



II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010

BANCO DE ENSAYOS PARA ESTUDIO EXPERIMENTAL DE COJINETES HIDRODINÁMICOS

Gustavo G. Vignolo^{1,2,3}, Lidia M. Quinzani² y Daniel O. Barilá³

¹ Departamento de Ingeniería – Universidad Nacional del Sur
Av. Alem 1253, (8000) Bahía Blanca, Argentina - e-mail: gvignolo@plapiqui.edu.ar

² Planta Piloto de Ingeniería Química (PLAPIQUI) – Universidad Nacional del Sur – CONICET Camino La Carrindanga km. 7 – CC 717, (8000) Bahía Blanca, Argentina

³ Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco
Ruta Prov. Nº 1, Km. 4, (9000) Comodoro Rivadavia, Argentina

RESUMEN

Los cojinetes hidrodinámicos son partes fundamentales de un sinnúmero de máquinas, de las más diversas aplicaciones y potencias. Esto hace al estudio de su comportamiento y sus condiciones de trabajo un tema fundamental. La simulación analítica y numérica del flujo de lubricante entre el eje y el cojinete es una herramienta esencial a la hora de diseñar un cojinete. Sin embargo, los métodos de simulación deben verificarse y ponerse a prueba con sistemas reales en los que se conozcan cabalmente los valores de las variables simuladas. No obstante, es difícil encontrar datos experimentales de ensayos de cojinetes hidrodinámicos útiles para deducir o probar estas formulaciones físico-matemáticas. Es por ello que, como parte de un proyecto integral de estudio de cojinetes hidrodinámicos, se ha diseñado y construido un banco de ensayos propio.

En el presente trabajo se detallan los fundamentos de diseño y cálculo dinámico del equipo así como sus distintas etapas constructivas. En líneas generales, el mismo cuenta con un eje con un extremo montado sobre un rodamiento oscilante, y en el otro sobre el cojinete instrumentado. El accionamiento se produce mediante un motor asincrónico dotado de variador vectorial de frecuencia. La unión entre motor y eje se hace mediante un acoplamiento elástico. Con el objetivo de ensayar distintas configuraciones, se han establecido tres diámetros diferentes de cojinetes y tres relaciones longitud a diámetro (L/D), $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ y 1. El equipo cuenta con doce sensores piezo-resistivos que determinan la presión en la película fluida, doce termocuplas que sensan la temperatura sobre la superficie del cojinete y cuatro sensores de proximidad que determinan la posición y alineación del eje. El equipo se utiliza para la realización de ensayos estáticos y dinámicos en cojinetes hidrodinámicos que permiten generar resultados experimentales para comparar con cálculos analíticos y numéricos.

Palabras Claves: Cojinetes Hidrodinámicos, Rotodinámica, Lubricación, Banco de Ensayos.

1. INTRODUCCIÓN

Los cojinetes hidrodinámicos son elementos de máquina que se utilizan para soportar ejes rotantes. Están conformados por dos cilindros, uno dentro del otro, separados por una capa de fluido lubricante. Generalmente el cilindro externo es estático (cojinete) y el interno rotatorio (eje o muñón). La geometría del huelgo, sumada a la velocidad relativa entre ambos, genera presión por efectos viscosos en el lubricante y le otorga al sistema su capacidad portante [1,2]. Las características operacionales de los cojinetes hidrodinámicos pueden categorizarse en estáticas y dinámicas. Las características estáticas incluyen: capacidad portante, temperatura del cojinete, fricción y caudal de lubricante. La performance dinámica de un cojinete se caracteriza por sus propiedades de rigidez y amortiguamiento. La forma en que estas propiedades interactúan con el rotor determinan el comportamiento vibracional de la máquina [3].

La determinación experimental de las características operacionales de los cojinetes hidrodinámicos se efectúa mediante el empleo de bancos de ensayos (test rigs). Existen básicamente dos esquemas de diseño diferentes en estos bancos de ensayo: eje soportado rígidamente y cojinete instrumentado flotante; y eje flotante y cojinete instrumentado fijo [4].

En el primer caso, el cojinete a ensayar se encuentra flotante sobre un rotor soportado rígidamente (pin-to-pin) sobre rodamientos rígidos. La carga de ensayo se aplica sobre el cojinete y todos los instrumentos de medición se encuentran en el mismo. Esta geometría denominada "shake-the-bearing" ha sido exitosamente llevada a la práctica por Glienicke [5] y rápidamente implementada por diversos laboratorios [6,7]. No obstante, el hecho de aplicar la carga sobre un cojinete flotante no refleja la realidad de la mayoría de las máquinas, en las que los cojinetes se encuentran fijos y el rotor (carga) flotante. Esta particularidad produce ciertas discrepancias en los parámetros medidos, respecto de las predicciones (fundamentalmente el amortiguamiento del cojinete).

