



UNCUYO
UNIVERSIDAD
NACIONAL DE CUYO



FACULTAD DE
INGENIERÍA

TRABAJO DE SEMINARIO SOBRE TURBINAS FRANCIS



Alumnos:

- **Belisario Albarracín**
- **Tomás Cordero**
- **Guadalupe Videla**

Cátedra: Aprovechamientos hidráulicos

Ciclo: 2025

Índice de Contenido

1. Introducción.....	5
2. Reseña histórica.....	6
3. Principio de funcionamiento de la turbina Francis.....	7
4. Ámbito de aplicación.....	9
5. Clasificación de turbinas Francis.....	10
5.1. Velocidad específica.....	10
5.2. Posición del eje.....	11
5.3. Forma de actuar de los filetes líquidos sobre los álabes.....	12
5.4. Dirección de flujo respecto al eje de rotación.....	13
6. Componentes.....	15
6.1. Cámara espiral.....	15
6.2. Predistribuidor.....	16
6.3. Distribuidor.....	16
6.3.1. Palas directrices.....	17
6.3.2. Equipo de accionamiento de palas directrices.....	18
6.4. Rodete.....	20
6.5. Tubo difusor.....	21
6.6. Eje.....	24
6.7. Equipo de sellado del eje.....	24
6.8. Cojinete guía.....	25
6.9. Cojinete de empuje.....	26
7. Variación de la velocidad y presión en una turbina Francis.....	31
8. Velocidad síncrona y velocidad de embalamiento.....	32
8.1. Velocidad síncrona.....	32
8.2. Velocidad de embalamiento.....	32
9. Curvas características.....	33
10. Principio Teóricos Generales.....	35
10.1. Triángulos de velocidades.....	35
10.2. Ecuación de Euler.....	37
11. Cavitación.....	39
11.1. Tipos de cavitación en turbinas Francis.....	40
11.2. Formas de la cavitación.....	41
11.3. Influencia de la cavitación en turbinas Francis.....	42
11.4. Beneficio de la forma del tubo difusor en la turbina francis.....	42
11.4.1. Influencia de la altura de aspiración (h_a).....	43
11.5. Erosión por cavitación y abrasión.....	44
11.6. Reacondicionamiento de álabes.....	44
11.6.1. Resultados de modelos.....	45
11.6.2. Procedimiento a seguir.....	46
12. Optimización del mantenimiento en turbinas: Mantenimiento Basado en Condición (CBM).....	49
12.1. Monitorización.....	49
12.2. Análisis y diagnóstico de datos.....	50
12.3. Metodología de Implementación y Análisis.....	52
12.4. Diagnóstico y toma de decisiones.....	53

12.5. Beneficios estratégicos y el futuro del mantenimiento.....	53
13. Ejemplos, fotografías y filmaciones de Turbinas Francis en Argentina.....	54
14. Bibliografía.....	60

Índice de Figuras

Figura 1: Esquema de funcionamiento de las turbinas.....	4
Figura 2. James Bicheno Francis.....	5
Figura 3. Esquema de central a pie de presa con turbina Francis.....	6
Figura 4. Corte transversal de una turbina Francis.....	7
Figura 5. Ábaco de selección de tipo de turbina.....	8
Figura 6. Tipos de turbina Francis según velocidad específica.....	9
Figura 7. Turbina Francis de eje horizontal.....	10
Figura 8. Turbina Francis de eje vertical.....	11
Figura 9. Turbina Francis pura.....	12
Figura 10. Turbina Francis mixta.....	13
Figura 11. Componentes de una turbina Francis.....	14
Figura 12. Cámara espiral de turbina Francis en presa Grand Coulee (EE.UU.).....	15
Figura 13. Predistribuidor o antedistribuidor.....	15
Figura 14. Distribuidor Fink.....	16
Figura 15. Configuración de una pala directriz.....	16
Figura 16. Detalle de una pala directriz.....	17
Figura 17. Esquemas de accionamiento del anillo de distribución. (a) por servomotores, (b) y (c) por un servomotor.....	18
Figura 18. Accionamiento de las palas directrices con el anillo de distribución.....	18
Figura 19. Elementos de accionamiento de álabes.....	19
Figura 20. Elementos de un rodete Francis.....	20
Figura 21. Proceso de montaje del rodete de las turbinas.....	20
Figura 22. Esquema de central donde se resalta el tubo difusor.....	21
Figura 23. La forma divergente del tubo de aspiración permite ganancia de presión.....	22
Figura 24. Sellado del eje de una turbina, detalles de laberinto en el rodete.....	24
Figura 25. Sistemas de lubricación de cojinetes guía.....	25
Figura 26. Cojinete de empuje.....	26
Figura 27. Espejo y patines de un cojinete de empuje.....	27
Figura 28. Sistema de aceite a presión para cojinetes de empuje.....	27
Figura 29. Situación del serpentín de refrigeración del aceite, detalle de un rascador de aceite.....	28
Figura 30. Variación de la presión y la velocidad del agua en los diferentes órganos de una turbina de reacción.....	30
Figura 31. Curva de rendimiento TF.....	32
Figura 32. Curvas de rendimiento típicas de TP, TF, TK y TB.....	33
Figura 33. Curva característica universal.....	33
Figura 34. Triángulo de velocidades turbomáquina.....	34
Figura 35. Rodete turbomáquina: (1) sección de entrada del fluido, (2) sección de salida del fluido.....	34
Figura 36: Rodete y distribuidor turbomáquina.....	35
Figura 37. Triángulo de entrada turbomáquina.....	35
Figura 38. Triángulo de salida turbomáquina.....	36
Figura 39. Implosión de la burbuja.....	37
Figura 40. Variables para coeficiente de Thoma.....	38

Figura 41. Gráfico experimental de σ vs ns.....	39
Figura 42. Tipos de cavitación.....	40
Figura 43. Erosión por abrasión.....	42
Figura 44. Erosión por cavitación.....	42
Figura 45. Vistas superior e inferior respectivamente del rodete.....	43
Figura 46. Vistas superior e inferior respectivamente del rodete.....	44
Figura 47. Uso de plantillas de fabricante.....	44
Figura 48. Proceso de soldado.....	45
Figura 49. Álabes antes y después de su reacondicionamiento.....	45
Figura 50. Balanceo estático.....	46
Figura 51. Puntos de medición para vibraciones.....	48
Figura 52. Ensayos de impacto y espectros de respuesta.....	49
Figura 53. Modelo estructural-mecánico y modos de vibración.....	49
Figura 54. Vista de la turbina Francis de eje horizontal para arranque “en negro”	52
Figura 55. Vista de detalle de uno de los rodetes de las turbinas de la central de Cerro Pelado.....	53
Figura 56. Vista de la central con los tres grupos generadores de la misma, vista del rotor de una de las turbinas Francis.....	54
Figura 57. Vista de uno de los grupos generadores, vista del rodete de la turbina Francis.....	54
Figura 58. Vista del rodete de la turbina.....	55
Figura 59. Vista de la maqueta del complejo puede apreciarse la válvula mariposa, la cámara espiral, la turbina, el escudo de protección y la estructura para las compuertas que cierran los conductos de restitución al río Diamante.....	55
Figura 60. Vista de la central con los cuatro grupos generadores de la central Nihuil I.....	56
Figura 61. Vista del anillo del distribuidor de una de las turbinas, se puede apreciar los brazos accionadores..	56
Figura 62. Vista de los seis generadores de la central Nihuil II.....	57
Figura 63. Rodete de una de las turbinas Francis de la central Nihuil II.....	57

Índice de Tablas

Tabla 1. Clasificación de turbinas Francis según velocidad específica.....	10
--	----

1. Introducción

Una turbina hidráulica es una turbomáquina motora hidráulica, que aprovecha la energía de un fluido que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador eléctrico, que transforma la energía mecánica en eléctrica.

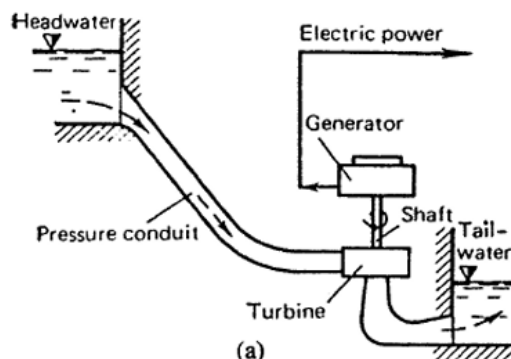


Figura 1: Esquema de funcionamiento de las turbinas

Las turbinas hidráulicas modernas tienen características ideales puesto que son muy eficientes, seguras y fácilmente controlables. Pueden variar la carga o parar en forma prácticamente instantánea, y arrancar desde la posición de reposo con la válvula cerrada en poco más de un minuto.

En la actualidad las turbinas hidráulicas se utilizan casi exclusivamente para accionar un generador de corriente alterna, motivo por el cual se lo denomina alternador. Las partes móviles de ambas máquinas, el rodete de la turbina y el rotor del alternador, están conectadas a un mismo eje, por lo que el conjunto se denomina grupo turbogenerador o, simplemente, grupo.

2. Reseña histórica

La turbina hidráulica tiene un largo período de desarrollo, siendo su forma más antigua y sencilla la rueda hidráulica, utilizada por primera vez en la antigua Grecia y posteriormente adoptada en la Europa medieval para la molienda de granos. Las norias y turbinas hidráulicas han sido usadas históricamente para accionar molinos de diversos tipos, aunque de manera bastante ineficiente. No fue hasta el siglo XIX que las mejoras logradas en las turbinas hidráulicas permitieron que, allí donde se disponía de un salto de agua, pudiesen competir con la máquina de vapor.

Un ingeniero francés, Benoit Fourneyron, desarrolló lo que se conoce como la primera turbina hidráulica en 1827. Más tarde Fourneyron construyó turbinas para propósitos industriales que alcanzaron una velocidad de 2300 rpm, desarrollando alrededor de 50 kW con una eficiencia de más del 80%. Alrededor de 1820 Jean V. Poncelet diseñó una turbina de flujo interno que usaba los mismos principios, y S. B. Howd obtuvo en 1838 una patente en los EE.UU. para un diseño similar.

Las turbinas Francis reciben su nombre en honor a James B. Francis, un ingeniero civil que manejó el sistema de canales de la ciudad de Lowell, Massachusetts, e inventó la turbina de reacción de flujo mixto. A principios de la década de 1850, Francis desarrolló turbinas más eficientes que las ruedas hidráulicas basadas en el modelo de turbina de Howd. En 1848 Francis mejoró estos diseños y desarrolló una turbina con el 90% de eficiencia. Aplicó principios y métodos de prueba científicos para producir la turbina más eficiente elaborada hasta el momento. Sus métodos matemáticos y gráficos de cálculo mejoraron el estado del arte en lo referente al diseño e ingeniería de turbinas. Sus métodos analíticos permitieron diseños seguros de turbinas de alta eficiencia.

Su turbina de reacción de flujo mixto se convirtió en el estándar para las instalaciones hidroeléctricas estadounidenses. Por ejemplo, veintidós turbinas de estilo Francis fueron instaladas en la presa de Hoover.

Hoy existen turbinas Francis con rendimientos que pueden llegar cerca del 96%.

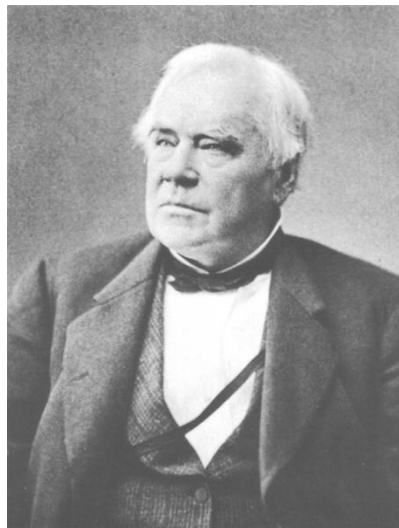


Figura 2. James Bicheno Francis

3. Principio de funcionamiento de la turbina Francis

La turbina hidráulica es una turbomáquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa. Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica, teóricamente.

Considerando los aspectos constructivos de los componentes de las turbinas Francis, se comprende con facilidad el funcionamiento de las mismas.

En la mayoría de los casos, la instalación de este tipo de turbinas se realiza en centrales para cuya alimentación de agua se requiere la existencia de un embalse o cámara de carga. Otra particularidad en la ubicación de estas turbinas radica en que el conjunto esencial de las mismas, es decir, cámara espiral – distribuidor – rodete – tubo de aspiración, se encuentran, generalmente, a un nivel inferior respecto al nivel alcanzado por el agua en su salida hacia el cauce del río en dirección aguas abajo, esto a efecto de mejorar aspectos relacionados con la cavitación.

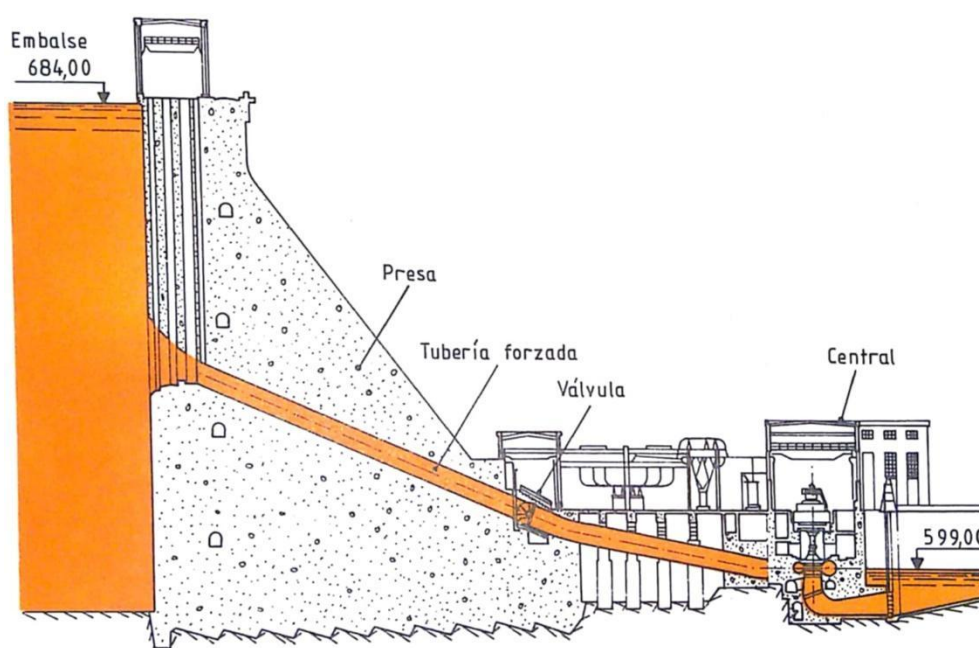


Figura 3. Esquema de central a pie de presa con turbina Francis

Se puede considerar, por lo tanto, la presencia de una columna de agua continua, entre los distintos niveles de los extremos mencionados, embalse y salida de agua, deduciendo que la turbina está totalmente llena de agua. Según otras disposiciones de instalación, especialmente en saltos de muy poca altura, se podría interpretar que se halla sumergida, tal es el caso de no disponer de cámara espiral, encontrándose instalado el rodete en el interior de una cámara abierta, normalmente de hormigón, enlazada directamente con la zona de toma de agua o embalse.

La energía potencial gravitatoria del agua embalsada se convierte en energía cinética en su recorrido hacia el distribuidor, donde, a la salida de éste, se dispone de energía en forma cinética y de presión, siendo, la velocidad de entrada del agua en el rodete, inferior a la que correspondería por altura de salto, debido a los cambios bruscos de dirección en su recorrido.

Centrándose en la zona del distribuidor, se puede añadir que el agua, a su paso por las palas fijas de la cámara espiral y las palas directrices del distribuidor, disminuye su presión, adquiriendo velocidad y, en tales condiciones, provoca el giro del rodete, al discurrir a través de los álabes de éste, sobre los cuales actúa el resto de la presión existente en las masas de agua dotadas, a su vez, de energía cinética.

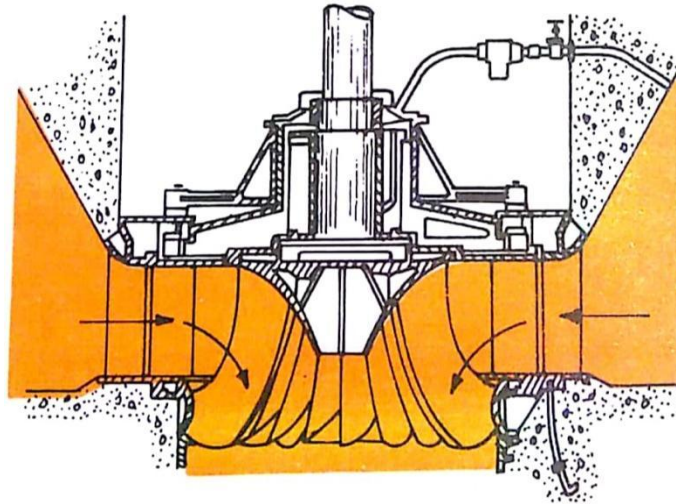


Figura 4. Corte transversal de una turbina Francis

El tubo de aspiración produce una depresión en la salida del rodete o, dicho, en otros términos, una succión.

4. Ámbito de aplicación

El campo de aplicación es muy extenso, dado el avance tecnológico conseguido en la construcción de este tipo de turbinas. Pueden emplearse en saltos de distintas alturas (entre 10 y 800 m aproximadamente) dentro de una amplia gama de caudales (entre 2 y 200 m³/s aproximadamente). Por su gran versatilidad y alta eficiencia, este tipo de turbina es el más utilizado en el mundo en la actualidad.

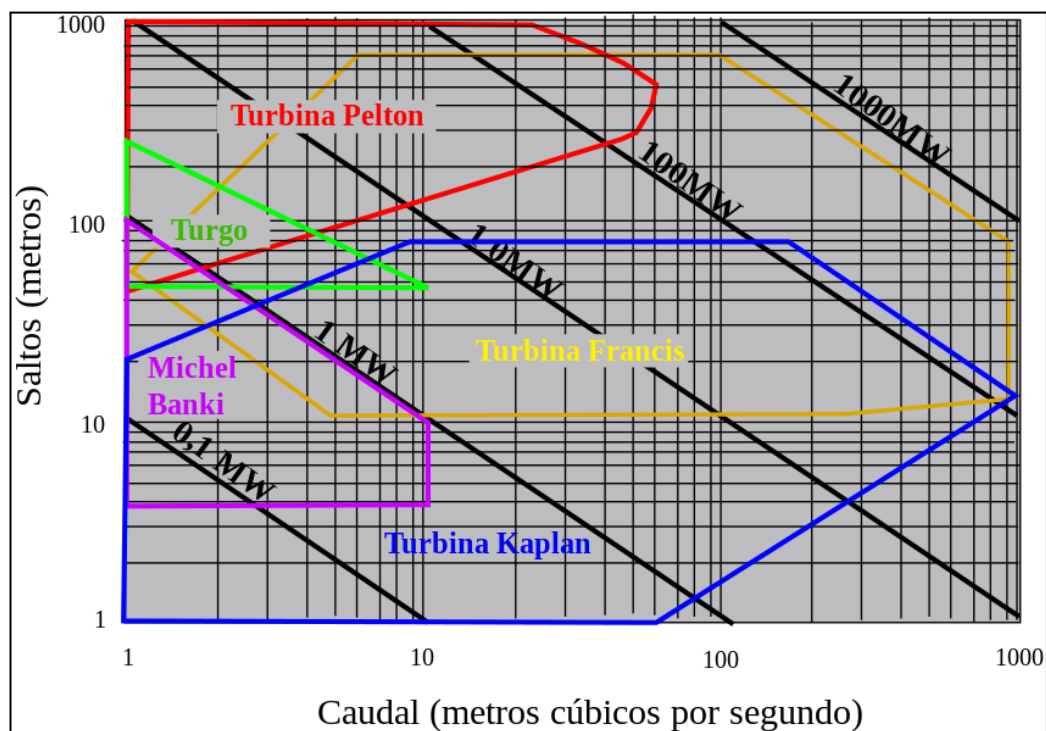


Figura 5. Ábaco de selección de tipo de turbina

Considerando la siguiente clasificación, en función de la velocidad específica del rodete, cuyo número de revoluciones por minuto depende de las características del salto.

