



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



## **De los datos de vibración a la gestión del riesgo de activos críticos: Caso de estudio de excitación resonante de álabes de turbinas de vapor y su efecto sobre la fatiga de alto ciclo**

Juan Camilo Urango Pérez, Maria Alejandra Martínez Delgado  
Carrera 35A No. 19 – 61

E.mail: jurango@idc-confiabilidad.com – amartinez@idc-confiabilidad.com  
Tuluá, Valle del Cauca – Colombia

### **Resumen**

La fatiga de alto ciclo (HCF) inducida por excitación resonante en álabes de turbinas de vapor constituye un modo de falla de alta criticidad, por su capacidad de generar roturas súbitas, daños colaterales extensos y pérdidas significativas de disponibilidad en unidades de generación. Esta problemática se agrava cuando la excitación está asociada a la frecuencia de paso de álabes (BPF) de etapas de control, cuya interacción con modos propios de flexión puede amplificar los esfuerzos alternantes en etapas posteriores del rotor. En este contexto, se requiere ir más allá de los niveles globales de vibración y de las verificaciones de diseño iniciales, incorporando metodologías que vinculen directamente los datos de vibración con criterios cuantitativos de riesgo para activos críticos.

Este trabajo presenta una metodología integrada aplicada a dos turbogeneradores de vapor de 46 MW, que combina análisis rotodinámicos multicanal, pruebas operativas y caracterización modal experimental mediante bump test. En una primera fase se identifican, a partir de datos de arranque, parada y operación estable, excitaciones de alta frecuencia atribuibles a la BPF de la primera rueda. En una segunda fase se ejecutan ensayos de impacto sobre el rotor desmontado, obteniendo funciones de respuesta en frecuencia (FRF) por etapa para determinar frecuencias naturales, amortiguamiento y factores de calidad. Finalmente, se construyen indicadores de proximidad resonante, amplificación dinámica y

exposición operativa, integrados en una matriz probabilidad–consecuencia alineada con principios de gestión de activos.

Los resultados del caso de estudio demuestran la consistencia entre la excitación por BPF observada en operación y las bandas modales identificadas experimentalmente, consolidando el encadenamiento causal excitación–resonancia–HCF en etapas específicas. La metodología deriva de ello un mapa de riesgo por etapa que soporta decisiones sobre límites operativos, rediseño de etapas críticas y priorización de acciones de monitoreo e inspección. De este modo, los datos de vibración dejan de ser solo un indicador de condición, para convertirse en un insumo estructurado para la gestión del riesgo de activos críticos en turbomáquinas de generación.

### **Introducción y contexto**

La generación de energía eléctrica a nivel mundial depende de activos de alta criticidad, complejidad técnica y elevado costo de reposición, entre esto se destacan las turbinas de vapor. Su confiabilidad y disponibilidad condicionan directamente la continuidad operativa, la sostenibilidad financiera y el cumplimiento de compromisos regulatorios y contractuales. En este contexto, la gestión del riesgo asociada a modos de falla de alto impacto, se convierte en un elemento estratégico de la gestión de activos, conforme a los principios establecidos en el estándar ISO 55001.

Los estándares internacionales aplicables a turbomáquinas de propósito especial, como API



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



612 y API 684, establecen la necesidad de evaluar márgenes dinámicos adecuados frente a excitaciones forzadas, mediante diagramas Campbell, criterios de resonancia y validaciones de diseño. No obstante, estas evaluaciones suelen limitarse a la etapa de diseño y pruebas de aceptación, sin extenderse con suficiente rigurosidad a la puesta en marcha y a la operación real del activo. Como resultado, condiciones subestándar asociadas a excitaciones resonantes pueden permanecer latentes y manifestarse durante la fase de operación y mantenimiento, cuando los impactos económicos y operativos son significativamente mayores.

Situación problema e impacto en gestión de activos: El caso del Ingenio Trinidad – Corporación San Diego, en Guatemala, evidencia esta problemática. En turbogeneradores de vapor de 46 MW se identificaron eventos recurrentes asociados a la excitación de la frecuencia de paso de álabes (BPF), con antecedentes de daño en álabes compatibles con mecanismos de fatiga de alto ciclo. Frente a esta situación, los enfoques tradicionales de monitoreo, basados en niveles globales de vibración o alarmas de protección por desplazamiento vibratorio conforme a API 670, resultaron insuficientes no solo para proteger la máquina, sino tampoco para validar o descartar hipótesis de causa raíz de alta complejidad.

Objetivo y alcance del estudio: El objetivo general planteado a partir de la oportunidad abordada consiste en presentar a la integración sistemática de análisis rotodinámicos, pruebas operativas y caracterización modal mediante funciones de respuesta en frecuencia (FRF), ejecutadas bajo lineamientos como ISO 7626-5 e ISO 13373-2, como catalizador para la transformación de datos de vibración en criterios técnicos para la gestión del riesgo de activos críticos. El alcance del estudio obedece a su aplicación sobre un conjunto de dos turbogeneradores de vapor de 46 MW que pueden operar en modo de operación a

condensación completa o con extracción de valor de baja presión para subprocesos adicionales. Sin embargo, se plantea que el desarrollo metodológicos aquí planteado es adaptable a otros modelos de turbinas y turbomáquina.

