

UA: TURBOMÁQUINAS MOTORAS

HORAS TEÓRICAS	4
HORAS PRÁCTICAS	0
TOTAL DE HORAS	4
CRÉDITOS INSTITUCIONALES	8
TÍTULO DEL MATERIAL	TURBINAS PELTON
TIPO DE UNIDAD DE APRENDIZAJE	CURSO
CARÁCTER DE LA UNIDAD DE APRENDIZAJE	OPTATIVA
NÚCLEO DE FORMACIÓN	INTEGRAL
PROGRAMA EDUCATIVO	INGENIERÍA MECÁNICA
ESPACIO ACADÉMICO	FACULTAD DE INGENIERÍA
RESPONSABLE DE LA ELABORACIÓN	JUAN CARLOS POSADAS BASURTO

PRESENTACIÓN

La Unidad de Aprendizaje Turbomáquinas Motoras es optativa y se sugiere cursarla en el noveno periodo. No tiene antecedente seriado pero se da un curso de Turbomáquinaria, donde el discente determina las características principales de los sistemas donde intervienen Turbomáquinas, analiza el flujo compresible y su aplicación en turbomáquinas y determina las características principales de operación y mantenimiento de una turbomáquina.

PROPÓSITO

El propósito de la Unidad de Aprendizaje Turbomáquinas Motoras es que el discente será capaz de diseñar y seleccionar turbinas hidráulicas, turbinas de gas y turbinas de vapor, así como establecer un programa de mantenimiento en cualquier situación que implique la operación de una turbomáquina motora. Para lograrlo se sugiere la estructura siguiente:

ESTRUCTURA DE LA UNIDAD DE APRENDIZAJE

1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBOMÁQUINAS MOTORAS.
2. TURBINAS HIDRÁULICAS.
3. TURBINAS DE GAS.
4. TRUBINAS DE VAPOR.
5. REGULACIÓN Y CONTROL DE TURBINAS.

CONTENIDO DE LA PRESENTACIÓN

La siguiente presentación es una parte del capítulo 2, Turbinas Hidráulicas, de la UA Turbomáquinas Motoras. De las tres turbinas hidráulicas que se revisan en este curso, Pelton, Francis y Kaplan, es la primera de la que se muestran sus características principales para que el discente entienda su principio de funcionamiento y la diseño de acuerdo a las necesidades de potencia.

Los temas que se revisan son los siguientes:

- ✓ Historia de la turbina Pelton.
- ✓ Turbinas Pelton con uno o varios inyectores, con eje horizontal o vertical.
- ✓ Características de los inyectores.
- ✓ Diseño de las cazoletas.

CONTENIDO (CONTINUACIÓN)

- ✓ Coeficientes adimensionales.
- ✓ Aplicación de coeficientes adimensionales como la selección de inyectores con base en el cabezal.
- ✓ Triángulo de velocidades.
- ✓ Ecuación de Euler.
- ✓ Rendimientos y pérdidas en el sistema, desde el cabezal hasta que el agua sale de la turbina.

El docente debe tener conocimiento del funcionamiento de la turbina Pelton y de los dispositivos que componen el sistema de potencia así como sus características.

Al final de la presentación se incluye un apartado de referencias para que tanto el docente como el discente profundicen en los temas de interés.

