

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA LA DEMOSTRACIÓN DEL BALANCEO DINÁMICO DE CAMPO DE ROTORES RÍGIDOS EN VOLADIZO

RAMÓN A. SÁNCHEZ-QUINTERO¹, JOSÉ A. MÉNDEZ-ADRIAN²

Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica, Departamento de Diseño,

¹ Laboratorio de Mecánica de Sólidos, e-mail: ramon.sanchez@ucv.ve

² Laboratorio de Vibraciones y Mecanismos, e-mail: jamadriani@yahoo.com

Caracas, Distrito Capital 1051, Venezuela

Recibido: octubre 2011

Recibido en forma final revisado: octubre 2012

RESUMEN

Este reporte presenta una contribución importante para la enseñanza teórico-práctica del procedimiento de balanceo dinámico de campo de rotores rígidos en voladizo. Para lograr esta meta fue necesario el diseño y la construcción de un prototipo de poco peso y fácil de transportar. Para el análisis de la vibración se utilizó un instrumento que sólo permite el balanceo en un plano, razón por la cual se usó en conjunto con una mini-computadora y un programa de balanceo en dos planos. El sistema atípico empleado por tal instrumento para la medición de la fase hizo indispensable la conversión a un sistema más común.

Palabras clave: Diseño y construcción de prototipo, Demostración de balanceo dinámico de campo, Rotores rígidos en voladizo, Conversión entre sistemas para la medición de la fase.

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE FOR THE DEMONSTRATION OF THE FIELD DYNAMIC BALANCING OF CANTILEVER RIGID ROTORS

ABSTRACT

This report presents an important contribution to theoretical-practical teaching for the procedure of dynamic field balancing of cantilever rigid rotors. To attain this goal, it was necessary to design and building a prototype of little weight and ease transportation. The vibration analysis was performed using an instrument that only allows a single plane balancing. For this reason, a mini-computer and a two plane balancing program were also used. The atypical system used by such instrument for the phase measurement required the conversion to a more common system.

Keywords: Design and construction of prototype, Demonstration of dynamic field balancing, Cantilever rigid rotors, Conversion between systems for phase measurement.

INTRODUCCIÓN

En revistas especializadas se discute la construcción de aparatos para experimentos y demostraciones específicas de valor en educación (Manchester University Press, 2010). Una compañía afirma que es ideal para el estudio en el salón de clase un analizador con módulo de balanceo en conjunto con un rotor comercial para demostración (SKF, 2010; STI, 2010). En la actualidad existen muchos modelos de rotores comerciales o no, los cuales son usados para fines educativos, de investigación y/o de desarrollo

de simuladores virtuales y/o de entrenamiento de personal técnico e ingenieros de mantenimiento (Abarca, 2002; Alfonso & Vilorio, 2001; GE Bently-Nevada, 2011; GUNT, 2010; Kelm, 2008; Mendoza *et al.* 2008; Muñoz, 2007; Russian, 1989; SpectraQuest, Inc., 2008; STI, 2010; Tecquipment Limited, 2010; Yu, 2009). Hay incontables publicaciones que muestran diagramas esquemáticos de un rotor en voladizo (Balancing USA, 2010A), pero un dibujo de un rotor en voladizo, conducido por correa, con su base y motor, contiene la idea para el diseño y construcción del prototipo objeto del presente trabajo (Internet FAQ

Archives, 2005). Las ventajas de este diseño son múltiples, puesto que permiten introducir un desbalance artificial en el rotor sin que otras fallas contribuyan a la vibración global resultante.

OBJETIVOS

Mediante el diseño y la construcción de un prototipo portátil de un rotor en voladizo, se quiere facilitar la enseñanza teórico-práctica de las técnicas de balanceo dinámico de campo y garantizar el aprendizaje de técnicos o ingenieros dedicados al mantenimiento, con o sin experiencia práctica previa, en cursos de extensión profesional a ser ofrecidos y dictados a través del Instituto Tecnológico de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela.

ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO

Las especificaciones generales son: se requiere construir un prototipo portátil y liviano de un rotor rígido en voladizo para la demostración del balanceo dinámico de campo, utilizando componentes y partes comerciales, libre de cualquier otra falla diferente al desbalance propio o que sea introducido artificialmente, y cuyas dimensiones sean tales que quepa en una caja de herramientas (Shigley *et al.* 2004).

CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

La carga dinámica, producida por la fuerza centrífuga generada por la rotación de los pesos excéntricos usados para crear artificialmente el desbalance, actúa directamente sobre el eje para sierra y se transmite a los demás elementos que constituyen la máquina. Es evidente que, para el uso a que ha sido destinada la máquina, todos los componentes y partes están sobrediseñados, por lo que no es necesario calcular los esfuerzos, y su tiempo de vida útil será mucho mayor que el establecido para las condiciones normales de trabajo.

PLANO Y LISTA DE PIEZAS

El plano de conjunto y la lista de piezas que se requieren para la construcción del modelo experimental, se muestran en las hojas siguientes. El plano fue dibujado por el autor de este trabajo, quien duró unas cincuenta (50) horas en su elaboración (ANSI, 2005; Autodesk, 1999) usando un dibujo realizado por el coautor de este trabajo (CENEAC, 2010; DIN, 1966).

PERSONAL Y TIEMPO DE FABRICACIÓN

La máquina fue construida por el coautor de este trabajo,

quien empleó ochenta (80) horas en su fabricación, utilizando los materiales, componentes y partes comerciales disponibles en el país y herramientas de uso común.

COSTO DEL PROTOTIPO

El costo de los materiales, componentes, partes, repuestos, escalas, pesos, herramientas de montaje y caja de transporte, asciende a la cantidad de Bs. 1.500,00.

MEDIDAS DE SEGURIDAD

Es indispensable el uso de lentes de seguridad, durante los ensayos, para protegerse del posible impacto de algún peso que pueda salir disparado debido a la fuerza centrífuga producida por la rotación de la máquina.

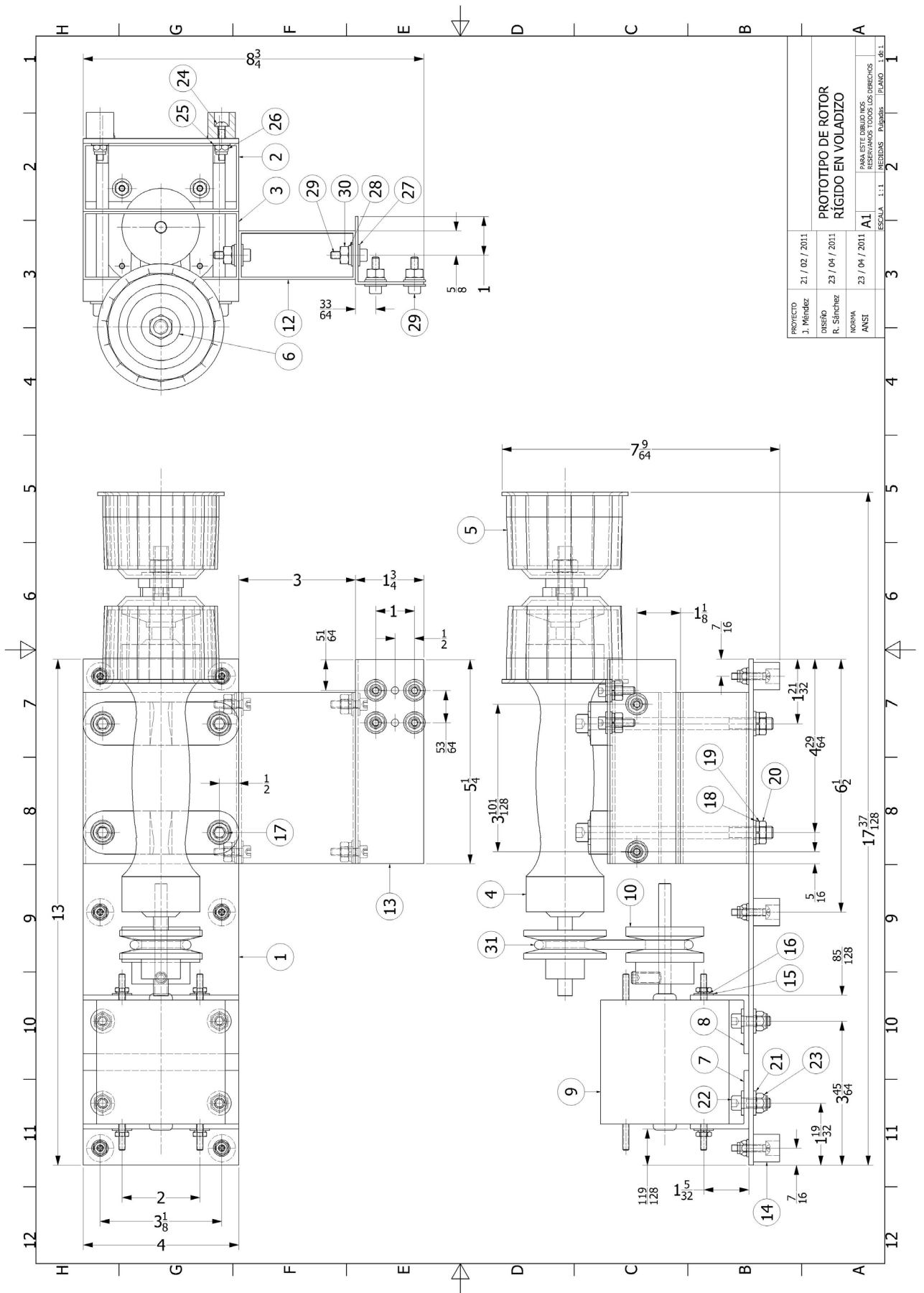
IMPLEMENTOS PARA LA FABRICACIÓN Y MONTAJE

