

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN POSICIONADOR NANOMÉTRICO DE ESTRUCTURA FLEXIBLE MEDIANTE PRUEBAS IMPULSIVAS Y SIMULACIÓN

DYNAMIC STUDY OF A NANOMETRIC POSITIONING SYSTEM WITH FLEXURE STRUCTURE USING EXPERIMENTAL IMPULSIVE RESPONSE AND SIMULATION

Alejandro Masante^{a,b}, Pablo Ramirez^a, Federico R. Masch^a, Augusto Sardá^a, Rogelio L. Hecker^{a,b} y Gustavo M. Flores^a

^aGrupo de Mecatrónica Aplicada, Facultad de Ingeniería de Universidad Nacional de La Pampa, Calle 110 N 390 General Pico, La Pampa, Argentina, hecker@ing.unlpam.edu.ar, mecatronica.ing.unlpam.edu.ar

^bFacultad de Ingeniería de Universidad Nacional de La Pampa- CONICET. Calle 110 N 390 General Pico, La Pampa, Argentina.

Palabras clave: sistema flexible, análisis por elementos finitos, análisis modal experimental, respuesta impulsiva, sistema para nanoposicionamiento.

Resumen. Los sistemas de posicionamiento de ultraprecisión son utilizados en aplicaciones que demandan errores del orden de los nanómetros, tales como: microscopía, metrología, fabricación de MEMS, entre otras. Estos sistemas deben ser diseñados para cumplir con especificaciones dinámicas, de tal manera de obtener tanto un recorrido útil como frecuencias de resonancia en valores adecuados. Por lo tanto, en este trabajo se presenta un posicionador nanométrico de estructura flexible accionado por un piezoeléctrico. Específicamente, se presenta la identificación de dicha dinámica mediante pruebas de excitación impulsiva sobre el sistema frente a tres valores diferente de carga. Complementariamente, se presenta mediante simulaciones numéricas el análisis dinámico del sistema flexible para dichos casos. Los resultados obtenidos de manera experimental muestran correspondencia satisfactoria con los resultados obtenidos mediante simulación por elementos finitos, para cada configuración de carga presentada.

Keywords: flexure stage, finite element analysis, experimental modal analysis, impulse response, nano positioning system.

Abstract. Ultraprecision positioning systems are used in applications that require nanometric resolutions, such as: microscopy, metrology, MEMS manufacturing, among others. These systems must be designed to achieve dynamic specifications like suitable stroke and natural frequencies. Therefore, this paper presents a nanopositioning system with a flexure structure actuated by a piezoelectric stack. Specifically, the system dynamics for three different payloads is identified by experimental impulsive response. Complementary, the same system configurations are studied by finite elements simulations. The experimental and simulation results are in a satisfactory agreement for each case.

1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de nuevas áreas de la ciencia y la tecnología requieren de sistemas que presenten una alta resolución de posicionamiento con una elevada velocidad de movimiento, como es el caso de micro fabricación, biotecnología, metrología de precisión, entre otras. Estos sistemas de manipulación deben lograr desplazamientos controlados del orden de los nanómetros con recorridos, que por lo general, se encuentran por debajo del milímetro (Ru et al., 2016). En nuestro país han surgido en los últimos años campos de aplicación con demandas concretas en estas áreas. Entre los ejemplos, podemos citar la manipulación de piezas para micromaquinado mediante litografía y mediante haz de iones pesados (Nesprías et al., 2009) y metrología de precisión (Bottero et al., 2016).

Una manera efectiva de realizar pequeños desplazamientos controlados es a partir de la deformación elástica de un mecanismo de rigidez conocida, permitiendo evitar uniones o acoples deslizantes. Estos sistemas, brindan la posibilidad de eliminar fricciones y desgastes, garantizando una mayor precisión de guiado (Smith, 2003). Estos mecanismos flexibles, también llamados *flexure stage*, son generalmente accionados por piezoeléctricos, los cuales poseen una alta densidad de fuerza de acción y una resolución de posicionamiento teórica infinita. En el trabajo publicado en Vicente et al. (2016), se presentó un sistema flexible con un grado de libertad diseñado y construido por este grupo de trabajo, el cual permite lograr desplazamientos mediante un actuador piezoeléctrico, montado sobre el mismo elemento flexible.

