

## DISEÑO Y RESULTADOS EXPERIMENTALES DE UN POSICIONADOR NANOMÉTRICO

**Gustavo M. Flores<sup>a</sup>, Luis P. Ramirez<sup>a</sup>, Rogelio L. Hecker<sup>a,b</sup> y Fernando J. Villegas<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, pablolrg@yahoo.com.ar  
<http://www.ing.unlpam.edu.edu.ar/>*

<sup>b</sup>*Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET),  
hecker@ing.unlpam.edu.ar, fjvillegas321@gmail.com*

**Palabras Clave:** Mecanismos Flexibles, Piezoeléctricos, Diseño.

**Resumen.** En este trabajo se presenta el diseño e implementación de un dispositivo para posicionamientos de precisión con un rango de desplazamiento de 18 micrones y resolución nanométrica. Para la etapa de diseño se impuso que el ancho de banda de lazo cerrado sea relativamente alto, en el orden de 100 Hz. El sistema de guiado es del tipo “flexure stage” y es accionado por un piezoeléctrico. El ancho de banda especificado requiere de una rigidez del sistema tal que el primer modo de vibración del conjunto sea al menos 10 veces superior. Por otro lado, las exigencias de alineación del piezoeléctrico, para evitar esfuerzos de tensión destructivos, conducen a la utilización de acoples del tipo esfera-superficie plana. El trabajo presenta el proceso de diseño del sistema de posicionamiento y el efecto que introduce el método de montaje. Tanto la rigidez del flexure como la del acople provocan una disminución del recorrido útil del actuador. Además el sistema de montaje introduce una disminución en la frecuencia de resonancia del conjunto en la dirección de actuación y modos normales laterales adicionales. Para el diseño se utilizaron herramientas de cálculo y simulación por elementos finitos. Se presenta el análisis del contacto bolilla-superficie plana, cuyos resultados se comparan con las ecuaciones de Hertz. Finalmente se presentan resultados experimentales para condiciones de posicionamientos a lazo abierto de tipo estáticos y se comparan con los obtenidos por simulación.

## 1 INTRODUCCION

Un posicionador nanométrico es un dispositivo capaz de realizar movimientos con resolución en el orden del nanómetro. Estos sistemas son fundamentales para el desarrollo de aplicaciones en nanotecnología. Forman parte de equipos complejos como microscopios de fuerza atómica. Otras aplicaciones se encuentran en microelectrónica, fabricación de dispositivos microelectromecánicos (MEMS, por sus siglas en inglés), manipulación de muestras en biotecnología, metrología, óptica, almacenamiento de datos, etc. En general tienen un recorrido de algunas decenas de micrones. Se los utiliza como sistema de posicionamiento principal (Leang y Fleming, 2009, Yuen et al. 2009) o en serie con otro dispositivo de mayor rango para aumentar su resolución (Chang y Lee, Chuang Yang et al. 2008, Dong et al. 2009, Elfizy et al. 2005).

Una manera efectiva de realizar pequeños desplazamientos controlados es a partir de la deformación elástica de un mecanismo de rigidez conocida. Este principio simple permite evitar uniones o acoples deslizantes, eliminando de esta manera la fricción, el desgaste, los problemas de juego mecánico y garantizar una mayor precisión de guiado. Estos mecanismos se conocen como “flexure stage” o vínculos flexibles. También presentan como ventajas su construcción monolítica y compacta, minimizando la cantidad de piezas y peso del conjunto. Son accionados por un actuador piezoeléctrico dada su gran repetibilidad y alto ancho de banda. También generan fuerzas importantes, alta aceleración y alta velocidad de posicionamiento.

El apropiado diseño de los sistemas de guiado por mecanismos flexibles es de fundamental importancia para garantizar sus prestaciones. En aplicaciones que requieren alta velocidad de actuación la frecuencia de resonancia del sistema debe estar por encima de la frecuencia de posicionamiento (al menos 10 veces mayor). Esto exige una alta rigidez del sistema y masas bajas. El proceso de diseño seguido en trabajos como en Leang y Fleming (2009) y en Yuen et al. (2009), consideran al actuador piezoeléctrico rígidamente empotrado, simplificando el estudio a un sistema sencillo de masa y resorte. Cómo el actuador presenta una alta rigidez en la dirección longitudinal, trabajando con la masa del flexure resulta relativamente sencillo lograr frecuencias de resonancia elevadas, sin embargo su rigidez lateral es baja. Además requieren métodos de montaje que aseguren una buena alineación con el flexure para evitar esfuerzos de flexión que pueden ser destructivos. Entre los métodos de montajes sugeridos por el fabricante, están la utilización de superficies esféricas o bolillas, el uso de vínculos flexibles o mecanismos de guiado adecuados. Estos métodos reducen la rigidez total del sistema afectando su frecuencia de resonancia. Por tal motivo es muy importante en la etapa de diseño tener en cuenta el método de montaje a utilizar para predecir con precisión el comportamiento tanto estático como dinámico del conjunto.