En el segundo caso, el rotor se encuentra fijo en un extremo mientras que en el otro reposa sobre el cojinete instrumentado. Las cargas se aplican directamente sobre el eje (shake-the-rotor), y los registros se toman en los sensores situados en el cojinete. Esta configuración representa fielmente la disposición de la mayoría de las máquinas. Sin embargo, el hecho de aplicar cargas sobre el rotor genera ciertas dificultades, sobre todo al efectuar tests dinámicos, tales como: necesidad de aplicar la carga sobre un elemento que rota, mayores tiempos de respuesta, inconvenientes en la estabilidad del rotor [4], etc.

Otro punto crítico surge al momento de dotar al equipo de flexibilidad para ensayar diversos tamaños y formas de cojinetes. En este sentido, existen varias alternativas posibles entre las que pueden citarse el uso de distintos pares eje-cojinete para cada ensayo o el empleo de camisas intercambiables montadas sobre un eje único.

En este trabajo se presentan las particularidades del diseño de un banco de ensayos de cojinetes hidrodinámicos con una configuración "shake-the-rotor". A pesar de que la idea del proyecto incluye la determinación de parámetros dinámicos, en primera instancia se ha dotado al banco con capacidad de ensayo de los siguientes parámetros estáticos: capacidad portante y par resistente en el sistema y los perfiles axiales y tangenciales de presión y temperatura en el fluido lubricante y la superficie del cojinete, respectivamente. Con el objetivo de conferir al equipo de flexibilidad suficiente para ensayar diversas geometrías, se ha dotado al mismo con un sistema de camisas intercambiables para simular diferentes relaciones L/D para cada diámetro ensayado. El diseño empleado ha sido optimizado para garantizar la intercambiabilidad de las partes y garantizar el centrado después de cada modificación, salvando de esta manera los inconvenientes relacionados con este tipo de disposición citados en [4]. Asimismo se desarrollan

Con el objetivo de ensayar distintas configuraciones, se han establecido tres diámetros diferentes de cojinetes, 50, 55 y 60mm, y tres relaciones longitud a diámetro (L/D): $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, y 1. Para ello, se ha determinado como el método más conveniente la confección de manguitos intercambiables, cada uno de ellos con un diámetro de eje y longitud determinados. Estos manguitos se montan concéntricamente al eje principal que les transmite la rotación. Así, sólo es necesaria la fabricación de tres cojinetes (que son las piezas más costosas dado la complejidad inherente al montaje de todos los sensores), y nueve manguitos con las combinaciones de diámetros y L/D antes descritas. Una discusión sobre el método de montaje y centrado de los mencionados manguitos se detalla posteriormente. Si bien en esta instancia todos los manguitos cumplen con la misma relación huelgo a diámetro ($2C/D=C/R$), podrían construirse de distintos valores de C/R.

Los cojinetes se montan en una carcasa denominada "porta cojinete", la cual lo sujeta y le permite el anclaje de los diversos instrumentos de medición. Un esquema en corte del cojinete instrumentado con sus accesorios puede verse en la Fig. 2.

