

## ANÁLISIS DINÁMICO DE UN POSICIONADOR NANOMÉTRICO FLEXIBLE ACCIONADO POR UN PIEZOELÉCTRICO

### DYNAMIC ANALYSIS OF A FLEXURE NANOPositionING SYSTEM WITH PIEZOELECTRIC ACTUATOR

Gustavo Flores<sup>a</sup>, Alejandro Masante<sup>a</sup>, Lucas Lamas<sup>a</sup>,  
Fernando Villegas<sup>a,b</sup> y Rogelio Hecker<sup>a,b</sup>

<sup>a</sup>Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa, calle 110 N° 390, 6360 General Pico, La Pampa, Argentina, gmflores@ing.unlpam.edu.ar, <http://www.ing.unlpam.edu.ar/>

<sup>b</sup>Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), hecker@ing.unlpam.edu.ar.

**Palabras clave:** Posicionador nanométrico, Mecanismos flexibles, Actuador piezoeléctrico, Análisis en frecuencia.

**Resumen.** Un sistema de posicionamiento nanométrico permite realizar desplazamientos de algunos micrómetros con resoluciones en el orden de los nanómetros. Son utilizados en aplicaciones de alta precisión como microscopía, metrología, fabricación de sistemas electromecánicos microscópicos (MEMS, siglas en inglés), entre otras. Para su implementación lo usual es utilizar un actuador piezoeléctrico y una estructura flexible para guiar su movimiento. Este trabajo presenta el análisis dinámico de un sistema de posicionamiento nanométrico que fue diseñado para alcanzar una velocidad de actuación relativamente alta. Bajo estas exigencias el primer modo de vibración del sistema debe ser diez veces mayor al ancho de banda del lazo de control. Mediante simulación por el método de elementos finitos se obtuvieron las frecuencias naturales del sistema, siendo el tercer modo de vibración coincidente con la dirección del movimiento. Además, las mismas permiten observar los restantes modos a partir de los cuales obtener conclusiones adicionales. Estos resultados se verificaron experimentalmente logrando una buena correlación con los analíticos y simulados.

**Keywords:** Nanopositioning systems, Flexure stage, Piezoelectric actuator, Frequency analysis.

**Abstract.** A nanopositioning system allows displacement of some micrometers with nanometer resolutions. They are used in high precision applications such as microscopy, metrology, micro electromechanical systems (MEMS) manufacturing, among others. Generally, they use a piezoelectric actuator and a flexible stage to guide the movement. This work presents the dynamic analysis of a nanopositioning system designed to achieve a relatively high speed. Under these conditions the first vibration mode must be ten times greater than the bandwidth of the required control loop. The natural frequencies of the system were obtained through the finite element method. The simulations show that the third mode of vibration is in the direction of movement. Additional conclusions can be obtained from the remaining modes. These results were verified experimentally reaching a good correlation with the simulations and analytical model results.

## 1 INTRODUCCIÓN

Un posicionador nanométrico es un dispositivo capaz de generar pequeños desplazamientos con resolución en el orden del nanómetro. Existen aplicaciones de alta tecnología que exigen tales prestaciones como la manipulación de muestras en microscopios de fuerza atómica (AFM, por sus siglas en inglés) (Leng y Fleming, 2009), micro fabricación (Nesprías et al., 2009), biotecnología, metrología de precisión (Bottero et al., 2016), entre otras. Algunas solo requieren recorridos de algunos micrómetros mientras que en otras son necesarios recorridos más largos.

