



APLICACION DEL MEF EN EL ANALISIS ESTRUCTURAL DE UNA TURBINA KAPLAN

Anibal Mirasso Carlos Erice

Industrias Metalúrgicas Pescarmona S.A.
Carril Rodriguez Peña 2451
5503 San Francisco del Monte
Godoy Cruz. MENDOZA
TE (061) 316125 - FAX: (061) 316109

RESUMEN

Se presenta la aplicación de MEF en el análisis estructural de los principales componentes de una turbina Kaplan. Se plantean las características geométricas más importantes del cubo y de los álabes de la turbina. Se describen las principales condiciones de carga y los modelos de EF utilizados para el análisis. Se muestran los principales resultados en términos de tensiones, desplazamientos y modos naturales de vibración. Finalmente, se verifican interferencias con los componentes estacionarios del turbogruppo.

ABSTRACT

The structural analysis of the principal components of a Kaplan runner is presented. The most representative aspects of the hub and the blades geometry, and the principal load conditions are described. The finite element models for the global analysis are shown. The major stress distribution for different load conditions, and the natural vibration modes, are discussed. Finally, the displacement field is analyzed with the purpose of checking the gaps with the stationary components of the group.

1. INTRODUCCION

Las actuales condiciones económico-financieras en las que se construyen las centrales de generación de energía hidroeléctrica, obligan a *disminuir los tiempos de puesta en marcha de las mismas*. Es por ello que resulta necesario *diseñar en forma paralela* los distintos componentes del turbogruppo, *disminuir los tiempos de decisión y aumentar la confiabilidad de los análisis estructurales*.

Durante el análisis estructural, es fundamental la optimización del peso del turbogruppo, sin afectar la seguridad estructural ni el normal funcionamiento del mismo. El cubo y los álabes son las partes que más inciden en el peso de una turbina Kaplan. Es por ello, que en el caso del cubo, se busca disminuir los espesores, manteniendo el perfil hidráulico fijo y permitiendo el buen movimiento de los mecanismos internos. En el caso de los álabes, se trata de ajustar los espesores del disco de unión a aquellos valores que minimicen el peso sin que se eleven demasiado los valores de tensión. Es necesario además, efectuar un análisis de los detalles de transiciones geométricas para disminuir, no sólo los tiempos de mecanizado, sino también los potenciales puntos de concentración de tensiones.

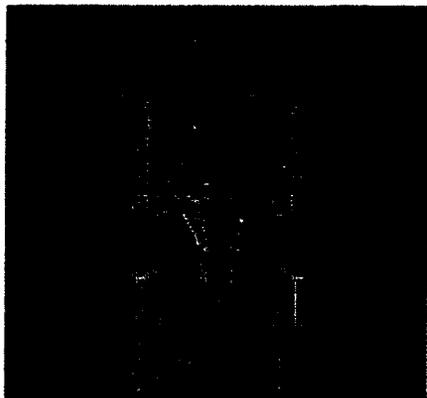
La aplicación de técnicas numéricas, tal como el método de los elementos finitos, es cada vez de mayor utilidad, tanto en la etapa de ingeniería básica como durante la ingeniería de detalle. La principal ventaja de las mismas es la posibilidad de analizar rápidamente diferentes alternativas de diseño logrando así una optimización del producto final. Durante la ingeniería básica, modelos aproximados de elementos finitos permiten definir la compra de los materiales necesarios para la posterior fabricación de la turbina. En el proceso de ingeniería de detalle, se verifican los niveles de tensiones y deformaciones para los distintos estados de carga con modelos de elementos finitos más precisos.

Se presentan a continuación algunos aspectos salientes de la aplicación del MEF en el análisis estructural de los principales componentes de la turbina Kaplan de la Central Hidroeléctrica Pichi Picún Leufú. Se describen las características salientes del problema y algunos de los modelos de elementos finitos desarrollados. Se muestran los resultados en términos de tensiones, desplazamientos y frecuencias naturales de vibración.

2. PRINCIPALES CARACTERISTICAS DE LA TURBINA KAPLAN

2.1. Características Geométricas

La Central Hidroeléctrica Pichi Picún Leufú se encuentra situada sobre el río Limay en la Provincia de Neuquén, Argentina. Está emplazada 132 Km aguas arriba de la central El Chocón, y aguas abajo de la central Piedra del Aguila, en la cuenca media del río Limay. Se trata de tres turbinas KAPLAN de 100 MW de potencia máxima cada una, y de 7800 mm de diámetro. En la Figura 1 se presenta un corte longitudinal del turbogruppo.



