

10 CASOS ESTUDIADOS DE MONITOREO Y DIAGNOSTICO EN TIEMPO REAL EN PLANTAS HIDROELÉCTRICAS

Mr. Marc R. Bissonnette, P.Eng.
VibroSystM Inc., Longueuil, Quebec, Canada

RESUMEN

El monitoreo en tiempo real, proporciona inestimable información de la maquinaria que permite al personal de planta tomar decisiones con conocimiento de causa del estado de los equipos de generación y planificar el mantenimiento según requerimiento; mientras se incrementa la disponibilidad por la reducción de los tiempos de parada de máquina y evitando las paradas forzadas.

Estudiando la máquina en todos los rangos de operación y condiciones transitorias, desde grupo parado hasta sobrevelocidad, permite una amplia evaluación del estado de la máquina y su comportamiento.

Los sistemas presentados han demostrado muchas veces sus beneficios y efectividad, utilizando el arte, tecnología y la capacidad analítica de estos sistemas para implementar el mantenimiento basado en el estado de la máquina, diagnosticando los problemas y protegiendo los componentes de averías y salidas de fuera de servicio de la máquina.

INTRODUCCION

Los beneficios del control en tiempo real han sido largamente reclamados para grupos hidroeléctricos, pero raramente ha sido tan claramente demostrados como en los casos estudiados y presentados más adelante. El monitoreo de la máquina no es todavía práctica común en la industria hidráulica. De todas las máquinas hidráulicas instaladas en el mundo, solamente algunos cientos han sido equipadas con instrumentación para el control en tiempo real. De los pocos sistemas disponibles, solo unos cuantos han probado su efectividad como los sistemas mostrados proporcionando un control general para un amplio análisis y diagnóstico del grupo.

El entrehierro es un buen indicador de la condición y comportamiento dinámico de la máquina. Puesto que el entrehierro es el corazón del generador y es la interface entre las fuerzas mecánicas y eléctricas, muchos problemas son evidenciados en el, y lo que no se ve es algunas veces tan importante como lo que se ve. Por otra parte, la disponibilidad de correlacionar otros parámetros de estado con el entrehierro proporciona la capacidad de efectuar un preciso y amplio análisis y diagnóstico.

El sistema de monitoreo del entrehierro (AGMS) y su pariente el sistema de monitoreo de condición de la máquina ZOOM, han sido instalados sobre más de 450 generadores hidráulicos en los 12 últimos años. En numerosas oportunidades, estos mostraron su eficacia para detectar signos de anomalías, proporcionando crucial información para un rápido y preciso diagnóstico, permitiendo conocer el estado de la máquina para implementar el mantenimiento basado según estado de la máquina, y previniendo catastróficos incidentes.

DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA

Los sistemas mostrados han sido presentados en numerosas oportunidades últimamente, por consecuencia no vamos a entrar en detalles describiendo estos sistemas [1,2,5,6]. No obstante, como un repaso, aquí presentamos una revisión de las principales particularidades y características del sistema de monitoreo del entrehierro (AGMS) y el sistema de monitoreo de condición de la máquina ZOOM.

El sistema de monitoreo del entrehierro AGMS fue desarrollado primero por el Instituto de Investigaciones de Hydro-Québec (IREQ) en los primeros años de los 80, para detectar y prevenir el frotamiento entre el rotor y estator; sin embargo este sistema demostró que tiene mucho más utilidad como una herramienta para el mantenimiento según estado de la máquina, así como una herramienta de diagnóstico que muestra el comportamiento dinámico y la verdadera condición de la máquina y como una herramienta segura para prevenir daños a los componentes del grupo y salidas de fuera de servicio inopinadas. El ZOOM es una extensión de AGMS, que monitorea y correlaciona otros parámetros para un amplio análisis de la máquina.

El AGMS usa sensores capacitivos instalados en el estator para medir la luz del entrehierro en cualquier condición de funcionamiento desde máquina parada hasta la sobrevelocidad. Las dos grandes cualidades de los sensores capacitivos son : la inmunidad a las condiciones del duro medio ambiente en que se encuentra los generadores y mejora su precisión cuando la distancia decrece. La finalidad de instalar sensores dentro del generador es la confiabilidad y seguridad que requieren las plantas de generación. Son menos complejos, fácil de instalar y mantener si alguna vez son requeridos, no representan riesgo alguno para la máquina, y no entorpecen a la operación. El número de sensores es de 4 a 16, dependiendo preliminarmente del diámetro y tipo de generador. Los sensores son conectados a un equipo de adquisición de datos fuera del generador, el cual alimenta a una PC ubicada en la sala de control. Local o remoto, los datos son de fácil acceso para los análisis.

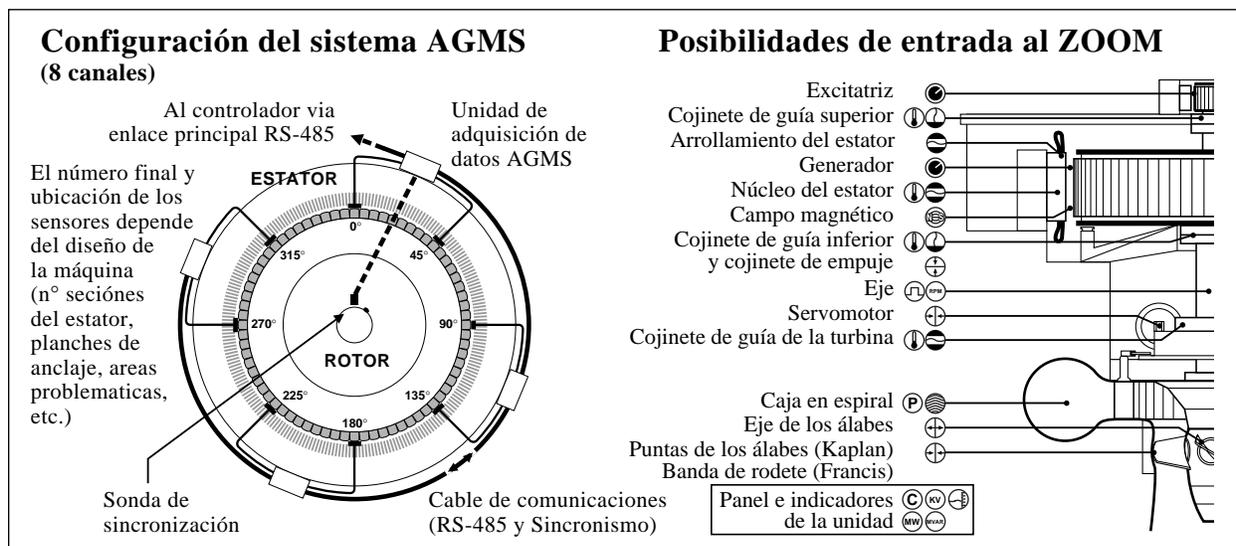


FIGURA # 1

El ZOOM tiene la particularidad de tener una arquitectura abierta, lo que permite al usuario tener un sistema a medida según las necesidades de la máquina o disponibilidad presupuestal. El sistema puede ser configurado para monitorear los signos vitales (usualmente de 8 a 16 entradas) o para un monitoreo extensivo (24 a 64 entradas) del generador hasta la turbina. Muchos sistemas ZOOM son utilizados para monitorear y correlacionar las vibraciones de las máquinas. El sistema puede fácilmente ampliarse de acuerdo a los requerimientos de la planta o cuando la disponibilidad presupuestal lo permite. El ZOOM es un gran sistema que acepta también señales de otros

sistemas que se encuentran en el mercado así como de los instrumentos existentes en la central. Por ejemplo, el ZOOM puede comunicarse con GENGUARD system, fabricado por IRIS Power Engineering, para la información de la actividad de las descargas parciales. Esto hace del ZOOM una completa y muy importante herramienta a implementar.

Adicionalmente el programa permite registrar el estado de operación de la máquina al mismo tiempo en que se están midiendo los parámetros, tener un ingreso externo de medida, o suprimir las alarmas durante condiciones específicas de operación.

El AGMS tiene como foco el mínimo entrehierro para cada polo del rotor, actuando como punto de referencia física de la máquina en rotación. La medida de signature registra la información del mínimo entrehierro de los polos en rotación. La medición de polo es el registro sobre un número específico de rotaciones, y la medición de tendencias sigue la evolución de los parámetros durante días, semanas y meses, y la medición de alarma vigila los incidentes.

Con el ZOOM, los parámetros adicionales son sincronizados con mínimo entrehierro de los polos del rotor. Correlacionando estos parámetros sobre los gráficos, se obtiene una completa visión de la máquina dinámicamente y un análisis lógico del comportamiento de la máquina proporcionando precisos diagnósticos.

CASOS ESTUDIADOS

Los siguientes 10 casos estudiados ilustran las bondades de los sistemas. Hemos deliberadamente mantenido la confidencialidad de todas las partes descritas, hasta no obtener las autorizaciones respectivas. Sin embargo, el objetivo de este documento es enfatizar los beneficios proporcionados por los sistemas.

La mayoría de los casos son descritos en base a los reportes emitidos por el Servicio de Interpretación de Resultados, un servicio que ofrece VibroSystM. Este consiste en una serie de controles que se efectúa bajo diferentes condiciones de operación y transitorios y que es registrada por los sistemas AGMS o ZOOM. Los datos son analizados y un reporte es emitido en base a las observaciones y análisis de los resultados, completando con las recomendaciones.

1. Comportamiento del entrehierro durante el arranque y la parada.

Un sistema de monitoreo del entrehierro fue instalado a principios de 1998 sobre un generador/motor de 27MW, en una estación de turbina/bomba en los Estados Unidos. Poco después, una prueba del comportamiento dinámico fue realizada en abril 1998. Especial atención se tomó a las pruebas y evaluación de la máquina durante el arranque y parada, como práctica común en turbina/bomba son frecuentes diariamente los ciclos de arranque y parada.