- ☐ Turbina Francis lenta: para saltos de gran altura (alrededor de 200 m o más).
- ☐ Turbina Francis normal: indicada en saltos de altura media (entre 200 y 80 m).
- ☐ Turbinas Francis rápidas y extrarrápidas: apropiadas para saltos de pequeña altura (inferiores a 80 m).

5. Clasificación de turbinas Francis

5.1. Velocidad específica

El parámetro más utilizado en relación con el dimensionamiento y diseño de una turbina de características determinadas (salto, velocidad de giro y potencia) es la velocidad específica, que se puede definir como la velocidad en revoluciones por minuto (*rpm*) de una turbina semejante a la turbina en estudio que, supuesta la misma eficiencia y un salto unitario, produzca una potencia unitaria. Entonces se puede definir como:

$$n_s [rpm] = \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Siendo:

n : Revoluciones por minuto [*rpm*]

P : Potencia del eje [*kW*]

H : Salto neto [*m*]

Puede expresarse en el punto nominal de funcionamiento o punto para el que la turbina alcanza el rendimiento óptimo.

Al analizar esta expresión se comprueba que, a grandes alturas, para una velocidad y una potencia de salida dadas, se requiere una máquina de velocidad específica baja como una rueda de impulso. En cambio, una turbina de flujo axial con una alta velocidad específica es la indicada para pequeñas alturas. Sin embargo, una turbina de impulso puede ser adecuada para una instalación de poca altura si el caudal (o la potencia requerida) es pequeño, pero, a menudo, en estas condiciones el tamaño necesario de la rueda de impulso llega a ser demasiado grande.

Además, de esta ecuación se observa que la velocidad específica de una turbina depende del número de revoluciones por minuto; cantidad que tiene un límite, y además debe tenerse en cuenta que para cada altura o salto existe un cierto número de revoluciones con el que el rendimiento es máximo. También depende de la potencia P a desarrollar, función a su vez del caudal Q de que pueda disponer, y de la altura H del salto. Fijada la potencia y el caudal aprovechable, el valor de la velocidad específica indica el tipo de turbina más adecuado.

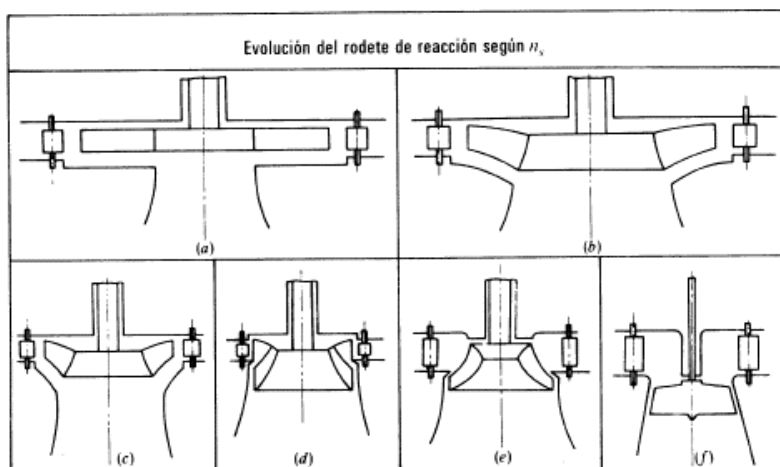


Figura 6. Tipos de turbina Francis según velocidad específica

El rodete de una turbina de reacción se adapta a las exigencias de Q , H y n . De (a) a (f) (Figura 6) la turbina se adapta a caudales relativamente mayores y a alturas de salto relativamente menores: **(a)** rodete radial

centrípeto; **(b)** $n_s = 45$: Francis lenta; **(c)** $n_s = 110$; **(d)** $n_s = 200$: Francis normal; **(e)** $n_s = 400$: Francis exprés; **(f)** $n_s = 800$: hélice o Kaplan.

	Francis Lentas	Francis Normales	Francis Rápidas	Extrarrápidas
Salto H	$\leq 500\text{m}$	$\leq 300\text{ m}$	$\leq 80\text{ m}$	$\leq 40\text{ m}$
Velocidad específica n_s	$< 100\text{ rpm}$	100 rpm - 200 rpm	200 rpm - 300 rpm	300 rpm - 400 rpm

Tabla 1. Clasificación de turbinas Francis según velocidad específica

5.2. Posición del eje

Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición horizontal (Figura 7) o vertical (Figura 8), siendo esta última disposición la más generalizada por estar ampliamente experimentada, especialmente en el caso de unidades de gran potencia.

- Turbinas de eje horizontal:
 - o Ventajas
 - Separación completa de la turbina y el generador.
 - Disposición ventajosa de la sala de máquinas ya que la turbina y el generador están situados al mismo nivel.
 - Fácil montaje.
 - Facilidad de reparaciones en la turbina y en el generador.
 - Costo reducido de la turbina y el generador.
 - o Desventajas
 - Generalmente para turbinas chicas de baja potencia.
 - Son de baja eficiencia.
 - Poseen un tubo difusor corto.

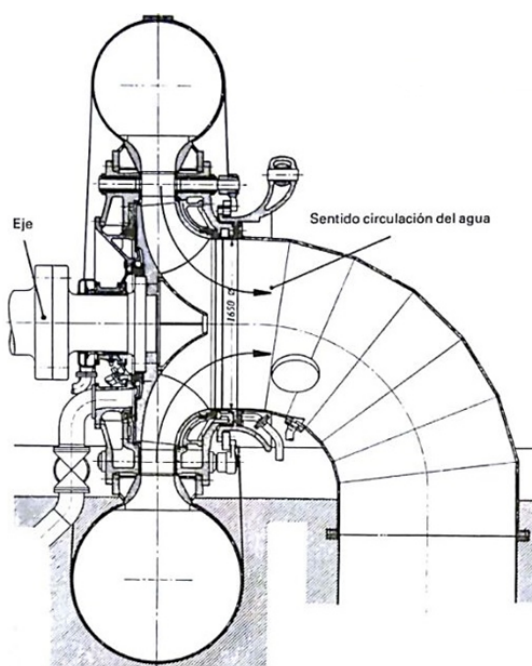


Figura 7. Turbina Francis de eje horizontal

- Turbinas de eje vertical:

- o Ventajas
 - Gran utilización de este tipo de turbinas.
 - Pueden ser turbinas grandes.
 - Generan grandes potencias.
 - Tubo difusor largo.
- o Desventajas
 - La turbina y el generador están soportados por un cojinete axial común.
 - Al estar superpuestas la turbina y el generador, requiere una sala de máquinas de por lo menos, dos plantas.
 - El montaje es más difícil.
 - Los dispositivos de engrase (sobre todo del cojinete axial) son más complicados.
 - El costo es superior en aproximadamente, un 20 % a igualdad de las demás condiciones.

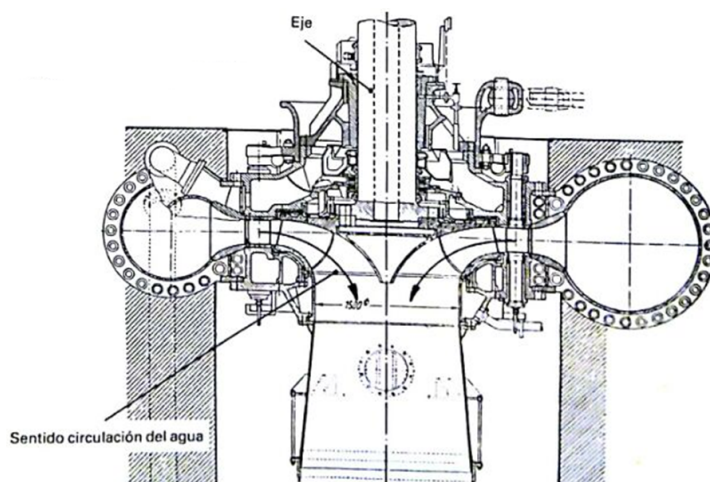


Figura 8. Turbina Francis de eje vertical

5.3. Forma de actuar de los filetes líquidos sobre los álabes

Para operar eficientemente en un campo tan amplio se han diseñado diversos tipos de turbinas que pueden clasificarse en dos grupos principales:

- ☐ **Turbinas de acción**, en las que el caudal de agua se utiliza en forma de chorro a la presión atmosférica, para lo que previamente se ha de transformar toda la energía potencial del agua en energía cinética.
- ☐ **Turbinas de reacción**, en las que el agua se utiliza a una presión superior a la atmosférica, por lo que solo una parte de su energía es cinética.

Las turbinas de acción se emplean desde épocas remotas en la forma de ruedas hidráulicas o norias. En la actualidad se usa casi exclusivamente la turbina Pelton, evolución del modelo patentado en 1880 por L. A. Pelton, con el que, en pruebas realizadas en 1883, se alcanzó un rendimiento del 82,5 %.

Las turbinas de reacción se pueden clasificar en tres tipos principales en función de la forma del rodete y de la trayectoria de las partículas de agua:

- Turbinas Francis (TF): el agua llega al rodete desde su periferia y sale axialmente, por lo que las partículas describen trayectorias helicoidales inscritas en superficies cónicas. El rodete de estas turbinas está integrado por 11-19 álabes fijos entre dos superficies de revolución que guían el agua.
- Turbinas Kaplan (TK): el agua llega al rodete y se descarga axialmente siguiendo trayectorias con la forma de hélices cilíndricas, razón por la cual se suelen llamar turbinas de flujo axial. El rodete de estas turbinas

tiene la forma de hélice de barco con 3-8 palas, careciendo de superficies de guía. Las palas pueden ser fijas (en cuyo caso se suelen llamar turbinas de hélice) u orientables. La patente inicial de estas turbinas data de 1913 y se debe al ingeniero V. Kaplan.

- Turbinas Deriaz (TD): introducidas hacia 1950 por J. Deriaz para mejorar el rendimiento de las TF con una acusada variación de salto. Este es un tipo intermedio entre las TF y las TK en las que el rodete, a semejanza de las últimas, tiene palas orientables, aunque el flujo no es axial como en las TK, sino diagonal, por lo que también se llaman turbinas de flujo diagonal.

5.4. Dirección de flujo respecto al eje de rotación

Cuando el paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman radiales, de las cuales, el tipo más representativo es la turbina Francis. Cuando el paso por entre los álabes se hace en la dirección del eje de la máquina, se dice que ésta es de tipo axial, de las que son ejemplo la turbina Kaplan.

La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal. Se encuentran turbinas Francis en saltos de agua de 30 metros como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan 200 m³/s por segundo y otras sólo de 10 m³/s. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual. De acuerdo con la ponderación de la carga sobre el caudal o viceversa, se originan unas particulares características en la máquina, que dan lugar a dos tipos, no siempre completamente definidos: la Francis pura y la Francis mixta.

En la Francis puramente radial, prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia dentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo. Sin embargo, se hace difícil el desfogue central, por lo que el gasto se halla en cierta manera limitado. Se justifica este tipo de Francis pura en los saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales relativamente reducidos.

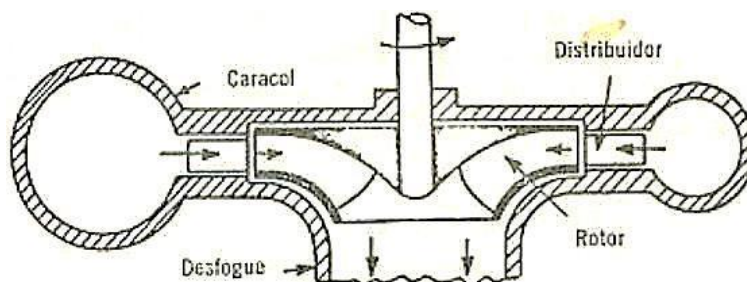


Figura 9. Turbina Francis pura

En la Francis mixta, el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia dentro sólo en una parte de los mismos (la superior), terminando el agua su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial. La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y caudal disponible. Evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga, para una determinada potencia. La disposición del rodete para un recorrido axial del agua permite desalojar gran caudal. En la turbina Francis mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener un alabeo muy particular, que los hace aparecer alargados en dirección axial, presentando conjuntamente una forma abocardada que, naturalmente, facilita el desfogue de mayor caudal. La Francis mixta tiene así aplicación en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes.

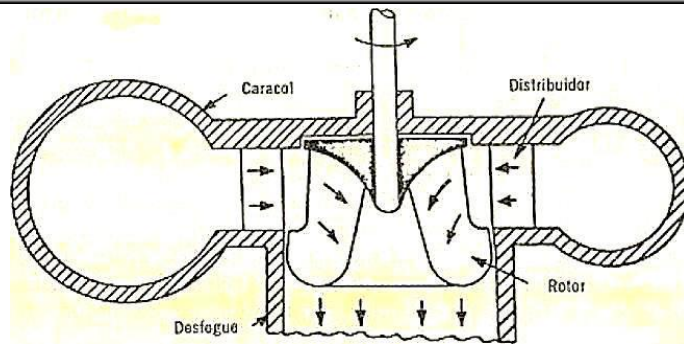


Figura 10. Turbina Francis mixta

6. Componentes

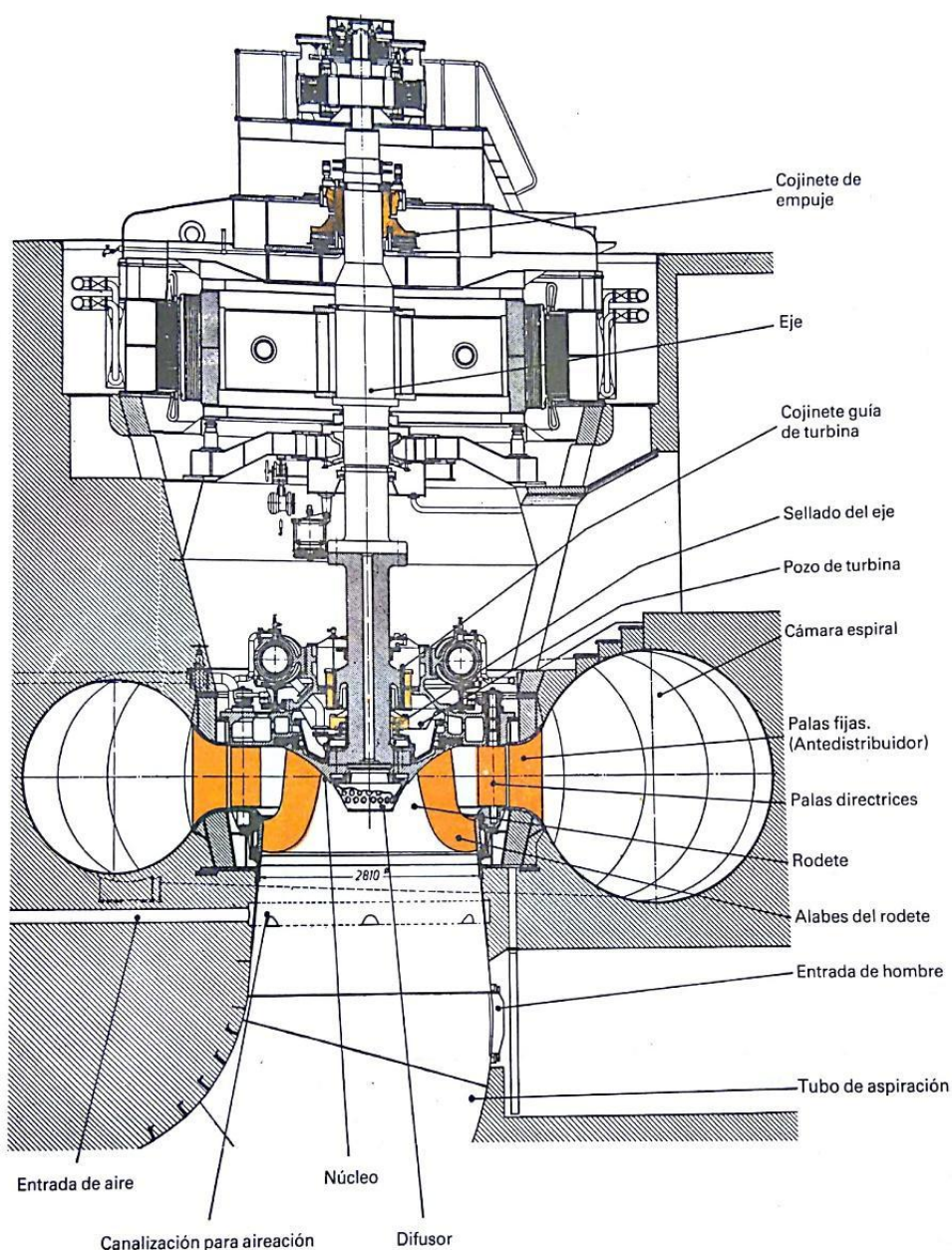


Figura 11. Componentes de una turbina Francis

6.1. Cámara espiral

Está constituida por la unión sucesiva de una serie de virolas troncocónicas, cuyos ejes respectivos forman una espiral. Desde el acoplamiento con la tubería forzada, donde el diámetro interior de la virola correspondiente alcanza su valor máximo, la sección interior, circular en la mayoría de los casos, va decreciendo paulatinamente hasta la virola que realiza el cierre de la cámara sobre sí misma, cuyo diámetro interior se reduce considerablemente. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad relativamente constante a medida que va ingresando al distribuidor y entregando caudal sin formar torbellinos, disminuyendo pérdidas de carga.

Todo el conjunto, construido con chapas de acero unidas, mediante soldadura, suele estar rígidamente sujeto en la obra de hormigón de la central, por sus zonas periféricas externas, consideradas como tales las

alejadas del centro de la turbina. Antes de proceder al hormigonado exterior de la cámara, ésta se somete a presión con agua, a fin de descubrir posibles fugas por las uniones.

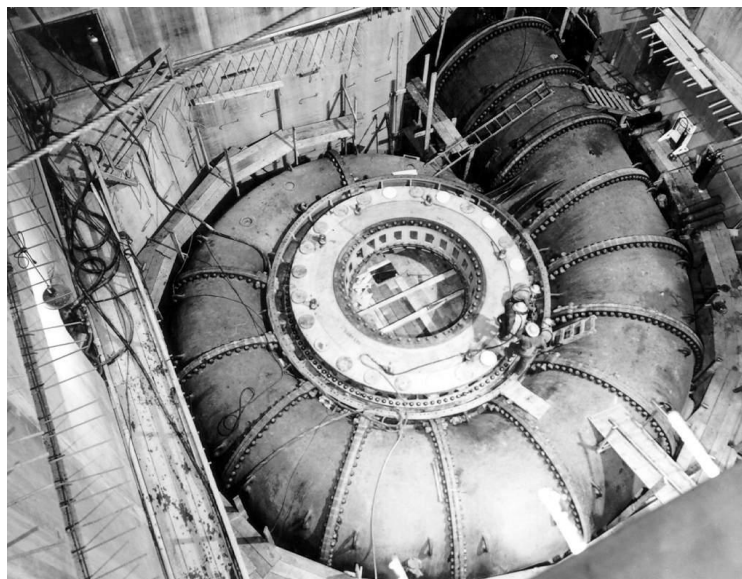
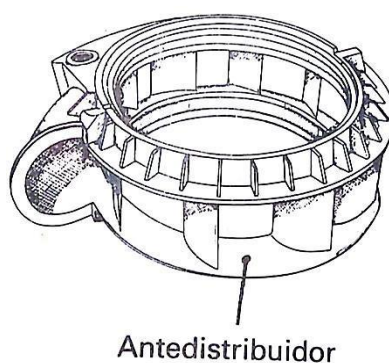


Figura 12. Cámara espiral de turbina Francis en presa Grand Coulee (EE.UU.)

La cámara espiral contiene, entre otros accesorios, entradas de hombre para revisiones, tomas de agua para control de caudales y presiones, drenajes, etc.

6.2. Predistribuidor

En la zona periférica interna, totalmente concéntrica con el eje de la turbina, y siguiendo planos paralelos, perpendiculares a dicho eje, se encuentra una abertura circular, formando un anillo, cuyos extremos están enlazados perpendicularmente por una sucesión de palas fijas, situadas equidistantemente unas de otras, a lo largo del contorno de la circunferencia descrita por dicho anillo, a través del cual, y por toda su periferia, fluirá el agua, cubriendo la totalidad de los orificios así formados. La zona mencionada, se suele denominar predistribuidor, antedistribuidor o anillo traviesa.



