



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

“INVESTIGACIÓN Y EVALUACIÓN DE MECANISMOS PARA EL DESARROLLO DE MICROMÁQUINAS HERRAMIENTA”

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA - MECATRÓNICA

PRESENTA
ING. GERMÁN HERRERA GRANADOS

DIRIGIDA POR:
DR. LEOPOLDO RUIZ HUERTA

CO-DIRIGIDA POR:
DR. ALBERTO CABALLERO RUIZ





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

Presidente: DR. RICARDO CHICUREL UZIEL
Secretario: DR. LEOPOLDO ADRIAN GONZÁLEZ GONZÁLEZ
Vocal: DR. LEOPOLDO RUIZ HUERTA
1er. Suplente: DR. ALBERTO CABALLERO RUIZ
2do. Suplente: DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ

Lugar donde se realizó la tesis:

**GRUPO DE MICROMECAÁNICA Y MECATRÓNICA
CENTRO DE CIENCIAS APLICADAS Y DESARROLLO TECNOLÓGICO
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

DIRECTOR DE TESIS:

DR. LEOPOLDO RUIZ HUERTA

Este trabajo fue realizado en el Grupo de Micromecánica y Mecatrónica del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico de la Universidad Nacional Autónoma de México, con la tutoría del Dr. Leopoldo Ruiz Huerta y la participación del Dr. Alberto Caballero Ruiz. Este trabajo fue apoyado por el proyecto PAPIME PE105909 y por los proyectos CONACyT 50231 y 60895. También se agradece la participación del Dr. Naser Qureshi y del Laboratorio de Ingeniería de Precisión y Metrología, en especial al Dr. José Sánchez Vizcaíno.

AGRADECIMIENTOS

A mis papás *Rosa* y *Reynaldo*...

No tengo forma de agradecer todo el apoyo y amor que me han dado día a día... Por ese ejemplo de perseverancia y responsabilidad este trabajo es suyo también.

A mis hermanos *Claudia* y *Oscar*...

Por ese ejemplo de vida, lleno de lucha y perseverancia que me han dejado. Por todas las felicidades que me han dado en estos últimos años, haciendo que la familia crezca. Gracias a *Stephane*, a *Gabrielito* y *Ola* por todo el cariño y apoyo que me han brindado.

A la familia *Herrera* y a la familia *Granados*...

Gracias por sus consejos, cariño y apoyo. Espero que sigamos superándonos.

A *Ares*...

No tengo palabras ni forma de agradecer todo el apoyo, amor y comprensión que me has dado durante estos años de mi vida. Eres una luz, no lo olvides.

A *Toño*, *Héctor* y *Angy*...

Gracias por sus consejos, amistad y apoyo. Espero que sigamos siendo amigos por mucho más tiempo. Han sido muy importantes no sólo para el desarrollo de este trabajo sino también en mi vida personal.

A todos mis *amigos*...

Gracias *Fernando*, *Misael*, *Adriana*, *Kimberly*, *Xitlally*, *Patricio*, *Ricardo*, *Alejandra*, *Bogar*, *Víctor*, y a aquellos que he omitido, no por descortesía sino por falta de espacio, por su amistad, apoyo y consejos, por todos los momentos que compartimos juntos, les deseo todo el éxito del mundo.

A Polo y Beto...

Por dejarme ser parte de este grupo, por la confianza y el apoyo que me dieron, y principalmente por su amistad. Gracias por compartir conmigo su experiencia profesional.

A mis sinodales...

Dr. Ricardo Chicurel Uziel
Dr. Leopoldo Ruiz Huerta
Dr. Leopoldo Adrian González González
Dr. Alberto Caballero Ruiz
Dr. Jesús Manuel Dorador González

En primer lugar, gracias por todo su apoyo para que pudiera continuar con la aventura que estoy a punto de comenzar en Japón. También gracias por sus correcciones, comentarios y aportaciones a este trabajo y a mi formación profesional.

A la Universidad Nacional Autónoma de México...

Por todo lo que la Máxima Casa de Estudios del país me dio, que colaboró en mi formación profesional y personal.

Y finalmente, pero no por ello menos importante,

GRACIAS A DIOS...



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
1. ANTECEDENTES	3
1.1 Procesos de micromaquinado	3
1.1.1 Procesos de microcorte	3
1.1.2 Aplicaciones de los procesos de micromaquinado	4
1.2 Máquinas y sistemas para micromaquinado	5
1.2.1 Micromáquinas herramientas mexicanas	6
1.3 Errores en máquinas herramienta	8
1.3.1 Errores debidos a inexactitudes geométricas	8
1.3.2 Errores inducidos térmicamente	9
1.3.3 Errores inducidos por las cargas	10
1.4 Errores en micromáquinas herramienta	10
1.5 Sistemas de transmisión de movimiento en micromáquinas herramienta	11
1.5.1 Actuadores	11
1.5.2 Mecanismos	13
1.6 Sistemas de evaluación para micromáquinas herramienta	15
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVO	16
2.1 Sistema de transmisión de movimiento de una micromáquina herramienta desarrollada por el GMM	16
2.2 Hipótesis	21
2.3 Objetivo	21
2.4 Metas	22
3. EVALUACIÓN DE MECANISMOS	23
3.1 Propuesta de evaluación de los mecanismos empleados en MMH's desarrolladas en el GMM	23
3.1.1 Evaluación individual de los mecanismos	23
3.1.1.1 Sistema de generación de movimiento y potencia (motor y tren de engranes)	24
3.1.1.2 Sistema de transformación de movimiento (Tornillo de transmisión de potencia y tuerca)	29
3.1.1.3 Sistema de movimiento lineal	35

3.1.2 Evaluación en conjunto de los mecanismos empleados	38
3.1.2.1 Selección del sistema de actuación y reducción mecánica	39
3.1.2.2 Selección del sistema de transformación de movimiento	42
3.1.2.3 Selección del sistema de movimiento lineal	44
3.2 Evaluación de los conjuntos de mecanismos mediante un interferómetro láser	47
3.2.1 Evaluación de los sistemas de transmisión de movimiento	49
3.2.1.1 Posicionamiento	51
3.2.1.2 Juego mecánico	51
3.2.1.3 Suavidad en el movimiento	53
4. DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MICROMÁQUINA HERRAMIENTA	56
4.1 Diseño de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta	56
4.1.1 Configuración de microcentro de maquinado vertical	56
4.1.2 Diseño en CAD	59
4.2 Fabricación de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta	61
4.3 Pruebas de juego mecánico al nuevo prototipo de micromáquina herramienta	63
5. CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	66
Conclusiones	66
Trabajo a futuro	68
6. REFERENCIAS	69

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Tabla 1.1	Principales métodos de micromaquinado	3
Fig. 1.1	Tamaño dimensional en micromaquinado	4
Fig. 1.2	Microperno fabricado por un microtorno	4
Fig. 1.3	a) Microfábrica sobre mesa desarrollada en Japón b) Rodamiento de bolas miniaturizado fabricado por la microfábrica sobre mesa	6
Fig. 1.4	Equipo micromecánico desarrollado por el GMM	6
Fig. 1.5	Errores presentes en una micromáquina herramienta mexicana	7
Fig. 1.6	Errores presentes en el carro X	9
Tabla 1.2	Simbología utilizada en la figura 1.6	9
Tabla 1.3	Impacto del factor de escalamiento S sobre los errores mecánicos en micromáquinas	11
	Configuraciones de guías aerostáticas	
Fig. 1.7	a) Ejerciendo precarga utilizando la misma presión del aire b) Ejerciendo precarga por el mismo peso del carro	14
Fig. 2.1	Prototipo de micromáquina desarrollado por el GMM en 2007	16
Fig. 2.2	Mecanismos empleados en la transmisión de movimiento en una micromáquina herramienta	17
Fig. 2.3	a) Motor a pasos desarrollado por el GMM b) Motores a pasos ensamblados en la micromáquina herramienta.	18
Fig. 2.4	a) Juegos de engranes b) Módulo de motor con reducción mecánica	18
Fig. 2.5	Movimiento de la tuerca con respecto al giro del actuador	19
Fig. 2.6	Barras redondas fijas a estructura de la máquina	20
Fig. 2.7	Vistas frontal y superior del sistema de guiado en una MMH del GMM	21
Fig. 3.1	Juego mecánico en engranes y la curva teórica de comportamiento	24
Fig. 3.2	a) Inspección realizada en un proyector de perfiles b) Inspección al ensamble de un juego de corona – piñón	25
Fig. 3.3	Manufactura de engranes que componen los juegos piñón – corona	26
Fig. 3.4	Ensamble de los engranes que forman el juego piñón – corona	26
Tabla 3.1	Procesos de manufactura asociados a la fabricación de los juegos piñón – corona.	27
Fig. 3.5	Error lineal asociado al juego mecánico existente en un cambio de dirección de movimiento del sistema dependiendo del tamaño de la transmisión empleada	29
Fig. 3.6	Inspección visual de los tornillos de transmisión de potencia	30
Fig. 3.7	Manufactura de un tornillo de transmisión de potencia	31
Tabla 3.2	Procesos de manufactura asociados a la fabricación de los tornillos de transmisión de potencia	32
Fig. 3.8	Sistema para evaluar el desempeño de los tornillos de transmisión de potencia y las tuercas, así como el esquemático para la evaluación del juego mecánico	32
Tabla 3.3	Evaluación de los tornillos fabricados	33
Fig. 3.9	Desplazamientos a lo largo de los tornillos de transmisión de potencia M3x0.5	34
Fig. 3.10	Tuercas desarrolladas en el GMM.	35
Fig. 3.11	Esquemático de los desalineamientos en guías	35
Fig. 3.12	Precarga necesaria para el correcto ensamble y funcionamiento del sistema usado en las MMH desarrolladas por el GMM	36

Fig. 3.13	Esquemático de las desviaciones existentes en un carro móvil	36
Fig. 3.14	Guía Lineal miniatura y sus componentes	37
Fig. 3.15	Rodamiento lineal miniatura y sus componentes	38
Fig. 3.16	Experimento para determinar el par necesario para mover tuerca con precarga	41
Fig. 3.17	Motor a pasos desarrollado en el GMM junto con el motor comercial a implementar	42
Fig. 3.18	a) Tren de engranes empleado en la MMH desarrollada en el 2007 b) Propuesta de implementación del tren de engranes para el mismo sistema	43
Tabla 3.4	Elementos mecánicos considerados a implementar en el sistema de posicionamiento a evaluar	44
Fig. 3.19	Sistema similar al empleado en el GMM para el desarrollo de MMH	45
Fig. 3.20	Sistema basado en el uso de guía lineal	45
Fig. 3.21	Sistema basado en el uso de rodamientos lineales	46
Fig. 3.22	Bancos de pruebas fabricados	46
Fig. 3.23	Esquema del sistema de interferometría a utilizar	47
Fig. 3.24	Interferómetro empleado en el GMM para la evaluación de los sistemas propuestos	48
Fig. 3.25	Señal adquirida por el osciloscopio ante algún movimiento del sistema de posición	49
Fig. 3.26	Interfaz en LabView para la actuación de motores	50
Fig. 3.27	Desalinamiento del sistema de posición con respecto al interferómetro	51
Tabla 3.5	Pruebas de posicionamiento a los sistemas de transmisión de movimiento	51
Fig. 3.28	Evaluación del posicionamiento de los sistemas de transmisión de movimiento	52
Tabla 3.6	Juego mecánico promedio obtenido en la interfaz de LabView	52
Tabla 3.7	Juego mecánico promedio obtenido por la diferencia del número de crestas en un sentido y en el otro.	52
Fig. 3.29	Análisis de micromáquina herramienta desarrollada en 2007	53
Fig. 3.30	Análisis del movimiento del carro montado sobre guías redondas	54
Fig. 3.31	Análisis del movimiento del sistema de guía lineal	54
Fig. 3.33	Análisis del movimiento del sistema de rodamientos lineales	55
Fig. 4.1	Lazos estructurales abierto y cerrado	57
Fig. 4.2	Configuraciones a evaluar para su implementación en una micromáquina herramienta	58
Tabla 4.1	Comparación entre diferentes configuraciones de máquinas herramienta	59
Fig. 4.3	Nueva propuesta para el sistema de transmisión de movimiento.	59
Fig. 4.4	Nuevo prototipo de MMH con un esquemático de los sistemas de transmisión de movimiento.	60
Tabla 4.2	Tiempos aproximados de maquinado por cama de manufactura para el desarrollo de un nuevo prototipo de MMH.	62
Fig. 4.5	Nuevo prototipo de micromáquina herramienta desarrollada en el GMM	63
Fig. 4.6	Prueba realizada para determinar el juego mecánico en la reducción de engranes	64
Fig. 4.7	Prueba realizada para determinar el juego mecánico en el sistema de movimiento lineal.	65



INTRODUCCIÓN

Existen diferentes tecnologías para el desarrollo de componentes micromecánicos. Una de estas está basada en los métodos convencionales de manufactura, empleando máquinas comparables en tamaño con los dispositivos que se producen en ellas [5].

La integración de estas máquinas herramienta miniatura llevó al concepto de una fábrica sobre mesa, que se llevó a cabo en Japón en la década de los 90's y demostró la capacidad de manufacturar microdispositivos con métodos mecánicos convencionales [3].

En el Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) se ha trabajado en esta área desarrollando diferentes prototipos de micromáquinas herramienta basadas en una propuesta que argumenta que es posible crear microequipo mecánico sin emplear componentes super precisos, obteniendo la precisión requerida por medio de las ventajas del proceso de miniaturización de los sistemas, así como por el uso de algoritmos de control adaptativo [5].

Hoy en día el GMM desarrolla todo el sistema al que se denomina micromáquina herramienta, desde los actuadores empleados en la generación del movimiento [19], la estructura que da soporte al sistema y los elementos mecánicos empleados en la transmisión de movimiento [6], hasta la etapa de control de la misma que es capaz de reconocer código estándar de control numérico [7].

Las micromáquinas herramientas presentan diferentes errores mecánicos durante el proceso de micromaquinado, que aún cuando la etapa de control realiza una compensación aproximada de éstos, no tiene la capacidad de corregirlos en su totalidad, ya que varían de acuerdo a la posición en la que se encuentren los ejes traslacionales.

En este trabajo se plantea que los errores más representativos durante los procesos de manufactura realizados por las micromáquinas herramientas desarrolladas en el GMM se encuentran asociados a las imperfecciones de su estructura, a los desalineamientos tanto en los carros como en las guías y a los mecanismos que transmiten el movimiento en ella.

Estos errores pueden ser reducidos con mejoras en el diseño y la manufactura de la estructura y de los sistemas de transmisión de movimiento de la micromáquina, sin embargo es necesario identificar y caracterizar dichas fuentes de error.

Para realizar dicha evaluación se estructura este trabajo en 4 capítulos principales.

El primer capítulo es el de antecedentes, y se da una breve introducción al desarrollo de sistemas micromecánicos en nuestro país y en el mundo. Se incluye un apartado referente a los tipos de errores presentes durante los procesos de maquinado. También se mencionan algunos de los mecanismos más empleados en el desarrollo de micromáquinas herramienta, así como las técnicas de evaluación de errores en las mismas.

Posteriormente, en el capítulo 2 se realiza el planteamiento del problema, haciendo una descripción del sistema de transmisión de movimiento empleado en el desarrollo de micromáquinas herramientas desarrolladas por el GMM. Se plantea la hipótesis, el objetivo y las metas de este trabajo.

En el capítulo 3 se describe la evaluación realizada a los mecanismos empleados en el desarrollo de micromáquinas herramienta. Así mismo, se mostrará el análisis a diferentes sistemas de transmisión de movimiento para determinar cuál es la mejor opción para ser aplicada en el desarrollo de nuevas máquinas herramienta.

En el capítulo 4 se reportan las actividades relacionadas con el diseño y construcción de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta.

Finalmente, se tiene una sección de conclusiones donde se presentarán los resultados obtenidos durante el proceso de la evaluación de los mecanismos y de la construcción del nuevo prototipo de micromáquina herramienta. También hay un apartado donde se establece el trabajo a futuro, en donde se propondrá la continuación de este trabajo.

CAPÍTULO

1

ANTECEDENTES**1.1 Procesos de micromaquinado**

El micromaquinado es un conjunto de procesos para la creación de estructuras, dispositivos o sistemas con tamaños característicos del orden de los micrómetros. La mayoría de las técnicas empleadas en el micromaquinado son técnicas existentes adaptadas a la miniaturización de estructuras, dispositivos y sistemas. Aplicaciones específicas de estos procesos incluyen el desarrollo de microceldas de combustible, microbombas, micromódulos, actuadores y sensores miniatura y dispositivos médicos. De acuerdo al fenómeno del maquinado, los procesos de micromaquinado se pueden clasificar en diferentes campos, mostrados en la tabla 1.1 [1].

Tabla 1.1. Principales métodos de micromaquinado [1]

Principio	Método
Fuerza mecánica	Corte, desbaste
Fundición – Vaporización	EDM, LBM
Disolución	ECM
Deformación plástica	Perforado
Solidificación	Moldeado, fundido
Laminado	Estereolitografía
Recomposición	Electroformado

Dentro de estos métodos es importante denotar que los procesos de microcorte se encuentran en el área del micromaquinado que más se ha estudiado.

1.1.1 Procesos de microcorte

Los procesos de microcorte son métodos para la creación de dispositivos miniatura con características de tamaño en el rango de las decenas de micrómetros a pocos

milímetros, como se muestra en la figura 1.1. Aún cuando estos procesos no son capaces de desarrollar maquinados tan pequeños como los procesos de litografía, permiten la fabricación de microestructuras complejas en las que se requiere de una variedad de materiales, interfaces y formas funcionales. El principio de los procesos de microcorte es similar al de las operaciones de corte convencionales, con la diferencia de que la pieza de trabajo será maquinada por microherramientas [1].

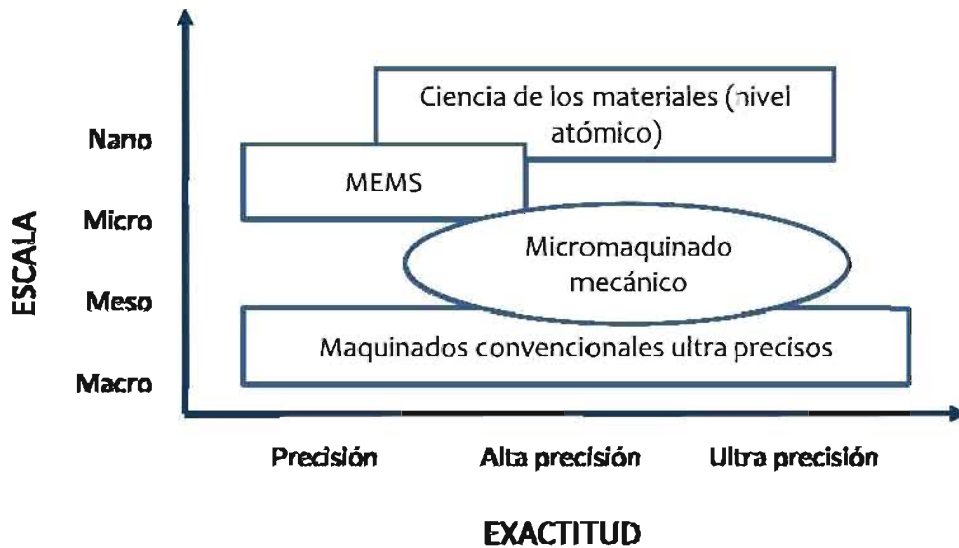


Fig. 1.1. Tamaño dimensional en micromaquinado [1]

1.1.2 Aplicaciones de los procesos de micromaquinado

Día a día han ido en aumento el uso de técnicas de micromanufactura para el desarrollo de piezas micromecánicas. Un ejemplo de esto se muestra en la figura 1.2, en donde se muestra un microperno, producido por un torno miniatura, utilizado en operaciones quirúrgicas. Este tipo de procesos permiten desarrollar agujas especiales para las industrias médicas y de semiconductores [1].

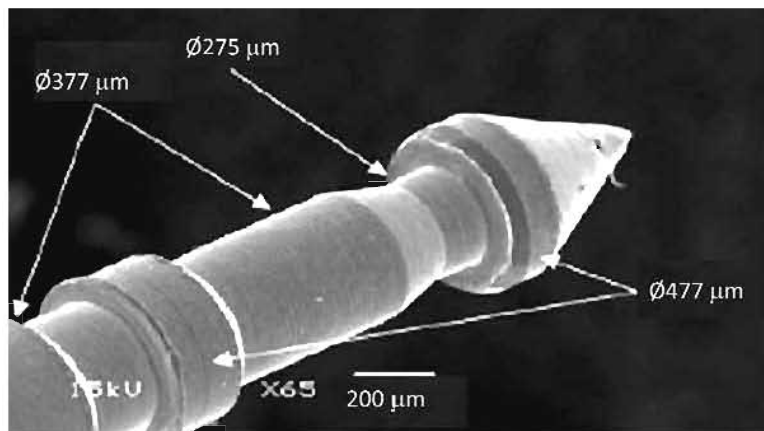


Fig. 1.2. Microperno fabricado por un microtorno [1]

Actualmente se está trabajando en la fabricación de microestructuras utilizando la combinación de varios tipos de procesos de micromanufactura, utilizando el concepto de micromáquinas híbridas [1].

1.2 Máquinas y sistemas para micromaquinado

Gran parte de la investigación experimental en el área del micromáquinado ha sido conducida por máquinas herramienta de precisión desarrolladas por los mismos investigadores. Dichas máquinas han sido mejoradas considerablemente en lo que respecta a la exactitud en el movimiento, a la rigidez y a sus capacidades. Generalmente, estas máquinas son pequeñas en cuanto a sus dimensiones y tienen funciones limitadas a experimentos específicos. Estas máquinas ofrecen ciertas ventajas sobre las máquinas herramientas de tamaño convencional de alta precisión, en términos del ahorro energético y de espacio, simplicidad de operación y fácil reconfiguración [2].

Entre varios grupos de investigación, destaca el Laboratorio de Ingeniería Mecánica (MEL) de la Agencia de Ciencia y Tecnología Industrial (AIST) de Japón, que comenzó el desarrollo de este tipo de tecnologías con la idea de que “Máquinas miniatura deben emplearse para producir micropartes mecánicas”. Es por ello que el uso de micromáquinas herramienta y micromanipuladores para el desarrollo de micropiezas mecánicas llevó al concepto de una microfábrica sobre mesa, que se llevó a la realidad en la década de los 90's [3].

De acuerdo con investigadores japoneses [3], con el empleo de estas microfábricas sobre mesa no sólo se consideran ventajas en el aspecto económico, sino también en el humano, ambiental y técnico. Algunas de las ventajas que se proponen con el uso de las microfábricas son:

- Ahorro de energía y recursos materiales
- Reducción de vibraciones y ruido para los operadores
- Reducción en la inversión de la maquinaria (espacial, energético, mantenimiento, etc)
- Mejora en la portabilidad y reconfiguración (transporte, renta de equipo, etc)
- Amplia gama de aplicaciones y usos (oficina, casa, escuela, etc)
- Mejora en las características propias de la máquina (precisión, velocidad, productividad, etc)
- Seguridad para el usuario

Finalmente, la microfábrica desarrollada consta de un microtorno, una microfresadora, una microprensa, un microbrazo transportador y un micromanipulador de dos dedos (Figura 1.3a). Con esta microfábrica sobre mesa se comprobó la viabilidad de fabricar

elementos micromecánicos funcionales basándose en el uso de métodos convencionales de maquinado. Un ejemplo de un producto desarrollado por esta microfábrica es un rodamiento de bolas miniatura (figura 1.3b) de 0.9 mm de diámetro exterior y con una flecha de 100 μm de diámetro [3].

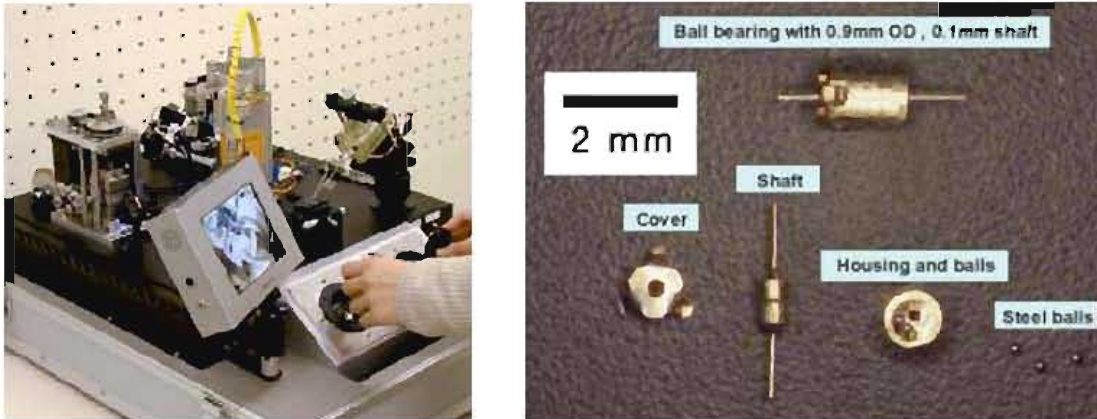


Fig. 1.3. a) Microfábrica sobre mesa desarrollada en Japón, b) Rodamiento de bolas miniaturizado, fabricado por la microfábrica sobre mesa [3]

1.2.1 Micromáquinas herramientas mexicanas

En [4] se argumenta que la creación de microequipo mecánico de bajo costo será por medio de generaciones secuenciales en cuanto a su tamaño, donde cada generación será manufacturada en ayuda de la anterior. Esta hipótesis fue planteada para que, en medida de lo posible, se evite la dependencia al uso de elementos comerciales de alta precisión.

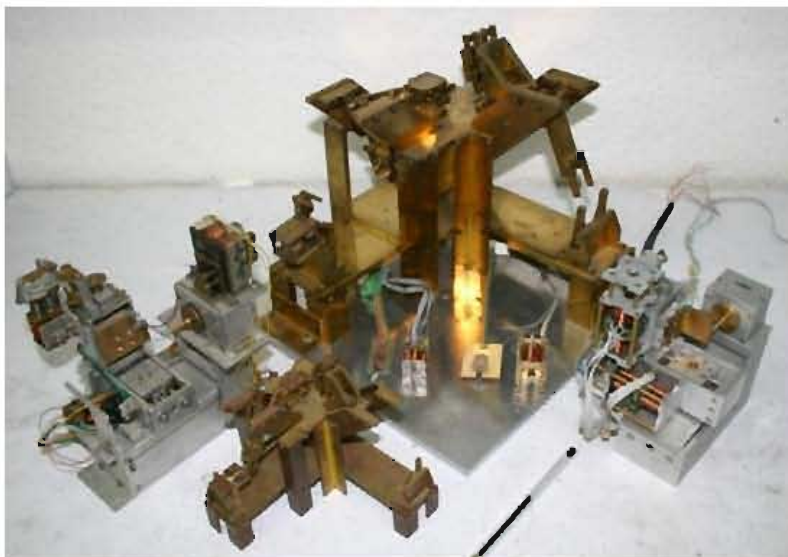


Fig. 1.4. Equipo micromecánico desarrollado por el GMM

Bajo el concepto de esta propuesta, en el año 2000, el Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET), de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), concluyó con el desarrollo del primer prototipo de micromáquina herramienta en el país, cuya configuración es de un microcentro de maquinado. Posteriormente, se desarrollaron diferentes sistemas micromecánicos, entre los que destacan micromáquinas herramienta, micromanipuladores y micromotores que permitirán en un futuro formar una microfábrica sobre mesa. En la figura 1.4 se muestra parte del equipo micromecánico desarrollado por el GMM [6].

Actualmente en el GMM se ha desarrollado una etapa de control que es capaz de reconocer código estándar de control numérico para las micromáquinas herramienta, y que adicionalmente a sus funciones básicas, ayuda a compensar parte de los errores mecánicos presentes en el microequipo. Desafortunadamente, no tiene la capacidad de realizar una compensación adecuada que sea válida en todo su volumen de trabajo, ya que los errores mecánicos varían de acuerdo a la posición en la que se encuentren los carros de la micromáquina [7]. Debido a esto, surge la necesidad de evaluar los errores mecánicos presentes en las micromáquinas con la finalidad de reducirlos y mantenerlos lo más constantes posible, para así mejorar su desempeño y continuar con la propuesta con la que surgió esta tecnología.

Como ejemplo de algunos errores presentes durante los procesos de micromaquinado se presenta la figura 1.5. Los errores mecánicos promedio presentes en ambos ejes son de 0.2 mm aproximadamente. Se habla de errores promedio ya que estos varían de acuerdo a la región del volumen de trabajo en el que se encuentre el carro [7].

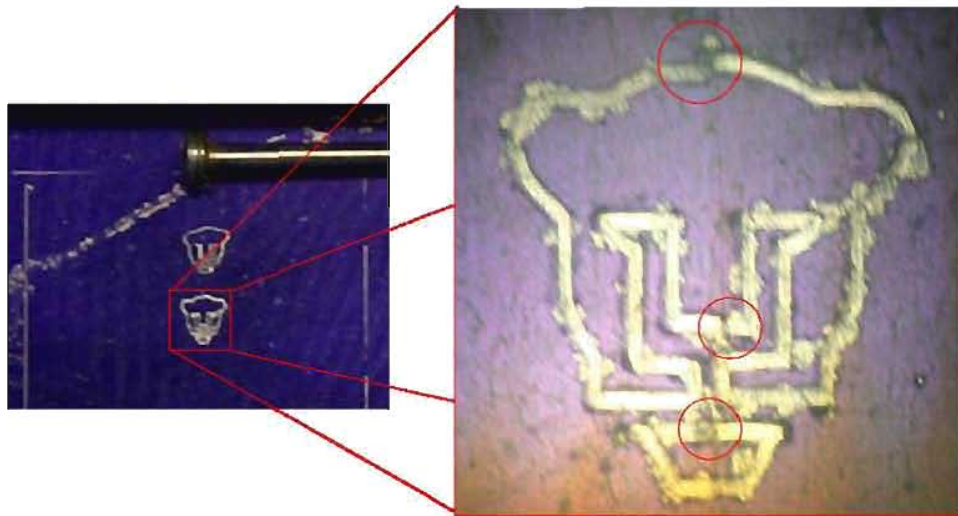


Fig. 1.5. Errores presentes en una micromáquina herramienta mexicana

Con la finalidad de observar a grandes rasgos algunos de los errores presentes en las micromáquinas herramienta, primero se observarán los errores presentes en máquinas herramienta convencionales, que posteriormente se podrán aplicar en las micromáquinas herramienta tomando en consideración diferentes factores, principalmente los de escalamiento.

1.3 Errores en máquinas herramienta

Los requerimientos de mayores precisiones en los procesos de mecanizado han hecho estudiar con mayor profundidad las causas de los errores que se producen en dichos procesos y buscar tecnologías dentro de las propias máquinas herramienta para corregirlos.

Fundamentalmente, las limitaciones en la precisión están causadas por el comportamiento de la máquina herramienta empleada que provoca que la *posición relativa entre la pieza y el filo de la herramienta no sea la deseada, sino otra ligeramente diferente* (esta es la definición de error que se manejará a lo largo de este trabajo) [8].

Existen diferentes formas en las que se puede aminorar los errores presentes durante los procesos de maquinado. La tendencia con mayor posibilidad de desarrollo es la compensación de los errores a través del propio control numérico de la máquina herramienta. De forma breve, esta técnica consiste en determinar previamente el error total que se va a cometer en la siguiente etapa de mecanizado y compensar este valor en las cotas introducidas en el control numérico [9].

La exactitud de una máquina herramienta está directamente afectada por los *errores geométricos* causados por las imperfecciones mecánicas, los desalineamientos y el desgaste en sus componentes, también por la *expansión térmica* no uniforme en la estructura de la misma y los *errores inducidos por las cargas estáticas y dinámicas*. Estos errores pueden ser reducidos con mejoras en el diseño y la manufactura de la estructura de la máquina. Sin embargo, en la mayoría de los casos, debido a las limitaciones físicas, las técnicas de diseño y producción no pueden mejorar por sí solas la exactitud de la máquina herramienta. Por lo tanto la identificación, caracterización y la compensación de estas fuentes de error son necesarias para mejorar la efectividad de la exactitud en la máquina [9].

1.3.1 Errores debidos a inexactitudes geométricas

Los errores geométricos son aquéllos errores de la máquina que existen cuando esta se encuentra en las condiciones de inicio. Las imperfecciones de la estructura de la máquina herramienta y los desalineamientos, tanto en los carros como en las guías, causan inexactitudes geométricas. Todas estas imperfecciones cambian gradualmente

con el desgaste de los componentes. El efecto de las inexactitudes geométricas es el de producir errores en la cuadratura y paralelismo de los movimientos de la máquina. Los errores geométricos se presentan como errores de orientación y posicionamiento de la herramienta de corte con respecto a la pieza de trabajo.

La figura 1.6 muestra el esquemático de las 6 componentes de los errores presentes en un carro traslacional (eje X) y en la tabla 1.2 se indica la simbología empleada [9].

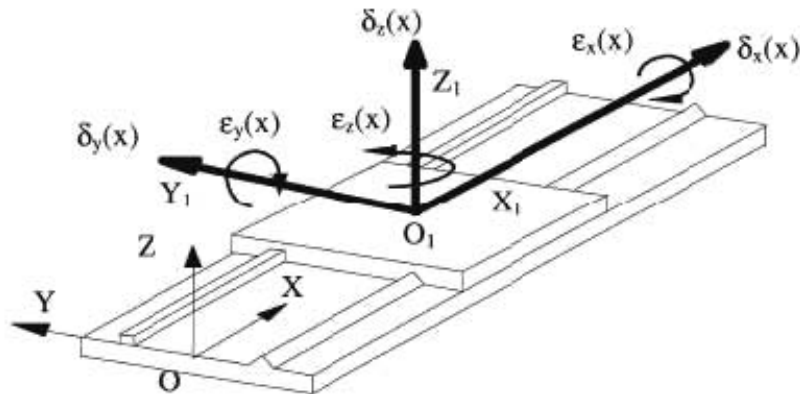


Fig. 1.6. Errores presentes en el carro X [9]

Tabla 1.2. Simbología utilizada en la figura 1.6 [9]

Símbolo	Significado
OXYZ	Sistema coordenado de referencia
O ₁ X ₁ Y ₁ Z ₁	Sistema coordenado del carro
X	Dirección del movimiento
$\varepsilon_x(x)$	Error rotacional respecto al eje X (roll)
$\varepsilon_y(x)$	Error rotacional respecto al eje Y (pitch)
$\varepsilon_z(x)$	Error rotacional respecto al eje Z (yaw)
$\delta_x(x)$	Error traslacional a lo largo del eje X (escala)
$\delta_y(x)$	Error traslacional a lo largo del eje Y (rectitud horizontal)
$\delta_z(x)$	Error traslacional a lo largo del eje Z (rectitud vertical)

1.3.2 Errores inducidos térmicamente

Los errores inducidos térmicamente son aquellos generados por los cambios en la temperatura del ambiente, fuentes locales de calor provenientes de los motores, fricción en rodamientos, trenes de engranes y otros sistemas de transmisión, y por el calor generado por los procesos de corte. Todas estas fuentes de calor causan

expansiones, contracciones y deformaciones en la estructura de la máquina herramienta y generan errores de posicionamiento entre la herramienta de corte y la pieza de trabajo. Los errores debidos a los gradientes de temperatura son los peores, ya que causan pandeos en la estructura, los cuales introducen errores angulares. El crecimiento en el husillo y las expansiones en los tornillos de bolas también son resultado de los gradientes de temperatura. Los elementos de una máquina herramienta en los que particularmente se generan distorsiones térmicas son los husillos y los tornillos de bolas [9].

1.3.3 Errores inducidos por las cargas

Hay tres diferentes tipos de fuerzas presentes durante el proceso de maquinado: *peso de la pieza de trabajo*, *las fuerzas resultantes durante el proceso de maquinado* y *las fuerzas de gravedad* resultantes de los desplazamientos de la masa en los componentes de la máquina. Todos ellos causan deformaciones elásticas en la estructura de la máquina herramienta [9].

1.4 Errores en micromáquinas herramienta

Una vez determinados los errores presentes en máquinas herramientas convencionales, es posible aplicarlos en micromáquinas herramienta, pero para ello es necesario considerar al factor de escalamiento.

Se considera un factor de escalamiento S que relaciona a dos máquinas herramientas llamadas A y B, las cuales tienen el mismo diseño y están fabricadas con los mismos materiales. La diferencia entre ellas es que el tamaño de cada componente de la máquina A es S veces el tamaño de su componente correspondiente en la máquina B, es decir que la máquina A es S veces mayor en tamaño que la máquina B [5].

De acuerdo a [5], se presenta la tabla 1.3, en donde es posible apreciar el impacto del factor de escalamiento S en los errores que se presentan en una micromáquina herramienta.

Errores como los geométricos no decrecen de manera automática con el decrecimiento dimensional, por lo cual no se ven directamente afectados por el factor de escalamiento, y por ello deben ser considerados de manera independiente.

Como se puede observar en la tabla 1.3, la mayor parte de los errores relacionados con las fuerzas que interactúan durante los procesos de maquinado, así como de las deformaciones elásticas decrecen más rápido que la propia reducción dimensional, es por ello que resulta conveniente enfocarnos principalmente en mejorar los parámetros que decrecen en la misma proporción.

Tabla 1.3. Impacto del factor de escalamiento S sobre los errores mecánicos en micromáquinas

Error	Símbolo	Ecuación	Efecto	Relación
Expansión térmica	ΔL	$\alpha L \Delta T$	S	$\Delta L_A = S \Delta L_B$
Rigidez (compresión)	R	qE/L	S	$R_A = S R_B$
Rigidez (flexión)	R	$3EI/L^3$	S	$R_A = S R_B$
Rigidez (torsión)	R	$2\phi I_p/L_1^2 L$	S	$R_A = S R_B$
Fuerza centrífuga	F_{ce}	$mV^2/\Delta R$	S^4	$F_A = S^4 F_B$
Fuerzas magnéticas	F_m	Depende condiciones	$S^{4,3,2}$	$F_A = S^{4,3,2} F_B$
Fuerzas hidráulicas y neumáticas	F_h	$\Delta p A$	S^2	$F_A = S^2 F_B$
Fuerzas de tensión superficial	F_t	$\sigma \pi d$	S	$F_A = S F_B$
Fuerzas de corte	F_c	$C \sigma_T t p$	S^2	$F_A = S^2 F_B$
Deformaciones elásticas	Δz	F/R	$S^{3,2,1}$	$\Delta z_A = S^{3,2,1} \Delta z_B$

Para fines de esta evaluación, únicamente nos enfocaremos en mejorar los errores geométricos presentes en las actuales micromáquinas herramienta desarrolladas por el GMM. Como se mencionó anteriormente, los errores geométricos están relacionados directamente con las desviaciones existentes en la estructura de la máquina, así como de los errores asociados a los sistemas de transmisión de movimiento de la misma.

1.5 Sistemas de transmisión de movimiento en micromáquinas herramientas

Los sistemas de transmisión de movimiento empleados en el desarrollo de máquinas herramienta de microcorte deben ser diseñados de acuerdo al principio de la ingeniería de precisión, buscando minimizar las restricciones del sistema, actuando en alguno de los centros del sistema (centro de masa, de gravedad, de inercia, etc.), minimizando las perturbaciones del sistema de guiado, enfocándose principalmente en alcanzar la repetibilidad en el movimiento, con la finalidad de lograr la precisión deseada [24].

En este apartado se hará referencia a algunos de los dispositivos que se utilizan en el mundo para generar el movimiento en micromáquinas herramientas.

1.5.1 Actuadores

Los actuadores empleados en las MMH's son los elementos clave en el sistema de movimiento de las mismas, y de ellos depende el tipo de etapa de transmisión de movimiento a implementar [26].

Entre los actuadores más empleados en el desarrollo de micromáquinas herramienta es posible mencionar a los motores a pasos, a los servomotores, a los actuadores

piezoeléctricos y a los actuadores voice coil. A continuación se mencionan algunas de las características de estos sistemas.

Motores a pasos (Stepper motor): Dispositivo electromecánico que convierte pulsos eléctricos en movimientos mecánicos discretos. La flecha del motor gira incrementalmente en pasos discretos cuando los pulsos de un comando eléctrico son aplicados en la secuencia adecuada. Entre las ventajas que presentan los motores a pasos está la adecuada precisión (con errores de 3 a 5% de paso y que no son acumulativos para el siguiente), la excelente respuesta al inicio y fin del movimiento, así como a los cambios de dirección, entre otras [4,10,12].

Servomotores (Servomotors): Dispositivo que puede proporcionar una posición angular específica al enviar una señal codificada, y mientras ésta no sea modificada, el servomotor conservará la posición en la que se encuentra. El bajo consumo de energía y el alto torque que genera este tipo de dispositivos son sus principales ventajas. Está constituido por un pequeño motor de corriente continua, un sistema de reducción a base de engranes y un tarjeta con la electrónica necesaria para su control. [13,14,25].

Actuadores piezoeléctricos (Piezoelectric actuator): Dispositivo que produce movimiento aprovechando el fenómeno físico del efecto piezoeléctrico (al aplicar presión a un material piezoeléctrico como lo es un cristal de cuarzo, se establecen cargas eléctricas), así como el efecto inverso, en donde al aplicar un campo eléctrico a un material piezoeléctrico, se genera una deformación). Entre las principales ventajas que ofrecen los actuadores piezoeléctricos destacan la resolución subnanométrica que ofrecen, la elevada generación de fuerzas que pueden proporcionar, el bajo consumo de potencia, la rápida respuesta al control, entre otras [10,15].

Actuador de bobina de audio (Voice coil actuator): Estos dispositivos de movimiento limitado usan un campo magnético permanente y una bobina energizada para generar una fuerza proporcional a la corriente aplicada a la bobina. Este tipo de dispositivo electromagnético puede ser utilizado tanto linealmente como rotativamente, en donde las aplicaciones requieran fuerza o torque, una alta aceleración y una rápida respuesta [11,16].

En el caso de los motores a pasos y los servomotores rotacionales se requiere transformar el movimiento rotacional en movimiento lineal y para ello se requiere de mecanismos que permitan dicho cambio. Adicionalmente se utilizan mecanismos que incrementan el par que estos actuadores generan.

Por otro lado, los actuadores piezoeléctricos y los actuadores voice coil son sistemas que comúnmente generan movimiento lineal por ellos mismos y no requieren del uso de otros sistemas mecánicos para convertir el movimiento. Esta ventaja es la que aprovechan la mayoría de los productores de micromáquinas herramienta, sin embargo

el empleo de estos actuadores, incrementa significativamente el costo de producción de las mismas.

1.5.2 Mecanismos

Como se mencionó en 1.5.1, actuadores como los motores a pasos y los servomotores rotacionales requieren del empleo de mecanismos que permitan cambiar de un movimiento rotacional a un movimiento lineal. Es por ello que en este apartado se mencionan algunos de los mecanismos más comúnmente utilizados en micromáquinas herramienta, así como algunas de sus características.

Tren de engranajes (reducción): Sistema mecánico empleado para transmitir movimiento de una flecha a otra con la característica de que éstas sean paralelas entre ellas. Entre las ventajas que los trenes de engranes tienen son la transmisión tanto de potencia como de velocidad, dependiendo del parámetro que se busque transmitir. Sin embargo, el principal problema de estos sistemas es el juego mecánico que presentan al transmitir el movimiento [4,17].

Tornillos de transmisión de potencia: Es probablemente el sistema más empleado en micromáquinas herramienta (tornillos de bolas recirculantes), debido a sus características de repetibilidad [24]. Este sistema es empleado en maquinarias para cambiar de un movimiento rotacional a un movimiento lineal, usualmente para transmitir potencia. Principalmente se utilizan para ejercer fuerzas de gran magnitud, para obtener un posicionamiento preciso de un movimiento axial, entre otros aspectos [4,17]. De este sistema se derivan variaciones con el fin de aminorar los errores mecánicos presentes durante el uso de los mismos, como lo pueden ser el uso de tuercas flotantes [24].

Guías prismáticas o de fricción: Este tipo de sistemas son empleados en máquinas herramienta de ultra alta precisión, como lo pueden ser máquinas de medición por coordenadas, y presenta como principal ventaja la reducción de las fuentes de error como holguras, errores en los tornillo, etc [24]. Estos sistemas mecánicos son empleados para la traslación de una plataforma a lo largo de una guía con una forma geométrica determinada que al estar en contacto con otro elemento pero de geometría inversa, permite su movimiento en una sola dirección [18]. Sin embargo, los principales problemas asociados a este tipo de sistemas son la dificultad de su manufactura, así como poca capacidad para reducir sus dimensiones. También se le asocian a los errores térmicos debidos a que los elementos móviles siempre se encuentran en contacto con la estructura de la máquina [24].

Guías empleando sistemas rodantes: En estos sistemas se reemplaza el movimiento de alta fricción existente en una guía prismática, por un movimiento de baja fricción con elementos rodantes, como lo pueden ser arreglos de balines (recirculantes) o de

pequeños cilindros (sin recirculación). Estos sistemas alcanzan precisiones muy altas, sin embargo, resulta necesario aplicar algún tipo de precarga para un mejor desempeño de la guía [14, 18, 24].

Existen **nuevas tendencias al uso de sistemas hidrostáticos y aerostáticos**. Este tipo de sistemas son comúnmente utilizados en sistemas que requieren muy alta precisión, ya que evitan en gran medida los errores debidos a la fricción y al desgaste. Un ejemplo de este tipo sistemas son los *tornillos de bolas recirculantes hidrostáticos*, que presentan mejores características que los convencionales, debido al empleo de un sistema de lubricación que permite una reducción de la fricción de los sistemas en contacto, así como cubrir la existencia de posibles holguras en los elementos [24].

Otro ejemplo de la aplicación de estos sistemas se encuentra en las *guías lineales*, en donde una pequeña capa de aire (10 μm de espesor, comúnmente) a una presión cercana a los 6 bares que fluye constantemente hacia la atmósfera, soporta a un carro móvil. La principal ventaja de este tipo de sistemas es la eliminación de la fricción entre los componentes, lo que asegura movimientos precisos y finos sin importar la velocidad a la que se mueva. Sin embargo, las desventajas de estos sistemas están asociadas a la baja capacidad de carga, y a la complejidad de su diseño y manufactura (fig. 1.7) [24].

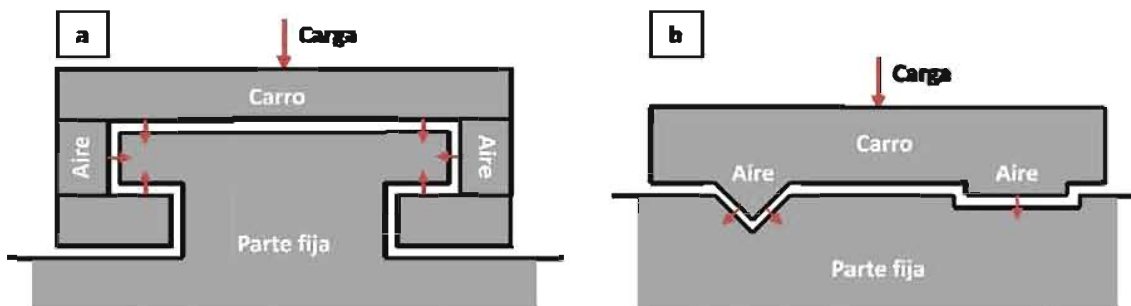


Fig. 1.7. Configuraciones de guías aerostáticas, a) ejerciendo precarga utilizando la misma presión del aire y b) ejerciendo la precarga por el mismo peso del carro [24].

Otro tipo de sistemas de guiado que se comienzan a emplear no sólo en el desarrollo de micromáquinas herramienta, sino también en el desarrollo de máquinas ultraprecisas. Estos son los referentes a **los sistemas de levitación magnética y los sistemas de mecanismos flexibles** [24].

Las *guías por levitación magnética* tienen la ventaja de no tener fricción, así como a sus efectos asociados: no existe desgaste y no requiere lubricación. En combinación con motores lineales, se evita la necesidad de transmisiones mecánicas entre el carro móvil y la estructura fija. Sin embargo, su principal desventaja es la complejidad del sistema de control [24].

Finalmente, las *guías basadas en mecanismos flexibles* delegan su desempeño a las propiedades elásticas de los materiales. Entre las principales ventajas que éstos

presentan como solución al guiado de sistemas se encuentran la inexistencia de fricción y de juego mecánico. Sin embargo sus principales limitaciones están relacionadas con el poco rango de movimiento y la baja capacidad de carga. Sin embargo, con diseños adecuados, es posible alcanzar rangos de movimiento de algunas decenas de milímetros [24].

1.6 Sistemas de evaluación para micromáquinas herramienta

Entre los sistemas de evaluación más empleados en la caracterización de micromáquinas herramienta se encuentran los interferómetros láser. Este tipo de sistemas permite resoluciones de hasta 2.5 nanómetros, dependiendo del láser empleado y del sistema de recolección de datos. Sin embargo, este método presenta inconvenientes importantes para la evaluación del sistema, como los relacionados con las condiciones atmosféricas, ya que el comportamiento del láser se ve afectado por las variaciones de las mismas. Otro factor importante a considerar de este sistema es el relacionado con la alineación con respecto al sistema de movimiento a evaluar. Si no se cuenta con una alineación adecuada, es muy probable encontrar errores de medición [9, 24].

Otros métodos empleados en la evaluación de este tipo de sistemas están basados en el uso de escalas ópticas, tanto lineales como rotacionales, que permiten mayor fidelidad en la determinación de la posición. Este tipo de sistemas aseguran mayor robustez en la medición del sistema, pero también dependen del montaje de la escala, pues cualquier variación, producirá una evaluación errónea, además de que requieren de un nivel de limpieza superior en el sistema. Aun cuando las resoluciones de estos sistemas no alcanzan las logradas por un interferómetro láser, se encuentran en un rango bastante aceptable de 0.1 μm de precisión, adicionalmente de que la evaluación no depende de las condiciones atmosféricas [24].

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVO

2.1 Sistema de transmisión de movimiento de una micromáquina herramienta desarrollada por el GMM

Para este trabajo únicamente se considerará el sistema de transmisión de movimiento de la micromáquina herramienta fabricada en el GMM en el año 2007 (figura 2.1).



Fig. 2.1. Prototipo de micromáquina desarrollado por el GMM en 2007 [6]

El sistema de transmisión de movimiento de este prototipo de micromáquina herramienta cuenta con un motor a pasos desarrollado por el mismo GMM. Este actuador se encuentra acoplado a un tren de engranes que favorece en dos sentidos al sistema, proporciona el par requerido por los motores a pasos para mover el sistema, así como la resolución especificada. A la salida de tren de engranes se encuentra acoplado un tornillo de transmisión de potencia que permite cambiar de un

movimiento rotatorio a uno lineal. La tuerca, que es el elemento que recorre al tornillo, se encuentra unida a un carro que descansa sobre dos guías redondas paralelas que funcionan como guías prismáticas. En la figura 2.2 se muestra dicho sistema de transmisión de movimiento. Es importante mencionar que el sistema de transmisión de movimiento de cada uno de los ejes de la micromáquina herramienta a evaluar es igual, sin embargo presentan ciertas diferencias principalmente en cuanto a sus dimensiones.

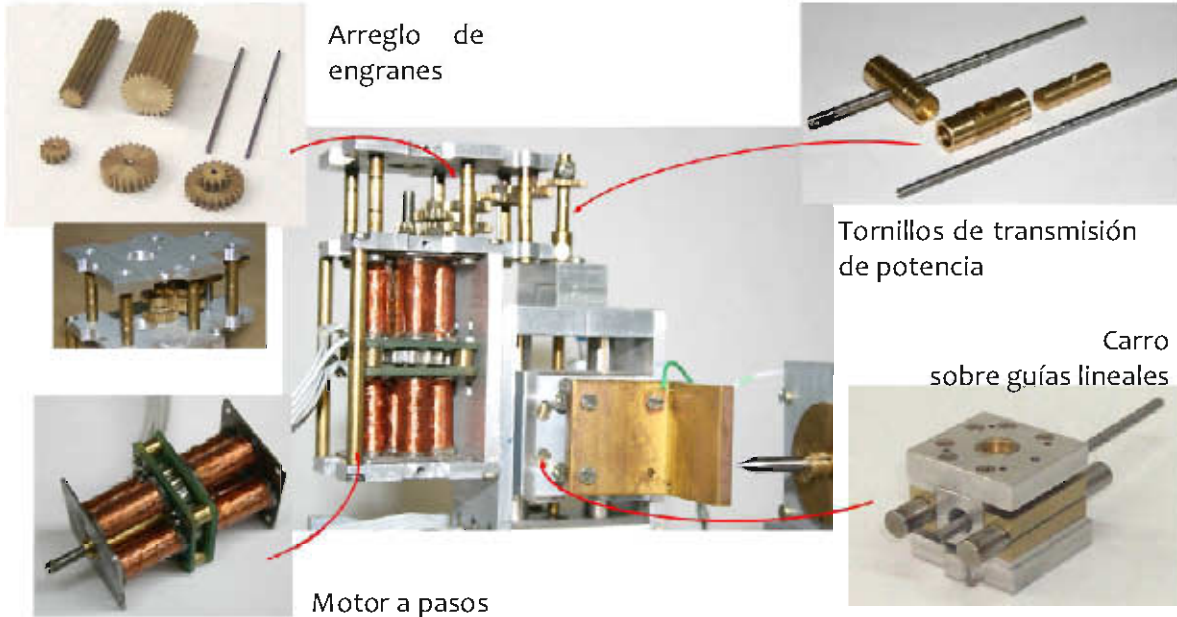


Fig. 2.2. Mecanismos empleados en la transmisión de movimiento en una micromáquina herramienta

Al inicio del sistema de transmisión de movimiento de la máquina se encuentra un actuador rotacional. Se trata de un motor a pasos desarrollado en el mismo GMM. De acuerdo a la referencia [19], dicho motor a pasos cuenta con 28 pasos por revolución, es decir, una resolución de 12.86° . Este motor puede alcanzar valores cercanos a los 6 mN*m de par a un valor de 0.35 A, que es el valor de la corriente nominal a la que trabaja el motor. El motor puede operar es o a 2650 rpm. En la figura 2.3a se muestra el motor empleado para la generación del movimiento en la micromáquina herramienta y en la figura 2.3b se muestra el motor ensamblado en la misma.

Este actuador representó un avance significativo en el desarrollo de motores a pasos en el GMM, ya que mejoró no sólo las características de par y de resolución, sino también en lo que refiere a mejores condiciones térmicas. Sin embargo, aun cuando el motor cuenta con mejores características, éstas no son suficientes para implementar un sistema directo o “direct drive”, ya que para ello se requeriría de un actuador con mucho mayor par y una mayor resolución.

Para ejemplificar este punto, si sólo se considera un tornillo de transmisión de potencia (M3x0.5) acoplado al motor a pasos desarrollado en el GMM, la resolución que se

alcanzaría es de 17.86 micrómetros por paso de motor. Esta resolución está muy por encima de la planteada para el desarrollo de la micromáquina y es por ello que se requiere de la implementación de una reducción mecánica.

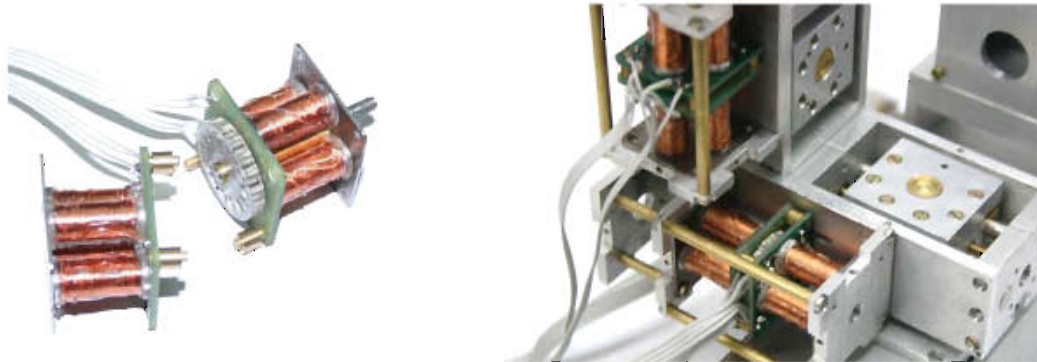


Fig. 2.3. a) Motor a pasos desarrollado por el GMM. b) Motores a pasos ensamblados en la micromáquina herramienta [19].

Con estas características se decidió implementar una reducción mecánica por medio de engranes. Para su diseño se consideró la resolución que alcanzaría el motor acoplado al tornillo de transmisión de potencia. En el momento en que se realizó este análisis, los motores de 28 pasos aún estaban en fase de fabricación, por lo que se optó por considerar a los motores de 4 pasos como los actuadores a emplear. Con este dato, la resolución obtenida por paso de motor era de 125 micrómetros, es decir que la reducción buscada debía de transmitir una relación de 125 a 1 para obtener una resolución final inferior a un micrómetro. Al tener que cada juego de piñón – corona transmite con una relación 2 a 1, se requerirían de 7 de estos juegos para obtener una reducción final de 128 a 1 [6].

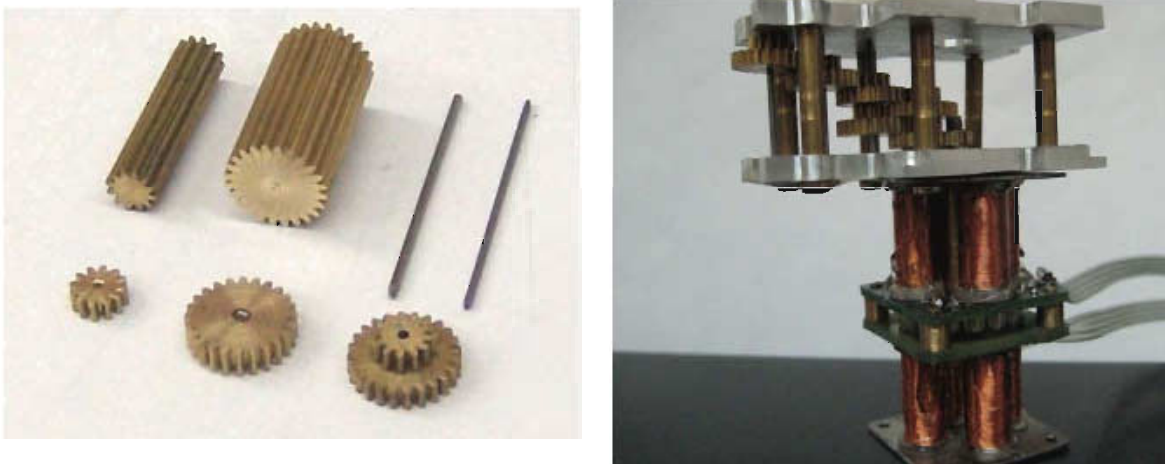


Fig. 2.4. a) Juegos de engranes. b) Módulo de motor con reducción mecánica.

Manteniendo los motores de 4 pasos, la resolución del sistema hubiera sido de 976 nanómetros, pero al actualizar por motores de 28 pasos, la resolución se vio

beneficiada y alcanza los 140 nanómetros por paso de motor. En la figura 2.4a se muestra el ensamble de los juegos engrane – piñón y en la 2.4b se presenta la transmisión empleada en cada motor, así como el módulo que incluye el espacio para el motor [6].

Posterior al tren de engranes se encuentra acoplado el tornillo de transmisión de potencia. Este elemento, junto con una tuerca, permite cambiar un movimiento rotacional a uno lineal, ya que la tuerca genera un movimiento relativo con respecto a las partes fijas de la micromáquina herramienta. Como se mencionó anteriormente, el tornillo seleccionado para realizar esta operación es un M3x0.5 y en el caso de la micromáquina desarrollada en el 2007, las longitudes de los tornillos varían de acuerdo al eje en el que vayan a ser montadas. Los tornillos se encuentran alineados a la transmisión por medio de un rodamiento que está a la salida de ésta.

Para que el movimiento relativo entre la tuerca y la estructura de la máquina sea el adecuado, se requiere dar sólo un grado de libertad a la tuerca y consiste únicamente en avanzar a lo largo del tornillo. En la figura 2.5 se muestra dicho caso.

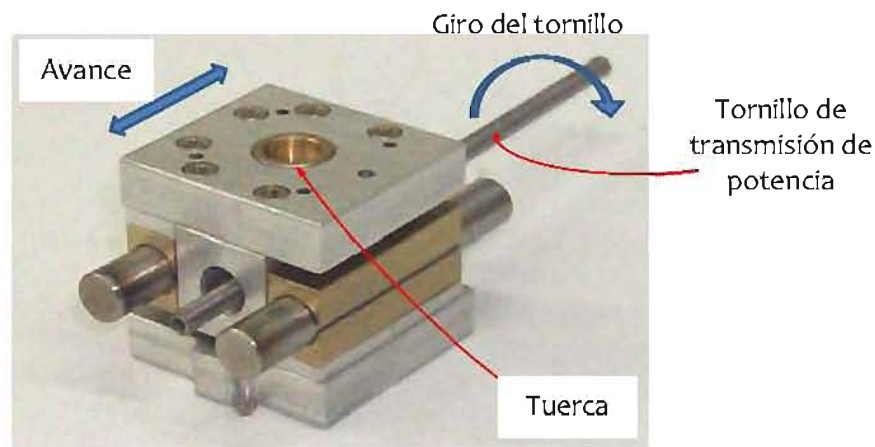


Fig. 2.5. Movimiento de la tuerca con respecto al giro del actuador

Para restringir el giro de la tuerca, ésta se sujeta a un sistema que permitiera avanzar en el sentido que se desea el movimiento. Para lograrlo, la micromáquina cuenta con un par de barras redondas rectificadas ancladas a la estructura de la máquina sobre las que corre un carro con guías semicirculares que se adaptan a la forma de las barras redondas. En la figura 2.5 se observan las barras redondas que sirven como guía a los carros montados sobre ellas y éstos a su vez contienen a la tuerca. En la figura 2.6 [6] se muestra la forma en la que están fijadas las barras redondas con respecto a la estructura de la máquina.

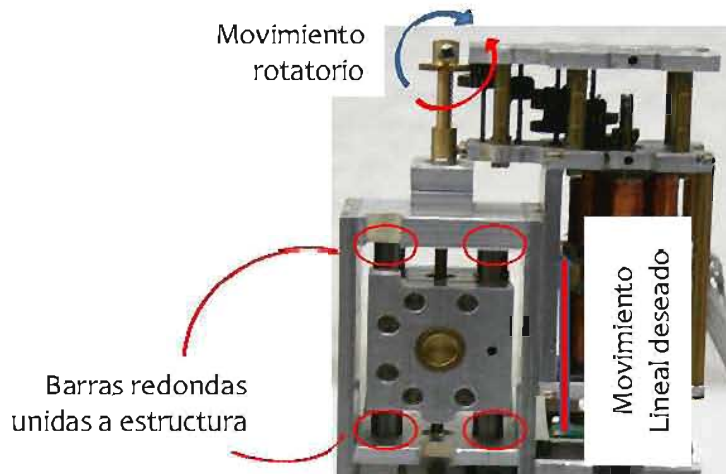


Fig. 2.6 Barras redondas fijas a estructura de la máquina [6]

Finalmente, para el guiado del carro se emplea el mismo principio que en una máquina herramienta convencional: utilizando una guía principal junto a una secundaria. La guía principal o primaria tiene la característica de restringir el movimiento del carro a un sólo grado de libertad mientras que la guía secundaria únicamente le ayuda a alinear al carro con respecto a la otra guía o en algunos casos, una superficie determinada de la estructura.

Para el desarrollo del sistema de guiado en la micromáquina herramienta se buscó tener una guía principal y una guía secundaria. La guía principal para el caso de la micromáquina, está totalmente fija a ambas partes del carro. Por otro lado, la guía secundaria está unida a ambas partes del carro empleando un balín por lado. En la figura 2.7 se muestran las vistas frontal y superior del sistema de guiado empleado por el GMM para el desarrollo de la MMH. El balín permite que la guía absorba las diferentes desviaciones que puedan existir tanto en la barra redonda como en los anclajes de la misma, errores de los que se hablará posteriormente.

Una vez descrito a detalle el sistema de transmisión de movimiento de una MMH, es posible comenzar con el análisis de cada uno de los elementos que lo componen de manera que se puedan determinar las fuentes de error geométrico del sistema.

Desde el inicio del desarrollo de micromáquinas herramientas en el GMM, se han empleado herramientas de mano, así como máquinas herramienta convencionales para la fabricación de los elementos que las conforman. Se han ido optimizando los procesos de manufactura empleados, hasta llegar al uso de máquinas de control numérico para su fabricación, sin embargo, muchos de estos elementos se siguen fabricando manualmente. Considerando que los procesos de manufactura involucrados en el desarrollo de los elementos mecánicos que conforman el sistema de transmisión de movimiento de las MMH's afecta al desempeño de estos mecanismos, surge el objetivo de este trabajo.

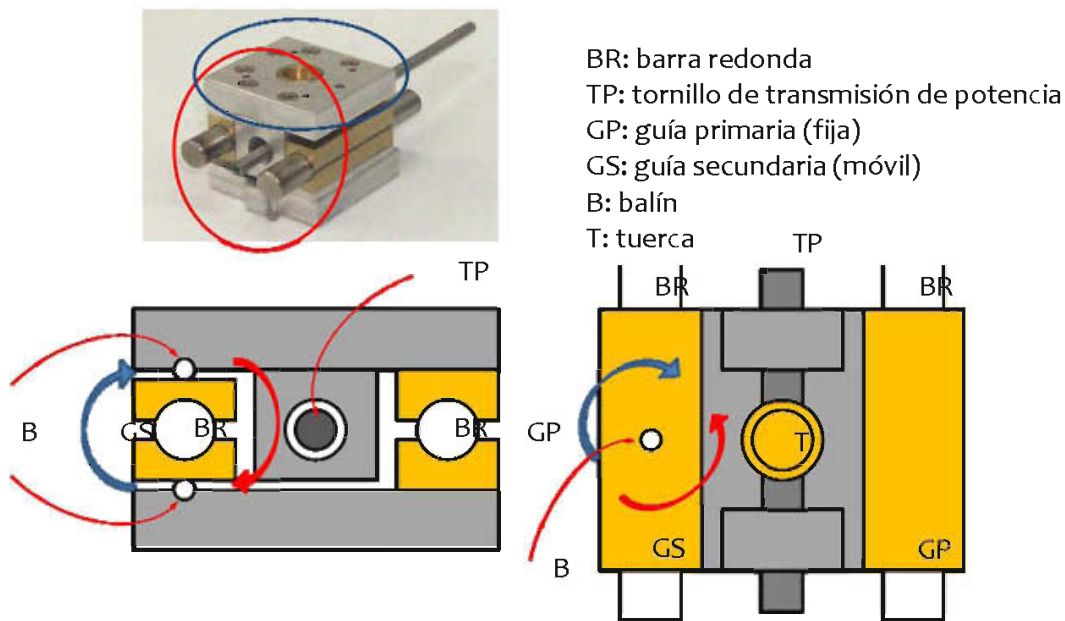


Fig. 2.7. Vistas frontal (izq.) y superior (der.) del sistema de guiado en una MMH del GMM

2.2 Hipótesis

Se considera que los errores geométricos presentes en las micromáquinas herramienta desarrolladas en el GMM están directamente relacionados con los mecanismos empleados en ellas. Dichos errores pueden reducirse con mejoras en el diseño y la manufactura de las piezas mecánicas que conforman la máquina.

2.3 Objetivo

Investigar y evaluar los mecanismos empleados en las micromáquinas herramientas desarrolladas en el Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la UNAM, con la finalidad de determinar los errores mecánicos asociados a los mismos y proponer mejoras en su diseño y construcción.

2.4 Metas

- ↳ Identificar las principales fuentes de error presentes en las micromáquinas herramienta.
- ↳ Analizar los procesos de manufactura involucrados durante la fabricación de las micromáquinas herramienta.
- ↳ Evaluar diferentes configuraciones y mecanismos para el desarrollo de micromáquinas herramienta.
- ↳ Desarrollar un prototipo de micromáquina herramienta considerando los resultados obtenidos como base.

CAPÍTULO

3

EVALUACIÓN DE MECANISMOS

3.1 Propuesta de evaluación de los mecanismos empleados en MMH mexicanas

Para la evaluación a realizar en este trabajo se propone dividir el análisis en dos etapas, un análisis individual y uno en conjunto. En el análisis individual se busca determinar en dónde se encuentran los errores geométricos más significativos de cada uno de los elementos empleados en el desarrollo del sistema de transmisión de movimiento. Con la evaluación en conjunto se busca optimizar el ensamblaje de los mecanismos, adicionalmente de evaluar diferentes tipos y configuraciones de mecanismos para determinar la opción con mejor relación costo desempeño que se pueda emplear para el desarrollo de nuevas micromáquinas herramienta.

3.1.1 Evaluación individual de los mecanismos

La primera propuesta es la de realizar una evaluación individual a cada uno de los elementos mecánicos empleados en el sistema de transmisión de movimiento. Debido a que todos los componentes empleados (con excepción de balines, barras rectificadas y rodamientos) son manufacturados en el mismo GMM, se cree que gran parte de los errores inherentes a ellos se debe a los procesos de manufactura involucrados en su desarrollo.

Esta propuesta surge de la premisa de que si se mejoran individualmente los elementos a emplear, se obtendrán mejores resultados en su desempeño en conjunto. Es por ello que esta evaluación estará directamente relacionada con la forma en la cual se desarrollan los elementos, y qué posibles correcciones se pueden aplicar.

Para facilitar este análisis, separaremos el sistema de transmisión en 3 partes principales: el sistema de generación de movimiento y potencia (motor y caja de

engranes), el sistema de transformación de movimiento (tornillo de transmisión de potencia y tuerca) y el sistema de movimiento lineal (carros montados sobre guías).

3.1.1.1 Sistema de generación de movimiento y potencia (Motor y caja de engranes)

Debido a las características de los motores empleados en la generación del movimiento en las micromáquinas herramienta, se ve necesaria la implementación de una reducción mecánica que permita proporcionar la resolución solicitada por el diseñador y la potencia necesaria para lograr el movimiento. En este trabajo no se realizará la evaluación del desempeño de los actuadores, sólo se consideraran las características principales determinadas en las referencias [19] y [20]. Para fines de este trabajo, esta sección está enfocada al diseño de la caja de engranes.

Uno de los principales problemas con la caja de engranes es el juego mecánico involucrado. Este espaciamiento es necesario para evitar interferencias, desgastes y una generación excesiva de calor, así como para asegurar una apropiada lubricación, compensar las tolerancias de manufactura, entre otros. El juego mecánico no es un parámetro importante cuando las cajas de engranes se utilizan en aplicaciones en donde no existe una carga de reversa o que la posición después de un cambio de dirección no es crítica. Sin embargo, en aplicaciones de posicionamiento de precisión, en donde constantemente hay cambios de dirección, así como cargas que se contrapongan al movimiento, este juego mecánico afecta directamente la exactitud en la posición [21] (fig. 3.1).

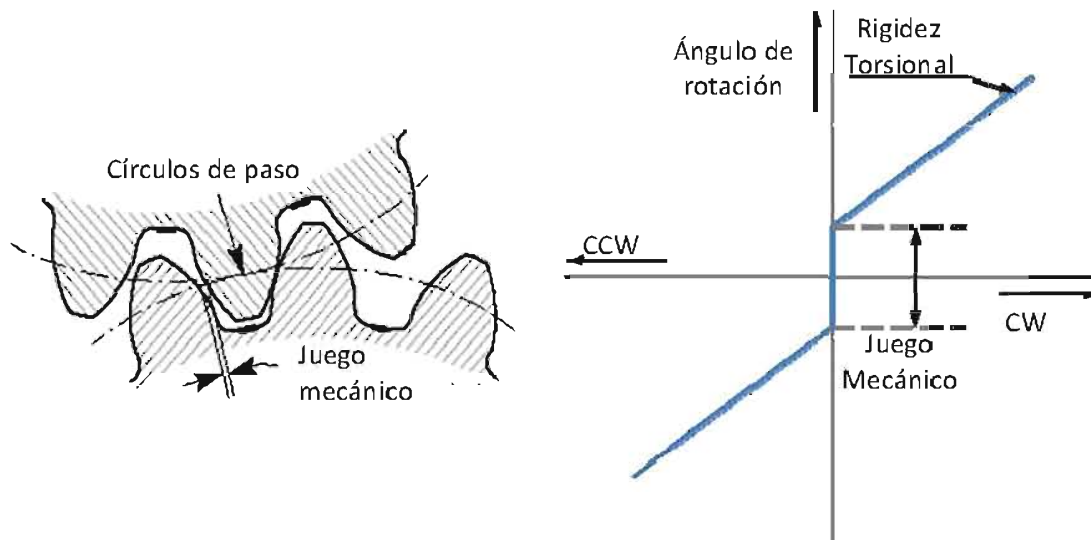
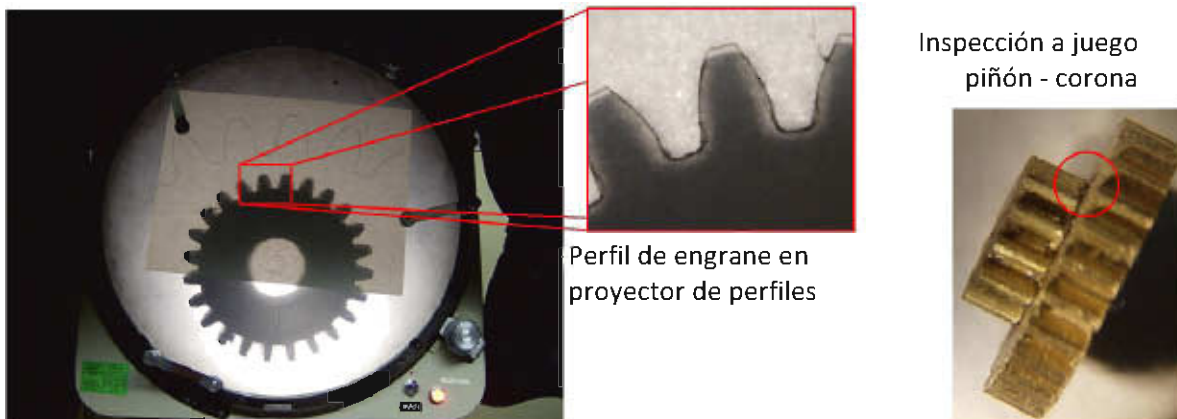


Fig. 3.1 Juego mecánico en engranes y la curva teórica de comportamiento [22]

Adicionalmente a la problemática del juego mecánico, existen otras problemáticas con respecto al uso de cajas de engranes, como detectar que la posición angular real de una caja de engranes puede ser diferente a la posición teórica del mismo. Los factores que

mayormente influyen en este tipo de errores son las inexactitudes en los perfiles de los dientes de los engranes, las tolerancias, desviaciones, excentricidades, tolerancias con respecto a la distancia entre los centros de los engranes [22].

Para determinar los errores anteriormente descritos fue necesario hacer una inspección visual de cada uno de los elementos que componen el tren de engranes. En la figura 3.2 es posible hacer una primera inspección.



En la figura 3.2a se observa el perfil de uno de los engranes empleando el proyector de perfiles Nikon V-16D del Laboratorio de Metrología y Medición del CCADET. Para comprobar que el perfil del engrane sea el adecuado, se generó un perfil patrón en CAD del mismo engrane con la finalidad de observar las posibles desviaciones que éstos tuviesen. Como se puede observar en la misma figura, el perfil del diente sigue el contorno del engrane patrón, sin embargo, en la parte superior del diente se percibe que no tiene las dimensiones teóricas. Por otro lado, en la figura 3.2b se muestra el ensamble de un juego de piñón – corona. Es posible observar que los engranes que conforman este juego están desalineados entre ellos. Para la reducción, se requiere del ensamble de 6 juegos piñón - corona, fabricados a partir de barras de engranes de 24 y 12 dientes, a la entrada un piñón acoplado a una flecha proveniente del motor, y finalmente una corona a la salida de la reducción que se acopla al tornillo de transmisión de potencia. Estos errores están directamente relacionados con la manufactura y ensamble de los engranes que conforman al sistema.

Para mostrar el proceso de manufactura empleado en el desarrollo de estos elementos, se presenta la figura 3.3 donde se muestra brevemente el procedimiento a realizar para la manufactura de las rebanadas de engranes. En el número 1 se puede observar el proceso de refrentado que se realiza para dejar plana la cara frontal de la pieza. Posteriormente, del 2 al 5 se muestra el barrenado para obtener el eje de giro del engrane. En las figuras de la 6 a la 8 se muestra cómo, utilizando un tronzador,

obtenemos la rebanada de engrane que posteriormente será aplicada en el desarrollo de los juegos piñón – corona.

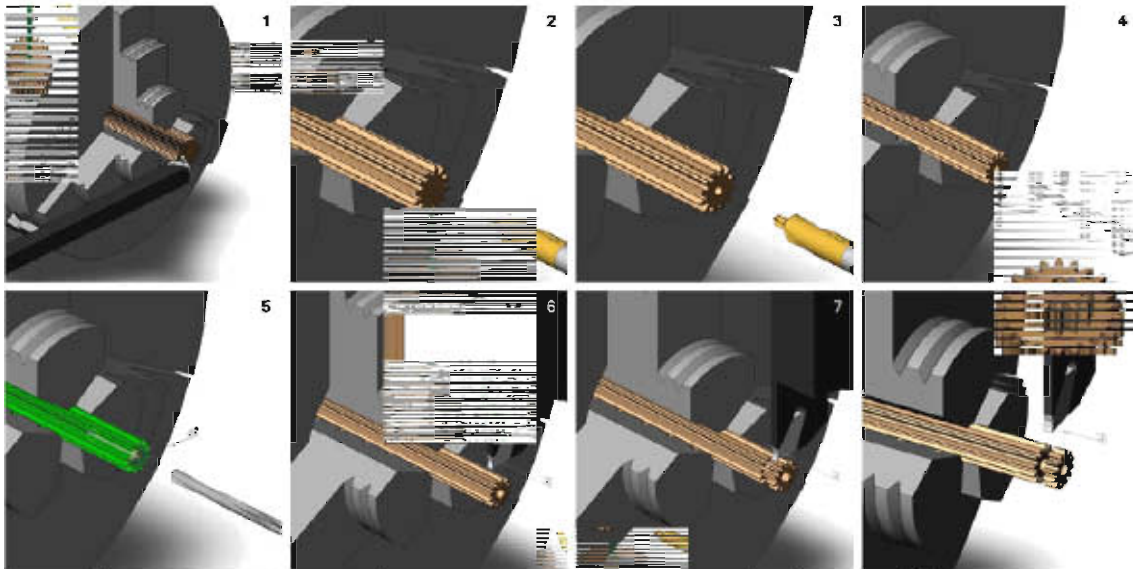


Fig. 3.3 Manufactura de engranes que componen los juegos piñón – corona.

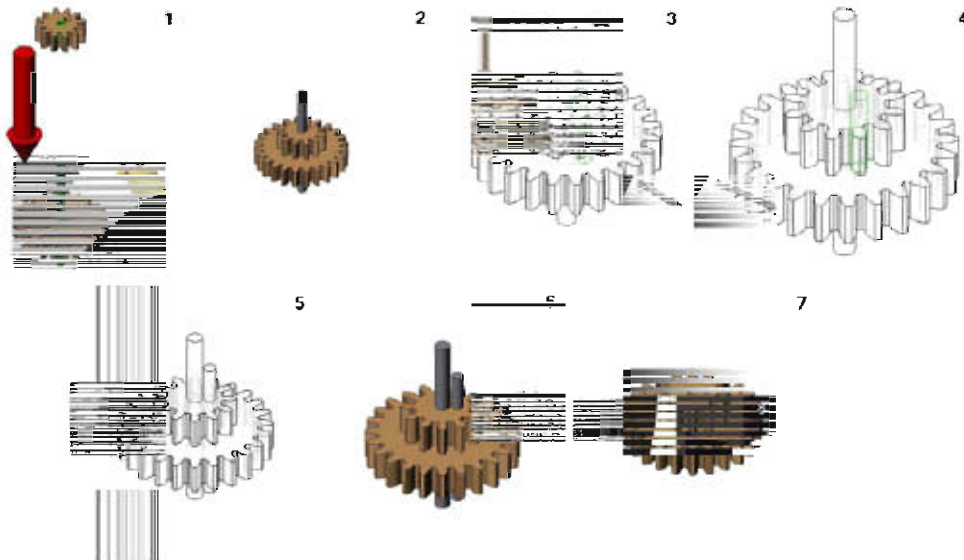


Fig. 3.4 Ensamble de los engranes que forman el juego piñón - corona

También resulta importante describir brevemente la forma en la que se ensambla el juego piñón – corona (fig. 3.4) a partir de dos rebanadas de engrane, una de 12 dientes y la otra de 24 dientes. En el número 1 se puede observar que empleando el eje de giro de los engranes es posible ensamblarlos adecuadamente. Del 2 al 5 se pretende restringir el movimiento relativo entre ellos colocando un perno en un barreno descentrado que se hizo en cada uno de ellos. Finalmente, en los números 6 y 7 se fija

el arreglo empleando un adhesivo permanente y se corta el perno empleado a ras de la superficie del juego de engranes.

Después de este análisis, se presenta la tabla 3.1, en donde se mencionan algunos puntos que se deben considerar durante el proceso de maquinado empleado en el desarrollo de los juegos piñón – corona utilizados en el sistema de transmisión de potencia de las micromáquinas herramienta del GMM.

Tabla 3.1. Proceso de manufactura asociado a la fabricación de los juegos piñón – corona.

Proceso de manufactura	Fuentes de error
Refrentado y generación de barreno central	Si el refrentado se hace a una distancia mayor a cinco veces el diámetro de la pieza pueden haber flexiones que afecten el resto de los procesos. Para el barreno central, maquinar menos de 6 mm, pues la broca puede presentar flexiones a mayor penetración. Cuidado de no lastimar los dientes de las barras de engrane al sujetar con el chuck del torno.
Corte de las rebanadas de engranes	Se lleva a un mini torno de CNC para cortar rebanadas a 2 mm. Al cortarlas, queda sobrematerial, debe quitarse con cuidado evitando lastimar el perfil del engrane.
Barreno descentrado para unir juegos de engranes	Uso de un centro de maquinado vertical para fabricar la pieza necesaria para la manufactura del barreno descentrado. Uso de material rígido para evitar deformaciones en el proceso y así evitar errores en el ensamble de los engranes.
Ensamble de los engranes usando pegamento	Uso de guía al centro de los engranes (uno de 12 y otro de 24 dientes). El barreno descentrado coincidente en ambos engranes, que permitirá colocar otro perno para unirlos. Finalmente, se coloca el pegamento y se deja secar.

Para concluir con el análisis de los engranes, es conveniente analizar el efecto mecánico (juego) de los cambios de dirección en el movimiento del sistema con respecto al tamaño de la reducción del tren de engranes. De forma ilustrativa, se considera un tornillo M3x0.5, un motor a pasos de 28 pasos por revolución y que el error en todos los engranes es el mismo y es de 1 paso de motor entre cada etapa de reducción (para este caso, un paso de motor equivale a 12.86° aproximadamente). Para esta evaluación, las reducciones propuestas son de 128 a 1 y de 16 a 1.

Debido a que en el primer engrane se manifiesta el juego mecánico total del tren de engranes, se requiere analizar cómo aumenta éste conforme se van activando cada una de las etapas de reducción. Para calcular dicho error se puede observar la figura 3.5,

donde experimentalmente se determinó que, si consideramos el mismo error para toda la transmisión, tenemos

$$r_e = p^n * r_s \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$e_t = (p^n - 1) * e_c \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde r_e es la rotación de entrada, r_s es la rotación de salida, p es la reducción por etapa de juegos de engranes, n es el número de etapas, e_t es el error total y e_c es el error considerado para cada etapa de transmisión.

Para la reducción de 128 a 1, considerando que la reducción por etapa es de 2 a 1, y son 7 etapas de reducción, tenemos que

$$r_e = 2^7 * 1[\text{vuelta}] = 128[\text{vueltas}],$$

lo que significa que el motor debe dar 128 vueltas para que a la salida de la transmisión se complete una. Si aplicamos los mismos valores a la ec. 3.2 tendríamos que el error sería de:

$$e_t = (2^7 - 1) * 1[\text{paso}] = 127[\text{pasos}]$$

$$e_t = (2^7 - 1) * 12.86[^\circ] = 1633.22[^\circ] = 4.54[\text{vueltas}]$$

Este valor indica que el motor debe recorrer 127 pasos para que el último de los engranes comience su movimiento. Para calcular el error lineal, es necesario conocer la resolución teórica por paso de motor, la cual se calcula dividiendo el paso del tornillo por revolución entre el valor de la reducción y el número de pasos que tiene el motor. Partiendo de un tornillo M3x0.5 acoplado a una reducción mecánica de 128 a 1 y ésta, a su vez, conectada a un motor de 28 pasos por revolución, la resolución teórica del sistema de movimiento es de **139.5 [nm]** por paso del motor. Con este dato, se obtiene el error lineal de este sistema y es de **17.717 [µm]**.

Aplicando las mismas ecuaciones para la reducción de 16 a 1, tenemos que:

$$r_e = 2^4 * 1[\text{vuelta}] = 16[\text{vueltas}]$$

$$e_t = (2^4 - 1) * 1[\text{paso}] = 15[\text{pasos}]$$

$$e_t = (2^4 - 1) * 12.86[^\circ] = 192.9[^\circ]$$

La resolución teórica de este sistema es de **1.16 [µm]** por paso de motor, considerando un tornillo M3x0.5, una reducción de 16 a 1 y un motor de 28 pasos por revolución. Al aplicar dicho valor de resolución al error obtenido teóricamente, tenemos que el error lineal total de este sistema es de **16.741 [µm]**.

Como se puede observar, los errores lineales no son significativamente distintos, sin embargo, se debe considerar que los errores obtenidos son teóricos. Si se añade el

factor del número elementos involucrados en la transmisión del movimiento, existe mayor probabilidad de errores adicionales en una transmisión de mayor tamaño.

Es por ello que se recomienda el uso de reducciones pequeñas; sin embargo, para lograr reducirla es necesario que el actuador, en este caso, los motores a pasos, cuenten con mejores propiedades de par y resolución.

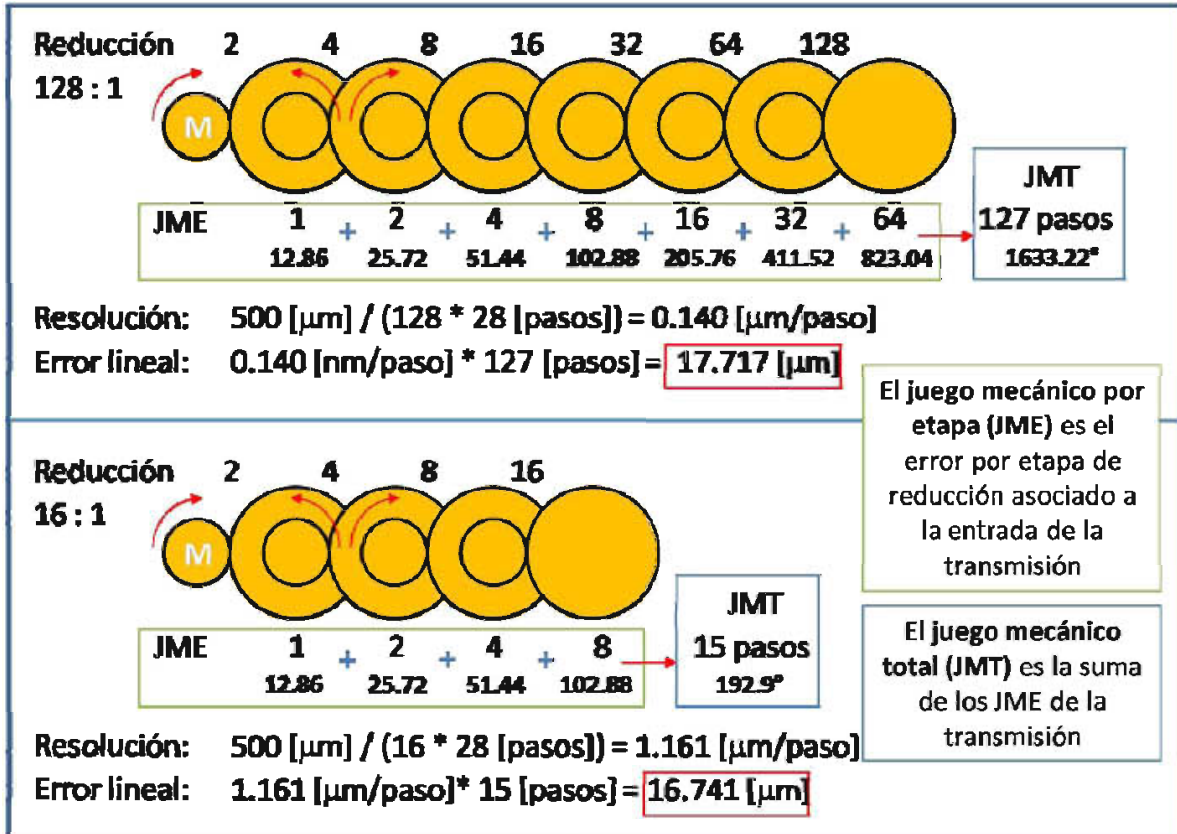


Fig. 3.5. Error lineal asociado al juego mecánico existente en un cambio de dirección de movimiento del sistema dependiendo del tamaño de la transmisión empleada

3.1.1.2 Sistema de transformación de movimiento (Tornillo de transmisión de potencia y tuerca)

A la salida de la caja de engranes, se encuentra acoplado un tornillo de transmisión de potencia. Entre las principales fuentes de error asociados a este tipo de elementos se encuentra el juego mecánico, las deformaciones (flexiones y torsiones) presentes a lo largo del tornillo, la geometría de las cuerdas, entre otras.

Debido a la complejidad de la manufactura del tornillo de transmisión de potencia se puede considerar como el elemento crítico del sistema de cambio de movimiento rotacional a lineal. Sin embargo, no se debe tomar a la ligera la manufactura de la

tuerca, ya que es el elemento que funcionará como la interfaz directa entre el tornillo y el elemento móvil.

Finalmente, un último error a considerar es la excentricidad existente entre la tuerca y el tornillo de transmisión de potencia. Este error genera deformaciones tanto en el tornillo como en la tuerca, además de calor excesivo por la fricción que habrá entre ellos, y que a su vez generaría deformaciones térmicas en el sistema.

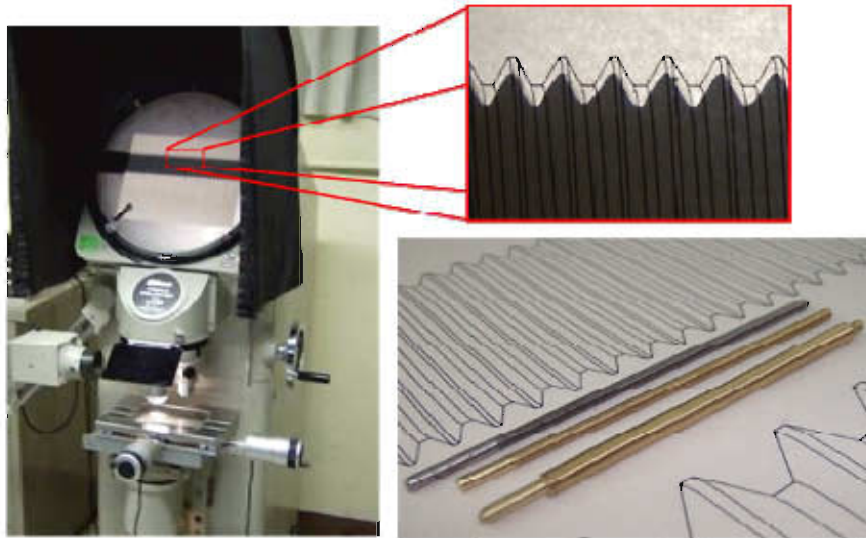


Fig. 3.6. Inspección visual de los tornillos de transmisión de potencia

Al igual que en el caso de los engranes, primero se hace una inspección visual del tornillo de transmisión de potencia (figura 3.6). De igual forma, para la inspección visual se utilizó el proyector de perfiles del CCADET y también fue necesaria la generación de patrones del tornillo en CAD.

Es sencillo identificar uno de los errores más significativos de estos elementos, y es que, aún cuando el perfil del tornillo es similar al del patrón, se pueden observar las holguras con respecto al mismo. Estas holguras están directamente asociadas al juego mecánico que se presentará durante el desempeño de este elemento dentro del sistema.

Para ahondar más en el análisis, se propuso la fabricación de varios tornillos con diferentes características, con la finalidad de evaluar algunos de los parámetros de importancia, como lo son la relación diámetro vs. longitud del tornillo (deformaciones), paso del tornillo y material con el que está fabricado, entre otros.

Antes de fabricar dichos tornillos se hizo un análisis de los procesos de manufactura involucrados en el desarrollo de cada uno de ellos, con la finalidad que hacer recomendaciones para optimizar su fabricación.

En la figura 3.7 se muestra el proceso de manufactura de un tornillo de transmisión de potencia desarrollado en el GMM. De la A a la C se realizan los procesos para realizar el barreno donde se pueda utilizar el contrapunto. En la figura D se hace el torneado de la pieza para darle las dimensiones necesarias al tornillo. En la E se muestra el proceso crítico, la generación de la rosca. Finalmente, en la F se hacen los maquinados restantes para que G se corte el tornillo de la barra.

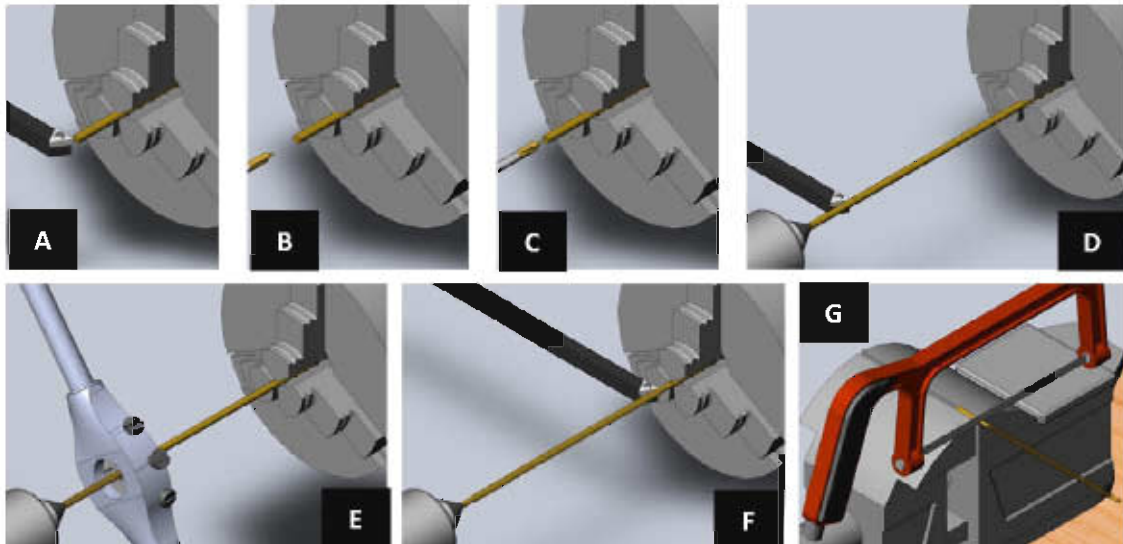


Fig. 3.7. Manufactura de un tornillo de transmisión de potencia

Una vez analizado todo el procedimiento para la fabricación del tornillo, se muestra la tabla 3.2 en donde se hacen algunas sugerencias para la fabricación de los tornillos de transmisión de potencia.

Tomando en consideración todos los puntos mencionados en la tabla 3.2, se fabricaron diferentes tornillos variando principalmente 3 parámetros: material, diámetro del tornillo y paso del tornillo. Dado que uno de los principales problemas al fabricar tornillos de transmisión de potencia es la flexión en la barra, se considera necesario mejorar la relación diámetro – longitud. Es por ello que se propone la manufactura de un tornillo de mayor diámetro con el fin de mejorar dicha relación. Por otro lado se busca manufacturar tornillos de iguales características, pero empleando diferentes materiales, buscando evaluar la vida útil del tornillo contra la facilidad de manufactura. Finalmente, el último parámetro que se puede evaluar es el paso del tornillo, entre más fino sea el paso, la resolución se ve beneficiada, sin embargo, su manufactura se complica.

Entre la variedad de tornillos que se fabricaron destacan los M5x0.5 de latón, M3x0.5 de latón, M3x0.5 de acero, M2.5x0.45 de latón, M2x0.4 de latón. La razón de observar diferentes tornillos es la de determinar qué elemento es el que más conviene para su implementación en el desarrollo de nuevos prototipos de micromáquinas herramienta.

Tabla 3.2. Procesos de manufactura asociados a la fabricación de los tornillos de transmisión de potencia

Proceso de manufactura	Fuentes de error
Refrentado de la pieza	Realizar el refrentado a una distancia menor a cinco veces el diámetro de la pieza ya que pueden haber flexiones que afecten los siguientes procesos.
Barrenado de centros	Procurar buen centrado de barreno para contrapunto, sino se generaran conos.
Careado de la pieza para dimensiones requeridas	El maquinado deber ser gradual y con penetraciones muy pequeñas, pues es muy probable que haya flexiones importantes durante este proceso.
Generación de la rosca (tarraja)	Debe lubricarse y limpiarse constantemente para evitar deformaciones no deseadas. De igual forma, debe utilizarse el contrapunto para evitar flexiones.
Maquinado para diámetro interior de los rodamientos	Procurar maquinados con penetraciones poco profundas para evitar flexiones a lo largo de la barra. Debe tenerse cuidado puesto que la rosca ya esta generada.
Corte de la pieza	Evitar sujetar por el tornillo, pues se puede deformar la rosca

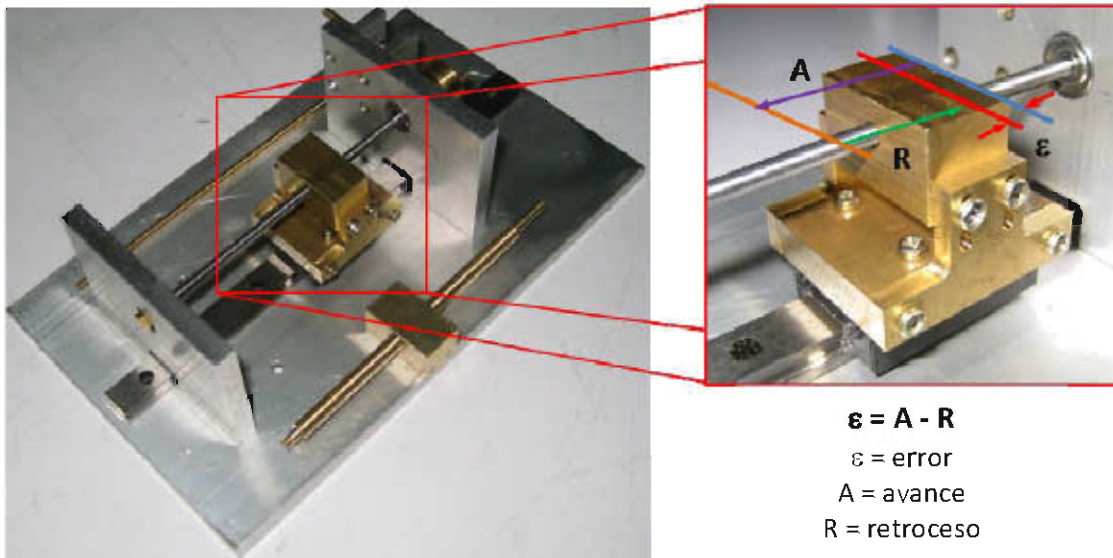


Fig. 3.8 Sistema para evaluar el desempeño de los tornillos de transmisión de potencia y las tuercas, así como el esquemático para la evaluación del juego mecánico.

Para evaluar los tornillos fabricados en esta sección, se diseñó un banco de pruebas que no requiriera del uso de una reducción, y que el sistema de movimiento lineal fuera

delegado a un sistema comercial, con la finalidad de que los errores a evaluar por el sistema, únicamente correspondieran al tornillo y a la tuerca. En la figura 3.8 se puede observar dicho sistema, así como la evaluación de juego mecánico.

Para la evaluación a realizarse en este banco de pruebas, no fue posible generar los tornillos M2.5x0.45 y M2x0.4, debido al tamaño del sistema. Es por ello que para esta evaluación sólo se consideraron los tornillos M5x0.5 de latón y los M3x0.5 de acero y latón. Básicamente, la evaluación consta de una inspección visual y se reportan las características de cada elemento y posteriormente se llevan a su evaluación de juego mecánico y desplazamiento. Esta evaluación se reporta en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Evaluación de los tornillos fabricados

Tornillo	Material	Evaluación cualitativa de la manufactura	Resultados cuantificables
M5x0.5	Latón (1/4")	Deformación del tornillo, holguras respecto al patrón, rosca trunca, debido a flexiones en la barra. El juego mecánico no es constante a lo largo de la carrera.	Desplazamiento prom.: 0.483 mm Error promedio: 0.033 mm
M3x0.5	Latón (1/8")	Flexión de la barra, roscado correcto, perfil de rosca muy parecido al patrón. No se observan otro tipo de deformaciones. Desplazamiento relativamente constante.	Desplazamiento prom.: 0.500 mm Error promedio: 0.014 mm
M3x0.5	Acero (1/8")	Poca flexión de la barra, tiempo de manufactura mucho mayor, forma muy semejante al patrón. Desplazamiento relativamente constante.	Desplazamiento prom.: 0.502 mm Error promedio: 0.019 mm

A lo largo de cada uno de los tornillos se hicieron mediciones de desplazamiento con el fin de observar las desviaciones presentes. Por las razones que se plantean en la tabla 3.3, no fue posible realizar todas las pruebas al tornillo M5x0.5, y es por eso que no se incluye en la evaluación que se muestra en la figura 3.9.

De esta figura se puede concluir que el tornillo fabricado en acero tiene menores deformaciones que el fabricado en latón debido a que se observan desviaciones menores entre los valores de desplazamiento. Esto implica que, aún cuando es más tardado fabricar el tornillo en acero, éste presenta mayores ventajas y por lo tanto es recomendable que se fabriquen de este material.

Otro punto que se planteó anteriormente es el de mejorar la relación diámetro del tornillo vs. longitud del mismo. Por esta razón, se buscó la fabricación del tornillo

M5x0.5 con el cual se mantendría la misma longitud, pero el diámetro aumentaría y con la característica que mantendría el mismo paso por revolución. Sin embargo al hacer el análisis visual en el comparador, se detectaron diferentes tipos de deformaciones (flexión y torsión, cuerdas truncas, etc). Dichas deformaciones impidieron hacer una evaluación cuantificable más completa. Es por ello que crecer el diámetro no parece solucionar el problema de la relación, por ello que se optará por trabajar en el otro sentido, es decir, reducir la longitud de los tornillos.

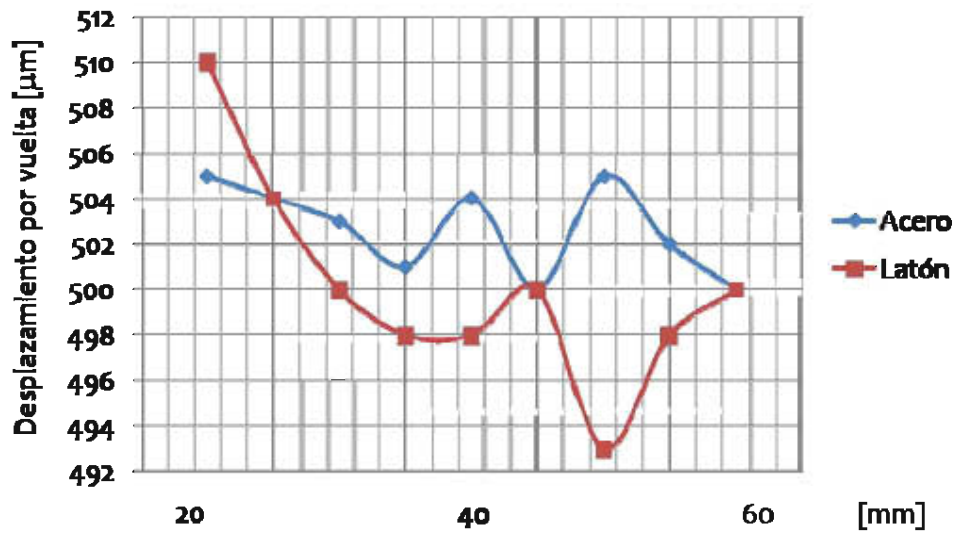


Fig. 3.9. Desplazamientos a lo largo de los tornillos de transmisión de potencia M3x0.5

También se debe tomar en consideración el desarrollo de las tuercas. Existen diferentes tipos de tuercas como se han usado en el GMM. En la figura 3.10 se muestran algunos tipos de tuercas empleadas. Una propuesta a manufacturar es la de uso de un sistema con precarga, con la que se evitaría la mayor parte del juego mecánico existente en esta parte de la transmisión. Sin embargo, aún no es posible diseñarla, sino hasta que se revise el diseño del sistema de movimiento lineal.

Adicionalmente a esta información, se puede decir lo siguiente del proceso de fabricación de tornillos de transmisión de potencia:

- El torno empleado para la fabricación de los tornillos de transmisión de potencia genera conicidad ya que las guías no se encuentran paralelas a su eje de rotación.
- La rosca de los tornillos de transmisión de potencia es generada por medio de una herramienta comercial (tarraja), por lo que no se tiene control sobre el perfil de la misma.
- Un parámetro no cuantificable es la experiencia del fabricante del tornillo, ya que una persona con mayor experiencia en los procesos de fabricación, tiene mayor probabilidad de éxito que una persona que no la tiene.



1. Tuerca con 2 GDL para compensar desalineamientos en el tornillo
2. Tuerca con precarga para evitar juego

Fig. 3.10. Tuercas desarrolladas en el GMM.

3.1.1.3 Sistema de movimiento lineal

Como se mencionó anteriormente, este sistema interactúa directamente con el anterior por medio de la tuerca. Este sistema tiene la función de trasladar adecuadamente a los carros que soportaran las bancadas del sistema.

Los principales errores asociados a este sistema son aquellos desalineamientos existentes en el guiado del carro, como lo pueden ser las deformaciones de las guías o el incorrecto ensamble de las mismas con la estructura. Para nuestro caso concreto, en la figura 3.11 se puede observar un esquemático de dichos desalineamientos en las guías sobre las que corren los carros.

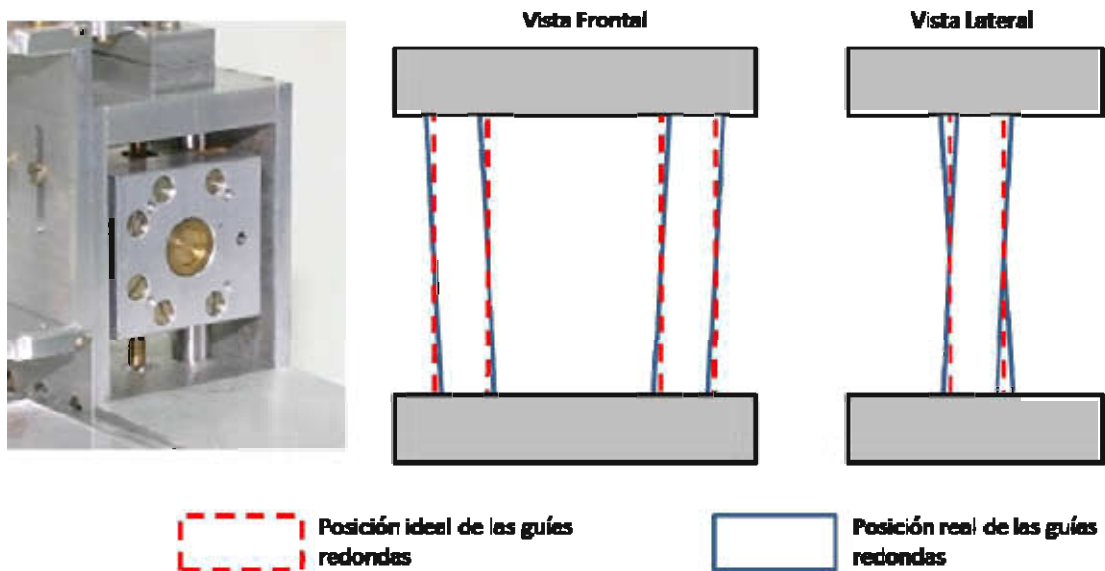


Fig. 3.11 Esquemático de los desalineamientos en guías redondas

En la figura 3.11 la línea roja punteada representa la forma en la que deberían estar acomodadas las guías, sin embargo en la realidad es muy probable que no sea así.

Por otro lado, otra problemática que se tiene con el sistema empleado en la micromáquina herramienta desarrollada en el 2007, es la dificultad de fabricación y ensamble del sistema móvil que corre sobre las guías redondas, además de que resulta complicado ejercerle la carga adecuada al sistema para que no tenga dificultades de movimiento, pero que a su vez no permita juego mecánico (Fig. 3.12).

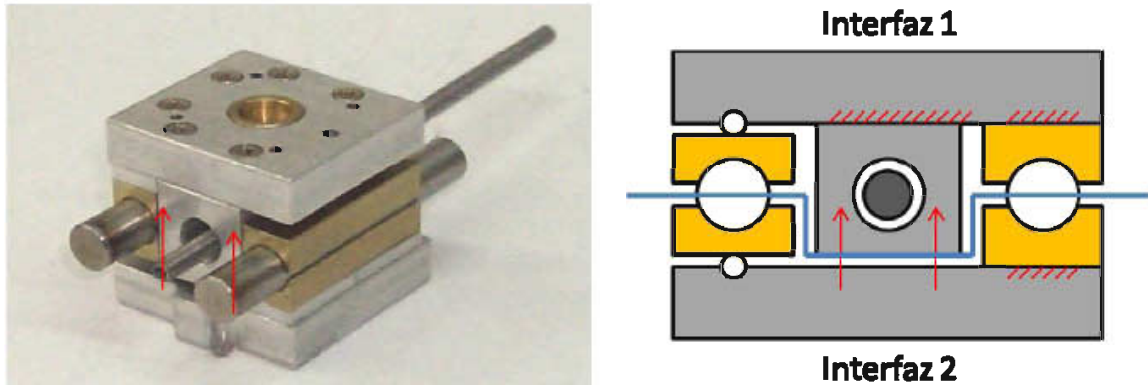


Fig. 3.12. Precarga necesaria para el correcto ensamble y funcionamiento del sistema usado en las MMH desarrolladas por el GMM

Adicionalmente a los errores relacionados con las desviaciones existentes en las partes estructurales de la micromáquina que soportan las guías redondas, también deben de considerarse los errores existentes en cada uno de los elementos que componen los carros. Debido a estos errores, existirán problemas en la cuadratura del carro móvil (fig. 3.13) y esto generará errores durante los procesos de micromaquinado.

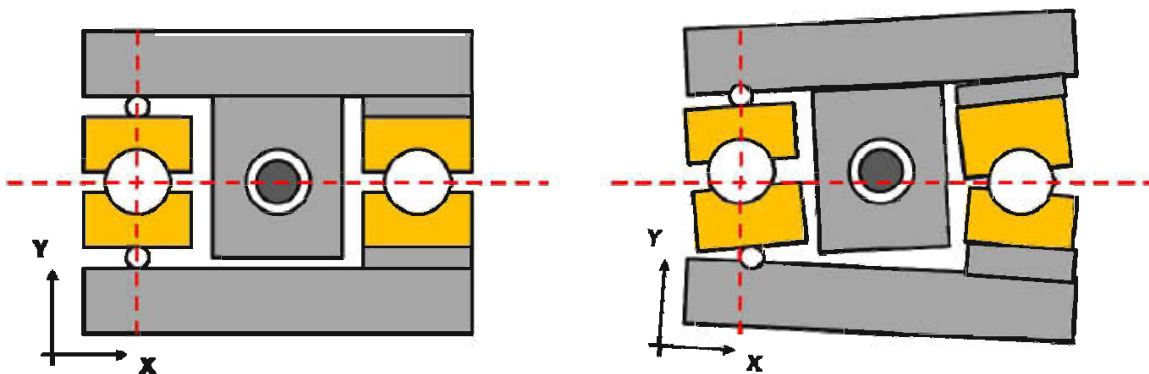


Fig. 3.13. Esquemático de las desviaciones existentes en un carro móvil

Estos errores pueden reducirse disminuyendo el número de piezas involucradas en el ensamble del sistema, y optimizando los procesos de manufactura empleados en su desarrollo.

Es por ello que en este apartado también se optó por realizar sugerencias sobre otros posibles sistemas a implementar que proporcionen mejoras tanto en la manufactura, el ensamble, el desempeño y obviamente el costo.

La primera opción a sugerir es el uso de guías prismáticas. Desafortunadamente, este tipo de sistemas resultan muy complicados de manufacturar, principalmente debido a los acabados que se le deben de tener y a las precisiones en el desarrollo de las mismas. Es por ello que el siguiente tipo de sistema a considerar es el de guías con elementos rodantes. Este tipo de sistemas resultan muy eficaces para nuestros propósitos y en comparación con otro tipo de sistemas comerciales estos son relativamente económicos. La única condición que se debe tomar en cuenta, son las precargas que se deben aplicar a estos para que tengan un funcionamiento óptimo.

Otro factor a considerar es el tamaño de los mecanismos debido a las restricciones que se tienen respecto a las dimensiones máximas consideradas para el desarrollo de dispositivos micromecánicos. Adicionalmente a esto, como se mencionó en el apartado anterior, se pretenderá fabricar tornillos más cortos en lugar de tornillos de mayor diámetro, por lo que resulta favorable que los mecanismos de movimiento sean de menores dimensiones.

Después de una revisión, fueron seleccionados dos dispositivos a evaluar. La guía lineal miniatura LWLC7 de la marca IKO, que incorpora dos columnas de balines de acero en un arreglo de 4 puntos de contacto con el riel en el que corre. Pese a sus bajas dimensiones proveerá al sistema una exactitud y rigidez estable debido a su diseño simple (Fig. 3.14).

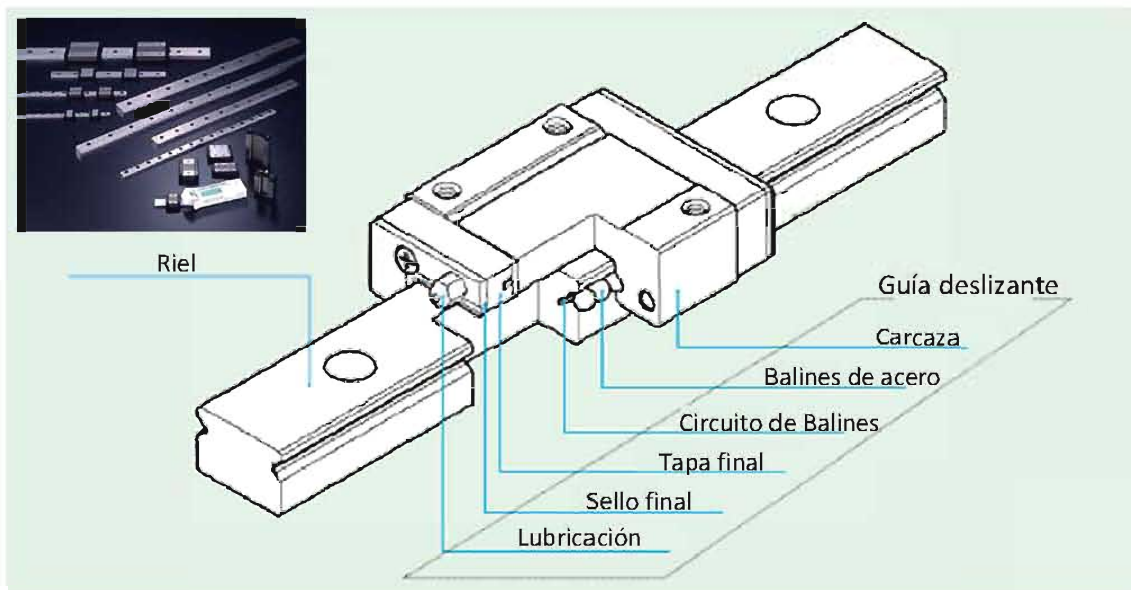


Fig. 3.14. Guía Lineal miniatura y sus componentes

El otro dispositivo es el rodamiento lineal LME5 de la marca IKO, que puede viajar a lo largo de una flecha mediante un movimiento lineal. Dentro del cilindro externo del rodamiento lineal están incorporados un retenedor, balines de acero y un circuito de circulación y gracias a ellos es posible obtener una posición de precisión (fig. 3.15).

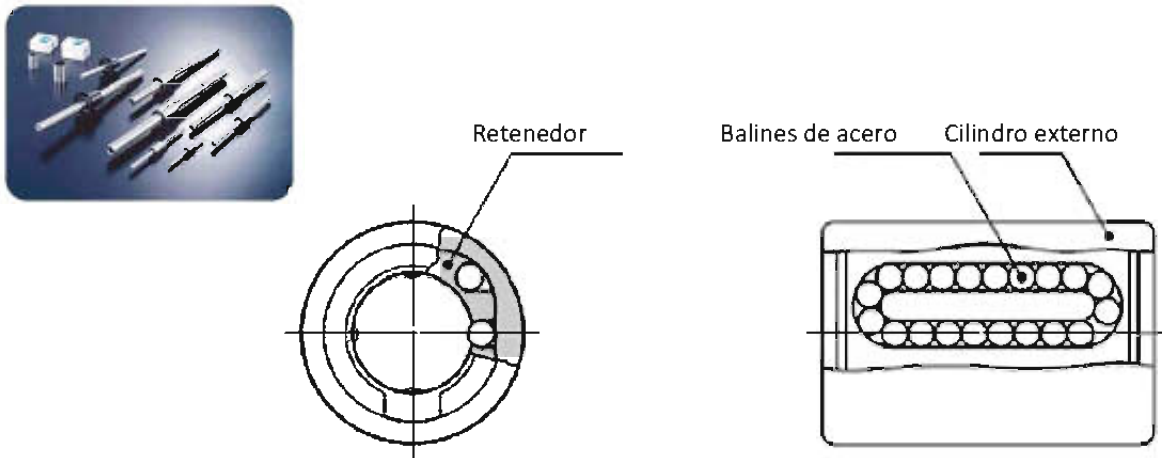


Fig. 3.15. Rodamiento lineal miniatura y sus componentes

Sin embargo, para realizar la evaluación de estos elementos, se requiere de hacer pruebas en conjunto con el resto de los componentes. De aquí surge la necesidad de hacer un análisis de todos los mecanismos interactuando en un mismo sistema. La evaluación antes descrita da pie a tomar ciertas decisiones para la selección de los mecanismos que compongan dicho sistema.

3.1.2 Evaluación en conjunto de los mecanismos empleados

La evaluación anterior presenta resultados interesantes relacionados principalmente con la optimización en la fabricación o desarrollo de cada mecanismo empleado en las micromáquinas herramientas del GMM. Sin embargo, el hecho de que se mejore cada elemento mecánico involucrado, no necesariamente hará que el sistema en conjunto mejore significativamente su desempeño.

Es por ello que se hace una segunda etapa de evaluación, que implicará la revisión de todo el conjunto de elementos para determinar la forma más adecuada para integrarlos y lograr un desempeño óptimo.

Para este fin, se propuso el diseño y construcción de bancos de pruebas, que incluyan la implementación de los tres sistemas en los que fue dividida la evaluación anterior y nos permita determinar la combinación que mejor comportamiento presente para su aplicación en el desarrollo de dispositivos micromecánicos.

En primer lugar es importante mencionar que debido a los resultados obtenidos en la evaluación individual, se buscará mejorar todos los sistemas procurando seguir con las premisas establecidas, es decir, si requerimos reducir el tamaño del tren de engranes, debemos proporcionar mayor par y resolución por medio del actuador. Así mismo, si queremos evitar la mayor cantidad de errores geométricos en el tornillo de transmisión de potencia, se requiere de disminuir la longitud del mismo.

También debemos, cuando menos, mantener las características que tienen las micromáquinas herramienta ya desarrolladas. Para el caso del sistema desarrollado en el año 2007, se tiene que la resolución es de 140 nanómetros (este valor debe ser menor a un micrómetro de resolución), un volumen de trabajo de 15 x 10 x 60 mm, y dimensiones de 120 x 160 x 85. Sin embargo, para este nuevo prototipo se sugiere contar con una resolución similar a la que ya se tiene implementada (140 nm) y un volumen de trabajo de 20 x 20 x 20 mm.

Con base en estas consideraciones, se comenzó el diseño de los bancos de pruebas.

3.1.2.1 Selección del sistema de actuación y reducción mecánica

Para determinar el sistema de actuación y reducción mecánica, se requiere de conocer datos que permitan asegurar que el sistema funcionará de manera adecuada. En concreto estos datos van relacionados con el par requerido por el motor y la resolución mínima buscada. Para conocer el par requerido por el motor se deben de considerar las fuerzas involucradas en los procesos de corte de materiales, la fuerza de fricción debida a la carga de los sistemas y fuerza de precarga (si es que existiera).

Diferentes fuerzas intervienen durante los procesos de micromaquinado, y están directamente relacionadas con el tipo de mecanismos de transmisión de movimiento. Para el caso tratado, las principales fuerzas involucradas son las referentes al giro del tornillo de transmisión de potencia, a las fuerzas de fricción y a las fuerzas referentes al corte de los materiales.

Para calcular el par necesario para que el motor logre girar al tornillo y este a su vez permita el avance del carro, se utiliza la ec. 3.3 para la elevación de cargas utilizando un tornillo de transmisión de potencia, considerando tornillos con cualquier forma de rosca [17]:

$$T = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde T es el par requerido, F es la fuerza que se debe vencer, d_m es el diámetro medio del tornillo, l es paso de la rosca, f es el coeficiente de fricción entre los materiales del tornillo y la tuerca y α es el ángulo de hélice del tornillo.

Se debe calcular la fuerza a vencer, la cual incluye el peso del sistema a trasladar (en la fuerza de fricción), así como la fuerza de corte involucrada en el micromaquinado.

Para el cálculo de la fuerza de fricción, se requiere del conocimiento de los materiales en contacto y de la masa a mover. Considerando que el coeficiente de fricción existente entre el acero (barra gorton) y el latón (guías semicirculares), materiales en contacto en los carros (que sería el caso crítico, pues en teoría las dos propuestas comerciales presentan mucho menor fricción), es de 0.35 en superficies secas y de 0.19 en superficies lubricadas. Por otro lado, la fuerza normal está definida enteramente por el peso del sistema, que de acuerdo a cálculos realizado es de aproximadamente 1.4 [N]. Si consideramos que la superficie no se encuentra lubricada, tomamos el valor de 0.35 para el coeficiente de fricción, en la ec. 3.4 se muestra la fuerza de fricción a vencer.

$$F_f = \mu_s N = (0.35)(1.4)[N] = 0.49[N] = 490[mN] \quad \text{Ec. 3.4}$$

También se deben considerar las fuerzas de corte F_t durante los procesos de maquinado. Para su cálculo se utilizó la ec. 3.5 donde se toma en consideración el esfuerzo último de cedencia del material a manufacturar σ , las condiciones del maquinado, reflejadas en un factor de maquinabilidad del material C_m , un factor de desgaste de la herramienta C_w , el número de cortadores involucrados en el proceso de corte Z_c y el área que aun no ha sido desprendida durante la formación de la viruta A [23].

$$F_t = \sigma A Z_c C_m C_w = (614.433 \left[\frac{N}{mm^2} \right]) (2.5 \times 10^{-6} [mm^2]) (2)(2.2)(1.1) = 7.435[mN] \quad \text{Ec. 3.5}$$

Finalmente, la fuerza que el tornillo debe vencer es igual a la suma de las anteriores, y es el valor que introduciremos en la ecuación 3.3 para determinar el par del motor necesario para accionar al sistema de movimiento. Sin embargo, para mejorar el desempeño de la micromáquina a proponer, se considera necesario la aplicación de tuercas con precarga, con la finalidad de reducir en la medida de lo posible el juego mecánico, por lo que se decidió hacer una prueba experimental con una tuerca precargada.

De la ec. 3.3 se calcula el torque requerido sin precarga:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{1 + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right)$$

$$T = \frac{((490 + 7.435) \times 10^{-3})[N] \cdot (2.75 \times 10^{-3})[m]}{2} \left(\frac{(0.5 \times 10^{-3})[m] + \pi(0.19)(2.75 \times 10^{-3}) \sec(60)[m]}{\pi(2.75 \times 10^{-3})[m] - (0.19)(0.5 \times 10^{-3}) \sec(60)[m]} \right)$$

$$T = 0.30623[mN \cdot m]$$

Posteriormente, en la figura 3.16 se muestra el ejercicio realizado para determinar experimentalmente el par necesario para mover la tuerca con precarga, utilizando la ec. 3.6:

$$T_p = F_p \cdot d_b = (1.36[N])(0.0069[m]) = 9.384[mN \cdot m] \quad \text{Ec. 3.6}$$

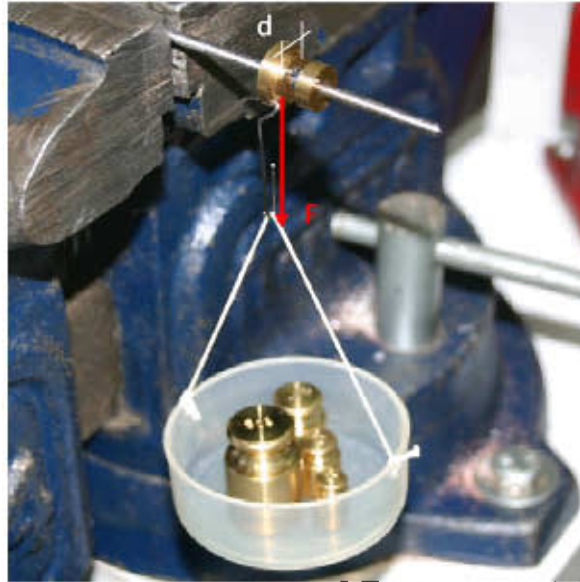


Fig.3.16 Experimento para determinar el par necesario para mover tuerca con precarga

El par final a considerar es la suma de los pares calculados, de acuerdo a la ec. 3.7.

$$T_f = T_t + T_p = 0.306 + 9.384[mN \cdot m] = 9.69[mN \cdot m] \quad \text{Ec. 3.7}$$

Con los datos obtenidos se sugiere encontrar un actuador que por sí solo pueda mover al sistema y que preferentemente cuente con las características de resolución buscadas, además de ser de bajas dimensiones para la aplicación en sistemas micromecánicos.

Se encontró un motor comercial de pasos con un par superior a los 10 mN*m y con una resolución de 200 pasos por revolución. Teóricamente, el motor por sí solo tendría la capacidad de actuar el sistema, sin embargo no cumple con la especificación de la resolución.

Si se supone un tornillo M3x0.5, la resolución por paso de motor quedaría de 2.5 micrómetros, valor que no está en el rango de resolución requerido. Como se busca que la resolución sea semejante a la del prototipo ya desarrollado que es de 139.5 nm. Considerando la resolución que tendría el motor por sí solo, buscamos una reducción de 17.92 a 1. De acuerdo a lo tratado en 3.1.1.1, se propone disminuir la cantidad de etapas de reducción en el tren de engranes, y como se busca una resolución semejante

a la ya alcanzada en el 2007, se sugiere la implementación de una reducción 16 a 1 de acuerdo al tipo de juegos de piñón – corona que se desarrollan en el GMM. Con esta reducción, la resolución teórica que el sistema sería de 156 nm.

En la figura 3.17 se muestra el motor utilizado en la transmisión de movimiento de las micromáquinas en comparación con el motor comercial que se planea implementar.

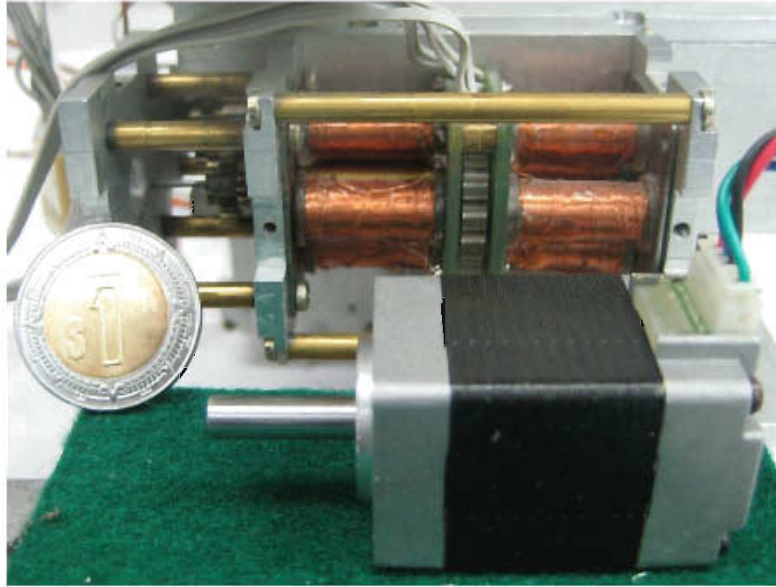


Fig. 3.17. Motor a pasos desarrollado en el GMM junto con el motor comercial a implementar

Por otro lado, en la figura 3.18a se muestra el diseño en CAD de la reducción ya implementada en la MMH desarrollada en el 2007, donde el sistema de transmisión de movimiento es un módulo independiente del resto de la máquina, ensamblado a ella únicamente por 2 puntos de sujeción. Para dar mayor soporte a este sistema, en la nueva propuesta a diseñar, se sugiere integrarlo dentro del mismo prototipo completo. Esto se observa en la figura 3.18b.

3.1.2.2 Selección del sistema de transformación de movimiento

Una vez seleccionados el actuador y el tren de engranes se continua con la selección del tornillo de transmisión de potencia y de la tuerca a implementar.

El tornillo de transmisión de potencia empleado anteriormente era un M3x0.5. Las longitudes de estos tornillos variaban desde los 80 a los 120 mm de largo dependiendo del eje en el que estuvieran integrados. Esta longitud se debía en primer lugar al tamaño de los carros que se trasladaban a lo largo de las guías redondas. También se debe al espacio empleado para colocar el rodamiento que alinea el tornillo con

respecto al tren de engranes y finalmente, debido a la posición del engrane de salida que debe acoplarse con el tornillo.

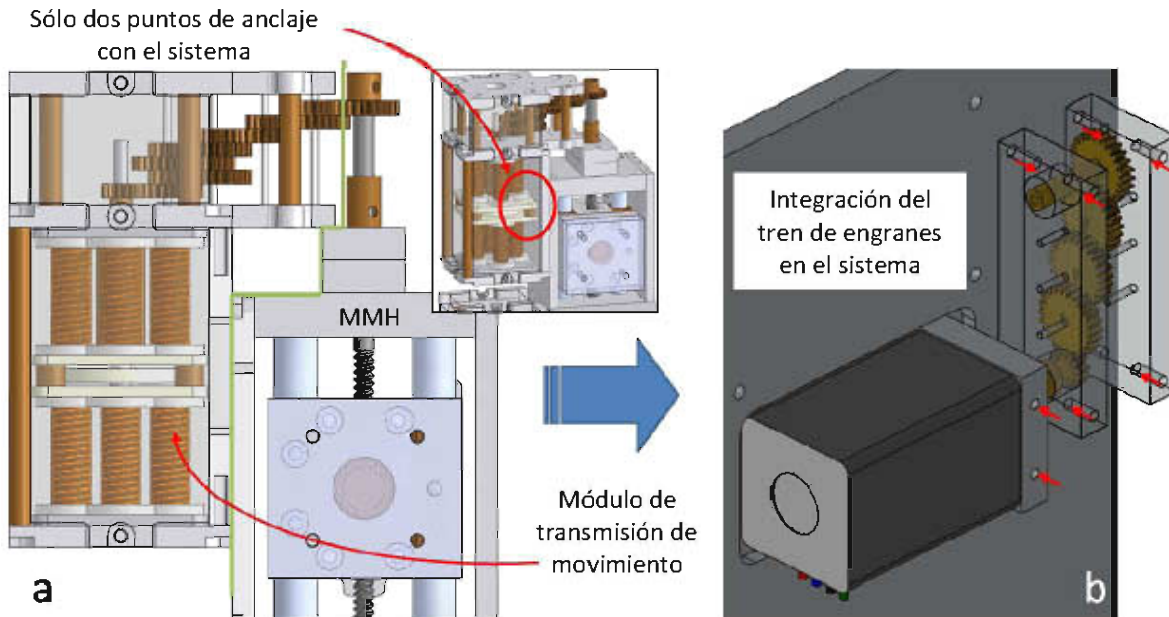


Fig. 3.18. a) Tren de engranes empleado en la MMH desarrollada en el 2007.
b) Propuesta de implementación del tren de engranes para el nuevo sistema.

Con base en estas premisas y en lo acordado en 3.1.1.2, se propone reducir el tamaño de los tornillos en al menos un 30% con respecto a los que ya se han fabricado (80 mm). Para ello se deben tomar en consideración el espacio que requieren los mecanismos de movimiento lineal para su integración al sistema, además de la carrera requerida y finalmente de los espacios necesarios para su acoplamiento al tren de engranes.

Para estimar el tamaño máximo de los tornillos a fabricar se propone que el tamaño de los mecanismos de movimiento lineal sea de 20 mm y se consideraran 20 mm adicionales para la carrera del sistema, proponiendo 15 mm adicionales para alinear el tornillo por medio de rodamientos y la sujeción al tren de engranes, cumpliendo con la reducción del 30% de la longitud de tornillo sugerida.

También se propone disminuir las dimensiones del tornillo de un M3x0.5 a un M2.5x0.45, con la única finalidad de mejorar la resolución del sistema, quedando en 140.6 [nm] por paso de motor.

Para el caso de la tuerca se busca que sea un sistema precargado, con la finalidad de disminuir el juego mecánico existente entre la tuerca y el tornillo de transmisión de potencia. Sin embargo, este tipo de sistemas resultan complicados de configurar, y es por ello, que dependerá del sistema de movimiento lineal si es que es posible colocarlos o no.

Como conclusión de este apartado, los elementos que se pretenden integrar son tornillos de transmisión de potencia M2.5x0.45 y de una longitud de 55 mm. Preferentemente, se sugiere que sean fabricados en acero con la finalidad de darle mayor rigidez y vida útil al mismo. Se plantea la posibilidad de que los tres tornillos tengan exactamente las mismas dimensiones con la finalidad de evitar considerar diferentes parámetros de corte dependiendo de las características del tornillo. Por el otro lado, se plantea la posibilidad de implementar tuercas con precarga, pero sólo si el sistema de transmisión de movimiento lineal lo permite.

3.1.2.3 Selección del sistema de movimiento lineal

Como se mencionó en el apartado 3.1.1.3, se busca la evaluación de tres sistemas, que incluyen el sistema que actualmente se utiliza por el GMM para el desarrollo de micromáquinas y dos sistemas comerciales (guías lineales y rodamientos lineales). En los apartados anteriores se hicieron las selecciones del resto de los elementos a integrar en los bancos de pruebas para llevarlos a su evaluación, y se presentan en la tabla 3.4

Tabla 3.4. Elementos mecánicos considerados a implementar en el sistema de posicionamiento a evaluar

Características	Carro con guías redondas	Guía lineal	Rodamiento lineal
Dimensiones con soportes	40 x 32 x 16 mm	40 x 32 x 17 mm	47 x 32 x 16 mm
Tornillo	M2.5x0.45	M2.5x0.45	M2.5x0.45
Tuerca	2 GDL	2 GDL	Precarga
Reducción	16 : 1	16 : 1	16 : 1
Resolución	140 nm	140 nm	140 nm
Carrera	20 mm	20 mm	20 mm

Los datos de las dimensiones de los mecanismos de movimiento lineal se obtienen de los diseños en CAD de los sistemas ya ensamblados. Las dos principales características a señalar son las relacionadas con las dimensiones de cada uno de los sistemas y con el tipo de tuerca a implementar.

Como puede observarse, el sistema de rodamiento lineal es el que mayores dimensiones totales requiere para lograr proporcionar la carrera deseada, debido al tamaño de los mismos rodamientos a emplear. Sin embargo, gracias a esos espacios, es el único de los 3 sistemas que permitirá la implementación de un sistema de tuerca con precarga.

En la figura 3.19 se muestra el diseño del banco de pruebas con el sistema de carro móvil sobre guías redondas y algunas de sus características.

En la figura 3.20 se muestra el diseño del banco de pruebas que emplea guías lineales comerciales y algunas de sus características.

En la figura 3.21 se muestra el diseño del banco de pruebas que emplea rodamientos lineales comerciales y algunas de sus características.

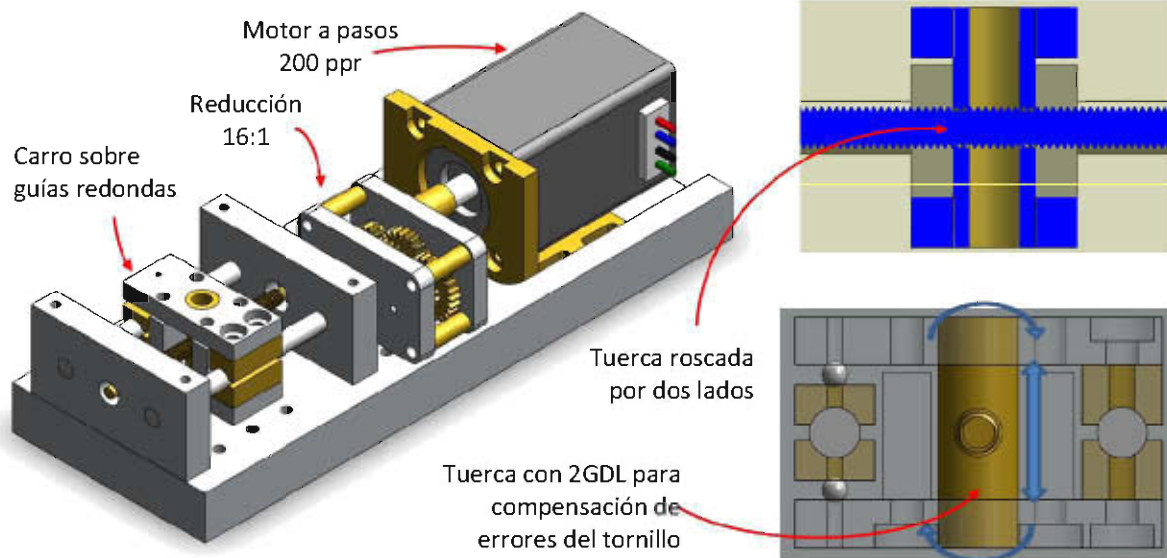


Fig. 3.19. Sistema similar al empleado en el GMM para el desarrollo de MMH

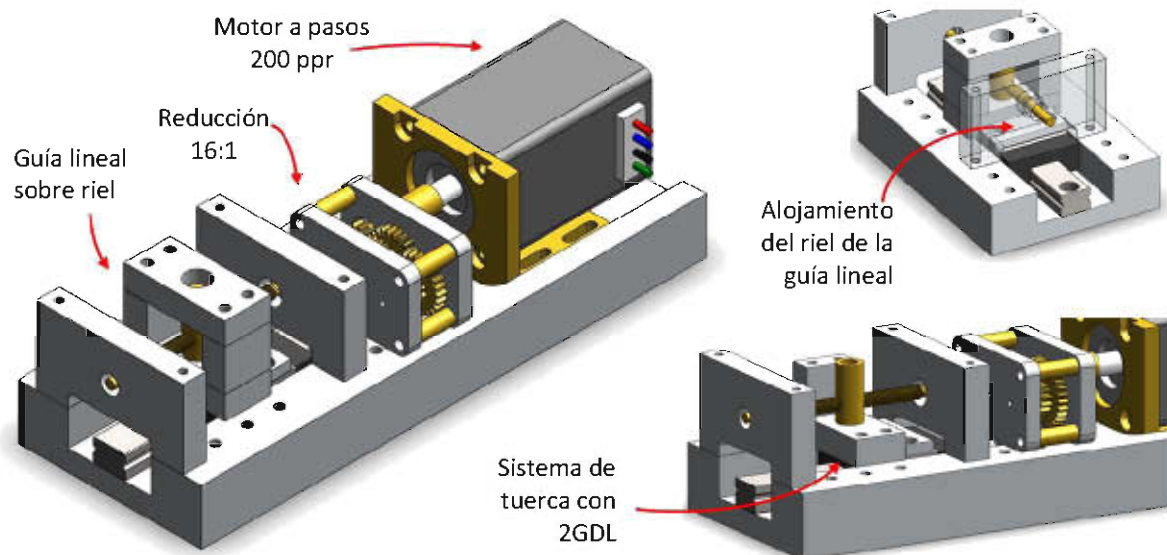


Fig. 3.20. Sistema basado en el uso de guía lineal

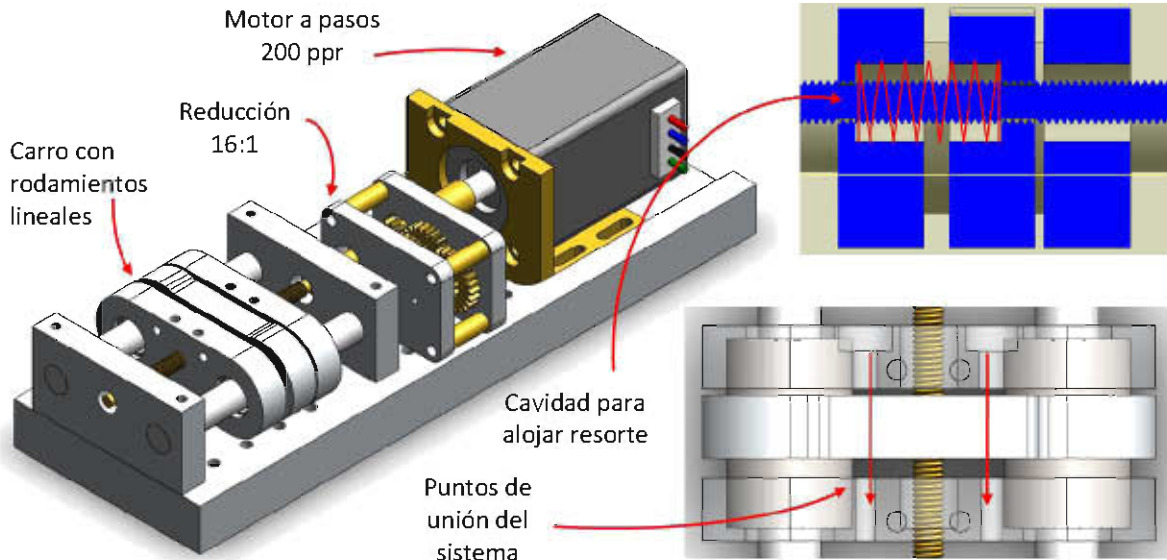


Fig. 3.21. Sistema basado en el uso de rodamientos lineales

En la figura 3.22 se muestran los tres bancos de pruebas fabricados. Es importante mencionar que para los 3 casos se empleó el mismo motor, el tren de engranes y tornillo. En el sistema de transformación de movimiento varía el diseño del carro con respecto al principio a utilizar.

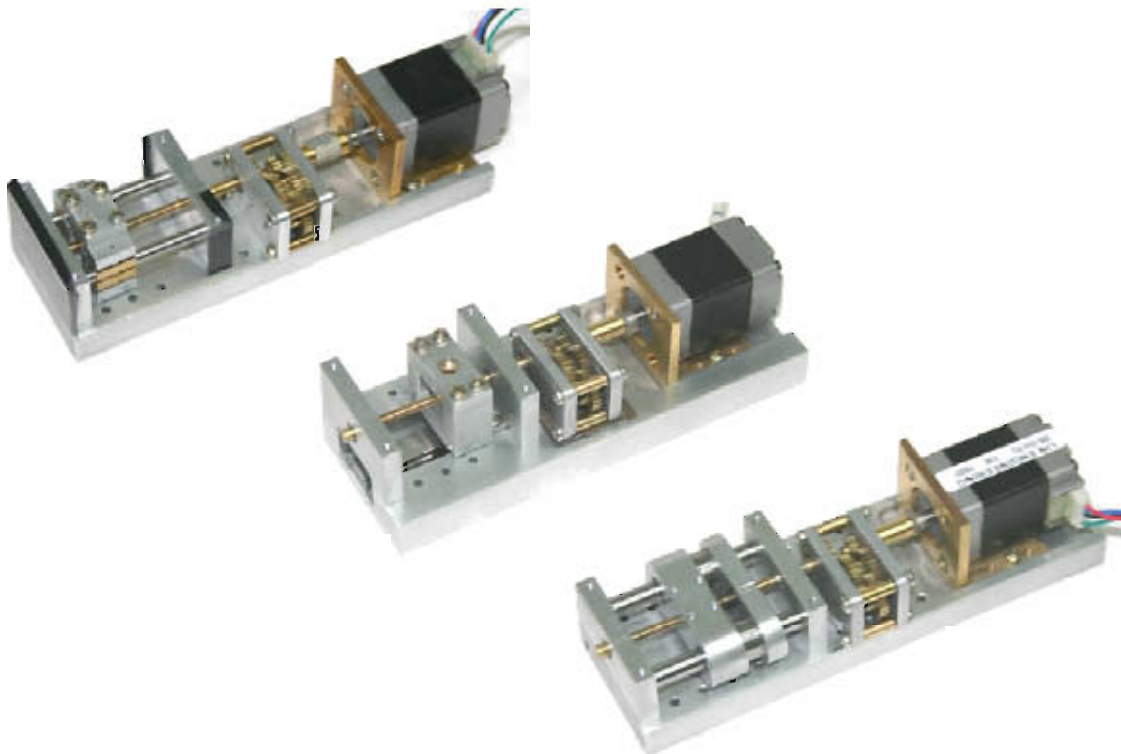


Fig. 3.22. Bancos de pruebas fabricados

3.2 Evaluación de los conjuntos de mecanismos mediante un Interferómetro láser

Una vez fabricados los bancos de pruebas a evaluar, se propone el uso de un interferómetro láser para analizar las capacidades de movimiento y determinar el juego mecánico presente en cada uno de los sistemas de transmisión de movimiento. Esta evaluación permitirá realizar la selección del sistema que mejores resultados presente y así comenzar con el diseño de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta.

La base de la técnica de medición por medio de un interferómetro láser consiste en combinar dos haces coherentes de luz (láser). Estos dos haces coherentes de luz se obtienen al dividir en dos partes a un haz de luz principal proveniente de un láser colimado. Dichos haces de luz (el de referencia y el de medición) son reflejados de regreso a través del espejo semirreflejante (o divisor) para formar franjas de interferencia en el detector (diodo receptor).

Para emplear esta interferencia de los haces como sistema de medición de longitud, se debe contar con que uno de los dos haces se encuentre fijo, es decir, que no tenga movimiento relativo con respecto al sistema. A este haz se le considera como de referencia y se debe a que al estar definida la longitud de su trayectoria con respecto al receptor, las franjas de interferencia que genera, nunca se ven modificadas. Mientras que el haz de medición, es aquel proveniente del sistema de movimiento, es decir, que la longitud de la trayectoria del haz cambiará dependiendo del movimiento relativo del carro con respecto al sistema de medición, y por tanto las franjas que este haz genera sobre el receptor, se van moviendo. La medición de la longitud recorrida está dada por el número de franjas recorridas multiplicado por la mitad de longitud de onda del haz del láser. Para este caso, el láser cuenta con una longitud de onda de 760 nm.

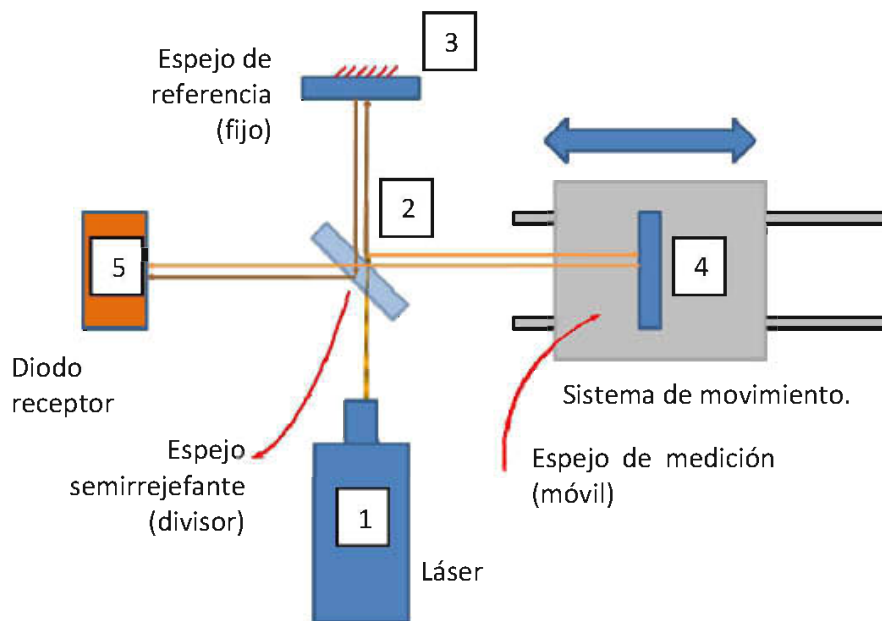


Fig. 3.23. Esquema del sistema de interferometría a utilizar.

En la figura 3.23 se muestra un esquemático del sistema a emplear para la evaluación de los mecanismos. Este sistema consta de un laser que por medio de un espejo traslucido a 45° genera dos haces de luz. Con ayuda de espejos, uno fijo y otro colocado en el sistema móvil, se buscará hacer coincidir dichos haces de luz en un mismo punto (diodo receptor).

Finalmente, en la figura 3.24 se muestra el sistema de medición por interferometría laser ya implementado para la evaluación de los sistemas de transmisión de movimiento.

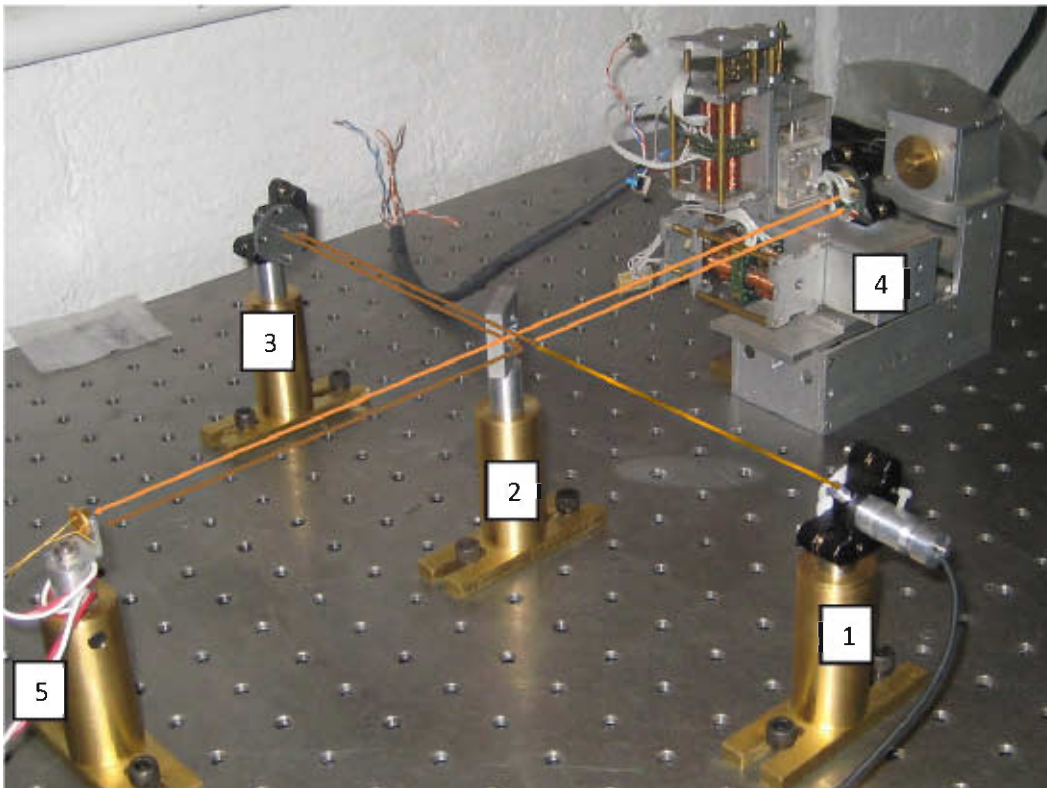


Fig. 3.24. Interferómetro empleado en el GMM para la evaluación de los sistemas propuestos

A la salida de este sistema (voltaje del diodo receptor) se conectó un osciloscopio que nos permite observar el comportamiento electrónico del sistema de posicionamiento. Una vez que se lograba la interferencia entre los haces de luz, el sistema alcanzaba la estabilidad y cualquier movimiento era detectado mandando una señal parecida a la que se muestra en la figura 3.25. En la figura se explica brevemente a qué se deben las variaciones de esta índole en la señal adquirida por el osciloscopio.

Las franjas del haz de referencia se encuentran fijas, mientras que las franjas del haz de medición tienen un movimiento relacionado a la traslación del carro. Al haber ese

movimiento en las franjas del haz de medición las zonas blancas se van descubriendo o coincidiendo permitiendo así que mayor cantidad de luz pase a través de la franja y alcance el valor máximo del voltaje registrado por el receptor. Conforme se sigue desplazando, comienza nuevamente a tapar la franja del haz de referencia y por tanto el valor del voltaje comienza a disminuir. Debido a esto es que se puede observar un comportamiento sinusoidal.

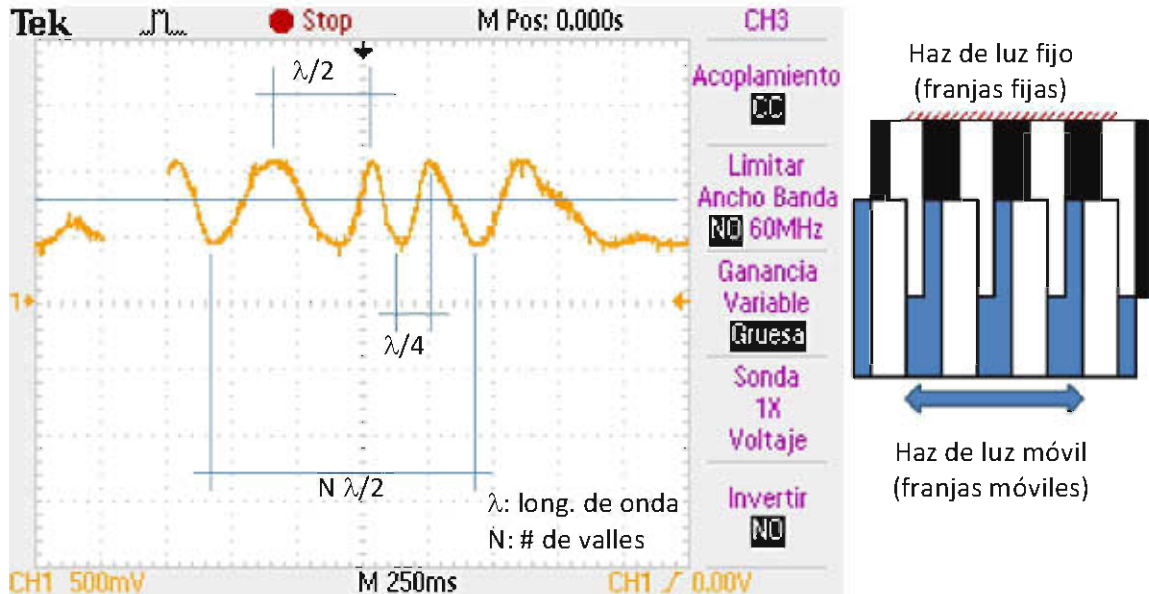


Fig. 3.25. Señal adquirida por el osciloscopio ante algún movimiento del sistema de posición

Como se observa en la figura 3.25, la distancia existente entre valle y valle o cresta y cresta es equivalente al tamaño de media longitud de onda, es por ello que con el conteo de estos puntos, es posible obtener mediciones de longitud, y por lo tanto, obtener resultados de posicionamiento y juego mecánico.

3.2.1 Evaluación de los sistemas de transmisión de movimiento.

Instalado el interferómetro laser se comienzan con las pruebas de evaluación. Tres son los principales aspectos a evaluar: Posicionamiento, juego mecánico y suavidad en el movimiento.

Para comenzar con las pruebas es necesario mencionar la forma en la que se actuaron los sistemas. Se empleo el programa LabView para proporcionar el movimiento a los sistemas. Esta interfaz en LabView se conecta a un controlador de motores a pasos de National Instruments que es la que se encarga de dar las instrucciones al sistema. La interfaz de LabView se obtuvo de un programa anteriormente realizado para el posicionamiento de una platina de precisión. En la figura 3.26 se muestra la interfaz modificada para esta aplicación.

Ya configurada la interfaz de LabView, se comenzó la evaluación de la posición. Resulta muy complicado hacer desplazamientos largos debido a la dificultad de alineamiento del sistema con el interferómetro, por lo que las pruebas de posicionamiento se realizaron haciendo desplazamientos cortos (inferiores a $50\ \mu\text{m}$). En la figura 3.27 se muestra un ejemplo de lo que sucede cuando el sistema se desalinea.

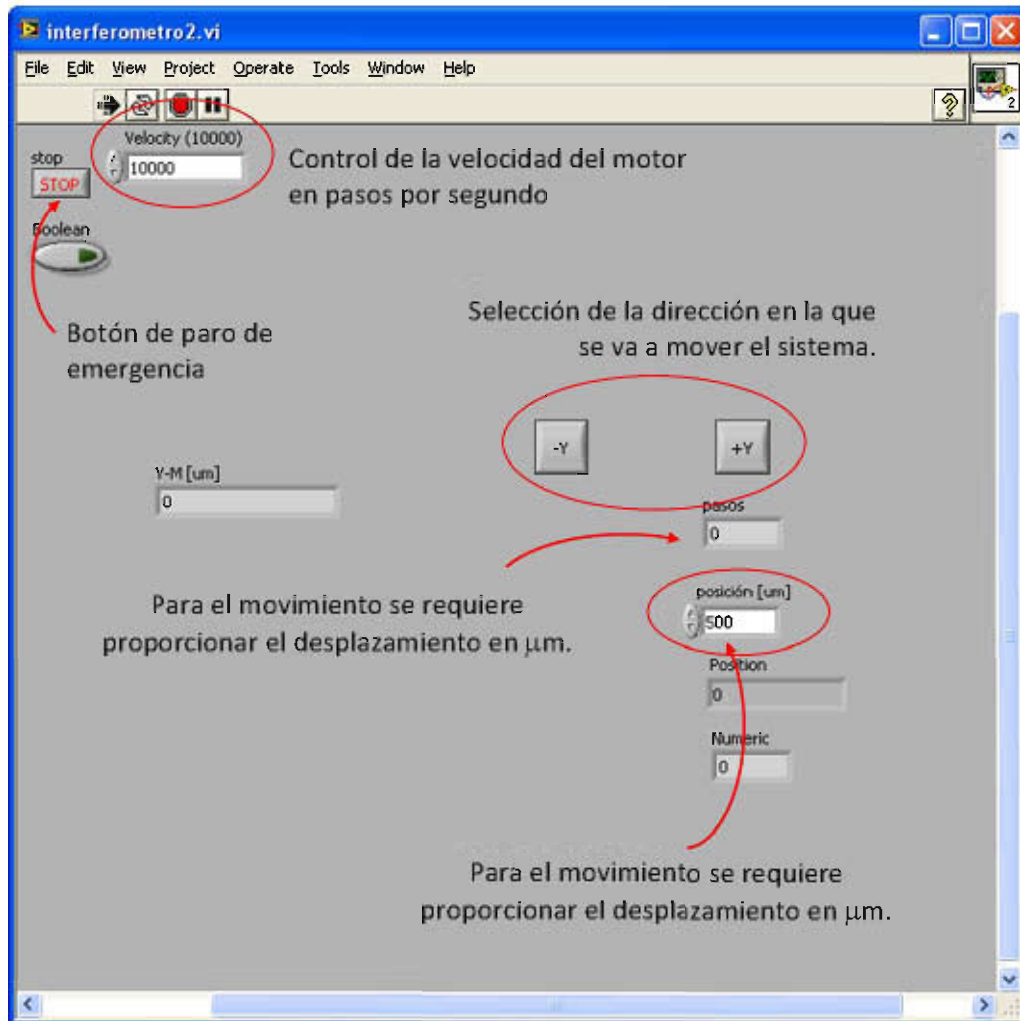


Fig. 3.26. Interfaz en LabView para la actuación de los motores

Para realizar la prueba de posicionamiento, en la interfaz de LabView se daba la orden de ir a una posición determinada en micrómetros. Con ayuda del osciloscopio, se realizó un conteo de crestas durante el recorrido realizado y se estimaba el desplazamiento empleando la relación de la longitud de onda.

Se debía asegurar que para esta prueba el sistema no iba a enfrentar problemas de juego mecánico, por lo que antes de comenzar el conteo, se recorrían algunas micras en un sentido para asegurar que el movimiento fuera de inmediato, pues ya se había absorbido el juego mecánico.

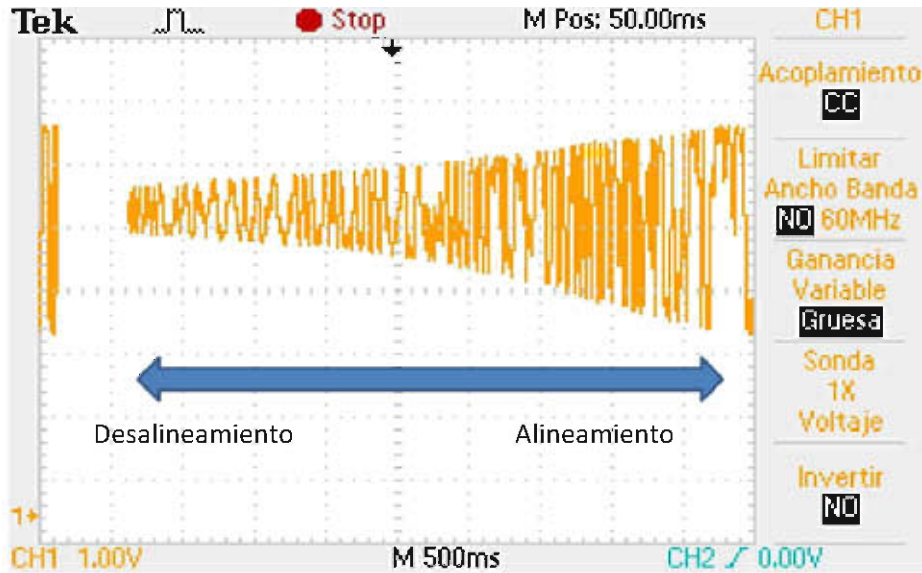


Fig. 3.27. Desalineamiento del sistema de posición con respecto al interferómetro.

3.2.1.1 Posicionamiento

Se hicieron pruebas a 10, 20 y 30 micrómetros de carrera en diferentes partes del sistema de posicionamiento y en la tabla 3.5 y la figura 3.28 se presentan los resultados promedio.

Tabla 3.5. Pruebas de posicionamiento de los sistemas de transmisión de movimiento.

Desplazamiento solicitado [μm]	Carro sobre guías		Guía Lineal		Rodamiento lineal	
	Conteo promedio (crestas)	Desp. aprox. (μm)	Conteo promedio (crestas)	Desp. aprox. (μm)	Conteo promedio (crestas)	Desp. aprox. (μm)
10	68	9.52	65	9.1	70	9.8
20	137	19.18	132	18.48	141	19.74
30	207	28.98	199	27.86	209	29.26

Como puede observarse en la tabla 3.5 y en la figura 3.28 los tres sistemas presentan homogeneidad en su movimiento, sin embargo es notorio que ninguno alcanza el valor teórico solicitado. Esto puede indicar que los sistemas probablemente hayan estado desalineados o que presentan problemas relacionados con la transmisión del movimiento como lo pueden ser saltos de pasos del motor o dificultades para realizar el movimiento (fricción).

3.2.1.2 Juego mecánico

Para la evaluación del juego mecánico se aplicaron dos métodos diferentes. El primero de ellos fue tomar como premisa que el sistema teórico es muy aproximado a la realidad, entonces sólo bastaba con hacer un cambio de dirección, y observar en qué

momento comenzaba el movimiento. El segundo método consistió en realizar recorridos en ambas direcciones e identificar la diferencia existente entre el número de crestas hacia un sentido y hacia el otro. Únicamente se debía asegurar que en la dirección de inicio no se tuviera juego mecánico.

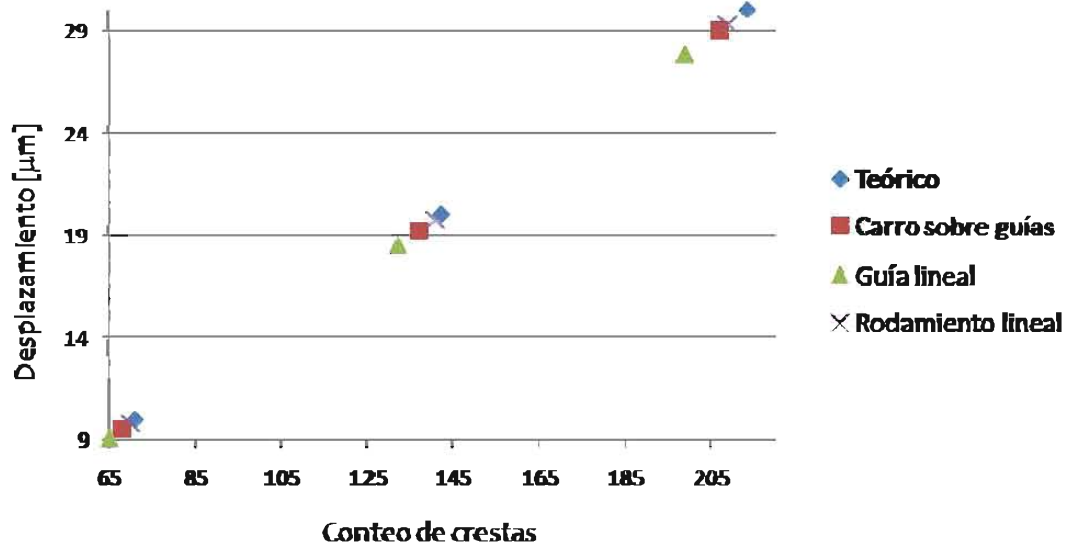


Fig. 3.28. Evaluación del posicionamiento de los sistemas de transmisión de movimiento

Los resultados de ambos ejercicios se muestran en las tablas 3.6 y 3.7.

Tabla 3.6. Juego mecánico promedio obtenido en la interfaz de LabView.

	Carro sobre guías rendondas	Guía Lineal	Rodamientos lineales
Juego mecánico promedio [µm]	19	No fue posible determinarlo	5

Tabla 3.7. Juego mecánico promedio obtenido por la diferencia del número de crestas en un sentido y en el otro.

Movimientos promedio [µm]	Carro sobre guías rendondas		Guía Lineal		Rodamientos Lineales	
	Avance µm (cresta)	Retroceso µm (cresta)	Avance µm (cresta)	Retroceso µm (cresta)	Avance µm (cresta)	Retroceso µm (cresta)
	28.98 (207)	7 (50)	27.86 (199)	No midió	29.26 (209)	23.94 (171)
Juego mecánico promedio [µm]	21.98 (157)		-----		5.32 (38)	

En este apartado resulta muy notoria la diferencia. El sistema basado en el uso de rodamientos lineales resulta ser un sistema con buenas características con respecto a las especificaciones que se plantearon y por el tipo de resultados que está entregando. Finalmente, se presenta una evaluación más, que es la suavidad de desplazamiento del sistema de movimiento.

3.2.1.3 Suavidad en el movimiento.

Esta evaluación surgió mientras se realizaban las otras. Consiste en hacer una inspección de las formas de ondas desarrolladas por cada uno de los sistemas de transmisión de movimiento con la finalidad de encontrar cual es el sistema que mejor desempeño tendrá.

Para fines de este trabajo se incluye el análisis realizado a la micromáquina herramienta, desarrollada en 2007, empleando el interferómetro (Fig. 3.29). Analizando la figura, se puede observar que el movimiento realizado por el sistema es en ocasiones muy irregular y que adicionalmente presenta demasiada vibración. Estos errores se pueden asociar principalmente a las deformaciones en el tornillo, a las imperfecciones en las guías y carros del sistema y a las características del motor.

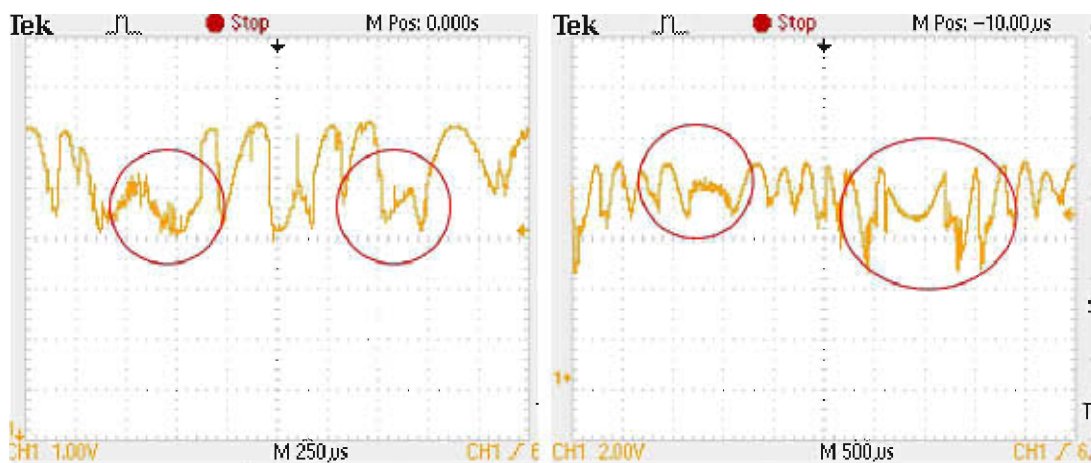


Fig. 3.29. Análisis de la micromáquina herramienta desarrollada en 2007

En la figura 3.30 se muestran gráficas representativas del movimiento del sistema de carro sobre guías redondas.

De esta figura se pueden obtener algunas conclusiones, entre las que destacan que aun cuando en la mayor parte de las zonas el comportamiento del carro es uniforme, hay algunas partes donde se puede apreciar que el motor requiere más par para mover el sistema, y eso se ve reflejado en ese ruido mecánico que se puede apreciar en las zonas marcadas con círculos en rojo. Este esfuerzo se puede asociar a diferentes fuentes, una de ellas lo puede ser la precarga necesaria para unir el carro, si se sobrepasa dicha carga, se requiere mayor par en el motor ya que hay más fricción.



Fig. 3.30. Análisis del movimiento del carro montado sobre guías redondas

En la figura 3.31 se presenta el análisis de movimiento de la guía lineal.

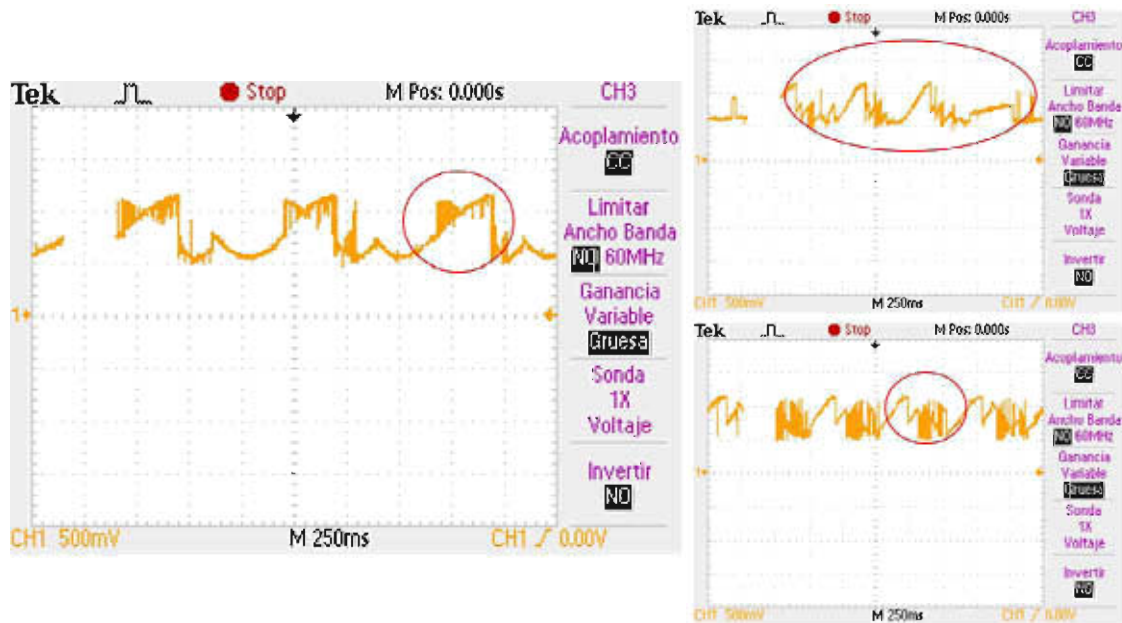


Fig. 3.31. Análisis del movimiento del sistema de guía lineal

Para el caso de la guía lineal, se tuvieron muchos problemas para realizar su evaluación. Como se puede observar en la figura 3.31, el sistema siempre presentó dificultades en su movimiento. Este sistema requería mucho más potencia del motor, haciendo que el comportamiento del mismo se viera reflejado en las gráficas de desplazamiento. Para este caso, se cree que hay dos principales fuentes de error. La primera, es la alineación

de los elementos mecánicos con respecto a la guía lineal. A diferencia con el resto de los sistemas, este tiene la restricción principal lejos del tornillo y del resto de la transmisión. Por otro lado, otra fuente de error que se le atribuye es la necesidad de contar con una precarga en la guía lineal, ya que sin esta, el sistema muy probablemente no trabajará en sus condiciones óptimas de operación.

Finalmente en la figura 3.32 se muestra el análisis hecho al sistema basado en el uso de rodamientos lineales

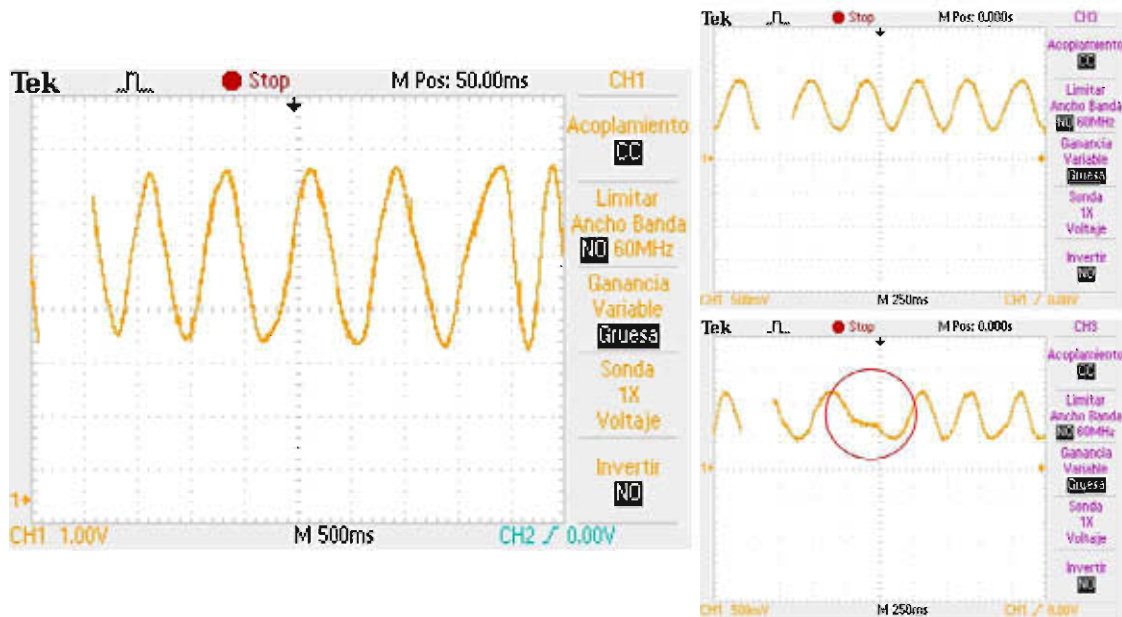


Fig. 3.32. Análisis del movimiento del sistema de rodamientos lineales.

Como se puede observar en la figura 3.32 el comportamiento de este sistema es más estable y homogéneo, y sin cargas adicionales al motor. En algunos puntos se presentan desviaciones como se muestra en la zona en círculo rojo, sin embargo son poco representativas con respecto al comportamiento general.

Con base en toda la evaluación realizada, se concluye que el sistema idóneo para su implementación en el desarrollo de micromáquinas herramientas es el sistema de transmisión de movimiento basado en rodamientos lineales.

Por otro lado, lo establecido en el objetivo se ha cumplido, ya que se han reducido los errores asociados al juego mecánico de 180 micrómetros a menores a 10, con lo que se espera que empleando el resultado anterior en el diseño de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta presente un desempeño mejor que su antecesor.



DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MICROMÁQUINA HERRAMIENTA

4.1 Diseño de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta

Una vez determinado el mecanismo que más se adecua a nuestras necesidades, se comienza con el diseño de una nueva micromáquina herramienta.

Las principales características para el nuevo prototipo son semejantes a las propuestas en la versión anterior, y entre ellas destacan:

- Resolución de 1 micrómetro o inferior por paso de motor
- Volumen de trabajo de 20 x 20 x 20 mm
- Dimensiones inferiores a los 120 x 120 x 120 mm de volumen total.
- 4 Grados de libertad, 3 de ellos traslacionales y uno rotacional.

Sin embargo, también se busca mejorar las condiciones de la construcción y el ensamble de la máquina, como podría ser la reducción en el número de piezas que componen el sistema, así como el número de puntos de anclaje.

4.1.1 Configuración del microcentro de maquinado vertical

Para comenzar con el diseño de este nuevo prototipo, se tuvo que investigar cuál era la configuración más apropiada para cumplir con las necesidades planteadas.

Dado que las máquinas herramientas producen un movimiento relativo entre la herramienta y la pieza a maquinar, los centros de maquinado en general cuentan con 3 movimientos cartesianos lineales, con al menos dos de ellos montados en serie.

Para hacer un análisis de ventajas y desventajas de diferentes configuraciones, es conveniente hacer una clasificación que divida los diseños estructurales en dos grupos: las *configuraciones de lazo abierto* y las *configuraciones de lazo cerrado*. La principal

diferencia conceptual entre ellas es que en el caso de las configuraciones de lazo abierto, las fuerzas inerciales son conducidas a tierra por sólo un camino estructural, mientras que en el concepto de lazo cerrado, las fuerzas son conducidas a tierra por diferentes caminos [24,27] (Figura 4.1).

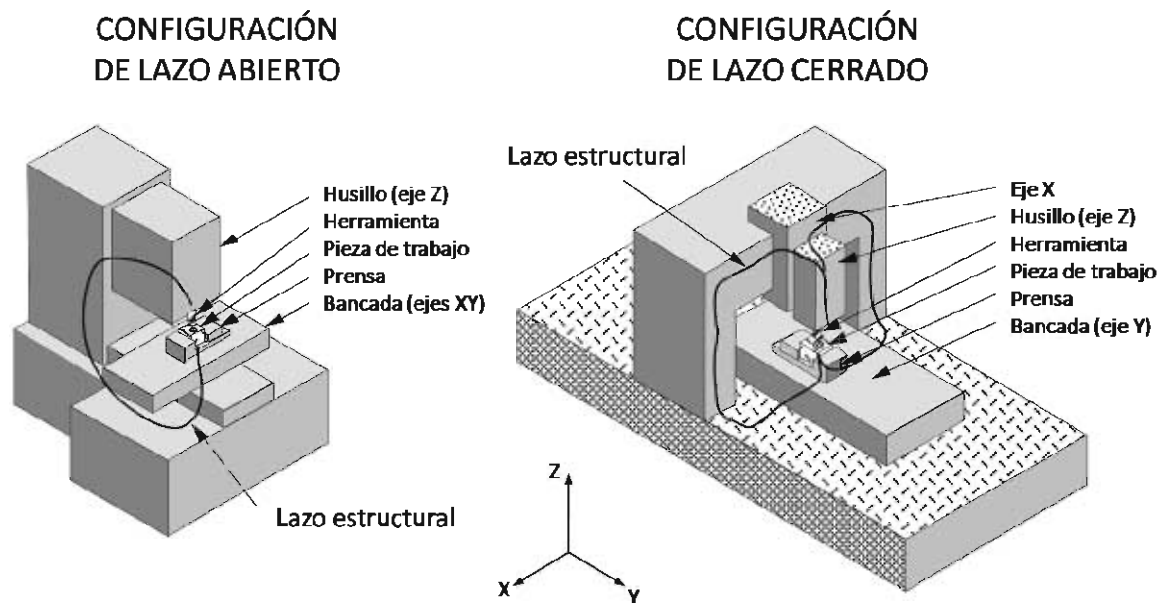


Fig. 4.1 Lazos estructurales abierto y cerrado.

Para las mismas condiciones en la máquina, la principal ventaja que presenta el concepto de lazo abierto con respecto al del lazo cerrado, es el fácil acceso al área de trabajo de la máquina, así como el bajo costo de su desarrollo. Por otro lado, el concepto de lazo cerrado presenta mayor rigidez en la punta de la herramienta, así como un comportamiento más homogéneo con respecto a las cargas mecánicas y térmicas.

Independientemente de las características generales asociadas a las estructuras de lazo abierto o cerrado, hay algunas otras consideraciones que permiten al diseñador escoger la mejor opción de arquitectura. Algunas de estas consideraciones son:

- Las configuraciones simétricas guían a menores gradientes de temperatura, así como a reducir los momentos de flexión.
- Si se va a contar con elementos en cantiléver, estos deben ser lo más cortos posible, ya que son los componentes más críticos desde un punto de vista mecánico.
- La trayectoria entre la herramienta y la pieza de trabajo debe ser mínima, con el propósito de minimizar lazos estructurales térmicos y elásticos. Entre menos material separe las partes estructurales que sostienen a la herramienta con la pieza de trabajo, la máquina se acercará más rápidamente al equilibrio térmico.

Considerando lo anterior y sabiendo que no sólo hay una arquitectura que sea posible aplicar, la tarea de diseño debe enfocarse en los componentes de la configuración seleccionada lo más rígidos y ligeros posibles, así como considerar otros factores como el costo de desarrollo, la facilidad de ensamble, la accesibilidad del área de trabajo y el espacio ocupado por la máquina [24, 27].

En la referencia [24] se muestran los resultados de un estudio realizado a seis configuraciones diferentes (comúnmente empleadas en el desarrollo de centros de maquinado vertical) empleando siete indicadores que permitieran contraponer las ventajas y desventajas de cada arquitectura. Los indicadores utilizados fueron: la rigidez en la punta de la herramienta, el costo, la accesibilidad, la flexibilidad, el comportamiento homogéneo y simétrico, el espacio ocupado por la máquina y la seguridad para el usuario.

Para nuestro estudio únicamente emplearemos 3 de las 6 configuraciones estudiadas en la referencia [24]. Las configuraciones que consideraremos se muestran en la figura 4.2, y se describen a continuación.

- **Tipo C:** Estructura de lazo abierto con una columna fija con ejes traslacionales cruzados para X y Y sobre la que se encuentra montada la bancada, y eje traslacional en Z.
- **Tipo puente móvil:** Estructura de lazo cerrado con bancada fija, un puente traslacional en Y, sobre el puente un eje traslacional en X y sobre éste, montado el eje traslacional en Z.
- **Tipo puente fijo:** Estructura de lazo cerrado con un eje traslacional en Y sobre la que se monta la bancada, sobre el puente un eje traslacional en X y sobre éste, montado el eje traslacional en Z.

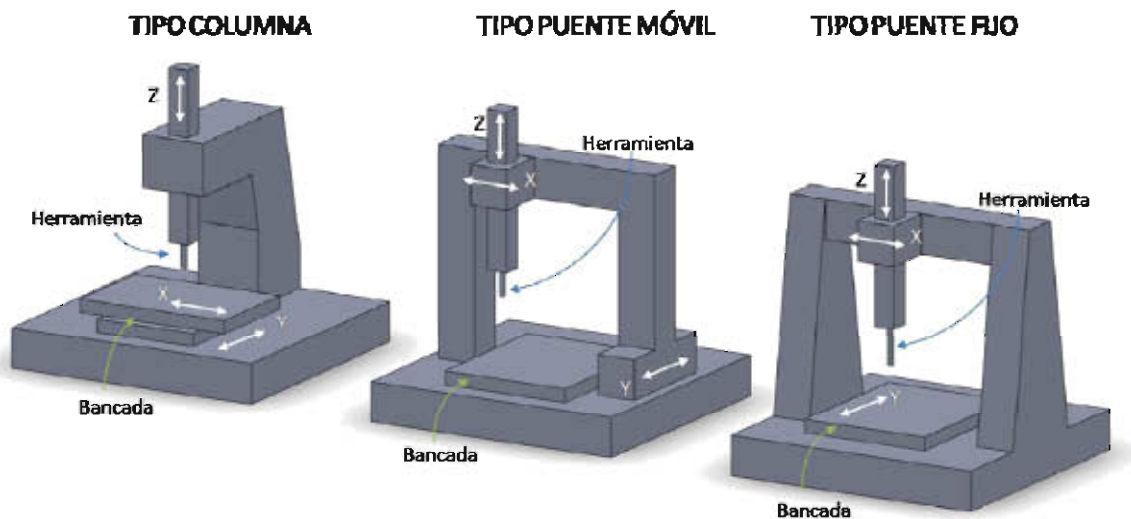


Fig. 4.2. Configuraciones a evaluar para su implementación en una micromáquina herramienta

Los resultados de dicha evaluación indican que la configuración tipo puente móvil es la arquitectura más rígida, mientras que la solución más económica es la configuración tipo C, que también indica que es la de mejor accesibilidad al área de trabajo. Las soluciones que presentaron mejor homogeneidad son las tipo puente, así como las de mayor seguridad para el usuario. Finalmente, ninguna de las soluciones presentó diferencias notables en cuanto al espacio ocupado por la máquina.

Para resumir los resultados obtenidos por esta evaluación se presenta la tabla 4.1 en donde se aplicó un sistema de clasificación del 1 al 4 (donde 1 representa el desempeño más pobre y 4 el más alto).

Tabla 4.1. Comparación entre diferentes configuraciones de máquinas herramienta [24]

Arquitectura de la máquina			
	C	Puente fijo	Puente móvil
Rigidez	1	1	4
Costo	4	2.5	2
Accesibilidad	4	2.5	2
Flexibilidad	3	3	1
Comportamiento homogéneo	3	4	4
Espacio ocupado	2	2	2
Seguridad	3	4	4

Como puede observarse, la configuración más adecuada a utilizar sería la de puente móvil, sin embargo, resulta muy complicado ensamblar dicha configuración empleando el mecanismo seleccionado en capítulos anteriores. Como nuestra principal meta es la reducción de los errores mecánicos durante los procesos de maquinado, se le dará mayor peso a las características relacionadas con la rigidez y el comportamiento elástico y térmico de la máquina. Es por ello que basándonos en las propiedades descritas anteriormente y aprovechando las ventajas de tener un sistema de lazo cerrado, se optó por construir una configuración tipo puente fijo.

4.1.2 Diseño en CAD

Ya seleccionada la configuración a aplicar, fue necesario hacer el diseño de la micromáquina en CAD, con la finalidad de tomar en consideración las dimensiones de los componentes, el acomodo de los mismos, los espacios necesarios para colocar los cables de conexión, y verificar que no haya colisiones.

Una de las principales características que se buscaron durante el diseño de la máquina fue el de explorar la posibilidad de utilizar módulos para la transmisión del movimiento en cada uno de los ejes, cuestión que se logró sólo en los ejes X y Y, ya que para el eje Z se contaba con menor espacio y por tanto las piezas tuvieron que verse modificadas.

Otro de los principales cambios que se buscaron fue la reducción del tamaño de los sistemas de transmisión. Los bancos de pruebas fabricados anteriormente, estaban totalmente en línea para tener una fácil construcción, sin embargo, al tratar de adaptarlos a las dimensiones propuestas para este prototipo de micromáquina, fue necesario modificar parte del sistema. En la figura 4.3 se muestra el diseño en CAD de las nuevas configuraciones de los mecanismos.

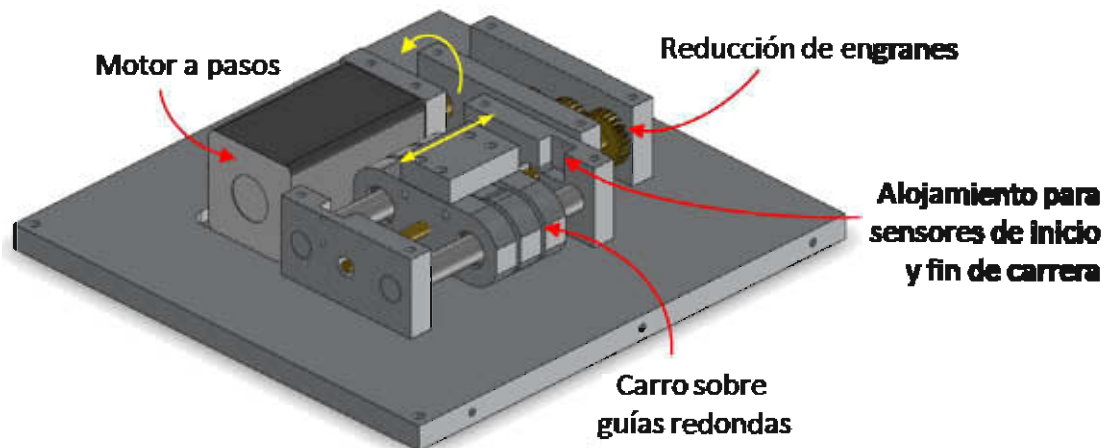


Fig. 4.3. Nueva propuesta para el sistema de transmisión de movimiento.

Finalmente, en la figura 4.4 se muestra el diseño en CAD del nuevo prototipo de micromáquina herramienta a fabricar, así como un esquemático de los sistemas de transmisión de movimiento.

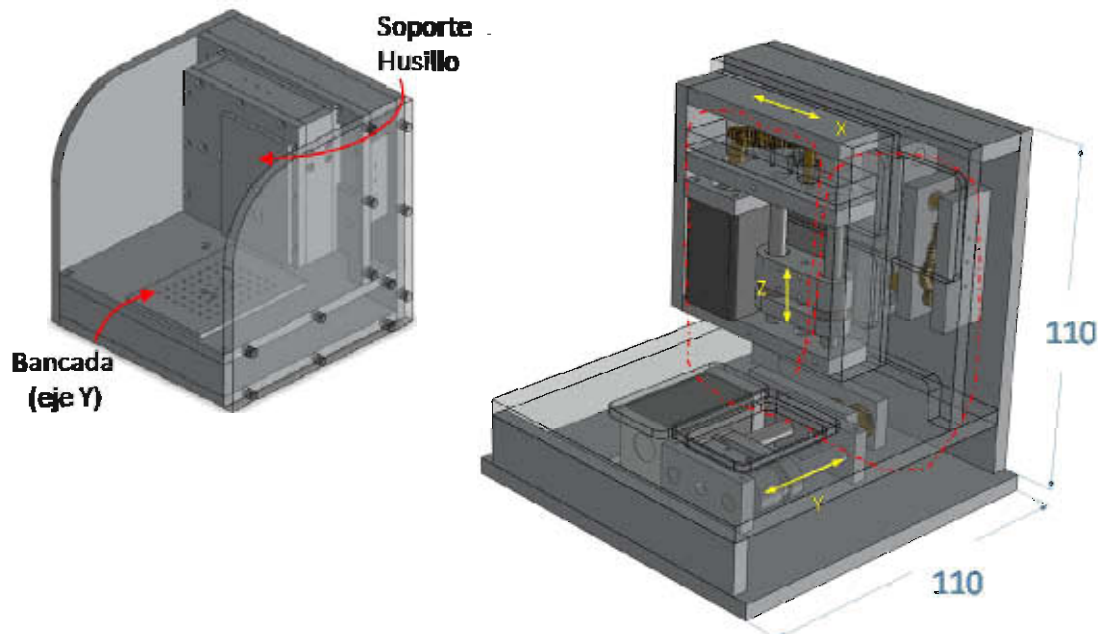


Fig. 4.4 Nuevo prototipo de MMH con un esquemático de los sistemas de transmisión de movimiento.

4.2 Fabricación de un nuevo prototipo de micromáquina herramienta

Ya terminado el modelo en CAD de la micromáquina herramienta, se continuó con la fabricación del sistema. Con excepción de los tornillos de transmisión de potencia, las guías redondas rectificadas, los rodamientos lineales y los juegos de engranes a utilizar, el resto de las piezas a fabricar estarán hechas de una solera de 6" de ancho por 1/4" de espesor de aleación de aluminio 6063 T5.

Para distribuir las piezas de la micromáquina en las diferentes camas de manufactura a realizar, se clasificaron principalmente de acuerdo a su tamaño. Para aquellas camas de manufactura que involucren más de una pieza, se consideraron espesores entre pieza y pieza de al menos 3 mm, incluyendo el corte, con la finalidad de que la materia prima no se debilite demasiado al haberse realizado cortes previos.

Otra consideración importante fue la del espesor de las piezas. Debido a que los componentes de la máquina se planearon de 5 mm de espesor se plantea un proceso de careado por ambos lados de las soleras de aluminio con la finalidad de mejorar las características de rectitud y dimensionamiento en cada una de las piezas. También es importante considerar que algunas de las piezas requieren de maquinados por ambos lados de la pieza. Para este tipo de piezas, se hizo primero el maquinado principal para después realizar los maquinados de menor importancia, como lo son las cajas de los tornillos.

En la tabla 4.2 se colocan como referencia todas las camas realizadas para la construcción de la micromáquina, junto con los tiempos aproximados de maquinado.

Se deben agregar 2 horas adiciones al tiempo de manufactura, por los montajes de cada placa o pieza, así como 2 horas más para la realización de las compensaciones de las herramientas y el acomodo de la prensa.

También se debe considerar el tiempo necesario para el desarrollo de las piezas de revolución. Para este fin se considera que 10 horas son suficientes para el desarrollo de estas piezas.

Considerando que son aproximadamente 40 horas el total de tiempo invertido para el desarrollo de esta micromáquina herramienta, es posible observar un cambio significativo con respecto al tiempo de desarrollo del prototipo anterior, que es de cuando menos el doble de tiempo. Si este ahorro de tiempo se considera como si fuera de maquinado en CNC, y suponiendo que una hora de maquinado cuesta \$25.00 USD, las horas de ahorro representarían cerca de \$750.00 USD, precio que absorbe el costo de los rodamientos lineales, de los motores a pasos y del material extra requerido. Es por ello que no solo se reduce el tiempo de manufactura, sino que también el costo de desarrollo.

Tabla 4.2. Tiempos aproximados de maquinado por cama de manufactura para el desarrollo de un nuevo prototipo de MMH.

CAMA	MATERIAL	OPERACIÓN DE MANUFACTURA	TIEMPO DE MANUFACTURA [hrs]
1	Aluminio 6063 T5 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado	1:00
2	Aluminio 6063 T5 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado	1:00
3	Aluminio 6063 T5 150 x 140 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	1:30
4	Aluminio 6063 T5 150 x 140 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	1:30
5	Aluminio 6063 T5 150 x 140 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:00
6	Aluminio 6063 T5 150 x 140 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:00
7	Aluminio 6063 T5 150 x 110 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:00
8	Aluminio 6063 T5 150 x 110 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:30
9	Aluminio 6063 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:30
10	Aluminio 6063 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	4:00
11	Aluminio 6063 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:00
12	Aluminio 6063 T5 150 x 150 mm	Careado, maquinado, barrenos laterales	2:00

Finalmente, en la figura 4.5 se muestra el nuevo prototipo de micromáquina herramienta desarrollada en el GMM en comparación con la micromaquina herramienta desarrollada en el año 2007.

Las características con las que cuenta la máquina son:

- Resolución de 140 nanómetros por paso de motor (a paso completo). Se pueden manejar resoluciones mucho menores empleando micropasos.
- Dimensiones de 110 x 110 x 110 cm, incluyendo motores y alambres de conexión de motores y sensores.
- Velocidad máxima de 126.5 mm/min.
- Área de trabajo de 20 x 20 x 20 mm.

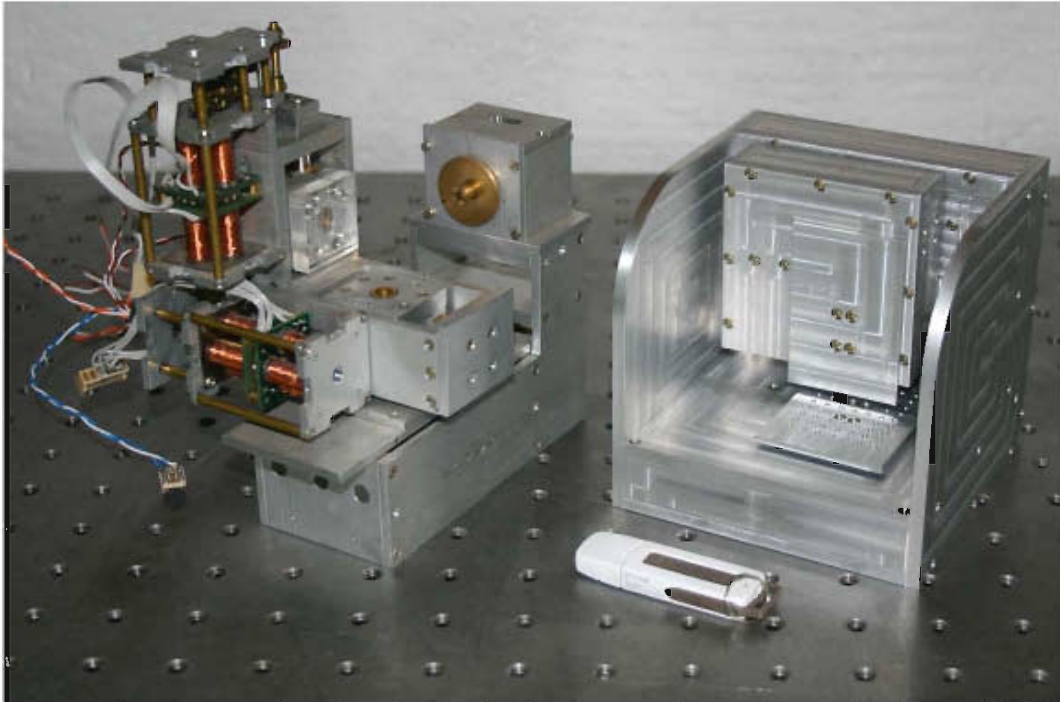


Fig. 4.5. Nuevo prototipo de micromáquina herramienta desarrollada en el GMM.

Otra ventaja que este nuevo prototipo presenta sobre la versión del 2007 es que las etapas de generación y transmisión de movimiento se encuentran totalmente cubiertas, lo que evita que se llenen de viruta que se puedan generar durante el maquinado. De igual forma, los cables de conexión de los motores y los sensores se encuentran por dentro de la estructura, lo que mejora no sólo la apariencia, sino también se incrementa la seguridad al no dejarlos expuestos.

4.3 Pruebas de juego mecánico al nuevo prototipo de micromáquina herramienta

Se realizaron pruebas para determinar el juego mecánico existente en el sistema. Estas consistirían en reportar el número de pasos que el motor requería dar para que se iniciara el movimiento, primero en la reducción de engranes y luego en el sistema de movimiento lineal. Para esta evaluación se empleó el microscopio modelo NZ-14 TU de la marca Iroscope.

En primer lugar se realizó la prueba para determinar el juego mecánico existente en la reducción mecánica (figura 4.6). Donde se determinó el número de pasos necesarios para transmitir el movimiento del engrane de entrada (acoplado al motor) al engrane de salida (acoplado al tornillo de transmisión de potencia), con la finalidad de observar que proporción del error existente en la micromáquina es causada por la reducción de engranes. Con el microscopio se enfocaron los engranes de interés para observar el momento en que el engrane de salida se accionaba.

Para esta prueba se fue activando al motor paso a paso para medir el error con la máxima resolución del sistema. Se realizaron eventos en ambos sentidos, para observar las variaciones que pudieran existir en los perfiles de los dientes de los engranes. De acuerdo a la prueba realizada, el error debido al juego mecánico oscilaba entre **13 (23.4°)** y **14 (25.2°) pasos de motor**. Se menciona un rango debido a que el error variaba dependiendo del sentido en el que se activara y de que no era sencillo observar con exactitud el momento en que se movía el engrane de salida, debido a la reducción existente. Este juego mecánico en la reducción representaría un **error lineal entre 1.82 y 1.96 [μm]**.

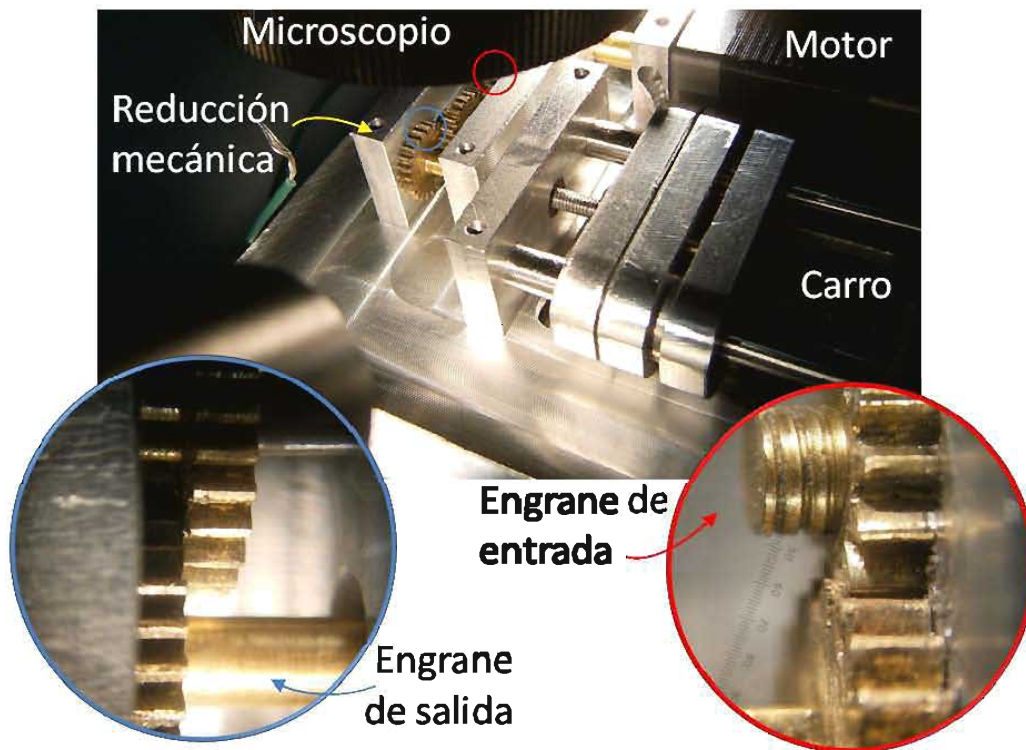


Fig. 4.6. Prueba realizada para determinar el juego mecánico en la reducción de engranes

Posteriormente, se realizó la prueba para determinar el error debido al juego mecánico en el sistema de movimiento lineal.

Con ayuda del microscopio se enfocó una de las orillas de uno de los carros traslacionales, y se realizó el mismo procedimiento. Se movió al motor paso a paso con el fin de observar el momento en el que se comenzara a desplazar el eje traslacional. El conteo de pasos permitió determinar el juego mecánico total del sistema, que posteriormente fue comparado con el error debido a la reducción por engranes (figura 4.7).

Al igual que en el otro caso, se realizaron pruebas en ambos sentidos, con la finalidad de observar si existen desviaciones debido al perfil, en este caso, del tornillo.

De acuerdo a las pruebas realizadas, el juego mecánico total del sistema oscila entre los 15 (27°) y 16 (28.8°) **pasos de motor**. Nuevamente se menciona un rango debido a las dificultades de observar el movimiento, así como a los errores por cambio de dirección en el mismo. **El error lineal del sistema debido a juego mecánico está en un rango entre 2.1 y 2.24 [μm].**

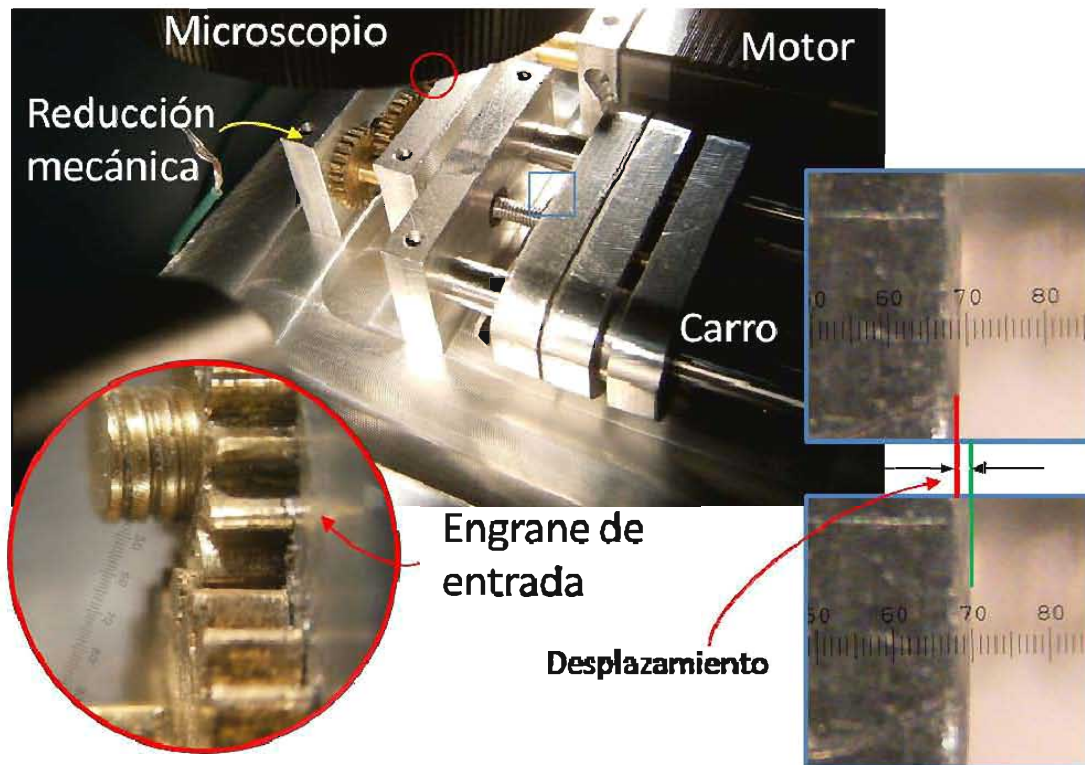


Fig. 4.7. Prueba realizada para determinar el juego mecánico en el sistema de movimiento lineal

Cabe destacar que el sistema de resorte empleado para la disminución del juego mecánico causado por las holguras entre la tuerca y el tornillo funciona adecuadamente, ya que el **error debido a la reducción por engranes representa más del 85% del error total del sistema**, lo que sugiere que prácticamente no existe error en el resto del sistema de transmisión de movimiento.



CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

Conclusiones

En este trabajo se presenta una propuesta para la evaluación de mecanismos empleados en el desarrollo de micromáquinas herramienta. Dicha evaluación se consideró para realizarse en dos etapas, una evaluación de partes individuales y una evaluación en conjunto. La evaluación individual está directamente relacionada con los procesos de manufactura involucrados en el desarrollo de cada uno de los mecanismos empleados y la manera de optimizar dichos procesos, mientras que la evaluación en conjunto está enfocada en el análisis del sistema en conjunto y las interacciones que tienen los mecanismos entre sí.

Para realizar dicha evaluación, fue necesaria la investigación de los tipos de mecanismos empleados en el desarrollo de sistemas micromecánicos, así como de los métodos empleados en la evaluación de este tipo de sistemas. Se propuso la evaluación del sistema de transmisión de movimiento utilizado comúnmente en el GMM para el desarrollo de microequipo, así como de otras configuraciones de mecanismos con el fin de encontrar el sistema con mejor costo – desempeño que pudiera ser empleado en el desarrollo de sistemas micromecánicos.

De la evaluación individual se identificaron las principales fuentes de error presentes en el desarrollo de cada elemento que compone al sistema de transmisión de movimiento, concluyendo que la mayor parte de estas fuentes de error están asociadas a los procesos de manufactura involucrados en el desarrollo de los mismos.

La optimización de los procesos de manufactura para el desarrollo de los mecanismos se tomó como base para continuar con la evaluación de los sistemas, pero ahora como un conjunto. Es importante mencionar que la primera parte de la evaluación también

indujo a la toma de decisiones para la selección de los componentes que integrarían al nuevo sistema de transmisión de movimiento.

Para la segunda etapa de la evaluación, se propusieron sistemas que redujeran en medida de lo posible los errores lineales que se pudieran presentar durante los procesos de micromaquinado. Entre las propuestas que surgieron se encuentran el empleo de tuercas con precarga que eviten el juego mecánico.

Con base en las sugerencias realizadas hasta este momento, se procedió a diseñar y fabricar tres bancos de pruebas, que posteriormente fueron sometidos a una evaluación en conjunto, con la finalidad de encontrar el sistema con la mejor relación costo - desempeño que permita al GMM desarrollar máquinas con mejores características que las que hasta el momento se han desarrollado.

Para la evaluación de dichos bancos de pruebas, se empleó un interferómetro laser. Entre los sistemas evaluados se encontraba un mecanismo similar a los ya empleados en el desarrollo de prototipos anteriores de MMH, un sistema basado en el uso de guías lineales, y finalmente un sistema que emplea rodamientos lineales como elemento de desplazamiento.

Finalmente, con la segunda etapa de la evaluación, se determinó que el sistema que emplea rodamientos lineales como elemento conductor del movimiento lineal es el mejor candidato a integrar en un nuevo prototipo de micromáquina herramienta. Entre las características que presentó el sistema después de la evaluación, destacan que el juego mecánico existente en el carro es inferior a los 5 micrómetros de error, que al ser comparado con el obtenido en el prototipo de micromáquina herramienta desarrollado en el 2007, se observa una significativa reducción de este error asociado al juego mecánico. Adicionalmente se hicieron algunas pruebas de posicionamiento y de juego mecánico a lo largo de todo el sistema y presentaba características de homogeneidad, es decir, que los valores arrojados eran muy constantes entre ellos.

Una vez seleccionado el mecanismo más adecuado, se diseñó y posteriormente fabricó un nuevo prototipo de micromáquina herramienta considerando los resultados obtenidos en el desarrollo de este trabajo. El prototipo con una configuración de microcentro de maquinado vertical tipo puente móvil cuenta con dimensiones exteriores de 110 x 110 x 110 mm y un volumen de trabajo de 20 x 20 x 20 mm. La resolución del sistema es de 140 nm por paso de motor y la máxima velocidad a la que se puede desplazar es superior a los 120 mm/min.

Aun cuando en el sistema se implementaron elementos comerciales que aumentaron el costo de desarrollo, el ahorro en el tiempo de fabricación del mismo abate parte o en su totalidad el costo de los mecanismos comerciales implementados.

Trabajo a futuro

El sistema se encuentra ensamblado, sin embargo está en espera del husillo (spindle) a implementar. Se propone la implementación de un motor neumático con velocidades de giro de hasta 47000 rpm, de dimensiones exteriores máximas de 30 mm de diámetro por 140 mm de largo, una potencia de 150 W y un peso de aproximadamente 400 gr.

Por otro lado, aun cuando se han mejorado las características de la máquina en cuanto a posicionamiento y juego mecánico, es recomendable hacer pruebas de repetibilidad al sistema. Para ello se sugiere la implementación de retroalimentación a la micromáquina (tanto lineal como rotacional) con la finalidad de contar con un sistema de medición dentro de la misma.

Finalmente, para continuar con el uso de un sistema de evaluación como el del interferómetro, se propone implementar un sistema de conteo de crestas automático (circuito comparador), puesto que hasta el momento se realiza de forma manual, lo que hace al sistema más susceptible a errores.



REFERENCIAS

- [1] Gowri S., Ranjith P., Vijayaraj R., Balan A.S.S. *Micromachining: technology of the future*. Journal of Materials and Structural Integrity, volumen 1. 2007.
- [2] Dornfeld D., Min S., Takeuchi Y. *Recent Advances in Mechanical Micromachining*. Annals of CIRP (International Academy for Production Engineering). 2006.
- [3] Okazaki Y., Mishima N., Ashida K. *Microfactory – Concept, history and developments*. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2004.
- [4] Kussul, E. Baidyk T., Ruiz-Huerta L., Caballero-Ruiz A. Velasco G., Kasatkina L. *Development of micromachine tool prototypes for Microfactories*. Journal of Micromechanics and Microengineering. 2002.
- [5] Kussul E., Baidik T., Ruiz L. Caballero A. Velasco G. *Scaling down of microequipment parameters*. Precision Engineering. 2005.
- [6] Herrera Granados G. *Aplicación de sistemas CAD y CAM para el desarrollo de una micromáquina herramienta*. Tesis de licenciatura. Agosto 2007.
- [7] Silva López H. *Desarrollo de un sistema de control para una micromáquina herramienta basado en código estándar para CNC*. Tesis de grado: Maestría en Ingeniería. Agosto 2008.
- [8] Porras Galán J., Campos Hernández J. M. *Estrategias de modelado de las deformaciones térmicas en máquinas herramienta*. Anales de mecánica y electricidad. 2002.
- [9] Chukwujekwu A., Ertekin, Y. *Vertical machining center accuracy characterization using laser interferometer. Part 1*. Journal of Material Processing Technology, 2000.
- [10] Okazaki Y., Mishima N., Ashida K. *Microfactory and micromachine tools*. 1st. Korea - Japan Conference on Position Technology. 2002.

- [11] Vogler M., Liu X., Kapoor S., DeVor R., Ehmann K. *Development of Meso-Scale Machine Tool (mMT) Systems*. Transactions of the NAMRI/SME. 2002.
- [12] Nota de aplicación de Industrial Circuits. Stepper Motor Basics. 1998.
- [13] Palacios E., Remiro F., López J. *Microcontrolador PIC16F84. Desarrollo de proyectos*. Alfaomega. México, D.F. 2004
- [14] Daisuke K., Atsushi M., Iwao Y., Tomoya F. *High-precision machining by measurement and compensation of motion error*. International Journal of Machine Tools and Manufacture. Febrero 2008.
- [15] Cúprich Rodríguez M., Elizondo Garza F. *Actuadores piezoeléctricos*. Academia de Dinámica Aplicada del Departamento de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo Leon. 2000.
- [16] Black B., López M., Morcos A. *Basics of Voice Coil Actuators*. BEI Motion Systems Company, Kimco Magnetics division, San Marcos, California. 1993.
- [17] Shigley J., Mischke C. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill Interamericana. 6ta. Edición. Junio 2002.
- [18] Melles Griot. *Fundamentals of positioning*. Información técnica. 2000.
- [19] Pérez Reyes O. *Desarrollo de motores a pasos para la automatización de micromáquinas herramienta*. Tesis de Licenciatura. 2008.
- [20] Armida Muñoz R. *Caracterización dinámica de motores a paso de doble estator*. Tesis de Licenciatura. 2009.
- [21] Neugart. Gear backlash. Información técnica. 2001.
- [22] Neugart. Transmission error. Información técnica. 2001.
- [23] Isakov E. *Engineering Formulas for Metalcutting*. Industrial Press. Enero 2003.
- [24] López de Lacalle L., Lamikiz A. *Machine tools for high performance machining*. Springer-Verlag London limited. 2009.
- [25] Ito S., Iijima D., Hayashi A., Aoyama H., Yamanaka M. *Micro Turning System: A Super Small CNC Precision Lathe for Microfactories*. Journal of the JSAT. 2002.
- [26] Fuyita H. *Microactuators and micromachines*. Proceedings of the IEEE, 1998.
- [27] Slocum A. *Precision Machine Design*. Prentice Hall. USA, 1992.