En este trabajo se presenta el diseño, simulación y resultados experimentales de un sistema de posicionamiento nanométrico de un grado de libertad. Las experiencias realizadas muestran un sistema con un desplazamiento máximo 18  $\mu\text{m}$  y se espera lograr una resolución de 30 nm. El trabajo presenta primero una descripción general de los mecanismos de guiado por elementos flexibles o flexure stage y de los actuadores piezoeléctricos utilizados. Luego se presenta el proceso de diseño tradicional o seguido en la mayoría de los trabajos consultados y a continuación se estudia el efecto que introduce el método de montaje del piezo. En el diseño se utilizan expresiones analíticas y simulaciones aplicando herramientas de cálculo por elementos finitos. Mediante simulación se obtuvieron tanto resultados estáticos como dinámicos (modos de vibración). El trabajo finaliza con una breve descripción de las experiencias realizadas y las conclusiones surgidas del presente trabajo.

## 2 SISTEMAS DE POSICIONAMIENTO NANOMÉTRICO.

La manera más efectiva y utilizada para la implementación de sistemas de posicionamientos nanométricos es a través de actuadores piezoeléctricos y sistemas de guiado del tipo vínculos flexibles o “flexure stages”. Estos últimos, para actuar efectivamente como elementos de guiado, deben tener una baja rigidez en la dirección del movimiento y alta en las restantes.

### 2.1 Características generales de dispositivos flexibles de guiado:

El movimiento en un sistema flexible se obtiene a partir de la deformación elástica de elementos estructurales de rigidez conocida. El elemento flexible más sencillo lo constituye una viga en voladizo. Cuando en su extremo libre se aplica una fuerza se produce un desplazamiento cuya magnitud se puede predecir a partir de expresiones analíticas. La trayectoria del extremo libre es un movimiento circular, si este es muy pequeño puede aproximarse como una trayectoria recta. Para aplicaciones exigentes este apartamiento, conocido como desplazamientos parásitos, puede resultar inadmisibles. Hay configuraciones más complejas que minimizan este efecto. Además de la viga hay otra serie de geometrías para implementar el vínculo flexible como el de muesca circular, elíptica, cónica, etc. Incluso modificaciones de estas para permitir mayor cantidad de grados de libertad (Changhai Ru et al. 2016). Una configuración sencilla y muy utilizada en mecanismos de precisión es la de vigas en paralelo o paralelogramo, Figura 1.

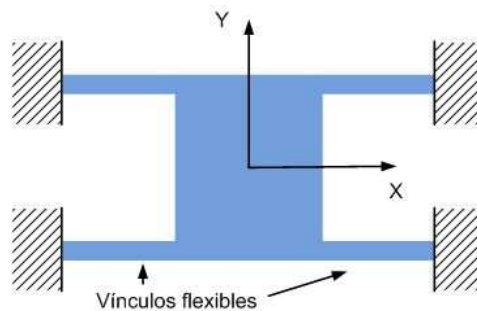


Figura 1: Sistema de guiado flexible de vigas en paralelogramo.

Los mecanismos flexibles como elementos de guiado tienen como ventaja su construcción compacta y monolítica. Además, la ausencia de uniones deslizantes evita el desgaste, fricción y juegos mecánicos.

### 2.2 Características generales de los actuadores piezoeléctricos:

Los actuadores piezoeléctricos se caracterizan por generar fuerzas altas mientras que su desplazamiento es de sólo algunos micrones. Tienen una resolución de posicionamiento teórica ilimitada (PI, 2008). No toleran esfuerzos de tracción, flexión ni al corte. En general el fabricante especifica una carga máxima a la tracción, menor al 10% de su carga en compresión. En aplicaciones dinámicas o donde los esfuerzos de tracción pueden ser importantes se debe aplicar una precarga externa, por ejemplo con un resorte. En sistemas de posicionamiento nanométricos es muy común aplicarla a partir del propio mecanismo flexible de guiado.

La fuerza máxima ( $F_{max}$ ) que puede aplicar, denominada fuerza de bloqueo, está en función del desplazamiento nominal ( $\Delta L_0$ ) y su rigidez ( $k_p$ ).

$$F_{\max} = k_p \cdot \Delta L_0 \quad (1)$$

Esta fuerza es la que se obtiene cuando el piezoeléctrico actúa sobre una carga de rigidez infinita en cuyo caso el desplazamiento efectivo es cero. El desplazamiento nominal es el que se obtiene en vacío, es decir cuando la carga sobre el piezo es cero. Dado que el actuador piezoeléctrico se comporta como un sistema de masa resorte, cuando actúa contra un elemento de rigidez finita ( $k_f$ ), como un mecanismo flexible de guiado, el desplazamiento efectivo ( $\Delta L$ ) se reduce según la ecuación:

$$\Delta L = \Delta L_0 \cdot \left( \frac{k_p}{k_p + k_f} \right) \quad (2)$$

Los sistemas de posicionamiento que requieren de una rápida respuesta o ancho de banda deben tener una frecuencia de resonancia ( $f_n$ ) del conjunto lo más alta posible. Los dispositivos flexibles de guiado se representan esquemáticamente como un sistema simple de masa y resorte para el cual la frecuencia de resonancia está dada por:

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{ef}}} \quad (3)$$

De esta expresión se desprende que la rigidez ( $k$ ) debe ser alta y la masa efectiva ( $m_{ef}$ ) baja. Además, sugiere la utilización de material con una alta relación entre su módulo de elasticidad y densidad. Por otro lado una alta rigidez del sistema de guiado reduce el desplazamiento efectivo del piezoeléctrico, Ec.(2). Esto implica una situación de compromiso en el diseño de estos sistemas entre respuesta en frecuencia, desplazamiento y capacidad de carga.

### 3 DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO

#### 3.1 Especificaciones de diseño, recorrido, velocidad de actuación.

El objetivo del presente trabajo es lograr un sistema de posicionamiento nanométrico de un grado de libertad, recorrido útil de 20  $\mu\text{m}$  y velocidad de respuesta o ancho de banda de unos 100 Hz. Se espera alcanzar resoluciones de algunas decenas de nanómetros. Se empleará un piezoeléctrico y un dispositivo flexible o flexure stage para el guiado del movimiento. La frecuencia de resonancia del conjunto debe ser al menos 10 veces el ancho de banda especificado, es decir superior a 1000 Hz. El desplazamiento será captado a partir de la deformación elástica de los vínculos flexibles mediante la utilización de *straingauges*. La deformación específica debe ser suficiente para lograr la resolución requerida.

#### 3.2 Diseño del flexure.

Para cumplir con la especificación de recorrido se selecciona un actuador piezoeléctrico PI P-888.91 con un desplazamiento nominal de 32  $\mu\text{m}$ , [Tabla 1](#). La rigidez del flexure debe ser del 10% al 20 % de la del actuador para minimizar la reducción de su desplazamiento, Ec.(2). Fijando la rigidez en 15 N/ $\mu\text{m}$  el desplazamiento nominal se reduce 13 %, quedando de 27,8  $\mu\text{m}$ . Se adopta la configuración en paralelogramo de cuatro vigas simples, [Figura 1](#), para el sistema de guiado. Con el valor de rigidez, se determinan las dimensiones de los vínculos flexibles. Para ello se debe observar que la rigidez total del sistema adoptado, en la dirección del movimiento, será  $k_f=4k_v$ , con  $k_v$  rigidez de un vínculo flexible.

Dimensiones (mm)	Desplazamiento nominal ( $\mu\text{m}$ @ 100 V)	Fuerza de bloqueo (N @ 100 V)	Rigidez (N/ $\mu\text{m}$ )	Frecuencia de resonancia. (kHz)
10x10x36	32 $\pm$ 10%	3200	100	40 $\pm$ 20%

Tabla 1: Especificaciones técnicas del piezoeléctrico seleccionado.

De la teoría de vigas lineales la ecuación que relaciona la rigidez con las dimensiones de la viga está dada por la Ec.(4), (Smith y Chetwynd, 1994). Esta ecuación considera que sobre el extremo libre se aplica un momento que elimina su rotación, condición que se desprende de la configuración del flexure. De los materiales utilizados para estas aplicaciones se selecciona aluminio 7075 con  $E=72\text{GPa}$  y  $\rho=2,81\text{ g/cm}^3$ . Además de la alta relación  $E/\rho$  presenta una baja complejidad de mecanizado.

$$k_v = \frac{F}{\delta_y} = \left[ \frac{L^3}{E \cdot h \cdot t^3} \right]^{-1} \quad (4)$$

Donde  $L$  es la longitud de la viga,  $t$  su espesor y  $h$  su altura. El valor de  $h$ , define el espesor del sistema de guiado, tiene efecto sobre la rigidez en la dirección perpendicular al plano del movimiento y también sobre la masa total del flexure. En principio, por cuestiones constructivas y de montaje se fija igual a la dimensión transversal del piezo. De la Ec.(4) se obtiene la relación  $L/t$  cuyo valor, para la rigidez, altura y material seleccionado es  $L/t=5,75$ . Fijando el espesor  $t=4\text{ mm}$  la longitud de la viga queda en  $L=23\text{ mm}$ .

Finalmente para definir las dimensiones del área central, se debe tener en cuenta que su masa tendrá efecto sobre la capacidad de carga del sistema de posicionamiento para la frecuencia de resonancia especificada. Se adoptan valores proporcionales a la de los vínculos flexibles y dimensiones del actuador, quedando el área de carga de  $38 \times 30\text{ mm}^2$ . De esta manera y en función del material seleccionado, para su fabricación, la masa del flexure asciende a  $m_f=42\text{ g}$ .

