por el flujo de dos o hasta un máximo de seis inyectores (boquillas o chiflones) de modo que cada una dirija un chorro tangente a la circunferencia y hacia el centro de los cucharones.
8. **CUCHARONES o CANGILONES.** En su centro existe un reborde (divisor) que divide al flujo entrante en dos porciones iguales con el propósito de aprovechar mejor el chorro y la operación del rodete.
9. **BLINDAJE.** Protege la subestructura contra el efecto destructor del impacto del chorro desviado.
10. **DISIPADOR DE ENERGÍA.** Evita las erosiones en la Subestructura y amortigua el impacto del agua antes del desfogue.

En este tipo de turbinas no existe tubo de aspiración porque la descarga es libre y la presión manométrica es nula, ya que solo se presenta la atmosférica.

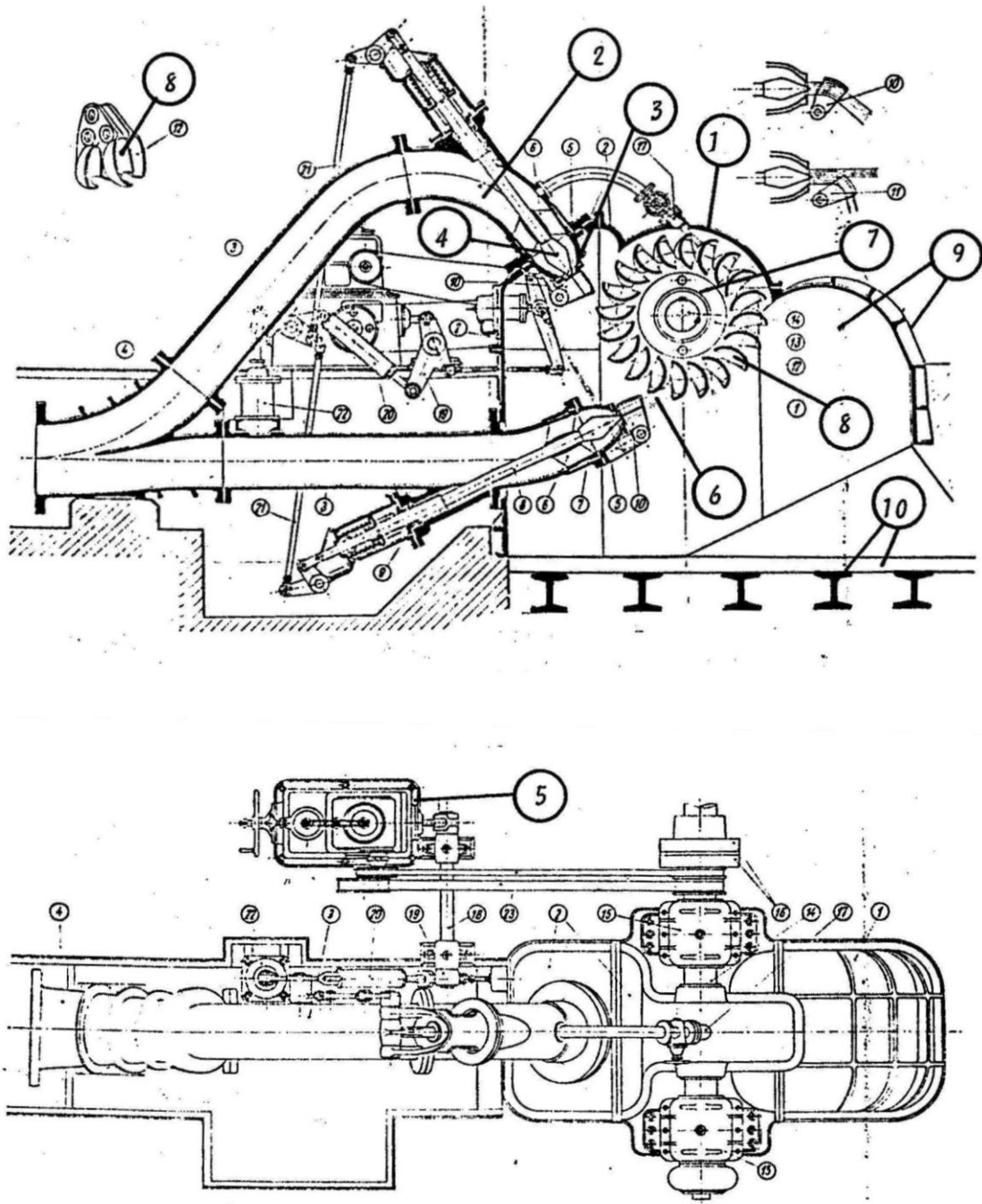


FIGURA 10.4 Elementos constitutivos de las Turbinas Pelton (2 chiflones) (Referencia 6)

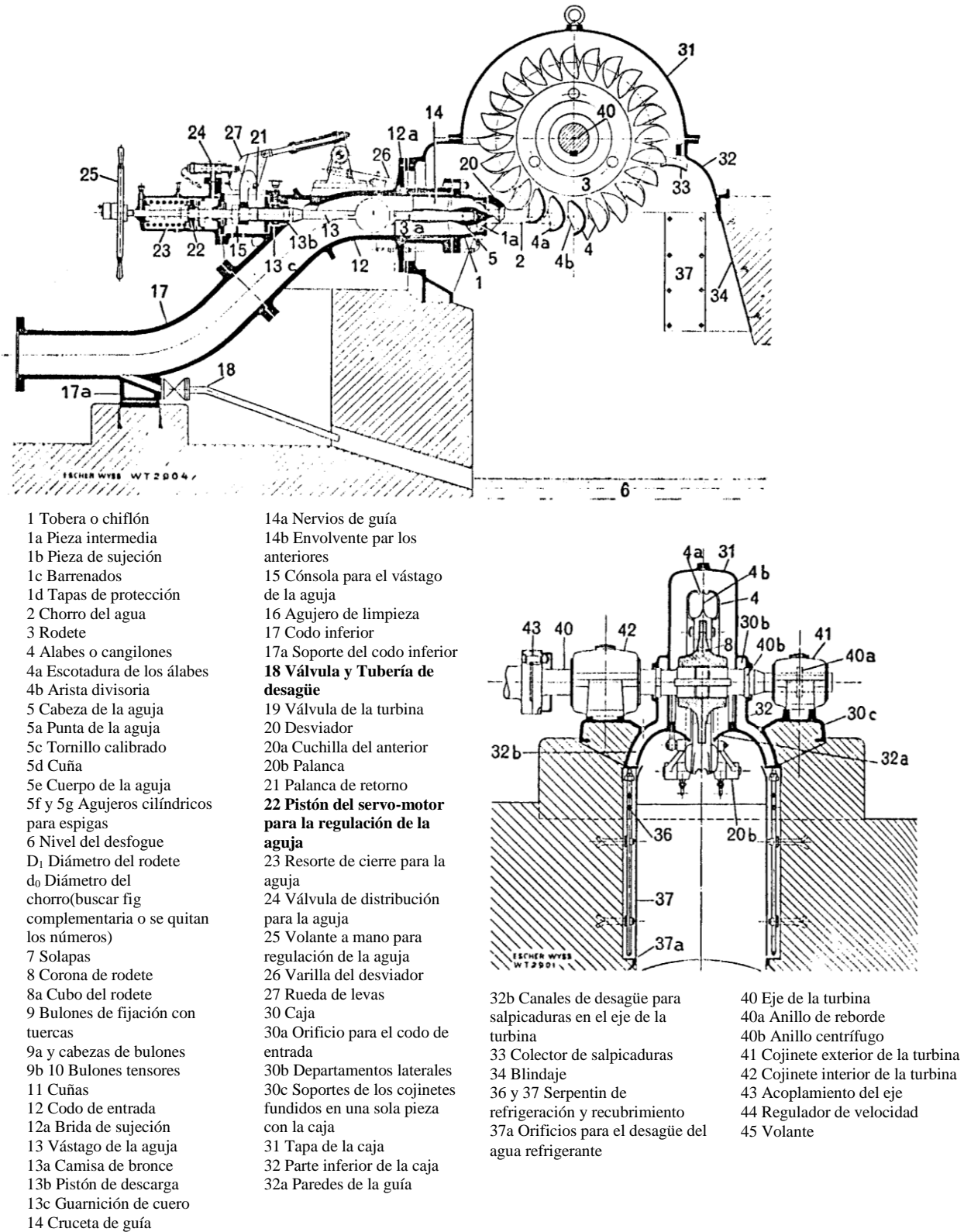


FIGURA 10.5 Elementos constitutivos de las Turbinas Pelton (Referencia 8)

10.3 Dimensiones de las turbinas Francis

Para dimensionar en forma preliminar y general a los elementos de la turbina, se emplean las funciones de correlación obtenidas por el procedimiento de regresión, publicado en la Referencia 2 (Revista Water Power and Dam Construction, de agosto de 1976), en donde se analizan los datos de las turbinas que se han construido en el mundo hasta los años setentas. También se hacen algunas recomendaciones dadas por la Referencia 1 (U.S.B.R.).

Las expresiones están dadas como función del DIÁMETRO DE DESCARGA D_3 , expresado en metros y de la velocidad específica N_s , en sistema métrico con potencia en kW.

Para turbinas fabricadas en los últimos años, ambas referencias permiten conocer las recomendaciones más importantes, entre las que destacan potencias cada vez mayores, con el propósito de tener menos unidades instaladas y menor costo de instalaciones en centrales de este tipo.

10.3.1 Tamaño del rodete

Las leyes de similitud aplicadas a turbinas hidráulicas muestran que con la misma velocidad específica, el coeficiente de velocidad periférica ϕ permanece constante y está definido por

$$\phi = U / (2g H_d)^{0.5} \quad 10.3.1$$

donde

U es la velocidad tangencial y ϕ se puede calcular como

$$\phi = D_3 N' \pi / 60 \sqrt{2g H_d} \quad 10.3.2$$

donde

D_3 diámetro de descarga del rodete en m

N' velocidad de rotación síncrona en rpm

H_d carga neta de diseño en m

La razón de variación del coeficiente de velocidad periférica ϕ con respecto a la velocidad específica N_s se muestra en la figura 10.6, cuya función de interpolación es

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} N_s \quad 10.3.3$$

y el valor del diámetro de descarga D_3 es

$$D_3 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / N' \quad 10.3.4$$

TURBINAS FRANCIS *DIMENSIONES DEL RODETE*

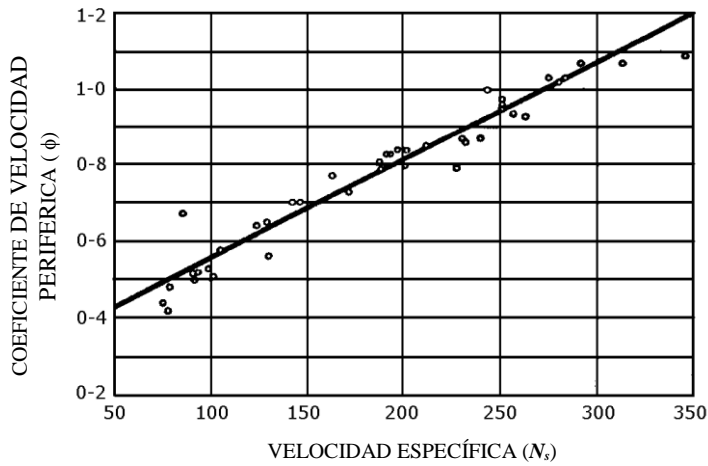


FIGURA 10.6 Velocidad específica - Coeficiente de velocidad periférica de una turbina tipo Francis, con N_{sz} unidades en sistema métrico y potencia en kW (Referencia 2)

Las funciones de interpolación se muestran en la figura 10.7 y las otras dimensiones del rodete en la figura 10.8.

TURBINAS FRANCIS *DIMENSIONES DEL RODETE*

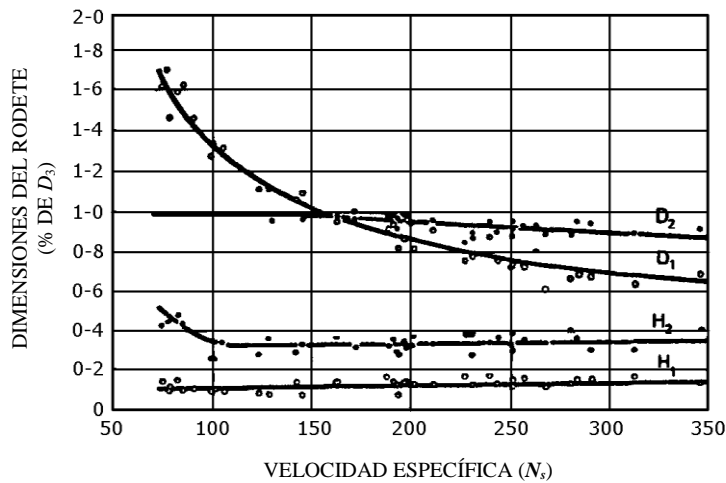


FIGURA 10.7 Velocidad específica - Dimensiones del rodete de una turbina tipo Francis. Velocidad específica con unidades en sistema métrico y potencia en kW

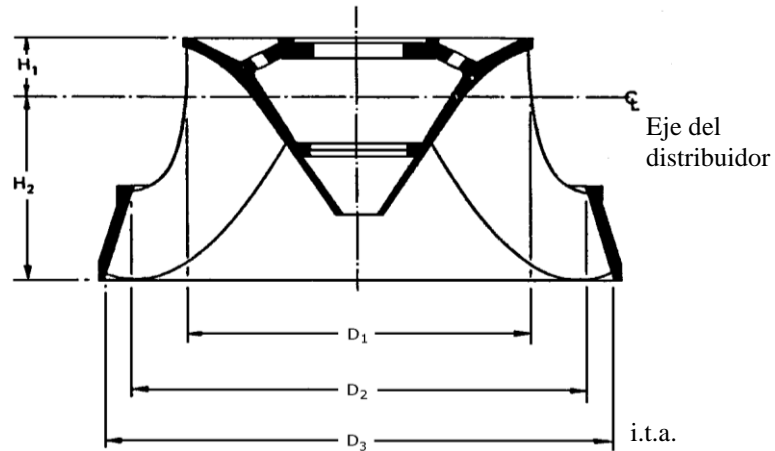


FIGURA 10.8 Dimensiones del rodete de una turbina tipo Francis (Referencia 2)

A continuación se presentan las expresiones respectivas en función de N_s y D_3 :

Diámetro de entrada (D_1) $D_1/D_3 = 0.4 + 94.5 / N_s$

Diámetro medio (D_2) $D_2/D_3 = 1 / (0.96 + 0.00038 N_s)$

Distancia de D_1 al eje del distribuidor $H_1/D_3 = 0.094 + 0.00025 N_s$

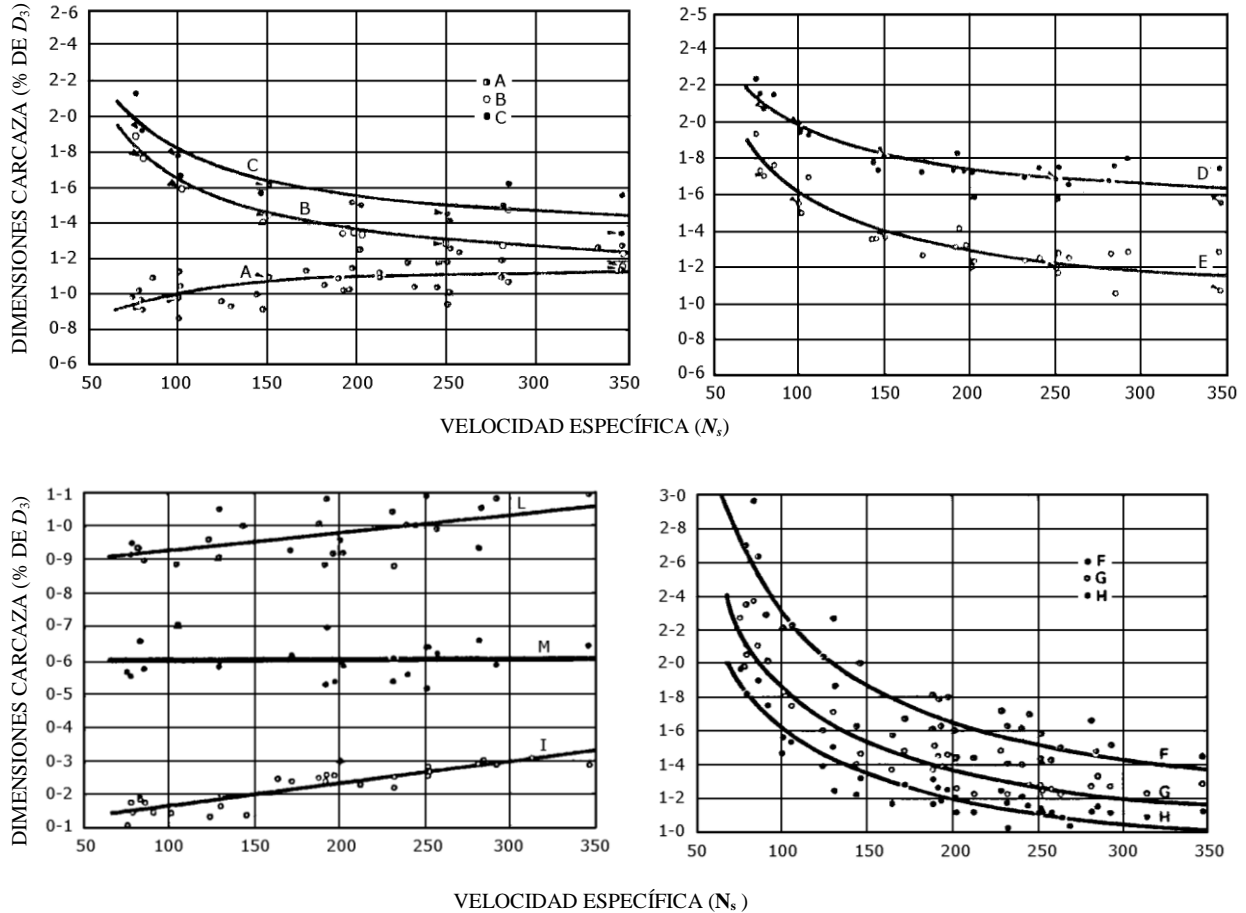
Distancia del eje del distribuidor a D_3 $H_2/D_3 = -0.05 + 42 / N_s$; Si $50 < N_s \leq 110$
 $H_2/D_3 = 1 / (3.16 - 0.0013 N_s)$; Si $110 < N_s \leq 350$

10.3.2 Tamaño de la carcasa o caracol

Las principales dimensiones de la carcasa se indican en las figuras 10.9, 10.10 y 10.11, estas dimensiones preliminares se comprobarán para las siguientes condiciones:

- La velocidad del agua a la entrada de la carcasa será $V_e = 0.22 (2g H_d)^{0.5}$, pero en ningún caso mayor de 10.7 m/s.
- El diámetro de entrada será menor o igual que el de la tubería a presión.
- La velocidad tangencial en secciones sucesivas permanece constante.

Las funciones de interpolación se muestran en las gráficas 10.9 y 10.10.



FIGURAS 10.9 y 10.10 Velocidad específica - Dimensiones A, B, C, D, E, F, G, H, I, L y M de la carcasa de una turbina tipo Francis. Velocidad específica con unidades en sistema métrico y potencia en kW (Referencia 2)

A continuación se presentan las expresiones respectivas en función de N_s y D_3 :

$$A / D_3 = 1.2 - 19.56 / N_s$$

$$G / D_3 = 0.89 + 96.5 / N_s$$

$$B / D_3 = 1.1 + 54.8 / N_s$$

$$H / D_3 = 0.79 + 81.75 / N_s$$

$$C / D_3 = 1.32 + 49.25 / N_s$$

$$I / D_3 = 0.1 + 0.00065 N_s$$

$$D / D_3 = 1.50 + 48.8 / N_s$$

$$L / D_3 = 0.88 + 0.00049 N_s$$

$$E / D_3 = 0.98 + 63.60 / N_s$$

$$M / D_3 = 0.60 + 0.000015 / N_s$$

$$F / D_3 = 1 + 131.4 / N_s$$

Y las dimensiones se indican en la figura 10.11.

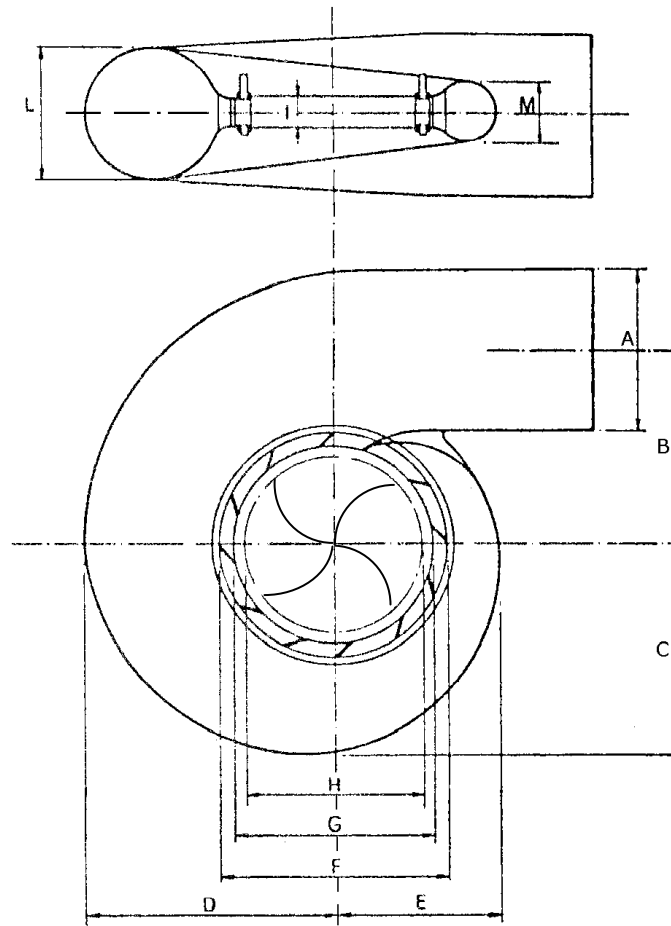


FIGURA 10.11 Dimensiones de la carcasa A, B, C, D, E, F, G, H, I, L y M, de una turbina tipo Francis (Referencia 2)

10.3.3 Tamaño del tubo de aspiración

El tamaño del tubo de aspiración está directamente determinado por el tamaño del rodete, ambos tienen en común EL DIÁMETRO D_3 y la velocidad absoluta en su sección de entrada, la cual corresponde aproximadamente con la velocidad de descarga del rodete.

En la figura 10.12 se muestran las gráficas de las funciones de interpolación, y en la figura 10.13, las dimensiones más importantes del tubo de aspiración, así como el inicio (i.t.a.) y el fondo (f.t.a.) del mismo para una turbina tipo Francis. La diferencia entre estos niveles está dada por el valor de N_s de acuerdo a la nomenclatura de la figura. Este valor es muy importante, ya que dada su gran magnitud afecta considerablemente al volumen de excavación para instalar la turbina y los niveles en el desfogue que pueden provocar cavitación como se verá en el capítulo 11.