Una manera efectiva de realizar pequeños desplazamientos es a partir de la deformación elástica de una estructura de rigidez conocida. Este principio evita uniones o acoples deslizantes, eliminando la fricción, el desgaste y los problemas de juego mecánico, garantizando así una alta precisión de guiado. Además presentan como ventajas su construcción monolítica y compacta, minimizando la cantidad de piezas y peso del conjunto. Estos mecanismos se conocen como “flexure stage” o vínculos flexibles. En general se utiliza un actuador piezoeléctrico para generar el desplazamiento, dada su elevada rigidez, tamaño reducido y alta resolución, limitada en la práctica solo por la electrónica del sistema de actuación y control (Canghai et al. 2016; Y.K.Yong et al. 2012). Además poseen una gran repetibilidad y generan fuerzas importantes con lo que se puede lograr alta aceleración y velocidad de posicionamiento. Presentan como desventaja el bajo desplazamiento alcanzable (0,1 % de su longitud) y que no toleran esfuerzos de tracción, flexión ni al corte. Para lograr mayores recorridos se recurren a mecanismos de amplificación como brazos de palanca (Hui Tang y Yangmin Li, 2012; Yuen et al. 2009). En aplicaciones dinámicas o donde los esfuerzos de tracción pueden ser importantes se debe aplicar una precarga externa, por ejemplo con un resorte o a partir del propio mecanismo flexible de guiado (Canghai et al. 2016). La baja resistencia a la flexión y al corte exige métodos de montaje que aseguren una buena alineación con el sistema flexible de guiado y eviten esfuerzos que pueden ser destructivos. Tanto el método utilizado para aplicar la precarga como el de montaje deben ser cuidadosamente estudiados en la etapa de diseño. En general reducen la rigidez del sistema afectando el desplazamiento total y su respuesta dinámica (Flores et al. 2017). Esta situación es particularmente indeseable en aplicaciones que requieren alta velocidad de posicionamiento. En estos casos la frecuencia de la señal de actuación debe estar entre el 1% y el 10% de la frecuencia de resonancia del sistema para evitar la excitación de modos mecánicos de vibración (Fleming, 2010).

En este trabajo se presenta el estudio de un sistema de posicionamiento nanométrico experimental, de un grado de libertad, que utiliza un actuador piezoeléctrico y estructura flexible para el guiado del movimiento. Primero se describe el sistema en estudio y equipamiento utilizado. Luego se presenta el modelo analítico tradicional que supone al actuador rígidamente empotrado en uno de sus extremos y otro teniendo en cuenta la rigidez finita del sistema de precarga y montaje seleccionado. Seguidamente se presenta el estudio por el método de elementos finitos a partir del cual se obtiene el comportamiento estático y dinámico. Este último permite conocer los modos y frecuencias de resonancia del sistema de posicionamiento. A continuación se verifican experimentalmente tanto el comportamiento estático como dinámico. Este último a partir del análisis de la respuesta en frecuencia del sistema al aplicarle una señal senoidal con frecuencia variable en el tiempo o tipo Chirp. Finalmente se presentan un análisis de los valores obtenidos y las conclusiones del trabajo.

## 2 POSICIONADOR NANOMÉTRICOS EXPERIMENTAL

El sistema flexible de guiado consiste de una configuración de cuatro vigas doblemente empotradas con desplazamientos paralelos que permiten el guiado de un área central. El desplazamiento lo genera un actuador piezoeléctrico alojado entre este y el sistema de precarga como se puede observar en la [Figura 1, a](#)). El actuador se vincula con el área de trabajo a través de una superficie plana y un vínculo tipo muesca circular para garantizar la alineación del ensamble. Sobre el otro extremo se vincula con un tornillo a través de un inserto que garantiza una distribución uniforme de la carga a lo largo del área de contacto con el actuador. El tornillo es el encargado de generar la precarga del piezoeléctrico generando un desplazamiento inicial del sistema de guiado.

