



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Investigación de mecanismos paralelos
para el desarrollo de micromáquinas herramienta

Dr. Ricardo Yañez Valdez



Ciencia Nueva
Sistema de Posgrado UNAM

Dr. Leopoldo Ruiz Huerta
Asesor

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. González González Leopoldo Adrián
Secretario: Dr. Dorador González Jesús Manuel
Vocal: Dr. Ruiz Huerta Leopoldo
1er. Suplente: Dr. Cuenca Jiménez Francisco
2º. Suplente: Dr. Caballero Ruiz Alberto

Lugar donde se realizó la tesis:

Grupo de Micromecánica y Mecatrónica, GMM.
Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico, CCADET.
Universidad Nacional Autónoma de México, UNAM, Ciudad Universitaria.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Leopoldo Ruiz Huerta

FIRMA

Agradecimientos

Este trabajo se desarrolló en el Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), bajo la tutela del Dr. Leopoldo Ruiz Huerta y la participación del Dr. Alberto Caballero Ruiz (Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM)), El trabajo fue apoyado por la DGEP-UNAM, los proyectos PAPIIME PE105909 y CONACYT 60895. También se agradece el apoyo del Grupo de Ingeniería de Precisión y Metrología por las facilidades brindadas, en especial al Dr. José Sánchez Vizcaíno y al M. I. Sergio Padilla Olvera.

Agradecimientos

Dedicado a mis padres y hermanos por su apoyo y ejemplo de perseverancia.

A toda mi familia de Guanajuato, del Distrito Federal y a los que tuvieron que emigrar a Estados Unidos, por ser fuente de inspiración.

Al Dr. Leopoldo Ruiz Huerta y al Dr. Alberto Caballero Ruiz por su amistad, apoyo, paciencia, confianza y enseñanza para fomentar mi formación profesional.

A mis compañeros Angélica, Ares, Héctor, Germán, José Alberto, Víctor, Eduardo Hidalgo, Eduardo García, Rafael, Sebastián, Emilio, Enrique, Gerardo, Ángel, Ely, Omar Olvera, Omar Garrido, Simón, Mario, Raúl, Félix por su amistad y apoyo.

A Eduardo Hidalgo y a Marcos Velázquez por su asistencia durante la etapa de diseño y construcción del prototipo.

A mi comité doctoral:

Dr. Alberto Caballero Ruiz

Dr. Jesús Manuel Dorador González

Dr. Leopoldo A. González González

Dr. Francisco Cuenca Jiménez

Por su amistad, confianza, paciencia, apoyo y aportaciones a este trabajo.

A la DGEF-UNAM por su apoyo económico durante tres valiosos años.

Al CCADET por su confianza y por facilitarme acervo y equipo especializado para sacar adelante este proyecto.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por su confianza y aportar enorme y generosamente a mi formación profesional y personal.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	XI
I. ANTECEDENTES.....	13
1.1 <i>Tecnología de microequipo</i>	13
1.1.1 <i>Aplicaciones de la tecnología de microequipo</i>	15
1.2 <i>Microfábricas</i>	15
1.2.1 <i>Micromáquinas en el mundo</i>	16
1.2.2 <i>Características básicas de las micromáquinas herramienta</i>	22
1.3 <i>Mecanismos paralelos</i>	23
1.3.1 <i>Características básicas de los Mecanismos paralelos</i>	23
1.3.2 <i>Máquinas cinemáticas paralelas (PKM)</i>	24
1.3.3 <i>Mecanismos paralelos en la micromanufactura</i>	27
1.3.4 <i>Mecanismos paralelos con juntas flexibles</i>	28
1.4 <i>Análisis de los antecedentes</i>	29
II. MARCO TEÓRICO.....	31
2.1 <i>Maquinado por arranque de material y fuerza de corte</i>	31
2.2 <i>Características del proceso de micromaquinado</i>	32
2.2.1 <i>Caso 1.- Efecto en la reducción de tamaño en el proceso de micromaquinado</i>	33
2.2.2 <i>Caso 2.- Efecto de la microestructura del material en el proceso de micromaquinado</i>	33
2.3 <i>Cálculo de la fuerza de corte</i>	34
2.4 <i>Planteamiento del problema</i>	36
2.4.1 <i>Modelo teórico de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado</i>	37
2.4.2 <i>Cambios en el efecto de los fenómenos físicos en la miniaturización</i>	40
2.5 <i>Hipótesis</i>	41
2.6 <i>Objetivo general</i>	41
2.7 <i>Objetivos particulares</i>	42
III. DESARROLLO.....	43
3.1 <i>Requerimientos que deben exhibir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta</i>	43
3.1.1 <i>Condición de movilidad</i>	43
3.1.2 <i>Condición de desacoplamiento cinemático</i>	43
3.1.2.1 <i>Magnitud de las reacciones en un eslabón</i>	44
3.1.3 <i>Condición de isotropía de fuerzas</i>	46
3.1.4 <i>Condición de espacio de trabajo regular</i>	46
3.2 <i>Herramientas de análisis para cumplir las condiciones propuestas</i>	47
3.2.1 <i>Índices de desempeño</i>	47
3.2.2 <i>Caracterización de la topología estructural de mecanismos paralelos</i>	52
3.2.3 <i>Espacio de trabajo</i>	53
3.2.4 <i>Criterio de acoplamiento</i>	53
3.2.5 <i>Criterio de isotropía de fuerzas</i>	56
3.3 <i>Método</i>	57
3.3.1 <i>Secuencia del proceso de selección</i>	57
3.3.2 <i>Enumeración de mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales</i>	58
3.3.3 <i>Análisis de acoplamiento</i>	61
3.3.4 <i>Configuración con isotropía de fuerzas 3PRRR</i>	61
3.4 <i>Caso de estudio</i>	62
3.4.1 <i>Análisis cinemático</i>	62
3.4.2 <i>Análisis del espacio de trabajo</i>	66
3.4.3 <i>Análisis de rigidez</i>	68
3.4.3.1 <i>Mapas de rigidez</i>	69
3.4.4 <i>Análisis dinámico</i>	73

3.4.4.1	<i>Ecuaciones de Newton-Euler</i>	73
3.4.4.2	<i>Ecuaciones estáticas y dinámicas</i>	75
3.4.5	<i>Diseño y construcción del prototipo</i>	78
3.4.5.1	<i>Descripción del prototipo</i>	83
IV.	PRUEBAS Y RESULTADOS	85
4.1	<i>Rigidez de las juntas</i>	85
4.2	<i>Rigidez de la máquina</i>	87
4.3	<i>Validación experimental</i>	89
4.3.1	<i>Movilidad y espacio de trabajo regular</i>	91
4.3.2	<i>Desacoplamiento cinemático</i>	91
4.3.3	<i>Fuerza isotrópica</i>	93
4.4	<i>Análisis modal</i>	95
	CONCLUSIONES	99
	<i>Conclusiones</i>	99
	<i>Observaciones finales</i>	99
	<i>Contribuciones</i>	100
	<i>Recomendaciones y trabajo a futuro</i>	100
	REFERENCIAS	101
	APÉNDICE A	114
	APÉNDICE B	119

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1. Lote de microengranes producidos con un proceso litográfico [6].</i>	13
<i>Figura 1.2. Máquina CNC de ultraprecisión 250UPL de 2 ejes [7].</i>	13
<i>Figura 1.3. (a) Micromáquina de 300 x 200 x 320 mm [16], (b) Micromáquina de 170 x 170 x 102 mm que compone una microfábrica [17].</i>	14
<i>Figura 1.4. Microfábrica portable [17].</i>	15
<i>Figura 1.5. Microtorno [26].</i>	16
<i>Figura 1.6. Micromáquina herramienta de 3 ejes.</i>	16
<i>Figura 1.7. Micromáquina herramienta reconfigurable [16].</i>	17
<i>Figura 1.8. Micromáquina herramienta de 3 ejes [31].</i>	17
<i>Figura 1.9. Diseño de la micromáquina herramienta fresadora tipo banco [32].</i>	18
<i>Figura 1.10. Micromáquina herramienta de 3 ejes [15].</i>	19
<i>Figura 1.11. Micromáquina herramienta fresadora de 5 ejes [33].</i>	19
<i>Figura 1.12. Prototipo de microcentro de maquinado [34].</i>	20
<i>Figura 1.13. Prototipo de 1ª micromáquina herramienta hecha en México.</i>	20
<i>Figura 1.14. Prototipos de micromáquinas herramienta con paralelogramos.</i>	21
<i>Figura 1.15. De izquierda a derecha, prototipo del 2007 y nuevo prototipo [38].</i>	21
<i>Figura 1.16. Mecanismo paralelo, configuración típica [54].</i>	23
<i>Figura 1.17. MP plano [54].</i>	24
<i>Figura 1.18. MP esférico [54].</i>	24
<i>Figura 1.19. MP espacial [54].</i>	24
<i>Figura 1.20. a) Trípodo IRB 940 de ABB [58], b) Hexápodo de Ingersoll [58].</i>	25
<i>Figura 1.21. a) Delta lineal V100 de Index [58], b) Hexaglide de la Escuela politécnica Federal de Zürich [58].</i>	25
<i>Figura 1.22. Delta FlexPicker IRB 340 de ABB [58], b) Hexa de Servo Simulation Inc [58].</i>	26
<i>Figura 1.23. Prototipo de PKM basada en la configuración Eclipse [67].</i>	26
<i>Figura 1.24. Plataforma hexápoda de Ø348 mm en la base y 328.4 mm de altura [73].</i>	27
<i>Figura 1.25. Hexápodo móvil CNC [74].</i>	28
<i>Figura 1.26. MicroEDM Delta con juntas flexibles [80].</i>	29
<i>Figura 1.27. Mecanismo basado en juntas flexibles [85].</i>	29
 <i>Figura 2.1. Las tres componentes de la fuerza de corte [89].</i>	 31

<i>Figura 2.2. Influencia de los parámetros de corte con las componentes de la fuerza de corte (adaptado de [90]).</i>	32
<i>Figura 2.3. Esquema del límite de corte (a) escala convencional (b) microescala [93].</i>	33
<i>Figura 2.4. Modelo de una herramienta y una pieza de trabajo durante el fresado (Adaptado de [106]).</i>	37
<i>Figura 2.5. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta típica.</i>	39
<i>Figura 2.6. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 459.68 Hz.</i>	40
<i>Figura 2.7. Cambios en el factor de escala de algunos parámetros (adaptado de [113]).</i>	41
<i>Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre de un eslabón.</i>	44
<i>Figura 3.2. Comparación de desbaste burdo.</i>	46
<i>Figura 3.3. Elipsoide de manipulabilidad.</i>	56
<i>Figura 3.4. Esquema conceptual del proceso de selección de mecanismos paralelos para ser aplicados como micromáquinas herramienta.</i>	57
<i>Figura 3.5. Equivalencia de una junta esférica S de centro N por dos sistemas de 3 juntas de revolución R con ejes ortogonales [194].</i>	59
<i>Figura 3.6. a) Esfera de fuerzas y, b) FT en el plano xy del espacio de trabajo.</i>	61
<i>Figura 3.7. Posición de los eslabones que conectan el actuador al órgano terminal.</i>	62
<i>Figura 3.8. Modos de ensamble de la configuración 3PRRR.</i>	63
<i>Figura 3.9. Modelo geométrico del mecanismo 3PRRR, modo de ensamble I.</i>	64
<i>Figura 3.10. Diagrama esquemático de la cadena uno. Vista frontal.</i>	64
<i>Figura 3.11. Diagrama esquemático de la cadena dos. Vista lateral derecha.</i>	65
<i>Figura 3.12. Diagrama esquemático de la cadena tres. Vista superior.</i>	65
<i>Figura 3.13. Libertad de movimiento de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.</i>	66
<i>Figura 3.14. Volumen de espacio en común desde la perspectiva de la cadena a) uno, b) dos y c) tres.</i>	67
<i>Figura 3.15. Espacio de trabajo del modo de ensamble I.</i>	67
<i>Figura 3.16. Cadena aislada del mecanismo 3PRRR formada por tres juntas flexibles virtuales.</i>	68
<i>Figura 3.17. Direcciones de interés en el análisis de rigidez. Dirección A) horizontal, B) vertical y C) de profundidad.</i>	69
<i>Figura 3.18. Tres planos evaluados del espacio de trabajo.</i>	70
<i>Figura 3.19. Concepto de operación.</i>	70
<i>Figura 3.20. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección horizontal [N/μm].</i>	71

<i>Figura 3.21. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección vertical [N/μm].</i>	71
<i>Figura 3.22. Mapas de rigidez del modo de ensamble I; dirección de profundidad [N/μm].</i>	72
<i>Figura 3.23. Diagramas de cuerpo libre del modo de ensamble IV.</i>	74
<i>Figura 3.24. Modelo simplificado considerando la componente de fuerza tangencial.</i>	74
<i>Figura 3.25. Diagrama de cuerpo libre para cada uno de los eslabones.</i>	76
<i>Figura 3.26. Gráfica de intervalo de fuerza estática del actuador Y.</i>	77
<i>Figura 3.27. Gráfica de fuerza dinámica del actuador Y.</i>	78
<i>Figura 3.28. Diseño conceptual de las juntas del mecanismo.</i>	79
<i>Figura 3.29. Imágenes del banco de pruebas.</i>	79
<i>Figura 3.30. Prueba de carga vs desplazamiento bajo una condición, a) libre, b) carga: 300 g.</i>	80
<i>Figura 3.31. Gráficas de carga vs desplazamiento.</i>	80
<i>Figura 3.32. Desplazamiento del eslabón de aluminio sometido a carga.</i>	80
<i>Figura 3.33. Dibujo en CAD del prototipo.</i>	81
<i>Figura 3.34. Algunas partes que conforman el prototipo de micromáquina herramienta paralela.</i>	81
<i>Figura 3.35. Ensamble parcial del prototipo de micromáquina herramienta paralela.</i>	81
<i>Figura 3.36. Curva de histéresis del órgano terminal por falta de ajuste en los elementos de ensamble, vista superior.</i>	82
<i>Figura 3.37. Alineación y ajuste del prototipo.</i>	82
<i>Figura 3.38. Comportamiento del par de retención contra la corriente suministrada.</i>	83
<i>Figura 3.39. a) Diseño de la tuerca en .stl, b) resultado de la construcción.</i>	84
<i>Figura 3.40. Ensamble del prototipo concluido incluyendo husillo.</i>	84
<i>Figura 3.41. Ensamble general del sistema.</i>	84
<i>Figura 4.1. Montaje de experimento de rigidez.</i>	87
<i>Figura 4.2. Puntos de medición en el espacio de trabajo.</i>	87
<i>Figura 4.3. Mapas de rigidez: simulados con dimensiones reales del prototipo [N/mm].</i>	88
<i>Figura 4.4. Mapas de rigidez: mediciones experimentales [N/mm].</i>	88
<i>Figura 4.5. Esquema general del sistema de interferometría utilizado.</i>	89
<i>Figura 4.6. Errores de posición del eje a) X, b) Y y c) Z.</i>	90
<i>Figura 4.7. Gráficas de repetibilidad del eje a) X, b) Y y c) Z.</i>	90
<i>Figura 4.8. Diagrama del experimento, vista superior.</i>	91
<i>Figura 4.9. Pieza de trabajo marcada al frente y al costado.</i>	92

<i>Figura 4.10. Posición inicial: 0 mm, 0 segundos.</i>	92
<i>Figura 4.11. Posición final: 14.5 mm, 6.14 segundos.</i>	92
<i>Figura 4.12. A) Par de apriete en las juntas contra fuerza del órgano terminal medida en zona crítica, B) Par de apriete en las juntas contra el par demandado a los actuadores.</i>	95
<i>Figura 4.13. Primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta paralela.</i>	97
<i>Figura 4.14. Lóbulos de estabilidad generados a partir de una frecuencia natural de 524.4 Hz.</i>	97
<i>Figura A.1. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección horizontal [N/μm].</i>	114
<i>Figura A.2. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección vertical [N/μm].</i>	114
<i>Figura A.3. Mapas de rigidez del modo de ensamble II; dirección de profundidad [N/μm].</i>	115
<i>Figura A.4. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección horizontal [N/μm].</i>	115
<i>Figura A.5. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección vertical [N/μm].</i>	116
<i>Figura A.6. Mapas de rigidez del modo de ensamble III; dirección de profundidad [N/μm].</i>	116
<i>Figura A.7. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección horizontal [N/μm].</i>	117
<i>Figura A.8. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección vertical [N/μm].</i>	117
<i>Figura A.9. Mapas de rigidez del modo de ensamble IV; dirección de profundidad [N/μm].</i>	118
<i>Figura B.1. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble I, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.2. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble II, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.3. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble III, [N/μm].</i>	119
<i>Figura B.4. Mapas de rigidez promedio del modo de ensamble IV, [N/μm].</i>	120

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 2.1. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de torneado.</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 2.2. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de fresado.</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 2.3. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de taladrado.</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 3.1. Condiciones que deben cumplir las configuraciones paralelas con miras a ser aplicadas como micromáquinas herramienta.</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 3.2. Resumen de índices de desempeño.</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 3.3. Relación entre las condiciones propuestas y los índices de desempeño.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 3.4. Cada condición propuesta acompañada de su índice de desempeño.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 3.5. Clasificación de mecanismos paralelos de 3 GDL.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 3.6. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 3.7. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija.</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 3.8. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija, usando equivalencias cinemáticas y obviando la nomenclatura.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 3.9. Mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales a revisar.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 3.10. Resumen de resultados del análisis de acoplamiento.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 3.11. Resumen de resultados del análisis de rigidez en las direcciones de interés.</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 3.12. Resumen de resultados del análisis de rigidez promedio.</i>	<i>73</i>
<i>Tabla 3.13. Datos calculados.</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 3.14. Resumen de capacidad de rodamientos comerciales.</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 4.1. Resumen de datos para determinar el par requerido de los actuadores.</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 4.2. Comparación del promedio de rigidez.</i>	<i>88</i>
<i>Tabla 4.3. Parámetros del prototipo.</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 4.4. Resultado de las pruebas experimentales de fuerza.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 4.5. Resultado del análisis modal.</i>	<i>98</i>

INTRODUCCIÓN

El deseo y la necesidad de fabricar piezas de tamaño micrométrico ha sido esencialmente la misma desde que el concepto de manufactura tomó relevancia como un aspecto tecnológico y económico que transforma y agrega valor a un producto. Siempre en la búsqueda de nuevas aplicaciones, mejor desempeño, menor costo y mayor calidad [1]. En este sentido, el rol que juega el micromaquinado mecánico, es decir, versiones escaladas de los procesos de torneado, fresado y taladrado, están adquiriendo mayor relevancia por su viabilidad a producir partes funcionales miniaturizadas en 3D [2].

Con la cada vez más frecuente aparición de requerimientos de diseño que involucran la reducción del tamaño y peso de piezas y ensambles, tolerancias dimensionales más cerradas, etc., la investigación en el área de la tecnología de fabricación de microequipo representa una gran oportunidad de desarrollo [3]. Paulatinamente se han comprobado los beneficios en el ahorro de insumos y materias primas al miniaturizar los sistemas de producción [4]. Las micromáquinas herramienta (MMH) son propuestas como una alternativa para desarrollar sistemas productivos con la finalidad de generar dispositivos con dimensiones menores a un milímetro.

La configuración de las micromáquinas herramienta, en su mayoría, están constituidas por guías sobrepuestas, las cuales transmiten su movimiento por medio de tornillos y cajas de engrane. Esta clase de configuraciones corresponden a las estructuras mecánicas de lazo abierto, tipo cartesiano.

Otra configuración que presenta, por definición, características viables para su aplicación como micromáquinas herramienta es la configuración conformada por cadenas cinemáticas de lazo cerrado, conocido como mecanismo paralelo (MP). A un MP se le atribuyen ventajas, respecto a las configuraciones seriales, asociadas a su constitución más ligera y rígida. El uso de los mecanismos paralelos como micromáquinas herramienta ha sido poco explorada debido a los retos de diseño que conlleva la implementación de una configuración paralela a una aplicación real. Adicionalmente, los métodos de análisis y diseño de mecanismos paralelos se centran en aplicaciones a escala convencional. Por lo tanto, se percibe un área de oportunidad para proponer las pautas que permitan seleccionar una configuración paralela con miras a aplicarse como micromáquina herramienta, sin que esto represente una tarea de escalamiento simplemente.

El presente trabajo pretende sentar las bases del desarrollo de micromáquinas herramienta basadas en estructuras mecánicas paralelas, proponiendo un proceso de selección de mecanismos paralelos, con miras a ser aplicados como micromáquinas herramienta, y construyendo y evaluando un prototipo de micromáquina herramienta paralela.

El trabajo de tesis fue realizado en tres fases de desarrollo principalmente.

Fase 1 o de investigación. En esta etapa se investiga el estado del arte de las micromáquinas herramienta, se describen las ventajas de las configuraciones paralelas asociadas a su estructura cinemática y su pertinencia en el desarrollo de micromáquinas herramienta.

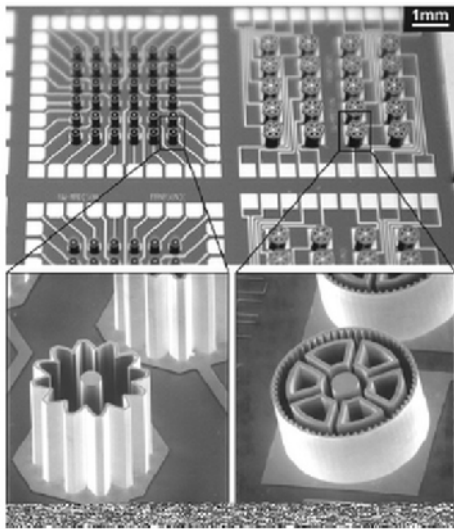
Además, se describen las características que hacen viable la incorporación de las configuraciones paralelas al campo de la micromanufactura.

Fase 2 o de selección. En esta etapa se identifican los atributos que deben cumplir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta. Con base en esos atributos se propone un proceso de selección que permite identificar configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Fase 3 o de propuesta. Con base en el resultado de la fase 2, se propone el diseño de un prototipo de micromáquina herramienta basada en una configuración paralela como caso de estudio. Las pruebas experimentales y la caracterización del prototipo son abordadas en esta etapa.

En particular, el trabajo está dividido en los siguientes capítulos:

- Capítulo 1 Se dedica a los antecedentes sobre el trabajo de investigación. Se dan los antecedentes sobre la microtecnología y su aplicación. Se dedica a las microfábricas y su relación directa con las micromáquinas herramienta, haciendo un repaso de los desarrollos en el mundo y en México. Además, se dedica a los mecanismos paralelos y su incipiente aplicación como máquinas herramienta, describiendo las ventajas potenciales asociadas a su estructura cinemática.
- Capítulo 2 Se presenta el esquema de fundamentos en el que se ubica el trabajo. Se dedica en particular al proceso por arranque de material haciendo énfasis en las características del proceso de micromaquinado. Se orienta la discusión hacia la problemática identificada en las micromáquinas herramienta, enfatizando en los cambios en los efectos que se presentan en los fenómenos físicos al miniaturizar los objetos.
- Capítulo 3 Se dedica al desarrollo del trabajo de investigación. Se definen los requerimientos que se deben considerar para que una configuración paralela sea aplicada como micromáquina herramienta. Además, se puntualiza en las herramientas de análisis con las que se evalúan los requisitos planteados. Se describe el proceso de selección propuesto para identificar, al menos, un mecanismo que cumpla con los requerimientos planteados en el capítulo anterior. Se analiza particularmente un caso de estudio aplicando el proceso de selección propuesto. El resultado de este estudio deriva en la construcción y evaluación de un prototipo de micromáquina herramienta paralela.
- Capítulo 4 Se presentan las pruebas realizadas al prototipo y los resultados.
- Conclusiones Se centra en las conclusiones, observaciones finales, y recomendaciones.



aplicaciones MEMS, tales como, sensores o actuadores [8]), posibilidad de ensamble y movimiento, además de dimensiones en 3D y formas complejas [9].

Por otro lado, la manufactura a escala tradicional además de consumir más energía, espacio y recursos materiales [10], no se recomienda su uso para producir micropartes debido a que los errores geométricos se incrementan con el tamaño de la máquina herramienta (MH) [11]; los errores se magnifican con la presencia de un error angular en el eje del husillo, por citar un ejemplo.

Para transferir las tecnologías empleadas en los procesos de manufactura al contexto microscópico se ha propuesto el uso de microequipo. Para hacer este microequipo se han sugerido diversos caminos. Uno de ellos es usando tecnologías convencionales adaptándolas a pequeña escala. La posibilidad de usar componentes con un alto grado de precisión ha sido explorada [12-13] pero esta característica encarece al microequipo, haciéndolo poco atractivo dado su elevado costo de desarrollo.

En 1996 el Dr. Kussul y sus colaboradores desarrollaron las bases de una nueva tecnología [9], donde se desarrollan micromáquinas herramienta con una perspectiva diferente; esto es, de forma generacional. Cada generación está constituida por un conjunto de equipos que incluyen micromáquinas herramienta, micromanipuladores, etc., que funcionando en forma automática serán capaces de fabricar las piezas y máquinas que formen la segunda generación, igual que la anterior, pero de dimensiones más pequeñas, y así sucesivamente. A esta propuesta se le ha llamado Tecnología de Micro Equipo o MET (por sus siglas en inglés MicroEquipment Technology) [14].

En la actualidad, el desarrollo de MMH se centra en dos grupos de interés; como unidades independientes [10, 14-16] o como parte de una microfábrica [17-18], (Figura 1.3).

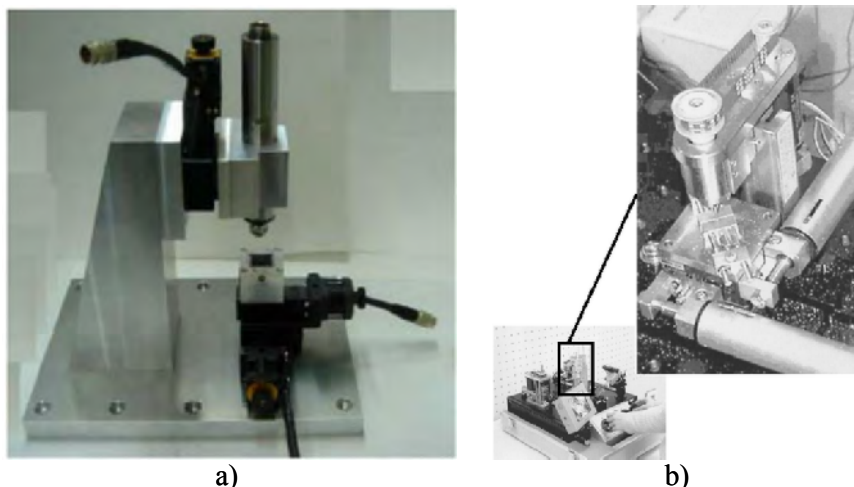
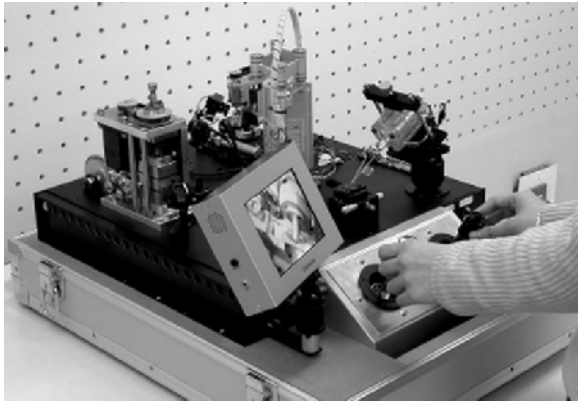
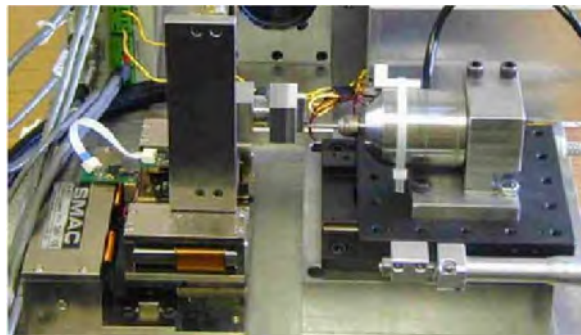
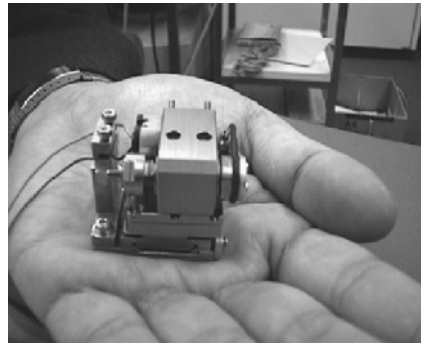
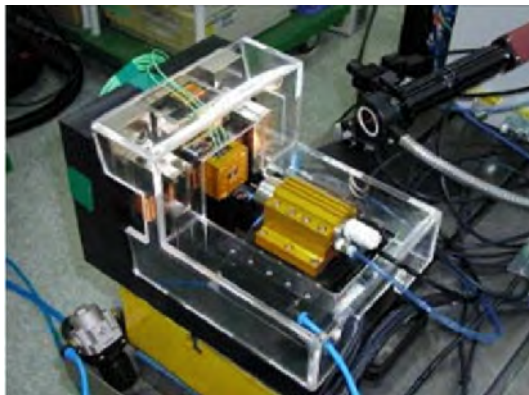
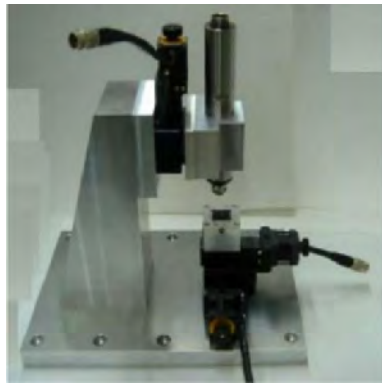


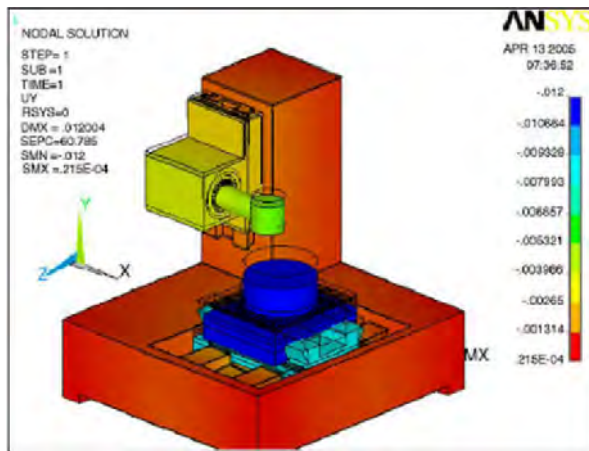
Figura 1.3. (a) Micromáquina de 300 x 200 x 320 mm [16], (b) Micromáquina de 170 x 170 x 102 mm que compone una microfábrica [17].

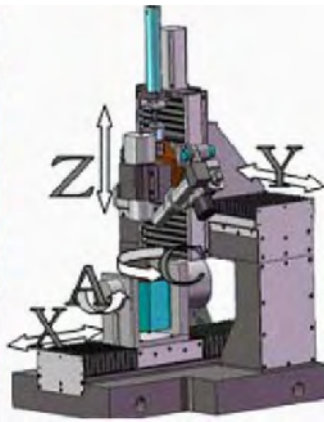
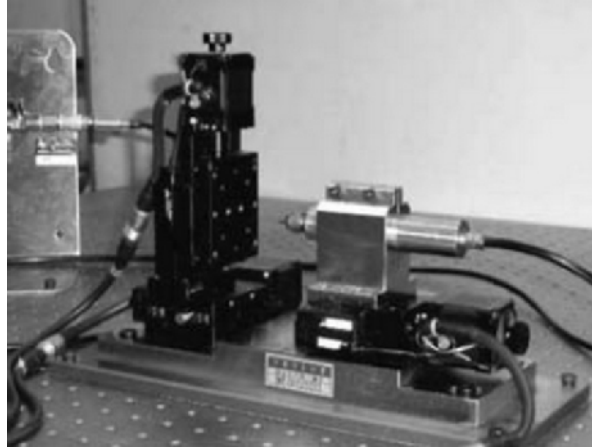
De esta manera, las micromáquinas herramienta surgen como una alternativa para desarrollar sistemas productivos con la finalidad de generar dispositivos con dimensiones menores a un

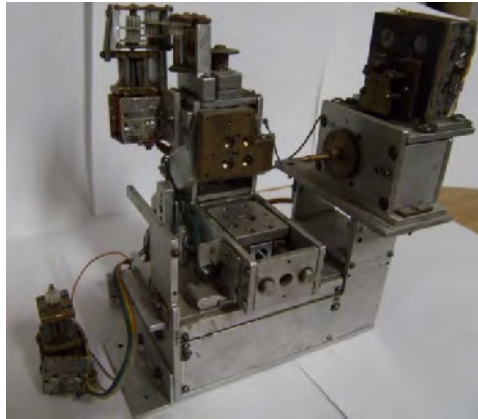
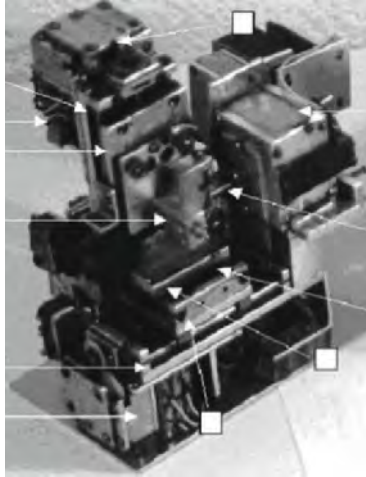


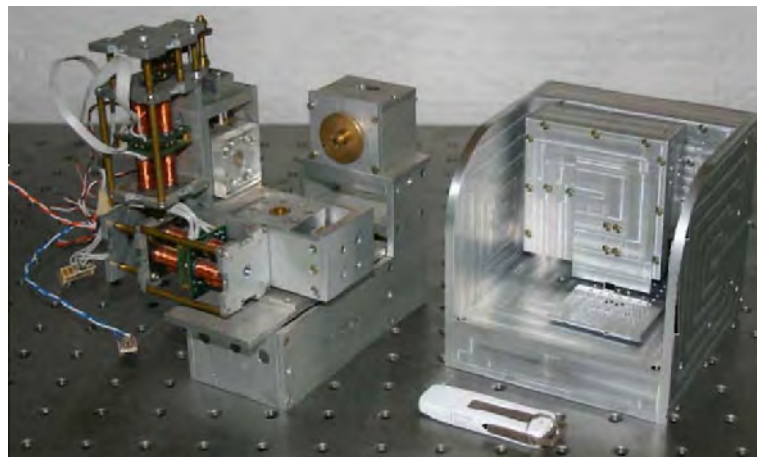
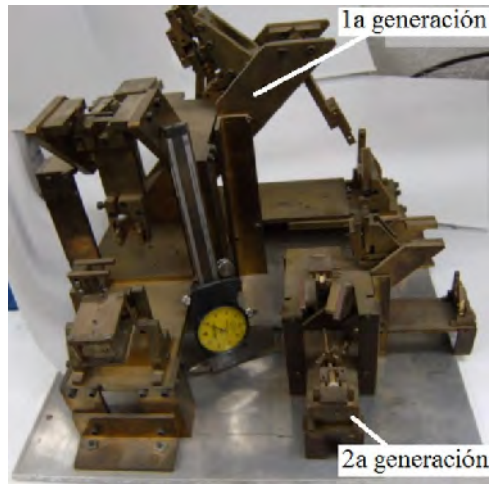












En general, con el desarrollo del equipo descrito, el GMM tiene la capacidad de manufacturar micropiezas; tales como, ejes de 50 μm de diámetro y 650 μm de largo [39].