Antedistribuidor

Figura 13. Predistribuidor o antedistribuidor

Dada la curvatura y orientación de las palas fijas, se consigue que la proyección del agua salga dirigida casi radialmente, hacia el centro del espacio circular limitado por el anillo mencionado.

6.3. Distribuidor

El distribuidor propiamente dicho, está formado por un determinado número de palas móviles, cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y entre las mismas cotas en altura que el

predistribuidor, descrito al exponer la cámara espiral, siendo, en definitiva, el camino continuado del agua en su recorrido hacia el centro de la turbina. Su función es la de distribuir, y regular o cortar totalmente, el caudal de agua que fluye hacia el rodete.

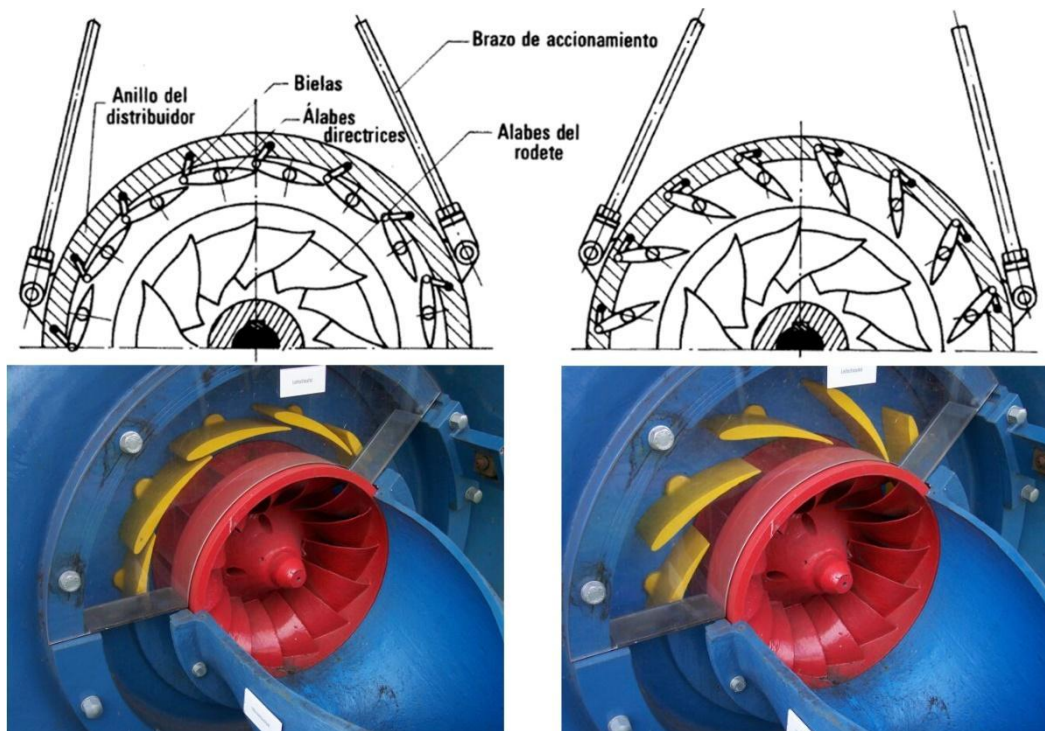


Figura 14. Distribuidor Fink

Los elementos componentes más destacados del distribuidor son:

6.3.1. Palas directrices

Son las palas móviles a las que anteriormente se hacía referencia. También se las suele llamar álabes directrices o directores. Cada una de ellas, al unísono con las demás, puede orientarse, dentro de ciertos límites, al girar su eje respectivo, pasando de la posición de cerrado total, cuando están solapadas unas palas sobre otras, a la de máxima apertura que corresponde al desplazamiento extremo, tendiendo a quedar en dirección radial y manteniendo, entre sí, una convergencia hacia el eje.

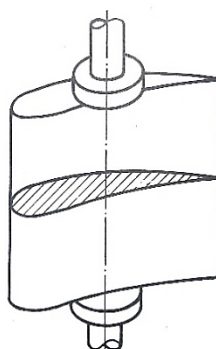


Figura 15. Configuración de una pala directriz

Los ejes de las patas, a modo de generatrices del anillo que compone el distribuidor, están asentados por su parte inferior en cojinetes situados en una corona circular denominada escudo inferior, y guiados en su parte superior por cojinetes dispuestos en la llamada tapa de turbina, o en otra corona circular, llamado escudo superior. Dichos cojinetes, conocidos como cojinetes bocina, disponen de un adecuado sistema de engrase. Esto no es necesario cuando los cojinetes son de teflón.

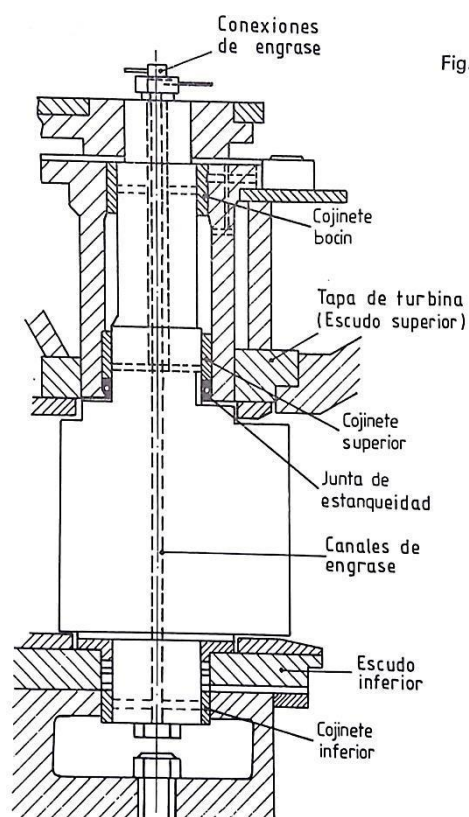


Figura 16. Detalle de una pala directriz

Dado que cada pala ha de quedar perfectamente centrada axialmente, entre los escudos, se disponen mecanismos, de distinta índole, que permiten regular durante el montaje la suspensión de la misma; de modo que no existan rozamientos, ni holguras excesivas que puedan provocar pérdidas de carga. En la parte superior de cada eje, se instalan juntas de estanqueidad, para evitar el paso de agua.

Todas las palas directrices, cuyo número oscila aproximadamente entre 12 para las turbinas pequeñas y 24 para las grandes, son exactamente iguales y conservan entre sí idénticas posiciones respecto al eje de turbina. Las generatrices de cada pata, paralelas al eje de giro, pero no concéntricas con él, desarrollan formas de configuración cilíndrica.

6.3.2. Equipo de accionamiento de palas directrices

Se trata de un conjunto de dispositivos mecánicos, a base de servomecanismos, palancas y bielas, que constituyen el equipo de regulación de la turbina, gobernado por el regulador de velocidad, entre ellos se destacan:

- Servomotores

Normalmente son dos, cada uno de los cuales, accionado por aceite a presión según órdenes recibidas del regulador, desplaza una gran biela, en sentido inverso una respecto de la otra, a modo de brazos de un par de fuerzas, proporcionando un movimiento de giro alternativo a un aro móvil, llamado anillo o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina.

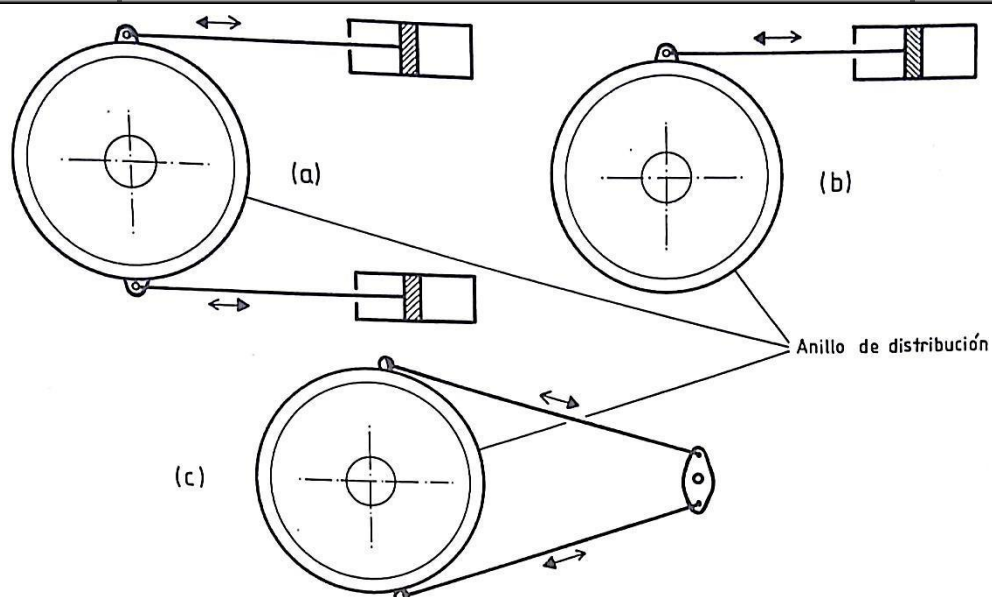


Figura 17. Esquemas de accionamiento del anillo de distribución. (a) por servomotores, (b) y (c) por un servomotor

- Anillo de distribución

Con sus movimientos, en sentido de apertura o cierre total o parcial, hace girar a todas y cada una de las palas directrices, por medio de palancas de unión entre éste y la parte superior de cada uno de los ejes respectivos de aquellas. El giro conjunto y uniforme de las palas directrices, permite variar la sección de paso de agua a través del distribuidor. Las palancas mencionadas reciben el nombre de bieletas y bielas, según el sentido desde el anillo de distribución hacia las palas directrices. El accionamiento puede ser interior o exterior, respecto a la circunferencia descrita por los álabes.

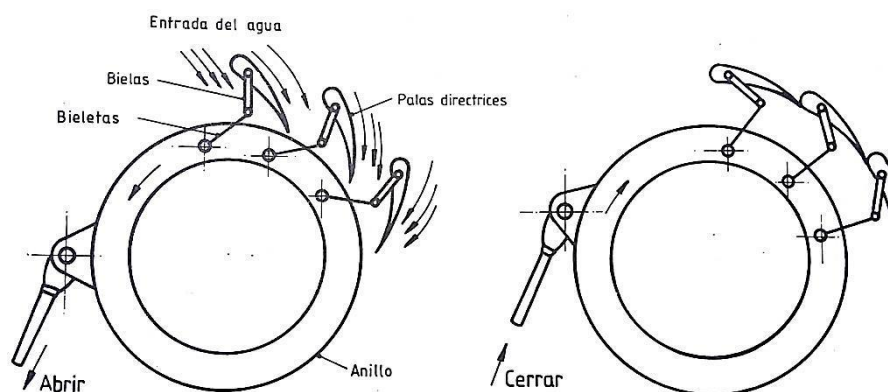


Figura 18. Accionamiento de las palas directrices con el anillo de distribución

- Bielas y bieletas

La conexión entre la bieleta correspondiente, ligada al anillo, y el eje de la pala directriz respectiva, se realiza mediante una biela formada, en ocasiones, por dos piezas superpuestas adecuadamente, o disposición similar, en cuyo caso, el punto común de enlace entre las mismas puede ser un bulón que, además, hace la función de fusible mecánico. La unión rígida de cada bieleta con el eje de la pala dependiente se consigue mediante varias chavetas.

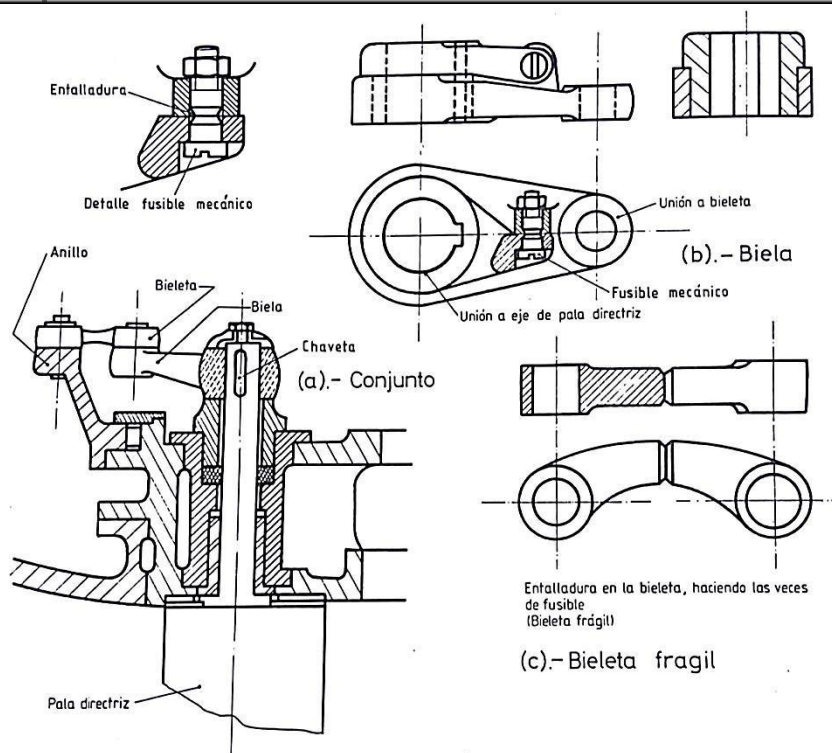


Figura 19. Elementos de accionamiento de álabes

- Fusibles mecánicos

Se trata del bulón colocado en cada juego de bielas, en el que está convenientemente mecanizada una entalladura (Figura 19 b), al objeto de que pueda romper fácilmente y, con ello, dejar sin control a la pala afectada, en caso de que la misma presione sobre algún cuerpo extraño, que pudiera ser arrastrado por el agua, con lo que se evitan posibles daños mayores. Además, esto permite continuar con el cierre del distribuidor, aunque quede un álabe libre. Dichos fusibles deben de estar engrasados para facilitar su extracción en caso de rotura.

Los mismos efectos se logran dotando de entalladuras a las propias bieletas, por lo que se conocen como bieletas frágiles (Figura 19c).

Para la transmisión de los esfuerzos del anillo de distribución a las palas directrices, actualmente se tiende a sustituir los fusibles mecánicos y las bieletas frágiles por embragues de fricción, ajustados a una presión de trabajo dada.

Se tiende a sustituir, el conjunto descrito de servomotores, brazos, anillo de distribución, bielas, etc., por servomecanismos instalados individualmente para cada una de las palas directrices, todos ellos gobernados por el regulador de velocidad.

- Equipos de engrase

Las zonas metálicas sometidas a fricción, especialmente los cojinetes de las palas directrices, bieletas, bielas, etc., están debidamente engrasadas, mediante un equipo, automático o manual, dispuesto al efecto, el cual actúa a intervalos regulares.

6.4. Rodete

Se trata de la pieza fundamental donde se obtiene la energía mecánica deseada. Está unido rígidamente a la parte inferior del eje de la turbina, en situación perfectamente concéntrica con el distribuidor, ocupando el espacio circular que éste delimita.

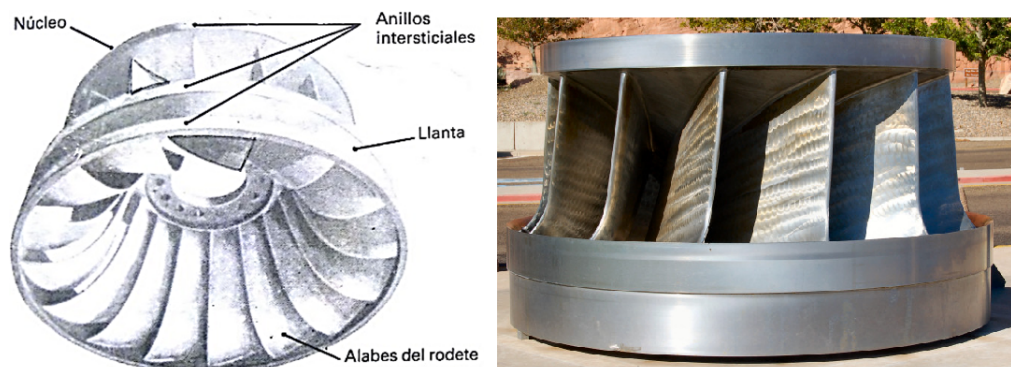


Figura 20. Elementos de un rodete Francis

Consta de un núcleo central, alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de palas de superficie alabeada, aproximadamente entre 12 y 24, equidistantemente repartidas y solidarias al mismo, formando una pieza única en bloque por fundición o soldadura, es decir, sin uniones ni fijaciones accesorias. Las patas están unidas entre sí, por su parte externa inferior, mediante una llanta o banda que hace cuerpo con las mismas. Unos anillos de acero, anillos intersticiales, colocados a presión sobre el núcleo y la llanta, perfectamente centrados, realizan el cierre hidráulico al girar muy próximos a los escudos superior e inferior respectivamente.

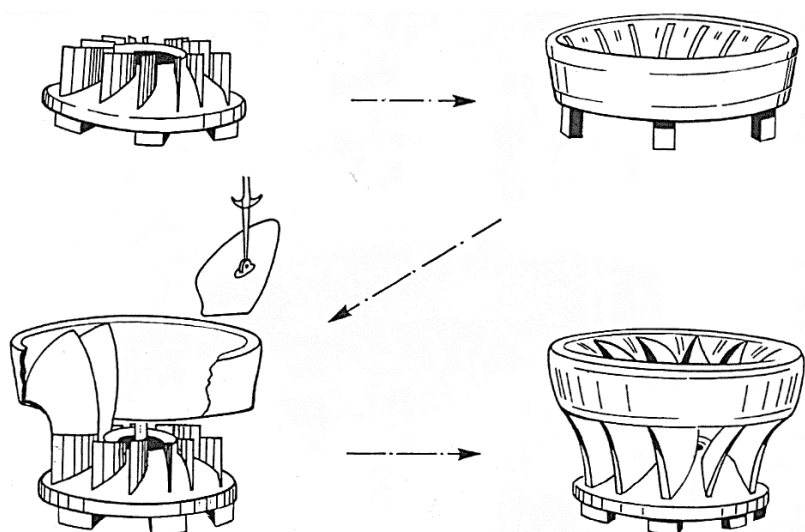


Figura 21. Proceso de montaje del rodete de las turbinas

Dichas palas, construidas de bronce o de aceros especialmente aleados, para evitar corrosiones y cavitaciones, reciben el nombre de álabes del rodete, cuya longitud y mayor o menor inclinación, respecto al eje de la turbina, depende del caudal, de la altura del salto y, en consecuencia, por diseño, de la velocidad específica.

Experimentalmente, se ha establecido que el número de álabes del rodete debe de ser diferente al de álabes directrices, ya que, en caso contrario, se producirían vibraciones al coincidir en el espacio ambos conjuntos de álabes. El número de álabes del distribuidor suele ser primo, respecto al de álabes del rodete.

6.5. Tubo difusor

Recibe otros nombres, tales como hidrocono, difusor y tubo de aspiración. Consiste en una conducción, normalmente acodada, que une la turbina propiamente dicha con el canal de desagüe. Tiene como misión recuperar al máximo la energía cinética del agua a la salida del rodete o, dicho de otra forma, aprovechar el salto existente entre la superficie libre del agua y la salida del rodete.