En Villegas et al. (2018), se implementó un control de posicionamiento de este sistema logrando desplazamientos controlados en un rango de $18\mu m$ con una dispersión $\pm 7nm$ en posicionamientos cuasi-estáticos. El criterio adoptado para el diseño del controlador implementado no requirió identificar la dinámica del sistema flexible. Sin embargo, si se desea mejorar el desempeño del controlador para obtener un mayor ancho de banda, es necesario identificar la dinámica del sistema flexible con el fin de introducir a la misma en el diseño de dicho controlador. Para caracterizar inicialmente la dinámica del sistema que ha de excitarse mediante el actuador piezoeléctrico, se recurrió a simulaciones por elementos finitos. En dichas simulaciones se visualizó, entre otros modos de vibración del sistema, el primer modo de vibración en la dirección del actuador (Flores et al., 2017).

Debido a incertidumbres de distintas fuentes, derivadas de parámetros geométricos y físicos, simplificaciones adoptadas en el modelo tridimensional, entre otras, se presenta la necesidad de validar las simulaciones obtenidas por elementos finitos, mediante pruebas experimentales. Dentro de estas pruebas experimentales, se pueden mencionar aquellas que consisten en la identificación de la dinámica del sistema mediante la excitación del propio actuador piezoeléctrico, (Gu et al., 2013; Dong et al., 2009). Sin embargo, implementar dicha metodología, requiere la disponibilidad de un sistema de medición de elevada sensibilidad acorde al nivel de excitación que genera dicho piezoeléctrico. Otra manera, es mediante la excitación del sistema por medio de una fuerza impulsiva externa en la misma dirección de acción del actuador piezoeléctrico (Gibson, 2000; Zhang et al., 2015). Este enfoque se enfrenta a limitaciones que imposibilitan la aplicación de impulsos externos directamente sobre el sistema. Por lo tanto, atendiendo esta dificultad se propuso la incorporación de un dispositivo receptor de impacto, con el fin de poder excitar la dinámica de manera adecuada.

La organización de este trabajo comienza con la presentación del sistema flexible junto con el actuador piezoeléctrico y los sistemas complementarios de medición. Luego se describe la metodología empleada para la obtención experimental de los modos asociados con el desplazamiento longitudinal mediante ensayos de pruebas impulsivas. Seguidamente se procede a

exponer el procedimiento de simulación por elementos finitos del sistema en conjunto con el dispositivo receptor de impulso. Finalmente, se presentan las conclusiones a partir de contrastar los resultados experimentales con los resultados obtenidos mediante simulaciones.

1.1. Sistema flexible

El sistema flexible presenta una configuración de cuatro vigas doblemente empotradas con desplazamientos paralelos que permiten el guiado de un área central, el cual se logra mediante la deformación de un actuador piezoeléctrico montado sobre el mismo sistema flexible, como se puede observar en la Fig. 1. Para alojar el piezoeléctrico, se tiene en un extremo un vínculo a través de un tornillo que actúa sobre una bolilla, mientras que en el otro extremo se apoya sobre una superficie con un vínculo flexible del tipo muesca circular. Además, existe un inserto entre la bolilla y el piezoeléctrico para garantizar una distribución uniforme de la carga a lo largo del área de contacto entre la bolilla y el actuador. Por medio de la bolilla se garantiza una autoalineación del sistema, evitando esfuerzos cortantes que puedan llegar a ser perjudiciales para el piezoeléctrico. Dado que en aplicaciones dinámicas se debe ajustar una precarga externa, la misma se logra con una deformación previa del sistema flexible a través del tornillo dispuesto a tal fin.