1.2.2 Características básicas de las micromáquinas herramienta.

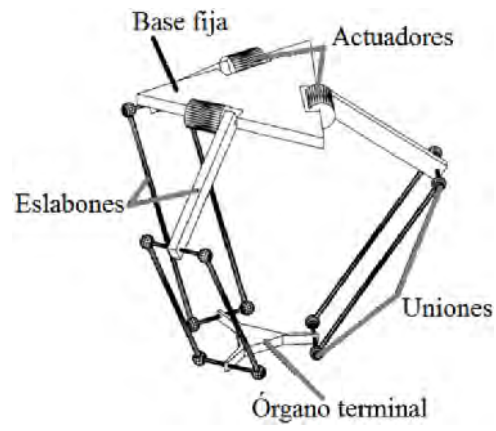
No sólo las universidades desarrollan micromáquinas herramienta. Algunos modelos comerciales de MMH han sido desarrollados por compañías industriales [40]. Algunas compañías han equipado máquinas de tamaño estándar para micromaquinado [41-44]. Otros desarrolladores de micromáquina herramienta han equipado a máquinas pequeñas y de tamaño estándar para realizar tareas de micromaquinado usando procesos energéticos, como EDM (por sus siglas en inglés Electrical Discharge Machining) [45-46]. Sin embargo, un problema que se distingue al usar máquinas grandes para hacer micropartes, se relaciona con los errores que contribuyen a su inexactitud. Principalmente, existen tres tipos de errores presentes en las máquinas herramienta; errores geométricos, errores térmicos y errores inducidos por las fuerzas de corte, siendo el primero el que más errores aporta [47-48].

Como resultado del desarrollo de los prototipos antes mencionados, se han identificado algunas razones por las cuales es conveniente miniaturizar las máquinas herramienta [49-51]:

- + La baja relación masa/tamaño de las micromáquinas hace que alcancen el equilibrio térmico muy rápido, las expansiones térmicas a pequeña escala no representan un problema serio, por lo tanto, la exactitud del sistema no se ve alterado en respuesta al decremento de las deformaciones de los elementos debido al calor del proceso de maquinado o al generado por los actuadores.
- + El consumo de material, volumen ocupado y energía se reducen sustancialmente. El uso de materiales con mejores propiedades puede ser incluido sin que su costo sea un factor limitante. Además, una micromáquina herramienta, tomada de la microfábrica desarrollada en Japón, ocupa un área de 0.09 m^2 , mientras que una máquina herramienta convencional puede llegar a ocupar un área de hasta 5 m^2 (incluyendo el área de servicio) [52], traducándose en ventajas económicas en términos de costos en renta de locales. El ahorro de energía ha alcanzado un orden de entre 10% y 60%.
- + Al reducir la masa de partes móviles se reduce la fuerza inercial del sistema, las frecuencias naturales de los dispositivos son más altas y, en consecuencia, la amplitud de las vibraciones decrece.

Con base en la investigación realizada, se deduce que una micromáquina herramienta necesita de elementos básicos para poder operar. Estos elementos deben procurar sostener la pieza de trabajo, colocar la posición de la herramienta con respecto a la pieza de trabajo y proporcionar la potencia necesaria para realizar el proceso de maquinado a la velocidad, avance y profundidad que se han establecido.

Dado que el proceso de corte es por contacto directo entre una pieza de trabajo y una herramienta, los elementos deben descansar en una estructura mecánica que aporte suficiente rigidez para resistir distorsiones causadas por las cargas estáticas y dinámicas, que ofrezca estabilidad y exactitud de sus partes móviles y que amortigüe la vibración.



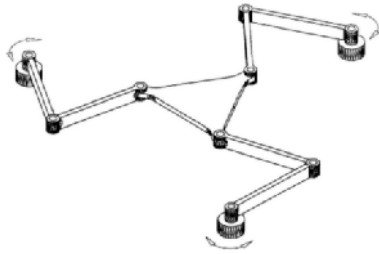


Figura 1.17. MP plano [54].

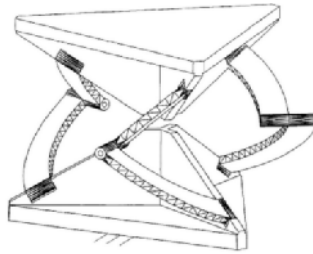


Figura 1.18. MP esférico [54].

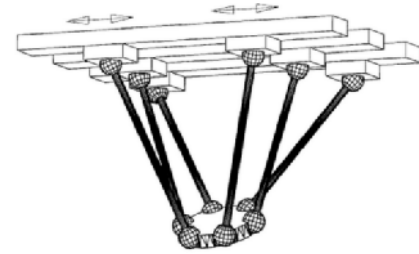
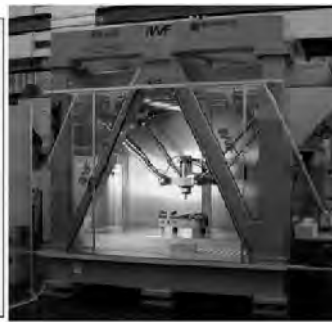
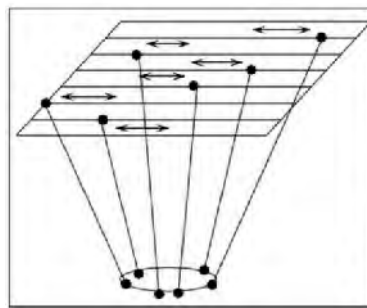
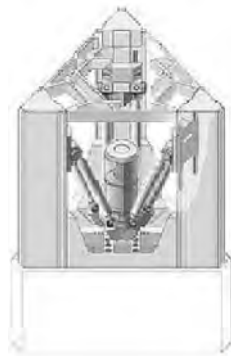
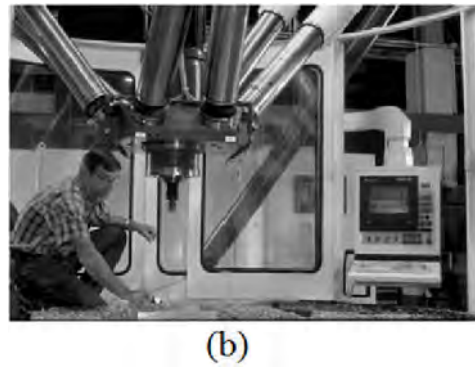


Figura 1.19. MP espacial [54].

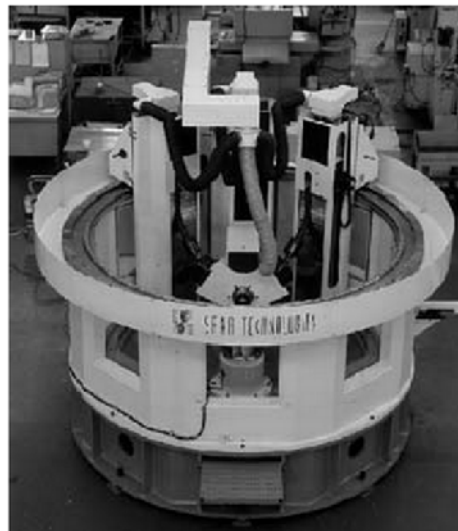




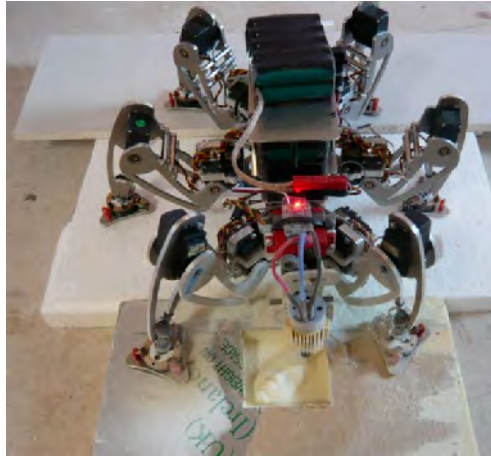
(a)

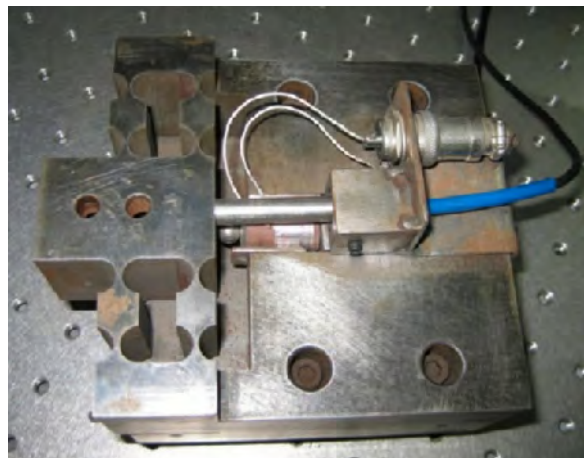
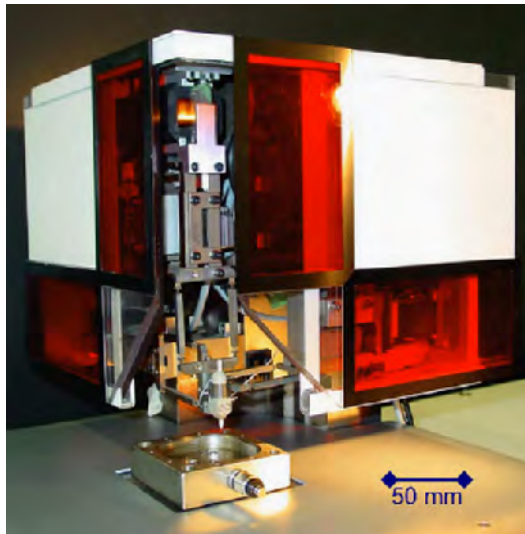


(b)



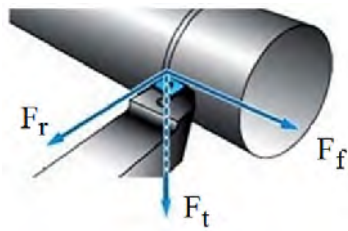


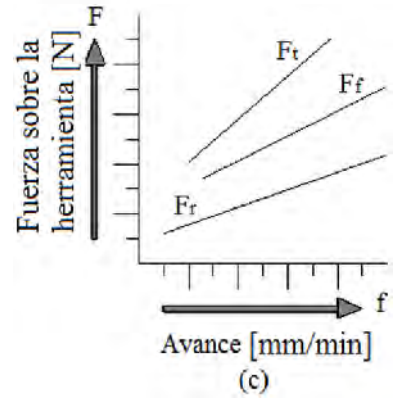
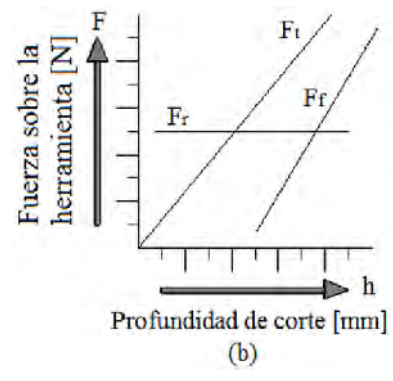
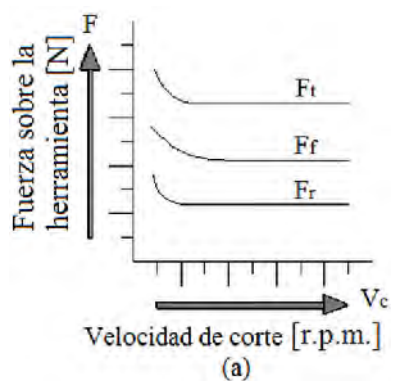




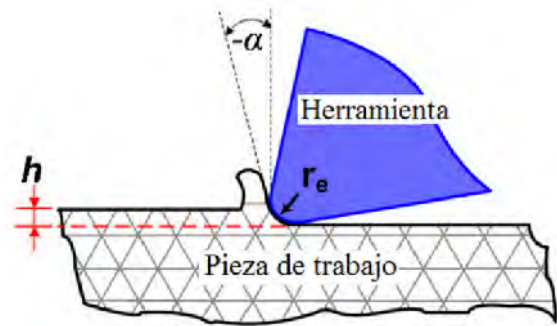
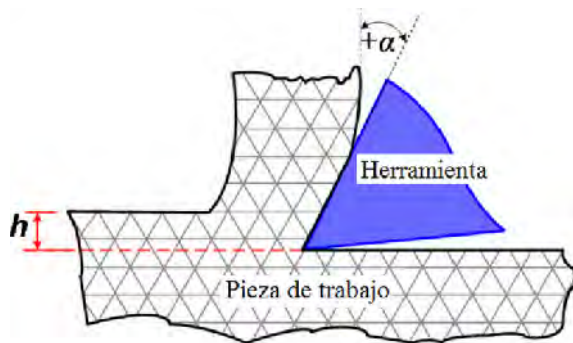
micromanufactura desde su selección hasta su desarrollo, donde se planteen requerimientos y especificaciones de diseño.

Para señalar el problema asociado a la estructura serial de las micromáquinas herramienta, es necesario analizar con mayor detalle el proceso de corte involucrado y su susceptibilidad a presentar oscilaciones causadas por la rigidez estructural de la máquina, condición que merma el desempeño de la misma. Por lo tanto, en el siguiente capítulo, se dan las bases teóricas con relación al proceso de corte y enseguida se describe la problemática identificada.





F_t : Fuerza tangencial.
 F_f : Fuerza de avance.
 F_r : Fuerza radial.



h espesor de la rebaba indeformable.
 α ángulo efectivo de corte.
 r_e radio del borde de corte de la herramienta.

(a)

(b)

micromaquinado de piezas delgadas¹, enfatizando en la necesidad de transmitir las fuerzas de corte de forma homogénea dentro de un límite predefinido en la trayectoria del maquinado.

2.3 Cálculo de la fuerza de corte.

La fuerza de corte está directamente relacionada con la formación de viruta en un proceso de maquinado. La fuerza de corte determina la deflexión de la herramienta que limita la tasa de avance [98]. Determinar la fuerza de corte en un sistema, ayuda a seleccionar las condiciones de corte adecuadas para su buen desempeño.

Dentro de las áreas de investigación en microfabricación se encuentra la relacionada con las fuerzas de corte en el micromaquinado. Particularmente, algunos modelos han sido propuestos para el proceso de microfresado [99-101], en respuesta a los diferentes fenómenos que se presentan en el proceso de micromaquinado que no pueden ser descritos por un simple escalamiento del proceso de maquinado de escala convencional. Una diferencia crítica es la suposición de que los efectos en el radio del borde de corte son insignificantes en la escala micro, debido a que la redondez de un borde de corte es más significativo en el proceso de maquinado a esa escala. En este trabajo se persigue calcular una aproximación de la fuerza de corte involucrada en el proceso de micromaquinado.

De las tres componentes de fuerza que componen la fuerza de corte (ver sección 2.1), la fuerza tangencial es la componente más alta, seguida de la fuerza de avance y la fuerza radial. En [102] se ha desarrollado un método para calcular las fuerzas de avance y radial que puede ser aplicado a diferentes materiales; tales como, aceros, fundición, aleaciones de alta temperatura y aleaciones no ferrosas. Por ejemplo, para estimar las fuerzas de avance y radial en aleaciones de aluminio (100-150 HB) se tiene: $F_f=0.429F_t$ y $F_r=0.211F_t$.

En este punto, se pretende conocer las componentes de la fuerza de corte presentes en el proceso de micromaquinado haciendo las siguientes consideraciones:

- A Considerando herramientas de corte de 0.2 milímetros de diámetro,
- B Considerando la velocidad de corte óptima del husillo que se pretende implementar,
- C Considerando parámetros de corte propuestos, y
- D Considerando diferentes materiales metálicos, suaves y duros.

De la tabla 2.1 a 2.3 se muestra un resumen de resultados de las componentes de fuerza de corte calculadas en los procesos de micromaquinado básicos.

¹ Se entiende por pieza delgada, a un cuerpo tridimensional en el que una dimensión geométrica (espesor) es significativamente más pequeña que las otras.

Tabla 2.1. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de torneado.

		Especificación				Fuerza de corte		
Material	Dureza [HB]	Diámetro de la pieza de trabajo [mm]	Velocidad en el husillo [r.p.m.]	Avance lineal [mm/min]	Profundidad de corte [mm]	Fuerza tangencial [N]	Fuerza de avance [N]	Fuerza radial [N]
Aluminio (6061-T6)	95	2	36,000	100	0.015	0.029	0.012	0.006
Latón (272)	100					0.034	0.015	0.007
Acero inoxidable (AISI 304)	150					0.068	0.031	0.015
Titanio (Ti6Al4V)	300					0.137	0.092	0.056

Tabla 2.2. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de fresado.

		Especificación				Fuerza de corte ²		
Material	Esfuerzo último [MPa]	Diámetro de la herramienta [mm]	Velocidad en el husillo [r.p.m.]	Avance lineal [mm/min]	Profundidad de corte [mm]	Fuerza tangencial [N]	Fuerza de avance [N]	Fuerza radial [N]
Aluminio (6061-T6)	200	0.2	36,000	100	0.03	0.003	0.001	.0007
Latón (272)	300					0.006	0.002	0.001
Acero inoxidable (AISI 304)	480					0.019	0.009	0.004
Titanio (Ti6Al4V)	900					0.031	0.021	0.012

² Considerando que el cortador tiene 4 gavilanes.

Tabla 2.3. Especificaciones y fuerza de corte en la operación de taladrado.

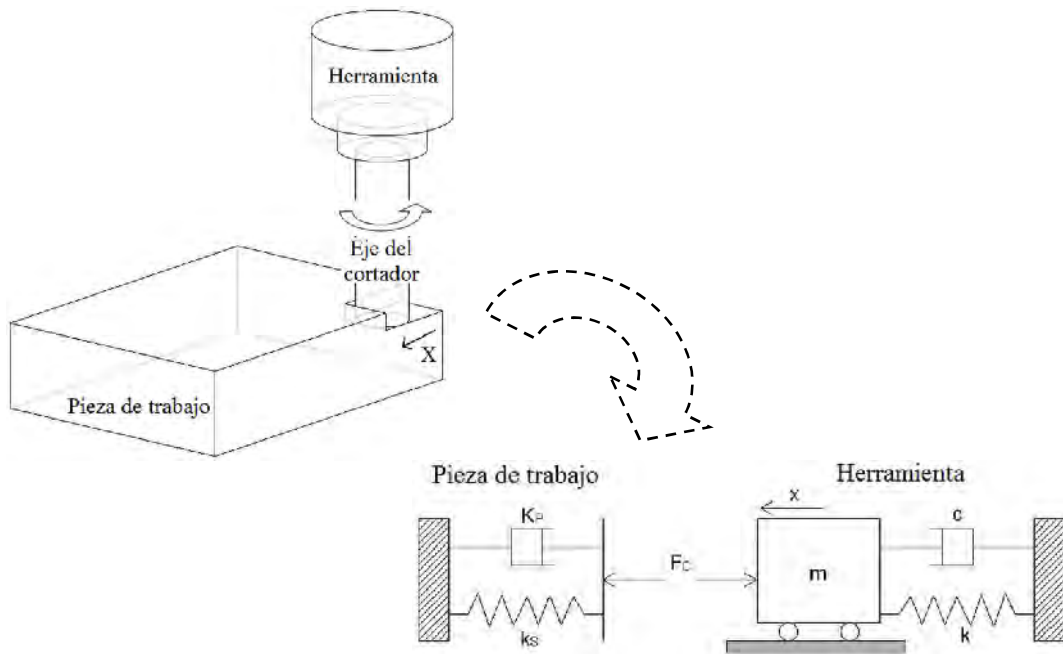
Material	Especificación				Fuerza de corte	
	Diámetro de la herramienta [mm]	Velocidad del husillo [r.p.m.]	Velocidad de penetración [mm/min]	Avance [mm/rev]	Fuerza radial [N]	Fuerza axial [N]
Aluminio (6061-T6)	1.58 (1/16")	36,000	100	0.003	0.07	0.10
Latón (272)			80	0.002	0.07	0.09
Acero inoxidable (AISI 304)			60	0.002	0.10	0.14
Titanio (Ti6Al4V)			40	0.001	0.14	0.19

2.4 Planteamiento del problema.

La mayoría de los prototipos de micromáquinas herramienta que se describieron en la sección 1.2.1, incluyendo a las micromáquinas que se pueden conseguir comercialmente, presentan una configuración en serie de lazo abierto, tipo cartesiana, con tres juntas helicoidales ortogonales. Este tipo de configuración es muy popular debido a que la conversión de las articulaciones a las coordenadas del órgano terminal, y viceversa, es relativamente simple. Esto facilita su control y análisis porque cada eje controla directamente un grado cartesiano de movimiento y no se producen acoplamientos entre ellos. Además, la equivalencia entre el movimiento generado por una junta activa y su correspondiente efecto en el órgano terminal tiene un valor constante en todo su espacio de trabajo, esto representa la uniformidad con la que transmite la fuerza la herramienta a una pieza de trabajo.

El problema de las máquinas herramienta de tamaño estándar con una configuración en serie reside en que cada eje debe soportar y mover los ejes que van montados sobre éste, incluyendo su actuador y su junta. Esto se traduce a tener que desplazar una mayor masa, mermando así la capacidad de operación de la máquina, afectando su productividad. En las micromáquinas herramienta la masa de los elementos que componen su estructura mecánica no representa un factor restrictivo, considerando que en el escalamiento la masa se reduce en una escala mayor que otras magnitudes en respuesta a los cambios en el efecto que se producen en los fenómenos físicos al reducir la escala de los objetos [103-104]. Es debido a estos cambios en las magnitudes físicas, junto a las características propias del proceso de maquinado que se adoptan (parámetros de corte) que hacen a las micromáquinas herramienta susceptibles de presentar condiciones en las que su estabilidad se ve afectada por el inicio de vibración.

La interacción entre la dinámica del proceso por remoción de viruta y la dinámica estructural de la micromáquina herramienta provoca una forma de vibración regenerativa, creando



$$F_c = k_s p t, \quad (2.1)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_c, \quad (2.2)$$

$$p = \frac{-1}{2K_s G_R}, \quad (2.3)$$

Donde G_R es la parte real de la función de respuesta en frecuencia G como la solución estándar de la ecuación (2.2),

$$\frac{x}{F_c} = \frac{1-r^2}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} + i \frac{-2\zeta r}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} = G_R + iG_I = G \quad (2.4)$$

Donde r es la razón de frecuencias $\left(r = \frac{f}{f_n}\right)$, y ζ es la razón de amortiguamiento $\left(\zeta = \frac{c}{c_c}\right)$.

Cuando se resuelve la ecuación (2.1) y (2.2), la profundidad de corte p es dependiente de la frecuencia de vibración regenerativa f o de la frecuencia natural f_n a través de la razón r . En complemento, de acuerdo con la teoría de vibración [109], la ecuación de la vibración regenerativa se escribe:

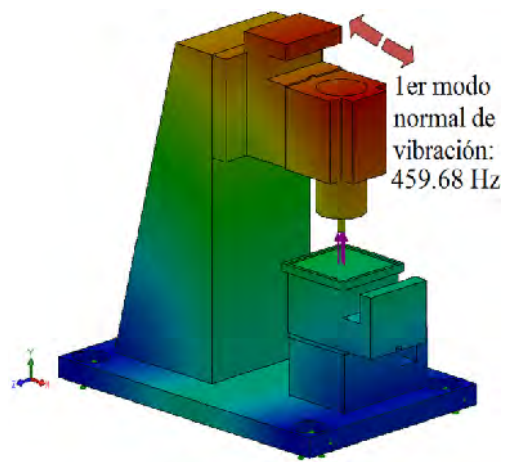
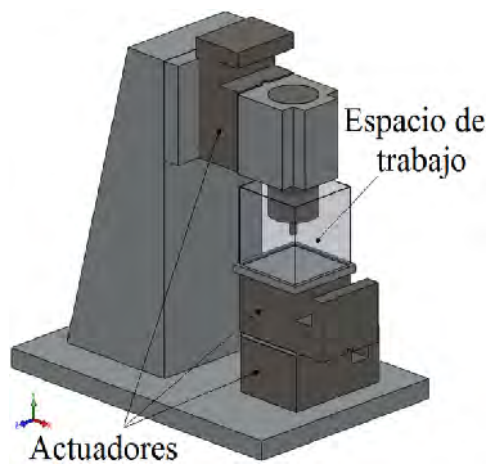
$$\frac{f}{f_i} = n + \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \frac{-2\zeta r}{1-r^2}, \quad (2.5)$$

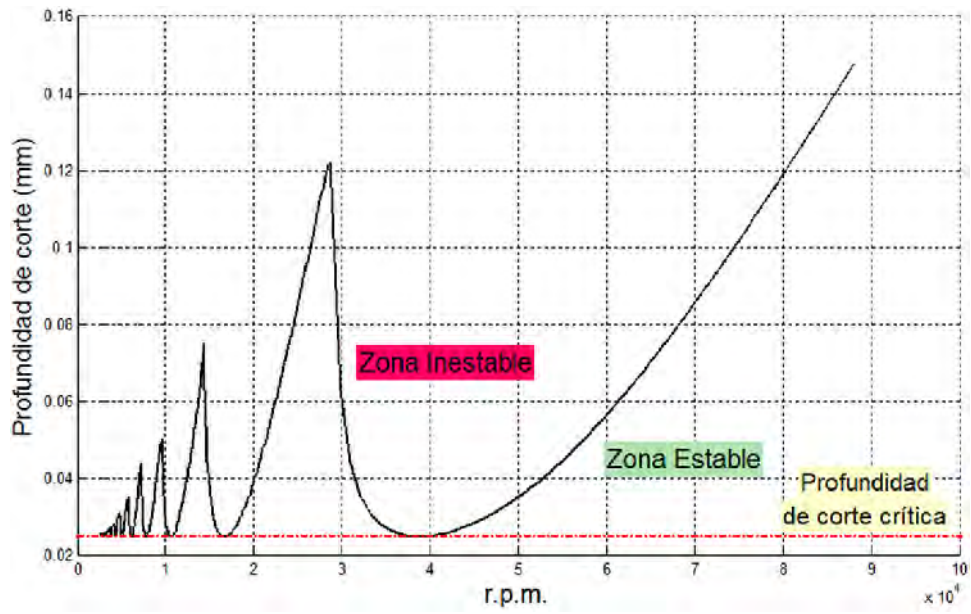
La ecuación (2.5) representa la relación entre la frecuencia regenerativa f , la frecuencia de corte f_i y el número de lóbulo n . Para cada frecuencia generada, existe una profundidad de corte crítica correspondiente. Así, el proceso de corte es estable cuando la profundidad de corte es menor que el valor crítico e inestable cuando ocurre lo contrario. Esto se puede representar gráficamente por medio de la relación entre la velocidad de giro del husillo y la penetración en el proceso de corte, conocida como lóbulos de estabilidad.

Los lóbulos de estabilidad son generados a partir de dos ecuaciones analíticas [110]; la primera ecuación para la profundidad de corte p (ecuación (2.3)) y la segunda para la velocidad de corte N , ambas en función de la frecuencia de vibración f . La función $N(f)$ resulta de una función trigonométrica (ecuación (2.5)) y, por lo tanto, la solución periódica contiene un término que indica la recurrencia n , que a su vez indica el número de lóbulo trazado en la gráfica. Usando estas funciones, los lóbulos de estabilidad pueden ser construidos analíticamente y evaluados para un intervalo de frecuencias de vibración. Por definición, la zona estable corresponde al área bajo la curva de los lóbulos de estabilidad, mientras que la zona inestable corresponde al área por arriba de la curva.

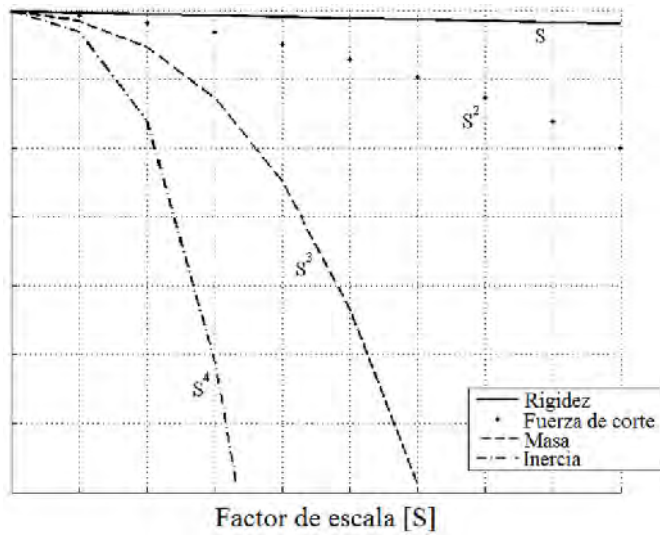
Para generar los lóbulos de estabilidad de una micromáquina herramienta típica, se toma de referencia la estructura mecánica reportada en [16], la cual está constituida por una configuración de lazo abierto, tipo C, de tres ejes traslacionales. Por la escasa información que se proporciona en la misma, se proponen las siguientes consideraciones con el fin de obtener un análisis modal más completo:

- El tamaño de la configuración serial es de 90 x 60 x 85 mm y cubre un espacio de trabajo de 20 x 20 x 20 mm.
- El material estructural de la máquina es aleación de aluminio 6063-T5, material con mejores prestaciones respecto a resistencia, maquinabilidad y costo [111].
- Apegándose lo más posible a las características que proporcionan los catálogos del fabricante, el material de los actuadores y husillo son de acero, AISI 1025 y ASTM A36 respectivamente.
- Los puntos de contacto entre elementos están sujetos con tornillos y se asumen rígidos por el Análisis de Elemento Finito (FEA por sus siglas en inglés) de Solidworks, licencia educativa, programa utilizado exclusivamente para encontrar las frecuencias naturales de la estructura mecánica.





$$\Omega = \frac{F_c}{K}, \quad (2.6)$$



2.7 Objetivos particulares.

- ⊕ Investigar el estado del arte relacionado con mecanismos paralelos y micromáquinas herramienta.
- ⊕ Investigar la viabilidad de aplicación de las configuraciones paralelas al campo de la micromanufactura.
- ⊕ Proponer un proceso de selección de configuraciones paralelas con miras a su aplicación como micromáquina herramienta.
- ⊕ Seleccionar una configuración paralela para ser aplicada como micromáquina herramienta.
- ⊕ Proponer el diseño mecánico de una micromáquina herramienta basada en un mecanismo paralelo.
- ⊕ Construir y evaluar el diseño propuesto de la micromáquina herramienta basada en un mecanismo paralelo.

Capítulo 3

III. DESARROLLO.

3.1 Requerimientos que deben exhibir las configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Con base en la investigación realizada, se han identificado las condiciones básicas que deben considerarse para que una configuración paralela sea aplicada como una micromáquina herramienta. Estas condiciones se proponen considerándolas tanto indispensables como deseables para desempeñar tareas de micromaquinado.

3.1.1 Condición de movilidad.

Esta condición se refiere al número de ejes necesarios que debe tener la micromáquina herramienta para desempeñar operaciones de maquinado. Por ejemplo, para desempeñar operaciones básicas de maquinado (fresado en las caras o frontal, refrentado o cilindrado) tres ejes traslacionales son suficientes, permaneciendo un eje rotacional desacoplado donde giraría la herramienta, o bien, la pieza de trabajo. Para desempeñar operaciones más complejas (fresado lateral o de cantos), donde se demanda un eje adicional que oriente la pieza de trabajo o herramienta, tres ejes traslacionales no son suficientes y se debe incrementar el número de ejes solicitados a la configuración mecánica.

