

Método de Balanceo de Rotores Rígidos con Datos de Vibración Pulsante

Alfonso C. García Reynoso^{1,2}, Miguel A. Cervantes Moya¹, José Camargo Méndez¹
 Enrique Ladrón de Guevara Durán^{1,2}, Evaristo Hernández Marceliz^{1,2}, Bonifacio C.A. Peña Pardo²

¹Instituto Tecnológico de Veracruz, Veracruz, Ver. México

²Instituto de Ingeniería de la Universidad Veracruzana
 garreynoso@hotmail.com

Resumen

Se aplica un método de balanceo dinámico de rotores rígidos para el caso de datos de vibración filtrada que varían en forma de pulsación debido a la presencia de armónicas de frecuencias muy cercanas entre sí. Para registrar estas variaciones se capturan los datos mediante un analizador virtual que recibe la señal de vibración y de la referencia temporal para calcular la amplitud y la fase en tiempo real. A partir del archivo de datos se aplica un método de balanceo que utiliza el promedio de la vibración en un ciclo completo de la pulsación. Este procedimiento se verifica en un banco de pruebas que consiste en dos ventiladores centrífugos de velocidades de operación casi iguales en los que se provoca la vibración pulsante. Los resultados de las pruebas de balanceo son satisfactorios.

Abstract

A method of rigid-rotor balancing is applied to the case where the filtered vibration data is varying in beats form due to the presence of harmonics with very similar frequencies. Vibration data are captured via a virtual analyzer that converts the vibration signal to amplitude and phase in a real time record. A balancing method is applied to these data files to obtain an average of the vibration over a complete beats cycle. This procedure is verified on a test rig that consists of two centrifugal fans with almost equal operational speeds which in turn produce vibrations in the form of beats. Balancing test results prove to be satisfactory.

Palabras Clave:

Balanceo de rotores, vibración en pulsaciones.

Keywords:

Rotor balancing, beats vibration.

Nomenclatura

N Amplitud de vibración "tal cual"
 N_2 Amplitud de vibración con peso de prueba
 W_p Peso de prueba
 W_c Peso de balanceo
 x_1 Desplazamiento de movimiento armónico
 x_2 Desplazamiento de movimiento armónico
 ω_1 Frecuencia circular del movimiento armónico
 ω_2 Frecuencia circular del movimiento armónico
 A Amplitud del desplazamiento
 B Amplitud del desplazamiento
 τ Período de la pulsación
 C_1, C_2, C_3 Amplitud de armónicas
 ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 Angulos de fase de las armónicas

Introducción

La técnica de balanceo de rotores calcula los contrapesos que producen el equilibrio estático y el dinámico requerido para la reducción de la vibración.

El balanceo dinámico utiliza normalmente el método de los coeficientes de influencia, el cual requiere medir la amplitud y la fase de la vibración en los apoyos en varias corridas de prueba.

Cuando el rotor que se balancea está montado en una estructura en la cual se encuentran otras máquinas que trabajan a velocidades iguales o aproximadamente iguales a la del ro-

tor a balancear y, éstas no se pueden detener por diferentes razones, la señal obtenida contiene los efectos combinados de todas las máquinas, notándose una variación periódica de la amplitud. Al fenómeno de vibraciones cuyas amplitudes aumentan y disminuyen periódicamente se le llama pulsación [1]. El presente trabajo analiza como manejar este problema.

Los objetivos del método propuesto son:

1. Mostrar la captura e interpretación de las lecturas de vibración pulsante.
2. Indicar el procedimiento de cálculo de los pesos de balanceo.
3. Verificar el método mediante pruebas de campo.

La presencia de este fenómeno en la señal de vibración requiere del uso de metodologías y herramientas adecuadas para lograr obtener una disminución de la vibración residual del rotor hasta límites permitidos. En el trabajo de García [2] se desarrolla un método de balanceo y se aplica a rotores de baja velocidad en una torre de enfriamiento de una Termoeléctrica. Los datos de vibración pulsante se obtienen mediante una lectura de tipo manual efectuada por el operador, la cual resulta adecuada para la variación lenta de los datos en este caso, sin embargo en la mayoría de las situaciones de la industria esta variación no puede ser re-

gistrada manualmente y se requiere la captura automática mediante un analizador virtual.

De acuerdo a Ladrón de Guevara, et.al. [3], se puede considerar al instrumento virtual como un medio eficiente para la realización del balanceo dinámico de rotores, que permite efectuar el balanceo de rotores de manera más rápida y precisa, reduciendo así el tiempo que la máquina está fuera de servicio y disminuyendo el tiempo empleado por el operador para realizar un balanceo completo.

