

ANÁLISIS MEDIANTE EL MÉTODO DE LA MATRIZ DE TRANSFERENCIA DE TURBOGENERADOR DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Fernando Palmieri ¹, Andreas Klemnow ² y Darío Violante ¹

¹ Facultad Regional San Nicolás, Universidad Tecnológica Nacional.
Colón 332, San Nicolás, Buenos Aires, Argentina.
correo-e: fpalmieri@frsn.utn.edu.ar

² Facultad Regional Delta, Universidad Tecnológica Nacional.
San Martín 1175, San Nicolás, Buenos Aires, Argentina.
correo-e: andreas.klemnow@gmail.com

RESUMEN

La dinámica de los rotores se emplea, entre otras aplicaciones, para estudiar la respuesta en funcionamiento de las modernas turbo-máquinas de generación eléctrica, es decir, sus vibraciones y orbitas, así como la respuesta en vibración a distintos desperfectos.

En la literatura se proponen varios métodos numéricos para el análisis de rotores, entre ellos, el método de la matriz de transferencia, que es uno de los métodos de más amplio desarrollo. El mismo, se basa íntegramente en ecuaciones de la mecánica clásica y permite obtener resultados empleando relativamente poca capacidad de cálculo. Actualmente hay enfoques que emplean el método de los elementos finitos con el mismo objetivo, pero este implica una matemática y una programación más compleja y mayor capacidad de cálculo.

En este trabajo se emplea el método de la matriz de transferencia para analizar la respuesta de un rotor de un turbogenerador de una central termoeléctrica del país. Este equipo presentaba serios problemas de vibraciones al aproximarse a la velocidad de régimen y había sido sometido a varios intentos de balanceo sin resultados adecuados.

A partir de las mediciones sobre el equipo y los datos numéricos obtenidos se pudo determinar que el equipo funciona cerca de la tercera velocidad crítica y también se pudo aproximar la respuesta a los efectos de desbalanceo.

Palabras Clave: vibraciones; turbogenerador; matriz de transferencia

1. INTRODUCCIÓN

El estudio del comportamiento de las máquinas rotantes es un tema de fundamental importancia en las centrales de generación de energía. Actualmente las demandas de energía y el costo de las instalaciones obligan a disponer de los equipos funcionando durante la mayor cantidad de tiempo posible, para maximizar su utilidad.

Los avances de la tecnología han permitido obtener grandes potencias en equipos más livianos. Esto ocasiona que normalmente funcionen por encima de una o varias de sus velocidades críticas, elevando las exigencias de funcionamiento, las tolerancias de construcción, de equilibrado y alineación de los equipos.

Como consecuencia de esas mayores exigencias, los diseñadores de estos equipos deben recurrir a herramientas para estudiar cómo será el comportamiento dinámico de los rotores una vez construidos, cuáles serán sus velocidades críticas y sus formas modales y como será su respuesta a distintos tipos de desperfectos.

En la literatura específica [1] se pueden encontrar métodos analíticos para determinar velocidades críticas y la respuesta del rotor a fenómenos como desbalance o cambios en las propiedades de los cojinetes, entre otros; pero dichos métodos casi siempre se aplican a modelos relativamente simples como el rotor de Jeffcot y los resultados de los mismos, si bien permiten comprender conceptualmente los fenómenos, no tienen precisión o simpleza a la hora de analizar los rotores más complejos. Actualmente, el método de los elementos finitos y el Método de la Matriz de Transferencia son los dos caminos numéricos más usuales para analizar el comportamiento de rotores reales. La aplicación de modelos de elementos finitos en dinámica de rotores ha sido exitosamente verificada [2]. No obstante, el principal inconveniente de este camino es que emplea una gran capacidad de cálculo, la programación es compleja y, en general, requiere un conocimiento preciso de la geometría del rotor.