TURBOMÁQUINAS MOTORAS

TURBINA PELTON

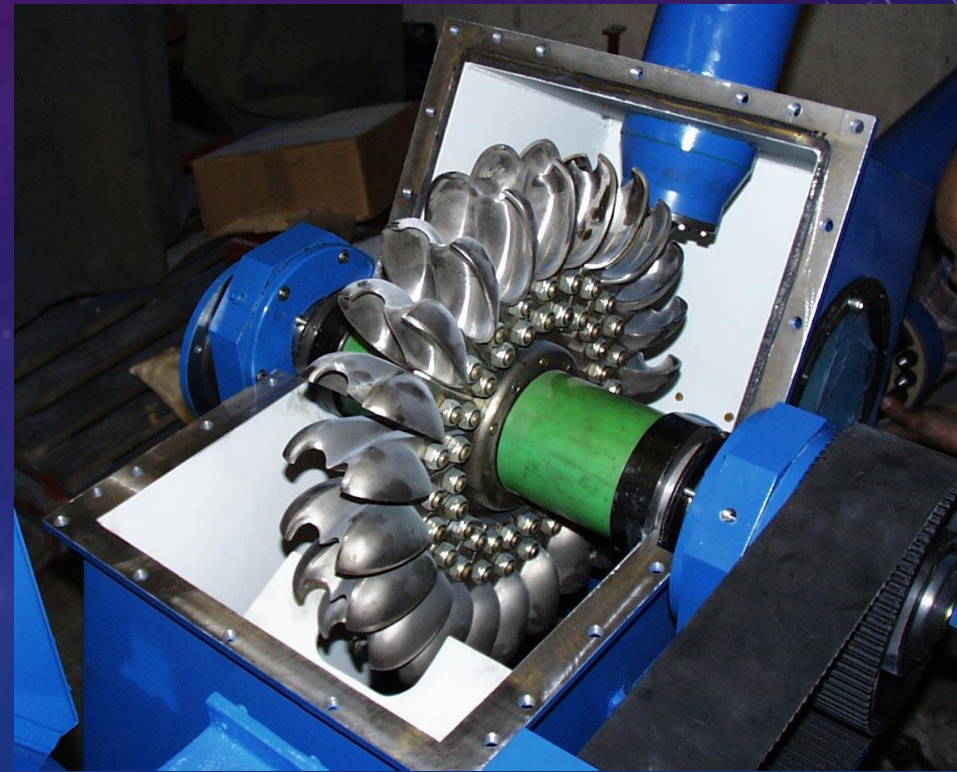


HISTORIA

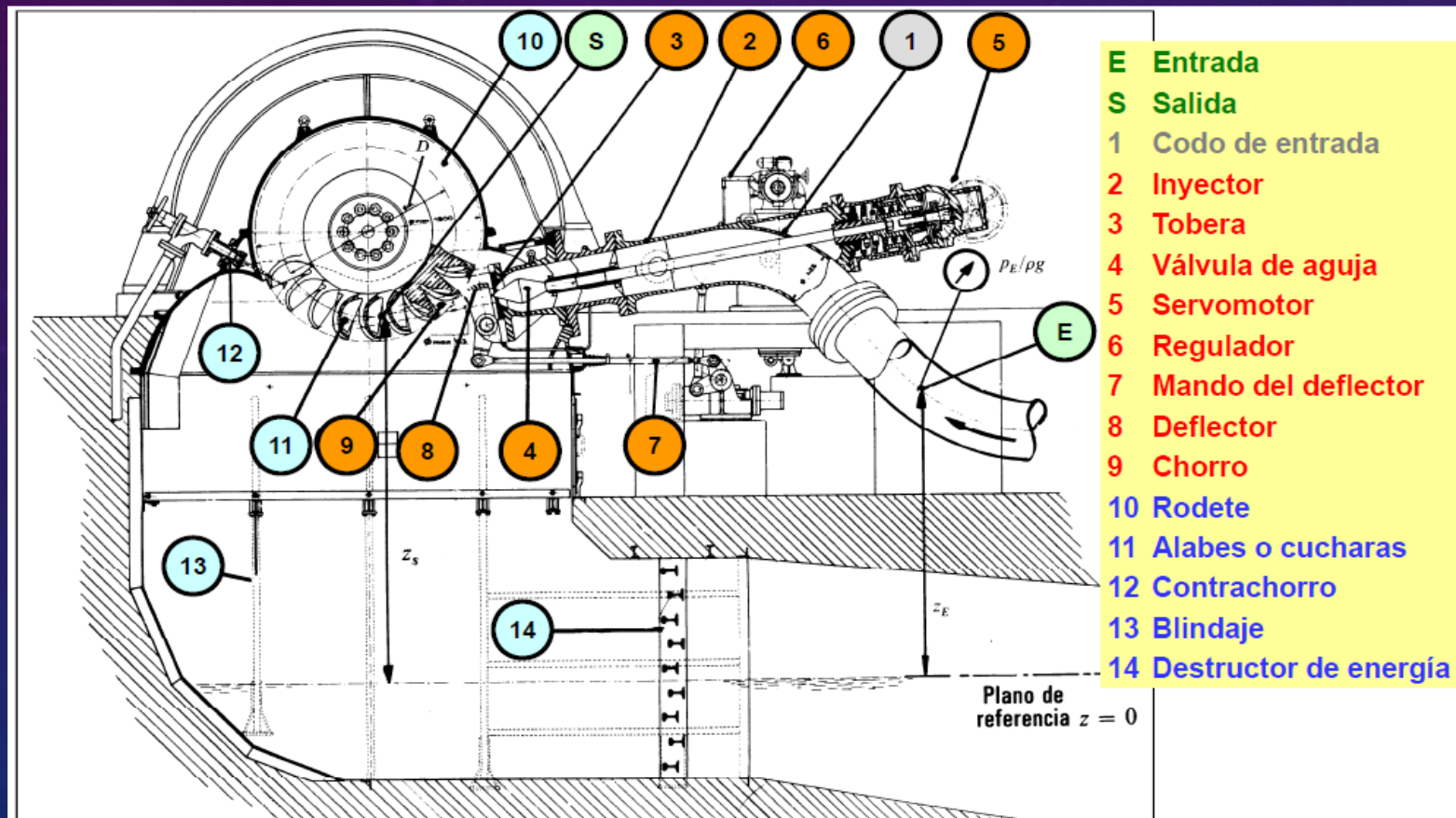
- La turbina que lleva el nombre de su inventor estadounidense Lester A. Pelton, se pone en servicio en la segunda mitad del siglo XIX. Se trata de una turbina de impulso en la que el agua se canaliza a alta presión a una boquilla donde se expande por completo a la presión atmosférica. Los impactos de chorro emergentes sobre el cucharón (o cazoleta) de la turbina producen el par y la potencia de salida requerida.
- Única turbina hidráulica del tipo impulso ahora de uso común.