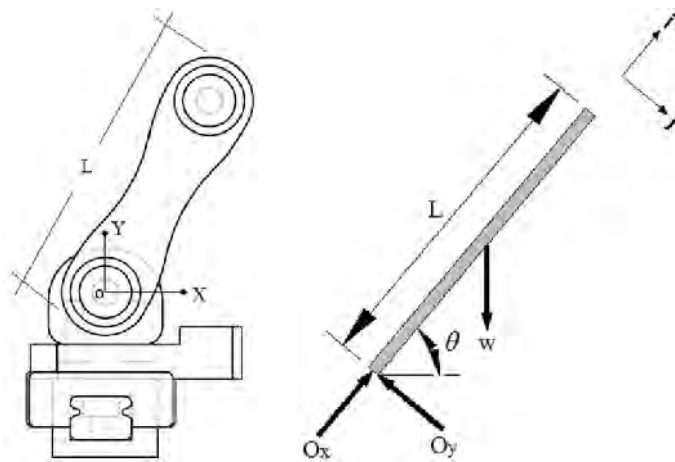
3.1.2 Condición de desacoplamiento cinemático.

Existen tres diferentes tipos de acoplamiento en los mecanismos [58]:

- a) Fuertemente acoplados; cada parámetro de posición está en función de la combinación del movimiento que proporcionan los actuadores,
- b) Sin acoplamiento; cada parámetro de posición está en función de sólo un actuador, y
- c) Parcialmente acoplados o desacoplados; ninguno de los dos tipos anteriores.

Cuando no existe acoplamiento cinemático, significa que el movimiento del órgano terminal a lo largo de cada eje es controlado por el respectivo actuador. La ventaja de ésta característica se traduce en una simplificación del cómputo de la cinemática; se obtiene una fácil formulación en el análisis de desplazamiento directo e inverso o en el análisis de singularidades [115], al simplificarse los modelos cinemáticos y dinámicos no lineales se facilita el control [116].

En el proceso de remoción de material, el movimiento relativo es requerido entre la herramienta y la pieza de trabajo para desempeñar una operación de maquinado. En un proceso de corte básico, el movimiento, ya sea de la herramienta o la pieza de trabajo, debe seguir una trayectoria recta para garantizar un acabado uniforme. Debido a que las configuraciones mecánicas acopladas presentan dependencia en su movilidad, el movimiento en cada eje dibuja una trayectoria que implica movimiento en dos direcciones al accionar un sólo actuador. Esta clase de movimiento requiere técnicas de control avanzado para convertirlo en movimientos lineales.



$$R = \sqrt{(O_x)^2 + (O_y)^2}, \quad (3.1)$$

Obteniendo O_x y O_y de la ecuación $\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a}_c$.

En donde;

$$\begin{aligned}\mathbf{a}_c &= \mathbf{a}_o + \alpha \hat{k} \times \mathbf{r}_{oc} - \omega^2 \mathbf{r}_{oc}, \\ \mathbf{a}_c &= 0 - \frac{l}{2} \omega^2 \hat{i} + \frac{l}{2} \alpha \hat{j},\end{aligned}\quad (3.2)$$

Para expresar la ecuación (3.2) en función de θ , escribimos la ecuación de momentos respecto al pivote O:

$$\begin{aligned}\sum M_o &= I_o \alpha, \\ mg \frac{l}{2} \cos \theta &= \frac{ml^2}{3} \alpha, \\ \alpha &= \frac{3g}{2l} \cos \theta,\end{aligned}\quad (3.3)$$

Para obtener ω^2 en función de θ se debe integrar (3.3).

$$\frac{\omega^2}{2} = \frac{3g}{2l} \text{sen} \theta + C,$$

Como $\omega^2=0$, cuando $\theta=0$, se tiene que $C=0$, y

$$\omega^2 = \frac{3g}{l} \text{sen} \theta, \quad (3.4)$$

Sustituyendo (3.3) y (3.4) en (3.2).

$$\mathbf{a}_c = -\frac{3}{2} g \text{sen} \theta \hat{i} + \frac{3}{4} g \cos \theta \hat{j}, \quad (3.5)$$

Entonces,

$$\begin{aligned}\sum F_x &= ma_{c_x}, & \sum F_y &= ma_{c_y}, \\ O_x - mg \text{sen} \theta &= m \left(-\frac{3}{2} g \text{sen} \theta \right), & O_y + mg \cos \theta &= m \left(\frac{3}{4} g \cos \theta \right), \\ O_x &= -\frac{mg}{2} \text{sen} \theta, & O_y &= \frac{mg}{4} \cos \theta,\end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned}R &= \sqrt{(O_x)^2 + (O_y)^2}, \\ R &= \sqrt{\left(-\frac{mg}{2} \text{sen} \theta \right)^2 + \left(\frac{mg}{4} \cos \theta \right)^2}, \\ R &= \frac{mg}{2} \sqrt{\text{sen}^2 \theta + \frac{1}{4} \cos^2 \theta},\end{aligned}\quad (3.6)$$

Considerando que la reacción máxima se encuentra cuando $\theta = 90^\circ$, la ecuación (3.6) se reduce a:

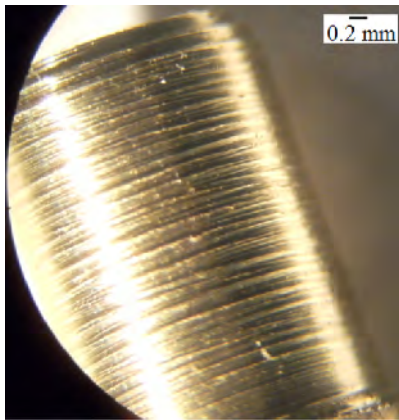
$$R_{\text{máx}} = \frac{mg}{2}, \quad (3.7)$$

La relación de parámetros entre los dispositivos A y B es:

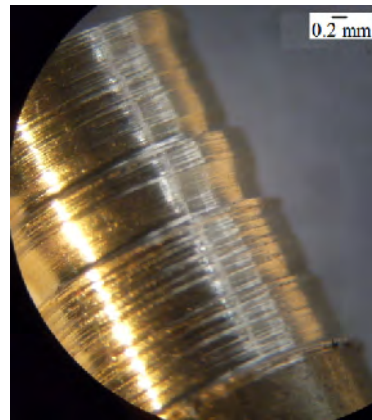
$$m_A = S^3 m_B, \quad (3.8)$$

Sustituyendo (3.8) en (3.7) se obtiene:

$$R_{máx_A} = \frac{m_A g}{2} = \frac{S^3 m_B g}{2} = S^3 R_{máx_B}, \quad (3.9)$$



Bajo condiciones de corte constantes.



Sin considerar condiciones de corte constantes.

espacio de trabajo con forma irregular, es importante que el mecanismo a ser considerado tenga la posibilidad de alojar un espacio de trabajo prescrito regular.

La Tabla 3.1 muestra un resumen de las condiciones expuestas. Tales condiciones se consideran indispensables o deseables para desempeñar tareas de micromaquinado.

Tabla 3.1. Condiciones que deben cumplir las configuraciones paralelas con miras a ser aplicadas como micromáquinas herramienta.

Condición indispensable	Condición deseable
Movilidad	
	Desacoplamiento cinemático
	Isotropía de fuerzas
	Espacio de trabajo regular

3.2 Herramientas de análisis para cumplir las condiciones propuestas.

En un proceso de diseño de mecanismos eslabonados, una vez identificados los requerimientos de diseño y antes de pensar en las dimensiones de la estructura mecánica, se debe seleccionar una configuración mecánica [120]. Técnicas y métodos se han propuesto para facilitar el diseño desde una perspectiva de análisis. Algunos trabajos se han centrado en el diseño sistemático de MP [121-123], aunque la mayoría de ellos sin considerar su viabilidad. Otros trabajos se han enfocado en proponer metodologías para el diseño de PKM integrando herramientas CAD, CAM y FEA entre otras [124-125]. Algunos trabajos centran el análisis en una configuración de interés y una vez construida la máquina evalúan la capacidad de mecanizado [126].

Cuando un mecanismo desarrolla una tarea de maquinado, fuerzas y momentos son transmitidos a través de una o varias rutas (cadenas cinemáticas) al órgano terminal, generados, a su vez, por actuadores instalados en puntos de conexión. El análisis de fuerzas estáticas es una práctica común para determinar la calidad de la transmisión de fuerzas y momentos ejercidos por juntas y eslabones en un mecanismo. Este análisis sirve de base para el diseño y selección de componentes. El análisis estático de un mecanismo puede ser calculado por medio de algunos métodos, tales como; el método vectorial, números duales, el principio del trabajo virtual o cálculo del tornillo.

Por otro lado, la traducción de necesidades en requerimientos específicos ha permitido desarrollar índices que tienen un significado físico real, definidos en un sentido matemático, conocidos como índices de desempeño. El propósito de un índice de desempeño es evaluar cuantitativamente la habilidad de un mecanismo desde el punto de vista cinemático y estático, esto es, en la solución de estado estable de las ecuaciones dinámicas. Por esta razón, se refiere a ellos como índices de desempeño cinetoestáticos. También es cierto que cada vez es más común encontrar índices que consideran aspectos dinámicos.

3.2.1 Índices de desempeño.

El índice de desempeño cinetoestático de un sistema mecánico es una cantidad escalar que mide la funcionalidad del sistema con respecto a la fuerza y movimiento que transmite. El análisis cinetoestático es esencial para PKM que son usados para realizar procesos de corte,

los cuales requieren transmitir fuerzas, ofrecer alta rigidez y bajas deformaciones equivalentes, resultando en mejores acabados superficiales y una mayor vida útil de las herramientas [127].

Un índice de desempeño puede ser *local* o *global*. Los índices locales no son constantes sobre todo el espacio de trabajo. Los índices globales son extensiones de los índices locales para caracterizar el desempeño de un mecanismo evaluando todo su espacio de trabajo.

La Tabla 3.2 muestra un resumen (revisado inicialmente en [128-129]³) de los índices más representativos que se han propuesto en la literatura. Existen más índices locales que no aparecen en la lista. Se concentró la búsqueda en los índices globales considerando que los locales son propuestos para aplicaciones muy particulares.

La mayoría de estos índices fueron definidos para propósitos de diseño y control, por lo tanto, son índices que dependen de la postura que adopta el mecanismo.

Tabla 3.2. Resumen de índices de desempeño.

Índice	Autor-año	Comentario
1 Ángulo de servicio.	Vinogradov-1971 [130].	Definido como el intervalo angular alcanzado por el órgano terminal de un manipulador ⁴ alrededor de un punto de su espacio de trabajo.
2 Destreza del espacio de trabajo.	Kumar & Waldron- 1981 [131].	Definido como un volumen dentro del cual cada punto puede ser alcanzado por el órgano terminal del manipulador, con cualquier orientación deseada. Usado para optimización geométrica por Vijaykumar-1986 [132]. Kumar-1992 [133] introdujo la noción de <i>destreza del espacio de trabajo controlable</i> como un subconjunto del <i>espacio de trabajo alcanzable</i> y de la <i>destreza del espacio de trabajo</i> . En el proceso de <i>optimización</i> de manipuladores paralelos el <i>espacio de trabajo</i> y la <i>destreza</i> son los dos aspectos más importantes que se deben considerar. Algunos autores han desarrollado nuevos índices de desempeño con la combinación de estos dos índices [134-135].
3 Número de condición.	Salisbury & Craig- 1982 [136].	El <i>número de condición</i> de la matriz jacobiana indica la distorsión en el espacio de velocidades operacional de una bola unitaria definida en el espacio de velocidades de las juntas. Salisbury y Craig usaron el <i>número de condición</i> de la matriz jacobiana como un criterio de <i>optimización</i> . Ángeles y Rojas-1987 [137] aplicaron el mismo criterio para el diseño de manipuladores espaciales de 3GDL.
4 Índice de desempeño de Paul y Stevenson.	Paul & Stevenson-1983 [138].	Paul y Stevenson estimaron el desempeño cinemático de una muñeca esférica usando el valor absoluto del

³ En la misma tabla aparecen las referencias de donde se recopiló la información complementaria.

⁴ Algunos índices de desempeño fueron propuestos originalmente para evaluar el desempeño de robots manipuladores, es la razón por la cual no se hace referencia propiamente a un mecanismo en algunos casos.

			determinante del jacobiano.
5	Índice de condicionamiento.	Yang & Lai-1985 [139].	Yang y Lai introdujeron regiones esféricas en un punto en particular de estudio. Gosselin y Angeles-1991 [140] definieron el índice de condicionamiento global como el recíproco del número de condición de la matriz Jacobiana, $\mu = 1/\kappa$. Con base en esta definición, índices globales de velocidad, capacidad de carga y rigidez son propuestos en [141].
6	Elipsoides de manipulabilidad.	Yoshikawa-1985 [142].	Se interpreta como la eficacia con la cual el brazo transmite fuerza y velocidad al órgano terminal. Yoshikawa usa el <i>determinante de la matriz jacobiana</i> como una <i>medida de manipulabilidad</i> mientras que Stoughton y Kokkinis-1987 [143] usan el <i>mínimo valor singular</i> y el <i>número de condición</i> . El análisis de velocidades en MP con actuación redundante usando <i>elipsoides de velocidad</i> fue explorado en [144]. A su vez, Kim & Khosla-1991 [145] propusieron una <i>medida de destreza</i> para el diseño y control de manipuladores como una <i>medida de isotropía</i> , independiente de la escala y del orden de la <i>manipulabilidad</i> .
7	Índice de manipulabilidad dinámica.	Yoshikawa-1985 [146].	Yoshikawa propuso el <i>índice de manipulabilidad dinámica</i> como una extensión del concepto de <i>manipulabilidad</i> , el cual consiste en una medida de las capacidades de un manipulador cuando la dinámica es considerada. Un número de extensiones y aplicaciones de <i>elipsoides de manipulabilidad</i> han aparecido en la literatura durante los últimos años. Además, han sido presentadas en [147] una discusión y reglas generales para la definición de <i>elipsoides de manipulabilidad</i> para estructuras seriales y paralelas.
8	Valor singular mínimo	Klein & Blaho-1987 [148].	El <i>valor singular mínimo</i> de la <i>matriz jacobiana</i> cuantifica la asimetría de la respuesta en velocidad. Este índice también ha sido propuesto como un índice global de medida para caracterizar la trayectoria de velocidad de MP [149].
9	Índice global de destreza.	Gosselin & Angeles-1988 [150].	Definido con base en el <i>número de condición</i> para caracterizar la <i>exactitud cinemática</i> de un manipulador respecto a su <i>espacio de trabajo</i> . Para evitar el problema de inconsistencia de unidades, Gosselin-1990 [151-152] propuso la formulación de una <i>matriz jacobiana</i> dimensionalmente homogénea para manipuladores planos y espaciales. Otro índice usado para medir la uniformidad de la <i>destreza cinemática</i> es el <i>índice de gradiente global</i> [153-154].
10	Índice de longitud estructural.	Waldron-1988 [155].	La <i>medida de manipulabilidad</i> de Yoshikawa es una medida de desempeño local, por lo que valida el desempeño de un mecanismo en una cierta posición únicamente. Para tener una propiedad global del mecanismo es propuesto el índice de longitud

			estructural, el cual se basa en la razón entre la suma de la longitud de los eslabones L y la raíz cúbica del <i>volumen del espacio de trabajo</i> V , $Q_L = L/\sqrt[3]{V}$. En [156] hacen un estudio comparativo de éste y otros índices para la optimización del espacio de trabajo de una variedad de configuraciones mecánicas.
11	Politopos.	Kokkinis & Paden-1989 [157].	Alternativa para evaluar el <i>desempeño</i> de manipuladores. Representan la máxima velocidad y fuerza alcanzable al desempeñar una tarea. Sin embargo, han recibido poca atención por ser poco atractivos desde un punto de vista computacional. Un análisis numérico es desarrollado en [158], en éste se presenta una herramienta de cálculo basada en <i>politopos</i> .
12	Singularidades.	Gosselin & Angeles-1990 [159].	Usado para la identificación de <i>singularidades</i> de sistemas mecánicos basados en cadenas cinemáticas de lazo cerrado tales como, cadenas eslabonadas o mecanismos paralelos.
13	Índice global de capacidad de carga.	Ozaki et al.-1996 [160].	Este índice es una medida de la <i>capacidad de carga</i> que puede ser manipulada por el mecanismo. Ha sido ampliamente usado en el diseño de MP [141, 161].
14	Índice global de velocidad.	Gao et al.-1997 [162].	El <i>índice global de velocidad</i> es una medida de la velocidad del mecanismo. Este es definido como el <i>índice global máximo y mínimo de velocidad</i> a ser el valor extremo de deformación del órgano terminal integrado sobre el <i>espacio de trabajo alcanzable</i> del mecanismo y dividido por el volumen del <i>espacio de trabajo</i> . Gao y compañía también desarrollaron el <i>índice global de deformación</i> [162], definido como el <i>índice global máximo y mínimo de deformación</i> a ser el valor extremo de deformación del órgano terminal integrado sobre el <i>espacio de trabajo alcanzable</i> del mecanismo y dividido por el volumen del <i>espacio de trabajo</i> .
15	Índice de isotropía cinemática.	Zanganeh & Angeles-1997 [163].	Con base en el <i>número de condición</i> y el <i>índice de manipulabilidad</i> se considero la <i>isotropía</i> como una herramienta de diseño.
16	Índice global de isotropía.	Stocco et al.-1998 [164].	El <i>índice global de isotropía</i> es calculado como la proporción entre el mínimo y el máximo valor singular de la <i>matriz jacobiana</i> sobre el <i>espacio de trabajo</i> .
17	Índice de transmisión de fuerzas.	Chen & Wen-2002 [165].	Método basado en el análisis de fuerzas estáticas para describir la calidad de <i>transmisión</i> de movimiento de los mecanismos. Definido como la fuerza efectiva obtenida versus la fuerza/torque de entrada, con una carga fija ejercida en el órgano terminal. Extendido al diseño de mecanismos paralelos en [166].
18	Índice global de	Hong et al.- 2003	Definido como la relación entre el volumen del

	manipulabilidad de fuerza.	[167].	<i>elipsoide de manipulabilidad</i> y el número de condición de la <i>matriz Jacobiana</i> en el <i>espacio de trabajo</i> total. Lee & Hong-2004 [168] definen, a su vez, el <i>índice global de manipulabilidad de fuerza, velocidad y par</i> trazándolas como una función de dos plataformas Stewart colocadas en direcciones opuestas.
19	Índice de acoplamiento.	Gogu-2004 [169].	Representa una medida del <i>desacoplamiento</i> entre los vectores columna de las matrices usadas en la formalización de los problemas directo e inverso en el <i>análisis cinemático y estático</i> .
20	Índice dinámico.	Li et al.-2008 [170].	Li y compañía propusieron un nuevo método para describir la dinámica del mecanismo. Se basa en clasificar las frecuencias naturales de la estructura de acuerdo a sus modos normales de vibración. Método apropiado para el diseño de MP con juntas flexibles.
21	Índice de transmisión generalizado.	Wang et al.-2010 [171].	Método que reúne el esfuerzo de trabajos previos, como [172], interesados en analizar la calidad de <i>transmisión de fuerzas</i> en mecanismos planos y espaciales. Es un método de análisis de <i>transmisión de movimiento/fuerza</i> , basado en la <i>teoría del tornillo</i> , para el análisis y diseño óptimo de MP.
22	Punto de isotropía.	Legnani et al.-2010 [173].	Introducen un nuevo concepto llamado punto de isotropía para manipuladores seriales y paralelos, mostrando como un manipulador no isotrópico puede ser transformado en uno isotrópico al cambiar la forma o el tamaño de su órgano terminal.
23	Optimización global de rigidez.	Zhang-2010 [174].	Índice propuesto para la <i>optimización de PKM</i> . Específicamente manipula el valor medio y la desviación estándar de la <i>traza de la matriz de rigidez generalizada</i> . El uso de éste índice y la consecuente derivación de dos índices más de rigidez son desarrollados en [175].

Si bien, los índices de desempeño fueron definidos originalmente para configuraciones seriales, se han hecho consideraciones para caracterizar el desempeño de mecanismos paralelos, particularmente en [176-177].

En años recientes se ha reportado el uso de los índices de desempeño como métodos para facilitar el diseño y análisis de PKM, tales como; criterios de análisis y evaluación [127, 178], métodos de comparación de configuraciones planas y espaciales [179-182], métodos de optimización [183-185], o para establecer metodologías de diseño para aplicar a las configuraciones paralelas convencionales como máquinas herramienta [186-187].

También se han usado los índices de desempeño como métodos de análisis de mecanismos paralelos, tales como: análisis de singularidades [188], análisis estático [189], y análisis del espacio de trabajo [190].

En este sentido, la relación entre las condiciones propuestas que deben cumplir los mecanismos paralelos para ser considerados como micromáquinas herramienta, descritos en la sección 3.1, y los índices de desempeño aparece en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Relación entre las condiciones propuestas y los índices de desempeño.

Condición propuesta	Posición	Índice de desempeño
a) Movilidad	---	---
b) Espacio de trabajo regular	2	Destreza del espacio de trabajo,
	9	Índice global de destreza,
c) Desacoplamiento cinemático	11	Singularidades,
	18	Índice de acoplamiento,
d) Isotropía de fuerzas	6, 7	Elipsoides de manipulabilidad,
	10	Politopos,
	14	Índice de isotropía cinemática,
	15	Índice global de isotropía,
	16	Índice de transmisión de fuerzas,
	17	Índice global de manipulabilidad de fuerzas,
	20	Índice de transmisión generalizado,

Todas las condiciones propuestas, excepto la condición de movilidad, se relacionan con al menos un índice de desempeño de la Tabla 3.2. Por lo tanto, cada condición propuesta será analizada con el índice de desempeño que más se apegue al requerimiento de la misma. La Tabla 3.4 muestra la relación final establecida. Para el caso de la condición de movilidad, se analizará ésta con las ecuaciones de caracterización estructural de mecanismos paralelos que propone Tsai en [191].

Tabla 3.4. Cada condición propuesta acompañada de su índice de desempeño.

Condición propuesta	Índice de desempeño	Ecuación
Movilidad	--	Caracterización estructural.
Espacio de trabajo regular	Destreza del espacio de trabajo ⁵ .	--
Desacoplamiento cinemático	Índice de acoplamiento.	--
Isotropía de fuerzas	Índice de isotropía cinemática.	--

3.2.2 Caracterización de la topología estructural de mecanismos paralelos.

Con el propósito de converger a un diseño práctico que facilite su construcción, se centrará este trabajo en configuraciones paralelas simétricas espaciales. Un MP es simétrico si el número de cadenas cinemáticas es igual al número de grados de libertad del órgano terminal, si el tipo y número de juntas en todas las cadenas son arregladas en un idéntico patrón y, si el número y localización de las juntas actuadas en todas las cadenas son las mismas. Cuando las condiciones descritas no se cumplen los mecanismos paralelos son entonces llamados asimétricos [55].

⁵ Se usará una variante simplificada del *índice de destreza del espacio de trabajo* conocida como *volumen del espacio de trabajo*.

La ecuación que describe la movilidad de un mecanismo simétrico es conocida como criterio de Grübler o Kutzbach, esto es:

$$F = \lambda(n - j - 1) + \sum_i f_i, \quad (3.10)$$

Donde, F son los grados de libertad del mecanismo, λ es el espacio en el cual el mecanismo intenta funcionar, n el número de eslabones del mecanismo, incluida la base fija, j es el número de juntas del mecanismo, y f_i es el grado de movimiento relativo permitido por la junta i .

La conectividad C_k de una cadena es definida como los grados de libertad asociados con todas las juntas que conforman esa cadena cinemática, esto es:

$$\sum_{k=1}^m C_k = (\lambda + 1)F - \lambda, \quad (3.11)$$

Con el propósito de garantizar la movilidad requerida de la base móvil, la conectividad de cada cadena no debe ser mayor que el parámetro de movimiento λ , ni menor que los grados de libertad de la plataforma móvil F , esto es:

$$\lambda \geq C_k \geq F, \quad (3.12)$$

Estas ecuaciones caracterizan la topología estructural de un mecanismo paralelo [191].

3.2.3 Espacio de trabajo.

El espacio de trabajo de un mecanismo es definido como el conjunto de puntos que el órgano terminal puede alcanzar en un volumen de espacio [58]. De todas las variantes del cálculo del espacio de trabajo, el más común es el cálculo del espacio de trabajo con orientación constante, el cual consiste en un espacio tridimensional o volumen alcanzable por el centro de la plataforma móvil mientras la orientación no cambia.

El propósito de este índice es determinar geoméricamente los límites del espacio de trabajo del mecanismo en estudio. El espacio de trabajo se deduce a partir de la restricción que aporta cada cadena cinemática en un objeto geométrico (w, h, d), este a su vez describe todas las posibles localizaciones del órgano terminal que satisfacen las restricciones de cada cadena cinemática.

3.2.4 Criterio de acoplamiento.

El índice de acoplamiento representa una medida de independencia entre los vectores columna de las matrices usadas en la formalización de la cinemática directa e inversa. Existe una relación entre las velocidades de las coordenadas articulares y las velocidades de variación de posición del extremo del mecanismo que, al extraer y manipular, es posible identificar si el mecanismo presenta movilidad acoplada o desacoplada [169].

Las restricciones geométricas impuestas por las cadenas cinemáticas en el movimiento del órgano terminal resultan en la relación de coordenadas generales, esto es:

$$f_{ij}(q_{ij}, w_1, w_2, \dots, w_6) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, k; \quad j = 1, 2, \dots, g_i, \quad (3.13)$$

Donde q_{ij} ($i=1, 2, \dots, k; j=1, 2, \dots, g_i$) representa el desplazamiento lineal o angular en las juntas activas y w_1, w_2, \dots, w_6 representan los parámetros usados para describir la orientación y posición del órgano terminal. En general, la relación (3.13) puede ser obtenida expresando la

ecuación de lazo cerrado para cada cadena en el marco de coordenadas fijas, y eliminando las variables de las juntas pasivas.

La velocidad del órgano terminal $\dot{\mathbf{w}} = [\dot{w}_1, \dot{w}_2, \dots, \dot{w}_6]^T$ está relacionada con la velocidad de las juntas actuadas $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_{ij}]$ por la ecuación general (3.14),

$$\frac{\partial f_{ij}}{\partial q_{ij}} \dot{q}_{ij} = -\frac{\partial f_{ij}}{\partial w_1} \dot{w}_1 - \frac{\partial f_{ij}}{\partial w_2} \dot{w}_2 - \dots - \frac{\partial f_{ij}}{\partial w_6} \dot{w}_6, \quad (3.14)$$

La ecuación (3.14) se puede escribir en forma matricial,

$$J_s \dot{\mathbf{q}} = J_p \dot{\mathbf{w}}, \quad (3.15)$$

Donde

$$J_s = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{11}}{\partial q_{11}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{\partial f_{12}}{\partial q_{12}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial q_{kg_k}} \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

es la matriz jacobiana serial, y

$$J_p = - \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{11}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{11}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{11}}{\partial w_6} \\ \frac{\partial f_{12}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{12}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{12}}{\partial w_6} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_1} & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_2} & \dots & \frac{\partial f_{kg_k}}{\partial w_6} \end{bmatrix}, \quad (3.17)$$

es la matriz jacobina paralela.

La ecuación (3.15) también puede ser escrita como la expresión matemática del modelo cinemático directo, esto es:

$$\dot{\mathbf{w}} = J \dot{\mathbf{q}}, \quad (3.18)$$

donde:

$$J = J_p^{-1} J_s, \quad (3.19)$$

es la matriz jacobiana global de $M \times M$ que representa la matriz de la transformación lineal entre el vector de velocidad de las juntas actuadas $\dot{\mathbf{q}}$ y el vector de velocidad operacional del órgano terminal $\dot{\mathbf{w}}$. También es posible, y a veces más conveniente, calcular la matriz jacobiana que relaciona la transformación inversa, esto es:

$$J^{-1} = J_s^{-1} J_p, \quad (3.20)$$

Se puede ver entonces que la expresión matemática del modelo cinemático inverso es:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{w}}, \quad (3.21)$$

Se debe señalar que las velocidades \dot{w}_i ($i=1,2,3$) en la ecuación (3.18) están asociadas con las velocidades traslacionales v_x, v_y, v_z en la dirección paralela a los ejes x_o, y_o, z_o , esto es $\mathbf{v}_o = [v_x, v_y, v_z]^T$. Las velocidades \dot{w}_i ($i=4,5,6$) están asociadas con la velocidad angular del órgano terminal, esto es $\boldsymbol{\omega} = [\omega_\alpha, \omega_\beta, \omega_\gamma]^T$.

La ecuación (3.18) representa la transformación lineal entre los espacios vectoriales de las coordenadas articulares y las coordenadas de posición y orientación. En un caso general, esta ecuación puede ser escrita de la forma:

$$\mathbf{y} = \mathbf{A} \mathbf{x}, \quad (3.22)$$

Para una matriz cuadrada A de $n \times n$ y un vector \mathbf{x} , la ecuación (3.22) toma la forma:

$$\mathbf{y} = \sum_{i=1}^n \mathbf{A}_i, \quad (3.23)$$

Donde \mathbf{A}_i es el vector asociado con la i ésima columna de la matriz A . La relación angular θ_{ij} entre dos columnas \mathbf{A}_i y \mathbf{A}_j de la matriz A puede ser obtenida considerando el producto punto, esto es:

$$\cos \theta_{ij} = \frac{\mathbf{A}_i \cdot \mathbf{A}_j}{|\mathbf{A}_i| |\mathbf{A}_j|}, \quad (3.24)$$

El índice de acoplamiento está dado por el seno del ángulo de intersección θ_{ij} entre \mathbf{A}_i y \mathbf{A}_j , esto es:

$$k_{ij} = \text{sen } \theta_{ij}, \quad (3.25)$$

Al expresar en términos del índice de acoplamiento se obtiene:

$$k_{ij} = \left[1 - \left(\frac{\mathbf{A}_i \cdot \mathbf{A}_j}{|\mathbf{A}_i| |\mathbf{A}_j|} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (3.26)$$

El ángulo de intersección entre los vectores columna está en el intervalo $(0, \pi)$, por lo tanto, se deduce que k varía entre $0 \leq k_{ij} \leq 1$. Cuando la matriz A es singular, los dos vectores columna están alineados, esto es $\theta_{ij} = 0$, y $k_{ij} = 0$, esta característica representa movilidad acoplada en un mecanismo. Cuando $k_{ij} = 1$, los dos vectores columna de la matriz A son mutuamente ortogonales, esta característica representa movilidad completamente desacoplada en un mecanismo.

El índice de acoplamiento en problemas de cinemática directa e inversa es derivado del índice general asociado a la matriz A con el jacobiano J y su inversa J^{-1} . Por lo tanto, para identificar el tipo de movilidad que presenta un MP, la matriz J debe presentar una de las siguientes características:

- » Parcialmente desacoplada si J es una matriz triangular.
- » Completamente desacoplada si J es una matriz diagonal.
- » Completamente acoplada si la matriz J no es diagonal ni triangular.

$$w_i(J) = \frac{\sigma_k}{\sigma_1} \quad 0 \leq w_i \leq 1, \quad (3.27)$$

$$J = USV^T, \quad (3.28)$$

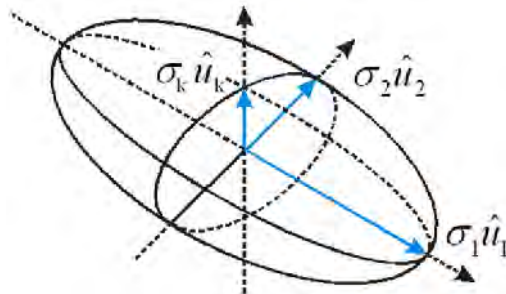
$$U^T U = U U^T = I_{m \times m}, \quad (3.29)$$

$$V^T V = V V^T = I_{n \times n}, \quad (3.30)$$

$$\sigma_{ij} = 0 \text{ para } i \neq j \text{ y } \sigma_{ii} = \sigma_i \text{ para } i \neq 0$$

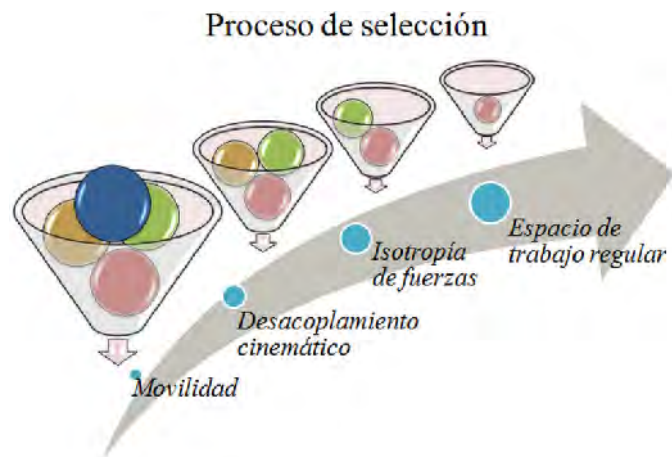
$$k(J) \leq \min(m, n), \quad (3.31)$$

$|J| \neq 0$



 $\hat{u}_1, \hat{u}_2, \dots, \hat{u}_k$ $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_k$ $\sigma_1 \hat{u}_1, \sigma_2 \hat{u}_2, \dots, \sigma_k \hat{u}_k$ $\sigma_1 \hat{u}_1$ $\sigma_k \hat{u}_k$

$$\mathbf{F}^T \mathbf{J} \mathbf{J}^T \mathbf{F} = \mathbf{1}, \quad (3.32)$$



manera, el análisis de las condiciones deseables sucesivas se centrará en un número limitado de configuraciones. La razón de dejar al último la condición de espacio de trabajo regular, es porque no tendría sentido invertir tiempo en calcular el mismo si no existe la certeza de que las configuraciones candidatas cumplen con las condiciones de desacoplamiento y de isotropía de fuerzas.

Para aplicar el proceso de selección en un primer caso de estudio, se seguirá la secuencia propuesta. El ejercicio se centrará en buscar una configuración paralela de 3 GDL traslacionales. Se sabe que esta movilidad es suficiente para desempeñar tareas básicas de maquinado.

