



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ANÁLISIS, CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DE UNA TURBINA FRANCIS

Alumno: Raquel Carmona Victoria

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Junio, 2014



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ANÁLISIS, CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DE UNA TURBINA FRANCIS

Alumno: Raquel Carmona Victoria

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Se muestran dos firmas manuscritas en tinta azul. La firma superior es más grande y elaborada, mientras que la inferior es más compacta y sencilla.

Junio, 2014

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	10
INTRODUCCIÓN.....	12
2.1.- Definición de turbomáquina.	13
2.2.- Clasificación de las turbomáquinas según la compresibilidad del fluido.	13
2.3.- Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas.	14
2.3.1.- Clasificación según la función que desempeñan.	14
2.3.2.- Clasificación según la dirección de entrada del fluido	16
2.3.3.- Clasificación según la presión en el rodete	18
2.3.4.- Clasificación según el grado de admisión del rodete	20
2.3.5.- Clasificación según la disposición del eje de giro.....	20
2.4.- Aplicación de las turbinas hidráulicas	20
2.5.- Turbinas Francis	21
2.5.1.- Clasificación según la forma del rodete	22
2.5.2.- Clasificación según el tipo de instalación	22
2.5.3.- Clasificación según el número de flujo	24
2.5.4.- Clasificación según la disposición del eje	25
2.5.5.- Clasificación según la altura del salto	26
2.6.- Elementos principales de las turbinas Francis.....	26
2.6.1.- Cámara espiral	27
2.6.2.- Predistribuidor	30
2.6.3.- Distribuidor Fink	30
2.6.4.- Rodete.....	34
2.6.5.- Tubo de aspiración.....	36
OBJETO	38
MATERIALES Y MÉTODOS.....	40
4.1.- Conceptos en turbinas: Alturas, Energías, Caudales, Potencias, Pérdidas y Rendimientos.	41
4.1.1.- Alturas o energías	41
4.1.2.- Caudales	41
4.1.3.- Potencias.....	41
4.1.4.- Pérdidas	42
4.1.5.- Rendimientos	42
4.2.- Métodos para el estudio de las turbinas	42
4.3.- Semejanza geométrica, cinemática y dinámica.....	44
4.4.- Análisis dimensional.....	45
4.5.- Velocidad específica	51
4.6.- Fenómeno de cavitación	53

4.7.- Curvas características.....	55
4.8.- Descripción del banco de ensayo	57
4.9.- Características constructivas y funcionales de las maquinas y aparatos.....	59
REALIZACIÓN DE ENSAYOS EN EL LABORATORIO	62
LIMITACIONES DEL ENSAYO	67
6.1.- Posibles soluciones.....	69
RESULTADOS	75
DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS.....	85
BIBLIOGRAFÍA	88
ANEXO I. REPORTAJE FOTOGRÁFICO DEL BANCO DE ENSAYO.....	91
ANEXO II. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA TURBINA.....	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Máquina gravitatoria.....	14
Figura 2. 2. Rueda hidráulica de alimentación lateral.	14
Figura 2. 3. Rueda hidráulica con álabes rectos.	15
Figura 2. 4. Rueda hidráulica de impulsión inferior.	15
Figura 2. 5. Rueda de paletas.	15
Figura 2. 6. Turbina Banki.	16
Figura 2. 7. Turbina axial.	17
Figura 2. 8. Turbina radial.	17
Figura 2. 9. Turbina tangencial.	18
Figura 2. 10. Turbina de acción.	19
Figura 2. 11. Turbina de reacción.	19
Figura 2. 12. Rango de utilización de los distintos tipos de turbina.	21
Figura 2. 13. Instalación de tipo cerrado.	23
Figura 2. 14. Instalación de tipo abierto de eje horizontal.	24
Figura 2. 15. Elementos de una turbina Francis.	27
Figura 2. 16. Cámara abierta.	27
Figura 2. 17. Cámara cerrada.	28
Figura 2. 18. Cámara sinfónica.	28
Figura 2. 19. Zona de aplicación de los diversos tipos de cámara espiral.	28
Figura 2. 20. Secciones diversas de cámara espiral.	29
Figura 2. 21. Distribuidor de una turbina de reacción.	31
Figura 2. 22. Distribuidor Fink.	32
Figura 2. 23. Esquema de regulación interior (dibujo de la firma EscherWyss).	33
Figura 2. 24. Alabe directriz de un distribuidor Fink.	34
Figura 2. 25. Rodetes de turbinas Francis.	34
Figura 2. 26. Rodete Francis lento, $\beta_1 > 90$	35
Figura 2. 27. Rodete Francis normal, $\beta_1 = 90$	35
Figura 2. 28. Rodetes Francis rápidos, $\beta_1 < 90$	36
Figura 4. 1. Diagrama de Moody.	50
Figura 4. 2. Curvas características típicas.	51
Figura 4. 3. Curvas de potencia.	55
Figura 4. 4. Curvas de par motor.	56
Figura 4. 5. Curvas de caudal.	56
Figura 4. 6. Curvas en colina.	56
Figura 4. 7. Curva de rendimientos.	57
Figura 6. 1. Material necesario.	71
Figura 6. 2. Fijación del brazo al eje del motor.	72
Figura 6. 3. Sistema listo para su uso.	72
Figura 6. 4. Freno Prony.	74

Figura 7. 1. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura total.....	77
Figura 7. 2. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura media.....	77
Figura 7. 3. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.	77
Figura 7. 4. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura total.....	78
Figura 7. 5. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura media.....	78
Figura 7. 6. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.	78
Figura 7. 7. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura total.	79
Figura 7. 8. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura media.....	79
Figura 7. 9. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.....	79
Figura 7. 10. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura total.	80
Figura 7. 11. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura media.	80
Figura 7. 12. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.	80
Figura 7. 13. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.	81
Figura 7. 14. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.	81
Figura 7. 15. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.	81
Figura 7. 16. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.	82
Figura 7. 17. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.	82
Figura 7. 18. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.....	82
Figura 7. 19. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.	83
Figura 7. 20. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.	83
Figura 7. 21. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.	83
Figura 7. 22. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.	84
Figura 7. 23. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.	84
Figura 7. 24. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.	84
Figura 10. 1. Base y depósito principal.	92
Figura 10. 2. Depósito secundario.	92
Figura 10. 3. Canal lateral.	93
Figura 10. 4. Electrobombas para las turbinas Francis y Pelton.	93
Figura 10. 5. Tuberías de alimentación para la turbina Pelton y Francis.	94
Figura 10. 6. Dinamo-freno.	94
Figura 10. 7. Cuadro de mandos.....	95
Figura 10. 8. Indicadores de caudal para la turbina Pelton y Francis.	96
Figura 10. 9. Manómetro diferencial de mercurio.	96
Figura 10. 10. Tuberías para ensayo de pérdida de carga.	97
Figura 10. 11. Vertederos.....	97
Figura 10. 12. Toberas para ensayo de descarga de orificio horizontal.....	98
Figura 10. 13. Fluxímetro.	98
Figura 10. 14. Válvulas y aparatos de control para golpe de ariete.....	99

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 5. 1. Modelo de la "Hoja de Excel" utilizada	65
Tabla 5. 2. Continuación Tabla 5.1.	66
Tabla 6. 1. Coeficiente corrector medio para cada grado de apertura.	69
Tabla 6. 2. Valores de caudal con el coeficiente corrector proporcionado por el fabricante. Cd= 0.6385.	70
Tabla 6. 3. Valores de caudal con el coeficiente corrector medio calculado para cada uno de los valores.	70
Tabla 11. 1. Densidad del agua y aceleración gravedad.....	101
Tabla 11. 2. Áreas y diámetros de entrada y salida.	101
Tabla 11. 3. Coeficiente corrector para las distintas aperturas.....	101
Tabla 11. 4. Rango 1 y 2 apertura máxima.	102
Tabla 11. 5. Rango 3 y 4 apertura máxima.	103
Tabla 11. 6. Rango 5 y 6 apertura máxima.	104
Tabla 11. 7. Rango 7 apertura máxima.	105
Tabla 11. 8. Rango 1 y 2 apertura media.....	106
Tabla 11. 9. Rango 3 apertura media.	107
Tabla 11. 10. Rango 1 y 2 apertura 1/4.	108

LISTADO DE SÍMBOLOS

a	Aceleración
g	Aceleración de la gravedad
H_s	Altura de aspiración
b_1	Altura del rodete a la entrada
H_e	Altura efectiva
H_n	Altura neta
H_u	Altura real
β_1	Ángulo de entrada
A_1	Área de entrada diafragma
A_2	Área de salida diafragma
Q	Caudal
Q_p	Caudal perdido
Q_t	Caudal total
Q_u	Caudal útil
ξ_1	Coeficiente característico de la velocidad de arrastre
k_{m1}	Coeficiente característico de la velocidad de gasto a la entrada
c_d	Coeficiente corrector
e	Constante de valor 9.550
ρ	Densidad
d_1	Diámetro de entrada diafragma
D	Diámetro del rodete
D_3	Diámetro del tubo de aspiración
d_2	Diámetro de salida diafragma
Y	Energía intercambiada entre el rotor y el fluido
F	Fuerza
ε	Grado de reacción
I	Intensidad
L	Longitud del brazo
m	Masa
n	Número de revoluciones
T	Par motor
h_{fh}	Pérdidas hidráulicas
h_{fo}	Pérdidas orgánicas
F_w	Peso
γ	Peso específico
W	Potencia
W_m	Potencia efectiva, mecánica
W_{ele}	Potencia eléctrica
W_h	Potencia neta, hidráulica

W_r	Potencia real
p	Presión
p_1	Presión de entrada
p_2	Presión de salida
η_{ele}	Rendimiento eléctrico
η_g	Rendimiento global
η_{man}	Rendimiento manométrico, hidráulico
η_{mec}	Rendimiento mecánico, orgánico
η_{tot}	Rendimiento total
η_v	Rendimiento volumétrico
k	Rugosidad
V	Tensión
Δh	Variación de presión entre la entrada y la salida
c_1	Velocidad absoluta del fluido a la entrada
c_2	Velocidad absoluta del fluido a la salida
Ω	Velocidad angular de giro
c_{m1}	Velocidad de gasto a la entrada del rodete
N	Velocidad de giro
n_q	Velocidad específica
n_s	Velocidad específica de funcionamiento
u_1	Velocidad del rodete a la entrada
u_2	Velocidad del rodete a la salida
μ	Viscosidad

RESUMEN

Este Trabajo Fin de Grado se ha basado en la obtención de los datos necesarios en laboratorio para poder caracterizar la turbina Francis que se encuentra en el laboratorio 005 de Mecánica de Fluidos, del edificio A de la Escuela Politécnica Superior de Linares.

Lo primero que se expone en este Trabajo son las bases necesarias para conocer en profundidad la turbina. Para ello, se estudian conceptos de termodinámica, de turbomáquinas y los métodos y materiales concretos para la caracterización de la misma.

Una vez tenemos los conocimientos teóricos, se lleva a cabo la medición de los parámetros, medición que tuvo lugar durante varias semanas en el laboratorio anteriormente citado.

El tratamiento de los datos obtenidos en laboratorio se lleva a cabo mediante hojas de “Excel”, en las cuales introducimos los datos y obtenemos las curvas características deseadas. La obtención de curvas características es el procedimiento óptimo para la caracterización de la turbina; con ellas, se pueden interpretar los datos y compararlos con los teóricos.

Con todo lo expuesto, se realiza una discusión de los datos obtenidos y se procede a dar una conclusión, la caracterización de la turbina. También se describen los problemas encontrados durante el ensayo y se dan posibles soluciones para su resolución.

INTRODUCCIÓN

2.1.- Definición de turbomáquina.

Una turbomáquina es aquella máquina de fluido en la cual el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes o paletas, que se denomina rotor. (Mataix, 1.975, 39).

El funcionamiento de las turbomáquinas se basa en la ecuación de Euler, que expresa la energía intercambiada entre el rotor y el fluido por cada Kg de fluido que atraviesa el rotor. (Mataix, 1.975, 40).

$$Y = u_1 \times c_1 - u_2 \times c_2 \quad \text{J/Kg} \quad (\text{Ec.1})$$

Y= Energía intercambiada entre el rotor y el fluido

u_1 = Velocidad del rodete a la entrada

u_2 = Velocidad del rodete a la salida

c_1 = Velocidad absoluta del fluido a la entrada

c_2 = Velocidad absoluta del fluido a la salida

2.2.- Clasificación de las turbomáquinas según la compresibilidad del fluido.

Aunque todo fluido real es compresible, en los líquidos, por ejemplo, la variación de la densidad, y por lo tanto del volumen específico, es tan pequeña que en general podrá despreciarse.

Ahora bien si el fluido experimenta una variación tal de la densidad en su paso a través de la máquina, que ésta no puede tratarse como una constante de diseño, se denominará térmica.

Por el contrario, si su estudio se hace sin tener cuenta la variación del volumen específico o densidad a través de la máquina, se denominará hidráulica. (Mataix, 1.975, 40).

2.3.- Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas.

2.3.1.- Clasificación según la función que desempeñan.

Según la función que desempeñen podemos clasificar las turbomáquinas hidráulicas en:

TURBOMÁQUINAS MOTRICES

Este tipo de turbomáquina recoge la energía cedida por el fluido que la atraviesa, y la transforma en energía mecánica, pudiendo ser de dos tipos:

- Dinámicas o cinéticas, como son por ejemplo las Ruedas Hidráulicas y Turbinas Hidráulicas.
- Estáticas o de presión, pudiendo ser, Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc.

Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía cinética o potencial del agua, en energía mecánica de rotación. A continuación se muestran los tipos más usuales de ruedas hidráulicas. (sisbib@2.005).

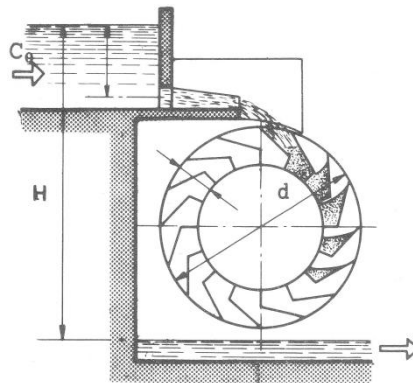


Figura 2. 1. Este tipo de máquina es puramente gravitatoria, por lo tanto, se desprecia el efecto cinético de la corriente.

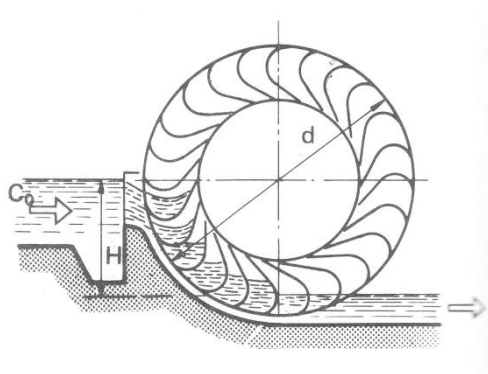


Figura 2. 2. Rueda hidráulica de alimentación lateral.

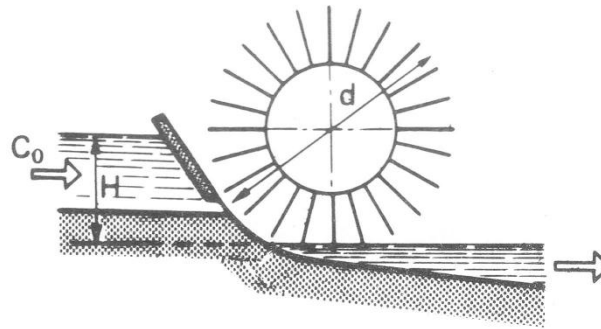


Figura 2. 3. Rueda hidráulica con álabes rectos.

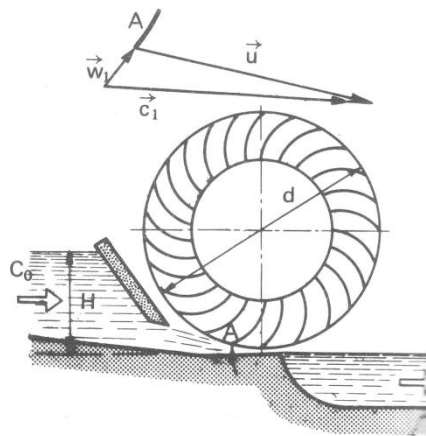


Figura 2. 4. Rueda hidráulica de impulsión inferior.

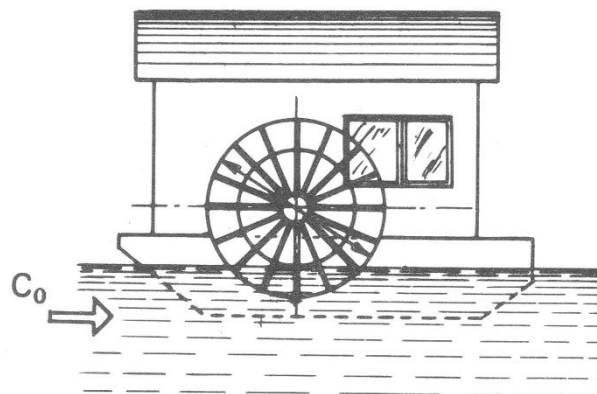


Figura 2. 5. Rueda de paletas.

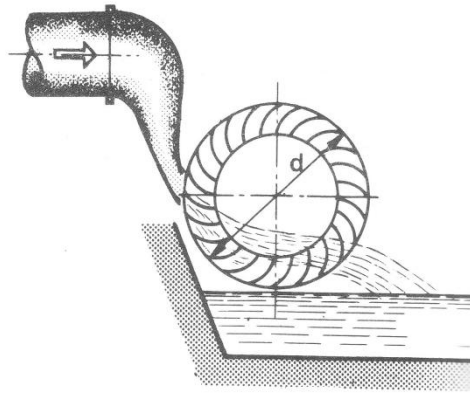


Figura 2. 6. Turbina Banki.

TURBOMÁQUINAS GENERATRICES

Estas turbomáquinas aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:

- Bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales.
- Hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores, proporcionan un empuje sobre la carena de un buque. (sisbib@2.005).

TURBOMÁQUINAS REVERSIBLES

Las turbomáquinas reversibles tanto generatrices como motrices, son las que ejecutan una serie de funciones que quedan aseguradas, mediante un rotor específico, siendo las más importantes:

- Grupos turbina-bomba, utilizados en centrales eléctricas de acumulación por bombeo.
- Grupos Bulbo, utilizados en la explotación de pequeños saltos y centrales mareomotrices. (sisbib@2.005).

GRUPOS DE TRANSMISIÓN O ACOPLAMIENTO

Estos grupos son una combinación de máquinas motrices y generatrices, es decir, un acoplamiento (bomba – turbina), alimentadas en circuito cerrado por un fluido, en general aceite. (sisbib@2.005).

2.3.2.- Clasificación según la dirección de entrada del fluido

Según la dirección de entrada del fluido en la turbina podemos clasificarlas en:

TURBINAS AXIALES

En las turbinas axiales toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en un cilindro coaxial con el eje de la turbina. La velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece de la componente radial, y, por tanto, la componente meridional coincide con la componente axial. A este tipo de turbinas pertenecen las Kaplan, las de bulbo o las de hélice, entre otras. (Mataix, 1.975, 45).

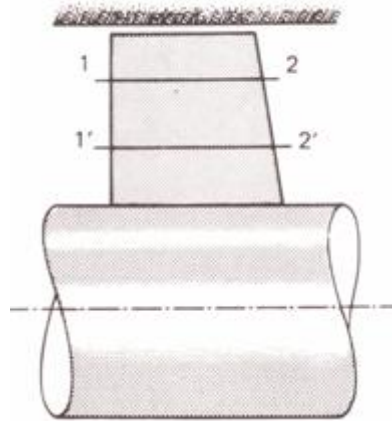


Figura 2. 7. Turbina axial.

TURBINAS RADIALES (CENTRÍPETAS Y CENTRÍFUGAS)

En este tipo de turbinas, toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en un plano transversal al eje de la turbina: la velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece de componente axial, y, por tanto la componente meridional coincide con la componente radial. (Mataix, 1.975, 45).

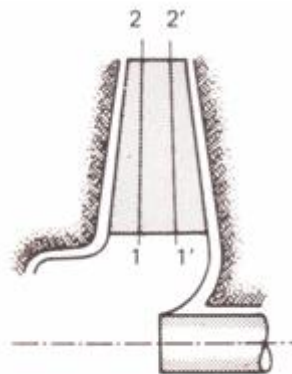


Figura 2. 8. Turbina radial.

Se denomina turbina radial centrífuga aquella en la que el agua va de dentro hacia fuera, y turbina radial centrípeta, cuando el agua va de fuera hacia dentro, como es el caso de la turbina Francis. (sisbib@2.005).

TURBINAS TANGENCIALES

En este tipo de turbinas toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en una superficie cónica o en una superficie cualquiera de revolución no desarrollable, como es el caso de La turbina Pelton. (Mataix, 1.975, 46).

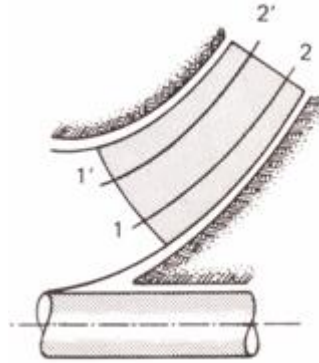


Figura 2. 9. Turbina tangencial.

2.3.3.- Clasificación según la presión en el rodete

La variación de presión (p_1-p_2) que sufre el flujo en el rodete es lo que define en cada turbomáquina la parte de reacción que tiene. El cociente entre esta variación y la variación total entre la entrada E y la salida S de la turbina ($p_E-p_S \approx \gamma \times H$), o de un escalonamiento cuando la máquina se compone de varias etapas, se llama grado de reacción (teórico) de la misma: (Agüera, 2.002, 467).

$$\epsilon = \frac{(p_1 - p_2)/\gamma}{H} \quad (\text{Ec. 2})$$

$\epsilon = 0$ para turbinas de acción

$\epsilon = 1$ para turbinas de reacción pura

Según esto, dependiendo del grado de reacción, podemos clasificar las turbinas en:

TURBINAS DE ACCIÓN O IMPULSIÓN

En este tipo de turbinas, el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua coinciden. Un ejemplo lo tenemos en la turbina Pelton; la transformación se hace íntegramente en los inyectores, o toberas, por lo que la presión

del flujo a la entrada y a la salida de las cucharas del rodete es la misma e igual a la atmosférica. (sisbib@2.005).



Figura 2. 10. Turbina de acción.

TURBINAS DE REACCIÓN O SOBREPRESIÓN

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los alabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, en energía cinética una parte y en energía de presión la otra.

El difusor o tubo de aspiración, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre. En las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete ($c_1 - c_2$), según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro. (sisbib@2.005).

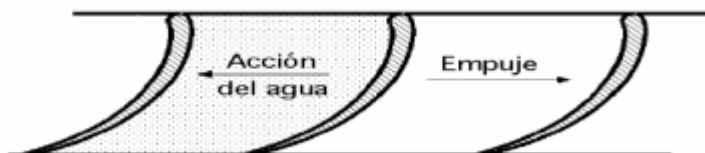


Figura 2. 11. Turbina de reacción.

2.3.4.- Clasificación según el grado de admisión del rodete

Considerando la alternativa de que los álabes del rodete estén sometidos parcial o simultáneamente a la acción del flujo de agua, podemos encontrarnos los siguientes tipos de turbinas: (betuco@1.995).

- Turbinas de admisión parcial
- Turbinas de admisión total

2.3.5.- Clasificación según la disposición del eje de giro

Atendiendo a la disposición del eje de giro podemos distinguir los siguientes tipos de turbinas: (Mataix, 1.975, 567).

- Turbinas de eje vertical
- Turbinas de eje horizontal

2.4.- Aplicación de las turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas sirven para aprovechar la energía de los saltos naturales de agua.

Las ventajas que presentan la explotación de estos saltos son entre otras las siguientes:

- No repercute en su economía, como en las centrales térmicas, el aumento del precio de los combustibles.
- Ahorro de combustible para otros fines: calefacción, transporte, industria química, etc.
- El kW x h producido en las centrales hidroeléctricas es 4-10 veces más barato que el producido en las centrales térmicas.
- Los grupos hidroeléctricos necesitan tan solo 0,5-1 minuto para la puesta en marcha, lo que facilita la explotación económica de la red, empleando éstos para las cargas punta, y haciendo marchar a carga constante las centrales térmicas convencionales y nucleares, que además tienen un tiempo de puesta en marcha y parada mucho más largo.
- Mayor rendimiento que las turbinas de vapor: las grandes turbinas hidráulicas alcanzan rendimientos del 92-95% y los grupos completos del 90%.

- Menos averías, y revisiones mas distanciadas (revisiones totales para cinco años y aun menos son posibles) que los grupo termoelectricos.
- Posibilidad de acumulación económica prácticamente ilimitada de energía eléctrica.
- Posibilidad de realización de grandes potencias unitarias. (Mataix, 1.975, 55).

Aunque cada explotación es distinta, porque es muy difícil que se dupliquen en la naturaleza las características hidráulicas de altura de salto y caudal, y consecuentemente cada turbina, que se ha de acomodar al salto, constituye un tipo distinto; prácticamente todos los tipos que actualmente se construyen pueden reducirse a cuatro grandes grupos: turbinas Pelton, turbinas Francis, turbinas Kaplan y turbinas Deriaz. (Mataix, 1.975, 55).

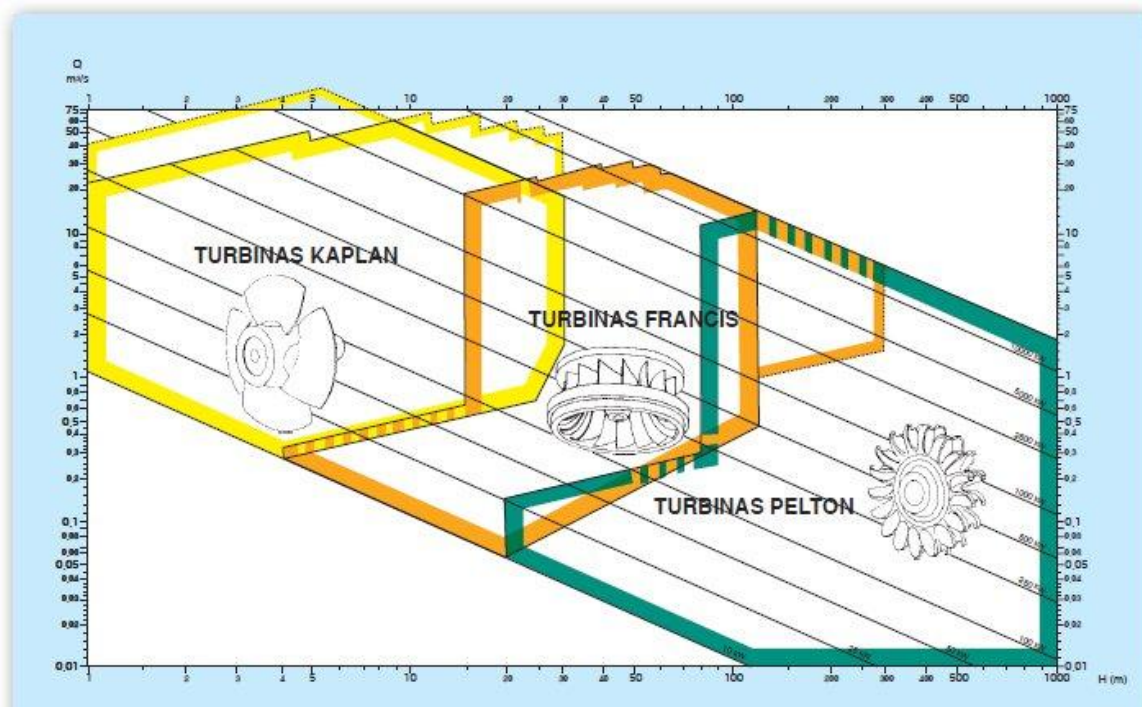


Figura 2. 12. Rango de utilización de los distintos tipos de turbina en función del caudal y del salto neto. Fuente: aulaweb@.

2.5.- Turbinas Francis

Este tipo de turbina es de reacción de flujo interno, que transforma la energía hidráulica en energía mecánica combinando conceptos tanto de flujo radial como de flujo axial. Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis (1.815-1.892) de origen inglés y que emigró a los Estados Unidos, donde fue encargado de realizar algunos aprovechamientos hidráulicos, utilizando turbinas centrípetas, esto es, de

recorrido radial del agua de afuera hacia dentro. Ya Samuel Dowd había obtenido una patente de la turbina centrípeta en 1838, pero los perfeccionamientos introducidos por Francis fueron de tal naturaleza que se le dio su nombre. (Polo, 1.975, 113).