El GRAPHICO #1 presenta la variación del entrehierro en mils de todos los polos del rotor durante 160 vueltas desde el arranque hasta la velocidad nominal sin excitación. El mayor entrehierro se observa al inicio (≈ 1155 mils). En conclusión, la fuerza centrífuga es la única que actúa sobre el anillo del rotor y los polos y por lo tanto es la única responsable de la reducción del entrehierro. Dependiendo del diseño del rotor, un anillo flotante tendrá mayor expansión que un anillo fijo como es la característica en este caso. Más aun, la redondez del rotor tendrá una variación por ende. El GRAPHICO #1 muestra la expansión del anillo 75 mils (7.1%¹) durante esta condición transitoria y un incremento de la redondez de 29 mils (2.7%) a 40 mils (3.8%). Estos valores son excelentes y están dentro de las tolerancias de montaje.

¹ A través de este documento, el porcentaje se refiere a la relación sobre el valor nominal en la condición estática y fría para estos parámetros (vea Apéndice1)

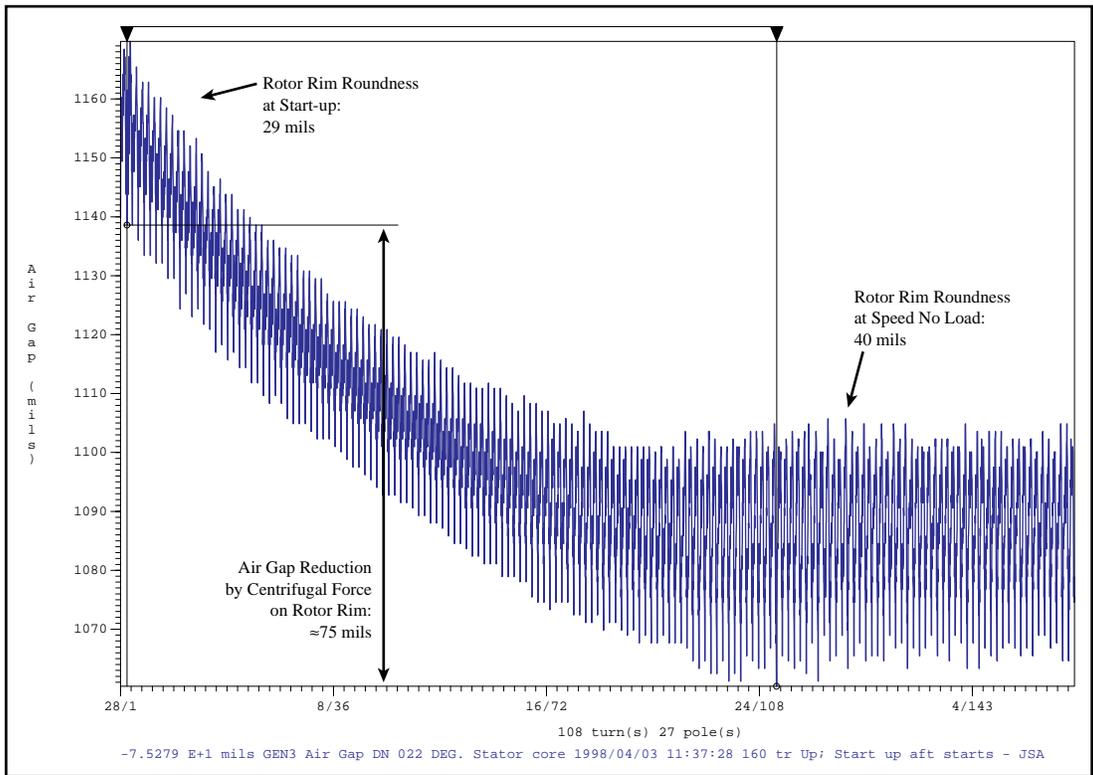


GRAFICO #1 Comportamiento del entrehierro durante el arranque de un Generador/Motor

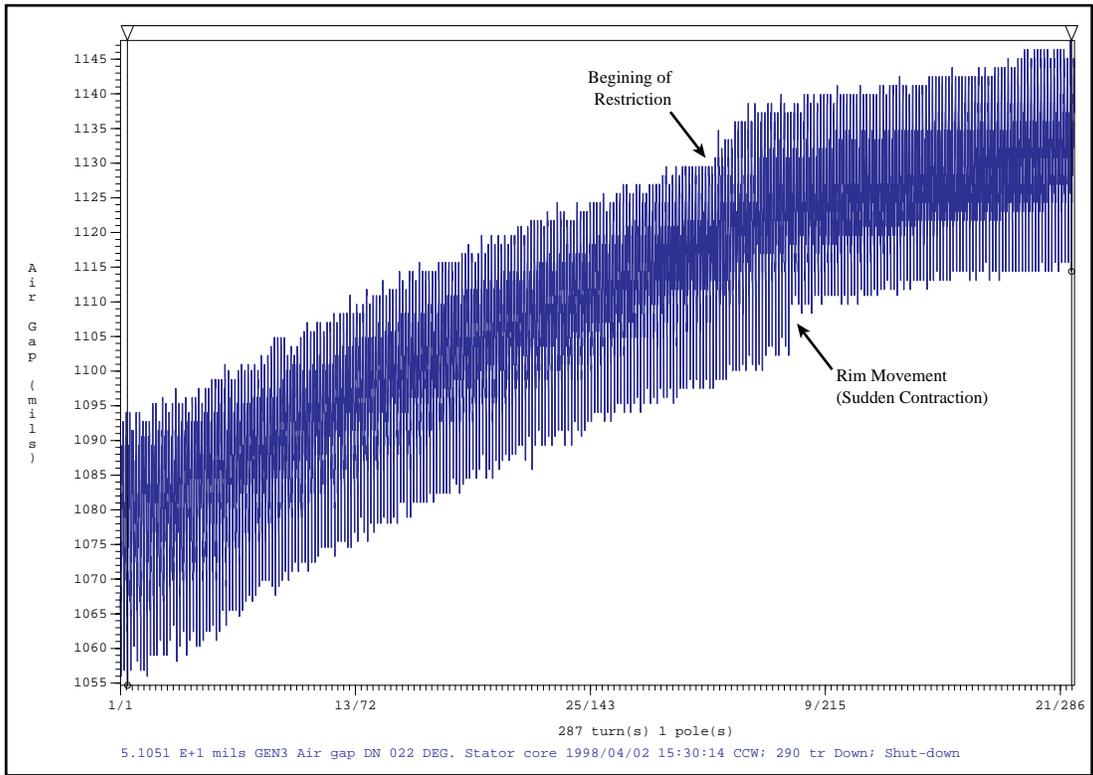


GRAFICO #2 Comportamiento del entrehierro durante la parada de un Generador/Motor

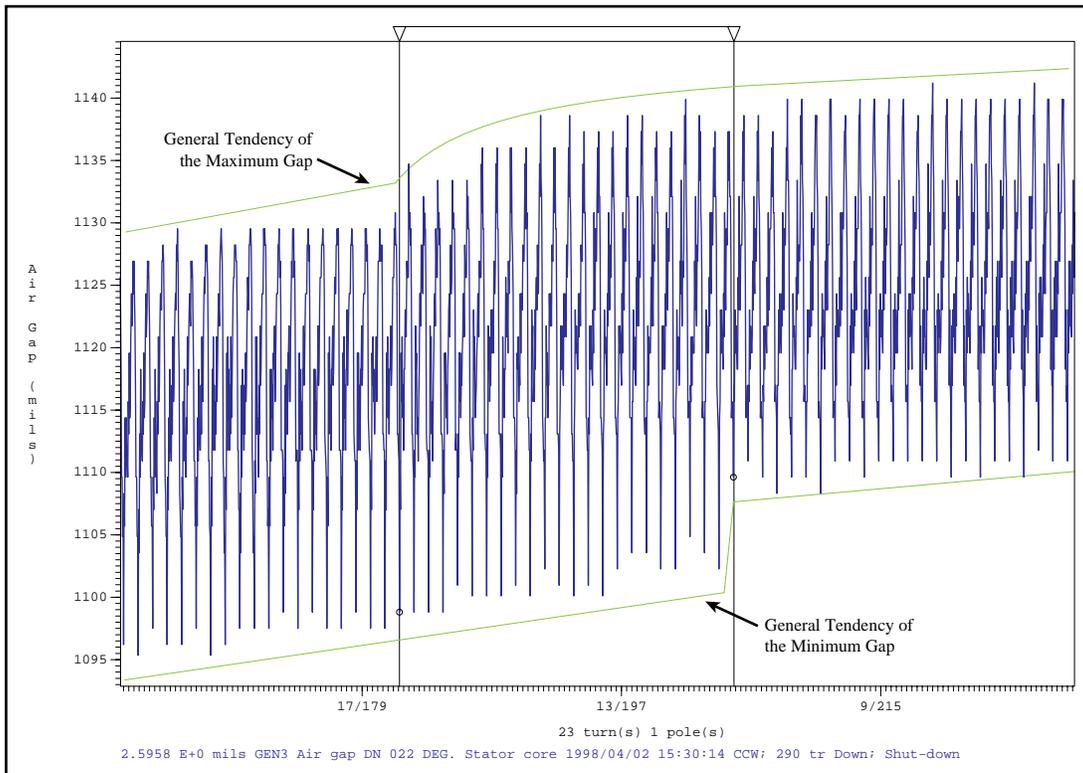


GRAFICO #3 Sección del movimiento de expansión del anillo

El GRAFICO #2 ilustra la variación del entrehierro durante 290 vueltas en la parada. Este aumenta en 60 mils (5.7%) cuando el rotor gira más despacio, mientras que el valor de la redondez va de 38 mils (3.6%) a 29 mils (2.7%).

Sin embargo, el gráfico revela un interesante fenómeno durante la parada. Como se ve, el rotor no sigue una perfecta curva exponencial. Todos los sensores muestran lo mismo; dos repentinos cambios. El primero ocurre cuando la redondez aumenta 4 mils y gradualmente sube hasta 7 mils durante las siguientes 20 vueltas. La segunda rotura de la curva representa un repentino movimiento del anillo flotante por el cual la redondez del rotor disminuye instantáneamente 7 mils.