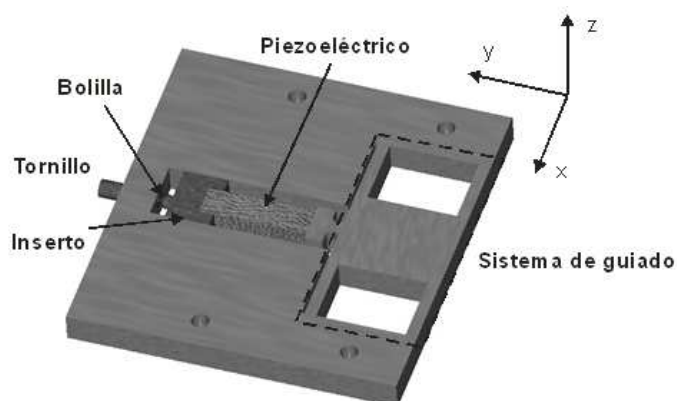


Figura 1: Descripción de componentes del sistema de posicionamiento nanométrico.

Las dimensiones de las vigas flexibles están establecidas para obtener una rigidez determinada del sistema, que junto con la rigidez del actuador piezoeléctrico y la rigidez de la bolilla de montaje, garantizan un buen compromiso entre respuesta en frecuencia y desplazamiento útil. Este compromiso surge dado que, para un gran ancho de banda se requiere de una elevada rigidez del conjunto, mientras que para no reducir el recorrido útil del actuador piezoeléctrico se requiere de una rigidez del sistema flexible acotada. El sistema dispone de un actuador piezoeléctrico marca *PI* modelo *P-888.91* de sección transversal $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ y longitud de 36 mm , el cual presenta un desplazamiento nominal de $32\text{ }\mu\text{m}$ para una tensión máxima de 100 V , y una rigidez de $100\frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$ lo cual hace que su módulo elástico sea 36 GPa . La alimentación del actuador se realiza mediante un amplificador de potencia *PI* modelo *E-617.001* con entrada de -2 V a $+12\text{ V}$ y salida para alimentación del actuador de -20 V a $+120\text{ V}$.

Para garantizar una correcta sujeción del sistema, el posicionador se encuentra adherido a un bloque de aluminio vinculado a una mesa antivibratoria por medio de cuatro elementos roscados.

1.2. Sensor para medición de la posición

Para medir los desplazamientos se infiere la posición por medio de celdas deformables del tipo *strain gauge* (*SG*) de la marca *Omega* modelo *SGD-3/350-LY41*, con resistencia nominal $R_o = 350 \Omega$. 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. Se dispuso cada *SG* de tal manera que presentara la misma deformación y que dos *SG* se encuentren a tracción y los otros dos a compresión, para completar el puente y sumar las cuatro deformaciones. Para la excitación 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 kHz y una tensión de salida comprendida en $\pm 5 \text{ V}$, estableciendo una excitación para el puente de 10 V .

Para procesar las mediciones relacionadas al desplazamiento del sistema, se empleó un sistema de adquisición *Ueism 600-1G* de *United Electronics Industries*. El mismo es un módulo que permite ejecutar modelos *Simulink* para escritura y lectura de su placas físicas, con posibilidad de operar a una frecuencia de muestreo $f_s = 5 \text{ kHz}$ en modo de sólo lectura. Cuenta con una placa adquisidora de datos para señales analógicas modelo *DNA-AI-201-100* de 16 bits de resolución, con un rango de tensión de entrada $\pm 15 \text{ V}$.

2. CARACTERIZACIÓN DE LA DINÁMICA

Efectuar un impacto directamente sobre el sistema flexible, podría llegar a dañar la estructura de aluminio o el sistema de medición. Teniendo en cuenta estas limitaciones, se consideró efectuar impulsos sobre una carga incorporada al sistema, con el fin de identificar los modos cuyos patrones de deformación corresponden mayoritariamente con una traslación del sistema flexible en la dirección de acción del actuador. Mediante la implementación de una varilla rosca ubicada en el centro de la base móvil, se logró obtener un elemento de sujeción para la incorporación de las masas de prueba. Entre el sistema flexible y la carga, se dispuso de una tuerca a efectos de proporcionar el despeje físico adecuado evitando un posible contacto entre la carga y el actuador con el fin de no dañar a este último durante los ensayos. En la Fig. 2, se puede apreciar el sistema flexible con dos masas de prueba montadas sobre el mismo, en donde se ilustra la dirección del impulso a efectuar y el punto de aplicación de dicha fuerza.