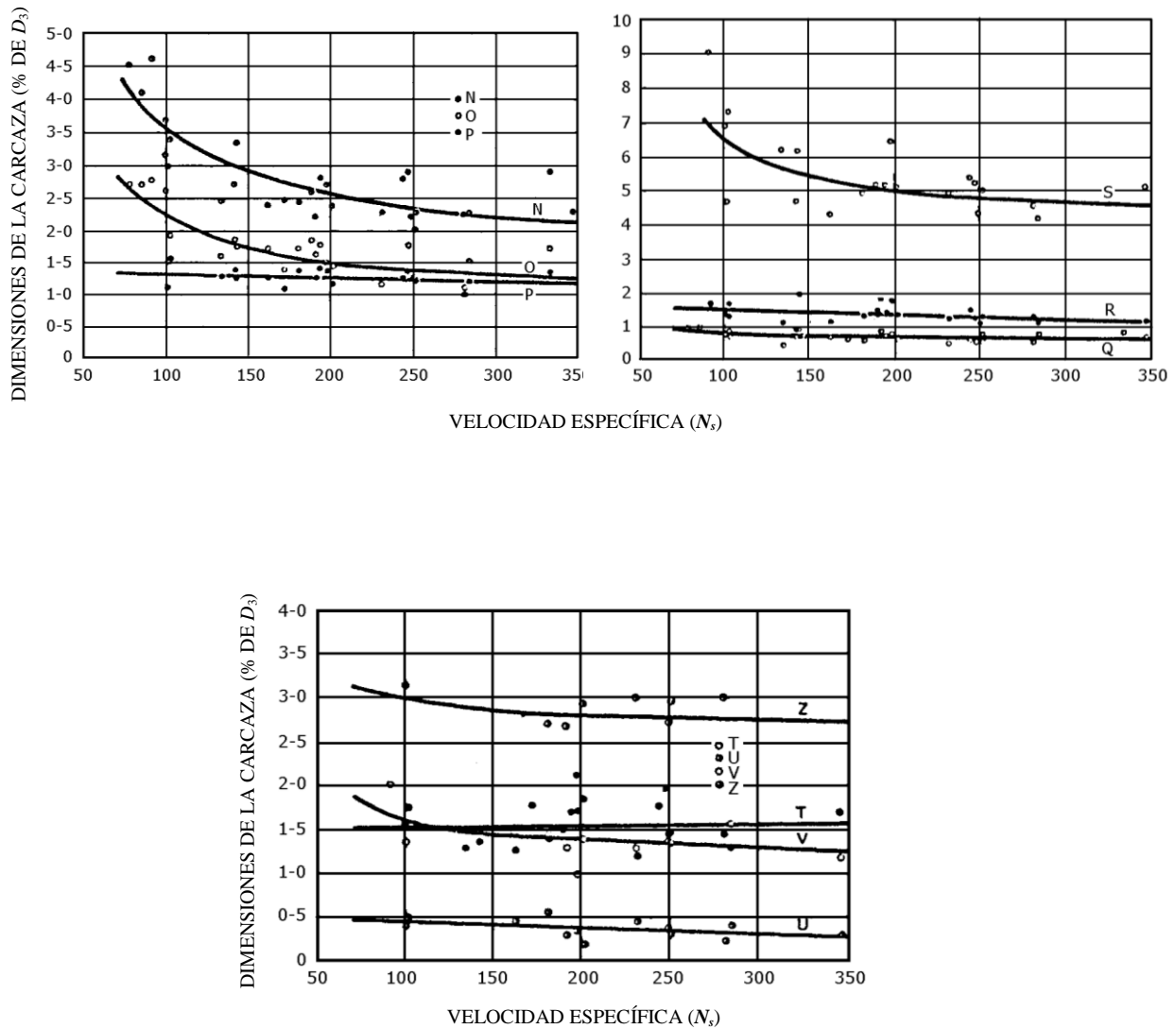


FIGURA 10.12 Velocidad específica - Dimensiones de N, O, P, Q, R, S, T, U, V y Z del tubo de aspiración de una turbina tipo Francis. Velocidad específica con unidades en sistema métrico y potencia en kW (Referencia 2)

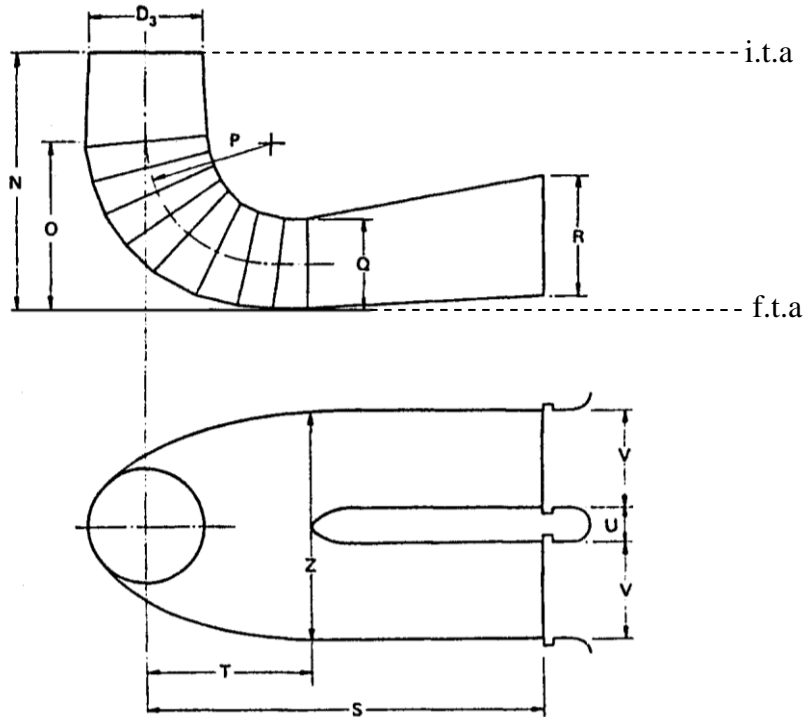


FIGURA 10.13 Dimensiones del tubo de aspiración de una turbina tipo Francis (Referencia 2)

A continuación se presentan las expresiones respectivas en función de N_s y D_3 :

$$N / D_3 = 1.54 + 203.5 / N_s$$

$$S / D_3 = N_s / (-9.28 + 0.25 N_s)$$

$$O / D_3 = 0.83 + 140.7 / N_s$$

$$T / D_3 = 1.50 + 0.00019 N_s$$

$$P / D_3 = 1.37 - 0.00056 / N_s$$

$$U / D_3 = 0.51 + 0.0007 N_s$$

$$Q / D_3 = 0.58 + 22.6 / N_s$$

$$V / D_3 = 1.10 + 53.7 / N_s$$

$$R / D_3 = 1.6 - 0.0013 / N_s$$

$$Z / D_3 = 2.63 + 33.8 / N_s$$

10.4 Dimensiones de las turbinas Kaplan o Hélice

De igual manera se emplean los resultados del análisis de las turbinas Kaplan que históricamente han construido diferentes fabricantes. Las expresiones de correlación obtenidas para dimensionar los diferentes elementos de éstas, están en función del diámetro máximo del rodete (D_M) expresado en metros (que sería el equivalente a D_3 en las Francis, donde inicia el tubo de aspiración) y de la velocidad específica (N_s), en sistema métrico con la potencia en kW. Estos análisis fueron publicados en la revista *Water Power and Dam Construction* de diciembre de 1977 y enero de 1978 (Referencia 2).

10.4.1 Tamaño del rodete

Para determinar las dimensiones principales del rodete, el coeficiente de velocidad periférica ϕ está definido como

$$\phi = D_M \pi N' / 60 \sqrt{2g H_d} \tag{10.4.1}$$

La función $\phi = f(N_s)$ se calcula por correlación de los datos disponibles, como se muestra en la figura 10.14, donde ϕ es

$$\phi = 0.79 + 1.61 \cdot 10^{-3} N_s \tag{10.4.2}$$

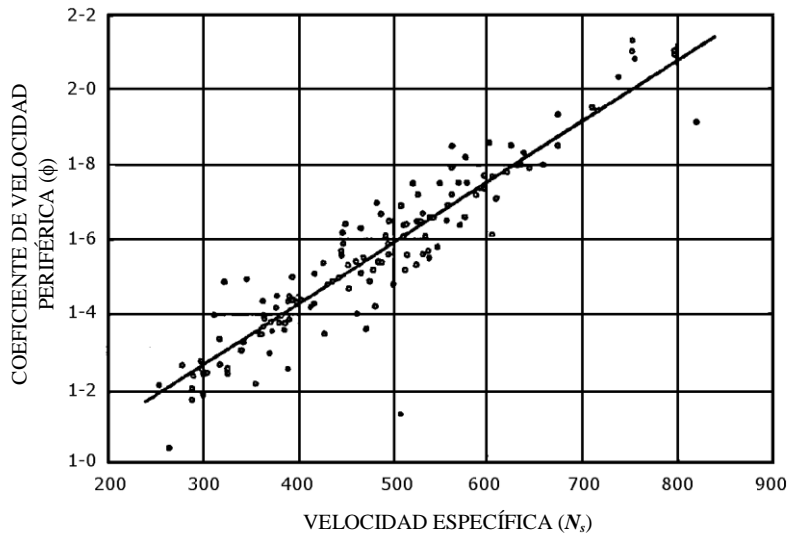


FIGURA 10.14 Velocidad específica (N_s) - Coeficiente de velocidad periférica (ϕ), de una turbina tipo Kaplan.
 N_s con unidades en sistema métrico y potencia en kW

Para un valor dado de la velocidad específica (N_s) el diámetro de salida del rodete se puede calcular como

$$D_M = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / N' \tag{10.4.3}$$

donde D_M es el equivalente a D_3 de la turbina Francis de acuerdo a la ecuación 10.3.4.

Las otras dimensiones del rodete D_m , H_m , H_1 y H_t , y sus funciones de interpolación se muestran gráficamente en la figura 10.15, donde D_M es igual a $D_{máx}$ y H_t se indicará en el apartado 10.4.3 TUBO DE ASPIRACIÓN y se muestra en la figura 10.18.

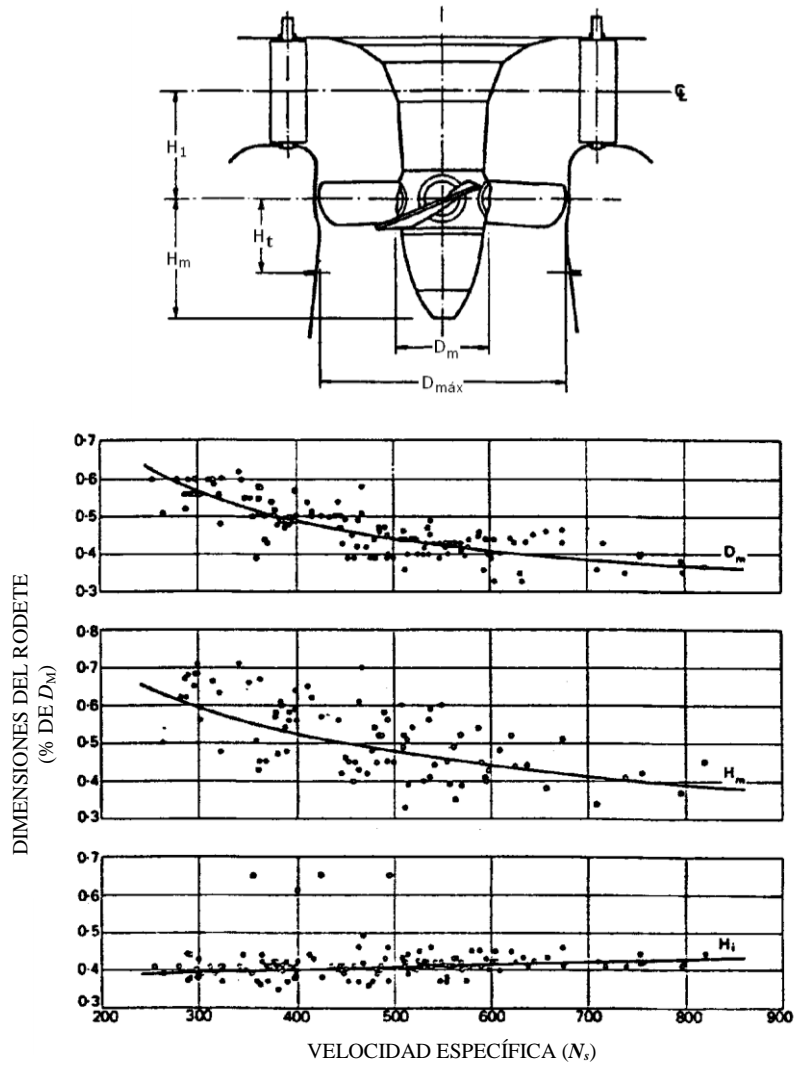


FIGURA 10.15 Velocidad específica N_s - Dimensiones del rodete D_m , H_m y H_1 (Referencia 2)

A continuación se presentan las expresiones respectivas en función de N_s y D_M

$$D_m/D_M = 0.25 + 94.64 / N_s ; \quad H_1/D_M = 0.38 + 5.17 \cdot 10^{-5} N_s$$

$$H_m/D_M = 6.94 (N_s)^{-0.403} ; \quad H_t/D_M = 0.24 + 7.82 \cdot 10^{-5} N_s$$

10.4.2 Carcaza o caracol

Los datos disponibles muestran que en el rango de velocidad específica de $400 \leq N_s \leq 600$ aproximadamente, se puede adoptar la carcaza de acero o de concreto, dependiendo de las características particulares de la central hidroeléctrica. Este rango de N_s corresponde rigurosamente a cargas de diseño (H_d) entre 15 y 35 m.

La carcaza de acero se recomienda para cargas $H_d \leq 15$ m y potencia de diseño $P_t \geq 70$ MW.

La carcaza de concreto se utiliza para cargas de diseño $H_d \geq 40$ metros y potencia de diseño $50 \leq P_t \leq 100$ MW. De lo anterior se puede decir que las carcazas de concreto operan con cargas mayores que las de acero y potencias del mismo rango.

Las principales dimensiones de las carcazas de concreto y acero se indican en la figura 10.16 y sus funciones de interpolación en la figura 10.17, como función de la velocidad específica (N_s) y porcentaje del diámetro de descarga (% D_M).

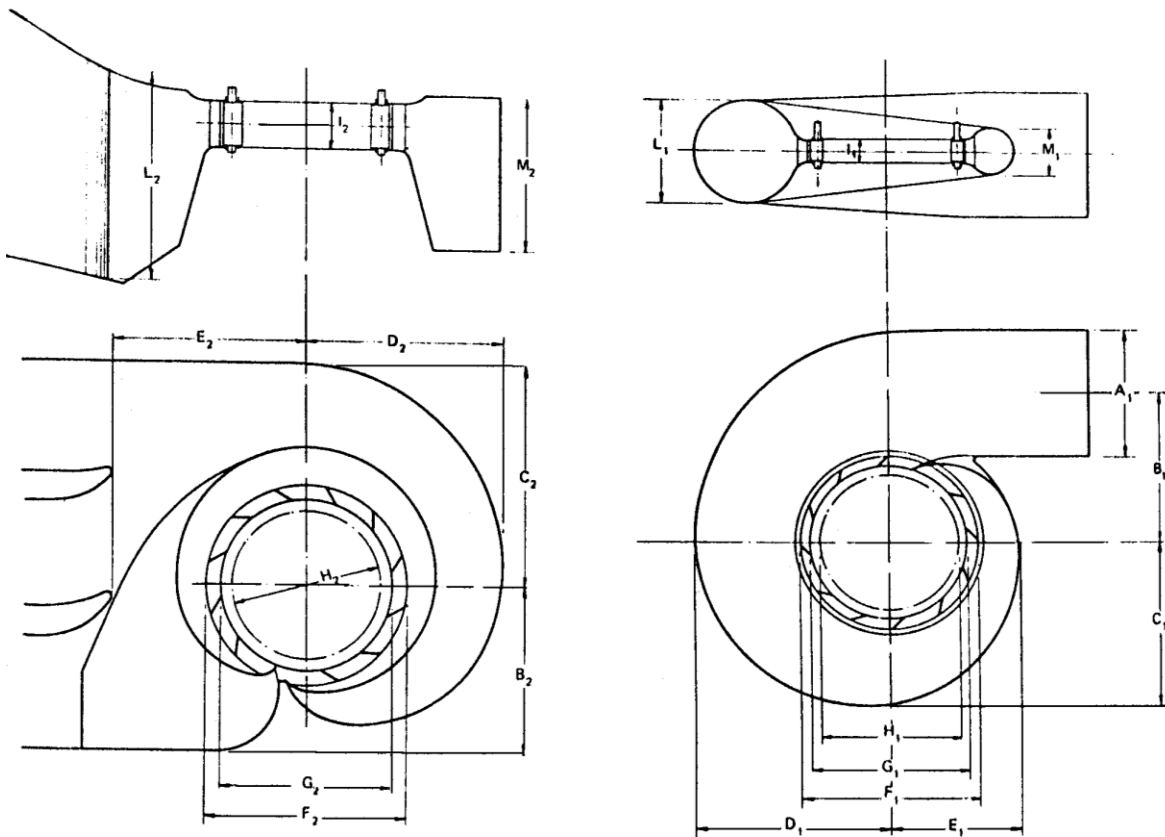


FIGURA 10.16 Dimensiones de las carcazas de concreto (izquierda) y acero (derecha) (Referencia 2)

TURBINAS KAPLAN *DIMENSIONES DE LA CARCAZA*

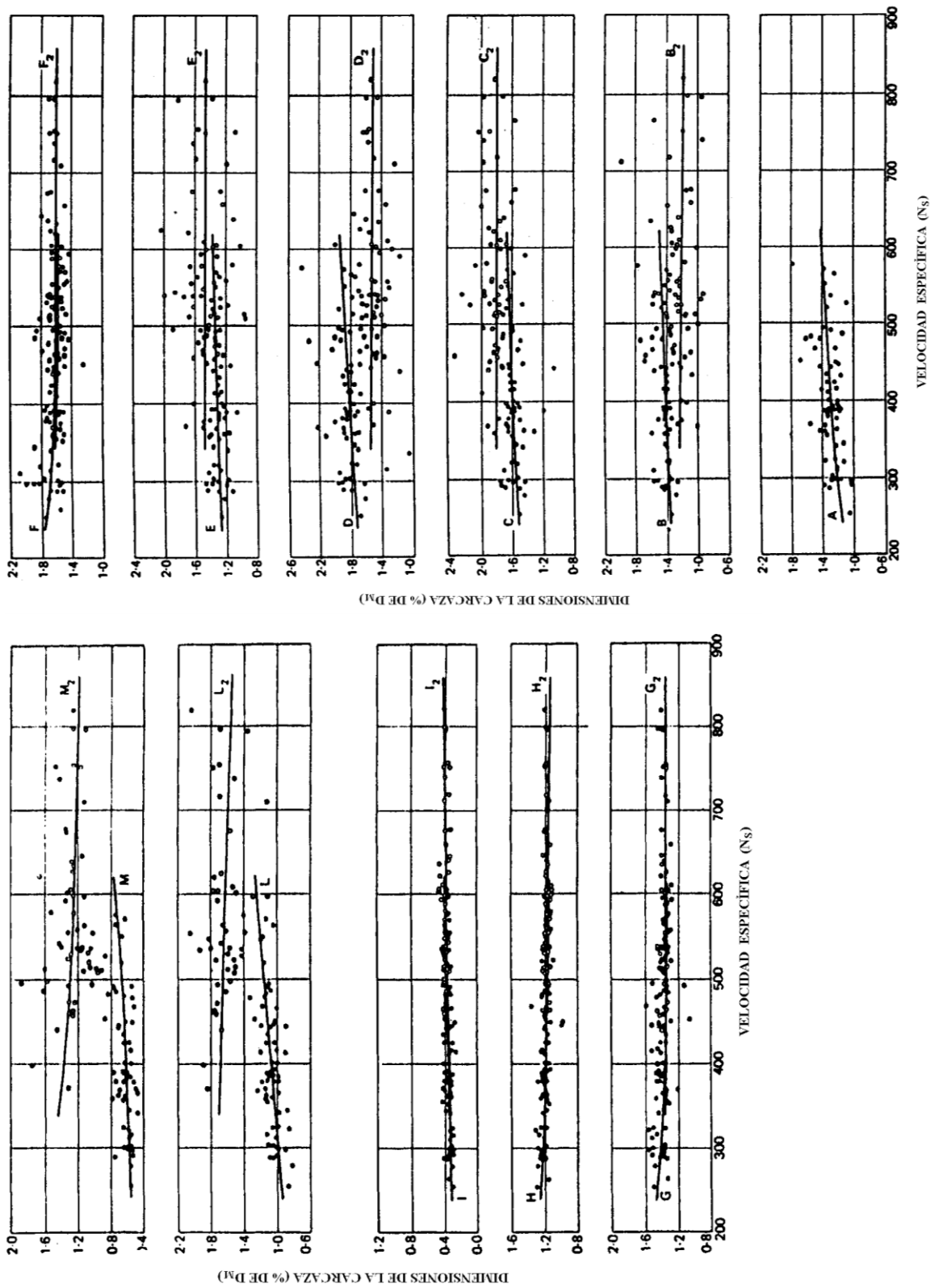


FIGURA 10.17 Velocidad específica. Dimensiones de la carcasa. Velocidad específica con unidades en sistema métrico y potencia en kW (Referencia 2)

Las funciones de interpolación para las diferentes curvas son

Carcaza de acero

$$\begin{aligned}
 A_1 / D_M &= 0.40 N_s^{0.20} & G_1 / D_M &= 1.29 + 41.63 / N_s \\
 B_1 / D_M &= 1.26 + 3.79 (10)^{-4} N_s & H_1 / D_M &= 1.13 + 31.86 / N_s \\
 C_1 / D_M &= 1.46 + 3.24 (10)^{-4} N_s & I_1 / D_M &= 0.45 - 31.80 / N_s \\
 D_1 / D_M &= 1.59 + 5.74 (10)^{-4} N_s & L_1 / D_M &= 0.74 + 8.7 \cdot 10^{-4} N_s \\
 E_1 / D_M &= 1.21 + 2.71 (10)^{-4} N_s & M_1 / D_M &= 1 / (2.06 - 1.20 \cdot 10^{-3} N_s) \\
 F_1 / D_M &= 1.45 + 72.17 / N_s & &
 \end{aligned}$$

Carcaza de concreto

$$\begin{aligned}
 B_2 / D_M &= 1 / (0.76 + 8.92 \cdot 10^{-5} N_s) & G_2 / D_M &= 1.36 + 7.79 / N_s \\
 C_2 / D_M &= 1 / (0.55 + 1.48 \cdot 10^{-5} N_s) & H_2 / D_M &= 1.19 + 4.69 / N_s \\
 D_2 / D_M &= 1.58 - 9.05 \cdot 10^{-5} N_s & I_2 / D_M &= 0.44 - 21.47 / N_s \\
 E_2 / D_M &= 1.48 - 2.11 \cdot 10^{-5} N_s & L_2 / D_M &= 1.44 + 105.29 / N_s \\
 F_2 / D_M &= 1.62 - 3.18 \cdot 10^{-5} N_s & M_2 / D_M &= 1.03 + 136.28 / N_s
 \end{aligned}$$

10.4.3 Tubo de aspiración

En la figura 10.18 se muestran las dimensiones más importantes del tubo de aspiración, junto con las funciones de interpolación, cuyas expresiones son

$$\begin{aligned}
 Ht / D_M &= 0.24 + 7.82 \cdot 10^{-5} N_s & S / D_M &= 4.26 + 201.51 / N_s \\
 N / D_M &= 2.00 - 2.14 \cdot 10^{-6} N_s & T / D_M &= 1.20 + 5.12 \cdot 10^{-4} N_s \\
 O / D_M &= 1.40 - 1.67 \cdot 10^{-5} N_s & Z / D_M &= 2.58 + 102.66 / N_s \\
 P / D_M &= 1.26 - 16.35 / N_s & U / D_M &= 0.15 \\
 Q / D_M &= 0.66 - 18.40 / N_s & V / D_M &= 2.91 \\
 R / D_M &= 1.25 - 7.98 \cdot 10^{-5} N_s & &
 \end{aligned}$$

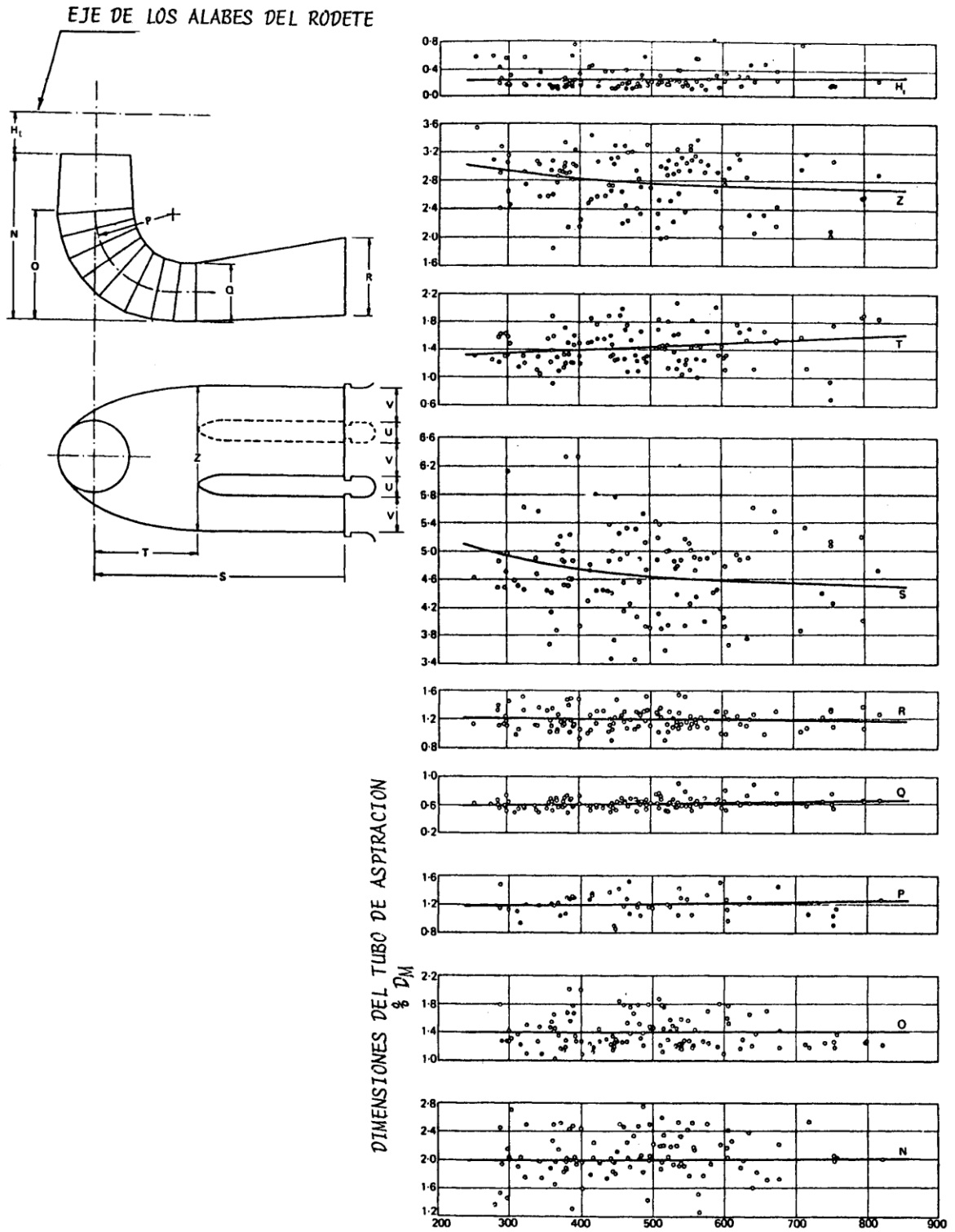


FIGURA 10.18 Velocidad específica - Dimensiones del tubo de aspiración. N_s con unidades en sistema métrico y potencia en kW (Referencia 2)

10.5 Dimensiones de la turbina Pelton (de impulso)

Las principales dimensiones del rodete están determinadas por el coeficiente de velocidad periférica (ϕ) y la función de correlación para datos disponibles de varias turbinas se muestra en la figura 10.19

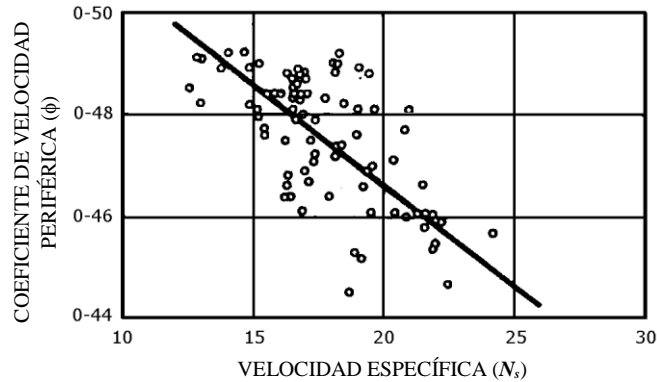


FIGURA 10.19 Velocidad específica - Coeficiente de velocidad periférica. N_s con unidades en sistema métrico y potencia en kW

Con esos datos se determina la expresión

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 N_{sj} \tag{10.5.1}$$

donde N_{sj} está en sistema métrico y la potencia en kW.

