

ANÁLISIS MODAL Y BALANCEO DE UN TURBOGENERADOR DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Fernando Palmieri¹, Darío Violante¹, Andreas Klempnow²

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

2- Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Delta, San Martín 1171, Campana, Buenos Aires, Argentina.

Palabras clave: Análisis modal, Balanceo, Turbogenerador, Matriz de Transferencia.

Resumen

El estudio de la dinámica de los rotores y la determinación de las velocidades críticas es un tema de constante desarrollo en la mecánica. El mismo cobra fundamental importancia en las modernas turbo-máquinas, ya sea, a la hora de realizar un diseño adecuado, o al momento de realizar el análisis de la respuesta en funcionamiento, es decir, sus vibraciones y orbitas. Esto se debe principalmente a que, al reducir el peso de las máquinas e incrementar su potencia, estas generalmente, trabajan por encima de alguna de sus velocidades críticas.

A la hora de equilibrar este tipo de rotores se puede tomar dos aproximaciones distintas: el balanceo por coeficientes de influencia y el balanceo modal. El primero requiere de un gran número de datos para lograr un buen resultado, el segundo en cambio, requiere el conocimiento previo de las formas modales y velocidades críticas. Estos datos se pueden obtener por medición o por modelos matemáticos.

El método de la matriz de transferencia es uno de los métodos propuestos en la bibliografía para la determinación de las formas modales y las frecuencias críticas de un rotor. El mismo es de sencilla aplicación, 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 determinar las formas modales y velocidades críticas del 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. Los datos de formas modales se emplean para la estimación de pesos de prueba mediante el método de balanceo modal.

Para realizar la intervención se ha desarrollado un software donde se implementaron rutinas de estimación de formas modales y de balanceo modal. El programa presenta una interface simple e intuitiva para que el analista de vibraciones o el diseñador mecánico lo puedan emplear fácilmente y ha sido validado en trabajos previos.

A partir de las mediciones y los datos obtenidos del programa se pudo determinar que el equipo funciona demasiado cerca de la tercera velocidad crítica y esta es, posiblemente, la razón que vuelve infructuosos los procedimientos de balanceo convencionales. Se determinaron los pesos de corrección por el método de balanceo modal y se analiza la situación de compromiso lograda en el rotor real tras la última intervención.

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 obliga a disponer de los equipos funcionando durante la mayor cantidad de tiempo posible para maximizar su utilidad. Por ello se deben reducir las paradas para mantenimientos mayores y esto obliga a intervenciones in situ, como el equilibrado o la alineación usando mediciones de vibraciones.

Por otro lado, 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 equipos como turbinas de vapor y de gas, compresores y husillos de máquinas deben recurrir a herramientas para estudiar cómo será el comportamiento dinámico de los rotores una vez construidos, cuales serán sus velocidades críticas y sus formas modales. A sí mismo, quienes son los usuarios de estos equipos deben poseer herramientas para poder comprender los fenómenos derivados de la dinámica de rotores que afectan el funcionamiento de los equipos. Y por último, los técnicos deben lograr mejores prácticas para las intervenciones o correcciones in situ.

Es importante destacar que como los rotores de estos equipos superan las velocidades críticas, no pueden ser considerados como rígidos y requieren un alto grado de balanceo para poder realizar las maniobras de arranque y parada en forma segura y con vibraciones dentro de límites aceptables para el funcionamiento. No obstante ello, las herramientas disponibles comercialmente muchas veces no incorporan técnicas avanzadas de corrección para rotores flexibles.

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 aplicados a nivel industrial 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 equilibrado con múltiples planos y velocidades de prueba considerando al rotor como flexible.

En general, los métodos de balanceo descritos en la bibliografía [1] 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 [2]. Más recientemente se han publicado otras técnicas, siempre sobre la base del método de los coeficientes de influencia, que permiten aprovechar la mayor cantidad de datos que resulta de la presencia de sensores permanentes en los equipos de generación y así llegar a una solución de compromiso que satisfaga mejor las diferentes situaciones de operación de la máquina empleando distintos enfoques numéricos [3,4].

El método de balanceo modal, en cambio, propone usar como información adicional el conocimiento de las velocidades críticas y formas modales para realizar un equilibrado compensando cada modo normal individualmente [5]. Supone que la distribución de masas que provocan desequilibrio se disponen de una determinada manera para cada modo de deformación y las denomina componentes de desbalance modal. A partir de los datos de vibración de la máquina se determinan estas componentes y se corrigen por separado. Los métodos modales han sido desarrollados por diversos autores [1,6,7] con importantes contribuciones a su aplicación en rotores industriales. Incluso se han generado controversias acerca de la necesidad de balancear tomando r o $r + 2$ planos para incluir la compensación de los desbalances hasta la r -ésima velocidad crítica contemplando además los modos de rotor rígido [8].

A pesar del extenso desarrollo en la bibliografía, la tecnología de balanceo es relativamente nueva [1]. La mayoría de los fabricantes de equipos, como turbinas de generación, tienen sus propias prácticas. Por último los equipos comerciales para medición y balanceo in situ disponen de muy pocas herramientas para trabajar con rotores flexibles. Además existen pocos ejemplos en la literatura que difundan prácticas exitosas de balanceo modal in situ. Esto se debe principalmente a las dos complicaciones que tiene este método: la primera es que requiere el conocimiento de las formas modales y la segunda es que requiere mas arranques que otros métodos para rotores flexibles, con los riesgos que conlleva.

Actualmente, el método de los elementos finitos y el método de la matriz de transferencia son los dos caminos más usuales para analizar las formas modales y velocidades críticas de un sistema rotor-cojinete. El método de los elementos finitos permite modelar el sistema rotor-cojinetes mediante un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden que se deben resolver numéricamente para poder estimar la respuesta del rotor.