Las turbinas Kaplan están constituidas por un cubo central al cual se fijan los cinco álabes o palas. La característica saliente de este tipo de turbina es que sus palas son de orientación variable según las condiciones de operación. Todos los elementos del mecanismo de orientación de las palas se alojan en el interior del cubo.

El cubo del rodete es una pieza geoméricamente compuesta. Básicamente es una esfera hueca de 3432 mm de diámetro, cortada por distintos planos. El plano superior, en contacto con la brida del eje, constituye una placa circular de 470 mm de espesor. Normal a esta placa, y hacia el interior de la esfera, sale un cilindro de pared gruesa, en el cual están los bujes internos del eje de cada álabe. Los bujes externos se realizan en la pared esférica. El espesor medio de las partes esféricas es de

279 mm. En la parte inferior, el cubo pasa a ser aproximadamente cónico y materializa un anillo inferior. La sección transversal del anillo inferior varía a los efectos de dar la mayor rigidez posible, permitiendo un buen desplazamiento del mecanismo de movimiento de los álabes.

Cada álabe está formado por una superficie de aproximadamente 3000 mm en el sentido circunferencial, de 2184 mm radiales; y de un disco que lo vincula al mecanismo de movimiento. El disco, ubicado perpendicularmente al eje de giro, es plano en la superficie interior y en el exterior sigue la superficie esférica del flujo hidráulico. La superficie del álabe tiene una marcada variación de los espesores entre el borde de ataque y el de fuga. Asimismo existe una fuerte variación de los espesores en el sentido radial. Estas características constituyen una geometría compleja a los efectos de su análisis estructural.

2.2. Soluciones

Durante la operación de la máquina los estados de carga sobre la misma son múltiples, pero es posible destacar tres situaciones características: operación en condición de máxima potencia, rechazo de carga y condición extrema de embalamiento. Las dos primeras pueden ser consideradas como condiciones normales de operación y la última es una condición extraordinaria. Los coeficientes de seguridad en cada caso son distintos.

Las condiciones de potencia máxima se dan para una altura de embalse de 24 metros, un caudal de 450 m³/seg y una velocidad de giro de 83.3 rpm. En condiciones de embalamiento la velocidad de giro alcanza las 233 rpm. En condición de máxima potencia el empuje hidráulico en dirección vertical que actúa en cada álabe es de 185 tn. En condición de embalamiento la fuerza centrífuga que resulta en cada álabe es de 1550 tn.

3. MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS

Las características geométricas del cubo y de los álabes son tales que no es posible aplicar alguna teoría simplificada (placa o cáscara) para su análisis estructural final, sin incurrir en aproximaciones groseras. Para realizar un análisis adecuado, dichos componentes deben tratarse como sólidos tridimensionales.

Para el estudio del comportamiento estructural vía elementos finitos, se realizaron distintos modelos con elementos tipo TETRA y HEXA de MSC/NASTRAN. Se analizó cada componente en forma independiente, simulando la interacción entre el cubo y la brida del eje, y entre el álabe y el cubo, con condiciones de borde conservativas para cada caso. Las fuerzas de interacción entre el álabe y el cubo se asumieron como presiones uniformes en el espesor de la pared del cubo, y de variación lineal hacia ambos lados de la resultante hasta 30 grados. La distribución de presiones sobre los álabes fue determinada para cada condición de operación por el diseño hidráulico.

4. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

4.1. Tensiones

Se realizó un análisis de sensibilidad de la distribución de tensiones ante los distintos cambios geométricos. Se determinaron además, las zonas de mayor gradiente de tensiones y se ajustó el tipo de discretización a los efectos de seguir adecuadamente dichos gradientes. Se presentan a continuación los principales resultados.

La condición dominante en tensiones para el cubo es la condición de embalamiento. En la Figura 2 se presenta la distribución de tensiones de Von Mises (kg/mm^2) en dicho estado. Se puede observar cómo se produce una rotación del anillo inferior del cubo. Como consecuencia de ello se estiran las fibras del paralelo superior del anillo y aumentan localmente las tensiones. La parte entre bujes externos se flexiona hacia afuera y presenta un nivel de tensiones similar a las máximas tensiones que se desarrollan en condición de máxima potencia. Los valores de tensión son admisibles según los coeficientes de seguridad adoptados.

La condición crítica para los álabes, desde el punto de vista de las tensiones, es la condición nominal de máxima potencia. En la Figura 3 se presenta la distribución de tensiones de von Mises (Mpa) en dicha condición. Se puede observar que en general los valores son bajos, salvo en la unión entre álabe y disco en la cercanía del borde de fuga. En esa zona, el gradiente de tensiones es muy importante y está atenuado por el radio de acuerdo entre álabe y disco. La presencia de la ranura cilíndrica limita el pico de tensiones a la zona donde está el radio de acuerdo.