A continuación se da una lista de las herramientas, equipos, instrumentos y pintura utilizados para la fabricación, montaje y marcado de los rotores del modelo:

- Destornillador plano, marca SECURITY.
- Esmalte rojo, marca CHAMPION, Venezuela.
- Juego de 18 llaves hexagonales, plateadas al Cadmio, de 0.050" a 3/8", marca POWER TOOLS, APPLIANCES, Japón.
- Lima con caras plana y en semi-luna.
- Llave doble, Cromo - Vanadio, N° 704, de 1/2" y 7/16", marca ACESA, España.
- Llave combinada, Cromo Vanadio, de 3/8", marca LOBSTER.
- Rache mando, Cr-V, 86-203, marca STANLEY, con un Dado largo hexagonal, Cr-V, 86-328, 17, de 3/8", marca STANLEY.
- Taladro 1/4", marca BLACK&DECKER, No. 7004, Tipo 1, en conjunto con un Juego de mechas de acero rápido, marca MITCO, No. 51; una mecha con suplemento, de acero rápido, de 5/16", IT.AIV; centro-punta y martillo.
- Vernier, apreciación: 1/128", marca MAUF, Polonia.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A continuación se indican las características más importantes de la máquina, el tipo de suministro eléctrico y los accesorios que se necesitan para su adecuado funcionamiento y transporte, así como otros artículos necesarios para el equilibrado y la medición de ángulos.



LISTA DE PIEZAS			
PARTE	CANT	DESCRIPCION	NUMERO DE PARTE
1	1	Placa Base (Lámina)	Aluminio 3003-H-14 - 4" x 1/8" x 13"
2	1	Base Inferior del Eje (Tubo)	Aluminio 60-63 - 4" x 1 3/4" x 1/16" x 4 13/32"
3	1	Base Superior del Eje (Tubo)	Aluminio 60-63 - 4" x 1 3/4" x 1/16" x 4 13/32"
4	1	Eje para Sierra	No. 00 - 3/8".
5	2	Rotor (Llave para Filtro de Aceite)	KDS2790 - 3", KD Tools, USA
6	1	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - 3/8 - Regular - Type B
7	1	Base de Motor con Juego (Perfil L)	Aluminio 60-63 - 1 1/2" x 1/8" x 4"
8	1	Base de Motor (Perfil L)	Aluminio 60-63 - 1 1/2" x 1/8" X 4"
9	1	Motor Eléctrico	SE24, SE Motors, No. 71635754, US
10	1	Polea Motor	Aluminio 60-63 - Un Canal - 2 1/2" y 5/16"
11	1	Tornillo Prisionero Allen	ANSI B18.3 - 5/16-18 UNC x 0.75
12	1	Soporte Foto tacómetro (Tubo)	Aluminio 60-63 - 3" x 1 1/4" x 1/16" x 4 13/32"
13	1	Soporte Foto tacómetro (Perfil L)	Aluminio 60-63 - 1 3/4" x 1/16" x 5 1/4"
14	6	Soporte	Goma D 45/64" x 43/64"
15	4	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - No. 8 - Regular - Type B
16	4	Arandela de Presión	ASME B18.21.1 - No.8
17	4	Tornillo Allen	ANSI B18.3 - 5/16 - 18 UNC - 4 3/4 HS HCS
18	8	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - 5/16 - narrow - Type B
19	4	Arandela de Presión	ASME B18.21.1 - 5/16
20	4	Tuerca Hexagonal	ANSI B18.2.2 - 5/16 - 18
21	8	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - 1/4 - narrow - Type A
22	4	Tornillo Allen	ANSI B18.3 - 1/4 - 20 UNC - 3/4 HS HCS
23	4	Tuerca de Seguridad	IFI 100/107 - 1/4 - 20 Metal Type
24	6	Tornillo Ranurado	ANSI B18.6.3 - No. 8 - 32 - 7/8
25	6	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - No. 8 - Type A
26	6	Tuerca de Seguridad	IFI 100/107 - No. 8 - 32 Top Insert Type
27	16	Arandela Plana	ANSI B18.22.1 - 3/16 - Type A
28	8	Arandela de Presión	ASME B18.21.1 - 1/4
29	8	Tornillo Allen	ANSI B18.3 - No. 10 - 24 UNC - 3/4 HS HCS
30	8	Tuerca Hexagonal	ANSI B18.2.2 - 1/4 - 20
31	1	Correa	O Ring de Goma - d 15/64" x D 2 9/16"

- Motor eléctrico, modelo SE24, No. 71635754, Clase B, con un eje de 5/16" (diámetro) x 3" (longitud), con cojinetes de deslizamiento, protegido térmicamente, para ventilación abierta, de 1 velocidad, 1550 RPM, que gira en el mismo sentido que el de las agujas del reloj, de polos ocultos, para 115 V, 60 Hz, 2.1 A, con un PH1, que requiere conexión a tierra, con una potencia de 1/20 HP, marca SE Motors, US. También es necesario un cable de conexión, un cable verde con dos terminales de cobre y un tornillo con tuerca para el conector de tierra, y cuatro (4) abrazaderas de plástico para los cables.
- Eje para sierra, de 3/8" de diámetro, con rosca a izquierdas, N° 00, de soportes dobles, para su uso con un rodete en voladizo y transmisión por correa.
- Regleta tipo Emerald, modelo BB-05-1-A, S/N 40193BB05014432, marca Tonal, China.
- Protector de voltaje, modelo PTED-1821-C, 120 VAC / 60 Hz, S/N 2009100138, marca AVTEK, China.
- Enchufe convertidor de tres conectores a dos conectores y tierra.
- Transportadores 360°, dos (2), de 130 mm (diámetro), marca STAR, Venezuela.
- Pesos (imanes permanentes), uno (1) de 0.3 g con D 8 mm x 1.5 mm; seis (6) de 1,4 g con D 10 mm x 4 mm; seis (6) de 1,7 g con L 10 mm x 4 mm; seis (6) de 2,7 g con D 14 mm x 4 mm; seis (6) de 2,8 g con D 12 mm x 5 mm; seis (6) de 4,0 g con D 15 mm x 5 mm; seis (6) de 4,7 g con D 18 mm x 4 mm; seis (6) de 6,4 g con D 18 mm x 5 mm; y seis (6) de 9,1 g con D 24,5 mm x 4 mm.
- Caja de herramientas, de material plástico, China.
- Peso del prototipo: 5 Kg.
- Peso de las herramientas: 1,5 Kg.
- Peso de la caja de transporte: 1,5 Kg.
- Peso total: 8 Kg.

La Figura 1 muestra los ángulos donde es preferible colocar los pesos de prueba y de corrección del balance.

EQUIPO DE BALANCEO

El equipo de balanceo está integrado por el analizador/balanceador MicroVib II, S/N 2083, los acelerómetros P/N 1880, S/N 195 y S/N 196, el foto-tacómetro MINI-BEAM, P/N 1015, N 1041A, tipo SM312LVMHSQDM5V, marca BANNER y la cinta retro-reflectiva, el múltiple de 4 canales, S/N 1494, el simulador de señales P/N 1117-2, S/N 1867, el cargador de batería I.T.E., P/N ETS150080SUDC-

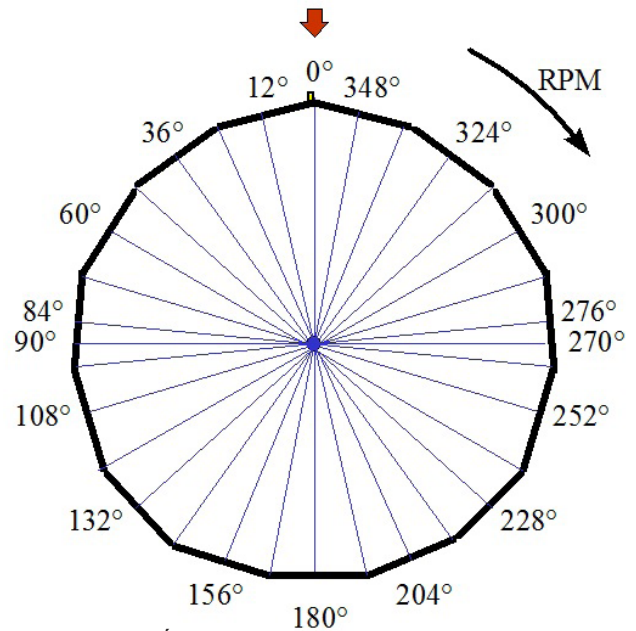


Figura 1. Ángulos preferibles para la colocación de pesos de prueba y de balance

P5P-KH, modelo HK-CH12-A15, PRI. 100-240 V, 50/60 Hz, 0.35 A, SEC. 15 V, 0.8 A, CUI, China, el transportador hélice/rotor y la balanza electrónica Ohaus, modelo HH 320, P/N 1377, N 13123, China. También incluye el programa MicroBase Profesional versión 2.01 y el cable de interface. La aplicación específica del instrumento es para el análisis de vibración en aeronaves y el balanceo dinámico de hélices de aviones, turbo-ventiladores y rotores de helicópteros que sólo requieren el balanceo en un plano (DSS, 2011A; B; C; 2003A).