La aplicación de modelos de elementos finitos en dinámica de rotores ha sido exitosamente verificada [10]. 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 de la geometría preciso. Estos factores lo convierten en un método poco práctico en situaciones de campo.

El método de la matriz de transferencia, en cambio, resuelve el problema dinámico en el dominio de las frecuencias, utilizando un procedimiento de aproximación que consiste en partir de un extremo del rotor, donde las condiciones de contorno son conocidas. Luego usando expresiones lineales simples se va determinando los parámetros del rotor en determinados puntos característicos a lo largo del mismo (cambios de sección, apoyos intermedios, rodetes de alabes, etc.). Se continúa avanzando en forma progresiva hasta llegar al otro extremo. La condición de satisfacción de las condiciones de contorno de este último extremo y en todos los puntos intermedios permite plantear un sistema de ecuaciones lineales para determinar las velocidades críticas. Luego con esa solución se puede obtener el estado del rotor en esos puntos característicos intermedios a través de las matrices de transferencia.

Este método tiene como principal ventaja que no requiere almacenar o manipular grandes matrices de datos, 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 o cuando los datos disponibles son los que pueden obtenerse de un plano de cotas generales con una lista de piezas completa.

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 [11]. Desde entonces distintas publicaciones fueron ofreciendo generalizaciones del método para sistemas rotor-cojinete considerando variable compleja para reflejar el comportamiento en dos direcciones, incluyendo los efectos giroscópicos, de torsión y flexión combinadas, usando distintos modelos para los cojinetes, etc. [10].

Como sugiere Murphy [12] este método 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. En otro trabajo el mismo autor sostiene que puede limitarse el error a un máximo del siete por ciento [13] si se tiene cuidado en optimizar correctamente el algoritmo de cálculo.

En este trabajo se emplea el Método de la matriz de transferencia para determinar las formas modales y velocidades críticas de un rotor de una turbina de una central generadora del país. Luego con esos datos y las vibraciones medidas durante varios arranques de prueba realizados para balancear el equipo, se procede a determinar los pesos de corrección por el método de balanceo modal.

El mencionado equipo había sido sometido a un proceso de balanceo durante el año 2010, este procedimiento fue documentado por completo y se realizó usando el método de balanceo por mínimos cuadrados a dos planos, similar al normalmente implementado en los sistemas comerciales de análisis de vibraciones. Esta práctica requirió múltiples intentos para llegar a una configuración aceptable, ya que el rotor comenzaba a experimentar excesivas vibraciones al pasar por la segunda velocidad crítica que continuaban aumentando e impedían un funcionamiento suave, una vez en carga. Tomando los datos del equilibrado realizado in situ y considerando las formas modales se puede observar, en este trabajo, como se hubiese aproximado a la solución finalmente adoptada con menos corridas de prueba usando el método de balanceo modal.

El método de la matriz de transferencia y el método de balanceo modal para este trabajo han sido implementados en un programa ejecutable en una PC de interface gráfica apto para ser empleado por un analista de vibraciones o un diseñador iniciado. Dicho programa ha sido implementado en lenguaje Pascal y se ha validado por la vía experimental y por comparación con modelos de elementos finitos[14].

2. Formulación del procedimiento de balanceo modal

El método de balanceo modal aquí empleado parte del supuesto enunciado por Bishop [8] que la distorsión del eje en las proximidades de la r -ésima velocidad crítica se determina por la expresión

$$\bar{\eta}_r \approx \left(\frac{1}{\sqrt{(\omega_r^2 - \Omega^2)^2 + 4\omega_r^2\Omega^2}} \right) \Omega^2 e^{-i\varepsilon_r} \phi_r(x) \bar{\alpha}_r = N_r(\omega_r, \Omega) e^{-i\varepsilon_r} \phi_r(x) \bar{\alpha}_r \quad (1)$$

En donde, Ω es la velocidad de rotación, ω_r es la r -ésima velocidad crítica, el término entre paréntesis, que es reemplazado por N_r , suele denominarse factor de participación modal, ϕ_r es la r -ésima forma modal y $\bar{\alpha}_r$ es la componente de desequilibrio modal. En esta expresión se supone [5] que las demás componentes modales son despreciables en la respuesta del rotor, cuando Ω se aproxima a ω_r .

Luego en un punto del rotor para $x = x_j$ la respuesta es:

$$\bar{\eta}_r^{-1} = N_r(\omega_r) \Omega^2 e^{-i\varepsilon_r} \phi_r(x_j) \bar{\alpha}_r \quad (2)$$

La adición de una masa de prueba U_r^j en un punto $x = c_j$ del rotor produce una variación de la respuesta tal que:

$$\bar{\eta}_{r1}^* = \bar{\eta}_{r1}^{-1} - \bar{\eta}_r^{-1} = N_r(\omega_r) \Omega^2 e^{-i\varepsilon_r} \phi_r(x_j) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} \phi_r(c_j) \quad (3)$$

Donde $\bar{\eta}_{r1}^{-1}$ es la respuesta del rotor luego de la adición de la masa de prueba en $x = x_j$, y $\bar{\eta}_{r1}^*$ es el aporte debido solamente a la masa de prueba, $\phi_r(c_j)$ es la r -ésima forma modal en $x = c_j$ y Z es el factor de normalización característico de la forma r -ésima modal [5].