Cuando se conocen los valores del coeficiente de velocidad periférica (ϕ) y la velocidad de rotación (N') es posible calcular el valor del diámetro de la rueda (D_2)

$$D_2 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / N' \tag{10.5.2}$$

También se puede calcular empleando el parámetro d/D_2 , donde d es el diámetro del chorro.

La figura 10.20 muestra la curva $d/D_2 - N_s$ y la ecuación interpolación es

$$d / D_2 = N_{sj} / (250.74 - 1.79 N_{sj}) \tag{10.5.3}$$

Recordando que N_{sj} depende de i que es el número de chiflones.

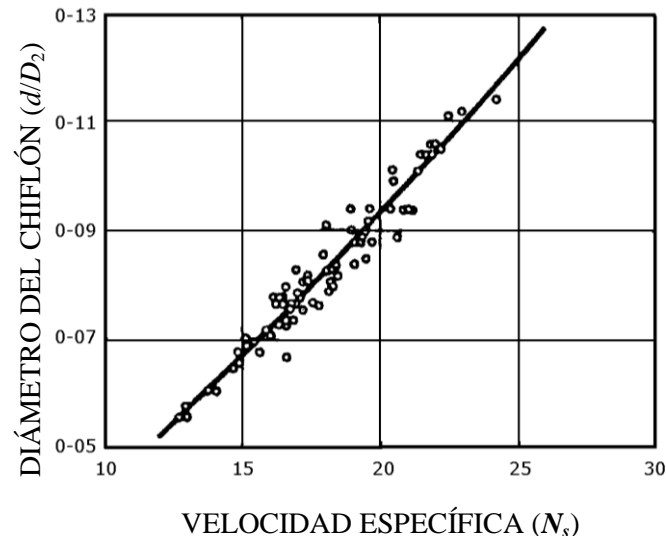


FIGURA 10.20 Velocidad específica - Diámetro del chiflón (Referencia 2)

Otras dimensiones del rodete, indicadas en la figura 10.21, se pueden obtener de las figuras 10.22, 10.23 y 10.24

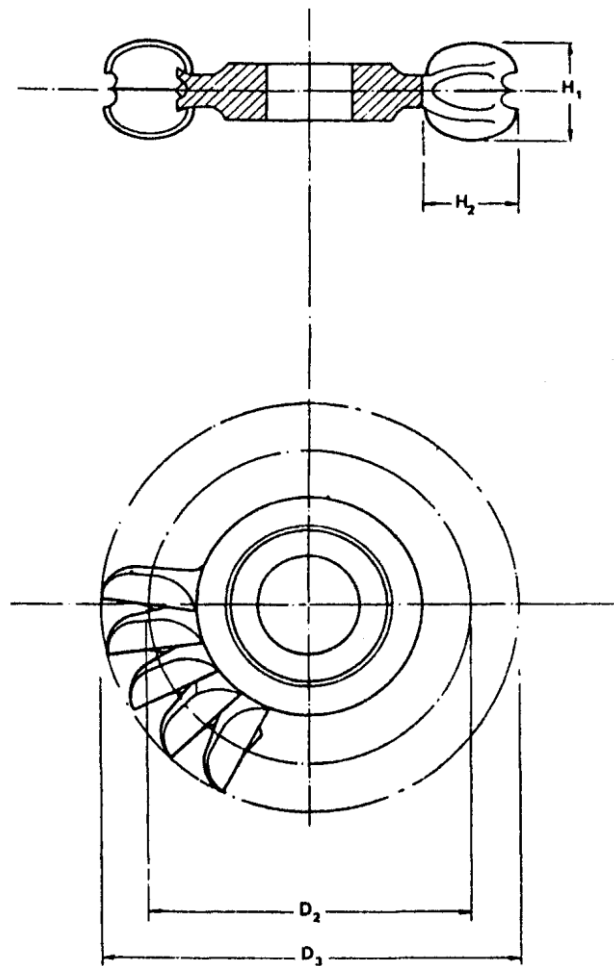


FIGURA 10.21 Dimensiones del rodete

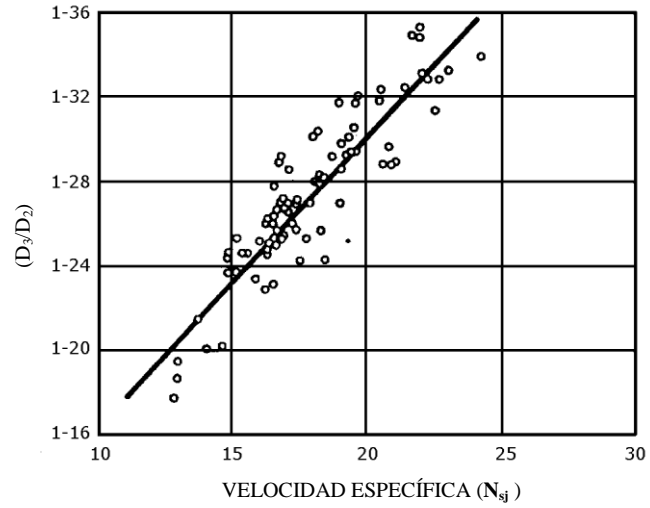


FIGURA 10.22

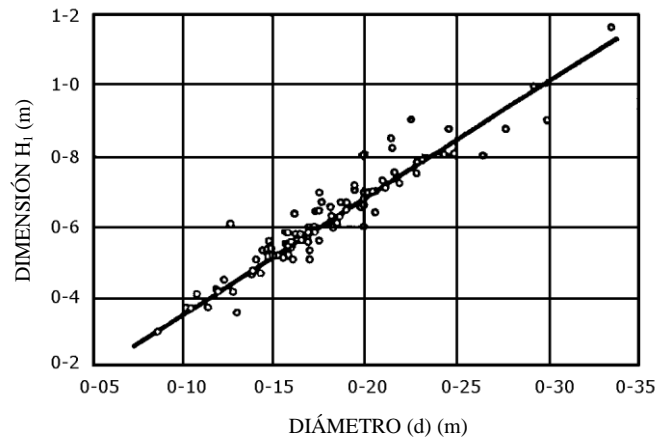


FIGURA 10.23

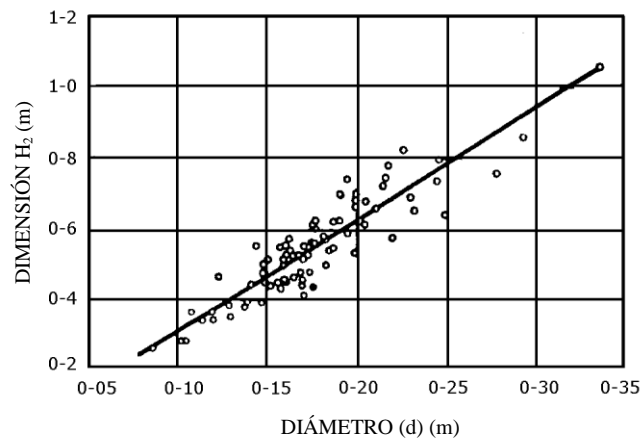


FIGURA 10.24 (Referencia 2)

La expresión para D_3 queda en función de D_2 y N_{sj} , como se muestra a continuación

$$D_3 / D_2 = 1.028 + 0.0137 N_{sj} \quad 10.5.4$$

y su gráfica se encuentra en la figura 10.22

El ancho H_1 y la longitud H_2 de los cangilones o cucharones (ver figura 10.21) se dan como una función del diámetro del chorro (d) de acuerdo a las siguientes expresiones

$$H_1 = 3.20 d^{0.96} \quad 10.5.5$$

y

$$H_2 = 3.23 d^{1.02} \quad 10.5.6$$

Que son proporcionadas por las figuras 10.23 y 10.24 respectivamente.

10.5.1 Dimensiones de la caja

Las principales dimensiones de la caja de la turbina Pelton dependen principalmente del diámetro exterior (D_3) de la rueda, ver figura 10.21.

En la figura 10.25, se muestran las dimensiones de la caja: F, G, H, I, Lp, M y N.

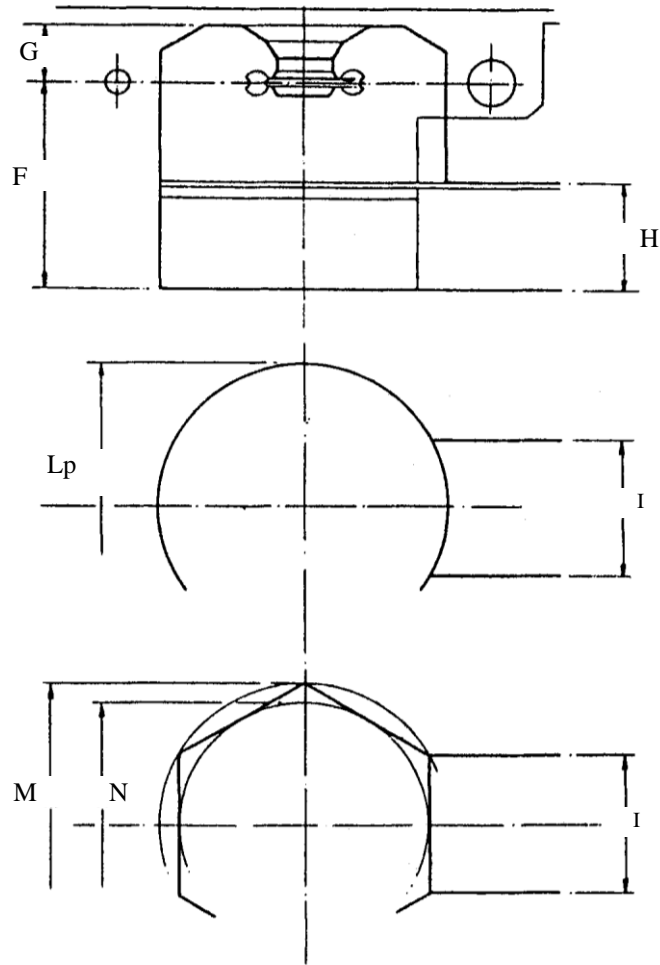


Figura 10.25 Caja

donde

G es la distancia entre el eje de la rueda y la parte superior de la caja y se obtiene de la figura 10.26 en función de D_3 .

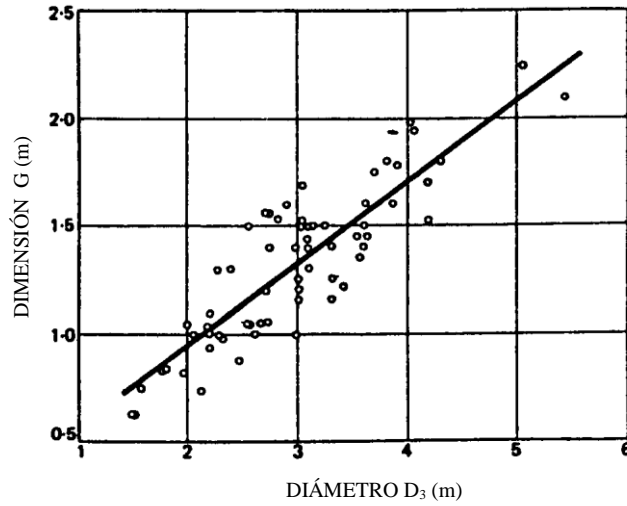


FIGURA 10.26

y su función de interpolación es

$$G = 0.196 + 0.376 D_3 \quad 10.5.6$$

En la figura 10.27 se muestra la función de interpolación para obtener L_p en función de D_3 y representa el diámetro en planta de la caja, como se observó en la figura 10.25

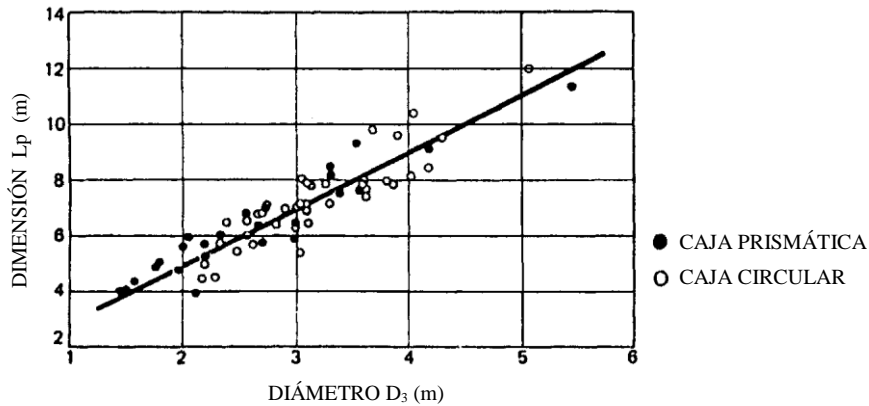


FIGURA 10.27 Dimensión $L_p - D_3$

cuya función de interpolación es

$$L_p = 0.78 + 2.06 D_3 \quad 10.5.7$$

Las dimensiones F, H, I se obtienen de las figuras 10.28, 10.29 y 10.30 en función de L_p .

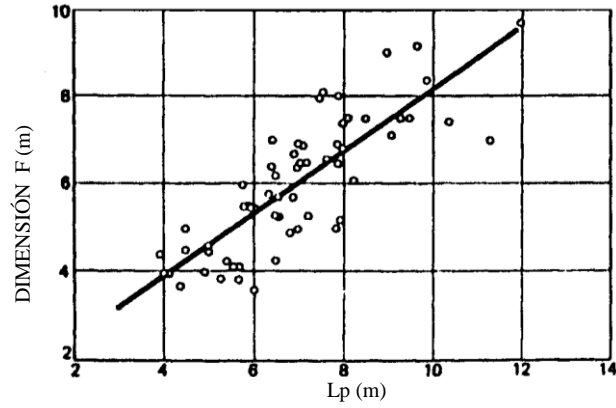


FIGURA 10.28

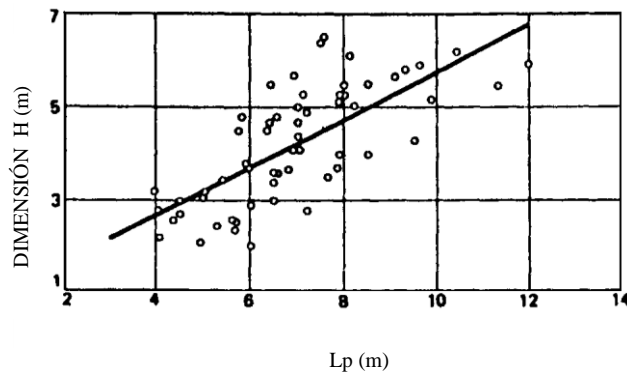


FIGURA 10.29 (Referencia 2)

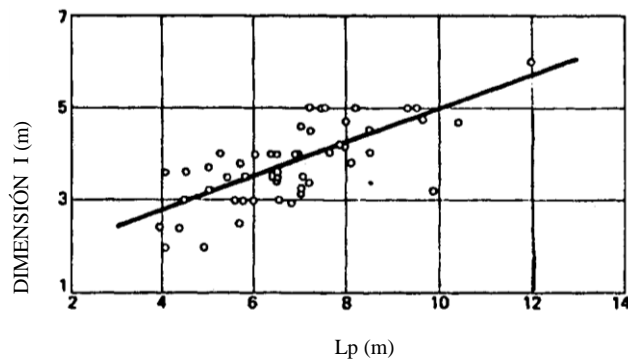


FIGURA 10.30

y están expresadas por las siguientes ecuaciones:

$$F = 1.09 + 0.71 Lp; \quad H = 0.62 + 0.513 Lp \quad I = 1.28 + 0.37 Lp \quad 10.5.8$$

En la figura 10.25 se muestran también las dimensiones de M y N , donde M se obtiene geoméricamente de un hexágono inscrito en el círculo de diámetro $Lp = M$, cuyos lados valen I y N es el diámetro de un círculo inscrito al hexágono anterior.

10.5.2 Dimensiones de la carcasa espiral

Para una turbina Pelton de cuatro chiflones, las principales dimensiones de la carcasa espiral son los valores de A, B, C, D y E, como se muestra en la figura 10.31

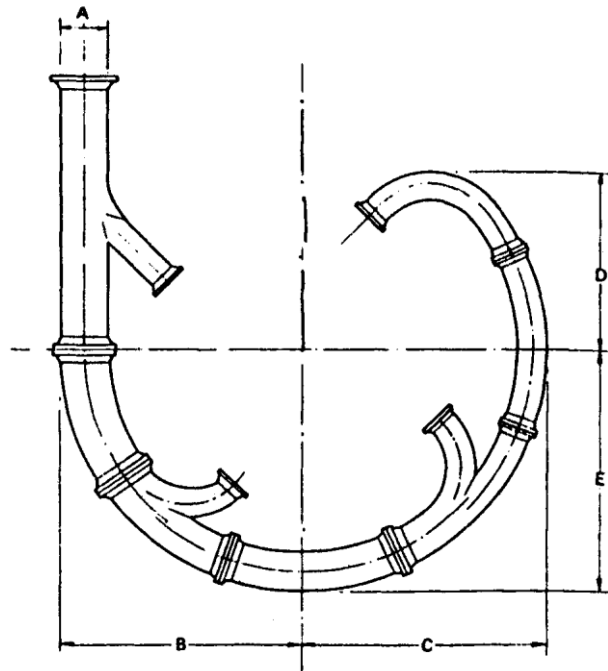


FIGURA 10.31 Carcasa espiral (Referencia 2)

Donde A es el diámetro final de la conducción de la obra de toma e inicio de la carcasa espiral cuya geometría en planta está dada por B , C , D y E , que se obtienen de las siguientes funciones de interpolación, donde L_p es el diámetro de la caja como se mostró en la figura 10.25

$$B = 0.595 + 0.694 L_p ; \quad C = 0.362 + 0.68 L_p \quad 10.5.9$$

$$D = -0.219 + 0.70 L_p ; \quad E = 0.43 + 0.70 L_p \quad 10.5.10$$

En el caso de que la turbina tuviera más de 5 ó 6 chiflones, la carcasa espiral no aumenta sus dimensiones de manera considerable, por lo que se pueden usar las funciones anteriores para su dimensionamiento.

11. UBICACIÓN DE UNA TURBINA DE REACCIÓN CON RESPECTO AL NIVEL DEL DESFOGUE. REVISIÓN DE CAVITACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE ASPIRACIÓN

Con el propósito de ubicar a la turbina con respecto al nivel aguas abajo y determinar la profundidad de excavación para colocar al tubo de aspiración, es necesario comparar la elevación de la turbina con el nivel del desfogue, de tal forma que no se presente cavitación en el rodete ni en el tubo de aspiración.

Para lo anterior se requiere calcular la carga estática de aspiración H_s que permite obtener la diferencia de niveles entre el desfogue y la salida de la turbina o inicio del tubo de aspiración (i.t.a.) donde se tiene D_3 para la Francis y D_M para la Kaplan. También se deberá calcular la carga total de aspiración Z , que determina la diferencia de niveles entre el desfogue y el eje del distribuidor de la turbina, que a diferencia de la Kaplan, en el caso de la Francis coincide con el eje del rodete.

11.1 Cavitación y cargas estática (H_s) y total de aspiración (Z)

En teoría, cuando la presión absoluta del agua en un punto dentro de conductos o máquinas hidráulicas llega a disminuir a tal grado que alcanza un valor igual o menor a la presión de saturación que se tiene a la temperatura normal del agua, se puede presentar un cambio de estado líquido a gaseoso, cuyas burbujas al ser conducidas a secciones donde la presión es mayor tienden a regresar a su estado líquido.

En la práctica este fenómeno puede ocurrir cuando los valores de la presión de saturación del vapor (P_{sv}) son equivalentes a los que se obtienen para temperaturas del agua mucho mayores a las normales.

Este cambio ocurre de forma violenta debido a que las burbujas se ven sometidas a grandes presiones que las obligan a implotar, es decir el equivalente a explotar de forma inversa o hacia adentro.

Si éste fenómeno se produce junto o cerca de superficies rígidas, se ha comprobado que su impacto provoca cavidades similares a las que produciría el golpeteo constante con un martillo de punta aguda en las tuberías de metales o conducciones de concreto principalmente, lo que en algunos casos llega a perforar dicha superficies incluyendo los álabes del rodete.