En la actualidad este tipo de turbinas son las más frecuentes, porque cubren la gama de alturas netas y potencias más usuales.

Existen diversos tipos de clasificaciones de estas turbinas, dependiendo de factores como la forma del rodete, el tipo de instalación, el número de flujo, la disposición del eje y la altura del salto.

2.5.1.- Clasificación según la forma del rodete

Las turbinas Francis siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, en función de la forma de su rodete. El rodete es uno de los elementos principales de las turbinas, elemento que se explicará en profundidad en el apartado 2.6.4.

Haciendo uso de la ecuación fundamental de las turbinas en condiciones de rendimiento máximo $\alpha_2 = 90^\circ$ resulta:

$$c_1 \times u_1 = \eta_{\text{man}} \times g \times H_n \quad (\text{Ec.3})$$

El rendimiento manométrico oscila entre 0,85 y 0,95. (reca-corp@).

2.5.2.- Clasificación según el tipo de instalación

Según el tipo de instalación tenemos dos tipos:

INSTALACIÓN DE TIPO CERRADO

El agua es conducida hasta la turbina por tubería forzada que termina en la cámara espiral, de donde pasa por el predistribuidor y el distribuidor de álabes giratorios al rodete, y de aquí al canal de salida a través del tubo de aspiración. Figura 2.13. (Mataix, 1.975, 563).

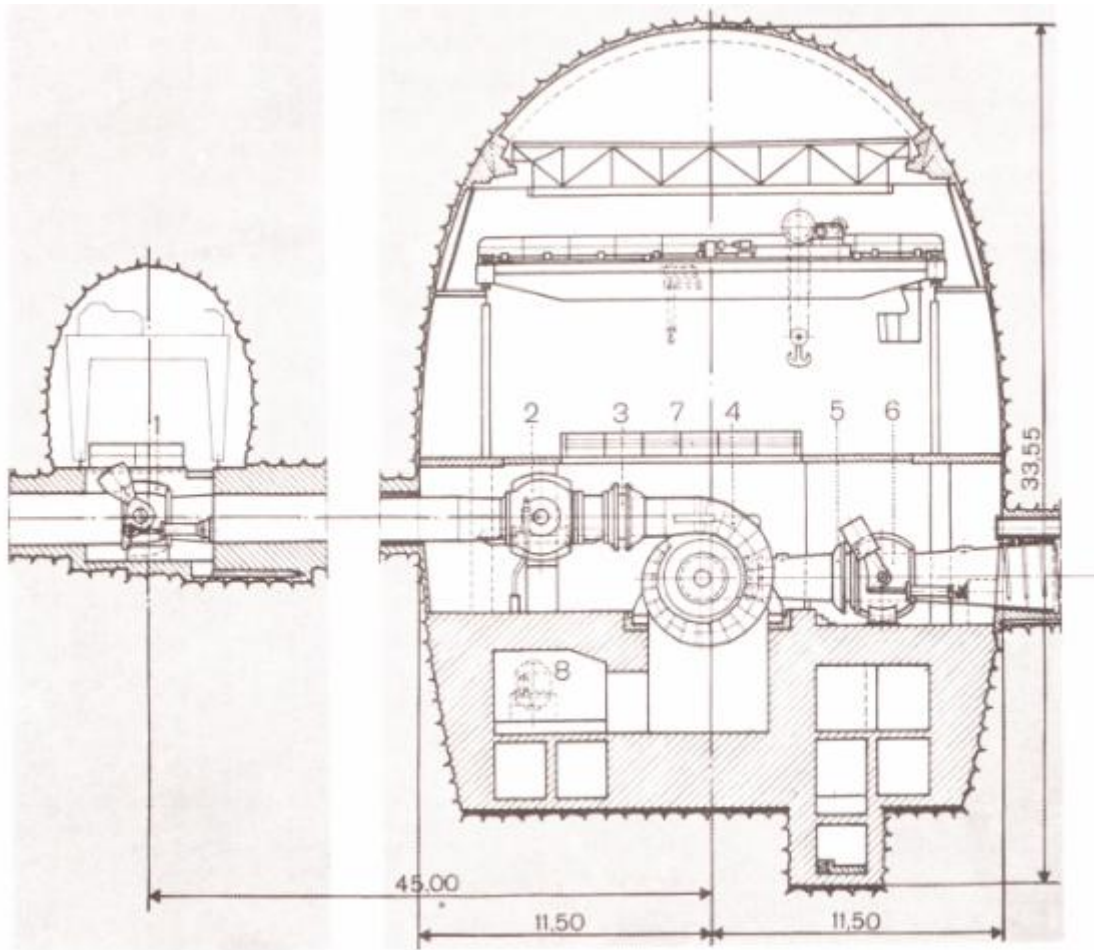


Figura 2. 13. Corte transversal de la central de acumulación por bombeo, por la galería de válvulas y la central. Instalación de tipo cerrado.

INSTALACIÓN DE TIPO ABIERTO O INSTALACIÓN EN CÁMARA DE AGUA

La turbina puede ser de eje vertical o eje horizontal. La cámara de agua puede ser abierta o con techo. La primera es apropiada para saltos muy pequeños hasta 6-9 metros. En la actualidad en esos saltos se utilizan exclusivamente las turbinas Kaplan, salvo en potencias muy pequeñas del orden de 4-1.500 kW. Si el salto es mayor la cámara de agua se construye con techo, formando entonces una cámara de presión alimentada por el conducto forzado. Figura 2.14. (Mataix, 1.975, 563).

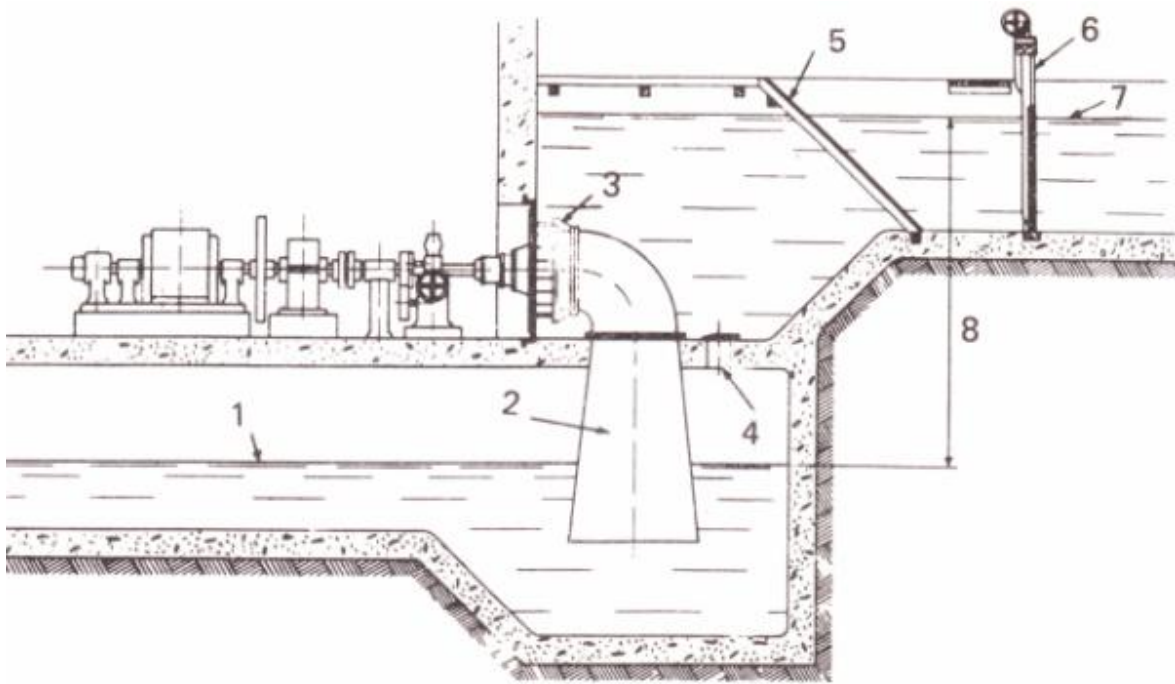


Figura 2. 14. Instalación de tipo abierto de eje horizontal.

2.5.3.- Clasificación según el número de flujo

Según el número de flujo distinguimos:

TURBINA FRANCIS SIMPLE O DE UN SOLO FLUJO

Este tipo de turbina es el común, el que se explicará durante todo el proyecto. (Mataix, 1.975, 564).

TURBINA FRANCIS GEMELA O DE DOS FLUJOS

Las turbinas Francis gemelas poseen un rodete de doble admisión y absorben, por tanto, caudal doble. Este tipo de turbinas tiene un $n_s\sqrt{2}$ veces mayor que la turbina Francis simple con rodete de la misma geometría. En la actualidad se construyen solo ocasionalmente. Estas turbinas suelen construirse con cámara espiral y distribuidor único, rodete doble y tubo de aspiración simple o doble.

A pesar de que en estas turbinas el eje del grupo es más largo, y de que, además de un rodete dobles están provistas de doble codo de evacuación y doble tubo de aspiración, resultan tanto o más económicas que las turbinas simples convencionales ya que: las dimensiones de la turbinas son más reducidas y para la misma P y H_n es mayor, con la consiguiente economía en el alternador. Otras ventajas son la disposición horizontal que simplifica el servicio y las revisiones y permite en terreno volcánico, la instalación de turbinas y alternador sobre un macizo de hormigón común, de manera que la amplitud de la sacudida sísmica es idéntica para ambas maquinas, evitándose la deformación del eje. Si la potencia de la turbina es elevada, o si las variaciones de nivel del canal de salida

son importantes, de manera que es preciso mantener el alternador al abrigo de las crecidas, se recurre casi siempre a la disposición vertical, a la cual se adapta mejor la turbina simple. (Mataix, 1.975, 564).

2.5.4.- Clasificación según la disposición del eje

Según la disposición del eje tenemos:

- Turbina Francis de eje vertical
- Turbina Francis de eje horizontal

La disposición vertical se ha impuesto cada vez más sobre todo en las grandes potencias; pero también en potencias medias y pequeñas por las ventajas siguientes:

- Superficie mínima requerida por la central. A veces la topografía del terreno es tal que el embalse se construye entre las riberas de un barranco estrecho y la central es tan angosta que solo es posible la instalación de la turbina de eje vertical.
- Se evita el peligro de cavitación, causada por una depresión excesiva a la salida del rodete instalando la turbina más abajo con respecto al nivel de agua inferior, lo que se consigue más fácilmente con la disposición vertical.
- Se evita la complicación adicional de la estructura en grandes potencias requerida para el soporte de una pesada caja espiral de una turbina horizontal; con eje vertical, la caja espiral puede quedar embebida en el cemento, aumentando la resistencia a la vibración.
- Un solo cojinete de empuje puede soportar toda la disposición horizontal del rotor y del empuje hidráulico; mientras que en disposición horizontal serán necesarios frecuentemente dos cojinetes, porque en determinadas condiciones de carga el empuje axial cambia de sentido.
- En general tienen un rendimiento más elevado, del 1-2 %. Esto es debido a que las turbinas de eje horizontal requieren un codo adicional a la salida del rotor para la transición de la corriente de dirección horizontal a vertical.

Por el contrario, la ventaja principal de la disposición horizontal consiste en la mayor accesibilidad del rodete. Esta ventaja no es, sin embargo, tan decisiva, porque:

- Las turbinas modernas no suelen exigir más revisiones que los alternadores.
- Puede proveerse para el desmontaje de la turbina sin el alternador una vez removida la pieza superior del tubo de aspiración. (Mataix, 1.975, 567).

2.5.5.- Clasificación según la altura del salto

Podemos encontrarnos dependiendo de la altura de salto:

- Turbina Francis de alta presión
- Turbina Francis de baja presión

Convencionalmente estableceremos la línea divisoria entre ambos tipos en un salto de 80 metros. He aquí algunas peculiaridades de ambos tipos.

- A igualdad de P al aumentar H deberá aumentar Q y aumentar n , con lo cual la maquina resulta de menor tamaño.
- Las turbinas de baja presión de gran potencia requieren cajas espirales de gran tamaño fabricadas de chapa, que, con frecuencia, por dificultades de transporte, han de ser transportadas en secciones y soldadas en la central misma. Por el contrario, las cajas espirales de las turbinas de alta presión a igual de potencia son más pequeñas y de paredes más gruesas, y suelen fabricarse de fundición de acero, a veces seccionadas en piezas provistas de bridas para su ensamblaje in situ.
- En las turbinas de alta presión el peligro de erosión obliga a seleccionar los materiales, y el peligro de fugas intersticiales a mantener el juego entre la parte fija y móvil de la turbina un mínimo con esmerado diseño. La selección de materiales en las turbinas de alta presión especialmente importante en los anillos de cierre laberíntico y en las placas de desgaste de los álabes directrices, ya que el deterioro de estos elementos causa un aumento de pérdidas volumétricas, y obliga a revisiones más frecuentes. (Mataix, 1.975, 568).

2.6.- Elementos principales de las turbinas Francis

Aunque una turbina Francis está compuesta por multitud de elementos, tal y como se muestra en la Figura 2.15 los órganos principales, en el orden de paso del agua son: la cámara espiral, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de aspiración.

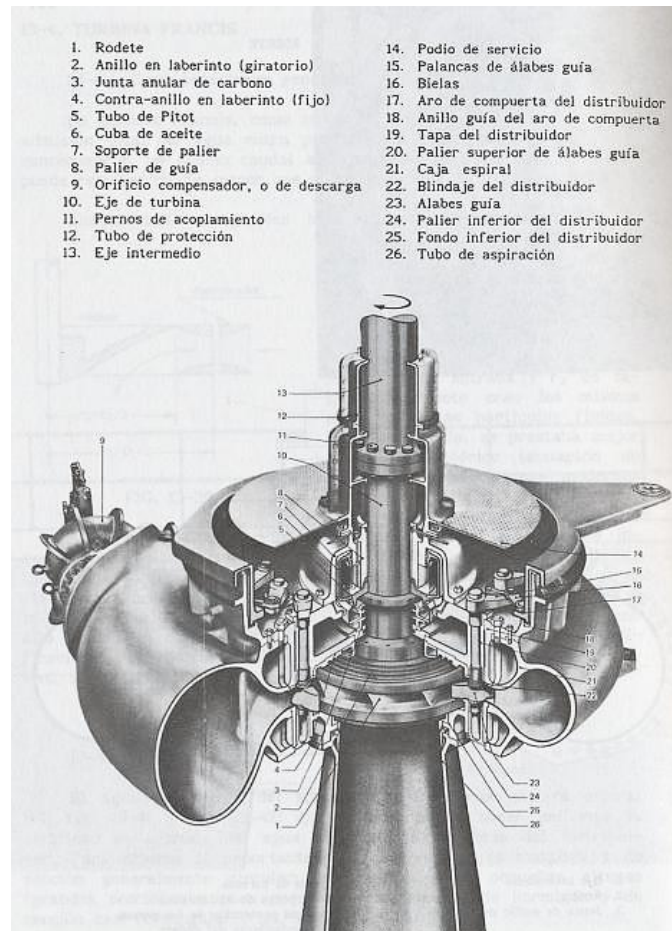


Figura 2. 15. Elementos de una turbina Francis.

2.6.1.- Cámara espiral

En las turbinas hidráulicas de reacción la admisión de agua se realiza a través de la cámara de agua. Esta cámara puede ser: (Mataix, 1.975, 603).

- Abierta (Figura 2.16).
- Cerrada (Figura 2.17).
- Sinfónica (Figura 2.18).
- Cámara espiral.

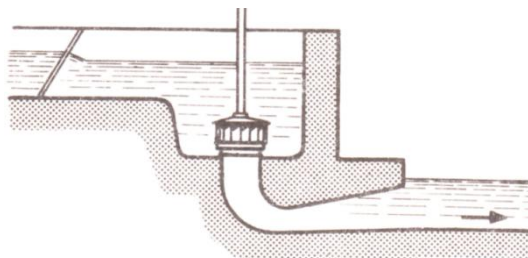


Figura 2. 16. Cámara abierta.

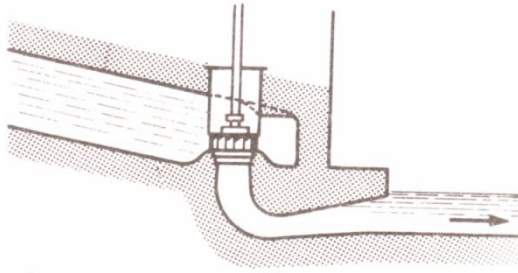


Figura 2. 17. Cámara cerrada.

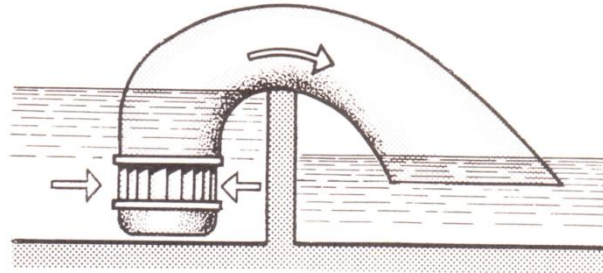


Figura 2. 18. Cámara sinfónica.

La utilización de una u otra depende fundamentalmente de la altura de salto, aunque también puede venir determinada por la potencia de la turbina. El campo de aplicación normal de los diferentes tipos de cámara puede verse en la Figura 2.19.

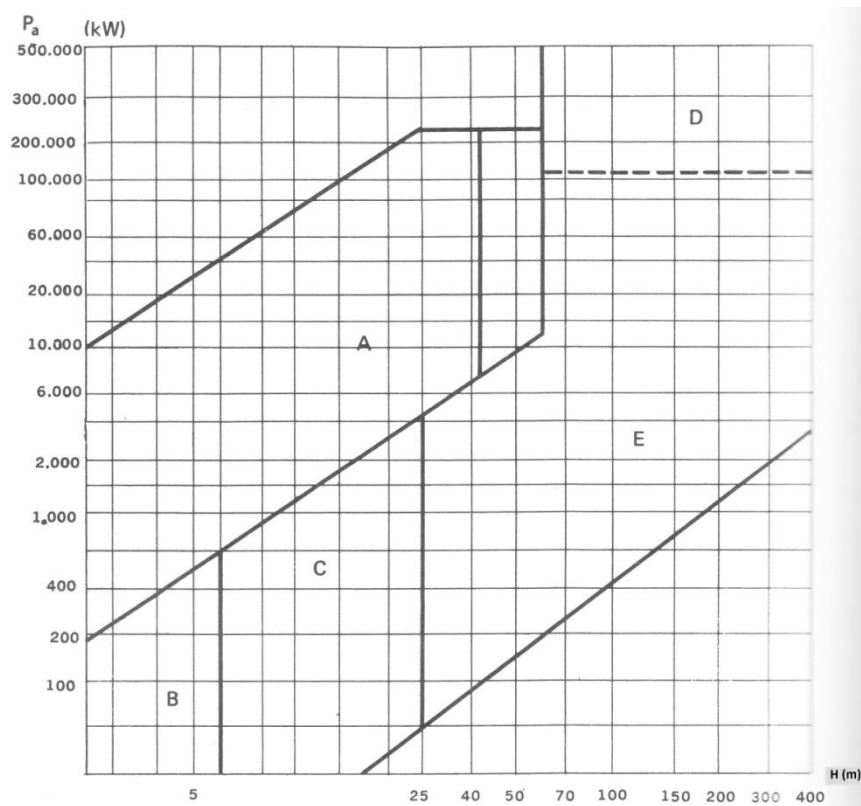


Figura 2. 19. Zona de aplicación de los diversos tipos de cámara espiral. A, cámaras de hormigón; B, cámaras abiertas; C, cámaras con forro metálico; D, cámaras metálicas con transmisión de esfuerzos parcial al hormigón; E, cámaras metálicas.

La misión de la cámara espiral es distribuir el agua por toda la periferia del rodete a través de un órgano fijo llamado predistribuidor y de un órgano móvil de regulación de caudal que se denomina distribuidor.

Las cámaras espirales se construyen de hormigón o metálicas. Estas últimas antiguamente se construían siempre de fundición o de acero colado, en una sola pieza o en varias. Actualmente al aumentar con el aumento de las potencias en juego las dimensiones de las cámaras espirales se adopta una solución mixta: los anillos del predistribuidor son de fundición, y la caja espiral de chapas soldadas entre sí y al distribuidor. Con esta construcción disminuye el peso de la cámara espiral y disminuye también el precio, aunque no en la misma proporción que el peso. Actualmente con mayor precisión en los métodos de cálculo y en el control de materiales, ensayos con modelos reducidos, y nuevas técnicas de soldadura, se consiguen cámaras espirales de chapa soldada de espesor reducido, al disminuir los coeficientes de seguridad empleados. (Mataix, 1.975, 605).

En la Figura 2.20 se representan 5 secciones de caja espiral empleadas en las turbinas. Las c, d y e son las formas más empleadas. La forma a, constituida por un trapecio de ángulo φ , muy pequeño es la más favorable. Sin embargo, el ancho de una caja espiral como esta sería excesivamente grande al ser la altura muy pequeña. La forma b, caja espiral de sección hiperbólica elimina este inconveniente. Las formas c simétrica y d asimétrica, construidas por un rectángulo y un trapecio, por cuya base se unen al predistribuidor, es la corrientemente utilizada en las cajas espirales de hormigón, porque se facilita el encofrado (el ángulo β puede ser de hasta 45°) mientras que en las cajas espirales metálicas se prefiere la sección circular de la figura e. los ensayos con modelos y con turbinas en funcionamiento han demostrado que la forma de la sección axial tiene un influjo muy pequeño en el rendimiento de la turbina. (Mataix, 1.975, 608).

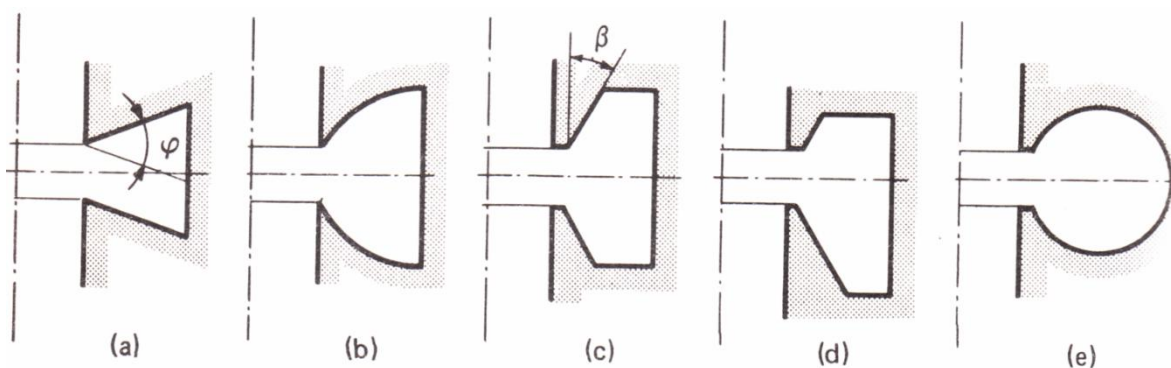


Figura 2. 20. Secciones diversas de cámara espiral.

2.6.2.- Predistribuidor

El predistribuidor, a veces denominado estator de la turbina, tiene por misión transmitir a los cimientos de la central las cargas debidas al peso de los órganos fijos (peso del hormigón de la cámara espiral, etc.) y móviles y al empuje axial sobre el rodete. El predistribuidor no contribuye a la mejora del flujo, como la caja espiral y el distribuidor, sino que sirve de soporte a la turbina.

En la cámara espiral metálica el predistribuidor se suelda a la cámara espiral y forma un conjunto con la misma. Puede construirse de dos maneras:

- En forma de unidades (columnas o pilares) aisladas con bridas de fijación en la parte superior e inferior.
- En forma de unidad completa, que consta de dos aros o anillos paralelos unidos entre sí por pilares o álabes fijos, que sirven de guía al agua.

Esta última forma da mayor rigidez al estator y es la más empleada. Los pilares del predistribuidor están bañados por la corriente creada por la cámara espiral; su presencia, necesaria para la transmisión de las cargas mencionadas, entraña una pérdida que depende del perfil de los pilares y de su colocación con respecto a la corriente que sale de la cámara espiral. Estas pérdidas son relativamente pequeñas, a causa de que la cuerda del perfil aerodinámico suele ser pequeña, y las velocidades relativamente bajas. Multitud de experiencias realizadas con formas diversas confirman que la forma y posición óptima del perfil aerodinámico suele ser pequeña, y las velocidades relativamente bajas. Multitud de experiencias realizadas con formas diversas confirman que la forma y posición óptima del perfil de los pilares es la forma misma de la corriente, y una colocación según dichas líneas. Se ha comprobado, que al intentar, con el fin de mejorar el flujo en las cámaras de ángulo $\theta_{\max}$ pequeño, una disposición de los pilares no según la línea de corriente, el rendimiento empeora. (Mataix, 1.975, 614).

2.6.3.- Distribuidor Fink

El distribuidor Fink de álabes giratorios es un órgano normal en todas las turbinas hidráulicas de reacción. Según la disposición de los ejes de giro de los álabes directrices el distribuidor puede ser:

- Cilíndrico (Figura 2.21), si los ejes de giro se encuentran en la superficie de un cilindro cuyo eje coincide con el eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente axial.
- Axial, si los ejes de giro se encuentran en un plano transversal al eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente radial.

- Cónico, si los ejes de giro se encuentran en una superficie cónica. (Mataix, 1.975, 615).

La función principal del distribuidor es la regulación de la potencia de la turbina según la carga, mediante la regulación del caudal. El distribuidor realiza con gran perfección y elevado rendimiento para la carga variable de la turbina las siguientes funciones:

- Crear el campo de velocidades más favorable en toda la periferia de entrada del rodete, en cuanto al modulo del vector velocidad y el ángulo α_1 , de manera que la circulación de entrada tenga un valor adecuado, y se consiga además una entrada sin choque.
- Regular el caudal, y con él la potencia suministrada al rodete en conformidad con la carga.
- Cerrar la turbina en la parada en caso de anulación de la carga, para evitar el embalamiento.

Aunque dejar en seco la turbina para proceder a su revisión y desmontaje no es misión del distribuidor sino de la válvula de admisión de la turbina, el distribuidor cerrado, si no es del todo estanco, debe reducir por razones de seguridad el caudal a un valor inferior al caudal de la turbina en la marcha en vacío. (Mataix, 1.975, 618).

El distribuidor Fink consta de los siguientes elementos (algunos de los cuales pueden variar según los tipos), que pueden verse en la Figura 2.21.

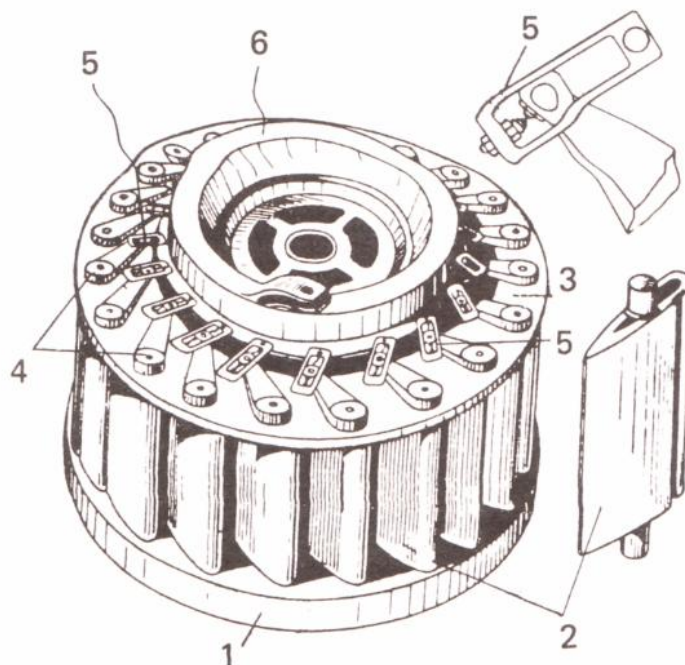


Figura 2. 21. Distribuidor de una turbina de reacción.

1. Anillo inferior donde van montados los álabes.
2. Álabes directrices giratorios de perfil aerodinámico montados entre el anillo inferior y superior.
3. Anillo superior.
4. Manivelas solidarias de los álabes.
5. Bielas regulables fijas por un extremo a las manivelas y por el otro al anillo de regulación.
6. Anillo de regulación, que al girar provoca el giro simultáneo de todos los álabes directrices en un mismo ángulo.