## **Marco conceptual de referencia**

Fatiga de alto ciclo (HCF) en álabes de turbina:

La fatiga de alto ciclo (High-Cycle Fatigue, HCF) se refiere a procesos de daño acumulativo gobernados por esfuerzos elásticos de amplitud relativamente baja y números de ciclos típicamente superiores a  $10^5$ – $10^6$ . En este régimen, el material opera por debajo o muy cercano al límite de resistencia a la fatiga, y la vida útil se describe mediante curvas esfuerzo–número de ciclos (curvas S–N) y criterios de interacción esfuerzo medio–amplitud, como los diagramas de Goodman o Haigh [6],[7]. En álabes de turbinas de vapor, donde las velocidades de giro son elevadas y los esfuerzos son esencialmente cíclicos, la HCF se convierte en un mecanismo de falla dominante.

El proceso de nucleación y propagación de grietas por HCF se ve fuertemente condicionado por la presencia de concentradores de esfuerzos, variaciones de rigidez, defectos metalúrgicos y condiciones de carga fluctuante. Textos de referencia en fatiga estructural enfatizan que, en presencia de excitaciones dinámicas cercanas a frecuencias naturales, el incremento de la respuesta vibratoria puede elevar las tensiones alternantes locales hasta niveles capaces de reducir drásticamente la vida a fatiga, aun cuando los esfuerzos estáticos globales se mantengan dentro de límites de diseño [6]–[8].

En turbomáquinas de generación, la criticidad de este mecanismo se ve amplificada por el elevado costo de reposición de los rotores, el impacto de las paradas no programadas y las implicaciones de seguridad asociadas a la liberación de fragmentos de álabes dentro de la carcasa. La gestión del riesgo de HCF requiere, por tanto, integrar el



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



análisis de esfuerzos dinámicos con las curvas de resistencia a fatiga del material, la historia de cargas del componente y el contexto operativo definido por la estrategia de gestión de activos [1].

## Excitación vibratoria y resonante a frecuencia de paso de álabes (BPF):

En turbinas de vapor, uno de los mecanismos de excitación forzada más relevantes es la frecuencia de paso de álabes o Blade Passing Frequency (BPF). Esta se define, como el producto entre la frecuencia de giro y el número efectivo de elementos excitadores que actúan por revolución, ya sean boquillas fijas, grupos de admisión parcial o álabes estacionarias [9],[11]. La literatura especializada en vibración de álabes documenta que, cuando la BPF o alguno de sus armónicos interactúa con los modos propios de flexión o torsión de los álabes, pueden generarse condiciones de resonancia con incrementos significativos de la respuesta vibratoria y de los esfuerzos alternantes [9],[13],[14].

Los estándares API 612 y API 684 establecen que, durante el diseño y validación de turbomáquinas, deben demostrarse márgenes adecuados entre las frecuencias naturales relevantes y las excitaciones forzadas esperadas [3],[4]. Sin embargo, diversos autores señalan que estos márgenes pueden modificarse durante la vida del activo por cambios de operación, fenómenos de desajuste modal, depósitos o reparaciones, lo que justifica las validaciones periódicas mediante análisis de vibraciones y pruebas modales [8]–[10].

Desde el enfoque experimental, la excitación resonante se estudia a través de funciones de respuesta en frecuencia (FRF) obtenidas con técnicas de ensayo modal, como las pruebas de impacto conforme ISO 7626-5. La FRF relaciona excitación y respuesta en el dominio de la frecuencia y permite identificar frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y factores de calidad modal  $Q$  [5],[10]. Al superponer estas

FRF con las frecuencias forzadas y sus armónicos, es posible determinar márgenes de separación, zonas de interacción resonante y niveles de amplificación esperados. ISO 13373-2 reconoce explícitamente el valor de estas herramientas para vincularlos con mecanismos de excitación específicos en máquinas rotativas [2].

## Cuantificación de riesgo por fatiga de alto ciclo (HCF) en álabes de turbina:

La gestión moderna del riesgo de activos se apoya en marcos normativos como ISO 31000 e ISO 55000, que definen el riesgo como el efecto de la incertidumbre sobre los objetivos y plantean su evaluación como combinación de probabilidad de ocurrencia y magnitud de las consecuencias [1],[12]. En el contexto de álabes de turbinas sometidos a HCF por excitación resonante, ello se traduce en la necesidad de construir indicadores que capturen tanto la cercanía a condiciones resonantes como la criticidad del componente dentro del turbogenerador.