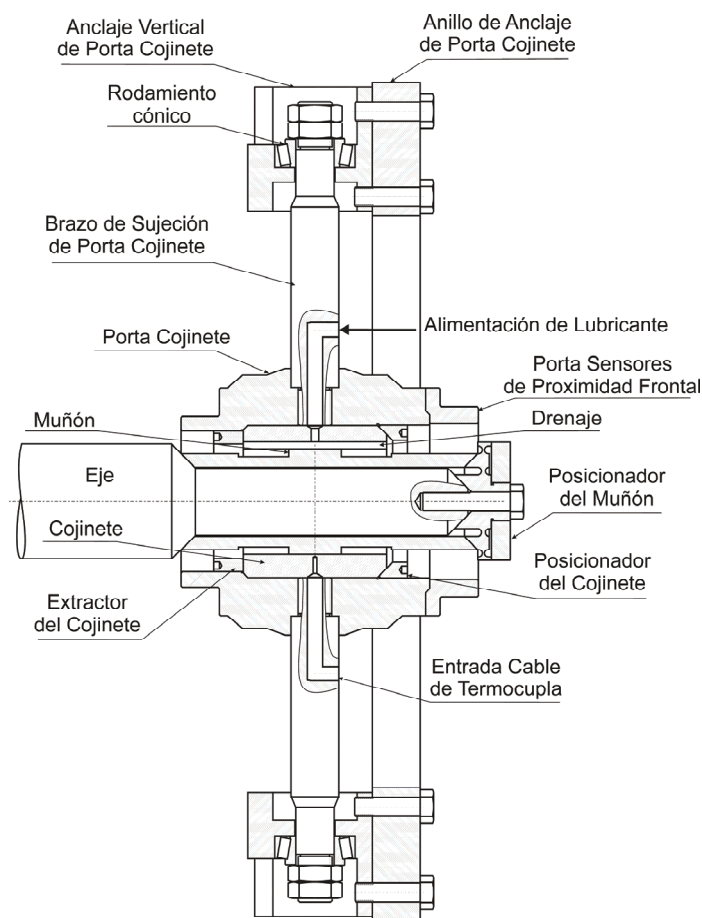


Figura 2 Esquema en corte del cojinete posicionado en el porta cojinete

Para el suministro de lubricante, se seleccionó una bomba de engranajes de 10 l/min impulsada por un motor de $\frac{1}{2}$ HP, mientras que para la selección de los sensores adecuados, se consideraron principalmente tres aspectos: sensibilidad, costo y disponibilidad. Con este criterio, se han escogido sensores piezo-resistivos para la presión, termocuplas tipo J para la temperatura, celdas de carga tipo S para la fuerza, y sensores inductivos para la posición.

Las señales de los diversos sensores son recogidas con un sistema DAQ de 64 canales diferenciales, con capacidad de admitir datos todos los sensores seleccionados.

2.2. Proceso de fabricación y puesta a punto

Los más de veinte planos de fabricación elaborados han sido enviados a manufactura en un taller de mecanizados de precisión. Las dimensiones finales de los elementos de tolerancia estrecha han sido determinadas en un Laboratorio de Metrología.

Todos los elementos se han montado y todos los sistemas se encuentran operativos. El banco de ensayos se encuentra en etapa de puesta a punto. Se está elaborando el procedimiento de calibración y puesta en marcha del mismo para lograr repetitividad en los experimentos. Para ello se ha tomado como referencia el procedimiento empleado en el banco de ensayos del Laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad A&M de Texas [7]. Asimismo, se han tomado en cuenta los métodos posibles para minimizar y estimar los errores asociados a las mediciones [11].

3. SISTEMA DE CENTRADO Y AJUSTE DEL MUÑÓN

Tal como se ha anticipado en párrafos previos, en el diseño se ha optado por emplear cojinetes instrumentados de tres medidas diferentes, y variar sus relaciones L/D y C/R cambiando la geometría del rotor. Así, para cada diámetro de cojinete, pueden emplearse diferentes manguitos (sleeves) con distintas longitudes de acción del cojinete y distintos huelgos. En la Fig.2 puede apreciarse la geometría de un manguito diseñado para funcionar con un cojinete de 55mm de diámetro, y relaciones $L/D=0,5$ y $C/R=1/600$.

El aspecto más relevante de este tipo de diseño radica en que la tolerancia del centrado del manguito en el eje debe ser, cuando menos, igual a la tolerancia de fabricación del eje. Con el objetivo de evitar posibles excentricidades en el rotor debidas a un montaje pobre de los manguitos, se ha optado por centrar los mismos sobre el eje mediante ajustes cónicos. Esta disposición produce que, además de la tolerancia diametral, la tolerancia axial de cada manguito sea rigurosa. De la etapa de pre-diseño han surgido dos opciones posibles para garantizar contacto adecuado entre las superficies cónicas: el empleo de un elemento que llegue a su límite de fluencia al fijar el manguito al eje; y el empleo de un elemento elástico que se deforme lo suficiente axialmente al ajustar el manguito al eje, sin generar excentricidad.

En el primer caso, cada modificación en la geometría de ensayo requeriría el cambio del elemento deformado plásticamente. En el segundo, el elemento elástico se fabricaría una única vez y se reutilizaría para todas las configuraciones. En la Fig. 2 puede apreciarse el dispositivo elástico diseñado para el ajuste de los manguitos, indicado como "posicionador del muñón". La Fig. 3 muestra en detalle las partes involucradas. El cono de menor diámetro hace centro con el eje, mientras que el de mayor diámetro lo hace con el manguito. Las entallas permiten que el cono mayor se desplace axialmente sin modificar su ángulo. Las pruebas dimensionales demostraron que la excentricidad de los manguitos fabricados no excede de los $4\mu\text{m}$ al montarse sobre el eje, siendo en todos los casos menor a la tolerancia de fabricación.

