

VIBRACIONES HIDROELASTICAS EN LOS ALABES DE TURBINAS HIDRAULICAS

Márcio Tadeu, Abdón Tapia, Alexandre A. Simões
 Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
 37500-000 - Itajubá-MG, Brasil, Tel.: (00-55-35) 629-1152

RESUMEN

Algunos de los problemas de vibración de turbinas hidráulicas son inducidas por el fluido que pasa por ellas. Se sabe que las perturbaciones del flujo son transmitidas a las paredes que lo limitan, haciéndolos vibrar. También, pueden establecer componentes variables del momento hidráulico, de la fuerza axial en la turbina, y generar la formación de vórtices. Estos componentes variables actúan en los alabes de la turbina y dan surgimiento a las vibraciones en las unidades generadoras. En este sentido, este trabajo estudia la no uniformidad del flujo causada por los diferentes conductos de la turbina, la variación de la fuerza de sustentación en los perfiles, y la oscilación de los alabes.

SUMMARY

Some of the problems of vibration in hydraulic turbines are induced by the fluid that goes through them. It is knowing that the disturbances of the flow are transmitted to the walls that limiting the flow, making to vibrate them. Also, they can establish variables components of hydraulic moment, of axial force in the turbine, and to generate the development of vortexes. These variables components acting in the blade of the turbine, giving origin to vibrations in the generating units. Because, this paper study the not uniformity of the flow caused by the different passages of the turbine, the variation of the sustentation force in the profiles, and the oscillation of the blades.

Campos de Flujo No uniformes y Formación de Vórtices en los Conductos de Flujo de una Turbina

La función principal de la caja espiral es el establecimiento de un campo de velocidad axisimétrica en la periferie del sistema distribuidor con la menor perdida de energía del agua. Pero las investigaciones de Bauman (1954), y Mikhailov (1955) demostraron que un proyecto inadecuado de la caja espiral, determina que el vector velocidad del agua entrante al sistema distribuidor varíe a lo largo del alabe del distribuidor. Esta no uniformidad persiste inclusive después que

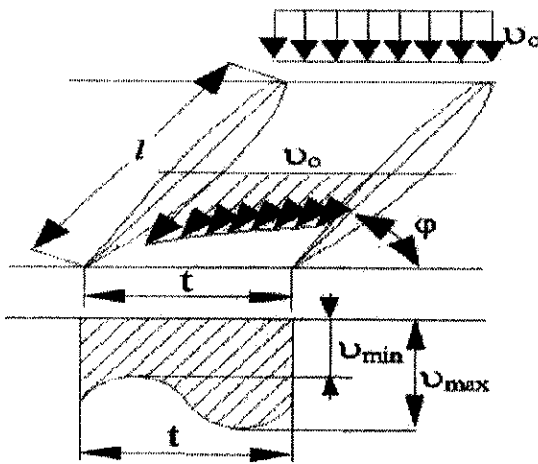


Fig.1: Distribución no uniforme de velocidad de flujo durante y después de pasar por los alabes.

el flujo sale del sistema distribuidor, a pesar que estas la corrijan, Además de esto es tendenciosa a la formación de vórtices bajo ciertas condiciones operativas. Consecuentemente, los alabes del rotor estarán sometidas a fuerzas variables provenientes del flujo de entrada.

Ryabinin (1956) y Gutovskii (1955) demostraron que el flujo uniforme en la entrada de un escalón de álabes (Fig.1) sufre una deformación en la distribución de velocidad durante el paso a través de los álabes directrices. La no uniformidad del flujo antes del rotor es causada por la presencia de los alabes directrices del sistema distribuidor y varía intensamente con las variaciones en la abertura del sistema distribuidor. También las presiones a lo largo de la superficie de los perfiles de los alabes del rotor dentro de los límites del paso de los alabes guías tienen una variación idéntica, y la mayor variación es observada en 1/3 del inicio del perfil. Consecuentemente la fuerza aplicada en los álabes del rotor también varían.