En términos de probabilidad, la literatura sobre dinámica de álabes y diseño de discos alabeados propone utilizar métricas como el índice de proximidad resonante, que cuantifica la distancia relativa entre las frecuencias forzadas (BPF y sus armónicos) y las frecuencias naturales identificadas experimentalmente o por elementos finitos [8],[10],[14]. A esto se suma el factor de amplificación dinámica obtenido de las FRF, que refleja el nivel de respuesta por unidad de excitación en la vecindad de cada modo. Un tercer componente de probabilidad lo constituye la exposición operativa, definida por el tiempo que la máquina permanece en rangos de velocidad o condiciones de carga que sitúan la BPF dentro de las bandas de influencia modal.

Respecto a la consecuencia, la gestión de activos recomienda clasificar elementos del tren de potencia según su impacto en seguridad, ambiente, producción y costo de reposición [1],[12]. En un



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



rotor de turbina multietapa, la consecuencia asociada a la falla por HCF de cada rueda depende de factores como la potencia captada, la ubicación dentro del tren, el potencial de daño colateral sobre otros componentes y la posibilidad de contención de fragmentos. Estudios de fallas reales muestran que la rotura de álabes en etapas de control o en etapas finales de baja presión puede generar mayor extensión de daños en carcasas, diafragmas y elementos aledaños, con tiempos de reparación prolongados [9],[13].

Este trabajo adopta una visión integrada en la que los datos de vibración, el análisis modal y la información de contexto del activo se transforman en indicadores de riesgo específicos para HCF. El índice de proximidad resonante, el factor de amplificación dinámica y la clasificación de criticidad por etapa se combinan para construir un mapa de riesgo que permite priorizar acciones de mitigación, definir límites operativos y fundamentar decisiones de diseño y mantenimiento, en coherencia con los principios de gestión de activos y de mejora continua del desempeño de turbomáquinas de generación.

## **Metodología integrada y caso de estudio**

### **Descripción de la metodología:**

La metodología desarrollada integra, en una única cadena lógica, el diagnóstico rotodinámico multicanal, las pruebas operativas y la caracterización modal experimental mediante bump test, con el fin de transformar datos de vibración en indicadores cuantitativos de riesgo por fatiga de alto ciclo en álabes de turbina. El enfoque se apoya en los lineamientos de ISO 13373-2 para el procesamiento y análisis de vibraciones, en los criterios dinámicos de API 612 y API 684 para turbomáquinas especiales y en los procedimientos de ensayo modal por impacto establecidos en ISO 7626-5 [2]–[5],[10].

El proceso se estructura en tres fases principales:

- i) Diagnóstico de la fuente excitadora a partir de análisis de vibración multicanal.
- ii) Caracterización modal del rotor mediante pruebas de impacto y (FRF).
- iii) Integración de cercanía resonante y criticidad en un mapa de riesgo que soporta decisiones.

En la figura 1 se presenta un esquema gráfico de la metodología, en donde se busca presentar las tres fases metodológicas, los procedimientos que se realizan y como se encadenan entradas y salidas de información de cada fase y herramienta de análisis.

### **Caso de estudio y cronología de contexto:**

La metodología se aplica a un conjunto de turbogeneradores de vapor de 46 MW instalados en el Ingenio Trinidad – Corporación San Diego, en Guatemala (En la figura 2 se describen estas máquinas). Las cuales se han caracterizado por antecedentes de fallas en álabes de una de las etapas intermedias del rotor, con evidencias metalográficas compatibles con HCF. El monitoreo permanente implementado en los últimos ciclos operativos registró la presencia de componentes de alta frecuencia asociadas a la BPF de la primera rueda que se incrementaban en diferentes escenarios de carga y esquema de condensación o extracción de vapor.

Considerando esta historia y el impacto potencial de una nueva falla, el operador decidió adquirir un rotor nuevo e implementar una campaña de ensayos modales comparativos entre el rotor en servicio y el rotor nuevo. Esta decisión permitió aplicar de manera completa la metodología propuesta: Primero, consolidando el diagnóstico rotodinámico de las excitaciones por BPF; segundo, caracterizando experimentalmente las frecuencias naturales mediante bump test en ambos rotores; y tercero, construyendo un mapa de riesgo que relaciona la proximidad entre BPF y modos naturales, los niveles de amplificación y la criticidad estructural y funcional de cada etapa dentro del tren.



