



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 ^{*1}, L. Violante ¹, A. Klempnow ^{1,2}

^{*1} *Grupo de Estudio de Vibraciones Mecánicas, U.T.N., F.R.S.N, San Nicolás, Buenos Aires, Argentina.*

fpalmieri@frsn.utn.edu.ar

² *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 de balanceo en 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 obtención 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 mediante algoritmos de cálculo permite llegar a una solución de compromiso que satisface mejor las diversas condiciones de operación de la máquina, como describen diversos autores, lográndose un balanceo de mayor calidad. 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 que 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 una de sus velocidades críticas. Por lo que, a la hora de realizar un balanceo, se debe tener especial cuidado en 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 en 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 realizar una aproximación por mínimos cuadrados para aprovechar todos los datos disponibles al considerar múltiples planos y velocidades de medición, los cálculos se realizan partiendo de la teoría del método de los coeficientes de influencia y de esta forma se busca 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 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: α_{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: α_{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 $[U]^*$.

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

Los datos usados para realizar los cálculos de los coeficientes de influencia y armar las matrices de este sistema de ecuaciones, a partir del que se calcularán las masas de corrección, son obtenidos mediante los sensores de vibración montados en el equipo. Como para el balanceo sólo se necesitan las amplitudes de vibración a la velocidad de giro de la máquina, las señales adquiridas por cada sensor deben ser sometidas a un procesamiento previo. Para dicho procesamiento se desarrolló un software específico mediante el cual se obtiene tanto la amplitud, como la fase de la vibración a la velocidad de trabajo de la máquina en condición de régimen, como así también a distintas velocidades en un rango determinado a partir de archivos de datos de vibración registrados durante cada unas de las corridas realizadas, ya sea en un arranque o parada del equipo.

Una vez que se han armado las matrices en función de lo requerido por el usuario del programa, se procede a resolver el sistema de ecuaciones que se encuentra representado en forma matricial en la ecuación 4, este sistema puede que tenga solución algebraica directa, o sea, el mismo determine un sistema de ecuaciones con solución única.

En el caso de tener un sistema sobredeterminado ($n \times m > q$), es decir con más datos que incógnitas ya no es posible resolver directamente, sino que es necesario aplicar una aproximación por mínimos cuadrados. Mediante esta aproximación se busca llegar a una solución que reduzca en igual forma los niveles de

vibración en todos los puntos de medición considerados. 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 (ecuación 5).

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

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.

A los efectos de comparar los métodos de balanceo mencionados anteriormente y realizar el balanceo del equipo en estudio se debió implementar un software, que emplea los datos obtenidos de las mediciones para obtener los pesos de corrección 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.

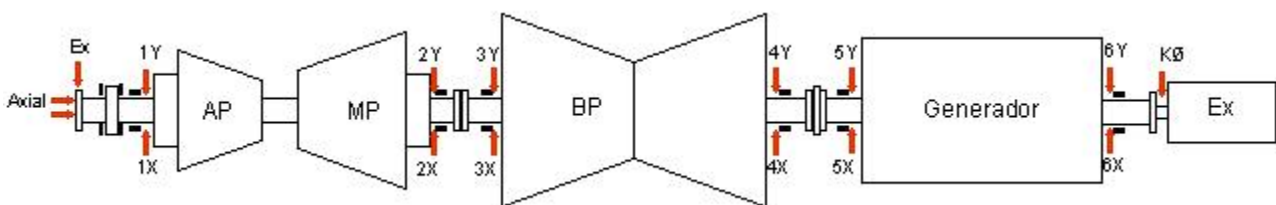


Figura 1 Esquema del equipo a balancear

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. 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 para distintas condiciones de carga.

Tabla 1 Niveles de vibración inicial 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	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 utilizó el método de aproximación por Mínimos Cuadrados para tratar de disminuir las vibraciones durante el transiente de puesta en carga de la turbina y mejorar, así, la repuesta de la misma en esta etapa, además de reducir las vibraciones en funcionamiento.

2.1. Balanceo desde el acople turbina-generador

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

Una vez obtenido el valor del peso de corrección se procedió a colocar el mismo en el acople y a realizar luego una nueva medición para verificar si verdaderamente las vibraciones habían disminuido; esto no ocurrió ya que se determinó que los niveles de vibración habían aumentado.

Luego de varias pruebas realizadas sobre el acople, se concluyó que al intentar disminuir mediante balanceo a un plano las vibraciones en uno de los apoyos, aumentaban en el otro, por lo que se debió llegar a una solución de compromiso que disminuyera las vibraciones en ambos apoyos. Esto se pudo realizar fácilmente a partir de los coeficientes de influencia calculados que determinaban la influencia del desbalanceo del acople sobre los apoyos y el uso del software desarrollado.

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 analizar el balanceo en planos de la turbina de baja presión, esto es necesario porque si bien los valores en el apoyo 4 disminuyeron al colocar el peso de corrección en el acople, en el apoyo 3 de la turbina aún permanecían elevados de acuerdo a lo recomendado por las normas aplicables [8,9].

En la Tabla 2 se presentan los niveles de vibración que exhibía la turbina para distintas condiciones de carga, en este caso los pesos de corrección se calcularon 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.