- Máquina eficiente y especialmente adecuada para aplicaciones de alto cabezal (hasta 1800 m) con una comparativamente menos cantidad de agua.

COMPONENTES DE LA TURBINA PELTON

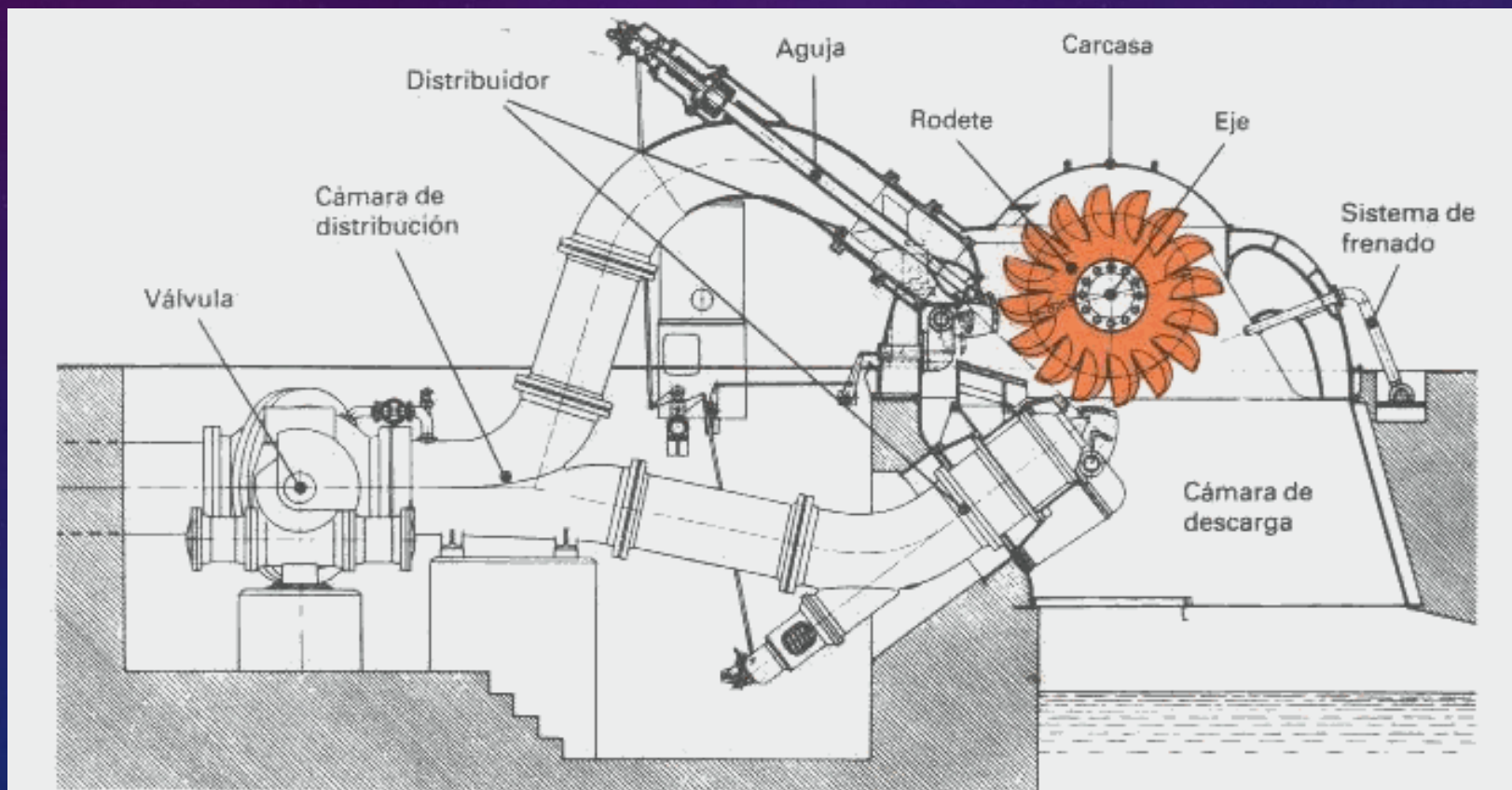
Una turbina Pelton es de impulso (cero grado de reacción sin pérdidas) con un inyector (boquilla) que genera un chorro de agua para generar el giro de un corredor en la atmósfera. El corredor es una placa circular rodeada de cazoletas que tienen la forma de una cuchara doble. Hasta dos inyectores pueden aplicarse con un eje horizontal.