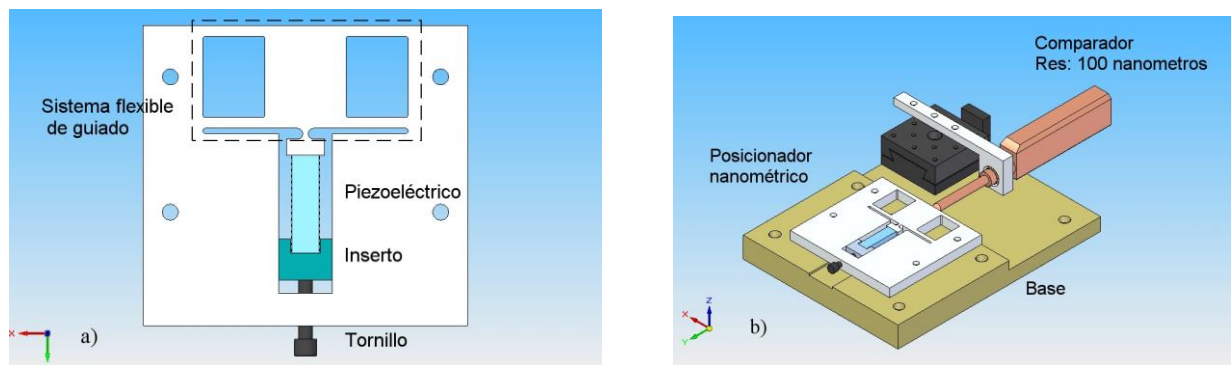


Figura 1: a) Esquema del sistema de nanoposicionamiento, b) Esquema del montaje del sistema sobre una base junto con un comparador de 100 nanómetros de resolución.

El sistema dispone de un actuador de la marca *PI* modelo *P-888.91* de sección transversal  $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$  y longitud de  $36\text{ mm}$ , el cual presenta un desplazamiento nominal de  $32\text{ }\mu\text{m}$  para una tensión máxima de  $100\text{ V}$ . Puede aplicar una fuerza máxima de  $3200\text{ N}$  y su rigidez es de  $100\text{ N}/\mu\text{m}$ . El sistema experimental completo se muestra en la [Figura 2](#), en donde también se observa la alimentación del actuador, que se realiza mediante un amplificador de potencia marca *PI* modelo *E-617.001* con entrada de  $-2\text{ V}$  a  $+12\text{ V}$  y salida para alimentación del actuador de  $-20\text{ V}$  a  $+120\text{ V}$ .

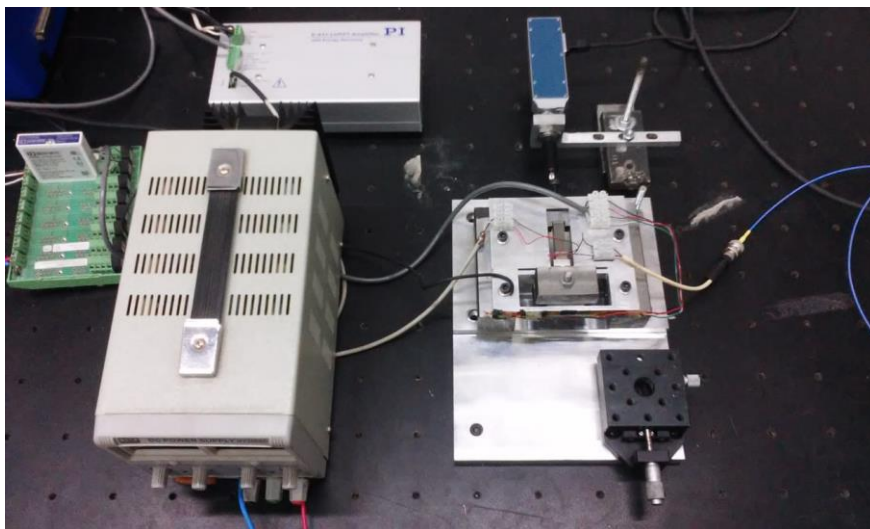


Figura 2: Posicionador nanométrico experimental.

Para inferir los desplazamientos se usan galgas extensiométricas modelo *SGD-3/350-LY41* de la marca *OMEGA*, con resistencia nominal  $R_0=350 \Omega$ . Por medio de un puente Wheatstone completo, constituido con cuatro elementos deformables, se obtiene una medición compensada respecto de la variación de temperatura, compacta y altamente estable. Mediante simulación por elementos finitos, se buscaron regiones de mayor deformación en el sistema flexible para una mayor sensibilidad, localizándose en ambos empotramientos de las vigas flexibles. Para la alimentación del puente y amplificación de la señal eléctrica proveniente del mismo, se dispone de un acondicionador de señal modelo *SCM5B38-05D Dataforth*, el cual presenta un ancho de banda de  $10 \text{ kHz}$  y una tensión de salida comprendida en  $\pm 5V$ , estableciendo una excitación para el puente de  $10 \text{ V}$ . Para captar las señales se utilizó un sistema de adquisición de datos modelo *DAPL 2000* de *Microstar Laboratories*.