Haciendo el cociente entre (2) y (3) se obtiene la estimación de la componente de modal de desequilibrio.

$$\bar{\alpha}_r = \frac{\bar{\eta}_r^{-1}}{\bar{\eta}_{r1}^{-1} - \bar{\eta}_r^{-1}} \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} = \frac{\bar{\eta}_r^{-1}}{\bar{\eta}_{r1}^{-1} - \bar{\eta}_r^{-1}} \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} \quad (4)$$

La adición de un conjunto de pesos de corrección, $(U_r^{1*}, U_r^{2*}, U_r^{3*}, \dots, U_r^{r*})$ modifica la componente modal de desequilibrio de forma tal que se puede escribir:

$$\bar{\alpha}_r + \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^{1*}}{Z} + \phi_r(c_2) \frac{\bar{U}_r^{2*}}{Z} + \phi_r(c_3) \frac{\bar{U}_r^{3*}}{Z} + \dots + \phi_r(c_r) \frac{\bar{U}_r^{r*}}{Z} \quad (5)$$

Pero tal modificación debe provocar que la componente modal se anule y además las masas de corrección deben cumplir con la condición de no alterar las formas modales más bajas. Esta última condición se verifica si las masas se relacionan de forma tal de cumplir el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\phi_j(c_1) \bar{U}_r^{1*} + \phi_j(c_2) \bar{U}_r^{2*} + \phi_j(c_3) \bar{U}_r^{3*} + \dots + \phi_j(c_r) \bar{U}_r^{r*} = 0 \quad \text{con } j = 1 \dots (r-1) \quad (6)$$

Efectuando la normalización:

$$\bar{U}_r^{i*} = \lambda_i \bar{U}_r^{i*} \quad \text{con } i = 2 \dots r$$

Se obtiene un sistema de ecuaciones que permite hallar los coeficientes de normalización que relacionan las masas de corrección impidiendo que alteren las componentes modales de velocidades inferiores.

$$\lambda_2 \phi_j(c_2) + \lambda_3 \phi_j(c_3) + \dots + \lambda_r \phi_j(c_r) = -\phi_j(c_1) \quad \text{con } j = 1 \dots (r-1) \quad (7)$$

Por último para equilibrar la r -ésima velocidad crítica se calculan los coeficientes mediante el sistema expresado (7) y usando las expresiones (4) y (5) se puede determinar el valor de las masas de corrección empezando por la masa \bar{U}_r^{1*} que queda determinada por la expresión:

$$\bar{U}_r^{1*} = \frac{\bar{\eta}_r^{-1}}{\bar{\eta}_{r1}^{-1} - \bar{\eta}_r^{-1}} \frac{\phi_r(c_1)}{\phi_r(c_1) + \lambda_2 \phi_r(c_2) + \lambda_3 \phi_r(c_3) + \dots + \lambda_r \phi_r(c_r)} \bar{U}_r^1 \quad (8)$$

Con este procedimiento se puede compensar la componente r -ésima de desequilibrio sin alterar las inferiores, no obstante no se corrige completamente el desbalance del rotor, además, si bien el desarrollo se hace considerando un único plano diametral de movimiento, esto es estrictamente necesario y se puede aplicar a más de un plano por separado.

3. Descripción del equipo estudiado

El equipo estudiado es una turbina Westinhouse 251 B11, que se muestra esquemáticamente en la figura 1. La turbina es de giro anti-horario y se acopla a un generador de giro horario viendo la máquina desde el escape. Los ángulos de los pesos y los vectores de vibraciones son en sentido positivo contrario al giro. El rotor de la turbina de gas tiene una masa de aproximadamente 16000kg, una velocidad nominal de 5420rpm y se acopla al generador por una caja reductora simple.

La potencia normal de funcionamiento es de 45MW y el combustible empleado es gas natural. El equipo presenta vibraciones excesivas en los cojinetes de lado del escape y un alto grado de inestabilidad durante el arranque que comenzaba a manifestarse cuando supera la segunda velocidad crítica.

El rotor de la turbina está montado sobre dos cojinetes instrumentados con sensores de proximidad. Estos serán designados con TE para los situados en el cojinete del lado de escape y TI a los situados en el cojinete del lado de admisión. Par poder realizar el equilibrado in situ el eje de la turbina tiene tres planos accesibles, uno del lado de escape, que se denomina plano de corrección P-Ex, uno del lado de admisión, llamado P-In y un plano intermedio situado en la zona de las cámaras de combustión, llamado P-D. Este último plano es de menor accesibilidad por lo que durante el balanceo se tomo como última alternativa para colocar pesos de corrección.

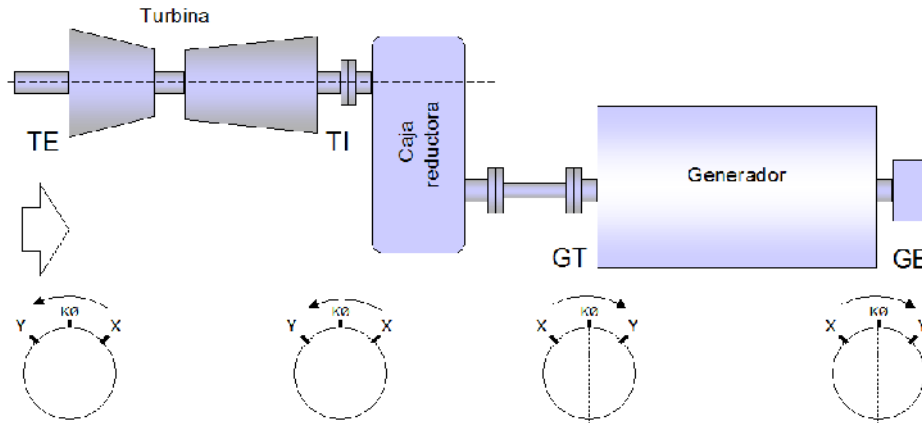


Figura 1 : Esquema de la Turbina a gas con los puntos de medición en los cojinetes.

El rotor en cuestión está formado por dos ejes unidos por un acople mediante tornillos, 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 y en el esquema de la Figura 3 se muestra como es el conjunto armado.

