

Predimensionamiento de turbinas bulbo



Pablo Zapico Gutiérrez
 Máster Oficial en Energías Renovables.
 Ingeniero técnico Industrial, ingeniero técnico de Minas.

Jefe de la Sección de Industria y Energía de la Junta de Castilla y León.
 Profesor asociado de la Universidad de León, Departamento de Ingeniería Eléctrica, de Informática y de Automática



Pedro García Merayo
 M.B.A., ingeniero Industrial, ingeniero de Minas.
 Director del grupo E.R.B.I.

Resumen

El primer problema que se encuentra el diseñador a la hora de dimensionar una turbina es que, en función del salto y el caudal de equipamiento, ya sabe, más o menos, el tipo de turbina que necesita. Sin embargo no conoce las dimensiones de la misma.

Palabras clave

Turbina bulbo, hidroelectricidad, predimensionar, caudal de equipamiento, salto bajo

Abstract

The first problem is the designer when sizing a turbine is that, depending on the head and the flow of equipment, you know, more or less, turbine type you need. However not know the dimensions thereof.

Keywords

Bulb turbine, hydropower, predimensioning, flow equipment, low head

1. Introducción

Los tres tipos fundamentales de turbinas, con ligeras modificaciones y modestos aumentos de rendimiento, respecto a los originales de finales del s. XIX o primeros de s. XX, cubren, casi por completo, el abanico de saltos hidráulicos que se presentan en la naturaleza. Sin embargo, para los saltos de muy baja altura, era necesario otro tipo de máquina. Se probaron las turbinas Francis en cámara abierta, las mismas con doble tubo de aspiración, las turbinas hélice y las Kaplan. Aun así no era suficiente y se desarrollaron las turbinas bulbo y tubulares adaptadas a saltos muy bajos y a caudales elevados. El predimensionamiento de las turbinas tradicionales, Pelton, Francis y Kaplan, está resuelto, con mayor o menor detalle, en diversos tratados sobre el particular. Sin embargo no se ha realizado nunca una normalización completa de las turbinas bulbo, por lo que no se puede encontrar en los tratados del sector hidroeléctrico o de mecánica de fluidos. Dicha normalización es un instrumento que facilita enormemente la labor del proyectista. Se pueden encontrar turbinas bulbo, tubulares, en 'S', de eje horizontal, inclinado y a veces vertical (más raramente). Se intentará dar una normalización del tipo más común.

2. Antecedentes

El término turbina, como tal, fue utilizado por primera vez por un ingeniero militar francés, Claude Burdin, en un análisis

teórico sobre las ruedas hidráulicas que ponía el acento en la velocidad de rotación. Un alumno suyo de la Escuela de Minería de Saint Étienne, Benoit Founeyron, en 1834 diseñó y construyó ruedas hidráulicas que alcanzaban, inicialmente, velocidades de rotación de 60 revoluciones por segundo y que proporcionaban hasta 50 caballos.

Posteriormente fueron evolucionando y en los Estados Unidos se empezaron a construir, poco después, turbinas mucho más sencillas. El americano James B. Francis construyó en 1849 una turbina centrípeta de buen rendimiento, sus buenas condiciones de funcionamiento hicieron que su utilización se generalizara para la obtención de fuerza motriz, era una versión mejorada y con distribuidor de las citadas en el párrafo anterior. En 1880, el también americano, Lester Pelton inventó su máquina hidráulica basada en una rueda de cucharas, que también fue muy utilizada debido a su buen rendimiento y su capacidad de regulación a cargas parciales.

Toda esta investigación partió de la minería y sus necesidades de molienda. La separación de la mena de la ganga (el oro del cuarzo filoniano, el plomo y el zinc en yacimientos masivos de la roca, por ejemplo) solamente se podía realizar, en algunos casos, mediante una disgregación mecánica de la roca hasta unas granulometrías que consumían in-

gentes cantidades de energía. Ya no se trataba de moler un producto orgánico, como el cereal, para obtener una harina de consumo humano. La revolución industrial demandaba enormes cantidades de materiales cada vez más difíciles de obtener de manera simple. Dicha energía no se podía obtener mediante semovientes y/o pequeños molinos, era demasiada, por ello se desarrollaron las primeras turbinas.