### 3.3 Respuesta dinámica del sistema

Si se considera que el actuador piezoeléctrico está rígidamente empotrado en un extremo y solidario al flexure en el otro, la Ec. (3), sigue siendo válida con  $k=k_f+k_p$  y  $m_{ef}=m_{f_{ef}}+m_{p_{ef}}$ . Donde  $m_{f_{ef}}$ , es la masa efectiva del sistema de guiado tomada como la masa del área de carga más el 50% de la masa de los vínculos flexibles y  $m_{p_{ef}}$  es la masa efectiva del piezo tomada como el 50 % de su masa total. Bajo estas consideraciones la frecuencia de resonancia del sistema, en la dirección de actuación, es de  $f_n=7,4\text{ kHz}$ , valor muy superior al solicitado lo que se traduce en una mayor velocidad de actuación o una capacidad de carga elevada. Con una carga de 200 g (equivalente a 5 veces la masa del plato de carga) la frecuencia se reduce a 3,4 kHz.

Se realizaron simulaciones por elementos finitos con el objeto de verificar el valor de la rigidez del sistema de guiado y analizar el comportamiento dinámico del conjunto. Para el material del actuador piezoeléctrico se tomó  $E=33,9\text{ GPa}$  y densidad  $\delta=8\text{ g/cm}^3$  (Changhai Ru et al. 2016). La rigidez del flexure en la dirección de movimiento resultó ser de  $k_f=10\text{ N}/\mu\text{m}$ , mientras que la frecuencia de resonancias de 7,5 kHz, muy similar al calculado analíticamente. Sin embargo éste resultó ser el cuarto modo de vibración. Los modos más bajos se dieron en direcciones transversales a la del movimiento del flexure y se atribuyen a la baja rigidez del piezoeléctrico en estas direcciones en comparación con la longitudinal.

Finalmente se estudió su respuesta con una masa concentrada de 200 g, representando la carga útil del sistema, [Figura 2](#). El primer modo se da a  $1,5\text{ kHz}$  en la dirección transversal al área de carga y el segundo a  $2\text{ kHz}$  en la dirección del movimiento. En este caso se aprecia una diferencia mayor con los resultados analíticos y se lo atribuye a que los resultados de simulación muestran que el modo longitudinal no es completamente puro. Por otro lado los resultados sugieren la necesidad de aumentar la rigidez en la dirección transversal con el objeto de elevar la frecuencia de resonancia en esta dirección y lograr que el primer modo sea el longitudinal. De todas formas el sistema cumple con las especificaciones de diseño.

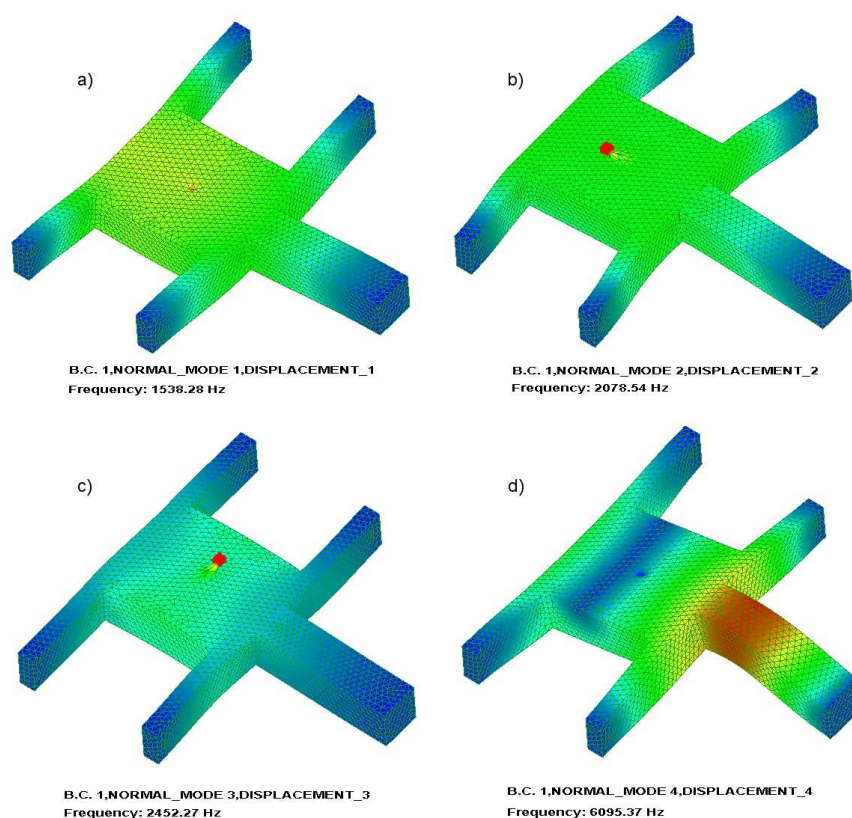


Figura 2: Frecuencias naturales del sistema piezo-flexure con una carga útil de 200 g; a)  $f=1,53\text{ kHz}$ , b)  $f=2,07\text{ kHz}$ , c)  $f=2,45\text{ kHz}$ , d)  $f=6,09\text{ kHz}$ .