Los álabes directrices de perfil aerodinámico simétrico o asimétrico (línea media recta o ligeramente curvada) con frecuencia se funden en una pieza con su pivote, provisto generalmente de casquillo de bronce, lubricado con grasa, y dotado de empaquetadura en U de cuero, cuyo cierre no es del todo estanco, por lo cual se prevé un tubo de conducción del agua de fuga al tubo de aspiración. El giro del anillo de regulación se realiza mediante uno o dos brazos movidos o dos servomotores. En las pequeñas turbinas el anillo de regulación es exterior, como se ve en la Figura 2.22.izquierda, pero en las grandes turbinas se prefiere el anillo interior, como se ve en la Figura 2.22.derecha, que constituye una forma más compacta. (Mataix, 1.975, 618).

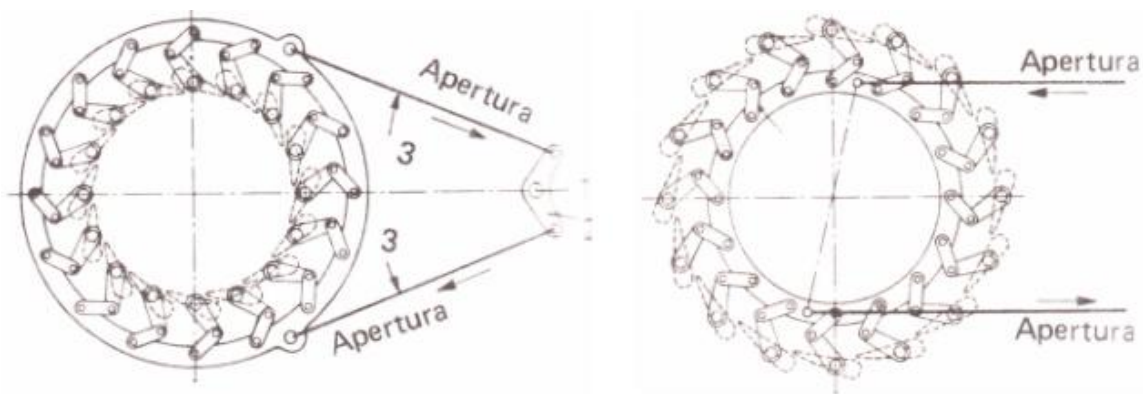


Figura 2. 22. Distribuidor Fink. Izquierda: anillo de regulación exterior. Derecha: anillo de regulación interior.

Distinguimos dos tipos de distribuidor o dos tipos de regulación: regulación interior o “mojada” y exterior o “en seco”.

En la regulación interior o mojada algunos de los órganos de regulación y en particular las turbinas en cámara de agua abierta el anillo de regulación, se encuentra en el interior de la turbina y son bañados por la corriente de agua. El pivote del álabe esta directamente unido a la corona de regulación por medio de una pequeña biela. La ventaja de este tipo de regulación es su construcción mas económica, y la desventaja las

perdidas hidráulicas en la corriente que baña dichos órganos y la corrosión. Por ello solo se aplica en las turbinas hidráulicas de salto y dimensiones reducidas. Figura 2.23. (Mataix, 1.975, 620).

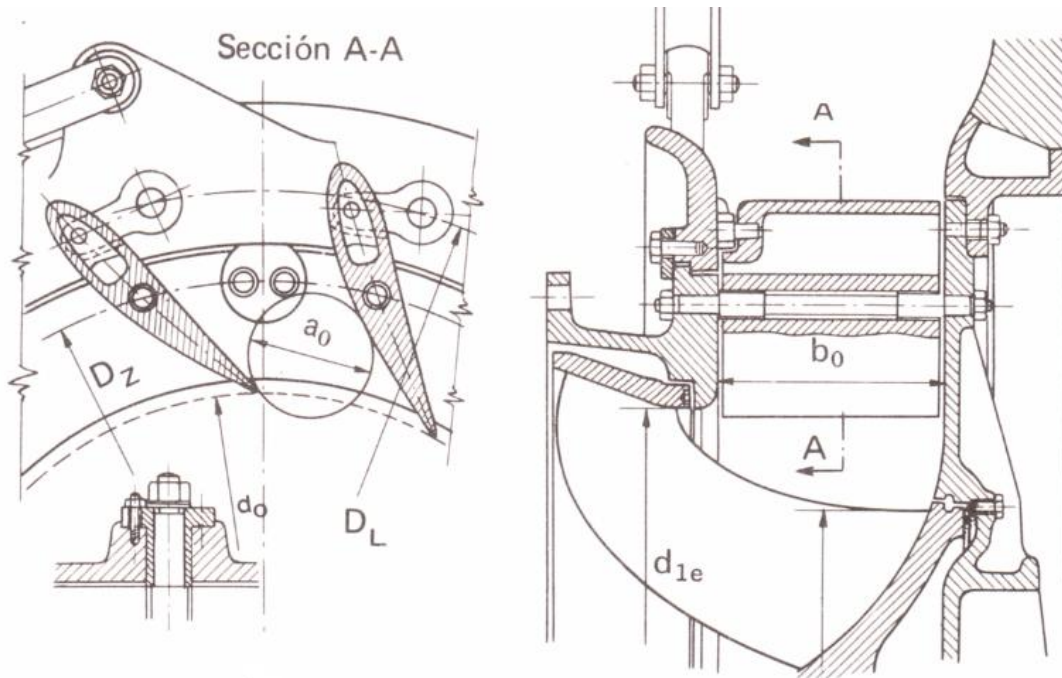


Figura 2. 23. Esquema de regulación interior (dibujo de la firma EscherWyss).

En la regulación exterior o en seco el pivote y el álabe directriz constituyen una sola pieza. El pivote atraviesa el anillo superior a través de una junta de estanqueidad, como puede verse en la Figura 2.24, y el álabe directriz esta unido con el anillo de regulación por medio de una manivela y una biela. A veces la manivela de mando sometida a un trabajo duro se construye en dos piezas, una fija al pivote del álabe y la otra fija a la biela, unidas entre sí por un bulón fácilmente reemplazable en caso de rotura. (Mataix, 1.975, 620).

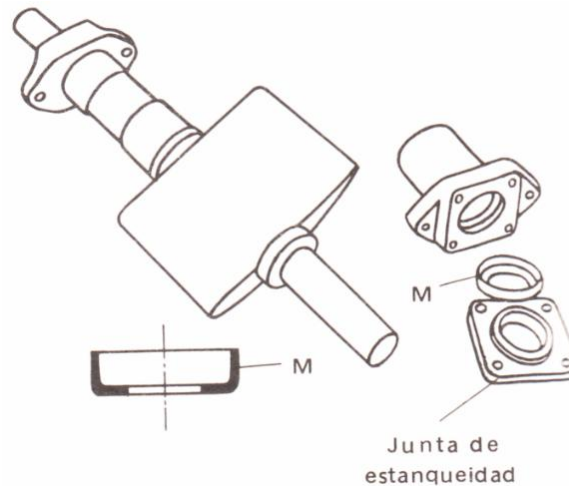


Figura 2. 24. Alabe directriz de un distribuidor Fink.

2.6.4.- Rodete

El rodete es el elemento donde se produce la transformación de energía hidráulica en mecánica. Está constituido por álabes dispuestos en círculo alrededor de un cubo y perimetrados por una llanta. El rodete, unido al eje de la máquina por un sistema de echaveteado, gira sobre su eje arrastrando al generador eléctrico. Figura 2.25. (ehu@2.007).



Figura 2. 25. Rodetes de turbinas Francis.

En función del número de revoluciones nos encontramos con estos tres tipos de rodetes para las turbinas Francis:

RODETES LENTOS

Este tipo de rodete se utiliza en los grandes saltos; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento del diámetro D_1 del rodete respecto al del tubo de aspiración D_3 . El ángulo a la entrada $\beta_1 < 90^\circ$, ($\alpha_1 < 15^\circ$) y su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y 100. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas. Los alabes tienen forma espiral, aumentando su

espesor a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro que atraviesa el rodete deslizándose en contacto con las paredes de los alabes, ya que de no ser así el chorro se despegaría de la cara posterior de los mismos, originando remolinos y fuertes corrosiones. Figura 2.26. (reca-corp@).

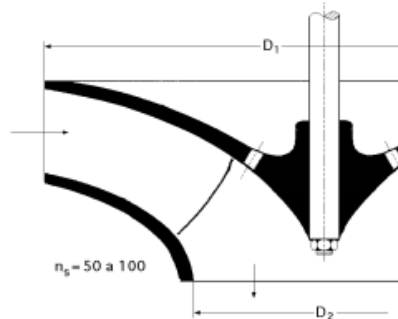


Figura 2. 26. Rodete Francis lento, $\beta_1 > 90^\circ$.

RODETES NORMALES

Se caracterizan porque el diámetro D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3 . El agua entra en el rodete radialmente y sale de él axialmente, entrando así en el tubo de aspiración. Figura 2.27. (reca-corp@).

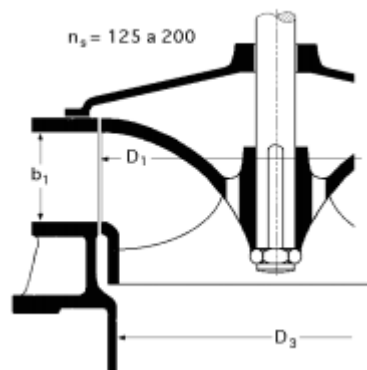


Figura 2. 27. Rodete Francis normal, $\beta_1 = 90^\circ$.

El valor de β_1 es del orden de 90° , ($15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$) y se alcanza un n_s comprendido entre 125 y 200 rpm. No existen apenas huelgos entre el distribuidor y la rueda. En estas turbinas, en el triángulo de velocidades a la entrada, al ser $\beta_1 = 90^\circ$, se cumple:

$$u_1 = c_1 \times \cos \alpha_1 ; u_1^2 = \eta_{\text{man}} \times g \times H_n \quad (\text{Ec. 5})$$

RODETES RÁPIDOS

Este tipo de rodets permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores de n_s comprendidos entre 225 y 550. El diámetro del rodete D_1 es menor que el D_3 del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales. Figura 2.28.

El ángulo de entrada $\beta_1 > 90^\circ$, ($\alpha_1 < 45^\circ$) favorece el aumento del numero de revoluciones, porque aumenta u_1 ; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodete y el distribuidor, son que ello tenga apenas ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete; en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento. En estas turbinas, para unos mismos valores de H_n y α_1 en comparacion con las normales, se obtiene un valor de c_1 menor, resultando mayor la velocidad tangencial u_1 . Los conductos entre álabes resultan muy largos y estrechos y, en consecuencia, las perdidas por rozamiento son relativamente altas, lo cual reduce el rendimiento; los rodets trabajan con mucha sobrepresion, produciendose grandes aceleraciones en los conductos. (reca-corp@).

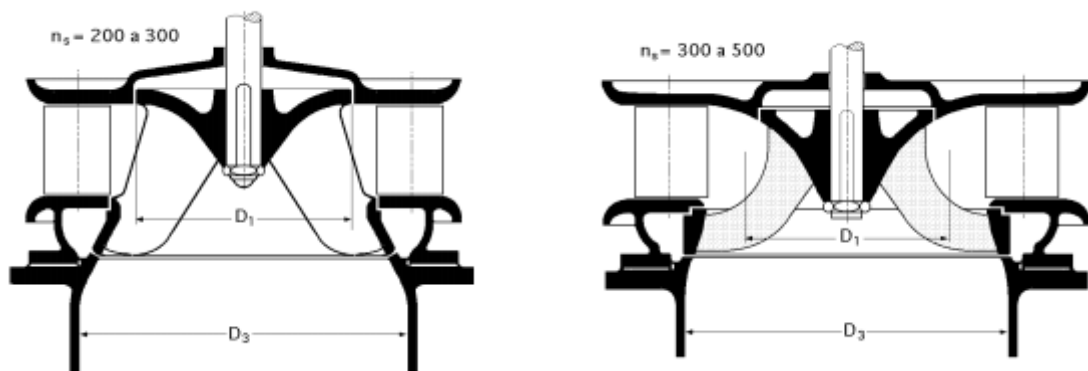


Figura 2. 28. Rodetes Francis rápidos, $\beta_1 < 90^\circ$.

2.6.5.- Tubo de aspiración

La función del tubo de aspiración de las turbinas hidráulicas es triple:

- Conducir la corriente ordenadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.
- Recuperar la altura estática de aspiración H_s , denominada a veces altura de suspensión. De ordinario se ha de hacer $H_s > 0$, a fin de que el grupo turbo-alternador quede al abrigo de las crecidas. Para recuperar esta altura estática bastaría un tubo de aspiración cilíndrico, el cual crea una succión a la salida del rodete, o produce un efecto aspirador estático, que en condiciones estáticas es

exactamente igual al valor de H_s , con lo cual el rodete trabaja con un salto de presión más elevado. El tubo de aspiración cilíndrico se emplea a veces por ser más económicos en instalaciones de η_s elevado y poca potencia.

- Recuperar la altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para ello el tubo de aspiración ha de ser troncocónico, o de una forma tal que las secciones de paso transversales a la corriente crezcan en la dirección del flujo.

En las turbinas Francis lentas el efecto aspirador estático predomina sobre el dinámico, sucediendo lo contrario en las Turbinas rápidas. En efecto el valor relativo de la energía cinética a la salida del rodete es tanto mayor cuanto menor es la altura neta. (Mataix, 1.975, 656).

OBJETO

El objeto del presente Trabajo Fin de Grado es la caracterización de la turbina Francis que se encuentra en el laboratorio 005 de Mecánica de Fluidos de la Escuela Politécnica Superior de Linares.

Para poder llegar a tal fin, se tomarán los datos necesarios en el laboratorio con la instalación para obtener las curvas características de la misma.

Con estas curvas se discutirán los resultados obtenidos y se analizarán los fallos encontrados durante el proceso y se procederá a dar una serie de alternativas para solucionar los mismos.

MATERIALES Y MÉTODOS

4.1.- Conceptos en turbinas: Alturas, Energías, Caudales, Potencias, Pérdidas y Rendimientos.

4.1.1.- Alturas o energías

Las alturas o energías que aparecen en el estudio de las turbinas son:

- Altura o energía neta (H_n o E_n) es la energía hidráulica puesta a disposición de la turbina. Es frecuente denominarla salto.
- Altura o energía efectiva (H_e o E_e) es la energía mecánica obtenida por la turbina, se denomina también altura o energía útil (H_u o E_u). La mayor parte de la energía hidráulica recibida por la turbina (H_n) se transforma en energía mecánica y el resto son pérdidas hidráulicas que se convierte en energía calorífica.
- Altura o energía real (H_r o E_r) es la energía mecánica recibida por el generador eléctrico. De la energía mecánica obtenida por la turbina hay que restar las pérdidas orgánicas, es decir, las producidas por cojinetes, rodamientos y demás elementos mecánicos de la turbina. (ehu@2.007).

4.1.2.- Caudales

Los caudales que utilizamos en el estudio de la turbina son:

- Caudal total (Q_t) es el caudal que recibe la turbina, también denominado turbinable.
- Caudal útil (Q_u) es aquel que atraviesa el rodete, también llamado turbinado.
- Caudal perdido (Q_p) es aquella parte del caudal total que no atraviesa el rodete, sino que circula por el huelgo existente entre aquel y la carcasa de la turbina, y que por lo tanto no sirve para producir energía mecánica. (ehu@2.007).

4.1.3.- Potencias

Las potencias que estudiaremos son:

- Potencia neta (W_n) es la potencia hidráulica puesta a la disposición de la turbina.
 $W_n = \rho g H_n Q_t$
- Potencia efectiva (W_e) es la potencia mecánica producida por la turbina, también se denomina útil. $W_e = \rho g Q_u H_e$
- Potencia real (W_r) es la potencia mecánica recibida por el generador. También se denomina potencia al freno o al eje. $W_r = \rho g Q_u H_r$ (ehu@2.007).

4.1.4.- Pérdidas

Las pérdidas en una turbina son las siguientes:

- Pérdidas hidráulicas o manométricas (h_{fh} o h_{fm}). Son las pérdidas de energía producidas al atravesar el fluido la turbina por rozamiento y cambios de sección y dirección en los conductos que conforman la maquina, además de las perdidas por choque.
- Pérdidas orgánicas o mecánicas (h_{fo}). Son las perdidas mecánicas existentes en los elementos mecánicos de la maquina.
- Pérdidas volumétricas (Q_p). Se trata del caudal perdido y no aprovechable. (ehu@2.007).

4.1.5.- Rendimientos

Los rendimientos que se calcularan son:

- Rendimiento manométrico o hidráulico (η_m o η_h). Evalúa el comportamiento hidráulico de la turbina. $\eta_m = H_e/H_n$
- Rendimiento orgánico o mecánico (η_o). Evalúa el comportamiento mecánico de la turbina. $\eta_o = H_r/H_e$
- Rendimiento volumétrico (η_v). Contempla las perdidas volumétricas. $\eta_v = Q_u/Q_t$
- Rendimiento global (η_g). Considera la totalidad de las pérdidas, siendo por tanto la relación entre las potencias real y neta. Es el producto de los tres rendimientos anteriores. $\eta_g = \eta_m \eta_o \eta_v$ (ehu@2.007).

En el tratamiento práctico de la turbina no es posible desglosar los tres rendimientos, siendo normal reunir en uno solo el producto de los rendimientos volumétricos y el manométrico, considerando aparte el orgánico.

Normalmente los rendimientos volumétrico y orgánico son muy elevados y próximos a la unidad (0,98 a 0,99). Es frecuente considerarlos como la unidad y suponer que el rendimiento global es equivalente al manométrico. (ehu@2.007).

4.2.- Métodos para el estudio de las turbinas

El estudio de la dinámica de fluido es posible abordarlo mediante tres procedimientos: el Lagrangiano, el Euleriano y el Experimental. En los dos primeros se utiliza un análisis matemático y el tercero la contemplación del fenómeno real.

Para nuestro estudio de la turbina Francis vamos a utilizar el método Experimental que no hace otra cosa que reproducir en laboratorio o in situ el fenómeno real, observándolo con atención, haciéndole adoptar diferentes situaciones, realizando mediciones de todos los parámetros medibles, conociendo su propia realidad.

El primer objetivo del estudio del fenómeno que sucede dentro de una turbomáquina es conocer el comportamiento del flujo y poder deducir el desplazamiento de cada partícula de fluido en su seno.

Teóricamente todo proceso de dinámica de fluidos y en particular el que se genera dentro de una turbomáquina, podría ser resuelto a partir de las ecuaciones diferenciales del movimiento, la ecuación de la continuidad, la ecuación de estado y la ecuación de la transformación termodinámica que sufra aquel, junto con las condiciones en los límites.

Así se tendrían seis ecuaciones, las ya mencionadas, con seis incógnitas: las tres componentes de la velocidad, la presión, la densidad y la temperatura.

Los resultados de las ecuaciones vendrían dados en función de la posición de la partícula en un determinado lugar y el instante en que el fenómeno se produce. Las constantes de integración se determinan gracias a las condiciones en los límites. De esta manera se habría conseguido el objetivo planteado.

En el caso concreto de las máquinas hidráulicas las cosas se simplifican al comportarse el fluido como incompresible y ser el proceso cuasi isotérmico, con lo cual las ecuaciones necesarias se restringen a las cuatro señaladas en primer término. Por otra parte si se estudia un régimen permanente el fenómeno es además independiente del tiempo.

A pesar de todo, incluso en las máquinas hidráulicas, las cosas en la realidad son mucho más complejas a lo previsto en la teoría y ni las ecuaciones diferenciales del movimiento son perfectamente conocidas, más que en contados casos, ni los datos necesarios de partida son suficientemente fiables ni fácilmente transferibles a las ecuaciones.

El método experimental se trata de un procedimiento indudablemente oneroso que requiere mucho tiempo para obtener resultados y que por tanto se recurre a él en aquellos casos en los que los demás métodos han fracasado y el tema lo exige por su trascendencia económica, por cuestiones de seguridad o por motivos importantes de otra índole.

Las dificultades del método Experimental se agravan cuando el tamaño de los fenómenos que han de reproducirse alcanzan grandes dimensiones, como es el caso de las turbinas hidráulicas. En estos casos no solo es un grave problema la construcción de grandes turbinas, que hay que ensayar y modificar hasta conseguir un buen rendimiento,

sino que es preciso construir instalaciones anejas de grandes proporciones y trabajar con enormes caudales. Todo lo anterior resulta prohibitivo y al borde de lo imposible.

Para resolver tal dificultad se recurre al estudio de modelos en tamaño reducido y a aplicar entre la maquina real, denominada prototipo y el modelo determinadas relaciones de semejanza. (ehu@2.007).

4.3.- Semejanza geométrica, cinemática y dinámica

Deben de existir una serie de analogías entre el modelo y el prototipo, de orden geométrico, cinemático, dinámico, etc. para que una vez se caracterice el prototipo en laboratorio puedan extrapolarse los resultados al modelo real. Esta serie de analogías se denominan semejanzas y son las siguientes:

Semejanza geométrica. La primera semejanza o analogía que ha de existir, que resulta intuitiva y evidente, es la geométrica; habiendo de haber entre dos maquinas semejantes una correspondencia biunívoca punto por punto. A estos puntos de una y otra máquina los denominaremos, en una primera aproximación, puntos correspondientes.

Esta correspondencia punto por punto entre el modelo y el prototipo lleva consigo lógicamente la de línea por línea, superficie por superficie, volumen por volumen y masa por masa.

Si las máquinas se comportará como esculturas y carecieran de movimiento bastaría la semejanza geométrica para declararlas semejantes, siendo corriente, al hablar de manera coloquial, considerar que solo existe esta clase de semejanza. Pero hay que tener en cuenta que una máquina es capaz de funcionar en infinitos puntos diferentes y que obviamente no en todos, el comportamiento de las máquinas es semejante aunque sean ellas geoméricamente proporcionales e incluso se trate de la misma máquina.

Semejanza cinemática. Por ello al comenzar la turbomáquina a desplazarse, a producirse movimientos, es preciso introducir el concepto de correspondencia de tiempo y posiciones.

Para que existe una semejanza cinemática es preciso que puntos correspondientes ocupen posiciones correspondientes en instantes correspondientes, lo cual exige además que aquellos estén sometidos a velocidades y aceleraciones correspondientes, no siendo suficiente que sean solo en modulo sino también en dirección y sentido.

De lo anterior se deduce en primer término que puntos correspondientes han de poseer diagramas de velocidades semejantes geoméricamente y en segundo lugar que partículas de fluido correspondientes deberán recorrer trayectorias igualmente

semejantes geométricamente y que las líneas de corriente correspondientes han de tener la misma cualidad.

Semejanza dinámica. Al producirse fuerzas en las turbomáquinas es necesario que exista, además de las dos semejanzas señaladas, semejanza dinámica, es decir que puntos correspondientes de la máquina o del fluido estén sometidos a fuerzas correspondientes.

La palabra correspondiente en la semejanza geométrica tiene un significado evidente, está claro que tienen que verificar una escala geométrica. En los otros casos tiene que existir indudablemente una escala pero con concepto algo diferente que se analiza a continuación

En virtud de la segunda Ley de Newton, es decir dada la existencia de la relación $F = m a$, si entre dos máquinas se verifican dos semejanzas cualesquiera, geométrica, cinemática o dinámica, necesariamente se cumple la tercera.

Para conocer las correspondencias que existen entre otros procesos físicos es necesario estudiarlos detalladamente con el fin de deducir las semejanzas que se han de cumplir entre ellos, por si pudieran existir otro tipo de fenómenos que exigiera el cumplimiento de otras analogías, como por ejemplo eléctricas o electromagnéticas. (ehu@2.007).

4.4.- Análisis dimensional

El método de tratamiento de los fenómenos físicos aportado por el análisis dimensional resulta ser un auxilio casi imprescindible para investigar el comportamiento de las turbinas.

El fenómeno que se verifica en el interior de un miembro de una familia de turbinas podría definirse mediante siete entidades, seis de ellas dependientes, siendo totalmente desconocida la función que las relaciona.

El fenómeno se concretará, en primer término por el **tamaño** de la máquina, siendo obviamente el diámetro del rodete la magnitud más representativa de la misma. Las restantes dimensiones de aquella, sean cuales sean, tendrán la misma relación con el diámetro en todos los miembros de la familia.

Además el fenómeno estará definido por las características del fluido como son la **densidad** y la **viscosidad**. La **forma geométrica y la posición de los elementos móviles**, la **velocidad angular de giro**, así como la **rugosidad** de las superficies internas en contacto con el líquido, también definirán el fenómeno. Y por último,

intervendrán en el fenómeno las **fuerzas másicas por unidad de masa** y la **variación de presión** entre la entrada y la salida.

Para abordar el problema con mayor facilidad se recurre al análisis dimensional y, principalmente, al teorema de Pi o de Vaschy-Buckingham, que permite que la dependencia del fenómeno se limite a un número menor de variables.

Este teorema expresa que si un fenómeno físico depende de (m-1) variables independientes, tal hecho puede ser estudiado con arreglo a las variaciones que sufren (m-n) parámetros adimensionales, siendo n el número de magnitudes fundamentales del sistema de unidades que se emplee.

Según el teorema de Pi, los parámetros habrán de constituirse siguiendo las siguientes observaciones:

- Habrán de ser adimensionales.
- Habrán de estar formados por entidades que entren en juego en el hecho físico, bien sean independientes o no.
- Serán independientes entre sí. Su única ligazón será la que define el problema físico.
- Se pueden formar infinitos grupos de parámetros adimensionales.
- Cualquier identidad podrá ser sustituida por un producto de entidades que posea la misma ecuación dimensional que aquella. Estas variables deberán pertenecer al hecho físico.

Para abordar nuestro caso concreto, tenemos m=7 y el número de entidades fundamentales del Sistema Internacional de medidas es n=3, con lo que el número de parámetros adimensionales resultante es m-n=4. (ehu@2.007).

VARIABLES INDEPENDIENTES

- Tamaño de la maquina en función del diámetro del rodete (D)
- Propiedades físicas del líquido: densidad (ρ) y viscosidad (μ).
- Velocidad angular de giro (Ω) que se considera constante.
- Forma geométrica y posición de los elementos móviles, caracterizados por (L_i y α_i).
- Fuerzas másicas por unidad de masa, su efecto se incorpora a la presión utilizando la ecuación 6:

$$p + \rho U_p \quad (\text{Ec. 6})$$

- Variación de presión entre la entrada y la salida. Se expresa como altura manométrica:

$$\Delta P = \rho g \Delta H = \left[p + p U_p + \frac{1}{2} \rho v^2 \right]_e^s \quad (\text{Ec. 7})$$

Definidas todas las variables se puede establecer la solución del campo de velocidad y presiones, que queda de la siguiente manera:

$$\vec{v} = \vec{f}_1(\vec{x}, \rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k) \quad (\text{Ec. 8})$$

$$(p + p U_p)_e^s = \vec{f}_2(\vec{x}, \rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k) \quad (\text{Ec. 9})$$

Una vez conocidos ambos, podemos calcular las variables globales de la máquina.

$$Q = f_3(\rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k)$$

$$T = f_4(\rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k)$$

$$W = f_5(\rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k)$$

$$\eta = f_6(\rho, \mu, gH, \Omega, D, L_i, \alpha_i, k)$$

Vamos a relacionar las variables independientes ρ , gH , D , que poseen las tres unidades de masa, longitud y/o tiempo, para que en las curvas aparezca el caudal, la potencia y el rendimiento adimensional en función de la altura neta.

Lo primero que se realiza es el determinante de la matriz, para comprobar que éste es distinto de cero.

$$[gH] = (m^2/s^2) \rightarrow L^2 T^{-2}$$

$$[\rho] = (kg/m^3) \rightarrow M L^{-3}$$

$$[D] = (m) \rightarrow L$$

$$\begin{vmatrix} & M & L & T \\ gH & 0 & 2 & -2 \\ \rho & 1 & -3 & 0 \\ D & 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = 2$$

Como hemos comprobado que el determinante es distinto de 0, las variables escogidas serán las utilizadas para expresar los números adimensionales.