En 1890 se utilizó por primera vez una turbina para la producción de energía eléctrica. A partir de entonces, se desarrollaron diversos tipos de turbinas de forma muy rápida y se mejoraron los diseños existentes.

Tomando como fundamento la hélice, que inventó el sueco John Ericson en 1836, inicialmente para aplicarla en la propulsión de buques y una vez que se generalizó la utilización de las turbinas, para la generación de energía eléctrica, se usaron las hélices de paso fijo en la construcción de turbinas para saltos bajos, que presentaban muchas limitaciones. En 1915 el austriaco Victor Kaplan desarrolló, a partir de las turbinas hélice, una regulación de las palas del rodete que significó una revolución para la explotación de los saltos de poca altura.

3. Materiales y métodos

Al aplicar lo comentado al cálculo de una turbina Bulbo, el primer problema que se encuentra el diseñador a la hora de dimensionar una turbina es que en función del salto y el caudal, ya sabe, más o menos, el tipo de turbina que necesita. Sin embargo no conoce las dimensiones de la misma.

Los manuales del sector incluyen tablas y fórmulas para realizar el precitado cálculo para los tres tipos principales de turbinas, Pelton, Francis y Kaplan. Sin embargo, respecto a las turbinas bulbo no incluyen en ningún caso un método completo de predimensionamiento. Es por ello que se decidió escribir el presente trabajo. Para realizarlo, además de la bibliografía citada, se han utilizado catálogos de diversos fabricantes y se han correlacionado los valores de partida mediante la hoja de cálculo Excel, obteniéndose coeficientes de correlación iguales o superiores a 0,85; por lo que se proponen las fórmulas y métodos que se detallarán en el apartado siguiente.

4. Cálculo

El parámetro más común que se suele utilizar para comenzar el cálculo de una turbina es el número específico de revoluciones N_s que se obtiene aplicando la fórmula (1).

$$N_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \quad (1)$$

Dónde:

N_s = número específico de revoluciones (adimensional).

n = revoluciones de la turbina (r.p.m.).

P = potencia de la turbina ($P=g*Q*H*\eta$) (kw).

H = altura del salto (m).

Q = Caudal (m³/seg.).

η = rendimiento (adimensional).

$$N_s = 1520,256H^{-0,2837} \quad (2)$$

Como en dicha fórmula (1) hay dos incógnitas, N_s y n , para efectuar una aproximación, existen tablas en las que se especifica el tipo de turbina más adecuado, en función del N_s . Varían ligeramente de un autor y/o fabricante a otro, pero no de manera significativa (ver tabla 1).

N_s	Tipo de turbina	Altura del salto (m)
Hasta 18	Pelton con un inyector	800 o más
De 18 a 25	» un inyector	de 800 a 400
De 26 a 35	» un inyector	de 400 a 100
De 26 a 35	» dos inyectores	de 800 a 400
De 36 a 50	» dos inyectores	de 400 a 100
De 51 a 72	» cuatro inyectores	de 400 a 100
De 55 a 70	Francis lentísima	de 400 a 200
De 70 a 120	Francis lenta	de 200 a 100
De 110 a 200	Francis media	de 100 a 50
De 200 a 300	Francis veloz	de 50 a 25
De 300 a 450	Francis ultravelocísima	de 25 a 15
De 400 a 500	Hélice velocísima	hasta 15
De 270 a 500	Kaplan lenta	de 50 a 15
De 500 a 800	Kaplan veloz	de 15 a 5
De 800 a 1.100	Kaplan velocísima	5
Más de 1.100	Bulbo	Menor de 5

Tabla 1. Tipos de turbina en función del número específico de revoluciones N_s

Sin embargo, en este caso, vamos a basarnos en un número específico de revoluciones en el que no intervenga la potencia de la turbina, lo que implica que tampoco le afectará el rendimiento de la misma, que no es constante y complica el cálculo, por introducir un punto de incertidumbre. Se denomina N_{sq} y es el número específico de revoluciones referido al caudal. Es menos conocido y utilizado que el anterior, pero en el caso de las turbinas bulbo será útil para los cálculos que se van a realizar.