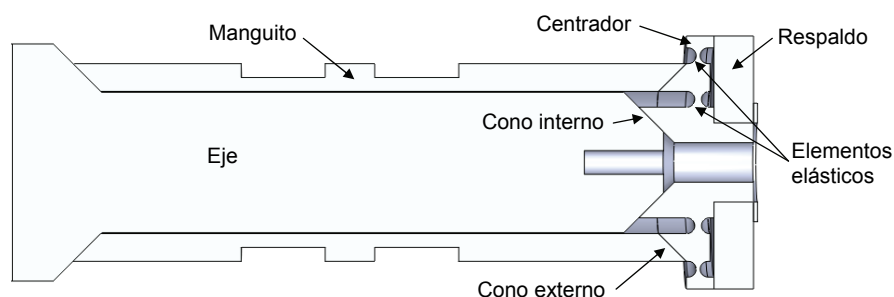


Figura 3 Detalle del sistema de centrado del rotor

4. SELECCIÓN DEL INSTRUMENTAL

La selección de los sensores se basó en su precisión, costo, experiencia de uso en el grupo de trabajo y estudio de equipos similares. De esta manera, se optó por los siguientes instrumentos para cada magnitud a medir:

- Fuerza: celdas de carga tipo S, dotadas con strain gauges,
- Temperatura: termocuplas tipo J,
- Presión: sensores piezo-resistivos,
- Aceleración: sensores piezo-eléctricos, y
- Posición: sensores tipo "Eddy-current".

Al existir diversidad de alternativas para la medición de los parámetros de interés, el compromiso entre las ventajas y desventajas de cada técnica fue lo que permitió la selección en cada caso. Probablemente la decisión más difícil haya sido la relativa a los sensores de posición detallándose a continuación los criterios de selección utilizados.

En la Tabla 1 se muestran las variantes tecnológicas existentes para determinar la posición relativa entre el eje y el cojinete. El problema principal que se encuentra en este apartado es que si se requiere que el sensor esté alejado de la superficie del eje, entonces el error reportado por los fabricantes es del orden de 0.01mm. Como el huelgo entre eje y cojinete es del orden de 0.05mm, no parecen ser suficientemente "precisos". Para ganar en precisión, hay que recaer en sensores cuyo rango sea pequeño (del orden de 0.5mm), pero en ellos la distancia inicial entre el sensor y el eje es del mismo orden. Este hecho sitúa en competencia directa a los sensores de tipo de corrientes de eddy y los capacitivos.

Por otro lado, los sensores de triangulación láser permiten el montaje a unos 25mm del eje, pero son sumamente voluminosos. Los ópticos son pequeños y se pueden montar a aproximadamente 5mm del eje, pero llevan una fibra óptica asociada al generador del haz que elevan sustancialmente su costo.

En la Tabla 1 puede apreciarse que, si bien los sensores escogidos resultan ser los más económicos, son los menos precisos. Ha sido probado en experimentos recientes sobre el rotor de 101mm de diámetro del banco de ensayos descrito en [7] que la diferencia en las propiedades magnéticas del rotor pueden afectar la señal del sensor en una amplitud apreciable (del orden del 10% del huelgo). El criterio que dicta su empleo, provisto en la misma Tabla 1, es su flexibilidad para ser usados en ambientes sucios (baño de aceite, en este caso).

Tabla 1 Guía de selección de sensores de desplazamiento [12]

MEASUREMENT TECHNOLOGY	ADVANTAGES	DISADVANTAGES	RELATIVE COST
Fiber Optic	<ul style="list-style-type: none"> - High Accuracy and Resolution - High Frequency Response - Small Sensor Size 	<ul style="list-style-type: none"> - Small Sensor-to-Target Stand-off - Small Measurement Range - Affected by Target Reflectivity 	High
Laser Triangulation	<ul style="list-style-type: none"> - Large Measurement Range - Large Sensor-to-Target Stand-off - Not Affected by Temperature Changes 	<ul style="list-style-type: none"> - Large Sensor Head - Operates in Clean Environment - Affected By Changes in Target Surface 	Moderate
Capacitance	<ul style="list-style-type: none"> - High Accuracy and Resolution - High Frequency Response - Probe Geometry Easily Customized 	<ul style="list-style-type: none"> - Small Sensor-to-Target Stand-off - Operates in Clean Environment - For Conductive or Semi-Conductive Targets 	Moderate
Eddy Current	<ul style="list-style-type: none"> - Operates in Any Environment - Large Measurement Range - High Frequency Response 	<ul style="list-style-type: none"> - Conductive Target Only - Lower Relative Accuracy and Resolution - Affected by Temperature Changes 	Low