A continuación vamos a adimensionalizar las 5 variables que tenemos, la viscosidad, el par, la potencia, el caudal y la rugosidad.

$$[\mu] = (\text{kg/ms}) \rightarrow M L^{-1} T^{-1}$$

$$[T] = (\text{kgm}^2/\text{s}^2) \rightarrow M L^2 T^{-2}$$

$$[W] = (\text{kg m}^2/\text{s}^3) \rightarrow M L^2 T^{-3}$$

$$[Q] = (\text{m}^3/\text{s}) \rightarrow L^3 T^{-1}$$

$$[k] = (\text{m}) \rightarrow L$$

VISCOSIDAD $[\Pi_\mu]$

$$[\mu] = [gH]^\alpha [\rho]^\beta [D]^\gamma$$

$$M L^{-1} T^{-1} = L^{2\alpha} T^{-2\alpha} M^\beta L^{-3\beta} L^\gamma$$

$$1 = \beta \dots \dots \dots \alpha = 1/2$$

$$-1 = 2\alpha - 3\beta + \gamma \dots \dots \dots \beta = 1$$

$$-1 = -2\alpha \dots \dots \dots \gamma = 1$$

$$[\mu] = [gH]^{1/2} [\rho] [D]$$

$$\Pi_\mu = \frac{\mu}{(gH)^{1/2} \rho D} \quad (\text{Ec. 10})$$

PAR $[\Pi_T]$

$$[T] = [gH]^\alpha [\rho]^\beta [D]^\gamma$$

$$M L^2 T^{-2} = L^{2\alpha} T^{-2\alpha} M^\beta L^{-3\beta} L^\gamma$$

$$1 = \beta \dots \dots \dots \alpha = 1$$

$$2 = 2\alpha - 3\beta + \gamma \dots \dots \dots \beta = 1$$

$$-2 = -2\alpha \dots \dots \dots \gamma = 3$$

$$[T] = [gH] [\rho] [D]^3$$

$$\Pi_T = \frac{T}{gH \rho D^3} \quad (\text{Ec. 11})$$

POTENCIA [Π_w]

$$[W] = [gH]^\alpha [\rho]^\beta [D]^\gamma$$

$$M L^2 T^{-3} = L^{2\alpha} T^{-2\alpha} M^\beta L^{-3\beta} L^\gamma$$

$$1 = \beta \dots \alpha = 3/2$$

$$2 = 2\alpha - 3\beta + \gamma \dots \beta = 1$$

$$-3 = -2\alpha \dots \gamma = 2$$

$$[W] = [gH]^{3/2} [\rho] [D]^2$$

$$\Pi_w = \frac{W}{(gH)^{3/2} \rho D^2} \quad (\text{Ec. 12})$$

CAUDAL [Π_Q]

$$[Q] = [gH]^\alpha [\rho]^\beta [D]^\gamma$$

$$L^3 T^{-1} = L^{2\alpha} T^{-2\alpha} M^\beta L^{-3\beta} L^\gamma$$

$$0 = \beta \dots \alpha = 1/2$$

$$3 = 2\alpha - 3\beta + \gamma \dots \beta = 0$$

$$-1 = -2\alpha \dots \gamma = 2$$

$$[Q] = [gH]^{1/2} [D]^2$$

$$\Pi_Q = \frac{Q}{(gH)^{1/2} D^2} \quad (\text{Ec. 13})$$

RUGOSIDAD [Π_k]

$$[k] = [gH]^\alpha [\rho]^\beta [D]^\gamma$$

$$L = L^{2\alpha} T^{-2\alpha} M^\beta L^{-3\beta} L^\gamma$$

$$0 = \beta \dots \alpha = 0$$

$$1 = 2\alpha - 3\beta + \gamma \dots \beta = 0$$

$$0 = -2\alpha \dots \gamma = 1$$

$$[k] = [D]$$

$$\Pi_k = \frac{k}{D} \quad (\text{Ec. 14})$$

Una vez hemos adimensionalizado las variables, teniendo en cuenta el Teorema Pi, describimos las relaciones globales de nuestra máquina.

$$[\Pi_Q] = \frac{Q}{(gH)^{\frac{1}{2}} D^2} = f\left(\frac{\mu}{(gH)^{\frac{1}{2}} \rho D}, \frac{\Omega D}{(gH)^{\frac{1}{2}}}, \frac{k}{D}, \frac{L_i}{D}, \alpha_i\right)$$

$$[\Pi_W] = \frac{W}{(gH)^{\frac{3}{2}} \rho D^2} = f\left(\frac{\mu}{(gH)^{\frac{1}{2}} \rho D}, \frac{\Omega D}{(gH)^{\frac{1}{2}}}, \frac{k}{D}, \frac{L_i}{D}, \alpha_i\right)$$

$$[\Pi_T] = \frac{T}{gH \rho D^3} = f\left(\frac{\mu}{(gH)^{\frac{1}{2}} \rho D}, \frac{\Omega D}{(gH)^{\frac{1}{2}}}, \frac{k}{D}, \frac{L_i}{D}, \alpha_i\right)$$

$$\eta = f\left(\frac{\mu}{(gH)^{\frac{1}{2}} \rho D}, \frac{\Omega D}{(gH)^{\frac{1}{2}}}, \frac{k}{D}, \frac{L_i}{D}, \alpha_i\right)$$

Como a elevados números de Reynolds los efectos de la viscosidad en la ecuación de Navier-Stokes pueden ser despreciados, la solución tampoco dependerá del número adimensional de μ .

Por otra parte, si se trabaja con una misma máquina en condiciones de giro, caudal o diferencias de presiones, o de máquinas geoméricamente semejantes pero de distinto tamaño, los ángulos y las longitudes adimensionalizadas con el tamaño característico D son iguales, y se pueden eliminar de la relación funcional, que será válida solo para esa familia de maquinas.

Por último, la rugosidad relativa es constante en una misma máquina, además, su valor decrece conforme el numero de Reynolds aumenta (como se puede ver el diagrama de Moody, Figura 4.1). Por tanto, al haberse considerado que el número de Reynolds es elevado, puede despreciarse la rugosidad relativa. (Agüera, 2.002, 235).

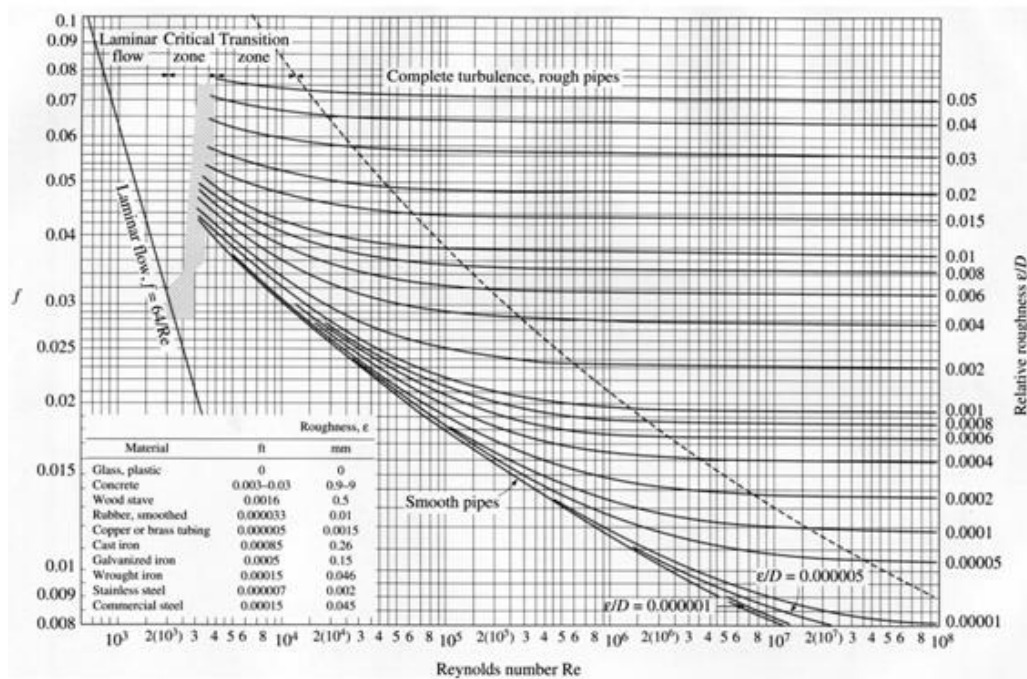


Figura 4. 1. Diagrama de Moody.

Con estas consideraciones nos quedan las siguientes expresiones simplificadas:

$$[\Pi_Q] = \frac{Q}{(gH)^{1/2} D^2} = f\left(\frac{\Omega D}{(gH)^{1/2}}, \alpha_i\right)$$

$$[\Pi_W] = \frac{W}{(gH)^{3/2} \rho D^2} = f\left(\frac{\Omega D}{(gH)^{1/2}}, \alpha_i\right)$$

$$[\Pi_T] = \frac{T}{gH \rho D^3} = f\left(\frac{\Omega D}{(gH)^{1/2}}, \alpha_i\right)$$

$$\eta = f\left(\frac{\Omega D}{(gH)^{1/2}}, \alpha_i\right)$$

Considerando un valor fijo de α_i , pueden representarse todas las variables adimensionales en función de una sola variable adimensional, en un gráfico en el que quedan representadas todas las curvas características de una familia de turbina. La forma típica de estas curvas características es como se muestra en la Figura 4.2.

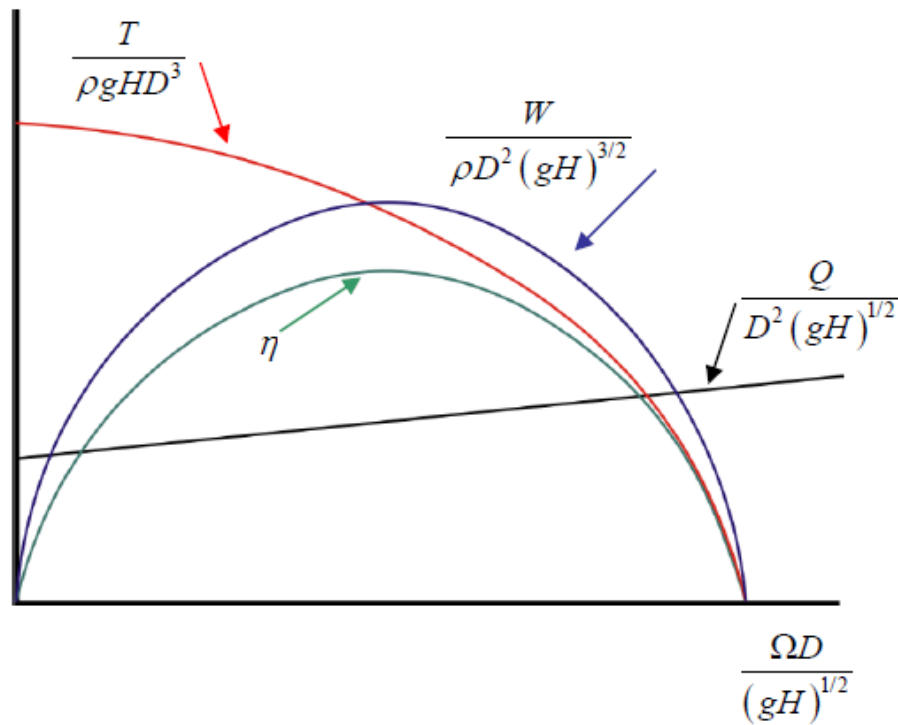


Figura 4. 2. Curvas características típicas.

4.5.- Velocidad específica

El parámetro η_q , velocidad específica, es función de la velocidad de giro, caudal y altura neta. Se trata de calcularlo en función de otras características de forma que se

pueda conocer el campo de variación de dicha velocidad y deducir importantes consecuencias.

Como se sabe, n_q , viene definido por:

$$n_q = \frac{N(Q/x)^{1/2}}{H_n^{3/4}} \quad (\text{Ec. 15})$$

La velocidad de giro N se puede expresar en función del diámetro del rodete y de la velocidad de arrastre:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} = \xi_1 \sqrt{2gH_n} \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde ξ_1 es el coeficiente característico de la velocidad de arrastre y D_1 el diámetro nominal del rodete, es decir la de aquella circunferencia coaxial con la máquina tangente al eje del chorro. De la expresión anterior se deduce que:

$$N = \frac{60\xi_1(2gH_n)^{1/2}}{\pi D_1} \quad (\text{Ec. 17})$$

El caudal en este caso responde a la expresión:

$$Q = c_{m1} \pi D_1 b_1 = k_{m1} \sqrt{2gH_n} \pi D_1 b_1 \quad (\text{Ec. 18})$$

Siendo c_{m1} la velocidad de gasto a la entrada del rodete; D_1 es el diámetro del rodete a su entrada; b_1 la altura del rodete a la entrada; $\pi D_1 b_1$ la superficie correspondiente a la sección de entrada de la turbina que resulta ser de manera exacta o aproximada la superficie lateral de un disco y k_{m1} es el coeficiente característico de la velocidad de gasto a la entrada

Sustituyendo el caudal en la expresión de la potencia, y el valor de ésta y de la velocidad de giro en la fórmula de la velocidad específica, operando y simplificando, se obtiene:

$$n_s = 315,33 \xi_1 \sqrt{\frac{b_1}{D_1}} \sqrt{k_{m1}} \quad (\text{Ec. 19})$$

De la fórmula expresada se deduce que si se desea modificar la velocidad específica habrá de variarse ξ_1 , b_1/D_1 o k_{m1} .

El campo de variación de k_{m1} , no es muy amplio pues sí se hace muy pequeño, la sección transversal consiguiente deberá ser grande, y si se toma grande la velocidad de

gasto puede resultar excesiva. La experiencia fija como límites inferior y superior aconsejables 0,1 y 0,4 respectivamente.

El cociente b_1/D_1 tampoco tiene un campo de variación grande, pero define de una manera importante la tipología del rodete de la turbina Francis que le corresponde.

Otra posibilidad de variación de n_q es ξ_1 ; según el valor que tome este coeficiente se definen distintos tipos de rodete de turbina Francis, rodetes lentos, rápidos y normales, como ya se explicó en el subapartado 2.5.1. (ehu@2.007).

4.6.- Fenómeno de cavitación

A la salida del rodete en las turbinas de reacción se produce una depresión con el objetivo de incrementar la energía absorbida por aquél, de tal manera que cuanto mayor sea la depresión formada, tanto mayor será la altura efectiva y por ende el rendimiento de la máquina.

Debido a esto, puede suceder que la depresión sea tal que se produzca el fenómeno que se conoce con el nombre de cavitación, lo cual debe evitarse a toda costa pues ocasiona grandes trastornos en la máquina.

La cavitación es un fenómeno que consiste en la formación en los líquidos de cavidades, llenas de vapor de líquido y de gases disueltos en él. Estas cavidades o burbujas se forman cuando en algún punto se alcanza una presión equivalente a la tensión de vapor, momento en el que el líquido se vaporiza.

El fenómeno de la cavitación es muy complejo, todavía no totalmente conocido, que en principio tiene dos orígenes, uno químico y otro físico.

Por una parte el líquido, el agua en el caso de las turbinas, siempre lleva disuelto en su seno una cierta cantidad de gases (del orden del 2% en volumen), fundamentalmente aire y principalmente oxígeno, dada su mayor solubilidad con respecto a la del nitrógeno.

Pues bien, según expresa la Ley de Henry, la cantidad de gases disueltos en un líquido es directamente proporcional a la presión, de tal manera que cuando ésta desciende disminuye la solubilidad, expulsando el líquido parte de los gases que lleva disueltos.

En el caso que nos ocupa el agua expulsa el aire por la superficie que lo perimetra y, cuando tiene posibilidad de hacerlo, en las burbujas que se forman en su interior, tal como veremos en seguida.

Siguiendo el razonamiento, el aire expulsado al encontrarse en contacto con paredes metálicas las oxida. Posteriormente agua, al discurrir a una cierta velocidad,

erosiona las paredes arrastrando el óxido formado, dejando la pared con posibilidad de una nueva oxidación. Es decir, se produce un ciclo repetitivo de corrosión seguida de erosión.

Con todo lo dicho, se deduce que el fenómeno descrito tendrá consecuencias a largo plazo, no siendo la causa de las funestas consecuencias que tiene la cavitación.

El principal motivo no es debido, por tanto, a causas químicas, sino a orígenes físicos como a continuación se explica.

Cuando el líquido pasa por posiciones de presión igual o menor a la de su presión de vapor, el líquido se vaporiza, formándose burbujas en mayor o menor cantidad, con un volumen unitario del orden de décimas de milímetro cúbico. Es precisamente en dichas burbujas donde se depositan los gases en exceso que posee el líquido al descender su solubilidad.

A continuación, debido al flujo y a la turbulencia de éste, dichas burbujas pasan a ocupar puntos de mayor presión, volviéndose a licuar, pero haciéndolo de forma violenta.

Esto es debido a que el vapor ocupa un volumen enormemente mayor que su equivalente en líquido, del orden de 1.800 veces más; cuando se licua sucede lo contrario produciéndose un vacío que ha de llenar el agua que lo rodea, generándose repentinas implosiones que ocasionan presiones puntuales potentísimas, de más de 1000 bares.

Cuando se producen estas implosiones junto a las paredes del rodete se originan numerosos esfuerzos que hacen trabajar, además, al material a fatiga. Como consecuencia se producen fisuras, aprovechando los poros de aquél, el material se desgarran y se originan arranques del mismo, produciendo una pérdida de peso apreciable, llegando a adquirir un aspecto de terrón de azúcar basto.

Dichas implosiones ocasionan un ruido característico, como si la máquina tuviera gravilla en su interior, algo parecido al de una hormigonera. Además, se producen vibraciones, desalineación de ejes y como consecuencia de todo lo anterior una fuerte disminución del rendimiento. Además se origina una gran disminución de la vida de la máquina. Obviamente el grado de estas consecuencias dependerá del nivel de cavitación producido.

De todo lo anterior se deducen dos conclusiones contradictorias, la primera es que la cavitación es un fenómeno que hay que eludir a toda costa; pero la segunda es que debido a que la depresión a la salida del rodete conduce a un incremento del rendimiento de las turbinas de reacción, en ocasiones es conveniente acercarse a la cavitación.

Por ello es indispensable conocer a fondo el fenómeno, recurriendo si es preciso al ensayo en modelos reducidos, con el fin de aproximarse a la cavitación pero sin caer en ella. Numerosos investigadores se han dedicado lógicamente a estudiar este fenómeno, habiendo deducido límites aconsejables que no se deben sobrepasar.

De entre ellos resalta, por su extraordinaria sencillez de aplicación, la expresión de Luchinger, válida exclusivamente para turbinas Francis, que señala que para no producirse cavitación la velocidad específica de funcionamiento debe estar por debajo del límite definido por:

$$n_s < \frac{6,850}{H_n + 10} + 84 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 20})$$

Tal expresión tiene tan sólo en cuenta el salto neto de la central por lo que debe utilizarse solamente como aproximación. (ehu@2.007).

4.7.- Curvas características

Las curvas características de las turbinas han de caracterizar el comportamiento de la turbina para todas las posibles condiciones de trabajo.

Estas curvas han de ser para cada grado de apertura del distribuidor o el inyector (X). Es conveniente conocer el diámetro del rodete con el objeto de referir los resultados a ruedas del mismo tipo pero de diferentes tamaños aplicando las leyes de semejanza.

Las curvas características de las turbinas son las siguientes:

- Las curvas de potencia ($W_i = f(\Omega, X)$) para salto constante; parten del origen, tienen forma parabólica y tienen el máximo en la misma velocidad. Los puntos de corte con el eje de velocidad corresponden con la velocidad de embalamiento. (personales.unican@).

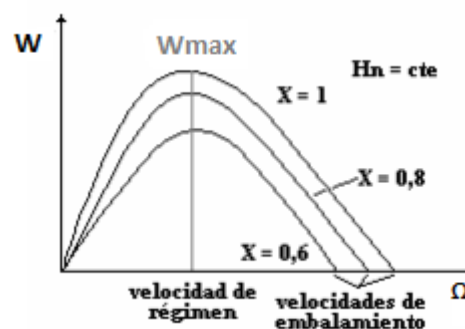


Figura 4. 3. Curvas de potencia.

- Las curvas de par motor ($T = f(\Omega, X)$) para salto constante; son rectas, siendo la ordenada en el origen el par de arranque y la abscisa de ordenada nula la velocidad de embalamiento (coincidente con el valor de la anterior curva). El par de arranque en las turbinas (excepto en las de hélice) es del orden del doble que

el de régimen nominal, lo que permite el arranque en carga. (personales.unican@).

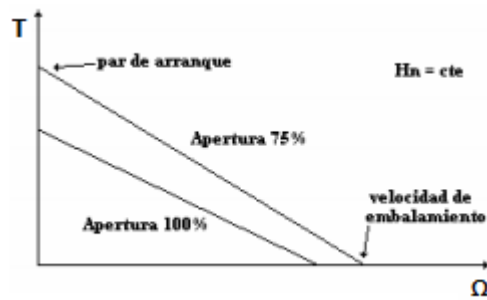


Figura 4. 4. Curvas de par motor.

- Las curvas de caudal ($Q = f(\Omega, X)$) para salto constante; son rectas; para las Pelton son horizontales, y para las Francis la inclinación depende de la velocidad de la turbina, para las lentas son decrecientes, mientras que para las rápidas son crecientes. (personales.unican@).

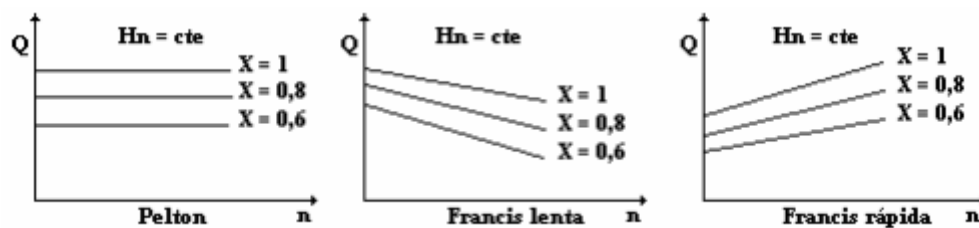


Figura 4. 5. Curvas de caudal.

- Las curvas en colina; se trabaja para diferentes aperturas del distribuidor o el inyector, se trata de obtener sobre las curvas $Q = f(\Omega, X)$ y $W_t = f(\Omega, X)$ para el salto constante los puntos de rendimiento constante, las llamadas colinas de rendimiento, para ello se superponen los dos diagramas. En los diagramas se puede observar la forma que toman estas colinas. (personales.unican@).

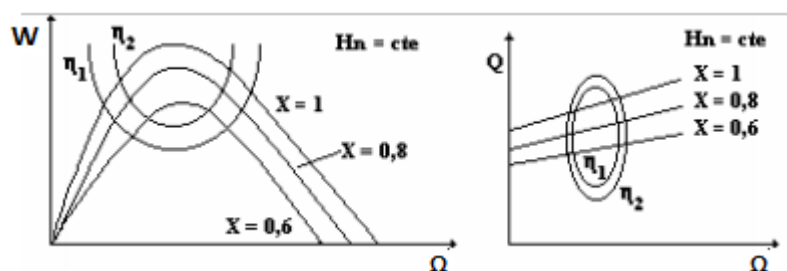


Figura 4. 6. Curvas en colina.

Normalmente las turbinas se acoplan a un generador síncrono, por lo que la velocidad de giro ha de ser constante, lo que hace, como es lógico, mas ideal aquella turbina en la que podamos variar el Q manteniendo fija Ω sin afectar al rendimiento.

- Curvas de rendimientos; las turbinas normalmente están acopladas a un generador síncrono y han de suministrar en cada instante la potencia que este exige, manteniendo Ω constante, por lo que resulta interesante estudiar las variaciones del η_t o al variar la potencia o el caudal manteniendo constantes H y Ω . La variación de caudal se hace variando la admisión (X) del distribuidor o el inyector. (personales.unican@).

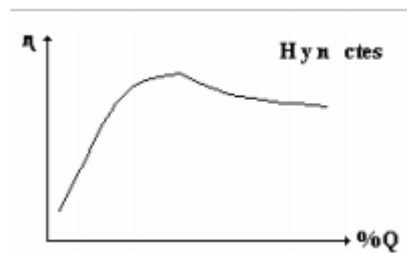


Figura 4. 7. Curva de rendimientos.

4.8.- Descripción del banco de ensayo

El grupo está compuesto por las siguientes piezas:

- 1.- Una base en perfilado sobre el cual están montados todos los aparatos.
- 2.- Una estructura en perfilado que sostiene las dos turbinas (Francis y Pelton) y la dinamo con ellas acopladas y también un depósito para las pruebas sobre orificios.
- 3.- Un depósito principal con las siguientes dimensiones:

Ancho: 1.200 m/m

Largo: 4.500 m/m

Alto: 1.200 m/m

Una parte del depósito de longitud 3.500 m/m, está cerrada en la parte superior y constituye el depósito de agua del conjunto, la otra parte esta descubierta y mide de largo 1.000 m/m y constituye el depósito de medida para las pruebas de caudal de las toberas y vertederos.

- 4.- Un depósito secundario de las siguientes dimensiones:

Ancho: 1.200 m/m

Largo: 700 m/m

Alto: 1.000 m/m

Está situado sobre el depósito principal y se apoya sobre la estructura antes citada. El depósito secundario funciona como depósito de carga para las pruebas sobre toberas, y por lo tanto está provisto de un dispositivo de empalme para toberas y de dispositivo de sobre carga regulable.

5.- Un canal lateral con sección de 350 x 350 m/m, acoplado a la pared posterior de depósito principal y por lo tanto de longitud de 4.500 m/m.

Dicho canal tiene el fondo a 850 m/m desde el plano de la base del depósito y esta sostenido por ménsulas insertadas en la estructura antes citada.

El canal descarga en la parte descubierta del depósito principal una junta en curva de 90°.

6.- Una electro-bomba centrífuga de elevada presión para servir a la turbina PELTON, utilizable también para las pruebas de caudal sobre tuberías y para la alimentación del depósito carga de las toberas.

7.- Una turbina hidráulica PELTON directamente conexcionada con una dinamo-freno mediante una junta acoplable.

8.- Una electro-bomba centrífuga de baja presión para alimentar a la turbina FRANCIS; utilizable también para las pruebas de aforos en el canal de experiencias.

9.- Una turbina hidráulica FRANCIS, directamente con la dinamo-freno ya comentado mediante una junta acoplable.

10.- Una dinamo-freno de armazón oscilante protegido y de excitación independiente con revelador de par instantáneo y transmisión de valores sobre un instrumento del cuadro en Kgm.

11.- Un cuadro de mandos y control.

12.- Una tubería de alimentación de la turbina PELTON, que parte de la electro-bomba de elevada presión, con tubería de accionamiento manual entre envío y aspiración de la bomba y con medidor de caudal de brida tarada.

13.- Una tubería de alimentación de la turbina FRANCIS, que parte de la electro-bomba de mercurio (conmutable sobre cada uno de los dos circuitos de medida) conexcionados a las 2 bridas taradas y montados sobre el cuadro de mandos y control ya citado.

14.- Dos instrumentos indicadores de caudal de gran diámetro y un manómetro diferencial de mercurio (conmutable sobre cada uno de los dos circuitos de medida) conexiones dos a las dos bridas taradas y montados sobre el cuadro de mandos y control ya citado.

15.- Tres tuberías de igual largo, para permitir pruebas de caudal y de variabilidad de las pérdidas de carga.

16.- Una serie de vertederos para pruebas de caudal y para determinar los coeficientes de eflujo, que hay que aplicar al canal ya citado.

17.- Una serie de toberas para pruebas de caudal y para determinar los coeficientes de eflujo, que hay que aplicar al depósito ya citado.

18.- Un medidor de caudal instantáneo o “fluxímetro” puesto al final de las tres tuberías alimentadas por la electro-bomba de gran presión.

19.- Un grupo de válvulas y aparatos de control para experiencias sobre el GOLPE DE ARIETE, colocado al final de las tres tuberías de la electro-bomba de elevada presión.

Todos los elementos descritos en este apartado, se encuentran representados mediante una fotografía real, tomada en el laboratorio, en el Anexo I.

4.9.- Características constructivas y funcionales de las maquinas y aparatos

1.- La electro-bomba centrífuga de baja presión es de construcción “TRAVAINI” y tiene el cuerpo de hierro colocado, la girante de bronce y el eje de acero montado sobre soportes de esferas. Las bocas son DN 65 (envío) DN 80 (aspiración).

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES

- Caudal al 1': 1.000-1.400 l
- Presión manométrica total: 23,5-20 m de H₂O
- Giros por 1': 2.900
- C.V instalados: 10

El motor eléctrico trifásico está cerrado y ventilado externamente.