El Método de la Matriz de Transferencia, en cambio, resuelve el problema dinámico utilizando un procedimiento de aproximación que consiste en partir de un extremo del rotor, donde las condiciones de contorno son conocidas, luego usando expresiones clásicas obtenidas de la Mecánica de Newton, de la Resistencia de Materiales y de la teoría de la Elasticidad, se determina la deflexión lateral, el ángulo de giro y los esfuerzos del eje en determinados puntos característicos a lo largo del eje (cambios de sección, apoyos intermedios, rodetes de alabes, etc.), avanzando en forma progresiva hasta llegar al otro extremo. La satisfacción de las condiciones de contorno de en los extremos y en todos los puntos intermedios permite plantear un sistema de ecuaciones lineales cuyos coeficientes se ordenan en una matriz que recibe el nombre de matriz de transferencia y relaciona deflexiones y esfuerzos a ambos lados del elemento cuyas propiedades representa que puede ser un tramo de eje, un cambio de sección, un rodete de alabes, un apoyo, etc.



Luego estas matrices con las condiciones de contorno adecuadas se pueden usar para encontrar velocidades críticas y formas modales del rotor o para estudiar la respuesta a una determinada condición como el desbalance.

Este método tiene como principal ventaja que no requiere almacenar o manipular grandes matrices, se puede trabajar con datos concretos, como son los diámetros del rotor y las masas de los componentes y resulta más rápido para obtener resultados cuando la capacidad de cálculo es reducida.

La idea fundamental del método de las matrices de transferencias fue propuesta por Holtzer para sistemas sometidos a vibraciones torsionales, luego Myklestad lo generalizó para sistemas sometidos a la flexión [3]. Desde entonces distintas publicaciones fueron ofreciendo variantes del método para distintos sistemas rotor-cojinete. Como sugiere Murphy [4] en algunos casos puede presentar errores en la determinación de algunas de las velocidades críticas, pero existen técnicas para asegurar la precisión y mejorar los resultados.

Existen muchos trabajos realizados con el propósito de determinar las velocidades críticas, frecuencias de precesión o batido y formas modales que incorporan distintos efectos o detalles, como la influencia de los soportes y cojinetes [5, 6, 7], la inercia rotacional de los rodets [8] o la distribución de masa e inercia rotacional del eje [9]. También se han desarrollado trabajos que usan este método para estudiar la respuesta del rotor a fenómenos como el desbalance, la desalineación [10, 11] o la presencia de una fisura del eje [12].

Si bien todas las formulaciones del Método son similares en cuanto a la forma de resolver el problema, no todas modelan los rodets del eje o los tramos de eje de la misma forma. Mientras algunos consideran que el campo (tramo de eje) se comporta como un sistema de masa despreciable y lo tratan como una viga ideal unida en los extremos a las estaciones [6,12]. Otros plantean que el campo es un elemento continuo y escriben ecuaciones diferenciales para resolver la relación entre las deformaciones y esfuerzos en ambos extremos [8, 10, 11]. En líneas generales, el modelo puede resolverse considerando sólo una dirección de movimiento transversal o dos direcciones, dependiendo del grado de complejidad que se plantee y del fenómeno que se desea modelar. En un par de trabajos previos [13, 14] se había empleado la formulación del Método de la Matriz de Transferencia considerando los campos como vigas ideales y se desarrolló una aplicación para determinar las velocidades críticas y formas modales de ejes flexibles que tenía una precisión aceptable. Posteriormente se analizaron diferentes formulaciones del método para entender cuál era más efectivo y poseía mayor economía de cálculo [15].

En este trabajo se emplea el Método de la Matriz de Transferencia para analizar la respuesta de un rotor real de una central de generación del país. Dicho equipo presentaba serios problemas de vibraciones al aproximarse a la velocidad de régimen y mediante sucesivos balanceos [16] se había conseguido que el mismo continuara funcionando, pero con niveles de

vibraciones elevadas, por lo que se planteó la necesidad de hacer un análisis desde el punto de vista de la dinámica de rotores con el propósito de entender mejor su comportamiento. A partir de las mediciones y de los datos numéricos, se pudo determinar que el equipo funciona cerca de la tercera velocidad crítica y se pudo aproximar la respuesta a los efectos de desbalance, lo que permitió entender cuáles son los planos de corrección más apropiados. Este trabajo abarca el modelado numérico del equipo para determinar la respuesta al desequilibrado, empezando por la obtención de datos geométricos y físicos, el armado del modelo discreto, el desarrollo de los algoritmos y la programación de los mismos hasta a obtención de los resultados numéricos, el análisis de las mediciones de vibraciones y la comparación de resultados numéricos con las mediciones para el análisis del problema.