#### 4 MÉTODO DE MONTAJE Y SELECCIÓN DE LA PRECARGA.

Dada la fragilidad del actuador, el fabricante sugiere métodos de montaje que minimicen esfuerzos de flexión, producto errores de alineación. Entre los métodos sugeridos están la utilización de superficies esféricas o bolillas, el uso de vínculos flexibles o mecanismos de guiado adecuados. En este primer prototipo se adoptó para un extremo el vínculo a través de un tornillo y bolilla y para el otro un vínculo flexible del tipo muesca circular. El tornillo es utilizado para aplicar la precarga, mientras que la bolilla y el vínculo flexible permiten la autoalineación del ensamble. Además se utiliza un inserto entre la bolilla y el piezo para lograr una distribución uniforme de la carga a lo largo del área de contacto con el actuador. En la [Figura 3](#) se presenta un ensamble del conjunto.



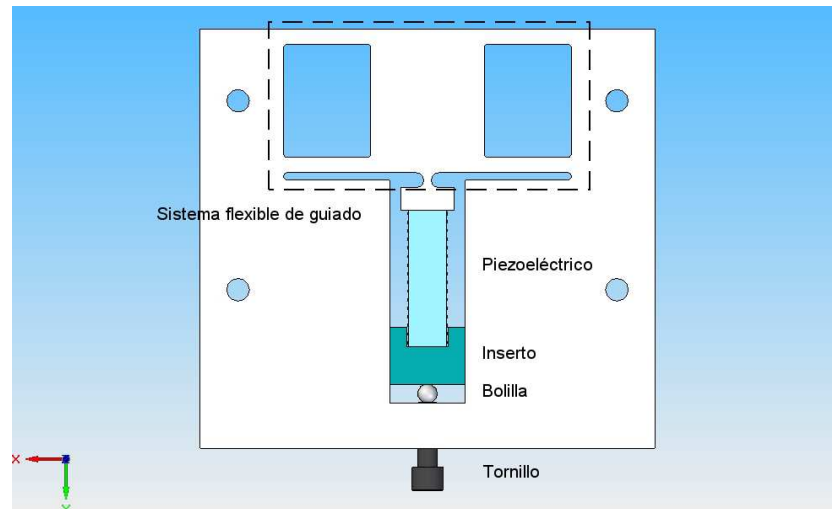


Figura 3: Modelo del sistema de posicionamiento nanométrico.

Para preservar la integridad del actuador se debe aplicar una precarga al piezoeléctrico que proporcione el esfuerzo de tracción requerido por la aplicación. En posicionamientos a altas velocidades la precarga se selecciona de tal manera que supere los esfuerzos dinámicos (Leang y Fleming, 2009). Por otro lado el fabricante recomienda en estos casos una precarga del 50% de la fuerza de bloqueo o de  $15 \text{ MPa}$ . Para el actuador seleccionado esta precarga corresponde a una fuerza de  $1500 \text{ N}$ . Como este valor implica una deformación importante del flexure se optó por un valor menor de  $500 \text{ N}$ . De acuerdo a la rigidez del sistema de guiado esta precarga se logra con un desplazamiento de  $50 \mu\text{m}$ .

## 5 EFECTO DEL SISTEMA DE MONTAJE EN LA RESPUESTA DEL SISTEMA

El método seleccionado para el montaje del piezoeléctrico introduce modificaciones en las condiciones de contorno del mismo. El esquema simplificado de masa-resorte deja de ser válido y la nueva configuración pasa a ser la presentada en la Figura 4. Esta sugiere que uno de los extremos del piezo ya no está rígidamente empotrado, sino que lo hace a través de un vínculo de rigidez,  $k_b$ , dada por el contacto bolilla-inserto. Por lo tanto para determinar el comportamiento tanto estático como dinámico del sistema es necesario determinar el valor de rigidez de este acople.

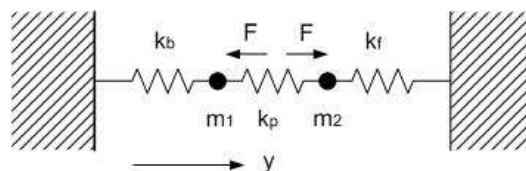


Figura 4: Esquema de osciladores acoplados.

Este sistema corresponde a dos osciladores, de rigidez  $k_b$  y  $k_f$ , acoplados a través de un elemento de rigidez  $k_p$ . Si  $y_1$  e  $y_2$  son apartamientos de las posiciones de equilibrio, las ecuaciones del movimiento de cada una de las masas están dadas por:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + k_b y_1 + k_p (y_1 - y_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_f y_2 + k_p (y_2 - y_1) &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

En este caso  $k_b$  es la rigidez del contacto bolilla-inserto,  $k_f$  la del flexure y  $k_p$  la del actuador. La masa  $m_1$  tiene en cuenta la masa del acople más una mitad de la masa del piezo y  $m_2$  es la suma de la masa del flexure mas la otra mitad de la masa del actuador. La respuesta libre del sistema indica que existen dos frecuencias a las cuales se puede encontrar a las masas oscilando en modo acoplado.