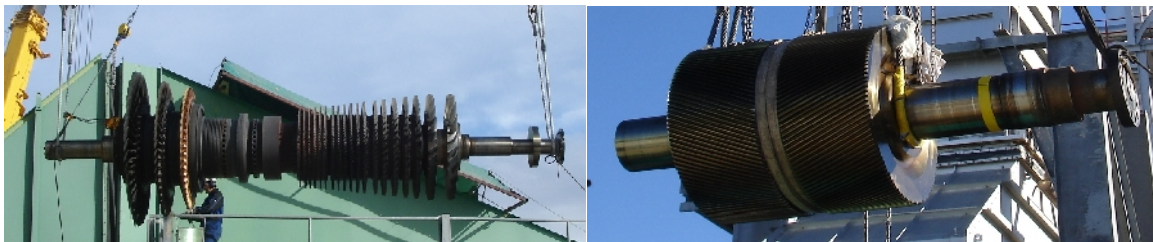


Figura 2 Fotos del eje y piñón que forman el rotor

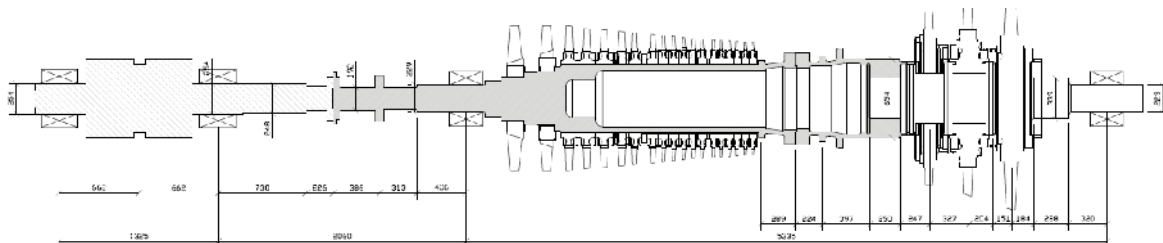


Figura 3 Esquema del conjunto armado

4. Obtención de las formas modales y velocidades críticas

Para la obtención de las formas modales se utilizó el método de la matriz de transferencia, este método se implementó en un programa ejecutable que permite, con una interface intuitiva, a partir de datos geométricos simples, obtener con un error máximo del 7% las velocidades críticas y formas modales del rotor [14]. El programa se validó experimentalmente y numéricamente usando rotores de laboratorio y por comparación con el método de los elementos finitos.

El método de la matriz de transferencia descompone el rotor en campos y estaciones. Normalmente se denominan estaciones, a discos ideales, considerados rígidos, que reemplazan a los rodets de alabes, muñones y demás partes del rotor.

Estos discos se vinculan con tramos de eje elástico ideal, denominados campos. Luego usando expresiones de mecánica clásica y elasticidad se construyen las denominadas matrices de transferencia que relacionan las deformaciones y esfuerzos a ambos extremos de cada campo y estación. Partiendo de un extremo, pasando por todas las estaciones y campos, se llega a formar un sistema matricial que refleja el comportamiento del sistema y permite obtener velocidades críticas y formas modales.

En este trabajo se utilizaron los datos disponibles del eje del rotor y del piñón, obtenidos de planos constructivos y se construyó un modelo de 45 estaciones y 44 campos, que se resume en la Tabla 1. Este modelo se resolvió con el programa desarrollado[14].

Tabla 1 Tabla resumen del modelo de la turbina.

Campos					Estaciones				
Número	Longitud (mm)	F (m ²)	m/l (kg/m)	J (m ⁴)	Número	Soporte/disco o cambio de sección	Cantidad de alabes	Masa estación (kg)	I (kgm ²)
1	662	0,0507	395,23	0,00020432	1	Cojinete	---	---	---
2	662	0,0507	395,23	0,00020432	2	Disco	0	2235	208
3	730	0,0483	376,78	0,00018568	3	Cojinete	---	---	---
4	226	0,0324	252,45	8,3359E-05	4	Cambio de sección	---	---	---
5	386	0,0290	225,83	6,6708E-05	5	Disco	0	90	0,91
6	313	0,0275	214,22	6,0026E-05	6	Disco	0	50,5	0,59
7	406	0,0412	321,26	0,00013499	7	Cambio de sección	---	---	---
8	163	0,0412	321,26	0,00013499	8	Cojinete	---	---	---
9	130	0,0721	562,43	0,00041375	9	Cambio de sección	---	---	---
10	114	0,1041	811,68	0,00086174	10	Cambio de sección	---	---	---
11	179	0,1486	1159,21	0,00175763	11	Disco	19	196,66	4,1
12	91	0,1590	1240,54	0,00201289	12	Cambio de sección	---	---	---
13	63	0,1590	1240,54	0,00201289	13	Disco	23	236,59	8,17
14	119	0,2552	1990,37	0,00518166	14	Cambio de sección	---	---	---
15	147	0,1767	1378,64	0,0046922	15	Disco	41	179,91	9,05
16	72	0,1767	1378,64	0,0046922	16	Disco	41	179,25	9,05
17	75	0,0817	637,11	0,00278636	17	Cambio de sección	---	---	---
18	138	0,0817	637,11	0,00278636	18	Disco	43	179,84	9,05
19	118	0,0817	637,11	0,00278636	19	Disco	43	174,24	8,85
20	76	0,0817	637,11	0,00278636	20	Disco	63	127,96	6,51
21	72	0,0817	637,11	0,00278636	21	Disco	0	57,70	3,14
22	91	0,0817	637,11	0,00278636	22	Disco	71	134,23	6,81
23	83	0,0817	637,11	0,00278636	23	Disco	85	115,02	6,06
24	83	0,0817	637,11	0,00278636	24	Disco	90	114,48	6,06
25	79	0,0817	637,11	0,00278636	25	Disco	85	113,90	6,06
26	73	0,0817	637,11	0,00278636	26	Disco	99	120,40	6,74
27	49	0,0817	637,11	0,00278636	27	Disco	115	101,24	5,62
28	47	0,0817	637,11	0,00278636	28	Disco	0	21,48	1,05
29	66	0,0817	637,11	0,00278636	29	Disco	115	94,54	5,24
30	66	0,0817	637,11	0,00278636	30	Disco	103	138,38	5,24
31	66	0,0817	637,11	0,00278636	31	Disco	115	136,84	5,24
32	66	0,0817	637,11	0,00278636	32	Disco	121	138,60	5,24
33	66	0,0817	637,11	0,00278636	33	Disco	121	136,42	5,24
34	67	0,0817	637,11	0,00278636	34	Disco	121	134,55	5,24
35	289	0,0664	517,73	0,00257667	35	Cambio de sección	---	---	---
36	224	0,0566	441,35	0,00239433	36	Disco	0	406,00	23,46
37	146	0,0566	441,35	0,00239433	37	Cambio de sección	0	40,82	2,31
38	251	0,0695	542,04	0,00348024	38	Disco	0	78,94	5,62
39	250	0,2446	1907,88	0,00831637	39	Cambio de sección	---	---	---
40	247	0,1270	990,44	0,00405641	40	Cambio de sección	---	---	---
41	327	0,1270	990,44	0,00405641	41	Disco	51	1142,89	88,12
42	204	0,0903	704,02	0,00064829	42	Disco	51	1222,67	108,77
43	151	0,0903	704,02	0,00064829	43	Cambio de sección	---	---	---
44	472	0,0903	704,02	0,00064829	44	Disco	43	1840,03	117,68
45	320	0,0412	321,26	0,00013499	45	Cambio de sección	---	---	---
					46	Cojinete	---	---	---