5. ESTUDIO ROTODINÁMICO

Ha sido reportado en [4] que las características rotodinámicas en bancos de ensayos pueden restringir marcadamente su empleo en la determinación de las características dinámicas los cojinetes. Por ese motivo, se ha efectuado en grado creciente de complejidad, el análisis dinámico del sistema. En primera instancia se efectuó una estimación de la primer frecuencia natural del sistema como rígido. En segunda

instancia, se realizó el análisis de los eigen-valores [13]. Para ello, se ha resuelto el sistema sin amortiguamiento para obtener las frecuencias naturales libres. De este análisis preliminar se obtuvo el orden de magnitud esperado para las citadas frecuencias. Por último, se recurrió al empleo de un software específico para el análisis rotodinámico completo.

En la Fig. 3a se aprecia un esquema simplificado de la estructura del banco de ensayos. En la Fig. 3b se muestra el diagrama y nomenclatura empleados para análisis del sistema.

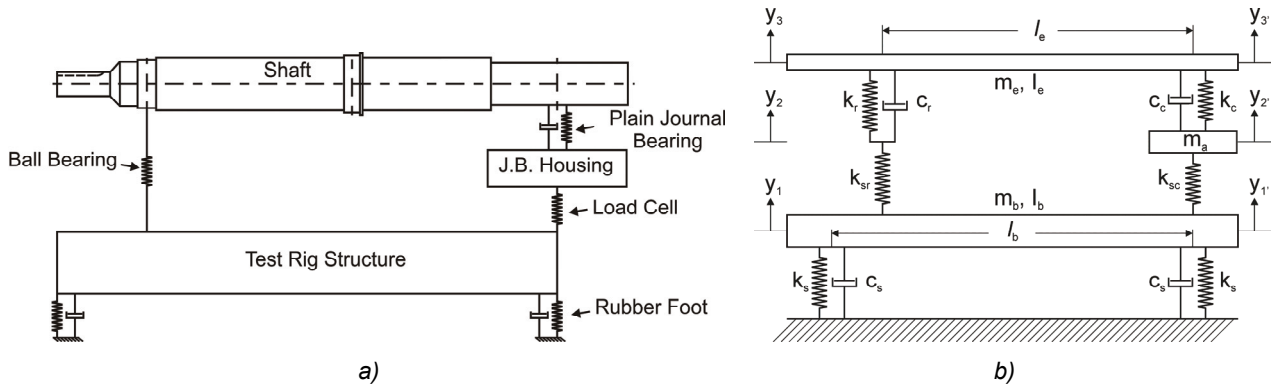


Figura 3 Esquema del banco de ensayos: a) diagrama simplificado; b) modelo y nomenclatura

Los valores empleados para los cálculos se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2 Datos asociados al modelo del banco de ensayos

l_e [m]	0,6	k_{sc} [N/m]	5,0E8
l_b [m]	1	k_{sr} [N/m]	1,0E9
m_a [Kg]	18	k_r [N/m]	1,0E9
m_b [Kg]	190	C_r, C_s [Ns/m]	0
m_e [Kg]	13	I_e [Kg m ²]	0,18
k_s [N/m]	5,0E5	I_b [Kg m ²]	50

Para obtener una estimación de la frecuencia natural más baja, puede considerarse que todo el sistema es un rígido soportado por los resortes k_s , entonces:

$$\omega = \sqrt{\frac{2k_s}{m_e + m_a + m_b}} \quad (1)$$

Esta primera estimación indica que la primer frecuencia natural del sistema ronda los 642 cpm. Para contar con una idea más acabada del comportamiento dinámico del sistema, se recurre a efectuar un eigen-análisis del mismo, en el que se determinan las "frecuencias libres". Las ecuaciones de conservación asociadas a la Fig. 3b resultan:

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{1}{2} m_b (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_{1'}) + k_s (y_1 + y_{1'}) - k_{sr} (y_2 - y_1) + k_{sc} (y_{2'} - y_{1'}) \\ 0 &= \frac{l_b}{l_b} (\ddot{y}_{1'} - \ddot{y}_1) + k_s y_{1'} l_b - k_{sr} (y_2 - y_1) (l_b - l_e) - k_{sc} (y_{2'} - y_{1'}) l_b \\ 0 &= -k_{sr} (y_2 - y_1) + k_r (y_3 - y_2) \\ 0 &= m_a \ddot{y}_{2'} + k_{sc} (y_{2'} - y_{1'}) - k_c (y_{3'} - y_{2'}) \\ 0 &= \frac{1}{2} m_e (\ddot{y}_3 + \ddot{y}_{3'}) + k_r (y_3 - y_2) + k_c (y_{3'} - y_{2'}) \\ 0 &= \frac{l_e}{l_e} (\ddot{y}_{3'} - \ddot{y}_3) + k_c (y_{3'} - y_{2'}) l_e \end{aligned} \quad (2)$$