### 5.1 Cálculo de la rigidez del acople bolilla-inserto.

Según el estudio de Hertz la rigidez del contacto entre una bolilla y una superficie plana, depende de la carga aplicada,  $P$ , y está dada por:

$$k_b = \frac{dP}{d\delta} = (6E^*PR)^{1/3} \quad (6)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

Donde  $E_i$  y  $\nu_i$  es el módulo de elasticidad y coeficiente de Poisson de cada material y  $R$  el radio de la bolilla (Smith y Chetwynd, 1994). La carga que soportará el acople durante su operación, oscilará entre el valor de la precarga y la que aplique el actuador. Por lo tanto la rigidez del mismo cambiará entre estas dos condiciones extremas. Como aproximación se toma el valor medio de rigidez dado por estas dos condiciones de carga. Además, se debe tener en cuenta que la bolilla interactúa con dos superficies planas. Por un lado, con el tornillo que aplica la precarga y por el otro el inserto que actúa como interfase con el piezoeléctrico. Por esta razón la rigidez total se reduce a la mitad. Luego, la rigidez del acople para una bolilla de 5 mm de diámetro, una precarga de 500 N y carga máxima de 680 N, es  $k_b=24,4$  N/ $\mu$ m.

La rigidez de este acople se verificó mediante simulación por elementos finitos. Se modeló el inserto, la bolilla y el tornillo que aplica la precarga. Para todos ellos se utilizó como material acero con módulo de elasticidad  $E=210$  GPa. El estudio se simplificó a la mitad de la geometría dada la simetría del conjunto. Se definieron las superficies de contacto y realizó un mallado más denso en dichas zonas. El estudio de contactos aplicado por el software tiene en cuenta un factor de penalización el cual se fue modificando hasta que se igualaron los desplazamientos de elementos contiguos. Se aplicaron las condiciones de cargas extremas y se obtuvo el desplazamiento de la superficie superior del inserto. Luego la rigidez se calculó como  $k_b=\Delta P/\Delta y$  y lo que arrojó un valor para  $k_b=24,6$  N/ $\mu$ m, muy similar al obtenido con la ecuación de Hertz.

### 5.2 Comportamiento dinámico del sistema de posicionamiento

Con la rigidez del acople bolilla-inserto se calculan las frecuencias de vibración del sistema de osciladores acoplados. En la Tabla 2 se presentan los valores utilizados y las frecuencias  $f_1$  y  $f_2$  obtenidas, siendo  $f_1$  el primer modo de vibración en la dirección del movimiento.

K	N/ $\mu$ m	M	g	f	kHz
$k_p$	100,0	$m_1$	51	$f_1$	3,05
$k_f$	10,4	$m_2$	42	$f_2$	10,9
$k_b$	24,5				

Tabla 2: Resumen de valores utilizados y resultados de las frecuencias de oscilación del sistema acoplado.



Los resultados analíticos muestran que la frecuencia del primer modo de vibración en la dirección de actuación, se ve reducida en más del 50 %, por la baja rigidez del acople (de solo dos veces y media de la del flexure). Esta misma situación se da si se aplica una carga útil de 200g, en este caso el valor de  $f_1$  resulta de 1,65 kHz.

Por otro lado esta nueva configuración también trae aparejada una reducción del desplazamiento útil del plato de carga. Si en el esquema de la Figura 4, se plantea el equilibrio estático del sistema para la fuerza  $F$ , de igual magnitud y distinto sentido, aplicada por el piezo, se obtiene el desplazamiento del actuador en ambos sentidos. Para la fuerza máxima aplicada por el actuador,  $F=3200N$ , la masa  $m_1$  se desplaza  $y_1=-9,4 \mu m$  mientras que la masa  $m_2$ , lo hace  $y_2=20,6 \mu m$ , siendo la expansión total del actuador de  $30 \mu m$ . Como se aprecia, el desplazamiento útil del plato de trabajo se redujo un 25% respecto del valor teórico obtenido en el diseño preliminar.

### 5.3 Resultados de simulación.

Para estudiar el comportamiento dinámico del sistema se realizaron simulaciones por elementos finitos y se obtuvieron los modos normales de vibración. Por simplicidad, solo se presentan los resultados para el sistema con una carga útil de 200g. Cada una de las partes se modeló por separado y se construyó el ensamble definiendo relaciones de posición y alineamiento. Posteriormente se realizó el mallado, utilizando para cada parte el material correspondiente. Las mallas fueron unidas utilizando elementos rígidos y la carga se modeló como una masa concentrada de 200 g. En la Figura 5 se presentan los primeros cuatro modos de vibración.