3.3.2 Enumeración de mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales.

Para un mecanismo espacial de 3 GDL, el parámetro de movilidad λ es igual a 6 y los GDL esperados F son igual a 3. Sustituyendo estos datos en las ecuaciones (3.11) y (3.12), y asumiendo que cada cadena está dispuesta de dos eslabones y tres juntas cinemáticas, se determina que la conectividad del mecanismo es igual a 15, por lo tanto, la conectividad de cada cadena cinemática está limitada a no más de 6 GDL y no menos de 3 GDL, esto es:

$$6 \geq C_k \geq 3 \quad (3.33)$$

La Tabla 3.5 muestra la clasificación de MP de 3 GDL. Para mecanismos simétricos es conveniente usar la conectividad 5, 5, 5.

Tabla 3.5. Clasificación de mecanismos paralelos de 3 GDL.

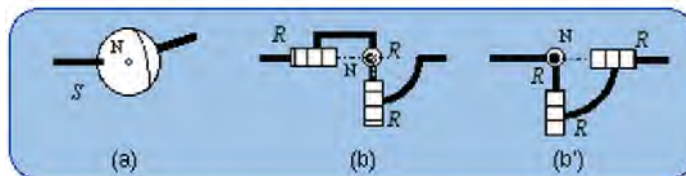
Grados de Libertad F	GDL de todas las juntas $\sum_i f_i$	Conectividad C_1, C_2, C_3
3	15	5, 5, 5 6, 5, 4 6, 6, 3

La Tabla 3.6 muestra el tipo y clase de junta que forman una cadena cinemática de 3 GDL considerando la combinación de juntas cinemáticas básicas. Las juntas cinemáticas básicas son: junta de revolución (R), junta prismática (P), junta helicoidal (H), junta cilíndrica (C), junta universal (U), y junta esférica (S).

Tabla 3.6. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL.

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	
2	0	1	<i>RPS, PRS, RSP, PSR, SPR, SRP, RHS, HRS, RSH, HSR, SHR, SRH, PHS, HPS, PSH, HSP, SHP, SPH, RRS, RSR, SRR, PPS, PSP, SPP, HHS, HSH, SHH.</i>
1	2	0	<i>RCU, RUC, CRU, CUR, URC, UCR, PCU, PUC, CUP, CPU, UPC, UCP, HCU, HUC, CHU, CUH, UHC, UCH, CCR, RCC, CRC, UUP, UPU, PUU, UUR, URU, RUU, UUH, UHU, HUU, CCH, CHC, HCC, PCC, CPC, CCP.</i>

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	<u>RRS</u> , <u>RSR</u> , <u>HRS</u> , <u>HSR</u> , <u>PRS</u> , <u>PSR</u> . <u>RUU</u> , <u>PUU</u> , <u>HUU</u> .
2	0	1	
1	2	0	



En cada una de las equivalencias se puede incluir un arreglo con una junta compuesta Pa (paralelogramo), conocida como junta Π [195], la cual presenta traslación pura y no altera la movilidad de la configuración, por ejemplo \underline{PRPaR} , donde los ejes de las juntas de revolución son perpendiculares a los ejes del paralelogramo.

» Consideración D.

En el análisis matemático se debe hacer indistinta la nomenclatura de las juntas H y P . Cuando se habla de juntas H y P se intuye el uso de tornillos de potencia y pistones, respectivamente. Sin embargo, en términos de análisis matemático no interesa qué tipo de elemento actúa el mecanismo físicamente. Además, ambos elementos proveen 1 GDL haciendo indiferente su nomenclatura.

La Tabla 3.8 muestra el resultado aplicando las consideraciones C y D.

Tabla 3.8. Tipo y clase de juntas para formar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales con juntas activas sobre la base fija, usando equivalencias cinemáticas y obviando la nomenclatura.

Tipo			Clase
Número de juntas de:			
1 GDL	2 GDL	3 GDL	
2	0	1	\underline{RRPaR} , \underline{PRPaR} , \underline{PRRR} .
1	2	0	\underline{RUU} , \underline{PUU} .

Por lo tanto, el total de configuraciones que se construyen con juntas cinemáticas básicas, que proporcionan tres grados de libertad traslacionales, manteniendo las juntas activas sobre la base fija, se forman a partir de las siguientes clases: \underline{RUU} , \underline{PUU} , \underline{PRRR} , \underline{RRPaR} y \underline{PRPaR} .

Identificar las clases que conforman las configuraciones paralelas es útil porque se parte de un número finito de posibles configuraciones para analizar, sin embargo, se debe tener presente que este hecho no indica cómo deben estar dispuestos los elementos que los componen (orientación de las cadenas eslabonadas, colocación de los actuadores, etc.). Cualquier cambio en la constitución de la configuración, incluso manteniendo el número de elementos, puede reflejarse en el desempeño del mecanismo, especialmente en el espacio de trabajo. Un ejemplo de este hecho se puede apreciar en [196].

En la literatura es posible encontrar mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales que están constituidos de alguna de las diferentes clases que se presentan en la Tabla 3.8. Estas son las configuraciones que se analizarán a partir de ahora (Tabla 3.9).

Tabla 3.9. Mecanismos paralelos de 3 GDL traslacionales a revisar.

No.	Nombre(s) del mecanismo	Nomenclatura
1	Delta [64].	$3\underline{RUU}$
2	Urane Sx o Delta lineal [197].	$3\underline{PUU}$
3	Cartesiano [198], Isoglide o Tripteron [199-200].	$3\underline{PRRR}$
4	Mecanismo de Maryland [201].	$3\underline{RRPaR}$
5	Orthoglide [185], Y-Star o H-Robot [202].	$3\underline{PRPaR}$

3.3.3 Análisis de acoplamiento.

El análisis de acoplamiento consiste en formar la matriz jacobiana de cada una de las configuraciones candidatas de la Tabla 3.9 y expresarla en términos de la ecuación (3.19) o (3.20). La Tabla 3.10 muestra el resumen de resultados del análisis de acoplamiento.

Tabla 3.10. Resumen de resultados del análisis de acoplamiento.

Configuración	Forma de la matriz J	Movilidad
a) $3\overline{R}UU$	No es triangular, tampoco diagonal.	Fuertemente acoplada
b) $3\overline{P}UU$		
c) $3\overline{P}RRR$	Diagonal	Completamente desacoplada
d) $3\overline{R}RPaR$	No es triangular, tampoco diagonal.	Fuertemente acoplada
e) $3\overline{P}RPaR$		

3.3.4 Configuración con isotropía de fuerzas $3\overline{P}RRR$.

El filtro de acoplamiento arroja como resultado una configuración traslacional de 3 GDL completamente desacoplada. Por lo tanto, se comprobará la condición de isotropía de fuerzas a ésta configuración únicamente.

La matriz Jacobiana de la configuración $3\overline{P}RRR$ es la matriz identidad. Por lo tanto, la ecuación (3.32) toma la forma:

$$f_x^2 + f_y^2 + f_z^2 = 1, \quad (3.34)$$

Debido a que la concepción de la configuración del mecanismo es completamente simétrica, la longitud de las cadenas es la misma, la ecuación (3.34) representa la ecuación de una esfera. Esto significa que la configuración $3\overline{P}RRR$ es isotrópica en todo su espacio de trabajo. De acuerdo al índice de isotropía (ecuación (3.27)), la proporción de la longitud de los ejes mayor y menor es la misma; esto es $w_l(J) = 1$. Por lo tanto, el factor de transmisión⁶ (FT) es igual a uno. Debido a que la configuración proporciona isotropía de fuerzas, el FT es el mismo en todo el espacio de trabajo, Figura 3.6.

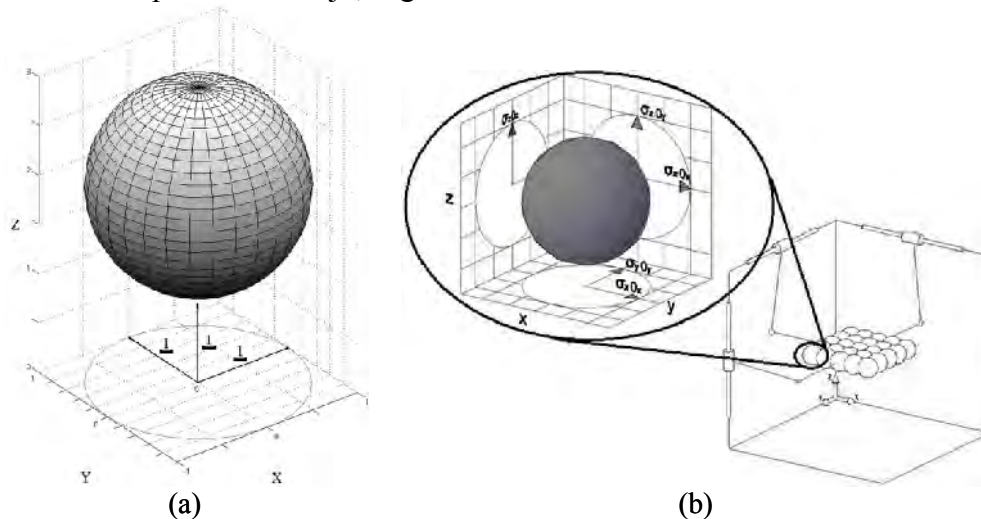
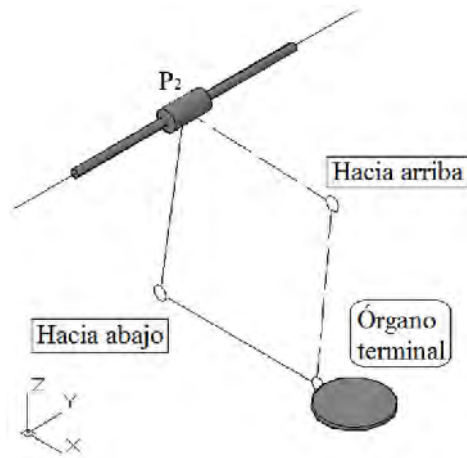
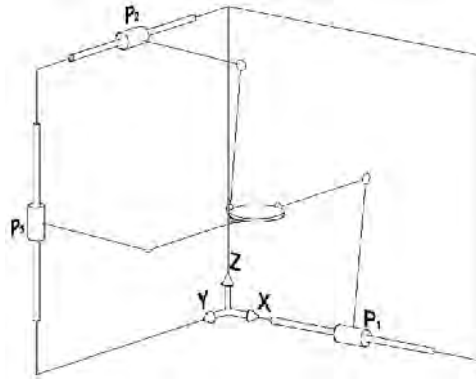


Figura 3.6. a) Esfera de fuerzas y, b) FT en el plano xy del espacio de trabajo.

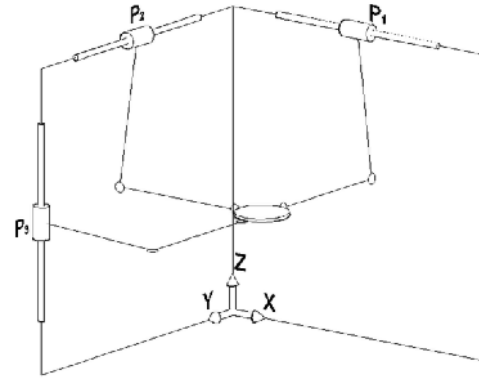
⁶ El factor de transmisión representa la equivalencia entre el movimiento generado por una junta activa y su correspondiente efecto en el órgano terminal. Un FT igual a 1 siempre es deseado.

$$c_8 p_x^8 + c_7 p_x^7 + c_6 p_x^6 + c_5 p_x^5 + c_4 p_x^4 + c_3 p_x^3 + c_2 p_x^2 + c_1 p_x + c_0 = 0, \quad (3.35)$$

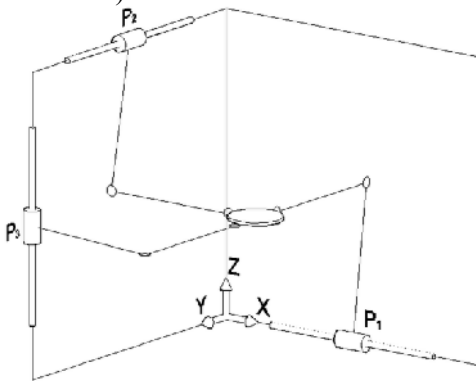




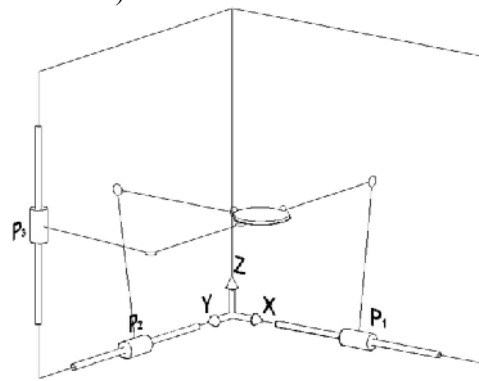
a) Modo de ensamble I.



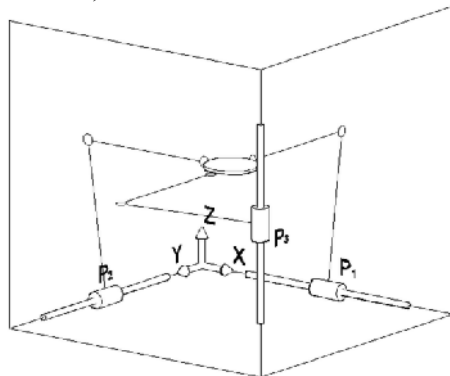
b) Modo de ensamble II.



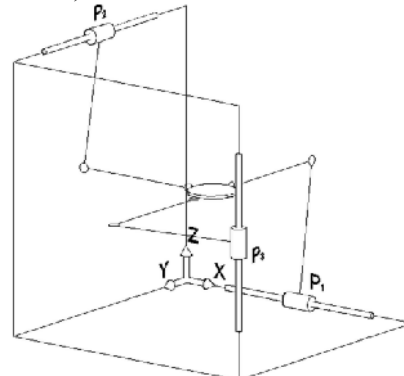
c) Modo de ensamble III.



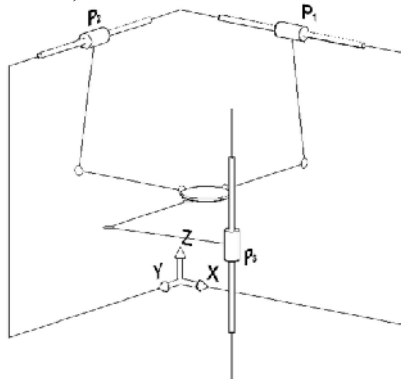
d) Modo de ensamble IV.



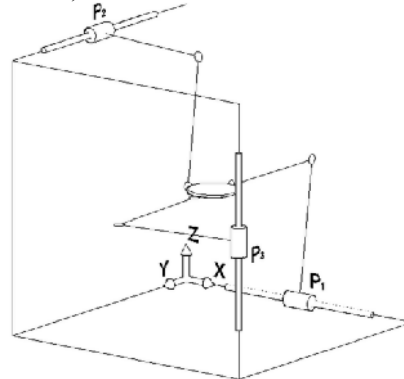
e) Modo de ensamble V.



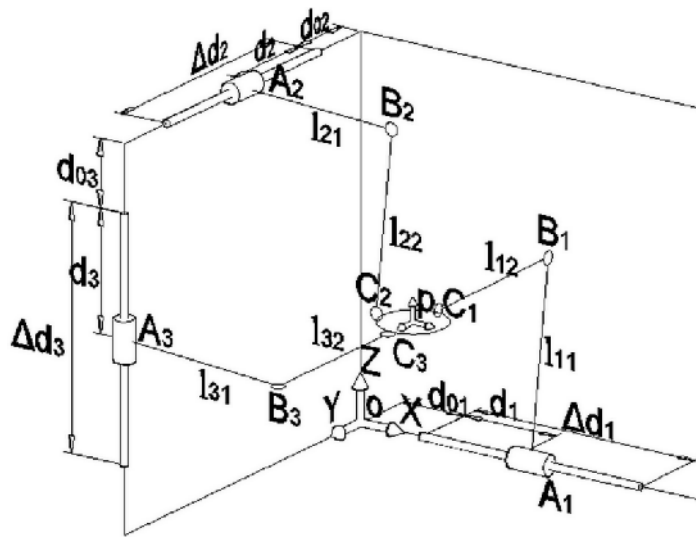
f) Modo de ensamble VI.



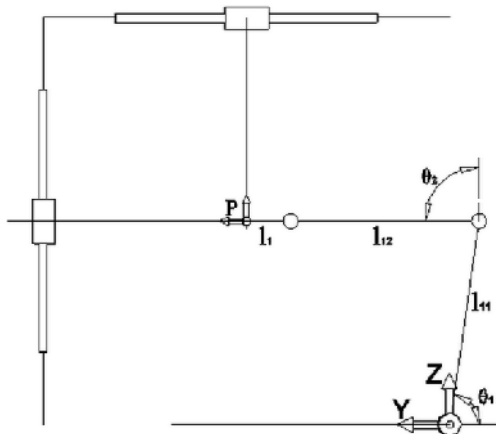
g) Modo de ensamble VII.



h) Modo de ensamble VIII.



$p[x,y,z]$

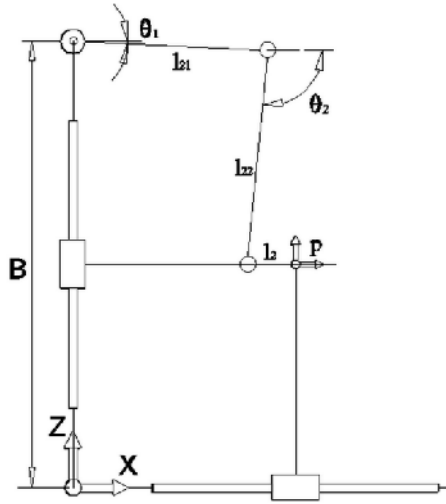


$$P_x = d_{01} + d_1, \quad (3.36)$$

$$P_y = l_{11} \cos \theta_1 + l_{12} \cos \theta_2 + l_1, \quad (3.37)$$

$$P_z = l_{11} \sin \theta_1 + l_{12} \sin \theta_2, \quad (3.38)$$

$$l_{12}^2 = (P_z - l_{11} \sin \theta_1)^2 + (P_y - l_{11} \cos \theta_1 - l_1)^2, \quad (3.39)$$

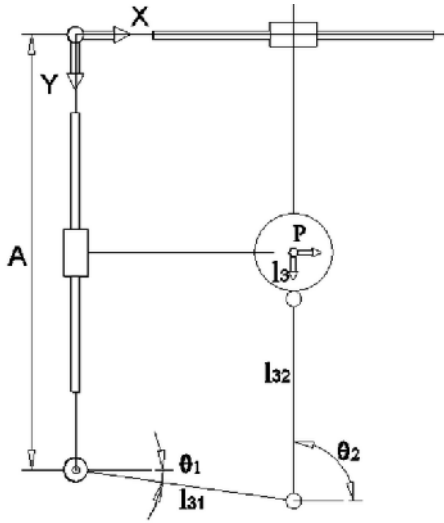


$$P_x = l_{21} \cos \theta_1 + l_{22} \cos \theta_2 + l_2, \quad (3.40)$$

$$P_y = d_{02} + d_2, \quad (3.41)$$

$$P_z = B - l_{21} \sin \theta_1 - l_{22} \sin \theta_2, \quad (3.42)$$

$$l_{22}^2 = (P_x - l_{21} \cos \theta_1 + l_2)^2 + (P_z - B + l_{21} \sin \theta_1)^2, \quad (3.43)$$



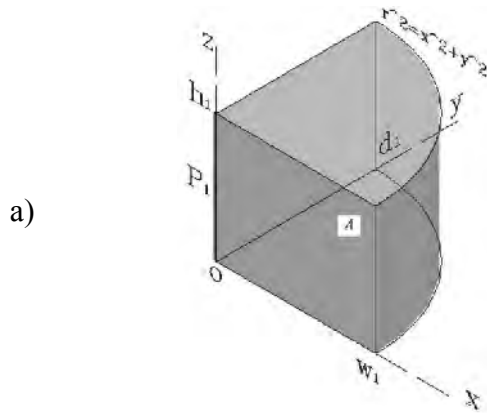
$$P_x = l_{31} \cos \theta_1 + l_{32} \cos \theta_2, \quad (3.44)$$

$$P_y = A - l_{31} \sin \theta_1 - l_{32} \sin \theta_2 - l_3, \quad (3.45)$$

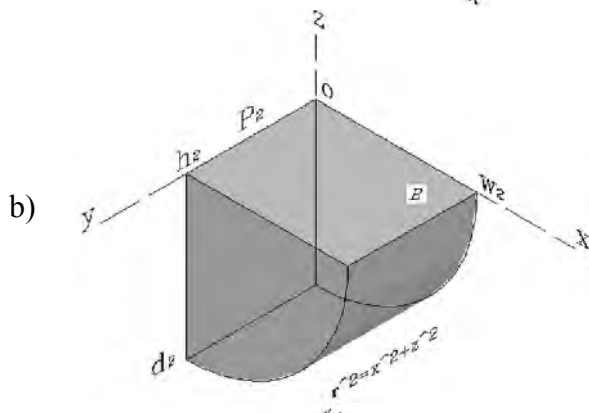
$$P_z = d_{03} + d_3, \quad (3.46)$$

$$l_{32}^2 = (P_y - A + l_{31} \sin \theta_1 + l_3)^2 + (P_x - l_{31} \cos \theta_1)^2, \quad (3.47)$$

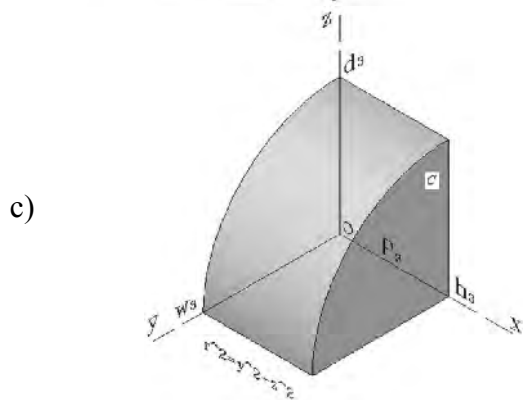
$$F(d, P) = \begin{bmatrix} p_x + (d_{01} - d_1) \\ p_y + (d_{02} - d_2) \\ p_z + (d_{03} - d_3) \end{bmatrix}, \quad (3.48)$$



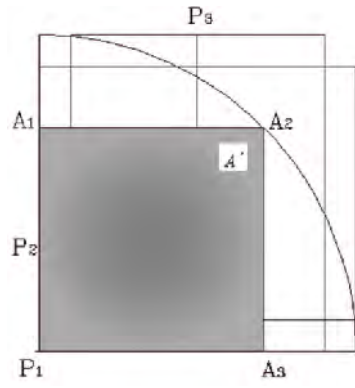
$$\left\{ (x, y, z) \left| \begin{array}{l} x, y, z \in \mathbb{R}^3 \\ 0 \leq x^2 + y^2 \leq r^2 \\ 0 \leq x \leq w_1 \\ 0 \leq y \leq d_1 \\ 0 \leq z \leq h_1 \end{array} \right. \right\} \quad (3.49)$$



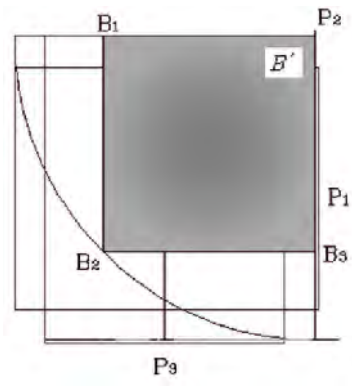
$$\left\{ (x, y, z) \left| \begin{array}{l} x, y, z \in \mathbb{R}^3 \\ 0 \leq x^2 + z^2 \leq r^2 \\ 0 \leq x \leq w_2 \\ 0 \leq y \leq h_2 \\ 0 \leq z \leq d_2 \end{array} \right. \right\} \quad (3.50)$$



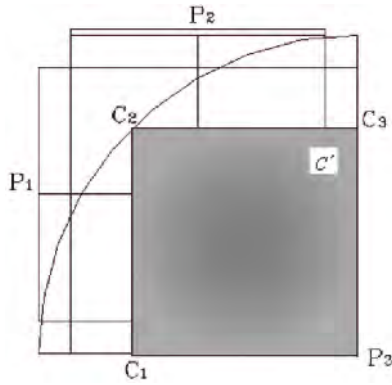
$$\left\{ (x, y, z) \left| \begin{array}{l} x, y, z \in \mathbb{R}^3 \\ 0 \leq y^2 + z^2 \leq r^2 \\ 0 \leq x \leq h_3 \\ 0 \leq y \leq w_3 \\ 0 \leq z \leq d_3 \end{array} \right. \right\} \quad (3.51)$$



a) $A' = (A_1A_2) \cdot (A_3A_2) \cdot (h_1)$.

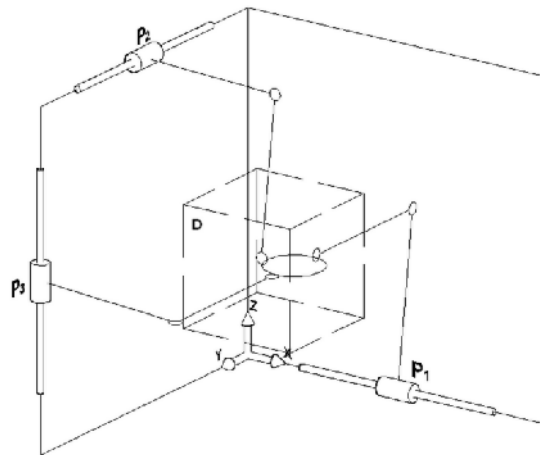


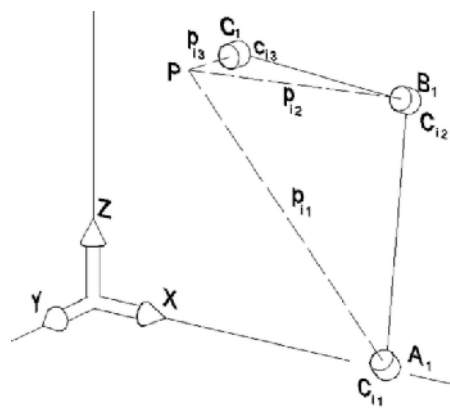
b) $B' = (B_1B_2) \cdot (B_3B_2) \cdot (h_2)$.



c) $C' = (C_1C_2) \cdot (C_3C_2) \cdot (h_3)$.

$$(A' \cap B') \cap C' = D, \tag{3.52}$$





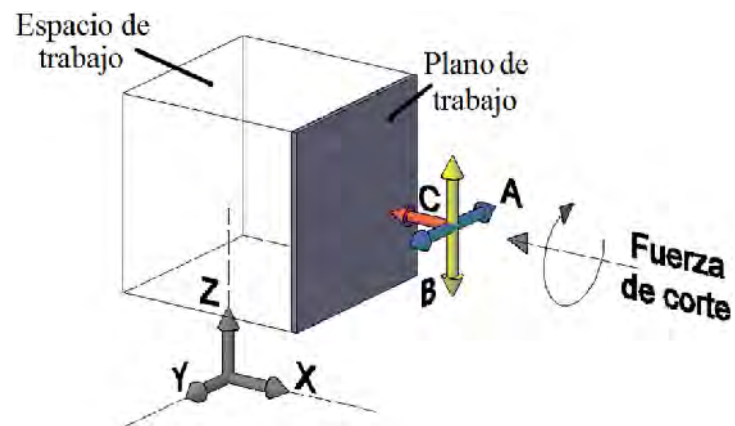
$$\delta \mathbf{p} = \mathbf{C} \mathbf{f} \quad (3.53)$$

$$\delta \mathbf{p} = [\delta p_x, \delta p_y, \delta p_z]^T \quad \mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z]^T$$
$$C_{ij} = c_{i1} p_{i1}^2 + c_{i2} p_{i2}^2 + c_{i3} p_{i3}^2$$

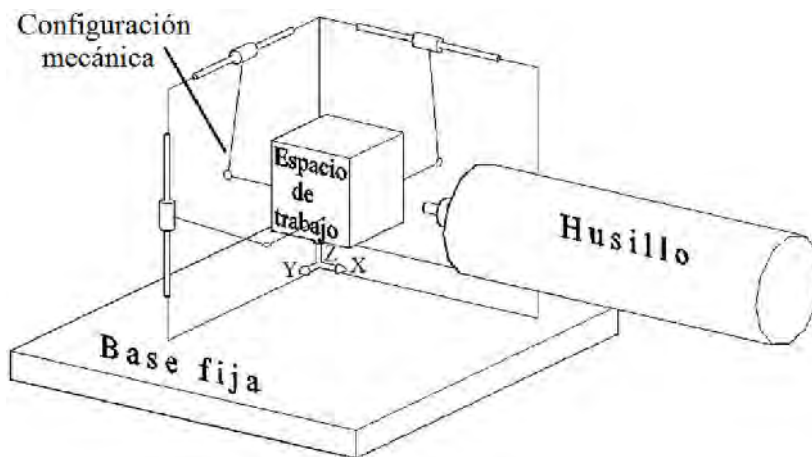
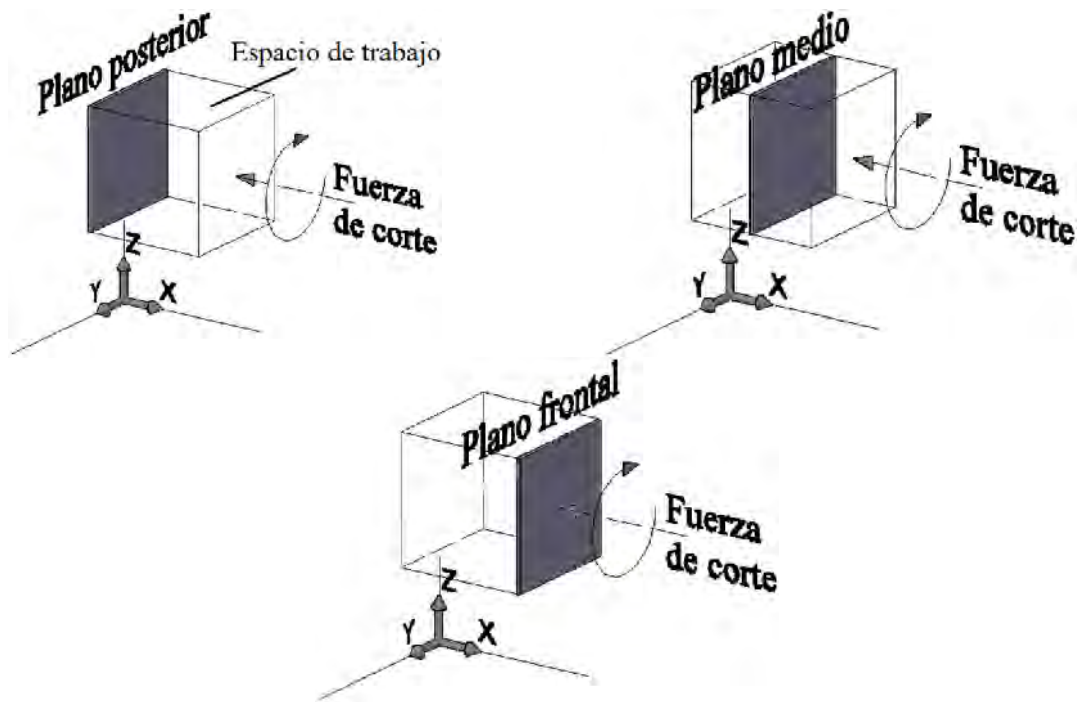
$$p_{ij} = \| \mathbf{p}_{ij} \|$$

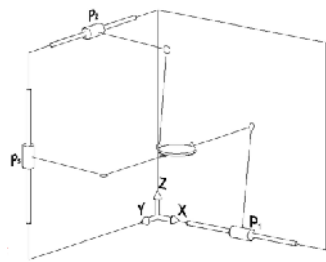
$$\mathbf{f} = \mathbf{K} \delta \mathbf{p} \quad (3.54)$$

$$\mathbf{K} = \mathbf{C}^{-1}$$

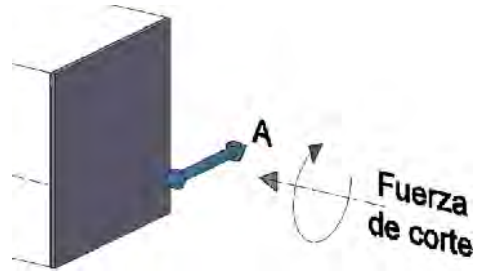


$$k_{prom} = \sqrt{k_{11}^2 + k_{22}^2 + k_{33}^2}, \quad (3.55)$$

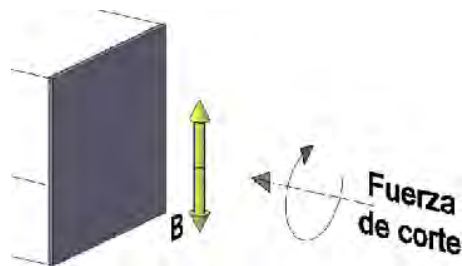
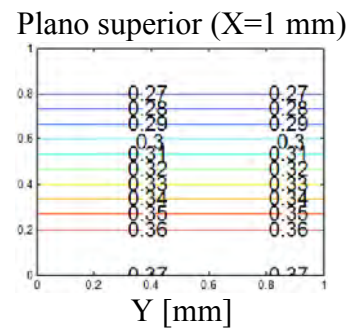
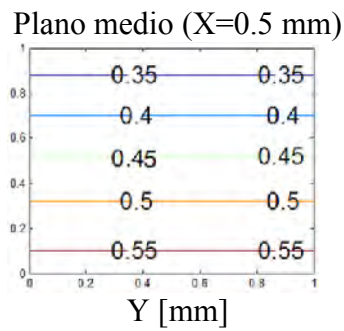
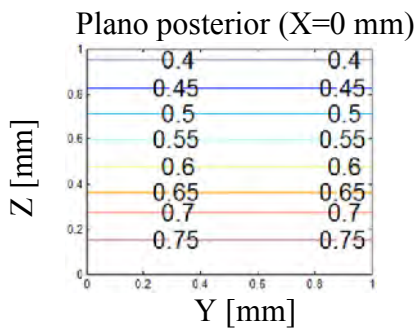




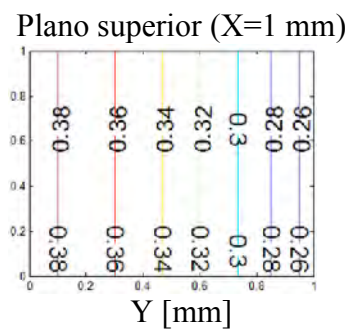
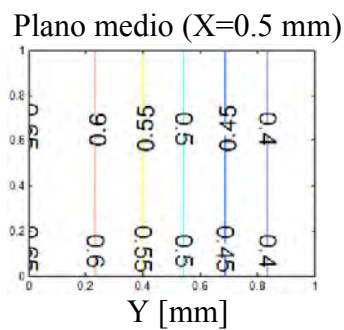
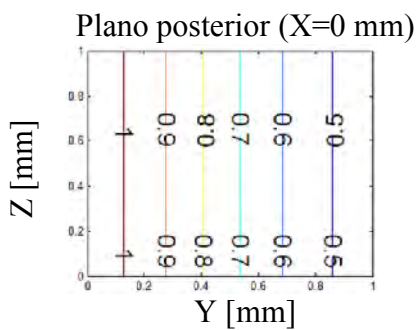
Modo de ensamble I

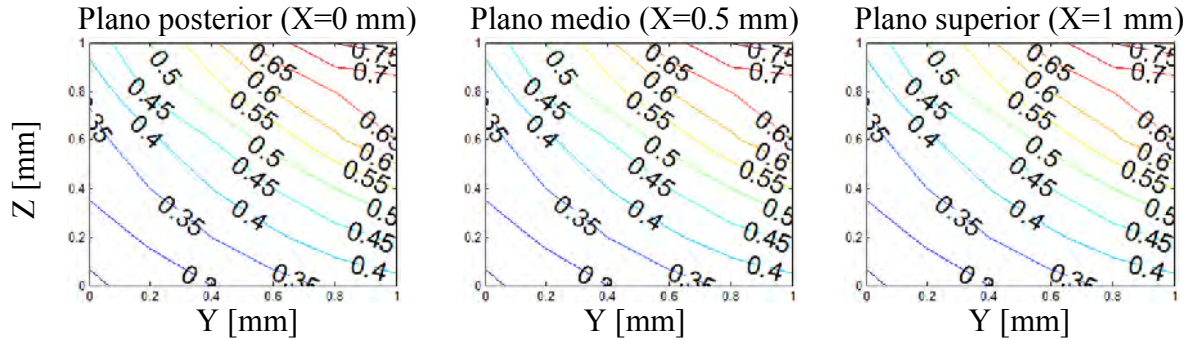
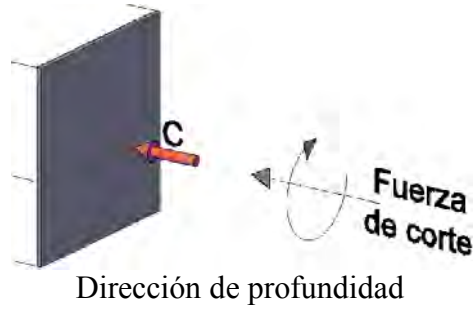


Dirección horizontal



Dirección vertical





Modo de ensamble	Dirección de interés
	Dirección horizontal
I, II, III y IV.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se acerca al plano Y-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
	Dirección vertical
I, II, III.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se acerca al plano X-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
IV.	La capacidad de resistir cargas es mayor en el plano posterior y ésta se reduce a medida que el órgano terminal se aleja del plano X-Z. El valor de rigidez se mantiene constante en la dirección de interés.
	Dirección de profundidad
I, II, III y IV.	La capacidad de resistir cargas en la dirección de interés es constante en todo el espacio de trabajo. Sólo existe variación conforme el órgano terminal se aleja del plano X-Z.