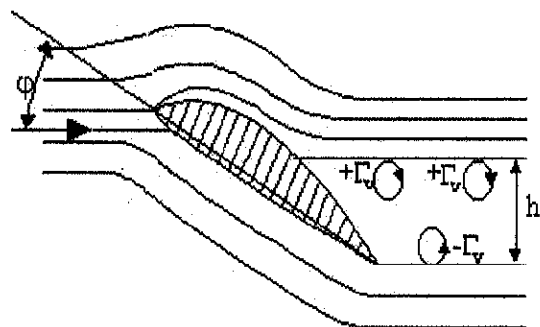


Fig.2: Vibraciones de los álabes del rotor debido a vórtices tipo Karman Benard

La separación de la capa límite en el estator y en las alabes directrices crea filamentos de vórtices saliendo de los álabes directrices, que al alcanzar los álabes del rotor dan surgimiento a intensas variaciones de presión en estas. Admitiéndose que los vórtices son emitidos por cada alabe directriz, generando una estera de vórtices de Karman, la frecuencia fundamental de oscilación de las fuerzas de perturbación en los álabes del rotor será:

$$f = kz \cdot n / 60$$

La frecuencia de emisión de los vórtices de la estera esta relacionada al numero adimensional Strouhal

$$Sh = vb / v$$

Si la frecuencia de variación de las fuerzas de perturbación esta en resonancia con la frecuencia natural de vibración de los álabes, la estructura del alabe estará sujeta a fatiga (formación de trincas).

La investigación de Blyumina y Zakharov (1957) demostraron que las esteras de vórtices del tipo Karman Benard, se desenvuelven cuando los vórtices son alternados (Fig.2).

La estera de vórtices se desenvuelve debido a la influencia de fuerzas viscosas, los vórtices que se originan en la capa límite son emitidos del cuerpo alternadamente de las superficies superior y inferior del cuerpo debido a la influencia del flujo. En tales casos, se observa una vibración del cuerpo en una dirección perpendicular a la dirección del flujo. Como, los vórtices emitidos en el perfil son de naturaleza periódica de

circulaciones $+\Gamma_v$ y $-\Gamma_v$ la circulación al rededor del perfil también varia periódicamente, produciendo una variación en la fuerza de sustentación y vibración periódica de los álabes. Según las investigaciones de Donaldson (1956) sobre la vibración de perfiles con diferentes formas de bordes de fuga (Fig.3), dentro de un tubo hidrodinámico para un intervalo de velocidades del fluido de 2 a 10m/seg, cuyos resultados son presentados en la Fig.4, demostrando que los bordes de fuga que tienen una amplitud de vibración baja, corresponden a aquellos que son chaflanados en un lado a un ángulo de 45° (forma 3), y con chaflanes internos simétricos (forma 4). Los otros tienen amplitudes de vibración alta o están en resonancia.

Formas de los bordes de fuga

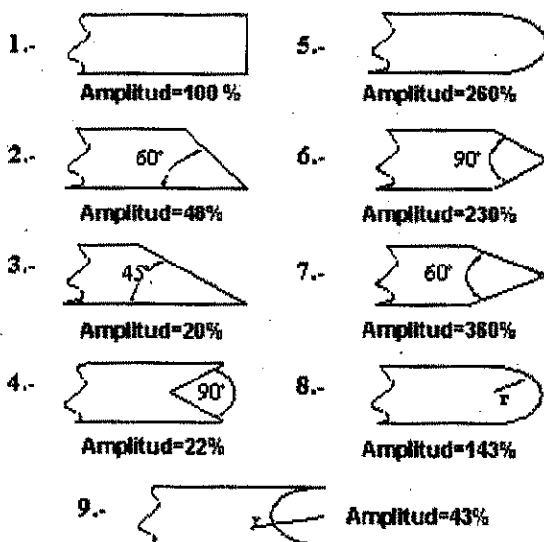


Fig.3: Diferentes formas de bordes de fuga de los álabes estudiados por Donaldson.