Usando estos datos se obtuvieron las velocidades críticas y las formas modales en forma numérica. En la tabla 2 se presentan los resultados obtenidos junto con la estimación de velocidades críticas realizada a partir de las mediciones de vibraciones durante el arranque de la turbina. En la Figura 4 se presentan las formas modales obtenidas numéricamente.

Estas mediciones fueron realizadas empleando los sensores de monitoreo continuo de la turbina y un sistema de adquisición descrito en el punto siguiente. En las mediciones se pudo determinar que la zona de la primera velocidad crítica está en el orden de las 1775 r.p.m. y la segunda entre las 2870 y las 3030 r.p.m. La tercera velocidad crítica no es alcanzada durante el arranque pero del modelo numérico, se desprende que la máquina funciona muy cerca de ésta, por lo tanto el desbalance residual por pequeño que resulte tendrá una fuerte incidencia en el comportamiento de la máquina.

Tabla 2 Velocidades Críticas de la Turbina.

Velocidad crítica	Obtenida mediante Software de Matriz de Transferencia	Estimado por mediciones durante el arranque
1	1774r.p.m.	1760r.p.m.
2	2895r.p.m.	3030r.p.m.
3	5524r.p.m.	ND

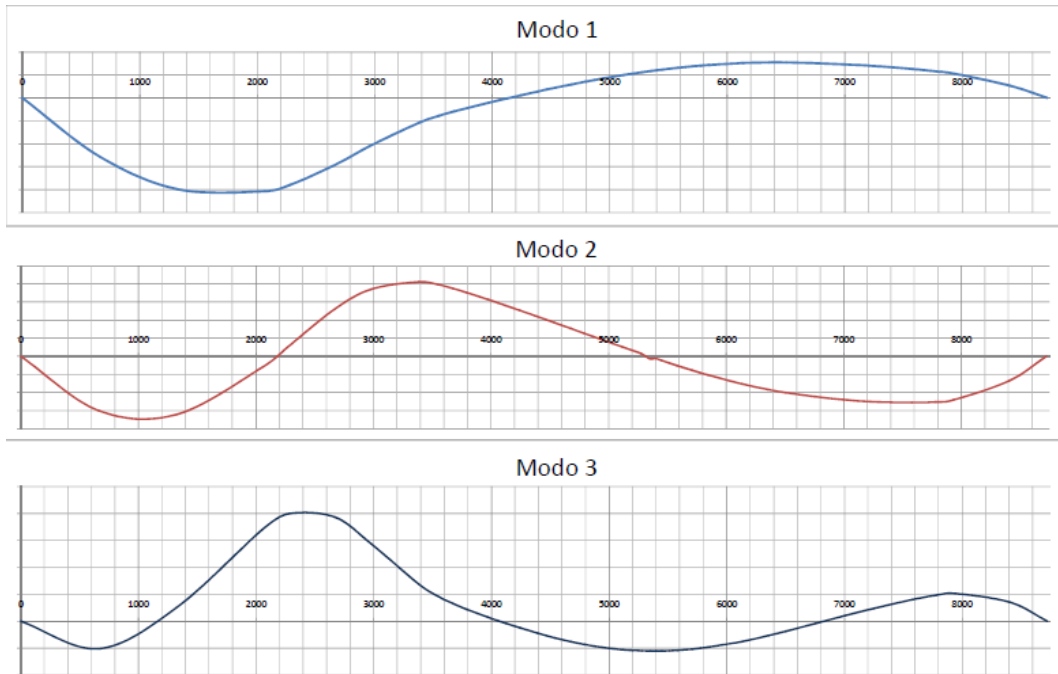


Figura 4 Formas modales.

5. Obtención de los datos de vibración

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 usaron para el programa de balanceo.