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



Asociación Colombiana  
de Ingenieros

## Entradas

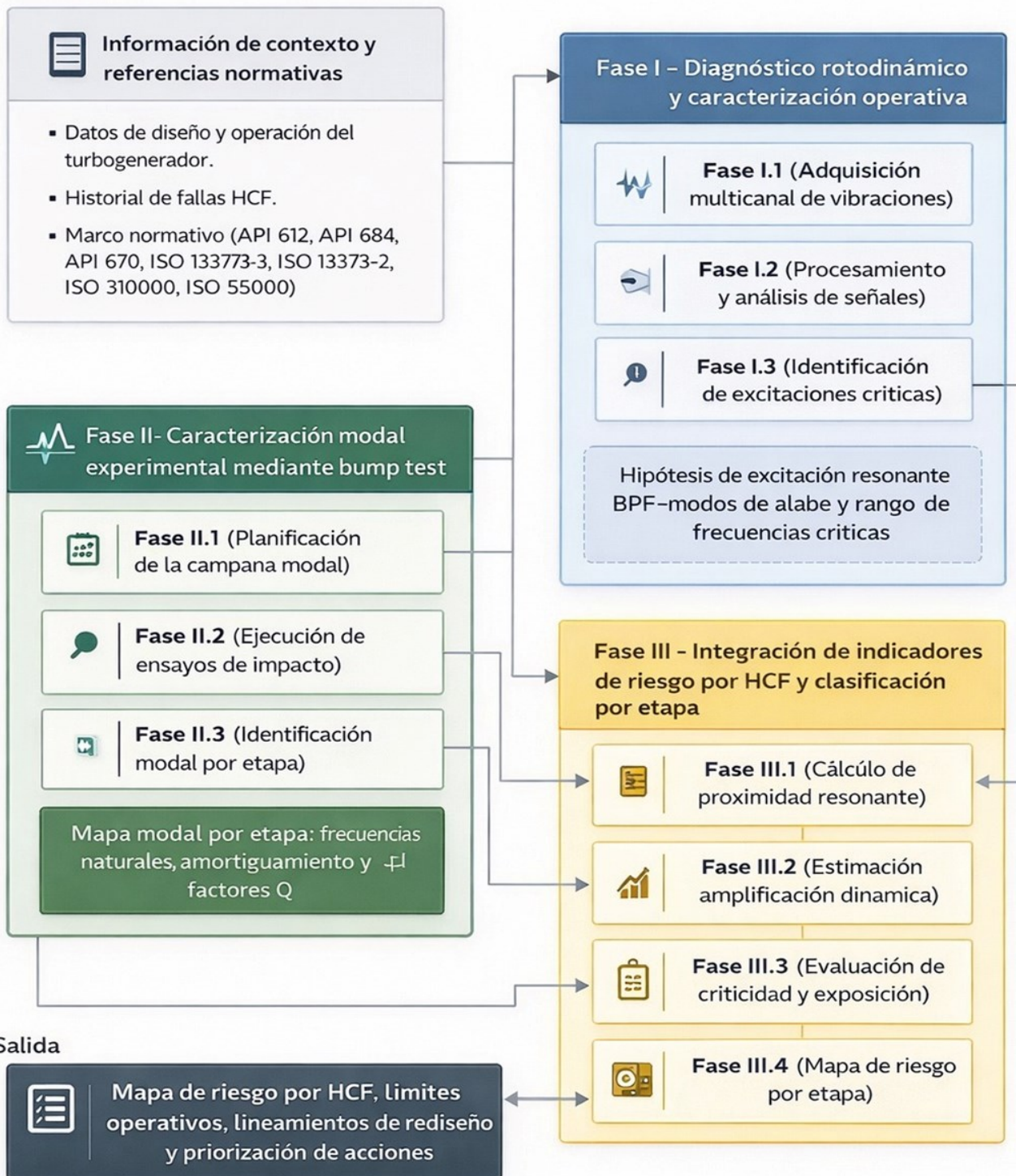


Figura 1. Esquema integrado de la metodología para transformar datos de vibración en criterios de riesgo por HCF en álabes de turbina.



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



| TECHNICAL SPECIFICATION  |                       |
|--------------------------|-----------------------|
| TURBINE                  |                       |
| Manufacturer:            | Shin Nippon Machinery |
| Model:                   | C10-R16-E             |
| Nominal rpm:             | 3600                  |
| Nominal Power output:    | 46 MW                 |
| Input Steam Pressure:    | 1515 psia             |
| Input Steam Temperature: | 1000°F                |
| Date:                    | 2016                  |
| GENERATOR                |                       |
| Manufacturer:            | Brush                 |
| Machine Number:          | 924107.010            |
| Nominal rpm:             | 3600                  |
| Capacity:                | 57500 kVA             |
| Volts/Amperes:           | 13.8kV/2.406 kA       |
| Power factor:            | 0.8                   |
| Date:                    | 2014                  |



**TURBOGENERATOR 8**  
**GENERATION BLOCK 4**

Figura 2. Caso de estudio Turbogenerador Shin Nippon

## Desarrollo y resultados

### I - Análisis rotodinámico y pruebas operativas:

La primera fase tiene como propósito identificar, en condiciones reales de operación, los mecanismos de excitación que podrían actuar como disparadores de HCF en los álabes. Para ello, se implementa un esquema de monitoreo de condición que integra:

- Medición continua de vibración relativa en los apoyos de la turbina mediante sondas de proximidad, en cumplimiento con API 670, y vibración absoluta en carcasa mediante acelerómetros uniaxiales [2],[3].
- Adquisición multicanal durante arranques, paradas y operación estable, con resolución espectral suficiente para capturar las excitaciones en bandas de baja, media y alta frecuencia.
- Análisis espectral, de órbitas, formas de onda y espectros de orden para identificar componentes dominantes asociadas a desbalance, desalineación, fenómenos de película de aceite y, de forma particular, excitaciones de alta frecuencia vinculadas a la

frecuencia de paso de álabes (BPF) [2],[4] en diferentes escenarios operativos que evidenciaron el cambio de la excitación de acuerdo con el flujo de vapor.