Con base en lo anterior se consideró la necesidad de elaborar un instrumento virtual especializado para realizar análisis de vibraciones en sistemas de máquinas que se influyen mutuamente utilizando una tarjeta de adquisición de datos y el software LabVIEW® versión 8.0. Las especificaciones del analizador virtual son las siguientes:

- a) Elaborar un instrumento virtual capaz de proporcionar la información necesaria para realizar análisis de vibraciones en sistemas de máquinas que se influyen mutuamente.
- b) Elaborar una rutina dentro del instrumento virtual capaz de almacenar y mostrar la información generada por el mismo y, además, que pueda mostrar información referente a la estabilidad de ésta.
- c) Programar un algoritmo de cálculo de pesos de balanceo dentro del instrumento virtual, utilizando el método de coeficientes de influencia.
- d) Programar diferentes tipos de indicadores, tanto numéricos como gráficos, que puedan auxiliar al operador en la interpretación de las lecturas o en la solución de fallas.

Método de Coeficientes de Influencia para Balanceo en un Plano

El método tradicional de balanceo en un plano por coeficientes de influencia utiliza los datos de lectura de vibración del rotor en su condición de desbalance original ("tal cual") y la lectura correspondiente a una corrida con peso de prueba. En este caso los datos son los que se muestran en la Tabla No.1.

TABLA No.1 Datos de corridas de prueba

CORRIDA	VIBRACIÓN EN APOYO
Tal cual	N
W _p	N ₂

donde las lecturas de vibración son fasores, con magnitud y ángulo de fase.

Con estos datos se calcula el coeficiente de influencia siguiente:

$$A = \frac{N_2 - N}{W_p} \tag{1}$$

Este coeficiente representa el efecto que produce en la vibración de un rotor, inicialmente balanceado, un peso unitario en la posición de cero grados. El coeficiente permite calcular el peso de balanceo del rotor tanto en magnitud como en posición angular mediante la fórmula siguiente:

$$W_c = \frac{-N}{A} \tag{2}$$

Vibraciones con Pulsaciones

Las vibraciones con pulsaciones se presentan cuando existen dos o más armónicas con frecuencias muy similares, las cuales se suman y producen una resultante cuya magnitud varía entre un máximo y un mínimo con una periodicidad que depende de la diferencia entre las frecuencias de las armónicas.

Para ilustrarlo suponga que se tienen dos armónicas:

$$\begin{aligned} x_1 &= A \text{ sen}\omega_1 t \\ x_2 &= B \text{ sen}\omega_2 t \end{aligned} \tag{3}$$

La resultante es la suma de ellas, la cual mediante identidades trigonométricas se puede expresar como:

$$x = [A^2 + B^2 + 2AB \cos(\omega_2 - \omega_1)t]^{1/2} \text{ sen}(\omega_1 t + \phi) \tag{4}$$

Se observa que la amplitud de la vibración resultante varía entre los valores:

$$x_{\max} = A + B \quad x_{\min} = A - B$$

La Figura No.1 muestra la suma vectorial de estas armónicas en el caso general y en los casos cuando ocurre el máximo y el mínimo.

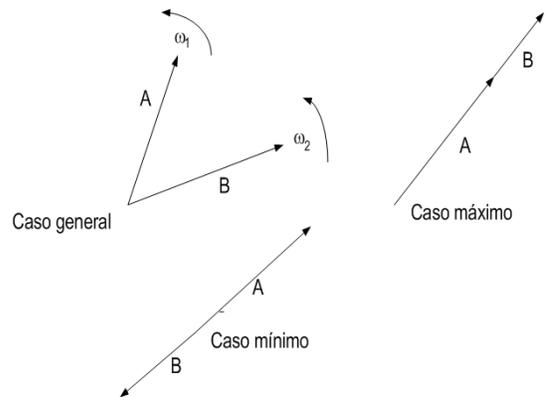


FIGURA No.1 Representación vectorial de las armónicas que forman la pulsación

La Figura No.2 muestra la vibración resultante para el caso en que A=B=0.5.

Al tiempo entre los picos de amplitud positiva mínima o los picos de amplitud positiva máxima se le llama período de pulsación. El período de una pulsación es el tiempo requerido por uno de los vectores para dar una revolución completa con respecto al otro. Así la frecuencia de pulsación se puede decir que es $\omega_2 - \omega_1$ de acuerdo con la ecuación (4).

El período de la pulsación está dado por:

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_2 - \omega_1} \tag{5}$$

Cuando el rotor que se balancea está montado en una estructura en la cual se encuentran otras máquinas que trabajan a una velocidad igual o aproximadamente igual a la del rotor a balancear y, éstas no se pueden detener por razones del proceso, la señal obtenida, aún cuando es filtrada, contiene los efectos combinados de todas las máquinas y se presenta como pulsaciones.

Procedimiento de Cálculo

El procedimiento de cálculo mediante coeficientes de influencia descrito en las secciones anteriores supone que las lecturas son estables y que la fase entre la fuerza de inercia desbalanceada y la vibración medida se mantiene constante para una relación constante entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema.