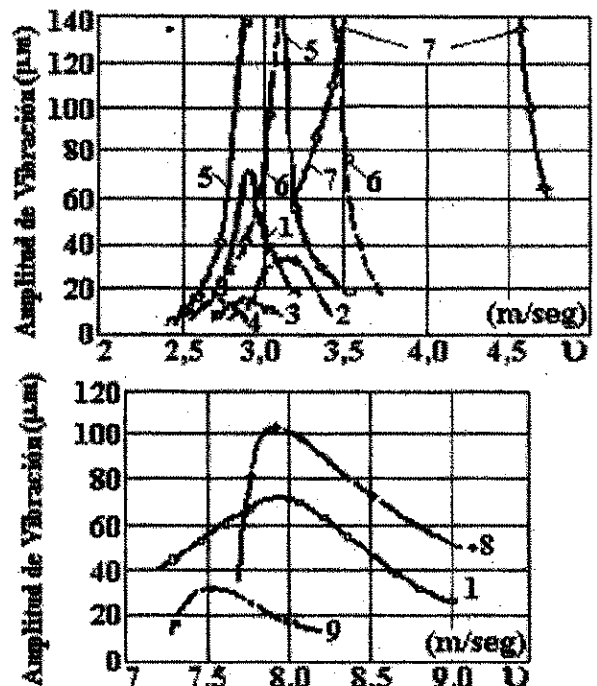


Fig.4: Amplitudes de las vibraciones del perfil con diferentes formas geométricas en sus bordes de fuga, para velocidades de flujo variando de 2 a 10m/seg.

Un ejemplo de este tipo de problemas ha sido encontrado en la Planta Hidroeléctrica de Funil-Furnas por Ripper (1977), en la cual fue detectado niveles de vibración excesiva en una de las máquinas y cuya solución fue la modificación del borde de fuga de los álabes, para alterar la frecuencia de excitación y reducir la amplitud de vibración. Los valores obtenidos después de la modificación del borde de fuga del perfil del alabe Fig.5, demostraron que las mayores amplitudes de vibración existentes donde ocurría resonancia, fueron reducidas a valores equivalentes, a los encontrados en las demás condiciones de carga Fig.4. Constatándose, de otro lado, que después de 4800 horas de operación fuera del rango crítico, los álabes no presentaban más trincas.

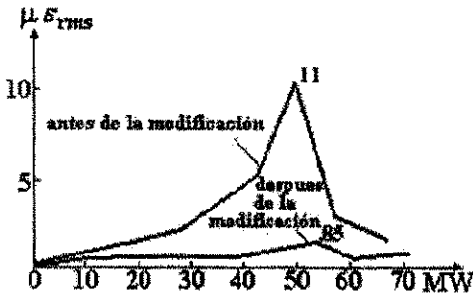
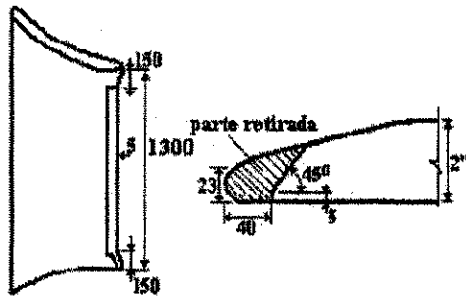


Fig.5: Alabe 6- Amplitud relativa de vibración antes y después de la modificación geométrica. Central Hidroeléctrica de Funiil.

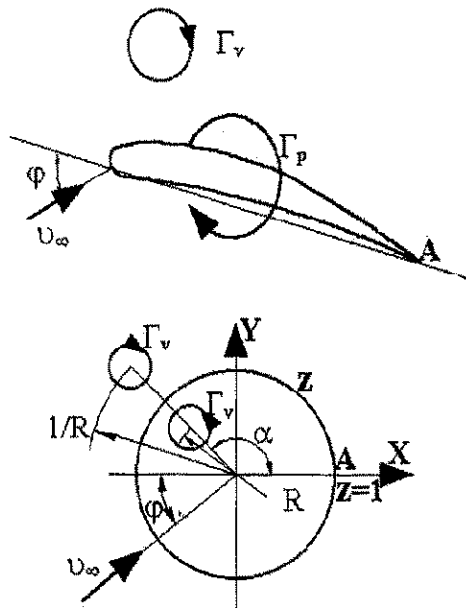


Fig.6: Efecto de un vórtice en la fuerza de sustentación

Influencia de los Vórtices de Flujo en la Fuerza de Sustentación de los Alabes del Rotor

La presencia de una estera de vórtices a la salida de los alabes directrices provoca un cambio en el ángulo de ataque del flujo de entrada al rotor. Por lo tanto la fuerza de sustentación aplicada en el alabe también varía, Fig.6.