CONVERSIÓN ENTRE LOS SISTEMAS DE MEDICIÓN DE LA FASE

A través de Internet se pueden encontrar magníficas herramientas para el análisis de las vibraciones mecánicas, valiosos reportes sobre aspectos teóricos y prácticos del balanceo, y un excelente tutorial que explica el procedimiento de balanceo en un plano, así como también un simulador de balanceo que se ajusta al sistema de medición por retraso de fase (Balancing USA, 2010A; Entek IRD, 1998; Halfen, 1993; IRD Balancing, 2009; OnlineVib, 2010).

En la actualidad existen instrumentos que miden ya sea el adelanto de fase o el retraso de fase de la señal del sensor fotoeléctrico con respecto a un valor máximo de la señal del transductor electromecánico (Tiware, 2008). Un grupo de equipos de balanceo calcula el ángulo de fase como si el evento vibratorio ocurriera primero, seguido por el evento del tacómetro (DSS, 2003B).

El instrumento Analizador/Balanceador MicroVib II (DSS, 2010)) que utiliza para medir la magnitud de la vibración un acelerómetro y para medir la fase un foto-tacómetro en conjunto con la cinta reflectiva adherida al rotor en la posición angular correspondiente a 0° , está diseñado para realizar el balanceo dinámico en un solo plano. Este equipo mide el retraso de fase (RF) de la señal del foto-tacómetro con respecto a la velocidad de vibración pico medida por el acelerómetro, la cual representa un valor máximo de la respuesta del sistema mecánico a la excitación generada por el desbalance del rotor.

Las convenciones para la medición de la fase se originaron en dos maneras diferentes de medir los ángulos dentro del procedimiento de balanceo, y son: la convención de la escala angular rotante con la marca de referencia fija y la convención de la escala angular fija con la marca de referencia rotante (Méndez, 2000).

Los datos que serán utilizados a continuación, tomados de un ejemplo, han sido obtenidos midiendo el retraso de fase, para lo cual se considera que el evento vibratorio ocurre primero, seguido por el evento del tacómetro (DSS, 2003B). El Cuadro Comparativo (Tabla 1) entre los sistemas de medición de la fase muestra los vectores en coordenadas polares, dadas por sus respectivas magnitudes y direcciones, para la primera corrida (# 1) la vibración original como (A_m, A_d) , el peso de prueba como (W, L) , para la segunda corrida (# 2) la vibración resultante como (R_m, R_d) , y el efecto como (V_m, V_d) . Para calcular el peso de balance expresado por su magnitud y localización angular como (W_B, L_B) , se emplea el factor de sensibilidad al peso, definido como $W_s = W/V_m$, y el factor de compensación del tacómetro T_0 .

Supóngase un rotor plano perfectamente balanceado, que gira con una velocidad angular constante ω en sentido horario, al cual se agrega un peso de desbalance con magnitud W_D y excentricidad r del centro de rotación, y que dicho peso se localiza a un ángulo L_D en la escala angular móvil graduada en sentido contrario al de la rotación como se muestra en las Partes (a) y (b) del Cuadro Comparativo (Tabla 1), o que se sitúa a un ángulo L_D medido en sentido anti-horario con respecto a la marca de referencia móvil que se muestra en la Parte (c) del mismo Cuadro Comparativo, y cuya representación vectorial en magnitud y en localización angular está dada por (W_D, L_D) . Supongamos, además, que se coloca un peso de prueba de magnitud W a un radio r , que se ubica a un ángulo L medido en sentido anti-horario en la escala angular móvil, o a un ángulo L medido en sentido contrario al de la rotación a partir de la marca de referencia móvil, y el cual ya fue anteriormente expresado como (W, L) .

La Parte (a) del Cuadro Comparativo (Tabla 1) entre los sistemas de medición, muestra el retraso de fase (RF) de la señal del foto-tacómetro con respecto al valor máximo de la señal del acelerómetro, para los datos y resultados que se indican, en el sistema de coordenadas (x, y) , y la Parte (b) del Cuadro Comparativo (Tabla 1), muestra la conversión de dichos datos y resultados al sistema de medición que usa el adelanto de fase (AF) de la señal del foto-tacómetro también con respecto al máximo valor de la señal del acelerómetro, en el mismo sistema de coordenadas, ambas para la convención de la escala angular rotante con la marca de referencia fija, puesto que el manual del instrumento señala claramente con relación al transportador hélice/rotor que los ángulos deben ser medidos siempre en sentido contrario al de la rotación (DSS, 2010).

La fórmula de conversión entre los ángulos que representan las direcciones de los vectores de vibración y efecto para estos dos sistemas de medición es la siguiente:

$$ang_{AF} = 360^\circ - ang_{RF} = -ang_{RF} \quad (1)$$

El peso de desbalance $\vec{W}_D = (W_D, L_D)$ produce un desbalance de magnitud $(W_D/g)r$, donde g es la aceleración debida a la gravedad, el cual crea una fuerza centrífuga de magnitud $(W_D/g)r\omega^2$, la cual genera una vibración original representada por el vector $\vec{A} = (A_m, A_d)$, una vibración con el peso de prueba $\vec{W} = (W, L)$ representada por el vector $\vec{R} = (R_m, R_d)$, y el efecto del peso de prueba está representado por el vector $\vec{V} = (V_m, V_d)$, para un adelanto de fase V_d , como se ilustra en la Parte (b) del Cuadro Comparativo (Tabla 1).

Formalmente, en el sistema de coordenadas (x, y) , asociado con la convención de la escala rotante, el peso de desbalance $\vec{W}_D = W_D e^{iL_D}$, donde e es la base de los logaritmos Neperianos e $i = \sqrt{-1}$ es la unidad imaginaria, es un vector complejo conocido como un fasor, cuya magnitud W_D es la cantidad del peso de desbalance presente en el rotor y cuya dirección L_D es el ángulo correspondiente del peso de desbalance en el rotor.

El vector bi-dimensional con una magnitud y una fase en el plano complejo, representando la vibración del cojinete, puede ser expresado en términos del peso de desbalance en el plano de corrección como:

$$\vec{A} = \vec{S}\vec{W}_D \quad (2)$$

donde el fasor $\vec{S}$ es conocido como el factor de influencia (Méndez, 2000).

Tabla 1. Comparación entre los Sistemas de Medición de la Fase

CUADRO COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS DE MEDICION DE LA FASE

MEDICIONES

1: $A_m = 0.807 \text{ in/s}$, $A_d = 284^\circ$
 $W = 61.9 \text{ g}$, $L = 330^\circ$
 # 2: $R_m = 0.384 \text{ in/s}$, $R_d = 191^\circ$
 $V_m = 0.92 \text{ in/s}$, $V_d = 130^\circ$

CALCULOS

$W_s = W/V_m = 67.3 \text{ g/in/s}$
 $To = -(V_d + L) = 260^\circ$
 $W_B = A_m * W_s = 54.3 \text{ g}$
 $L_B = 180^\circ - (To + A_d) = 356^\circ$

MEDICIONES

1: $A_m = 0.807 \text{ in/s}$, $A_d = 76^\circ$
 $W = 61.9 \text{ g}$, $L = 330^\circ$
 # 2: $R_m = 0.384 \text{ in/s}$, $R_d = 169^\circ$
 $V_m = 0.92 \text{ in/s}$, $V_d = 230^\circ$

CALCULOS

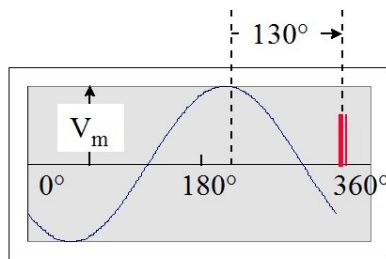
$W_s = W/V_m = 67.3 \text{ g/in/s}$
 $To = (V_d - L) = 260^\circ$
 $W_B = A_m * W_s = 54.3 \text{ g}$
 $L_B = -180^\circ + (-To + A_d) = 356^\circ$