A partir de estos datos, se construyen mapas de orden y tendencias que permiten aislar familias de componentes forzadas no explicadas por modos de falla convencionales. En el caso de estudio, este análisis reveló una excitación persistente concentrada en una banda estrecha alrededor de un múltiplo elevado de la velocidad de giro, asociable a la BPF de la primera rueda Curtis, lo que motivó la formulación de la hipótesis de excitación resonante sobre etapas posteriores del rotor.

### II - Caracterización modal:

La segunda fase se orienta a identificar las frecuencias naturales y parámetros modales de las etapas alabeadas del rotor, con el fin de evaluar su interacción potencial con las excitaciones identificadas en la Fase I. Para ello se ejecuta una campaña de ensayos de impacto conforme a ISO 7626-5, sobre el rotor desmontado durante la parada mayor programada [5],[10].



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



La planificación de la prueba comprende:

- Definición de una malla de puntos de medición por etapa, seleccionando al menos el 50% de los álabes de cada conjunto rueda-álabe.
- Selección de la cadena de medición: Martillo instrumentado con celda de carga integrada, acelerómetros uniaxiales de alta sensibilidad y sistema de adquisición de dos canales, con frecuencia de muestreo de hasta 24 kHz para garantizar análisis efectivo cercano a 10 kHz.
- Configuración de parámetros de análisis: Ventanas apropiadas para señales de impacto, validación de coherencia superior a 0,9 y número de líneas espectrales que permita distinguir modos próximos [5],[10].

Durante la ejecución, cada posición se excita en dirección flexional y se registra la FRF fuerza-aceleración correspondiente. Para cada etapa se identifican, mediante análisis pico-a-pico y ajuste de curvas, las frecuencias naturales relevantes, el ancho de banda de 3 dB, el factor de amortiguamiento modal y el factor de calidad, siguiendo procedimientos de la literatura de ensayo modal y analítica de datos [5],[8],[10].

El resultado de esta fase es un conjunto de mapas modales por etapa, que consolida para cada conjunto rueda-álabe sus modos dominantes de flexión y torsión dentro del rango de interés, con los parámetros para los cálculos de proximidad resonante y amplificación dinámica.

### III - Integración de la evaluación de riesgo:

La tercera fase integra hallazgos rotodinámicos y modales en una estructura de evaluación de riesgo alineada con ISO 31000 e ISO 55000 [1],[12].

La probabilidad de daño por HCF se cuantifica a partir de tres grupos de indicadores:

- Proximidad resonante: Se calcula, para cada combinación de frecuencia forzada y modo natural, un índice adimensional de cercanía definido como el cociente entre la diferencia absoluta de frecuencias y el ancho de banda a -3 dB del modo correspondiente. Valores cercanos o inferiores a la unidad representan coincidencias resonante[8],[9].
- Amplificación dinámica: Se utiliza el valor máximo de la FRF en la banda modal como medida de la capacidad del sistema para amplificar la excitación. Esta magnitud está relacionada con las tensiones alternantes en secciones críticas del álabe [6],[7],[9].
- Exposición operativa: se determina como un contador de tiempo de operación en el cual la unidad permanece en rangos de velocidad, carga y configuración de admisión que sitúan la BPF dentro de las bandas modales críticas. Esta información se obtiene de registros de monitoreo en línea con datos de operación.

La consecuencia de falla se evalúa con una matriz de criticidad que clasifica cada etapa del rotor según su participación relativa en la captación de potencia, su ubicación dentro del tren, el potencial de daño colateral y la capacidad de contención de fragmentos en caso de rotura, alineado con los principios de gestión de activos [1],[12].

La combinación de probabilidad y consecuencia se materializa en un mapa de riesgo por etapa que categoriza el nivel de riesgo de HCF en dominios bajo, medio o alto. Este mapa se contrasta con los criterios de no resonancia establecidos en API 612 y API 684, que exigen márgenes mínimos entre modos propios y armónicos de la velocidad de giro y de la BPF [3],[4]. De esta forma, el resultado de la metodología no se limita a la verificación puntual de criterios de diseño, sino que produce un insumo operativo para decisiones sobre límites de carga, restricciones de velocidad, modificaciones de diseño o programas de inspección específicos.