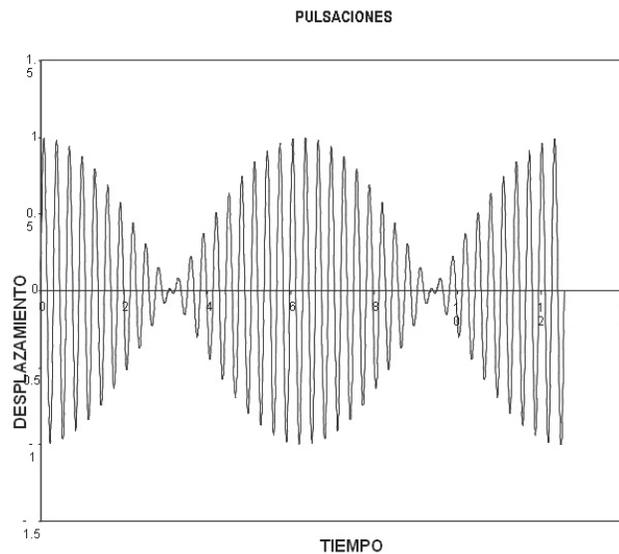


FIGURA No.2 Gráfica de pulsaciones desplazamiento

Si la vibración se presenta con pulsaciones, la amplitud y

cálculo de los pesos de balanceo, requiere de la captura de datos en tiempo real mediante un analizador de vibraciones virtual donde las señales de vibración y de la referencia temporal son enviadas a una tarjeta de adquisición de datos que las convierte a forma digital y calcula la amplitud y la fase para almacenarse en una computadora. El procedimiento consiste en lo siguiente:

1. Tomar las lecturas para la condición "tal cual" y con "peso de prueba" registrando la amplitud y la fase de las vibraciones en un ciclo completo de la pulsación. Se forma un archivo de 1000 a 2000 registros.
2. Calcular los valores promedio de las partes real e imaginaria de estos fasores en un tiempo de muestra igual al período de la pulsación.
3. Calcular los coeficientes de influencia con los valores promedio, utilizando la ecuación (1).
4. Calcular el peso de balanceo con los valores promedio de la vibración original utilizando los coeficientes de influencia mediante la ecuación (2).

Analizador Virtual de Vibraciones Mecánicas

La instrumentación virtual es un concepto manejado actualmente por muchas empresas y universidades. La ventaja que proporciona es que puede realizar las tres funciones básicas de un instrumento convencional, que son: adquisición, análisis y presentación de datos [5]. LabVIEW® utiliza un sistema de programación gráfica o por bloques. A los programas creados en este ambiente se les llama comúnmente instrumentos virtuales (vi). Cada vi que se crea, cuenta con 2 áreas de trabajo: el diagrama de bloques, que es donde se realiza la programación gráfica del vi; y el panel frontal, que es donde el usuario tiene acceso a la información de los controles e indicadores mientras el programa está en funcionamiento.

El desarrollo del diagrama de bloques se divide en las siguientes secciones:

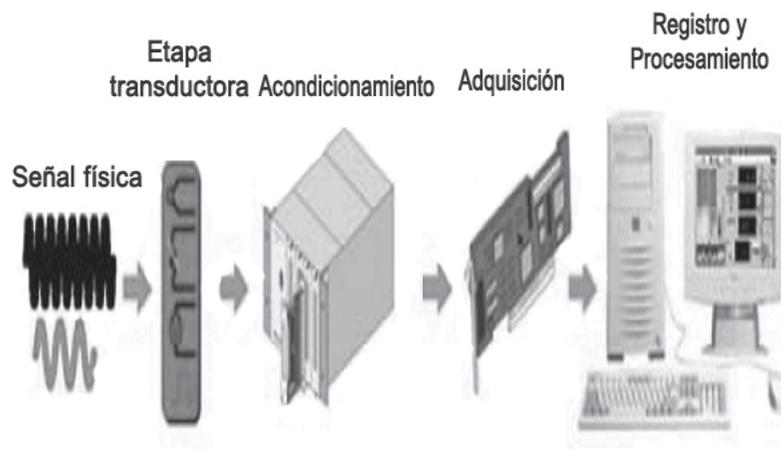


FIGURA No.3 Proceso de adquisición de datos

la fase son cambiantes, debido a que la resultante de la vibración gira con una velocidad ligeramente diferente a la fuerza desbalanceada. El procedimiento a seguir, para el

- » Adquisición de datos.
- » Análisis de las señales adquiridas para calcular la amplitud y el ángulo de fase de la vibración.

- » Análisis estadístico de la información.
- » Método de selección de la información.
- » Algoritmo de cálculo de pesos de corrección.
- » Herramientas auxiliares.

El enlace de las señales físicas provenientes de los sensores, adquiridas por la tarjeta DAQ NI USB-6009, [6] y [7] con la programación en bloques del instrumento virtual se efectúa a través de una serie de vi's que fungen como punto de entrada de las señales adquiridas al instrumento virtual, para poder realizar así su análisis y obtener la información deseada. La Figura No.3 muestra el proceso de adquisición de datos. Para lograr esto se utilizan "sub vi's" (nombre dado por ser vi's dentro de otros) los cuales realizan el enlace entre la adquisición y el sistema de procesamiento de información. El "sub vi" permite modificar la resolución de la señal adquirida y seleccionar la fuente de procedencia de los datos entre 4 diferentes canales. También permite fijar un rango de tiempo durante el cual debe esperar una entrada, pasado ese tiempo el "vi" muestra un mensaje de error.