2. DESARROLLO

2.1. Equipo estudiado

El equipo estudiado que se muestra esquemáticamente en la Figura 1, es una turbina Westinghouse 251 B11 con una potencia de 45MW y una velocidad de régimen de 5420rpm. La turbina es de giro antihorario y se acopla a un generador de giro horario mediante un acople de tornillos, que vincula el eje de la turbina, propiamente dicho, y el del piñón de la caja reductora. En la Figura 2 se presentan fotos de ambas partes.

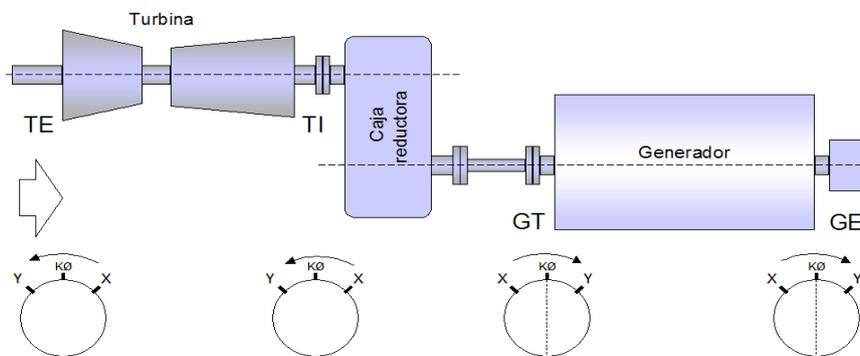


Figura 1: Esquema de la Turbina a gas con los puntos de medición en los cojinetes

Como se desprende de las mediciones presentaba serios problemas de vibraciones al alcanzar las 2800rpm y los niveles no habían podido ser corregidos hasta valores óptimos mediante balanceos in situ.



Figura 2: Fotos del eje y piñón que forman el rotor

Para el balanceo la turbina cuenta con 3 planos accesibles, uno en la admisión, uno en el escape y uno en la zona de quemadores. Existen dos planos extra que requieren el desarme para la corrección en el compresor y la turbina.

2.2. Modelo matemático

Para este trabajo se emplea el método de la matriz de transferencia para encontrar la respuesta del rotor al desbalance en los distintos planos. Este es un método aproximado que trata al sistema continuo, como un sistema de n-grados de libertad, donde n es un número finito. Se plantean ecuaciones de equilibrio que se resuelven asumiendo una solución que tiene generalmente la forma de series de funciones conocidas.

Para tal fin, se aproxima la geometría del rotor a un número de discos rígidos conectados por tramos de eje. Los discos son considerados como cuerpos rígidos y son llamados estaciones. Los tramos de eje son llamados campos. También, se consideran estaciones en los extremos, en los apoyos y los cambios de sección. Para cada estación o campo se plantea un sistema de ecuaciones que relacione la deflexión lateral δ , el ángulo de giro ψ , el esfuerzo de corte Q, y el momento flector Mf a ambos lados de dicho elemento. Ese sistema se presenta como una matriz de coeficientes o matriz de transferencia.

$$\left\{ \delta_i^r \quad \psi_i^r \quad M_i^r \quad Q_i^r \right\}^T = [T_{f/s}]_i \left\{ \delta_i^l \quad \psi_i^l \quad M_i^l \quad Q_i^l \right\}^T \quad (1)$$

Por último, considerando todos los campos y estaciones se llega al sistema de ecuaciones que rige el comportamiento del rotor y se puede expresar de la forma.

$$\left\{ \delta_{n+1}^r \quad \psi_{n+1}^r \quad M_{n+1}^r \quad Q_{n+1}^r \right\}^T = [T] \left\{ \delta_1^l \quad \psi_1^l \quad M_1^l \quad Q_1^l \right\}^T \quad (2)$$

con:

$$[T] = [T_s]_{n+1} [T_f]_n \cdots [T_f]_2 [T_s]_2 [T_f]_1 [T_s]_1 \quad (3)$$

Esta última es la matriz de transferencia del rotor completo, siendo las matrices con subíndice f las de campo y con subíndice s las de las estaciones. Para encontrar la matriz de transferencia de cada campo se puede analizar cada tramo de eje a partir de la ecuación diferencial de vibraciones transversales de la viga, dicha expresión, considerando la teoría de Timoshenko [17], se escribe de la siguiente manera.

$$EI_i \frac{\partial^4 \delta_y}{\partial z^4} + \rho A_i \frac{d^2 \delta_y}{dt^2} - \rho I_i \left(1 + \frac{E}{KG} \right) \frac{\partial^4 \delta_y}{\partial z^2 \partial t^2} + \left(\frac{\rho^2 I_i}{KG} \right) \frac{d^4 \delta_y}{dt^4} \quad (4)$$

Entonces se propone una solución, donde la deflexión a lo largo del eje es una serie de funciones trigonométricas: $\delta_y(z, t) = \delta_y(z) e^{i\omega t}$, siendo

$$\delta_y(z) = A \cosh(\lambda_1 z) + B \sinh(\lambda_1 z) + C \cos(\lambda_2 z) + D \sin(\lambda_2 z) \quad (5)$$

Reemplazando en (4) se llega a una ecuación independiente del tiempo cuyas raíces son los valores de λ_1 y λ_2 . Una vez obtenidas estas raíces, se puede escribir la expresión de la deflexión lateral δ y sus derivadas sucesivas, respecto de la ordenada a lo largo del eje, como función de los coeficientes A, B, C y D, obteniendo un vector de estado como el siguiente.

$$W = \left(\delta, \frac{\partial \delta}{\partial z}, \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2}, \frac{\partial^3 \delta}{\partial z^3} \right)^T \quad (6)$$

Este último se puede expresar para ambos extremos del tramo de eje mediante ecuaciones lineales, que representadas de forma matricial quedan como:

$$\begin{aligned} W_{z=0} &= [A_0] \{B\} \\ W_{z=L} &= [A_L] \{B\} \end{aligned} \quad (7)$$

Donde $B = \{A, B, C, D\}$ es el vector de los coeficientes de la expresión (5) y las matrices de coeficientes A_0 y A_L se obtienen de reemplazar, en la expresión de δ y de sus derivadas, los valores de $z=0$ y $z=L$, siendo L es la longitud del tramo de eje considerado. Trabajando algebraicamente se llega a la siguiente ecuación.

$$W_{z=L} = [A_L] [A_0]^{-1} W_{z=0} \quad (9)$$

A partir de la ecuación (9), la deflexión y sus derivadas en un extremo del tramo de eje, se pueden escribir como función las mismas variables en el otro extremo. Recurriendo entonces a las relaciones entre las deflexiones y sus derivadas, el ángulo de giro ψ , el esfuerzo de corte Q, y el momento flector M_f para la sección que se deducen de la teoría de vigas [15].

$$\begin{aligned} \frac{\partial \delta}{\partial z} &= \psi + \frac{Q}{KAG}; \\ \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2} &= \frac{M_f}{EI} + \frac{\rho}{KG} \frac{d^2 \delta}{dt^2}; \\ \frac{\partial^3 \delta}{\partial z^3} &= \frac{Q + I\rho(d^2\psi/dt^2)}{EI} - \frac{\rho}{KG} \left(\frac{d^2\psi}{dt^2} - \frac{1}{KAG} \frac{d^2Q}{dt^2} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

Se puede plantear un sistema de ecuaciones que se presenta matricialmente como:

$$W = [F] \{S\} \quad (11)$$

Siendo S el vector formado por la deflexión lateral δ , el ángulo de giro ψ , el esfuerzo de corte Q, y el momento flector M_f . Despejando:

$$S_{z=L} = [F]^{-1} [A_L] [A_0]^{-1} [F] S_{z=0} \quad (12)$$

De forma tal que este último sistema de ecuaciones, permite obtener los esfuerzos y desplazamientos en un extremo del tramo de eje, como función del otro extremo, por lo que la matriz de transferencia del campo queda expresada:

$$[T] = [F]^{-1} [A_L] [A_0]^{-1} [F] \quad (13)$$

Tanto esta última ecuación (13) para el modelo de eje con distribución continua de masa, como la ecuación (3) del apartado anterior, se desarrollaron considerando que la deflexión se producía en una sola dirección y con ellos se llega a matrices de transferencia de 4x4. No obstante, se puede generalizar a un modelo de dos direcciones y se obtendrán matrices de 8x8 o de 16x16 elementos en función de la cantidad de elementos de la serie de aproximación.

Para obtener las matrices de transferencia de cada disco o estación, algunos autores plantean la energía cinética del disco y usan el principio de Hamilton [10]. Otros, en cambio plantean las ecuaciones clásicas de movimiento de un cuerpo rígido expresando el momento cinético en un sistema solidario al disco [5]. Partiendo de esta manera, considerando el efecto giroscópico y la masa del disco, se puede llegar a un sistema de ecuaciones que permite obtener una matriz de transferencia, relativamente simple, para el disco [1,8].

$$\begin{Bmatrix} \delta_i^L \\ \psi_i^L \\ M_i^L \\ Q_i^L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & I\Omega\omega - I_p\omega^2 & 1 & 0 \\ -m_d\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \end{Bmatrix} = [T_i] \begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \end{Bmatrix} \quad (14)$$

Donde Ω es velocidad de rotación, I es momento de inercia de masa del disco respecto al eje de giro, I_p es el momento de inercia del disco respecto a un eje perpendicular al de giro, ω es la velocidad crítica y los superíndices R y L indican derecha e izquierda del disco.

Las matrices como fueron presentadas en los párrafos anteriores son útiles para la obtención de las velocidades críticas y las formas modales. No obstante, se puede incorporar el efecto del desequilibrado escribiendo nuevamente las matrices de cada disco para incluir la fuerza que produce el desbalance en la matriz de la estación correspondiente como se presenta a continuación.

$$\begin{Bmatrix} \delta_i^L \\ \psi_i^L \\ M_i^L \\ Q_i^L \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (I - I_p)\Omega^2 & 1 & 0 & 0 \\ -m_d\Omega^2 & 0 & 0 & 1 & m_e r \Omega^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i^R \\ \psi_i^R \\ M_i^R \\ Q_i^R \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

Luego los vectores de estado agregan un término que es igual a la unidad y es el que permite incluir las excitaciones como el desbalanceo. Las matrices aumentan una fila y una columna. Luego se multiplican todas las matrices de campo y de estación y se llega a un sistema de ecuaciones que se puede presentar como:

$$\{\delta_{n+1}^r \ \psi_{n+1}^r \ M_{n+1}^r \ Q_{n+1}^r \ 1\}^T = [T] \{\delta_1^l \ \psi_1^l \ M_1^l \ Q_1^l \ 1\}^T \quad (16)$$

con:

$$[T] = [T_s]_{n+1} [T_f]_n \cdots [T_f]_2 [T_s]_2 [T_f]_1 [T_s]_1 \quad (17)$$

Donde, reemplazando las condiciones de contorno en los extremos del eje, se llega a completar el modelo numérico que, en este caso, es un sistema de ecuaciones cuya solución es la respuesta al desbalance buscada. A partir de los planos de la turbina se obtuvieron los datos para armar un modelo de matriz de transferencia de 45 tramos de ejes y 46 estaciones numeradas desde el cojinete del acoplamiento de salida. El modelo fue implementado en una rutina de PASCAL.

Las estaciones 1, 3, 8 y 46 son las determinadas por los cojinetes de apoyo del conjunto rotor y las estaciones 4, 7, 9, 10, 12, 14, 17, 35, 37, 39, 40, 43 y 45 están determinadas por los cambios de sección. Las restantes son rodets de alabes o discos y sus datos se resumen en la Tabla 1. La Tabla 2 presenta los datos de los tramos de eje.

Tabla 1. Datos de los discos y rodets.

N°	Masa [kg]	Momento polar I_p [kgm ²]	Momento de inercia I_f [kgm ²]
2	2235	113,2	208
5	90	1,67	0,91
6	50,5	1,13	0,59
11	196,66	7,74	4,1
13	236,59	15,92	8,17
15	179,91	17,7	9,05
16	179,25	17,7	9,05
18	179,84	17,7	9,05
19	174,24	17,38	8,85
20	127,96	12,9	6,51
21	57,70	6,27	3,14
22	134,23	13,49	6,81
23	115,02	12,03	6,06
24	114,48	12,03	6,06
25	113,90	12,03	6,06
26	120,40	13,41	6,74
27	101,24	11,18	5,62
28	21,48	2,11	1,05
29	94,54	10,43	5,24
30	138,38	10,43	5,24
31	136,84	10,43	5,24
32	138,60	10,43	5,24
33	136,42	10,43	5,24
34	134,55	10,43	5,24
36	406,00	43,88	23,46
37	40,82	4,6	2,31
38	78,94	11,21	5,62
41	1142,89	168,432	88,12
42	1222,67	209,55	108,77
44	1840,03	213,02	117,68

Tabla 2. Datos de los campos o tramos de eje.

N°	Longitud [mm]	Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]
1	662	254	0
2	662	254	0
3	730	248	0
4	226	203	0
5	386	192	0
6	313	187	0
7	406	229	0
8	163	229	0
9	130	303	0
10	114	364	0
11	179	435	0
12	91	450	0
13	63	450	0
14	119	570	0
15	147	570	316
16	72	570	316
17	75	570	470
18	138	570	470
19	118	570	470
20	76	570	470
21	72	570	470
22	91	570	470
23	83	570	470
24	83	570	470
25	79	570	470
26	73	570	470
27	49	570	470
28	47	570	470
29	66	570	470
30	66	570	470
31	66	570	470
32	66	570	470
33	66	570	470
34	67	570	470
35	289	594	518
36	224	612	550
37	146	612	550
38	251	667	597
39	250	654	341
40	247	580	418
41	327	580	418
42	204	580	418
43	151	339	0
44	472	339	0
45	320	229	0

2.3. Medición de las vibraciones

Para la medición de vibraciones se utilizó un sistema de adquisición de datos de 16 canales con filtros fijos en 1kHz y tarjeta de adquisición de datos NI USB-6016 de 16 bit y 200 kHz de frecuencia de muestreo máxima y software de adquisición de datos y análisis ADQ2 de desarrollo de una empresa nacional. Con este sistema se procesaron los datos obtenidos de los sensores de proximidad Bently Nevada 200mV/mils montados en la máquina.

Luego esos datos se procesaron para obtener la amplitud de la componente 1x la velocidad de giro durante el arranque para obtener la respuesta al desequilibrado a distintas velocidades de giro.

3. RESULTADOS

Luego de numerosos intentos de balanceo in situ [16] se consiguió que la turbina quede en funcionamiento, pero las vibraciones medidas durante el arranque para los sensores de proximidad montados en el cojinete del lado de escape TE y de la admisión TI alcanzaban valores de 10 pulgadas/s. Produciéndose un incremento significativo al alcanzar las 2700rpm que no se reducía aun habiendo logrado la velocidad de régimen (Figura 3).

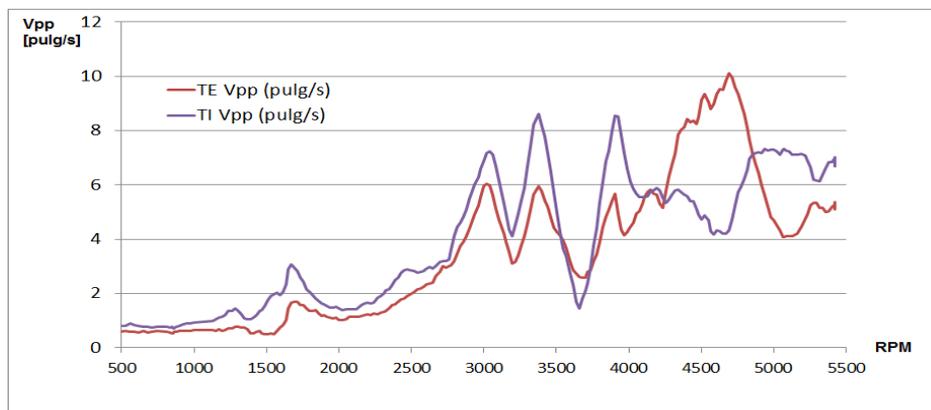


Figura 3: Vibraciones medidas de arranque. Fuente: elaboración propia

A partir de estos resultados se comienza a trabajar en el modelado de la turbina. Como primer paso se determinan por el método de la matriz de transferencia las velocidades críticas que se detallan en la Tabla 3.

Tabla 3. Velocidades críticas.

N°	rpm
1	1740
2	2716
3	5251

Luego para analizar porque los balanceos in situ no logran corregir el efecto del desequilibrado, se procedió a modelar numéricamente el desbalanceo mediante el método de la matriz de transferencia. Para ello se consideró que el punto pesado podía estar ubicado en distintas posiciones axiales y se obtuvieron graficas de respuesta de desplazamiento en los cojinetes de la turbina.

En las Figuras 4, 5 y 6 se presentan tres gráficas de respuesta medida como el desplazamiento medio de los apoyos del rotor para desequilibrados situados en la zona de entrada del compresor, estaciones de la 11 a la 19 del modelo, para la zona media estaciones de la 21 a la 27 y la zona de salida de compresor estaciones de la 30 a la 38. No obstante estas son sólo 3 gráficas de las múltiples posibilidades que se analizaron con el modelo.

A partir de la comparación de dichas gráficas con las vibraciones medidas se puede apreciar que el desequilibrado que ocasiona la respuesta final del rotor real, probablemente sea atribuible a una falta de equilibrio en los rodetes del compresor de la zona media o en la zona de admisión. Pero dado que se intentó equilibrar la zona de admisión en las pruebas in situ sin demasiado éxito, es necesario intentar corregir en el plano de corrección intermedio del compresor que no es accesible en forma práctica para balanceos in situ.

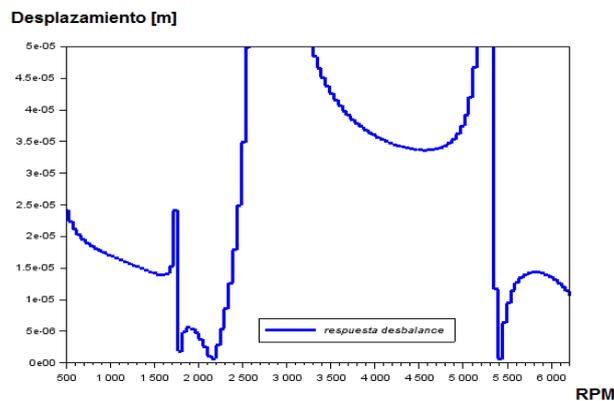


Figura 4: Respuesta al desequilibrado en la zona de admisión,

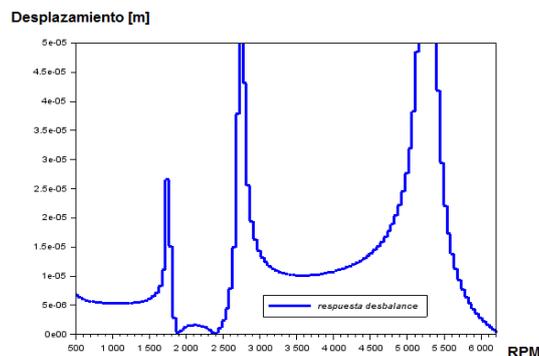


Figura 5: Respuesta al desequilibrado en la zona intermedia.

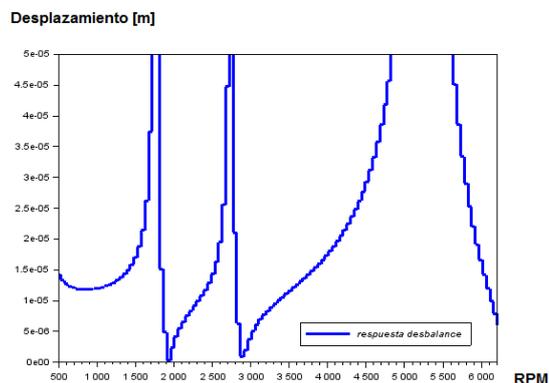


Figura 6: Respuesta al desequilibrado en la zona de salida de compresor.

4. CONCLUSIONES

Los datos numéricos de respuesta dinámica indican que, para intentar terminar de corregir el balanceo, es probable que se requiera acceder a colocar pesos en el plano de corrección intermedio del compresor.