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



Resultados:

| Matriz de evaluación del riesgo de HCF para cada etapa de turbina         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Conjunto Rueda -Álabe:                                                    | E1   | E2   | E3   | E4   | E5   | E6   | E7   | E8   | E9   | E10  | E11  | E12  | E13  | E14  |
| Riesgo HCF (Px C):                                                        | 30,6 | 25,4 | 24,6 | 24,6 | 24,6 | 24,6 | 24,6 | 24,6 | 27,9 | 27,3 | 29,7 | 61,1 | 29,0 | 23,8 |
| Probabilidad (ΣP) [1-10]:                                                 | 4,40 | 4,10 | 4,10 | 4,10 | 4,10 | 4,10 | 4,10 | 4,10 | 4,65 | 4,55 | 4,95 | 9,25 | 5,00 | 4,10 |
| P1. Indicador de proximidad Resonante [0-5]                               | 1,40 | 1,10 | 1,10 | 1,10 | 1,10 | 1,10 | 1,10 | 1,10 | 2,10 | 2,40 | 2,80 | 4,85 | 2,60 | 1,90 |
| P2. Indicador de amplificación resonante [0-3]                            | 2,80 | 2,60 | 2,75 | 2,75 | 2,75 | 2,75 | 2,75 | 2,75 | 2,20 | 1,80 | 1,80 | 2,50 | 1,80 | 1,60 |
| P3. Indicador de horas de exposición [0-2]                                | 0,20 | 0,40 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 1,90 | 0,60 | 0,60 |
| Consecuencia (ΣC) [1-10]:                                                 | 6,95 | 6,20 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,00 | 6,60 | 5,80 | 5,80 |
| C1. Indicador de potencia captada [0-5]                                   | 4,95 | 3,80 | 3,20 | 3,20 | 3,20 | 3,20 | 3,20 | 3,20 | 2,80 | 2,40 | 2,40 | 1,80 | 1,00 | 1,00 |
| C2. Indicador de potencial de daño colateral [0-2,5]                      | 0,80 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,20 | 1,40 | 1,40 | 2,40 | 2,40 | 2,40 |
| C3. Indicador de dificultad de intervención para puesta en marcha [0-2,5] | 1,20 | 1,40 | 1,80 | 1,80 | 1,80 | 1,80 | 1,80 | 1,80 | 2,00 | 2,20 | 2,20 | 2,40 | 2,40 | 2,40 |

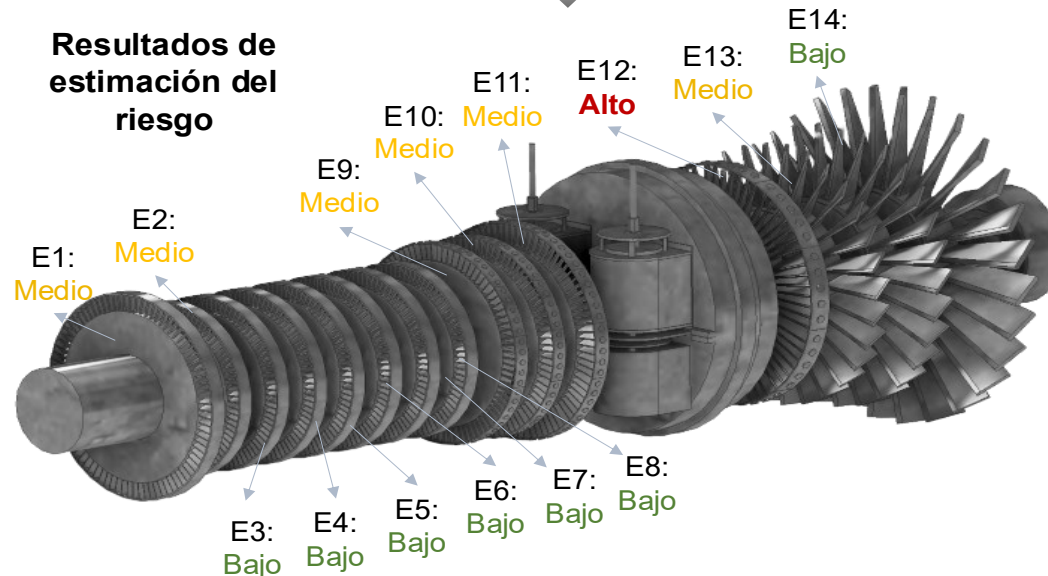
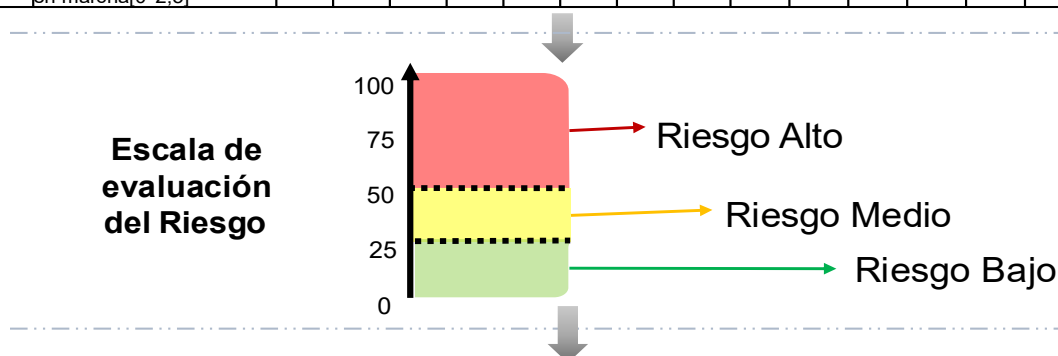