Siguiendo el proceso de balanceo en dos planos el siguiente paso fue obtener los niveles de vibración con un peso de prueba de 750g a 135° colocado en el plano del lado del cojinete 4. Los niveles de vibración obtenidos de esta medición 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 Nº 2	PLANO Nº 3	PLANO Nº 4	PLANO Nº 5	PLANO Nº 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

Por último se realizó el mismo procedimiento, pero esta vez colocando un peso de prueba de 750g a 17° en el plano del lado del cojinete 3 y sacando el peso de prueba colocado en primer lugar. Los niveles de vibración obtenidos de esta medición se muestran en la Tabla 4.

Con los datos obtenidos de las dos corridas de prueba y de la medición realizadas después de colocar el peso de corrección en el acople se procedió a calcular los pesos de corrección que en teoría reducirán las vibraciones del equipo.

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 valores 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 $\text{g} / __\text{75,23}^\circ$	1226,99 $\text{g} / __\text{-8,30}^\circ$

2.3. Balanceo conjunto turbina-acople

En última instancia, se realizó el balanceo del conjunto turbina-acople, es decir, se consideró un tercer plano de corrección en el acople y se realizó el cálculo mediante la aproximación por mínimos cuadrados; con esto se propuso realizar una disminución de las vibraciones para distintas condiciones de carga durante el arranque y puesta en servicio, tratando de obtener una mejor respuesta del equipo que la lograda hasta ese momento balanceando por separado el acople y la turbina.

Esto resultaba conveniente y fácilmente realizable a partir de los datos obtenidos de las pruebas previas y mediante la utilización del software desarrollado, ya que no era necesario realizar nuevas corridas de prueba, sólo se debía cambiar la configuración inicial de cálculo donde se consideran los datos a tener en cuenta (planos de corrección, planos de medición y mediciones a distintas condiciones de carga que forman las matrices del sistema de ecuaciones a resolver), y el algoritmo de cálculo.

2.3.1 Cálculo de los pesos de corrección

Los pesos de corrección obtenidos del cálculo son presentados en la Tabla 6. Además en la Tabla 7 se presentan los valores de vibración residual cuadrática media que en teoría presentaría el equipo al colocarse los pesos de corrección obtenidos del cálculo en los apoyos considerados.

Por razones prácticas y constructivas no se pudo colocar pesos de corrección en el plano 4 ya que el mismo tenía gran cantidad de pesos colocados de balanceos previos y no había lugar disponible en la zona sugerida por el programa. No obstante el peso sugerido era relativamente pequeño con respecto a los dos restantes (del orden de la 3ª o 4ª parte) y además se observó que el comportamiento del equipo, durante la corrida realizada con el peso de prueba en ese plano, demostraba que con el agregado del peso de prueba las vibraciones en general subían considerablemente y el cálculo teórico de las vibraciones residuales a partir de los coeficientes de influencia considerando correcciones constructivamente posibles en ese plano

no suponía una mejora significativa. De allí que se sugirió no compensar en este plano y realizar un ajuste de los restantes.

El ajuste se realizó con el software desarrollado para tal efecto, a partir de los coeficientes de influencias obtenidos con 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 al realizar el ajuste 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. Por otro lado como ya se mencionó se decidió no colocar el peso de corrección en el plano 4.

Estos ajustes son a criterio prácticos del operario que tiene que realizar el balanceo y resultan factibles por la posibilidad que habilita el software desarrollado, de a partir de los coeficientes de influencia almacenados determinar en forma teórica, como variarían las vibraciones residuales ante un cambio de peso de corrección permitiendo llegar a un resultado que conforme en mayor medida al analista. No obstante siempre se debe recordar la hipótesis de linealidad que se está considerando sobre el comportamiento del sistema que no siempre es verificable.

En la Tabla 8 se presentan finalmente los valores a los cuales se ajustaron los pesos de corrección, y que como se muestra en la Tabla 9 generaron 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 residual 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 ajustados

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

Tabla 9 Vibración residual 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 obtuvo cuando se realizó el ajuste de los pesos de corrección a los valores presentados en la Tabla 8 en el caso donde se consideraba el balanceo de la turbina tomando 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. Pero por otro lado por cuestiones prácticas se debió modificar también el peso a colocar en el acople realizándose el correspondiente ajuste de su valor. Por lo expuesto anteriormente los pesos que finalmente se colocaron en el equipo fueron los indicados en la Tabla 10.

En la Tabla 11 se presentan los niveles de vibración promedio finales medidos para distintas condiciones de carga, que como podemos ver disminuyeron en forma equitativa en todos los planos, que es lo que justamente en teoría plantea este método de minimización, poder lograr una reducción uniforme de las vibraciones en todo los apoyos considerados (Tabla 9).

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 y obteniéndose en general una reducción mas equitativa de las vibraciones en todo el equipo.

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, o como en nuestro caso nos encontramos con limitaciones prácticas a la hora de colocar los pesos de corrección en el equipo, por los cual debemos hacer un ajuste de los mismos y poder predecir rápidamente en teoría el comportamiento de la máquina ante el ajuste de los pesos de corrección.

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.