El GRAFICO #3 es una ampliación de la sección de la curva, en la cual muestra el movimiento del anillo. Esto se presume que existe una restricción temporal en la base del patín del anillo que ayuda la libre contracción. El comienzo de la restricción ocurrió entre la vuelta #182 y terminó en la vuelta #204.

Debido a las frecuentes paradas de la unidad, una inspección visual del soporte y amarre del anillo es recomendable observando signos de polvo metálico en las cuñas debido a la fricción y signos de fisuras. También el cambio de valores durante los arranques y paradas requiere ser controlado de cerca.

Tempranos signos de problemas estructurales serán detectados con un monitoreo y control de las tendencias del entrehierro, redondez del rotor y estator.

2. Comportamiento del entrehierro durante los rechazos de carga.

Las pruebas de rechazo de carga son efectuadas entre otras para verificar la rigidez mecánica y balanceo de la máquina, durante las pruebas de puesta en servicio de nuevas unidades o reconstruidas. Esta garantiza un margen de seguridad ante la eventualidad de una repentina actuación de la protección. Esta prueba revela la rigidez del rotor y estator, el alineamiento del eje, y el comportamiento vibracional de la máquina.

Registrando esta prueba con el AGMS o el ZOOM, se consigue una visión completa de la condición del generador o la máquina, con el fin de crear una base inicial de datos para futuras comparaciones del comportamiento de la unidad.

La peor condición de un rechazo de carga ocurre cuando la máquina esta a plena carga y se abre el interruptor de máquina así como el interruptor de campo. Por un instante, antes que los elementos de cierre de la turbina reaccionen, el agua actúa sobre la turbina. Sin carga magnética sobre el generador, la máquina se acelera y puede entrar en sobrevelocidad, hasta que los elementos de cierre actúan; luego, la velocidad de máquina baja hasta parar. En el instante en que el campo magnético deja de actuar, el conjunto estator se mueve hacia afuera, por cuanto el campo magnético no tira más hacia adentro. Simultáneamente, desbalances mecánicos, desalineamiento del rotor, eje y turbina, pueden ser vistos como vibración anormal.

El GRAFICO #4 muestra la variación del entrehierro durante un rechazo de carga de un generador de 28 MW en Canadá. En el desarrollo de aproximadamente 50 revoluciones, el rechazo de carga ocurre en la vuelta #16. Un ligero incremento del entrehierro es visible en la vuelta #17 reflejando la expansión del estator por la perdida de la fuerza magnética que tira. Esto nos da una buena idea de la rigidez del estator, la cual es buena en este caso. Luego se observa una rápida reducción del entrehierro por la expansión del rotor como consecuencia de la fuerza centrífuga debido a la sobrevelocidad 150% de la velocidad nominal, hasta la vuelta #23 cuando los alabes se cierran, seguido por una permanente contracción y un incremento del entrehierro como la máquina disminuye la velocidad de rotación.

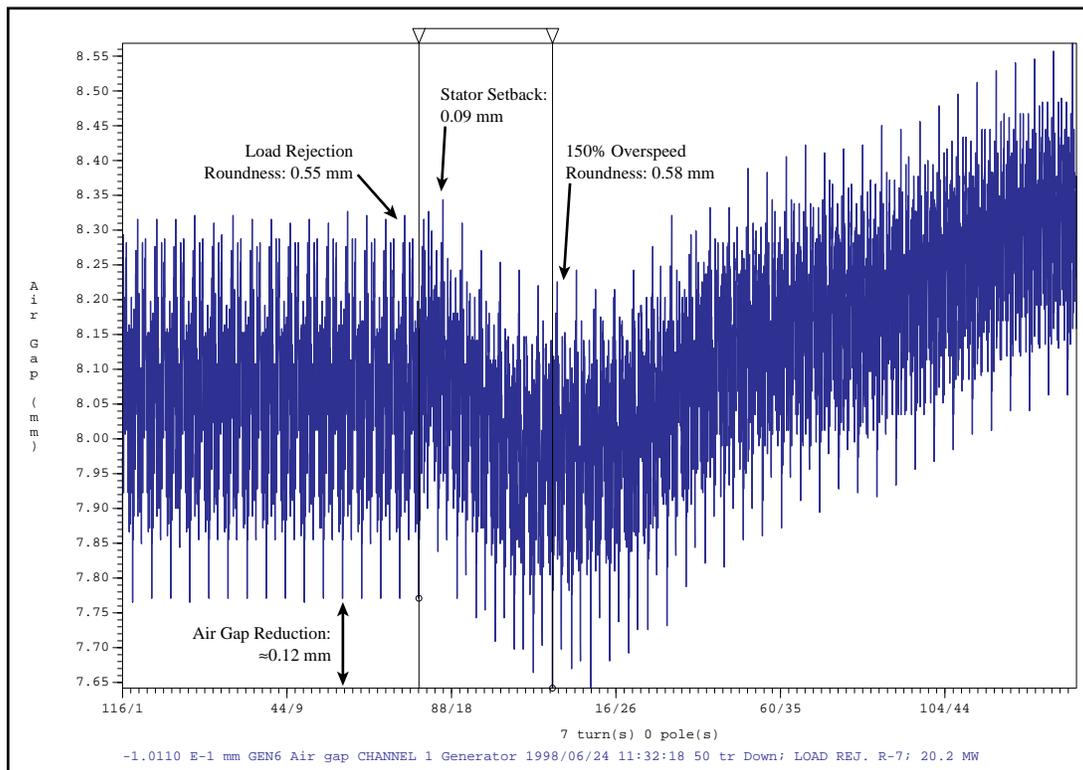


GRAFICO #4 Prueba de rechazo de carga con 150% de sobrevelocidad

El valor de la redondez del rotor antes del rechazo de carga es de 0.55 mm (5.5%). Al pico de la sobrevelocidad 150%, el valor de la redondez del rotor es 0.58 mm (5.8%). Al final, el valor de la redondez se reduce a 0.49 mm (4.9%). La reducción del entrehierro entre las vueltas #16 y #22 es de 0.12 mm (1.2%). Todos estos valores son aceptables.

Pero más aun, si comparamos en el mismo plano para cada sensor del entrehierro, los valores son casi idénticos. Esto significa que el anillo del rotor se encuentra bien fijado y los ejes de rotación no se desplazan por cuanto todos los sensores ven exactamente lo mismo. Si el rotor hubiese perdido su capacidad de encogimiento alta velocidad, se hubiera tenido diferentes valores y modelos para cada sensor. Si los ejes del rotor se hubiesen desplazado, esto significa un desequilibrio mecánico, se hubiese tenido diferentes valores después del rechazo de carga cuando el rotor retorna a las condiciones iniciales. Podríamos también haber sido capaces de registrar el desplazamiento y ángulo de desplazamiento del rotor/eje.

De todo lo observado, se concluye que mecánicamente la rigidez del rotor es excelente y el anillo se encuentra bien ajustado, el rotor se encuentra bien balanceado y no presenta visibles desequilibrios mecánicos o magnéticos. La refacción de la máquina ha sido bien ejecutada y pasó las pruebas de control en forma clara.

3. Diagnóstico del problema de altas vibraciones sobre el eje de un generador.

Determinar el origen de la vibraciones sobre una unidad es algunas veces tarea difícil. Se debe proceder por eliminación mediante una serie de pruebas mediciones y análisis. Aquí es el procedimiento aplicado al diagnostico de altos niveles de vibraciones en el cojinete guía de un generador de 2 años de antigüedad de un grupo de 50 MW en los Estados Unidos.

La unidad diseñada con cojinete guía en la parte superior del generador y otro encima de la turbina requiere un preciso montaje para eliminar errores geométricos. Dos series de pruebas fueron tomadas bajo diferentes condiciones de operación, usando el sistema ZOOM. Como propósito de análisis, el polo 70 fue seleccionado como referencia, porque el sistema demostró que este polo se encuentra dentro de los ejes de coordenadas del descentrado del rotor, y permanece igual cuando se aplica el campo y bajo carga.

El primer paso relaciona el comportamiento de la vibraciones vs diferentes condiciones de operación. El GRAFICO #5 muestra que la vibración pico a pico se incrementa exponencialmente con la velocidad de rotación de la máquina y estabilizándose cuando se aplica el campo. Esto indica un desequilibrio mecánico.