MEDICIONES

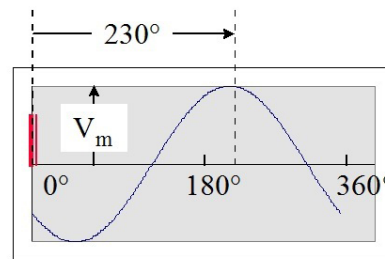
1: $A_m = 0.807 \text{ in/s}$, $A_d = 284^\circ$
 $W = 61.9 \text{ g}$, $L = 330^\circ$
 # 2: $R_m = 0.384 \text{ in/s}$, $R_d = 191^\circ$
 $V_m = 0.92 \text{ in/s}$, $V_d = 130^\circ$

CALCULOS

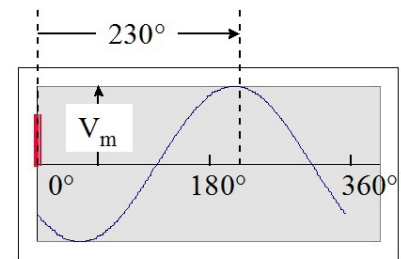
$W_s = W/V_m = 67.3 \text{ g/in/s}$
 $To = -(V_d + L) = 260^\circ$
 $W_B = A_m * W_s = 54.3 \text{ g}$
 $L_B = 180^\circ - (To + A_d) = 356^\circ$



Retraso de fase (RF)

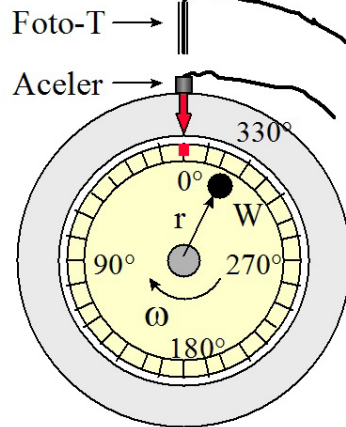


Adelanto de fase (AF)

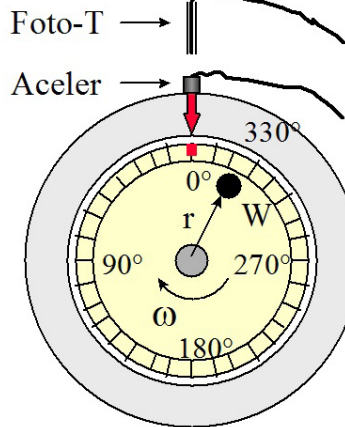


Adelanto de fase (AF)

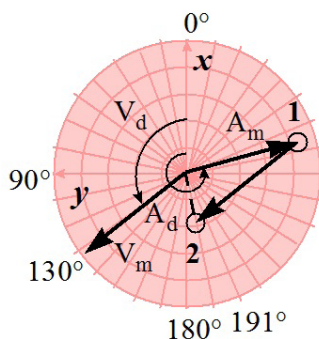
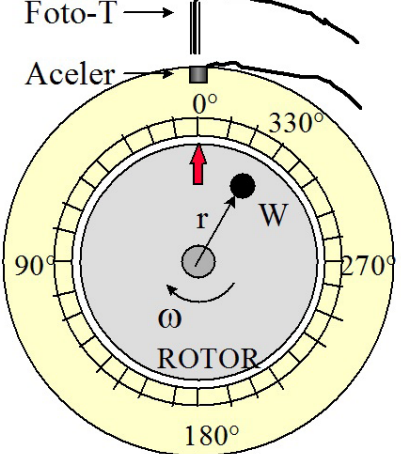
Convención de la escala rotante



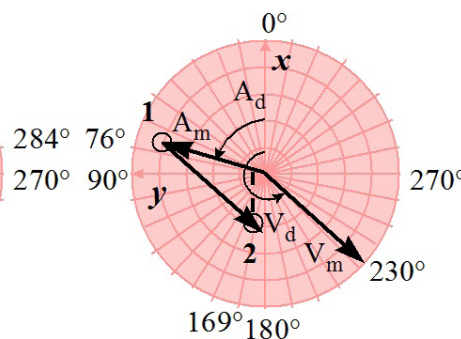
Convención de la escala rotante



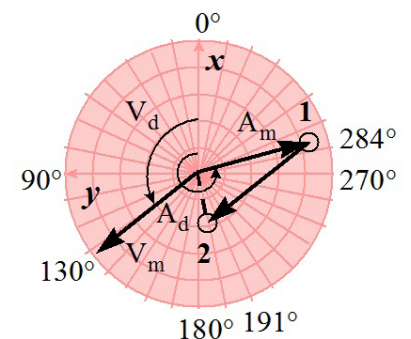
Convención de la escala fija



(a)



(b)



(c)

El vector de vibración gira sincrónicamente con el rotor. Para propósitos prácticos, el vector de vibración es interpretado como un vector real localizado con referencia al sistema de coordenadas polares fijo al rotor rotante (Méndez, 2005).

El procedimiento de balanceo comienza con la adición de un peso de prueba $\vec{W} = W e^{iL}$ en el plano de corrección, donde W representa la magnitud y L el ángulo de localización, el cual, según la ecuación (2) cambia la vibración a:

$$\vec{R} = \vec{S}(\vec{W}_D + \vec{W}) \quad (3)$$

Substrayendo miembro a miembro la ecuación (2) de la ecuación (3), tenemos que:

$$\vec{R} - \vec{A} = \vec{S}\vec{W} = \vec{V} \quad \therefore \quad \vec{S} = \vec{V} / \vec{W} \quad (4)$$

Aquí, el vector $\vec{S}$ representa el efecto del peso de prueba sobre la vibración del cojinete.

Teniendo en cuenta que el vector $\vec{W}_B = (W_B, L_B)$, expresado en coordenadas polares por su magnitud y dirección, el cual representa el peso de balance, debe ser de igual magnitud pero opuesto al vector que representa al peso de desbalance; substituyendo el factor de influencia hallado de la ecuación (4) dentro de la ecuación (2) y resolviendo, se tiene:

$$\vec{A} = \frac{\vec{V}}{\vec{W}} \vec{W}_D \quad \therefore \quad \vec{W}_B = -\vec{W}_D = -\vec{A} \frac{\vec{W}}{\vec{V}} = -A_m e^{iA_d} \frac{W e^{iL}}{V_m e^{iV_d}} = A_m \frac{W}{V_m} e^{-i\pi} e^{iA_d} e^{-i(V_d+L)} \quad (5)$$

Definiendo el factor de sensibilidad como: $W_s = W/V_m$ y el factor del tacómetro como: $T_0 = (V_d - L)$, los cuales representan constantes características de la máquina y de su montaje, e introduciendo estos factores dentro de la ecuación anterior, se obtiene la siguiente solución vectorial:

$$\vec{W}_B = A_m W_s e^{i[-\pi + (A_d - T_0)]} \quad (6)$$

Así pues, para el sistema de medición por adelanto de fase, en el sistema de coordenadas (x,y) , asociado con la convención de la escala rotante, usada en Alemania, y recordando que π radianes = 180° , de la ecuación (6) se obtienen la magnitud y la dirección del peso de balance como:

$$\begin{cases} W_B = A_m W_s \\ L_B = -\pi + (-T_0 + A_d) \end{cases} \quad (7)$$

En este caso el uso de la calculadora de balanceo resulta confuso, ya que la convención del Caddie en contra de la rotación significa que el peso de prueba debe ser localizado con la rotación y el peso de corrección contra la rotación (Balancing USA, 2003).

No obstante, a través de Internet se puede encontrar un resumen de los procedimientos de balanceo en uno y en dos planos, y además un programa de balanceo en un plano que se ajusta al sistema de medición por adelanto de fase con la convención de la escala rotante y que permite introducir en la pantalla de la computadora los datos de la vibración y del peso de prueba (asumiendo que son gramos en vez de onzas) para calcular en línea la magnitud y dirección del peso de corrección de balance (DeNysschen.Com, 2010).