TURBINA CON UN INYECTOR

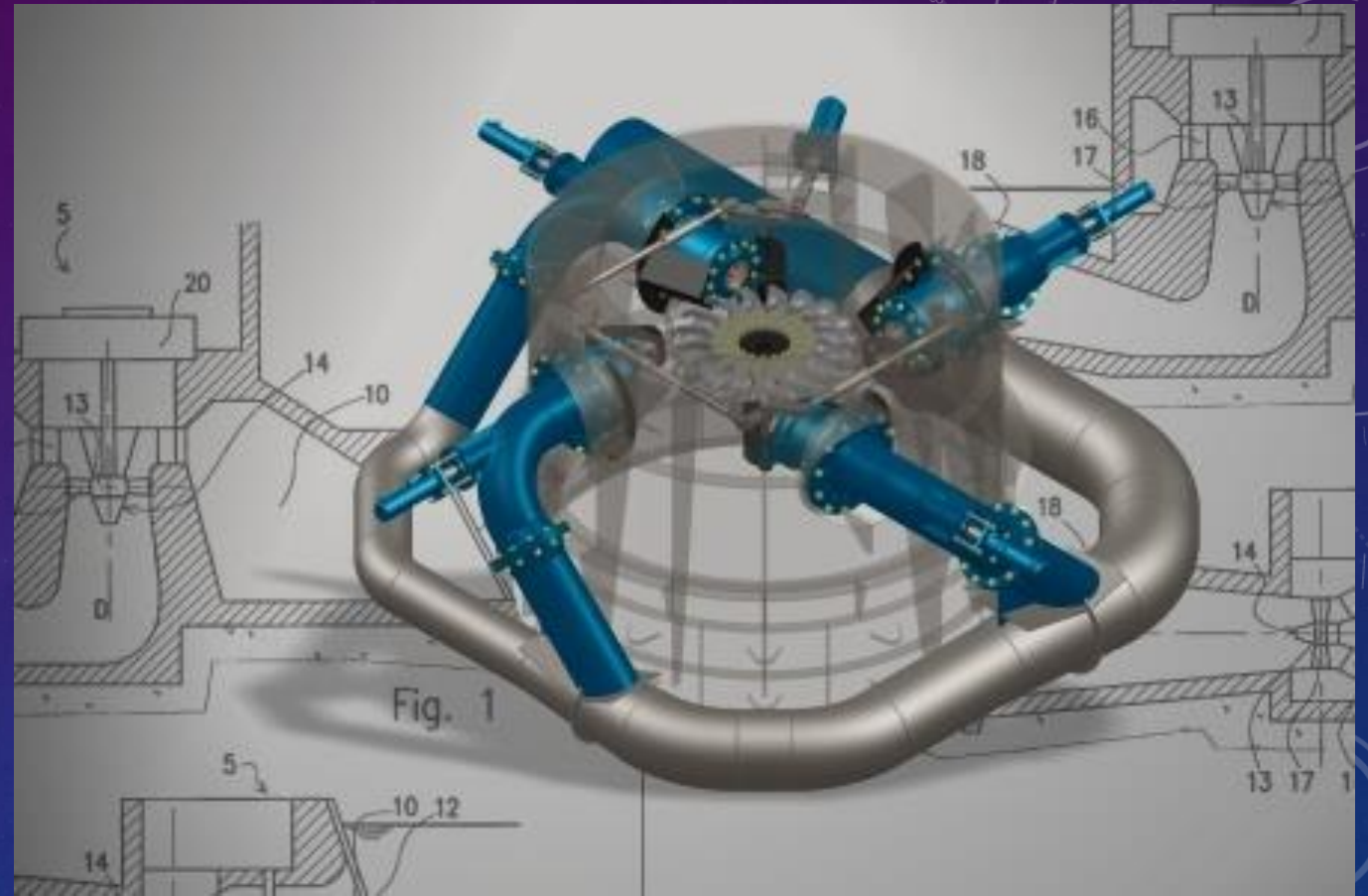


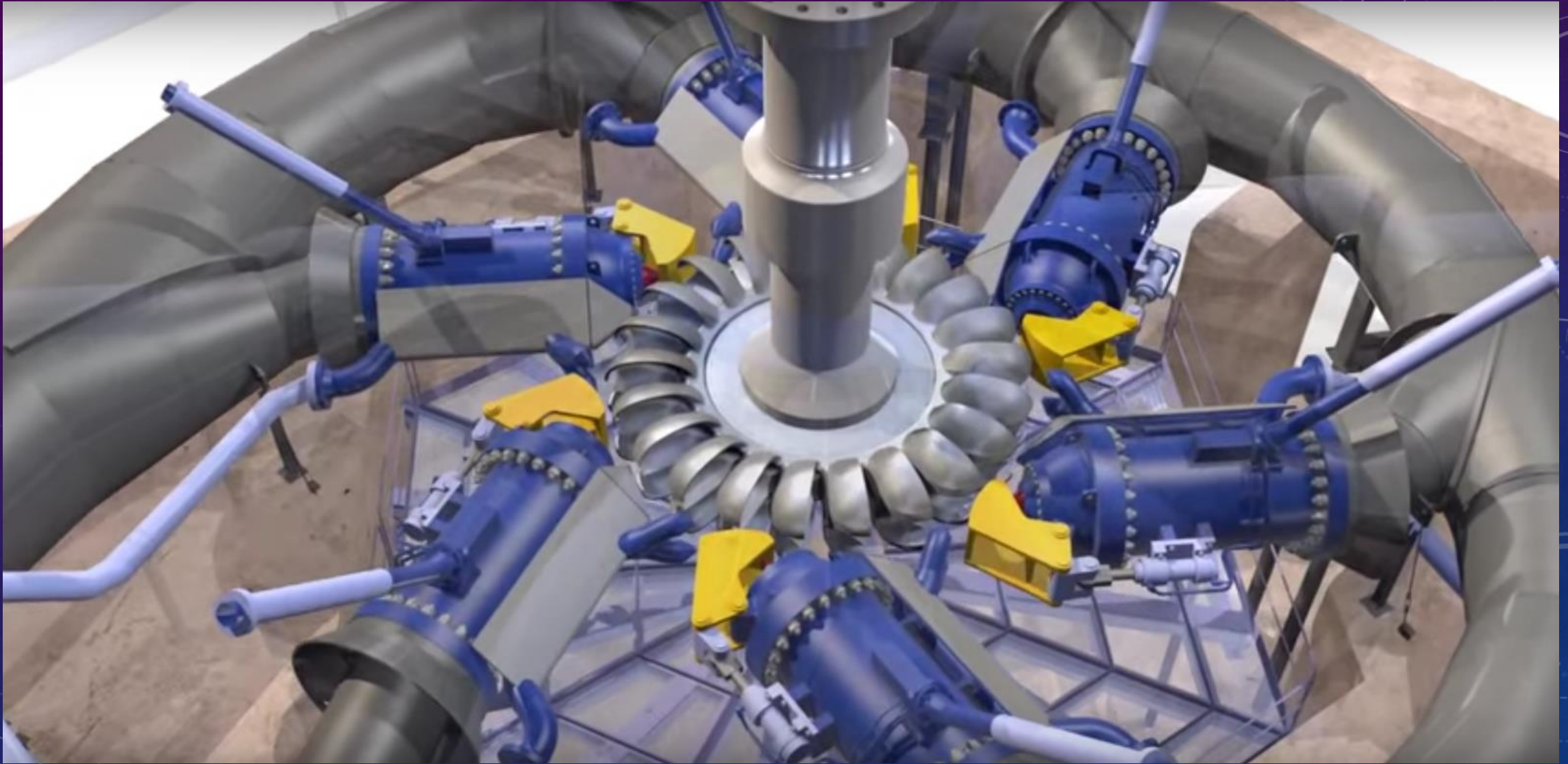
TURBINA CON DOS INYECTORES



TURBINA PELTON VERTICAL

Una turbina Pelton también puede ser construido con un eje vertical. Hasta seis inyectores puede ser aplicado con un eje vertical.





OBSERVACIONES AL NÚMERO DE INYECTORES

- El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por uno mayor de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor.
- No se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