Las dos señales de salida de la adquisición de datos deben ser acondicionadas y analizadas antes de procederse al cálculo de la amplitud y el ángulo de fase de la señal de vibración, para asegurarse que cumplan con las características y requerimientos necesarios para su posterior utilización. La secuencia de acondicionamiento y análisis de las señales se muestra en la siguiente Figura No.4:

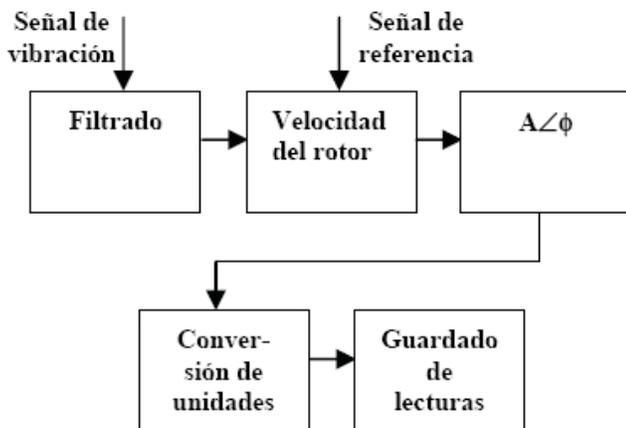


FIGURA No.4 Secuencia de acondicionamiento y análisis de las señales

El filtrado se lleva al cabo con un filtro digital del tipo IIR (Infinite Impulse Response), colocado dentro del diagrama de bloques del "vi"; esto permite contar con otra etapa de acondicionamiento para mejorar la calidad de la señal a analizar, ya que permite seleccionar diferentes tipos de filtros y topologías de filtrado. El filtrado antes descrito solo se aplica a la señal de vibración para obtener una señal de amplitud y frecuencia constantes, que sea reflejo de la vibración del rotor debida al desbalance, a la velocidad de giro en que se realiza la lectura. (Nota: Se puede obtener una señal de amplitud y frecuencia constantes, pero que sea

de una frecuencia múltiplo de la frecuencia de giro del rotor, esto es, una frecuencia armónica de la fundamental, en cuyo caso la vibración leída no refleja la cantidad de desbalance del rotor sino algún otro problema en la máquina) [8].

La información contenida en los registros creados por el instrumento virtual se analiza de tres formas diferentes:

1. Cálculo de valores promedio y de desviación estándar.
2. Cálculo de la velocidad angular y conversión de valores promedio.
3. Localización de valores máximos y mínimos.

El proceso es aplicado tres veces, una vez por parámetro contenido en el registro (en este caso: amplitud, ángulo de fase, velocidad). Una vez extraída y separada la información, se procede a analizarla.

La información obtenida mediante el análisis estadístico de los registros creados por el instrumento virtual puede seleccionarse de acuerdo a dos criterios:

1. Valores promedio.- Utilizando los valores promedio para realizar balanceos dinámicos de rotores en uno y dos planos.
2. Pulsaciones.- Utilizando los valores promedio de la parte real e imaginaria en un ciclo completo de la pulsación.

Cuando se mide un rotor con una vibración estable se obtiene un punto en el plano complejo, de la gráfica polar, al considerar su amplitud y fase. Sin embargo, cuando la vibración ocurre en forma de pulsaciones, la gráfica se representa teóricamente como un círculo como se muestra en la Figura 5 para el caso de la suma de dos armónicas de frecuencia aproximadamente igual. En la práctica se observan gráficas más complicadas como en la Figura 6.

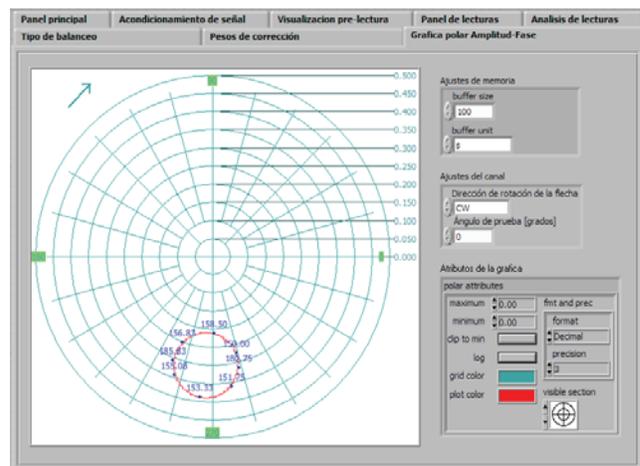


FIGURA No.5 Gráfica del desplazamiento complejo, simulado, en el caso de pulsaciones.