Para instalaciones de turbinas hidráulicas, se tiene la siguiente interpretación práctica del efecto de la cavitación, ya que en los álabes de la turbina y al inicio del tubo de aspiración principalmente, la variación de la presión se debe a la alteración de la magnitud o dirección de la velocidad del agua por acción de una superficie de guía sobre la cual pasa el fluido. Como ya se mencionó al inicio de este apartado, la presión absoluta puede tener un valor bajo en

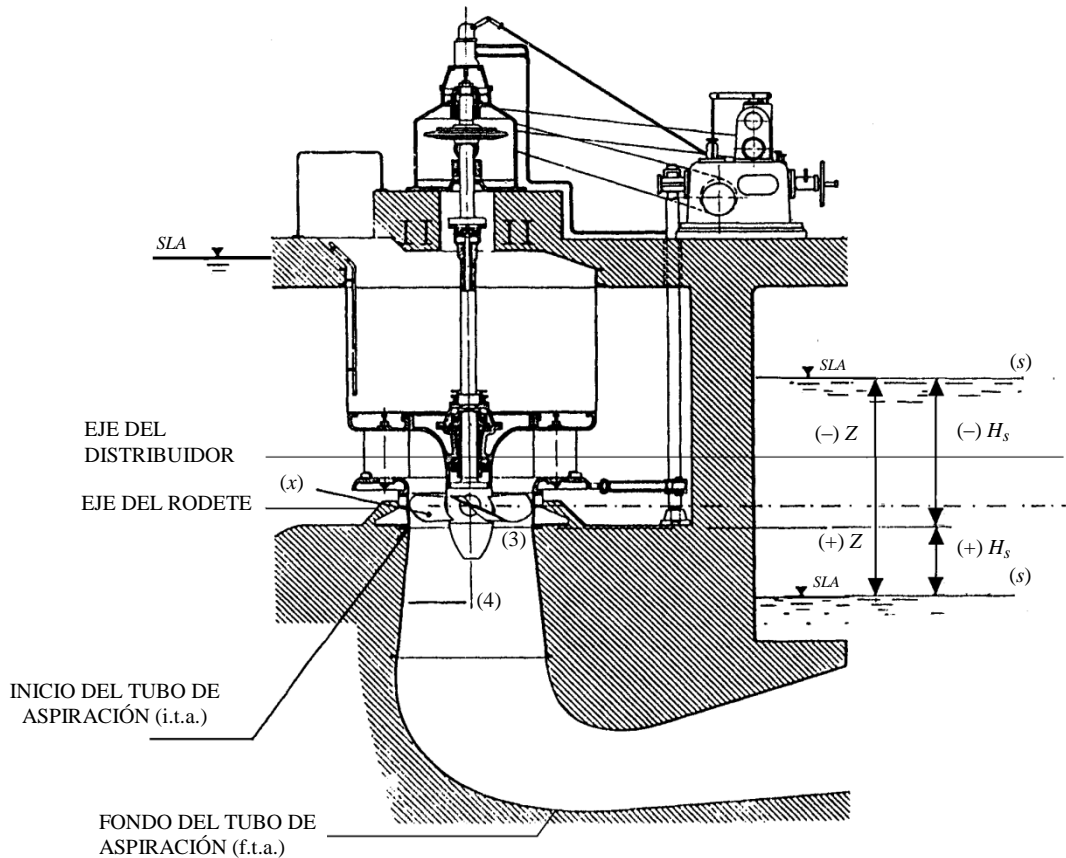
algún punto de las superficies de la máquina o de los conductos, y en esa sección no solo será máxima la velocidad local sino que el flujo tenderá a separarse de las paredes de las superficies que lo conducen, y es ahí donde se forman las burbujas de vapor, que son arrastradas por la corriente a secciones donde la presión absoluta es mayor, lo que provoca la condensación violenta de las burbujas, es decir, pasan del estado gaseoso al líquido, produciéndose impactos en el contorno, que son periódicos y producen un fenómeno vibratorio que aumenta la erosión del material por fatiga en forma de cavidades, que como ya se mencionó se conoce como cavitación.

Los fabricantes de turbinas hidráulicas tienen en sus laboratorios equipos para estudiar la cavitación, la cual se puede controlar con un diseño hidrodinámico adecuado de la turbina, siempre y cuando ésta tenga una instalación apropiada, lo que se obtiene con una diferencia de niveles entre el eje del distribuidor y el desfogue que eviten las presiones manométricas negativas y presiones absolutas tan bajas como las del vapor saturado, que dan lugar a la presencia de este fenómeno.

En el caso de que en el diseño se tenga que tolerar la presencia de cavitación, será necesario emplear materiales que la resistan.

El tubo de aspiración de una turbina de reacción como se expresó antes, consiste en un difusor, que tiene la finalidad de recuperar parte de la energía cinética que el agua tiene al salir del rodete, transformando ésta en energía de presión. Como ya se mencionó, se deberá analizar la posición adecuada del tubo de aspiración con respecto al nivel del agua en el desfogue para evitar que se presente cavitación.

En la figura 11.1 se muestra una instalación de una turbina de reacción tipo Kaplan, donde se indican el eje del distribuidor, el del rodete, el inicio (i.t.a.) y el fondo del tubo de aspiración (f.t.a.), así como dos casos de niveles en el desfogue para definir los valores de las cargas estática H_s y total de aspiración Z , los cuales son positivos cuando el desfogue está abajo del eje del distribuidor y negativos cuando está arriba ahogando a la turbina.



Tomado de la Revista Turbine Von J. M. Voith

FIGURA 11.1

Con referencia a la figura 11.1, si se aplica la ecuación de la energía entre el punto (4) en el interior del tubo de aspiración y el punto (s) de salida, para el caso donde el nivel del desfogue está abajo del eje del distribuidor, se observa que ambas secciones (4) y (s) tienen la misma elevación, que es la del nivel libre del agua en el desfogue, y se tiene

$$z_4 + p_4/\gamma + v_4^2/2g = z_s + p_s/\gamma + v_s^2/2g + h_{p4-s} \quad 11.1$$

donde

- h_{p4-s} pérdidas de energía entre la sección 4 y la salida
- z_4 y z_s cotas de las secciones, $z_4 = z_s$
- $v_4^2/2g$ y $v_s^2/2g$ cargas de velocidad, donde $v_s \approx 0$
- p_4/γ y p_s/γ cargas de presión, donde $p_s/\gamma = p_b/\gamma$ y
- p_b/γ presión barométrica o atmosférica

Sustituyendo a la presión atmosférica en 11.1 y despejando a p_4/γ para valores absolutos

$$p_4/\gamma = p_b/\gamma + h_{p4-s} - v_4^2/2g \quad 11.2$$

Como los valores de h_{p4-s} y $v_4^2/2g$ son muy pequeños por encontrarse al final del difusor del tubo de aspiración, la diferencia entre estos dos términos es aún menor y se puede despreciar, por lo que

$$p_4/\gamma = p_b/\gamma \quad 11.3$$

lo que significa que la presión absoluta en la sección (4) es aproximadamente igual a la presión atmosférica, ya que en ese punto la manométrica es casi nula.

Si se plantea ahora la ecuación de la energía (Bernoulli) entre la salida del rodete sección (3) que es el inicio del tubo de aspiración (i.t.a.) y la sección (4) dentro del tubo de aspiración, se tiene

$$z_3 + p_3/\gamma + v_3^2/2g = z_4 + p_4/\gamma + v_4^2/2g + h_{p3-4} \quad 11.4$$

sustituyendo 11.3 en 11.4 y despejando a P_3/γ , se tiene

$$p_3/\gamma = p_b/\gamma - (z_3 - z_4) - \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} + h_{p3-4} \quad 11.5$$

si se define a las cargas estática de aspiración H_s y dinámica H_D como

$$H_s = z_3 - z_4 \quad \text{y} \quad H_D = \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \quad 11.6$$

se obtiene la ecuación 11.7 que recibe el nombre de ecuación del tubo de aspiración

$$h_3 = h_b - H_s - H_D + h_{p3-4} \quad 11.7$$

Por otra parte, en algún punto (x) en el interior del rodete, aguas arriba del punto (3) la presión disminuirá aún más por causas diversas, y es ahí donde puede presentarse la cavitación.

Si se le llama Δh a la caída de presión entre la sección (3) y el punto (x) se tiene

$$p_x/\gamma = p_3/\gamma - \Delta h \quad 11.8$$

y sustituyendo las ecuaciones 11.7 en 11.8, el valor de p_x/γ queda definido como

$$p_x/\gamma = p_b/\gamma - H_s - H_D + h_{p3-4} - \Delta h \quad 11.9$$

De la expresión anterior, la cavitación iniciará cuando se presente lo siguiente

$$p_x/\gamma = p_v/\gamma \quad 11.10$$

donde p_v es la presión de saturación del vapor a la temperatura del agua y p_v/γ la carga de presión de vapor y representa el valor mínimo al que puede descender la presión absoluta en la turbina.

Sustituyendo la ecuación 11.8 en la 11.9 se tiene

$$p_v/\gamma = p_b/\gamma - H_s - H_D + h_{p3-4} - \Delta h \quad 11.11$$

y si se expresa la expresión 11.11 en términos de columna de agua

$$h_v = H_b - H_s - H_D - h_{p3-4} - \Delta h \quad 11.12$$

despejando Δh de la expresión 11.12 se llega a

$$\Delta h = h_b - h_v - H_s - H_D - h_{3-4} \quad 11.13$$

Para obtener a Δh se relaciona con el coeficiente de Thoma (σ) también conocido como coeficiente de cavitación y se define como

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H_d} \quad 11.14$$

Despejando a la carga estática de aspiración H_s de la expresión 12 y despreciando a la carga dinámica H_D y a las pérdidas h_{p3-4} se obtiene la expresión que relaciona a la **carga estática de aspiración** con el coeficiente de cavitación, como se muestra a continuación

$$H_s = h_b - h_v - \sigma H_d \quad 11.15$$

Como se puede observar en la figura 11.1 el valor de H_s puede ser (+) o (-) y representa la diferencia entre el nivel del desfogue y el inicio del tubo de aspiración (i.t.a.).

Si se define a Z con el nombre de **carga total de aspiración** y de acuerdo a la figura 11.1 su valor también puede ser (+) o (-) y determina la diferencia entre la elevación del eje del distribuidor de la turbina y el nivel del agua en el desfogue, y se puede calcular como

$$Z = H_s + H_2 \text{ para turbinas tipo Francis} \quad 11.16$$

$$Z = H_s + H_t + H_1 \text{ para turbinas tipo Kaplan} \quad 11.17$$

A continuación se presenta una relación que permite determinar la altura barométrica o carga de presión atmosférica en función de la altitud en metros sobre el nivel del mar (msnm) y una tabla que proporciona la altura de presión de vaporización en función de la temperatura en °C

PRESIÓN ATMOSFÉRICA

Altitud msnm	h_b m de agua	h_b en mm Hg
0	10.351	760.00
500	9.751	715.99
1000	9.180	674.07
1500	8.637	634.16
2000	8.120	596.18
2500	7.628	560.07
3000	7.160	525.75
3500	6.716	493.15
4000	6.295	462.21

PRESIÓN DE VAPORIZACIÓN

Temperatura °C	h_v en m
5	0.089
10	0.125
15	0.174
20	0.239
25	0.324

Los diferentes valores del coeficiente de Thoma o de cavitación están expresados en función de la velocidad específica, de acuerdo al análisis llevado a cabo en turbinas instaladas; las funciones de correlación son

Para turbinas Francis

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} N_s^{1.41}$$

Figura 11.2

Para turbinas Kaplan

$$\sigma = 6.40 \times 10^{-5} N_s^{1.46}$$

Figura 11.3

Recordando que N_s en sistema métrico con potencia en kW.

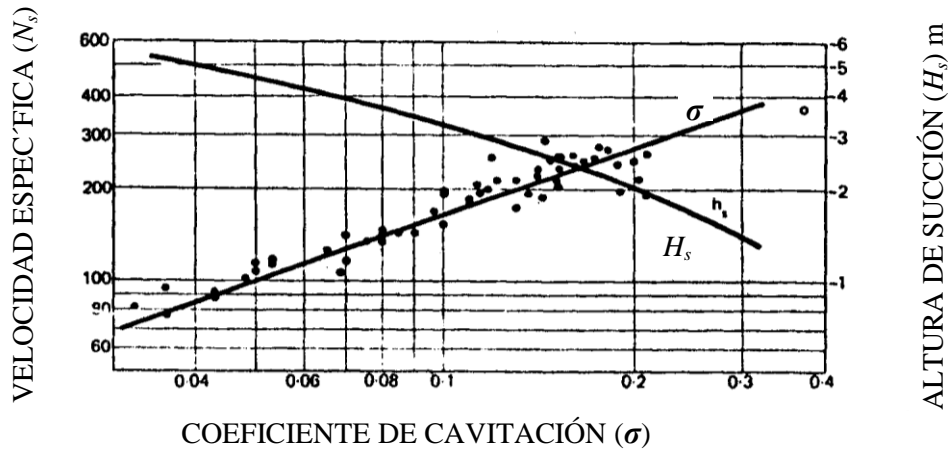


FIGURA 11.2 Coeficiente de cavitación - Velocidad específica en turbinas Francis, N_s unidades en sistema métrico con potencia en kW (Referencia 2)

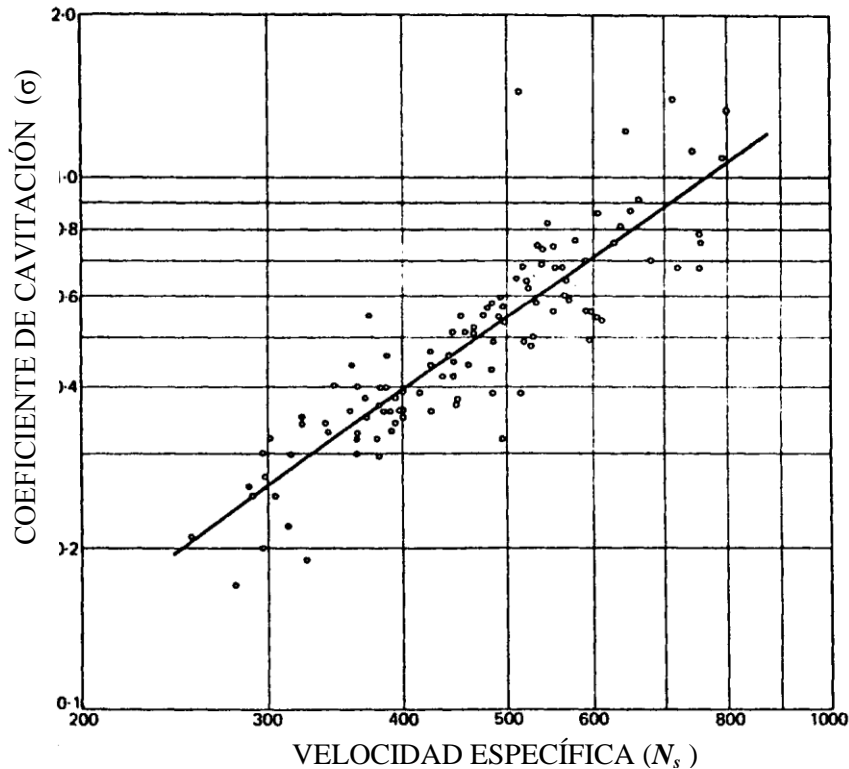


FIGURA 11.3 Velocidad específica - Coeficiente de cavitación en turbinas Kaplan, N_s unidades en sistema métrico con potencia en kW (Referencia 2)

12. REGULACIÓN DE LA TURBINA

La figura 12.1 muestra un croquis de una central hidroeléctrica típica donde se aprecia la instalación de una turbina de reacción tipo Francis vertical. El conducto aguas arriba o *tubería a presión* transporta el agua desde el almacenamiento superior hasta la *turbina*, este caudal puede provenir del *embalse* o vaso de una presa, de un lago natural o de un tanque de regulación. El agua descargada por la turbina es desalojada a través de un conducto aguas abajo, llamado *tubo de aspiración*, que pasa en algunos casos por la *cámara de oscilación* hasta el *desfogue*. El *generador eléctrico* está mecánicamente acoplado a la *turbina* mediante la *flecha*, y la energía producida por éste es transportada por las *líneas de transmisión* a las *subestaciones* y de ahí a los centros de consumo. El *gobernador* es capaz de corregir cualquier cambio en la variación de la demanda eléctrica del sistema mediante la apertura o cierre de los álabes del *distribuidor* de la turbina.

La facilidad de tomar cambios rápidos de demanda de energía eléctrica y su alta eficiencia de las unidades hidroeléctricas, no dependen solo del diseño adecuado de éstas, sino también, del diseño hidráulico de la conducción, desde el embalse hasta el desfogue.

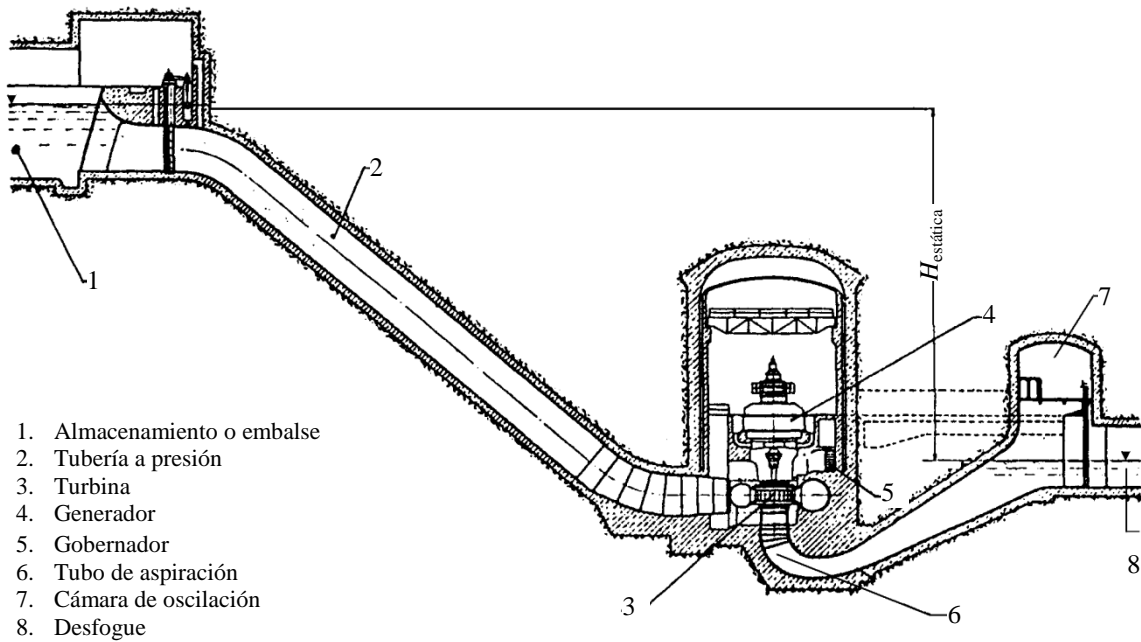


FIGURA 12.1 Perfil desde la obra de toma hasta el desfogue de una central hidroeléctrica (Referencia 10)

Estos conductos deben diseñarse de tal manera que no se produzcan grandes cambios de velocidad.

Los conductos hidráulicos desde el embalse hasta el desfogue, la turbina, el generador, el gobernador, y la línea de transmisión están relacionados y funcionan como un sistema en conjunto, de tal forma que si existe una perturbación en cualquier punto del sistema, se pueden producir alteraciones en el funcionamiento de las diferentes partes del mismo.

Durante el funcionamiento de una planta hidroeléctrica pueden ocurrir diferentes formas de operación de la turbina, provocando flujo transitorio o no establecido $\frac{\partial v}{\partial t} \neq 0$.

Los fenómenos hidráulicos transitorios pueden ocurrir en los siguientes casos:

- a) Puesta en marcha o arranque. Es poner en movimiento las partes rodantes de la turbina y generador, hasta alcanzar la velocidad síncrona o sincrónica de rotación. Esto también permite que la aceleración de la masa de agua contenida en los conductos del sistema la lleven a su velocidad requerida, que puede ser la de diseño.
- b) Aumento o disminución en la demanda de energía eléctrica.
- c) Paro normal de la unidad o paro programado.
- d) Rechazo total de la carga eléctrica o paro imprevisto.

Este flujo transitorio que se presenta en el sistema para los casos mencionados provoca variaciones en el caudal de demanda Q , en la potencia desarrollada P_f , en la velocidad de rotación N y sobretodo en la presión manométrica p_m dentro de los conductos.

Las revisiones importantes que deben estudiarse en el sistema cuando se presenta flujo transitorio son:

1. Estabilidad y regulación de la frecuencia eléctrica.
2. Sobrevelocidad o variaciones excesivas de la velocidad de rotación.
3. Sobrepresiones y depresiones máximas en las tuberías.

Para llevar a cabo dichas revisiones las diferentes partes del sistema se agrupan en:

1. Conductor hidráulicos aguas arriba y aguas abajo del conjunto turbogenerador.
2. Turbina, flecha y generador.
3. Gobernador.

Sin considerar en estas notas los problemas relativos a la red o línea de transmisión.

El sistema eléctrico generador y línea de transmisión, la tubería a presión y conducto de desfogue son resonadores pasivos, es decir que solamente oscilan en presencia de una causa perturbadora externa.

Se debe realizar un estudio para examinar los fenómenos de propagación y reflexión de las variaciones del estado del flujo hidráulico en el sistema y de las posibles interacciones con los equipos mecánicos que forman parte del mismo.

Estas interacciones pueden dar origen a un fenómeno oscilatorio que alcanza una condición estacionaria que, en algunos casos, puede producir en los componentes mecánicos del sistema esfuerzos mucho mayores que los correspondientes a la operación normal o de diseño, lo que produce en ciertos casos graves daños a los equipos que lo conforman.

13. DATOS DE FABRICANTES

Las tablas 13.1 13.2 y 13.3 contienen información de aproximadamente 240 turbinas tipo Francis, 120 tipo Kaplan y 120 tipo Pelton construidas e instaladas en diferentes centrales hidroeléctricas del mundo, donde se indica la fecha de inicio de operación, el nombre de la central generadora, el país donde se localiza, el número de unidades, el tipo de eje, la potencia P_f en (MW), la carga H_d en (m), el caudal Q_d , en (m^3/s), la velocidad de rotación en (rpm) y el cliente o empresa que las adquirió y/o las opera.

Es importante destacar que se considera una eficiencia de la turbina del orden del 90%, por lo cual los valores del caudal calculados no resultan números enteros ni de operación. Lo anterior permite ajustar estos valores de eficiencia dentro de ese rango, para tener valores del caudal más precisos.

Para efectos prácticos se pueden manejar los valores que se calculen, como se verá en el capítulo 14 EJEMPLOS NUMÉRICOS.

Es importante mencionar que los valores indicados en las tres tablas pueden tener variaciones con respecto a los que se obtienen al operar las centrales hidroeléctricas.

Lo anterior se debe principalmente a que algunos datos son de proyecto, otros se obtuvieron del diseño de los fabricantes de las turbinas y finalmente como ya se mencionó algunos corresponden a valores que las áreas de operación han obtenido durante los años en que las unidades han estado en servicio.

Esto es más notorio en las turbinas generadoras de las centrales hidroeléctricas de la CFE, por lo que se recomienda se tomen en cuenta estas observaciones en el caso de tener diferentes resultados en los cálculos que se realicen para diferentes condiciones de operación.