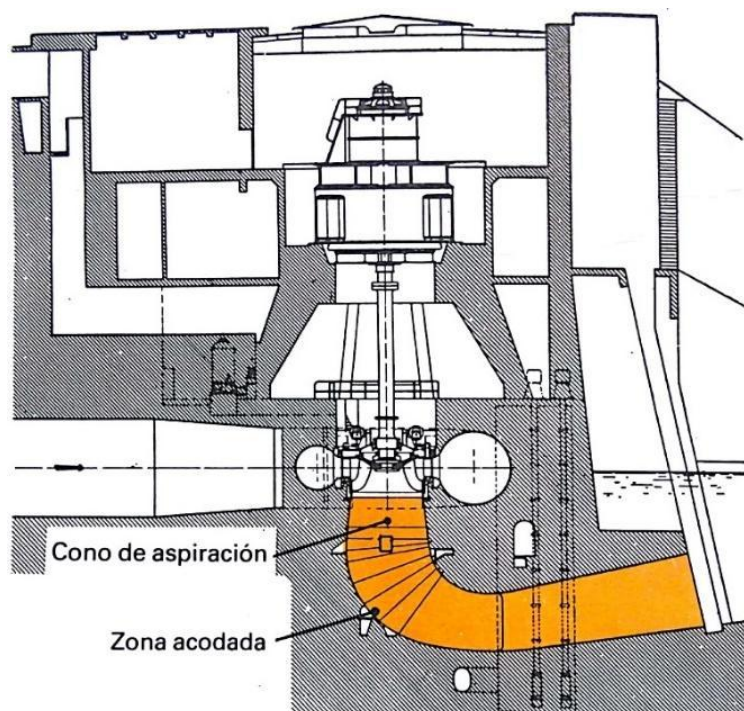


Figura 22. Esquema de central donde se resalta el tubo difusor

Al servir como órgano de recuperación de energía tiene justificado el nombre que también se le da de difusor, debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía cinética del líquido en energía de presión.

Ahora bien, como la presión de salida del ducto es la atmosférica, que dará lugar a una gradiente de presión más alto entre la entrada y la salida del agua del rodete móvil y por tanto a un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina.

En la figura 23 pueden observarse las condiciones básicas de la descarga de una turbina de reacción que trabaja en ducto cerrado. En el caso a) la turbina descarga directamente a la atmósfera y se pierde la carga debida a la altura en los niveles 2 y 3. En el caso b) se aprovecha íntegramente la carga entre 2 y 3 al prolongar el ducto cerrado de forma que descargue dentro del socaz. Pero si se da al ducto de descarga la forma divergente que presenta el caso c). se obtendrá una ganancia en presión a la salida del ducto, a expensas de la velocidad del agua a la salida de la turbina.



Dependiendo de las instalaciones, y en el lugar adecuado del desagüe de cada turbina, se encuentra instalado el dispositivo de obturación, generalmente a base de válvulas y/o ataguías, a fin de poder llevar a efecto revisiones en el grupo. El cierre del conducto de desagüe por medio de válvulas, normalmente del tipo de compuerta o mariposa, es característico de grupos que están expuestos a una posible inundación, por encontrarse a un nivel inferior respecto al del agua en el cauce de salida.

6.6. Eje

El eje de un grupo tiene ciertas peculiaridades cuando se encuentra instalado en posición vertical. Por medio del eje de turbina, al estar rígidamente unido mediante acoplamiento al eje del alternador, se transmite al rotor de éste el movimiento de rotación necesario. Ahora bien, en este tipo de turbinas, es en la zona de eje correspondiente al distribuidor donde se suele disponer el medio para soportar todo el peso del conjunto, formado por ejes, rotor, rodete y empuje del agua sobre los álabes de este último. Tal medio, es el denominado cojinete de empuje.

Además del cojinete de empuje, el eje completo del grupo dispone de hasta tres cojinetes guías. Dos de ellos están situados en la zona del alternador, y un tercero en la zona de turbina.

En determinados grupos, y por características constructivas referidas a condiciones de peso y sustentación, o aireación del rodete, el eje es hueco en su totalidad y suele tener entradas de inspección.

- Aireación de rodetes Francis

La conducción formada en los ejes huecos permite la circulación de una corriente de aire hacia el interior del rodete y el tubo de aspiración, principalmente para atenuar las pulsaciones de presión y también evitar efectos de vacío, que serían perjudiciales para éstos y otros elementos de la turbina. La salida del aire se efectúa a través de orificios practicados en el difusor.

Para evitar un posible paso de agua a la zona de ubicación del alternador, a través del eje, se instala, en el extremo superior de éste o en el propio difusor, una válvula, denominada válvula de aireación. Dicha válvula, en función de la carga solicitada a la máquina, controla automáticamente el paso de aire hasta la parte inferior del rodete, cuando se produce un fuerte efecto de succión, debido a la velocidad adquirida por el agua en el tubo de aspiración, en su camino hacia el canal de desagüe.

Cuando el eje es macizo, o se necesitan mayores aportaciones de aire, la aireación se obtiene o se incrementa bien a través de una canalización que bordea circunferencialmente al cono de aspiración, o mediante un tubo con perforaciones equidistantemente repartidas en su periferia (procedimiento ya en desuso), que, atravesando diametralmente a dicho cono, por debajo del rodete, comunica con la atmósfera exterior. La entrada de aire a dichos conductos también puede estar dotada de la correspondiente válvula de aireación.

En el caso de turbinas de eje horizontal, que necesitan aireación, la válvula para tal fin se sitúa, generalmente, sobre la parte superior del codo del tubo de aspiración.

6.7. Equipo de sellado del eje

Como su nombre indica, está destinado a sellar, y, en definitiva, a cerrar e impedir el paso de agua que pudiera fluir desde el rodete hacia el exterior de la turbina, por el espacio existente entre la tapa de la misma y el eje.

En esencia consta de una serie de aros formados por juntas, bien de carbón, de material sintético o grafitadas, presionadas sobre un casquillo o collarín solidario con el eje, por medio de muelles de acero inoxidable o servomecanismos convenientemente distribuidos alrededor de la periferia del mismo. Se conoce como junta del eje o junta de carbones (Figura 24). Según sean las características constructivas de cada turbina, la junta puede estar diseñada para trabajar radial o axialmente.

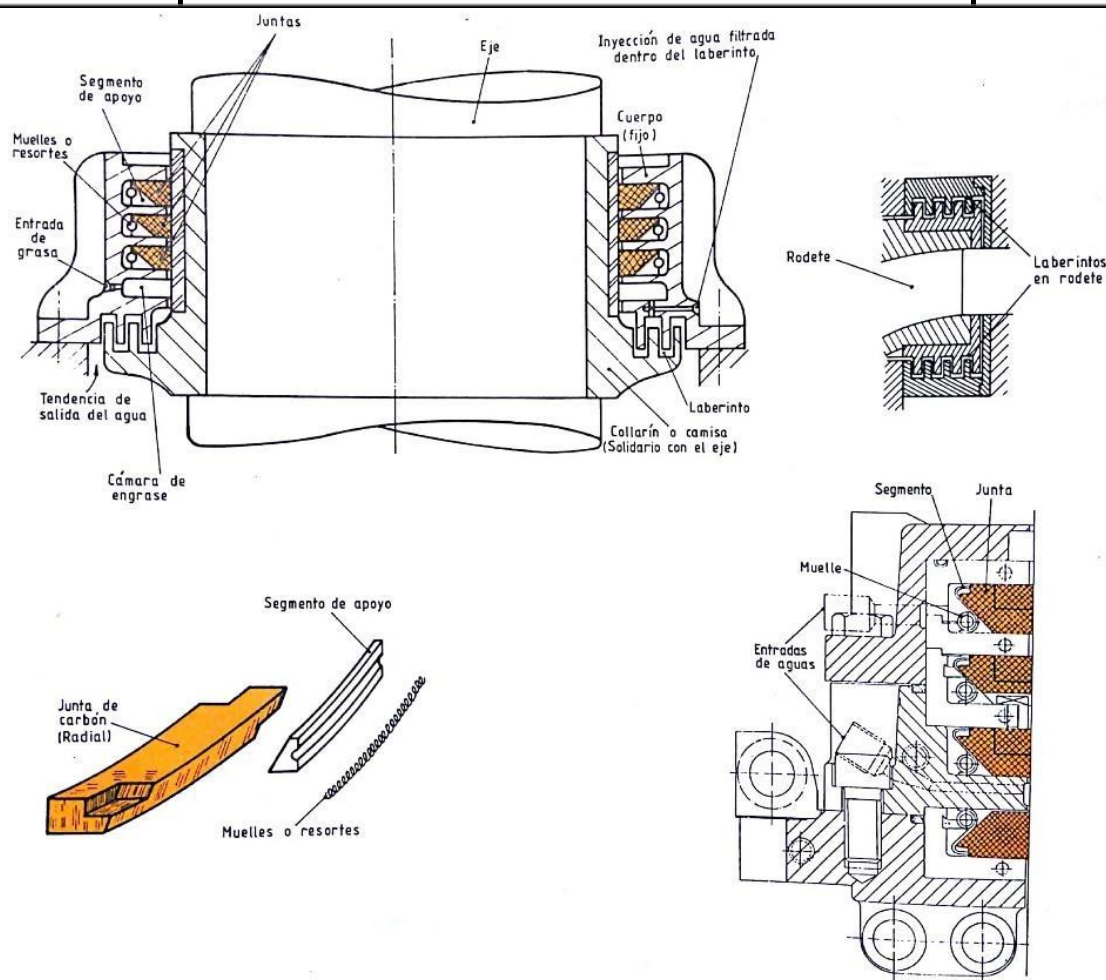


Figura 24. Sellado del eje de una turbina, detalles de laberinto en el rodete

Una serie de aros concéntricos, radial o axialmente, alternos entre la parte giratoria y fija, contribuyen eficazmente al cierre hidráulico. Constituyen los denominados laberintos, que también se suelen disponer en zonas de llanta y núcleo del rodete.

Dispone de un sistema de agua filtrada para refrigeración de las juntas, suministrada a mayor presión que la que posee el agua en la zona del rodete. Este agua de refrigeración, una vez cumplida su doble misión; refrigerar, evitando el calentamiento y rápido desgaste de las juntas, así como anular o reducir el paso de agua del rodete, y mediante la acción de bombas o hidroeyectores instalados en la zona conocida como pozo de turbina, es conducida por colectores al pozo de bombas, donde confluyen los drenajes de la instalación.

En turbinas modernas, instaladas por debajo de la cota de salida del agua, en dirección aguas abajo, se dispone de una junta inferior de goma, hinchable, razón por la que se denomina junta hinchable, a la cual, solamente cuando el grupo está parado, se le inyecta aire a presión. Con ello se eliminan las fugas de agua, en tal situación del grupo, pudiendo, en determinadas condiciones, facilitar la labor de cambiar juntas desgastadas.

6.8. Cojinete guía

Está situado lo más cerca posible del rodete, sobre la tapa superior de turbina, inmediatamente por encima del cierre estanco o sellado del eje.

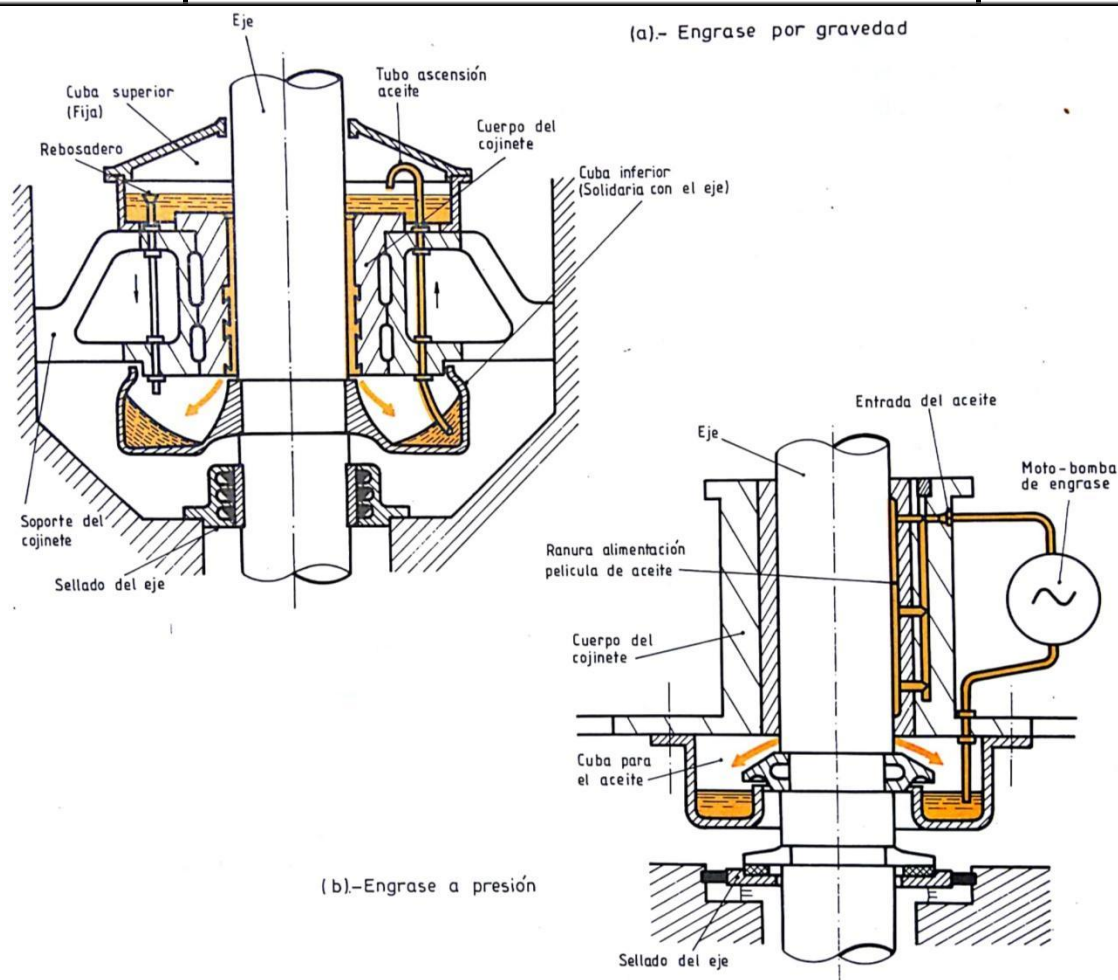


Figura 25. Sistemas de lubricación de cojinetes guía

Consta de un anillo dividido radialmente en dos mitades o bien de una serie de segmentos, que asientan con perfecto ajuste sobre el eje. Las superficies en contacto con éste están recubiertas de metal blanco, antifricción (aleación a base de estaño, antimonio, cobre, plomo, cadmio, etc., en distintos porcentajes), y suelen tener tallados, vertical o diagonalmente, unos canales sobre la superficie de contacto con el eje, para favorecer la circulación de aceite y así lograr su autolubricación.

Al objeto de que no se produzcan temperaturas anormales en la zona de fricción con el eje, el aceite, alojado en una cuba que rodea al cojinete, es refrigerado convenientemente mediante agua, tomada normalmente de los colectores pertenecientes al sistema general de refrigeración de los distintos equipos de la central. El enfriamiento del aceite también se logra por medio de aire.

6.9. Cojinete de empuje

Este elemento, conocido también como soporte de suspensión, pivote, rangua o quicio, característico y necesario en todos los grupos de eje vertical, se lo ha de considerar como un componente propio de dichos grupos en sí y no de las turbinas hidráulicas que responden a tales condiciones de instalación.

Su situación, respecto al eje del grupo, varía según los tipos de turbinas. Así, en el caso de grupos accionados por turbinas Pelton o Francis, dicho cojinete suele encontrarse por encima del rotor del alternador, mientras que, en el caso de turbinas Kaplan, puede estar localizado por debajo del mismo.

Como más significativos, se citan los siguientes tipos de cojinetes de empuje:

- Cojinete de empuje de zapatas rígidas.

- Cojinete de empuje de zapatas pivotantes.
- Cojinete de empuje de resortes.
- Cojinete de empuje esférico.

En todos ellos, destinados a soportar esfuerzos axiales, destacan dos partes cuyas funciones son comunes. Así tenemos, para cada cojinete, la parte giratoria, totalmente solidaria con el eje del grupo, la cual descansa sobre la parte fija, enclavada en zonas inmóviles de la estructura rígida, próximas al eje, como son puentes.

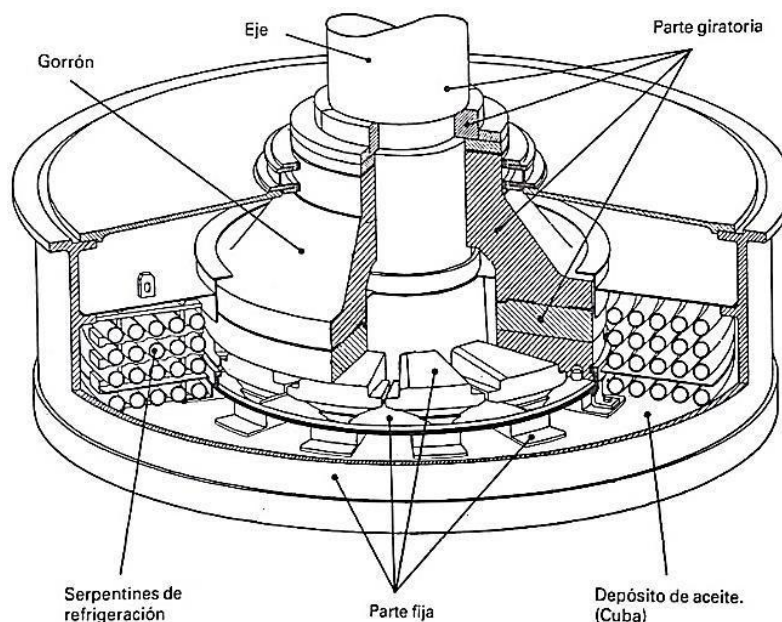


Figura 26. Cojinete de empuje

La parte giratoria consta, entre otras, de una pieza de fundición especial y forma anular, cuya superficie plana en contacto con la parte fija está perfectamente pulimentada. Debido a estos aspectos constructivos, se denomina espejo, plato de fricción, collar o corona. El espejo está unido al gorrón, pieza que se encaja rígidamente en el eje.

La parte fija está constituida, esencialmente, por un número determinado de zapatas o segmentos, conocidos como patines, en los que la superficie en contacto con el plato de fricción se encuentra revestida de metal blanco. Dichas zapatas pueden estar montadas rígidamente o, por el contrario, disponer de movimientos radiales, tangenciales y axiales, los cuales se consiguen mediante pivotes, rótulas o resortes situados adecuadamente lográndose con tales oscilaciones una mejor adaptación entre las superficies en fricción.

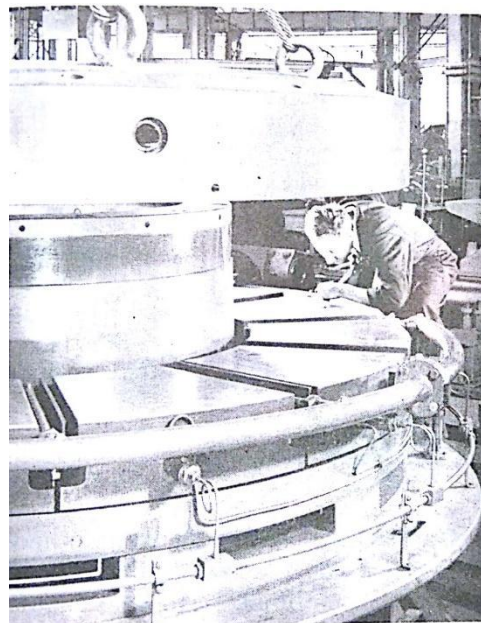
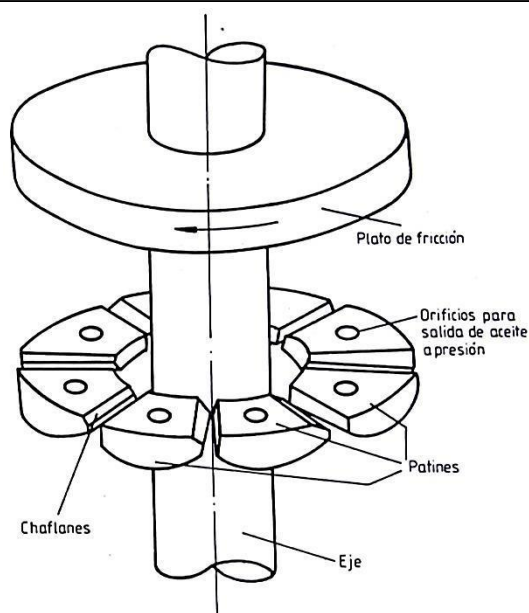


Figura 27. Espejo y patines de un cojinete de empuje

La mayoría de los cojinetes de empuje, especialmente los de grandes grupos, además de estar sumergidos en un depósito de aceite (cuba) disponen de un sistema de aceite a presión, a fin de favorecer la lubricación total de las piezas sometidas a fricción, desde el instante, o antes, de que el grupo comience a girar, con lo que se logra la formación de una capa o película de aceite que soporta la carga total. Dicha película, de poquísimo espesor (milésimas de milímetro), ha de mantenerse desde el momento de arranque del grupo hasta la parada total del mismo. Cuando éste adquiere una velocidad predeterminada, aproximadamente el 30% de la normal de funcionamiento, el sistema de aceite a presión queda desconectado, manteniéndose la capa de lubricación como consecuencia del baño de aceite que cubre las zonas en contacto, entrando nuevamente en servicio cuando, por parada del grupo la velocidad de éste se reduce al valor mencionado.