De los cuatro modos de ensamble analizados en las direcciones de interés, aquel que muestra valores de rigidez mejor distribuidos, y por lo tanto, está propenso a reflejar valores más altos y uniformes en promedio, es el modo de ensamble IV. Para comprobarlo, se deben trazar los mapas de rigidez promedio de los cuatro modos de ensamble en estudio (ver apéndice B).

La Tabla 3.12 muestra un resumen de resultados del análisis de rigidez promedio de los cuatro modos de ensamble bajo estudio.

Tabla 3.12. Resumen de resultados del análisis de rigidez promedio.

Modo de ensamble	Rigidez promedio
Valores de rigidez	
I y III.	Muestran los valores más altos de rigidez en promedio.
II.	Muestra los valores más bajos de rigidez promedio.
Distribución de la rigidez	
I y III.	Muestran la mejor distribución de rigidez desde el centro del espacio de trabajo.
I, II y IV.	Muestran las mejores condiciones de rigidez cerca de los planos X-Z y Y-Z. La variación de rigidez entre un plano y otro es uniforme.
III.	Existe variación en la rigidez entre un plano y otro.

Con base en los resultados del análisis de rigidez, los modos de ensamble prospectos para ser usados como una configuración mecánica de micromáquina herramienta, son los modos I y IV. Sin embargo, el modo de ensamble IV mantiene todos los actuadores anclados sobre la base fija, facilitando la fabricación del mismo porque se reduce el número de partes que lo compone, por lo tanto, éste es el modo de ensamble seleccionado.

3.4.4 Análisis dinámico.

Una vez seleccionado el modo de ensamble, se obtendrán las ecuaciones estáticas y dinámicas del mecanismo. En este trabajo se implementará el método de Newton-Euler, método apropiado cuando se desean conocer las fuerzas restrictivas que permiten tener parámetros de diseño para la selección de materiales y elementos mecánicos.

3.4.4.1 Ecuaciones de Newton-Euler.

Para un cuerpo en el espacio las ecuaciones vectoriales de Newton-Euler, necesarias para estudiar la cinética de un cuerpo rígido B con una distribución de masas arbitraria, son:

$$\sum_B \vec{F} = M\vec{a}_G, \quad (3.56)$$

$$\sum_B \vec{T}_G = I_G\vec{\alpha} + \vec{\omega} \times I_G\vec{\omega}, \quad (3.57)$$

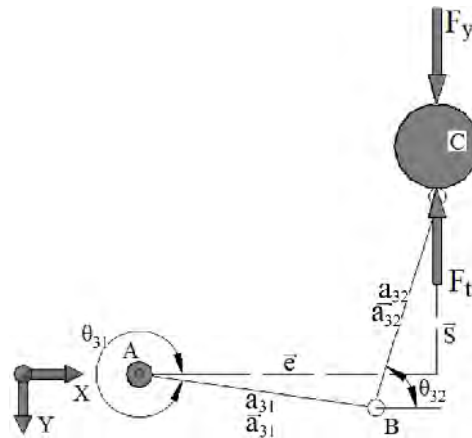
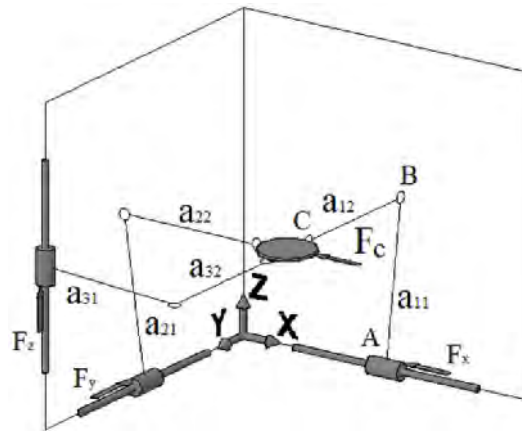
donde:

\vec{F} es la suma de todas las fuerzas externas sobre el cuerpo rígido B .

M es la masa total del cuerpo rígido B .

\vec{a}_G es la aceleración expresada en términos de la aceleración del centro de masas G del cuerpo

- rígido B .
- \vec{T}_G es la suma del momento de las fuerzas externas aplicadas al cuerpo rígido B con respecto al centro de masas.
- I_G es el tensor de momentos de inercia respecto al centro de gravedad del cuerpo rígido B .
- $\vec{\alpha}$ es el vector aceleración angular del cuerpo rígido B .
- $\vec{\omega}$ es el vector velocidad angular del cuerpo rígido B .



En el modelo simplificado, la fuerza de corte F_c ha sido remplazada por la componente de fuerza tangencial correspondiente opuesta a la fuerza que ejerce el actuador Y, F_y . Tal dirección de la componente de fuerza representa el caso más crítico de operación de la máquina, donde ésta no coincide con la dirección de movimiento del actuador. Con esta simplificación, el conjunto de cuerpos rígidos están sujetos a movimiento plano general. El conjunto de cuerpos rígidos tienen una distribución de masas tal, que la dirección perpendicular al plano de movimiento de los cuerpos es un eje principal de inercia.

Debido a que el plano de movimiento es el plano XY las velocidades y aceleraciones angulares del conjunto de cuerpos están dados por:

$$\vec{\omega} = \omega \hat{k}, \text{ y } \vec{\alpha} = \alpha \hat{k}, \quad (3.58)$$

El tensor de inercia ahora está dado por:

$$I_G = \begin{bmatrix} I_{G_{xx}} & I_{G_{xy}} & 0 \\ I_{G_{yx}} & I_{G_{yy}} & 0 \\ 0 & 0 & I_{G_{zz}} \end{bmatrix}, \quad (3.59)$$

Por lo tanto, las ecuaciones de Newton-Euler se simplifican y se escriben:

$$\sum_B \vec{F} = M \vec{a}_G \text{ y } \sum_B \vec{T}_G = I_{G_{zz}} \vec{\alpha}, \quad (3.60)$$

3.4.4.2 Ecuaciones estáticas y dinámicas.

Considerando la Figura 3.24, la ecuación del lazo cerrado del mecanismo es:

$$\vec{a}_{31} + \vec{a}_{32} = \vec{e} + \vec{s}, \quad (3.61)$$

Si se seleccionan los ángulos asociados a los vectores, $\theta_e=0^\circ$ y $\theta_s=90^\circ$, a partir del semieje positivo X, las componentes escalares de la ecuación (3.61) están dadas por:

$$\begin{aligned} x_{31} c\theta_{31} + x_{32} c\theta_{32} - e &= 0 \\ x_{31} s\theta_{31} + x_{32} s\theta_{32} - s &= 0 \end{aligned} \quad (3.62)$$

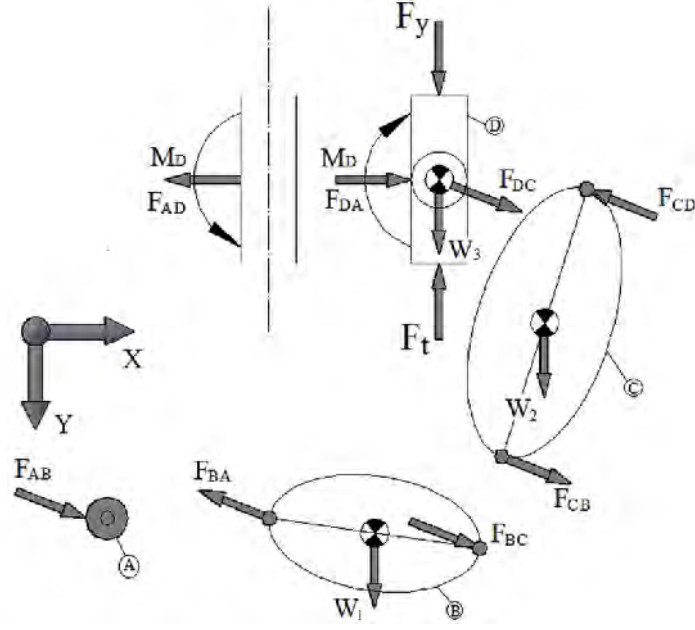
Por razones de simplificación $\cos\theta$ y $\sin\theta$ se abrevia como $c\theta$ y $s\theta$, respectivamente. Los parámetros del mecanismo son e , x_{31} y x_{32} , mientras que las variables son θ_{31} , θ_{32} y s . Derivando las ecuaciones (3.62), con respecto al tiempo, se obtienen las ecuaciones correspondientes al análisis de velocidad del mecanismo. Estas ecuaciones están dadas por:

$$\begin{aligned} -\omega_{31} x_{31} s\theta_{31} - \omega_{32} x_{32} s\theta_{32} - v_s &= 0 \\ \omega_{31} x_{31} c\theta_{31} + \omega_{32} x_{32} c\theta_{32} &= 0 \end{aligned} \quad (3.63)$$

Una vez resuelto el análisis de posición del mecanismo, las ecuaciones (3.63) representan un sistema lineal de dos ecuaciones con dos incógnitas. Derivando las ecuaciones (3.63), con respecto al tiempo, se obtienen las ecuaciones correspondientes al análisis de aceleración del mecanismo. Estas ecuaciones están dadas por:

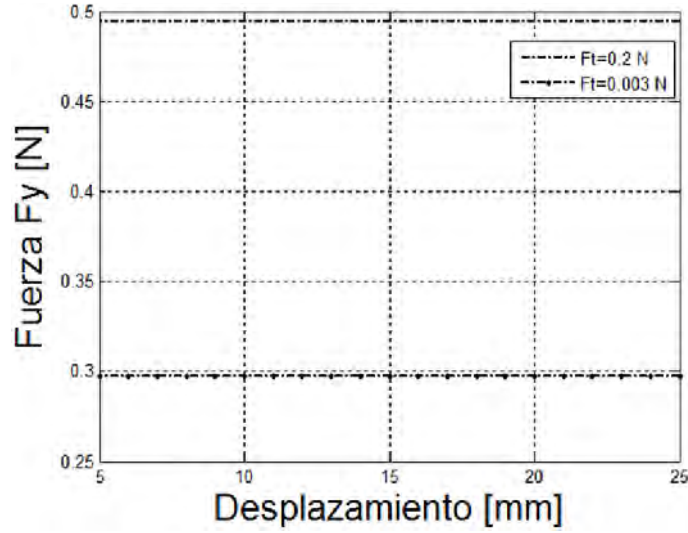
$$\begin{aligned} -x_{31} c\theta_{31} \omega_{31}^2 - x_{32} c\theta_{32} \omega_{32}^2 - x_{31} s\theta_{31} \alpha_{31} - x_{32} s\theta_{32} \alpha_{32} - a_s &= 0 \\ x_{31} s\theta_{31} \omega_{31}^2 - x_{32} s\theta_{32} \omega_{32}^2 + x_{31} c\theta_{31} \alpha_{31} + x_{32} c\theta_{32} \alpha_{32} &= 0 \end{aligned} \quad (3.64)$$

Las ecuaciones (3.64) representan un sistema lineal de dos ecuaciones con dos incógnitas. Siguiendo con el método, se dibuja el diagrama de cuerpo rígido para cada uno de los eslabones del mecanismo, la Figura 3.25 muestra ese diagrama.



$$F_{R1} = 0, F_{R2} = 0, F_{R3} = 0, \quad (3.65)$$

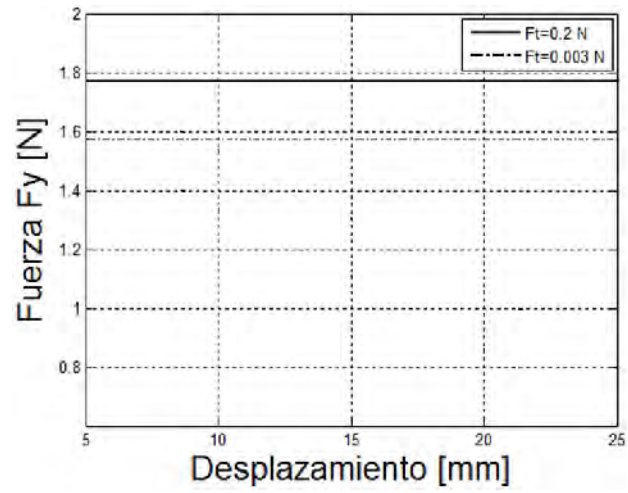
$$\begin{aligned}
 F_{dax} - F_{abx} &= 0 \\
 F_{day} - F_{aby} - gm_{31} &= 0 \\
 F_{abx}x_{31}s\theta_{31} - F_{aby}x_{31}c\theta_{31} &= 0 \\
 F_{abx} - F_{bcx} &= 0 \\
 F_{aby} - F_{bcy} - gm_{32} &= 0, \quad (3.66) \\
 \frac{1}{2}(F_{bcx} - F_{abx})(x_{32}s\theta_{32}) + F_{aby}sc\theta_s - \frac{1}{2}F_{bcy}x_{32}c\theta_{32} &= 0 \\
 F_{bcx} - F_{cdx} &= 0 \\
 F_{bcy} + f_t - f_y - gm_{ot} &= 0 \\
 (F_{cdx} - F_{bcx})[s(s\theta_s)] - M_{cd} + F_{bcy}sc\theta_s &= 0
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 F_{R1} + F_{I1} &= 0 \\
 F_{R2} + F_{I2} &= 0, \\
 F_{R3} + F_{I3} &= 0
 \end{aligned} \tag{3.67}$$

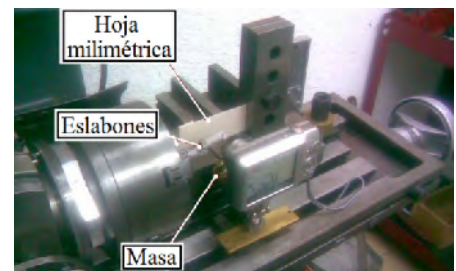
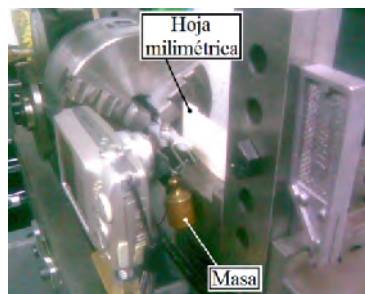
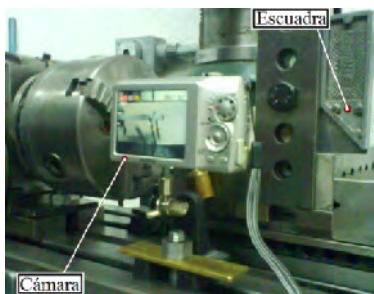
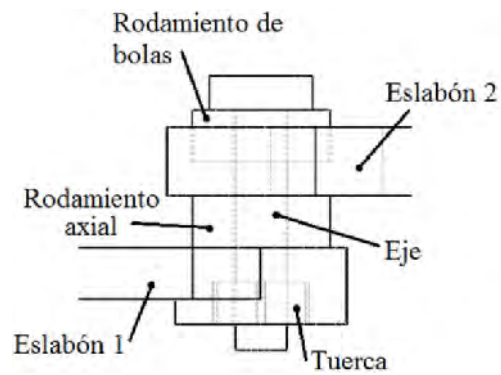
$$\begin{aligned}
 F_{dax} - F_{abx} &= 0 \\
 F_{day} - F_{aby} - gm_{31} &= 0 \\
 F_{abx}x_{31}s\theta_{31} - I_{G_{31}}\alpha_{31} - \frac{1}{2}F_{aby}x_{31}c\theta_{31} &= 0 \\
 F_{abx} - F_{bcx} + m_{32} \left(x_{31}c\theta_{31}\omega_{31}^2 + \frac{1}{2}x_{32}c\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}s\theta_{31} + \frac{1}{2}\alpha_{32}x_{32}s\theta_{32} \right) &= 0 \\
 F_{aby} - F_{bcy} - gm_{32} - m_{32} \left(-x_{31}s\theta_{31}\omega_{31}^2 - \frac{1}{2}x_{32}s\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}c\theta_{31} + \frac{1}{2}\alpha_{32}x_{32}c\theta_{32} \right) &= 0 \\
 \frac{1}{2}F_{bcx}x_{32}s\theta_{32} - \frac{1}{2}F_{abx}x_{32}s\theta_{32} - I_{G_{32}}\alpha_{32} + F_{aby}s\theta_s - \frac{1}{2}F_{bcy}x_{32}c\theta_{32} &= 0 \\
 F_{bcx} - F_{cdx} + m_{ot} \left(x_{31}c\theta_{31}\omega_{31}^2 + x_{32}c\theta_{32}\omega_{32}^2 + a_s + \alpha_{31}x_{31}s\theta_{31} + \alpha_{32}x_{32}s\theta_{32} \right) &= 0 \\
 F_{bcy} + f_t - f_y - gm_{ot} - m_{ot} \left(-x_{31}s\theta_{31}\omega_{31}^2 - x_{32}s\theta_{32}\omega_{32}^2 + \alpha_{31}x_{31}c\theta_{31} + \alpha_{32}x_{32}c\theta_{32} \right) &= 0 \\
 (F_{cdx} - F_{bcx})[s(s\theta_s)] - M_{cd} + F_{bcy}s\theta_s &= 0
 \end{aligned} \tag{3.68}$$

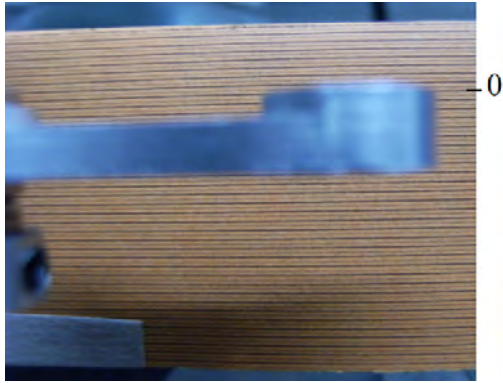
Cuerpo #	Eslabón 1	Eslabón 2	Órgano terminal
Masa [Kg]	0.01	0.01	0.02
Momentos de inercia [Kg.m ²]	6.04×10^{-7}	6.04×10^{-7}	1.2×10^{-6}



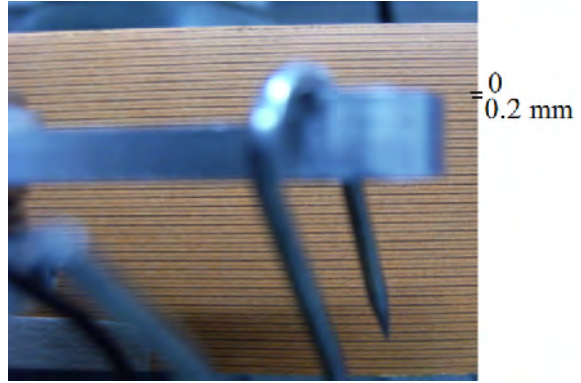
Rodamiento	Carga radial	Carga axial	Cargas combinadas	Alta velocidad	Alta precisión	Alta rigidez	Baja fricción
Radial	<i>B</i>	<i>o</i>	<i>o</i>	<i>E</i>	<i>E</i>	<i>E</i>	<i>MB</i>
Axial	<i>x</i>	<i>B</i>	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>B</i>	<i>E</i>	<i>B</i>

E = excelente, *MB* = muy bueno, *B* = bueno, *o* = pobre, *x* = imposible.





a)



b)

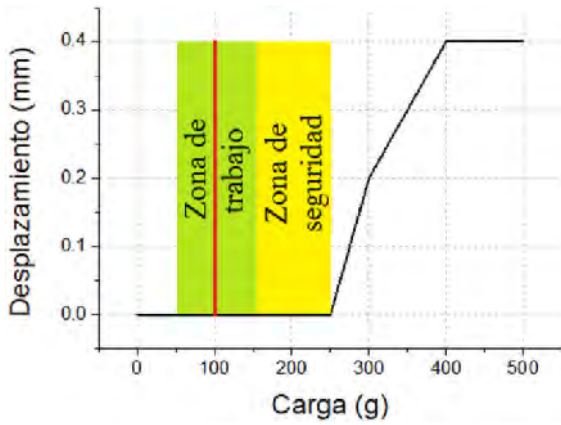


Figura 3.31. Gráficas de carga vs desplazamiento.

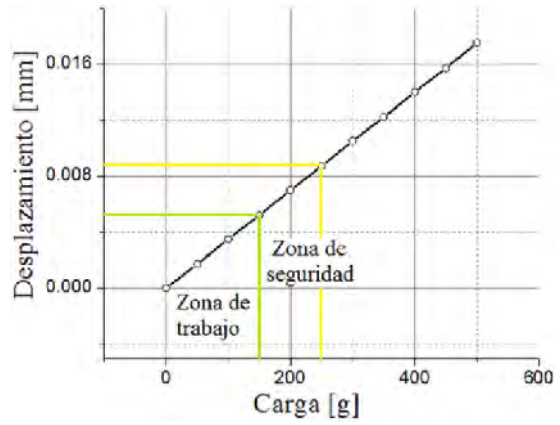
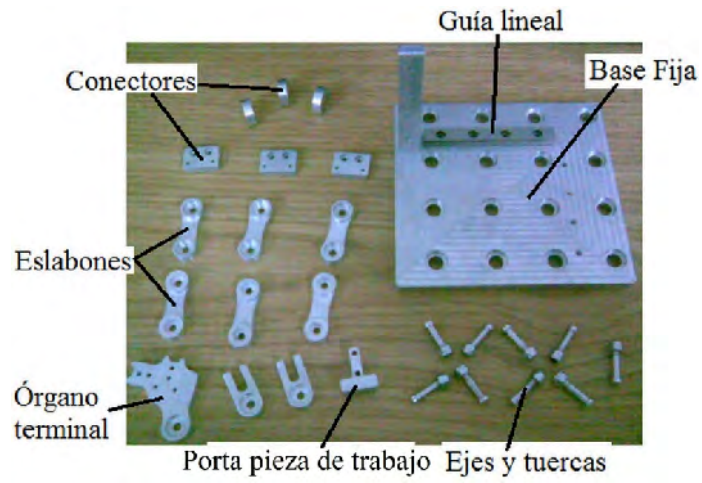
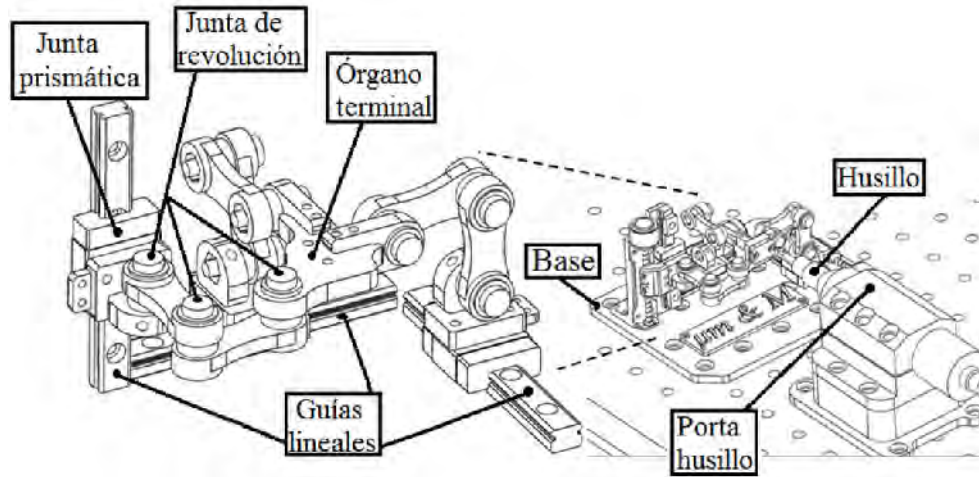
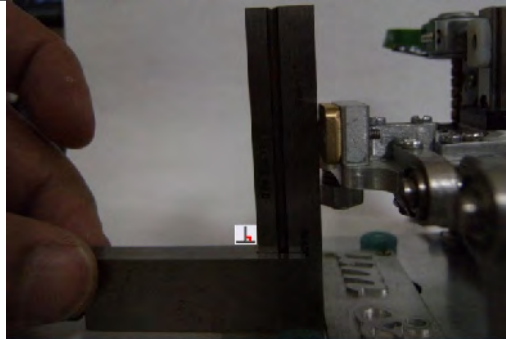
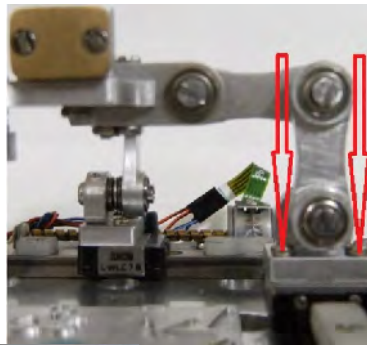
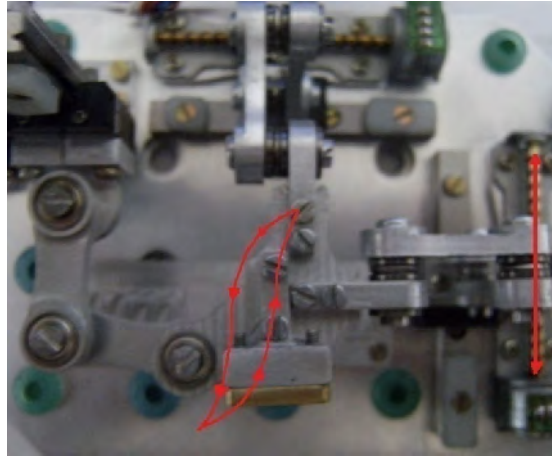
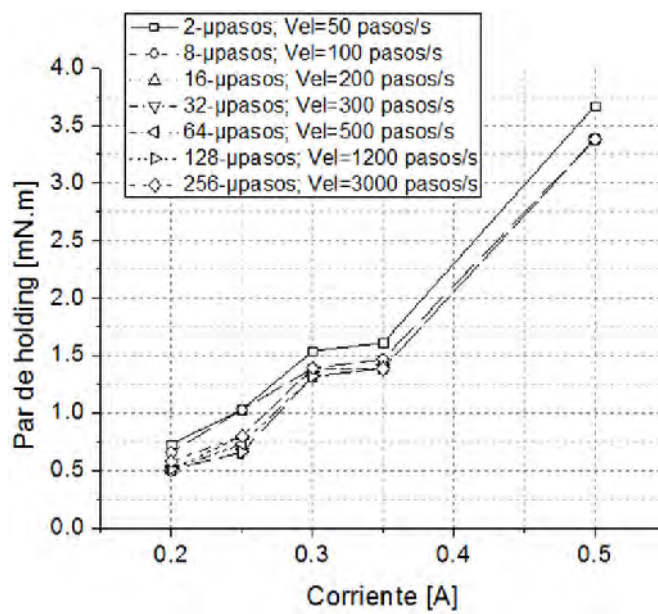
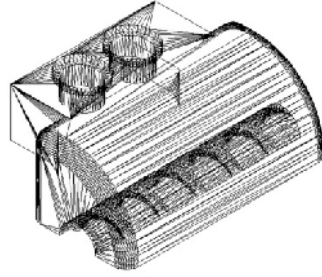


Figura 3.32. Desplazamiento del eslabón de aluminio sometido a carga.

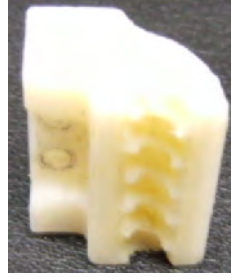




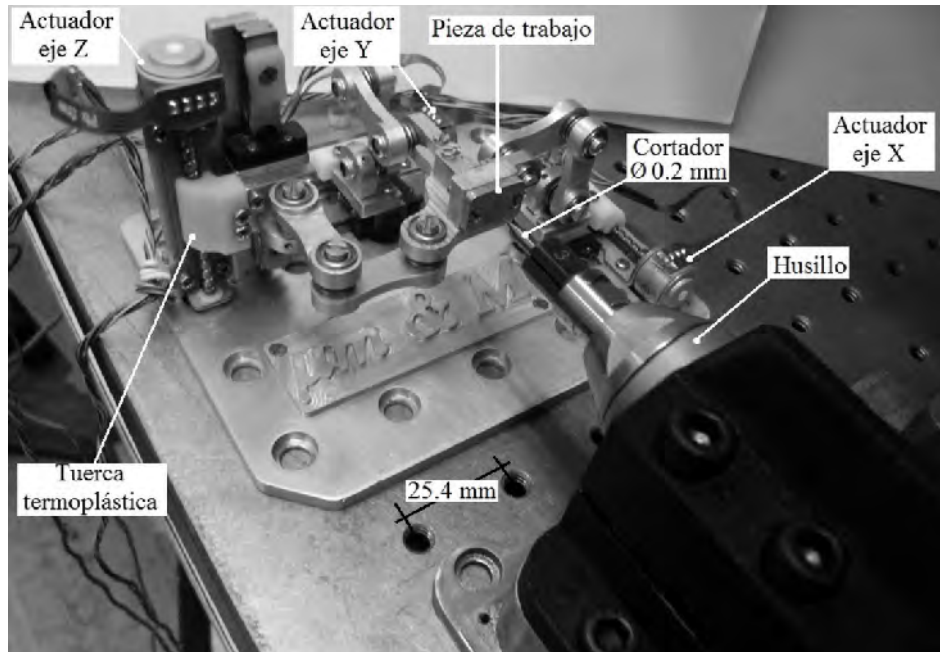




a)



b)



Capítulo 4

IV. PRUEBAS Y RESULTADOS.

Todos los experimentos que se describen en este capítulo fueron realizados en el laboratorio de metrología del CCADET bajo condiciones controladas de humedad y temperatura.

4.1 Rigidez de las juntas.

La rigidez estructural de un mecanismo es afectada por dos condiciones; la deflexión en los eslabones y la holgura en las juntas. La importancia de cada uno está en función de la configuración y del material usado para el diseño de las cadenas cinemáticas. La deflexión de los eslabones tiende a dominar en un mecanismo que usa materiales gruesos y pesados, mientras que la holgura en las juntas tiende a ser dominante en el diseño de mecanismos que usan materiales delgados y ligeros.

Alrededor de los fenómenos de holgura existen teorías que han procurado estudiar los efectos que produce ésta en el diseño de cadenas eslabonadas. La importancia de su estudio radica en el hecho de que este fenómeno es una de las principales fuentes de error ligadas a la precisión en el posicionamiento de los mecanismos. La influencia de la holgura, en un mecanismo paralelo, es más representativo que en uno serial porque el número de pares cinemáticos es mayor.

Se han realizado algunos estudios aplicando teoría clásica de vigas para calcular los efectos de los desplazamientos lineales considerando las juntas como resortes torsionales [211]. Se ha investigado como influye la holgura en la exactitud de un mecanismo calculando el error máximo del órgano terminal por medio de métodos geométricos [212-213] o cinemáticos [214]. Incluso, se ha considerado la pérdida progresiva de material en la superficie de las juntas (desgaste) debido al contacto y movimiento relativo entre los elementos mecánicos [215]. Sin embargo, la mayoría de estos trabajos son simulaciones o modelos matemáticos propuestos que no siempre revelan el verdadero entorno de trabajo.

Generalmente, en las uniones no permanentes se presentan holguras en las juntas. Estas son prácticamente inevitables, debido a las necesarias tolerancias de manufactura. En este tipo de uniones no permanentes, se busca que la carga principal se transmita a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante (rodamientos). Los rodamientos transfieren las cargas entre los elementos rotatorios y los estacionarios, permitiendo la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción [209].

Para eliminar la holgura interna que se tiene comúnmente en los rodamientos, a fin de disminuir la inclinación del eje en éste, la unión se precarga. Un apriete regulado se establece normalmente como la precarga que se debe aplicar al atornillar un tornillo mediante la herramienta adecuada. En consecuencia, el apriete de cada unión rigidiza su respectiva cadena cinemática y la suma de éstas influyen en la fuerza o par requerido de los actuadores para mover cualquiera de los ejes.

Las cargas habituales de precarga incluyen [216]:

Precarga	Se recomienda:
Fuerte/media	En condiciones de carga sujetas a vibración o impacto.
Media/ligera	En aplicaciones de maquinado.
Ligera	En ambientes susceptibles a presentar poca vibración.
Muy ligera	En maquinas de precisión.
Extra ligera	Para condiciones sin carga donde los efectos térmicos no son importantes.

En función del apriete proporcionado a las juntas es la demanda de par a los actuadores, y se debe determinar la relación más conveniente. Para calcular el par de torsión requerido a los actuadores en función del apriete de las juntas se propone un experimento. Este consiste en sacar del equilibrio estático a una sola cadena cinemática del mecanismo. Se elige el eje Z por su disposición vertical. Colocando una polea en una base, una cuerda se sujeta de un extremo de la cadena seleccionada, se van colocando masas graduadas al extremo de la cuerda y progresivamente se va incrementando la carga hasta vencer el equilibrio de la conexión cadena-tuerca-tornillo. En cada ensayo se incrementa el apriete de las juntas en intervalos de 0.005 Nm.

Para determinar el par de torsión requerido se usará la expresión para encontrar el par de torsión en roscas no cuadradas para elevar una carga dada [217], entonces se tiene:

$$T = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right), \quad (4.1)$$

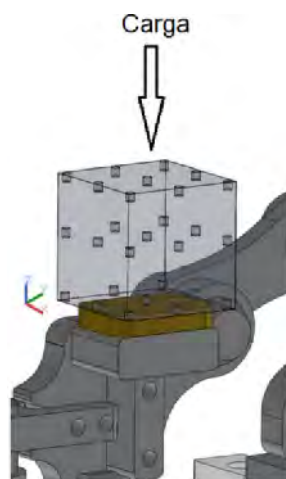
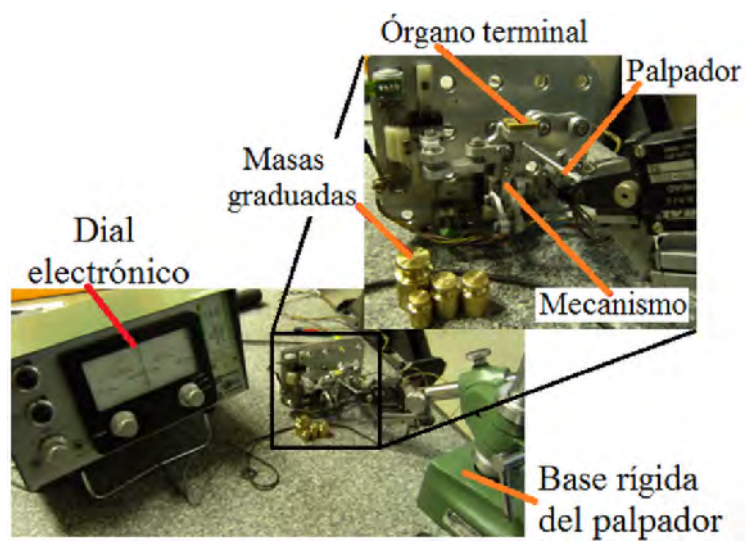
donde:

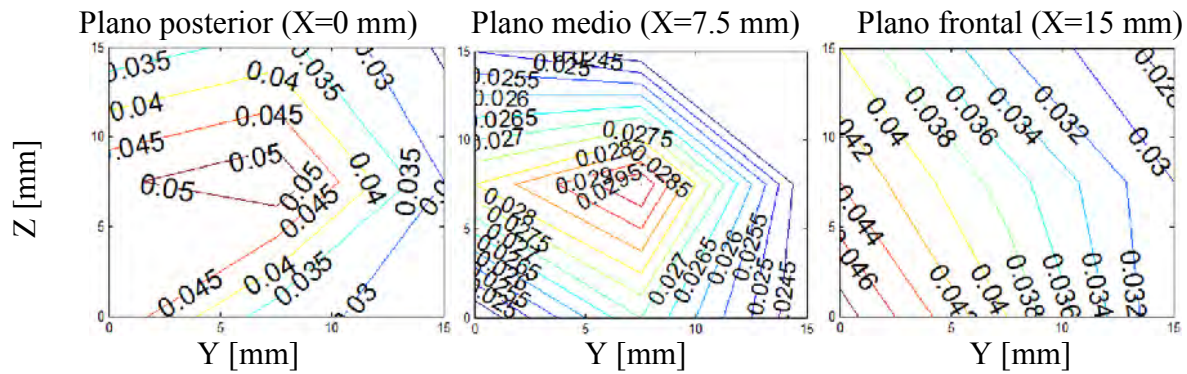
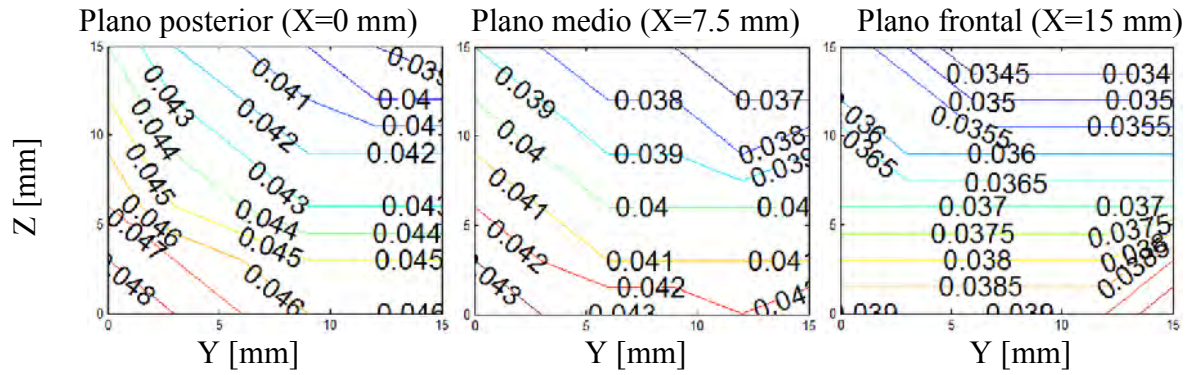
- F suma de todas las fuerzas axiales que actúan sobre el área normal de la rosca,
- l avance,
- d_m diámetro medio del tornillo,
- f coeficiente de fricción,
- α ángulo de la rosca, y
- T par de torsión necesario para elevar la carga.

Para tener un control en el apriete de las juntas se utilizó un torquímetro digital con un intervalo de apriete de 0.020-4.0 Nm y una resolución de 0.001 Nm. La Tabla 4.1 muestra un resumen de los datos obtenidos experimentalmente.

Tabla 4.1. Resumen de datos para determinar el par requerido de los actuadores.

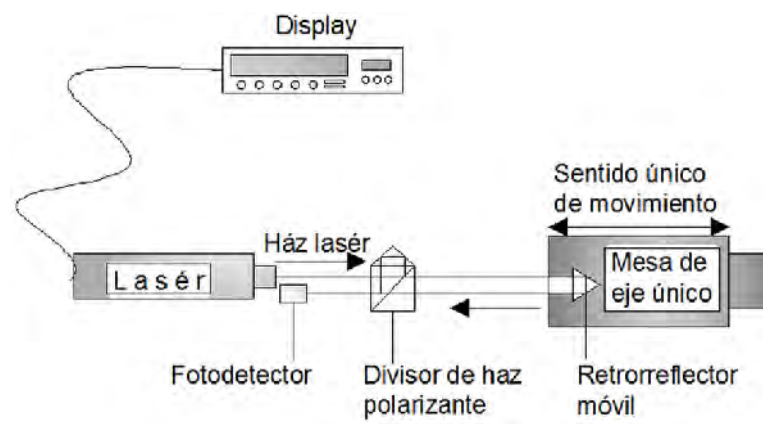
Ensayo	Promedio de apriete en las juntas. [Nm]	Masa necesaria para vencer el equilibrio. [kg]	F (considerando la fricción de la guía y la fuerza de corte). [N]	Fricción del tornillo con un apriete en la tuerca de 0.025 Nm.	Ángulo de la rosca. [°]	Par de torsión requerido del motor. [mNm]	Condición del mecanismo (apreciación)
1	0.027	0.13	1.27	0.2	30	1.85	Flojo
2	0.033	0.14	1.37			1.94	Flojo
3	0.038	0.14	1.37			1.94	Flojo
4	0.043	0.15	1.52			2.07	Flojo
5	0.047	0.17	1.66			2.20	Rigido
6	0.052	0.20	1.96			2.46	Rigido
7	0.055	0.20	1.96			2.46	Rigido
8	0.062	0.21	2.06			2.55	Rigido



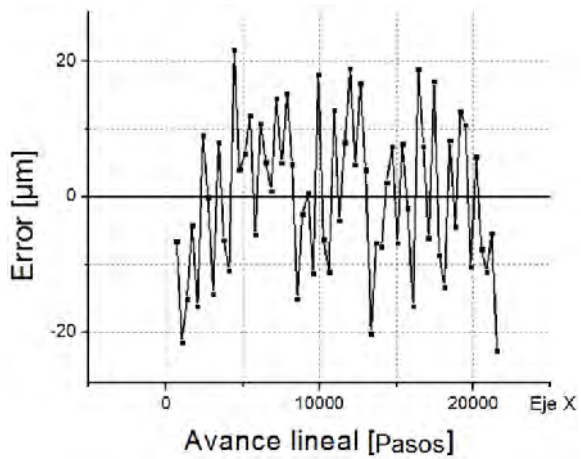


Rigidez

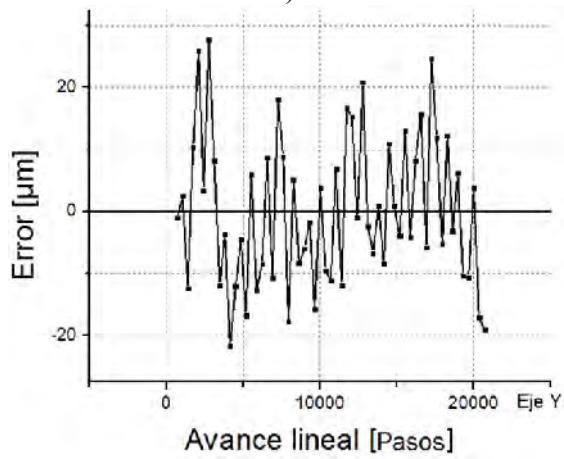
Plano	Simulación [N/μm]	Experimental [N/μm]
Posterior	0.041	0.037
Medio	0.037	0.026
Frontal	0.035	0.036



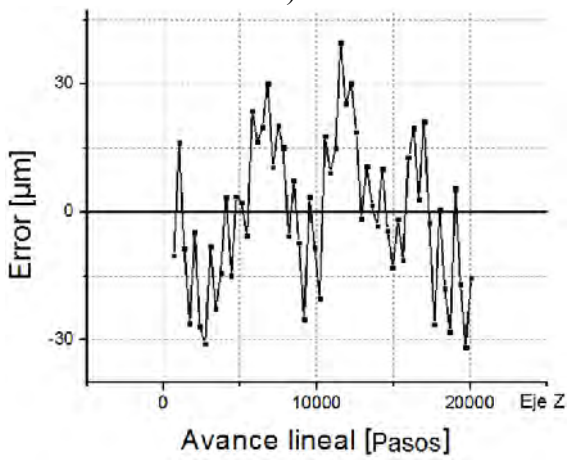
$$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n}}, \quad (4.2)$$



a)

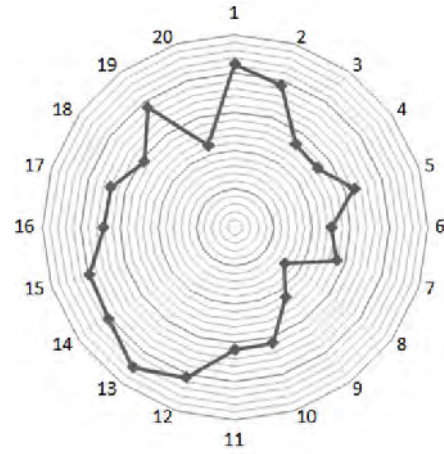


b)

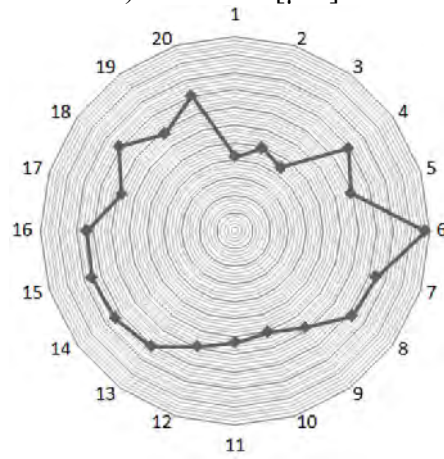


c)

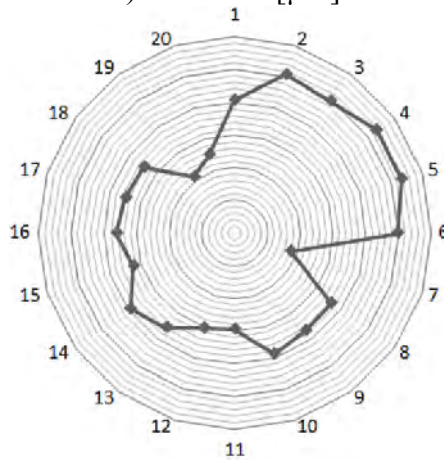
Figura 4.6. Errores de posición del eje a) X, b) Y y c) Z.



a) $\sigma = 0.003$ [μm].



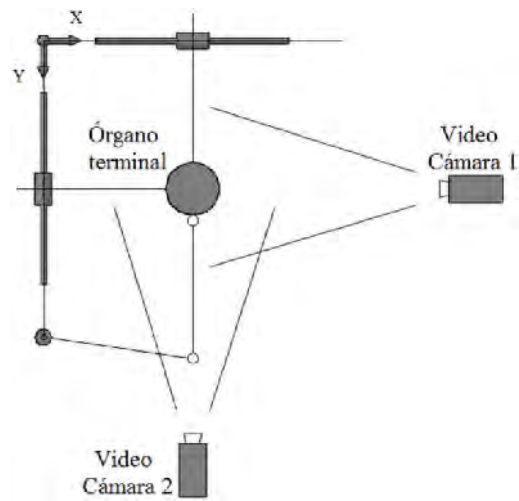
b) $\sigma = 0.006$ [μm].



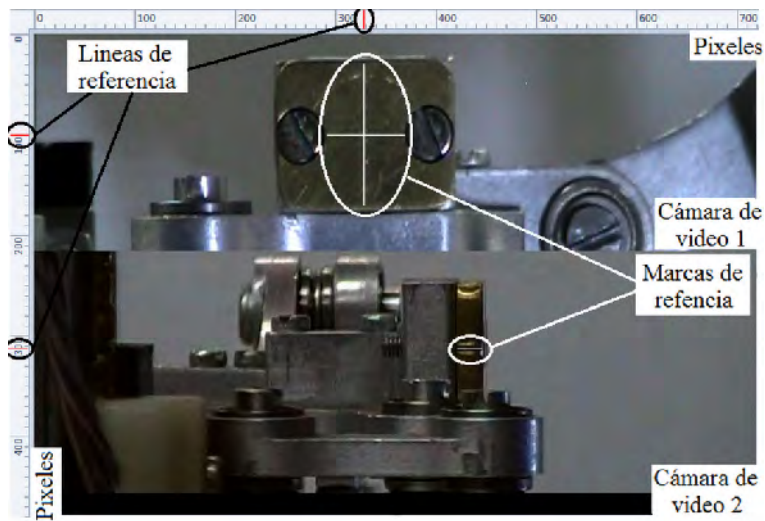
c) $\sigma = 0.009$ [μm].

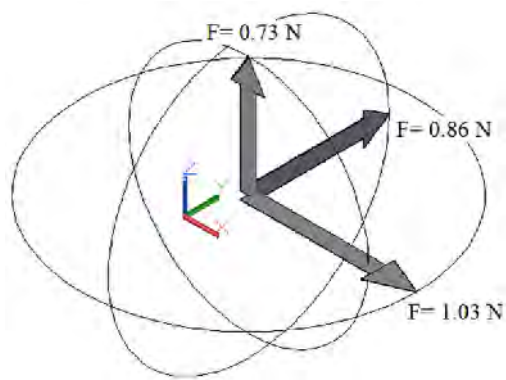
Figura 4.7. Gráficas de repetibilidad del eje a) X, b) Y y c) Z.

		Carrera [mm]	Resolución [μm]	Repetibilidad [μm]	Promedio del juego mecánico [μm]
Ejes	X	15	0.6	4.1	6.5
	Y	15	0.6	3.9	17.8
	Z	15	0.6	3.4	12.3

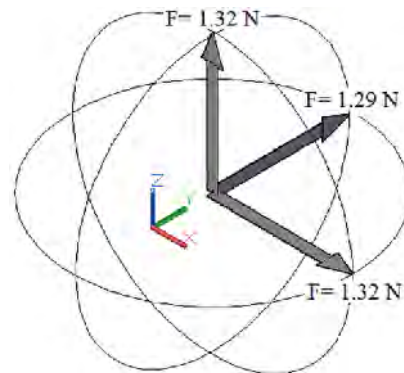


Marcas de referencia





- Caso a -



- Caso b -

Dirección	- Caso a -		- Caso b -	
	Carga máxima [Kg]	Fuerza [N]	Carga máxima [Kg]	Fuerza [N]
X	0.105	1.03	0.135	1.32
Y	0.088	0.86	0.132	1.29
Z	0.075	0.73	0.135	1.32

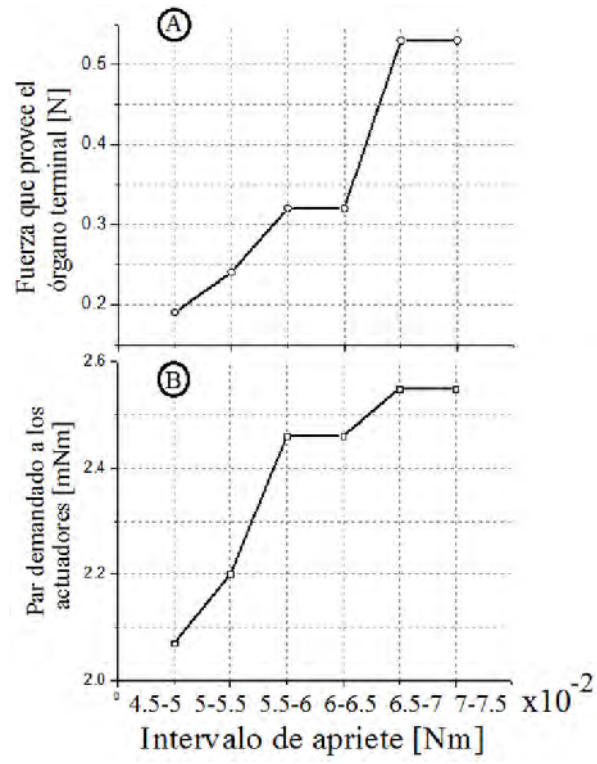
Los resultados muestran que la influencia de un apriete no uniforme en las juntas y tuercas en la máquina, incluso en intervalos cerrados, i. e. con una diferencia no mayor de 0.005 Nm, provoca que las fuerzas que transmite el órgano terminal por cada eje de movimiento sean desiguales.

Cuando se aprietan las juntas y tuercas a un mismo par, significa que cada cadena se ajusta con las mismas condiciones. Por lo tanto, la máquina es propensa a transmitir fuerzas de forma homogénea. Mientras más apriete se proporcione a las tuercas más fricción debe vencer cada actuador, en consecuencia, la fuerza reflejada en el órgano terminal se verá reducida.

La fuerza que el órgano terminal puede proveer en vacío, con las condiciones de apriete señaladas, está en el orden de 1.3 N. Sin embargo, la carga estática que el órgano terminal puede soportar sin sufrir desplazamientos está en el orden de 0.19 N (con las mismas condiciones de apriete).

Con esto en mente y considerando las fuerzas de corte calculadas en la sección 2.3, una relación de fuerzas puede ser establecida. Por ejemplo, en el proceso de fresado las fuerzas de corte presentes en materiales blandos o duros son menores a la carga que el órgano terminal puede resistir sin sufrir desplazamientos, esto considerando que las profundidades de corte son bajas (< 0.05 mm). Para el proceso de torneado y taladrado ocurre lo mismo con materiales blandos, sin embargo, con materiales duros se es más susceptible a alcanzar el límite de la máquina, especialmente si las condiciones de corte se modifican y las profundidades de corte se incrementan. Para solventar esta vulnerabilidad se tiene que rigidizar más la máquina. Es posible hacerlo debido a que la rigidez de la máquina depende de la rigidez de las juntas. Sin embargo, esta solución demanda, a su vez, mayor par a los actuadores.

La Figura 4.12A muestra el incremento de fuerza que provee el órgano terminal en su zona más crítica (parte media del espacio de trabajo), en función del incremento de apriete de las juntas. La Figura 4.12B, muestra el efecto en la demanda de par en los actuadores. A mayor apriete en las juntas, mayor es la rigidez de la máquina y mayor será la exigencia de par en los actuadores. Esto representa que los motores resulten desproporcionados respecto al tamaño de la máquina, especialmente si se usan motores comerciales. Considerando que, de acuerdo con la configuración propuesta, los actuadores permanecen fijos a la base, el tamaño de los motores no debería representar un problema.



$$[\omega_i^2 M - K] \psi_i = 0, \quad (4.3)$$

K Matriz de rigidez,

- ψ_i Vector de forma modal del modo i ,
 ω_i^2 Frecuencia natural del modo i ,
 M Matriz de masas.

La posibilidad de movimientos modales para un sistema dado está determinada por la existencia de soluciones no triviales para ψ (esto es $\psi \neq 0$). Específicamente, las soluciones no triviales para ψ se presentan si el determinante del sistema de ecuaciones homogéneas lineales se iguala a cero, por lo tanto:

$$\det[\omega_i^2 M - K] = 0 \quad (4.4)$$

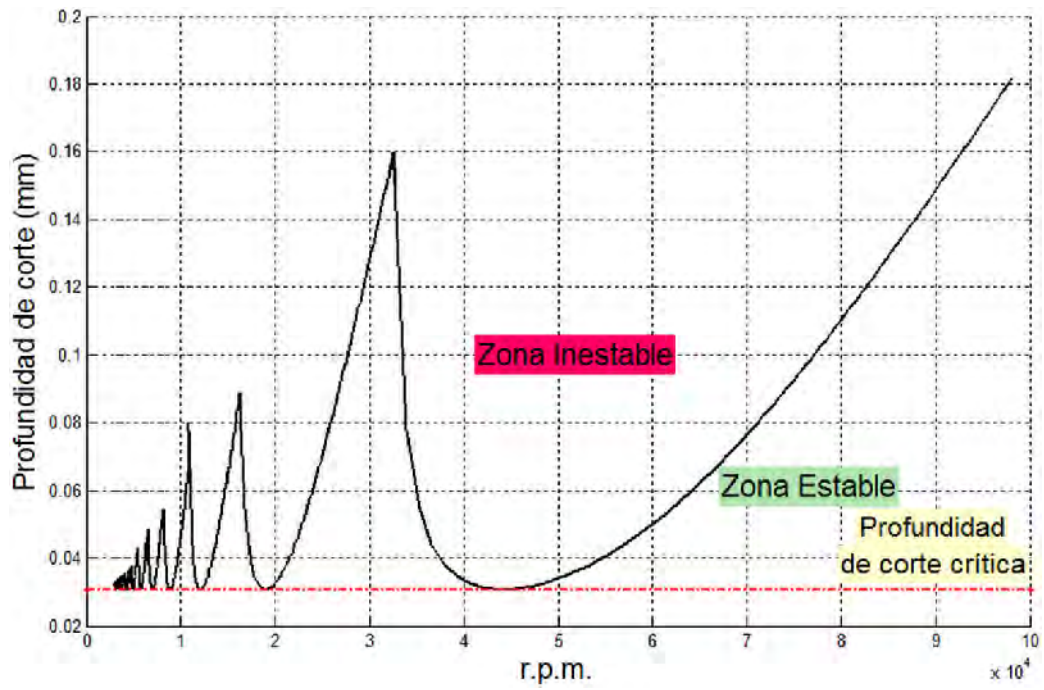
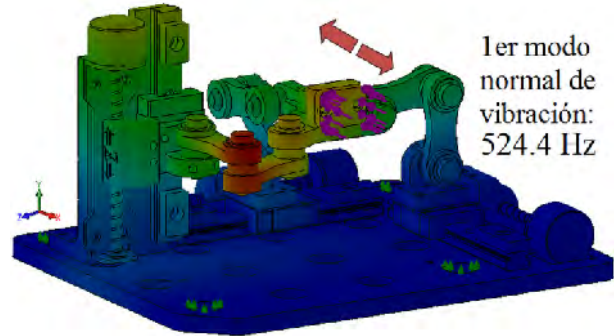
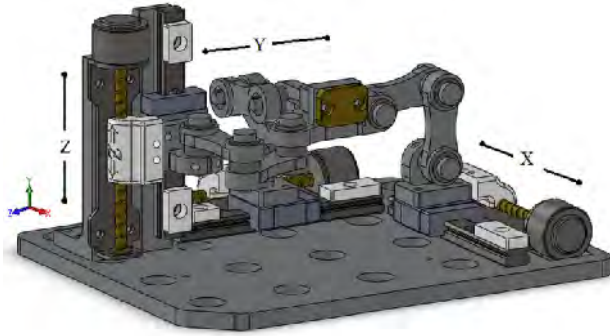
La ecuación (4.4) es conocida como la ecuación característica del sistema. Algunos métodos numéricos están disponibles para resolver esta ecuación básica. Los métodos, incluidos en programas comerciales para elementos finitos, más comunes son [205]:

- ❖ Método de Lanczos por bloques.
- ❖ Método iterativo de gradientes conjugados de Lanczos.
- ❖ Método de subespacios.
- ❖ Método reducido (o método Householder).

Para realizar el análisis modal de la micromáquina herramienta paralela bajo estudio, es necesario tener el diseño completo, identificando cada parte con el material del que está fabricado. El propósito de este análisis es determinar, mediante simulaciones, la primera frecuencia natural del mecanismo y generar su lóbulo de estabilidad, como se hizo con la configuración serial en la sección 2.4.1. Se proponen las siguientes consideraciones con el fin de obtener un análisis modal más completo:

- El tamaño de la micromáquina herramienta paralela es de 120 x 100 x 70 mm y cubre un espacio de trabajo de 15 x 15 x 15 mm.
- El material estructural de la máquina es aleación de aluminio 6063-T5. El material de la pieza de trabajo es de latón.
- Apegándose lo más posible a las características que proporcionan los catálogos del fabricante, el material de las guías lineales es de acero ASTM A36, la carcasa de los motores y bases son de acero AISI 1020.
- El material de las tuercas fabricadas son de plástico grado ABS.
- Las juntas que conectan los eslabones consisten de un juego de rodamientos; axial y radial, ambos de acero al cromo de alto carbono de 3 mm de diámetro interior y 8 mm de diámetro exterior.
- Las guías son consideradas fijas y cuatro áreas de la base inferior se fijan como las condiciones límite.
- Es considerada una fuerza de corte equivalente de 0.5 N aplicada a la pieza de trabajo.
- Al igual que en el análisis modal de la máquina serial, el valor de la constante de amortiguamiento es de $\zeta=0.025$.

La Figura 4.13 muestra el primer modo normal de vibración de la micromáquina herramienta paralela.



La Tabla 4.5 muestra el resultado del análisis modal de la micromáquina herramienta paralela.

Tabla 4.5. Resultado del análisis modal.

Plano	Rigidez promedio [N/ μ m]	1 ^a . frecuencia natural [Hz]	Profundidad de corte crítica [μ m]
Posterior	0.037	524.4	30.7
Medio	0.026	524.4	21.6
Frontal	0.036	524.4	29.9

La profundidad de corte en una operación de micromaquinado debe estar por debajo de la profundidad de corte crítica para evitar el fenómeno de “golpeteo” durante el proceso de corte.

La profundidad de corte crítica en los planos posterior y frontal de la micromáquina herramienta paralela supera el valor estimado (25 μ m) de la micromáquina herramienta típica de tres ejes. No sucede así en el plano medio. Sin embargo, al existir la posibilidad de rigidizar aún más la máquina, mediante un incremento en el apriete de las juntas que la componen, sin que esto represente un incremento en el tamaño de sus elementos, la rigidez promedio crítica se elevaría, minimizando con ello la posibilidad de presentar fluctuaciones durante el proceso a bajas r.p.m. Por lo tanto la hipótesis planteada en la sección 2.5 se acepta.

La configuración paralela propuesta en este trabajo se caracteriza por aportar poca masa (alrededor de 250 g incluida la base fija), en virtud de los elementos que la componen y proporciona mayor rigidez, en virtud de su constitución física. Esto significa que la configuración paralela reúne dos elementos clave (compactación y rigidez) para el desarrollo de micromáquinas herramienta con el propósito de hacer cada vez más pequeñas las máquinas. El reto radica en mejorar el diseño de las juntas cinemáticas y la forma de conectar los eslabones.

Con base en estos resultados, se considera a éste primer prototipo de micromáquina herramienta paralela una buena aproximación hacia un diseño final.

CONCLUSIONES.

Conclusiones.

En este trabajo se ha *investigado* y explorado la *viabilidad* de introducir al campo de la micromanufactura a las configuraciones paralelas como micromáquinas herramienta (MMH). Se establecieron los requerimientos que deben considerarse para *seleccionar* configuraciones paralelas con miras a su aplicación como micromáquinas herramienta. Las características de diseño que las configuraciones paralelas deben presentar para ser aplicadas como MMH son: movilidad, desacoplamiento cinemático, isotropía de fuerzas y un espacio de trabajo regular. Al adoptar estos requerimientos sistemáticamente se planteó una *propuesta* de proceso de selección que permite identificar potenciales configuraciones paralelas para ser aplicadas como micromáquinas herramienta. Identificando, además, las herramientas de análisis que permiten evaluar cuantitativamente los atributos establecidos. La propuesta se comprobó con un caso de estudio, seleccionando una configuración paralela de tres ejes traslacionales.

Para consolidar una *propuesta* de diseño mecánico, se estimaron las fuerzas de corte involucradas en el proceso de micromaquinado. Adicionalmente, un prototipo de micromáquina herramienta paralela fue *construido* y *evaluado* con el fin de comprobar, experimentalmente, los atributos solicitados en la propuesta de selección. El prototipo de micromáquina herramienta paralela 3PRRR cumple de manera satisfactoria con los atributos solicitados; proporciona movilidad en tres direcciones ortogonales, sin que exista acoplamiento cinemático, la fuerza que transmite el órgano terminal en cualquier dirección es homogénea y cubre un espacio de trabajo regular.

Con las condiciones de ensamble, ajuste y apriete que se describieron en este trabajo, el prototipo está en condiciones de realizar operaciones de corte, en 2D y 3D. Adoptando los parámetros de corte propuestos, el prototipo es menos vulnerable a presentar el fenómeno de “golpeteo” durante el proceso de corte debido a las vibraciones, esto fue comprobado mediante simulaciones con lóbulos de estabilidad. Con esto se comprueba que las configuraciones paralelas aportan características de compactación y rigidez al mundo de la micromanufactura.

Observaciones finales.

El análisis cinemático muestra que la cinemática inversa y directa del mecanismo estudiado es independiente a la longitud de los eslabones. Teóricamente, el mecanismo es insensible a los errores en la longitud de los eslabones. Por lo tanto, tales errores no afectan la posición del órgano terminal. Sin embargo, los errores de desalineamiento en las cadenas cinemáticas, aunado a la falta de uniformidad en el apriete de las juntas, si afecta, y hace que se propaguen los errores al órgano terminal y éste presente una curva de histéresis.

La caracterización arroja errores de posición relativamente altos. Se asocia a estos errores la suma de imperfecciones en el diseño de las juntas y de las tuercas termoplásticas. En el caso de las juntas, la dependencia a elementos comerciales para unir los eslabones debe evitarse mediante el diseño de juntas que absorban cargas combinadas. En el caso de las tuercas, se deben modificar haciendo contacto permanente con el tornillo que transmite el movimiento. Además, si bien es cierto que los errores de posición son relativamente altos, también es

cierto que la repetibilidad de la máquina es alta, por lo tanto, los errores de posición se pueden compensar con técnicas de control (lazo cerrado) o mediante técnicas de calibración.

Contribuciones.

- ✓ *Proceso de selección de configuraciones paralelas para el desarrollo de micromáquinas herramienta.*
Con este proceso de selección se identifican las configuraciones paralelas potencialmente viables para ser usadas como micromáquinas herramienta.
- ✓ *Configuración única en el tipo de aplicación.*
El diseño y construcción del prototipo, resultado de aplicar el proceso de selección de configuraciones paralelas para el desarrollo de micromáquinas herramienta, es único.
- ✓ *Marco de referencia en la evaluación teórica de atributos.*
Resultado de una investigación exhaustiva, el trabajo reúne un listado de herramientas de análisis para la evaluación de parámetros de diseño para configuraciones paralelas.
- ✓ *Marco de referencia en la evaluación experimental de atributos.*
Se proponen métodos de evaluación experimental para la validación de atributos en micromáquinas herramienta paralelas; tales como, rigidez, desacoplamiento e isotropía de fuerzas.

Recomendaciones y trabajo a futuro.

Sobre el proceso de selección.

- » En este trabajo se desarrolló para un caso con tres ejes, sin embargo el proceso de selección bien puede usarse para configuraciones de un mayor número de ejes. Se debe tener presente que, a mayor número de grados de libertad mayor número de configuraciones a explorar. Además, la complejidad de análisis se incrementa porque se tiene que considerar la orientación que aporta cada eje extra en la configuración de estudio. La complejidad recae en el momento de formar la matriz jacobiana del mecanismo en cuestión, se recomienda formar y analizar la matriz jacobiana de traslación y orientación por separado. De esta forma, no se mezclaran unidades, y determinar si existe o no acoplamiento cinemático será más sencillo.

Sobre la construcción del prototipo.

- » Se recomienda cambiar las guías lineales por guías precargadas para minimizar los errores asociados.
- » Se recomienda mejorar el diseño de las tuercas rodeando el área de contacto del tornillo para minimizar los errores asociados.
- » Se sugiere revisar agudamente la teoría de rodamientos para diseñar elementos que absorban cargas radiales y axiales, probar su capacidad de carga y sustituirlos por el juego de rodamientos usados en este trabajo, o bien, sustituirlos por rodamientos cónicos, aunque dadas las dimensiones, se sabe, resulta complicado encontrarlos de forma comercial.

REFERENCIAS

- [1] D. Dornfeld, Min, S., and Takeuchi, Y., "Recent Advances in Mechanical Micromachining," *Manufacturing Technology Annals of the CIRP* **55**(2) (2006)
- [2] A. Dhanorker, and Özel, T., "Meso-micro scale milling for micro manufacturing," *International Journal in Mechatronics and Manufacturing Systems*, **1**(1) (2008) pp. 23-42.
- [3] P. Dario, Valleggi, R., Carrozza, M. C., Montesit M. C., and Coccot M., "Microactuators for Microrobots: A Critical Survey," *Journal in Micromechanic and Microengineering*, **2** (1992) pp. 141-157.
- [4] N. Kawahara, Suto, T., Hirano, T., Ishikawa, Y., Kitahara, T., Ooyama, N., and Ataka T., "Microfactories; new applications for micromachine technology to the manufacture of small products," *Microsystem Technologies*, **3**(2) (1997) pp. 37-41.
- [5] A. B. Frazier, "The miniaturization technologies: Past, Present, and Future," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, **42**(5) (1995)
- [6] K. Takahata, "Micro-Electro-Discharge Machining Technologies for MEMS" in *Micro Electronic and Mechanical Systems*, K. Takahata (Eds.), ed: In-teh, 2009, pp. 143-164.
- [7] NanotechSys. Available: <http://www.nanotechsys.com/machines/nanotech-250upl-ultra-precision-lathe/> (Accessed: Enero 2012).
- [8] H. Fujita, "Microactuators and Micromachines," *Proceedings of the IEEE* (invited paper), **86**(8) (1998) pp. 1721-1732.
- [9] E. Kussul, Rachkovskij, D., Baidyk, T., and Talayev, S., "Micromechanical Engineering: a basis for the low-cost manufacturing of mechanical microdevices using microequipment," *Journal of Micromechanical and Microengineering*, **6** (1996) pp. 410-425.
- [10] Y. Liang, Zhaol, Y., Bai Q., Wang, S., Wang, B., Chen, M., and Dou, J., "Study on Micromachine Tools in Fabrication of Microparts," in *Proceedings of the 1st IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems*, Zhuhai, China, 2006, pp. 856-859.
- [11] K. Singh, "Expect changes when entering 'micro' world," *Micro Manufacturing*, **1**(1) (2008)
- [12] Y. Okazaki, Mishima, N, and Ashida, K., "Microfactory and micro machine tools," *First Korea-Japan Conference on Positioning Technology* (2002) pp. 1-6.
- [13] Y. Okazaki, Kitahara, T., "Micro-lathe equipped with closed-loop numerical control," presented at the 2nd International Workshop on Microfactories, Fribourg Switzerland, 2000.
- [14] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Velasco, G., Kasatkina, I., "Development of micromachine tool prototypes for microfactories," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **12** (2002) pp. 795-812.
- [15] H. Li, Lai, X., Li, C., Lin, Z., Miao, J., Ni, J., "Development of meso-scale milling machine tool and its performance analysis," *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, **3**(1) (2008) pp. 59-65.
- [16] S. H. Jang, Jung, Y. M., Hwang, H. Y., Choi, Y. H., and Park, J. K., "Development of a Reconfigurable Micro Machine Tool for Microfactory," presented at the International Conference on Smart Manufacturing Application, Gyeonggi-do, Korea, 2008.

-
- [17] M. Tanaka, "Development of desktop machining microfactory," RIKEN review: Focused on Advances on Micro Mechanical Fabrication Techniques (2001) pp. 46-49.
- [18] T. Ataka, "The experimental microfactory system in Japanese national R&D project," in *R&D Department, Scientific Instruments Division, Seiko Instruments Inc. 36-1, Takenoshita, Oyama-cho, Sunto-gun, Shizuoka 410-1319, Japan.*, ed, 1999.
- [19] L. Ruiz, "Desarrollo de microtecnología mecánica para aplicaciones de instrumentación," presented at the Memoria SOMI XV Congreso Nacional de Instrumentación, Guadalajara, Jalisco México, 2000.
- [20] K. F. Ehmann, DeVor, R. E., Kapoor, S. G., and Cao, J., "Design and Analysis of Micro/Meso-scale Machine Tools " in *Smart Devices and Machines for Advanced Manufacturing*, Springer (Eds.), ed, 2008, pp. 283-318.
- [21] H. Fujita, Toshiyoshi, H., Hashiguchi, G., Wada, Yasou, "Micromachined tools for nano technology," RIKEN Review. Focused on Science and Technology in Micro/Nano Scale, 36) (2001) pp. 12-15.
- [22] H. Detter, Popovic G., "Industrial Demands on Micromechanical Products," in *Proc. 22nd International Conference on Microelectronics*, NIS, Serbia, 2000, pp. 61-67.
- [23] X. Li, Wang, J., Li, W., "Current State and Prospect of Micro-Machining," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics*, Jinan, China, 2007, pp. 1414-1419.
- [24] P. Dario, Menciassi, A., Stefanini, C., Accoto, D., "Miniaturization of Biomedical Micromachines," presented at the 2nd. Annual International IEEE-EMBS Special Topic Conference on Microtechnologies in Medicine & Biology, Madison, Wisconsin USA, 2002.
- [25] *University Of Maryland. A Nanofactory In A Pill?* Available: www.sciencedaily.com/releases/2007/03/070320125351.htm (Accessed: Julio 2008).
- [26] Y. Okazaki, Nozomu, M., Ashima, K., "Microfactory: concept, history, and developments," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, **126** (2004) pp. 837-844.
- [27] M. Vogler, Liu, X., Kapoor, S. G., DeVor, R. E., and Ehmann, K. F., "Development of meso-scale machine tool (mMT) systems," *Technical Paper Society of Manufacturing Engineers*, No. 181) (2002) pp. 1-9.
- [28] A. Honegger, Langstaff, G., Phillip, A., VanRavenswaay, T., Kapoor, S., Gauthier, W., Devor, R., "Development of an automated microfactory: part 1-microfactory architecture and sub-systems development," in *Proceedings of 2002 Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, Hiroshima, Japan, July 14-19, 2002, pp. 163-169.
- [29] R. Subrahmanian, and Ehmann, K., "Development of a Meso-Scale Machine Tool (mMT) for Micro-Machining," in *Proceedings of 2002 Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, Hiroshima, Japan, 2002, pp. 163-169.
- [30] Y. Bang, Lee, K., O, S., "5-axis Micro Milling Machine for Machining Micro Parts," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, **25** (2004) pp. 888-894.
- [31] K. Byung-Sub, Seung-Kook, R., Jong-Kweon, P., "Development of a 3-axis Desktop Milling Machine and a CNC System Using Advanced Modern Control Algorithms," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, **11**(1) (2010) pp. 39-47.
-

-
- [32] X. Luo, Cheng, K., Webb, D., Wardle, F., "Design of ultraprecision machine tools with applications to manufacture of miniature and micro components," *Journal of Materials Processing Technology*, **167** (2005) pp. 515-528.
- [33] X. Zhang, Fu, H., Han, Z., Sun, Y., "5-Axis Micro-Milling Machine Tool for Machining Complex 3D Meso-Scale Parts," in *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Changchun, China, August 9-12, 2009, pp. 4283-4288.
- [34] E. Kussul, Baidyk, T., Wunsch, D., "Micromechanics" in *Neural Network and Micromechanics*, ed: Springer, 2010, pp. 141-192.
- [35] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Marin, E., Velasco, G., Baidyk, T., Kussul E. , "Parallelogram micromachine for low cost micromechanics," in *International Mechanical Engineering Congresses and RD & D Expo*, Anaheim, California, 2004.
- [36] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Ortega, J., Kussul, E., "Advances of second generation of micro machine tools," presented at the 5a International Workshop on Microfactories, Besançon-France, 2006.
- [37] L. Ruiz-Huerta, Caballero-Ruiz, A., Herrera-Granados, G., "Avances en el desarrollo de una micromáquina herramienta aplicando sistemas CAD y CAM," in *8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Cusco-Perú, 23-25 Octubre, 2007.
- [38] G. Herrera Granados, "Investigación y evaluación de mecanismos para el desarrollo de micromáquinas herramienta," Facultad de Ingeniería, UNAM, Tesis de Maestría, 2010.
- [39] R. Chicurel-Uziel, Caballero-Ruiz A., Ruiz-Huerta L., Pámares-García, A., "The Mexican Contribution to Mechanism and Machine Science and Technology" in *Technology developments: The Role of Mechanism and Machine Science and IFTOMM*. vol. 1, M. Cecarelli (Eds.), First ed, 2011, pp. 353-366.
- [40] *NanoCorporation*. Available: www.nanowave.co.jp (Accessed: Noviembre 2009).
- [41] *KERN Micro and Feinwerktechnik & Co.KG*. Available: www.kern-microtechnic.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [42] *Moore Nanotechnology Systems, LLC*. Available: www.nanotechsys.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [43] *FANUC*. Available: www.fanuc.co.jp (Accessed: Noviembre 2009).
- [44] *PRIMA CON*. Available: www.primacon.com (Accessed: Noviembre 2009).
- [45] *Roland-Bailly*. Available: www.roland-bailly.fr (Accessed: Noviembre 2009).
- [46] *Smaltec*. Available: www.smaltec.com/ (Accessed: Noviembre 2009).
- [47] Z. C. Du, Lv, C. F., and Hong, M. S., "Research on Error Modelling and Identification of 3 Axis NC Machine Tools Based on Cross Grid Encoder Measurement," *Journal of Physics: International Symposium on Instrumentation Science and Technology*, **48** (2006) pp. 91-100.
- [48] A. Caballero-Ruiz, Ruiz-Huerta, L., Baidyk, T., Kussul, E., "Geometrical error analysis of a CNC micro-machine tool," *Mechatronics*, **17**(4-5) (2007) pp. 231-243.
- [49] E. Kussul, Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Kasatkin, A., Kasatkiana, L., Baidyk, T., Velasco, G., "CNC machine tools for low cost micro devices manufacturing," *Journal of applied research and technology*, **2** (2004) pp. 76-91.
- [50] S. Mekid, Gordon, A., and Nicholson, P., "Challenges and Rationale in the Design of Miniaturised Machine Tool," in *Proceedings of the 34th International MATADOR Conference at UMIST*, 2004, pp. 465-471.
-

-
- [51] A. H. Slocum, "Precision machine design: macromachine design philosophy and its applicability to the design of micromachines," in *Proceedings of Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '92. An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robot.*, Travemunde, Germany, 1992, pp. 37-42.
- [52] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz, L., Caballero, A., Velasco, G., "Development of low-cost microequipment," in *Proceedings of International Symposium on Micromechatronics and Human Science*, 2002, pp. 125-134.
- [53] H. Arumugam, Voyles, R., Sanika B., "Stiffness analysis of a class of parallel mechanisms for micro-positioning applications," in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Sandal, Japan, 2004, pp. 1826- 1831.
- [54] F. Gao, Li, W., Zhao, X., Jin, Z., Zhao, H., "New kinematic structures for 2-, 3-, 4-, and 5-DOF parallel manipulator designs," *Mechanism and Machine Theory*, **37** (2002) pp. 1395-1411.
- [55] L. W. Tsai, *Robot Analysis, The mechanics of serial and parallel manipulators*. N. Y. USA, 1999.
- [56] Y. Wang, Zou, H., Zhao, Y., and Li, M., "Design and Kinematics of a Parallel Manipulator for Manufacturing," *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **46**(1) (1997) pp. 297-300.
- [57] D. Zhang, *Parallel Robotic Machine Tools*: Springer, 2009.
- [58] J. P. Merlet, *Parallel Robots*, 2nd ed., 2006.
- [59] E.-H. H. Youssef H., *Machining Technology. Machine tools and operations*, First ed., 2008.
- [60] Y. Li, and Bone, G., "Are parallel manipulators more energy efficient?," in *Proceedings of IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation Banff*, Alberta, Canada., 2001, pp. 41-46.
- [61] T. Huang, Mei, J.P., Zhao, X.Y., Zhou, L.H., Zhang, D.W., Zeng, Z. P., "Stiffness Estimation of a Tripod-based Parallel Kinematic Machine," in *Proceedings of the International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26., 2001, pp. 3280-3285.
- [62] A. Pashkevich, Chablat, D., Wenger, P., "Kinematic calibration of Orthoglide-type mechanisms from observation of parallel leg motions," *Mechatronics*, **19** (2009) pp. 478-488.
- [63] A. B. K. Rao, Rao, P.V.M., Saha, S.K., "Workspace and Dexterity Analyses of Hexaslide Machine Tools," in *Proceedings of the International Conference on Robotics & Automation Taipei*, Taiwan, 2003, pp. 4104-4109.
- [64] R. Clavel, "DELTA, a fast robot with parallel geometry," in *International Symposium on Industrial Robots*, April, 1988, pp. 91-100.
- [65] F. Pierrot, Dauchez, P., Fournier, A., "HEXA, a fast six-DOF-fully parallel robot," in *the 5th International Conference on Advanced Robotics '91 ICAR* 1991, pp. 1158-1163.
- [66] J. Kim, Park, F. C., Ryu, S. J., Kim, J., Hwang, J. C., Park, C., Iurascu, C. C., "Design and analysis of a redundantly actuated parallel mechanism for rapid machining," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **17**(4) (2001) pp. 423-434.
- [67] J. Kim, Park, F., Lee, J., "A New Parallel Mechanism Machine Tool Capable of Five-Face Machining," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 337-340.
-

-
- [68] F. Pierrot, Company, O., "Towards Non Hexapod Mechanisms For high Performance Parallel Machines," in *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, IEEE, Ed., ed. Nagoya, 2000, pp. 229-234.
- [69] G. Pritschow, "Parallel Kinematic Machines (PKM) – Limitations and New Solutions " *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **49**(1) (2000) pp. 275-280.
- [70] H. R. Heikkilä, Karjalainen, I. T., Uusitalo, J. J., Vuola, A. S., and Tuokko, R. O., "Possibilities of a microfactory in the assembly of small part and products-first result of the M4-project," in *Proceedings of the 2007 International Symposium on Assembly and Manufacturing*, Ann Arbor, Michigan, USA, 2007, pp. 166-171.
- [71] S. Perroud, Codourey, A., Mussard Y., "A Miniature Robot for the Microfactory," CSEM Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnique, Switzerland 2003.
- [72] D. S. Kang, Seo, T. W., Yoon, Y. H., Shin, B. S., Liu, X-J., and Kim, J., "A micro positioning parallel mechanism platform with 100 degree tilting capability," *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **55**(1) (2006) pp. 377-380.
- [73] *Physik Instrumente*. Available: www.physikinstrumente.com/ (Accessed: Noviembre 2009).
- [74] M. Denton. (2009, Hexapod CNC router strolls into action, . *Micro Manufacturing*, <http://www.micromanufacturing.com/showthread.php?p=734> accessed Octubre 2009.
- [75] B. Hun-Kang, Ting-Yung Wen, J., Dagalakis, N., Gorman, J., "Analysis and Design of Parallel Mechanisms With Flexure Joints," *IEEE Transactions on Robotics*, **21**(6) (2005) pp. 1179-1185.
- [76] N. Lobontiu, *Compliant Mechanisms. Design of Flexure Hinges*: CRC PRESS LLC, 2002.
- [77] J. C. Bacher J-P., Clavel R. , "Flexures for high precision robotics," *Industrial Robot: An International Journal*, **29**(4) (2002) pp. 349-353.
- [78] W. Wei, Simaan, N., "Design of Planar Parallel Robots With Preloaded Flexures for Guaranteed Backlash Prevention," *Journal of Mechanisms and Robotics*, **2**(1) (2010) pp. 011012 (01-10).
- [79] Y. Li, Xu, Q., "Design and Analysis of a Totally Decoupled Flexure-Based XY Parallel Micromanipulator," *IEEE Transactions on Robotics*, **25**(3) (2009) pp. 645-657.
- [80] I. Beltrami, Joseph, C., Clavel, R., Bacher, J. P., Bottinelli, S., "Micro- and nanoelectric-discharge machining," *Journal of Materials Processing Technology*, Elsevier **149** (2004) pp. 263–265.
- [81] Y. Li, and Xu, Q., "A Novel Design and Analysis of a 2-DOF Compliant Parallel Micromanipulator for Nanomanipulation," *Transactions on Automation Science and Engineering*, **3**(3) (2006) pp. 248-254.
- [82] W. Hua, and Xianmin, Z., "Input coupling analysis and optimal design of a 3-DOF compliant micro-positioning stage " *Mechanism and Machine Theory*, **43**(4) (2008) pp. 400-410.
- [83] K. Yong Y, and Lu, T, F., "Kinetostatic modeling of 3-RRR compliant micro-motion stages with flexure hinges," *Mechanism and Machine Theory*, **44**(6) (2009) pp. 1156-1175.
- [84] K. Furutani, Suzuki, M., Kudoh, R., "Nanometre-cutting machine using a Stewart-platform parallel mechanism," *Measurement Science and Technology*, **15**(2) (2004) pp. 467-474.
-

-
- [85] Y. Tian, Shirinzadeh, B., and Zhang, D., "A flexure-based mechanism and control methodology for ultra-precision turning operation," *Precision Engineering*, **33**(2) (2009) pp. 160-166.
- [86] M. P. Groover, *Fundamentals of Modern Manufacturing, Materials, Processes, and Systems.*, Third Edition ed.: John Wiley & Sons, Inc., 2007.
- [87] P. Muñoz, Crespo, C. Z., Bustamante, M., "Influencia de los parametros de corte en la fuerza de corte durante el torneado de laton y bronce," presented at the 8° Congreso Iberoamericano de Ingenieria Mecánica, Cusco, Perú, 2007.
- [88] E. Oberg, Jones F. D., Horton, H. L., and Ryffel H. H., *Machinery's Handbook*, 27th Edition ed. New York: Industrial Press INC., 2004.
- [89] Available:
www.hytonline.com.ar/novedades/infotecnica/2006/2006.06.01/2006.06.01.htm
(Accessed: Noviembre 2009).
- [90] J. T. Black, Kohser, R. A., *DeGarmo's Materials and Processes in Manufacturing*, Tenth ed.: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [91] T. Ozel, Liu, X., Dhanorker, A., "Modelling and simulation of micro-milling process," in *Proceedings of the 4th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Molds.*, Altinyunus Hotel, Cesme Turkey, 2007.
- [92] F. Klocke, Gerschwiler, K., Abouridouane, M., "Size effects of micro drilling in steel," *Production Engineering Res. Devel.*, **3**(1) (2009) pp. 69-72.
- [93] A. Aramcharoen, Mativenga, P. T., "Size effect and tool geometry in micromilling of tool steel," *Precision Engineering*, **33** (2009) pp. 402-407.
- [94] R. G. Jasinevicius, Campos G. P., Montanari, L., Tsukamoto, R., Garcia, J. P., Camargo, R., Duduch, J. G., Porto, A. J. V., "Influence of the Mechanical and Metallurgical State of an Al-Mg Alloy on the Surface Integrity in Ultraprecision Machining," *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, **25**(3) (2003) pp. 222-228.
- [95] K. Popov, Dimov, S., Pham, D.T., Minev, R., Rosochowski, A., Olejnik, L., Richert, M., "The effects of material microstructure in micro-milling," presented at the International Conference on Multi-Material Micro Manufacture (4M), Grenoble, France., 2006.
- [96] D. T. Pham, Elkaseer, A.M., Popov, K.P., Dimova, S.S., Olejnik, L., Rosochowskid, A., "An experimental and statistical study of the factors affecting surface roughness in the micromilling process," presented at the Innovative Production Machines and Systems, 2009.
- [97] S. Dimov, Pham, D.T., Ivanov, A., Popov, K., "Micro milling of thin features," in *Proceedings of the First International conference on Multi-Material Micro Manufacture (4M)*, 2005, pp. 363-366.
- [98] T. Dow, Miller, E. L., Garrard, K., "Tool force and deflection compensation for small milling tools," *Precision Engineering*, **28**(1) (2004) pp. 31-45.
- [99] I. S. Kang, Kim, J.S., Kim, J.H., Kang, M.C., Seo, Y.W., "A mechanistic model of cutting force in the micro end milling process," *Journal of Materials Processing Technology*, **187-188** (2007) pp. 250-255.
- [100] C. Li, Lai, X., Li, H., Ni, J., "Modeling of three-dimensional cutting forces in micro-end-milling," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **17** (2007) pp. 671-678.
-

-
- [101] J. Chae, Park, S., Freiheit, T., "Investigation of micro-cutting operations," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **46** (2006) pp. 313-332.
- [102] E. Isakov, *Engineering Formulas for Metalcutting*. New York, NY: Industrial Press, 2004.
- [103] M. Wautelet, "Scaling laws in the macro-, micro- and nanoworlds," *European Journal of Physics*, **22** (2001) pp. 601-611.
- [104] H. Ishihara, Arai, F., and Fukuda, T., "Micro Mechatronics and Micro Actuators," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **1**(1) (1996) pp. 68-79.
- [105] M. Kayhan, Budak, E., "An experimental investigation of chatter effects on tool life," in *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2009, pp. 1455-1463.
- [106] B. Balachandran, Magrab, E., *Vibrations*, 2nd ed.: Cengage Learning, Inc., 2009.
- [107] W. H. Lai, "Modeling of Cutting Forces in End Milling Operations," *Tamkang Journal of Science and Engineering*, **3**(1) (2000) pp. 15-22.
- [108] J. Tlustý, *Machine Dynamics. Handbook of High Speed Machining Technology*. Chapman and Hall, New York, 1985.
- [109] J. Tlustý, "Dynamics of high-speed milling," *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, **108** (1986) pp. 59-67.
- [110] M. Van-Ballegooijen, "Overview of stability analysis in machining processes," Eindhoven University of Technology, Department Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group, December 2008.
- [111] G. Herrera Granados, "Aplicaciones de sistemas CAD y CAM para el desarrollo de una micromáquina herramienta," Tesis de licenciatura, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2007.
- [112] J. Tlustý, Ziegert, J. C., Ridgeway, S., "A Comparison of Stiffness Characteristics of Serial and Parallel Machine Tools," *Journal of Manufacturing Processes*, **2**(1) (2000) pp. 67-76.
- [113] E. Kussul, Baidyk, T., Ruiz-Huerta, L., Caballero-Ruiz, A., Velasco, G., "Scaling down of microequipment parameters," *Precision Engineering*, **30** (2006) pp. 211-222.
- [114] E. I. Rivin, "Machine tool vibration" in *Harris' Shock and Vibration Handbook*, A. Piersol, Paez T. (Eds.), 6th ed, 2010.
- [115] V. Arakelian, Briot, S., "A New Decoupled Parallel Manipulator with Four Degrees of Freedom," in *Proceedings of the 20th Canadian Congress of Applied Mechanics*, Montreal, 2005, pp. 415-416.
- [116] Y. Jin, Chen, I. M., Yang, G., "Kinematic Design of a 6-DOF Parallel Manipulator With Decoupled Translation and Rotation," *IEEE Transactions on Robotics*, **22**(3) (2006) pp. 545-551.
- [117] C. Gosselin, Masouleh, M., Duchaine, V., Richard, P-L., Foucault, S., Kong, X., "Parallel Mechanisms of the Multipterion Family: Kinematic Architectures and Benchmarking," presented at the International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007.
- [118] F. Rehsteiner, Neugebauer, R., Spiewak, S., Wieland, F., "Putting Parallel Kinematics Machines (PKM) to Productive Work " *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 345-350.
-

-
- [119] J. Tlustý, Ziegert, J., Ridgeway, S., "Fundamental Comparison of the Use of Serial and Parallel Kinematics for Machine Tools," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **48**(1) (1999) pp. 351-356.
- [120] J. P. Merlet, Daney, D., "Appropriate Design of Parallel Manipulators" in *Smart Devices and machines for advanced manufacturing*, L. Wang, and Xi, J. (Eds.), ed, 2008, pp. 1-25.
- [121] G. Pritschow, Wurst, K. H., "Systematic Design of Hexapods and Other Parallel Link Systems," *Manufacturing Technology Annals of the CIRP*, **46**(1) (1997) pp. 291-295.
- [122] J. P. Merlet, "Workspace-oriented methodology for designing a parallel manipulator," in *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, Minneapolis, MN, USA, 1996.
- [123] L. W. Tsai, *Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function*: CRC Press, 2001.
- [124] L. M. Tosatti, Bianchi, G., Fassi, I., Boërb, C.R., Jovane, F., "An Integrated Methodology for the Design of Parallel Kinematic Machines (PKM)," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **47**(1) (1998) pp. 341-345.
- [125] G. Bianchi, Fassi, I., Tosatti, L. M., "A Virtual Prototyping Environment for Parallel Kinematic Machine analysis and design," in *Proceedings of the 15th European ADAMS Users' Conference*, Roma, 15-17 November, 2000.
- [126] M. Terrier, Dugas, A., Hascoët, J-I., "Qualification of parallel kinematics machines in high-speed milling on free form surfaces," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **44** (2004) pp. 865-877.
- [127] D. Zhang, Xi, F., Mechefske, C. M., Lang, S., "Analysis of parallel kinematic machine with kinetostatic modelling method " *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, **20**(2) (2004) pp. 151-165.
- [128] T. Tanev, Stoyanov, B., "On the Performance Indexes for Robot Manipulators," *Problems of Engineering Cybernetics and Robotics*, Bulgarian Academy of Sciences, **49** (2000) pp. 64-71.
- [129] J. Angeles, *Fundamental of robotic mechanical systems*, 2007.
- [130] I. B. Vinogradov, Kobrinski, A.E., Stepanenko, Y.E., Tives, L.T., "Details of kinematics of manipulators with the method of volumes," (in Russian) *Mekhanika Mashin*, **27-28** (1971) pp. 5-16.
- [131] A. V. Kumar, Waldron, K. J., "The workspace of a mechanical manipulator," *ASME J. Mechanical Design*, **103** (1981) pp. 665-672.
- [132] R. Vijaykumar, Tsai, M.J., Waldron, K.J., "Geometric optimization of serial chain manipulator structures for working volume and dexterity," *The Int. J. Robotics Res.*, **5**(2) (1986) pp. 91-103.
- [133] V. Kumar, "Characterization of Workspaces of Parallel Manipulators," *J. Mech. Des.*, **114**(3) (1992) pp. 368-376.
- [134] K. Miller, "Optimal design and modeling of spatial parallel manipulators," *The International Journal of Robotics Research*, **23**(2) (2004) pp. 127-140.
- [135] Y. Zhang, Yao, Y., "Kinematic Optimal Design of 6-UPS Parallel Manipulator," in *International Conference on Mechatronics and Automation*, June 25 - 28, Luoyang, China., 2006, pp. 2341-2345.
- [136] J. K. Salisbury, Craig, J. J., "Articulated hands: Force and kinematic issues," *The Int. J. Robotics Res.*, **1**(1) (1982) pp. 4-17.
-

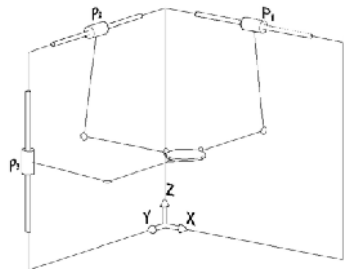
-
- [137] J. Angeles, Rojas, A. A., "Manipulator inverse kinematics via condition number minimization and continuation," *The International Journal of Robotics and Automation*, **2**(61-69) (1987)
- [138] R. P. Paul, Stevenson, C. N., "Kinematics of robot wrists," *The Int. J. Robotics Res.*, **2**(1) (1983) pp. 31-38.
- [139] D. C. Yang, Lai, Z.C., "On the conditioning of robotic manipulators-service angle.," *ASME J. Mechanisms, Transm., and Auto, in Design*, 107) (1985) pp. 22-270.
- [140] C. Gosselin, Angeles, J., "A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators," *Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design*, **113** (1991) pp. 220-226.
- [141] X.-J. Liu, Wanga, J., Pritschow, G., "Performance atlases and optimum design of planar 5R symmetrical parallel mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **41** (2006) pp. 119-114.
- [142] T. Yoshikawa, "Manipulability of robotic mechanism," *The International Journal of Robotic Research*, **4**(2) (1985) pp. 3-9.
- [143] R. Stoughton, Kokkinis, T., "Some properties of a new kinematic structure for robot manipulators," in *Proceedings of the 13th ASME Design Automation Conference*, Boston, Ma. pp. 73-79, 1987.
- [144] S. Krut, Company, O. Pierrot, F., "Velocity performance indices for parallel mechanisms with actuation redundancy," *Robotica*, **22** (2004) pp. 129-139.
- [145] J.-O. Kim, Khosla, P., "Dexterity Measures for Design and Control of Manipulators," in *International Workshop on Intelligent Robots and Systems IROS '91 Nov 3-5*, Osaka, Japan, pp. 758-763., 1991, pp. 758-763.
- [146] T. Yoshikawa, "Dynamic manipulability of robotic mechanisms," *Journal of Robotic Systems*, **2**(1) (1985) pp. 113-123.
- [147] S. Lee, Kim, S., "A Self-Reconfigurable Dual-Arm System," presented at the *Proceedings of the 1991 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Sacramento, California - April, 1991.
- [148] C. Klein, Blaho, B., "Dexterity Measures for the Design and Control of Kinematically Redundant Manipulators," *The International Journal of Robotics Research*, **4**(2) (1987) pp. 72-83.
- [149] M. Krefft, Hesselbach, J., "Elastodynamic optimization of parallel kinematics," in *International Conference on Automation Science and Engineering*, Edmonton, Canada, August 1 & 2, 2005, pp. 357-362.
- [150] C. Gosselin, Angeles, J., "The optimum kinematic design of a planar three-degree-of-freedom parallel manipulator," *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, **110**(1) (1988) pp. 35-41.
- [151] C. M. Gosselin, "Dexterity Indices for Planar and Spatial Robotic Manipulators," in *Proceedings International Conference on Robotics and Automation*, Cincinnati, OH, USA, 1990, pp. 650-655.
- [152] C. M. Gosselin, "The optimum design of robotic manipulators using dexterity indices," *Robotics and Autonomous Systems*, 9) (1992) pp. 213-226.
- [153] R. Kurtz, Hayward, V., "Multiple-goal kinematic optimization of a parallel spherical mechanism with actuator redundancy," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **8**(5) (1992) pp. 644-651.
-

-
- [154] F. A. Lara-Molina, Rosário, J. M, Dumur, D., "Multi-Objective Design of Parallel Manipulator Using Global Indices," *The Open Mechanical Engineering Journal*, **4** (2010) pp. 37-47.
- [155] K. Waldron, *Design of arms*, R. Dorf, S. Nof (Eds.), *The International Encyclopedia of Robotics*: John Wiley and Sons, 1988.
- [156] S. Kucuk, Bingul, Z., "Comparative study of performance indices for fundamental robot manipulators," *Robotics and Autonomous Systems*, **54** (2006) pp. 567-573.
- [157] T. Kokkinis, Paden, B., "Kinetostatic Performance Limits of Cooperating Robot Manipulators Using Force-Velocity Polytopes," in *Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting*, San Francisco, CA, USA, pp. 151-155, 1989, pp. 151-155.
- [158] R. Finotello, Grasso, T., Rossi, G., Terribile, A., "Computation of Kinetostatic Performances of Robot Manipulators with Polytopes," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium May 1998, 1998, pp. 3241-3246.
- [159] C. Gosselin, Angeles, J., "Singularity analysis of closed loop kinematic chains," *Transactions on Robotics and Automation*, **6**(3) (1990) pp. 281-290.
- [160] H. Ozaki, Wang, H., Liu, X., Gao, F., "The atlas of the payload capability for design of 2-DoF planar parallel manipulators," in *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, 1996, pp. 1483-1488.
- [161] J. Yoon, Ryu, J., "Design, Fabrication, and Evaluation of a New Haptic Device Using a Parallel Mechanism," *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, **6**(3) (2001) pp. 221-233.
- [162] F. Gao, Guy, F., Gruver, W., "Criteria Based Analysis and Design of Three Degree of Freedom Planar Robotic Manipulators," in *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Albuquerque, New Mexico, 1997, pp. 468-473.
- [163] K. Zanganeh, Angeles, J., "Kinematic Isotropy and Design of Parallel Manipulators," *International Journal of Robotics Research*, **16**(2) (1997) pp. 185-197.
- [164] L. Stocco, Salcudean, S. E., Sassani, F., "Fast Constrained Global Minimax Optimization of Robot Parameters," *Robotica*, **16**(6) (1998) pp. 595-605.
- [165] L. Chen-Chou, Wen-Tung, Chang., "The force transmissivity index of planar linkage mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **37** (2002) pp. 1465-1485.
- [166] W.-T. Chang, Lin, C-C, Lee, J-J, "Force Transmissibility Performance of Parallel Manipulators," *Journal of Robotic Systems*, **20** (2003) pp. 659-670.
- [167] K.-S. Hong, "Kinematic optimal design of a new parallel-type rolling mill: paramill," *Advanced Robotics*, **17**(9) (2003) pp. 837-862.
- [168] J.-H. Lee, Hong, K-S., "Kinematic optimal design of a Paramill: A multi-SP device.," *Journal of Robotic Systems*, **21**(6) (2004) pp. 345-359.
- [169] G. Gogu, "Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations," *European Journal of Mechanics A/Solids*, **23** (2004) pp. 1021-1039.
- [170] H. Li, Yang, Z., Mei, J. Huang, T., "A new dynamic index of parallel robots with flexible links," in *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Chengdu, China, 21-24 April, 2008, pp. 1-5.
-

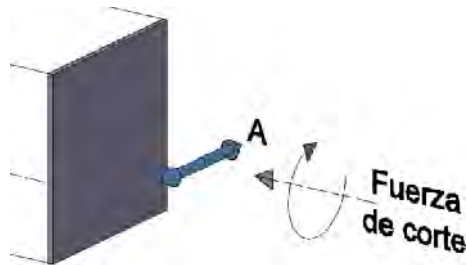
-
- [171] J. Wang, Wu, C., Liu, X-J, "Performance evaluation of parallel manipulators: Motion/force transmissibility and its index," *Mechanism and Machine Theory*, **45**(10) (2010) pp. 1462-1476.
- [172] C. Chen, Angeles, J., "Generalized transmission index and transmission quality for spatial linkages," *Mechanism and Machine Theory*, **42** (2007) pp. 1225-1237.
- [173] G. Legnani, Tosi, D., Fassi, I., Giberti, H., Cinquemani, S., "The "point of isotropy" and other properties of serial and parallel manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **45**(10) (2010) pp. 1407-1423.
- [174] D. Zhang, "Global Stiffness Optimization of Parallel Robots Using Kinetostatic Performance Indices" in *Robot Manipulators, Trends and Development*, A. Jiménez, Al Hadithi B. (Eds.), ed, 2010.
- [175] S. Lee, Kim, S., In, W., Kim, M., Jeong, J., Kim, J., "Experimental verification of antagonistic stiffness planning for a planar parallel mechanism with 2-DOF force redundancy," *Robotica*, **29**(4) (2010) pp. 547-554.
- [176] F. C. Park, Kim, J. W., "Manipulability of closed kinematic chains," *Journal of Mechanical Design*, **120**(4) (1998) pp. 542-548.
- [177] J. T.-Y. Wen, Wilfinger, L. S., "Kinematic Manipulability of General Constrained Rigid Multibody Systems," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, **15**(3) (1999) pp. 558-567.
- [178] J. Kim, Park, C., Kim, J., Park, F. C., "Performance analysis of parallel mechanism architectures for CNC machining applications," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **122** (2000) pp. 753-759.
- [179] D. Chablat, Wenger, Ph., Majou F., Merlet, J. P., "An Interval Analysis Based Study for the Design and the Comparison of Three-Degrees-of-Freedom Parallel Kinematic Machines " *The International Journal Robotics Research.*, **23**(6) (2004) pp. 615-624.
- [180] D. Chablat, Wenger, Ph., Merlet, J. P., "A Comparative Study between Two Three-DOF Parallel Kinematic Machines using Kinetostatic Criteria and Interval Analysis," in *Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Tianjin, China, 2003, pp. 1-5.
- [181] P. Wenger, Gosselin, C., Chablat, D., "A comparative study of parallel kinematic architectures for machining applications," in *Proc. Workshop Computational Kinematics*, Seoul, Korea, 2001, pp. 249-258.
- [182] S. Briot, Bonev, I. A., "Are parallel robots more accurate than serial robots?," *Transactions of Canadian Society for Mechanical Engineering*, **31**(4) (2007) pp. 445-455.
- [183] A. Pashkevich, Chablat, D., Wenger, P., "Design optimization of parallel manipulators for high-speed precision machining applications," in *13th IFAC Symposium on Information Control Problems in Manufacturing*, Moscou, Russie, 2009.
- [184] Q. Xu, and Li, Y., "Accuracy-Based Architecture Optimization of a 3-DOF Parallel Kinematic Machine," in *International Conference on Automation Science and Engineering*, Shanghai, China, 2006, pp. 63-68.
- [185] D. Chablat, and Wenger, Ph., "Architecture Optimization of a 3-DOF Translational Parallel Mechanism for Machining Applications, the Orthoglide," *IEEE Transactions on robotics and Automation*, **19**(3) (2003) pp. 403-410.
-

-
- [186] F. Majou, Wenger, P., Chablat, D., "A novel method for the design of 2 DOF parallel mechanisms for machining applications," presented at the 8th International Symposium on Advances in Robot Kinematics, 2002.
- [187] O. Company, "Machines-outils rapides à structure parallèle. Méthodologie de conception, applications et nouveaux concepts.," DOCTEUR, UNIVERSITE MONTPELLIER II, 2000.
- [188] P. A. Voglewede, and Ebert-Uphoff, I., "Measuring "Closeness" to Singularities for Parallel Manipulators," in *international Conference on Robotics & Automation*, New Orleans, LA, 2004, pp. 4539 - 4544.
- [189] S. Krut, Company, O., Pierrot F., "Force performance indexes for parallel mechanisms with actuation redundancy manipulators," in *International Conference on Intelligent Robots and Systems* vol. 4, IEEE/RSJ, Ed., ed. Sendai, Japan, 2004, pp. 3936-3941.
- [190] G. Pond, Carretero, J. A., "Quantitative dexterous workspace comparison of parallel manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **42**(10) (2007) pp. 1388-1400.
- [191] L. W. Tsai, "Systematic Enumeration of Parallel Manipulator," 1998.
- [192] E. Staffetti, Bruyninckx, H., De Schutter, J., "On the Invariance of Manipulability Indices" in *Advances in Robot Kinematics*, Kluwer Academic Publishers, J. Lenarcic, Thomas, F. (Eds.), ed, 2002, pp. 57-66.
- [193] W. Press, Teukolsky, S., Vetterling, W., Flannery, B., *Numerical Recipes in C, The Art of Scientific Computing*, 2002.
- [194] J. M. Hervé. (2003, October 5, 2009). The Planar-Spherical Kinematic Bond: Implementation in Parallel Mechanisms. *ParalleMIC. The Parallel Mechanisms Information Center*.
- [195] J. Angeles, "The Qualitative Synthesis of Parallel Manipulators," *Journal of Mechanical Design* **126**(4) (2004) pp. 617-624.
- [196] K. Miller, "Synthesis of a Manipulator of the New UWA Robot," in *Proc. of Australian Conf. on Robotics and Automation*, Brisbane, Australian, 1999, pp. 228–233.
- [197] L. Yangmin, Qingsong, X., "A New Approach to the Architecture Optimization of a General 3-PUU Translational Parallel Manipulator," *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, **46** (2006) pp. 59-72.
- [198] C. M. Gosselin, Kong, X., "Cartesian Parallel Manipulators, US Patent No. 6,729,202 B2," May 4, 2004.
- [199] X. Kong, Gosselin, C.M. , "Type synthesis of linear translational parallel manipulators," J. Lenarcic, F. Thomas (Eds.), *Advances in Robot Kinematics: Theory and Applications*, Kluwer Academic Publishers) (2002) pp. 453-462.
- [200] Z. Wu, Rizk, R., Fauroux, J. C., Gogu, G., "Numerical Simulation of Parallel Robots with Decoupled Motions and Complex Structure in a Modular Design Approach " in *Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II*. vol. Part 3, ed: Springer, 2007, pp. 129-144.
- [201] L. W. Tsai, "Multi-degree-of-freedom mechanisms for machine tools and the like, US Patent No. 5,656,905," 1997.
- [202] F. Sparacino, Hervé, J., "Synthesis of parallel manipulators using lie-groups Y-star and H-robot," in *International Workshop on Advanced Robotics*, Tsukuba, Japan, November 8-9, 1993, pp. 75-80.
-

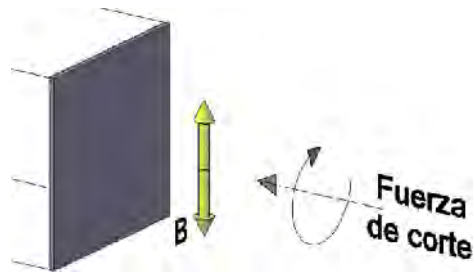
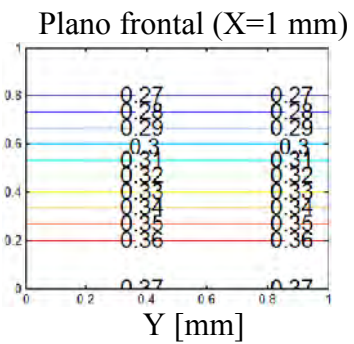
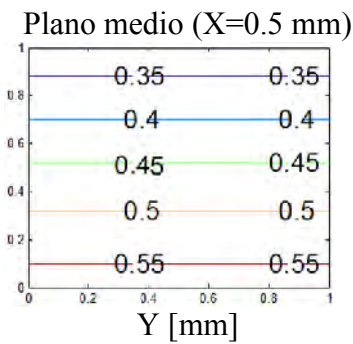
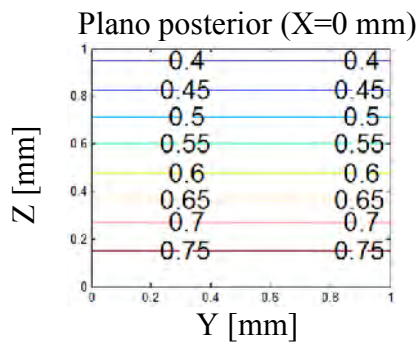
-
- [203] H. S. Kim, Tsai, L-W., "Design optimization of a cartesian parallel manipulator," *Journal of Mechanical Design*, **125**(1) (2003) pp. 43-51.
- [204] C. W. De Silva, "Modal Analysis" in *Vibration: Fundamentals and Practice*, B. R. C. P. LLC (Eds.), ed, 2000.
- [205] I. ANSYS, "Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench " 2007.
- [206] F. C. Park, Kim, F. C., "Manipulability and Singularity Analysis of Multiple Robot Systems: A Geometric Approach," in *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium, 1998, pp. 1032-1037.
- [207] L. Yu-Wen, Jin-Song W., Li-Ping W., "Stiffness analysis of a Stewart platform-based parallel kinematic machine," in *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Washington, DC - May 2002, 2002, pp. 3672-3677.
- [208] D. Deblaise, Hernot, X., Maurine, P., "A Systematic Analytical Method for PKM Stiffness Matrix Calculation," in *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Orlando, Florida - May 2006, 2006, pp. 4213-4219.
- [209] "Rolling bearings, NSK Motion & Control," ed: Catalog No. E1102a.
- [210] E. Edgardo-Tejeda, "Análisis de Motores a Pasos de Fuerza de Lorentz," Tesis de Licenciatura, Grupo de Micromecánica y Mecatrónica, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, DF., 2010.
- [211] S. Tang, C., Wang, C. C., "Computation of the effects of link deflections and joint compliance on robot positioning," in *Conference on Robotic and Automation*, 1987, pp. 910-915.
- [212] T. Kwun-Lon, Zhua, J., Watkins, D., "The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators," *Mechanism and Machine Theory*, **35**(3) (2000) pp. 391-401.
- [213] J. Zhu, Kwun-Lon, T., "Uncertainty analysis of planar and spatial robots with joint clearances," *Mechanism and Machine Theory*, **35**(9) (2000) pp. 1239-1256.
- [214] V. Parenti-Castelli, Venanzi, S., "Clearance influence analysis on mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, **40** (2005) pp. 1316-1329.
- [215] P. Flores, "Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems," *Mechanism and Machine Theory*, **44** (2009) pp. 1211-1222.
- [216] D. Dornfeld, Dae-Eun L., *Precision Manufacturing*: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [217] R. G. Budynas, Nisbett, J. K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Eighth Edition ed., 2008.



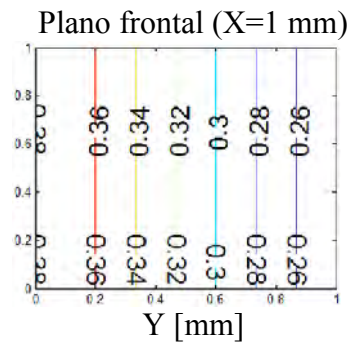
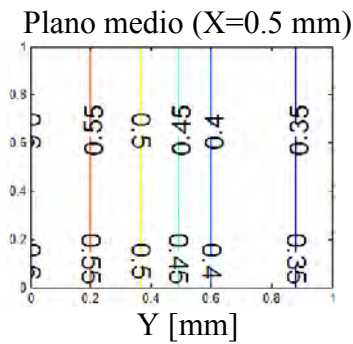
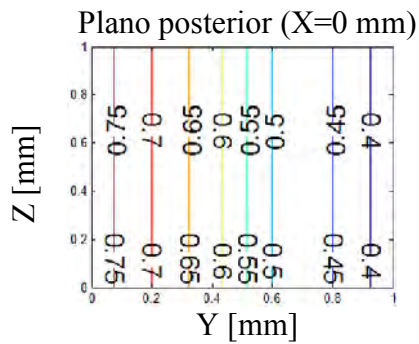
Modo de ensamble II

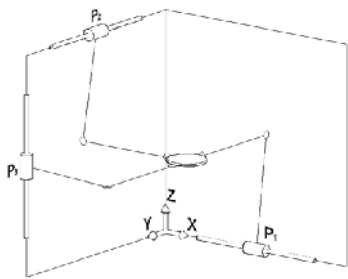
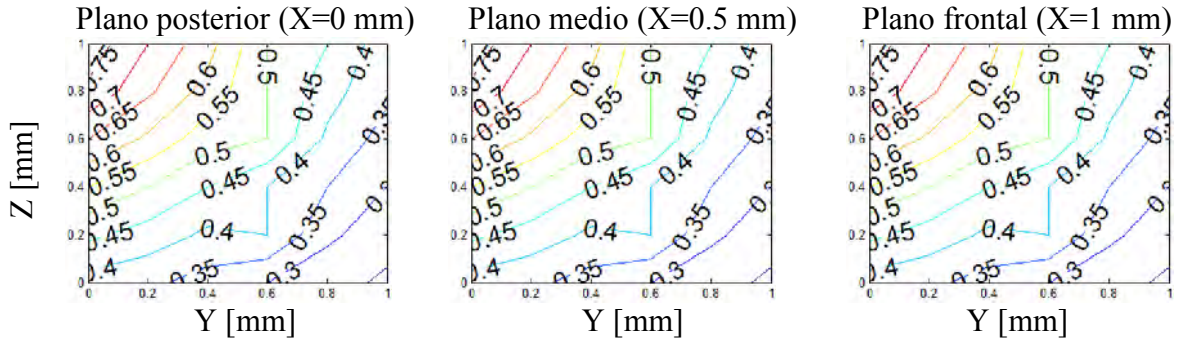
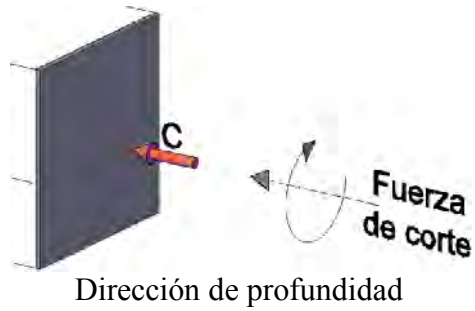


Dirección horizontal

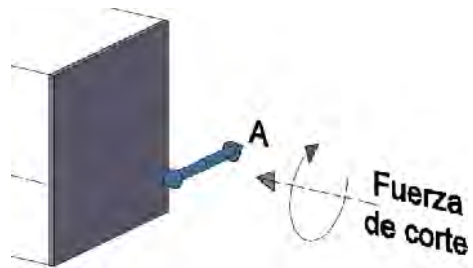


Dirección vertical

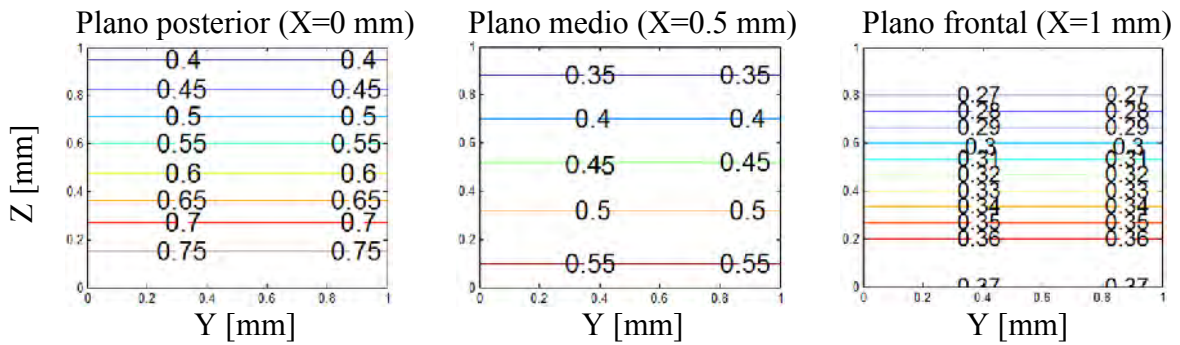


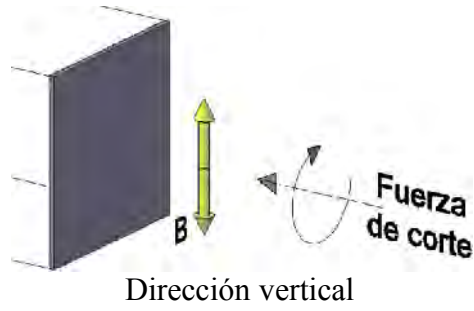


Modo de ensamble III

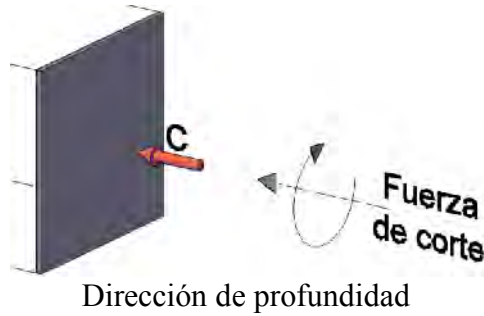
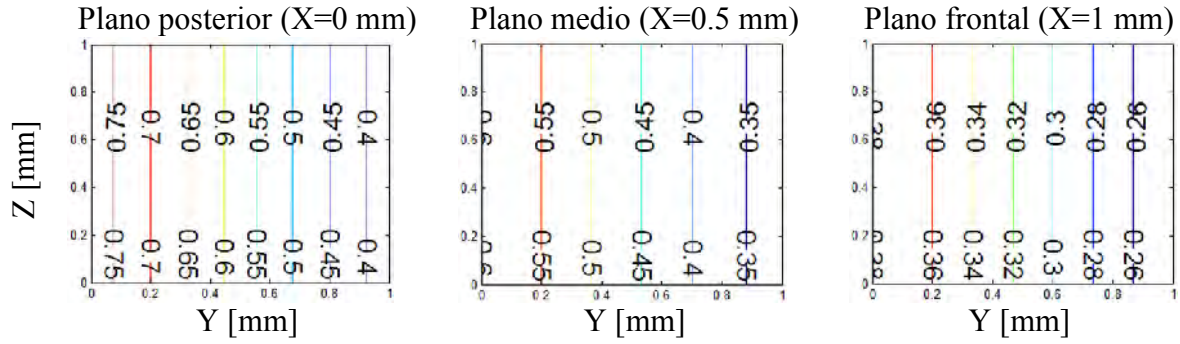


Dirección horizontal

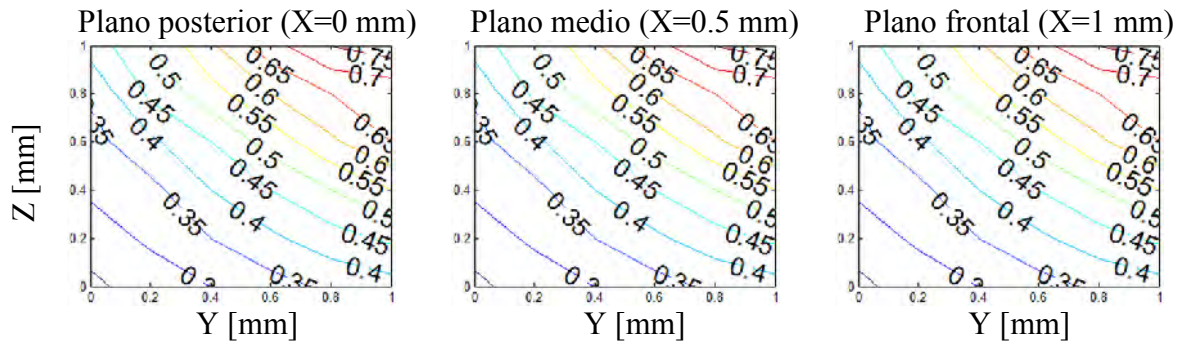


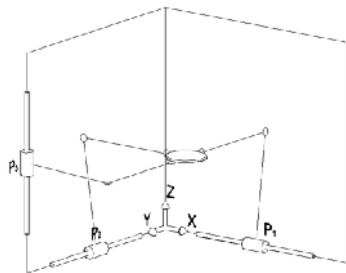


Dirección vertical

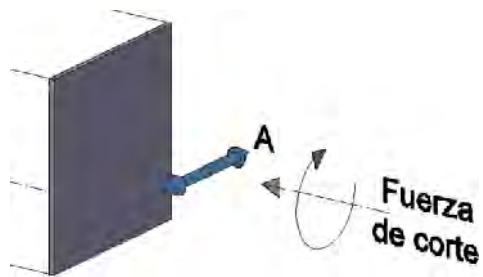


Dirección de profundidad

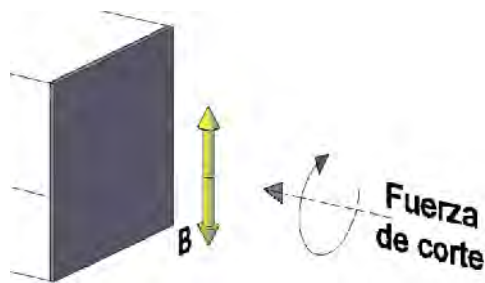
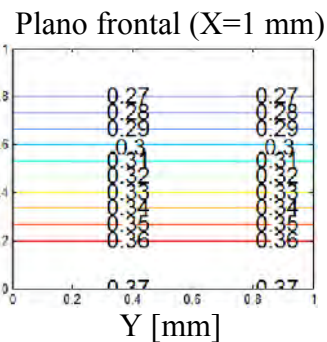
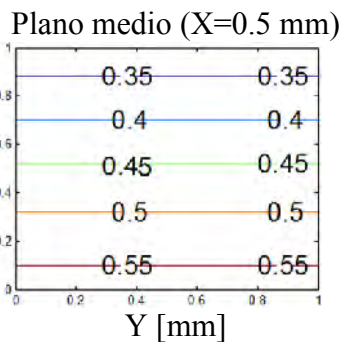
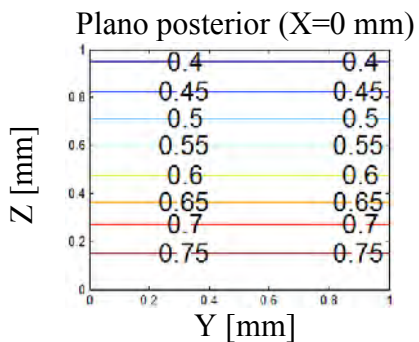




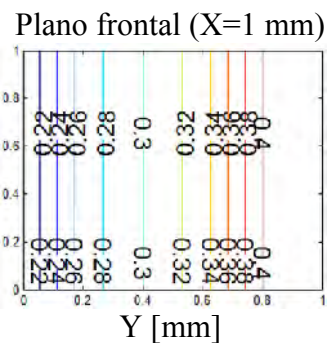
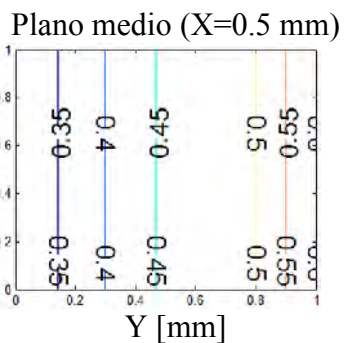
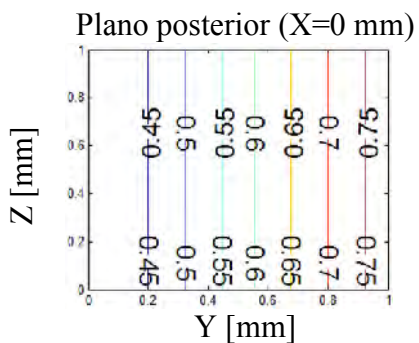
Modo de ensamble IV

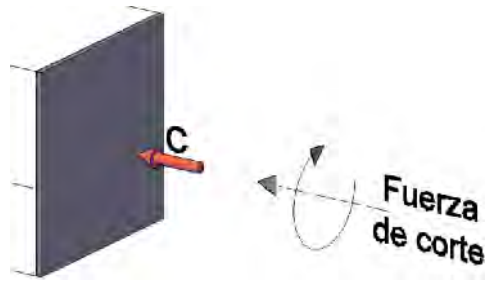


Dirección horizontal

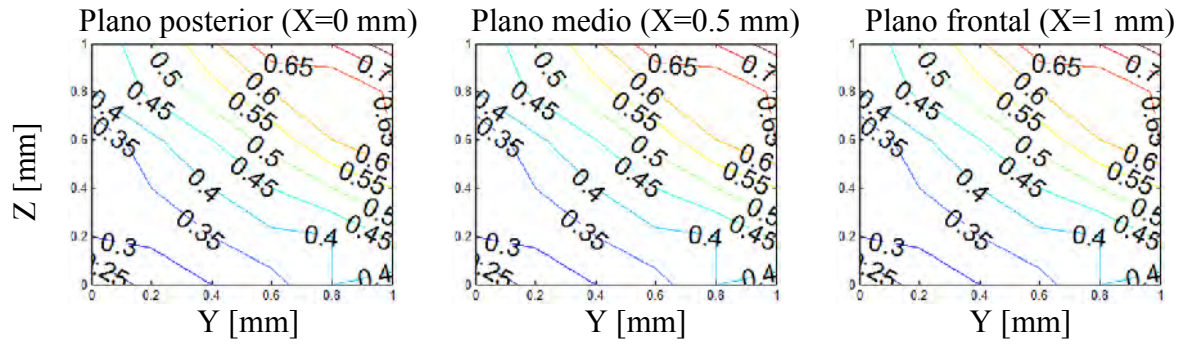


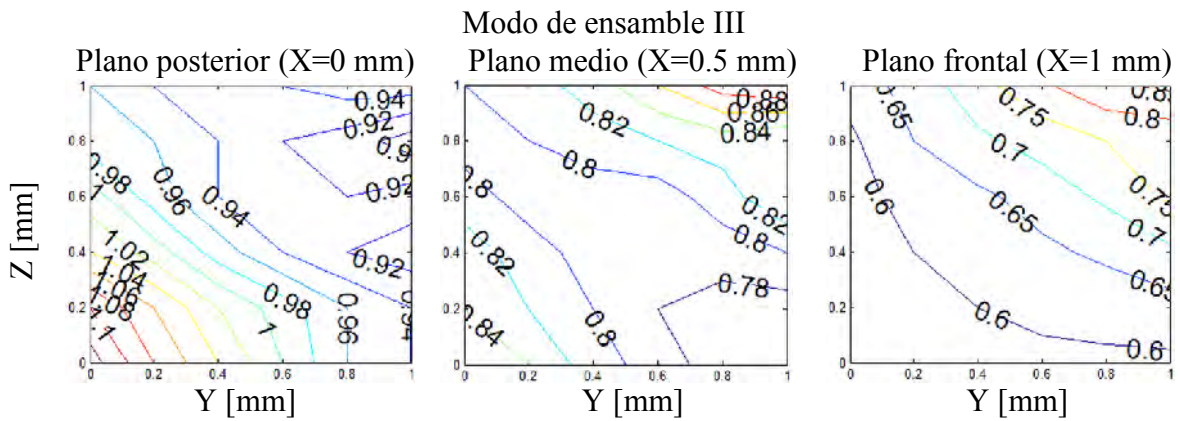
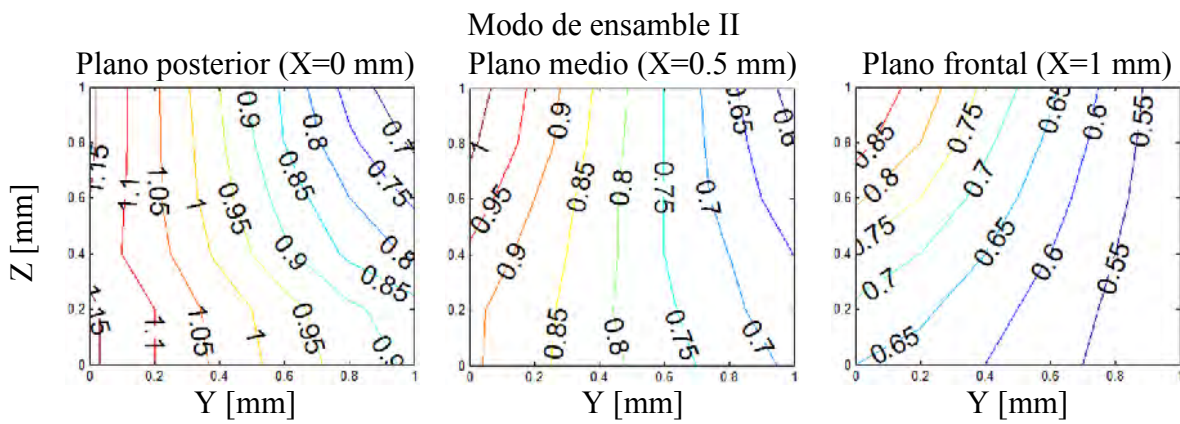
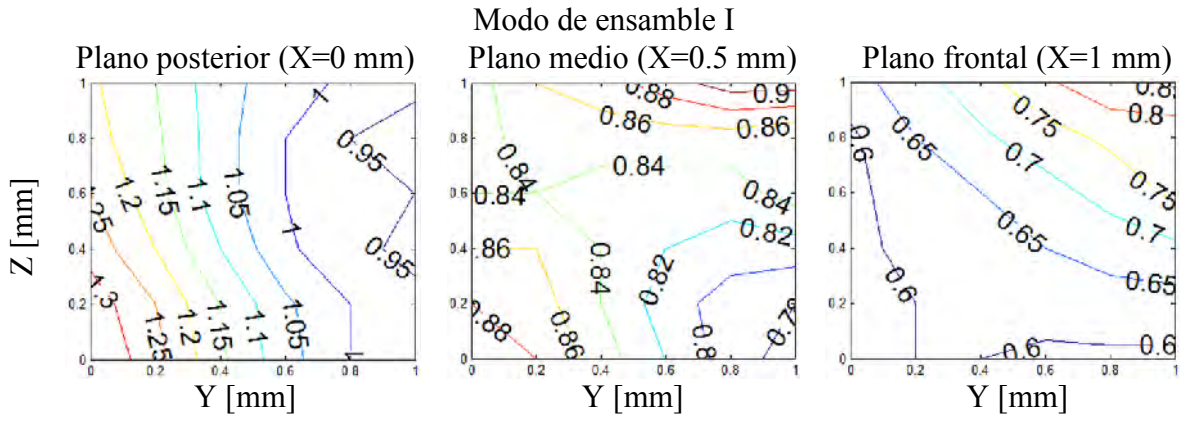
Dirección vertical





Dirección de profundidad





Modo de ensemble IV