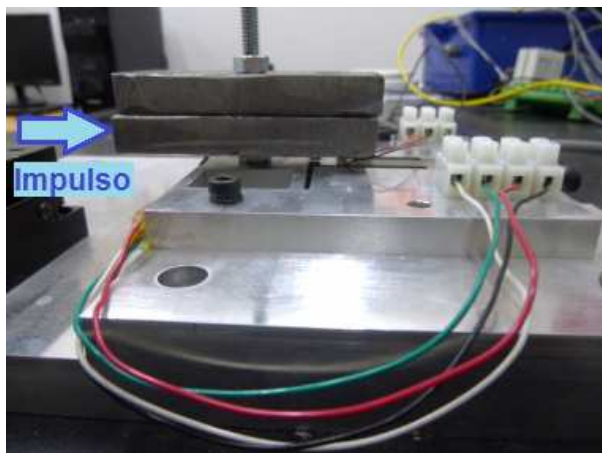


Figura 2: Sistema de nanoposicionamiento con dos masas de prueba incorporadas.

La configuración adoptada, no sólo ha de excitar la traslación del sistema flexible sino que también origina un momento de torsión sobre el mismo. Por lo tanto, será necesario tener en cuenta este análisis para luego interpretar las señales de salida obtenidas mediante los *strain gauges*. Por otro lado, teniendo en cuenta la configuración adoptada, se realizan simulaciones por elementos finitos de la integración del sistema flexible con el dispositivo de impacto. Con el fin de ajustar el modelo tridimensional utilizado, se propuso establecer tres casos de estudio, variando la masa total del dispositivo de impacto en las cantidades $m_1 = 326\text{ g}$, $m_2 = 602\text{ g}$ y $m_3 = 908\text{ g}$, respectivamente.

2.1. Validación experimental

Se procedió a efectuar impulsos de corta duración en la dirección de actuación del piezoeléctrico en la pesa más cercana al sistema flexible, a efectos de poder llegar a excitar debidamente al sistema. Mediante la unidad de registro se efectuó la lectura de tensión proveniente del acondicionador de señal del sistema de medición formado por los SG.

Previamente se realizó un análisis frecuencial del ruido en la medición, pudiéndose constatar que no existían picos asociados a algún factor externo que pudiese perturbar la medición. Luego, mediante el análisis de cinco impulsos de cada ensayo realizado, se pudo garantizar una repetibilidad, comparando la respuesta temporal y frecuencial obtenida en cada configuración. Para el análisis, se consideró la respuesta temporal obtenida en cada impulso normalizada, basada en el máximo valor absoluto registrado y realizando sobre las mismas un análisis frecuencial mediante la transformada de Fourier discreta, con una discretización de $0,7\text{ Hz}$. De la magnitud de dichas transformadas se identificaron los máximos locales relevantes y se registraron las frecuencias a la cuales se presentan dichos picos. A partir de los cinco registros se procedió a la determinación del valor medio y el desvío estándar del valor de las frecuencias mencionadas. En la Fig. 3, se puede apreciar la señal magnitud de la transformada de Fourier discreta obtenida de cada una de las señales temporales registradas en cada caso evaluado, para un impulso efectuado.