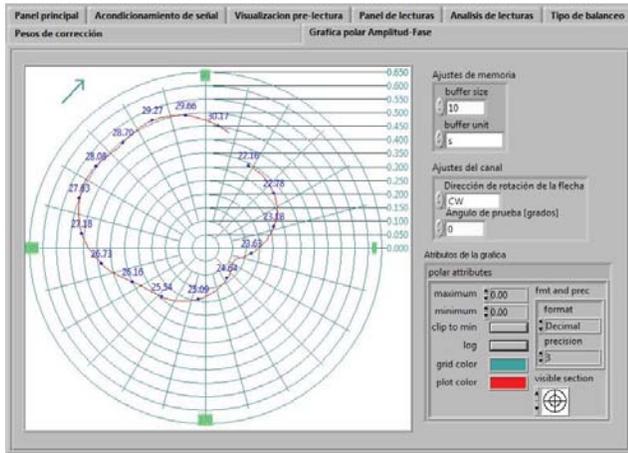


FIGURA No.6 Gráfica del desplazamiento complejo, medido, en el caso de pulsaciones.

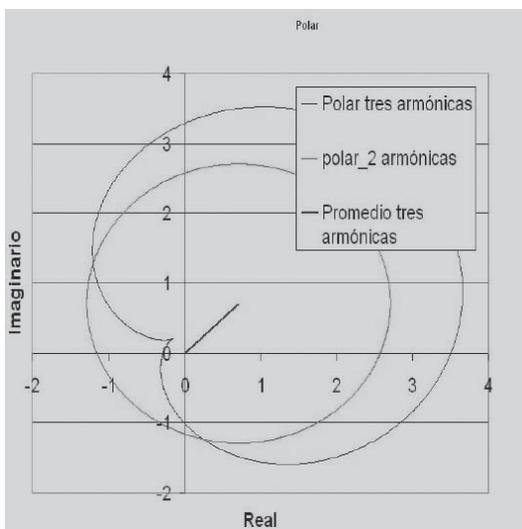


FIGURA No.7 Valor promedio de suma de armónicas

En estas condiciones, es necesario revisar la forma de tomar la lectura promedio que corresponde al rotor que se está balanceando. Es posible que se estén metiendo a la banda del filtro mas de dos armónicas, por lo que se hace el análisis para la suma de tres armónicas.

Suponiendo que se tiene la expresión siguiente:

$$x = C_1 \text{sen}(\omega_1 t + \phi_1) + C_2 \text{sen}(\omega_2 t + \phi_2) + C_3 \text{sen}(\omega_3 t + \phi_3) \quad (6)$$

y que la primera armónica corresponde a la señal a medir. Pasando al uso de fasores se puede expresar como:

$$z = e^{i\omega_1 t} (C_1 e^{i\phi_1} + C_2 e^{i((\omega_2 - \omega_1)t + \phi_2)} + C_3 e^{i((\omega_3 - \omega_1)t + \phi_3)}) \quad (7)$$

donde el factor $e^{i\omega_1 t}$ representa la referencia del tacómetro que se sincroniza con la armónica deseada.

Los valores real e imaginario de la expresión dentro del paréntesis, forman las gráficas polares como en las Figuras 5 y 6, y son:

$$A_r = C_1 \cos\phi_1 + C_2 \cos[(\omega_2 - \omega_1)t + \phi_2] + C_3 \cos[(\omega_3 - \omega_1)t + \phi_3]$$

$$A_i = C_1 \text{sen}\phi_1 + C_2 \text{sen}[(\omega_2 - \omega_1)t + \phi_2] + C_3 \text{sen}[(\omega_3 - \omega_1)t + \phi_3] \quad (8)$$

Para un tiempo dado t se calculan las componentes de la expresión dentro del paréntesis, que corresponden a un punto en el diagrama polar. Al variar t para cubrir un período de la pulsación se obtiene la gráfica polar como en las dos figuras anteriores.

Si se obtiene el promedio de la parte real en un ciclo de la pulsación, integrando en un ciclo de la pulsación, los términos asociados con los cosenos donde varía el tiempo se hacen cero. Igualmente, para la parte imaginaria, el promedio no tiene contribución de los términos del seno que dependen del tiempo. Entonces, el promedio queda como sigue:

$$C_1 \cos\phi_1 + i C_1 \text{sen}\phi_1 = C_1 e^{i\phi_1} \quad (9)$$

Este es precisamente el valor promedio que se requiere para el balanceo del rotor ya que corresponde a la armónica de referencia.

Para ilustrar esto, se presenta la Figura No.7 que muestra la gráfica polar para la suma de dos armónicas (el círculo) y otra de tres armónicas. En el caso del círculo, su centro es el valor promedio y para la otra curva se muestra una línea recta que va del origen al valor promedio de ésta y que, como era de esperarse, coincide con el centro del círculo. Por lo tanto, aunque haya varias armónicas presentes, el promedio en un ciclo de la pulsación siempre será el mismo, o sea el valor correspondiente a la armónica de referencia.