2.- La turbina FRANCIS es de construcción “Cantini” y es del tipo a reacción con eje horizontal en cámara forzada en espiral. El distribuidor es del tipo “Fink” con mecanismos exteriores montados sobre manguitos de bronce. La lubricación es forzada del tipo “Tecalemit”, la caja es de hierro colado.

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES

- Caída útil neta: 16 m de H₂O
- Caudal: 17 l/s
- Fuerza desarrollada: 2,5 C.V
- Giros al 1': 1.680

3.- La dinamo freno de excitación independiente es de construcción “SEL”; se puede acoplar mediante juntas acoplables, a las dos turbinas hidráulicas.

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES

- Tipo 105 I
- 15 KW – 220 V – 6,8 A
- Giros: 1.500 servicio continuo
- Excitación 190 V – 0,35 A.

La energía producida es disipada por una resistencia de Cromo-níquel. La medida del par motriz en Kgm se efectúa midiendo el par de reacción sobre el estator de la dinamo que funciona como generador.

El par de reacción es a su vez calculado como medida de una fuerza de reacción puesta a distancia conocida y constante del eje de rotación. Sobre el armazón de la dinamo está fijado rígidamente un brazo cuyo extremo libre acciona el dispositivo revelador formado por un anillo elástico y por un sistema electromecánico que transforma el valor de la deformación elástica del anillo en una señal eléctrica.

La señal es enviada directamente al instrumento de cuadro que indica directamente el par Kgm cuyo valor permite calcular la potencia.

4.- El cuadro de mandos y control (Figura 10.7), además de los dos grandes cuadrantes indicadores de caudal y del manómetro diferencial (todos conexiados a los dos medidores insertados sobre las tuberías de alimentación de las dos turbinas hidráulicas) lleva los siguientes instrumentos:

- Voltímetro y amperímetro de la dinamo.
- Reóstato de excitación.
- Instrumento de perfil para medida del par.
- Mandos de pulsador luminoso.
- Dispositivo de sobrevelocidad.
- Interruptor general.
- Interruptor de la turbina PELTON.
- Interruptor de la turbina FRANCIS.
- Válvulas para defensa de los instrumentos.

Sobre la base del cuadro metálico están colocadas las resistencias para la disipación de la energía producida por la dinamo.

5.- El medidor de caudal con cuadrante sobre la tubería DN 80 que alimenta la turbina FRANCIS es de construcción “Guardigli” el cuadrante es graduado desde 0 a 18 l/1”.

6.- El manómetro diferencial instalado sobre el cuadro de mando y control en paralelo con los dos medidores de caudal de cuadrante y conmutable con el uno o el otro de ellos, por medio de pequeños tubos flexibles está graduado de 0 a 300 mm Hg.

7.- Las tres tuberías moldeadas para las experiencias sobre las pérdidas de carga en los tubos, son de acero cincado de igual diámetro (diámetro interno de 42,5 m/m), que tienen igual desarrollo entre los puntos de colocación de dos hidrómetros de los cuales uno al inicio y uno al final de los trozos de tuberías sujetos a medida. Dichos hidrómetros son de gran diámetro y la graduación desde 0 a 90 m H₂O.

La primera tubería está constituida por 3 troncos horizontales superpuestos conexiados por 2 curvas de serie de 180° con desarrollo total de 11,56 m. la segunda tubería está constituida por una serie de breves conductos horizontales que conexiaron una serie de curvas de serie de 180° unidas en pareja en "S" las curvas a 180° son en total 40. El desarrollo total de la tubería entre las tomas de presión es siempre de 11,56 m.

La tercera tubería repite la disposición de la segunda pero con sustitución de dobles escuadras de 90° a cada curva. Tendremos así 40 dobles escuadras en lugar de 40 curvas, el desarrollo total es aun de 11,56 m.

8.- La serie de vertederos está formada por:

2 vertederos intermedios, unos con pared fina y uno con pared gruesa; 2 vertederos terminales con pared fina, una con luz de ángulo de 90° con vértice hacia abajo y el otro con luz rectangular; 1 medidor a tubo Venturi con dos paredes verticales.

Los vertederos 1 y 2 van montados en el interior del canal y aplicadas al hierro existente en el fondo del mismo, para el nº 1 existe en el canal la toma de aire, los vertederos 3 y 4 van aplicados a la extremidad de descarga del canal en un idóneo alojamiento provisto de guarniciones de goma. El medidor 5 va aplicado en el canal en los alojamientos predispuestos.

REALIZACIÓN DE ENSAYOS EN EL LABORATORIO

La realización del ensayo está basada en la obtención de los parámetros característicos de la turbina Francis, mediante la experimentación con la misma en el laboratorio. Los pasos a seguir para la obtención de los mismos son los que se detallan a continuación.

PASO 1.- Encendido de la máquina

Lo primero que se realiza es la activación en el cuadro de luces del magneto térmico de la máquina para activar a continuación los interruptores general, auxiliar y el de la turbina Francis situados en el cuadro de mando. Desde el cuadro de mandos armamos la turbina.

Nota: El circuito dispone de un dispositivo de sobrevelocidad de las turbinas, que cortan el suministro eléctrico de las bombas que las alimentan, evitando así que la turbina llegue al embalamiento. Activar este dispositivo es lo que se llama armar la turbina, y el dispositivo de seguridad salta cuando la turbina alcanza las 1.500 rpm.

PASO 2.- Ajuste de los álabes

Una vez la maquina se encuentra arrancada, se procede al ajuste de la posición de los álabes. Para nuestro ensayo, hemos realizado medidas en tres posiciones distintas de los álabes. Una en máxima apertura, otra en apertura media y otra con un grado de apertura de $\frac{1}{4}$.

PASO 3.- Medición de parámetros

Los parámetros necesarios para la caracterización de nuestra turbina no son recogidos directamente del banco de ensayo, sino que se obtienen posteriormente de forma analítica. Los parámetros que sí se miden directamente de la maquina son los siguientes:

- Tensión (V)
- Velocidad de giro (rpm)
- Intensidad (A)
- Caudal (l/s)
- Par mecánico (kgm)
- Presión a la entrada de la turbina (m.c.a)
- Presión a la salida de la turbina (m.c.a)
- Altura neta (m)

Para la medición de estos parámetros se siguieron dos procedimientos de trabajo.

El primero consistió en fijar el máximo rango de trabajo del caudal en función de la limitación de la velocidad. Siendo este el dato de partida, tomando medida de los anteriores parámetros mencionados, se va aumentando el par motor hasta la velocidad de giro máxima que limita a este rango, tomando siempre datos intermedios para su estudio.

El segundo consistió en fijar el máximo rango de trabajo del caudal en función del par máximo. Una vez medidos los parámetros en este punto, se va disminuyendo el par motor hasta que no haya más medidas posibles, tomando aquí también valores intermedios para su posterior estudio.

Nota: El caudal máximo es aquel caudal que no sobrepasa las 1.500 rpm necesarias para que el circuito de seguridad se active y se corte el suministro eléctrico. El par mecánico máximo varía en función del caudal que se fije.

Nota: Hemos trabajado en tres posiciones del distribuidor, a saber, apertura máxima, media y un cuarto. A su vez, para cada posición hemos fijado varios caudales con la válvula de regulación y para cada uno de estos caudales hemos obtenido puntos correspondientes entre el par máximo y mínimo de carga. El conjunto de estos puntos es lo que denominamos rango. Para entender mejor el concepto de rango consultar las tablas del anexo II.

PASO 4.- Obtención de los restantes de parámetros

Estos datos se introducen en una hoja Excel, con el modelo que se expone en la siguiente página, para poder conocer otros parámetros de la turbina de forma matemática.

PASO 5.- Obtención de las curvas

Una vez tenemos todos los datos necesarios, únicamente tenemos que escoger las variables que necesitamos para la representación de las mismas en curvas. Para la mayoría de los casos, hemos realizado curvas polinómicas de grado 2, ya que son las que mejor se ajustan a las curvas teóricas.

DATO	ACLARACIÓN
Caudal de referencia analógico (l/s)	Se lee la medida directamente del caudalímetro
Caudal de referencia analógico medio (l/s)	Media aritmética de los caudales de referencian analógicos
Tensión (V)	Se lee directamente del voltímetro
Velocidad de giro (rpm)	Se lee directamente del tacómetro
Intensidad (A)	Se lee directamente del amperímetro
Par motor (kgm)	Se puede regular y se toma la medida directamente. Para poder operar con este parámetro, hacemos un cambio de unidades, de kgm a N m. 1Kgm = 9,80665 N m.
Presión entrada (m.c.a)	Se lee directamente del manómetro
Presión de salida (m.c.a)	Se lee directamente del manómetro
H neta (m)	Se lee directamente del manómetro
Δh e-s (m)	Diferencia entre la presión de entrada y salida
$p_1 - p_2$ (N/m ²)	Se obtiene de la deducción de la ecuación de Bernoulli. $p_1 - p_2 = \rho g \Delta h$
C_d	Coeficiente corrector obtenido mediante la ecuación Ec.21
Q placa-orificio (l/s)	Caudal obtenido mediante la ecuación Ec.22
Q placa-orificio medio (l/s)	Media aritmética de los caudales de la placa orificio
Potencia hidráulica (W)	Potencia calculada según la expresión: $(Q \times H_n \times \rho \times g) / 1.000$
Potencia mecánica (W)	Potencia calculada según la expresión: $N \times T \times 9,81 \times 0,105$
Potencia eléctrica (W)	Potencia calculada según la expresión: $V \times I$
Rendimiento mecánico	Rendimiento calculado según la expresión: $(W_m / W_h) \times 100$
Rendimiento eléctrico	Rendimiento calculado según la expresión: $(W_{ele} / W_m) \times 100$
Rendimiento total	Rendimiento calculado según la expresión: $(W_{ele} / W_h) \times 100$
Rendimiento medio	Media aritmética de los rendimientos mecánicos

Tabla 5. 1. Modelo de la "Hoja de Excel" utilizada.

Continuación Tabla 5.1. Modelo de la “Hoja de Excel” utilizada.

DATO	ACLARACIÓN
Coeficiente adimensional	Valores obtenidos según la expresión: $(v \times D)/g H_n^{1/2}$ Siendo el diámetro del rodete 0,300 m
Campo pi Q	Valor obtenido de la ecuación Ec.13
Campo pi W	Valor obtenido de la ecuación Ec.12
Campo pi T	Valor obtenido de la ecuación Ec.11

Tabla 5. 2. Continuación Tabla 5.1.

LIMITACIONES DEL ENSAYO

A continuación se detallan algunos de los problemas que se han encontrado durante la realización del ensayo y en el posterior análisis de los datos.

1.- En el tratamiento de los datos, se observó que la utilización del parámetro $C_d = 0,6385$, proporcionado por el fabricante, nos llevaba erróneamente a pensar que el mecanismo para la medición del caudal (manómetro diferencial de mercurio) no funcionaba.

2.- En el grado de apertura máximo de los alabes, el anillo dinamométrico de la dinamo freno se mueve mucho como consecuencia de la vibración de la instalación.

3.- Los manómetros de entrada y salida vibran mucho, lo que dificulta enormemente la lectura de los datos.

4.- Se observa que el medidor de par mecánico podría estar en malas condiciones, ya que en el tratamiento de los datos, se observa que a bajos valores de par, a partir de 0,65 kgm aproximadamente, los datos de potencias y rendimientos no son coherentes. (Potencia eléctrica > potencia mecánica y rendimientos eléctricos por encima del 100%).

5.- Se puede intuir que existe en la instalación el fenómeno de cavitación, ya que el rendimiento es muy bajo con respecto al teórico (rendimiento teórico de una turbina Francis $\approx 98\%$) y existen grandes vibraciones en la instalación. Como hemos dicho, solo podemos intuir que este fenómeno se da, ya que la comprobación práctica para la detección de este fenómeno se lleva a cabo con una tubería transparente, para poder observar con claridad las burbujas de aire que contenga el fluido.

6.- Se intentó realizar un ensayo en un grado de apertura de los álabes totalmente cerrada, pero resultó imposible. No se podía leer ningún valor de la instalación en esta posición.

7.- Al no ser una instalación estandarizada, hay parámetros, como por ejemplo, el diámetro del rodete, que no se encuentran en ningún manual. Como este dato es necesario para nuestro estudio, se procedió a la medida del mismo con un metro, con los posibles fallos de exactitud que esto puede conllevar.

8.- En el grado de apertura $\frac{1}{4}$, la toma de datos es prácticamente inservible. Para los diferentes rangos de caudal se obtuvieron datos para que la curva de funcionamiento pueda ser representativa. No obstante, estos valores también fueron tratados, aunque no han sido determinantes para las conclusiones.

6.1.- Posibles soluciones

En este apartado se van a exponer algunas soluciones para los problemas que nos hemos encontrado durante el ensayo. Cabe mencionar que, alguna de las expuestas se ha llevado a cabo, mientras que otras, por no disponer de los recursos necesarios, no ha sido posible.

SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA DEL C_d

El parámetro nombrado como C_d es un coeficiente corrector que el fabricante proporciona. En nuestro caso, este coeficiente es de 0,6385. Este coeficiente es necesario para la obtención del caudal, de forma analítica, que circula por la placa orificio. Se observó, que la utilización de este valor nos llevaba a pensar que el mecanismo para la medición del caudal (manómetro diferencial de mercurio) se encontraba en malas condiciones. Pues bien, tras una experimentación con los datos, se determinó que lo que nos conducía a la disparidad de los datos no era el manómetro, sino el coeficiente corrector. Esto puede ser debido a que a lo largo de la vida de la instalación este ha variado como consecuencia de la corrosión interna a la que está sometida la instalación. Se pasó entonces a calcular un coeficiente corrector para cada dato medido de caudal, con la aplicación de la Ecuación 21, y posteriormente realizar la media ponderada de todos los valores, introduciendo así en la Ecuación 22, el este valor medio del nuevo coeficiente corrector. La obtención de este parámetro se llevo a cabo para las 3 posiciones de los álabes estudiadas. Los valores medios del coeficiente corrector se muestran en la Tabla 6.1.

	C_d medio
Apertura máxima	0,53
Apertura media	0,44
Apertura $\frac{1}{4}$	0,54

Tabla 6. 1. Coeficiente corrector medio para cada grado de apertura.

Con esta rectificación, la variación del caudal analítico (leído directamente de la instalación) y el caudal de la placa orificio (Ecuación 22) es mínima (iguales en la solución teórica). Para una mejor comprensión, en las Tablas 6.2 y 6.3, aparece la diferencia entre los caudales analíticos y de la placa orificio con y sin la solución propuesta.

Cd= 0.6385	Q medio analítico (l/s)	Q medio placa- orificio (l/s)	Diferencia (l/s)
APERTURA MAXIMA	15,10	18,49	3,39
	14,01	17,27	3,26
	13,36	16,74	3,38
	11,73	14,74	3,01
	10,70	14,73	4,03
	9,87	13,42	3,55
	8,90	11,92	3,02
APERTURA MEDIA	8,21	12,44	4,23
	7,63	11,63	4,00
	6,87	12,06	5,19
APERTURA $\frac{1}{4}$	7,86	7,90	0,04
	6,95	7,59	0,64

Tabla 6. 2. Valores de caudal con el coeficiente corrector proporcionado por el fabricante. Cd= 0.6385.

C _d = medio calculado	Q medio analítico (l/s)	Q medio placa- orificio (l/s)	Diferencia (l/s)
APERTURA MAXIMA	15,10	14,37	0,73
	14,01	13,42	0,59
	13,36	13,01	0,35
	11,73	11,46	0,27
	10,70	11,45	0,75
	9,87	10,43	0,56
	8,90	9,26	0,36
APERTURA MEDIA	8,21	7,97	0,24
	7,63	7,46	0,17
	6,87	7,73	0,86
APERTURA $\frac{1}{4}$	7,86	7,75	0,11
	6,95	7,45	0,5

Tabla 6. 3. Valores de caudal con el coeficiente corrector medio calculado para cada uno de los valores.

$$C_d = \frac{Q}{A_2 \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right)} \right]^{1/2}} \quad (Ec. 21)$$

$$Q = C_d \times A_2 \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right)} \right]^{1/2} \quad (Ec. 22)$$

SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA DEL PAR MOTOR

Como ya se ha comentado, se ha observado que a valores bajos de par mecánico, las lecturas no son fiables. Se exponen a continuación tres posibles soluciones para remediarlo, soluciones que podrían incorporarse a la instalación, de contar con los materiales necesarios.

1.- Es necesario comentar, que los elementos que se muestran a continuación son utilizados para medir un par muchísimo más pequeño que el que nosotros tenemos en nuestra instalación. No obstante, hemos encontrado este ejemplo, y lo utilizamos para hacernos una idea real del procedimiento, siendo necesario para nuestro caso elementos de una escala mucho mayor.

Para poder llevar a cabo la medición del par necesitaríamos:

- Una báscula
- Aparato que fija la balanza y el motor
- Brazo que engancha al eje el motor



Figura 6. 1. Material necesario.

El soporte de la báscula y el motor se fijan mediante tornillos y tuercas. Tras colocar el motor, se fija el brazo al eje del motor.



Figura 6. 2. Fijación del brazo al eje del motor.

Tras colocar el brazo, se sitúa la báscula bajo éste. El sistema está listo para ser utilizado.



Figura 6. 3. Sistema listo para su uso.

El funcionamiento del aparato se basa en la presión que realiza el brazo sobre la báscula en un voltaje concreto y mediante una sencilla fórmula matemática se calcula el par motor.

Para el cálculo exacto del par, es necesario medir el voltaje real del transformador mediante un téster. Otro valor necesario para el cálculo del par es la distancia total del brazo fijado al eje del motor. (slothortanord@2.010).

El cálculo del par se obtiene mediante la siguiente la formula:

Valor de la báscula x distancia del brazo x 12/voltaje del transformador

2.- Otro posible método para la medición del par es el conocido como freno dinamométrico. Consiste en una barra atornillada al eje y que ejerce un rozamiento sobre este, a la brida unida una barra de una longitud determinada (1m) y en el extremo se cuelga un peso. Mediante unos topes cerca del extremo se trata de mantener la barra horizontal, son tocar los topes, solo equilibrada por el rozamiento de la brida en el eje, que se ajusta apretándola o soltándola mediante unos tornillos. (todoexpertos@2.006). El par se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$T = F_w \times L$$

Siendo:

F_w = peso que colocas

$L = 1 \text{ m}$

Con este procedimiento también se puede medir la potencia en el eje según la fórmula:

$$W = F_w \times n/e$$

Siendo:

n = número de revoluciones

e = constante que vale 9550 cuando $L=1 \text{ m}$

3.- Por último, otra posible solución sería la del freno Prony, Figura 6.4, que es un freno de fricción.

El freno se compone de una polea A, que se monta sobre el eje del motor. Contra la polea frotan dos zapatas Z de madera que están fijas a una barra B, que constituye el brazo de palanca del freno y a otra C inferior y más corta, que actúa de base.

Los largueros B y C se unen por unos tornillos con tuercas de orejas D. Al extremo del larguero B se pueden colocar los pesos P, que, naturalmente, serán variables.

El freno ha de estar siempre en equilibrio, o sea que la polea A, estando loca, todo el equipo del freno ha de mantenerse en equilibrio indiferente, el cual se obtendrá con la ayuda de un contrapeso F colocado en el otro extremo de B.

La longitud L, que separa el centro del eje del motor y el extremo P de la barra B, es conocida, puesto que es el brazo de la palanca constante del freno.

Finalmente, el aparato se completa por un dispositivo de seguridad, que consiste en dos taquets T que están fijos en la armadura del aparato y sirven para limitar las oscilaciones del brazo de palanca.

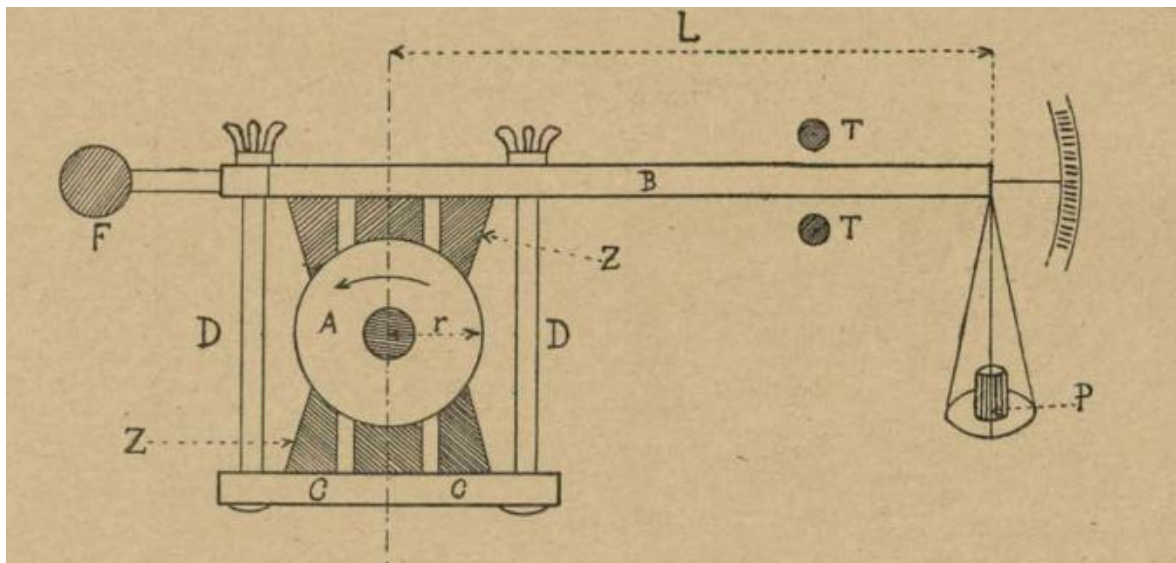


Figura 6. 4. Freno Prony.

Cuando el motor cuya potencia se quiere determinar está en marcha, se aprietan progresivamente las tuercas de los tornillos D. el frotamiento de las zapatas sobre la polea irá aumentando con tendencia a hacer girar todo el aparato, o mejor dicho, la palanca B alrededor de su eje. Para impedir que este movimiento se produzca se van colocando pesos en el extremo o sobre el plato colocado a recibir éstos, hasta que la palanca se mantenga en equilibrio horizontalmente sin tocar los taquets T.

Los pesos colocados en el plato tendrán un momento con relación al eje de rotación. El momento de estos pesos tiene, como efecto, equilibrar el par de entrenamiento del freno por la polea fija al eje del motor.

Si se aprietan las tuercas de manera que toda la potencia sea absorbida por las zapatas en su frotamiento con la polea, la tendencia a hacer girar el freno tendrá lugar en un momento crítico, bajo los efectos de la potencia del motor. Aquí será cuando el efecto de los pesos se opondrá a la potencia del motor, y si el brazo de palanca se mantiene en equilibrio horizontal es que el momento de los pesos iguala al del par motor. (ag-fitel@). Tendremos, por tanto, en este momento:

Par motor = pesos x brazo de palanca

$$T = F_w \times L$$

RESULTADOS

Los resultados de este ensayo son las curvas características tanto dimensionales como adimensionales, de la turbina en estudio, para los tres grados de apertura de los álabes escogidos.

El tratamiento de los datos y la obtención de las curvas características se ha realizado mediante el programa informático “Microsoft Excel 2.007”.

En el anexo II se muestran las tablas que se han utilizado para poder obtener las curvas.

A continuación se muestran únicamente las curvas obtenidas. Posteriormente, en el apartado 8. Discusión de los resultados, se analizarán en profundidad.

Dado que tenemos tres grados de apertura diferentes, se mostrará el mismo tipo de curva característica de cada uno de los 3 grados de apertura una a continuación de la otra, para que posteriormente la interpretación de las mismas sea más cómoda. El orden de aparición será siempre:

- Apertura total
- Apertura media
- Apertura 1/4

Las curvas que se han representado son las siguientes:

CURVAS DIMENSIONALES

- Caudal/Velocidad de giro
- Potencia/Velocidad de giro
- Par motor/Velocidad de giro
- Rendimiento/Velocidad de giro

CURVAS ADIMENSIONALES

- Campo π Caudal/Coeficiente adimensional
- Campo π Potencia/Coeficiente adimensional
- Campo π Par motor/Coeficiente adimensional
- Rendimiento/Coeficiente adimensional

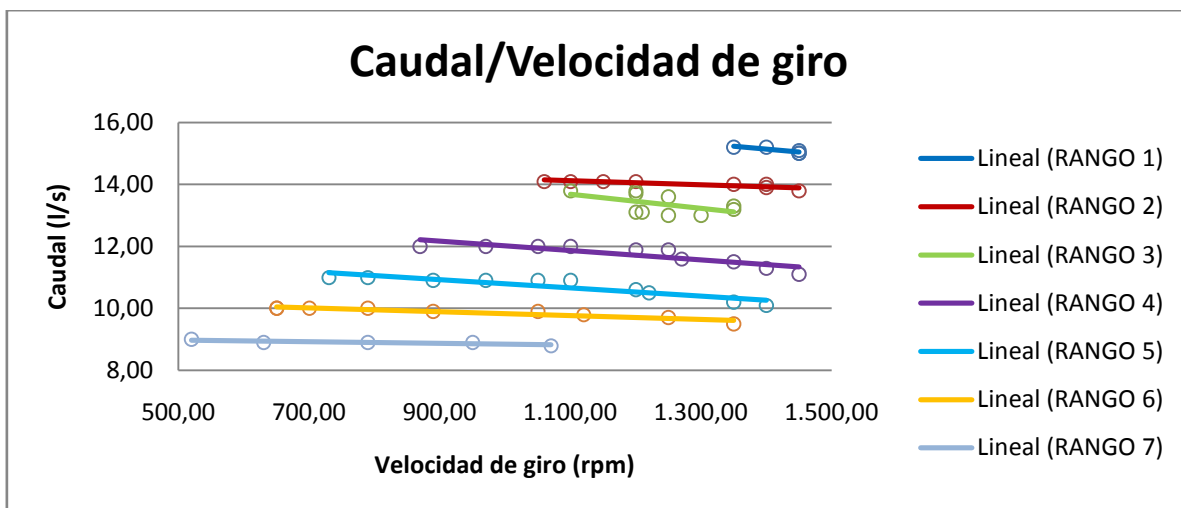


Figura 7. 1. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura total.

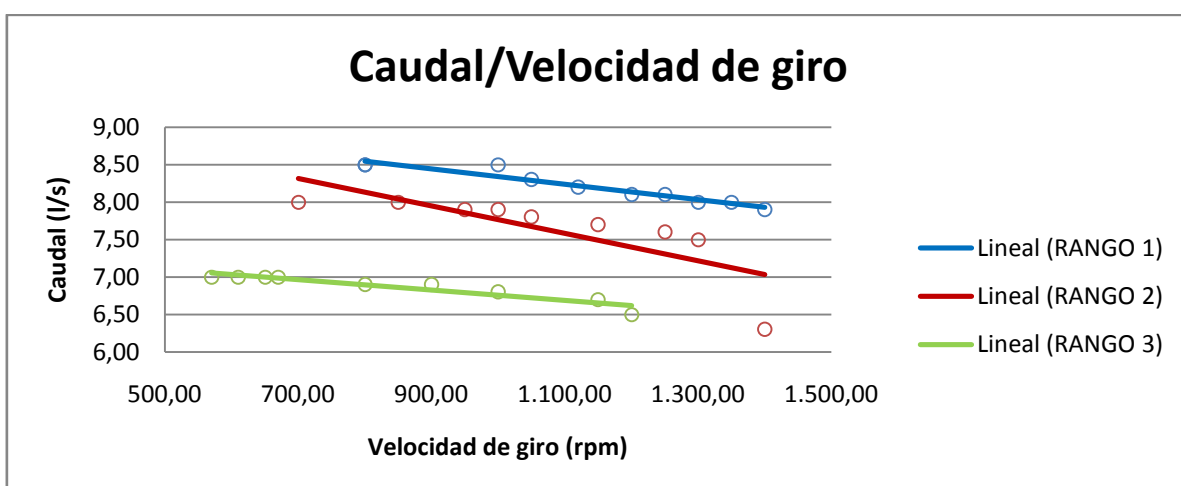


Figura 7. 2. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura media.