$$N_{sq} = n * Q^{0,5} * H^{-0,75} \tag{3}$$

Una aproximación de N_{sq} para pequeñas turbinas radiales se obtiene de la fórmula (4).

$$N_{sq} = 156,65 * Q^{0,298534} * H^{-0,033128} \tag{4}$$

Una aproximación de N_{sq} para pequeñas turbinas axiales es la expresión (5). Como se puede ver, solamente depende de la altura del salto.

$$N_{sq} = 322,58 * H^{-0,178} \tag{5}$$

Otra forma de tantear el valor de N_{sq} se realiza en las fórmulas (6) y (7) que se incluyen al pie.

$$N_{sq} = 841,4 * H^{-0,625} \tag{6}$$

(para turbinas fabricadas antes de 1975)

$$N_{sq} = 1059,2 * H^{-0,625} \tag{7}$$

(para turbinas fabricadas después de 1975)

El siguiente paso consiste en calcular el diámetro exterior del rodete D_e , pues es la medida fundamental que servirá para dimensionar el resto de los elementos de la turbina que se indexarán a dicho valor.

Para ello, se parte de la expresión que relaciona el coeficiente de velocidad periférica k_u con el diámetro del rodete y otros parámetros del salto.

$$k_u = \frac{\pi * D_e * n}{60 * (2gH)^{0,5}} \tag{8}$$

Para pequeñas turbinas radiales, se puede definir k_u mediante la ecuación (9).

$$k_u = 8,46 * 10^{-3} * N_{sq}^{1,48258} + 0,2617 \tag{9}$$

En el caso de pequeñas turbinas axiales, la igualdad que sirve para obtener k_u es la expresada a continuación en la ecuación (10).

$$k_u = 3,478 * 10^{-3} * N_{sq} + 1,148 \tag{10}$$

Una vez determinado el coeficiente de velocidad periférica y seleccionada la velocidad de rotación, se procede a estimar el diámetro de la turbina según las expresiones indicadas.

Para determinar la velocidad de giro de la turbina hay que basarse en una serie de valores discretos, que van fijados por el número de pares de polos del generador y por la frecuencia de la red.

Otra forma de tantear el valor de diámetro exterior del rodete D_e se puede realizar aplicando la ecuación (11).

$$D_e = 0,1826 * (P / H)^{0,4462} \tag{11}$$

Sin embargo el número de revoluciones n se mueve en una serie discreta de valores marcados por la frecuencia de la red y que son función de la misma. Dichos valores, se pueden ver en las tablas 2 y 3 adjuntas.

Entre los valores de dicha tabla tomaremos el más cercano al de n que se ha tanteado en la fórmula (8) y se sustituirá en la igualdad (3), de esta forma se obtiene el número específico de revoluciones y las revoluciones del eje de la turbina.

Las revoluciones de la turbina coincidirán exactamente con uno de los escalones enunciados si el generador va acoplado directamente al eje o no, si el generador se conecta a la turbina por medio de una multiplicadora. En el caso de las turbinas bulbo (muy poco revolucionadas) es más fácil hacer coincidir el valor de n porque los escalones de velocidad están muy cercanos unos de otros, al contrario que al principio de la tabla, que presenta espacios mucho mayores entre valores contiguos.

Escalones normalizados de velocidades de sincronismo a 50 hz

r.p.m.	n° pares de polos por fase	r.p.m.	n° pares de polos por fase	r.p.m.	n° pares de polos por fase
3000,00	1	187,50	16	96,77	31
1500,00	2	176,47	17	93,75	32
1000,00	3	166,67	18	90,91	33
750,00	4	157,89	19	88,24	34
600,00	5	150,00	20	85,71	35
500,00	6	142,86	21	83,33	36
428,57	7	136,36	22	81,08	37
375,00	8	130,43	23	78,95	38
333,33	9	125,00	24	76,92	39
300,00	10	120,00	25	75,00	40
272,73	11	115,38	26	73,17	41
250,00	12	111,11	27	71,43	42
230,77	13	107,14	28	69,77	43
214,29	14	103,45	29	68,18	44
200,00	15	100,00	30	66,67	45