La circulación al rededor del perfil del alabe puede ser calculada por:

$$\Gamma_p = -4\pi v_\infty \text{Sen}\phi + \Gamma_v \left(\frac{1}{1-\rho} - \frac{1}{1-r} \right).$$

Se sabe que la circulación del perfil, cuando no existe vórtices en el flujo es:

$$\Gamma = -4\pi v_\infty \text{Sen}\phi.$$

La diferencia de circulación sería dada por

$$\Delta\Gamma = \Gamma_p - \Gamma = \Gamma_v \left(\frac{1}{1-\rho} - \frac{1}{1-r} \right).$$

Consecuentemente, la variación de la fuerza de sustentación por la presencia del vórtice es proporcional a la variación de la circulación

Entonces:

$$\left(\frac{\Delta P}{P} \right) = \left(\frac{\Delta\Gamma}{\Gamma} \right) = \left(\frac{\Gamma_v}{\Gamma} \right) \left(\frac{1}{1-\rho} - \frac{1}{1-r} \right).$$

Como:

$$\rho = R e^{2\alpha}, \quad r = \frac{1}{R} e^{-2\alpha}, \quad R \leq 1 \Rightarrow$$

$$\left(\frac{1}{1-\rho} - \frac{1}{1-r} \right) = \frac{R^2 - 1}{2R \cos\alpha - (R^2 + 1)}.$$

Tenemos que

$$\left(\frac{\Delta P}{P} \right) = \left(\frac{\Gamma_v}{\Gamma} \right) \left[\frac{R^2 - 1}{2R \cos\alpha - (R^2 + 1)} \right]$$

El factor que multiplica a la relación G/G es positiva, por eso cuando la dirección de los vórtices y del perfil coinciden, la fuerza de sustentación aumenta, de lo contrario ella disminuye. Observándose, que la máxima variación en la fuerza de sustentación ocurre cuando el vórtice sale del alabe. Esta variación en la fuerza de sustentación da surgimiento a un fenómeno similar al de trepidación del borde de fuga, o sea, un tipo de vibración autoexcitada.

Vibraciones Flexo-Torcionales de los Alabes del Rotor

También aparecen de la combinación de las vibraciones flexional y torcional del alabe, las cuales surgen a una determinada velocidad de flujo sobre el perfil del alabe.

Las fuerzas aerodinámicas aplicadas en los alabes cambian siempre que son afectadas por las deformaciones adicionales. La primera amortigua las deformaciones del alabe y la ultima tiende a aumentarlas. La investigación de Grossman (1938) y otros demostró que, durante la vibración acoplada las fuerzas de amortiguamiento aumentan en proporción al cuadrado de la velocidad (Fig.7). Existiendo una velocidad crítica v_{cr} de equilibrio entre las fuerzas de amortiguamiento y de perturbación.

Pero, para una velocidad $U > U_c$, el menor alejamiento del alabe de las condiciones de equilibrio conduce a un aumento en la amplitud de vibración y al surgimiento de vibración acoplada. El perfil tiene tres puntos característicos (Fig.7): foco, centro de rigidez, y centro de gravedad.

Si el centro de rigidez de un perfil coincide con su centro de gravedad el alabe puede ejecutar vibraciones flexionales y torcionales desacopladas. Considerando el alabe bajo vibraciones flexionales puras, y si ella esta inclinada hacia abajo dentro del flujo con una velocidad relativa z' el ángulo de ataque decrecerá en $\Delta\phi$, consecuentemente la fuerza de sustentación será reducida. Pero, cuando el alabe este inclinado hacia arriba el ángulo de ataque crecerá y la fuerza de sustentación crecerá también. En estos casos, la variación en la fuerza de sustentación esta en una dirección contraria a la variación de la velocidad de flujo que actúa sobre el alabe. Similarmente, sucede si el alabe comienza a ejecutar vibración torcional. En este sentido, las vibraciones torcional y flexional de los álabes serán siempre amortiguadas. Cuando el centro de rigidez no coincide con el centro de gravedad, un tipo de vibración puede inducir al otro. Aunque los dos tipos de vibraciones flexional y torcional sean amortiguados, la combinación de ellas, pueden no ser amortiguadas debido a la diferencia de fase.