Por último, la banda de frecuencias donde el factor de amplificación de respuesta a desbalanceo es mayor a la unidad, es más amplia para la tercera velocidad crítica, respecto de las otras, eso explica, en parte, la razón por la cual aun balanceando in situ en reiteradas ocasiones no se ha conseguido bajar demasiado la respuesta en vibraciones para la velocidad de giro.

5. REFERENCIAS

- [1] Vance, J. M. "Rotordynamics of Turbomachinery" John Wiley & Sons, New York, 1988.
- [2] Sheng-Chung Hsieh, Juhn-Horng Chen, An-Chen Lee. "A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems" Journal of Sound and Vibration, vol. 289, pp 294-333, 2006.
- [3] Meirovitch, L. "Analytical Methods in Vibrations" The Macmillan Company, Londres, 1967.
- [4] Murphy, B.T. Vance, J. M. "An improved method for calculating critical speeds and rotordynamic stability of turbomachinery" Transactions of the ASME- Journal of Engineering for Power, vol. 105, pp 591-595, 1983.
- [5] Ghasemalizadeh, O., Reza Mirzaee, M., Sadeghi, H., Taghi Ahmadian, M. "Rotor bearing System Analysis Using the Transfer Matrix Method with Thickness Assumption of Disk and Bearing" International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Engineering, vol. 2, n° 4, pp 206-213, 2008.

- [6] Varney, P., Green, I. "Rotordynamic analysis using the Complex Transfer Matrix: An application to elastomer supports using the viscoelastic correspondence principle" *Journal of Sound and Vibration*, vol. 333, pp 6258-6272, 2014.
- [7] Sung Jun, O. "Influence coefficients on rotor having thick shaft elements and resilient bearings" *Journal of Sound and Vibration*, vol. 272, pp 657-673, 2004.
- [8] Farshidianfar, A., Soheili, S. "Effects of Rotary Inertia and Gyroscopic Momentum on the Flexural Vibration of Rotating Shafts Using Hybrid Modeling" *Transaction B: Mechanical Engineering*, vol. 16, n° 1, pp. 75-86, 2009.
- [9] Jong-Shyong Wu, Fong-Tang Lin, Huei-Jou Shaw. "Analytical Solution for Whirling Speeds and Mode Shapes of a Distributed-Mass Shaft with Arbitrary Rigid Disks" *Journal of Applied Mechanics*, vol. 81, n°3, 034503: 10 Pág. 2014.
- [10] Chao-Yang Tsai, Shyh-Chin Huang. "Transfer matrix for rotor with parallel misalignment" *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 23, pp 1383-1395, 2009.
- [11] Chao-Yang Tsai, Shyh-Chin Huang. "Vibrations of a rotor system with multiple coupler offsets" *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 35, n° 1, pp 81-100, 2011.
- [12] Green, I & Casey, C. "Crack Detection in a Rotor Dynamic System by vibration Monitoring-Part I: Analysis" *Journal of Engineering for gas turbines and Power*, vol. 127, pp 425-436, 2005.
- [13] Violante, D., Palmieri, F., Klemnow, A. "Aplicación del método de la matriz de transferencia para la determinación de las formas modales y velocidades críticas en rotores flexibles" III CAIM, Ciudad de Buenos Aires, Argentina, del 2 al 5 de octubre de 2012.
- [14] Violante, D., Palmieri, F., Klemnow, A. "Análisis de variaciones de las velocidades críticas de un rotor producto de cambios de rigidez de los cojinetes" V CAIM, Santiago del Estero, Argentina, del 5 al 7 de octubre de 2016.
- [15] Palmieri, F., Violante, D., Klemnow, A. "Análisis de rotores por el M.M.T. usando el modelo de eje con distribución continua de masa o el modelo de viga ideal" VI CAIM, Tucumán, Argentina, del 10 al 12 de octubre de 2018.
- [16] Palmieri, F., Violante, D., Klemnow, A. "Análisis modal y balanceo de un turbogenerador de energía eléctrica" XI CIBIM 2013. La Plata, Buenos Aires, Argentina, del 12 al 14 de noviembre de 2013.
- [17] Timoshenko, S. "Vibrations problems in engineering" D. Van-Nostrand C. New York, 1937.