Tabla 2. Velocidades normalizadas a 50 hz

Escalones normalizados de velocidades de sincronismo a 60 hz

r.p.m.	n° pares de polos por fase	r.p.m.	n° pares de polos por fase	r.p.m.	n° pares de polos por fase
3600,00	1	225,00	16	116,13	31
1800,00	2	211,76	17	112,50	32
1200,00	3	200,00	18	109,09	33
900,00	4	189,47	19	105,88	34
720,00	5	180,00	20	102,86	35
600,00	6	171,43	21	100,00	36
514,29	7	163,64	22	97,30	37
450,00	8	156,52	23	94,74	38
400,00	9	150,00	24	92,31	39
360,00	10	144,00	25	90,00	40
327,27	11	138,46	26	87,80	41
300,00	12	133,33	27	85,71	42
276,92	13	128,57	28	83,72	43
257,14	14	124,14	29	81,82	44
240,00	15	120,00	30	80,00	45

Tabla 3. Velocidades normalizadas a 60 hz

A continuación, se dan una serie de relaciones entre diversos parámetros de la turbina, el diámetro exterior del rodete y otros valores.

$$\frac{D_i}{D_e} = 0,443 - 2,2 * 10^{-4} * N_{sq} \tag{12}$$

$$\frac{R_{di}}{D_e} = 0,335 + 1,52 * 10^{-4} * N_{sq} \tag{13}$$

$$\frac{R_{de}}{D_e} = 0,837 - 3,86 * 10^{-4} * N_{sq} \tag{14}$$

$$\frac{K}{D_e} = 2,579 - 0,00123 * N_{sq} \tag{15}$$

$$(F + G) = 8,2075 D_e^{0,9801} \tag{16}$$

$$B = 1,1745 D_e^{0,9546} \tag{17}$$

$$A_0 = 2,8686 D_e^{2,0047} \text{ (área de salida)} \tag{18}$$

$$Ac = 1,67 - 2D_e \tag{19}$$

$$P = 5D_e \text{ (mínimo)} \tag{20}$$

$$C = 1,67 - 1,9D_e \tag{21}$$

$$M = 2,2 - 2,4D_e \tag{22}$$

$$L_{bulb} = 2D_e \tag{23}$$

$$S = 2,4D_e \tag{24}$$

Dónde:

D_i = Diámetro interior del rodete.

D_e = Diámetro exterior del rodete.

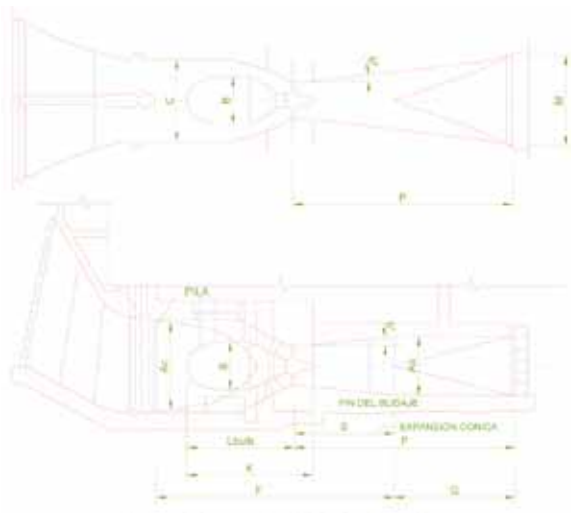


Fig. 1. Planta y alzado de la turbina tipo



Fig. 2. Detalle de la turbina tipo

R_{di} = Radio interior del distribuidor.
 R_{de} = Radio exterior del distribuidor.
 B = Diámetro del bulbo.

Se incluyen las figuras 1 y 2, donde se pueden ver las dimensiones precisadas ya acotadas.

Con estos valores se puede realizar un diseño aproximado de la turbina, del edificio y de sus condicionantes como el tubo de aspiración, la altura sobre el cauce, etc., que no diferirán mucho de los valores reales de ejecución.