Tabla 13.1 Datos de turbinas Francis instaladas

Fecha	Central hidroeléctrica y País	No. de unidades	Tipo de eje	Potencia (MW)	Carga H_d (m)	Caudal Q_d (m^3/s)	Velocidad de rotación (rpm)	Cliente o empresa
1965	Alcántara, España	4	V	242.650	97	283.332	115.4	Hidroeléctrica Española
	Outardes 4 (7) Canadá	4	V	161.030	121	150.733	163.6	Hydro-Québec
	Manicouagan 5 (7) Canadá	8	V	165.445	151	124.098	180	Hydro-Québec
1968 1972	Churchill Falls (8) Canadá	6	V	483.090	313	174.812	200	Churchill Falls (Labrador) Co
1969	Brommat II (9) Francia	1	V	239.710	255	106.471	250	Electricité de France
	Iiha Solteira (10) Brasil	12	V	197.060	50	446.392	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo S.A.
	Cabora Bassa (6) Mozambique	5	V	485.300	127	432.807	107	Gouvernement portugais Ministère des Provinces d'Outre- Me
1970	Karun (11) Irán	4	V	277.945	165	190.793	166.7	Khuzestan Water and Power Authority
	La Saussaz. Francia	2	V	81.620	207	44.659	333	Electricité de France
	Polyphyton (11) Grecia	3	V	137.870	135	115.67	214	Public Power Corporation
1971	Sisteron (22)	2	V	126.500	113	126.794	187.5	Electricité de France
1972	Marimbondo (12) Brasil	8	V	185.300	62	338.510	100	Furnas-Centrais Electricas S.A. Brasil
1973	Sao Simao (13) Brasil	6	V	290.920	72	457.645	94.7	Centrais Eletricas de MinasGerais
1974	Agua Vermelha (14) Brasil	6	V	250.000	57	496.392	94.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
	Iiha Solteira Extension (15) Brasil	4	V	197.060	50	446.392	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
	Inga 2 bis (11) Zaire	4	V	177.940	60	335.900	107	Société Nationale d'Electricité du Zaire+
	Outardes 2 (7) Canadá	3	V	156.030	83	212.921	128.5	Hydro-Québec
1975	La Grande 2 (16) Canadá	8	V	338.465	137.15	279.515	133	Société d'Energie de la Baie James
1977	L'Aigle Francia	1	V	133.000	79.5	189.484	143	Electricité de France
1978	Tucuruí (17) Brasil	8	V	369.000	67.6	618.255	80.8	Electronorte
	Itaipu (6) (36) Brasil-Paraguay	18	V	750.000	126	674.185	120	Itaipu Binacional
	Le Pouget Francia	1	V	257.000	440	66.155	333	Electricité de France
	La Grande 4 (7) Canadá	9	V	300.000	117	290.418	128.6	Société d'Energie de la Baie Jame

CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES PRINCIPALES

Fecha	Central hidroeléctrica y País	No. de unidades	Tipo de eje	Potencia (MW)	Carga H_d (m)	Caudal Q_d (m ³ /s)	Velocidad de rotación (rpm)	Cliente o empresa
1980	Manicouagan 5 P:A: (Extensión) (7) Canadá	4	V	250.000	146	193.943	180	Hydro-Québec
1981	Corumba Brasil	1	V	130.000	98	150.246	171.4	Centrais Eletricas de Goias
1909	Ventavon Francia	6	HD	5.000	50	11.326	300	Energie du Litoral Mediterranéen
1928	Brommat (6) Francia	3	V	31.250	256	13.826	500	Societé des Forces Motrices de la Truyére
	Sarrans (6) Francia	2	V	40.440	95	48.214	214	Societé des Forces Motrices de la Truyére
1939	Cordéac Francia	1	V	41.180	87	53.611	214	Societé Hydro-Electrique du Dauphiné
	Génissiat (2) Francia	2	V	72.060	68	120.025	150	Compagnie Nationale du Rhône
1946	Chastang (2) Francia	3	V	98.530	71	157.180	150	Electricité de France
1951	Sariyar Turquía	2	V	55.075	93	67.074	187	Etibank Ankara
1952	Tingambato México	3	V	52.940	380	15.779	600	Comisión Federal de Electricidad
	Maithon India	3	H	20.735	34	69.073	176	Damodar Valley Corporation
1953	Ambuklao Filipinas	3	H	29.485	174	19.192	360	National Power Corporation
	Le Marinel República Dominicana de Zaire	4	V	65.810	179	41.641	333	Unión Minière du Haut-Katanga
1955	Prada España	2	V	35.515	316	12.729	600	Hidroeléctrica Española
	Picote Portugal	3	V	66.620	70	107.794	166	Hidroeléctrica do Douro
1956	Bersimis I Canadá	4	V	130.880	267	55.520	277	Shawinigan Co
	Cornatel Francia	2	V	61.765	122	57.341	250	Empresa Nacional de Electricidad
	San Agustín España	2	V	33.460	388	9.767	750	Hidroelectrica Moncabril
1957	Monteynard Francia	4	V	82.905	125	75.120	214	Electricité de France
	Aldeadavilla España	6	V	125.000	139	101.855	187	Iberduero
	Vianden Luxemburgo	2	H	104.410	288	41.061	428	Societé Electrique de l'Our
	St-Estève-Janson Francia	3	V	47.060	64	83.283	188	Electricité de France
1958	Mequinenza España	4	V	80.150	62	146.419	136.5	E.N.H.E.R.
1960	Pied de Borne France	2	V	61.985	300	23.402	428	Electricité de France

SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Fecha	Central hidroeléctrica y País	No. de unidades	Tipo de eje	Potencia (MW)	Carga H_d (m)	Caudal Q_d (m^3/s)	Velocidad de rotación (rpm)	Cliente o empresa
1961	Dubrovnik Yugoeslavia	2	V	113.970	290	44.512	300	Energo Invest
1965	Infiernillo México	6	V	180.00	110	202	163.8	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1969	Malpaso México	6	V	180	95	240	132	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1960	Temazcal México	4	V	42.151	50.5	94.8	180	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1970	La Villita México	4	V	80	44	192	100	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1975	La Angostura México	5	V	180.000	94	218	180	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1980	Chicoasén México	8	V	300.000	180	189	300	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1986	Caracol México	3	V	200.000	92	235	200	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
1992	Aguamilpa México	3	V	320.000	240	150	202	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
2000	El Cajón México	2	V	375.000	180	235	150	Comisión Federal de Electricidad (CFE)
2012	La Yesca México	2	V	375.000	200	260	150	Comisión Federal de Electricidad (CFE)

Tabla 13.2 Datos de turbinas Kaplan instaladas

Fecha	Planta	No	Tipo	Potencia	Carga	Caudal Q_d (m ³ /s)	Velocidad r.p.m.	Cliente
1932	Jonage (2) Francia	6	K	4.120	13,0	35.895	214	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
1936	Beaumont-Montoux Francia	6	D	4.965	11,3	49.766	107	Energie Electrique de la Basse-Isère
	Beaumont-Montoux (2) Francia	1	K	5.515	11,3	55.278	107	Energie Electrique de la Basse-Isère
1947	Seyssel (19) Francia	3	K	14.855	9,5	177.108	75	Compagnie Nationale du Rhône
	Pannesièrre Francia	1	K	6.295	47,0	15.170	375	Société d'Electricite Loire et Nièvre
1949	Jonage Francia	1	K	5.255	13,0	45.784	214	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
	La Brillanne Francia	1	K	14.855	25,5	65.981	187	Electricité de France
1950	Monsin Bélgica	3	K	6.690	6,0	126.288	65	Société Coopérative Liégeoise d'Electricité
1951	Bort-Rjue Francia	1	K	23.530	70,0	38.073	375	Electricité de France
1953	Montefurado España	2	K	13.790	35,1	44.499	300	Saltos del Sil
	Châteauneuf-du-Rhône Centrale Henri-Pincaré Francia	2	K	45.920	19,3	269.484	94	Compagnie Nationale du Rhône
1954	Salto Grande Brasil	4	K	18.310	16,0	129.615	128	Usinas Electricas do Paranapanema
1955	Cachoeira-Dourada Brasil	2	K	26.095	33,0	89.564	150	Centrais Electricas de Goias
	Limoeiro Brasil	2	K	16.400	26,1	71.169	180	D.A.E.E. do Estado de Sao Paulo
	Saint-Hilaire-du-Rosier Francia	3	K	13.235	11,5	130.351	107	Electricité de France
	Vogelgrun (2) Francia	4	K	35.000	13,5	293.645	83	Electricité de France
1956	Palaminy Francia	2	K	16.030	27,5	66.022	187	Electricité de France
	Ponte Corvo Italia	1	K	22.210	26,0	96.752	167	Societa Idroelettrica Alto Liri
	Guadalen España	1	K	5.345	43,6	13.885	428	Cia Sevillana de Electricidad
	Guadalmellato España	1	K	5.110	53,4	10.838	428	Cia Sevillana de Electricidad
1957	Marckolsheim (2) Francia	4	K	40.810	15,4	300.147	75	Electricité de France

SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Fecha	Planta	No	Tipo	Potencia	Carga	Caudal Q_d (m ³ /s)	Velocidad r.p.m.	Cliente
1958	Bhadra River Bed Station. India	2	K	12.685	49.5	29.025	250	Government of Mysore
1959	Beauvoir Francia	3	K	10.810	11.1	110.303	107	Electricité de France
1960	Vranqfoss Noruega	2	K	17.650	23.0	86.917	200	Norsk Hydro
	Castrejón España	4	K	19.930	32.3	69.886	214	Unión Electrica Madrileña
	Rhinau (2) Francia	4	K	40.810	14.2	325.511	75	Electricité de France
1962	Manosquell (2) Francia	1	K	48.970	35.8	154.930	150	Electricité de France
	Sainte-Tulle II (2) Francia	1	K	48.970	35.8	154.930	150	Electricité de France
	Zujar I España	1	K	18.900	42.0	50.968	250	Salto del Guadiana
	Zujar II España	1	K	10.370	42.0	27.965	333	Salto del Guadiana
1965	Beaumont-sur-Durance (2). Francia	2	K	19.850	18.6	120.874	125	Electricité de France
1966	San Clodio España	1	K	17.795	16	125.969	136	Salto del Sil S.A.
1970	Fratel (20) Portugal	3	K	45.590	22	234.712	150	Companha Portuguesa de Electricidade
1971	La Ishopo III Zaire	1	D	6.730	16	47.641	250	Société des Forces Hydro Electriques de l'Lst
1972	Salignac (21) Francia	2	K	43.600	28	176.366	150	Electricité de France
	Tchi Li Long (22) China	2	K	75.000	22	386.124	71.5	Techimport
1976	Buyo Côte d'Ivoire	3	K	44.000	27	184.576	167	Energie Electrique de la Côte d'Ivoire
1977	Palmar (13) Uruguay	3	K	112.000	32	396.420	88.2	Mendes Junior
1980	Villerest Francia	2	K	30.000	44.3	76.701	230.7	Electricité de France
	Porto Primavera (36) Brasil	18	K	103.000	18	648.116	75	Centrais Electricas de Sao Paulo
1981	Balbina (36) Brasil	5	K	58.000	25	262.770	105	Eletronorte
1986	Peñitas México	4	K	105.000	35	360.000	97	Comisión Federal de Electricidad (CFE)

Tabla 13.3 Datos de turbinas Pelton instaladas

Fecha	Planta	No	Tipo de Eje	Número		Potencia (MW)	Carga (m)	Caudal Qd (m ³ /s)	Velocidad r.p.m.	Cliente
				Rueda	Chiflón					
1932	Bissorte Francia	3	H	1	1	25.515	1.130	2557.441	600	Société Hydroelectrique de Savoie
1939	Aussois Francia	3	H	1	2	30.150	850	4.018	600	Société Hydroelectrique de Savoie
1947	Darguinah (Ahrzéroftis) Argérie	2	V	1	4	34.030	361	10.677	375	Electricité et Gaz d'Algérie
1948	Modane- Avrieux S1 Francia	2	H	1	2	43.015	840	5.800	250	O.N.E.R.A.
	Passy-sur-Arve Francia	4	H	2	2	23.160	355	7.389	428	Electricité de France
	Pragnères Francia	2	H	2	1	80.150	1.224	7416.698	428	Electricité de France
	Malgovert Francia	4	H	2	2	77.210	740	11.818	428	Electricité de France
1950	Arties España	2	H	2	1	33.090	756	4.958	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
1952	Kemano Kitimatt (1) Canada	3	V	1	4	116.180	757	17.383	327	Aluminium Company of Canada
	Cubatao II (1) Brasil	4	V	1	4	67.210	694	10.969	450	Brazilian Traction
	Norel Noruega	1	H	2	2	29.410	346	9.627	300	Norge Vassdragvesenet
1954	Jueu España	1	V	1	4	19.045	480	4.494	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
	Miégebat Francia	1	V	1	5	23.530	391	6.816	428	S.N.C.F.
1955	Modane Avrieux S2 Francia	1	H	4	2	44.850	796	6.381	950	O.N.E.R.A.
	Valpelline Italia	1	H	2	1	72.800	962	8.571	428	Consortio Elettrico Buthier
1956	Roselend Francia	6	V	1	2	82.610	1.201	7790.729	428	Electricité de France
	Lung Chien Taiwan	1	H	2	1	50.000	855	6.623	514	Taiwan Power Company
1956 1970	Koyna India	4	V	1	4	76.840	490	17.761	300	Etat de Bombay
1957	Bridge River Canadá	2	V	1	6	61.180	342	20.261	300	British Columbia Electric
	Guadalupe III Colombia	2	V	1	4	44.855	553	9.187	450	Empresas Públicas de Medellín
	Mazatepec México	4	V	1	6	60.660	516	13.315	375	Comisión Federal de Electricidad
1958	Tavropos	3	H	2	2	41.180	534	8.734	500	Entrepise Publique d'Electricité

SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Fecha	Planta	No	Tipo	Número		Potencia	Carga	Caudal	Velocidad	Cliente
1959	Sharavathi I India	2	V	1	6	92.650	443	23.688	300	Government of Mysore
	Awali Líbano	2	V	1	5	37.720	399	10.707	428	Office National du Litani
	Lyse Noruega	3	H	2	2	41.180	610	7.646	500	Lyse Krafwerke
1960	Tabuaco Portugal	2	V	1	6	35.735	451	8.974	500	Hidroelectrica Portuguesa
1961	Montahut Francia	2	V	1	5	51.470	617	9.448	500	Electricité de France
1962	Lassoula Francia	1	V	1	5	22.500	460	5.540	600	Electricité de France
	Sharavathi II India	6	V	1	6	104.410	440	26.876	300	Government of Mysore
	San Colombano Italia	1	V	1	5	19.080	420	5.145	600	Azienda Generale dei Servizi Municipalizzati di Verone
1963	Villarodin- Mont-Cenis(2) Francia	2	V	1	6	200.000	869	26.067	375	Electricité de France
	Tabescan Sup España	2	V	1	4	54.780	875	7.090	600	Fuerzas Eléctricas de Cataluña
1964	Ibon de Ip España	3	V	1	4	26.985	912	3.351	1.000	Electricas Reunidas de Zaragoza
	Aliyar India	1	V	1	6	68.090	446	17.291	333	Madras State Electricity Board
1967	Le Chatelard (2) Francia	3	V	1	5	70.590	803	9.956	600	Electricité de France
1968	Lotru Rumania	3	V	1	6	187.500	788	26.950	375	Industrial Export
1968	Miégebat Francia	2	V	1	6	27.575	391	7.987	500	S.N.C.F.
1969	Sharavathi III (3) India	2	V	1	6	104.410	440	26.876	300	Government of Mysore
1969	Idikki (4) India	3	V	1	6	134.410	660	23.066	375	Kerala Electricity Board
1969	Les Bois Francia	1	V	1	6	38.383	318	13.671	375	Electricité de France
1971	Maskeliva Ova Ceilán	2	V	1	4	56.765	548	11.732	428	Ceylon Electricity Board
1972	Combe d'Averieux Francia	1	V	1	6	131.250	857	17.346	500	Electricité de France
1973	Awali III Líbano	1	V	1	5	37.720	399	10.707	428	Office National du Litani
1974	Pucara (5) Ecuador	2	V	1	6	37.795	456	9.387	514	Instituto Ecuatoriano de Electrificación
1977	Pragnères Francia	1	H	1	2	34.000	1.247	3088.168	750	Electricité de France
1979	Charcani 5 Perú	3	V	1	5	51.000	670	8.621	600	Electroperú

Fecha	Planta	No	Tipo	Número		Potencia	Carga	Caudal	Velocidad	Cliente
1980	Grand'Maison Francia	4	V	1	5	157.000	918	19.370	428	Electricité de France
	Machu Picchu Perú	3	V	1	5	25.500	345	8.371	450	Electroperú
1981	Bissorie 3	1	V	1	5	156.000	1186	14.898	500	Electricité de France
1992	Zimapan México	2	V	2	4	146.000	603	27.560	300	Comisión Federal de Electricidad (CFE)

Con los datos anteriores se realizó la figura 13.1, que muestra los límites de potencia P_f y carga H_d para cada tipo de turbina.

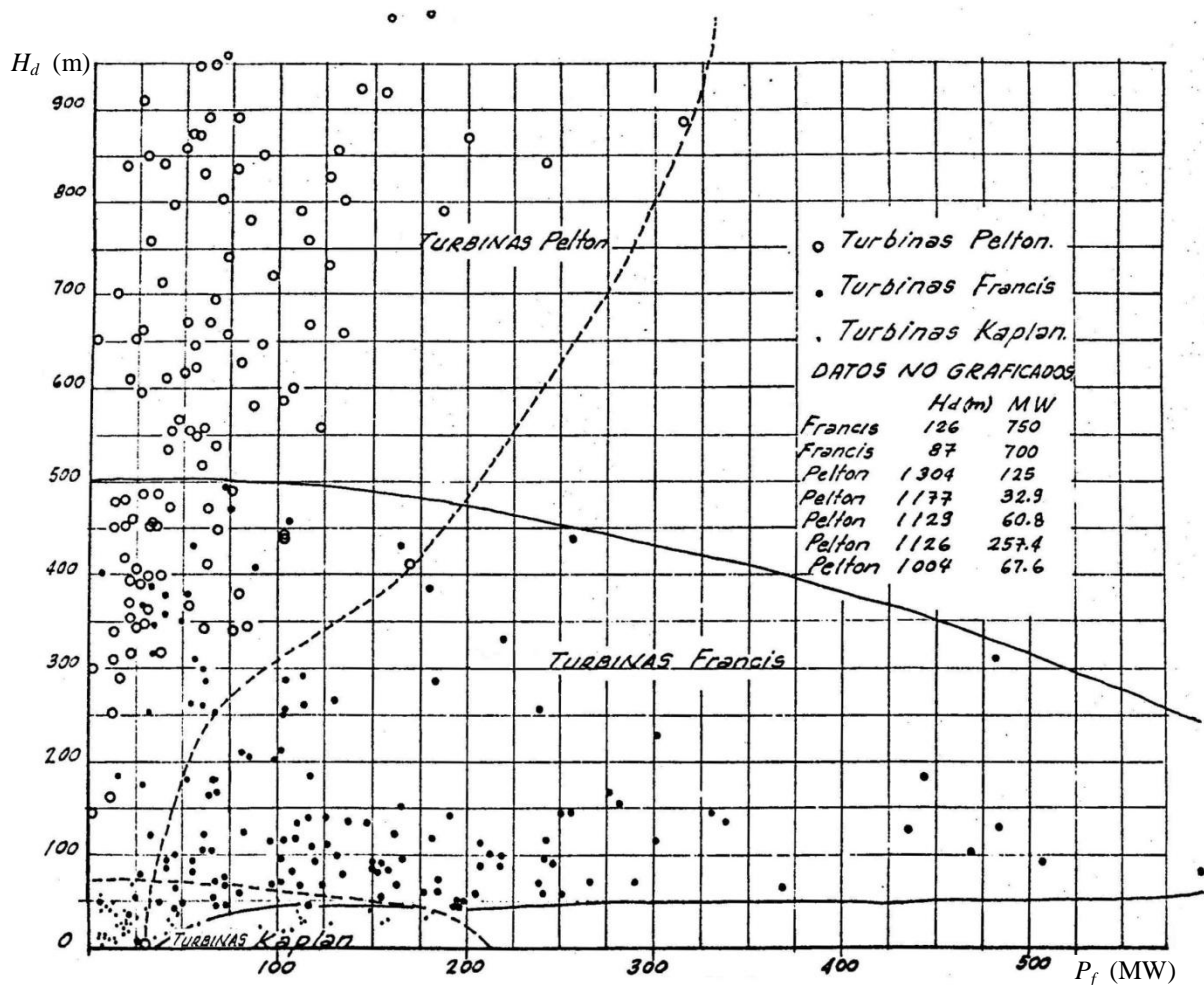


FIGURA 13.1 Tipos de Turbinas en función de la potencia P_f y la carga de diseño H_d realizada con los datos de los fabricantes de las tablas 13.1, 13.2 y 13.3

14. EJEMPLOS NUMÉRICOS

14.1. Ejemplo Turbina Francis

14.1.1 Datos hidroenergéticos del aprovechamiento

Principales elevaciones y niveles

Elevación de la corona de la presa	230.00 msnm
Elevación del NAME	227.00 msnm
Elevación del NAMO	217.00 msnm
Elevación del NAMINO	196.00 msnm
Nivel máximo en el desfogue (trabajando todas las unidades Q_{\max})	72.00 msnm
Nivel medio en el desfogue	70.00 msnm
Nivel mínimo en el desfogue (trabajando sólo una unidad Q_{\min})	68.00 msnm
Nivel más frecuente en el desfogue	68.30 msnm
Nivel más frecuente en el embalse	204.60 msnm

Principales capacidades del almacenamiento

Capacidad al NAME	$6\,500 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad al NAMO	$5\,600 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad al NAMINO	$3\,600 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad útil	$2\,000 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad para regulación de avenidas	$900 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad muerta	$3\,600 \times 10^6 \text{ m}^3$

Otros datos hidrológicos

Escurrencimiento medio anual	$7\,363 \times 10^6 \text{ m}^3$
Escurrencimiento medio anual aprovechado	$7\,069 \times 10^6 \text{ m}^3$
Gasto medio anual aprovechado	224.76 m^3
% de aprovechamiento de los escurrencimientos	96.0
Derrame medio anual	$256 \times 10^6 \text{ m}^3$
Evaporación media anual	$38 \times 10^6 \text{ m}^3$

Datos de energía y potencia

Generación media anual	2 254 GWh
Factor de planta de diseño	0.25
Capacidad instalada	1 030 MW
Carga bruta media (estática)	136.00 m
Pérdidas de carga en la conducción (supuestas para prediseño)	2.0 m
Eficiencia del generador η_G	98 %
Constante del almacenamiento K	0.85–1.3
Número de unidades	4.0
Año de fabricación	1960–2010
Temperatura del agua en el desfogue	$t = 5\text{--}30\text{ }^\circ\text{C}$
Velocidad del agua en el desfogue	2–6 m/s
Pérdidas del tubo de aspiración al desfogue	$h_{p\ 3-4} = (0.10\text{--}0.15) \frac{V_3^2}{2g}$

14.1.2 Procedimiento de cálculo

Con los datos anteriores se inicia el cálculo a partir de las ecuaciones 2.1 y 3.1 que permiten obtener la potencia media y la potencia instalada como se muestra a continuación:

La potencia media disponible en los bornes de los transformadores es

$$\text{Potencia media} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Número de horas del año}}$$

$$\text{Potencia media} = \frac{2\ 254\ 000}{8\ 760} = 257.3\ \text{MW}$$

La potencia instalada en la central es la potencia nominal total en generadores

$$\text{Potencia instalada} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Factor de planta}}$$

$$\text{Potencia instalada} = \frac{257.3}{0.25} = 1\,029.2 \text{ MW}$$

Como en la planta hidroeléctrica se instalarán 1 030 MW, se diseñará para que opere como planta de picos, en la que se requiere entregue al sistema potencia alta en lugar de generación base; se consideran 4.0 unidades turbogeneradoras, cada una con su obra de toma y conducción a presión.

De la ecuación 5.1 la potencia de cada turbina considerando la eficiencia del generador de 0.98 y $K = 1.0$, se tiene

$$P_{\text{turbina}} \frac{1\,030 \times 1.0}{4 \times 0.98} = 262.76 \text{ MW} \doteq 263 \text{ MW}$$

De la ecuación de la energía con la carga estática que se tiene entre los niveles más frecuentes en el embalse y en el desfogue, tomando en cuenta las pérdidas en la conducción como $h_p \doteq 2.0 \text{ m}$ y la carga de velocidad en el desfogue para $v \doteq 0.0$ en este caso, la carga neta de diseño H_d es

$$H_d = h_{\text{estática}} - h_p - V_{\text{desf}}^2 / 2g = (204.6 - 68.3) - 2 - 0 = 134.3 \text{ m}$$

En el caso de que no se haya realizado un funcionamiento de vaso y no se cuente con la curva de gastos del río en el desfogue, los niveles más frecuentes se pueden sustituir por el NAMO y el nivel medio en el desfogue.

También es importante destacar, que si la velocidad en el desfogue tuviera un valor del orden de 4 m/s, la carga de velocidad sería del orden de $V_{\text{desf}}^2 / 2g \doteq 1.0 \text{ m}$, lo que afecta a la carga de diseño H_d y en consecuencia al caudal turbinado Q_d , lo que se muestra a continuación en la expresión 5.2 para la carga calculada $H_d = 134 \text{ m}$ y una eficiencia de la turbina $\eta_t = 89\%$, el caudal es

$$Q_d = \frac{263\,000 \times 1000}{0.89 \times 1\,000 \times 134 \times 9.81} \doteq 225 \text{ m}^3/\text{s}$$

14.1.3. Tipo de turbina

Los parámetros para definir el tipo de turbina son la carga de diseño y el gasto de diseño;

$$H_d = 134 \text{ m} \quad \text{y} \quad Q_d = 225 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con estos valores de la figura 5.1, se observa que el tipo de turbina es Francis; de igual manera con los parámetros P_d y H_d en la figura 13.1 se comprueba que está dentro del rango de las turbinas Francis.

14.1.4 Características de las unidades seleccionadas

Velocidad específica. Con las expresiones del apartado 7.1 y la figura 7.1.1 y de acuerdo al año de fabricación en este caso 1970, la N'_s es

$$N'_s = 3470 \times H_d^{-0.625}$$

$$N'_s = 3470 \times 134^{-0.625}$$

$$N'_s = 162.51$$

Para este rango de velocidad específica corresponde un valor de la velocidad de rotación de

$$N' = N_s H_d^{1.25} (\text{kW})^{-0.5}$$

$$N' = 162.51 \times 134^{1.25} (263\ 000)^{-0.5}$$

$$N' = 144.47 \text{ rpm}$$

Número de polos y velocidad de rotación síncrona

De acuerdo a las expresiones 8.2 y 8.3 el número de polos es

$$N' = \frac{120 \times \text{frecuencia}}{\text{número de polos del generador}}$$

$$\text{No. Po.} = \frac{120 \times 60}{144.47} = 49.8$$

Para decidir el número de polos adecuados éste debe ser múltiplo de cuatro, en este caso puede ser 48 o 52, aquí se debe hacer una revisión de la variación de carga hidráulica.