Tomando la conjugada compleja, de la ecuación vectorial representada en la Parte (b) del Cuadro Comparativo (Tabla 1), se obtiene la nueva ecuación vectorial representada en la Parte (c) del mismo Cuadro Comparativo, al haberse aplicado al diagrama vectorial completo una transformación de reflexión alrededor del eje real x del sistema de coordenadas (x,y) en el plano complejo. El fasor que representa el peso de prueba y su conjugado complejo están dados por:

$$\vec{W} = W e^{iL} \Rightarrow \overline{\vec{W}} = W e^{-iL} \quad (8)$$

Entonces, de la ecuación (5), teniendo en cuenta que: $A_d^* = -A_d$ y $V_d^* = -V_d$, y haciendo las substituciones pertinentes, se tiene que la solución vectorial conjugada compleja es:

$$\begin{aligned} \overline{\vec{W}}_B &= -\overline{\vec{A}} \frac{\overline{\vec{W}}}{\overline{\vec{V}}} = -A_m e^{iA_d^*} \frac{W e^{-iL}}{V_m e^{iV_d^*}} \\ &= A_m \frac{W}{V_m} e^{-i\pi} e^{iA_d^*} e^{-i(V_d^*+L)} \\ &= A_m \frac{W}{V_m} e^{-i[\pi - A_d^* + (V_d^*+L)]} \end{aligned} \quad (9)$$

Puesto que el factor de compensación del tacómetro debe ser independiente del sistema de medición y de la convención de fase se define como: $T_0 = -(V_d^* + L)$, y de la definición del factor de sensibilidad al peso como: $W_s = W/V_m$, se obtiene la siguiente solución vectorial:

$$\vec{W}_B = A_m W_s e^{i[\pi - A_d^* - T_0]} \quad (10)$$

Entonces, para el sistema de medición por adelanto de fase, en el sistema de coordenadas (x,y) , con la convención de la

escala fija, usada en los Estados Unidos de América, de la ecuación (10) se hallan la magnitud y dirección del peso de balance como (DSS, 2003B):

$$\begin{cases} W_B = A_m W_s \\ L_B = \pi - (T_0 + A_d^*) \end{cases} \quad (11)$$

Del diagrama vectorial que se muestra en la Parte (a) del Cuadro Comparativo se observa que las lecturas de fase del instrumento, el cual utiliza un sistema de medición por retraso de fase con la convención de la escala rotante, son idénticas a las lecturas de fase indicadas en el diagrama vectorial que se muestra en la Parte (c) del Cuadro Comparativo (Tabla 1), para un sistema de medición por adelanto de fase con la convención de la escala fija, de lo que se deduce inmediatamente la equivalencia entre estas combinaciones de sistema y convención para la medición de la fase.

Consideremos ahora un rotor que gira en el sentido de las agujas del reloj con respecto a una escala angular fija graduada en el mismo sentido de la rotación.

Es bien conocido que los fasores, como tensores de rango uno, son entes matemáticos invariantes ante las transformaciones de coordenadas. Para efectuar la transformación de las coordenadas en el sistema (x,y) al sistema (x,y') , siendo $y'=-y$, bajo el sistema de medición basado en el adelanto de fase y con la convención de la escala fija, se emplea la siguiente fórmula de conversión entre los ángulos que representan las direcciones de los vectores de vibración y efecto:

$$ang' = 360^\circ - ang = -ang \quad (12)$$

De la ecuación (11), puesto que $T_0 = -(V_d^* + L)$, y recordando que $A_d^* = -A_d$ y $V_d^* = -V_d$, tenemos:

$$\begin{cases} W'_B = A_m W_s \\ L'_B = 2\pi - L_B \\ \quad = 2\pi - [\pi - (T_0 + A_d^*)] \\ \quad = 2\pi - (\pi + V_d^* + L - A_d^*) \\ \quad = \pi + (-V_d^*) - L - (-A_d^*) \\ \quad = \pi + V_d + L' - A_d \\ \quad = \pi - [-(V_d + L') + A_d] \end{cases} \quad (13)$$

Y puesto que el factor de compensación del tacómetro es $T_0' = -T_0 = -(V_d + L')$, para el sistema de medición por adelanto de fase, en el sistema de coordenadas (x,y') , asociado con la convención de la escala fija, usada comúnmente por los norteamericanos, la magnitud y

dirección del peso de balance son:

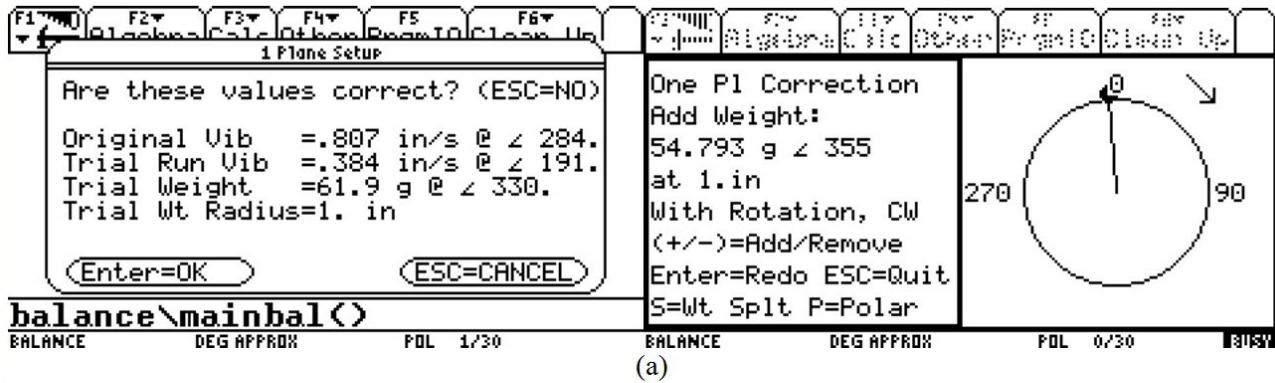
$$\begin{cases} W'_B = A_m W_s \\ L'_B = \pi - (T_0' + A_d) \end{cases} \quad (14)$$

La enorme ventaja de esta solución es que permite determinar directamente la magnitud y la localización del peso de balance con los datos medidos por el instrumento, mediante la calculadora de balanceo que usa un programa compatible con los equipos comerciales más comunes y que se ajusta al sistema de medición por adelanto de fase con la convención de la escala fija, sabiendo que el rotor gira en el sentido horario pero efectuando la selección de parámetros como si tuviera una escala graduada también en sentido horario, puesto que la calculadora de balanceo implementa la solución determinada en la ecuación (14) para el sistema de coordenadas (x,y') , la cual es similar a la solución deducida en la ecuación (11) para el sistema de coordenadas (x,y) (Balancing USA, 2003).

La imagen que aparece en la Figura 2(a) fue conseguida al capturar la imagen de la pantalla de la calculadora de balanceo y transferirla mediante el programa y el cable de conexión a un computador (computadora Soneview, Intel 2.5 GHz, memoria RAM 1 GB, disco duro de 160 GB, Windows 7; con un monitor Samsung, modelo 943 SNX; una impresora Hewlett-Packard Deskjet F4280; y un regulador de voltaje Tecam 8, modelo TTR-1000A, S/N W-Z2091211647), para su almacenamiento y posterior impresión (Balancing USA, 2003B); Texas Instruments, 2002).

Resumiendo: Para calcular la magnitud y la localización del peso de balance, bajo un sistema de medición por retraso de fase con la convención de la escala rotante que es equivalente a un sistema de medición por adelanto de fase con la convención de la escala fija, en el sistema de coordenadas (x,y) , se usa la ecuación (11), lo cual, con los datos en la Parte (a) o en la Parte (c) del Cuadro Comparativo (Tabla 1), utilizando la calculadora de balanceo (Balancing USA, 2003), se determina la corrección indicada en la Figura 2(a); y para calcular la magnitud y la localización del peso de balance, bajo un sistema de medición por adelanto de fase con la convención de la escala rotante, en el sistema de coordenadas (x,y) , se emplea la ecuación (7), lo cual, con los datos en la Parte (b) del mismo Cuadro Comparativo (Tabla 1), mediante el programa de balanceo en línea (DeNysschen.Com, 2010), asumiendo el peso en g y no en oz, se encuentra la corrección indicada en la Figura 2(b).

La comparación de los Cálculos en el Cuadro Comparativo (Tabla 1) con cada uno de los respectivos valores calculados



(a)

Rotating Machinery - Single Plane Balance				help/info
Enter vibration / phase angle data and click on "Calculate" to compute the required balance mass.				
Initial Unbalance (mils or in/s):	0.807	Angle (deg):	76	
Unbalance with Trial Weight (mils or in/s):	0.384	Angle (deg):	169	
<u>Trial Weight (oz):</u>	61.9	Angle (deg):	330	
Required Balance Weight (oz):	54.7932	Angle (deg):	355	

(b)

Figura 2. Ángulo del peso de balance según el sistema y la convención de fase

que se muestran en la Figura 2, obtenidos todos ellos de forma independiente, demuestra que se corresponden y prueba de manera indiscutible la validez de las ecuaciones.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La Figura 3 muestra un dibujo esquemático del modelo del rotor rígido saliente, el cual está constituido por dos rotores idénticos en voladizo de ancho total l y radio r para colocar pesos de prueba y corrección, conducidos por un eje que gira en la dirección de las agujas del reloj con una velocidad angular ω como es visto desde el lado derecho.

Los puntos de medición se indican como N cercano al rotor y F lejos del rotor, los cuales están separados por una distancia h . El centro de gravedad G del rotor está alejado del plano de corrección derecho R y está más cerca del plano de corrección izquierdo L , el cual está ubicado a una distancia c del punto de medición cercano N . Se ha considerado un rotor perfectamente balanceado, en el cual se ha creado una condición de desbalance dinámico al añadir el peso $\bar{W}_L$ al plano de balanceo izquierdo y el peso $\bar{W}_R$ al plano de balanceo derecho. La solución estándar

y la solución efectiva estático-par en dos planos han sido deducidas aplicando el concepto de la impedancia mecánica y el concepto de fasor (Méndez, 2005).