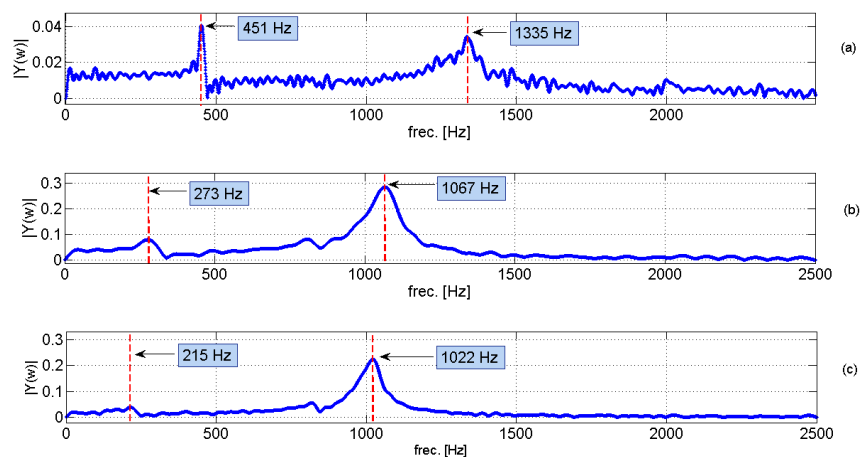


Figura 3: Análisis frecuencial (magnitud) de la señales de salida de los SG para un registro en particular, generadas a partir de la excitación del sistema de posicionamiento mediante un impulso en la dirección axial al eje longitudinal del actuador piezoeléctrico. Gráfica a), experiencia con una masa adicionada $m_1 = 326\text{ g}$; gráfica b) con $m_2 = 602\text{ g}$ y por último gráfica c) con $m_3 = 918\text{ g}$.

En la tabla Tab. 1, se presentan los valores obtenidos al analizar la respuesta en frecuencia correspondientes a los cinco impulsos efectuados en cada ensayo.

Caso	Masa [g]	$\mu(f_{i\ exp})[Hz]$	$\sigma(f_{i\ exp})[Hz]$
m_1	326	451	2
		1332	6
m_2	602	279	1
		1068	2
m_3	918	214	3
		1020	2

Tabla 1: Valor medio ($\mu(f_{i\ exp})$) y desvío estándar ($\sigma(f_{i\ exp})$) de las frecuencias correspondientes a los dos máximos locales identificados en el análisis frecuencial de las señales de salidas experimentales de los SG.

2.2. Análisis por elementos finitos

Se realizaron simulaciones mediante el software de cálculo por elementos finitos *I-DEAS* (*Integrated Desing Engineering Analysis Software*) versión 11, con el objetivo de estudiar los modos de vibración cuyas frecuencias de resonancias se encuentren por debajo de los $2\ kHz$. En la Fig. 4 se presenta el modelo tridimensional del sistema de posicionamiento desarrollado mediante el software. En dicho modelo se introdujeron algunas simplificaciones. La geometría de vinculación entre el sistema flexible y el dispositivo receptor de impacto fue simplificado a solo un cilindro, siendo en realidad un conjunto de elementos consistentes en una varilla rosca-da y tuercas. Por otro lado, la composición del piezoeléctrico fue simplificada asumiendo que el mismo está constituido por un material cerámico homogéneo e isotrópico. Sin embargo, en realidad dicho actuador es un laminado de placas cerámicas y electrodos metálicos. Establece-mos los datos para la simulación definiendo que el sistema está conformado en aluminio con una densidad característica de $\rho_{alum} = 2700 \frac{kg}{m^3}$ y un módulo elástico de $E_{alum} = 7E10\ Pa$; para el actuador piezoeléctrico se emplea una densidad de $\rho_{cer} = 7800 \frac{kg}{m^3}$ y un módulo elástico de $E_{cer} = 3,6E10\ Pa$; para la bolilla, el sujetador y el tornillo de acero se considera una den-sidad característica $\rho_{ace} = 7820 \frac{kg}{m^3}$ y módulo elástico de $E_{acer} = 2,068E11\ Pa$. Se modelan las condiciones de contorno asumiendo empotramiento en los cuatros orificios de sujeción que dispone el dispositivo. Se realizaron tres simulaciones diferentes con el objetivo de determinar los patrones de deformación y las frecuencias de resonancia de los primeros cinco modos de vibración cuando la masa colocada sobre el sistema flexible es $m_1 = 326\ g$, $m_2 = 602\ g$ y $m_3 = 918\ g$, respectivamente.

Debido a las simplificaciones asumidas en el modelo, se hizo necesario ajustar algún pará-metro con el fin de corresponder los resultados de la simulación con los obtenidos de manera experimental. En este sentido, se procedió a identificar el diámetro adecuado del cilindro, que modela el vínculo entre el dispositivo receptor de impacto y el sistema flexible, mediante un proceso iterativo. El criterio de ajuste fue identificar el valor adecuado del diámetro del cilindro de modo tal, de hacer corresponder el valor de la frecuencia del primer modo de vibración del sistema de posicionamiento obtenido por simulación, con el valor de la frecuencia en la que se observa el primer pico de resonancia experimental, para el caso en el cual el dispositivo receptor dispone de una masa $m_1 = 326\ g$.