### 3 MODELADO DEL SISTEMA

#### 3.1 Modelo analítico.

Un piezoeléctrico se modela idealmente como un resorte de rigidez  $k_p$ , que genera una fuerza proporcional a la tensión aplicada. La fuerza máxima,  $F_{max}$ , se da en condición de bloqueo y el desplazamiento nominal,  $\Delta L_0$ , se da en vacío. La relación entre estas variables está dada por  $F_{max} = k_p \Delta L_0$ . Cuando se encuentra rígidamente empotrado en un extremo y sobre el otro actúa contra un elemento de rigidez finita, como el sistema flexible de guiado, se obtiene un sistema de un grado de libertad como en la [Figura 3 a\)](#). Planteando las ecuaciones de movimiento y equilibrio de fuerzas se arriba a las expresiones para el desplazamiento máximo y frecuencia natural del sistema:

$$\Delta L = \Delta L_0 \cdot \left( \frac{k_p}{k_p + k_f} \right) \quad (1)$$

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{ef}}} \quad (2)$$

La primera expresa el desplazamiento efectivo del sistema que implica una reducción del desplazamiento nominal del actuador. La segunda representa la frecuencia natural, con  $k=k_p+k_f$  y  $m_{ef}$  es la masa efectiva que corresponde a la masa del sistema de guiado y plataforma de trabajo más una fracción de la del actuador (entre  $1/3$  y  $1/2$ ).

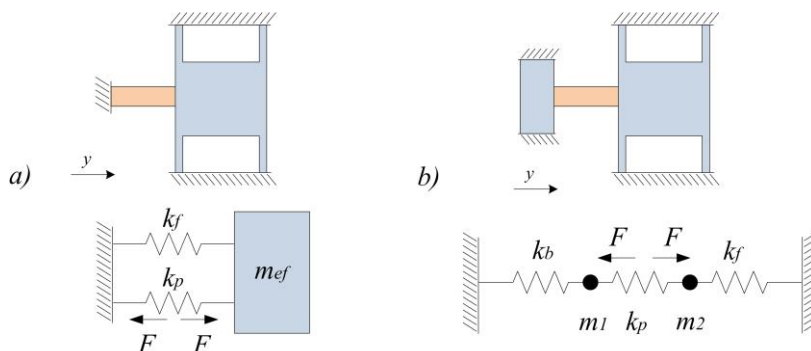


Figura 3: Esquema y modelo de masa y resortes para: a) piezo rígidamente empotrado, b) rigidez finita del empotramiento.

Sin embargo si el piezo no está rígidamente empotrado, sino que lo hace a través de un vínculo de rigidez finita, se obtiene un modelo de dos grados de libertad como en [Figura 3 b](#)). Este sistema corresponde a la de dos osciladores, de rigidez  $k_b$  y  $k_f$ , acoplados a través de un elemento de rigidez  $k_p$ . En este caso  $k_b$  es la rigidez en la base (incluyendo al sistema de precarga),  $k_f$  la del flexure y  $k_p$  la del actuador. La masa  $m_1$  tiene en cuenta la masa de la bases y sistema de precarga más una fracción de la masa del piezo y  $m_2$  es la suma de la masa del flexure y carga útil más otra fracción de la masa del actuador. Esta condición de montaje trae como inconveniente una reducción adicional en el desplazamiento efectivo de la zona de trabajo, puesto que la expansión del actuador será en ambas direcciones. Además disminuye la frecuencia natural comparada con la del sistema rígidamente empotrado. Planteando las ecuaciones de movimiento y equilibrio estático se obtienen las ecuaciones de desplazamiento y frecuencia natural:

$$y_1 = \frac{-F \cdot k_f}{k_f k_b + k_f k_p + k_p k_b} \quad (3)$$

$$y_2 = \frac{F \cdot k_b}{k_f k_b + k_f k_p + k_p k_b}$$

$$w_{a,b}^2 = \frac{1}{2} (w_1^2 + w_2^2) \pm \sqrt{\frac{(w_1^2 - w_2^2)^2}{4} + c^2} \quad (4)$$

$$w_1^2 = \frac{k_b + k_p}{m_1} \quad w_2^2 = \frac{k_f + k_p}{m_2} \quad c = \frac{k_p}{\sqrt{m_1 \cdot m_2}}$$

Donde  $w_{a,b}$  son las dos pulsaciones a las cuales pueden estar vibrando las masas en modo acoplado,  $w_1$  y  $w_2$  son las frecuencias de oscilación de cada masa si la otra se mantiene constante y  $c$  constante de acoplamiento.