El peso del rotor es $P = 2.2434$ lb. Las dimensiones de interés son las que se especifican a continuación: $h = 2 \frac{51}{64}$ ", $c = 1 \frac{5}{128}$ ", $l = 4 \frac{29}{32}$ ", $r = 1 \frac{13}{32}$ ". La velocidad de rotación es $f = 1600$ rpm.

El peso de prueba se calcula de la siguiente fórmula (Méndez, 2000):

$$W_T(g) = 1597 \times 10^3 \frac{P(lbs)}{r(in) \times f^2(rpm)^2} = 1.0 g \quad (15)$$

Dentro del Procedimiento Común a todos los Métodos de los Coeficientes de Influencia, la relación de interferencia entre los planos de corrección R y L es (Méndez, 2005):

$$\%I_{RL} = \left(1 + \frac{l}{c}\right)^{-1} \times 100 = 17.48\% \quad (16)$$

Si se emplea el Método Estándar de los Coeficientes de

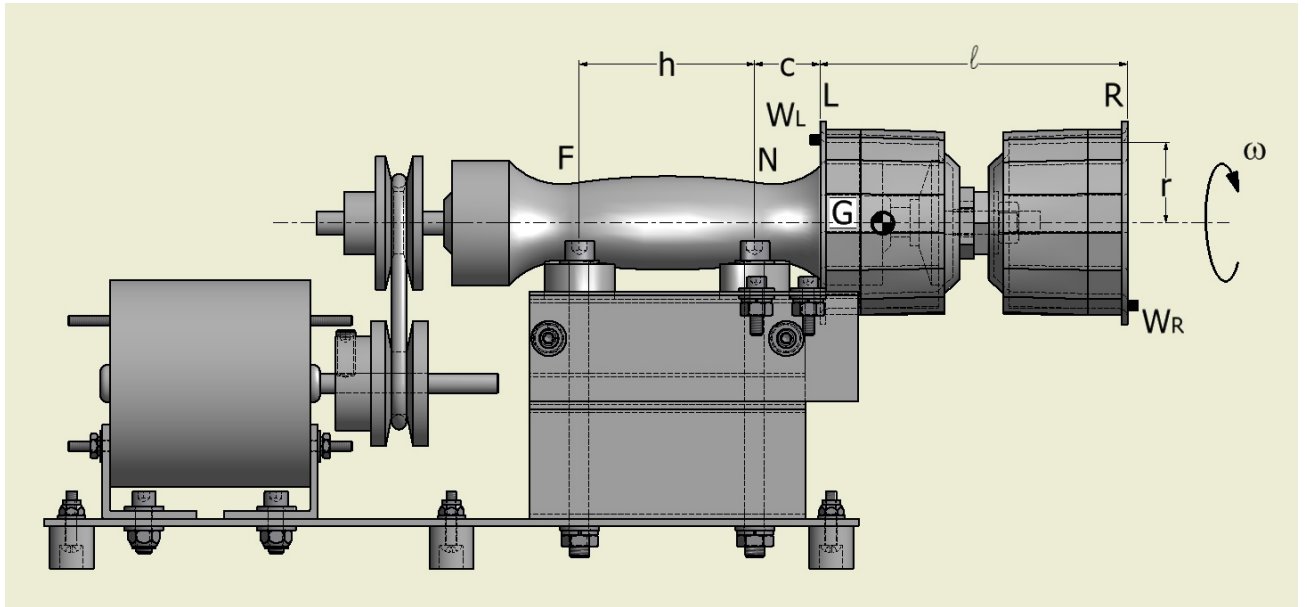


Figura 3. Dibujo esquemático del prototipo del rotor rígido en voladizo

Influencia, entonces la relación de interferencia entre los planos de corrección L y R es (Méndez, 2005):

$$\%I_{RL} = \left(1 + \frac{l}{h+c}\right)^{-1} \times 100 = 227.90\% \quad (17)$$

En cambio, con el Método Efectivo de los Coeficientes de Influencia tenemos que la relación de interferencia entre los planos de corrección L y R es (Méndez, 2005):

$$\%I_{L(L\&R)} = \left(\frac{l}{h+c}\right) \times 100 = 127.90\% \quad (18)$$

Utilización en un Balanceador Comercial

Comparando la solución estándar en dos planos, la cual se obtuvo mediante la colocación de un peso de prueba $\vec{W}_{TR}$ para la tercera corrida (#3), con la solución efectiva estático-par en dos planos, la cual se obtuvo mediante la colocación de un par de pesos de prueba, $\vec{W}_{TL}$ en el plano de balanceo izquierdo y $\vec{W}_{TR} = -\vec{W}_{TL}$ en el plano de balanceo derecho, para la tercera corrida (#3), se puede observar que los efectos correspondientes provienen de diferencias en los mismos puntos de medición N y F . Puesto que la gran mayoría de los balanceadores comerciales no implementan la solución efectiva estático-par, aunque si poseen programas que implementan la solución estándar y que permiten combinar los pesos de corrección, es posible utilizar la solución estándar para encontrar la solución efectiva estático-par, empleando un par de pesos de prueba durante la tercera corrida y asumiendo que el peso de corrección izquierdo se interpreta como el peso de corrección cuasi-estático $-\vec{W}_E$ situado en el plano de balanceo izquierdo, y que además del

peso de corrección derecho $-\vec{W}_R$ se debe agregar también un peso de corrección izquierdo igual y opuesto $\vec{W}_R$. Los dos pesos de corrección en el plano de balanceo izquierdo del rotor, $-\vec{W}_E$ y $\vec{W}_R$, se pueden combinar en uno solo que es: $-\vec{W}_L = -\vec{W}_E + \vec{W}_R$. (Entek IRD International, 1996B; Méndez, 2005).

EFFECTOS GIROSCÓPICOS

Aunque debido al desbalance el rotor en voladizo no gira alrededor de su eje principal de inercia (Méndez-Adriani, 2000), el efecto giroscópico es despreciable, puesto que no ocurre una flexión significativa de su eje ni su consecuente oblicuidad con respecto al eje de rotación, porque la velocidad de funcionamiento de la máquina está muy por debajo de las velocidades críticas (Lee, 1993).

BALANCEO DINÁMICO EN DOS PLANOS

Para el balanceo dinámico de rotores en dos planos, el analizador de aeronaves MicroVib II (DSS, 2010) se usa como un instrumento de medición de la magnitud de la vibración y del ángulo de fase, en conjunto con una computadora portátil (Hewlett-Packard Compaq Mini, modelo CQ10-120LA, serial CNU0192V8X, Intel Atom N270 (1.60 GHz), disco duro de 160 GB, con el Windows 7 Starter, China) (Hewlett-Packard, 2009).

Algunos trabajos contienen programas didácticos de balanceo en dos (2) planos (Everett, 1987; Méndez, 2005). Un programa comercial, diseñado para máquinas de balanceo dinámico, puede transformar cualquier instrumento de un solo canal, capaz de medir vibración

y fase, en un sistema de balanceo dinámico en dos planos (Haworth Technologies, 2005). Una compañía especializada suministra útiles programas de balanceo en uno y en dos planos (IRD Mechanalysis). El programa gráfico de balanceo en dos planos empleado se ajusta a un sistema de medición por adelantado de fase con la convención de la escala fija (IRD Mechanalysis, 2009)).

La cinta reflectiva debe interceptar el haz luminoso proveniente del foto tacómetro por lo menos 300 μ s (microsegundos). La longitud mínima de la cinta en in (pulgadas) puede ser calculada usando la siguiente fórmula (DSS, 2010):

$$l_{cr} = \frac{\text{Radio(in)} \times \text{RPM}}{20000} \quad (19)$$

$$= \frac{1.5 \text{ in} \times 1600 \text{ RPM}}{20000} = 0.12 \text{ in} < 0.125" = 1/8"$$

Los pesos de prueba y de balance fueron pesados con la balanza portátil marca Ohaus, modelo HH 320 (0 - 320 g) (Ohaus, 2005).

RESULTADOS EXPERIMENTALES

La Figura 4 muestra una fotografía del prototipo y su caja de transporte, con el equipo de balanceo, la calculadora de balanceo, la computadora con su impresora y la mini-computadora (Kodak, 2009).

Análisis de la Forma de Onda

En la Figura 5, se observa, que la forma de onda en el

tiempo es razonablemente periódica.

Análisis del Espectro de Frecuencia

En la Figura 6, se puede ver que el nivel de la vibración global es de 0.398 in/s pk, el cual, para la potencia de la máquina de 1/20 HP y según la norma ISO 2372 para determinar la Severidad de la Vibración, es considerado No Permissible (IMPACT Engineering, 2010).