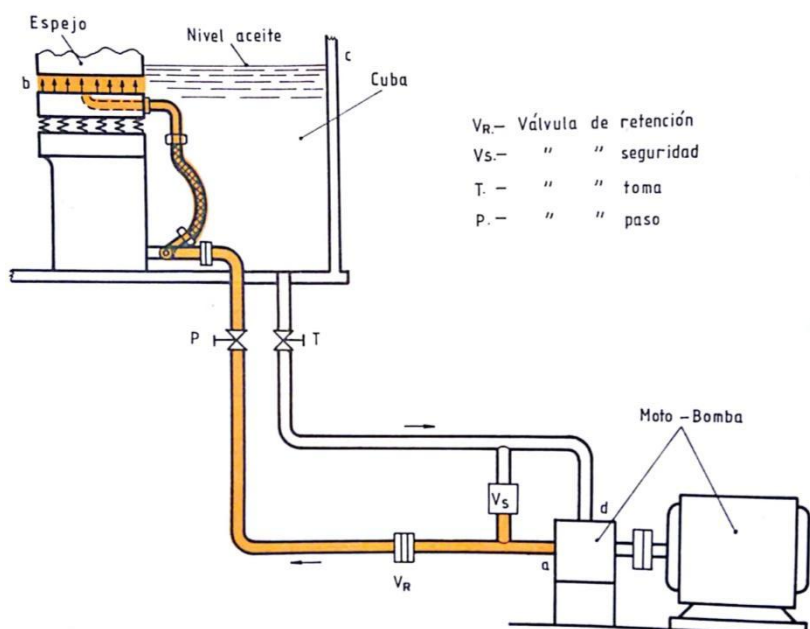


Figura 28. Sistema de aceite a presión para cojinetes de empuje

Para facilitar el libre paso de aceite a presión, los segmentos disponen de unos orificios centrales, suficientemente abocardados, perpendiculares al plato de fricción, que reciben el aceite antes de ponerse a girar la turbina. Así mismo, en las superficies antifricción de dichos segmentos, suelen existir chaflanes y surcos

radiales que permiten la penetración, entre las superficies en contacto, del aceite depositado en la cuba, debido a un efecto hidrodinámico de arrastre de partículas de aceite y de presión (Figura 28).

Dado que el aceite debe de mantener unos valores de temperatura y viscosidad entre unos límites adecuados, es necesario refrigerarlo convenientemente. La refrigeración se puede efectuar por dos procedimientos distintos.

El primero, consiste en hacer circular agua a través de serpentines instalados en el interior del propio depósito de aceite, en el cual se encuentra sumergido el cojinete; con este sistema, se corre el peligro de que, por una fuga en los serpentines de agua, ésta pase hacia el aceite, lo que ocasionaría graves daños al cojinete. Para evitar lo anterior, se recurre a otro procedimiento, consistente en hacer pasar el aceite a través de serpentines instalados en refrigeradores de agua situados en el exterior del depósito de aceite, el cual, impulsado por una bomba, circula a una presión mayor que el agua, con lo que, ante una perforación de serpentines, se evita el paso de agua al circuito de aceite.

En grupos de pequeñas dimensiones, puede recurrirse a una refrigeración del aceite por medio de una circulación forzada de aire frío.

Cuanto más elevada es la temperatura del aceite, su viscosidad se disminuye corriéndose el riesgo de que la película de aceite se rompa, llegándose a producir un agarrotamiento (gripado) entre las zonas en fricción, si se sobrepasan los límites admisibles de temperatura. Se deduce que tal riesgo es mayor durante las paradas que en los arranques, por lo que al realizar la parada de determinados grupos se pone en servicio el sistema de aceite a presión.

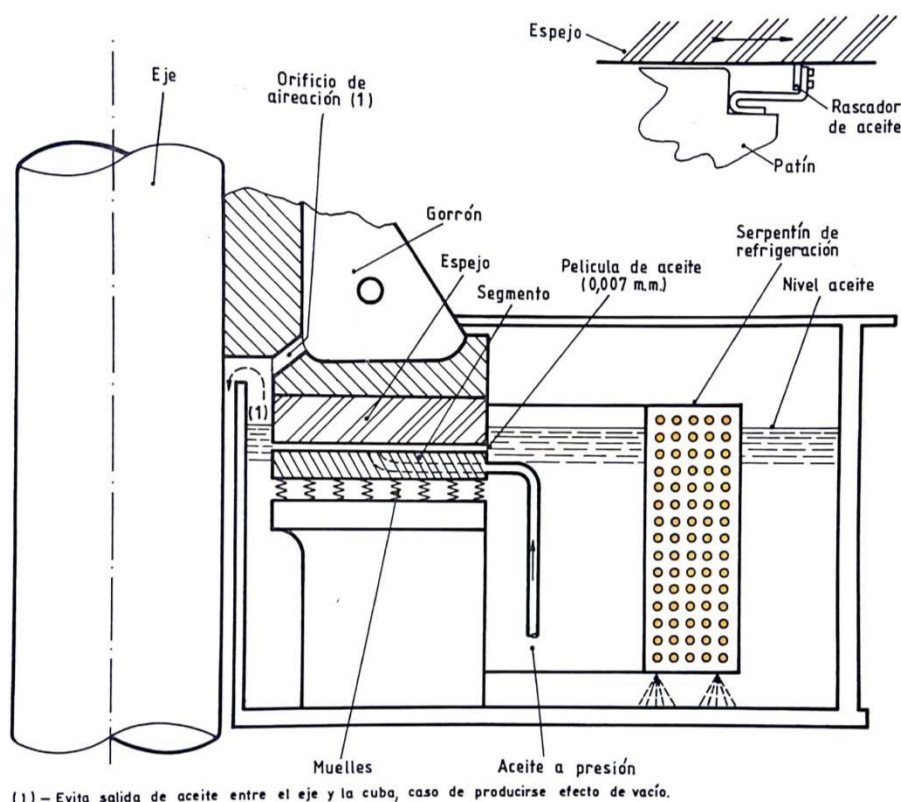


Figura 29. Situación del serpentín de refrigeración del aceite, detalle de un rascador de aceite

En algunos tipos de cojinetes de empuje, se instalan radialmente, entre patines, pletinas de fibra, baquelita, etc., las cuales, actuando como rascadores de aceite sobre la superficie del plato de fricción, evitan que el aceite caliente pase de unos patines a otros, haciéndola retornar a la cuba donde se refrigera.

Para controlar los niveles de aceite, temperaturas en el aceite y en metales antifricción (valores máximos 75°C y 80°C, respectivamente), así como las presiones de aceite durante el arranque se instalan los correspondientes dispositivos de control, tales como niveles, termostatos, presostatos, etc.

7. Variación de la velocidad y presión en una turbina Francis

La variación de la presión y de la velocidad del agua a través de los diferentes órganos que componen una turbina de reacción puede verse en la Figura 30. Se incluye un tramo de la tubería de presión que alimenta la máquina, aunque en realidad la tubería no forma parte de la unidad, pero con ello se quiere hacer notar la forma en que va aumentando la presión del agua hasta alcanzar el caracol, mientras la velocidad permanece constante en la tubería, ya que el diámetro se considera constante y el flujo estable. La velocidad en la tubería de presión es del orden de 4,5 m/s y nunca debe exceder 6,0 m/s. Desde luego, la carga de posición del agua va disminuyendo a medida que se acerca al caracol, permaneciendo la carga total constante en el ducto cerrado de la tubería según el teorema de Bernoulli.

En el caracol, ducto de alimentación de sección decreciente, se mantiene constante la energía del fluido en toda la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico. A través de los portillos direccionales, pasa el agua seguidamente al distribuidor, donde se produce una aceleración que incrementa la energía cinética, al mismo tiempo que cae la presión y se impone al líquido el giro necesario para la transferencia de energía al rotor.

En seguida ataca el agua a los álabes del rotor con una velocidad V_1 , y una presión p_1 . En su paso por entre los álabes cede casi toda su energía al rotor, conservando sólo valores residuales (V_2 , p_2) a la salida, para continuar su curso hacia el tubo de desfogue o difusor, en el cual el agua disminuye aún más su energía dinámica, incrementándose ligeramente la presión.

El agua termina su recorrido por el ducto cerrado, que se inició en el nivel de aguas arriba en el embalse, descargando en el socaz o bajo cauce del río a la presión atmosférica. Como $p_2 < p_{at}$ el tubo de desfogue permite aumentar la gradiente de presión en el rotor, en el valor $(p_{at} - p_2)$.

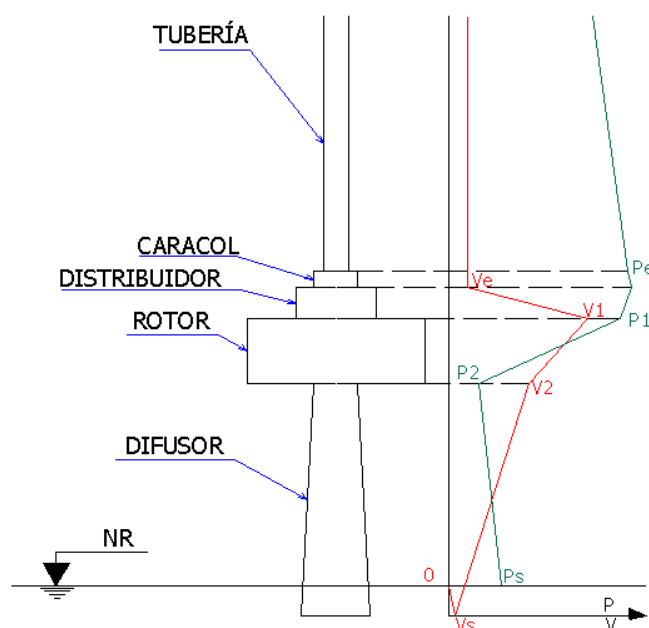


Figura 30. Variación de la presión y la velocidad del agua en los diferentes órganos de una turbina de reacción

Se debe hacer notar que las líneas de la Figura 30 no representan carga piezométrica ni carga de velocidad, sino solamente a forma cualitativa de variación de la presión y de la velocidad. De otra manera la carga total en cada punto del recorrido debería ser la misma; teniendo en cuenta la carga de posición y la energía cedida a la turbina.

8. Velocidad síncrona y velocidad de embalamiento

8.1. Velocidad síncrona

Los alternadores acoplados a las turbinas hidráulicas no pueden girar con una velocidad arbitraria, sino que, al estar conectados a la red eléctrica, deben girar con una velocidad n que origine una corriente alterna con la frecuencia propia de la red; llamando a esta frecuencia f y al número de pares de polos del alternador $2p$, se debe verificar que:

$$n = \frac{60 \cdot f}{2p}$$

Las frecuencias más usuales son 50 Hz en Europa, el Cono Sur de América Latina, África y Asia (excepto parte del Japón) y 60 Hz en el resto de los países americanos y del Japón. Las velocidades de giro correspondientes a esta condición se denominan velocidades de sincronismo o síncronas y dependen del número de pares de polos utilizados. En las máquinas lentas con más de 10 pares de polos, solo se utiliza un número par de pares de polos para simplificar la construcción del alternador.

8.2. Velocidad de embalamiento

Cuando se retira bruscamente la carga eléctrica del alternador, el distribuidor de la turbina comienza a cerrarse para reducir el caudal de agua admitido pero, mientras se completa el proceso de cierre, el grupo se acelera como consecuencia del exceso de energía hidráulica utilizada. La velocidad máxima se alcanza coincidiendo con el cierre total y su magnitud depende de la ley de cierre del distribuidor, del rendimiento de la turbina fuera del campo de utilización normal, de la inercia del grupo y de la masa de agua en movimiento. Suele oscilar entre el 130% y 160% de la velocidad síncrona para las turbinas de tamaño medio y grande, y entre el 140% y 180% para los grupos pequeños.

No obstante, si por una operación defectuosa el distribuidor no cierra totalmente, se sigue turbinando un caudal de agua que depende del grado de apertura y de las características de la turbina, con lo que el grupo se acelera hasta alcanzar una velocidad límite con la que se anula el rendimiento de la turbina. La velocidad de giro correspondiente a esta situación y a una apertura total del distribuidor se denomina velocidad de embalamiento y constituye un estado límite para el diseño mecánico de la turbina, del alternador y de los equipos auxiliares como cojinetes, equipo de engrase, etc. La velocidad de embalamiento se estima mediante un coeficiente multiplicador de la velocidad nominal que, por lo general, oscila en torno de 1,8 para las TF; 1,9 para las TP; 2,2 para las TK de eje vertical y 2,8 para las de eje horizontal.

9. Curvas características

Las condiciones de operación de una turbina se definen mediante diagramas que representan los parámetros de interés en función de H y Q o de otra pareja de variables que se juzgue más conveniente; en estos diagramas se puede representar el rendimiento, la potencia, el coeficiente de cavilación, la apertura del distribuidor, la orientación de las palas del rodete, etc., mediante isolíneas que definen el lugar geométrico de los puntos en los que el valor del parámetro en estudio es constante. Este es el caso de los gráficos de la Figura 31, también conocidos como diagrama colinar o topográfico, donde se representa el rendimiento y grado de apertura del distribuidor en función de H/H_N y de Q/Q_N para TF y TK. Estos diagramas se han tomado del Bureau of Reclamation (1976) y representan valores típicos de los rendimientos obtenidos en los años 60, por lo que en la actualidad resultan algo conservadores; por otra parte, es de notar que el valor de n , métrico señalado en los gráficos está calculado con la potencia en CV.

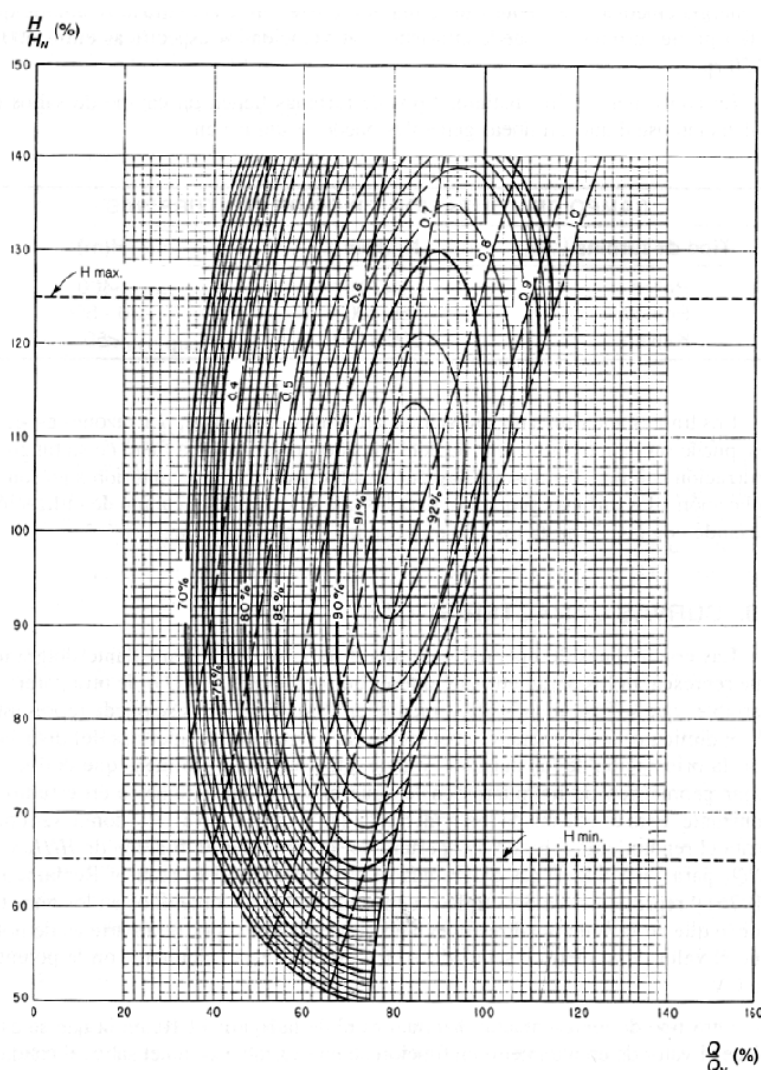


Figura 31. Curva de rendimiento TF

Otro tipo de representación habitual es el de la Figura 32, en la que se establece el valor de un parámetro en función de una variable como el salto, el caudal o la apertura del distribuidor; en el caso de la citada figura se han representado los rendimientos típicos para el salto nominal de varios tipos de turbinas en función del caudal turbinado (en realidad de Q/Q_N , donde Q_N es el caudal nominal).

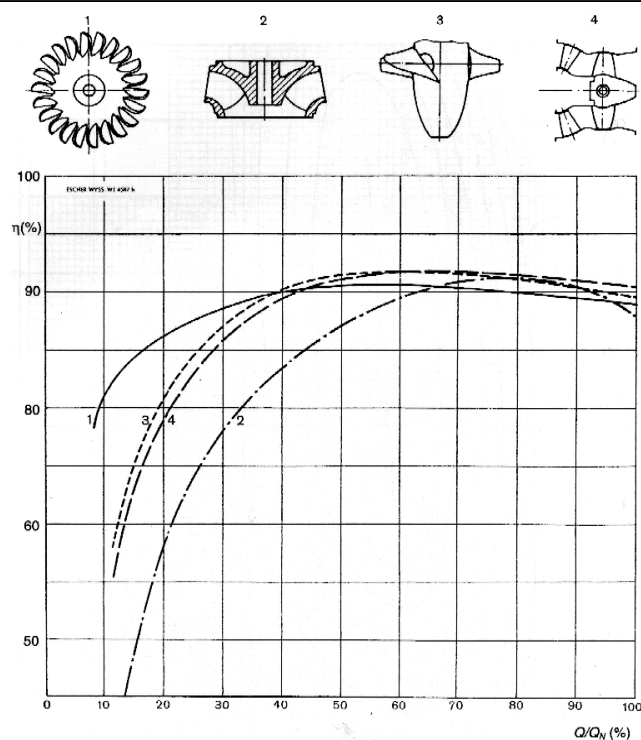


Figura 32. Curvas de rendimiento típicas de TP, TF, TK y TB

Más interesantes que estos tipos de representación son las curvas características universales que en función de n y de q definen mediante isolíneas los parámetros de interés; estas curvas se obtienen mediante ensayos en modelos reducidos y son de aplicación a toda la serie de turbinas semejantes con la del modelo, haciendo la transformación correspondiente para pasar de las variables reducidas (n y q) a las variables absolutas (N , Q y H) mediante distintas expresiones.

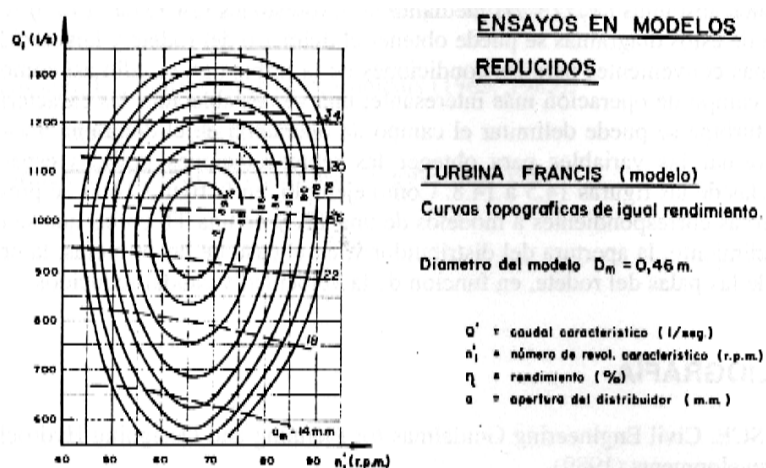


Figura 33. Curva característica universal

Con la ayuda de estos diagramas se puede obtener el diámetro del rodete y la velocidad de giro más convenientes para las condiciones de la turbina en estudio así como definir el campo de operación más interesante; una vez establecidas las características de la turbina se puede delimitar el campo de operación en el diagrama $n - q$ y transformar las variables para obtener las representaciones gráficas específicas como las de la Figura 31 y Figura 32. Como ejemplo, en la Figura 33 se presentan las curvas correspondientes al modelo de una TF en las que se define el rendimiento, la apertura del distribuidor y, en el caso de las primeras, la orientación de las palas del rodete, en función de la velocidad y caudal reducidos.

