



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

DISEÑO PRELIMINAR DE UN POSICIONADOR NANOMÉTRICO

Gustavo M. Flores ^{*1}, Pablo L. Ramirez ³, Rogelio L. Hecker²³ y Diego Vicente ³

^{*1} Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de La Pampa
Calle 110 esq. 9, General Pico, La Pampa, Argentina
correo-e: gmflores@ing.unlpam.edu.ar

² CONICET

³ Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa

RESUMEN

Los sistemas de muy alta precisión los encontramos en equipos de microfabricación, microscopía y operaciones en biotecnología y nanotecnología. En estos sistemas se requieren posicionamientos de unos pocos micrómetros con resoluciones nanométricas. Bajo estas exigencias los sistemas convencionales dejan de ser efectivos debido a su inherente sistema constructivo. Es por ello que se recurre a los sistemas de posicionamiento que generan el desplazamiento a partir de la deformación elástica controlada de ciertos componentes estructurales denominados “flexure stage”. Este principio garantiza una mayor precisión de guiado, desplazamiento libre de fricción y sin adhesión a bajas velocidades. Son accionados por un actuador piezoeléctrico dada su gran repetibilidad y alto ancho de banda. Estos generan fuerzas importantes, alta aceleración y alta velocidad de posicionamiento.

En este trabajo se propone el diseño preliminar de un dispositivo de posicionamiento nanométrico accionado por un piezoeléctrico, aplicando el concepto de “flexure stage” o vínculo flexible para el guiado del movimiento. Se busca que posea un ancho de banda relativamente alto para aplicaciones tales como supresión de vibraciones o disminución de errores de alta frecuencia de sistemas de posicionamiento convencionales. Esta última aplicación se conoce como sistemas duales en el cual uno de los sistemas es de recorrido amplio con errores moderados sobre el que se monta en serie uno de bajo recorrido pero de alta resolución y precisión de posicionamiento. Teniendo en cuenta esta última aplicación el “flexure stage” se diseña para ser montado en un sistema de posicionamiento convencional (tornillo y tuerca de bolas recirculantes), con un recorrido útil de 20 μm y su frecuencia natural deberá ser al menos de 10 veces el ancho de banda del lazo cerrado de control, estimado en 100 Hz. El diseño se realiza utilizando herramientas de cálculo por elementos finitos.

Palabras Claves: *sistemas de posicionamiento, flexure stage, elementos finitos, control.*



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN

Un sistema de posicionamiento produce el movimiento controlado de alguna parte del conjunto. Generalmente forma parte de algún equipo de mayores prestaciones, como una máquina herramienta, robot, etc., o puede constituir un automatismo en sí mismo. Se distinguen por el rango del su desplazamiento, precisión de posicionamiento, capacidad de carga, velocidad, etc.

Un sistema de microposicionamiento o posicionamiento de precisión es accionado generalmente por motor rotacional y sistema de tornillo-tuerca junto con guías de bolas recirculantes, para disminuir el efecto de la fricción. En la actualidad están surgiendo sistemas accionados con motores lineales. Estos sistemas poseen precisiones de algunas decenas de micrones con desplazamientos relativamente largos (cientos de milímetros), con cargas altas y presentan buena respuesta dinámica. Se los utiliza para aplicaciones de mecanizado de precisión, maquinado por laser, bioingeniería, sistemas de inspección, industria electrónica, etc.

Cuando las exigencias de la aplicación requieren posicionamientos con precisiones del orden del nanómetro los sistemas convencionales dejan de ser efectivos debido a su inherente sistema constructivo, fricción, sistemas de guiado y accionamiento basado en tornillos-tuerca de bolas, guías de bolillas o rodillos. 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, eliminar de esta manera la fricción, el desgaste, los problemas de juego mecánico y garantizar una mayor precisión de guiado [1]. Estos mecanismos se conocen como "flexure stage" o vínculos flexibles. Es utilizado principalmente para posicionamientos de muy alta precisión, en el orden de los nanómetros, y desplazamientos pequeños de algunas decenas de micrones. Son accionados por un actuador piezoeléctrico dada su gran repetibilidad y alto ancho de banda. Estos generan fuerzas importantes, alta aceleración y alta velocidad de posicionamiento. El campo de aplicación de los sistemas de posicionamiento nanométricos se encuentra en dispositivos tal como microscopía de barrido, interferometría, manipulación de muestras en biotecnología, posicionamientos en la industria electrónica, micromaquinado (litografía laser), fabricación de MEMS, etc.[2]

Sin embargo, avances recientes en estas industrias están demandando, cada vez más, sistemas de posicionamiento nanométricos sobre recorridos largos, de algunos milímetros. Incluso aplicaciones de mecanizado de precisión requieren de máquinas dotadas con dispositivos de posicionamientos más precisos tanto para disminuir el error en seguimientos de trayectoria como para compensar el desgaste de la herramienta o suprimir vibraciones mecánicas.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

Bajo estas condiciones ni los sistemas de microposicionamiento ni los de nanoposicionamiento son aplicables por sí solos. Uno por sus limitaciones en cuanto a la precisión de posicionamiento y el otro por su limitado recorrido de actuación. Esta situación conduce al desarrollo de sistemas híbridos que combinan las bondades de ambos sistemas. Un sistema de posicionamiento nanométrico, montado en serie con el de micro-posicionamiento, compensa en forma activa los errores del segundo. De esta manera es posible obtener recorridos largos con precisiones nanométricas [3][4][5].

En este trabajo se presenta el diseño preliminar de un dispositivo de posicionamiento nanométrico accionado por un piezoeléctrico, aplicando el concepto de "flexure stage" o vínculo flexible para el guiado del movimiento. El sistema se diseña para ser montado en un sistema de posicionamiento convencional en una configuración "dual" con el objeto de obtener un sistema de posicionamiento híbrido de largo recorrido y precisión nanométrica. El sistema de nanoposicionamiento debe tener un ancho de banda relativamente alto para compensar los errores de alta frecuencia del sistema convencional. En la primera parte del trabajo se especifican las condiciones de diseño. Luego se presentan consideraciones generales acerca de los sistemas flexibles como medio para obtener desplazamientos lineales y aspectos relativos al piezoeléctrico que condicionan el diseño del mecanismo flexible. Posteriormente se presenta el modelo por elementos finitos del flexure stage, resultados de simulación y selección del actuador piezoeléctrico que permita cumplir con las especificaciones de diseño. Finalmente se presentan las conclusiones del presente trabajo.

2. REQUISITOS DE DISEÑO

En este trabajo se propone el diseño preliminar de un dispositivo de posicionamiento nanométrico. Se busca que este dispositivo pueda compensar los errores de seguimiento de trayectorias en movimientos exigentes, con altas velocidades y aceleraciones, de un sistema de posicionamiento convencional accionado por un motor rotacional y sistema de tornillo-tuerca. Para ello se propone una configuración dual, en la cual un sistema de posicionamiento nanométrico, de bajo recorrido y alta precisión, es montado sobre un sistema convencional de mayor recorrido y precisión moderada. El error de seguimiento de trayectoria del sistema convencional ronda los $\pm 10 \mu\text{m}$ y se estima que para compensar estos errores el ancho de banda del lazo cerrado de control debe ser de unos 100 Hz [6]. Esta condición exige que el flexure stage posea una frecuencia de resonancia al menos 10 veces el ancho de banda del lazo de control de posicionamiento [7][8][9]. De lo expresado se desprenden como especificaciones de diseño para el posicionador nanométrico, un recorrido útil de 20 μm y frecuencia de resonancia del flexure stage superior a 1000 Hz.



3. MECANISMOS FLEXIBLES COMO MEDIO DE GUIADO

El mecanismo flexible más sencillo lo constituye una viga en voladizo. Cuando se aplica una carga P en su extremo se produce un desplazamiento dado por la Ecuación (1) para una viga de largo L , sección rectangular, momento de inercia I y E , el módulo de elasticidad del material. Esta simple configuración generalmente no es utilizada debido al movimiento circular que describe cualquier punto de la viga.

$$y_{max} = \frac{-P L^3}{3 E I} \quad (1)$$

Para obtener un desplazamiento lineal (con rotación nula o despreciables) y una mayor rigidez torsional se utilizan dos o más de estas vigas en una configuración de tipo paralelogramo, Figura 1. Esta es la configuración más utilizada en dispositivos de precisión. Aún así, esta disposición presenta un desplazamiento parásito o no deseado en la dirección vertical que se hace despreciable con las dimensiones apropiadas de los vínculos flexibles [1].

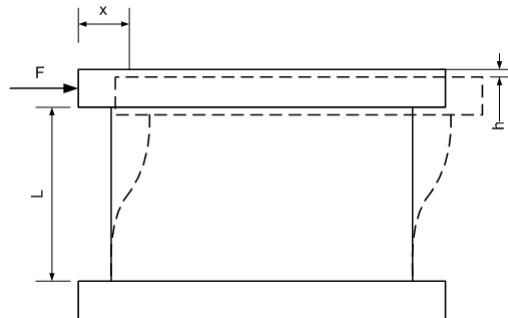


Figura 1: Mecanismo flexible de desplazamiento lineal tipo paralelogramo.

Para obtener un desplazamiento lineal, libre de movimientos parásitos, se recurre a una configuración compuesta como la que se muestra en la Figura 2. Como se aprecia, el desplazamiento de la base no induce movimiento alguno en la dirección vertical.

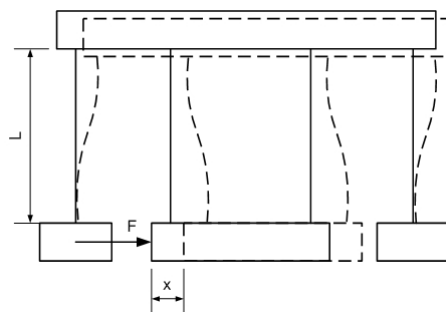


Figura 2: Mecanismo flexible lineal, compuesto.



En este trabajo se presenta el diseño de un dispositivo flexible de desplazamiento lineal basado en la configuración de tipo paralelogramo. Se utilizarán dos vínculos de tipo paralelogramos ubicados simétricamente respecto de la línea de movimiento. Por medio de elementos finitos se realiza el dimensionado del dispositivo para satisfacer las especificaciones de diseño. Se tendrá especial atención a los modos de vibración del mismo.

4. ACTUADORES PIEZOELÉCTRICOS

Para realizar la selección del actuador piezoeléctrico como para especificar las condiciones de diseño del flexure stage, es necesario conocer el comportamiento del piezoeléctrico cuando es sometido bajo carga. La fuerza máxima que puede entregar, F_{max} , también llamada fuerza de bloqueo, es para un desplazamiento cero o considerando una restricción de rigidez infinita y está en función de la rigidez del piezoeléctrico, k_p , y su máximo desplazamiento, ΔL_0 , Ecuación (2). Este último, cuando el actuador actúa en vacío, es decir sin carga.

$$F_{max} \approx k_p \cdot \Delta L_0 \quad (2)$$

Cuando el piezoeléctrico actúa contra una carga de constante elástica o rigidez, k_f , la fuerza máxima que puede desarrollar como su desplazamiento se ven reducidos según la Ecuación (3) y Ecuación (4), respectivamente.

$$F_{maxef} \approx k_p \cdot \Delta L_0 \left(1 - \frac{k_p}{k_p + k_f}\right) \quad (3)$$

$$\Delta L \approx \Delta L_0 \cdot \left(\frac{k_p}{k_p + k_f}\right) \quad (4)$$

Con F_{maxef} , fuerza máxima efectiva y ΔL desplazamiento máximo del piezoeléctrico actuando contra una carga elástica. De esta expresión se desprende que la rigidez del flexure stage debe ser baja en comparación con la del piezoeléctrico para evitar una reducción importante de su capacidad de desplazamiento. Sin embargo, por la Ecuación (5) para que la frecuencia de resonancia del flexure stage, f_f , sea elevada es necesaria una alta relación entre rigidez y masa a mover. Para ello la rigidez debe ser alta y la masa lo menor posible.

$$f_f = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \sqrt{\frac{k_f}{m_f}} \quad (5)$$

Otro aspecto importante a tener en cuenta en la selección del piezoeléctrico y diseño del flexure es la disminución de la frecuencia de resonancia del actuador cuando actúa bajo carga. Esta caída se debe a que el piezoeléctrico no se comporta como un resorte ideal. La frecuencia de resonancia bajo carga, f'_0 , está dada por la Ecuación (6).



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

$$f'_0 = f_0 \sqrt{\frac{m_{ef}}{M+m_{ef}}} \quad m_{ef} \approx \frac{m}{3} + M \quad (6)$$

Con f_0 , frecuencia de resonancia del actuador, m masa del piezoeléctrico y M masa de la carga adicional. Al igual que la frecuencia de resonancia del flexure stage, la del piezoeléctrico también debe ser al menos 10 veces mayor que el ancho de banda del lazo de control de posicionamiento.

También es importante considerar los esfuerzos dinámicos a los que estará sometido el actuador cuando se realizan movimientos rápidos. La Ecuación (7) determina la fuerza pico, F_{din} bajo una excitación sinusoidal, que debe proporcionar el actuador en función de la frecuencia de la señal, f , la masa efectiva a mover, m_{ef} , y el desplazamiento requerido, ΔL . Esta fuerza dinámica debe ser tenida en cuenta cuando se selecciona el actuador, la frecuencia de operación y en el diseño del flexure.

$$F_{din} = \pm 4\pi^2 \cdot m_{ef} \left(\frac{\Delta L}{2}\right) f^2 \quad (7)$$

Para que los esfuerzos dinámicos no sean importantes, comparados con la capacidad de carga del actuador, la masa a desplazar debe ser baja, esto limita las dimensiones del espacio de trabajo del flexure stage.

5. MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS

Para el diseño del flexure stage se debe cumplir básicamente que su frecuencia natural esté por encima de 1000 Hz. Además se busca un área de trabajo lo más grande posible para una implementación futura de un sistema de posicionamiento similar a este, anidado en el primero y movimiento perpendicular, para lograr posicionamientos nanométricos en dos dimensiones.

Para cumplir con las especificaciones dinámicas se debe elegir un material con alta relación entre su módulo de elasticidad, E , y densidad por ello se selecciona una aleación de aluminio genérica, con módulo de elasticidad es de $7E10 \text{ N/m}^2$, coeficiente de Poisson de 0,34 y una densidad de 2700 kg/m^3 .

El flexure stage se diseño utilizando cuatro vínculos flexibles simples, tipo viga, siguiendo una configuración de dos paralelogramos simétricos, Figura 3. El espesor de la plancha de aluminio se fijó en 25 mm, mientras que las dimensiones externas se ajustaron para que el conjunto pueda ser montado en el sistema de posicionamiento convencional existente. A partir de la Ecuación (5) y fijando la masa del área móvil en 1,5 kg se obtiene que esta debe ser de $0,022 \text{ m}^2$ y la rigidez del conjunto de 60 N/\mu m aproximadamente. Luego para definir las dimensiones de los vínculos flexibles tipo viga se toma como primera aproximación que su rigidez es de $\frac{1}{4}$



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

de la total. Con este valor y utilizando la Ecuación (1) se puede obtener la relación entre longitud y espesor de la viga. Fijando el espesor de la viga en 5 mm se obtiene su longitud. Finalmente mediante simulación por el método de elementos finitos y luego de algunas iteraciones se ajustó esta longitud para cumplir con el valor de rigidez y a su vez con el valor de frecuencia natural especificada.

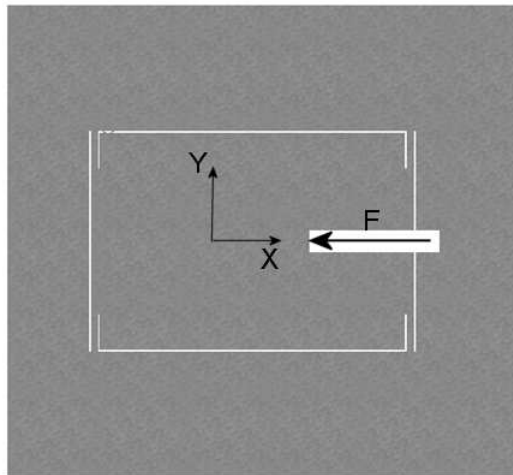


Figura 3: Sistema flexible de posicionamiento lineal.

Posteriormente se obtuvo también por simulación, los primeros cuatro modos de vibración del sistema, dando los resultados que se presentan en la Figura 4. El primer modo, como era de esperar, se presenta en la dirección del movimiento (eje X), por encima de los 1000 Hz como exigían las condiciones de diseño. El segundo modo, corresponde a una flexión en la dirección perpendicular a la del plano de sistema flexible y se da a los 1400 Hz aproximadamente. El tercer y cuarto modo son modos torsionales en la dirección de los ejes X e Y y se dan por encima de los 2200 Hz y 3100 Hz respectivamente.

Establecidos el valor de rigidez del flexure y la masa del área de trabajo se procede a la selección del actuador piezoeléctrico de tal manera de cumplir con las especificaciones de desplazamiento. Además se verifica que la fuerza efectiva bajo carga sea superior a la fuerza dinámica y que la frecuencia de resonancia del actuador con carga adicional sea mayor que la del flexure. El actuador seleccionado es el P-845.30 de Phisycs Instruments. En la Tabla 1 se resumen los principales datos técnicos. Este piezoeléctrico permite altos valores de fuerza y posee un mecanismo de precarga interno que lo hace apropiado para aplicaciones dinámicas o lograr fuerzas de tracción importantes.



IV CAIM 2014

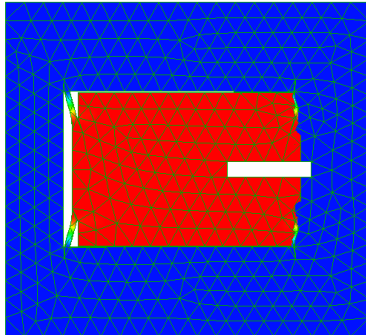
Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



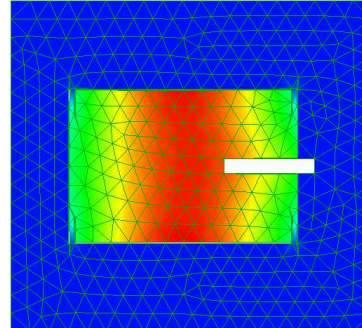
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

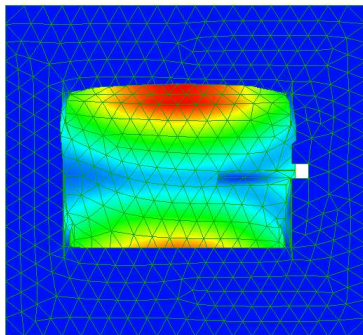
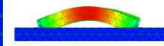
FoDAMI



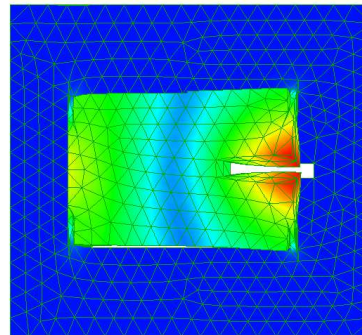
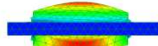
Primer Modo
Desplazamiento Eje (X) 1026,44 Hz



Segundo Modo
Flexión ejes Z a 1380,76 Hz



Tercer Modo
Torsional eje X a 2240,83Hz



Cuarto Modo
Torsional eje Y a 3105,74Hz



Figura 4: Modos de vibración del sistema flexible.

Tabla 1: Especificaciones técnicas del piezoeléctrico seleccionado.

ΔL_0 (μm)	k_p (N/ μm)	Fuerza (N)	Masa (gr)	F_0 (kHz)	Largo (mm)
45	75	3000	132	9	83

Finalmente con los datos del piezoeléctrico y del mecanismo flexible se calculan los valores efectivos de fuerza y desplazamiento del piezoeléctrico cuando es sometido a la carga elástica del flexure stage. Además se calculan el valor de la fuerza dinámica y la frecuencia de resonancia del actuador con carga adicional. Estos valores se resumen en la Tabla 2.

Tabla 2: Valores efectivos del conjunto piezoeléctrico-flexure stage.

ΔL_{eff} (μm)	F_{maxef} (N)	F_{din} (N)	F_0 (kHz)
25	1335	1105	6,36

Como se aprecia de los resultados, el diseño preliminar propuesto y selección del actuador piezoeléctrico permite cumplir con las especificaciones de diseño.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el diseño preliminar de un sistema de posicionamiento nanométrico. Se propuso que el sistema pueda corregir los errores de alta frecuencia de un sistema de posicionamiento de precisión convencional, cuando actúan en conjunto como un sistema híbrido o de configuración dual. Estas especificaciones exigen un sistema con un recorrido efectivo de 20 μm y un ancho de banda del lazo de control de 100 Hz. Se presentó el diseño del sistema flexible para el guiado del movimiento siguiendo una configuración del tipo paralelogramo. El diseño debió cumplir que el primer modo de vibración del sistema sea mayor a diez veces el ancho de banda del lazo de control (1000 Hz). Esta condición junto con las dimensiones del área de trabajo impuso condiciones a la rigidez del sistema flexible que afectaron a la selección del actuador piezoeléctrico. Mediante simulación por elementos finitos y luego de algunas iteraciones de diseño se arribó a las dimensiones del sistema flexible y selección del actuador que cumplieron con las especificaciones impuestas.

7. REFERENCIAS

- [1] S.T. Smith and D.G. Chetwynd, "Foundations of Ultraprecision Mechanism Design", Taylor and Francis, 1994, ISBN2884490019, 9782884490016.
- [2] Yuen Kuan Yong, Sumeet S. Aphale, and S. O. Reza Moheimani, "Design, Identification, and Control of a Flexure-Based XY Stage for Fast Nanoscale Positioning", IEEE Transactions On Nanotechnology, Vol. 8, No. 1, January 2009.
- [3] A.T. Elfizy, G.M. Bone, M.A. Elbestawi, "Design and control of a dual-stage feed drive", International Journal of Machine Tools & Manufacture, 45 (2005) 153–165.
- [4] Shuo Hung CHANG, Jen Bon LEE, "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).
- [5] W. Dong, J. Tang and Y. ElDeeb, "Design of a linear-motion dual-stage actuation system for precision control", Journal of Smart Materials And Structures, August 2009.
- [6] Rogelio Hecker, Gustavo Flores y Diego Vicente, "Diseño y Análisis de un Sistema de Posicionamiento para Máquinas Herramientas de Alta Velocidad", 10º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Oporto Portugal, 4-7 de septiembredel 2011.
- [7] 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, January 6-9, 2008, Sanya, China.
- [8] Erkorkmaz K, Kamalzadeh A. High bandwidth control of ball screw drives. Ann CIRP 55(1):393–398, 2006.
- [9] J. S. Chen, Y. K. Huang, C. C. Cheng. "Mechanical model and contouring analysis of high-speed ball-screw drive system with compliance effect". Int. J. Adv Manuf Technol. 2004.