Figura 3. Mapa de niveles de riesgo por fatiga de alto ciclo (HCF) en álabes del rotor de 14 etapas.



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



## Discusión técnica

El mapa de riesgo presentado en la figura 3, expone la estructuración de matriz de evaluación de riesgo, la escala utilizada para la calificación y finalmente los resultados de estimación de riesgo de HCF para las 14 etapas o conjuntos rueda-álabes que se evaluaron en el caso de estudio. De ello, se destacan los mayores niveles de riesgo concentrados hacia las primeras etapas del rotor y las de mayor cercanía a la extracción de vapor (Ubicado entre la etapa 11 y 12); lo cual hace mucho sentido. Ello, debido a que las primeras etapas poseen altos niveles de consecuencia, al interactuar con el vapor de alta presión, teniendo así mayor potencial de captación de energía. Mientras que las etapas cercanas a la extracción, su riesgo se potencia por los mayores niveles de probabilidad asociada a mayores indicadores de proximidad resonante y de exposición.

Sobre las etapas cercanas a la extracción, se destaca la etapa número 12 (E12) que resultó con calificación de alto riesgo. Este conjunto rueda-álabe precisamente corresponde a donde históricamente se han presentado los mayores eventos de falla por HCF en esta máquina; los cuales han generado grandes consecuencias operativas, económicas y de integridad. Así, de esta metodología, no solo se destaca que se alcanza una conclusión respaldada por la historia de la máquina; sino que también, que ha permitido entender, describir y cuantificar los elementos de riesgo que argumentan los eventos de falla que ha sufrido la máquina. Por consiguiente, los resultados plantean la necesidad de una estrategia de inspecciones y evaluaciones de riesgo periódicas, sumado a limitaciones operativas progresivas de acuerdo con los niveles de riesgo, que será ejecutada en conjunto con la operadora de la máquina; y que podría constituir un trabajo futuro de evaluación y mejora de esta metodología.

## Conclusiones en Gestión de Activos

El caso de estudio demuestra como la gestión del riesgo de turbomáquinas de generación no puede limitarse a esquemas reactivos de detección de fallas ni a evaluación aislada de indicadores de vibración. La identificación de mecanismos de fatiga de alto ciclo inducidos por excitación resonante exige la integración de datos operativos reales con técnicas avanzadas de análisis dinámico y validación experimental, en línea con los marcos de trabajo de API 612 y API 684.

La consistencia entre el diagnóstico rotodinámico, la correlación con la frecuencias BPF y la verificación modal reduce significativamente la incertidumbre en la toma de decisiones, habilitando acciones técnicas sustentadas sobre operación, mantenimiento y mitigación del riesgo. Desde la perspectiva de gestión de activos, la incorporación temprana de esta metodología dentro de la gestión de ciclo de vida representa un porcentaje marginal del costo potencial de incorporación de nuevos activos, pero genera un impacto sustancial en términos de disponibilidad, confiabilidad y protección del valor del negocio.

Este trabajo refuerza la necesidad de integrar el lenguaje del riesgo dentro de las estrategias de monitoreo de condición y confiabilidad, alineado con ISO 55001. Los datos de vibración, se consolidan como activos de información claves que soportan decisiones estratégicas y no únicamente diagnósticos técnicos. Finalmente, al llevar estos resultados al plano global de generación de energía, se concluye que la adopción sistemática de metodologías avanzadas de análisis dinámico y gestión del riesgo es un habilitador clave para la sostenibilidad de sistemas de generación basados en turbomáquinas, cuyo desempeño resulta determinante para la seguridad del suministro y la competitividad del negocio energético a nivel mundial.