### 3.2 Modelado y simulación por el Método de los Elementos Finitos.

Con el objeto de estudiar el comportamiento del sistema se aplicó el Método de los Elementos Finitos (MEF). Para ello cada uno de los elementos se modelo por separado, luego se definieron áreas de contactos y se aplicaron condiciones de alineación para construir el ensamble. Para el mallado se utilizaron elementos tetrahédricos de tamaño adecuado a cada componente, siendo más fino en los filetes del tornillo. Se fijaron las condiciones de contorno asumiendo empotramiento en los cuatros orificios de sujeción que dispone la estructura del sistema de guiado. Éste se construyó a partir de un bloque de aluminio *AL 7075* por lo tanto las propiedades utilizadas en el cálculo son: densidad  $\rho_{alum}=2700 \text{ kg/m}^3$  y un módulo elástico de  $E_{alum}=7E10 \text{ Pa}$ . Para el actuador piezoeléctrico se empleó un material cerámico con una densidad de  $\rho_{cer}=7800 \text{ kg/m}^3$  y un módulo elástico de  $E_{cer}=3,6E10 \text{ Pa}$ . Mientras que para el inserto y el tornillo se considera una densidad característica del acero de  $\rho_{ace}=7820 \text{ kg/m}^3$  y módulo elástico de  $E_{acer}=2,068E11 \text{ Pa}$ .

En primer instancia se aplicó una carga estática igual a la fuerza máxima que aplica el actuador de  $3200 \text{ N}$ , y se obtuvieron los desplazamientos en ambos sentidos de expansión del mismo, [Figura 4](#). El desplazamiento en la base del actuador es utilizado más adelante, junto con el modelo analítico, Ec. (3), para determinar la rigidez  $k_b$ .

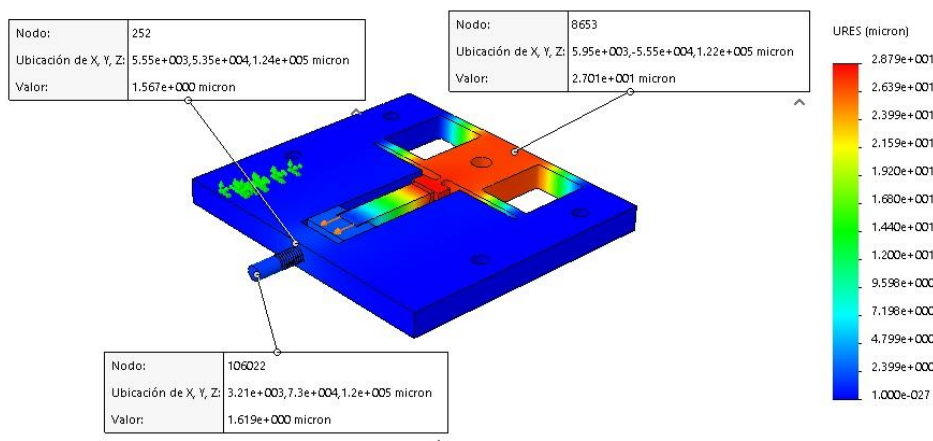


Figura 4: Desplazamientos observados en el sistema luego de aplicada una carga estática igual a la fuerza máxima del piezoeléctrico.

Para estudiar el comportamiento dinámico del conjunto se obtuvieron los primeros cuatro modos de vibración. Para ello se definieron condiciones de contacto rígido en aquellas superficies de elementos diferentes del ensamble que en condiciones normales de trabajo no se desplazan unas de otras como por ejemplo la cara del piezo que está en contacto con el inserto. El estudio se realizó para una carga útil admisible de 320 g la cual se modelaron como bloques de acero colocados en forma simétrica por encima y debajo del área de trabajo. En la [Figura 5](#) se presentan los primeros cuatro modos de vibración del ensamble y en la [Tabla 1](#) se resumen las frecuencias a las que se dan los mismos.