El análisis también determina el valor de la frecuencia predominante (1598.1 CPM), o sea la frecuencia para la cual la magnitud de la vibración es máxima (0.385 in/s pico), que para la velocidad del motor de 1550 RPM y una transmisión por correa con poleas similares corresponde a la velocidad de rotación de la máquina, lo cual es característico de una falla por desbalance (Entek IRD International, 1996B). La otra magnitud relativamente alta (0.103 in/s pk) con una frecuencia (7199.1 CPM) cercana a un múltiplo (4 polos) de la velocidad sincrónica (1800 CPM) que es igual a la velocidad del motor (1550 RPM) más el deslizamiento (250 RPM), indica una posible falla debida a pulsos de torque del motor eléctrico. Es posible apreciar que la contribución total de otras fallas es insignificante.

Balanceo Dinámico en 2 Planos

La Figura 7, muestra los resultados del balanceo en dos planos. La mayor vibración remanente, en el punto de medición cercano NR, para la potencia de la máquina de 1/20 HP y de acuerdo a las tolerancias recomendadas para el balanceo de campo (Entek IRD International, 1996B), es Tolerable según la norma ISO 2372 relativa a la Severidad



Figura 4. Fotografía del prototipo con el sistema de balanceo

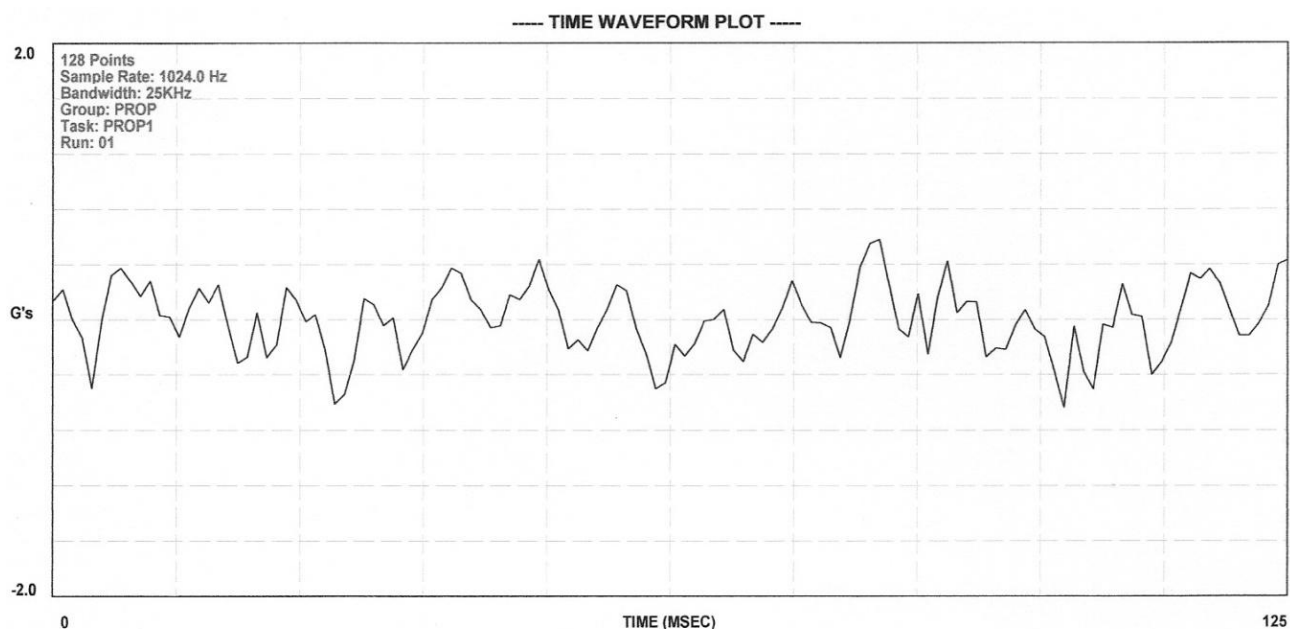


Figura 5. Gráfico de la forma de onda en el tiempo

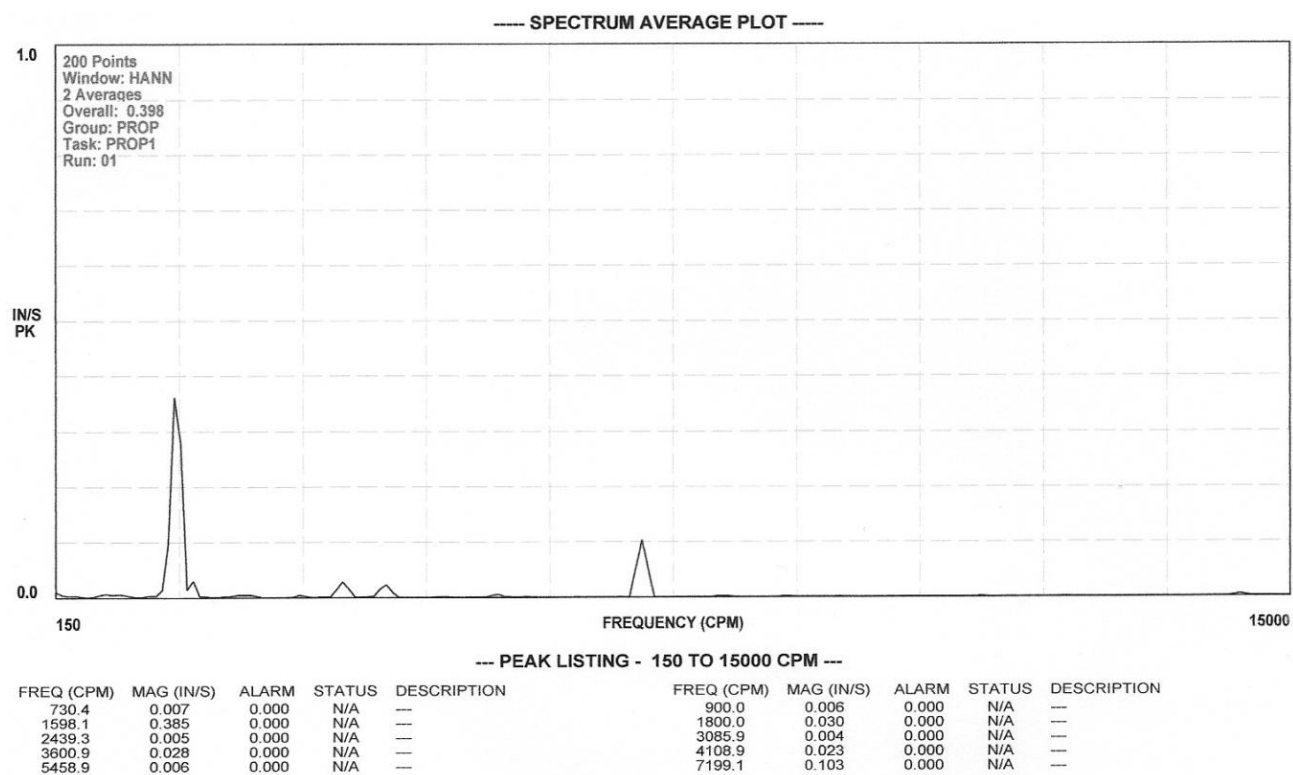


Figura 6. Gráfico del espectro promedio

DATOS

#1: N(0.377 in/s pk, 330.0°) ,
F(0.379 in/s pk, 333.0°)
WTL(2.8 g, 0°)
#2: N2(0.687 in/s pk, 353.1°) ,
F2(0.485 in/s pk, 346.5°)
WTL(2.8 g, 0°) & WTR(2.8 g, 180°)
#3: N3(0.332 in/s pk, 313.8°) ,
F3(0.286 in/s pk, 328.0°)

SOLUCION

-WE(2.92 g, 279°) ,
WR(8.62 g, 353°) & -WR(8.62 g, 173°)

CORRECCION

-WE(2.8 g, 276°) ,
WR(9.1 g, 360°) & -WR(9.1 g, 180°)

VIBRACION REMANENTE

NR(0.151 in/s pk, 104.9°) ,
FR(0.120 in/s pk, 80.8°)

Figura 7. Resultados del balanceo en dos planos.

de la Vibración (IMPACT Engineering, 2010).

CONCLUSIONES

Los resultados experimentales confirman que el prototipo es apto para cumplir con los objetivos propuestos, ya que el diseño se ajusta bastante bien a las especificaciones, puesto que predomina el desbalance propio del rotor sin que otras fallas contribuyan significativamente a la vibración global resultante.

Además, se ha transformado al instrumento de un solo canal para balanceo en un plano, en conjunto con la computadora portátil y un programa compatible de balanceo en dos planos, en un sistema de balanceo dinámico en dos planos.

AGRADECIMIENTOS

A la Gerencia y Personal de la Cristalería Napoli, S.R.L., por haber facilitado la placa, los perfiles y los tubos de aluminio para la construcción de la máquina.