Los resultados de la simulación para el primer caso de estudio con $m_1 = 326\ g$, son pre-sentados en las figuras Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 y Fig. 9. En la Fig. 5 se observa el patrón de deformación del primer modo de vibración del sistema de posicionamiento, en el cual pre-domina una rotación del dispositivo receptor relativo al sistema flexible en torno al eje x y la frecuencia de resonancia de dicho modo es $f_1 = 436\ Hz$. Para el segundo modo de vibración, tal como se puede observar en la Fig. 6, el patrón de deformación consiste en una rotación del

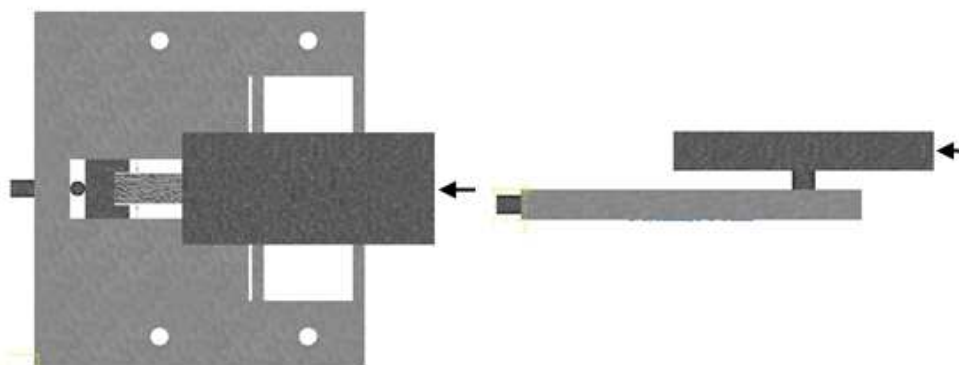


Figura 4: Vista superior y lateral del sistema de posicionamiento mediante el software de elementos finitos. La flecha indica la posición y dirección de la fuerza impulsiva inyectada al sistema de posicionamiento en las pruebas experimentales.

dispositivo receptor en torno al eje z con una frecuencia de resonancia $f_2 = 527 \text{ Hz}$. Continuando, en la Fig. 7, se presenta el patrón de deformación correspondiente al tercer modo de vibración, el cual consiste en una rotación en torno al eje y de el dispositivo con una frecuencia de resonancia $f_3 = 793 \text{ Hz}$. El cuarto modo de vibración, en tanto presenta un patrón de deformación consistente en una oscilación del dispositivo receptor en la dirección del eje z con una frecuencia de resonancia $f_4 = 1026 \text{ Hz}$. Por último, el quinto modo de vibración se presenta a una frecuencia de resonancia $f_5 = 1452 \text{ Hz}$, cuyo patrón de deformación se encuentra constituido por un movimiento traslacional en la dirección de accionamiento del actuador piezoeléctrico.

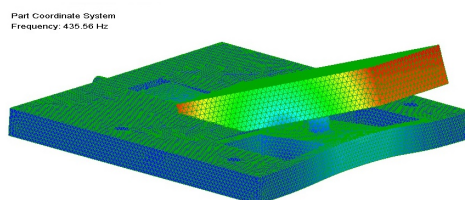


Figura 5: Patrón de deformación correspondiente al primer modo de vibración del dispositivo para cuando sobre el mismo se coloca una masa $m_1 = 326 \text{ g}$. La frecuencia de resonancia para este modo de vibración es $f_1 = 436 \text{ Hz}$.

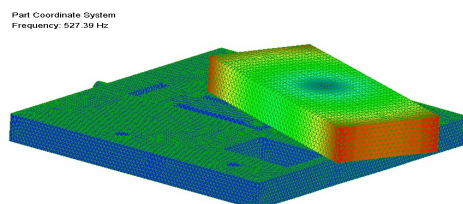


Figura 6: Patrón de deformación correspondiente al segundo modo de vibración del dispositivo cuando sobre el mismo se coloca una masa $m_1 = 326 \text{ g}$. La frecuencia de resonancia para este modo de vibración es $f_2 = 527 \text{ Hz}$.

