

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN DE DEFECTOS EN LOS ENCASTRES AXIALES DE ÁLABES DE TURBINAS DE VAPOR.

M. Álvaro, C. Cueto-Felgueroso
 Integridad de Componentes
 Tecnatom, S.A.
 Avda. Montes de Oca, nº 1.
 San Sebastián de los Reyes, 28709 Madrid.

Resumen. Como parte de un proyecto para el diseño y posterior desarrollo de un equipo de inspección por ultrasonidos para los encastres axiales de los álabes de las turbinas de vapor, se ha realizado una evaluación por mecánica de fractura con objeto de establecer un criterio de aceptación de defectos para la zona en cuestión, y en consiguiente conocer el grado de sensibilidad que necesitaba el equipo. El estudio se ha enmarcado dentro de la mecánica de fractura elástica lineal utilizando un código de cálculo, para la geometría de grieta escogida. Las tensiones necesarias para la evaluación se han obtenido de un cálculo general por elementos finitos, de la turbina y de un submodelo del encastre, según las condiciones de operación. El tamaño crítico que se obtuvo resultó ser de 5 mm lo cual obligó a mejorar la sensibilidad del equipo de inspección desarrollado.

Abstract. As a part of an R&D project to design and develop new ultrasonic inspection equipment for inspection of the axial entry roots of a steam turbine, a fracture mechanics evaluation has been performed in order to determine allowable defect criteria and so to determine the equipment needed accuracy. Within the elastic linear fracture mechanics framework a critical flaw size has been calculated, by means of specific software for the flaw geometry studied. The stress distribution in the root during the turbine normal operation has been calculated using a finite element code – coarse model of the turbine plus a finer model of the root. The critical flaw size obtained was about 5 mm so the inspection equipment accuracy had to be revised and improved.

1. INTRODUCCION

Uno de los elementos más críticos, desde el punto de vista de la disponibilidad de las centrales de generación eléctrica es el turbogruppo. Con objeto de garantizar su integridad, periódicamente se realizan inspecciones con distintas técnicas de ensayos no destructivos (END) tanto del eje de las turbinas como de los discos, álabes y demás accesorios. Son especialmente críticas las zonas de los encastres entre el rotor y los álabes (turbinas de alta y media presión) y entre los discos y los álabes (turbinas de baja presión), por la dificultad para detectar y dimensionar los defectos presentes junto con el coste asociado a una posible reparación o sustitución.

Por medio de un estudio de mecánica de fractura elástica lineal, se ha estimado el tamaño crítico de una grieta situada en un encastre axial de los álabes de una turbina de vapor de media presión de una central térmica española. La naturaleza y localización de la grieta se ha postulado según la información recopilada en la bibliografía. Para el cálculo de los tamaños críticos se han tenido en cuenta las tensiones tanto de origen térmico, generadas durante el arranque en frío de la

turbina, como de origen mecánico, generadas por las fuerzas centrífugas y las fuerzas de contacto y apriete entre los álabes y el rotor.

Las tensiones se han obtenido por medio del método de los elementos finitos, utilizando dos códigos de cálculo de forma complementaria. El programa ANSYS, para el modelo 2D general de la turbina y los submodelos de las etapas a estudiar y el programa BLADE, específico para el cálculo de tensiones en álabes, para el modelo 3D del álabe y el rotor y el submodelo 2D de la zona del encastre.

Teniendo en cuenta la información recopilada de la bibliografía, se han estudiado dos disposiciones de grieta, y considerando en cada caso, la tensión que puede provocar la rotura en modo I de las mismas, se ha estimado un valor para el factor de intensidad de tensiones K_I , utilizando el código de cálculo NASCRAC.

El criterio de aceptación de defectos para los encastres se ha determinado basándose en estimaciones

conservadoras del estado tensional en los mismos y de la tenacidad a la fractura del material en la zona

De esta manera y paralelamente al desarrollo del equipo de inspección, se acotó la profundidad de defecto que era necesario detectar. El diseño del equipo tubo que ser modificado para que fuese capaz de dimensionar en profundidad, defectos de menos de 5 milímetros.