Pruebas de Campo

El montaje de pruebas consiste en una base de acero sobre la que se montan dos ventiladores con sus ejes paralelos como se muestra en la Figura No. 8. Estos ventiladores tienen las siguientes características dadas por la Tabla No.2.

TABLA No.2 Datos de los ventiladores

CONCEPTO	MODELO	HP	CAUDAL M ³ /h
Ventilador de 1600 rpm	S & P CM-50	1	4,800
Ventilador de 1700 rpm	S & P CM-50	1	4,800

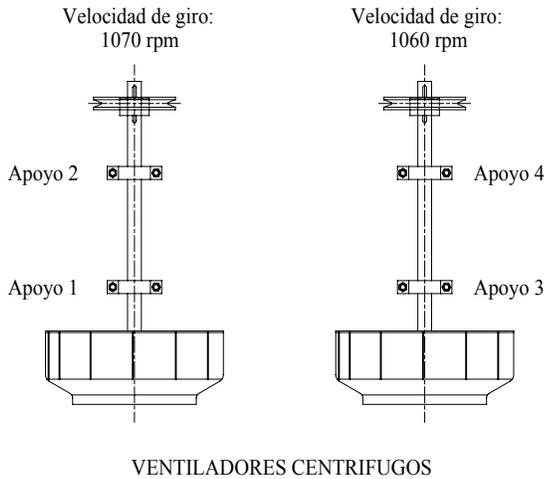


FIGURA No.8 Ventiladores del montaje de pruebas

Para tener las condiciones de trabajo controladas se procedió al balanceo inicial de los ventiladores, cada uno por separado, de acuerdo a la técnica tradicional de coeficientes de influencia, quedando las vibraciones residuales como se muestra en la Tabla No.3.

TABLA No.3 Vibraciones residuales de los ventiladores balanceados

Punto de medición de la vibración residual	Vibración residual (mm/s)	
	Ventilador de 1060 rpm	Ventilador de 1070 rpm
Apoyo 1		0.5252 \angle 163.676
Apoyo 2		
Apoyo 3	0.4573 \angle 265.173°	
Apoyo 4		

Se observa que la vibración que presentan está por debajo del límite de tolerancias de balanceo tomada de la gráfica de severidad de la vibración, que para este caso es de 1.495 mm/s.

Ya balanceados los ventiladores centrífugos se les colocan los pesos de desbalance de la Tabla No.4.

TABLA No.4 Masas de desbalance colocadas para producir pulsaciones

Ventiladores Centrífugos	
Velocidad de giro	Masa de desbalance colocado
1070 rpm	20 gr \angle 60°
1060 rpm	20 gr \angle 30°

La lectura de vibración con las masas de desbalance colocadas, encendiendo un solo ventilador a la vez, da la vibración inicial como se muestra en la Tabla No.5.

TABLA No.5 Vibraciones iniciales para el caso de un solo ventilador encendido

Medición de Vibración en	1070 rpm encendido y 1060 rpm apagado (mm/s)	1060 rpm encendido y 1070 rpm apagado (mm/s)
Apoyo 1	30.7424 \angle 101.049	3.8555
Apoyo 2	42.1358 \angle 98.1378	5.6534
Apoyo 3	3.7476	14.6859 \angle 100.817
Apoyo 4	5.1748	18.5480 \angle 102.556

Las lecturas de vibración con los pesos de desbalance colocados, teniendo ambos ventiladores centrífugos encendidos, para provocar el fenómeno de pulsación se muestran en la Tabla No.6.

TABLA No.6 Vibraciones iniciales de los dos ventiladores encendidos simultáneamente

Punto de medición de la vibración	Desplazamientos extremos de la pulsación (mm/s) 1070 y 1060 encendidos
Apoyo 1	Vibmax = 42.977 \angle 84.9° Vibmin = 30.505 \angle 89.694°
Apoyo 2	Vibmax = 55.296 \angle 99.389° Vibmin = 39.370 \angle 92.56°
Apoyo 3	Vibmax = 18.847 \angle 87.39° Vibmin = 10.236 \angle 95.694°
Apoyo 4	Vibmax = 30.455 \angle 96.653° Vibmin = 15.138 \angle 110.222°

A continuación se procede a balancear el ventilador centrífugo que gira a 1060 rpm, en pulsación, por el método de coeficientes de influencia propuesto. Los detalles se muestran en la Tabla No.7. El punto de medición es el apoyo No.3. La Figura No.9 muestra la gráfica polar de la lectura inicial.