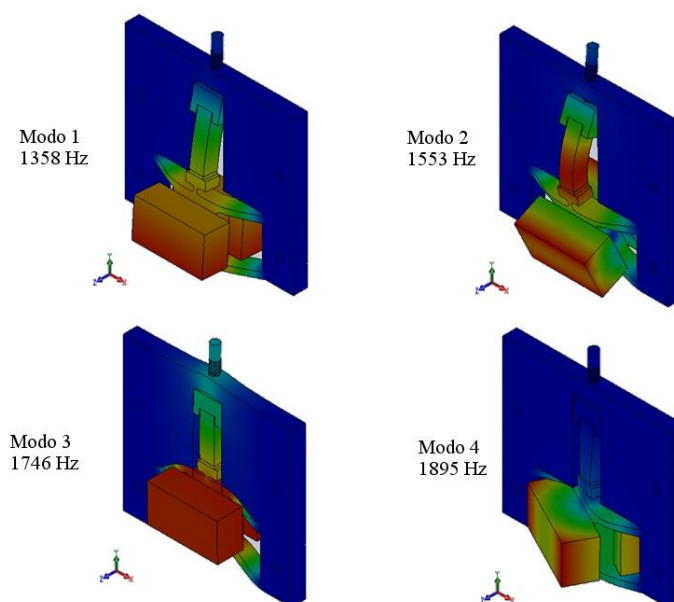


Figura 5: Primeros cuatro modos de vibración del sistema con una carga útil de 320 g.

Como se aprecia el primer modo de vibración se da en la dirección transversal al área de trabajo, mientras que el segundo y cuarto corresponden a modos torsionales. Esto sugiere una baja rigidez en estas direcciones. El tercer modo de vibración es el que se da en la dirección del desplazamiento.

Frecuencia n°.	Rad/seg	Hertz
1	8535.3	1358.4
2	9757.9	1553.0
3	10975.0	1746.8
4	11912.0	1895.9

Tabla 1: Frecuencias naturales del sistema.

### 3.3 Resultados experimentales

En forma complementaria al análisis por el método de elementos finitos, se realizaron ensayos estáticos y dinámicos sobre el sistema real. Para el análisis estático se aplicaron escalones de  $20\text{ V}$  en el rango de  $0$  a  $100\text{ V}$  y se midió el desplazamiento tanto en la base del sistema como del área de trabajo. Para el primero se utilizó un comparador Mitutoyo de  $100\text{ nm}$  de resolución, Figura 2, y los resultados se muestran en la Figura 6. Mientras que el desplazamiento del área de trabajo se obtuvo a partir de la deformación de las galgas extensiométricas. Para la tensión máxima correspondiente a la máxima fuerza aplicada por el actuador, el desplazamiento fue de  $26,5\ \mu\text{m}$  hacia adelante y de  $2,2\ \mu\text{m}$  hacia atrás. Valores que concuerdan tanto con los simulados, Figura 4, como con los calculados analíticamente.

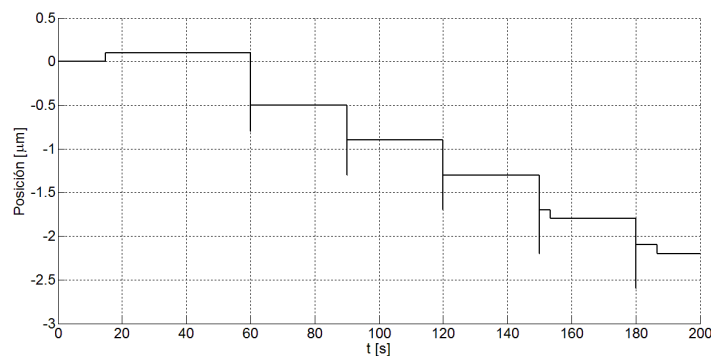


Figura 6: Desplazamiento del tornillo de precarga medido con un comparador de 100 nanómetros de resolución.