10. Principio Teóricos Generales.

10.1. Triángulos de velocidades

En una turbomáquina, un fluido en movimiento atraviesa un rodete que también se mueve. Eso implica que, en cualquier punto de contacto entre el fluido y el rodete, se puede hablar de tres vectores de velocidad: la velocidad absoluta del fluido (de módulo c), la velocidad relativa del fluido con respecto al rodete (de módulo w) y la velocidad del rodete (de módulo u) lineal (en dirección tangencial). Dado que el rodete gira con velocidad angular ω , el módulo de la velocidad del rodete está relacionado con ésta y la posición radial del punto considerado:

$$\vec{u} = \vec{\omega} \cdot \vec{r}$$

donde

- $\vec{u}$ velocidad lineal [m/s]
- $\vec{\omega}$ velocidad angular [rad/s]
- $\vec{r}$ radio en el punto considerado [m]

Los tres vectores, c , w y u , no son independientes entre sí, sino que están relacionados en lo que se conoce como triángulos de velocidades, de modo que se cumple siempre que:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

Tal relación entre los vectores, se esquematiza en la Figura 34

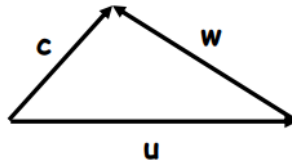


Figura 34. Triángulo de velocidades turbomáquina

Aplicado al rodete de una turbomáquina, podemos considerar dos puntos:

1. Punto de entrada del fluido al rodete.
2. Punto de salida del fluido del rodete.

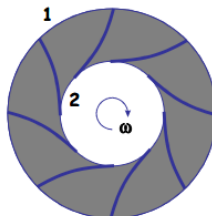


Figura 35. Rodete turbomáquina: (1) sección de entrada del fluido, (2) sección de salida del fluido

En el rodete la dirección de la velocidad absoluta de entrada del fluido ($\vec{c}_1$) vendría normalmente dada por la presencia de un distribuidor. En la Figura 36 se muestra el rodete junto con un posible distribuidor que orienta la velocidad $\vec{c}_1$. Entre el distribuidor y el rodete se puede observar una cierta holgura.

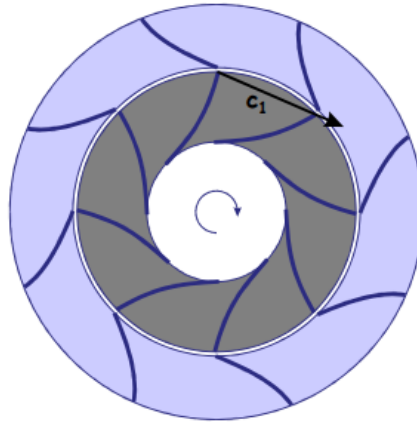


Figura 36: Rodete y distribuidor turbomáquina.

Sobre el rodete de entrada pueden plantearse las ecuaciones vistas:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$$

$$\vec{u}_1 = \omega \cdot \vec{r}_1$$

Donde la posición radial corresponde a la distancia de la sección de entrada al eje del rodete.

En la Figura 37 puede observarse cómo quedaría, el triángulo de entrada al rodete. El objetivo, es que el vector velocidad relativa del fluido a la entrada ($\vec{w}_1$) sea tangente al álabe del rodete, para evitar pérdidas de energía por choques, tal como sucede en la figura 37.

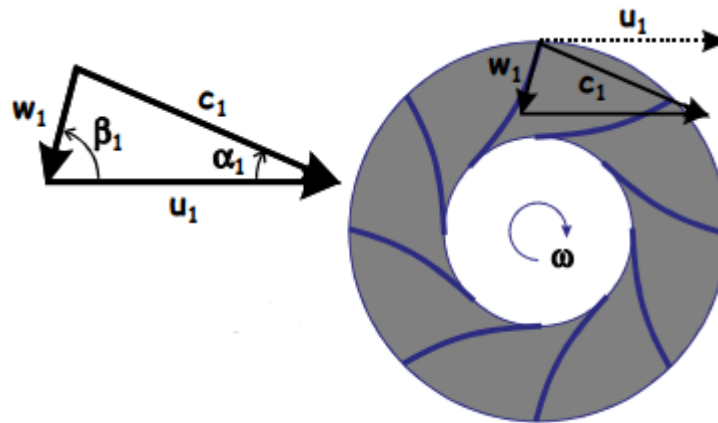


Figura 37. Triángulo de entrada turbomáquina

Sobre este triángulo de entrada, se definen dos ángulos, α_1 y β_1 . El ángulo α_1 corresponde al formado entre los vectores $\vec{c}_1$ y $\vec{u}_1$, mientras que el ángulo β_1 es el que forman los vectores $\vec{u}_1$ y $-\vec{w}_1$.

En el punto de salida del rodete también puede plantearse las ecuaciones anteriores y obtener el triángulo de velocidades de salida. Además, puede establecerse una proporcionalidad entre los módulos de $\vec{u}_1$ y $\vec{u}_2$ y la posición radial de las secciones 1 y 2, o los diámetros:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

Debido a que la dirección de w_2 viene fijada por el ángulo de salida del álabe en el rodete, fija el vector $\vec{c}_2$ de velocidad absoluta del fluido a la salida del rodete para cerrar el triángulo de acuerdo. Sobre el triángulo de salida se definen también dos ángulos, α_2 y β_2 , de forma similar a como se hizo en el punto anterior con el triángulo de entrada.

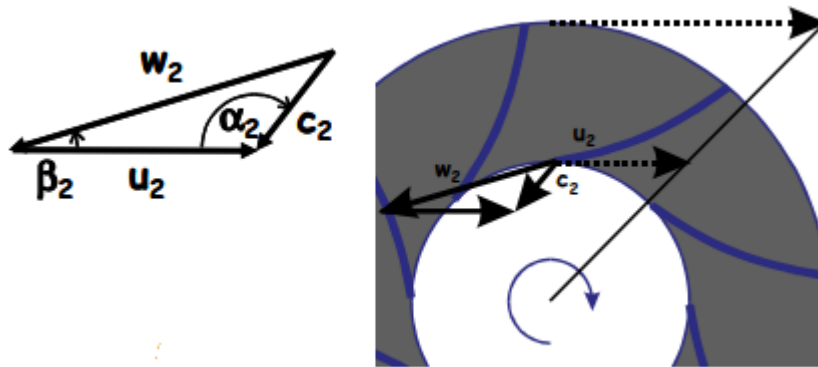


Figura 38. Triángulo de salida turbomáquina.

10.2. Ecuación de Euler

En las turbomáquinas hidráulicas, el intercambio de energía (mecánica- hidráulica) tiene lugar en el rodete, se realiza por la acción entre las paredes del álabe y el fluido. Este intercambio está determinado por la Ecuación de Euler.

Leonard Euler estudió el funcionamiento de las turbomáquinas considerando las siguientes hipótesis:

- Régimen Permanente
- Flujo Ideal
- Flujo irrotacional
- Flujo unidimensional
- Rodete con infinito número de álabes. (el triángulo de velocidades de entrada es idéntico en cualquier punto de la sección de entrada, y el triángulo de velocidades de salida es idéntico en cualquier punto de la sección de salida)
- El peso del fluido comprendido entre las secciones 1 y 2 es despreciable frente al resto de las fuerzas.

La ecuación de Euler se deduce a partir de la segunda Ley de Newton. En el caso de turbomáquinas, se puede escribir en unidades de altura de fluido como:

$$H = \frac{c_1 \cdot u_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Donde:

H: altura hidráulica de fluido que se transmite en una turbomáquina

g: aceleración de la gravedad

c_i : módulo de la velocidad absoluta del fluido en la sección i

$\cos \alpha_i$: ángulo entre $\vec{c}_1$ y $\vec{u}_1$.

Dado que interesa que el trabajo realizado por unidad de masa de fluido sobre el rodete sea el máximo posible, se puede deducir por qué las turbinas se diseñan normalmente como centrípetas, con mayor distancia radial de la sección de entrada que de salida de la sección de salida: $r_1 \geq r_2$. De acuerdo con la proporcionalidad, esto implica que $u_1 \geq u_2$, lo que contribuye a aumentar H .

En bombas se debe maximizar el trabajo comunicado por el rodete a la unidad de masa de fluido, se puede llegar, de forma similar, a deducir por qué las bombas se diseñan normalmente como centrífugas, donde $r_1 \leq r_2$, es decir, el fluido entra en el rodete cerca del eje y sale del rodete normalmente a una distancia radial mayor. La situación límite para turbinas y bombas es que $r_1 = r_2$, donde $u_1 = u_2$, lo que corresponde a turbomáquinas axiales, que corresponde normalmente a situaciones en las que H es pequeño.

11. Cavitación

La cavitación en máquinas hidráulicas es el resultado de una reducción en la presión del líquido cuando se acelera al trasladarse a lo largo de superficies curvas. El cambio de fase se originará en la superficie del sólido o bien en el medio fluido, donde se detecta vaporización de núcleos. Básicamente, la cavitación se produce debido a la formación de burbujas de vapor en un líquido y su posterior implosión. Esto sucede cuando tenemos un cambio brusco de la presión estática local del fluido, de tal manera que esta baja de presión queda por debajo de la tensión de vapor del líquido (presión de vaporización) a temperatura ambiente. Este cambio de presión crea un vacío el cual da paso a la formación de burbujas.

Entre las características más representativas del fenómeno de cavitación se encuentra la dimensión de las burbujas que es de aproximadamente 6.35mm (0.25 pulgadas) como máximo de diámetro, con una duración de 3 milisegundos y una velocidad de colapso de 839.42 km/h, presentando presiones de hasta 3518.29 Kg-f/cm². Si se tiene lugar este fenómeno cerca de una superficie y ocurre de forma consecutiva, el choque de presión (implosión) erosionará finalmente el material de la superficie

Durante la fase de formación cavitación (cavitación incipiente) mientras que el fluido se encuentra en zonas de baja presión se crean en el seno del líquido una infinidad de burbujas de vapor (cavidades gaseosas) que se agrandan mientras dura esta etapa. Esta formación de burbujas microscópicas de vapor es el inicio de la cavitación. El aumento de tamaño de las burbujas reduce los pasajes aumentando así la velocidad de escurrimiento y disminuyendo por lo tanto más aún la presión. En zonas donde la presión es mayor las burbujas recién expandidas son comprimidas, aumentando enormemente la temperatura del gas que estas contienen, y cuando se supera la tensión de vapor, se produce la condensación hasta que las burbujas colapsan en sí mismas implotando, como consecuencia se obtiene la liberación de una enorme cantidad de energía. El agua que rodea a las burbujas que estallan golpea entonces las paredes u otras partes del fluido, sin amortiguación alguna.

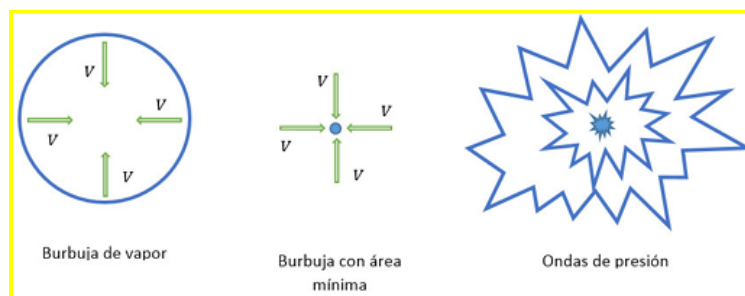


Figura 39. Implosión de la burbuja.

Energéticamente, hay una transformación de energía cinética en energía de presión. Mientras hay existencia de la burbuja tenemos energía cinética, pero al desaparecer el área también lo hace la velocidad, en este caso toda la energía se convirtió en energía de presión. Además la presión generada en las ondas tiene altísimos valores ya que:

$$P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} \text{ entonces tendríamos: } P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área} \rightarrow 0} = \infty$$

Esta es la razón fundamental por la que conviene evitar, en la medida de lo posible, la presencia de flujos cavitantes en máquinas hidráulicas. Sus efectos pueden resumirse en tres aspectos:

- **EFFECTO MECÁNICO:** Consiste en el desprendimiento del metal ocasionando con esto un desgaste que acorta la vida de la turbina, esto ocurre debido a las grandes presiones locales originadas en el punto de desaparición de la burbuja (fenómeno denominado implosión).

- **EFFECTO QUÍMICO:** Las altísimas presiones originadas con la implosión de las burbujas originan localmente la liberación de iones de oxígeno, lo mismos que atacan a las superficies metálicas expuestas como resultado del efecto mecánico, ocasionando un deterioro aún más rápido.
- **EFFECTO HIDRÁULICO:** La presencia de las burbujas son arrastradas hasta los álabes y por lo general se ubican sobre o en parte de él, dependiendo del tipo de cavitación que se tenga, estas burbujas al permanecer adheridas a su superficie impide que el agua moje esta zona y en consecuencia la energía no se transfiere, generando esto una baja en el rendimiento de la turbina.

11.1. Tipos de cavitación en turbinas Francis

En el caso de las turbinas hidráulicas, la cavitación se caracteriza por un coeficiente: el de Thoma, donde se aclara que su obtención es experimental.

$$\sigma = \frac{H_a - H_v - H_s}{H_n}$$

En este caso, los subíndices a y v , representan la altura de presión atmosférica y la altura de presión de vapor, respectivamente. H_n es el salto neto de la turbina y H_s es la altura de sumergencia (altura de la configuración de la turbina respecto del nivel del agua en la restitución).

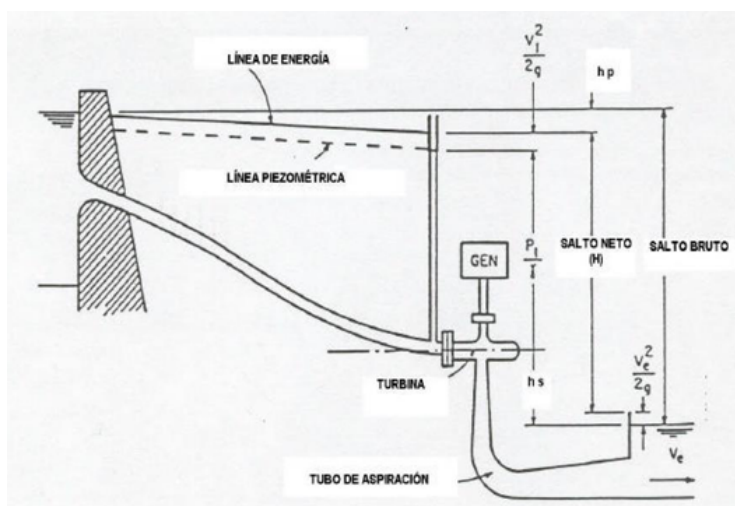


Figura 40. Variables para coeficiente de Thoma.

La siguiente gráfica muestra una curva de frontera para la cavitación, donde se tiene como abscisas al número específico de revoluciones y en las ordenadas el coeficiente de cavitación, la misma contiene valores experimentales.

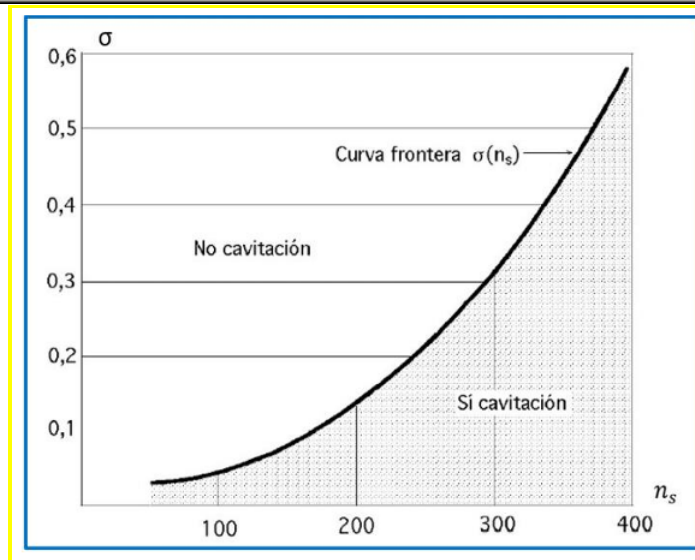


Figura 41. Gráfico experimental de σ vs n_s .

Puede verse entonces que el coeficiente de Thoma guarda una relación con la velocidad específica:

- Según Schapov (para valores de n_s entre 70 y 800):

$$\sigma = \frac{(0.01n_s - 0.54)^2}{45} + 0.035$$

- Según la U.S.B.R.:

$$\sigma = \frac{n_s^{1.64}}{50327}$$

11.2. Formas de la cavitación

La cavitación se puede presentar de dos formas, como incipiente o constante:

Cavitación incipiente: Se define como la condición del flujo en el cual la cavitación comienza a ser detectable. Usualmente se identifica con sonidos suaves e intermitentes que pueden ser detectados por el oído humano o mediante la asistencia de hidrófonos o acelerómetros.

Cavitación constante o crítica: Se define como la situación del flujo en la que aparece cavitación continua en un grado moderado. Puede identificarse por medios de detección sonora (se caracteriza por ruidos de intensidad inferior a 80 dB).

Además, se la puede clasificar de diferentes maneras de acuerdo a la aceleración del flujo.

Cavitación conducida (travelling)

Luego de iniciada la cavitación, las burbujas de vapor viajan a lo largo de la superficie de los álabes cubriendo gran parte de ellos, esto normalmente sucede cuando la cavitación está en su forma constante o crítica. Este alojamiento de burbujas impide que se realice de forma normal la transferencia de energía entre el fluido y el rodete.

Cavitación en borde de entrada lado succión (BELS)

Prácticamente no depende de la sumergencia, sino del diseño del rodete. Es muy peligrosa, provoca socavación de material (pitting). En este caso se produce una migración de burbujas desde la zona de baja presión hacia la zona de alta presión en donde terminan implosionando generando vibraciones de alta frecuencia muy destructivas. Suele aparecer en las regiones de operación de saltos altos. En los prototipos, el daño es a menudo muy variable según el alabe considerado. Se desarrolla cerca del borde de entrada.

Cavitación en borde de entrada lado presión (BEP)

Este tipo de cavitación no depende mucho del nivel de sumergencia, es de tipo no erosiva, aunque produce mucho ruido y vibraciones tanto en modelo como en prototipo. Se puede decir que la burbuja no migra, sino que queda encapsulada en la zona de presión. Suele aparecer en las áreas de operación de saltos bajos.

Cavitación por vórtices (vortex cavitation)

A la salida del rodete aparece un vórtice cavitante en el tubo de aspiración cuando se trabaja a cargas parciales o con sobrecargas. Esta antorcha provoca oscilaciones de presión que pueden traducirse en fluctuaciones no deseadas de par en el eje de la turbina, acompañado de un notable nivel de vibraciones.