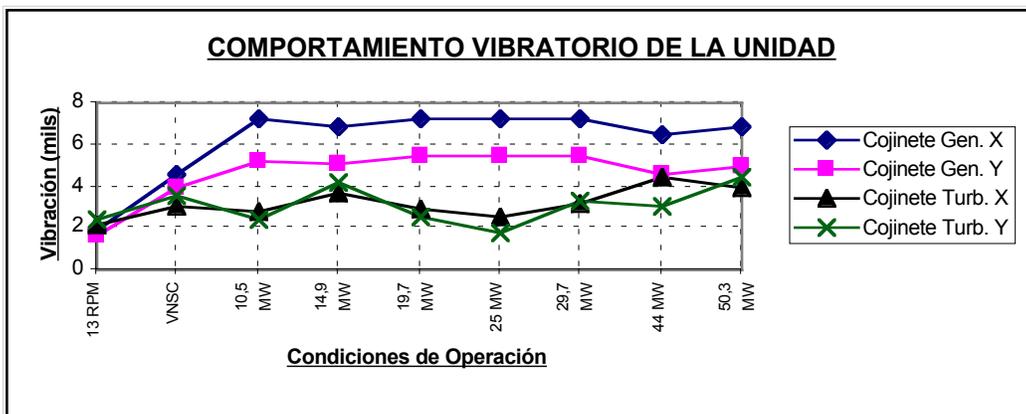


GRAFICO #5

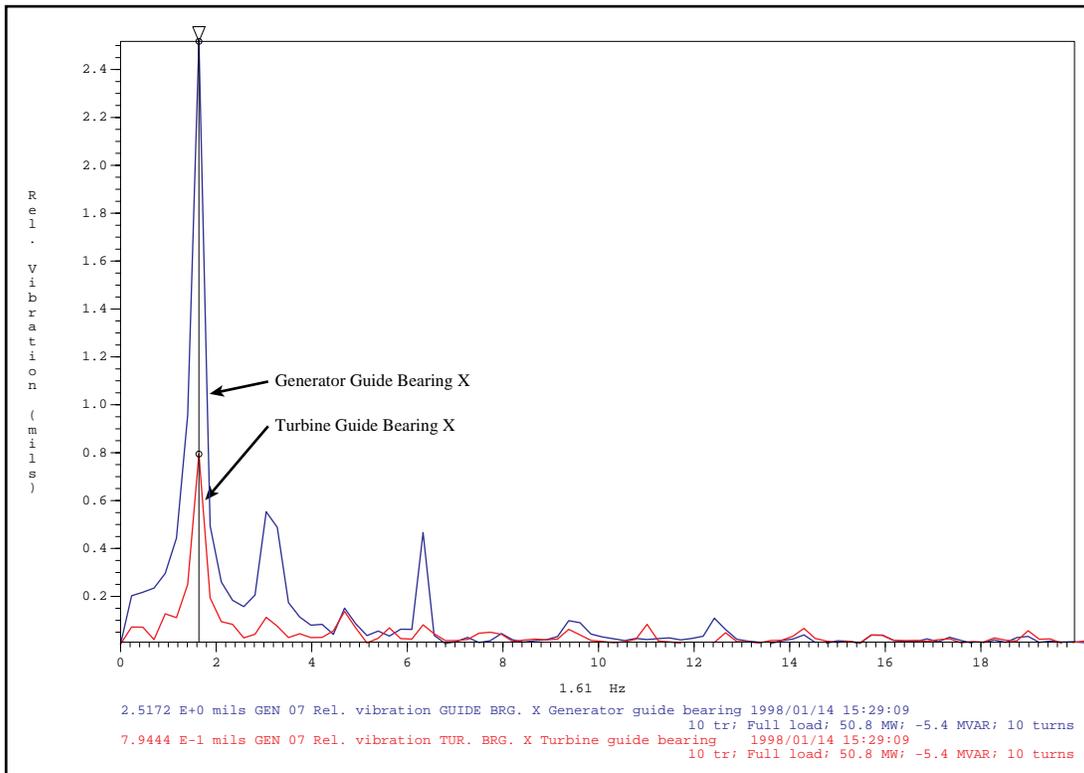


GRAFICO #6 Espectro de vibración en los ejes X de los cojinetes guía de generador y turbina

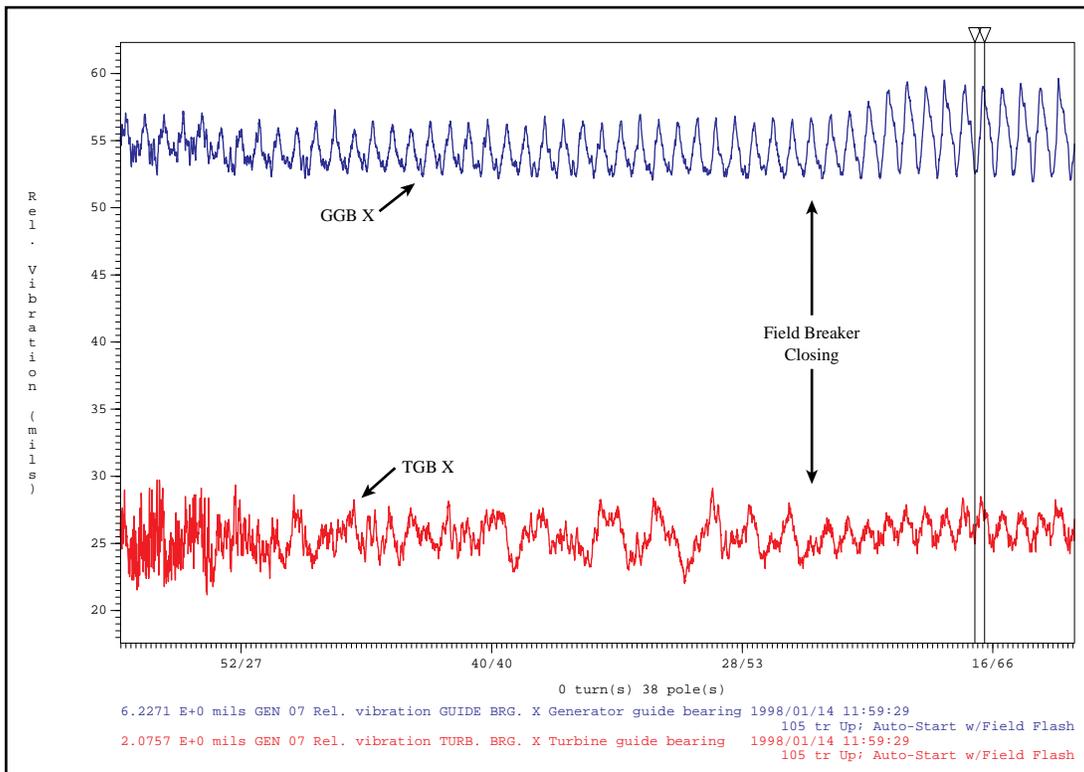


GRAFICO #7 Gráfico polo de la vibración de los cojinetes guía con excitación

El segundo paso se refiere al análisis espectral de los cojinetes guías del generador y de la turbina usando el programa ZOOM. El GRAFICO #6 muestra una frecuencia predominante de 1.58 Hz el cual enlaza la frecuencia de rotación de la máquina (94.7 RPM /60 seg.). También muestra que las vibraciones de la 2da. y 4ta. armónica de la frecuencia fundamental de la turbina fueron bajas. Añadiendo el hecho que las vibraciones pico a pico del cojinete guía turbina son bajas, esto indica que el origen del problema no está en el nivel de la turbina.

El tercer paso implica el estudio del desplazamiento del eje vs. condiciones de operación para verificar la presencia del desequilibrio magnético. La TABLA #1 muestra que el descentrado del rotor crea un tiro magnético lo suficiente para modificar ligeramente las coordenadas de rotación del eje, produciendo un perceptible desequilibrio mecánico, el cual genera la vibración. Este efecto magnético es confirmado con el GRAFICO #7 (vibraciones de cojinetes vs polos/rotación de la máquina) por el cebado de campo cuando se cierra el interruptor de campo.

Condiciones de Operación	PARAMETROS ROTOR		
	Circularidad	Concentricidad	Angulo
Baja Velocidad	24.95 mils / 4.87 %	3.75 mils / 0.73 %	313°
V.N.S.C.	25.45 mils / 4.97 %	3.94 mils / 0.77 %	335°
10.9 MW	31.42 mils / 6.14 %	5.76 mils / 1.12 %	330°
25 MW	29.43 mils / 5.75 %	5.68 mils / 1.11 %	332°
50 MW	30.32 mils / 5.92 %	5.41 mils / 1.06 %	332°

TABLA #1

El paso final fue para verificar la estabilidad del perfil del rotor bajo varias condiciones de operación puesto que alguna modificación en la redondez del rotor podría también afectar la excentricidad, por consiguiente el comportamiento de las vibraciones. Nuevamente, la TABLA #1 revela que el perfil varía muy poco y que el ángulo de descentrado se mantiene. Por consiguiente, el perfil es estable y no contribuye a las vibraciones.

El último paso demuestra que el problema de las altas vibraciones proviene de la excentricidad del rotor y que el desequilibrio magnético contribuye. Puesto que el descentrado geométrico del rotor es relativamente pequeño (menor 1.2%) y que esta dentro de las tolerancias, se determinó que un balanceo del rotor debería ser suficiente para corregir el problema de vibración. El reporte del RIS sugiere instalar un peso de 20 lbs en el ángulo opuesto del descentrado (135°), luego repetir la medición a velocidad nominal sin carga, para encontrar el peso y ángulo definitivos.

4. Evaluación de la expansión térmica relativa del estator utilizando las mediciones del entrehierro.

Las mediciones del entrehierro pueden ser utilizadas para evaluar el desplazamiento relativo del estator tanto longitudinalmente como axialmente y no movimiento del anillo. Dos ejemplos son mostrados para ilustrar la expansión uniforme e irregular del estator.

Una vez que la estabilidad del rotor está confirmada, podemos proceder con la evaluación de la expansión térmica relativa del estator. Las mediciones del entrehierro de un polo del rotor frente a cada sensor son recopiladas como referencia al menos en dos condiciones de operación: a velocidad nominal excitado y a plena carga caliente (por lo menos 3 horas funcionando).

La variación del entrehierro es comparada en las dos condiciones para cada sensor. La expansión se dice que es uniforme si la diferencia es pequeña para cada sensor; y se dice que es irregular si uno o varios valores son dispersos. Esta técnica proporciona un valor relativo con respecto a los ejes de rotación del rotor. Una pequeña variación (0.13 mm/5 mils) se espera debido a la vibración del eje, del estator, y debido al sistema de precisión. Si un problema o irregularidad es detectado, el aumento de sensores de no contacto de desplazamiento, mirando la carcasa del generador instalados en la parte superior e inferior de la carcasa en las fundaciones de concreto es recomendable. El sistema ZOOM puede luego correlacionar el desplazamiento absoluto de la carcasa con las mediciones del entrehierro.

El primer ejemplo representa la expansión uniforme de un estator de un generador/motor en los Estados Unidos. La TABLA #2 muestra que la máxima variación observada es excelente. Los valores comparados con el grupo excitado @42°C y a plena carga @71°C. Por los frecuentes cambios de modo de operación, las dos condiciones no fueron posibles efectuar en la misma secuencia de tiempo. Sin embargo, las dos condiciones son consideradas representativas.