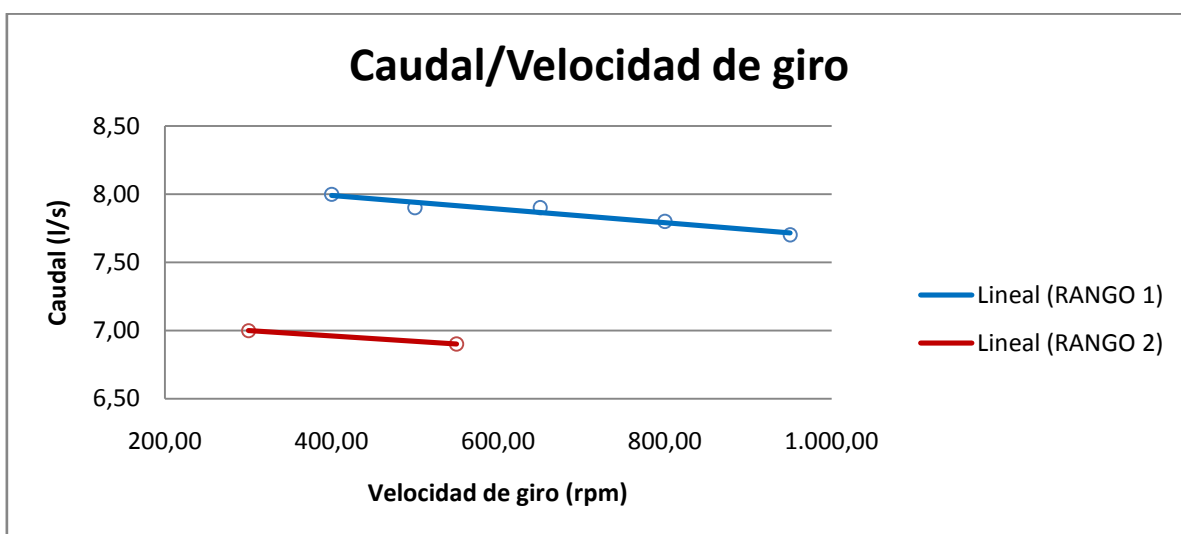


Figura 7. 3. Curva caudal/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.

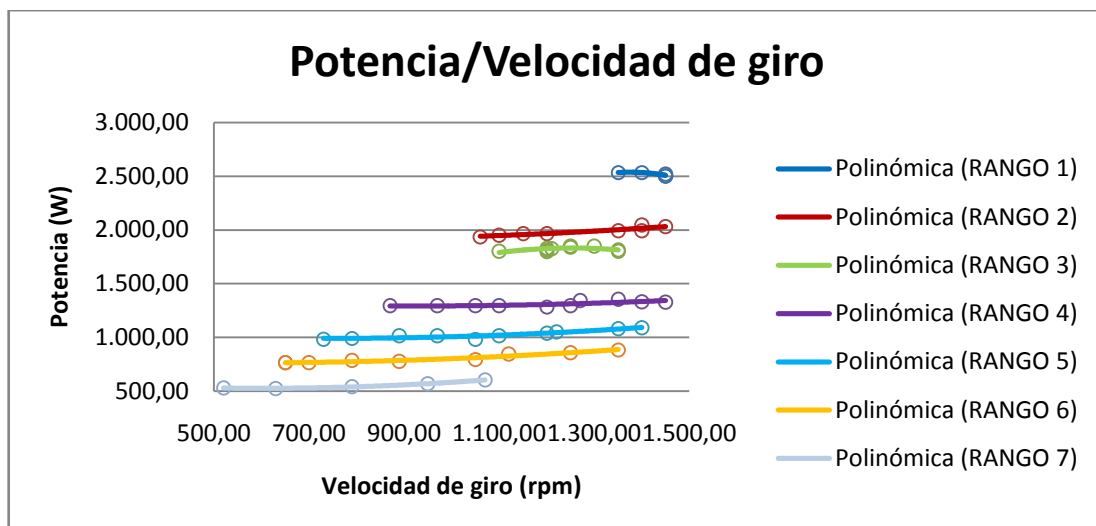


Figura 7. 4. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura total.

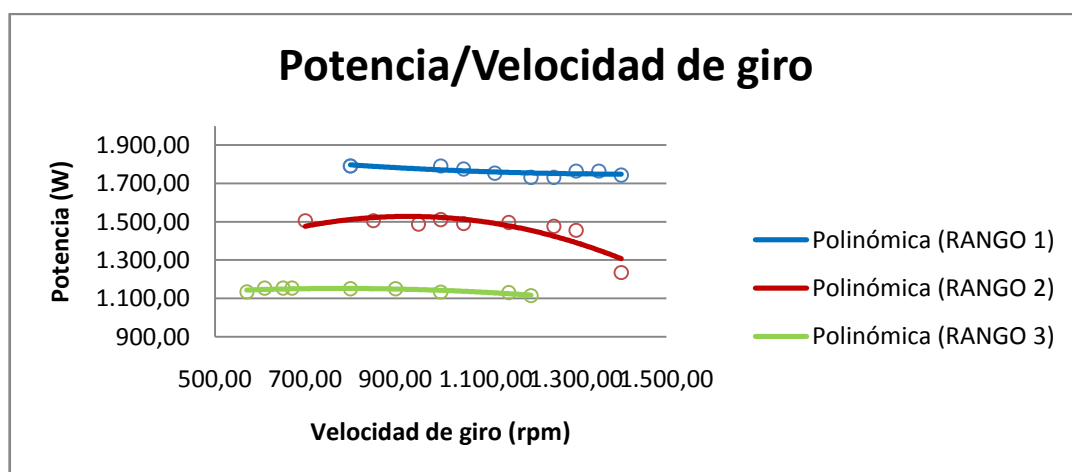


Figura 7. 5. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura media.

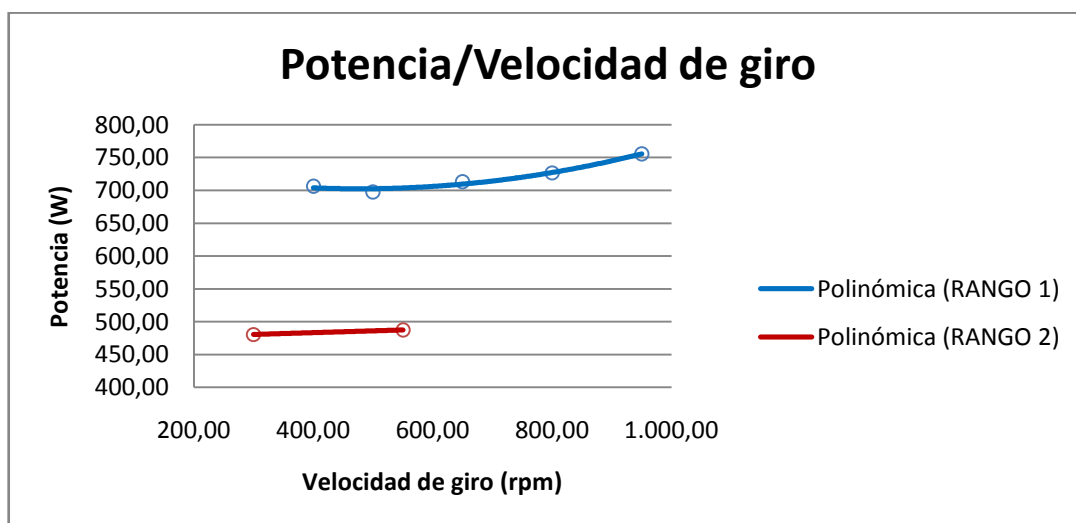


Figura 7. 6. Curva potencia/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.

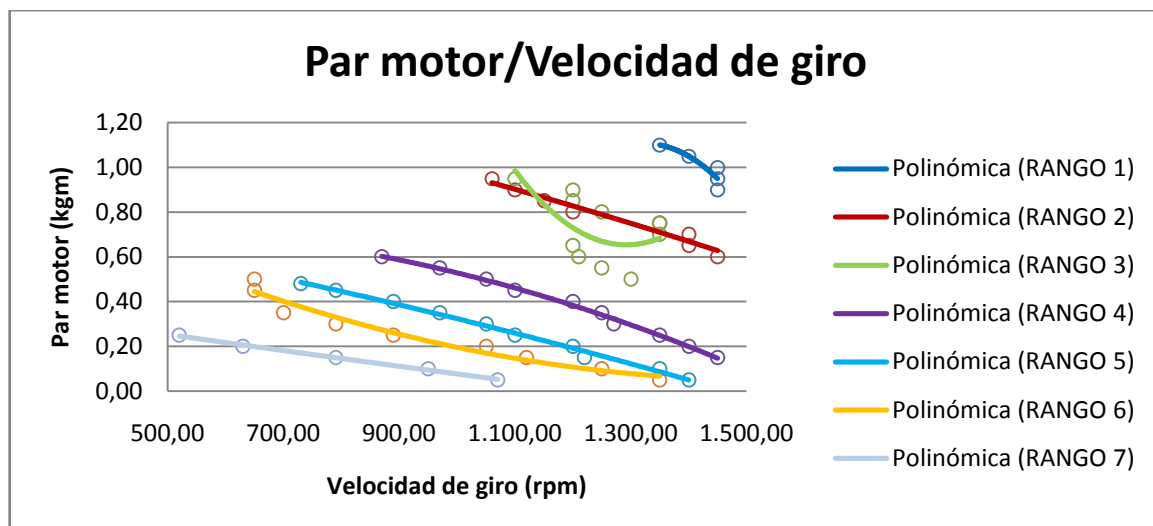


Figura 7. 7. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura total.

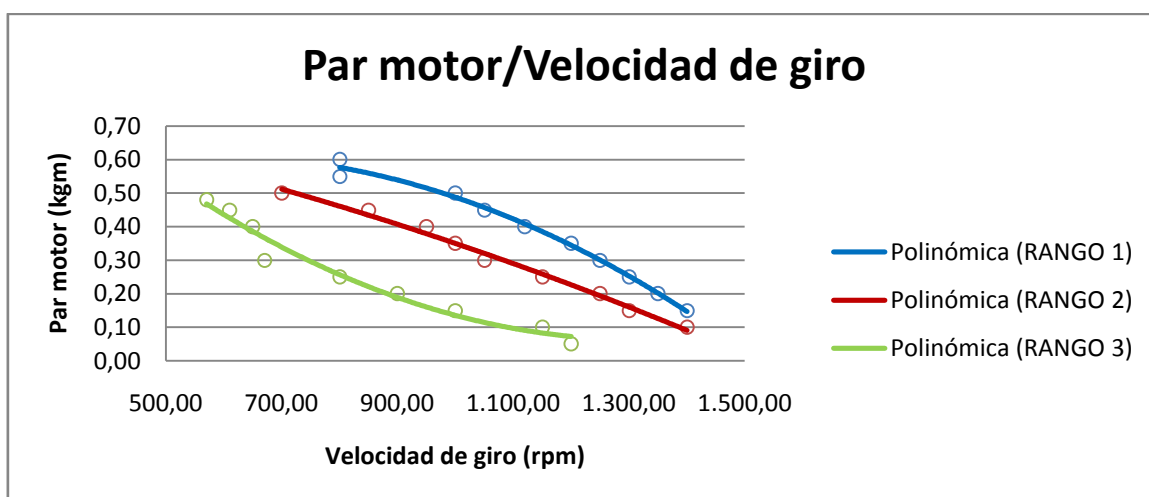


Figura 7. 8. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura media.

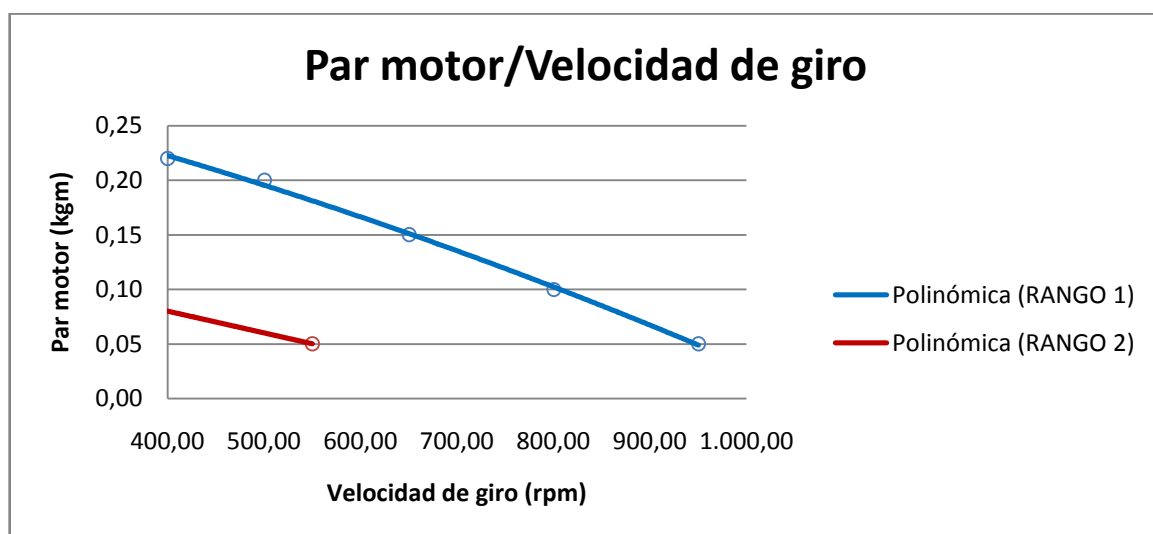


Figura 7. 9. Curva par motor/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.

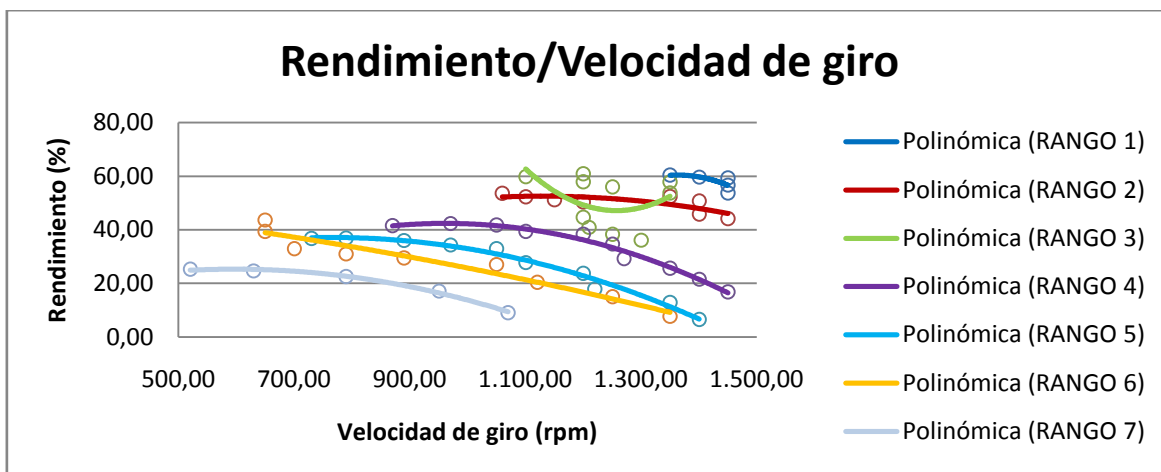


Figura 7. 10. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura total.

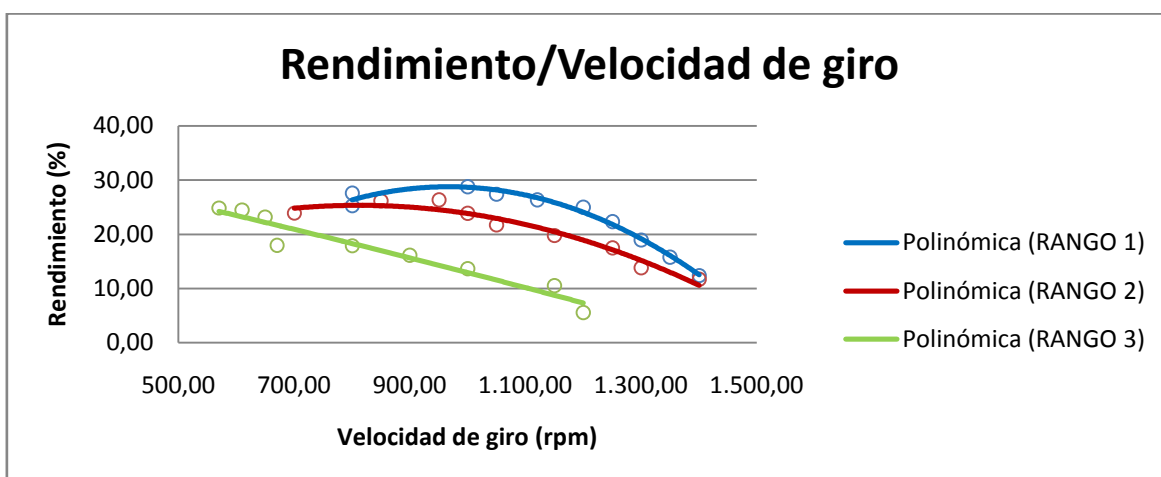


Figura 7. 11. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura media.

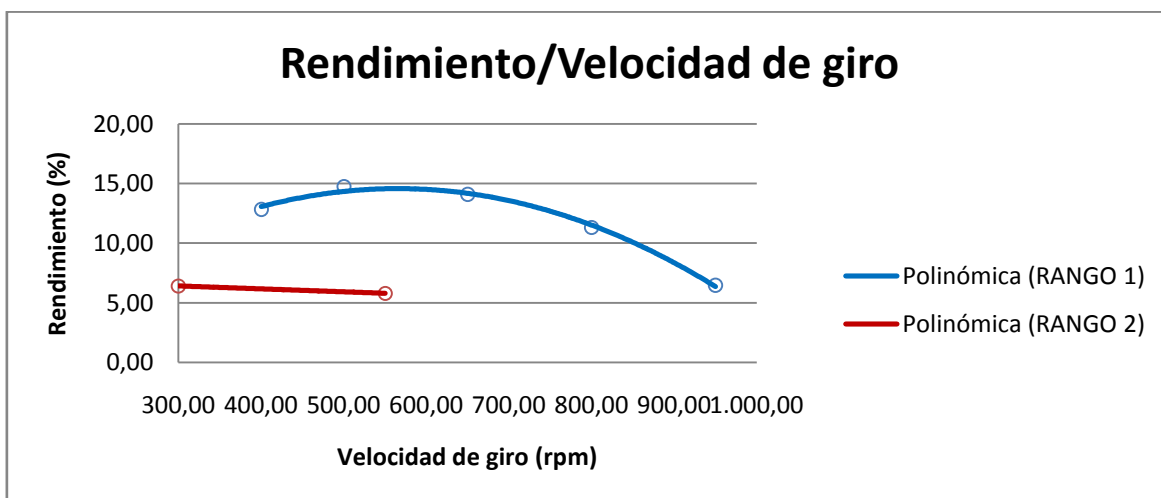


Figura 7. 12. Curva rendimiento/velocidad de giro, dimensional para apertura 1/4.

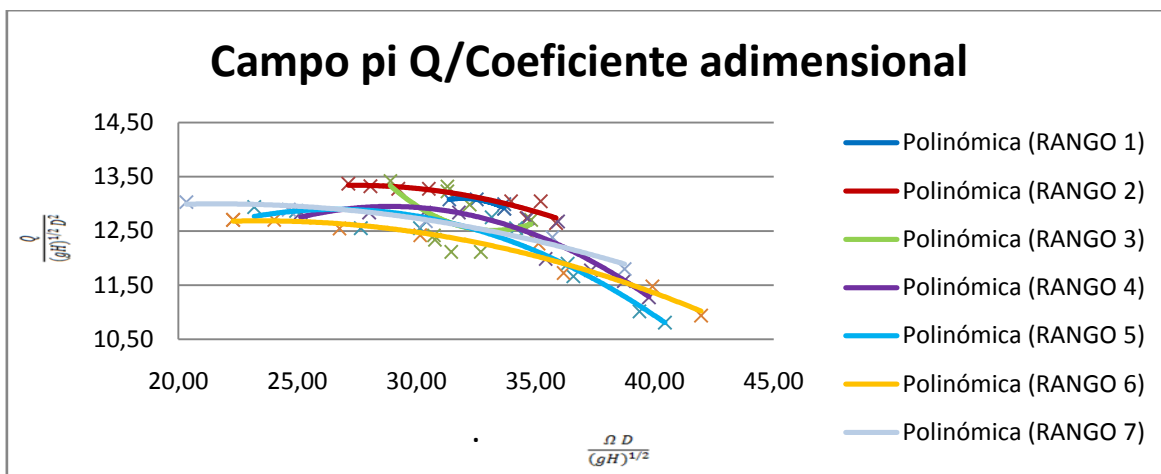


Figura 7. 13. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.

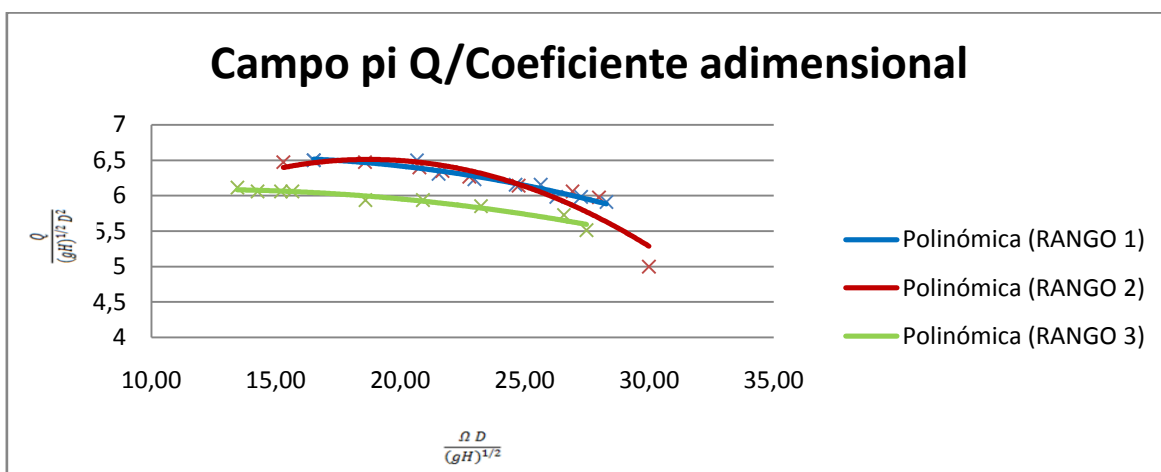


Figura 7. 14. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.

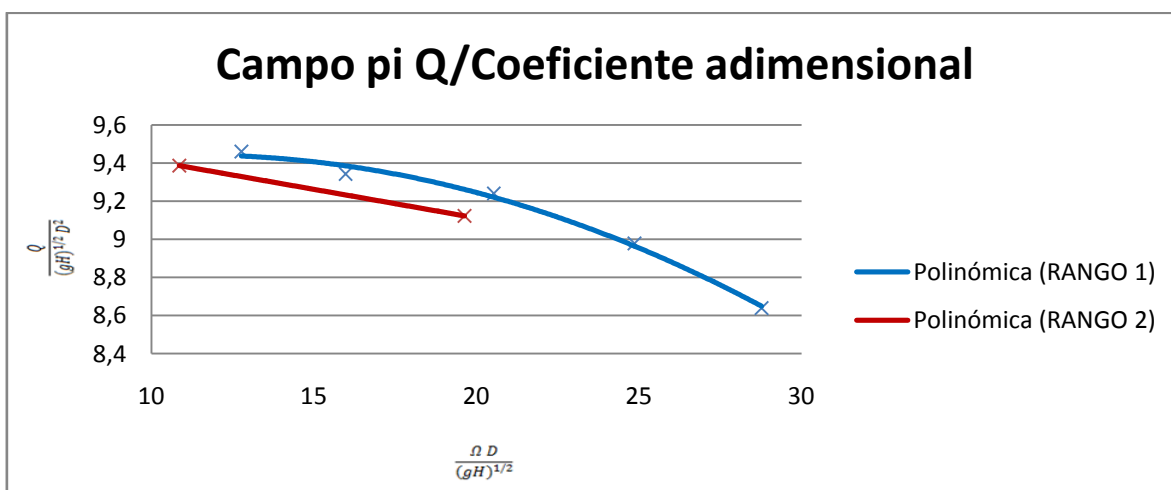


Figura 7. 15. Curva campo pi Q/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.

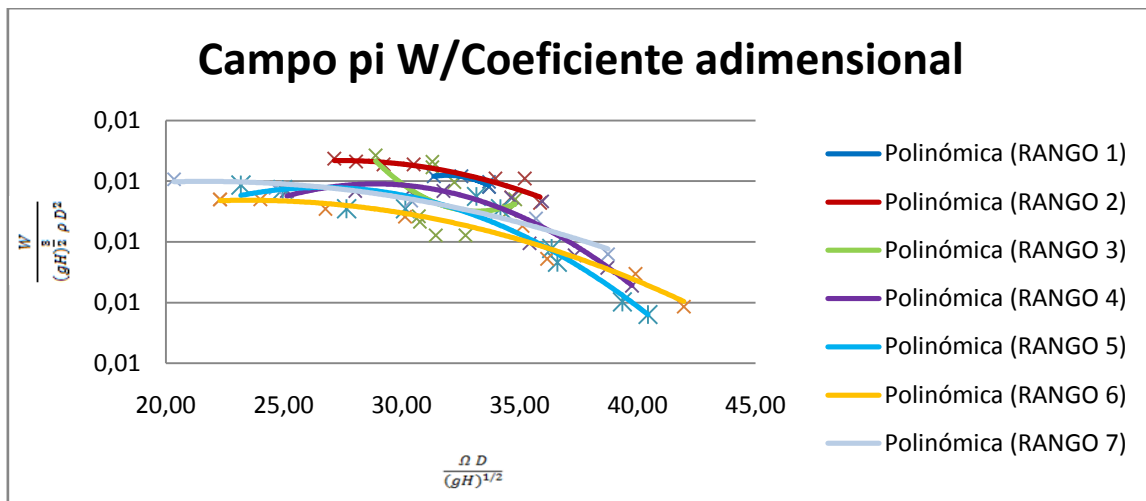


Figura 7. 16. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.

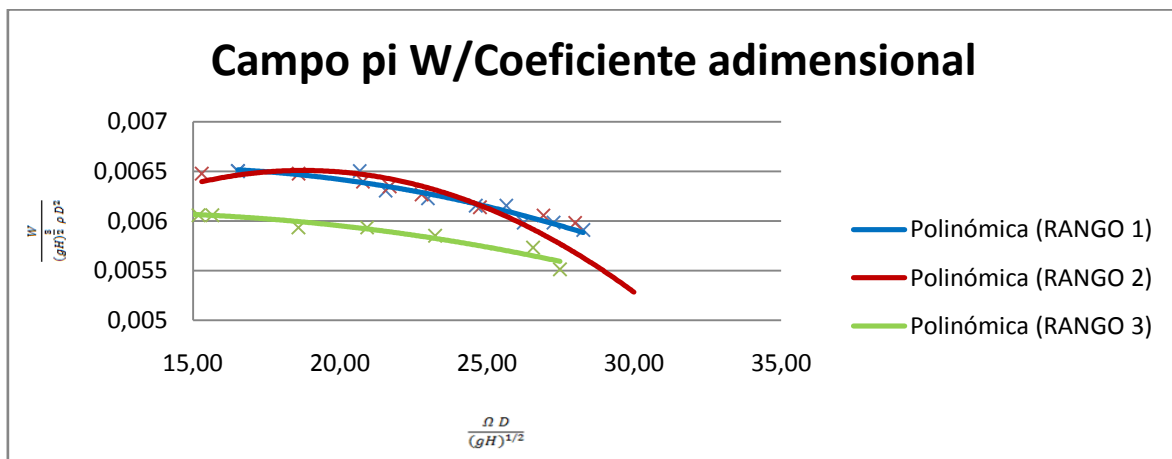


Figura 7. 17. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.

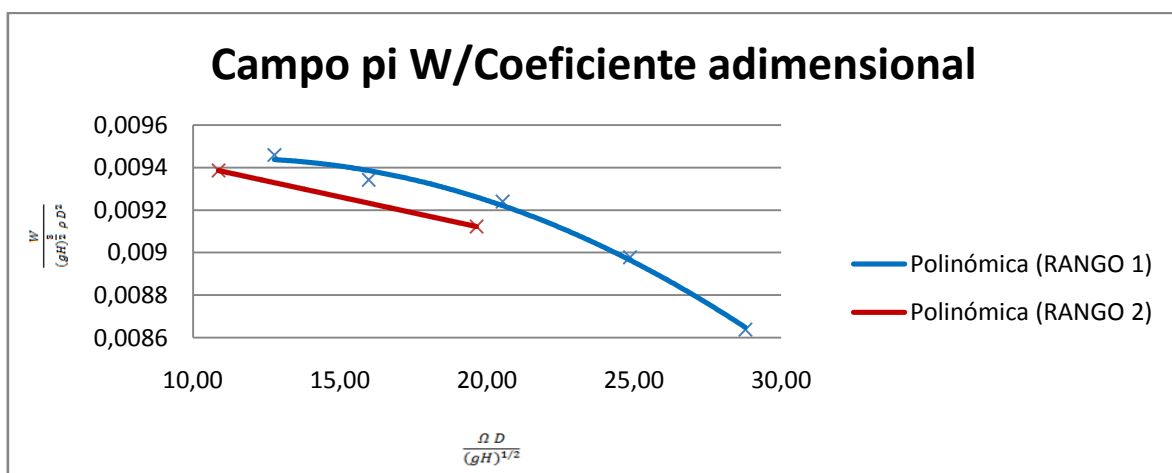


Figura 7. 18. Curva campo pi W/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.