En tanto, las frecuencias de resonancias de estos primeros cinco modos de vibración obtenidas a partir de las simulaciones para el caso de una masa de prueba $m_2 = 602 \text{ g}$ fueron:

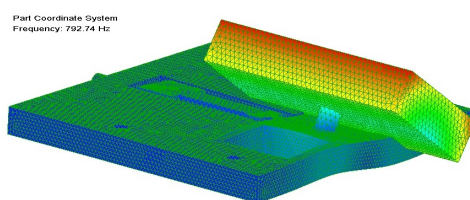


Figura 7: Patrón de deformación correspondiente al tercer modo de vibración del dispositivo cuando sobre el mismo se coloca una masa $m_1 = 326 \text{ g}$. La frecuencia de resonancia para este modo de vibración es $f_3 = 793 \text{ Hz}$.

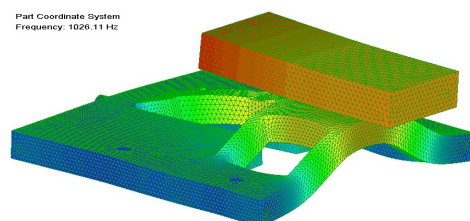


Figura 8: Patrón de deformación correspondiente al cuarto modo de vibración del dispositivo para cuando sobre el mismo se coloca una masa $m_1 = 326 \text{ g}$. La frecuencia de resonancia para este modo de vibración es $f_4 = 1026 \text{ Hz}$.

$f_1 = 286 \text{ Hz}$, $f_2 = 396 \text{ Hz}$, $f_3 = 455 \text{ Hz}$, $f_4 = 783 \text{ Hz}$, y $f_5 = 1199 \text{ Hz}$. Por último, para el caso de una masa $m_3 = 918 \text{ g}$, las frecuencias de los primeros cinco modos fueron: $f_1 = 203 \text{ Hz}$, $f_2 = 282 \text{ Hz}$, $f_3 = 315 \text{ Hz}$, $f_4 = 647 \text{ Hz}$ y $f_5 = 1084 \text{ Hz}$.

2.3. Análisis y discusión de resultados

Para el análisis de los resultados obtenidos es necesario traer a consideración el criterio de instalación de los SG. Los mismos han sido instalados de manera tal de medir las deformaciones producidas por el desplazamiento longitudinal del sistema flexible. Teniendo en cuenta esto, al observar los cinco patrones de deformación presentados en las figuras Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 y Fig. 9, vemos que el quinto modo, es el modo de vibración que produce la traslación del sistema flexible en la dirección de acción del actuador. La frecuencia de resonancia de este modo de vibración, determinada mediante simulación, se corresponde con la frecuencia en la cual se hace presente uno de los máximos locales obtenidos a partir del análisis frecuencial, de la señal de salida experimental de los SG para los tres casos de estudio, tal como se observa en la Fig. 3 y en la tabla comparativa Tab. 2.

Teniendo en consideración el punto y la dirección del impacto aplicado (ver figura Fig. 4), el segundo, tercer y cuarto modo no son excitados por dicho impulso. Esto es debido a la configuración espacial de sus respectivos patrones de deformación, exhibidos en las figuras Fig. 6, Fig. 7 y Fig. 8. Sin embargo, el primer modo de vibración aporta a la traslación del sistema

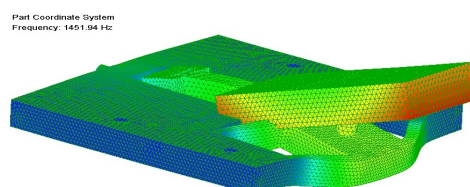


Figura 9: Patrón de deformación correspondiente al quinto modo de vibración del dispositivo para cuando sobre el mismo se coloca una masa $m_1 = 326 \text{ g}$. La frecuencia de resonancia para este modo de vibración es $f_5 = 1452 \text{ Hz}$.

flexible en la dirección del actuador. Por lo tanto, es de esperar su presencia en la señal de salida de los SG. Esto se confirma experimentalmente a partir del análisis frecuencial de la señal de salida, en la cual se observa un máximo local en torno al valor de la frecuencia de resonancia determinado mediante simulación, para los tres casos de estudio en cuestión, tal como se puede observar en la Fig. 3 y en la tabla comparativa Tab. 2.