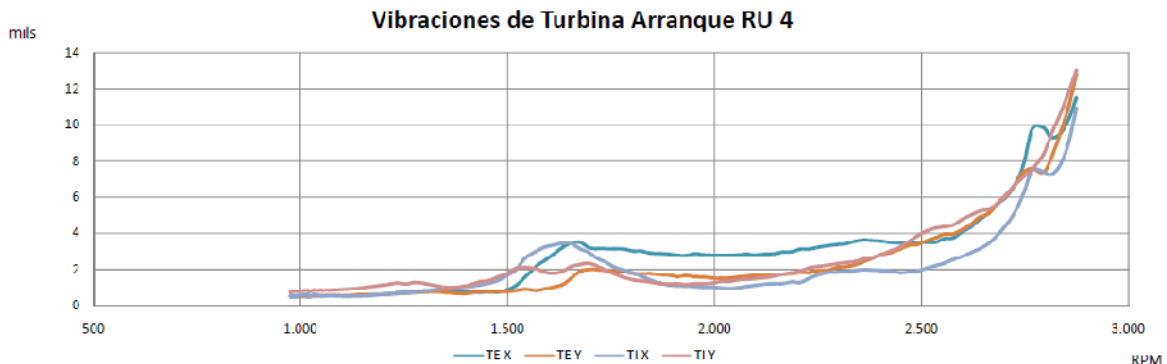


Figura 5 Respuesta del rotor durante el arranque de prueba RU4 hasta las 2900 R.P.M.

El equipo no logró superar en forma segura la segunda velocidad crítica hasta el arranque RU 7. En los arranques anteriores, con diferentes pesos de prueba, se disparaban las vibraciones y los sistemas de seguridad detenían la marcha. En la Figura 5 se presenta la respuesta en una de las corridas iniciales sin pesos de prueba del arranque RU 4 que fueron tomadas como valores iniciales para los cálculos de balanceo en este trabajo.

6. Equilibrado

Los datos empleados en este trabajo se deben a un proceso de balanceo iterativo donde se usó el método de balanceo a dos planos con una única velocidad de rotación, por coeficientes de influencia. Este método empleado normalmente está incorporado en los analizadores de vibraciones más completos de uso comercial que utilizan los técnicos de balanceo de las empresas que ofrecen el servicio. Pero como generalmente, se toma una única velocidad de prueba, el procedimiento empleado no permite lograr un balanceo adecuado en forma rápida y segura, ya que no aprovecha todos los datos disponibles. Con los datos de ese equilibrado se presenta en este trabajo como con el método de balanceo modal se hubieran reducido las corridas de prueba aproximándose a la solución final adoptada.

Durante la toma de datos se realizaron 25 arranques de prueba con distintas configuraciones de pesos de corrección dado que el equipo no lograba llegar a la velocidad de régimen. Originalmente se intentó un balanceo a dos planos con el método de los coeficientes de influencia. Primero se intentó corregir el balance usando los planos de escape y admisión del equipo (P-Ex y P-In), luego en el arranque RU 17 se incorporó el tercer plano (P-D).

Como observa de la Figura 5, para la velocidad de 1775 r.p.m., primera crítica, las vibraciones son reducidas por lo que no parece necesario corrección alguna de la primera componente modal de desbalance, no obstante, se decide hacer los cálculos usando como respuesta inicial la corrida RU 4 que se realizó sin masas de prueba y las corridas RU 5 y RU 6 que emplearon una única masa de prueba. La figura siguiente muestra la respuesta en arranque durante la corrida RU 6.

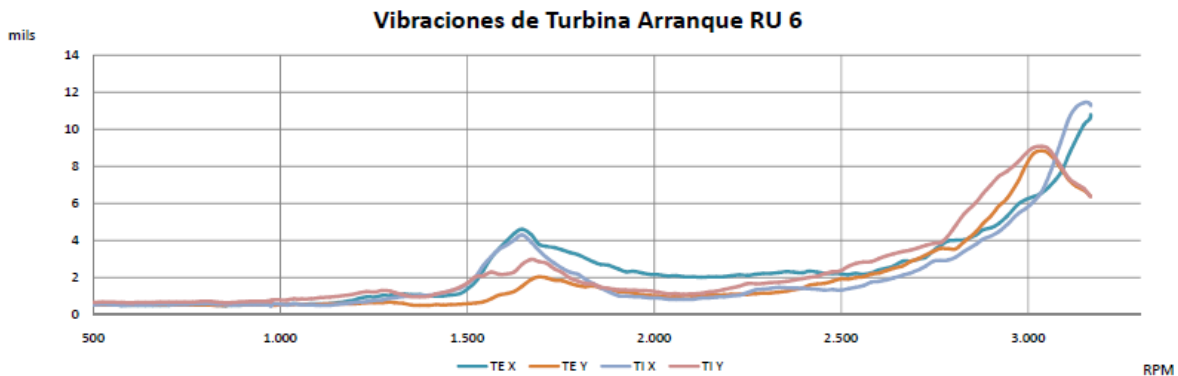


Figura 6 Respuesta del rotor durante el arranque de prueba RU6 hasta las 3200 R.P.M.

La tabla 3 resume los valores de masas de corrección estimados por el método de equilibrado modal para la 1ª velocidad crítica.

Tabla 3: Resumen e cálculos masas de corrección primera velocidad crítica 1775 R.P.M.

Arranque Inicial	Arranque de Prueba	Plano de corrección	Masa de pruebas	Masa determinada
RU 4	RU 5	P-Ex	312g <-105°	115g <232°
RU 4	RU 6	P-EX	756g <-110°	127g <221°

Como la respuesta al pasar por la primera velocidad crítica era aceptable antes de colocar pesos de prueba, y el valor de las masas calculadas es muy pequeño se decide no compensar la primera componente modal de desequilibrio. El paso siguiente del método propuesto requiere compensar la segunda componente correspondiente a la segunda velocidad crítica.