Si se asume una solución a las Ecs. (1) del tipo $y_i = a_i \cos(\omega t) \Rightarrow \ddot{y}_i = -\omega^2 a_i \cos(\omega t)$. Reemplazando y reordenando, se tiene:

$$\begin{bmatrix} -\frac{1}{2}m_b\omega^2 + k_s + k_{sr} & -\frac{1}{2}m_b\omega^2 + k_s - k_{sc} & -k_{sr} & k_{sc} & 0 & 0 \\ -\frac{l_b}{l_b}\omega^2 + k_{sr}(l_b - l_e) & -\frac{l_b}{l_b}\omega^2 + (k_s + k_{sc})l_b & -k_{sr}(l_b - l_e) & -k_{sc}l_b & 0 & 0 \\ k_{sr} & 0 & k_{sr} - k_r & 0 & k_r & 0 \\ 0 & -k_{sc} & 0 & -m_a\omega^2 + k_{sc} + k_c & -k_c & 0 \\ 0 & 0 & -k_r & -k_c & -\frac{1}{2}m_e\omega^2 + k_r & -\frac{1}{2}m_e\omega^2 + k_c \\ 0 & 0 & 0 & -k_c l_e & \frac{l_e}{l_e}\omega^2 & -\frac{l_e}{l_e}\omega^2 + k_c l_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_3 \end{Bmatrix} = 0 \quad (3)$$

La solución no trivial del sistema de ecuaciones requiere que el determinante de la matriz de coeficientes sea igual a cero. De la ecuación cúbica resultante surgen los tres valores positivos de las frecuencias naturales asociadas a cada masa del modelo, que resultan 811, 5723, y 52841 cpm respectivamente. El valor de k_c empleado en estos cálculos es de 0,35E8 N/m.

Con el objetivo de obtener un estudio más detallado, en el que se contemple la dependencia de la rigidez y del amortiguamiento del cojinete de ensayo con la frecuencia, se efectuó el análisis de vibraciones laterales del sistema rotor-cojinetes-anclajes mediante el software XLRTC², propiedad de la Universidad A&M de Texas. En la Fig. 4 se aprecia el modelo empleado.

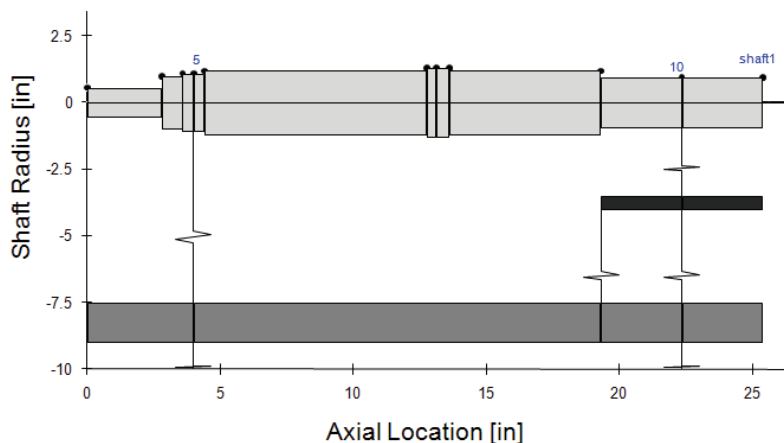


Figura 4 Modelo de elementos finitos empleado en XLRTC²

El comportamiento dinámico deseado para el sistema es la obtención de modos de vibración “rígidos” de manera tal que no produzcan desfases en las señales de los sensores de desplazamiento por la existencias de “modos de flexión” en el eje. A fin de representar el eje de la manera más precisa posible para evitar inconvenientes derivados de una pobre estimación de su rigidez [4], se ha generado un modelo 3D de la zona de ajuste del manguito al eje. Al conjunto eje-manguito ajustado se le aplicaron cargas laterales con el objetivo de determinar su rigidez. Una vez determinada la misma, se calculó el diámetro equivalente de sólido igualmente rígido para emplearlo en el modelo de XLRTC². En la Fig. 5 se muestra el modelo 3D empleado para determinar la rigidez de ese segmento del eje. Puede apreciarse que se ha considerado la precarga aplicada al dispositivo de centrado del manguito. La carga externa se aplica en el centro del cojinete.