Pruebas	Entrehierro del Polo 28 (mils)			
	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4
VNSC-Excitado 42°C	1056.0	900.7	1130.8	919.3
100% Carga 71°C	1064.6	913.2	1142.5	935.3
Max. Expansion Relativa	8.6	12.5	11.7	16.0
Diferencia	0	+3.9	+3.1	+7.4

TABLA #2

El segundo ejemplo se trata de una expansión irregular sobre un generador de 212 MW que todavía se encuentra en garantía en Venezuela. Cuatro de los ocho sensores fueron colocados instalados cerca de 4 de las 12 planchas de anclaje del sistema de cuñas radiales, diseñado para absorber la dilatación térmica. En la TABLA #3 se muestra que los sensores numerados (2,4,6,8) tienen mayor variación que aquellos que fueron numerados (1,3,5,7) localizados cerca de la plancha de anclaje. Las recomendaciones fueron de verificar el sistema de cuñas radiales y adicionar sensores de desplazamiento en la carcasa del estator en línea con los sensores del entrehierro para posteriores análisis.

Pruebas	Entrehierro del Polo 52 (mils)							
	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4	Sensor 5	Sensor 6	Sensor 7	Sensor 8
VNSC-Excitado (46.3°C)	632.3	605.1	631.9	604.6	566.1	581.2	644.0	646.6
100% Carga (96.2°C)	663.5	663.5	647.9	655.7	581.7	634.0	670.0	679.0
Max. Expansion Relativa	31.2	58.4	16.0	51.1	15.6	52.8	26.0	32.4
Diferencia	+15.6	+42.8	+0,4	+35.5	0	+37.2	+10.4	+16.8

TABLA #3

5. Envejecimiento prematuro de un generador.

Poco después de las pruebas de puesta en servicio en otoño de 1995, una serie de controles y mediciones fue ejecutada utilizando el sistema ZOOM sobre un generador nuevo de 50 MW en los Estados Unidos. El propósito de estos controles fue para verificar la integridad de la nueva máquina (tolerancias y comportamiento dinámico) y usar estos resultados como datos de base de referencia para futuros controles.

En septiembre 1997, una segunda serie de controles se realizó para evaluar el comportamiento dinámico y determinar la condición y evolución de la unidad.

Parámetros	Pruebas		Tolerancias		
	Ene. 96	Sept. 97	Montaje	Aceptable	Crítico
Variación Entrehierro	11.8%	17.4%	13%	20%	30%
Redondez del Estator	6.9%	11.6%	7%	12%	20%
Concentricidad Estator	1.0%	0.8%	5%	7.5%	10%
Redondez del Rotor	4.9%	5.8%	6%	8%	10%
Concentricidad Rotor	1.7%	1.0%	1.2%	2.5%	4%
Vibración Generador (mils) ⁽¹⁾	1.7	4.7	4.0	6.5	12.0
Vibración Turbina (mils) ⁽¹⁾	NA	2.4	4.0	6.5	12.0
Vibración Axial (mils)	0.1	3.8	3.0	4.5	9.0

Nota: 1. Vibración relativa promedio de los ejes X y Y.

TABLA #4

La TABLA #4 compara los resultados de los controles del ZOOM de 1996 y 1997. Si bien que la máquina fue considerada confiable en el corto periodo, el análisis resaltó una significativa deterioración de la redondez del estator, un ligero incremento en la redondez del rotor, una mejora en las concentricidades del rotor y estator y alta vibración en el cojinete guía del generador (ver caso 3).

Como se muestra la figura polar² del generador en el GRAFICO #8, el estator tiene la tendencia de adoptar una forma oval. Esto es considerado como anormal para una unidad de dos años de antigüedad y excede las tolerancias esperadas para una máquina con 15 años de operación. Este se deterioró desde 6.9% hasta 11.6%. Si bien los valores se continúan aceptables, el rango de deterioración se considera prematuro. Esto se debe probablemente a problemas de montaje o de diseño en el sistema de patines radiales concebido para facilitar la dilatación térmica del estator.

El análisis de la expansión térmica relativa del estator, con el auxilio de un polo del rotor como punto de referencia, confirma la gran expansión radial de aproximadamente 20 mils en los ejes superior e inferior opuestos a los otros puntos.

² Vista superior del perfil del rotor dentro del perfil de estator. El polo #1 esta marcado por una recta del centro del rotor y los sensores están identificados por marcas sobre el perímetro del estator. Los círculos de referencia son trazados. Incluye valores calculados: rotor y estator excentricidad y redondez, promedio del entrehierro, máximo y mínimo entrehierro. Específicamente este generador tiene 76 polos y 8 sensores.

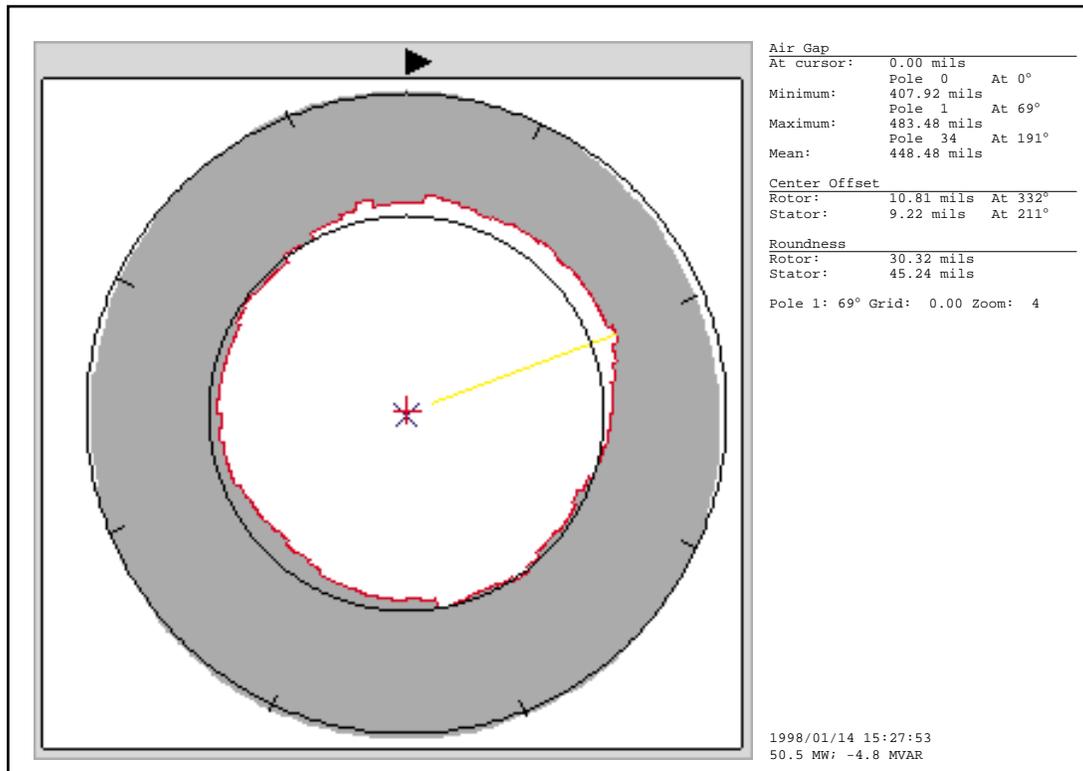


GRAFICO #8 Vista polar del generador a plena carga

Con el tiempo, un incremento del perfil ovalado del estator podría originar la distorsión de la redondez del rotor a causa de los esfuerzos cíclicos sobre el anillo del rotor en cada vuelta.

La recomendación fue de iniciar las discusiones con el fabricante para estudiar el problema por cuanto la máquina se encuentra dentro del periodo de garantía e implementar con sensores de desplazamiento en la parte superior de la carcasa para futuros controles y estudio de la anomalía.

Este caso demuestra la importancia de efectuar pruebas y análisis detallados durante las pruebas de puesta en servicio de máquinas nuevas o reconstruidas y repitiendo esto proceso en los subsecuentes años para comparar y evaluar la tendencia de evolución de los parámetros del comportamiento dinámico y condición mecánica. Esta percepción puede ser inapreciable para comprometer al fabricante durante las discusiones o aplicar los términos de la garantía.

Este ejemplo demuestra nuevamente la efectividad de la implementaron del monitoreo de la máquina con relación a la inversión.

6. Detección de vibraciones sobre un anillo flotante del rotor.

Las vibraciones sobre el anillo flotante del rotor se puede detectar por comparación en los gráficos de signatura de un solo sensor bajo diferentes condiciones de operación (para distorsión del anillo) y en todos los sensores midiendo lo mismo (para vibraciones en el anillo). La medida signatura registra el mínimo entrehierro de cada polo en una vuelta de la máquina.

Típicamente, los perfiles desarrollados deberían ser idénticos para todos los sensores. Cuando se estudia la forma en detalle, por ejemplo un polo con respecto a los otros que están juntos a este, se observa muy pequeña la variación por las vibraciones del eje, vibraciones del estator (son prácticamente imperceptibles) y sobre todo, el sistema de precisión³. Cualquiera diferencia entre las curvas que excedan esta tolerancia es considerada como vibraciones en el anillo.

En este caso, un generador de 85MW en Canadá nos muestra las no-vibraciones y vibraciones del anillo del rotor. El GRÁFICO #9 es un perfecto ejemplo en que el anillo del rotor está libre de vibraciones a velocidad nominal sin carga; aquí observamos que todas las curvas y detalles de ellas son idénticos. Numéricamente la máxima diferencia que los valores muestran es de 1.3 mils, la cual es bastante aceptable.