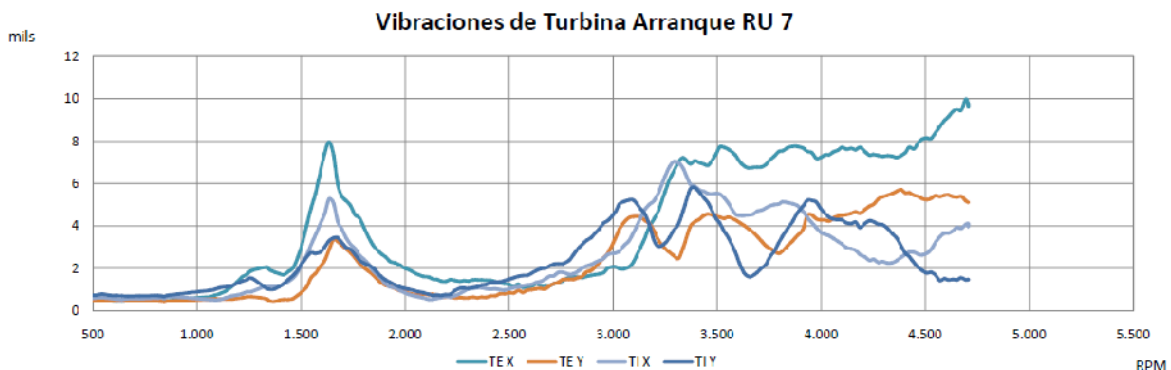


Figura 7 Respuesta del rotor durante el arranque de prueba RU7 hasta las 4600 R.P.M.

Para compensar la segunda componente modal se emplean las mediciones de los arranques RU7 (Figura 7) y RU8 donde el equipo logró superar la segunda velocidad crítica y a partir de ellas se determinan las masas de corrección para el segundo modo. La tabla 4 resume los valores de masas de corrección estimados por el método de equilibrado modal para la 2ª velocidad crítica.

Tabla 4: Resumen e cálculos masas de corrección primera velocidad crítica 2895 R.P.M.

Arranque Inicial	Arranque de Prueba	Plano de Prueba	Masa de pruebas	Corrección P-In	Corrección P-EX
RU 4	RU 7	P-Ex	1371g <-95°	861g<21°	645g<224°
RU 4	RU 8	P-In	1085g<52,8°	1277g<52°	852g<232°

A partir de estos cálculos resumidos en la Tabla 4, comparando con el equilibrado realizado in situ, se puede afirmar que usando el método convencional a dos planos, recién luego de los cálculos usando los datos del arranque RU 16, se llegó a una configuración de pesos similar a la determinada por el balanceo modal, para poder superar en forma segura la segunda velocidad crítica y luego de este arranque se comenzó a probar con el tercer plano de corrección.

Entonces para equilibrar el tercer modo se tomaran los arranques siguientes RU 17 y RU 18. En el arranque RU 17 las masas de corrección colocadas fueron en el plano de escape M P-Ex 612 gr con un ángulo de 225°, y en el plano de admisión P-In 1067 gr con un ángulo de 39,4°. Estas masas logran compensar el desbalance debido a la segunda componente modal y son similares a las calculadas por el método de equilibrado modal.

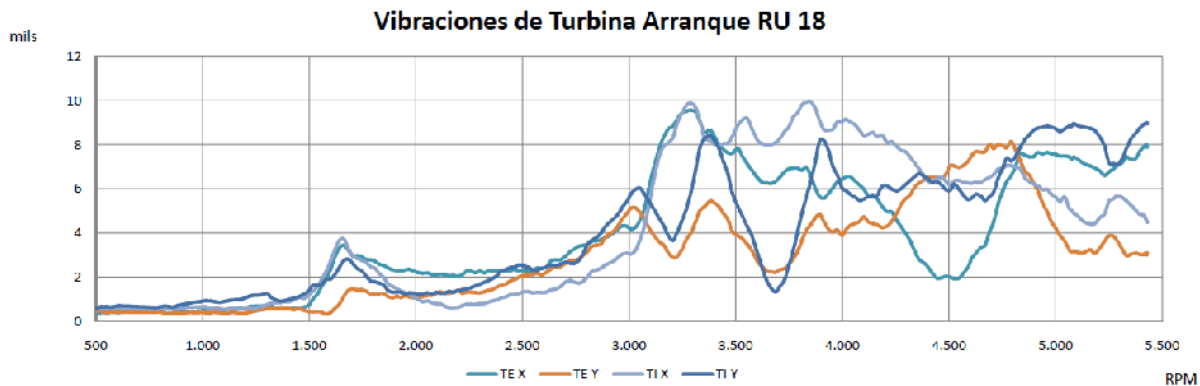


Figura 8 Respuesta del rotor durante el arranque de prueba RU18 hasta las 5420 R.P.M.

El arranque RU 18 (Figura 8) incorpora una masa de prueba en el plano central P-D y se usara para determinar las componentes de corrección para el tercer modo. En un sentido estricto se deberían alcanzar las 5550rpm, pero como el equipo trabaja a 5420rpm se tomara la velocidad de régimen. La tabla 5 resume los valores de masas de corrección estimados por el método de equilibrado modal para la 3ª velocidad crítica.

Tabla 5: Resumen e cálculos masas de corrección primera velocidad crítica 5420 R.P.M.