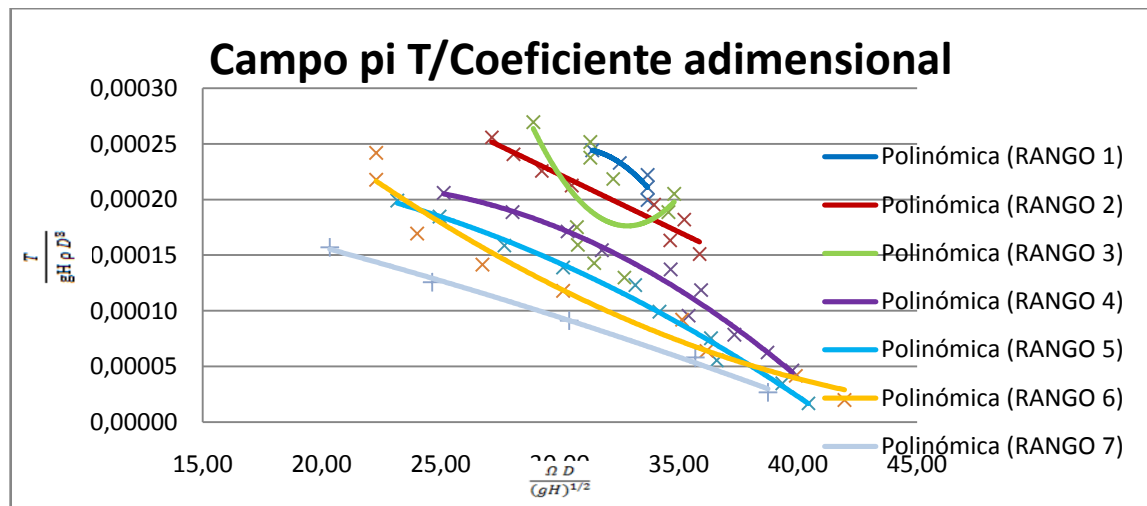


Figura 7. 19. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.

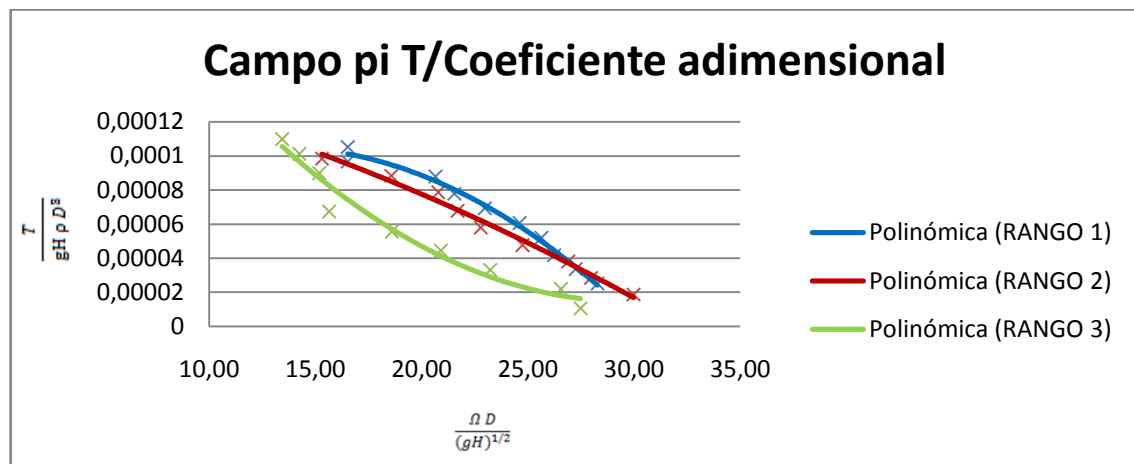


Figura 7. 20. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.

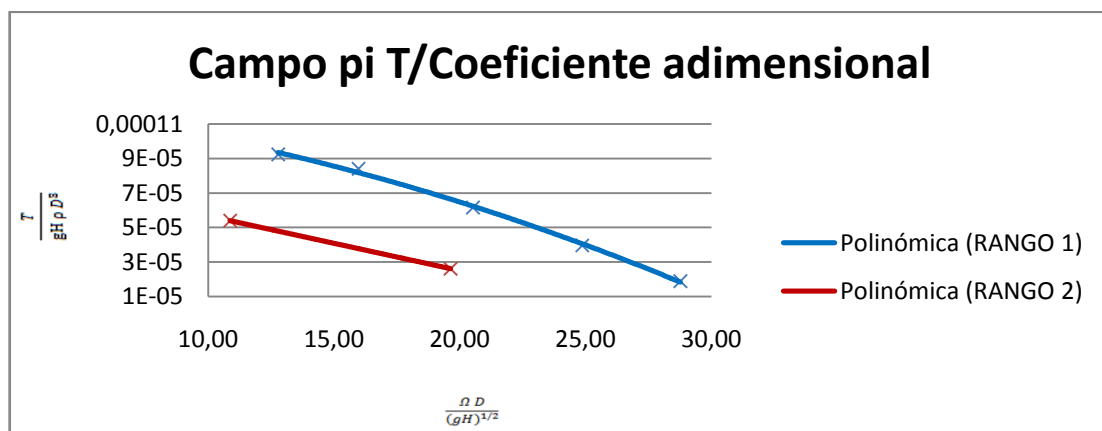


Figura 7. 21. Curva campo pi T/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.

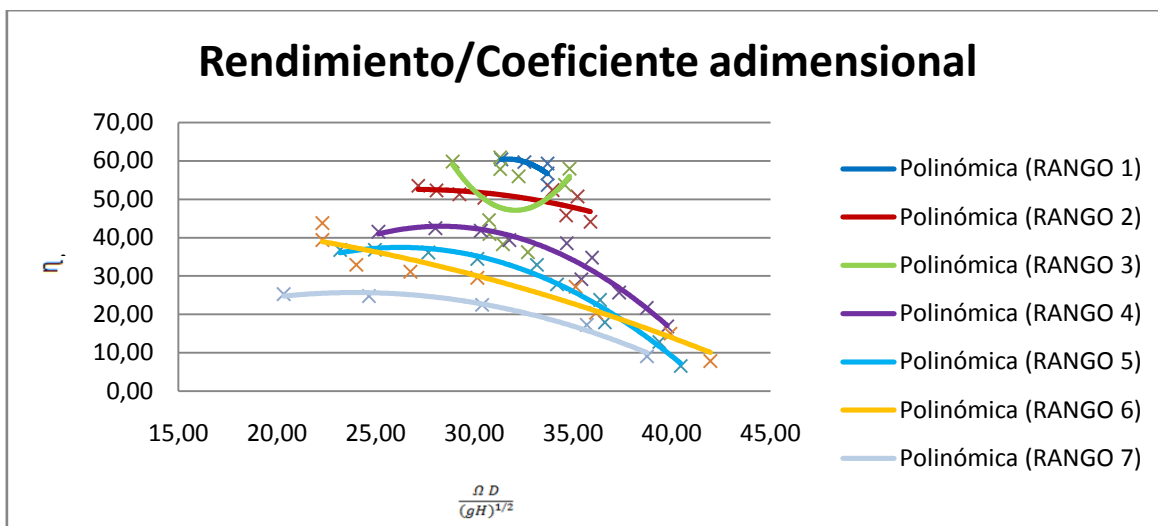


Figura 7. 22. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura total.

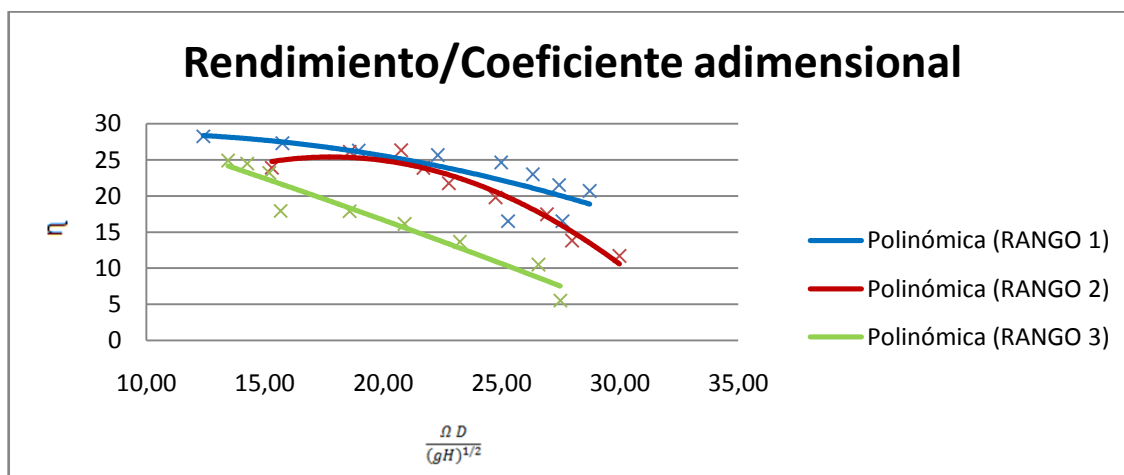


Figura 7. 23. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura media.

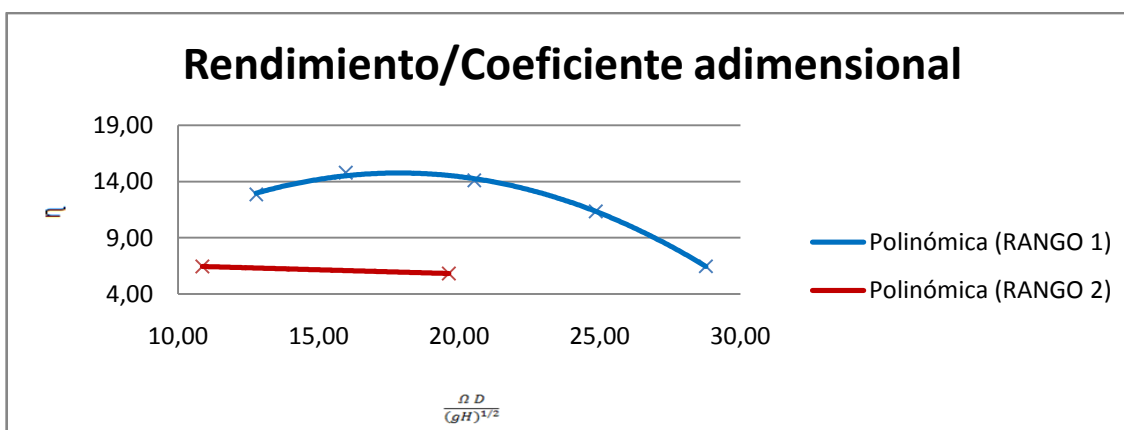


Figura 7. 24. Curva rendimiento/coeficiente adimensional, adimensional para apertura 1/4.

DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

La discusión de los resultados obtenidos será una comparación de las curvas características entre ellas mismas, ya que tenemos distintos grados de apertura, y entre las teóricas.

Antes de empezar a desarrollar los resultados, cabe mencionar que la realización de las curvas se hace mediante curvas de tendencia, polinómicas de grado 2, que son las de mejor ajuste. Para el caso de la curva caudal/velocidad de giro, se realizó una línea, ya que esta es la forma que debe tener.

Otra aclaración antes de explicar en profundidad los resultados es que para una apertura de $\frac{1}{4}$ de los alabes se tomó medida a dos rangos de caudal. El segundo de ellos, el rango de 7 l/s no es representativo, ya que únicamente se pudieron obtener 2 datos de medida, no obstante se han representado gráficamente, pero con el único fin de que la representación grafica incluya todos los datos recogidos, tanto si son validos como si no.

Para comenzar, vamos a analizar las curvas dimensionales y posteriormente se analizaran las adimensionales.

Las curvas de caudal/velocidad para los tres grados de apertura nos indican que a medida que la velocidad de giro va en aumento, el caudal disminuye. Este resultado nos lleva a saber que se trata de una turbina Francis lenta, Figura 4.5.

En las curvas de potencia/velocidad de giro la forma teórica de las mismas es aumentar la potencia a medida que va aumentando la velocidad hasta un punto máximo a partir del cual a medida que la velocidad aumenta la potencia disminuye. En nuestro caso, las curvas no llegan a estar definidas tal y como se han explicado en todos los casos. Así por ejemplo, para la apertura media de los alabes con un rango de caudal de 8 l/s la curva característica es representativa. La disparidad de estas curvas con las teóricas en el caso de apertura máxima es debido a los bajo valores de par motor que se tomaron, que como ya se comentó anteriormente cuando el par motor disminuye de 0,65 kgm los datos no son validos. En las curvas de apertura media lo que nos ocurre es distinto, y es que en el rango de caudal de 7 l/s no se puede medir la tensión. Como consecuencia de ello, no tenemos ni potencia ni rendimiento eléctrico. Aunque estas variables no se encuentren representadas gráficamente, estas son directamente proporcionales al par motor, por lo que el par motor en este caso también es muy pequeño como para que sea representativo.

De igual modo que en el caso anterior, las curvas de par motor y rendimiento frente a la velocidad de giro deben de asemejarse a una colina, ascendiendo ambas variables a medida que aumenta la velocidad de giro hasta un punto máximo donde aunque la velocidad siga en aumento, estas variables disminuyen. En nuestro caso, si que hay algunas de las curvas que se muestran semejantes a las teóricas y otras que no,

que como se ha explicado es consecuencia de los bajos valores del par motor tomados en el laboratorio.

En cuanto a las curvas adimensionales, podemos destacar que el resultado es bastante significativo.

Todas estas curvas tienen la forma típica de colina y en nuestro estudio, la mayoría guarda esta relación. Con esto se puede deducir que a medida que aumenta el coeficiente adimensional va aumentando la variable de estudio hasta el punto máximo en el cual aunque el coeficiente adimensional siga aumentando, la variable desciende en su valor. Esto tiene lógica, ya que el coeficiente adimensional es directamente proporcional a la velocidad de giro, y como hemos explicado antes, todas las curvas dimensionales, a excepción de la de caudal, tienen esta forma de colina.

Por último comentar que es posible que la toma de datos no sea totalmente acertada, por lo expuesto en el Apartado 6, y esto puede haber influido también en que las curvas características no sean totalmente semejantes a las teóricas.

BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía utilizada ha sido la siguiente:

- Agüera Soriano, J. *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas*. España: Ciencia 3 SL, 2002.
- Mataix, C. *Turbomáquinas hidráulicas. Turbinas, bombas, ventiladores*. Madrid: ICAI, 1975.
- Polo Encinas, M. *Turbomáquinas hidráulicas*. México: Limusa S.A, 1975.

Los recursos web utilizados han sido los siguientes:

- Francisco Maldonado Quispe. *Diseño de una turbina para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto*. [en línea]<http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/maldonado_qf/maldonado_qf.pdf> [Consulta: 01-02-2014].
- Aula web. *Conceptos generales de turbinas*. [en línea]. <<http://aulaweb.upes.edu.sv/claroline/backends/download.php?url=L0NPTkNFVE9TX0dFTkVSQUxFU19ERV9UVVJCSU5BUy5wZGY%3D&cidReset=true&cidReq=GTE023>> [Consulta: 01-02-2014].
- Reca-corp. *Turbina Francis*. [en línea]. <<http://reca-corp.com/files/57897336.pdf>> [Consulta: 04-02-2014].
- Universidad del País Vasco. *Apuntes de máquinas hidráulicas*. [en línea]. <ftp://ftp.ehu.es/cidirb/profs/inppebei/MH_EUP_donosti_07-08.pdf> [Consulta: 18-02-2014].
- Slot. Horta. Nord. *Medidor de par motor casero*. [en línea]. <<http://slothortanord.mforos.com/1866159/9611646-medidor-de-par-motor-casero/>> [Consulta: 03-03-2014].
- Todo expertos. *Medidor de par*. [en línea]. <<http://www.todoexpertos.com/categorias/ciencias-e-ingenieria/ingenieria-industrial/respuestas/1498642/medidor-de-par>> [Consulta: 03-03-2014].
- Carlos J. Renedo. *Prácticas de maquinas hidráulicas*. [en línea]. <<http://personales.unican.es/reneoc/Trasparencias%20WEB/Trasp%20MHT/Gui%C3%B3n%20Pract%20MH%202005.pdf>> [Consulta: 05-04-2014].
- Fundación Anastasio de Gracia-Fitel. *El Metalúrgico*. [en línea]. <[http://www.ag-fitel.org/admin/pdf2/HEM_El_Metalurgico_\(1928\)_192802%20-%2000004.pdf](http://www.ag-fitel.org/admin/pdf2/HEM_El_Metalurgico_(1928)_192802%20-%2000004.pdf)> [Consulta: 10-04-2014].

- Intermediate Technology Development Group. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*.
<<http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>> [Consulta: 20-04-2014].

ANEXO I.

REPORTAJE

FOTOGRAFÍCO

DEL BANCO DE

ENSAYO

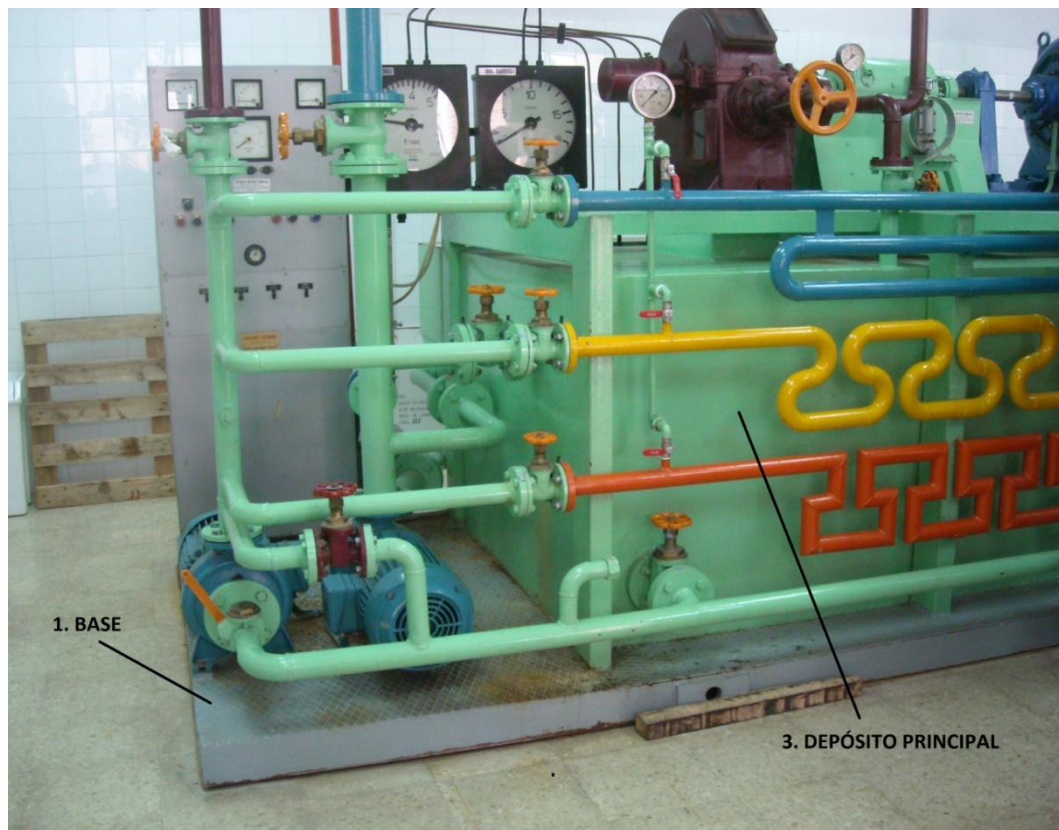


Figura 10. 1. Base y depósito principal.



Figura 10. 2. Depósito secundario.

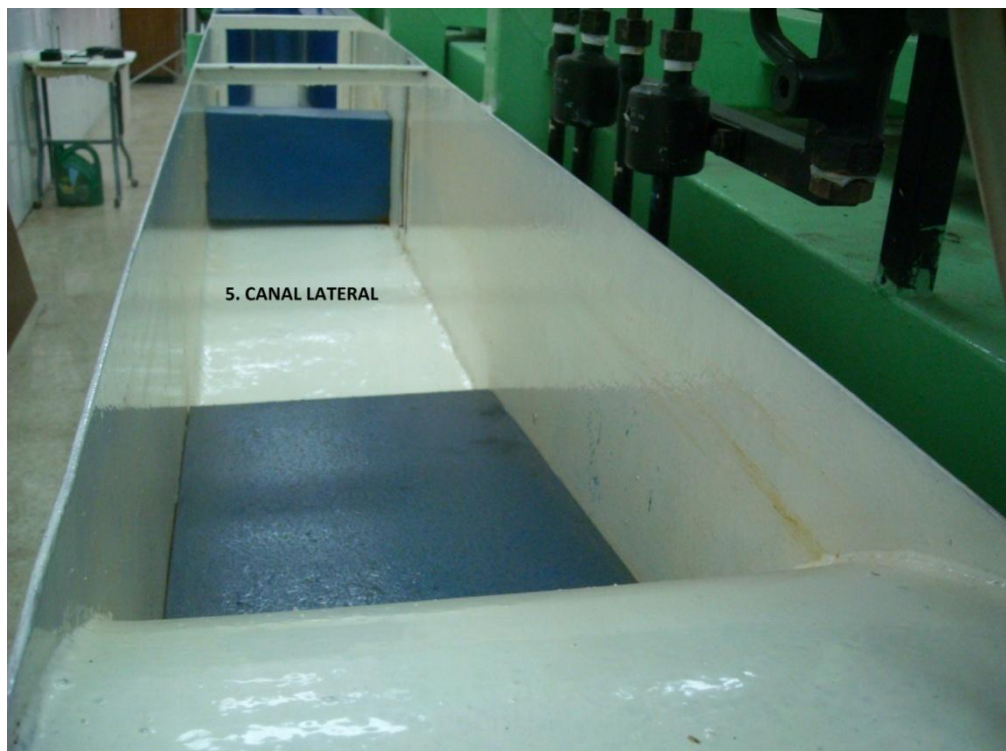


Figura 10. 3. Canal lateral.

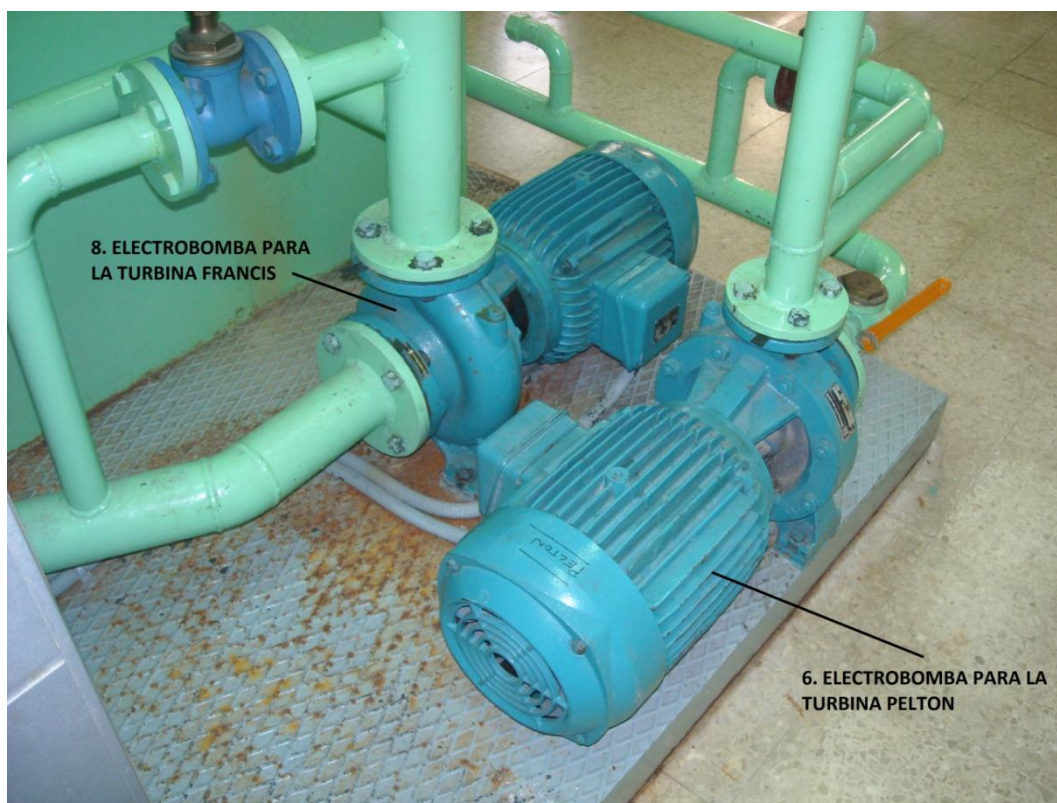


Figura 10. 4. Electrobombas para las turbinas Francis y Pelton.



Figura 10. 5. Tuberías de alimentación para la turbina Pelton y Francis y ambas turbinas.



Figura 10. 6. Dinamo-freno.



Figura 10. 7. Cuadro de mandos.



Figura 10. 8. Indicadores de caudal para la turbina Pelton y Francis.



Figura 10. 9. Manómetro diferencial de mercurio.

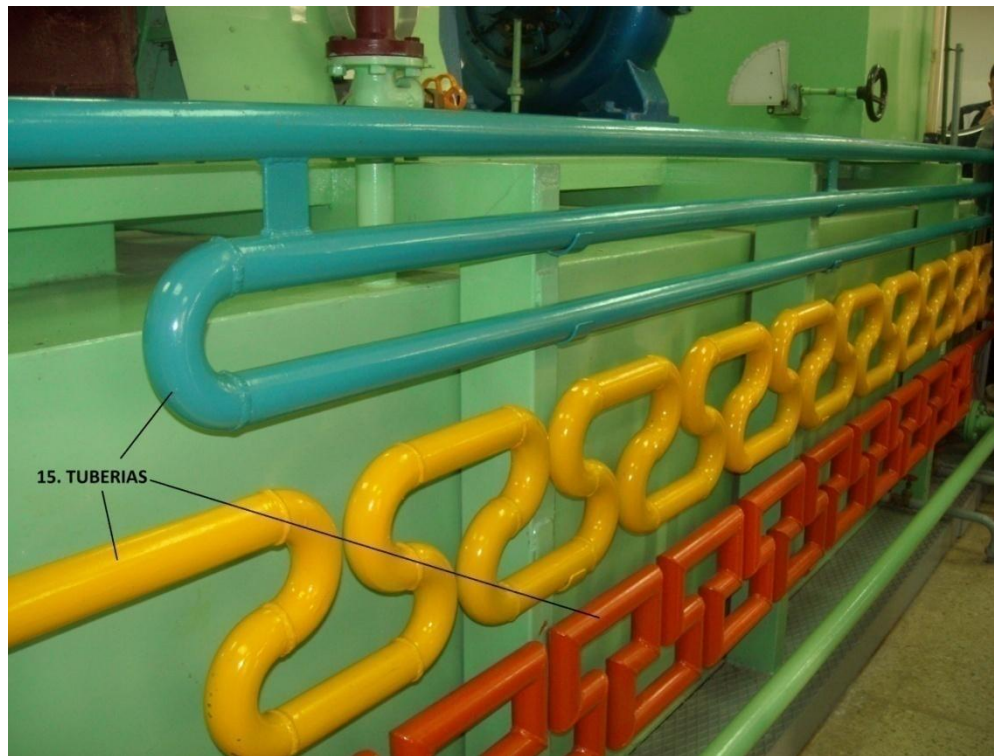


Figura 10. 10. Tuberías para ensayo de pérdida de carga.