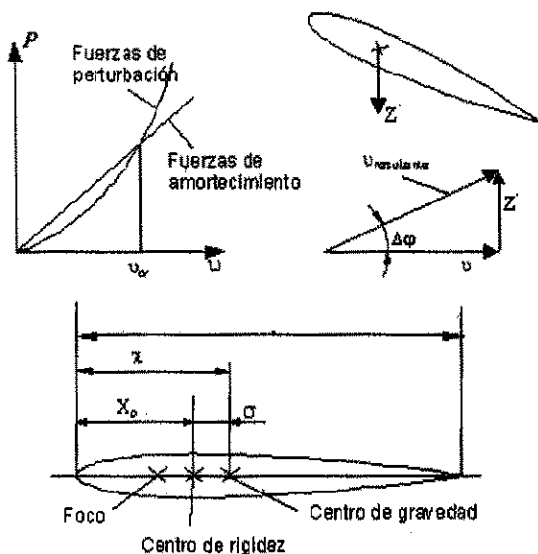


Fig.7: Vibración acoplada del perfil (álabe)

La investigación de Grossman (1938) sobre la vibración acoplada del álabe demostró que:

- 1.- La vibración acoplada es posible apenas cuando existe un intervalo de fase entre las vibraciones torcional y flexional.
- 2.- La frecuencia de la oscilación esta próxima a la frecuencia natural de las vibraciones torcionales:

$$f_{fl}^2 = f_{tor}^2 (1 + \vartheta)$$

donde

$$\vartheta = \frac{x_p - 0,5}{x^2 + (\sigma + x_p - 0,5)^2} \left\{ \left[\left(\frac{P_{fl}}{P_{tor}} \right)^2 - 1 \right] (x_p - 0,5) - 2\sigma \right\}$$

- 3.- El tipo de vibración que ocurre en la oscilación esta mas próxima a las vibraciones torcionales y flexionales acopladas.
- 4.- La oscilación de los álabes es sustentada por la energía del flujo al rededor de ellas.

Vemos que las vibraciones del tipo acopladas aparecen cuando la velocidad de flujo alcanza un valor particular $U > U_c$. La velocidad crítica puede ser aproximadamente determinada por la formula de Kussner (1935) $U_c = f_n / 2\pi$ para el perfil de turbinas hidráulicas se determino que $f_n = 1,02$ a $1,15 f_{tor}$, y el coeficiente propuesto por Kussner (1935) varia de 0,7 a 1,14.

Para las condiciones de velocidad de disparo las vibraciones severas del rotor podrían ser debido a las vibraciones del tipo acopladas que aparecen en los alabes. Cálculos de oscilación del alabe demuestran que para aumentar la velocidad critica es necesario localizar el centro de flexión lejos del borde de ataque y más próximo al centro de gravedad del perfil del alabe. La oscilación no aparecerá si el centro de gravedad es localizado al frente del foco independiente de la ubicación del centro de flexión.

CONCLUSIONES

En este trabajo se llego a las siguientes conclusiones: Un proyecto inadecuado de la caja espiral induce un flujo asimétrico en el rotor. La presencia del pré distribuidor y distribuidor perturban el flujo aguas arriba del rotor debido a la distribución no uniforme del flujo, formando una estera de vórtice de Karman generada por la separación de la capa limite de las estructuras que conducen el fluido. Estas condiciones dinámicas producen oscilaciones en las fuerzas de sustentación y en las fuerzas de origen hidráulica que actúan en los álabes de turbinas haciéndolas vibrar y muchas veces provocar resonancia. El valor de las frecuencias de las vibraciones pueden variar de 1Hz hasta 300Hz.