Revisión de la variación de carga hidráulica sobre la turbina.

$$H_{\min} = 196 - 72 - 2 = 122 \text{ m}$$

Donde

Nivel mínimo de operación (NAMINO) = 196.00 msnm

Nivel máximo del desfogue (descargando todas las unidades) \doteq 72 msnm

Pérdidas de energía \doteq 2 m

$$\frac{H_{\min}}{H_d} = \frac{122}{134} = 0.91 ; \quad H_{\min} = 91\% H_d$$

Carga máxima sobre la turbina

Nivel máximo de operación (NAMO) = 217.00 msnm

Nivel mínimo en el desfogue (trabajando una unidad) = 69.00 m

Considerando que la unidad opera con un gasto mayor al de diseño (de las curvas características).

$$\frac{H_{\max}}{H_d} = \frac{146}{134} = 1.09 ; \quad H_{\max} = 109\% H_d$$

En algunos casos el nivel máximo de operación en el embalse es muy cercano al NAME 227.00 msnm y el desfogue mínimo está en la 68.00 msnm con lo que la carga máxima H_{\max} aumentaría a 157 m y el porcentaje sería de 1.17 mucho mayor que la anterior.

Para cualquier condición, en este caso la variación de las cargas sobre la turbina excede el 10%, por lo que se retomará la velocidad de rotación más baja lo que implica que el número de polos del generador a seleccionar sea el mayor es decir 52, con lo que la velocidad de rotación síncrona de la expresión 8.2 es

$$N' = \frac{120 (f)}{\text{No.Po.}} = \frac{120 \times 60}{52} = 138.46 \text{ rpm}$$

recalculando la velocidad específica de la turbina de acuerdo a la expresión 7.1 se tiene

$$N_s = 138.46 (263\ 000)^{0.5} \times 134^{-1.25}$$

$$N_s = 155.75 \text{ unidades (kW)}$$

$$N_s = 181.00 \text{ unidades (CV)}$$

14.1.5 Funcionamiento de la turbina

Para carga mínima; $H_{\min} = 0.91 H_d$, ver las figuras 9.3 y 9.4 para $N_s = 155.75$ (kW)

Pot. mín = 0.86 P_d (Con álabes totalmente abiertos)

$Q_{\min} = 0.94 Q_d$

$\eta_t = 0.894$

$H_{\min} = 0.91 \times 134 = 121.9 \text{ m} \doteq 122 \text{ m.}$

Pot. mín = 0.86 $\times 263 = 226.2 \text{ MW}$

$$Q_{\text{mín}} = 0.94 \times 225 = 211.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Pot. mín} = \frac{0.894 \times 1000 \times 211.5 \times 122 \times 9.81}{1000 \times 1000} = 226.2 \text{ MW}$$

Para carga máxima; $H_{\text{máx}} = 1.09 H_d$

$$H_{\text{máx}} = 1.09 \times 134 = 146.0 \text{ m}$$

De las mismas figuras

P_d (Con álabes totalmente abiertos)

$$\text{Pot. máx} = 1.14 P_d \quad \text{Pot. máx} = 299.8 \text{ MW}$$

$$Q_{\text{máx}} = 1.058 Q_d \quad Q_{\text{máx}} = 238 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_t = 0.877$$

$$\text{Pot. máx} = \frac{0.877 \times 1000 \times 146 \times 238 \times 9.81}{1000 \times 1000} = 298.8 \text{ MW}$$

Resumen del funcionamiento

Carga neta m	Capacidad MW	Gasto m ³ /s	Efic. %	Apertura álabes %	H / Hd %
$H_d = 134$	263	225	89	100	100
$H_{\text{máx}} = 146$	298.8	238	87.7	100	109
$H_{\text{mín}} = 122$	226.2	211.5	89.4	100	91

14.1.6 Principales dimensiones (en metros). Tamaño del Rodete: El coeficiente de velocidad periférica.

De las ecuaciones 10.3.3 y 10.3.4, con N_s calculado con la potencia en kW, se tiene

$$N_s = 155.75; \phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} N_s; \phi = 0.6994 \text{ y el diámetro de descarga } D_3$$

$$D_3 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / N; D_3 = 84.5 \times 0.6994 \sqrt{134} / 138.46; D_3 = 4.95 \text{ m}$$

Las dimensiones del rodete, de la carcaza y del tubo de aspiración se calculan con las expresiones del apartado 10.3.1, en función de los valores arriba calculados de $N_s = 155.75$ y $D_3 = 4.95$ m.

Para el rodete se tiene

$$\begin{aligned} D_2 / D_3 &= 1 / (0.96 + 0.00038 \times 155.75) = 0.9812 & D_2 &= 4.85 \text{ m} \\ D_1 / D_3 &= 0.4 + 94.5 / 155.75 = 1.0067 & D_1 &= 5.00 \text{ m} \\ H_1 / D_3 &= 0.094 + 0.00025 \times 155.75 = 0.1329 & M &= 0.65 \text{ m} \\ H_2 / D_3 &= 1 / (3.16 - 0.0013 \times 155.75) = 0.3381 & H_2 &= 1.70 \text{ m} \end{aligned}$$

En la carcaza

$$\begin{aligned} A / D_3 &= 1.2 - 19.56 / 155.75 = 1.0744 & A &= 5.30 \text{ m} \\ B / D_3 &= 1.1 + 54.8 / 155.75 = 1.4519 & B &= 7.20 \text{ m} \\ C / D_3 &= 1.32 + 49.25 / 155.75 = 1.6362 & C &= 8.10 \text{ m} \\ D / D_3 &= 1.50 + 48.8 / 155.75 = 1.8133 & D &= 9.00 \text{ m} \\ E / D_3 &= 0.98 + 63.6 / 155.75 = 1.3883 & E &= 6.90 \text{ m} \\ F / D_3 &= 1 + 131.4 / 155.75 = 1.8437 & F &= 9.15 \text{ m} \\ G / D_3 &= 0.89 + 96.5 / 155.75 = 1.5096 & G &= 7.50 \text{ m} \\ H / D_3 &= 0.79 + 81.75 / 155.75 = 1.3149 & H &= 6.50 \text{ m} \\ I / D_3 &= 0.1 + 0.00065 \times 155.75 = 0.2012 & I &= 1.00 \text{ m} \\ L / D_3 &= 0.88 + 0.00049 \times 155.75 = 0.9563 & L &= 4.70 \text{ m} \\ M / D_3 &= 0.6 + 0.000015 \times 155.75 = 0.6023 & M &= 3.00 \text{ m} \end{aligned}$$

Y las dimensiones del tubo de aspiración

$$\begin{aligned} N / D_3 &= 1.54 + 203.5 / 155.75 = 2.8466 & N &= 14.10 \text{ m (f.t.a.)} \\ O / D_3 &= 0.83 + 140.7 / 155.75 = 1.7334 & Q &= 8.60 \text{ m} \\ P / D_3 &= 1.37 - 0.00056 \times 155.75 = 1.2829 & P &= 6.35 \text{ m} \\ Q / D_3 &= 0.58 + 22.6 / 155.75 = 0.7251 & Q &= 3.60 \text{ m} \\ R / D_3 &= 1.6 - 0.0013 / 155.75 = 1.60 & R &= 7.90 \text{ m} \\ S / D_3 &= 155.75 / (-9.28 + 0.25 \times 155.75) = 5.2516 & S &= 26.00 \text{ m} \\ T / D_3 &= 1.50 + 0.00019 \times 155.75 = 1.5296 & T &= 7.60 \text{ m} \\ u / D_3 &= 0.51 + 0.0007 \times 155.75 = 0.6190 & u &= 3.05 \text{ m} \\ v / D_3 &= 1.10 + 53.7 / 155.75 = 1.4448 & v &= 7.15 \text{ m} \\ Z / D_3 &= 2.63 + 33.8 / 155.75 = 2.8470 & Z &= 14.10 \text{ m} \end{aligned}$$

14.1.7 Altura de aspiración

De las expresiones 11.15, 11.16 y los valores de presión atmosférica, de vaporización, del coeficiente de Thoma y la carga de diseño de la turbina, se tiene

$$Z = H_s + H_2; \quad H_s = h_b - h_v - \sigma H_d$$

Para la altitud en el desfogue $\doteq 68$ msnm; $H_b = 10.27$ m

Si se considera la temperatura del agua 22°C $h_v = 0.273$ m

Y el coeficiente de cavitación de Thoma $\sigma = 7.54 \times 10^{-5} \times (155.75)^{1.41} = 0.0930$

Revisión de la altura de succión para la carga de diseño calculada $H_d = 134$ m, se tiene

$$H_s = 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 134 = -2.47 \text{ m} \quad \text{y} \quad Z = -2.47 + 1.60 = -0.87 \text{ m}$$

De lo anterior la elevación del eje del distribuidor es $EED = 68.3 - 0.87 = 67.43$ msnm

Para $H_{\text{máx}}$; $H_s = 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 146 = -3.58$ m y $Z = -3.58 + 1.60 = -1.98$ m

Con lo que la $EED = 69.0 - 1.98 = 67.02$ msnm

Se considera la elevación del eje del distribuidor a la elevación 67.00 msnm.

14.1.8 Tabla de operación

Para efectos prácticos se podría realizar una simulación de la operación de las turbinas instaladas, conociendo la curva de demanda diaria de la región como se muestra en la figura 3.1, la capacidad instalada de la central (potencia por turbina) y tiempo de operación que permitirían calcular la generación durante un día medio.

Lo anterior permitiría conocer de manera aproximada la capacidad de la central para satisfacer la demanda de energía eléctrica en esa región.

14.2 Ejemplo de cálculo de las pérdidas de carga en la conducción

De acuerdo con la figura 10.1 se presenta un resumen del cálculo de las pérdidas de acuerdo al tipo de accesorio, como se muestra a continuación

14.2.1 Por rejillas

$$\begin{aligned}
 A_r &= 220 \text{ m}^2 \\
 A_c &= 0.7854 \times 8^2 = 50.2656 \text{ m}^2 \\
 V_r &= (50.2656 / 220) V \\
 V &= \text{velocidad en el conducto de 8 m de diámetro} \\
 K_r &= 1.45 - 0.45 (0.75) - (0.75)^2 = 0.55 \\
 h_r &= 0.55 (0.2285)^2 V^2 / 2g = 0.0015 V^2
 \end{aligned}$$

14.2.2. Por entrada

$$h_e = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

14.2.3 Por ranuras para compuertas (2 ranuras)

$$h_{ra} = 0.15 \times 2 V^2 / 2g = 0.0153 V^2$$

14.2.4 Por cambio de dirección

$$h_c = 0.25 (21.8 / 90) 0.5$$

14.2.5 Por transición de rectangular a circular

$$h_t = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

14.2.6 Por cambio de área, de 8 m de diámetro a 7 m, en una longitud de 8 m

$$\tan (\theta/2) = 0.5 / 8 = 0.0625$$

$$\theta = 3.57^\circ$$

$$K = 0.06$$

$$A_7 = 38.48 \text{ m}^2$$

$$V_7 = 50.2656 / 38.48) V$$

$$h_s = 0.06 (50.2656 / 38.48)^2 \frac{V^2}{2g} = 0.0052 V^2$$

14.2.7 Por fricción en el conducto rectangular de 8.6 × 8.6 m

$$n = 0.012 ;$$

$$L = 14.6$$

$$A = 4.3 \times 8.6 = 36.98 \text{ m}^2 ;$$

$$P = 25.80 \text{ m}$$

$$r^{2/3} = 1.2713$$

$$V_f = (50.2656 / 36.98 \times 2)$$

$$V = 0.6796 V$$

$$h_f = (0.012 \times 0.6796 V / 1.2713)^2 14.6 = 0.0006 V^2$$

14.2.8 Por fricción en el conducto de 8 m de diámetro

$$\begin{aligned}
 L &= 90 + LC - ST \\
 L &= 90 + 20.17 - 10.21 = 99.96 \text{ m} \\
 \text{Angulo} &= 21^\circ 48' \\
 h_f &= (0.012 / 1.5874)^2 99.96 V^2 = 0.0057 V^2
 \end{aligned}$$

14.2.9 Por fricción en la reducción

$$\begin{aligned}
 r_7 &= 1.75 ; & L &= 8 \text{ m} \\
 h_f &= (0.012 \times 50.2656 / 1.5198 \times 38.4846)^2 8 V^2 \\
 h_f &= 0.0009 V^2
 \end{aligned}$$

14.2.10 Por fricción en el conducto de 7 m de diámetro

$$\begin{aligned}
 L &= 63.6 \text{ m} \\
 h_f &= (0.012 \times 50.2656 / 1.4522 \times 38.4846)^2 63.6 V^2 \\
 h_f &= 0.0074 V^2
 \end{aligned}$$

14.2.11 Por fricción en el tubo de succión

$$\begin{aligned}
 L &= 72.1 \text{ m} \\
 A_1 &= 4.6 \times 5.5 = 25.3 \text{ m}^2 \\
 A_2 &= 11 \times 5.5 = 60.5 & A_m &= 42.90 \text{ m}^2 \\
 R_m^{2/3} &= 1.3299 \\
 h_f &= (0.012 \times 50.2656 / 1.3299 \times 2 \times 42.9)^2 72.1 V^2 \\
 h_f &= -0.002 V^2 \\
 h_{\text{pérdidas}} &= 0.0731 V^2
 \end{aligned}$$

14.3 Ejemplo de una turbina Pelton

A continuación se presenta un ejemplo resuelto de una turbina tipo Pelton, que incluye el cálculo de pérdidas, de acuerdo al apartado 10.2 y a las figuras 10.4 y 10.5.

14.3.1 Datos hidroenergéticos del aprovechamiento

Niveles principales

Nivel máximo de operación	1 465	msnm
Nivel mínimo de operación	1 460	msnm
Nivel mínimo de desfogue	928	msnm
Nivel medio en el desfogue	936.5	msnm

Generación media anual	747.16 GWh
Factor de planta	0.30
Frecuencia de la corriente eléctrica	60 cps
Gasto medio aprovechado	20.16 m ³ /s
Número de unidades	3.0

Se instalarán tres turbinas, con seis chiflones cada una y tomas independientes.

14.3.2 Potencia media instalada y potencia por unidad

$$P_m = 746.16 \times 10^6 / 8\,760 = 85\,292 \text{ kW}$$

$$P_{\text{instalada}} = 85\,292 / 0.30 = 284\,306.7 \text{ kW}$$

$$P_{\text{generador}} = 284\,306.7 / 3 = 94\,768.9 \text{ kW}$$

Considerando $K = 1$, la potencia de la turbina es

$$P_{\text{turbina}} = 94\,168.9 / 0.98 = 96\,702.7$$

$$P_t = 96\,703 \text{ kW}$$

14.3.3 Carga neta aproximada y gasto de diseño de la turbina

$$H_d = \text{Elev. } 1\,465 - \text{Elev. } 936.5 - H_s - \text{pérdidas de carga}$$

$$H_s = 4 \text{ m (distancia entre el eje de la rueda y el nivel máximo en el desfogue)}$$

$$h_p = 6.75 \text{ m (supuesto)}$$

$$H_s = 517.75 \text{ m}$$

$$Q = 96\,703 \times 75 \times 1.3595 / 517.75 \times 0.85 \times 1000 = 22.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

14.3.4 Velocidad de rotación N , número de polos No. Po. y velocidad específica N_s

Con la ecuación de regresión la velocidad específica en función de la carga H_d es

$$N'_{sj} = 85.49 \times 517.75^{-0.243}; \quad N'_{sj} = 18.72$$

Velocidad de rotación aproximada y número de polos del generador

$$N = 18.72(517.75)^{1.25} / (96\,703/6)^{0.5} = 364.18 \text{ rpm}$$

$$\text{No. Po.} = 120 \times 60 / 364.18 = 19.77$$

Si el No. Po. = 20 (múltiplo de 4), la velocidad de rotación es

$$N = 7\,200 / 20 = 360 \text{ rpm}$$

y la velocidad específica para diseño de la turbina es

$$N'_{sj} = 360 \left(\frac{96.703}{6} \right)^{0.5} (517.75)^{-1.25} = 18.50$$

14.3.5 Dimensiones principales

Coefficiente de velocidad periférica $\phi = 0.5445 - 0.0039 \times 18.50 = 0.4724$

Diámetro de la rueda $D_2 = 84.5 \times 0.4724 (517.75)^{0.5} / 360 = 2.52 \text{ m}$; $D_2 = 2.50 \text{ m}$

Diámetro del chorro $d/D_2 = 18.50 / (250.74 - 1.79 \times 18.5) = 0.0850$

$$d = 0.20 \text{ m}; D_2 / d = 12.5$$

Diámetro D_3 $D_3 / D_2 = 1.028 + 0.0137 \times 18.50 = 1.2815$; $D_3 = 3.20 \text{ m}$

Dimensiones H_1 y H_2 de los cucharones;

$$H_1 = 3.20 (0.2)^{0.96} = 0.70 \text{ m}$$

$$H_2 = 3.23 (0.2)^{1.02} = 0.60 \text{ m}$$

Dimensiones de la caja

$$L = 0.78 + 2.06 \times 3.20 = 7.40 \text{ m}$$

$$G = 0.196 + 0.376 \times 3.20 = 1.40 \text{ m}$$

$$F = 1.09 + 0.71 \times 7.40 = 6.35 \text{ m}$$

$$H = 0.62 + 0.513 \times 7.40 = 4.40 \text{ m}$$

$$I = 1.28 + 0.37 \times 7.40 = 4.00 \text{ m}$$

Dimensiones del distribuidor (carcaza)

$$B = 0.595 + 0.694 \times 7.40 = 5.70 \text{ m}$$

$$C = 0.362 + 0.68 \times 7.40 = 5.40 \text{ m}$$

$$D = -0.219 + 0.70 \times 7.40 = 5.00 \text{ m}$$

$$E = 0.43 + 0.70 \times 7.40 = 5.60 \text{ m}$$

14.3.6 Revisión de las pérdidas de carga en la tubería

14.3.6.1 Por rejillas (h_r)

$$K = 1.45 - 0.45 (An / Ab) - (An / Ab)^2$$

$$An / Ab = 0.75$$

$$K = 0.55 ; \quad Vr = 1.00 \text{ m/s}$$

$$h_r = 0.55 (1)^2 / 19.62 = 0.03 \text{ m}$$

14.3.6.2 Por entrada (h_e)

$$A_c = 4.52 \text{ m}^2 ; \quad V_c = 22.4 / 4.52 = 4.95 \text{ m/s} ; \quad Vc^2/2g = 1.2489 \text{ m}$$

$$K_e = 0.10$$

$$h_e = 0.10 \times 1.2489 = 0.12 \text{ m}$$

14.3.6.3 Por fricción (h_f)

$$h_f = 0.011 \times 4.95 / (0.7114)^2 \times 930 = 5.45 \text{ m}$$

14.3.6.4 Por deflexión vertical (h_d)

$$h_{d1} = 0.25 (45 / 90)^{0.5} \times 1.2489 = 0.22 \text{ m}$$

$$h_{d2} = 0.22 \text{ m}$$

14.3.6.5 Por válvula (h_v)

$$h_v = 0.08 \times 1.2489 = 0.10 \text{ m}$$

14.3.6.6 Por el distribuidor (seis ramas) (h_{rep})

$$h_{rep} = 0.50 \times 1.2489 = 0.63$$

$$h_{pérdidas} = 6.77 \text{ m} ; \quad Hd = 517.73 \text{ aproximadamente igual a la supuesta}$$

ANEXO 1

A.1.1 Estabilidad de regulación de la frecuencia

La estabilidad de la regulación de la frecuencia en un sistema hidroeléctrico consiste en tratar de mantener la velocidad de diseño de rotación y la frecuencia en el sistema eléctrico, ante la presencia de las magnitudes perturbadoras.

El problema es bastante complejo, en estas notas se mencionarán criterios obtenidos por la experiencia, que de una manera sencilla determina si una instalación de turbinas de reacción es o no estable, donde se correlaciona el tiempo del regulador de velocidad, el momento de inercia del generador y las características transitorias del conducto de presión.

A.1.2 Inercia de las partes rodantes del equipo turbogenerador

Para que un sistema hidroeléctrico sea estable y pueda mantener el incremento de velocidad (sobre-velocidad) de la unidad dentro de los límites permisibles después de un rechazo de carga eléctrica, es necesario tener un adecuado momento polar de inercia de las partes rodantes, del generador y turbina (rotor y rodete respectivamente), las que tienen una influencia estabilizadora. El momento polar de inercia de la turbina es pequeño comparado con el momento de inercia del generador; cuando es necesario incrementar el momento de inercia de las partes rodantes, solamente el del generador puede ser modificado, aumentando peso al rotor.

Si se incrementa el momento de inercia del generador aumenta el costo del proyecto, aunque el incremento en el costo del generador no es grande cuando crece su momento de inercia, otros costos sufren un alza, como el de la grúa al incrementar su capacidad, el de la casa de máquinas porque se amplían sus dimensiones.

Entre los varios factores que se consideran para seleccionar el momento polar de inercia del generador están:

- a) CONDUCTOS A PRESIÓN.- Uno de los principales factores en la selección del momento polar de inercia del generador son dimensiones, longitud y proyecto de los conductos hidráulicos de la planta.

Sin embargo, lo anterior es generalmente más caro porque las dimensiones de los conductos hidráulicos se seleccionan en base a relaciones de costo-beneficio, reduciendo las pérdidas de carga.

- b) LOS TIEMPOS DEL GOBERNADOR.- La disminución de los tiempos de apertura y cierre del gobernador, provocan que el gasto turbinado aumente o disminuya lo cual provoca que la estabilidad del sistema pueda mejorar. Sin embargo estos no pueden reducirse arbitrariamente porque debe revisarse que el golpe de ariete producido esté

dentro de los límites permisibles y que la columna de agua no se separe en las secciones más alejadas de la tubería a presión o tubo de aspiración.

La inercia de las MASAS RODANTES (rodete y rotor) se define como el tiempo necesario para acelerar estas desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación síncrona de diseño; y se designa como Tm .

Por la dinámica elemental, aplicada a las partes rodantes del equipo turbogenerador, se puede escribir

Trabajo realizado = Cambio de la energía cinética

$$\Delta t(\Delta P)/2 = mu^2/2 = R^2mw^2/2$$

donde

ΔP	cambio instantáneo de la potencia que da la turbina
Δt	tiempo en que se realiza el cambio de potencia
m	masa de las partes rodantes del equipo turbogenerador (rodete, rotor)
u	velocidad tangencial del rodete

Considerando

$$u = wR ; \quad w = 2\pi n / 60$$

$$\Delta t = Tm ; \quad m = \varpi / g$$

donde

n	velocidad de rotación final
n_0	velocidad de rotación inicial
ΔP	cambio de la potencia en kW

Se tiene

$$Tm(\Delta P)75 \times 1.3592 / 2 = \varpi / 2g \left[(2\pi Rn / 60)^2 - (2\pi Rn_0 / 60)^2 \right]$$

donde

Tm	tiempo necesario para acelerar las masas rodantes desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación síncrona, (inercia de las partes rodantes)
$\Delta P = P$ inicial – P final	
P inicial = 0 ; P final = Pt	

$n_0 = 0$ con las consideraciones anteriores se tiene

$$Tm Pt 75 \times 1.3592 / 2 = \varpi R^2 n^2 (2\pi)^2 / 2g(60)^2$$

$$Tm = \varpi R^2 n^2 (2\pi)^2 / 9.81(60)^2 \times 75 \times 1.3592 Pt$$

$$Tm = \varpi R^2 n^2 / 91191.9 Pt ; \text{ para } Pt \text{ en kW}$$

$$Tm = \varpi R^2 n^2 / 67092 Pt ; \text{ para } Pt \text{ en CV}$$

Si la potencia de la turbina se expresa en MW

$$Tm = \left[\varpi R^2 / 91.2 \text{ MW} \right] n^2$$

donde

ϖR^2 momento volante de las partes rodantes (rodete, rotor); también se acostumbra llamarlo momento de inercia

$$\varpi R^2 = \varpi R^2 \text{ turbina} + \varpi R^2 \text{ generador}$$

Los momentos de inercia se pueden determinar por fórmulas empíricas y curvas experimentales; así las expresiones para estimar estos valores son

$$\begin{aligned} (\varpi R^2) \text{ turbina} &= 1\,447 (Pt / n^{1.5})^{1.25}; Pt \text{ en kW} \\ (\varpi R^2) \text{ turbina} &= 1\,002 (Pt / n^{1.5})^{1.25}; Pt \text{ en CV} \\ (\varpi R^2) \text{ generador} &= 15\,970 (\text{kVa} / n^{1.5})^{1.25} \end{aligned}$$

Pt potencia de la turbina, bajo las condiciones consideradas

n velocidad de rotación síncrona

kVa capacidad del generador (kilovolt-ampere)

$$\text{kVa} = \frac{\text{POTENCIA GENERADOR (kW)}}{\text{factor de potencia}}$$

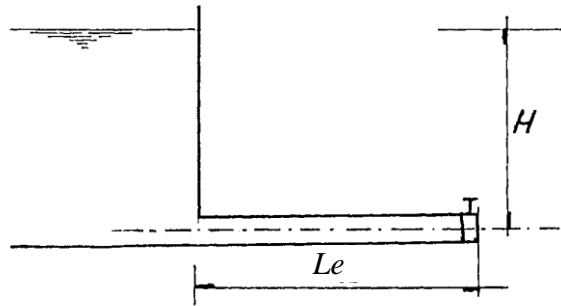
$\cos \varphi$ factor de potencia = 0.95

A.1.3 Inercia de la tubería

Convencionalmente se expresa como el tiempo necesario para poner en movimiento la columna de agua hasta alcanzar, desde el reposo, su velocidad máxima; pero en realidad éste es una fracción del tiempo necesario real.