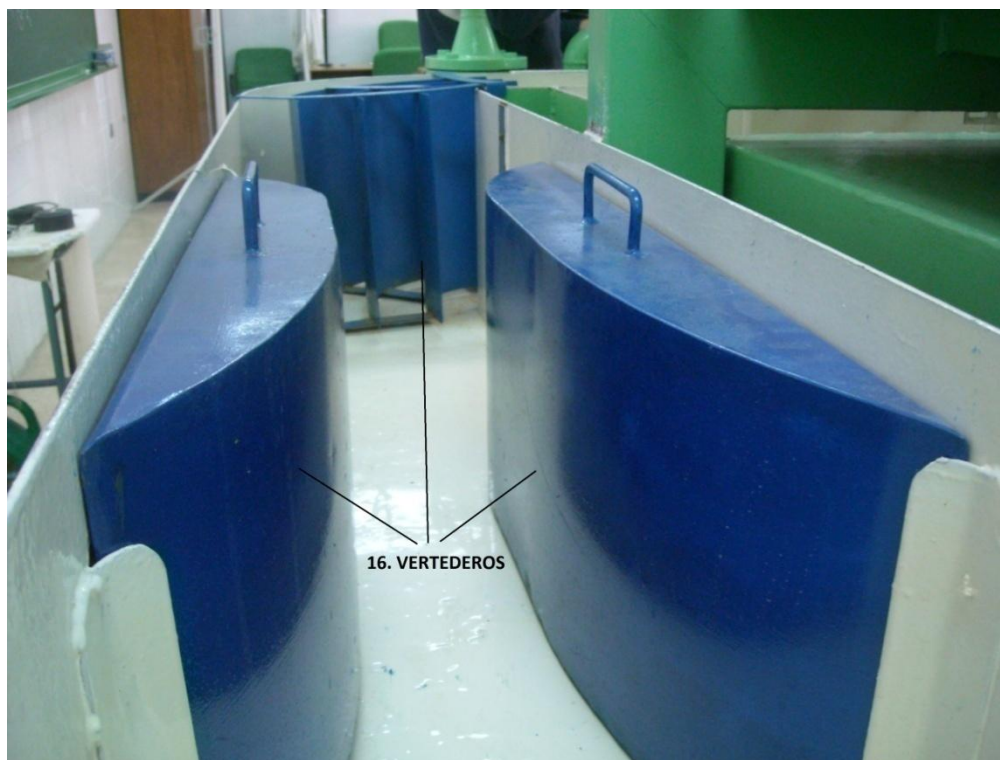


Figura 10. 11. Vertederos.



Figura 10. 12. Toberas para ensayo de descarga de orificio horizontal.



Figura 10. 13. Fluxímetro.



19. VÁLVULAS Y
APARTOS DE CONTROL

Figura 10. 14. Válvulas y aparatos de control para golpe de ariete.

ANEXO II.

PARÁMETROS

CARACTERÍSTICO

S DE LA TURBINA

Cabe destacar en este apartado, que para el tratamiento de los datos, hay una serie de valores constantes que se utilizan, que son los siguientes:

ρ (kg/m ³)	1.000
g (m/s ²)	9,81

Tabla 11. 1. Densidad del agua y aceleración de la gravedad.

A_1 (m ²)	5,35 E-03
A_2 (m ²)	3,13 E-03
d_1 (m)	0,0825
d_2 (m)	0,06314

Tabla 11. 2. Áreas y diámetros de entrada y salida.

	Cd medio
Apertura máxima	0,53
Apertura media	0,44
Apertura 1/4	0,54

Tabla 11. 3. Coeficiente corrector para las distintas aperturas.

$$Q = C_d \cdot A_2 \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$C_d = \frac{Q}{A_2 \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{Ec. 21})$$

$$p_1 - p_2 = \rho g \Delta h \quad (\text{Ec. 23})$$

APERTURA MÁXIMA

	RANGO 1					RANGO 2							
Q referencia analogico (l/s)	15,00	15,00	15,10	15,20	15,20	13,80	13,90	14,00	14,00	14,10	14,10	14,10	14,10
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	15,10					14,01							
Tensión (V)	180,00	180,00	180,00	180,00	180,00	165,00	168,00	170,00	170,00	171,00	171,00	172,00	172,00
Velocidad de giro (rpm)	1.450,00	1.450,00	1.450,00	1.400,00	1.350,00	1.450,00	1.400,00	1.400,00	1.350,00	1.200,00	1.150,00	1.100,00	1.060,00
Intensidad (A)	6,80	6,90	7,00	7,00	7,00	6,00	6,18	6,22	6,30	6,30	6,30	6,30	6,35
Par motor (kgm)	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
h entrada (m)	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	15,50	15,50	15,00
h salida (m)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	14,00	14,00	13,50	13,50	13,50	13,50	13,50	13,00
H neto (m)	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	15,00	15,00	14,50	14,50	14,20	14,20	14,10	14,00
Δh e-s (m)	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,00	2,00	2,50	2,50	2,50	2,00	2,00	2,00
p1-p2 (N/m2)	24.525,00	24.525,00	24.525,00	24.525,00	24.525,00	19.620,00	19.620,00	24.525,00	24.525,00	24.525,00	19.620,00	19.620,00	19.620,00
Cd	0,55	0,55	0,56	0,56	0,56	0,57	0,57	0,52	0,52	0,52	0,58	0,58	0,58
Q placa-orifico (l/s)	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	12,86	12,86	14,37	14,37	14,37	12,86	12,86	12,86
Q placa-orifico medio (l/s)	14,37					13,42							
Potencia hidraulica (W)	2.501,55	2.501,55	2.518,23	2.534,90	2.534,90	2.030,67	2.045,39	1.991,43	1.991,43	1.964,16	1.964,16	1.950,33	1.936,49
Potencia mecanica (W)	1.344,22	1.418,89	1.493,57	1.514,17	1.529,62	896,14	937,35	1.009,45	1.042,93	988,85	1.006,87	1.019,75	1.037,26
Potencia electrica (W)	1.224,00	1.242,00	1.260,00	1.260,00	1.260,00	990,00	1.038,24	1.057,40	1.071,00	1.077,30	1.077,30	1.083,60	1.092,20
Rendimiento mecanico	53,74	56,72	59,31	59,73	60,34	44,13	45,83	50,69	52,37	50,34	51,26	52,29	53,56
Rendimiento electrico	91,06	87,53	84,36	83,21	82,37	110,47	110,76	104,75	102,69	108,94	106,99	106,26	105,30
Rendimiento total	48,93	49,65	50,04	49,71	49,71	48,75	50,76	53,10	53,78	54,85	54,85	55,56	56,40
Rendimiento medio	57,97					50,06							
coeficiente adimensional	33,68451	33,68451	33,68451	32,52298	31,36144	35,85990	34,62336	35,21525	33,95756	30,50168	29,23078	28,05885	27,13492
campo pi Q	12,90594	12,90594	12,99198	13,07802	13,07802	12,64027	12,73187	13,04269	13,04269	13,27388	13,27388	13,32087	13,36836
campo pi W	0,01291	0,01291	0,01299	0,01308	0,01308	0,01264	0,01273	0,01304	0,01304	0,01327	0,01327	0,01332	0,01337
campo pi T	0,00020	0,00021	0,00022	0,00023	0,00024	0,00015	0,00016	0,00018	0,00020	0,00021	0,00023	0,00024	0,00026

Tabla 11. 4. Rango 1 y 2 apertura máxima.

	RANGO 3										RANGO 4									
Q referencia analogico (l/s)	13,00	13,00	13,10	13,10	13,20	13,30	13,60	13,70	13,80	13,80	12,00	12,00	12,00	12,00	11,90	11,90	11,60	11,50	11,30	11,10
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	13,36										11,73									
Tensión (V)	155,00	158,00	160,00	160,00	160,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	130,00	130,00	130,00	130,00	140,00	140,00	140,00	130,00	130,00	125,00
Velocidad de giro (rpm)	1.300,00	1.250,00	1.210,00	1.200,00	1.350,00	1.350,00	1.250,00	1.200,00	1.200,00	1.100,00	870,00	970,00	1.050,00	1.100,00	1.200,00	1.250,00	1.270,00	1.350,00	1.400,00	1.450,00
Intensidad (A)	5,70	5,80	5,80	5,81	5,96	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	4,70	4,80	5,00	5,00	5,10	5,10	4,90	4,90	4,80	4,60
Par motor (kgm)	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15
h entrada (m)	15,80	15,50	15,00	15,00	15,00	15,00	14,80	14,50	14,50	14,50	12,00	12,00	12,00	12,00	12,20	12,50	13,00	13,00	13,20	13,50
h salida (m)	13,50	13,50	13,20	13,00	13,00	12,80	12,80	12,50	12,50	12,30	10,50	10,50	10,50	10,50	10,50	11,00	11,20	11,50	11,50	11,80
H neto (m)	14,50	14,50	14,20	14,00	14,00	13,80	13,80	13,50	13,50	13,30	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,10	11,80	12,00	12,00	12,20
Δh e-s (m)	2,30	2,00	1,80	2,00	2,00	2,20	2,00	2,00	2,00	2,20	1,50	1,50	1,50	1,50	1,70	1,50	1,80	1,50	1,70	1,70
p1-p2 (N/m2)	22.563,00	19.620,00	17.658,00	19.620,00	19.620,00	21.582,00	19.620,00	19.620,00	19.620,00	21.582,00	14.715,00	14.715,00	14.715,00	14.715,00	16.677,00	14.715,00	17.658,00	14.715,00	16.677,00	16.677,00
Cd	0,50	0,54	0,57	0,54	0,55	0,52	0,56	0,57	0,57	0,54	0,57	0,57	0,57	0,57	0,53	0,57	0,51	0,55	0,51	0,50
Q placa-orificio (l/s)	13,79	12,86	12,20	12,86	12,86	13,48	12,86	12,86	12,86	13,48	11,13	11,13	11,13	11,13	11,85	11,13	12,20	11,13	11,85	11,85
Q placa-orificio medio (l/s)	13,01										11,46									
Potencia hidraulica (W)	1.849,19	1.849,19	1.824,86	1.799,15	1.812,89	1.800,53	1.841,14	1.814,36	1.827,60	1.800,53	1.294,92	1.294,92	1.294,92	1.294,92	1.284,13	1.295,80	1.342,79	1.353,78	1.330,24	1.328,47
Potencia mecanica (W)	669,53	708,16	747,82	803,44	973,40	1.042,93	1.030,05	1.050,65	1.112,45	1.076,40	537,69	549,53	540,78	509,87	494,42	450,65	392,45	347,64	288,41	224,04
Potencia electrica (W)	883,50	916,40	928,00	929,60	953,60	990,00	990,00	990,00	990,00	990,00	611,00	624,00	650,00	650,00	714,00	714,00	686,00	637,00	624,00	575,00
Rendimiento mecanico	36,21	38,30	40,98	44,66	53,69	57,92	55,95	57,91	60,87	59,78	41,52	42,44	41,76	39,38	38,50	34,78	29,23	25,68	21,68	16,86
Rendimiento electrico	131,96	129,41	124,09	115,70	97,97	94,93	96,11	94,23	88,99	91,97	113,64	113,55	120,20	127,48	144,41	158,44	174,80	183,23	216,36	256,66
Rendimiento total	47,78	49,56	50,85	51,67	52,60	54,98	53,77	54,56	54,17	54,98	47,18	48,19	50,20	50,20	55,60	55,10	51,09	47,05	46,91	43,28
Rendimiento medio	50,63										33,18									
coeficiente adimensional	32,69988	31,44219	30,75587	30,71878	34,55863	34,80815	32,22977	31,28248	31,28248	28,89040	25,12521	28,01316	30,32353	31,76750	34,65546	35,93646	35,41192	37,32759	38,71009	39,76261
campo pi Q	12,11107	12,11107	12,33247	12,42025	12,51506	12,70092	12,98740	13,22747	13,32402	13,42382	12,83536	12,83536	12,83536	12,83536	12,72839	12,67093	11,97954	11,77688	11,57206	11,27369
campo pi W	0,01211	0,01211	0,01233	0,01242	0,01252	0,01270	0,01299	0,01323	0,01332	0,01342	0,01284	0,01284	0,01284	0,01284	0,01273	0,01267	0,01198	0,01178	0,01157	0,01127
campo pi T	0,00013	0,00014	0,00016	0,00018	0,00019	0,00021	0,00022	0,00024	0,00025	0,00027	0,00021	0,00019	0,00017	0,00015	0,00014	0,00012	0,00010	0,00008	0,00006	0,00005

Tabla 11. 5. Rango 3 y 4 apertura máxima.

	RANGO 5										RANGO 6								
Q referencia analogico (l/s)	11,00	11,00	10,90	10,90	10,90	10,90	10,60	10,50	10,20	10,10	10,00	10,00	10,00	10,00	9,90	9,90	9,80	9,70	9,50
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	10,70										9,87								
Tensión (V)	110,00	110,00	115,00	120,00	120,00	120,00	120,00	115,00	110,00	110,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Velocidad de giro (rpm)	730,00	790,00	890,00	970,00	1.050,00	1.100,00	1.200,00	1.220,00	1.350,00	1.400,00	650,00	650,00	700,00	790,00	890,00	1.050,00	1.120,00	1.250,00	1.350,00
Intensidad (A)	4,00	4,10	4,21	4,40	4,40	4,40	4,35	4,20	4,10	3,98	3,40	3,50	3,60	3,65	3,80	3,82	3,82	3,78	3,60
Par motor (kgm)	0,48	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0,50	0,45	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
h entrada (m)	10,50	10,50	10,50	10,50	10,50	10,50	12,00	11,20	11,10	12,00	8,80	8,80	8,80	9,00	9,00	9,50	9,50	10,00	10,50
h salida (m)	9,00	9,00	9,00	9,00	8,90	9,00	9,50	9,10	10,20	10,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	8,00	8,50	8,80	9,20
H neto (m)	9,10	9,20	9,50	9,50	9,20	9,50	10,00	10,20	10,80	11,00	7,80	7,80	7,80	8,00	8,00	8,20	8,80	9,00	9,50
Δh e-s (m)	1,50	1,50	1,50	1,50	1,60	1,50	2,50	2,10	0,90	1,50	1,30	1,30	1,30	1,50	1,50	1,50	1,00	1,20	1,30
p1-p2 (N/m2)	14.715,00	14.715,00	14.715,00	14.715,00	15.696,00	14.715,00	24.525,00	20.601,00	8.829,00	14.715,00	12.753,00	12.753,00	12.753,00	14.715,00	14.715,00	14.715,00	9.810,00	11.772,00	12.753,00
Cd	0,52	0,52	0,52	0,52	0,50	0,52	0,39	0,42	0,63	0,48	0,51	0,51	0,51	0,48	0,47	0,47	0,57	0,52	0,49
Q placa-orificio (l/s)	11,13	11,13	11,13	11,13	11,50	11,13	14,37	13,17	8,62	11,13	10,36	10,36	10,36	11,13	11,13	11,13	9,09	9,96	10,36
Q placa-orificio medio (l/s)	11,45										10,43								
Potencia hidraulica (W)	981,98	992,77	1.015,83	1.015,83	983,75	1.015,83	1.039,86	1.050,65	1.080,67	1.089,89	765,18	765,18	765,18	784,80	776,95	796,38	846,01	856,41	885,35
Potencia mecanica (W)	360,93	366,18	366,70	349,70	324,47	283,26	247,21	188,50	139,06	72,10	334,77	301,29	252,36	244,12	229,19	216,31	173,05	128,76	69,53
Potencia electrica (W)	440,00	451,00	484,15	528,00	528,00	528,00	522,00	483,00	451,00	437,80	340,00	350,00	360,00	365,00	380,00	382,00	382,00	378,00	360,00
Rendimiento mecanico	36,76	36,88	36,10	34,43	32,98	27,89	23,77	17,94	12,87	6,62	43,75	39,38	32,98	31,11	29,50	27,16	20,45	15,03	7,85
Rendimiento electrico	121,91	123,16	132,03	150,99	162,73	186,40	211,15	256,23	324,33	607,18	101,56	116,17	142,65	149,52	165,80	176,60	220,75	293,58	517,77
Rendimiento total	44,81	45,43	47,66	51,98	53,67	51,98	50,20	45,97	41,73	40,17	44,43	45,74	47,05	46,51	48,91	47,97	45,15	44,14	40,66
Rendimiento medio	26,62										27,47								
coeficiente adimensional	23,17869	24,94709	27,65763	30,14371	33,15753	34,18359	36,34695	36,58866	39,34673	40,43137	22,29219	22,29219	24,00698	26,75278	30,13920	35,12118	36,16292	39,90943	41,95258
campo pi Q	12,93585	12,86535	12,54549	12,54549	12,74840	12,54549	11,89129	11,66305	11,01061	10,80309	12,70210	12,70210	12,70210	12,54232	12,41690	12,26454	11,71946	11,47027	10,93414
campo pi W	0,01294	0,01287	0,01255	0,01255	0,01275	0,01255	0,01189	0,01166	0,01101	0,01080	0,01270	0,01270	0,01270	0,01254	0,01242	0,01226	0,01172	0,01147	0,01093
campo pi T	0,00020	0,00018	0,00016	0,00014	0,00012	0,00010	0,00008	0,00006	0,00003	0,00002	0,00024	0,00022	0,00017	0,00014	0,00012	0,00009	0,00006	0,00004	0,00002

Tabla 11. 6. Rango 5 y 6 apertura máxima.

	RANGO 7				
Q referencia analogico (l/s)	9,00	8,90	8,90	8,90	8,80
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	8,90				
Tensión (V)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Velocidad de giro (rpm)	520,00	630,00	790,00	950,00	1.070,00
Intensidad (A)	2,80	3,00	3,20	3,30	3,20
Par motor (kgm)	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
h entrada (m)	7,00	7,00	7,00	7,50	8,00
h salida (m)	5,80	6,00	6,00	6,50	7,00
H neto (m)	6,00	6,00	6,20	6,50	7,00
Δh e-s (m)	1,20	1,00	1,00	1,00	1,00
p1-p2 (N/m2)	11.772,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00
Cd	0,48	0,52	0,52	0,52	0,51
Q placa-orifico (l/s)	9,96	9,09	9,09	9,09	9,09
Q placa-orifico medio (l/s)	9,26				
Potencia hidraulica (W)	529,74	523,85	541,32	567,51	604,30
Potencia mecanica (W)	133,91	129,79	122,06	97,85	55,11
Potencia electrica (W)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento mecanico	25,28	24,78	22,55	17,24	9,12
Rendimiento electrico	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento total	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento medio	19,79				
coeficiente adimensional	20,33361	24,63495	30,38911	35,69059	38,73660
campo pi Q	13,03436	12,88954	12,67994	12,38387	11,79931
campo pi W	0,01303	0,01289	0,01268	0,01238	0,01180
campo pi T	0,00016	0,00013	0,00009	0,00006	0,00003

Tabla 11. 7. Rango 7 apertura máxima.

APERTURA MEDIA

	RANGO 1										RANGO 2									
Q referencia analogico (l/s)	8,50	8,50	8,50	8,30	8,20	8,10	8,10	8,00	8,00	7,90	8,00	8,00	7,90	7,90	7,80	7,70	7,60	7,50	6,30	
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	8,21										7,63									
Tensión (V)	125,00	120,00	120,00	120,00	125,00	125,00	120,00	120,00	120,00	115,00	105,00	110,00	110,00	110,00	115,00	120,00	115,00	110,00	110,00	
Velocidad de giro (rpm)	800,00	800,00	1.000,00	1.050,00	1.120,00	1.200,00	1.250,00	1.300,00	1.350,00	1.400,00	700,00	850,00	950,00	1.000,00	1.050,00	1.150,00	1.250,00	1.300,00	1.400,00	
Intensidad (A)	4,20	4,40	4,50	4,60	4,60	4,60	4,50	4,40	4,40	4,20	3,80	4,00	4,10	4,20	4,20	4,20	4,10	4,00	3,90	
Par motor (kgm)	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	
h entrada (m)	22,50	22,50	22,50	22,00	22,50	22,50	22,80	22,80	22,80	22,80	20,20	20,50	20,50	20,00	20,50	20,10	20,80	21,00	21,00	
h salida (m)	21,00	21,20	21,20	21,50	21,20	21,20	21,50	21,80	21,80	21,80	19,00	19,20	19,20	19,50	19,50	19,50	19,80	19,80	20,00	
H neto (m)	21,50	21,50	21,50	21,80	21,80	21,80	21,80	22,50	22,50	22,50	19,20	19,20	19,20	19,50	19,50	19,80	19,80	19,80	20,00	
Δh e-s (m)	1,50	1,30	1,30	0,50	1,30	1,30	1,30	1,00	1,00	1,00	1,20	1,30	1,30	0,50	1,00	0,60	1,00	1,20	1,00	
p1-p2 (N/m2)	14.715,00	12.753,00	12.753,00	4.905,00	12.753,00	12.753,00	12.753,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	11.772,00	12.753,00	12.753,00	4.905,00	9.810,00	5.886,00	9.810,00	11.772,00	9.810,00	
Cd	0,41	0,44	0,44	0,69	0,42	0,42	0,42	0,47	0,47	0,46	0,43	0,41	0,40	0,65	0,46	0,58	0,44	0,40	0,37	
Q placa-orifico (l/s)	9,18	8,55	8,55	5,30	8,55	8,55	8,55	7,50	7,50	7,50	8,21	8,55	8,55	5,30	7,50	5,81	7,50	8,21	7,50	
Q placa-orifico medio (l/s)	7,97										7,46									
Potencia hidraulica (W)	1.792,78	1.792,78	1.792,78	1.775,02	1.753,64	1.732,25	1.732,25	1.765,80	1.765,80	1.743,73	1.506,82	1.506,82	1.487,98	1.511,23	1.492,10	1.495,63	1.476,21	1.456,79	1.236,06	
Potencia mecanica (W)	494,42	453,22	515,03	486,70	461,46	432,62	386,27	334,77	278,11	216,31	360,52	393,99	391,42	360,52	324,47	296,14	257,51	200,86	144,21	
Potencia electrica (W)	525,00	528,00	540,00	552,00	575,00	575,00	540,00	528,00	528,00	483,00	399,00	440,00	451,00	462,00	483,00	504,00	471,50	440,00	429,00	
Rendimiento mecanico	27,58	25,28	28,73	27,42	26,31	24,97	22,30	18,96	15,75	12,41	23,93	26,15	26,31	23,86	21,75	19,80	17,44	13,79	11,67	
Rendimiento electrico	106,18	116,50	104,85	113,42	124,60	132,91	139,80	157,72	189,85	223,29	110,67	111,68	115,22	128,15	148,86	170,19	183,10	219,06	297,49	
Rendimiento total	29,28	29,45	30,12	31,10	32,79	33,19	31,17	29,90	29,90	27,70	26,48	29,20	30,31	30,57	32,37	33,70	31,94	30,20	34,71	
Rendimiento medio	22,97										20,52									
coeficiente adimensional	16,5256103	16,5256103	20,6570129	21,5401044	22,9761113	24,6172621	25,6429814	26,2505764	27,260214	28,2698515	15,301506	18,5804001	20,7663296	21,6904941	22,7750188	24,7543767	26,9069312	27,9832085	29,9847056	
campo pi Q	6,5031337	6,5031337	6,5031337	6,30627394	6,23029474	6,15431553	6,15431553	5,98303736	5,98303736	5,90824939	6,47682793	6,47682793	6,39586758	6,34647791	6,26614274	6,13876653	6,05904229	5,97931805	4,99745093	
campo pi W	0,00650313	0,00650313	0,00650313	0,00630627	0,00623029	0,00615432	0,00615432	0,00598304	0,00598304	0,00590825	0,00647683	0,00647683	0,00639587	0,00634648	0,00626614	0,00613877	0,00605904	0,00597932	0,00499745	
campo pi T	0,00010536	9,6581E-05	8,7801E-05	7,7933E-05	6,9274E-05	6,0615E-05	5,1956E-05	4,1949E-05	3,3559E-05	2,517E-05	9,8319E-05	8,8487E-05	7,8655E-05	6,7764E-05	5,8084E-05	4,767E-05	3,8136E-05	2,8602E-05	1,8877E-05	

Tabla 11. 8. Rango 1 y 2 apertura media.

	RANGO 3								
Q referencia analogico (l/s)	7,00	7,00	7,00	7,00	6,90	6,90	6,80	6,70	6,50
Q ref. analogico MEDIO (l/s)	6,87								
Tensión (V)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Velocidad de giro (rpm)	570,00	610,00	650,00	670,00	800,00	900,00	1.000,00	1.150,00	1.200,00
Intensidad (A)	3,00	3,20	3,20	3,30	3,40	3,60	3,60	3,60	3,50
Par motor (kgm)	0,48	0,45	0,40	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
h entrada (m)	17,50	17,50	17,50	17,50	17,80	17,80	18,00	18,20	18,50
h salida (m)	16,20	16,50	16,50	16,50	16,80	16,80	17,00	17,20	17,20
H neto (m)	16,50	16,80	16,80	16,80	17,00	17,00	17,00	17,20	17,50
Δh e-s (m)	1,30	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,30
p1-p2 (N/m2)	12.753,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	9.810,00	12.753,00
Cd	0,36	0,41	0,41	0,41	0,40	0,40	0,40	0,39	0,33
Q placa-orifico (l/s)	8,55	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	8,55
Q placa-orifico medio (l/s)	7,73								
Potencia hidraulica (W)	1.133,06	1.153,66	1.153,66	1.153,66	1.150,71	1.150,71	1.134,04	1.130,50	1.115,89
Potencia mecanica (W)	281,82	282,75	267,81	207,04	206,01	185,41	154,51	118,46	61,80
Potencia electrica (W)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento mecanico	24,87	24,51	23,21	17,95	17,90	16,11	13,62	10,48	5,54
Rendimiento electrico	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento total	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento medio	17,13								
coeficiente adimensional	13,4406303	14,2548268	15,1895696	15,6569409	18,5845597	20,9076297	23,2306997	26,5595289	27,4757131
campo pi Q	6,1133471	6,05851777	6,05851777	6,05851777	5,93673436	5,93673436	5,85069473	5,73104167	5,51210294
campo pi W	0,00611335	0,00605852	0,00605852	0,00605852	0,00593673	0,00593673	0,00585069	0,00573104	0,0055121
campo pi T	0,00010983	0,00010113	8,9891E-05	6,7419E-05	5,5521E-05	4,4417E-05	3,3313E-05	2,195E-05	1,0787E-05

Tabla 11. 9. Rango 3 apertura media.

APERTURA 1/4

	RANGO 1					RANGO 2	
Q referencia analogico (l/s)	8,00	7,90	7,90	7,80	7,70	7,00	6,90
Q ref. analogico medio (l/s)	7,86					6,95	
Tensión (V)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Velocidad de giro (rpm)	400,00	500,00	650,00	800,00	950,00	300,00	550,00
Intensidad (A)	3,00	3,10	3,30	3,40	3,50	2,40	2,80
Par motor (kgm)	0,22	0,20	0,15	0,10	0,05	0,10	0,05
h entrada (m)	9,50	9,80	10,00	10,20	10,70	7,50	8,00
h salida (m)	9,00	9,00	9,20	9,50	10,00	7,00	7,20
H neto (m)	9,00	9,00	9,20	9,50	10,00	7,00	7,20
Δh e-s (m)	0,50	0,80	0,80	0,70	0,70	0,50	0,80
p1-p2 (N/m2)	4.905,00	7.848,00	7.848,00	6.867,00	6.867,00	4.905,00	7.848,00
Cd	0,66	0,52	0,52	0,54	0,54	0,58	0,45
Q placa-orificio (l/s)	6,58	8,32	8,32	7,78	7,78	6,58	8,32
Q placa-orificio medio (l/s)	7,75					7,45	
Potencia hidraulica (W)	706,32	697,49	712,99	726,92	755,37	480,69	487,36
Potencia mecanica (W)	90,64	103,01	100,43	82,40	48,93	30,90	28,33
Potencia electrica (W)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento mecanico	12,83	14,77	14,09	11,34	6,48	6,43	5,81
Rendimiento electrico	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento total	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Rendimiento medio	11,90					6,12	
Coficiente adimensional	12,7710171	15,9637714	20,5260884	24,8607906	28,7746703	10,8607292	19,6328429
Campo pi Q	9,46001269	9,34176253	9,2396637	8,97750771	8,63801019	9,38581537	9,12233106
Campo pi W	0,00946001	0,00934176	0,00923966	0,00897751	0,00863801	0,00938582	0,00912233
Campo pi T	9,2288E-05	8,3899E-05	6,1556E-05	3,9741E-05	1,8877E-05	5,3935E-05	2,6218E-05

Tabla 11. 10. Rango 1 y 2 apertura 1/4.