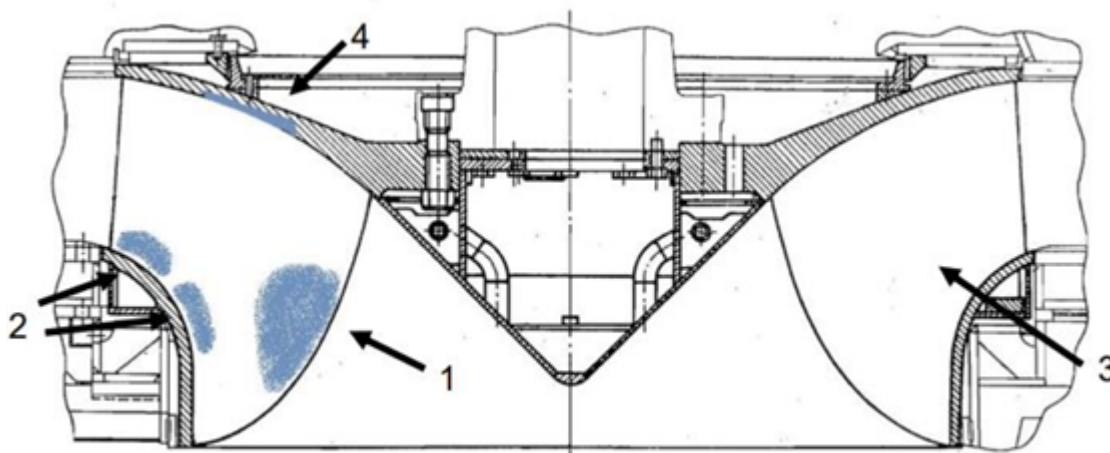


Figura 42. Tipos de cavitación

11.3. Influencia de la cavitación en turbinas Francis

Las consecuencias que convierten en dañina la presencia de la cavitación son:

- La formación de inestabilidades de carga parcial, consecuencia de trabajar con caudales inferiores al de diseño.
- La formación de antorchas por sobrecarga (caudales de funcionamiento superiores al de diseño).
- Aparición de ruido y vibraciones.
- Disminución de prestaciones de las turbinas Francis (caída del rendimiento), reduciendo la fiabilidad de nuestras instalaciones.
- Desarrollo de procesos erosivos.
- Incremento en los gastos de mantenimiento (no únicamente el coste asociado a la sustitución de las piezas afectadas, sino al costo del número de horas sin producción).

11.4. Beneficio de la forma del tubo difusor en la turbina francis

La presión a la salida del rodete puede llegar a descender de manera peligrosa, favoreciendo el fenómeno de la cavitación. La solución más económica no consiste en construir una turbina en la cual se excluya totalmente la cavitación. En la práctica se construyen turbinas en las cuales se llega a producir una cavitación "controlada". Esto producirá un cierto desgaste en los álabes, pero sin que llegue a afectar de manera inaceptable al rendimiento de la máquina. Esto se tiene que tener presente a la hora de planificar el mantenimiento de las centrales hidroeléctricas.

El tubo de aspiración o difusor constituye un elemento fundamental en las turbinas hidráulicas de reacción, especialmente en las turbinas Francis. Su diseño geométrico y la disposición del eje de la turbina influyen directamente en la eficiencia hidráulica y en la aparición del fenómeno de cavitación.

El tubo de aspiración cumple dos funciones principales:

- **Función aspiradora:**

Genera una depresión (presión inferior a la atmosférica) a la salida del rodete, permitiendo elevar el eje de la turbina por encima del nivel de agua de descarga sin interrumpir el flujo. Esta depresión posibilita aprovechar la energía remanente del fluido, facilitando la evacuación del agua y reduciendo los requerimientos de obra civil.

- **Función difusora:**

Posee una geometría troncocónica o ensanchada que provoca una reducción progresiva de la velocidad del flujo al avanzar por el tubo. De acuerdo con la ecuación de Bernoulli, al disminuir la energía cinética del fluido, se produce un aumento de su energía de presión. Este proceso, denominado *recuperación de presión*, permite transformar parte de la energía cinética residual del agua en energía útil de presión, incrementando la altura neta efectiva y, por ende, el rendimiento global de la turbina. En la práctica, esta recuperación representa entre un 10 % y un 30 % de la energía cinética disponible a la salida del rodete.

11.4.1. Influencia de la altura de aspiración (h_a)

La **altura de aspiración (h_a)** se define como la diferencia vertical entre el eje de la turbina y el nivel inferior del agua de descarga. Este parámetro debe ser cuidadosamente determinado, ya que condiciona el valor de presión en la zona de salida del rodete.

Cuando la turbina se instala con una altura de aspiración excesiva, la presión en la salida del rodete puede descender por debajo de la **presión de vapor del agua**, originando la **formación de burbujas de vapor** que posteriormente implosionan al desplazarse hacia zonas de mayor presión. Este proceso, conocido como **cavitación**, genera erosión localizada en los álabes del rodete, ruidos, vibraciones y disminución del rendimiento hidráulico.

Por el contrario, una altura de aspiración reducida mantiene presiones más altas en el interior del tubo de aspiración, reduciendo el riesgo de cavitación, aunque con un mayor costo constructivo debido al posicionamiento más bajo de la turbina.

El diseño del tubo de aspiración debe buscar un equilibrio entre **máxima recuperación de energía** y **mínimo riesgo de cavitación**. Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la salida del rodete y el nivel de descarga, se obtiene:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - h_s = \frac{p_{atm}}{\gamma}$$

De esta relación se observa que un aumento en h_s implica una disminución de p_2 ; si esta presión cae por debajo de la presión de vapor, se inicia el fenómeno de cavitación. Por lo tanto, cuanto **mayor sea la velocidad de salida del rodete** (característica de turbinas con alto número específico de revoluciones), **mayor será el riesgo de cavitación**. El diseño del difusor debe entonces garantizar presiones suficientes para evitar la formación de vapor, incluso bajo condiciones de operación de carga parcial o sobrecarga.

11.5. Erosión por cavitación y abrasión

La cavitación en las turbinas hidráulicas conjuntamente con la erosión por fricción de las partículas sólidas es en la actualidad un gran problema para el funcionamiento de estas.

Es notoria la diferencia entre erosión por abrasión y por cavitación si hacemos una inspección visual de la turbina afectada, ya que las marcas de los desgastes son evidentes y muy distintas para cada caso. Las marcas de los sólidos finos son como los causados por golpes constantes de martillo, mientras que los de la cavitación son como unas picaduras que al ser ocasionadas en el mismo punto hacen un desgaste mayor pero puntual.



Figura 43. Erosión por abrasión.



Figura 44. Erosión por cavitación.

11.6. Reacondicionamiento de álabes

En este apartado, se explica el procedimiento a seguir para el reacondicionamiento de los álabes de la turbina tras haber identificado una alta erosión por cavitación. Se utiliza como fuente la información recolectada por GUILLERMO RODOLFO RIVERA GUIROLA en su trabajo de tesis para la Universidad de San

Carlos de Guatemala (2009). Los álabes son de acero inoxidable martensítico (de los más duros y resistentes, pero también los más frágiles).

Se toma como objeto de análisis la Central Hidroeléctrica los Esclavos, donde cada turbina tiene una capacidad de 7 MW, un salto de 108 m y un caudal $7,68 \text{ m}^3/\text{s}$.

El reacondicionamiento de los álabes directrices consiste en reponer el material perdido en las áreas que sufren mayor desgaste por la cavitación y erosión, permitiendo de esa manera extender la vida de servicio de las paletas, por otro periodo de tiempo igual al que durarían unas nuevas, teniendo como consecuencia, una reducción en los costos de mantenimiento.

11.6.1. Resultados de modelos

Para poder visualizar las zonas más críticas en lo que respecta a cavitación, se presentan las siguientes figuras que muestran los resultados de una simulación en el software ANSYS. La misma la realiza el Ing. Zegarra Velasquez en su tesis en la Universidad Nacional Mayor de San Marcos.

Se toma como modelo una turbina francis con 20 álabes fijos, 16 paletas de guía y 13 álabes del rodete, con una potencia nominal total de 42 MW, el salto neto de 215 m, y el flujo de masa total es de $22 \text{ m}^3/\text{s}$. Está instalada en la Central Hidroeléctrica Cahua, ubicada en la región de Lima, Perú.

En la zona de ingreso al rodete, se tienen las presiones más altas. Sin embargo, luego que el fluido viaja aguas abajo la presión cae repentinamente, siendo la zona de mayor caída de presión el extradós de los álabes incluyendo toda la salida del rodete. En la Figura 46, se nota que parte del intradós también es afectado por las caídas de presión, pero hay una clara diferencia entre la caída de presión en el extradós y el intradós, siendo el intradós la cara cóncava, donde el fluido incide primero y ejerce presión positiva, y el extradós, la cara convexa, por donde el fluido se acelera y la presión disminuye.

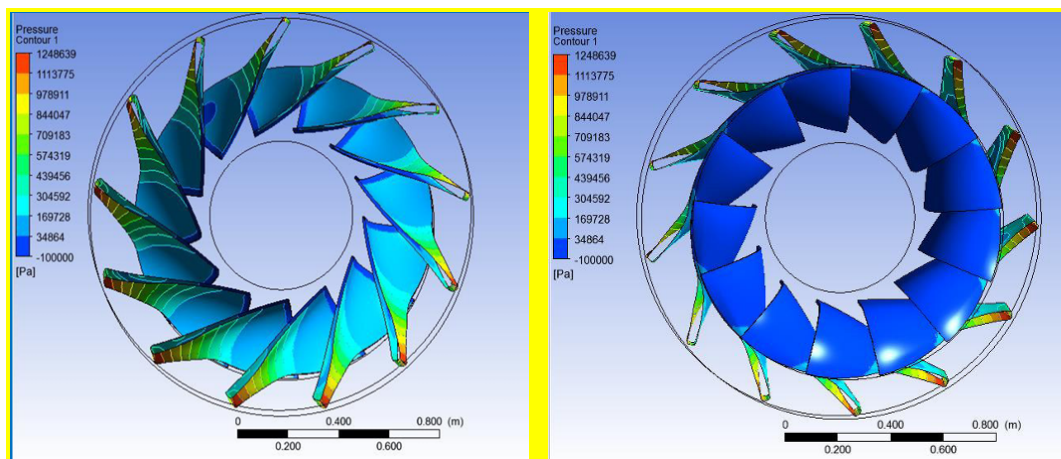


Figura 45. Vistas superior e inferior respectivamente del rodete

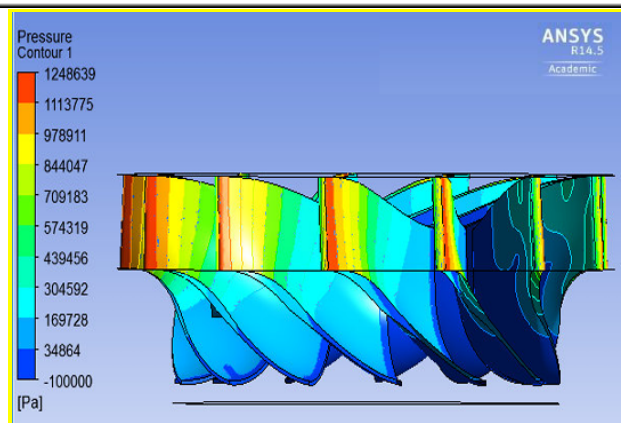


Figura 46. Vistas de perfil del rodete.

11.6.2. Procedimiento a seguir

Como primer paso, se debe realizar un chequeo con plantillas proporcionadas por el fabricante de los álabes, con las cuales se determina el espesor del material que se ha perdido. En la bandera este espesor no es tan crítico, sin embargo, la superficie se torna rugosa y puede ser necesario el aporte de material y rectificado posterior, para proveer una superficie lisa que disminuya el efecto de cavitación. En la unión del eje y la bandera ocurre un desgaste un poco más profundo debido a que ahí se concentran líneas de corriente, que a su vez, transportan partículas abrasivas.



Figura 47. Uso de plantillas del fabricante.

Luego, las superficies socavadas deben ser desgastadas para remover las áreas dañadas y proveer una superficie que se pueda limpiar adecuadamente antes de ser llenada con soldadura; se selecciona este recubrimiento debido a que provee de condiciones adecuadas de durabilidad. Hay que tomar en cuenta que la extensa reparación por soldadura puede introducir esfuerzos y deformaciones en el área reparada y puede dañar el componente.

La bandera de los álabes se limpiará con chorro de arena (sand blast), para lograr un acabado libre de partículas, óxidos y suciedad. La parte de la unión de la bandera con el eje de los álabes será preparada con disco de corte para eliminar las irregularidades antes de soldar.

Los procesos de soldadura más usados para la reparación de éste tipo de daños, son la soldadura de arco de metal con gas de protección (GMAW) y la soldadura de arco de metal con electrodo revestido (SMAW). El GMAW se utiliza más ya que tiene mayor velocidad de aplicación, menor cantidad de calor en la aplicación, lo que reduce el riesgo de distorsiones y si se aplica correctamente, la calidad de la soldadura es mejor, sin incrustación de escoria ni excesos de soldadura.

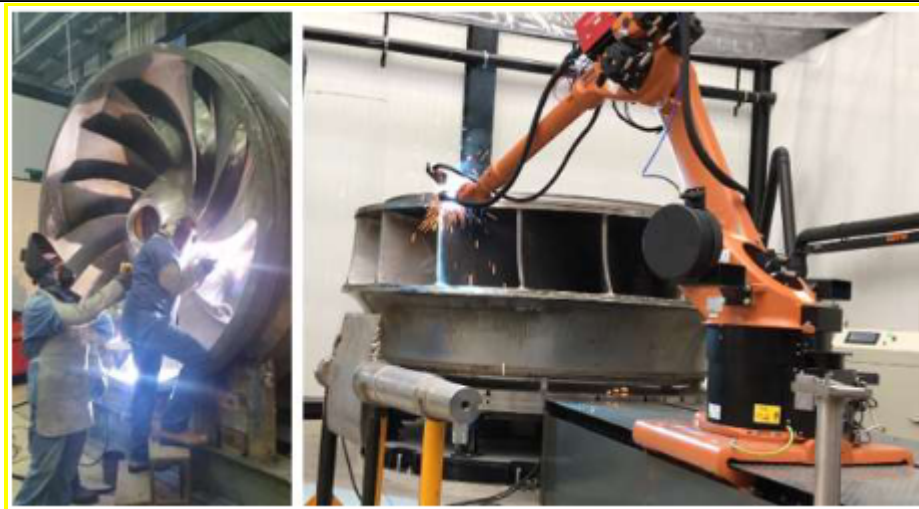


Figura 48. Proceso de soldado.

En lo que respecta al material de aporte, se debe estudiar bien ya que los aceros inoxidable martensíticos tienen una soldabilidad muy limitada. Se buscan materiales similares en cuanto a propiedades físicas y químicas. Se realiza además un tratamiento térmico para reducir la fragilidad del material después de la soldadura. De acuerdo a la norma ASTM A743/a 743M, sobre tratamientos térmicos requeridos para el acero grado CA-6NM, se debe calentar la pieza con un gradiente de 50 °C/hora, hasta alcanzar una temperatura de 610 °C, mantener la pieza a esta temperatura durante 45 minutos (30 minutos por cada pulgada de espesor), y posteriormente enfriar dentro del horno a razón de 40 °C/hora.

Posterior a la reparación y el tratamiento térmico, se procederá al maquinado y pulido de las piezas para alcanzar medidas originales, comparando contra plantillas y verificando también las medidas especificadas en planos.

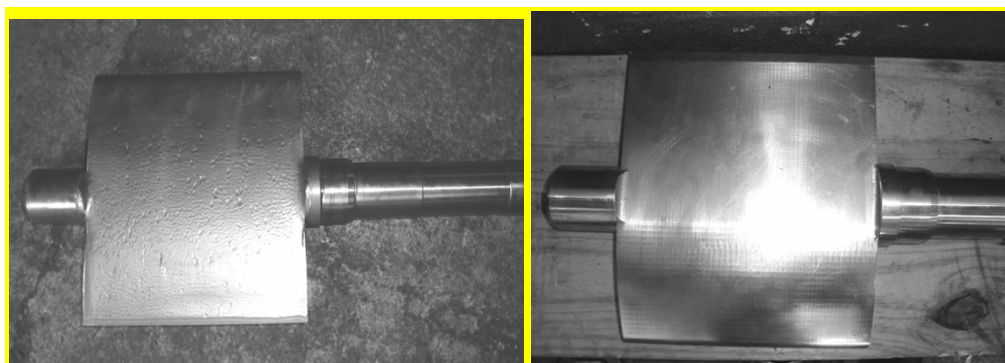


Figura 49. Álabes antes y después de su reacondicionamiento

Por último, se realiza un balanceo estático para realizar un análisis vibratorio para determinar si la condición operacional de la turbina es óptima, esto permitió comparar el sistema desbalanceado y el resultado posterior al proceso, con el objeto de evaluar su efectividad. La técnica aplicada para el balanceo del rotor de la turbina básicamente calcula los contrapesos para producir el equilibrio estático requerido para la reducción de la vibración del sistema.



Figura 50. Balanceo estático.

12. Optimización del mantenimiento en turbinas: Mantenimiento Basado en Condición (CBM)

En la actualidad existen diversos modelos que analizan el comportamiento de las turbinas, las condiciones hidráulicas de velocidades, presión y cavitación en tiempo real. Gracias a la informatización de estos datos, existen modelos computacionales que predicen y analizan en tiempo real las condiciones de funcionamiento y operación para maximizar la vida útil de los componentes del grupo turbogenerador.

Históricamente, el mantenimiento de activos críticos como las turbinas hidráulicas ha oscilado entre dos polos, el mantenimiento reactivo y el mantenimiento preventivo. El mantenimiento reactivo, espera a que un componente falle para repararlo. Es económicamente ineficiente, ya que implica paradas no planificadas y los grandes costos de reparación.

Por otro lado, el mantenimiento preventivo es una mejora significativa, donde las intervenciones se realizan según un calendario fijo (ej. cada 8,000 horas de operación o anualmente). Aunque reduce las fallas inesperadas, su principal defecto es la **ineficiencia**. A menudo, se reemplazan componentes que aún tienen una vida útil considerable (sobre-mantenimiento) o, a la inversa, un fallo puede ocurrir justo antes de la intervención programada.

El Mantenimiento Basado en Condición (CBM) surge como la evolución lógica, cambiando la pregunta fundamental de "*¿Cuándo fue la última vez que revisamos la turbina?*" a "*¿Cuál es el estado de salud de la turbina ahora mismo?*"

El CBM es una estrategia de **mantenimiento proactivo** que utiliza la monitorización en tiempo real de parámetros y condiciones operativas para determinar el estado de salud de un activo. En esencia, la turbina nos "comunica" su condición, y nosotros actuamos sólo cuando los datos indican una degradación o un fallo incipiente.

El proceso se fundamenta en un ciclo continuo de tres fases: monitorización, análisis y calibración de modelos y acciones.

12.1. Monitorización

- **Análisis de vibraciones** : Es la técnica más poderosa y fundamental para maquinaria rotativa. Se instalan acelerómetros en puntos estratégicos, como los cojinetes, para medir las micro-vibraciones. Cada problema mecánico—**desequilibrio, desalineación, daños en rodamientos, holguras, e incluso la cavitación**—genera una "firma" de vibración única y detectable.

Los principales parámetros dinámicos a analizar desde el punto de vista vibratorio son los siguientes:

- Vibración absoluta en la estructura
- Vibración eje-cojinete
- Pulsaciones de presión
- Señal de fase

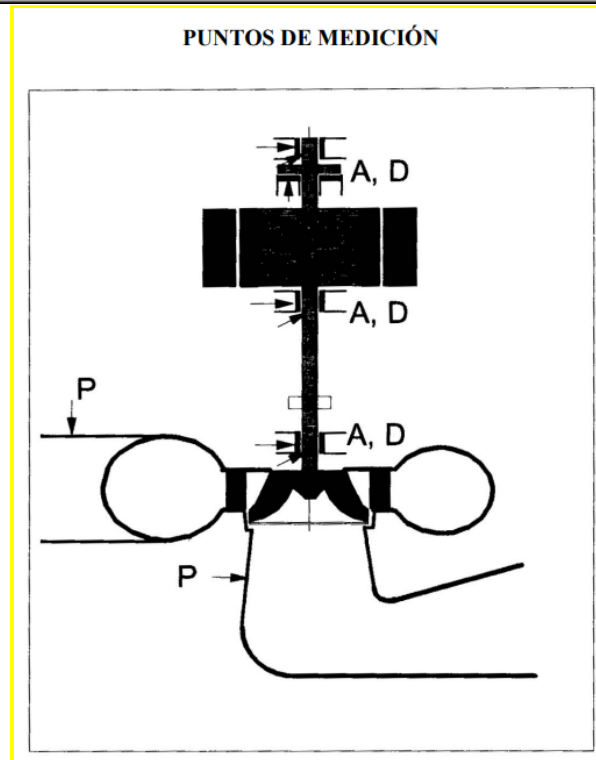


Figura 51. Puntos de medición para vibraciones.

En la Figura 51, se ven los transductores de presión (P) y los acelerómetros (A), así como las sondas de proximidad (D).