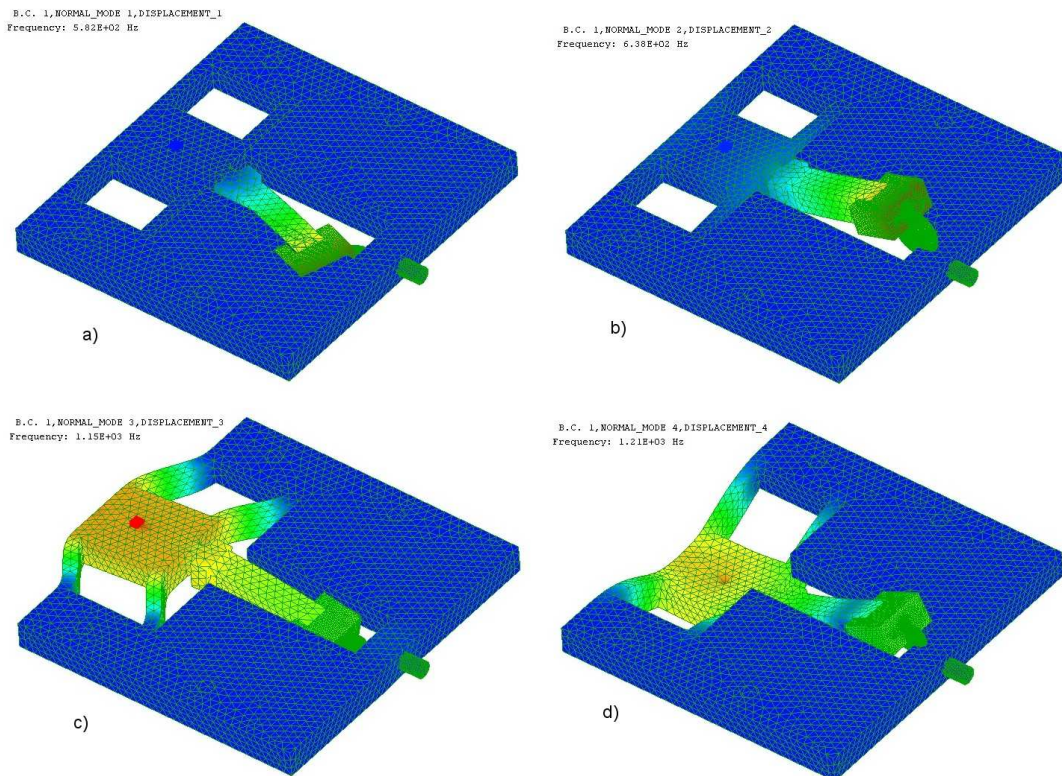


Figura 5: Frecuencias naturales del sistema de posicionamiento con una carga útil de 200 g; a)  $f=0,58 \text{ kHz}$ , b)  $f=0,63 \text{ kHz}$ , c)  $f=1,15 \text{ kHz}$ , d)  $f=1,21 \text{ kHz}$ .

Como se aprecia el sistema de acople bolilla-inserto, hace que aparezcan dos modos laterales a frecuencia más bajas que la del primer modo longitudinal, **Figura 5, a) y b)**. Estos modos aparecen por la baja rigidez del acople y del actuador en estas direcciones transversales. El tercer modo de vibración se da en la dirección del movimiento y se produce a la frecuencia de  $1,15 \text{ kHz}$ , **Figura 5, c)**. Este valor es un 45% menor al valor obtenido también por simulación con el actuador rígidamente empotrado. Aquí también se observa que se produce a un valor menor al calculado analíticamente y nuevamente se lo atribuye a que el modo longitudinal tampoco es completamente puro.

Finalmente se aplicó una carga estática igual a la fuerza máxima del piezoeléctrico y se observó su desplazamiento en ambas direcciones. Como resultado se obtuvo que el plato de trabajo se desplaza hacia adelante  $18,2 \mu\text{m}$  y lo hace  $8,7 \mu\text{m}$  hacia atrás. Valores similares a los obtenidos con las ecuaciones analíticas del esquema simplificado.

## 6 RESULTADOS EXPERIMENTALES PRELIMINARES

El sistema de guiado se construyó a partir de una placa de aluminio 7075 mediante corte por electroerosión. Se aplicó la precarga con el tornillo, midiendo el desplazamiento del plato de trabajo, hasta alcanzar el valor de  $50 \mu\text{m}$ , equivalente a la precarga de  $500 \text{ N}$ . Luego se pegaron straingauges, en los vínculos flexibles, para medir el desplazamiento a partir de su deformación, previa calibración. El sistema de posicionamiento fue montado en una placa de aluminio, que actúa de interface con una mesa de óptica. Sobre la placa se fijó además, un comparador con una resolución de  $100 \text{ nm}$ , **Figura 6, a)**.