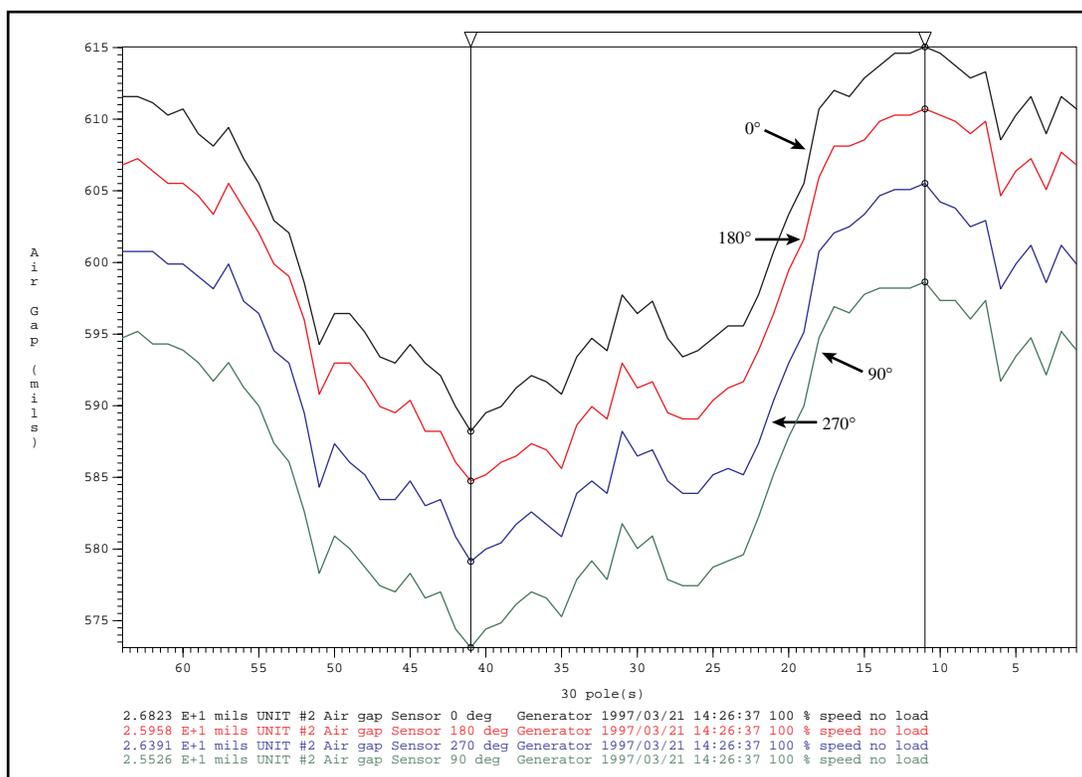


GRÁFICO #9 Signatura del anillo del rotor a velocidad nominal sin carga

Poco tiempo después de las pruebas de puesta en servicio en 1985, se detectaron problemas en las cuñas del anillo del rotor. Un mantenimiento mayor fue realizado en 1990 y el fabricante modificó los amarres del anillo flotante. En 1997 un sistema de control del entrehierro fue instalado y una serie de pruebas de comportamiento fue registrada en marzo del mismo año.

Los resultados de los análisis indicaron que la expansión del anillo es irregular bajo diferentes condiciones de operación. Más aun estos revelan la presencia de bajas vibraciones cíclicas cuando se aplica el campo magnético. La frecuencia de vibración es de 1.8 Hz, la cual corresponde a la frecuencia fundamental de la máquina.

³ La misma variación descrita en el caso 4 página 10 :0.13mm / 5 mils

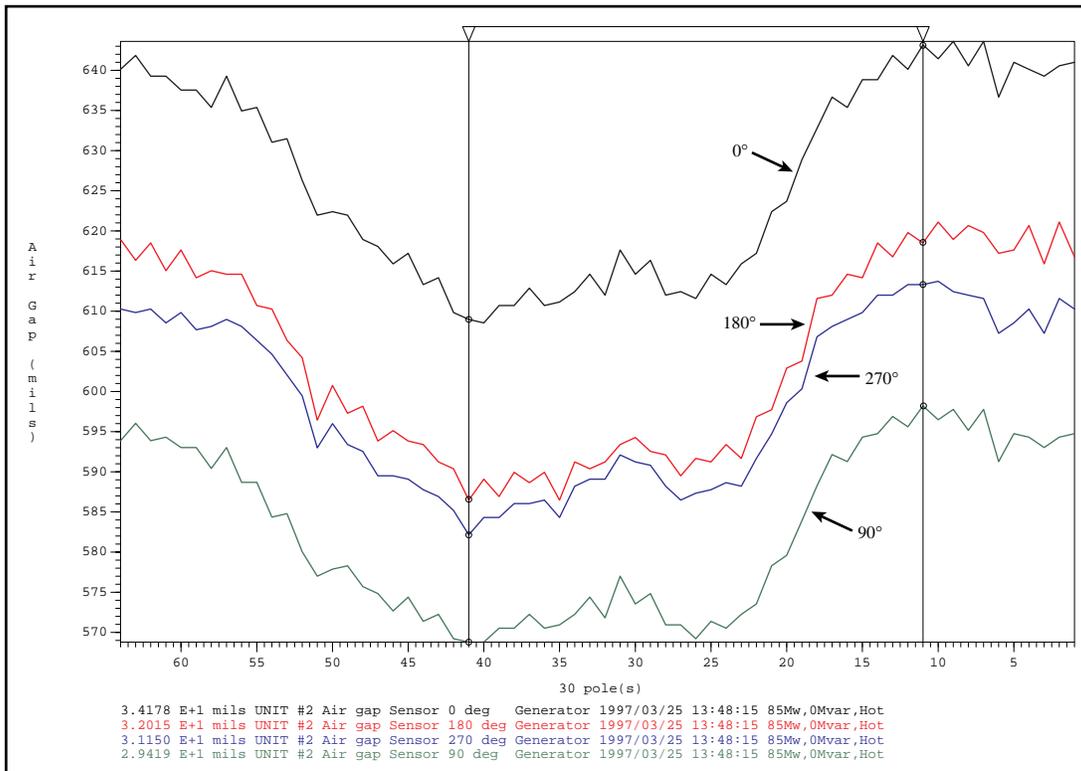


GRAFICO #10 Signatura del anillos del rotor a plena carga- caliente mostrando vibración anillo

El GRAFICO #10 muestra a los cuatro sensores leyendo la misma medición a plena carga como una condición normal de operación. Si bien que el perfil del rotor es aparentemente normal, inspeccionando detenidamente cada curva revela detalles diferentes en el perfil del anillo. Ahora el valor numérico muestra una máxima diferencia de 4.7 mils entre los sensores a 0° y 90°.

Cuando se coloca el marcador en cada curva y se observa los polos, algunas veces se mira una cresta y en otras un valle. Por esto, las diferencias con los polos vecinos tienen amplitudes variables. Este ejercicio puede repetirse para cada polo con el mismo resultado.

Tres pueden ser las causas de las vibraciones en el anillo:

- Bajo momento de inercia del anillo del rotor
- Desgaste lateral de las chavetas del anillo
- Débil estructura de la araña de la armadura

Inspección y medidas de desgaste de las chavetas del anillo podrían dar una importante pista de la naturaleza del problema.

Esta baja vibración cíclica no representa riesgo por el momento. Para el futuro desgaste del anillo, se recomienda monitorear las tendencias de los principales parámetros. Adicionalmente, una inspección anual del sistema de los brazos de la araña se recomienda también. Fisuras en los brazos de la araña y presencia de polvo rojo cerca de las chavetas deben ser investigadas.

7. Problemas de extensión de vida de las máquinas.

Esta 28 MW unidad tipo bulbo en Canadá sufre una severa deformación del estator y este problema se tuvo conocimiento desde las pruebas de puesta en servicio en 1997. La estructura muestra una permanente deformación, como se observa en la figura polar del generador en el GRAFICO #11, la cual ocurrió con las primeras cargas del generador.

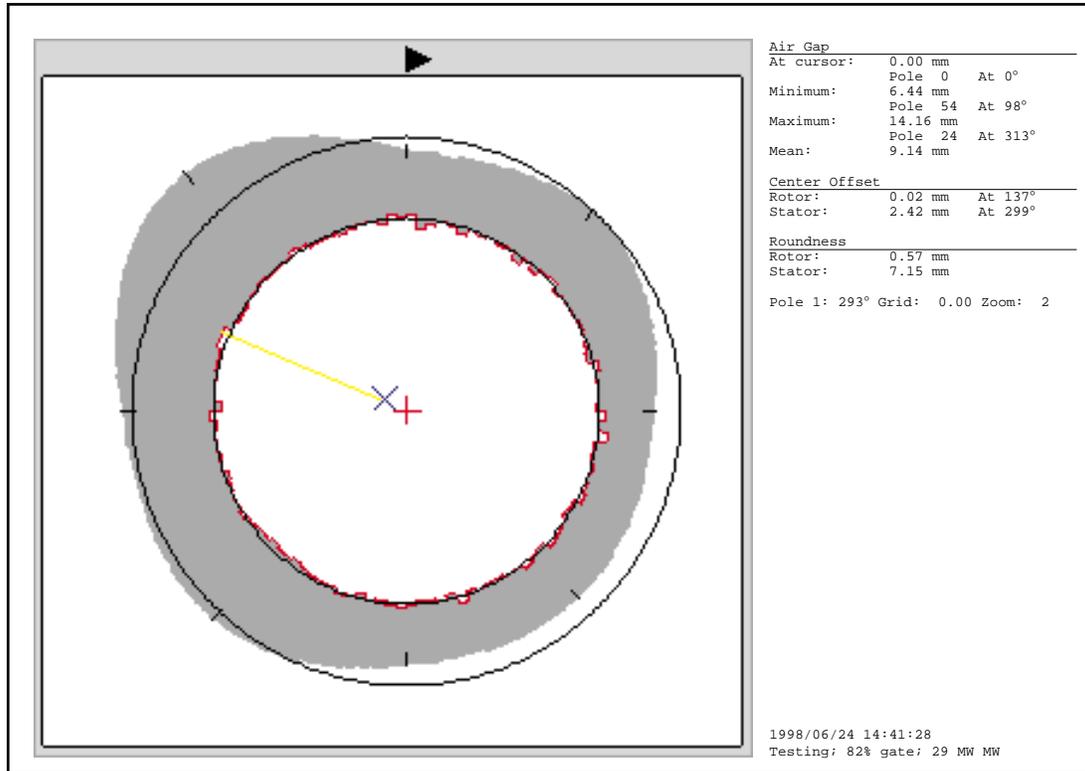


GRAFICO #11 Vista polar mostrando severa deformación del estator

Durante la parada de 1997-1998, la unidad fue equipada con un sistema de monitoreo del entrehierro y una serie de pruebas fue conducida bajo diferentes condiciones de operación al retorno del servicio en junio de 1998. La TABLA #5 resume los resultados. Se observó que el estator tiene una sorprendente estabilidad dimensional a pesar de la significativa de la redondez y concentricidad, valores que superan largamente los estándares críticos de tolerancias. También se observan una excelente redondez y concentricidad del rotor.