- **Análisis de aceite :**

Se toman muestras periódicas del aceite lubricante. Su análisis en laboratorio revela la presencia de partículas metálicas, indicando qué componente interno se está desgastando, así como la degradación de las propiedades del lubricante o la contaminación con agua.

- **Emisiones acústicas**

Sensores de alta frecuencia son capaces de detectar eventos de alta energía y baja amplitud, como el **colapso de las burbujas de cavitación** o el inicio y la propagación de **microfisuras** en el rodete, mucho antes de que sean detectables por otros medios.

- **Termografía**

Cámaras infrarrojas monitorizan el perfil térmico de la máquina, detectando puntos calientes anormales en cojinetes, conexiones eléctricas o el generador, que son claros indicadores de fricción excesiva o problemas eléctricos.

- **Parámetros Operativos**

Se aprovechan los datos ya existentes en el sistema de control (presión, caudal, potencia, temperatura del agua, apertura de álabes) para contextualizar las lecturas de los otros sensores.

12.2. Análisis y diagnóstico de datos

Los datos obtenidos de las mediciones previamente realizadas necesitan ser contrastados para analizar el estado en el cual se encuentran las turbinas. Para ello, se pueden realizar ensayos sobre un grupo generador en el cual se mide la respuesta de los componentes estructurales a excitaciones de impacto y medir la frecuencia de las oscilaciones para calibrar un modelo teórico.

A continuación se adjuntan datos obtenidos de un estudio llamado “El diagnóstico de daños en grupos hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones” de Eduard Egusquiza, Luiz Paula Nascimento, Carme Valero, Esteve Jou pertenecientes a la Universidad Politécnica de Cataluña. En el mismo, se plantea un ensayo de impactos en el rotor.

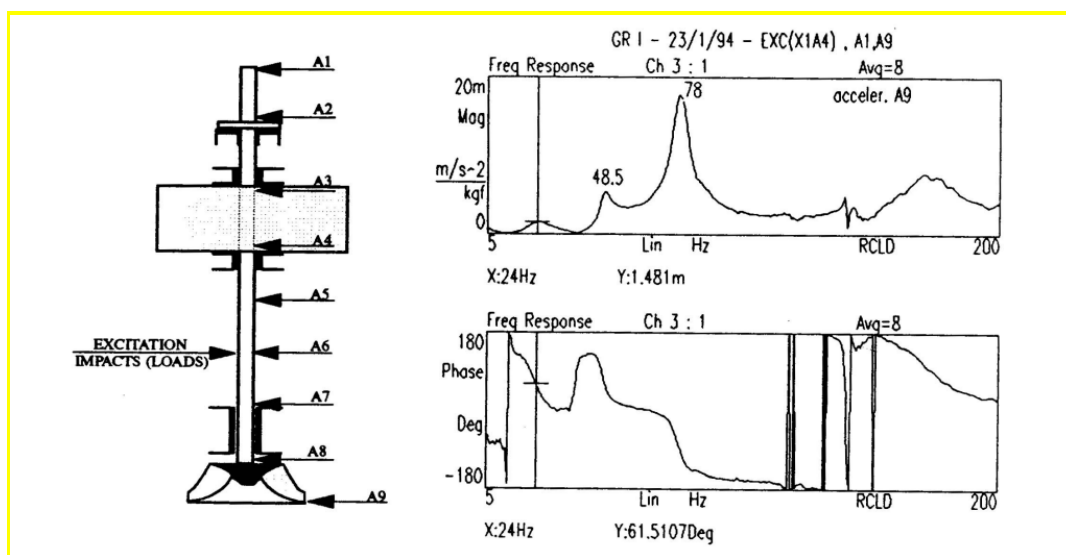


Figura 52. Ensayos de impacto y espectros de respuesta.

Este tipo de ensayos permiten refinar modelos de elementos finitos o discretizaciones que luego modelan el comportamiento de los ejes cuando la turbina se encuentra en funcionamiento. Justamente este artículo incluye la adopción de un modelo teórico

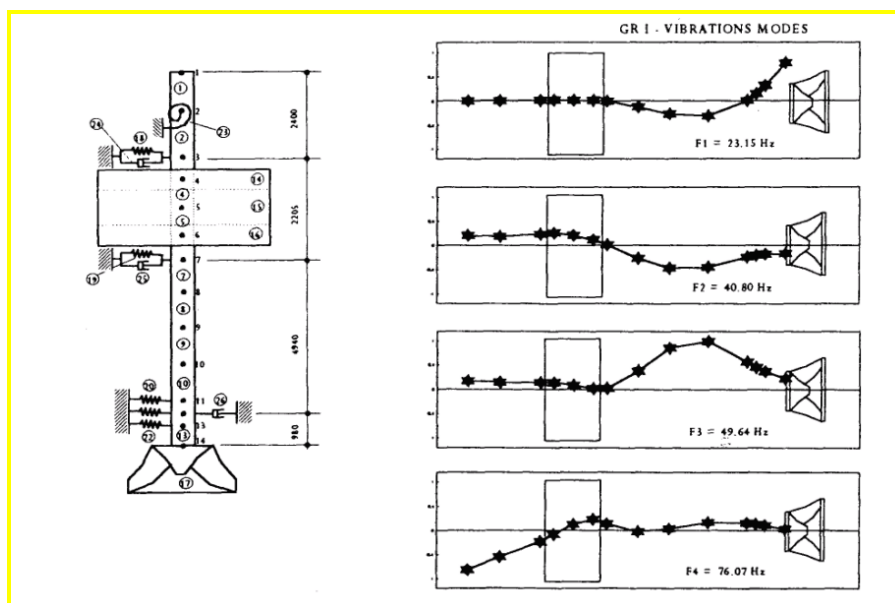


Figura 53. Modelo estructural-mecánico y modos de vibración.

Con la calibración y las ecuaciones de transferencia obtenidas mediante los ensayos, en la imagen de la derecha puede observarse los modos de vibración obtenidos con la modelización.

Análisis acústico

El análisis acústico y de emisiones acústicas (AE) no es meramente una técnica complementaria, sino una herramienta de diagnóstico superior para la detección temprana de patologías específicas en turbinas Francis, notablemente la cavitación y la degradación estructural.

Este enfoque se asemeja a una auscultación médica: mientras las vibraciones miden la respuesta estructural el análisis acústico permite "escuchar" directamente el proceso patológico en su origen, ofreciendo una ventana de diagnóstico de mayor sensibilidad y antelación.

Toda turbina hidráulica en operación genera un espectro acústico de fondo, considerado su estado de "normalidad". La labor diagnóstica se centra en la identificación de componentes espectrales anómalos que se superponen a esta firma de base. Dichos componentes son el resultado directo de eventos físicos discretos que liberan energía en forma de ondas de presión (sonido) o de tensión (ondas elásticas en el material).

Los fenómenos de mayor interés para este estudio son:

- **Cavitación:** El colapso implosivo de burbujas de vapor es un evento de alta energía y muy corta duración. Cada implosión genera una onda de choque transitoria que se propaga a través del agua y la estructura. La superposición de millones de estos eventos produce una firma acústica característica de ruido de banda ancha en alta frecuencia, a menudo descrito cualitativamente como un "chisporroteo" o el sonido de "gravilla". La sensibilidad del monitoreo acústico a estos transitorios permite detectar la cavitación incipiente mucho antes de que la erosión resultante sea significativa o de que la energía del fenómeno sea suficiente para inducir vibraciones estructurales detectables.
- **Sirga de Torbellino (Vortex Rope):** Este fenómeno, característico de la operación a cargas parciales, consiste en un vórtice precesional en el tubo de aspiración. Su rotación genera pulsaciones de presión de muy baja frecuencia (típicamente entre 0.2 y 0.4 veces la frecuencia de rotación del rodete). Acústicamente, se manifiesta como un "retumbar" o "rugido" de baja frecuencia que puede ser cuantificado mediante hidrófonos para evaluar su severidad y su potencial de inducir fatiga en los componentes.
- **Erosión por Partículas Sólidas:** El impacto continuo de sedimentos (arena, limo) sobre las superficies del rodete y los álabes genera un ruido de alta frecuencia, análogo a un proceso de "sandblasting". La amplitud de esta señal, a menudo percibida como un "siseo" constante, presenta una alta correlación con la concentración de sólidos en suspensión y la velocidad del flujo, permitiendo una evaluación indirecta de la tasa de desgaste abrasivo.
- **Emisión Acústica (AE) por Daño Estructural:** A un nivel más fundamental, la técnica de Emisión Acústica se enfoca en la detección de ondas elásticas de alta frecuencia (ultrasónicas, >20 kHz) generadas por la liberación de energía elástica en un material. En el contexto de una turbina, los eventos fuente incluyen el inicio y la propagación de microfisuras, la fricción entre caras de una grieta y la deformación plástica. La AE es, por tanto, la única técnica capaz de monitorear la salud estructural intrínseca del rodete en tiempo real.

12.3. Metodología de Implementación y Análisis

La selección del sensor es crítica y depende del fenómeno a monitorear:

- **Hidrófonos:** Micrófonos diseñados para operación subacuática, instalados en el tubo de aspiración o en la carcasa espiral. Son ideales para capturar las ondas de presión de origen hidráulico (cavitación, sirga de torbellino).

- **Sensores de Emisión Acústica:** Sensores piezoeléctricos de contacto, de alta sensibilidad en el rango ultrasónico, montados sobre la carcasa externa de la turbina. Son los indicados para la detección de AE por daño estructural y para capturar la manifestación acústica de la cavitación que se transmite a través de la estructura.

Procesamiento y Caracterización de la Señal

La señal cruda adquirida debe ser procesada para extraer características diagnósticas. La herramienta fundamental es la **Transformada Rápida de Fourier (FFT)**, que descompone la señal del dominio del tiempo a su contenido en el dominio de la frecuencia. Esto permite visualizar el espectro acústico y cuantificar la energía en las bandas de frecuencia asociadas a cada fallo.

Parámetros clave extraídos de la señal incluyen:

- **Valor RMS:** Medida de la energía total de la señal.
- **Análisis Espectral:** Identificación de picos de energía en frecuencias específicas.
- **Análisis de Envolvente:** Técnica para demodular señales de alta frecuencia y detectar los impactos periódicos característicos de la cavitación o defectos en rodamientos.

12.4. Diagnóstico y toma de decisiones

La parte más importante del mantenimiento basado en condición es el ajuste de la inteligencia artificial. Actualmente, es posible entrenar modelos basados en Deep Learning con alto procesamiento de datos. Para optimizar estos modelos predictivos, los mismos se entrenan con un vasto conjunto de datos que incluyen turbinas en estado saludable, y datos que se obtuvieron en momentos en los cuales algunas turbinas fallaron. De esta manera, una vez entrenado, el modelo puede analizar todos los datos en tiempo real y clasificar el estado de la turbina, estimando un RUL (Tiempo remanente de vida útil).

Esta fase cierra el ciclo, traduciendo el diagnóstico en acciones de mantenimiento concretas y planificadas. El sistema de CBM transforma las alertas genéricas en inteligencia procesable.

12.5. Beneficios estratégicos y el futuro del mantenimiento

La implementación de un programa CBM robusto trasciende el taller de mantenimiento y se convierte en una ventaja estratégica para toda la planta.

- **Maximización de la disponibilidad:** Se reduce drásticamente el tiempo de inactividad no planificado.
- **Reducción de costos:** Se eliminan los gastos de reparaciones de emergencia y se optimiza la compra de repuestos y la mano de obra.
- **Extensión de la vida útil del activo:** Corregir fallos en su etapa incipiente previene el desgaste acelerado y prolonga la vida operativa de la turbina.
- **Mejora de la Seguridad:** Se evitan fallos catastróficos que pueden poner en riesgo al personal y al medio ambiente.

El futuro apunta hacia dos conceptos:

- 1) **Mantenimiento Prescriptivo:** El siguiente paso evolutivo. El sistema no solo diagnostica el problema y predice el fallo, sino que también recomienda el curso de acción óptimo para solucionarlo, evaluando diferentes escenarios de reparación en función del costo, el impacto en la producción y la disponibilidad de recursos.
- 2) **Gemelos Digitales:** Consiste en crear una réplica virtual de alta fidelidad de la turbina física, que se alimenta y se actualiza constantemente con los datos de los sensores en tiempo real. Este gemelo

digital permite simular el efecto de diferentes estrategias operativas o de mantenimiento sin afectar al activo real, optimizando el rendimiento y la fiabilidad a un nivel sin precedentes.

13. Ejemplos, fotografías y filmaciones de Turbinas Francis en Argentina

- **Complejo Hidroeléctrico FLORENTINO AMEGHINO**

Su construcción se inicia en el año 1943 y se termina el 19 de Abril de 1963, y bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S. E., comienza su operación el 4 de Noviembre de 1994. La presa es recta de hormigón compuesta por 25 módulos, con una altura sobre lecho del río de 70,00 m y una longitud de 255,00 m, lo que le permite almacenar 1258,40 Hm³. El caudal medio anual del río es de 48,13 m³/s, habiéndose observado crecidas de hasta 920,00 m³/s. La central posee 2 turbinas Francis, con una potencia unitaria de 41,00 MW y una generación media anual de 160,00 GWh.



Figura 54. Vista de la turbina Francis de eje horizontal para arranque "en negro"

- **Complejo Hidroeléctrico CERRO PELADO**

Su construcción se inicia en el año 1974 y se termina en 1986 y, bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S. E., comienza su operación el 14 de Febrero de 1986. La presa principal es de materiales sueltos, tiene una altura sobre lecho del río de 104,00 m y una longitud de 410,00 m, lo que le permite almacenar 371,00 Hm³. Cuenta además con dos presas laterales a ambas márgenes, de iguales características, de 1450,00 m y 59,00 m respectivamente. El caudal medio anual del río es de 11,46 m³/s, habiéndose observado crecidas de hasta 1600,00 m³/s. La central posee 4 turbinas Francis reversibles, que le permiten trabajar también como bomba de elevación de agua, con una potencia unitaria de 187,50 MW y una generación media anual de 970,00 GWh.



Figura 55. Vista de detalle de uno de los rodetes de las turbinas de la central de Cerro Pelado

- **Complejo Hidroeléctrico CABRA CORRAL**

Su construcción se inicia en Febrero de 1966 y se termina en 1972 y, bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S. E., comienza su operación. La presa es de materiales sueltos de eje curvo con una altura sobre lecho del río de 94,75 m y una longitud de 510 m, más otros 70 metros de una presa lateral, lo que le permite almacenar 2784,30 Hm³, el caudal medio anual del río es de 29,00 m³/s, habiéndose observado crecidas de hasta 721,00 m³/s. La central posee 3 turbinas Francis, con una potencia unitaria de 34,60 MW y una generación media anual de 250 GWh.



Figura 56. Vista de la central con los tres grupos generadores de la misma, vista del rotor de una de las turbinas Francis

- **Complejo Hidroeléctrico EL CARRIZAL**

Su construcción se inicia el 30 de Junio de 1965 y termina el 27 de Noviembre de 1971 y comienza su operación bajo el control del Departamento de Irrigación de la provincia de Mendoza. La presa es de materiales sueltos de eje recto con una altura sobre lecho del río de 46,00 m y una longitud de 2113,00 m; lo que le permite almacenar 4620,00 Hm³, el caudal medio anual del río es de 33,70 m³/s. La central posee 2 turbinas tipo Francis, con una potencia unitaria de 8,50 MW y una generación media anual de 83 GWh.



Figura 57. Vista de uno de los grupos generadores, vista del rodete de la turbina Francis

- **Complejo Hidroeléctrico LOS REYUNOS**

Su construcción se inicia en el año 1980 y termina el 26 de Noviembre de 1983 y comienza su operación bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S. E. La presa es de materiales sueltos de eje recto con una altura

sobre lecho del río de 106,00 m y una longitud de 295,00 m; lo que le permite almacenar 256,00 Hm^3 , el caudal medio anual del río es de 34,80 m^3/s . La central posee 2 grupos turbina - bomba reversible, con una potencia unitaria de 115,00 MW y una generación media anual de 247 GWh.



Figura 58. Vista del rodete de la turbina



Figura 59. Vista de la maqueta del complejo puede apreciarse la válvula mariposa, la cámara espiral, la turbina, el escudo de protección y la estructura para las compuertas que cierran los conductos de restitución al río Diamante

- **Complejo Hidroeléctrico NIHUIL I**

Su construcción se inicia en el año 1942 y se termina en el año 1947, pero entrando en servicio en el año 1957. Comienza su operación bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S. E. La presa es de hormigón de eje curvo con una altura sobre lecho del río de 25,00 m y una longitud de 465,00 m, lo que le permite almacenar 263,13 Hm^3 , el caudal medio anual del río es de 32,00 m^3/s , habiéndose observado crecidas de hasta 230,00 m^3/s . La central posee 4 turbinas Francis, con una potencia unitaria total de 18,56 MW y una generación media anual de 365,00 GWh.



Figura 60. Vista de la central con los cuatro grupos generadores de la central Nihuil I

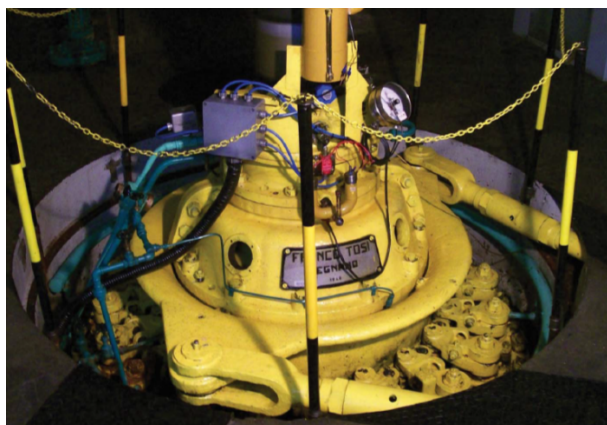


Figura 61. Vista del anillo del distribuidor de una de las turbinas, se puede apreciar los brazos accionadores

- **Complejo Hidroeléctrico NIHUIL II**

Su construcción se inicia en el año 1967 y se termina en el año 1969, pero entrando en servicio en el año 1968. Comienza su operación bajo el control de Agua y Energía Eléctrica S.E. La presa es de hormigón de eje recto con una altura sobre lecho del río de 40,00 m y una longitud de 85,00 m, lo que le permite almacenar 222,28 Hm³, el caudal medio anual del río es de 32,00 m³/s, habiéndose observado crecidas de hasta 230,00 m³/s. La central posee 6 turbinas Francis, con una potencia instalada de 131,20 MW y una generación media anual de 380,00 GWh.



Figura 62. Vista de los seis generadores de la central Nihuil II



Figura 63. Rodete de una de las turbinas Francis de la central Nihuil II

14. Bibliografía

- ② Cuesta Diego, L., Vallarino, E., Aprovechamientos Hidroeléctricos, Tomo II, 2000.
- ② IBERDROLA, Endesa, Sevillana de Electricidad, UNION FENOSA, Centrales Hidroeléctricas, 1994.
- ② Subsecretaría de Recursos Hídricos, Inventario de Presas y Centrales Hidroeléctricas de la República Argentina, 2011.
- ② Mataix, C., Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 1993.
- ② Polo Encinas, M., Turbomáquinas Hidráulicas, 1975.
- ② Eduard Egusquiza, Luiz Paula Nascimento, Carme Valero, Esteve Jou; “El diagnóstico de daños en grupos hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones”, 1994.
- ② Zegarra Velasquez, R. L. (2015). Análisis y simulación fluidodinámica del fenómeno de cavitación en una turbina Francis [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Mayor de San Marcos]. Repositorio institucional UNMSM.
- ② Rivera Guirola, G. R. (2018). Análisis estructural de componentes principales de turbina hidráulica tipo Francis [Tesis de ingeniería, Universidad de San Carlos de Guatemala]. Repositorio Institucional USAC. <http://www.repositorio.usac.edu.gt/5214/1/GUILLERMO%20RODOLFO%20RIVERA%20GUIROLA.pdf>
- ② Álvarez, L., & Salazar, P. (2020). Análisis de eficiencia en turbinas Francis mediante simulación CFD. *CienciAmérica*, 9(2), 102–115. <https://cienciamerica.edu.ec/index.php/uti/article/view/373/767>