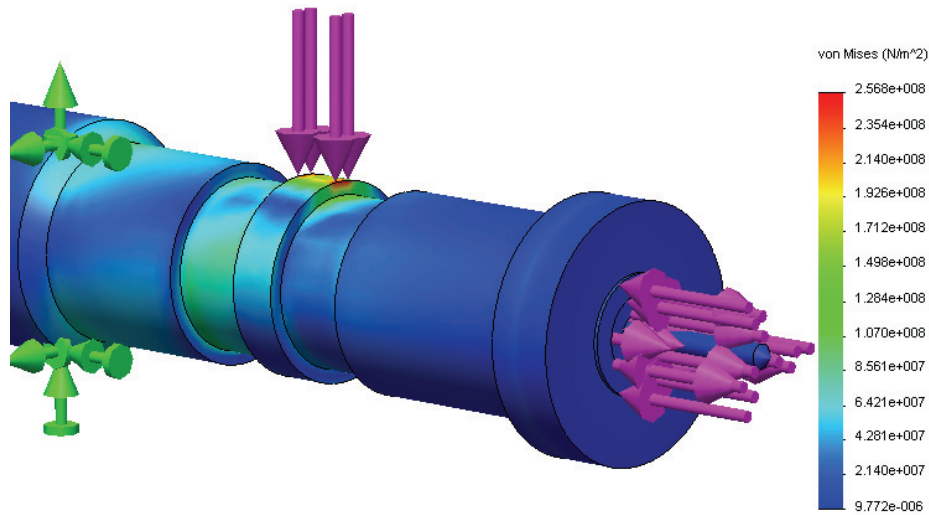


Figura 5 Modelo 3D para estimar el diámetro equivalente del extremo del eje

La Fig. 6 muestra el diagrama de Campbell para el sistema mostrado en la Fig. 3 teniendo en cuenta las rigideces de los apoyos, mientras que en la Fig. 7 se aprecia el único modo de vibración presente en el rango de operación del equipo, obtenido mediante análisis con amortiguamiento.

Undamped Critical Speed Map

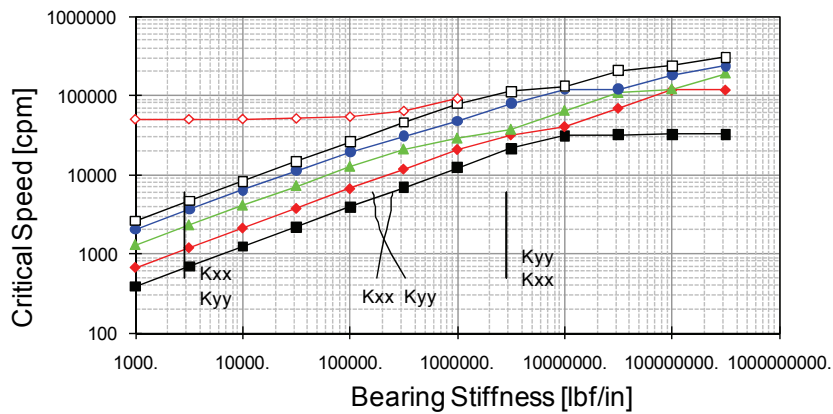


Figura 6 Diagrama de Campbell obtenido mediante XLRTC² para las primeras seis críticas del sistema

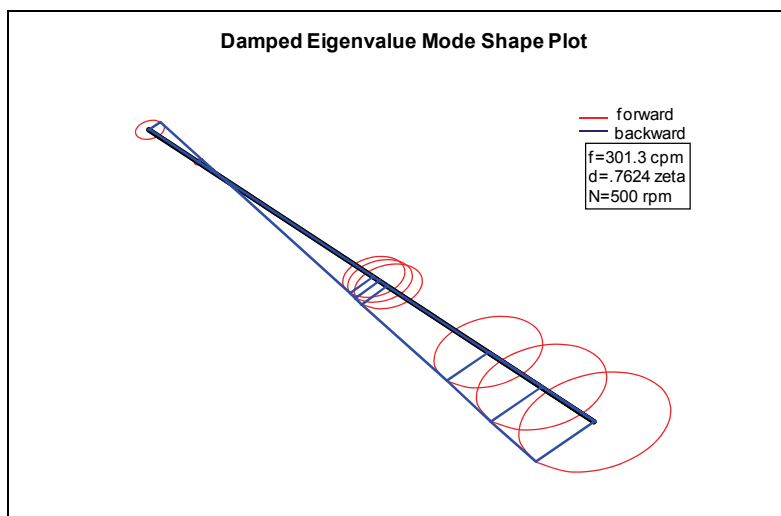


Figura 7 Único modo vibratorio del sistema presente en el análisis con amortiguamiento

Análisis similares contemplando asimetría de los apoyos arrojan resultados análogos: un único modo rígido a muy baja frecuencia. Estos resultados indican que el equipo es apto para ensayos dinámicos de cojinetes hidrodinámicos.