Parámetros	Tolerancias			
	Pruebas	Montaje	Aceptable	Crítico
Variación Entrehierro	76.2%	13%	20%	30%
Redondez del Estator	70.8%	7%	12%	20%
Concentricidad Estator	23.9%	5%	7.5%	10%
Redondez del Rotor	5.4%	6%	8%	10%
Concentricidad Rotor	0.3%	1.2%	2.5%	4%

TABLA #5

Las siguientes recomendaciones fueron dadas; aun que la deformación del estator causa serias variaciones del entrehierro, la estabilidad del estator y rotor bajo todas las condiciones de operación no se vería comprometida inmediatamente, retardando por algunos años la reconstrucción de la unidad. Se sugirió la instalación de alarma para el entrehierro y especial atención debe darse al control de la redondez del estator y del minimo entrehierro.

La instalación de un sistema de control de vibraciones de barras estatoricas, además de la inspección anual del arrollamiento del estator y sistema de acuñado en la sección deformada es muy recomendable. Futuros problemas mecánicos de rigidez aparecerán dentro de 5 a 10 años, los cuales podrían acarrear fallas eléctricas mayores en la bobina.

Realmente, la severa deformación del estator se espera que se produzcan cambios en las ranuras del núcleo del estator. La reducción del radio trae como consecuencia un encogimiento de las ranuras el cual comprime el material aislante de las barras estatoricas, lo que podría provocar un corto circuito entre barras. Inversamente, el incremento del radio agranda las ranuras, el cual causa una perdida de ajuste radial, permitiendo vibraciones de las barras y desgaste del aislamiento por fricción y un eventual corto circuito a tierra.

Este caso demuestra que, a pesar que las deformaciones dimensionales del generador son severas, la estabilidad de ambos rotor y estator bajo todas las condiciones de operación se mantiene, llevando un monitoreo permanente con la instalación de alarma para el entrehierro y control de las vibraciones de las barras estatóricas, se garantiza realmente una segura operación la cual difiere la necesidad de una reparación mayor del generador.

8. Hundimiento del estator de generadores tipo bulbo.

La experiencia con las mediciones del entrehierro en unidades tipo bulbo han revelado que estos se inclinan hundiéndose el estator por la sección superior. Esto usualmente se debe por la falta de robustez en los sistemas de anclaje núcleo – carcasa por diseño de fabricación o montaje. Esta condición se considera irreversible y el problema tende agravarse con el tiempo debido a las constantes fuerzas gravitacionales que actúan sobre la sección sobresaliente de la máquina.

Como el entrehierro disminuye por acción de la gravedad en la sección superior, la atracción magnética aumenta exponencialmente. A su vez, este desequilibrio magnético agrava el problema por la generación cíclica de esfuerzos sobre los componentes del rotor y esfuerzos en el estator. Esto puede afectar el comportamiento del generador por la inducción de vibraciones, sobre calentamiento, fatiga, y permanente riesgo de falla y/o frotamiento del rotor con el estator.

Una unidad de 27 MW tipo bulbo en Europa del Este es un buen ejemplo en el GRAFICO #12. En un corto periodo de 2 años desde las pruebas de puesta en servicio, el estator se deformó severamente adoptando una forma oval. Esta condición es considerada alarmante y anormal. Su 39.55% de la redondez del estator sobre el valor nominal del entrehierro se encuentra muy por encima del 20% del valor crítico de tolerancia, y es el principal responsable para el 52.33% del valor promedio del entrehierro.

El origen de esta debilidad parece ser de diseño o de construcción. Tanto como el sistema de amarre deja de soportar la sección superior del estator, esto permite al estator moverse lateralmente hacia afuera. Esta flexión es uniforme por lo que la concentricidad del estator apenas cambia y queda como único de los paramentros dentro de las tolerancias de montaje.

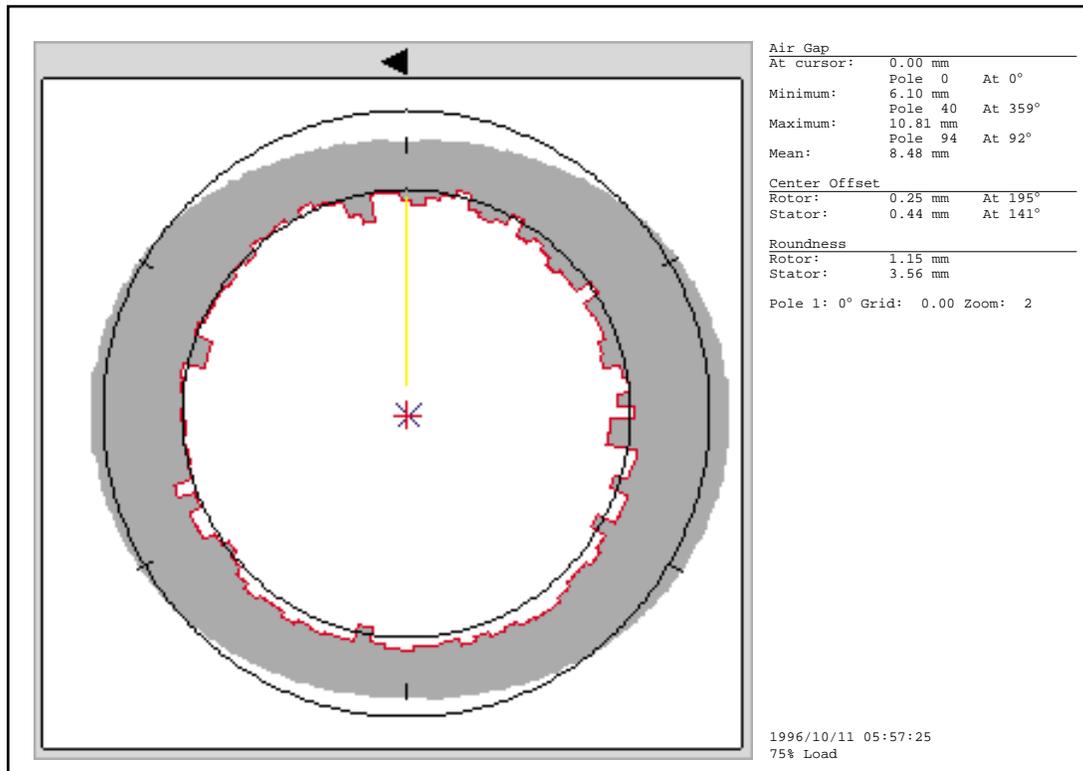


GRAFICO #12 Vista polar de un generador tipo bulbo mostrando hundimiento del estator

El cambio principal en la circularidad del estator ocurre durante la aplicación del campo. El entrehierro disminuye 0.26 mm (2.9%) en la sección superior, mientras que en la sección inferior es solamente 0.08 mm (0.09%). Al mismo tiempo, hay un desplazamiento lateral del eje hacia el lado donde se encuentra el menor promedio del entrehierro (270°). Aun cuando no es visible todavía, el doble del desequilibrio magnético por vuelta, puede eventualmente inducir a que por vibraciones, el eje y el anillo del rotor principalmente fallen por fatiga mecánica.

Más aun el riesgo de contacto entre el estator y el rotor es el más eminente. La variación de la circularidad bajo diferentes condiciones de operación confirma que el problema está evolucionando agravándose con el tiempo. Por lo tanto, el monitoreo de las tendencias y instalación de una alarma para el entrehierro son muy necesarios. Pruebas adicionales a baja velocidad y a plena carga con máquina fría y caliente se requieren, para evaluar la expansión térmica del estator y efectuar un análisis más amplio del estado y comportamiento del generador.

9. Eliminación de paradas innecesarias por mantenimiento. [3]

Los sistemas AGMS y ZOOM pueden también ser utilizados para verificar suposiciones del comportamiento de la máquina. Altas vibraciones (0.46 mm medidos radialmente en el eje debajo del cojinete de empuje generador) fueron causantes de serios desgastes en los anillos rozantes de las escobillas y soporte que se encuentran ubicados en la parte superior del generador de 76.5 MW.

La vibración se incrementaba tanto cuando la máquina se excitaba así como cuando se incrementaba la carga. Algunos observadores pensaron que el problema se debió a un problema magnético por el generador debido a la desviación del punto de rotación del rotor o estator. La corrección de este problema requería un extenso y costoso desmantelamiento de la máquina para centrar y dar la redondez del estator así como para centrar y dar la redondez de la pantalla exterior del anillo con la araña del rotor.

Como una medida de cruzar información de control, se decidió instalar un sistema de monitoreo del entrehierro. Los resultados de las mediciones del entrehierro que se presentan en el GRAFICO #13 demuestran que el rotor y estator se encuentran muy bien centrados y las redondeces de estos son excelentes bajo todas las condiciones de operación. Esto demostró que el generador no es el causante de la vibración.

Posteriormente investigaciones realizadas por el departamento mecánico de la planta, luego de realizar posteriores investigaciones, encontró gran cantidad de escombros en las aletas fijas de la caja espiral de la turbina. Esta condición causó una desigual distribución de la presión de agua a aplicarse en la turbina francis y por lo tanto se produjeron grandes vibraciones. El desmonte fue retirado y la unidad retornó a sus vibraciones normales que son bajas (0.05 mm radial).