Para el comportamiento dinámico se estudió la respuesta en frecuencia del mismo. Para ello se utilizaron masas adosadas al área de trabajo con el objeto de representar la carga útil del sistema de  $320\text{ g}$ . Se aplicó, al piezoeléctrico, una señal de tensión de tipo Chirp. Esta se estableció con una amplitud de  $1\text{ V}$  y valor medio de  $2.5\text{ V}$ , con frecuencia variable en forma lineal en el tiempo desde  $1\text{ Hz}$  hasta  $3500\text{ Hz}$ . Al mismo tiempo se almacenó los datos de la posición del sistema flexible mediante la lectura inferida a través de las galgas extensiométricas. Para ello se empleó una frecuencia de muestreo de  $10\text{ kHz}$ . Utilizando el Toolbox para identificación de Matlab, se estimó la respuesta en frecuencia del sistema mediante el análisis espectral de la señal leída. Para la estimación, se empleó el comando `spafdr` (spectral analysis with frequency-dependent resolution), utilizando 200 frecuencias espaciadas logarítmicamente entre la frecuencia más pequeña y la más grande en los datos. La respuesta en frecuencia del sistema se muestra en la Figura 7.

## 4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

En la Tabla 2 se presentan los desplazamientos y frecuencias naturales, en la dirección del movimiento, obtenidas con cada uno de los modelos planteados y medidos

experimentalmente. Siendo *Mod 1* y *Mod 2* los modelos de masas y resortes para uno y dos grados de libertad respectivamente. La rigidez del sistema de precarga seleccionado,  $k_b$ , se calcula a partir del desplazamiento obtenido con el modelo MEF. A partir del desplazamiento de la base y Ec. (3), se obtiene el valor de rigidez de  $120 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Con este resultado, aplicando del modelo analítico se obtiene un desplazamiento del área de trabajo de  $27,3 \mu\text{m}$ , valor muy similar al obtenido con la simulación.

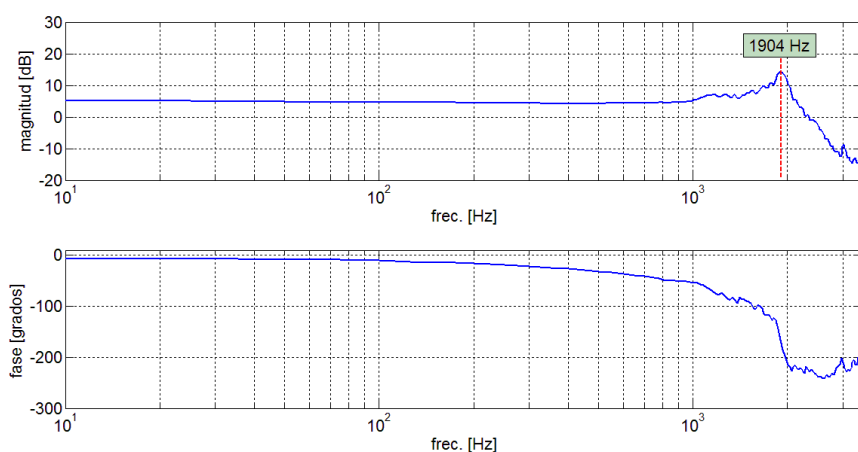


Figura 7: Respuesta en frecuencia del sistema.

De los resultados obtenidos se observa que el sistema de precarga seleccionado posee una rigidez similar a la del piezoeléctrico. Esto sugiere que el modelo de dos grados de libertad (*Mod 2*) representa mejor el comportamiento del sistema real. Además, esta baja rigidez, provoca una reducción en el desplazamiento efectivo del área de trabajo, respecto del sistema rígidamente empotrado (*Mod 1*), del 6,8% y una disminución de la frecuencia de resonancia del 24%. Por otro lado se aprecia que tanto el comportamiento estático como dinámico reflejados por *Mod 2* y el método MEF, se ajustan muy bien al comportamiento real del sistema.

	$y_1 (\mu\text{m})$	$y_2 (\mu\text{m})$	$f_{res} (\text{kHz})$
Mod 1	29,0	0	2,52
Mod 2	27,0	-2,2	1,90
MEF	27,0	-1,6	1,74
Exp.	26,5	-2,2	1,90

Tabla 2: Desplazamientos y frecuencias naturales obtenidas con los distintos modelos.