Considerando una tubería de sección transversal (A) constante y longitud (L), alimentada por un almacenamiento y controlando su descarga en el extremo final por una válvula, el tiempo que tarda en establecerse la corriente en la tubería cuando se abre súbitamente la válvula, puede resolverse fácilmente cuando se tiene en cuenta las pérdidas de fricción y locales.

Cuando se abre la válvula, la altura (H) se utiliza para acelerar la corriente en los primeros instantes, pero al aumentar la velocidad, la carga de aceleración se reduce por las pérdidas de energía.



Si llamamos (Le) a la longitud equivalente de la tubería, para tomar en cuenta las pérdidas locales, la velocidad final (V_f) se obtiene aplicando la ecuación de la energía

$$H = f \frac{Le V_f^2}{D 2g}$$

$$f \frac{Le}{D} \frac{1}{2g} = \frac{H}{V_f^2}$$

Aplicando la ecuación dinámica

$$\gamma A \left(H - f \frac{Le V^2}{D 2g} \right) = \gamma \frac{AL}{g} \frac{dV}{dt}$$

Despejando dt y sustituyendo el valor de $fLe/D2g$, se tiene

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{\left(H - \frac{HV^2}{V_f^2} \right)}$$

$$\int_0^t dt = \frac{LV^2}{gH} \int_0^V \frac{dV}{V_f^2 - V^2}$$

Integrando resulta

$$t = \frac{LV_f}{2gH} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V} = \frac{LV_f}{gH} \frac{1}{2} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V}$$

La velocidad V tiende a V_f asintóticamente, matemáticamente tiene que transcurrir un tiempo infinito para que V alcance el valor V_f

$$\begin{aligned}
 V &= 0.99 V_f ; & t &= 2.65 & LV_f/gH \\
 V &= 0.98 V_f ; & t &= 2.30 & LV_f/gH \\
 V &= 0.97 V_f ; & t &= 2.09 & LV_f/gH \\
 V &= 0.96 V_f ; & t &= 1.94 & LV_f/gH
 \end{aligned}$$

Considerando $V = 0.97 V_f$

$t = 2 L V_f / gH$ tiempo necesario para establecer la corriente dentro de la tubería.

Cuando las unidades de una planta hidroeléctrica tengan un tiempo (t) se dice que la unidad tiene una buena regulación.

La literatura sobre este tema designa al tiempo (Ta) inercia de la tubería como

$$Ta = \frac{\sum LV}{gH} ; \quad Ta = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L}{A}$$

donde

H carga sobre la turbina, para las condiciones consideradas
 Q gasto máximo, para la carga considerada

Donde se generaliza cuando la tubería tiene tramos con diferente diámetro. El valor de ($\sum LV$) debe de calcularse desde el almacenamiento o tanque de regulación hasta el desfogue, el área transversal de la carcasa se toma del extremo aguas arriba y su longitud se toma a la mitad.

$$2Ta = t ; \quad y ; \quad \frac{Tm}{t} \geq 1 \quad \frac{Tm}{2Ta} = 1$$

El U.S.B.R. (Referencia 1) indica que la planta tiene buena regulación si $Tm / Ta = 2$ como se ha demostrado.

Las curvas experimentales propuestas por el *Tennessee Valley Authority* muestran las relaciones del tamaño de la unidad con respecto a las del sistema. El autor es Gordon y toma en consideración el efecto de los tiempos del gobernador como se muestra en la figura A.2.1. Estas gráficas se usan para conocer si las unidades están dentro de los rangos de estabilidad.

ANEXO 2

A.2.1 Sobrevelocidad

La sobrevelocidad es el incremento de velocidad por arriba de la velocidad síncrona de rotación del generador. Se presenta cuando hay un rechazo de energía eléctrica en el Sistema al cual está conectada la unidad; y el generador se desconecta de la red de forma rápida y total mientras la turbina opera bajo control del gobernador.

La turbina y el generador están diseñados para soportar la velocidad de desboque, pero a velocidades excesivas se desarrollan algunas veces graves vibraciones, las cuales provocan esfuerzos cortantes en los pernos de los mecanismos de los álabes. Para minimizar las vibraciones, la sobrevelocidad no debe de exceder del 60 por ciento en unidades interconectadas a un gran sistema; en unidades que operan aisladamente se permite entre el 35 a 45 por ciento para tener una regulación satisfactoria.

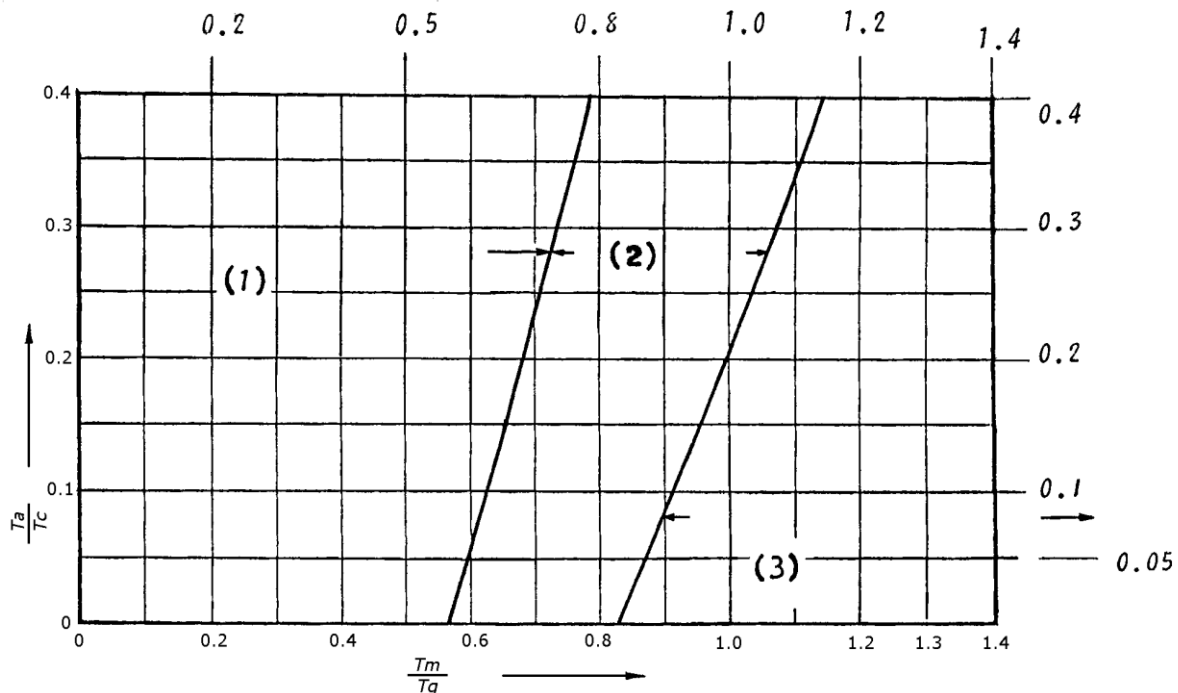


FIGURA A.2.1 Curvas de estabilidad propuestas por Gordon (Tennessee Valley Authority) (Referencia 3)

1. La unidad en este rango no puede suministrar cualquier regulación de frecuencia, a menos que se ajuste con válvulas de alivio, tanto para rechazo y demanda de carga.
2. La unidad en este rango puede suministrar regulación de la frecuencia, solamente cuando está interconectada a un gran sistema.
3. La unidad en este rango suministrará buena regulación cuando opera aisladamente o interconectada a un gran sistema.

T_g	Tiempo de apertura de los alabes en segundos	$T_g = T_c + 1$
T_c	Tiempo efectivo de cierre de los alabes del distribuidor	
T_a	Tiempo para poner en movimiento la masa de agua, sin considerar los conductos del desfogue (inercia de la tubería)	
T_m	Tiempo para poner en movimiento las masas rodantes (inercia de las partes rodantes)	

La sobrevelocidad se puede calcular tomando en cuenta las siguientes consideraciones.

En un rechazo total de carga eléctrica el generador se desconecta de la red del sistema, por lo tanto se puede suponer que la energía producida por el golpe de ariete, la energía cinética de la columna de agua que se mueve en la tubería y la propia energía de rotación del rodete de la turbina y rotor del generador se sumarán para dar a las masas rodantes una nueva energía de rotación, la cual sólo se explica si se incrementa su velocidad de rotación.

$$E_M = E_G + E_a + E_m$$

Donde

E_M	energía de rotación de las masas rodantes después del rechazo total carga eléctrica
E_G	energía producida por el golpe de ariete
E_a	energía cinética de la columna de agua contenida en la tubería
E_m	energía de rotación de las masas rodantes (rodete y rotor), con velocidad síncrona de rotación

La energía de rotación final será

$$E_M = m u^2/2$$

$$E_M = WR^2 w^2/2g$$

WR^2	momento polar de inercia de las partes rodantes
w	velocidad angular de rotación final

La energía producida por el golpe de ariete, en el tiempo T_c (tiempo de cierre) se puede calcular de la siguiente manera, haciendo las consideraciones que se mencionan a continuación.

El gasto Q_o pasa a ser cero en el tiempo de cierre (T_c) ΔH es el incremento de la sobrepresión producida por el golpe de ariete, así;

$$E_G = \frac{[\gamma Q_o H + \gamma Q(H + \Delta H)]}{2} T_c$$

$$E_G = \frac{\gamma Q_o H}{2} T_c$$

ya que $Q = 0$, al finalizar (T_c)

El producto $\gamma Q_o H$ es la potencia disponible de la columna de agua, y se puede representar por la letra (P)

$$E_G = PT_c / 2$$

La energía cinética de la columna de agua dentro de la tubería será

$$E_a = mVo^2/2$$

$$E_a = \gamma ALVo^2/2g$$

multiplicando y dividiendo por y entre H ;

$$E_a = (\gamma A VoH) (VoL)/2gH$$

$$E_a = (\gamma Q_o H/2) (VoL/gH)$$

El producto VoL/g

$$H = Ta$$

$$E_a = PT_a/2$$

La energía de rotación de la rueda en condiciones normales de operación es

$$E_m = WR^2 wo^2/2g = PT_m/2$$

$$E_m = PT_m/2$$

Se puede escribir entonces

$$WR^2 w^2/2g = PT_c/2 + PT_a/2 + PT_m/2$$

Como $PT_m/2 = WR^2 wo^2/2g$; dividiendo entre esta cantidad ambos miembros de la igualdad anterior

$$w^2/wo^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

pero

$$w = wo + \Delta w$$

$$(wo + \Delta w)^2/wo^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

$$(wo + \Delta w) / wo = [(T_c + T_a + T_m) / T_m]^{0.5}$$

$$\Delta w/wo = [(T_c + T_a + T_m) / T_m]^{0.5} - 1$$

$\Delta w/wo$ es la sobrevelocidad expresada en porciento de wo , y con la expresión anterior se puede determinar el incremento de la velocidad.

ANEXO 3

A.3.1 Regulación de turbinas Pelton (impulso)

Las turbinas Pelton generalmente tienen doble regulación de la velocidad, mediante un deflector que desvía el chorro cuando se presentan variaciones en la descarga, el cual es accionado por un regulador y las agujas que cierran paulatinamente disminuyendo el gasto de descarga y evitando que se produzca un efecto del golpe de ariete excesivo en la conducción a presión.

El regulador mantiene constante la velocidad de la unidad bajo la misma carga, volviéndola a la velocidad normal cuando ha sufrido cambios de carga.

Cuando la turbina sufre pérdidas bruscas de carga, el aumento de la velocidad de rotación es menor cuanto más pequeño sea el tiempo de cierre de la aguja del chiflón y cuanto mayor sea la masa rodante.

El cierre de la aguja puede retardarse a voluntad, adaptándose al aumento de presión admisible; mientras que para los cálculos de aumento de velocidad y masa rodante adecuada, únicamente es decisivo el tiempo que el deflector necesita para entrar en función.

ANEXO 4

A.4.1 Velocidad de desboque

Es la velocidad que logra una turbina con álabes totalmente abiertos cuando el generador está desconectado del sistema y el gobernador no opera.

La velocidad de desboque, define el tamaño y diseño de los generadores; entre los fabricantes difiere porque depende del diseño de las turbinas.

En la figura A.4.1 se muestran los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete. Las pérdidas de energía en una turbina de reacción pueden describirse muy simplemente como pérdidas de "choque" en la entrada del rodete si la velocidad relativa del agua que sale de los álabes del distribuidor es modificada bruscamente en dirección y magnitud al entrar al rodete; fricción del agua en la carcasa, en el paso a través de los álabes del distribuidor; energía cinética debida a la velocidad absoluta del agua en la descarga del rodete, de la cual puede recuperarse alrededor del 80 por ciento con el tubo de aspiración; y de fricciones mecánicas. La eficiencia de la turbina será máxima cuando sea mínima la suma de todas las pérdidas de energía.

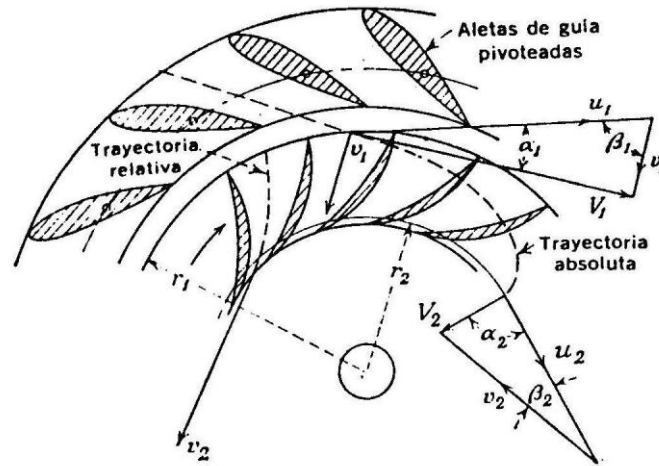


FIGURA A.4.1 Triángulos de velocidades en un rodete

Con el objeto de evitar la pérdida de choque a la entrada del rodete es necesario que el ángulo β' de los álabes del rodete sea igual al ángulo β determinado por el triángulo de velocidades, este último depende de las condiciones de funcionamiento.

Se ha comprobado que los valores del ángulo β' mayores que 90° producen cavitación en la entrada y dan lugar a eficiencias bajas, por esta razón el ángulo se hace igual al 90° .

La pérdida que varía más rápidamente con la velocidad es la energía cinética del agua en la descarga del rodete. El valor de V_2 y, por lo tanto, el de esta pérdida de energía, será prácticamente mínima cuando $\alpha_2 = 90^\circ$, se ha comprobado que la pérdida mínima total se obtiene con una velocidad algo mayor que aquella para la cual $\alpha_2 = 90^\circ$, así el ángulo con que la velocidad absoluta deja el rodete para la velocidad de mayor eficiencia es de 85° a 75° o menor aún.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y la ecuación del par motor que el agua transmite a la turbina se puede escribir

$$T = \gamma Q/g [R_1 V_1 \cos \alpha_1 - R_2 V_2 \cos \alpha_2]$$

Del triángulo de velocidades a la entrada del rodete (rectángulo)

$$\begin{aligned} \cot \alpha_1 &= V_1 \cos \alpha_1 / v_1 \\ V_1 \cos \alpha_1 &= v_1 \cot \alpha_1 \end{aligned}$$

Del triángulo de velocidades a la salida del rodete

$$V_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2)$$

Haciendo las sustituciones correspondientes en la ecuación del par motor

$$T = \gamma Q/g [R_1 v_1 \cot \alpha_1 - R_2 (u_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2))]$$

$$T = \gamma Q/g [R_1 v_1 \cot \alpha_1 + R_2 v_2 \cos (180^\circ - \beta_2) - u_2]$$

Como el valor de v_1 y v_2 depende únicamente de la variación del gasto Q y si éste se mantiene constante; cualquier cambio del par motor sería explicable solo en términos de un incremento en u_2 , ya que β_2 cambiaría relativamente poco; la velocidad u_2 se puede expresar en términos de n , con lo cual la fórmula para T resulta de la forma

$$T = A - Bn$$

donde A y B son constantes que involucran a $g, Q, v, \cot \alpha_1, R_1, R_2, v_2, \cos (180^\circ - \beta_2)$.

Recordando que la potencia del rodete es igual a T_n , se puede escribir $P = A_n - Bn^2$

En la figura A.4.2 se indica la variación de la potencia con la velocidad de rotación, en caso de que el gasto permaneciera constante.

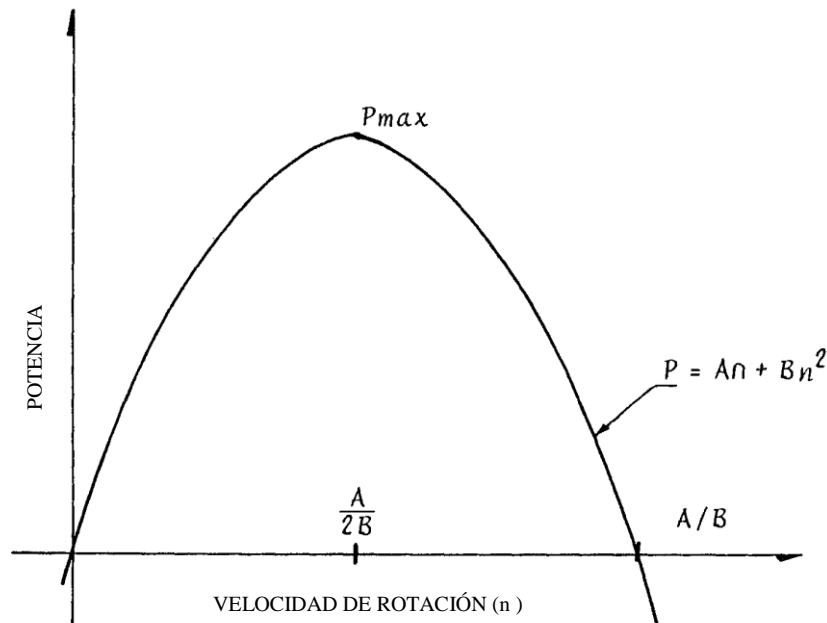


FIGURA A.4.2

La potencia máxima se alcanza para $n = A/2B$, más allá de este valor la potencia empieza a disminuir hasta alcanzar el valor cero para $n = A/B$, para valores de (n) mayores que A/B la turbina se comportará como una bomba ya que la potencia sería negativa. En realidad antes de

que tal cosa sucediera, la máquina se vería sujeta a un estado vibratorio tan intenso que resultaría seriamente dañada. La velocidad de rotación para la cual ocurre tal cosa se llama velocidad de desboque, se debe evitar que la turbina trabaje con velocidades próximas a ella.

A.4.1.1 Velocidad de desboque en turbinas Francis

En la figura A.4.3 se muestra la relación entre la frecuencia de rotación (n_f) velocidad de desboque) y la velocidad nominal de rotación, como una función de la velocidad específica (N_s).

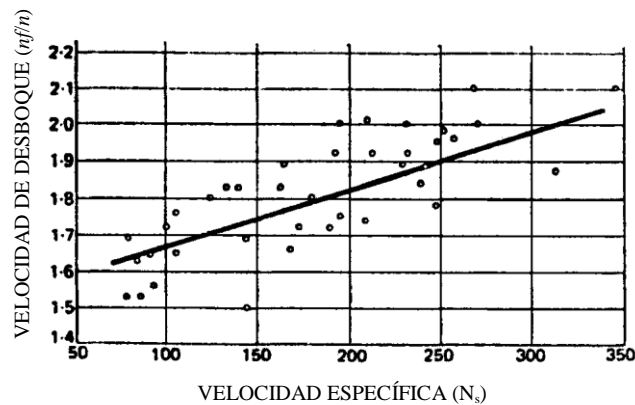


FIGURA A.4.3 Turbinas Francis (N_s) en unidades métricas con potencia en kW

Los datos disponibles marcan una dispersión, debido a que la relación entre la carga máxima y la nominal de la unidad varía dependiendo de la planta hidroeléctrica.

La carga nominal (h_r) de la turbina se define como aquella a la cual la turbina con álabes totalmente abiertos da la potencia nominal del generador (puede ser igual a la carga de diseño).

La función de interpolación se ha determinado considerando únicamente datos de plantas hidroeléctricas para las cuales la carga máxima no difiere en más del diez por ciento de la carga nominal (h_r).

$$n_f/n = 1.52 + 1.52 \times 10^{-3} \times N_s$$

Para plantas con variación considerable en sus cargas, una aproximación del valor de (n_f) se puede obtener incrementando el valor dado por la función de interpolación en proporción de la raíz cuadrada de la relación de cargas máxima a nominal.

La relación n_f/n varía aproximadamente entre el 160 a 200 por ciento en este tipo de turbinas.

A.4.1.2 Velocidad de desboque en turbinas Kaplan

La relación entre la frecuencia de rotación de desboque (n_f) y la frecuencia de rotación nominal (n) expresada como una función de la velocidad específica (N_s) se da en la figura A.4.4, y la función de interpolación es

$$n_f/n = 2.44 + 2.04 \times 10^{-4} N_s$$

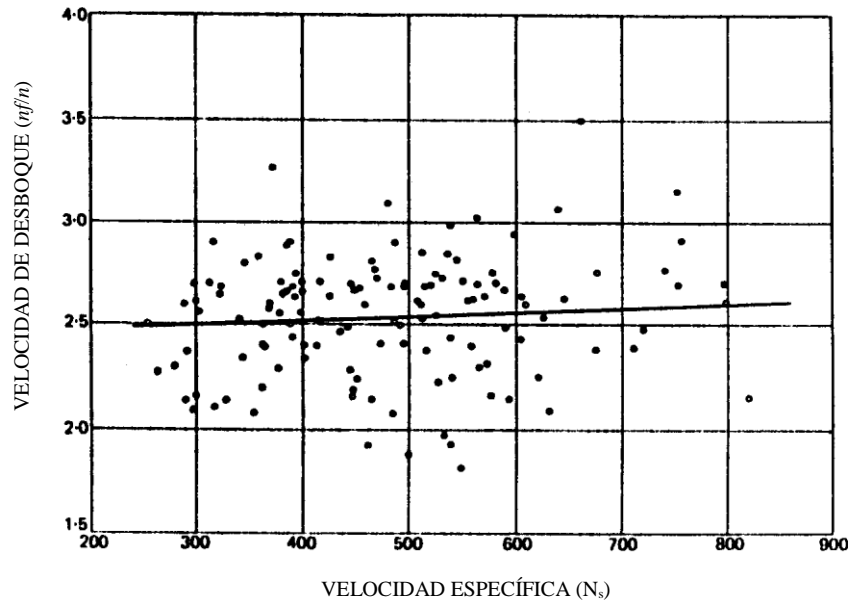


FIGURA A.4.4 Turbinas Kaplan

El rango de variación de la frecuencia de rotación de desboque es ligeramente de 250 a 260 % de la frecuencia de rotación nominal.

El rango de variación tan pequeño de (n_f) se debe a el ajuste de los álabes del rodete de la turbina.

A.4.1.3 Velocidad de desboque en turbinas Pelton

El coeficiente n_f/n , (relación entre la velocidad de desboque y la nominal) necesario para definir el diseño del generador, se expresa como una función de la velocidad específica (N_{sj}) en la figura A.4.5 No se da una función de interpolación por la alta dispersión de los datos disponibles.