En este caso, el monitoreo dinámico del entrehierro ayudó a evitar un costoso e innecesario desmontaje de dos meses de fuera de servicio.

10. Previniendo fallas catastróficas. [4,5]

El problema de la deformación de la carcasa del estator/entrehierro inicialmente fue observado en 1972, en todos los generadores de 60 MW de esta central en Canadá. En 1989, un sistema de monitoreo del entrehierro se instaló en todos los 16 grupos. Se efectuó el control dinámico de la luz entre el rotor y el estator y el resultado de este monitoreo fue; el entrehierro varía debido a las variaciones de las temperaturas estacionales, un progresivo fenómeno de hinchazón del concreto, etc. Un programa de implementación del sistema AGMS al sistema ZOOM se inició en 1990.

En 1991, la alarma de mínimo entrehierro disparó en el Grupo #1. El mínimo entrehierro dinámicamente proporcionado por el ZOOM fue de 200 mils (406 mils nominal). Al mismo tiempo se tomó la decisión de sacar la unidad fuera de servicio para re centrar el estator y ajustar y engrasar las chavetas de la planchas de anclaje con la carcasa. La unidad retornó al servicio menos de un mes después, justo antes de la demanda pico de la estación.

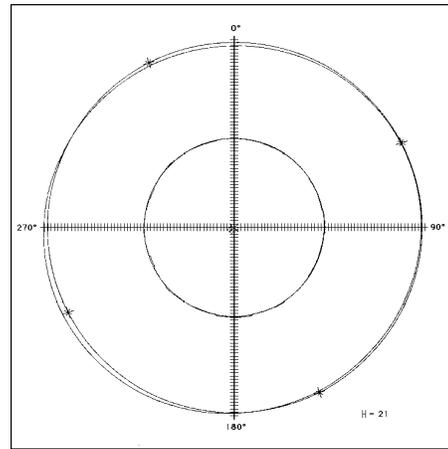


GRAFICO #13
Vista polar del generador

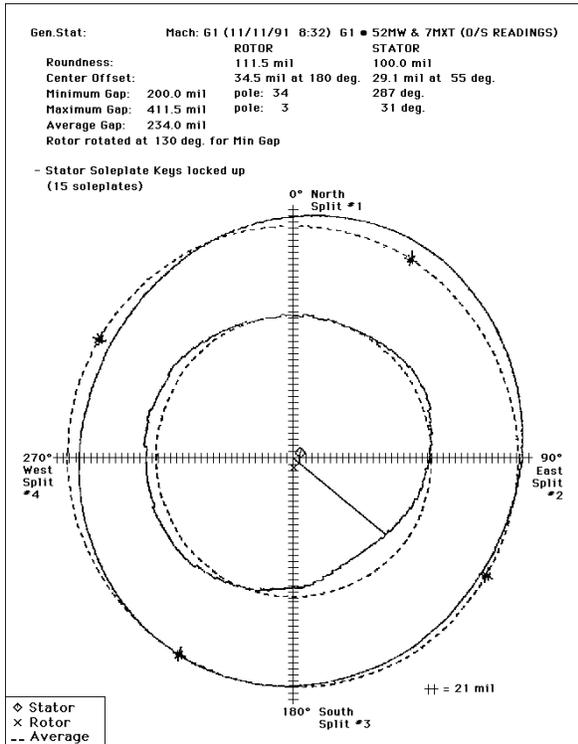


GRAFICO #15 Ploteo del entrehierro en el momento de la alarma

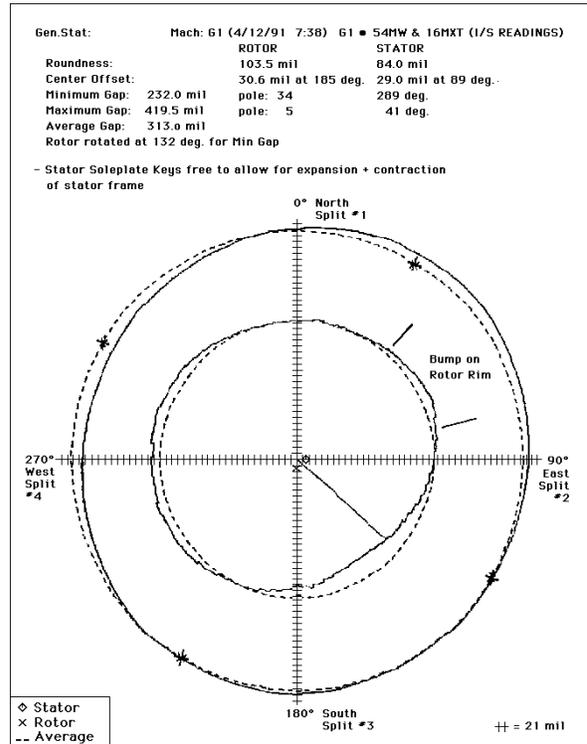


GRAFICO #16 Ploteo del entrehierro al retornar al servicio

El sistema de monitoreo en tiempo real ha efectuado una significativa contribución a la central, garantizando la reducción del riesgo de contacto entre el rotor y estator vía la perdida de la luz radial por ejemplo perdida del entrehierro. Esta valiosa información ayudo apropiadamente a extender la fecha de mantenimiento correctivo antes que se produzca el frotamiento del rotor con el estator. Esto ayudó al manejo de la planta determinando cual de las 16 unidades requirió prioritaria atención.

CONCLUSION

En la exposición somera de estos casos, se demuestra que el monitoreo del entrehierro juega un rol de primera línea en el control del comportamiento y estado de una máquina. También se muestra la capacidad de correlacionar varios parámetros en un integrado sistema de vigilancia de condición de la máquina, lo cual permite una amplia evaluación y estudio del grupo.

En un mundo demandante donde el personal de planta y gerentes son exigidos a incrementar la disponibilidad del equipamiento de generación hidráulica, es fácil demostrar que las informaciones obtenidas con los sistemas de monitoreo on-line de VibroSystM pueden proporcionar una significativa contribución. Obteniendo la correcta información en el tiempo oportuno, permite al personal de la planta tomar las correctas decisiones, las cuales tienen un directo impacto sobre los costos de operación y explotación de la central hidroeléctrica.

REFERENCIAS

- [1] *Cloutier, M., Bissonnette, M., “Air Gap Measuring System”, 1st Int’l Machinery Monitoring & Diagnostic Conference, Las Vegas NV, USA, May 1989*
- [2] *Menard, P., Bourgeois, J.-M., “Using Capacitive Sensors for AC Generator Monitoring”, CIGRÉ Study Committee 11, Int’l Conference on Large High Voltage Electric Systems, CIGRÉ, Montréal QC, Canada, September 1989*
- [3] *Pollock, G. B., Lyles, J. F., “ Vertical Hydraulic Generators, Experience with Dynamic Air Gap Monitoring”, IEEE/PES Winter Meeting, New York NY, USA, January 1992*
- [4] *Casselman, D., District Electrical Division, “A Success Story”, Memorandum Ontario Hydro, Cornwall ON, Canada, December 1992*
- [5] *Bissonnette, M., “On-line Monitoring & Measurement of Hydrogenerator”, IEEE Panel Discussion on Advances in Hydroelectric Machine Condition Monitoring, IEEE Summer Power Meeting, Seattle WA, USA, July 1992*
- [6] *Bourgeois, J.-M., Bissonnette, M., Capacitive Sensor Technology: A Key for Better Monitoring of Hydropower Generator”, Hydropower ‘92, Rotterdam, Netherland, 1992*

DETALLES BIOGRÁFICOS DEL AUTOR

El Sr. Marc R. Bissonnette es un ingeniero electricista graduado en la universidad de Sherbrooke (Sherbrooke Canadá) en 1986. Desde 1987 el se encuentra involucrado con el desarrollo y marketing de los sistemas de monitoreo para grandes máquinas rotantes. El Sr. Bissonnette es actualmente Gerente de Ventas para VibroSystM’ Machine Condition Monitoring Division.

AGRADECIMIENTOS

El autor quisiera agradecer al Sr. Paul Menard, consultor de GenExpert, Canadá, por su contribución técnica en muchos de estos caso.

APENDICE 1

GUIA DE TOLERANCIAS MECANICAS PARA GENERADORES HIDROELECTRICOS³

TOLERANCIAS MECANICAS				
	Desviación¹			
Parámetro	Definición	Montaje	Aceptable	Critico
Entrehierro	Máxima diferencia entre el entrehierro medido en cualquier punto sobre un mismo plano y el entrehierro teórico (nominal).	13%	20%	30%
Redondez del estator	Diferencia entre los radios internos máximo y mínimo medidos desde el eje de rotación del rotor	7%	12%	20%
Concentricidad estator	Diferencia entre el eje de rotación del rotor y el mejor centro medido en el mismo plano y calculado teniendo como referencia el polo del rotor	5%	7.5%	10%
Redondez del rotor	Diferencia entre los radios exteriores máximo y mínimo medidos en el mismo plano	6%	8%	10%
Concentricidad rotor	Diferencia entre el eje de rotación del rotor y el mejor centro calculado de los radios externos de cada polo en el mismo plano	1.2%	2.5%	4%
VIBRACION				
Eje	Unidades hidráulicas (0-300rpm)	4.0 ²	6.5	12.0
	Unidades hidráulicas (300-1200rpm)	2.0	3.0	6.0
Núcleo estator	Medido entre el núcleo y la carcasa	1.0	1.4	2.0
Carcasa	Medido entre la carcasa y la plancha de anclaje	1.0	2.5	5.0
Notas: 1 - Desviaciones expresadas en porcentaje del entrehierro (teórico) 2 - Vibraciones pico a pico expresadas en mils. 3 - Ref.: Guía técnica División de estudios y Normalización, VP ingeniería HQ, Guía de tolerancias de montaje y sistema de alineamiento de eje, CEA				