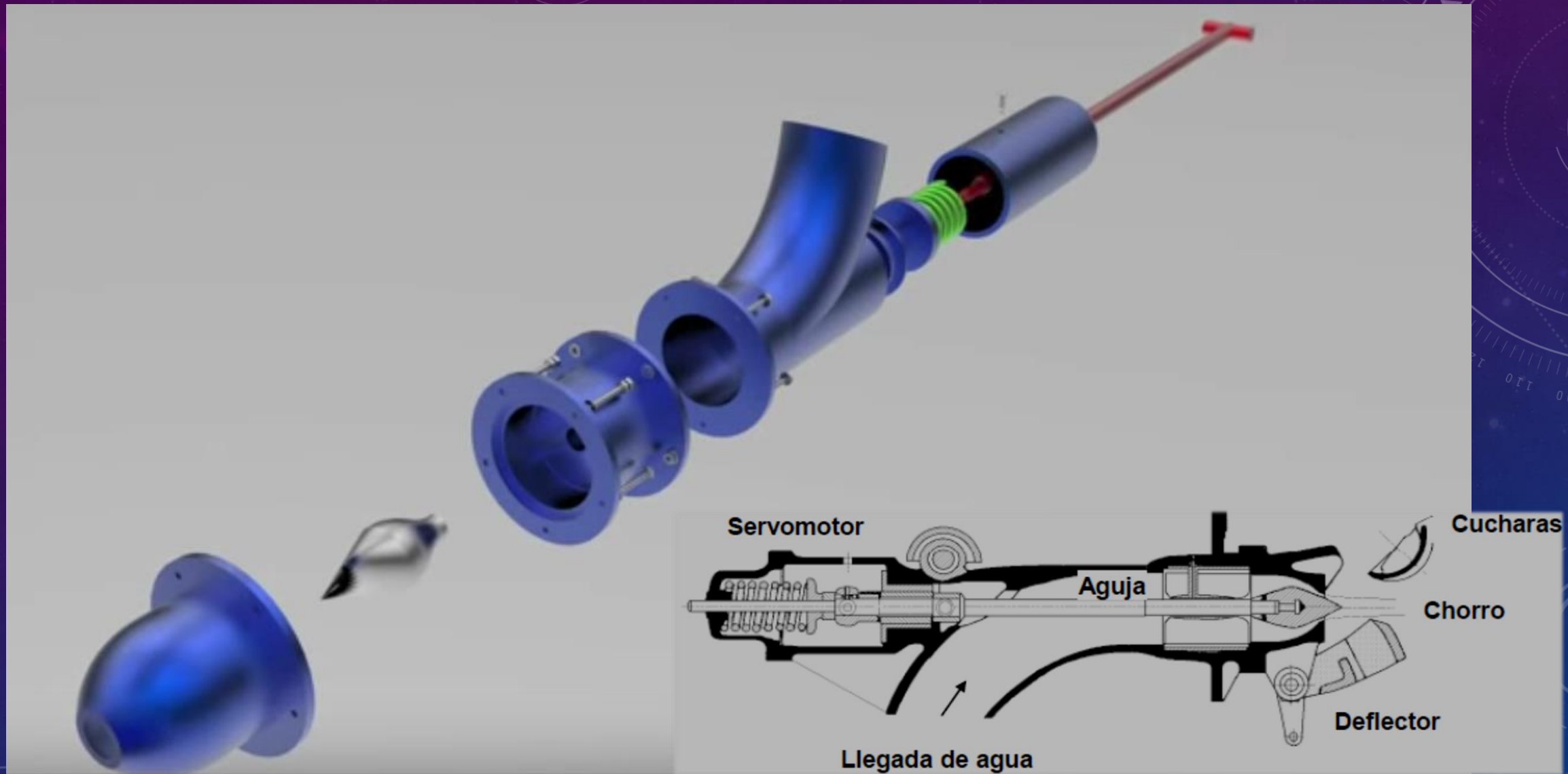
DOS RUEDAS MONTADAS SOBRE EL MISMO EJE





INYECTOR

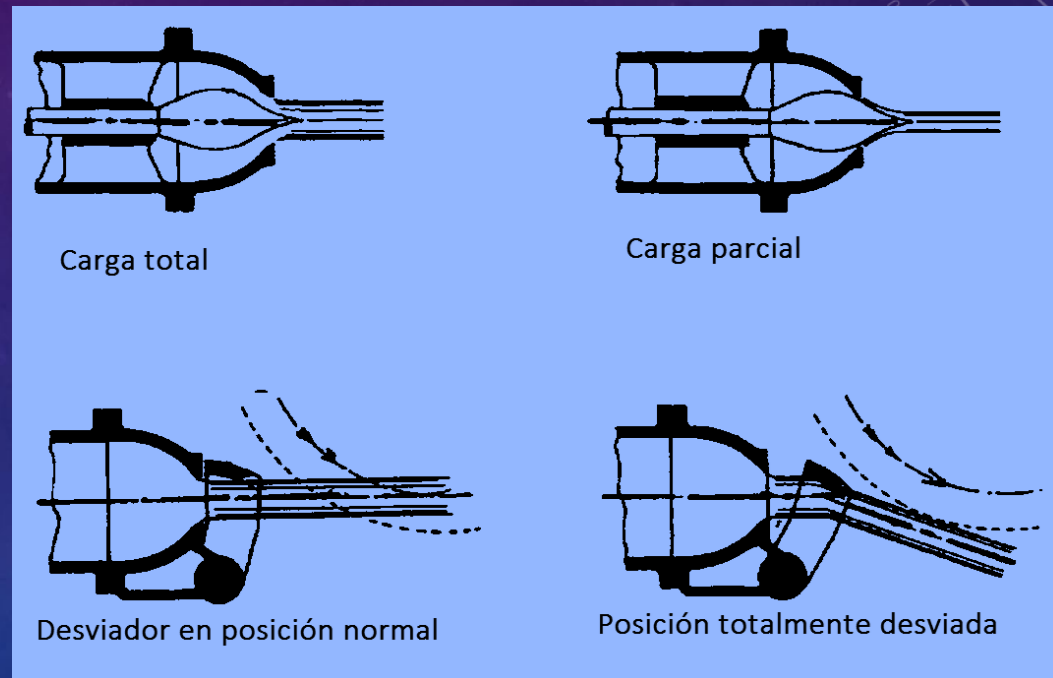
Órgano regulador del caudal. Consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura. Para el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro d se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.



El deflector se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte de forma que no se dirige contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil. Así se evitan sobrepresiones en la tubería.

CONTROL DE VELOCIDAD DE FLUJO

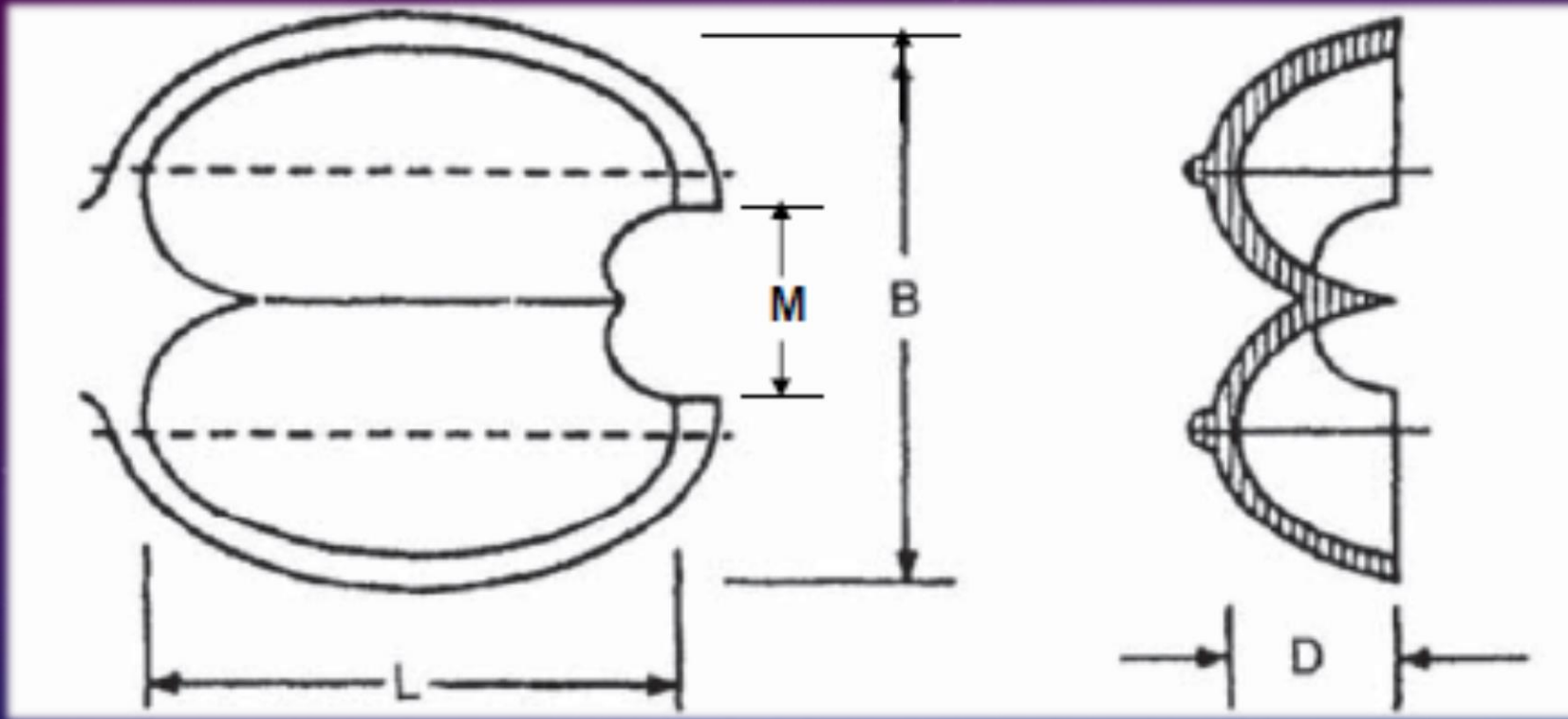
- Para que la turbina funcione a velocidad constante pese a los cambios de carga, se cambia el caudal Q . Un obturador de lanza (o aguja), controlado por un servomecanismo, se mueve axialmente dentro de la boquilla alterando el diámetro del chorro. A una pérdida repentina de la carga se desvía el chorro con el deflector para que una parte del agua no llegue a las cazoletas. Así se evita el exceso de velocidad y da tiempo para que la válvula con actuación lenta se mueva a una nueva posición. La válvula de aguja se mueve lentamente ya que una súbita reducción del flujo podría provocar daños en el sistema como golpe de ariete.



CAZOLETAS

- En una rueda Pelton la dirección del chorro es tangencial.
- El elemento que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180° , se denomina cazoleta. Tiene forma de doble cuchara, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.





DIMENSIONES DE LA CAZOLETA

Longitud $L = 2d$ a $3d$

Anchura axial $B = 3d$ a $5d$

Profundidad $D = 0.8d$ a $1.2d$

Ancho desahogo $M = 1.1d$ a $1.5d$

Donde d es el diámetro del chorro de agua.