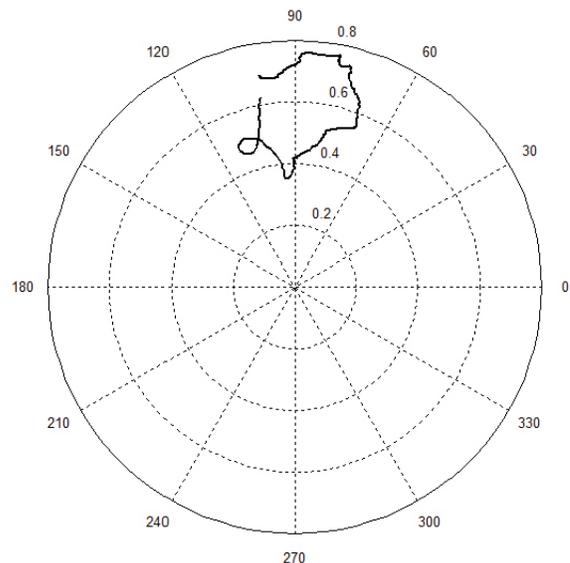
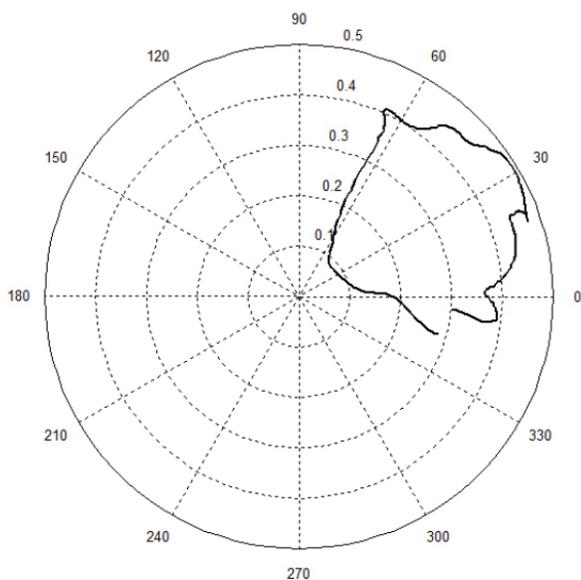


FIGURA No.9 Gráfica polar inicial de la pulsación**TABLA No.7** Pruebas en ventilador de 1060 rpm con pulsaciones

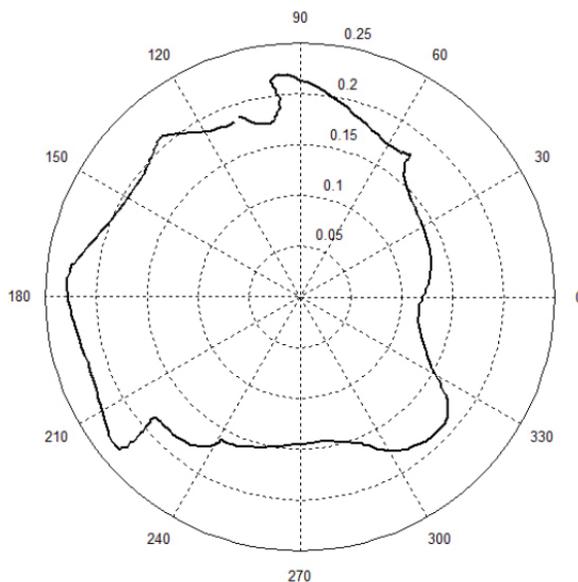
Vibración "en vacío" (mm/s)	4.0691
Vibración "tal cual" (mm/s)	14.793 \sphericalangle 85.8°
Masa de prueba (g)	15 \sphericalangle 240°
Vibración con masa de prueba (mm/s)	7.9019 \sphericalangle 27.4°
Coefficiente de influencia (mm/s/g)	0.8368 \sphericalangle 58.1778°
Masa de Balanceo (g)	17.6798 \sphericalangle 207.6106°
Vibración residual 1 (mm/s)	0.9134 \sphericalangle 151.7°
Vibración final con un solo ventilador, 1070 rpm apagado	0.9205 \sphericalangle 139.5°

Al colocar la masa de prueba anterior, la gráfica polar se obtiene como se muestra en la Figura No.10.

**FIGURA No.10** Gráfica polar de la pulsación con la masa de prueba

Al colocar la masa de corrección anterior, la gráfica polar se obtiene como se muestra en la Figura No.11. Esta medición residual está por debajo del límite de tolerancias de balanceo.

A continuación se procede a balancear el ventilador centrífugo que gira a 1070 rpm, en pulsación, por el método de coeficientes de influencia propuesto. El otro ventilador se deja desbalanceado. Los detalles se muestran en la Tabla No.8. El punto de medición es el apoyo No.1. La Figura No.12 muestra la gráfica polar inicial de la vibración pulsante.