2. CÁLCULO TENSIONAL

Los criterios de aceptación de defectos que se han determinado para los encastres axiales de los álabes de la primera etapa de una turbina de vapor de media presión de una central térmica española, se han obtenido basándose en una evaluación por mecánica de fractura elástica lineal.

Para ello es necesario, en primer lugar, conocer en detalle la distribución de tensiones presente en la zona objeto de estudio durante la operación normal de la turbina. Las tensiones, tanto de origen térmico como de origen mecánico se han calculado por medio del método de los elementos finitos, empleando dos códigos distintos el ANSYS [1] y el BLADE [2], respectivamente.

Con objeto de mantener el estudio dentro de un margen conservador, se han escogido para el cálculo del estado tensional, las situaciones más severas que puede sufrir la turbina, de forma que las tensiones que se obtuviesen fuesen las máximas posibles. De esta forma, para el cálculo de las tensiones originadas por los gradientes térmicos, se han escogido las condiciones correspondientes a un arranque en frío de la turbina

En este transitorio el vapor va entrando en la turbina cuando ésta aún se encuentra a una temperatura cercana a la temperatura ambiente, con el choque térmico que esto supone. La evolución de la presión y la temperatura en el tiempo, durante este transitorio se ha obtenido de las curvas de arranque de la turbina facilitadas por la central térmica. En estas curvas también se detalla la evolución temporal de la carga o potencia generada por la turbina, y de la velocidad de rotación de la misma

Estudiando estas curvas, se escogen los instantes más representativos para el cálculo, definiendo éstos como los instantes donde se produce un aumento de carga y/o un salto en la velocidad de rotación, ya que normalmente la evolución tanto de la presión (p) como de la temperatura (T) del vapor suele ser de forma lineal y uniforme, hasta alcanzar los valores del estado estacionario. Con estos datos conocemos las condiciones del vapor (p y T) a la entrada de la turbina de alta presión para cada instante seleccionado del arranque, pero es necesario disponer de esos datos para cada una de las etapas dentro de la misma, de forma que

se pueda simular numéricamente la expansión y enfriamiento del vapor a lo largo de todo el cuerpo de alta y media presión de ésta.

A partir de los balances térmicos a diferentes cargas, que también son facilitados por la central, se conocen los valores de la presión y la entalpía a la salida de la turbina de media presión, de manera que se pueden dibujar sobre un diagrama de Mollier, las expansiones del vapor en las distintas etapas de la turbina. Tras este estudio se conocen las condiciones del vapor para cada etapa de la turbina, y para cada instante seleccionado del arranque en frío.

Para simular la transferencia de calor entre el vapor y el metal de la turbina se introducen unos coeficientes de película h , que se calculan por medio del código FILMFAC [3], específico para obtener coeficientes de película en turbinas, teniendo en cuenta la geometría, las propiedades físicas del metal, las condiciones de operación, el tipo de mecanismo físico que gobierne la transferencia, convección, conducción, etc... Este programa permite el cálculo de los coeficientes h para cuatro situaciones diferentes:

- Cilindro rotatorio sin flujo de vapor.
- Cilindro rotatorio con flujo de vapor.
- Zona de los encastres. Contacto metal-metal.
- Juntas de laberintos y sellos.

En la figura 1 se muestra el modelo general de la turbina de alta y media presión realizado con el código ANSYS.

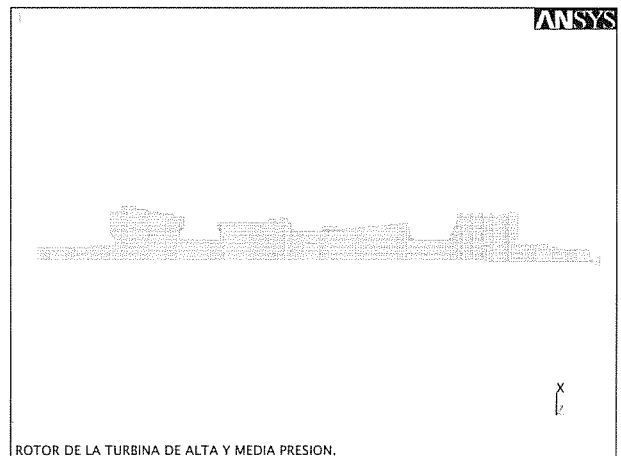


Fig.1. Modelo general de la turbina de AP/MP:

El modelo se ha elaborado en 2D aprovechando la simetría axial de la turbina, por medio de elementos axisimétricos de 8 nodos con la temperatura como único grado de libertad. Tras un primer cálculo se han obtenido las distribuciones de temperaturas en el metal

de la turbina para los distintos instantes del arranque en frío considerados. Un posterior cálculo, transformando los elementos térmicos a elementos estructurales, nos permite conocer la distribución de tensiones en la turbina originadas por los gradientes térmicos entre las distintas zonas.

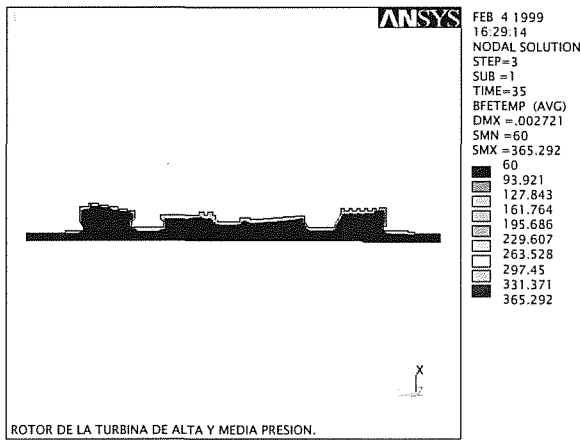


Fig.2. Temperaturas a los 35 s del arranque en frío.

En las figuras 2 y 3 se muestran las distribuciones de la temperatura y de la tensión para el instante del arranque en el que se produce el máximo absoluto en la turbina, indicándose la tensión en pascales (Pa) y la temperatura en grados centígrados

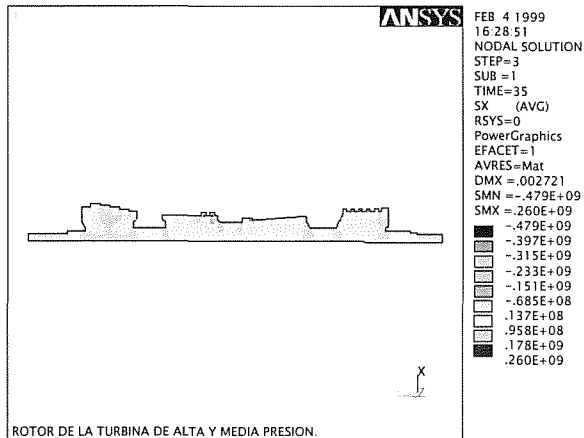


Fig.3. Tensión radial de origen térmico.

La tensión representada es en dirección x o tensión radial, que es la que tendería a abrir en modo I de fractura las grietas de orientación tangencial que, según la bibliografía consultada, suelen aparecer en los encastres axiales.

A partir del modelo general de la turbina se elaboró el submodelo de las dos primeras etapas del cuerpo de media presión (etapas 10 y 11R), que se muestra en la figura 4.

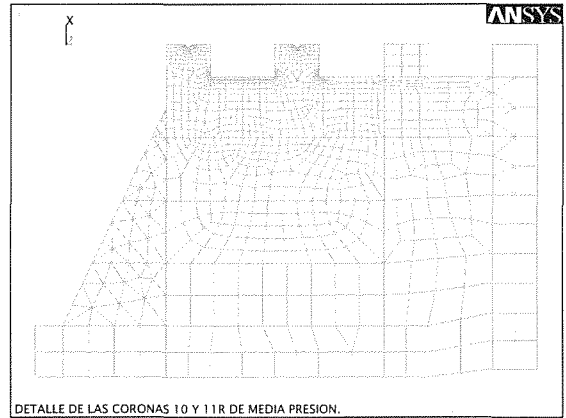


Fig.4. Submodelo de las coronas 10 y 11R.