ORIENTACIÓN DE LAS CAZOLETAS

- Las cazoletas no se colocan exactamente en sentido radial, sino en forma tal que el chorro de agua al alcanzar de lleno una de ellas, se halle perpendicular a la arista de la misma, quedando separada la cazoleta del inyector el mínimo que permita la construcción, atacándola el chorro lo más cerca posible de la corona del rodete, para que las pérdidas a la salida resulten más pequeñas, haciendo que la circunferencia tangente al chorro (circunferencia Pelton), corte a las cazoletas a $2L/5$ medido desde el interior.
- Las cazoletas desvían el chorro de agua a través de un ángulo de aproximadamente 160° y 165° en el mismo plano que el chorro. Después de hacer el trabajo el agua se dirige al canal de descarga, y toda la transferencia de energía de salida de la boquilla de canal de descarga se lleva a cabo a presión constante.
- Las cazoletas tienen que ir dispuestas de tal forma, que su separación no permita que se pierda agua, es decir, cuando el chorro abandone una, debe encontrarse con la siguiente.

NÚMERO DE CAZOLETAS

- Para una relación de diámetros del corredor, D , al chorro del agua, d , igual a $5 < \frac{D}{d} < 6.5$, el número de cazoletas en la turbina se puede calcular mediante la siguiente ecuación

$$N_C = 15 + \frac{D}{2d}$$

- Con el número de cazoletas se determina la velocidad específica recomendada de acuerdo a la siguiente tabla

N_s	4	6	8	10	12	14	18	22	26	32
N_C	40	37	34	30	28	26	22	20	17	15

DIMENSIONAMIENTO DE LA CAZOLETA

Para relaciones ancho de la cazoleta, B , a diámetro de chorro, d , en el intervalo $3.1 < \frac{B}{d} \leq 3.4$, el ancho de la cazoleta se dimensiona en relación con el número de inyectores de acuerdo a la siguiente tabla

B	Número de inyectores
3.1 d	1
3.2 d	2
3.3 d	4 a 5
> 3.3 d	6

COEFICIENTES ADIMENSIONALES

- El rendimiento de una turbomáquina se puede expresar en términos de las variables de control, las variables geométricas y propiedades de los fluidos.
- Mediante el procedimiento del análisis dimensional, utilizando tres de las variables independientes, se pueden formar los grupos adimensionales. Las variables seleccionadas, ρ , N , D , no forman grupos adimensionales por sí mismas, evitan la aparición de términos de fluidos especiales (por ejemplo, μ , Q) en más de un grupo y permite gH , η y P ser explícitos. Los coeficientes desarrollados son
- El coeficiente de transferencia de energía, a veces llamado coeficiente de carga $\psi = gH(ND)^{-2}$
- El coeficiente de potencia $\hat{P} = P\rho N^{-3}D^{-5}$
- El coeficiente de velocidad $\phi = Q(ND)^{-2}$

VELOCIDAD ESPECÍFICA

- Un parámetro adimensional llamado velocidad específica, N_s , es referido y conceptualizado como el número de forma. Se utiliza para facilitar la elección de la máquina más apropiada. Este parámetro se deriva de los grupos no dimensionales de tal manera que el diámetro característico D de la turbomáquina es eliminado. El valor de N_s da al diseñador una guía para el tipo de máquina que proporcionará el requisito normal de alta eficiencia en la condición de diseño.
- La velocidad específica N_s se define como

$$N_s = \frac{\phi_1^{1/2}}{\psi_1^{3/4}} = \frac{NQ^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

SELECCIÓN DE INYECTORES Y CABEZAL

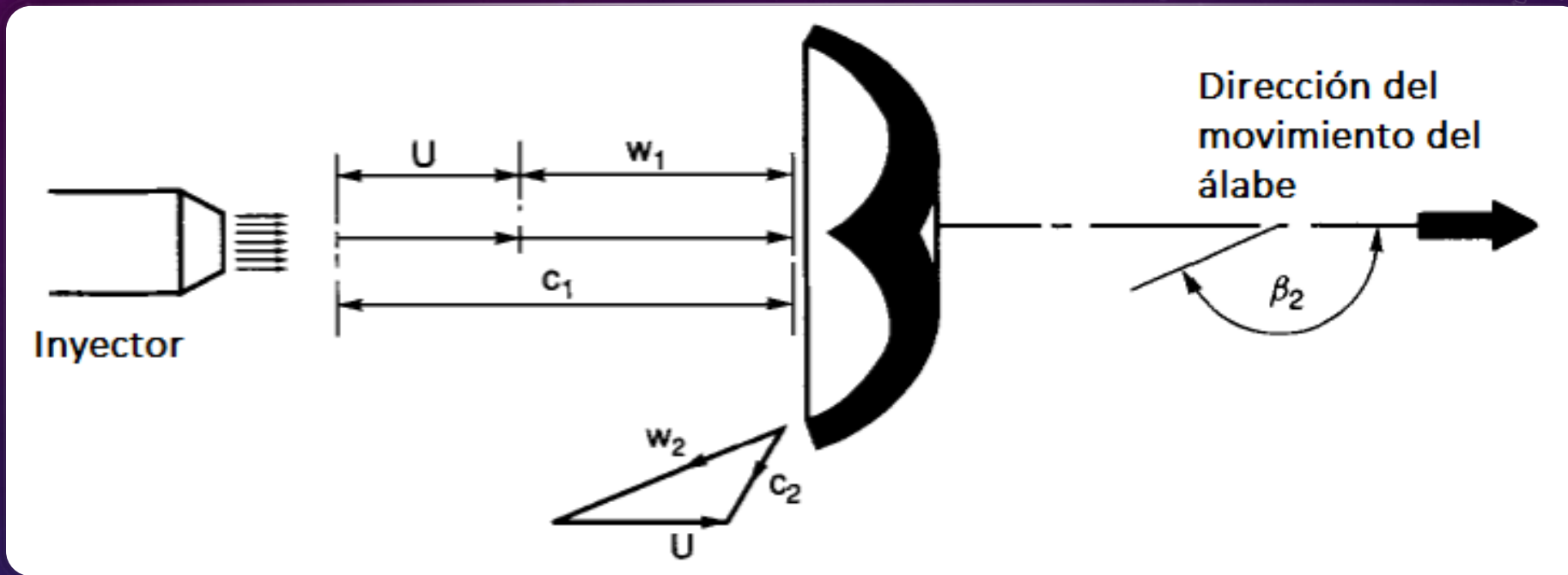
Velocidad específica (rpm)	Número de inyectores	Cabezal (m)
Hasta 18	1	800
De 18 a 25	1	800 a 400
De 26 a 35	1	400 a 100
De 26 a 35	2	800 a 400
De 36 a 50	2	400 a 100
De 51 a 72	4	400 a 100

VELOCIDAD ESPECÍFICA DE POTENCIA

- La velocidad específica de potencia Ω_{SP} , cantidad adimensional, se utiliza comúnmente por que no es fácil determinar la velocidad del flujo en una turbina hidráulica. La velocidad de rotación Ω , el cabezal efectivo H_E y la potencia del eje P , son las cantidades medibles externamente (g es la constante gravitacional y ρ la densidad del agua).

$$\Omega_{SP} = \frac{\Omega \sqrt{P/\rho}}{(gH_E)^{5/4}}$$

- La velocidad específica de potencia no es un grupo adimensional de las cantidades de flujo. Se utiliza la potencia interna por que las pérdidas mecánicas no siguen las leyes de semejanza de los flujos.
- Dado que la potencia interna no se puede medir directamente y el rendimiento mecánico es muy cercano a la unidad, se utiliza la potencia del eje.



TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

La velocidad del chorro en la entrada es c_1 y la del álabe es U . La velocidad relativa a la entrada es $w_1 = c_1 - U$. En la salida de la cazoleta la mitad de la corriente fluye en cada lado, dando una velocidad relativa w_2 y un ángulo β_2 respecto a la dirección original de flujo.

ECUACIÓN DE EULER

Trabajo específico hecho por el agua $\Delta W = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2}$

Para la turbina Pelton, $U_1 = U_2$ y $c_{\theta 1} = c_1$

$$\Delta W = U[U + w_1 - (U + w_2 \cos \beta_2)] = U(1 - k \cos \beta_2)$$

El efecto de fricción en el fluido que circula dentro de la cazoleta causará disminución de la velocidad a la salida. Considerando que $w_2 = kw_1$, donde $k < 1$, entonces

$$\Delta W = Uw_1(1 - k \cos \beta_2) = U(c_1 - U)(1 - k \cos \beta_2)$$

Dirección del
movimiento del
álabe



RENDIMIENTO DEL CORREDOR

- El rendimiento del corredor o turbina se define como el trabajo hecho dividido entre la energía cinética a la entrada.

$$\eta_R = \Delta W / \left(\frac{1}{2} c_1^2 \right)$$

$$\eta_R = 2U(c_1 - U)(1 - k \cos \beta_2) / (c_1^2)$$

$$\eta_R = 2v(1 - v)(1 - k \cos \beta_2)$$

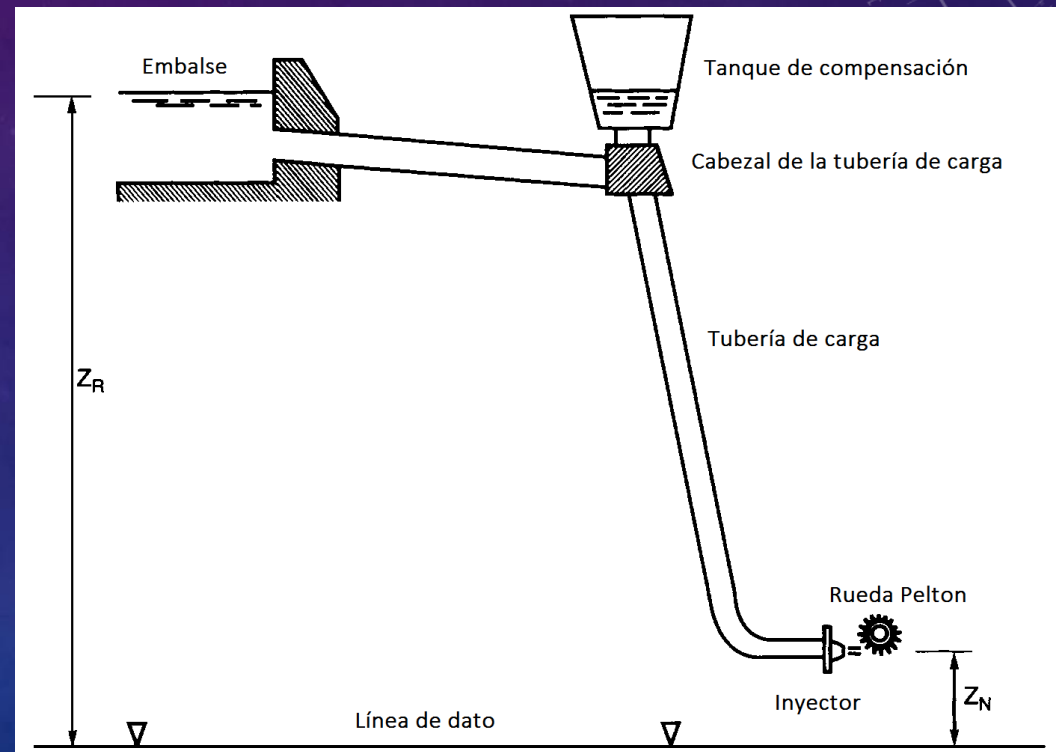
- Derivando respecto a $v = U/c_1$ e igualando a cero se tiene el rendimiento máximo

$$\eta_{R_{m\acute{a}x}} = (1 - k \cos \beta_2) / 2$$

- En la práctica el valor de k se encuentra entre 0.8 y 0.9.

CAÍDA DE AGUA

- El agua se descarga desde un embalse a una elevación Z_R (arriba del nivel del mar) y fluye por medio de un tubo de presión al cabezal de la tubería de carga.
- Baja la tubería de carga al inyector de la turbina emergiendo a las cazoletas como un chorro de agua a alta velocidad.
- Para reducir los efectos nocivos de elevaciones de presión, un tanque de compensación está conectado a la corriente cerca del cabezal de tubería de carga que actúa como amortiguador de transitorios.



TUBERÍA DE CARGA

- La pérdida en cabezal con flujo incompresible, permanente y turbulento, en tubos de sección transversal circular está dada por la ecuación de Darcy

$$H_f = \frac{2fLV^2}{gd} = \left(\frac{32fl}{\pi^2}\right) \frac{Q^2}{d^5}$$

Donde f es el factor de fricción, l es la longitud del tubo, d es el diámetro del tubo y V es la velocidad promedio de la masa del flujo en el tubo y es igual a $4Q/(\pi d^2)$. Q es el caudal.

- La ecuación se considera con flujo total dentro del tubo.