**FIGURA No.11** Gráfica polar de la pulsación con la masa de balanceo**TABLA No.8** Pruebas en ventilador de 1070 rpm con pulsaciones

Vibración "en vacío" (mm/s)	4.6916
Vibración "tal cual" (mm/s)	33.647 \sphericalangle 102.5°
Masa de prueba (g)	15 \sphericalangle 240°
Vibración con masa de prueba (mm/s)	13.023 \sphericalangle 124.4°
Coefficiente de influencia (mm/s/g)	1.4739 \sphericalangle 29.7471°
Masa de Balanceo (g)	22.8284 \sphericalangle 252.7117°
Vibración residual 1 (mm/s)	5.8953 \sphericalangle 358.2°
Coefficiente de influencia Modificado (mm/s/g)	1.5576 \sphericalangle 38.994°
Incremento de masa de Balanceo (g)	3.7844 \sphericalangle 139.2376°
Masa de Balanceo Total 1(g)	21.6017 \sphericalangle 243.4647°
Vibración residual 2 (mm/s)	0.2456 \sphericalangle 61.5°
Vibración final con un solo ventilador, 1060 rpm apagado	0.6987 \sphericalangle 146.6°

Esta medición residual está por debajo del límite de tolerancias de balanceo.

Conclusiones

1. Las pruebas realizadas con el instrumento virtual indican un buen funcionamiento del mismo, sin importar si se trabaja con una sola máquina o con dos máquinas, funcionando a la vez, en la misma cimentación.
2. El instrumento virtual es capaz de mostrar la presencia del fenómeno de pulsaciones y de esta forma permitir al usuario seleccionar la mejor forma de utilizar la información recabada durante las pruebas.
3. La vibración leída en el rotor cuando éste todavía

no arranca muestra el efecto proveniente de las máquinas vecinas. Es la lectura "en vacío".

4. La vibración en forma de pulsaciones, proveniente del efecto combinado de la lectura "en vacío" al combinarse con la vibración producida por el desbalance propio del ventilador, presenta una variación periódica con un máximo y un mínimo y con fases cambiantes.

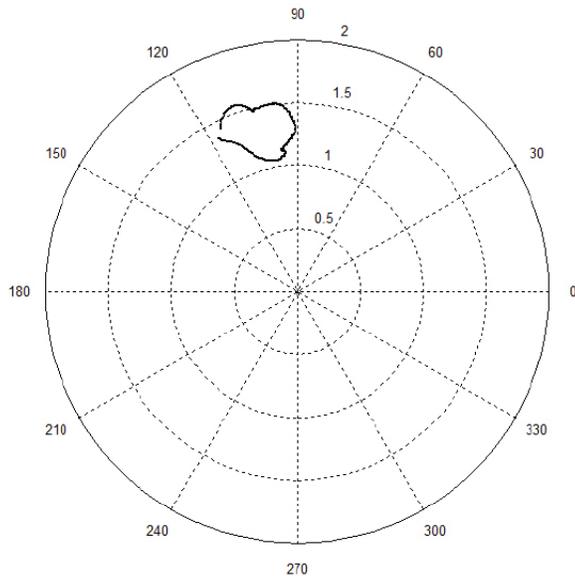


FIGURA No.12 Gráfica polar inicial de la pulsación

5. La captura de datos mediante el analizador muestra algunas deformaciones del círculo teórico de la gráfica polar que corresponde a dos armónicas de frecuencias un poco diferentes. Esto puede deberse a otras armónicas que pueden estar presentes.

6. El promedio de datos reales y de datos imaginarios, en un ciclo completo de la pulsación, da el vector promedio que corresponde a la armónica que se está monitoreando con el tacómetro y que es la que debe reducirse por debajo de las tolerancias de vibración. Las otras armónicas no contribuyen a la suma del promediado porque se cancelan en un ciclo completo de la pulsación.

7. Las pruebas de campo muestran que al balancear un ventilador con vibración pulsante, de acuerdo con este método, la vibración que se obtiene al final es muy pequeña, por debajo de las tolerancias de balanceo, lo que comprueba la confiabilidad del procedimiento propuesto.

Referencias

- [1] Den Hartog, J.P., "Mechanical Vibrations", Fourth Edition, Editorial Mc Graw Hill. 1956.
- [2] García Reynoso, A., "Balanceo dinámico de rotores con vibración en forma de pulsaciones", Memorias Primer Congreso de la academia nacional de ingeniería mecánica de la ANIIM-SNIT, 1996.
- [3] E. Ladrón de Guevara D., A.C. García R., E. Hernández M., B. Peña P., J. Camargo M., U. Uscanga B., "Analizador virtual de vibraciones mecánicas para el balanceo dinámico de rotores en uno y dos planos", Memorias 9º. Congreso Nacional Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, Instituto Politécnico Nacional, Noviembre 2006, México, DF.
- [4] Rao, Singiresu S., "Mechanical Vibrations", Second edition, Editorial Addison Wesley, 1990.
- [5] Lázaro Antonio Manuel. LabVIEW 6.i, Programación gráfica para el control de la instrumentación. Segunda edición. Paraninfo, ISBN 84-283-2817-X.
- [6] National Instruments, "Getting started guide NI-DAQ®mx for USB devices", 2005.
- [7] National instruments, "User guide and specifications USB-6008/6009", 2005.
- [8] Palomino Marín, Evelio, "La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias", Centro de estudios Innovación y Mantenimiento, División de ingeniería de las vibraciones y diagnóstico, Cuba, 1997, <http://www.cujae.edu.cu/centros/ceim/articulos/monografia.PDF>