Finalmente el análisis dinámico obtenido con el método de elementos finitos permite ampliar el conocimiento acerca de su comportamiento al determinar que hay dos modos de vibración a frecuencias menores que la hallada en la dirección del movimiento.

## 5 CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el estudio de un sistema de posicionamiento experimental que utiliza un actuador piezoeléctrico y un sistema flexible para guiar el movimiento. Se presentó el modelo analítico tradicional que considera al actuador rígidamente empotrado en uno de sus extremos (utilizado en muchos trabajos) y otro que considera una rigidez finita producto



del sistema de precarga utilizado. Además se utilizó el método de elementos finitos a partir del cual se pudo determinar que la rigidez en la base del actuador es similar a la del actuador. Bajo estas circunstancias se concluyó que el segundo modelo representa mejor el comportamiento estático del sistema real y que provoca una reducción apreciable del desplazamiento efectivo de la plataforma de trabajo. A partir del análisis dinámico por el método de elementos finitos se obtuvieron los cuatro primeros modos de vibración, siendo el tercero en la dirección del movimiento. Este comportamiento se verificó experimentalmente analizando la respuesta en frecuencia, excitando el sistema con una señal de tipo Chirp. Se observó una buena correlación entre estos resultados y los predichos tanto por el modelo analítico de dos grados de libertad como por el análisis por elementos finitos. Al comparar las frecuencias de resonancias se observa una reducción notable respecto del sistema rígidamente empotrado. Esto permite apreciar la importancia que tiene un correcto diseño del sistema de montaje y precarga del actuador sobre todo en aquellas aplicaciones que requieren alta velocidad de posicionamiento. Todo esto siguiendo recomendaciones de montaje adecuadas para evitar la destrucción prematura del actuador.

## REFERENCIAS

- A. J. Fleming, "Nanopositioning System With Force Feedback for High-Performance Tracking and Vibration Control," in *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 15, no. 3, pp. 433-447, June 2010. doi: 10.1109/TMECH.2009.2028422
- Bottero F., Pucheta M., y Schurrer C. Diseño de un flexor de precisión para un dispositivo generador de ángulos pequeños para aplicaciones de calibración en metrología, ENIEF 2016 - XXII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones, 34(39):2559 – 2714, 2016.
- Changhai Ru, Xinyu Liu, Yu Sun, *Nanopositioning Technologies: Fundamentals and Applications*, ISBN 978-3-319-23853-1, DOI 10.1007/978-3-319-23853-1, Springer International Publishing, 2016.
- Gustavo M. Flores, Luis P. Ramirez, Rogelio L. Hecker, Fernando J. Villegas., Diseño y Resultados Experimentales de un Posicionador Nanométrico. *Mecánica Computacional*, Vol XXXV, 135-145, 2017.
- Hui Tang and Yangmin Li, Optimal Design of the Lever Displacement Amplifiers for a Flexure-based Dual-mode Motion Stage. *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Kaohsiung, Taiwan, 2012.
- Leang, K.K., Fleming, A.J., High-speed serial-kinematic AFM scanner: design and drive considerations. *Asian J. Control (Special issue on Advanced Control Methods for Scanning Probe Microscopy Research and Techniques)* 11(2), 144–153, 2009.
- Nesprías F., Venturino M., Debray M., Davidson J., Davidson M., Kreiner A., Minsky D., Fischer M., y Lamagna A. *Heavy ion beam micromachining on linbo3*, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms, 267(1):69 – 73, 2009. ISSN 0168-583X. doi:https://doi.org/10.1016/j.nimb.2008.10.083.
- Y. K. Yong, S. O. R. Moheimani, B. J. Kenton, and K. K. Leang. Invited Review Article: High-speed flexure-guided nanopositioning. *American Institute of Physics. Review of scientific instruments*, 83, 121101, 2012.
- Yuen Kuan Yong, Sumeet, Aphale, S. and Reza Moheimani, S. O., Design, Identification, and Control of a Flexure-Based XY Stage for Fast Nanoscale Positioning, *IEEE Transactions on Nanotechnology*, Vol. 8, No. 1, 2009.