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



## **Bibliografía**

- [1] ISO 55000, Asset management – Overview, principles and terminology, International Organization for Standardization, Geneva, 2014.
- [2] ISO 13373-2, Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data, International Organization for Standardization, Geneva, 2016.
- [3] API Standard 612, Special-Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 6th ed., American Petroleum Institute, Washington D.C., 2016.
- [4] API Standard 684, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balance, 2nd ed., American Petroleum Institute, Washington D.C., 2014.
- [5] ISO 7626-5, Vibration and shock – Experimental determination of mechanical mobility – Part 5: Measurements using impact excitation with an exciter which is not attached to the structure, International Organization for Standardization, Geneva, 2019.
- [6] R.I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens, H.O. Fuchs, Metal Fatigue in Engineering, 2nd ed., John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [7] S. Suresh, Fatigue of Materials, 2nd ed., Cambridge University Press, Cambridge, 1998.
- [8] J. Schijve, Fatigue of Structures and Materials, 2nd ed., Springer, Dordrecht, 2009.
- [9] E.R. Booysen, Fatigue Life Assessment of a Low Pressure Steam Turbine Blade During Resonance Conditions Encountered During a Turbine Start-up, M.Sc. thesis, University of Pretoria, 2015.
- [10] J.S. Bendat, A.G. Piersol, Random Data: Analysis and Measurement Procedures, 4th ed., John Wiley & Sons, Hoboken, 2010.
- [11] J. Jiang, Y. Liu, Z. Feng, “Effects of axial gap and nozzle distribution on aerodynamic forces in partial admission steam turbines,” Journal of Hydrodynamics, Ser. B, vol. 29, no. 6, pp. 947–958, 2017.
- [12] ISO 31000, Risk management – Guidelines, International Organization for Standardization, Geneva, 2018.
- [13] J. Gao, T. Ishii, “Vibration of steam turbine blade caused by shock load due to partial admission,” Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, vol. 73, pp. 1353–1360, 2007.
- [14] S.A. Pigott, “Turbine blade vibration due to partial admission,” in Progress with the Solution of Vibration Problems of Steam Turbine Blades, 1974.
- Ing. MEng (C). Juan Camilo Urango Pérez  
Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de Colombia, cursando maestría en Ingeniería Mecánica de la Facultad de Minas de esta misma universidad, profesional certificado como Gestor de Mantenimiento y Confiabilidad de la Asociación Colombiana de Ingenieros ACIEM, analista de vibraciones certificado en la categoría III según ISO 18436-2, con amplia formación en



# XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



Asociación Colombiana  
de Ingenieros

mantenimiento industrial, confiabilidad y gestión de activos. Líder en implementación de estrategias de monitoreo de condición integrando elementos de la industria 4.0 y análisis rotodinámicos en turbomaquinaria en Colombia y diversos países de Centroamérica. Actualmente desempeñándose con líder de Ingeniería e Innovación de la compañía IDC Ingeniería de Confiabilidad SAS, donde está al frente de los servicios y proyectos de Ingeniería de Confiabilidad, Monitoreo de Condición, análisis de Turbomaquinaria y Analítica aplicada a la confiabilidad y el mantenimiento.

## Datos de autor

Juan Camilo Urango Pérez

Teléfono:

Oficina: 602 2316359

Celular: +57 3204998749

Dirección:

Residencia: Calle 28A #42-15.

Oficina: Carrera 35A #19-61

E-mail: [jurango@idc-confiabilidad.com](mailto:jurango@idc-confiabilidad.com)

Ciudad: Tuluá, Valle del Cauca

País: Colombia.

Ing. MBA (C) Maria Alejandra Martínez Delgado,  
CMRP, CAMA, IAM.

Ingeniera Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, estratega en confiabilidad industrial y fundadora de IDC Ingeniería de Confiabilidad SAS. Cuenta con más de una década de experiencia en entornos industriales de alta complejidad, en los que ha articulado ingeniería, analítica avanzada y liderazgo transformacional para lograr resultados sostenibles. Actualmente es aspirante al Executive MBA de INALDE, y posee certificaciones internacionales: CAMA (Certified Asset Management Assessor), IAM Professional, AMP ISO 55000 Leader, CMRP (Certified Maintenance & Reliability Professional) y CGMC-ACIEM (Gestor de Mantenimiento y Confiabilidad). Ha liderado proyectos de gran

impacto en puesta en marcha de plantas industriales, implementación de estrategias de mantenimiento predictivo y desarrollo de modelos de gestión de activos alineados con los principios de la Industria 4.0. Su enfoque combina rigurosidad técnica, visión estratégica y una profunda comprensión del valor de la confiabilidad en los negocios.

Es consultora, formadora y conferencista internacional, con experiencia en los sectores industrial, académico y gubernamental. Actualmente se desempeña como Chair del Comité SMRP Latinoamérica, donde impulsa el desarrollo profesional y técnico de la comunidad de mantenimiento y confiabilidad en la región. Su compromiso se enfoca en liderazgo organizacional y promover la cultura de confiabilidad como pilar de la transformación empresarial

## Datos de autor

Maria Alejandra Martínez Delgado

Teléfono:

Oficina: 602 2316359

Celular: +57 301 3288356

Dirección:

Residencia: Calle 36 # 43 50

Oficina: Carrera 35A #19-61

E-mail: [amarinez@idc-confiabilidad.com](mailto:amarinez@idc-confiabilidad.com)

Ciudad: Tuluá, Valle del Cauca

País: Colombia.