PÉRDIDA DE ENERGÍA A LA ENTRADA DE LA TURBINA

- El cabezal efectivo, H_E , a la entrada de la turbina es el cabezal bruto, H_G , menos las pérdidas por fricción.

$$H_E = H_G - H_f = z_R - z_N - H_f$$

- La velocidad de expulsión del chorro de agua, c_0 , es

$$c_0 = \sqrt{2gH_E}$$

- El coeficiente de velocidad del inyector, K_N , es

$$K_N = \frac{\text{Velocidad real a la salida del inyector}}{\text{Velocidad de expulsión del chorro a la salida del inyector}} = \frac{c_1}{c_0}$$

Valores comunes de K_N se encuentran entre 0.98 y 0.99

PERDIDA DE ENERGÍA EN EL INYECTOR

- Pérdidas de energía ocurren en los inyectores y también debido al efecto del viento y fricción de la rueda de la turbina. Si ΔH_N es la pérdida de cabezal en el inyector entonces el cabezal aprovechable para convertir en potencia es

$$H_E - \Delta H_N = \frac{c_1^2}{2g}$$

- Rendimiento del inyector

$$\eta_N = \frac{\text{Energía a la salida del inyector}}{\text{Energía a la entrada del inyector}} = \frac{c_1^2}{2gH_E}$$

RENDIMIENTO TOTAL

- El rendimiento total de una turbina hidráulica se define como

$$\eta_o = \frac{\text{Energía mecánica disponible en el eje de salida por unidad de tiempo}}{\text{Diferencia máxima de energía posible para el fluido por unidad de tiempo}} = \eta_m \eta_h = \eta_m \eta_R \eta_N$$

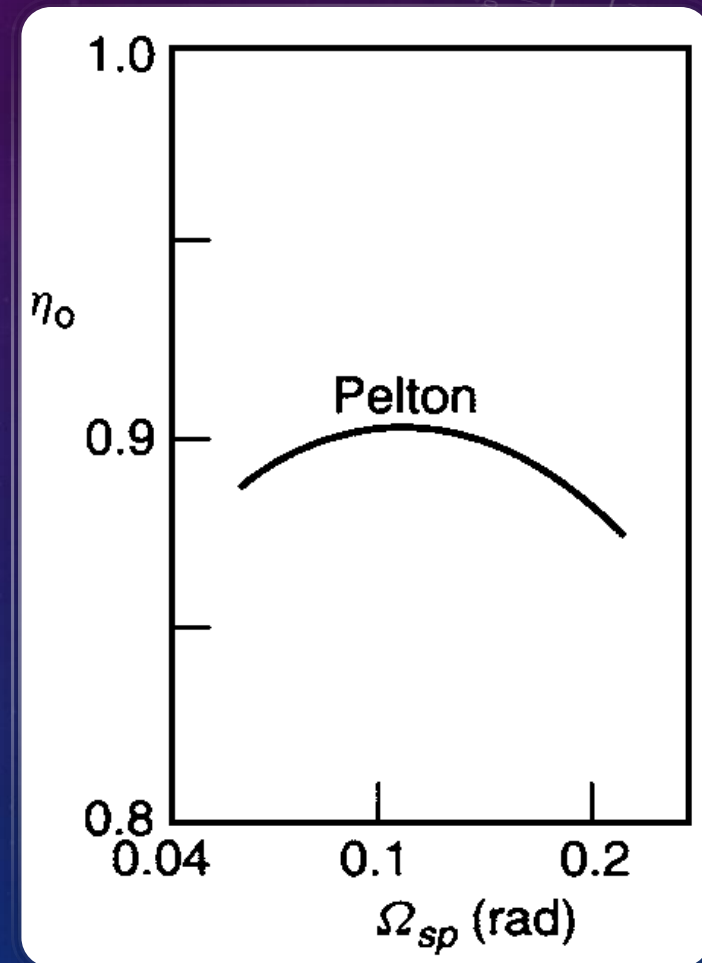
- Donde el rendimiento hidráulico, η_h , se define en función de los rendimientos del corredor, η_R , y del inyector, η_N

$$\eta_h = \frac{\Delta W}{gH_E} = \left(\frac{\Delta W}{\frac{1}{2}c_1^2} \right) \left(\frac{\frac{1}{2}c_1^2}{gH_E} \right) = \eta_R \eta_N$$

GRÁFICA η_o VS Ω_{SP}

La relación de dos coeficientes adimensionales son útiles para generalizar el máximo rendimiento total de la turbina Pelton con base en la velocidad específica de potencia de diseño.

Los valores son de importancia para el diseñador, ya que indican la opción más adecuada de la máquina.



PÉRDIDAS EXTERNAS

Las pérdidas externas, fricción en cojinetes y efectos del viento, son responsables de la disminución de energía entre el corredor y el eje. Una estimación de la pérdida por efecto del viento puede hacerse usando el siguiente modelo de flujo simple en el que se supone que la pérdida de energía específica es proporcional al cuadrado de la velocidad del álabe, es decir,

$$\frac{\text{Pérdida}}{\text{Unidad de flujo de masa}} = KU^2$$

K es una constante de proporcionalidad adimensional

PÉRDIDAS EXTERNAS EN EL RENDIMIENTO TOTAL

- El rendimiento total puede reescribirse como

$$\eta_0 = \frac{\Delta W - KU^2}{gH_E} = \eta_h - \frac{KU^2}{gH_E} = \eta_h - 2K \left(\frac{U}{c_1} \right)^2 = \eta_R \eta_N - 2K \eta_N v^2 = \eta_N (\eta_R - 2Kv^2)$$

- De aquí que el rendimiento mecánico se define como

$$\eta_m = 1 - 2Kv^2/\eta_R$$

- Ya que debe haber cierta fricción del cojinete a cualquier velocidad, por pequeña que sea, se necesita un término adicional en la ecuación de pérdida de la forma $Ac_0 + KU^2$, donde A es otra constante sin dimensiones.

REFERENCIAS

1. Dick, E. (2015). *Fluid Mechanics and Its Applications. Fundamentals of Turbomachines*. New York: Springer.
2. Diez, P. F. (29 de Enero de 2016). *pfernandezdiez.es*. Obtenido de pfernandezdiez.es.
3. Dixon, S. L. (2010). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Boston: Butterworth Heinemann.
4. Estébanez, C. J. (5 de Septiembre de 2016). *Universidad de Cantabria*. Obtenido de Universidad de Cantabria: <http://personales.unican.es>
5. Fuentesequipo6. (19 de Febrero de 2012). *plantas-termoelectricas*. Obtenido de plantas-termoelectricas: <https://fuentesequipo6.wordpress.com>
6. Gorla, R. S., & Khan, A. A. (2003). *Turbomachinery, design and theory*. New York: Marcel Dekker, Inc.
7. Hydro, R. (10 de Febrero de 2016). *Pelton turbines*. Obtenido de Pelton turbines: <http://ricklyhydro.com>
8. Maierhofer. (15 de Agosto de 2016). *Maierhofer Brida srl | Costruttori Turbine Pelton*. Obtenido de Maierhofer Brida srl | Costruttori Turbine Pelton: www.maierhoferbrida.it
9. MORI, D. (2016). Journal. *Revista de DMG MORI*, 7.
10. Renedo, C. G. (19 de Octubre de 2015). *Sistemas Energéticos*. Obtenido de Sistemas Energéticos: <http://personales.unican.es>
11. SAS, H. I. (18 de Mayo de 2013). *Turbinas*. Obtenido de Turbinas: <http://hydro-tech.com.co>
12. Uchile, D. (25 de Julio de 2013). *Pelton Turbine*. Obtenido de Pelton Turbine: <https://www.youtube.com>
13. VOITH. (22 de Febrero de 2016). *Pelton turbine*. Obtenido de Pelton turbine: <https://www.youtube.com>