Los resultados obtenidos para los tres casos de estudios, presentan un desempeño satisfactorio. Los valores de la frecuencia de resonancia predicho por la simulación por elementos finitos para el primer y quinto modo presentan una diferencia máxima del 12 % con respecto a los valores obtenidos experimentalmente. Es necesario recordar que, el ajuste previo de los parámetros del modelo (ver sección 2.2) se realizó solamente en base al valor de la frecuencia de resonancia del primer modo de vibración (modo I), para el caso en el cual el dispositivo receptor de impacto presenta una masa $m_1 = 326 g$.

Caso	Masa [g]	$f_{i.exp}[Hz]$	$f_{i.sim}[Hz]$	Error [%]	Modo
m_1	326	451	436	3	I
		1332	1452	-9	V
m_2	602	279	286	-3	I
		1068	1199	-12	V
m_3	918	214	203	5	I
		1020	1084	-6	V

Tabla 2: Frecuencias de resonancia experimentales vs. frecuencias de resonancia predichas por elementos finitos, correspondientes al primer modo de vibración (modo I) y el quinto modo modo de vibración (modo V), en función de la masa del dispositivo receptor de impacto.

3. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó la metodología experimental para validar los resultados de las simulaciones por elementos finitos, de la dinámica del modelo del sistema de posicionamiento nanométrico en estudio. La metodología experimental basada en la respuesta impulsiva del sistema flexible con diferentes masas de prueba, permitió validar experimentalmente los resultados de las simulaciones por elementos finitos. Específicamente, ha permitido validar el valor de la frecuencia de resonancia correspondiente al modo de vibración, cuyo patrón de deformación corresponde principalmente con la traslación del sistema flexible en la dirección acción del actuador piezoeléctrico. Esta validación es de suma importancia para la determinación de la dinámica que estará involucrada en el diseño futuro de un control de posición de alta frecuencia, para este sistema de posicionamiento nanométrico.

REFERENCIAS

- 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.
- Dong W., Tang J., y ElDeeb Y. Design of a linear-motion dual-stage actuation system for precision control. *Smart materials and structures*, 18(9):095035, 2009.
- Flores G., Ramirez P., Hecker R., y Villegas F. Diseño y resultados experimentales de un posicionador nanométrico. *ENIEF 2017 - XXIII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones*, 35(4):135 – 145, 2017.

- Gibson R.F. Modal vibration response measurements for characterization of composite materials and structures. *Composites science and technology*, 60(15):2769–2780, 2000.
- Gu G.Y., Zhu L.M., Su C.Y., Ding H., et al. Motion control of piezoelectric positioning stages: Modeling controller design and experimental evaluation. *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, 18(5):1459–1471, 2013.
- 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>.
- Ru C., Liu X., y Sun Y. *Nanopositioning technologies. Fundamentals and applications*. 2016.
- Smith S.T. *Foundations of ultra-precision mechanism design*, volumen 2. CRC Press, 2003.
- Vicente D., Hecker R., y Flores G. Modelado y selección de un actuador piezoeléctrico para un posicionador nanométrico. *CAIM 2016 V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica. Santiago del Estero 5 a 7 Octubre 2016*, 2016.
- Villegas F., Alejandro M., Hecker R., Schürer C., y Brambilla N. Control de posicionamiento de alta precisión de una estructura flexible accionada por un piezoeléctrico. *CAIM 2018 VI Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica. Tucumán 10 al 12 Octubre 2018*, 2018.
- Zhang L., Long Z., Cai J., y Fang J. Design of a linear macro–micro actuation stage considering vibration isolation. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(5):1687814015584541, 2015.