4.2. Desplazamientos

La condición crítica en términos de desplazamientos es la condición de embalamiento. En esta condición la velocidad de giro alcanza los 233 rpm. Es fundamental controlar la geometría final del álabe a los efectos de chequear las posibles interferencias con las piezas fijas.

En la Figura 4 se muestran los desplazamientos radiales (izquierda) y los verticales (derecha) en condición de embalamiento. Se observa que los máximos desplazamientos radiales se presentan en la zona del paralelo medio del cubo y son del orden de 0.9 mm. El interior del anillo inferior se levanta más que el exterior, lo que indica la rotación hacia afuera. La flexión general del cubo produce un leve acortamiento en la altura.

En la Figura 5 se ilustra la distribución del módulo del vector desplazamiento en cada punto para la condición de embalamiento. En la zona más flexible del álabe, es decir hacia el borde de fuga, la principal componente de desplazamiento es la vertical producida por el empuje hidráulico.



Figura 2: Cubo del Rodete: Tensiones de Von Mises en Condición de Embalamiento

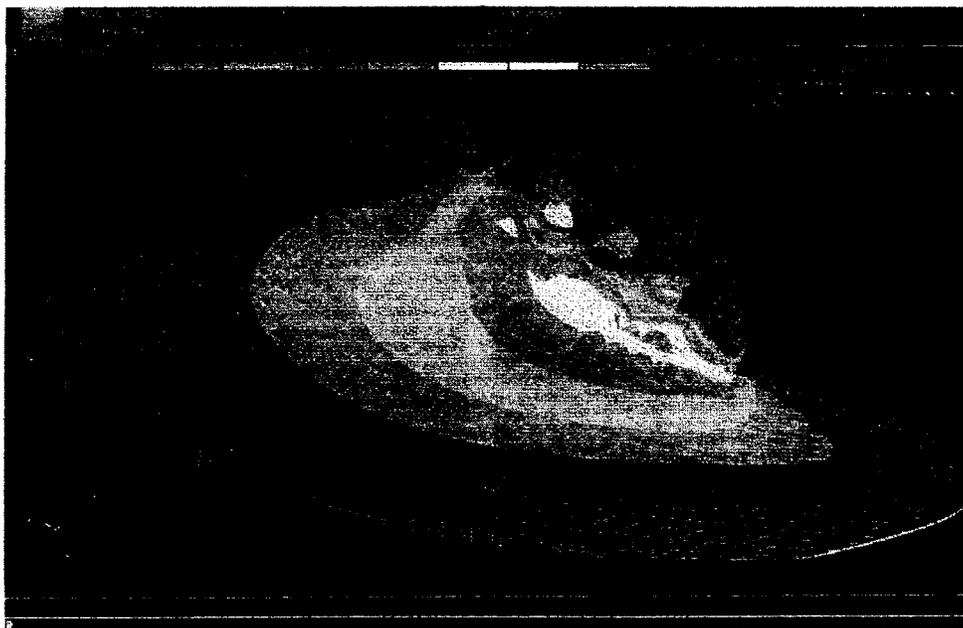


Figura 3: Pala del Rodete. Tensiones de Von Mises en Condición de Máxima Potencia

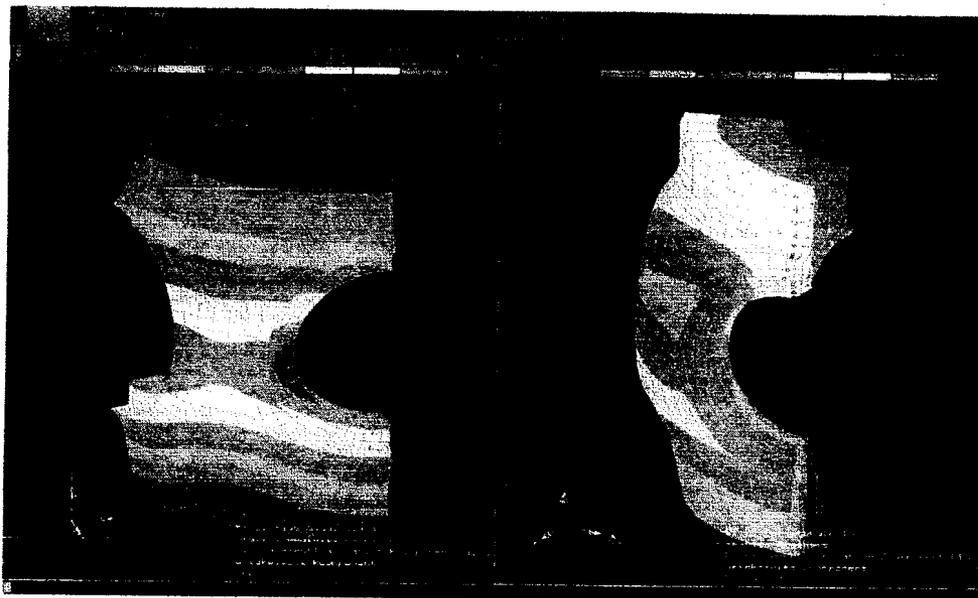


Figura 4: Cubo del Rodete. Desplazamientos en Embalamiento.
Desplazamiento Radial Desplazamiento Vertical

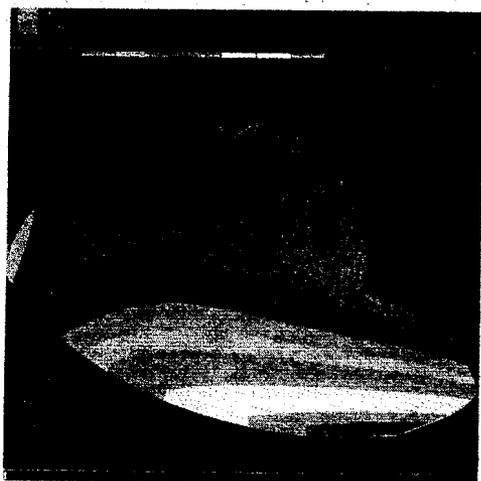


Figura 5: Pala del Rodete
Desplazamientos en Embalamiento

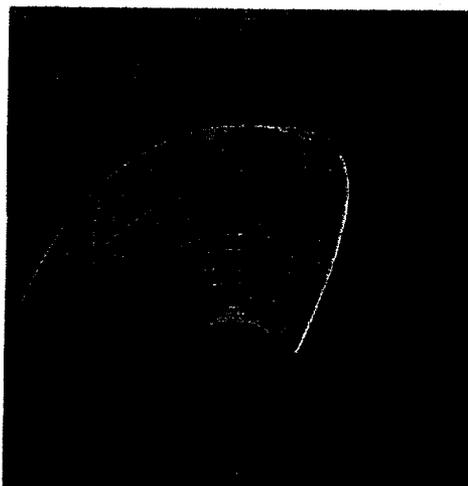


Figura 6: Huelgo final en Embalamiento

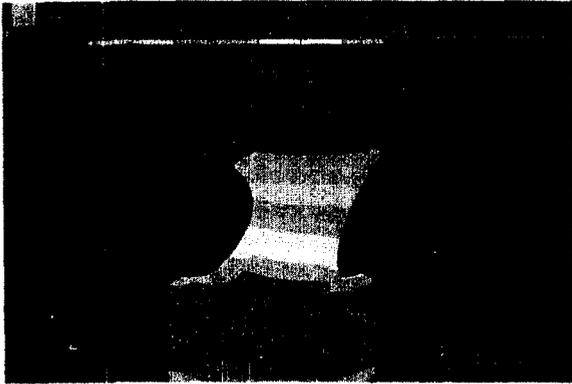
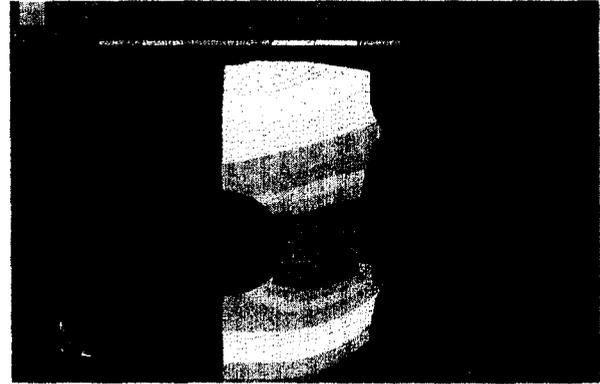


Figura 7: Cubo del Rodete. Primer Modo Natural de Vibración



Segundo Modo Natural de Vibración

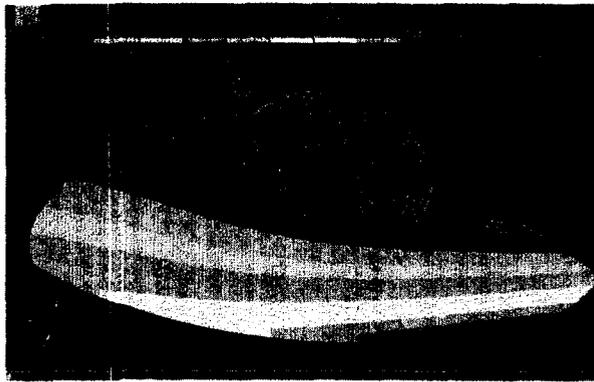
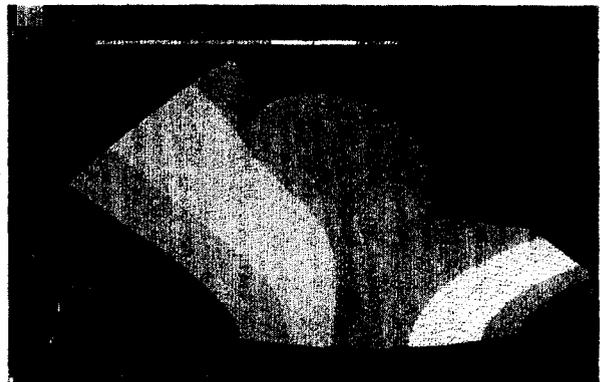


Figura 8: Pala del Rodete. Primer Modo Natural de Vibración



Segundo Modo Natural de Vibración

4.3. Control de Interferencia

Es fundamental controlar que los desplazamientos del borde del álabe no interfieran con el anillo de descarga. El huelgo de diseño debe ser el mínimo posible para no afectar sensiblemente el rendimiento de la turbina. Este anillo de descarga es en parte esférico y en parte cilíndrico. Su perfil está impuesto por el diseño hidráulico. La posición final del borde del álabe es la suma de los desplazamientos propios, los desplazamientos del cubo del rodete, los desplazamientos producidos por el giro como cuerpo rígido del álabe debido a tolerancias de fabricación y montaje, y la pérdida de verticalidad del turbogruppo. En la Figura 6 se muestran los huelgos finales entre la posición final del álabe y el anillo de descarga. Se observa que el menor huelgo es de 1.8 mm considerado adecuado para la condición extrema de análisis realizado.

4.4. Frecuencias Naturales de Vibración

En el borde de fuga del álabe del rodete Kaplan existe emisión de vórtices de von Karman, fenómeno característico de sólidos inmersos en un fluido en movimiento. Estos desprendimientos y la onda que genera el choque de los álabes girando sobre el agua circundante son, entre otras, las fuentes de variaciones de presión. Dichas variaciones de presión son de naturaleza dinámica y tienen asociadas frecuencias que las caracterizan.

A los efectos de evitar que la seguridad de los componentes esté comprometida por vibraciones excesivas durante la operación de la máquina, es necesario considerar estos efectos dinámicos en el análisis estructural del equipo. El primer paso a realizar es la comparación de las frecuencias naturales de vibración con las frecuencias excitatrices. Así se puede evaluar la posible amplificación de las vibraciones por el fenómeno de resonancia.

En la Figura 7 se muestra el primer modo de vibración del cubo del rodete. Se trata de un modo torsional de la parte inferior del mismo, cuya frecuencia natural asociada es de 139.3 Hz. En la Figura 11 se presenta el segundo modo de vibración, correspondiente a una frecuencia natural de 159.6 Hz. Se trata de un modo de flexión similar a la deformada que se produce en la condición de embalamiento.

En la Figura 8 se ilustra el primer modo de vibración del álabe. Se trata de un modo flexional de la parte más flexible del álabe correspondiente a una frecuencia natural de 49.9 Hz. En la Figura 13 se muestra el segundo modo de vibración del álabe. La frecuencia natural asociada es de 78.8 Hz. Se trata de un modo de tipo torsional respecto del eje de giro del álabe.

Todas estas frecuencias naturales se encuentran razonablemente distanciadas de los valores de frecuencias excitatrices y no comprometen al normal funcionamiento del equipo.

5. CONCLUSIONES

Se ha presentado brevemente la aplicación del método de los elementos finitos en el análisis estructural de los principales componentes de una turbina Kaplan. Se mostraron las distribuciones de tensión obtenidas a partir de los modelos de elementos finitos sólidos desarrollados en MSC/NASTRAN, del cubo y de los álabes, para las condiciones críticas de diseño. El control de interferencia de los desplazamientos del borde del álabe con las partes fijas del turbogruppo, realizado en la condición extrema de embalamiento, fue satisfactorio. El análisis dinámico condujo a que las frecuencias naturales de vibración, tanto del cubo como de los álabes del rodete, se encuentran alejadas de los valores de frecuencias excitatrices, no comprometiéndolo el normal funcionamiento del equipo.