NOMENCLATURA

| | |
|-----------|---|
| f | frecuencia de las fuerzas de perturbación |
| z_0 | numero de alabes del sistema distribuidor |
| n | rotación de la turbina |
| k | numero de vórtices emitidos por el alabe |
| Sh | numero de Strouhal |
| V | frecuencia de emisión de vórtices |
| b | espesura del borde de fuga del perfil |
| U | velocidad del flujo |
| U_0 | velocidad del flujo uniforme |
| U_{min} | velocidad del flujo mínimo |
| U_{max} | velocidad del flujo máximo |
| ϕ | ángulo de ataque |
| l | cuerda del perfil del alabe en el radio medio |
| t | paso entre los alabes |

| | |
|-----------------|---|
| Γ_v | circulación del vórtice |
| $\Delta\Gamma$ | variación de la circulación |
| h | altura de la estera de vórtices |
| Γ_p | circulación del perfil |
| α | ángulo de posición del vórtice con el eje X |
| U_∞ | velocidad del flujo libre |
| r | coordenada del vórtice |
| ρ | coordenada del vórtice conjugado. |
| Γ | circulación sin vórtices |
| q | constante real |
| P | fuerza de sustentación |
| ΔP | variación de la fuerza de sustentación |
| U_{cr} | velocidad crítica del flujo |
| $\Delta\varphi$ | variación del ángulo de ataque |
| z | velocidad relativa del alabe |
| f_{fl} | frecuencia de la vibración acoplada |
| f_{tor} | frecuencia de la vibración torsional |
| g | coeficiente |
| X_o | distancia del centro de flexión al borde de ата que del perfil del alabe. |
| X | radio de giro del perfil con respecto al centro de gravedad |
| e | distancia entre los centros de gravedad y de flexión del perfil |
| P | fuerzas que actúan en el alabe |
| P_{fl} | fuerza de la vibración acoplada |
| P_{tor} | fuerza de la vibración torsional |
| K | coeficiente de Kusner |

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

LABCEI

LABCEI

OFRECEMOS:

EQUIPOS PENTIUM III
PROFESORES ESPECIALIZADOS
CLASES 100% PRACTICAS
PRACTICAS ADICIONALES
CERTIFICACIÓN PROGRESIVA

PROGRAMACIÓN VISUAL
VISUAL BASIC 6.0
VISUAL FOXPRO 6.0
POWER DESIGNER
POWER BUILDER

SOFTWARE PARA INGENIERÍA
MATLAB, MS-PROJECT, ETC

DISEÑO PARA INGENIERÍA
AUTOCAD 2000
MECHANICAL DESKTOP

INFORMES E INSCRIPCIONES:

AV. UNIVERSITARIA/N
CIUDAD UNIVERSITARIA
PAB-ING: MECANICA DE FLUIDOS.
TELEFAX: 4518360

DISEÑO GRAFICO
DISEÑO DE
REVISTAS TÉCNICAS
FOLLETOS
CATALOGOS
(ADOBE PAGEMAKER 6.5)
DISEÑO PUBLICITARIO



TELEFAX: 5432243
CEL: 964-0-974 / 8572620
arnoba_graph@peru.com



JOSE JUAREZ CESPEDES
INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS

PROYECTO-SUPERVISION-ASESORAMIENTO

PROYECTOS Y OBRAS HIDRAULICAS: BOCATOMAS
CANALES, SIFONES, AQUEDUCTOS
ESTUDIOS DE SEDIMENTACION Y EROSION FLUVIAL

CENTRALES HIDROELECTRICAS: DESARENADORES
CAMARAS DE CARGA, DISEÑO DE TUBERIAS DE PRESION
APoyo Y ANCLAJE

EQUIPAMIENTO ELECTROMECHANICO: MONTAJE Y
PRUEBAS DE TUBERIAS, VALVULAS Y GENERADORES

PRESUPUESTOS VALORACIONES Y LIQUIDACIONES
DE OBRAS

TELEFONO: 526 - 4561 CELULAR: 919 - 4213