6. CONCLUSIONES

Se han presentado las principales características del banco de ensayos de cojinetes hidrodinámicos que se ha diseñado, y que actualmente está en etapa de puesta a punto. El método de centrado de los diferentes muñones ha mostrado ser adecuado, según las mediciones de excentricidad efectuadas.

Los análisis dinámicos indican que el equipo es apto para ensayos dinámicos de cojinetes en todo el rango de velocidades operativas.

El diseño de los elementos que constituyen el banco permite una operación muy flexible, posibilitando la medición de todos los parámetros de interés en el funcionamiento de un cojinete hidrodinámico para distintas relaciones L/D y C/R, tales como variable de coeficiente de fricción, variable de flujo, etc.

En las operaciones de arranque y parada se minimizan los problemas relativos a la existencia de fricción límite ya que la carga se aplica luego de alcanzar la velocidad de operación. Asimismo, el uso de pre-lubricación asegura una formación rápida de la película hidrodinámica, reduciendo el contacto intermetálico.

7. REFERENCIAS

- [1] O. Pinkus, *Theory of Hydrodynamic Lubrication*, McGraw Hill, (1961).
- [2] B.J. Hamrock, S.R Schmid y B.O. Jacobson, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Second Edition, Marcel Dekker, Inc., (2004).
- [3] D. Childs, *Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling & Analysis*, John Wiley & Sons, 1993.
- [4] E.E. Swanson; "Design and Evaluation of an Automated Experimental Test Rig for Determination of the Dynamic Characteristics of Fluid-Film Bearings", *PhD Thesis Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University*, 1998.
- [5] J. Glienicke, J. "Experimental Investigation of Stiffness and Damping Coefficients of Turbine Bearings and Their Application to to Instability Predictions," *IMEchE, Proceedings of the Journal Bearings for Reciprocating and Rotating Machinery*, 1966-1967, 181 (3B), pp. 116-129.
- [6] A. Kaul, "Design and Development of a Test Setup for the Experimental Determination of the Rotordynamic and Leakage Characteristics of Annular Bushing Oil Seals," M.S. Thesis, Texas A&M University, College Station, TX, 1999.
- [7] D. Childs and K. Hale, "A Test Apparatus and Facility to Identify the Rotordynamic Coefficients of High-Speed Hydrostatic Bearings," *ASME J. Tribol.* 1994, 116, pp. 337-344.
- [8] G. Vignolo, D. Barilá y L. Quinzani, "Análisis del Comportamiento del Cojinete de Longitud Finita Usando el Método de Perturbación Regular", *Mecánica Computacional*, 2007, Vol XXVI: 592-604.
- [9] G. Vignolo, D. Barilá y L. Quinzani, "Análisis Termohidrodinámico de Cojinetes Cortos", *Mecánica Computacional*, 2008, Vol XXVII: 1755-1765.
- [10] G. Vignolo, D. Barilá y L. Quinzani, "Determinación Numérica de Parámetros Físicos en la Película Fluida de Cojinetes Hidrodinámicos", *Mecánica Computacional*, 2009, Vol XXVIII: 1689-1702, 2009.
- [11] G.D. Wale and D. Mba;. "Identifying and Minimising Uncertainty for Experimental Journal Bearing Studies", *International Journal of Rotating Machinery* 2005:3, 221-23.
- [12] MTI-Instruments Tech Notes, *Non-Contact Displacement Measurement Using Inductive (Eddy Current) Sensors*, MTI Instruments Inc., 2007, www.mtiinstruments.com
- [13] D. Childs, *Dynamics in Engineering Practice*, eighth edition, McGraw Hill, 2008.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Fundación Bunge & Born y a la Comisión Fulbright por hacer posible el trabajo en las instalaciones de la Universidad A&M de Texas. Asimismo, los autores desean agradecer al Prof. Dara Childs del Laboratorio de Turbomaquinaria de la citada Universidad por permitir la realización de las simulaciones mediante el uso del software XLRTC² y SolidWorks, y al MsC. Jason Wilkes por el aporte efectuado en la realización del modelo en XLRTC².