Al Técnico en Computación Rogert Cova, de The Best Buy Computer, C. A., por la emulación en DOS de un programa gráfico de balanceo en uno y en dos planos de la IRD.

REFERENCIAS

ABARCA O., C. D. (2002). Diseño de un Banco para Simular Fallas en Mecanismos. Trabajo de Titulación en Ingeniería de Ejecución en Mecánica, Universidad de Talca, Chile.

ALFONZO G., O. & VILORIA L., R. (2001). Diseño y Fabricación de un Modelo para Demostración de Balanceo Dinámico de Rotores en Voladizo. Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela.

ANSI STANDARDS. (2005). PART Solutions, Standard B18.

AUTODESK. (1999). Mechanical Desktop, Singapore.

BALANCING USA, INC. (2010A), Balancing Rotors using the Static/Couple Method.

BALANCING USA, INC. (2010B). The Consulting Caddie Balancing Calculator. Centerburg, Ohio, USA. (<http://www.balancingusa.com>).

BALANCING USA, INC. (2003). The Consulting Caddie User Manual. Centerburg, Ohio, USA, 23 pp, p. 12.

CENEAC, AutoCAD. 2010. Nivel 1: Dibujo Bidimensional, Escuela de Computación, Facultad de Ciencias, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela, 59 pp.

DAC. (2010). Vibration Analysis Demonstrator # 203 and # 203 D, Swedesboro, New Jersey, United States of America. (<http://www.dac-3d.com/dactrng/PRODMECH/203dinfo.htm>).

DENYSSCHEN.COM. (2010). Fan Engineering and Fan Selection Software, Rotating Machinery - Single Plane Balance, New York, USA. (<http://www.denysschen.com/Balancing/WebBalance/BalanceWeb.asp>).

DIN. (1966). Normas de Dibujo, Manual 2, Editorial Balzola-Bilbao.

DSS. (2011A). Course DC20 - Level 1: Aircraft Vibration Maintenance - Propeller Dynamic Balancing.

DSS. (2011B). FAQ: Dynamic Propeller Balancing. (<http://www.dssmicro.com/company.htm>).

DSS. (2011C). MicroVib II, Vibration Analyzer / Dynamic Balancer, Aircraft Vibration Maintenance. (<http://www.dssmicro.com/company.htm>).

DSS. (2003A). MicroVib II Aircraft Analyzer, Propeller

- Dynamic Balancing (Reciprocating and Turboshaft Engines), Application Note, 8 pp.
- DSS. (2003B). MicroVib II Aircraft Analyzer, What are Aircraft Factors ?, Application Note, 4 pp.
- DSS. (2010). MicroVib II Aircraft Analyzer, Users Manual, Vista, California, USA, p. 1-7, 2-13.
- ENTEK IRD INTERNATIONAL. (1996A). Dynamic Balancing, Volume 1 and Volume 2, Milford, Ohio, USA, pp. 2-78 to 2-88.
- ENTEK IRD INTERNATIONAL. (1996B). Introduction to Vibration Technology, Milford, Ohio, USA, pp. 2-7 to 2-11, 5-20 to 5-21.
- ENTEK IRD INTERNATIONAL. (1998). Primer on Dynamic Balancing.
- EVERETT, L. J. (1987). Two-Plane Balancing of a Rotor System Without Phase Response Measurements. Transactions of the ASME: Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 162-167.
- GE BENTLY-NEVADA. (2011). RK4 Rotor Kit, United States of America.
(<http://www.instrumart.com/products/34716/ge-bently-nevada-rk4-rotor-kit>).
- GUNT HAMBURG. (2010). TM 170 Static and Dynamic Balancing Apparatus, Germany.
(<http://www.gunt.de/static/s3131>).
- HALFEN, E. M. (1993). Shop Balancing Tolerances: A Practical Guide, Reader Service No. 72.
- HAWORTH TECHNOLOGIES. (2005). EasyBalance WIZARD, Windows-based multi-plane dynamic balancing calculator.
(<http://dynamic-balancing.com/wizard.htm>).
- HEWLETT-PACKARD. (2009). Guía Básica del PC Portátil Compaq Mini, China, 32 pp.
- IMPACT ENGINEERING. (2010). ISO 2372 - Vibration Severity, Sumner, Washington, USA.
(<http://www.impactengineering.com/1-services5a.html>).
- INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY GUWAHATI. (2010). Mechanical Engineering , Standard Rotor Kit.
([http://www.iitg.ac.in/mech/Vibration Lab.html](http://www.iitg.ac.in/mech/Vibration%20Lab.html)).
- INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY KANPUR. (2010). Department of Mechanical Engineering, Rotor Kit.
(<http://www.iitk.ac.in/me/research/facilities/vibration.htm>).
- INTERNET FAQ ARCHIVES. (2005). Balancing Overhung Rotors. Online Education, FAQ ID: 16350.
- IRD BALANCING. (2010). Balance Quality Requirements of Rigid Rotors: The Practical Application of ISO 1940/1, Technical Paper 1, Louisville, Kentucky, USA.
(<http://www.irdbalancing.com/techtips.asp>).
- IRD MECHANALYSIS. (2009). Balancing Systems Division, Balance Programs, Version 1.03.
- KELM, R. D. (2008). Advanced Field Balancing Techniques, Advanced Field Balancing, Vibration Institute Annual Training Seminar.
- KODAK. (2009). EasyShare C122 Digital Camera, User Guide, Rochester, New York, USA.
- LEE, C-W. (1993). Vibration Analysis of Rotors, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 57-61, 67-74.
- MANCHESTER UNIVERSITY PRESS. (2010). International Journal of Mechanical Engineering Education.
- MÉNDEZ A., J. A. (2000). Balanceo Dinámico de Maquinaria Rotativa, EdIT, Caracas, Venezuela, 376 pp, p. 12, 177, pp. 33-37, 100-108, 117-118, 162-163, 274-279.
- MÉNDEZ, A., J. A. (2005). Considerations on the Field Balancing of the Overhung Rigid Rotors. The Shock and Vibration Digest, Vol. 37, No. 3, pp. 179-187, SAGE Publications. (Experimental verification with the IRD Mechanalysis Rotor Kit).
- MENDOZA, J., DI LISCIA, M., RODRÍGUEZ, G. (2008). Diseño y Construcción de un Banco de Balanceo para Rotores. Título Académico en Ingeniería Mecánica, Universidad Simón Bolívar, Venezuela.
- MUÑOZ G., J. M. (2007). Adaptation of the subject, "Machine Vibration and Noise" to the European Area of Higher Education (Rotor Demonstrator Model). 12th IFToMM World Congress, Besançon, France.

- OHAUS CORPORATION. (2005). Balanza de la Serie Portátil Ohaus, Modelos HH 120 y HH 320, Manual de Operación, Pine Brook, New Jersey, USA.
- ONLINEVIB. (2010). Online mechanical vibration analysis tools.
(<http://onlinevib.yolasite.com/balancing-simulator.php>).
- PROVISO SYSTEMS LTD.N. (2010). Rotor Kit Demonstrator VT-100, England.
(<http://www.proviso-systems.co.uk/case-studies/features>).
- RUSSIAN, J. A. (1989). Diseño y Construcción de Rotores para Demostración de Balanceo Dinámico de Campo. Tesis de Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela.
- SHIGLEY, J. E., MISCHE, C. R., BUDYNAS, R. G. (2004). Mechanical Engineering Design. Seventh Edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- SIGNALLINK. (2010). Educational Rotor Kit, Korea.
(<http://www.signallink.co.kr/eng/htm/educational-rotor-kit.php>).
- SKF TRAINING PRODUCTS. (2010). Microlog MX, Balancing Kit, Germany.
(<http://www.skf.com/files/882531.pdf>).
- SPECTRAQUEST, INC. (2008). Vibration and Force Signatures of Overhung Rotor Rotating Machine with Unknown Initial Conditions”, Richmond, Virginia, U.S.A.
- SPECTRAQUEST, INC. (2010A). Balancing and Bearing Fault Simulator (BBS), Richmond, Virginia. USA.
(<http://www.spectraquest.com/Products/BBS.shtml>).
- STI VIBRATION MONITORING INC. (2010). CMCP-601 Machinery Diagnostic Rotor Kit, United States of America.
(<http://www.cmcpweb.com/Products/cmcp601.htm>).
- TECQUIPMENT LIMITED. (2010). Static and Dynamic Balancing Machine. Technical Bulletin No. 10, Nottingham, England.
- TEXAS INSTRUMENTS. (2002). Procedimientos Iniciales de la Herramienta de Aprendizaje Personal. Voyage 200, Dallas, Texas, USA, 64 pp. (<http://www.education.ti.com>).
- TIWARI, R. (2008). Dynamic Balancing of Rotors. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Guwahati, p. 31.
- YU, J. J. (2009) Relationship of Influence Coefficients Between Static-Couple and Multiplane Methods on Two-Plane Balancing Applications. ORBIT, Vol. 29, No. 1 (This article was originally published in the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131, Issue 1).