El cálculo de las tensiones térmicas con el submodelo, se ha realizado imponiendo como condiciones de contorno para los nodos frontera, los resultados de los desplazamientos obtenidos para los nodos análogos en el modelo general. En las figuras 5 y 6 se muestran las distribuciones de temperatura y tensión radial para el instante del arranque correspondiente al máximo en la zona del encastre.

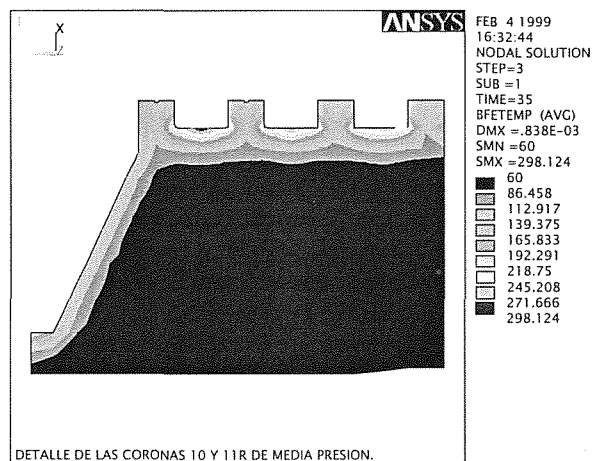


Fig.5. Temperaturas a los 35 s del arranque en frío.

Después de estos cálculos se conocen las tensiones de origen térmico, presentes en la turbina de AP/MP durante el transitorio más severo, desde el punto de vista tensional.

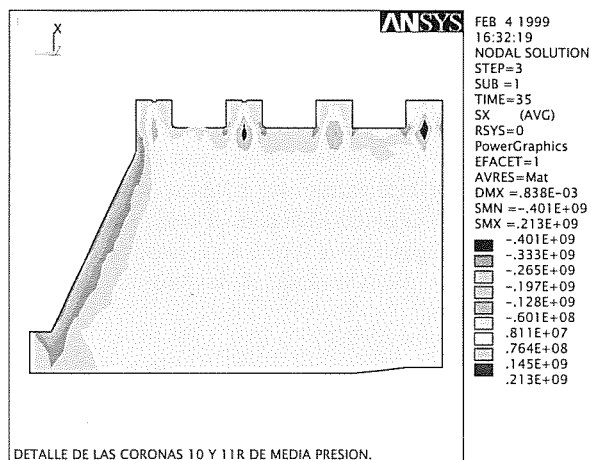


Fig.6. Tensión radial de origen térmico.

El siguiente paso en el estudio ha sido la determinación de las tensiones de origen mecánico presentes en la turbina. Estas tensiones son las provocadas por la acción combinada de la fuerza centrífuga, la fuerza de flexión del vapor en los álabes, y las fuerzas de contacto y rozamiento entre la raíz del álabe y el encastre. Para determinar estas tensiones se ha empleado el código de elementos finitos BLADE, específico para el estudio de álabes, por medio del cual se ha realizado el modelo en 3D de un álabe con una sección del rotor.

El programa BLADE dispone de un módulo específico para el cálculo de las fuerzas debidas al empuje del vapor en los álabes, en régimen estacionario. Utilizando esas fuerzas como dato de entrada junto con la velocidad de rotación de la turbina, el programa obtiene las tensiones de origen mecánico para el modelo en 3D. Con intención de suponer siempre las condiciones de operación más adversas, este cálculo con el BLADE se ha realizado bajo la hipótesis de actuación de la sobrevelocidad de la turbina, es decir se considera una velocidad de rotación un 20% superior a la del régimen estacionario, que en este caso es de 3000 r.p.m.

En la figura 7 se muestra la distribución de la tensión radial obtenida, del cálculo en 3D, para algunos de los elementos correspondientes al encastre, que es la zona objeto de estudio. Como se puede observar, el máximo de la tensión radial alcanza en el encastre el valor de 25.631 psi (177 MPa).

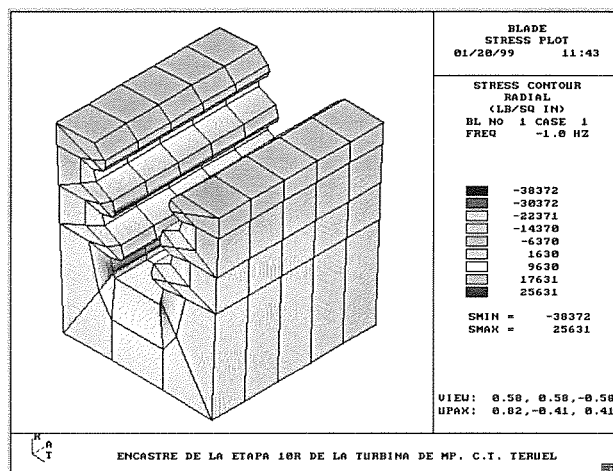


Fig.7. Tensión radial de origen mecánico en el encastre.

Este primer cálculo que realiza el BLADE, no tiene en cuenta las fuerzas debidas al contacto y la fricción entre la raíz del álabe y el encastre del rotor. Para poder determinar las tensiones que se originan por esta interacción es necesario elaborar un submodelo de la zona en cuestión e introducir elementos de contacto que simulen dicho fenómeno. El BLADE permite la transición directa desde el modelo en 3D a un modelo mucho más refinado en 2D de la zona del encastre y la raíz. En la figura 8 se muestra el submodelo generado automáticamente por el programa para el estudio de las tensiones en el encastre.

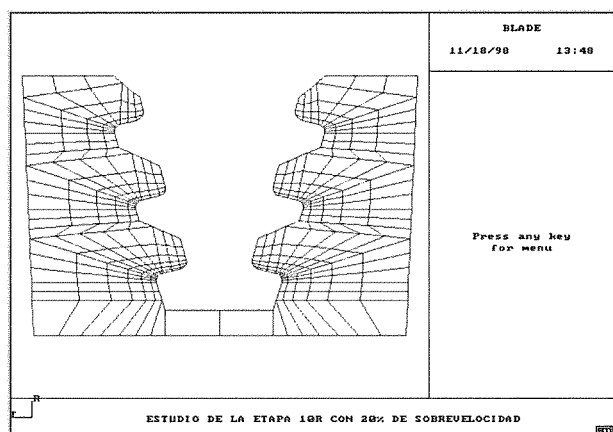


Fig.8. Submodelo del encastre.

Considerando las mismas condiciones de operación que con el modelo 3D, se obtienen las tensiones en el encastre incluyendo las fuerzas de contacto. En la figura 9 se muestra la tensión radial obtenida para la zona del encastre del rotor, siendo el valor máximo de 92.729

psi, notablemente superior a la obtenida anteriormente para la misma zona de 25.631 psi.

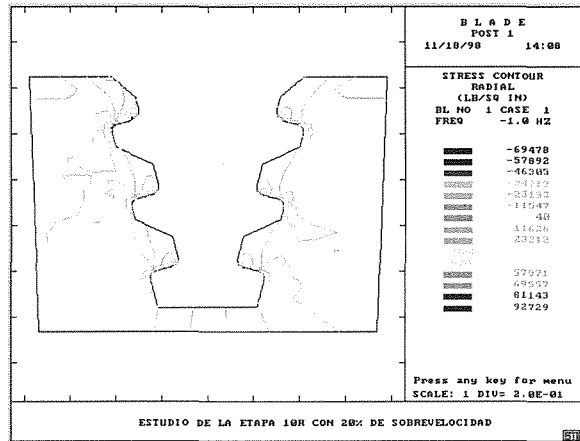


Fig.9. Tensión radial de origen mecánico en el encastre.

Como se puede apreciar en la figura 9, la tensión radial presenta un máximo muy localizado en el primer diente del encastre, disminuyendo considerablemente a medida que se penetra en el material en dirección tangencial. Esto quiere decir que una grieta que se originase en ese diente y tendiese a crecer en el encastre, cada vez se vería sometida a una tensión radial menor, de forma que la velocidad de propagación que guiase su evolución también se iría ralentizando.

Una vez conocidas las tensiones, tanto de origen térmico como mecánico, presentes en el encastre bajo las condiciones de operación más severas que pueden darse en la turbina, es necesario combinarlas con el objeto de conocer el valor de la tensión total presente en la zona. Para ello se determina la coordenada radial del nodo, en el primer diente del encastre, que presenta la tensión máxima de 92729 psi (639 MPa), y se busca a lo largo de todos los instantes del arranque en frío estudiados, el máximo de la tensión radial térmica para la misma localización radial.

Los dos submodelos elaborados con el ANSYS y con el BLADE corresponden a dos secciones perpendiculares de la turbina, como se puede apreciar al observar las figuras 4 y 8, la primera está definida en un plano radial-axial, y la segunda en un plano radial-tangencial, de forma que al menos, nodo a nodo la tensión en dirección radial obtenida de un cálculo se puede sumar a su equivalente del otro. Con el fin de mantener un margen conservador, se escoge el máximo absoluto de la tensión radial para todos los instantes estudiados en el arranque en frío, aunque el cálculo de la tensión mecánica se haya realizado exclusivamente para el régimen estacionario (bajo condiciones de sobrevelocidad).

De la distribución de la tensión radial en el encastre que resulta del cálculo con el BLADE, se escoge un camino en dirección tangencial, con origen en el nodo que presenta el máximo, para obtener la tensión que estaría actuando sobre una posible grieta que se originase en el interior del primer diente del encastre y se estuviera propagando a lo largo de la distancia entre encastes. El efecto de la tensión radial térmica se incluye como un valor constante que se añade a la tensión radial de origen mecánico.

Como era de esperar, la principal contribución a la tensión total corresponde a la tensión de origen mecánico, siendo el porcentaje debido a la tensión térmica de un 3% del total.

3.EVALUACIÓN POR MECÁNICA DE FRACTURA.

La evaluación se ha realizado dentro del margen de la mecánica de fractura elástica lineal, de forma que se centró en el cálculo del factor de intensidad de tensiones o K_I considerando la tensión total presente en el vértice de grieta, sin tener en cuenta el factor de interacción de cargas entre los distintos dientes del encastre.

En un estudio menos conservador y más depurado se debería tener en cuenta el hecho de que una vez que aparece una grieta en el punto de máxima tensión del primer diente, la tensión disminuye notablemente trasladándose parte de los esfuerzos a los siguientes dientes, y ralentizándose, en consecuencia, el crecimiento de la indicación. El punto de máxima tensión se traslada por lo tanto, a otro diente distinto, en el que a su vez, cuando se generase una grieta se liberaría la tensión y el esfuerzo se trasladaría a los dientes restantes. De forma que existe una interacción entre todos los dientes del encastre, con una emigración de cargas de uno a otro.

Se estudiaron distintas expresiones para el cálculo del K_I y finalmente, teniendo en cuenta la complejidad de la zona de estudio, se decidió suponer, de forma conservadora, que la grieta tangencial abarcaba todo el espesor del encastre (40 mm), es decir una grieta de borde. El código de cálculo que se ha utilizado para la determinación del factor de intensidad de tensiones ha sido el NASCRAC [3], que para el caso de grieta de borde permite la opción de introducir una tabla de la tensión en función de la distancia tangencial. Al considerar una grieta de borde, los únicos parámetros de la geometría que hay que especificar son su profundidad a y la distancia tangencial hasta el siguiente encastre, W .

De forma conservadora se toma W como la mitad de la anchura hasta el siguiente encastre, de forma que se

tiene en cuenta la posibilidad de que exista otra grieta en el diente simétrico del mismo encastre y de que puedan llegar a unirse, provocando la rotura completa del primer diente del encastre y por lo tanto la existencia de una parte suelta dentro de la turbina durante operación, con el consiguiente riesgo potencial para su integridad.

A continuación se incluye la expresión que utiliza el NASCRAC para determinar el factor K_I

$$K_I = \sigma (\pi a)^{1/2} f(\alpha) \quad (1)$$

donde:

$$\alpha = a / W$$

$$f(\alpha) = \left[\frac{2}{\pi \alpha} \tan\left(\frac{\pi \alpha}{2}\right) \right]^{1/2} \frac{0.752 + 2.02\alpha + 0.37 \left(1 - \sin\frac{\pi \alpha}{2}\right)^3}{\cos\left(\frac{\pi \alpha}{2}\right)}$$

Los valores de la tensión σ se introducen como una tabla en función de la distancia tangencial desde el borde interior del diente.

El código NASCRAC calcula una tabla de K_I en función de la profundidad de grieta, deteniéndose el cálculo cuando, bien dicho factor supera el valor de la tenacidad a la fractura del material, o bien la tensión en el ligamento remanente supera la tensión de fluencia del material (calculada ésta como el valor medio del límite elástico y el límite de rotura).

Los valores de las propiedades del material como el límite elástico, el límite de rotura y el módulo de Young, necesarias para el cálculo se han tomado de la especificación de un ASTM-470 Clase 8, que corresponde al material del rotor. El valor para la tenacidad a la fractura K_{IC} se ha estimado empleando la siguiente correlación empírica que facilita el límite inferior de la tenacidad (en $\text{ksi}\sqrt{\text{in}}$).

$$K_{IC} = 50 + 30 * \tanh\left[\frac{(T'+60)}{98}\right] \quad (2)$$

donde

$$T' = (T - \text{FATT})$$

T = temperatura del metal.

FATT = (Fracture Appearance Transition Temperature) temperatura de transición dúctil-frágil ($^{\circ}\text{F}$).

En el cálculo de la tenacidad se ha tenido en cuenta el fenómeno de la fragilización térmica del material del rotor, incrementando el valor de la FATT según unas curvas facilitadas por el fabricante de la turbina, de aumento de la FATT en función del número de horas de operación.

Otro aspecto que se ha considerado, en la determinación de la tenacidad, ha sido suponer la temperatura real a la que se encuentra el metal de las etapas 10 y 11R a los pocos instantes del arranque en frío, en lugar de tomar por defecto temperatura ambiente.

Del cálculo del factor K_I con el NASCRAC, se observa que éste alcanza antes el valor de la tenacidad a la fractura que la tensión en el ligamento remanente alcanza la tensión de fluencia. Se toma como tamaño crítico de defecto justo el anterior al que provoca que el valor del K_I iguale a la tenacidad, que en este caso resulta ser de 5 mm.

Además del cálculo del tamaño crítico de defecto con el código NASCRAC y, siguiendo las directrices del fabricante de la turbina, se ha realizado un cálculo de tamaño crítico postulando una rotura por tensión de cizalla a 45° . El tamaño crítico es aquél para el cual la grieta alcanza la superficie superior del rotor provocando la existencia de una parte suelta en el interior de la turbina.

El criterio más limitativo se obtuvo del cálculo del K_I con el código NASCRAC, y por lo tanto es el que se escogió.

Finalmente y como resultado del estudio realizado se especificó la necesidad de que el equipo de inspección por ultrasonidos para los encastres axiales de las primeras etapas de media presión de las turbinas de vapor, se diseñase y se desarrollase para tener gran sensibilidad ante defectos de pequeño tamaño.

3. REFERENCIAS.

- [1] ANSYS, Inc. ANSYS Program, Revision 5.4.
- [2] Stress Technology Inc. "BLADE, Blade Life Algorithm for Dynamic Evaluation". Electric Power Research Institute.
- [3] Failure Analysis Associates. "FILMFAC".
- [4] Failure Analysis Associates, "NASA Crack Analysis Code NASCRAC. Version, 3.0".