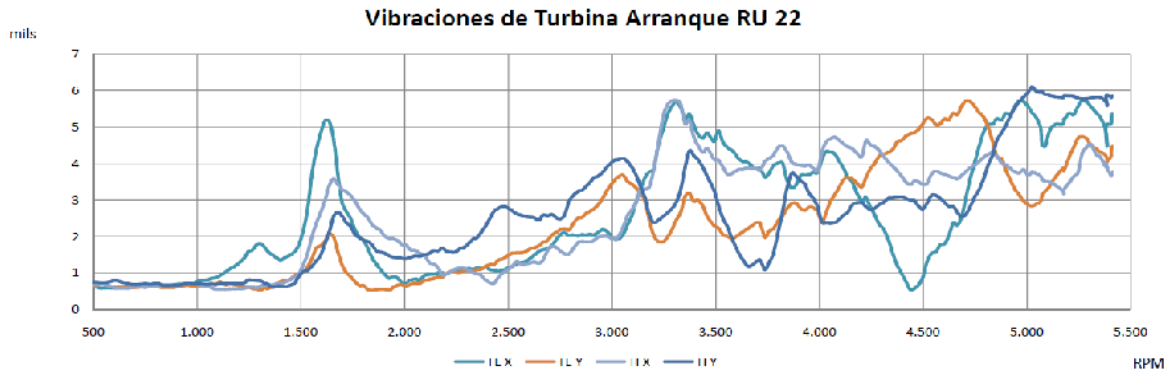
Corrida Inicial	Corrida con masa de prueba	Plano de Prueba	Masa de pruebas	Masa determinada P-In	Masa determinada P-D	Masa determinada P-EX
RU 17	RU 18	P-D	311g <235°	103g<-37,5°	138g<142°	317g<142°

La tabla 6 resume las masas de corrección que se deberían haber colocado para compensar la segunda y tercera componentes modales según los cálculos realizados por el método de equilibrado modal, usando los arranques RU 04, RU 08, RU17 y RU 18. En comparación se presentan los pesos realmente colocados luego de las 25 corridas de pruebas usando el método de balanceo a dos planos.

Tabla 6: Masas de corrección finales calculadas por el método modal & masas efectivamente colocadas

	Mas determinada P-In	Mas determinada P-D	Mas determinada P-EX
Balanceo modal	1280g<48°	138g<142°	912g<-148°
Masas instaladas	1241g<52°	457g<113°	895g<-135°

Finalmente luego del proceso de equilibrado se elige la configuración adoptada en el arranque RU 22 (Figura 9) usando las masas de la Tabla 6. El equipo quedo funcionando en condiciones estables, estando todos sus sensores debajo de los 4,8mils luego de 5 minutos de funcionamiento, limite aceptable según la norma ISO 7919-4 de vibraciones en turbina de gas medidas en el eje para funcionamiento seguro durante tiempos prolongados, a excepción del sensor TI Y situado del lado de admisión que estaba un poco por encima del límite antes mencionado.



7. Conclusiones

En resumen, el empleo del método de balanceo modal en este equipo hubiera permitido reducir el número de corridas de prueba dado que del arranque RU8 se habría pasado al arranque RU 17 y luego del arranque RU18 al final del proceso. Por lo que con 7 arranques (RU 04, RU 05, RU 06, RU 07, RU08, RU 17 y RU 18) se habrían conseguido los mismos resultados.

En cuanto al equilibrado del equipo en sí, las vibraciones sugieren que es necesario incrementar la masa en el plano de admisión y reducir la fase a un valor entre 38° y 48° , pero con tal propósito se deberían construir pesos especiales de tungsteno dado que no hay espacios disponibles para colocar mas pesos de corrección.

El equipo estudiado funciona demasiado cerca de una de sus velocidades críticas, entonces aún cuando el desequilibrio residual sea muy bajo, las vibraciones resultan elevadas. Se requieren nuevas pruebas de balanceo a la velocidad de operación para intentar reducir aún más las vibraciones finales.

Referencias

- [1] Zlatan Racic, Juan Hidalgo, "Practical balancing of flexible rotors for power generation", Proceedings of the ASME IDETC/CIE 2007, September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA
- [2] T. P. Goodman, "A least-squares method for computing balance corrections", Journal of Eng. for Industry, Trns. ASME Serie B, 63: 273-279, 1964.
- [3] Xiaoping YU, "General Influence Coefficient Algorithm in Balancing of Rotating Machinery", International Journal of Rotating Machinery, 10: 85-90, 2004.
- [4] Yuan Kang, "Optimal balancing of flexible rotors by minimizing the condition number of influence coefficients", Mechanism and Machine Theory, 43: 891-908, 2008.
- [5] Juan Julio Piñeyro. "Métodos de Balanceo". Publicación del Grupo de Investigación "Vibraciones Mecánicas" UTN-FRD, 1983, Campana, Bs. As.
- [6] R.E.D. Bishop, G.M.L. Gladwell, "The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor," J. Mech. Eng. Sci., 1:66-77, 1959.
- [7] A.G. Parkinson, R.E.D. Bishop, "Residual Vibration in Modal Balancing," J. Mech. Eng. Sci., 7- 1, 1965.
- [8] R.E.D. Bishop, A.G. Parkinson, "On the Use of Balancing Machine for Flexible Rotors", Journal of Engineer for Industry, May: 561-576, 1972.
- [9] W. Kellenberger, "Should a Flexible Rotor be Balanced in N or (N+2) Planes?" Trans. ASME, J. Eng. For Ind., 94:543-560, 1972.
- [10] 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, 289:294-333, 2006.
- [11] Leonard Meirovitch,. "Analytical Methods in Vibrations". 1ª ed. The Macmillan Company,1967.
- [12] B.T. Murphy, J. M. Vance, "An improved method for calculating critical speeds and rotordynamic stability of turbomachinery". Transactions of the ASME- Journal of Engineering for Power. 105: 591-595, 1983.
- [13] B.T. Murphy, J. M. Vance, H. A. Tripp, "Critical Speeds of turbomachinery: computer predictions & experimental Measurements". Proceedings of the thirteenth turbomachinery symposium pp 105-130, 1983.
- [14] Darío Violante, Fernando Palmieri, Andreas Klemppnow, "Aplicación del método de la matriz de transferencia para la determinación de las formas modales y velocidades críticas en rotores flexibles" Trabajo presentado en el III CAIM, Ciudad de Buenos Aires, Argentina, del 2 al 5 de octubre de 2012.
- [15] ISO 7919-4:2009 Mechanical vibration -Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts - Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings.