



**II CAIM 2010**  
**Segundo Congreso Argentino**  
**de Ingeniería Mecánica**  
**San Juan - Noviembre 2010**

## **Aplicación del método de balanceo por mínimos cuadrados a una turbina a vapor de una central eléctrica**

F. Palmieri <sup>\*1</sup>, L. Violante <sup>1</sup>, A. Klemponow <sup>1,2</sup>

**<sup>\*1</sup> Grupo de Estudio de Vibraciones Mecánicas, U.T.N., F.R.S.N, San Nicolás, Buenos Aires, Argentina.**

[fpalmieri@frsn.utn.edu.ar](mailto:fpalmieri@frsn.utn.edu.ar)

<sup>2</sup> Grupo Investigación "Vibraciones Mecánicas", U.T.N., Facultad Regional Delta, Campana, Buenos Aires, Argentina.

### **RESUMEN**

El balanceo de grandes rotores flexibles conlleva importantes dificultades desde el punto de vista técnico, ya que, por lo general, estos presentan velocidades de funcionamiento que superan las primeras velocidades críticas. Por tal motivo debe lograrse un balanceo de alta calidad para aumentar la confiabilidad del equipo.

El método tradicional de Coeficientes de Influencia a dos planos es el camino comúnmente utilizado a la hora de balancear un rotor industrial, pero este método considera simplificaciones que pueden conducir a un resultado final poco adecuado. Entonces, para el caso aquí presentado de una turbina a vapor, se recurrió al método de balanceo con la aproximación de mínimos cuadrados. Esta técnica emplea múltiples velocidades y planos de medición para la determinación de los pesos de corrección, realizando una reducción teórica simultánea de todas las vibraciones residuales. Pero a diferencia del método tradicional requiere la medición de mayor cantidad de datos.

Para la turbina estudiada se emplearon los datos obtenidos por medio de sensores de proximidad X-Y, montados permanentemente en el equipo, para diferentes condiciones de carga correspondientes a los arranques, las paradas y la condición de régimen. Emplear todos estos datos permite llegar a una solución de compromiso que satisface mejor las diversas condiciones de operación de la máquina, lográndose así un balanceo de mayor calidad, como describen diversos autores que desarrollaron algoritmos para tal fin. En función de los resultados obtenidos en forma teórica y salvando los errores que se introducen en el procesamiento de datos, podemos inferir que el método empleado resulta ser una herramienta muy útil para el mantenimiento de este tipo de equipos.

**Palabras Claves:** Mínimos Cuadrado, Coeficientes de Influencia, balanceo, rotor.

## 1. INTRODUCCIÓN

En la industria moderna existen numerosas máquinas rotativas que van desde pequeños motores eléctricos a grandes turbomáquinas, las cuales pueden verse afectadas por elevados esfuerzos mecánicos originados, entre otras causas, por desbalanceo. Su presencia es peligrosa para el equipo, en especial si éste gira a una velocidad próxima a alguna de sus velocidades críticas. Por lo cual, a la hora de realizar un balanceo, se debe tener especial cuidado de lograr un resultado óptimo para asegurar, así, el funcionamiento del equipo con niveles adecuados de vibración, extender su vida útil y reducir al mínimo las paradas por falla.

Para la obtención de los valores y posición de las masas de corrección de balanceo, existen varios modelos, siendo unos más exactos que otros. Uno de los métodos más comunes es el de balanceo a dos planos (implementado generalmente en los equipos comerciales). Este método consiste en considerar al rotor como rígido, tomar para el balanceo sólo dos planos de medición, dos planos de corrección y una única velocidad de prueba. No obstante, para el caso de grandes rotores flexibles, este método resulta ser una aproximación que no siempre da buenos resultados. Por lo tanto, sería más conveniente realizar un balanceo con múltiples planos y velocidades de prueba.

En general, los métodos de balanceo descritos en la bibliografía que usan múltiples planos de medición se pueden dividir en dos grupos: aquellos que emplean la teoría de los coeficientes de influencia, y los denominados métodos de balanceo modal. El primero de estos métodos plantea aprovechar los datos en exceso de considerar múltiples planos y velocidades de medición realizando una aproximación por mínimos cuadrados a partir del método de los coeficientes de influencia de forma tal de lograr una reducción simultánea de todas las vibraciones finales medidas [1]. Más recientemente, se han realizado trabajos donde además de optimizar el valor y posición angular de los pesos de corrección se optimiza también la ubicación axial. Esta práctica no es realizable en el campo industrial, ya que la ubicación de los pesos de corrección en las máquinas reales se encuentra restringida [2]. Otros autores sugieren la aplicación del método de coeficientes de influencia a un sistema automático para realizar un balanceo activo del rotor. Sin embargo, a la hora de ser implementado en casos reales, resulta tener grandes complicaciones, a menos que la máquina haya sido diseñada para implementar esta técnica [3]. Varios autores han realizado aportes y desarrollado diversas mejoras o alternativas usando como base los métodos anteriormente mencionados [4-6]. Entre las alternativas presentadas en la bibliografía, podemos mencionar el caso donde se considera en el cálculo de los pesos de corrección la posibilidad de no remover las masas de pruebas entre corridas, si la colocación de las mismas produjo una reducción de las vibraciones [7].

Dentro de los diversos métodos descritos en la bibliografía, este trabajo presenta el balanceo de un grupo turbogenerador de generación de 300 MW por el método de los mínimos cuadrados a través de un software específico implementado para tal fin. El equipo por balancear está compuesto por una turbina a vapor de alta y baja presión, acoplada a un generador soportado por 6 cojinetes, el cual presenta vibraciones excesivas [8,9], principalmente en los cojinetes 3,4 y 5(Figura 1).

### 1.1. Teoría y algoritmos de cálculo

El Método de los coeficientes de influencia considera que la respuesta del sistema a una excitación es lineal, resultado válido por el principio de superposición de efectos, es decir matemáticamente, la vibración del sistema  $V_{ik}$  en un plano  $i$ , a una determinada velocidad  $k$ , es producto de la suma de los efectos combinados de las excitaciones en todos los planos, hecho expresado por la Ecuación (1).

$$V_{ik} = \sum \alpha_{ij} U_j \quad (1)$$

Donde:  $\alpha_{ij}$  es el denominado coeficiente de influencia y  $U_j$  que representa la masa de desbalanceo en el plano  $j$ . Aceptando como válido el principio de linealidad entre la excitación y la respuesta, cada coeficiente, se determina a partir de mediciones de prueba, considerando el estado inicial de la máquina y las vibraciones después de posicionar una masa de prueba conocida, usando la expresión:

$$\alpha_{ij}^k = \frac{V_{ij}^k - V_{i0}^k}{m_j r_j} \quad (2)$$

Donde:  $\alpha_{ij}^k$  es el coeficiente de influencia de las vibraciones medidas en el sensor  $i$  producidas por una masa de desequilibrio  $m_j$  en el plano  $j$  a la velocidad  $k$ , y se obtiene a partir de la diferencia de las vibraciones  $V_{ij}^k$  medidas en el sensor  $i$ , producidas luego de agregar una masa de prueba en el plano  $j$  a la velocidad  $k$  menos las vibraciones iniciales o previas  $V_{i0}^k$  medidas en el sensor  $i$  a la velocidad  $k$  antes de agregar la masa. Trabajando con las expresiones anteriores se llega a un sistema de ecuaciones que matricialmente se expresa:

$$[V]_{(n \times m)} = [A]_{(n \times m) \times q} [U]_q \quad (3)$$

Donde:  $[v]$  es la matriz de vibraciones medidas,  $[A]$  es la matriz de los coeficientes de influencia y  $[U]$  es la matriz de las masas desequilibrantes,  $n$ : números de sensores (Planos de Medición),  $m$ : número de velocidades,  $q$ : número de planos de corrección. Para su resolución directa se debe cumplir la igualdad:  $n \times m = q$ . Entonces el sistema se resuelve a través de la Ecuación (4) obteniéndose las masas de corrección  $[U]^*$ .

$$[U]^* = [A]^{-1} [V] \quad (4)$$

Para el balanceo se parte de las señales de los sensores, estas señales son descompuestas en frecuencia a través de la FFT y con la ayuda de los pulsos que entrega un sensor de trigger, se determina la fase correspondiente a cada frecuencia. Luego un algoritmo discrimina a partir de la FFT los valores de en amplitud y fase para la vibración en 1X usando un promediado en espectros de 10 promedios, a partir de espectros de 800 líneas. Entonces generalmente se toman los datos de un arranque o una parada de la máquina y el software desarrollado obtiene una tabla de valores de amplitud y fase 1X a distintas velocidades a partir de la configuración de saltos de velocidad y promediados que elige el analista.

Luego el programa arma, en primer lugar, las matrices con los valores de vibración inicial y los valores obtenidos de cada corrida de prueba, en función de la configuración realizada por el usuario. A partir de estas matrices, y de la matriz de masas de prueba, se calculan los coeficientes de influencia.

Paso seguido aplica la resolución del sistema de ecuaciones que se encuentra expresado en forma matricial en la Ecuación (4) usando para tal motivo el método de Gauss-Jordan.

Cuando existen datos redundantes ( $n \times m > q$ ) ya no es posible reducir a cero las  $n \times m$  lecturas, entonces se debe usar la aproximación por mínimos cuadrados, este método permite mediante una única toma de datos llegar a una reducción de compromiso de las lecturas de los  $n$ -sensores de manera simultánea. Esto se hace minimizando la suma de los cuadrados de las  $n \times m$  amplitudes de vibración residual y usando luego un proceso iterativo al final de cual se llega a una solución de compromiso. Este método plantea que para llegar a la solución se debe resolver el siguiente sistema de ecuaciones, que por simplicidad se encuentra expresado en forma matricial.

$$[U]^* = \{[A]^T[A]\}^{-1}[A]^T[V] \quad (5)$$

Para lograr la aproximación, en una primera iteración del proceso, se calculan las magnitudes y fases de los pesos de corrección y se predicen las amplitudes y fases de las vibraciones residuales (valores de vibración que permanecen luego del balanceo) calculándose también la suma de sus cuadrados. Cuando esta cantidad es minimizada, aun es posible que alguno/s de los valores de vibración residual pueda ser considerablemente mas grandes que los otros. Luego de la primera iteración, cada una de las soluciones obtenidas se "pesa" por la amplitud de la vibración residual correspondiente, lo que implica en la segunda iteración que las amplitudes residuales mayores van a tener mayor peso que las restantes con residuo pequeño. Entonces en esta segunda iteración se obtendrán los pesos de corrección que reducen las amplitudes mas grandes a expensa de las mas pequeñas, pero tratando de que la suma de los cuadrados de las  $n \times m$  vibraciones residuales sea mínima. Este proceso iterativo se puede continuar ya sea hasta que se cumpla el máximo de iteraciones admitidas por el usuario o porque el resultado se encuentre dentro del rango establecido también por el usuario.

Para poder comparar los métodos de balanceo mencionados anteriormente y realizar el balanceo del equipo mencionado se debió implementar un software, mediante el cual a partir de los datos obtenidos de las mediciones se obtienen los pesos de correcciones que en teoría al ser montados sobre el rotor deben reducir las vibraciones del mismo.

## 1.2. Características y condiciones iniciales del turbogenerador

En la Figura 1 se muestra el esquema del equipo turbogenerador formado por una turbina de vapor compuesta de una etapa de alta, intermedia y baja presión acoplada a un generador de 300 MW.

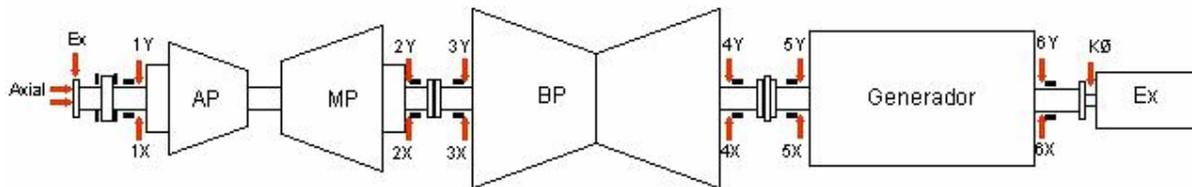


Figura 1 Esquema del equipo a balancear

En función de los niveles de vibración que presentaba el equipo obtenidos de mediciones hechas tanto en carcasa, a través de acelerómetros, como así también las mediciones obtenidas a través del sistema de monitoreo continuo de desplazamiento del eje, se infirió que los niveles en los apoyos 3, 4 y 5 (Figura 1) superaban los niveles recomendados por las normas aplicables para este tipo de máquinas [8,9].

Se analizó el problema y se llegó a la conclusión de que los niveles elevados de vibración se debían, en primer lugar, a una excentricidad entre ambos lados del acople generador-turbina de baja presión, que originaba vibraciones excesivas en los apoyos 4 y 5 fueran elevados. A su vez los niveles, que se presentaban, en los apoyos de la turbina de baja presión eran indicativos de un posible desbalanceo de la misma.

Por lo expuesto anteriormente se procedió a balancear el equipo tomando como planos de corrección los correspondientes a la turbina de baja presión y al acople generador-turbina.

En la Tabla 1 se presentan los niveles iniciales de vibración del equipo medidos sobre el eje por medio del sistema de monitoreo continuo.

Tabla 1 Niveles de vibración inicial en sentido horizontal ( $\mu\text{m pp}$ )

Carga MW	PLANO Nº 2	PLANO Nº 3	PLANO Nº 4	PLANO Nº 5	PLANO Nº 6
0	70,21	29,88	113,30	161,40	75,27
20	73,76	31,61	113,10	162,20	76,07
40	73,55	32,74	112,90	162,40	76,23
60	74,88	32,17	111,60	162,50	75,03
80	75,36	32,93	112,50	163,60	74,29

## 2. BALANCEO DEL EQUIPO

Para el balanceo del equipo se usaron los datos obtenidos del sistema de monitoreo continuo en dirección horizontal (puntos 3H, 4H y 5H, Figura 1) que entrega los niveles de vibración sobre el eje. Cabe mencionar que tanto el balanceo desde el acople como desde la turbina se hicieron con una carga máxima de 80 MW por cuestiones operativas.

El análisis del equipo se realizó en varias etapas. En una primera etapa, se analizó la influencia del acople turbina-generador, y en una segunda, etapa se hizo lo mismo con la turbina de baja presión y por último se estudio el balanceo de la turbina considerando la influencia del acople, es decir se tomo a este como un tercer plano de corrección.

Para el cálculo se utilizo el método de aproximación por Mínimos Cuadrados para tratar de disminuir las vibraciones durante el transiente de puesta en carga de la turbina para de esta manera mejorar la repuesta de la misma en esta etapa y además lograr una disminución en forma proporcional de las vibraciones en los puntos de medición considerados.

## 2.1. Balanceo desde el acople turbina-generador

En primer lugar se procedió a balancear desde el acople (balanceo a un plano) para tratar disminuir las vibraciones en los apoyos 4 y 5 (Figura 1) originadas por el problema que presentaba el acople usando el método tradicional de coeficientes de influencia.

El proceso de balanceo tuvo que realizarse un par de veces ya que al querer disminuir las vibraciones en el cojinete 4 perteneciente a la turbina de baja aumentaban las correspondientes en el cojinete 5 del generador. Al presentarse tal inconveniente se decidió colocar un peso de corrección de compromiso que disminuyera las vibraciones en ambos cojinetes.

Para ello se fue ajustando el valor del peso de corrección para lograr la mayor disminución de las vibraciones en ambos apoyos, esto se pudo llevar a cabo ya que, de las pruebas realizadas, se obtuvo de que manera influía el desbalanceo en el acople en los dos cojinetes considerados mediante los coeficientes de influencia.

Finalmente el peso colocado en el acople fue de 450 g a 65°. En la Tabla 2 se presentan los niveles de vibración con el peso de corrección colocado para distintas condiciones de carga. Estos datos se tomaron como referencia para los siguientes análisis.

Tabla 2 Niveles de vibración final en sentido horizontal a 3000RPM con distintas cargas ( $\mu\text{m pp}$ )

Carga MW	PLANO Nº 2	PLANO Nº 3	PLANO Nº 4	PLANO Nº 5	PLANO Nº 6
0	57,19	50,06	82,66	144,00	89,89
20	77,06	51,02	82,66	143,50	76,77
40	81,95	51,97	82,66	142,80	73,1
60	82,51	52,93	82,66	142,20	67,61
80	84,21	53,89	82,66	141,60	62,12

## 2.2. Balanceo desde la turbina de baja presión

El siguiente paso fue realizar el balanceo a dos planos de la turbina de baja presión ya que, a pesar de que los valores en el apoyo 4 disminuyeron al colocar el peso de corrección en el acople, aun permanecían elevados en el apoyo 3 de la turbina de acuerdo a lo recomendado por las normas aplicables.

En la Tabla 2 se presentan los niveles de vibración que presentaba la turbina para distintas condiciones de carga, en este caso los pesos de corrección se calcularan por medio de la aproximación por mínimos cuadrados para tratar de disminuir en forma proporcional los niveles de vibración durante la puesta en carga y hasta llegar a 80 MW. Los niveles de vibración tomados como iniciales en este caso corresponden a los obtenidos con el peso de corrección colocado en el acople.

La siguiente medición se realizó colocando un peso de prueba de 750g a 135° en el plano del lado del cojinete 4. Los niveles de vibración obtenidos se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3 Niveles de vibración con masa de prueba en plano 4 en sentido horizontal ( $\mu\text{m pp}$ )

Carga MW	PLANO N° 2	PLANO N° 3	PLANO N° 4	PLANO N° 5	PLANO N° 6
0	81,74	96,08	95,70	109,40	106,5
20	79,03	103,20	100,70	107,00	86,8
40	86,18	110,40	104,90	106,70	86,6
60	72,19	110,40	107,60	107,90	87,4
80	65,63	110,40	110,30	109,10	82,5

La tercera medición se realizó con un peso de prueba de 750g a 17° en plano del lado del cojinete 3. Los niveles de vibración obtenidos se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4 Niveles de vibración con masa de prueba en plano 3 en sentido horizontal ( $\mu\text{m pp}$ )

Carga MW	PLANO N° 2	PLANO N° 3	PLANO N° 4	PLANO N° 5	PLANO N° 6
0	72,2	65,01	58,35	87,40	76,6
20	62,0	65,69	58,93	88,53	77,2
40	61,9	66,37	59,02	89,67	76,2
60	69,6	67,03	58,08	90,54	75,3
80	75	67,52	56,80	89,69	74,4

### 2.2.1 Cálculo de los pesos de corrección

En la Tabla 5 se presentan los pesos obtenidos del cálculo de los pesos de corrección que en teoría reducirán las vibraciones en los apoyos de la turbina, obtenidos por el método de los mínimos cuadrados reduciendo las amplitudes residuales en los planos 3 y 4 durante la puesta en carga.

Tabla 5 Pesos de corrección teóricos ( $\text{g}/\_\_\circ$ )

Plano N°: 3	Plano N°: 4
1425,00 g/ $\_\_\_75,23^\circ$	1226,99 g/ $\_\_\_-8,30^\circ$

### 2.3. Balanceo conjunto turbina-acople

También se realizó el cálculo teniendo en cuenta la influencia de colocar un peso de corrección en el acople, en los resultados del balanceo de la turbina, aplicando para ello aproximación por mínimos cuadrados, para de esta manera tratar de obtener pesos de corrección que disminuyan las vibraciones en forma proporcional en los apoyos considerados para distintas condiciones de carga.

#### 2.3.1 Cálculo de los pesos de corrección

Los pesos de corrección obtenidos del cálculo son presentados en la Tabla 6.

Por razones prácticas y constructivas se no se pudieron colocar pesos de corrección en el plano 4 ya que el mismo tenía gran cantidad de pesos colocados de balanceo previos y además se observó durante las mediciones que con el agregado de pesos las vibraciones subían considerablemente. Considerando lo anteriormente dicho se procedió a ajustar los pesos de corrección. El ajuste se realizó con el software desarrollado para tal efecto, que a partir de los coeficientes de influencias obtenidos de los datos arrojados

en las pruebas realizadas permitió obtener en forma teórica de que manera se comportaran las vibraciones residuales cuadráticas en los apoyos cuyos valores se quieren disminuir mediante la variación de los pesos de corrección a colocar. Se probó ajustando la masa del plano 3 al valor usado como peso de prueba en este plano ya que observando los niveles de vibración al colocar el mismo, resultaba que disminuían de forma significativa y la diferencia con el valor teórico era de solo 20 grados en la fase. Entonces se utilizó el peso de prueba como peso de corrección directamente.

En la Tabla 8 se presentan los resultados obtenidos finalmente después de realizar el ajuste indicado, que como se muestra en la Tabla 9 generó una disminución de la vibración residual teórica en el apoyo 3 correspondiente a la turbina a expensas de un leve incremento en los apoyos 5 y 6.

Tabla 6 Pesos de corrección teóricos

Plano N°: 3	Plano N°: 4	Plano N°: 5
784 g/___37°	210 g/___72°	616 g/___128°

Tabla 7 Vibración cuadrática media teórica ( $\mu\text{m pp}$ )

Plano N°:2	Plano N°:3	Plano N°:4	Plano N°:5	Plano N°:6
74,88	65,42	53	15,3	52,14

Tabla 8 Pesos de corrección teóricos

Plano N°: 3	Plano N°: 4	Plano N°: 5
750 g/___17°	---	616 g/___128°

Tabla 9 Vibración cuadrática media teórica ( $\mu\text{m pp}$ )

Plano N°:2	Plano N°:3	Plano N°:4	Plano N°:5	Plano N°:6
73	48,20	61	35,9	62,1

#### 2.4. Análisis de resultados

Del análisis de la respuesta teórica del equipo obtenida en las distintas pruebas realizadas, se determinó que el mejor resultado se obtiene cuando se realiza el balanceo de la turbina considerando como un tercer plano de corrección al acople, ya que si analizamos el comportamiento en las corridas de pruebas realizadas vemos que cuando se colocó la masa de prueba en el plano 4 la respuesta del equipo no fue la esperada, en cambio al colocar el peso de prueba en el plano 3 los niveles de vibración disminuyeron en forma proporcional. Por otro lado por cuestiones prácticas finalmente se debió modificar el peso a colocar en el acople. Por lo expuesto anteriormente se optó por colocar los pesos de corrección indicados en la Tabla 10.

En la Tabla 11 se presentan los niveles de vibración promedio finales para distintas condiciones de carga, que como podemos ver no presentan diferencias significativas a los obtenidos teóricamente y además disminuyeron en forma equitativa en todos los planos.

Tabla 10 Pesos de corrección colocados en el equipo

Plano N°: 3	Plano N°: 4	Plano N°: 5
750 g/ __17°	---	450g/ __160°

Tabla 11 Niveles de vibración final promedio en sentido horizontal para distintas condiciones de carga ( $\mu\text{m pp}$ )

Plano N°:2	Plano N°:3	Plano N°:4	Plano N°:5	Plano N°:6
76,6	51,4	66,9	45,8	63,7

### 3. CONCLUSIONES

El método de balanceo por mínimos cuadrados permite optimizar el resultado del balanceo con distintas condiciones de cargas de la máquina, dado que las vibraciones son cambiantes a medida que la turbina toma carga.

Por otro lado contar con un software que permita a partir de los datos adquiridos durante las pruebas estimar como se comportará el equipo ante la colocación de los pesos de corrección finales posibilita llegar a un balanceo más eficiente, en forma rápida, ya que se evita el tener que realizar varias pruebas sobre el equipo, que no siempre son factibles, por la necesidad económica de disponibilidad de los equipos y los riesgos de fallas asociados al proceso de prueba.

### 4. REFERENCIAS

- [1] T. P. Goodman, *A least-squares method for computing balance corrections*, Journal of Eng. for Industry, Trns. ASME Serie B, vol. 63, pp. 273-279, 1964.
- [2] W. D. Pilkey, *A computational technique for optimizing correction weights and axial location of balance planes of rotating shafts*, Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design, vol. 105, pp. 90-93, 1983.
- [3] Z. Shiyu, *Extended influence coefficient method for rotor active balancing during acceleration*, Journal of dynamic systems, measurement, and control, vol. 126, pp. 219-223, 2004.
- [4] Y. Kang, *Optimal balancing of flexible rotors by minimizing the condition number of influence coefficients*, Mechanism and Machine Theory, vol. 43, pp. 891-908, 2008.
- [5] X. Wang, *SQP algorithms in balancing rotating machinery*, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 21, pp. 1469-1478, 2007.
- [6] F. Seve, *Balancing of machinery with a flexible variable-speed rotor*, Journal of Sound and Vibration, vol. 264, pp. 287-302, 2003.
- [7] Y. Xiaoping, *General Influence Coefficient Algorithm in Balancing of Rotating Machinery*, International Journal of Rotating Machinery, vol. 10, pp. 85-90, 2004.
- [8] ISO 10816-2, *Mechanical vibration, Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min*, 2001.
- [9] ISO 7919-2, *Mechanical vibration, Evaluation of machine vibration by measurements on rotating parts, Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min*, 2001.