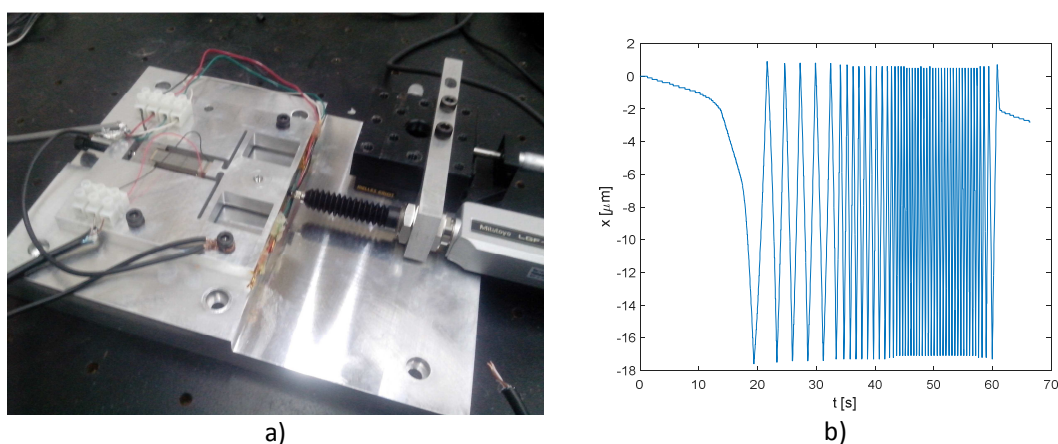


Figura 6: a) montaje sistema de posicionamiento, b) señal del comparador nanométrico.

Se aplicó una señal triangular de 0 a 100 V pico a pico, a lazo abierto y frecuencia variable. El comparador registró un desplazamiento máximo de  $18 \mu\text{m}$ , **Figura 6, b)**, lo cual está dentro del valor previsto por simulación y calculado con las expresiones analíticas. Se espera lograr una resolución de algunas decenas de nanómetros a partir de la medición indirecta del desplazamiento con straingauges adheridos a los vínculos flexibles.

## 7 CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el diseño e implementación de un dispositivo de posicionamiento nanométrico accionado por un piezoeléctrico y sistema de guiado por vínculos flexibles. El diseño preliminar se realizó según el procedimiento tradicional los cuales consideran al actuador rígidamente empotrado. Sin embargo el montaje final se realizó

siguiendo las recomendaciones del fabricante para minimizar errores de alineación que pudieran dañar al piezoeléctrico. Se optó por el uso de un vínculo flexible en un extremo y la utilización de una bolilla e inserto en el otro. Esto introdujo nuevas condiciones de contorno que afectaron a la respuesta estática y dinámica del conjunto. La rigidez del acople bolilla-piezo resultó baja, reduciendo la rigidez total del sistema. Esto bajo un 49% la frecuencia del primer modo longitudinal de vibración, sin embargo fue suficiente para cumplir con la especificación de respuesta dinámica en la dirección de actuación. Las simulaciones arrojaron una frecuencia de resonancia del sistema de 1150 Hz, con una carga útil de 200 g. Pero por otro lado, introdujo modos de vibración laterales a frecuencias menores a este primer modo longitudinal. Estos modos solo fueron apreciados como resultado de las simulaciones con elementos finitos. La baja rigidez del sistema de montaje también introdujo una reducción del 25% en el desplazamiento útil del sistema de posicionamiento respecto del calculado con el método de diseño tradicional. Finalmente se presentaron resultados experimentales preliminares logrando buena aproximación de los datos de desplazamientos medidos, con los obtenidos por simulación. Los desplazamientos fueron medidos con un comparador de 100 nm de resolución y se espera lograr una resolución de algunas decenas de nanómetros a partir de la medición indirecta del desplazamiento utilizando straingauges pegados en los vínculos flexibles.

## REFERENCIAS

- Chang S. H., Lee, J.B., Design of a long range nano-scale resolution mechanism, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*, ISSN 1673-565X (Print); ISSN 1862-1775 (Online).
- 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.
- Chuan Yang, Guang L. Wang, Bi S. Yang, and Hai R. Wang, Research on the Structure of High-speed Large-scale Ultra-precision Positioning System, *Proceedings of the 3rd IEEE Int. Conf. on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems*, 2008.
- Dong, W., Tang, J. and ElDeeb, Y. Design of a linear-motion dual-stage actuation system for precision control, *Journal of Smart Materials And Structures*, 2009.
- Elfizy, A.T, Bone, G.M., Elbestawi, M.A., Design and control of a dual-stage feed drive, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 45:153–165, 2005.
- 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.
- Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. *Piezoelectrics in Positioning. Tutorial on Piezotechnology in Nanopositioning Applications*. [www.pi.ws](http://www.pi.ws), 2008.
- Smith, S.T. and Chetwynd, D.G., *Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*, Taylor and Francis, ISBN 2884490019, 9782884490016, 1994.
- 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.