5. Resolución de un ejemplo real

Para ilustrar un poco mejor el tema, se incluye a continuación un ejemplo resuelto. Los valores elegidos se resaltan en amarillo.

Precálculo de una turbina bulbo

- salto = 2,4 m
- salto neto $H = 2,2$ m

- revoluciones = 130,4 r.p.m.
- potencia $P = 777,0$ Kw
- caudal $Q = 40,0$ m³/seg
- rendimiento $\eta = 0,9$

Velocidad de embalamiento N_r
 - $N_r = 365$ r.p.m.

$$N_r = 2,8 N$$

Número específico de revoluciones:

$$N_s = 1520,256H^{-0,2837}$$

$$N_s = 1.215,55$$

Sustituyendo en la fórmula siguiente:

$$N = 116,84 \text{ r.p.m.}$$

Como el valor de N está fuera de los escalones normalizados de r.p.m., se busca el más cercano.

Escalones normalizados de velocidad de sincronismo

r.p.m.	nº pares de polos por fase	r.p.m.	nº pares de polos por fase	r.p.m.	nº pares de polos por fase
3000,00	1	187,50	16	96,77	31
1500,00	2	176,47	17	93,75	32
1000,00	3	166,67	18	90,91	33
750,00	4	157,89	19	88,24	34
600,00	5	150,00	20	85,71	35
500,00	6	142,86	21	83,33	36
428,57	7	136,36	22	81,08	37
375,00	8	130,43	23	78,95	38
333,33	9	125,00	24	76,92	39
300,00	10	120,00	25	75,00	40
272,73	11	115,38	26	73,17	41
250,00	12	111,11	27	71,43	42
230,77	13	107,14	28	69,77	43
214,29	14	103,45	29	68,18	44
200,00	15	100,00	30	66,67	45

Con lo que N_s será aproximadamente $N_s = 1.200,37$

Se realiza la misma operación para N_{sq} :

$$N_{sq} = 156,65 * Q^{0,298534} * H^{-0,033128}$$

$$N_{sq} = 456,67$$

A partir de

$$N_{sq} = n * Q^{0,5} * H^{-0,75}$$

$N = 131,11217$ valor un poco superior al anterior

Se toma N_{sq} como $N_{sq} = 456,67$

Se toma N_s como $N_s = 1.356,94$

Al decantar la elección por una turbina con un N_s mayor se limitará ligeramente la regulación a caudal mínimo para evitar la cavitación.

El diámetro exterior del rodete se aproxima mediante

$$D_e = 0,1826(P/H)^{0,4462}$$

$$D_e = 2,50 \text{ m}$$

Se determina el coeficiente de velocidad periférica k_u

$$k_u = 3,478 * 10^{-3} * N_{sq} + 1,148$$

$$k_u = 2,7363126$$

Con lo que D_e será

$$k_u = \frac{\pi * D_e * n}{60 * (2gH)^{0,5}}$$

$$D_e = 2,63 \text{ m}$$

Tomamos este valor, aunque la diferencia es de un 4,923946 % mayor entre uno y otro cálculo.

A partir de este valor se aplican las fórmulas y se obtienen los resultados siguientes:

$$\frac{K}{D_e} = 2,579 - 0,00123 * N_{sq}$$

$$D_i = 0,90 \text{ m}$$

$$R_{di} = 1,06 \text{ m}$$

$$(F + G) = 8,2075 D_e^{0,9801}$$

$$R_{de} = 1,74 \text{ m}$$

$$K = 5,31 \text{ m}$$

$$B = 1,1745 D_e^{0,9546}$$

$$F+G = 21,19 \text{ m}$$

$$B = 2,96 \text{ m}$$

$$A_0 = 2,8686 D_e^{2,0047}$$

$$A_0 = 19,97 \text{ m}^2 \text{ (área de salida)}$$

$$A_c = 1,67-2 D_e$$

$$A_c = 4,87 \text{ m}$$

$$P = 5 D_e \text{ (mínimo)}$$

$$P = 13,16 \text{ m}$$

$$C = 1,67-1,9 D_e$$

$$C = 4,74 \text{ m}$$

$$M = 2,2-2,4 D_e$$

$$M = 6,05 \text{ m}$$

$$L_{bulb} = 2 D_e$$

$$L_{bulb} = 5,26 \text{ m}$$

$$S = 2,4 D_e$$

$$S = 6,32 \text{ m}$$

Distancia mínima interjejes de turbinas contiguas:

$$A = 2,1358 * D_e + 0,50144$$

$$A = 6,12 \text{ m. } \boxed{\text{ROP}}$$

Referencias

- [1] Cuesta Diego L, Vallarino Cánovas del Castillo E, “Aprovechamientos hidroeléctricos”, Madrid, 2000.
- [2] Grupo formación empresas eléctricas, “Centrales hidroeléctricas II. Turbinas hidráulicas”, Madrid, 1994.
- [3] Gutiérrez del Villar MV, Valverde Barrero P, González García FJ, et al.; “Energías renovables”, C.A.D.E., Valladolid, 1999.
- [4] Jarabo Friedrich F y Elortegüi Escartín N, “Energías renovables”, Madrid, 2000.
- [5] Kpordze CSK, Warnick CC, “*Experience curves for modern low-head hydroelectric turbines*”; U.S. Bureau of Reclamation, Idaho water and energy resources research Institute; Moscow, Idaho, 1983, <http://digital.lib.uidaho.edu/cdm/ref/collection/idahowater/id/383>.
- [6] Kpordze CSK, Warnick CC, “*Experience curves for feasibility studies and planning of modern low-head hydroturbines*”; Idaho water and energy resources research Institute; Moscow, Idaho, 1982, <http://www.usbr.gov/tsc/hydr/lab/pubs/PAP/PAP-0451.pdf>.
- [7] “*Layman’s guidebook on how to develop a small hydro site*”, Comisión de las Comunidades Europeas, 1995, http://www.seai.ie/Renewables/Hydro_Energy/EU_layman’s_guide_to_small_hydro.pdf.
- [8] Larreategui A, Peñalba I, “Máquinas Hidráulicas. ÁBACOS”, Curso 2010-2011, E.T.S.I., U.P.V., Bilbao, 2010, ftp://ftp.ehu.es/cidirb/profs/inpibbeg/material/10_11_abacos/10_11_00_portada_ABACOS.pdf.
- [9] Manuales de Energías Renovables, “Minicentrales hidroeléctricas”, I.D.A.E., Madrid, 1996.
- [10] Marchegiani Ariel, R, “Metodología de diseño preliminar para pequeñas turbinas de reacción”, VII Encuentro latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos, Lima, 1997, http://www.bvcooperacion.pe/biblioteca/bitstream/123456789/7151/2/BVCI0006493_2.pdf.
- [11] Mataix C, “Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas”, Madrid, 1970.
- [12] Moulan PH, “Tratado de Mecánica Industrial”, Barcelona, 1924.
- [13] “Pequeñas Centrales hidráulicas”, CDTI, Madrid, 1982.
- [14] “*Renewable Energy Yearbook*”, IDAE, Madrid, 1994.
- [15] “*Selecting Hydraulic Reaction Turbines*”, US Bureau of Reclamation, A Water Resources Technical Publication, Engineering Monograph, Denver, 1976, www.iskb.ch/.../Hydraulic_Reaction_Turbines.pdf?t.
- [16] Sintes Olives FF, Vidal Burdils F, “La industria eléctrica en España”, Barcelona, 1933.
- [17] Zapico Gutiérrez P, “Predimensionamiento de turbinas Francis”, Energética XXI, Madrid, 2014, http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:vJGMuFCf0_IJ:www.energetica21.com/descargar.php%3Fseccion%3Darticulos%26archivo%3DuEwA0gjsdVYL6KYMqFmw6fNI1kImR3rD3pjbWBwvNr7m4BS0nAvig.pdf+%&cd=2&hl=es&ct=clnk&gl=es.
- [18] Zoppetti G, “Centrales hidroeléctricas”, México D.F., 1982.