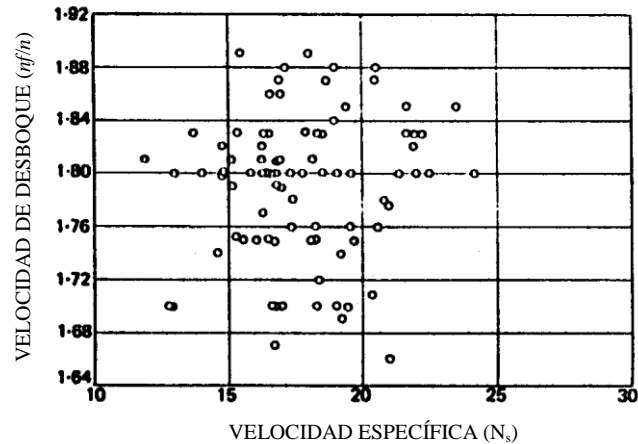


FIGURA A.4.5 Turbinas Pelton (Referencia 2)

El origen más probable de esta dispersión puede atribuirse a la considerable variación de la frecuencia de rotación de desboque con el número de chiflones en operación. Las variaciones de carga y efectos de ventilación amplifican la dispersión, la figura A.4.5, muestra que el 50 por ciento de los datos examinados están confinados dentro del rango de 176 a 184 por ciento, que se pueden considerar satisfactorios para estimaciones preliminares.

ANEXO 5

A.5.1 Sobrepresión

Debe revisarse en las turbinas de reacción la sobrepresión máxima alcanzada en la carcasa, debido a un rechazo de energía en el sistema. La teoría de la Hidráulica de Transitorios, se analiza con detalle en el Tema correspondiente (Golpe de ariete y pozo de oscilación), del programa de la asignatura Hidráulica de Máquinas y Transitorios.

Es importante determinar la sobrevelocidad y la sobrepresión en la turbina para diferentes tiempos de cierre de los álabes del distribuidor, con el fin de seleccionar el tiempo de cierre más adecuado.

La sobrepresión puede determinarse de una manera rápida y sencilla utilizando las cartas de Lorenzo Allievi. Se utilizan para estudios preliminares. Estas cartas han sido construidas suponiendo que el área efectiva de la descarga varía uniformemente con el tiempo, a consecuencia de esto no necesariamente proporcionan una estimación exacta de la máxima presión cuando el mecanismo de descarga es una turbomáquina o cuando la operación de cierre de una válvula no es uniforme.

Las cartas de Allievi toman en cuenta las pérdidas de carga en el conducto, el cual puede ser un factor de importancia en algunos casos.

Los ejes coordinados rectangulares de las cartas de Allievi corresponden a dos parámetros llamados

Constante de la tubería; $aVo/2g Ho = \rho$

y la constante de tiempo; $aTc/2L = \theta$

donde

a	velocidad de propagación de la onda de presión
Vo	velocidad inicial antes del cierre o velocidad final en una apertura
Ho	carga estática inicial, para un cierre, esta se toma como la carga neta; en una apertura; es la carga estática sin descontar las pérdidas de carga en la conducción
Tc	tiempo de cierre o de operación de los mecanismos de descarga
L	longitud efectiva del conducto

Las figuras A.5.1, A.5.2 y A.5.3, muestran las cartas de Lorenzo Allievi para rechazo y demanda respectivamente.

Las sobre presiones permisibles obtenidas por la experiencia para plantas hidroeléctricas interconectadas a un sistema eléctrico es de 30% a 35%.

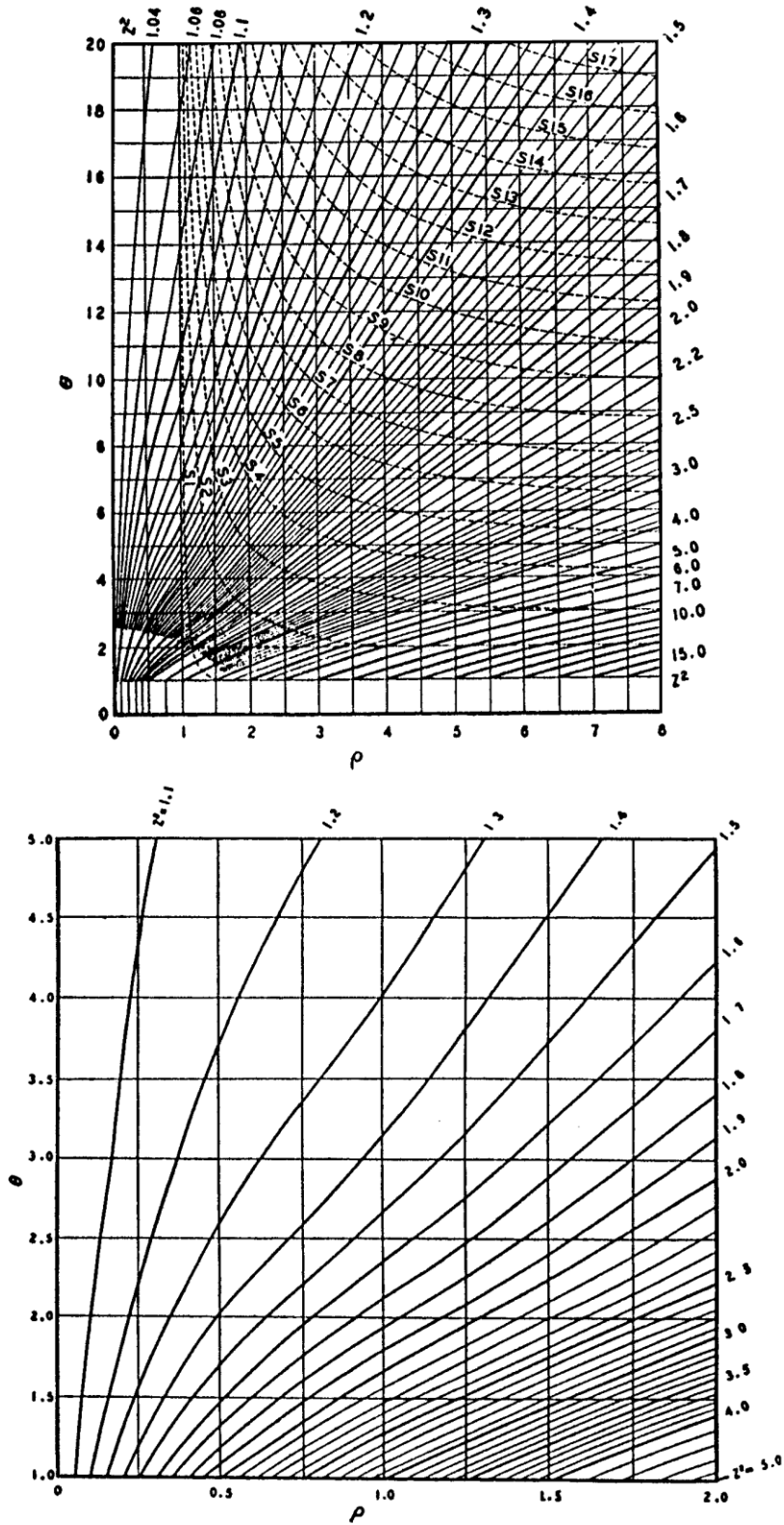


FIGURA A.5.1 Cartas de Allievi. Aumento de presión.(Referencia 4)

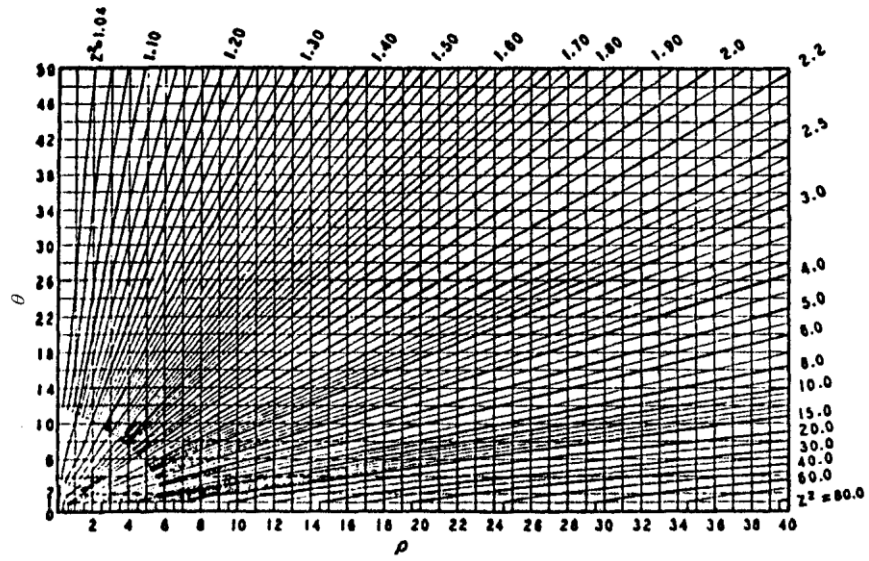


Figura A.5.2 Cartas de Allievi. Aumento de presión.

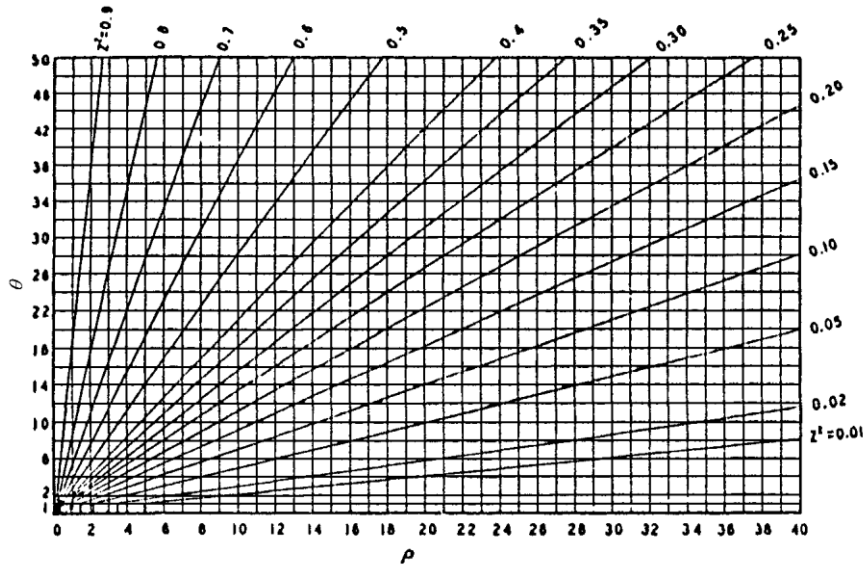


Figura A.5.3 Cartas de Allievi. Caída de presión (Referencia 4)

ANEXO 6

A.6.1 Similitud hidráulica

Las máquinas hidráulicas se consideran homólogas cuando la relación de las dimensiones en todas las direcciones es la misma, o cuando los ángulos característicos correspondientes son los mismos.

Las máquinas hidráulicas homólogas también tienen similitud hidráulica.

Si el gasto de descarga, potencia, velocidad y eficiencia de un rodete de una turbina de diámetro dado son conocidos para una carga dada, el gasto de descarga, potencia y velocidad de un rodete homólogo de otro diámetro bajo una carga también diferente para la misma eficiencia, se pueden calcular con las expresiones de similitud siguientes.

Para diámetro constante

$$\begin{aligned} Q_2/Q_1 &= (H_2/H_1)^{0.5} \\ P_2/P_1 &= (H_2/H_1)^{1.5} \\ n_2/n_1 &= (H_2/H_1)^{0.5} \end{aligned}$$

Para carga constante

$$\begin{aligned} Q_2/Q_1 &= (D_2/D_1)^2 \\ P_2/P_1 &= (D_2/D_1)^2 \\ n_2/n_1 &= D_1/D_2 \end{aligned}$$

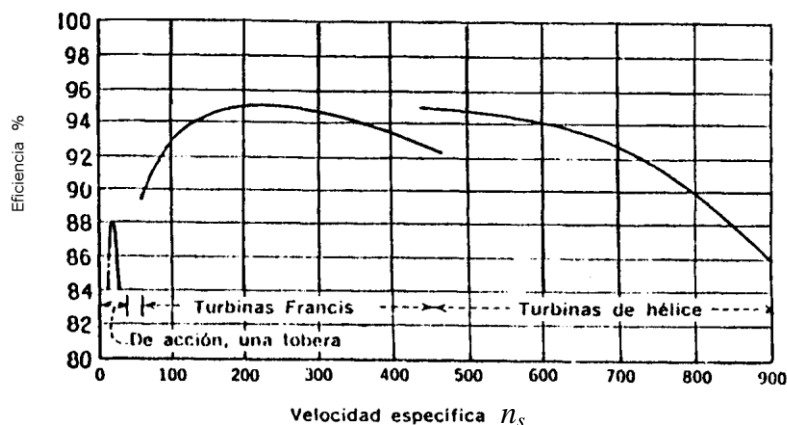
Donde, para diferentes condiciones

Q_1 y Q_2	gasto de descarga de la turbina
P_1 y P_2	potencia de la turbina
n_1 y n_2	velocidad de rotación
D_1 y D_2	diámetro del rodete de la turbina
H_1 y H_2	carga

Las ecuaciones anteriores son exactas para la mayoría de los propósitos, sin embargo, la suposición de que la eficiencia sea la misma para diferentes tamaños de máquinas hidráulicas no es correcta. Las diferencias en las pérdidas de fricción debida a la rugosidad de la superficie y la longitud de los conductos y ligeras variaciones en la similitud geométrica, requieren ajustar la eficiencia entre las máquinas hidráulicas aparentemente homólogas.

Las máquinas grandes tienen alta eficiencia.

La tendencia de la variación de la eficiencia máxima como función de la velocidad específica se ilustra en la figura A.6.1.

FIGURA A.6.1 n_s en sistema métrico con potencia en CV (Referencia 5)

Estos son valores óptimos aplicables a las grandes turbinas.

En pequeñas turbinas, por bueno que sea su proyecto, no deben esperarse cifras de eficiencia tan elevadas como las mostradas en figura.

Una razón que justifica esta diferencia entre las turbinas grandes y chicas es la que se refiere a las fugas relativas de gasto. En las turbinas grandes, las pérdidas por fuga son muy pequeñas, del orden del uno por ciento. En los rodets pequeños, las holguras no pueden disminuirse en la misma proporción que las demás dimensiones.

El efecto del tamaño sobre la eficiencia de una turbina es importante al transferir a los prototipos los resultados de los ensayos efectuados sobre modelos pequeños.

Para las turbinas Francis y tipo Kaplan de álabes ajustables, la transferencia puede hacerse aplicando la fórmula de Moody.

$$(1 - e_1) / (1 - e) = (D/D_1)^{0.2}$$

Esta fórmula es aplicable sólo a las máquinas homólogas, como es natural. Tiene cierta base teórica y da resultados satisfactorios en la práctica.

La fórmula anterior no es aplicable a la turbina Pelton y se supone que la eficiencia de ésta es prácticamente independiente de su tamaño, dado que no puede hablarse en este caso de pérdidas por fugas.

A.6.2 Rango permisible de carga

La velocidad periférica a la entrada del rodete de una turbina en relación a la velocidad del agua en la carcaza afecta las características de la eficiencia y de la cavitación.

La amplitud permisible con respecto a la carga de diseño, a la cual su relación es óptima, ha sido encontrada a través de la experiencia como sigue, en por ciento de la carga de diseño.

Tipo de turbina	Carga máxima (por ciento)	Carga mínima (por ciento)
Francis o de reacción	125	65
Kaplan alabes fijos	110	90
Kaplan alabes ajustables	125	65

Carga máxima se define como la carga bruta que resulta de la diferencia de elevaciones entre el máximo nivel en el embase (NAMO, nivel de aguas máximo de operación) y el nivel en el desfogue, con una unidad operando al vacío (El gasto de descarga aproximadamente 5 por ciento del gasto máximo de descarga) en este caso las pérdidas de carga son despreciables.

Carga mínima es la carga neta resultante de la diferencia en elevación entre el mínimo nivel del embalse (NAMINO, nivel de aguas mínimo de operación) y el nivel en el desfogue, menos las pérdidas de carga operando todas las turbinas con álabes totalmente abiertos.

ANEXO 7

A.7.1 Ejemplos de Regulación, Sobrevelocidad, velocidad de desboque y sobrepresión

A.7.1.1 Regulación

Revisión para potencia de diseño en este caso es igual a la potencia nominal.

- a. Inercia de las masas rodantes (tiempo de arranque mecánico).

GENERADOR

Potencia nominal	257.5 MW
Capacidad	271.1 KVa
Factor de potencia	0.95
WR^2 generador	$= 15\,970 (271\,053 / (138.46)^{1.5})^{1.25}$
WR^2 generador	$= 9\,542\,004 \text{ Kg-m}^2$
WR^2 turbina	$= 1\,446 (263\,000 / (138.46)^{1.5})^{1.25}$
WR^2 turbina	$= 832\,013 \text{ Kg-m}^2$
WR^2 total	$= 10\,374\,017 \text{ Kg-m}^2$

La inercia de las masas rodantes es

$$T_m = 10\,374\,017 \times (138.46)^2 / (90.4 \times 10^6 \times 263)$$

$$T_m = 8.37 \text{ seg.}$$

Inercia de la tubería (Tiempo necesario para poner en movimiento la masa de agua contenida en los conductos.

$$T_a = \sum l_i V_i / g H$$

$$H = H_d \text{ (para la revisión)}$$

De la geometría de la conducción

L (m)	V (m/s)	A (m ²)	LV	LA
14.6	6.9	36.98	100.74	539.91
99.96	5.07	50.27	506.80	5024.99
8.0	5.75	44.37	46.00	354.96
63.6	6.63	38.48	421.66	2447.33
186.16			1075.2	8367.19

Desfogue

80	2.97	85.8	237.6	6846.0
266.16			1312.8	15231.19

donde

- L* longitud del tramo considerado
- A* área transversal de la sección
- V* velocidad media para *Q* considerado

$$T_a = 1312.8 / 9.81 \times 134 = 0.9987 \text{ seg.}$$

$$T_a = 1 \text{ seg.}$$

La razón $T_m/T_a = 8.37 > 2$, se establece que existe buena regulación de la unidad.

Utilizando las curvas de límite de estabilidad propuesta por Gordon

$$T'a = 1075.2 / 9.81 \times 134 = 0.82 \text{ seg.}$$

$$T_g = T_c + 1 \text{ (Tiempo de apertura de álabes)}$$

<i>T_c</i>	<i>T_g</i>	<i>T_m/T_g</i>	<i>T'a/T_c</i>
4	5	1.68	0.21
6	7	1.20	0.14
8	9	0.93	0.10
10	11	0.76	0.08
12	13	0.65	0.07

Los valores (T_m/T_g) y ($T'a/T_c$) se grafican sobre las curvas de estabilidad de Gordon.

A.7.1.2 Sobrevelocidad

Revisión de la sobrevelocidad para diferentes tiempos de cierre.

$$A \quad \frac{\Delta n}{n} = \left(\frac{T_c + T_m + T_a}{T_m} \right)^{0.5} - 1$$

T_c	An / n	$An \%$
4	0.263	26.3
6	0.354	35.4
8	0.439	43.9
10	0.520	52.0
12	0.596	59.6

A.7.1.3 Sobrepresión

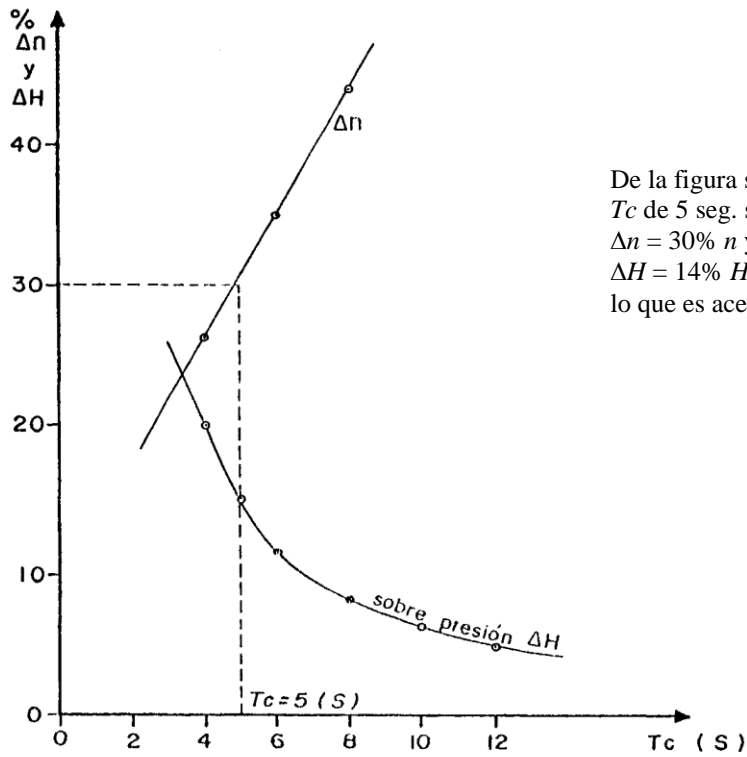
Revisión de la sobrepresión producida por el golpe de ariete para diferentes tiempos de cierre, utilizando las cartas de Lorenzo Allievi.

$$\begin{aligned} \theta &= aT_c / L & \rho &= aV_o / 2g H_o \\ a &= 1\,400 \text{ m/s} \\ V_o &= (Q L_{ivi} / (L_i A_i))^{0.5} \text{ (Vel. equivalente)} \\ V_o &= (225 \times 1075.2 / 8367.19)^{0.5} = 5.38 \text{ m/s} \\ \rho &= 1\,400 \times 5.38 / 19.62 \times 148 = 2.59 \end{aligned}$$

Esta revisión se realiza para la condición más desfavorable, es decir para $H_{\text{máx}}$ sobre la turbina.

$$H_o = \text{Elev } 127.00 - 2 - 67 = 148 \text{ m.}$$

T_c	0	$Z^2_{\text{máx.}}$	$AH \%$
4	15.0	1.20	20
5	18.8	1.15	15
6	22.7	1.12	12
8	30.1	1.09	9
10	37.6	1.07	7
12	45.1	1.05	5



De la figura se observa que para un tiempo de cierre T_c de 5 seg. se tiene una $\Delta n = 30\% n$ y $\Delta H = 14\% H_{m\acute{a}x}$ lo que es aceptable

A.7.1.4 Velocidad de desboque

$$nf/n = (1.52 + 1.52 \times 10^{-3} \times 155.75) = 243.69$$

$$nf = 243.69 \text{ rpm}$$

A.7.2 Ejemplo de regulación de la turbina Pelton

A.7.2.1 Regulación de la turbina

La inercia de la tubería es

$$T_a = 930 \times 4.95 / 9.81 \times 517.75 = 0.91 \text{ s}$$

El tiempo de arranque de las partes móviles de la turbina y el generador, deberá ser mayor de 1.8 s.

T_m s	WR ² requerido
1.80	122 489
2	136 096
4	276 192
5	340 240
6	408 289
8	544 384

El momento volante del generador es

$$WR^2 = 15\,970 (96\,700 / 360^{1.5})^{1.25} = 438\,552$$

despreciando el WR² de la turbina, se puede adoptar un $T_m = 6$ s.

REFERENCIAS

1. U.S.B.R., "Selecting Hydraulic Reaction Turbines," (A Water Resource Technical Publication), United States Department of The Interior, Bureau of Reclamation, Denver, Co., USA, 1976.
2. International Water Power & Dam Construction. Revista, agosto 1976, diciembre 1977, enero 1978, diciembre 1978. Global Trade Media, United Kingdom.
3. Chaudhry, M.H., Applied Hydraulic Transients, Van Nostrand Reinhold Co., New York, Usa, 1979.
4. Rich, George R. Hydraulic Transients. Dover Publications, Inc., New York, Usa, 1963.
5. Daugherty, R.L. & Ingersoll, A.C., Fluid Mechanics, Mcgraw-Hill, New York, Usa, 1954
6. Mosonyi, E., Water Power Development, Vol. 1 & 2, Publishing House Of The Hungarian Academy Of Sciences, Budapest, Hungary, 1963.
7. Comisión Federal de Electricidad, Documentación proporcionada por fabricantes de turbinas hidráulicas y generadores eléctricos, México, 1976.
8. Escher Wyss AG, Revista, Zurich, Switzerland, 1966-1969.
9. Selecting Hidraulic Reaction Turbines.- U.S.B.R.- 1976
10. Revista Costruzioni meccaniche "Riva", Milano, Italia