

TESIS DOCTORAL

METODOLOGÍA INTEGRAL PARA EL DISEÑO Y PROPUESTA DE OPERACIÓN MEJORADA DE FRESADORAS PORTABLES CON CRITERIOS DE OPTIMIZACIÓN GLOBAL DE CAPACIDADES

Presentada por:

D. Josu Eguia Ibarzabal

en el

Departamento de Ingeniería Mecánica

de la

Universidad del País Vasco – Euskal Herriko Unibertsitatea

para la obtención del grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Directores:

Prof. Dr. D. Aitzol Lamikiz Mentxaka

Dr. D. Luis Gerardo Uriarte Ibarrola

Bilbao, Octubre de 2016

TESIS DOCTORAL

METODOLOGÍA INTEGRAL PARA EL DISEÑO Y PROPUESTA DE OPERACIÓN MEJORADA DE FRESADORAS PORTABLES CON CRITERIOS DE OPTIMIZACIÓN GLOBAL DE CAPACIDADES

Presentada por:

D. Josu Eguia Ibarzabal

en el

Departamento de Ingeniería Mecánica

de la

Universidad del País Vasco – Euskal Herriko Unibertsitatea

para la obtención del grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Directores:

Prof. Dr. D. Aitzol Lamikiz Mentxaka

Dr. D. Luis Gerardo Uriarte Ibarrola

Bilbao, Octubre de 2016

Ama, aita, zeuengatik, zeuentzat.

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría empezar por agradecer su contribución y apoyo a las personas que han hecho posible este trabajo que ahora concluye. En primer lugar a mi Director de Tesis, Aitzol Lamikiz, por su sabia guía, sus consejos y por la autonomía y la confianza que me ha brindado a lo largo de este trabajo. Sin su enfoque y mano maestra nada de esto habría sucedido. A Luis Gerardo Uriarte, codirector de esta tesis, por ser un gran jefe, un atinado director, un ejemplar mentor y, sobre todo, un gran amigo. Me ha dado más de lo que merezco y espero haber estado a la altura.

A IK4-TEKNIKER por haberme permitido plasmar en esta tesis parte del trabajo que he desarrollado en los últimos años, y por haber puesto a mi disposición los recursos, los equipos y todo el apoyo que he necesitado. Especialmente, quiero subrayar la aportación de Fabian Giron, Florian Brelot, Iñigo Izaguirre y Eneko Olabarrieta, pues ellos fueron mis manos y mis apoyos en las tareas más ingratas. Quiero dar las gracias a Fernando Egaña por ser un jefe que siempre me ha apoyado y alentado allí cuando mi propia confianza ha flaqueado. A Rafael Enparantza, por ser un modelo a seguir en muchos aspectos. A Javi Arzamendi y a Ana Aranzabe por poner a mi disposición todo el potencial de IK4-TEKNIKER. A Oscar Gonzalo y Joseba Pujana por ser los que me han enseñado día a día qué es ser un doctor y por todo el sentido común que han aportado. A Asier Cuevas por su ejemplo de tesón y afán de superación. Y, en general, a todos los que me han enseñado tanto y que con tanta sabiduría han contribuido: Jesús Alonso, Gorka Kortabarria, Unai Mutilba, Patxi López, Manex San Martín etc.

Por supuesto, a Naiara De Lucio, por compartir conmigo el camino. Por ser mi fuente de energía y la mejor acompañante en este viaje donde es imposible separar el pensamiento de la diversión. Ha sufrido mis silencios y ensimismamientos y siempre me ha iluminado el camino cuando estaba a oscuras. Gracias Nai. Sin ti no habría merecido la pena.

Por último, el más sentido agradecimiento para mis padres, Jesús y Jacinta, a los que dedico esta tesis, para mi abuela Basili y para mis hermanos, Andoni e Iñaki. Entre todos me habéis enseñado el valor de la honradez, el trabajo y la unión, poniendo en mí las semillas de lo mejor que tengo, lo mejor que soy. Eskerrik asko.

RESUMEN

La fabricación y el mantenimiento de piezas de gran tamaño se realizan a día de hoy mediante máquinas grandes cuando se realizan en taller y máquinas especiales cuando las tareas se llevan a cabo in-situ. Ambas soluciones presentan problemas que en los últimos años han desembocado en el planteamiento de una nueva clase de máquina: las máquinas portables. Son estas máquinas pequeñas (en consecuencia, transportables), que se puedan adaptar a la pieza (independientemente de su tamaño) y trabajan de forma autónoma y libre referenciadas con respecto a las características geométricas de las piezas. A pesar de su utilidad, son máquinas complejas de diseñar y analizar. Para solucionar estos problemas, esta tesis propone una metodología basada en técnicas virtuales que combina en un solo modelo virtual tres elementos clave de las máquinas portables: un modelo multibody flexible de la estructura y de fuerzas de proceso, un modelo de errores geométricos y un modelo del sistema de referenciación. Esta metodología integrada se emplea en el desarrollo y la optimización de una máquina portable en miniatura de tres ejes en serie para las operaciones post-soldadura de la vasija ITER. Como primera aportación de la tesis, esta actividad demuestra que la metodología permite la optimización del sistema y presentar mejoras contrastables sobre las máquinas del estado de la técnica. Estas mejoras se centran en los subsistemas estructurales y de referenciación de la máquina. Las mismas herramientas virtuales se emplean a continuación para evaluar los límites funcionales de las máquinas portables, pues se estiman los errores del uso de estas máquinas y se realiza el presupuesto de errores, obteniendo así nuevo conocimiento acerca del impacto de cada subsistema en el funcionamiento global y marcando el camino para mejoras tecnológicas futuras. Por último, se plantea un sistema de control automático y autónomo para máquinas portables. Para demostrar la validez del método virtual y las conclusiones obtenidas gracias a su uso, se emplea éste sobre una máquina fresadora existente convencional de tres ejes donde se comprueba que la metodología aquí planteada es efectiva a la luz de los resultados experimentales obtenidos, al anticipar fielmente el funcionamiento de la máquina real. Esta metodología permitirá mejorar tanto el proceso de desarrollo como las capacidades de las máquinas portables destinadas al mecanizado de grandes piezas y por tanto lograr un avance en el sector de la máquina herramienta.

ÍNDICE

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	1
1 PREÁMBULO	1
2 OBJETIVOS	3
3 ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA	4
CAPÍTULO II: ANTECEDENTES EN MÁQUINAS PORTABLES: FUNCIONALIDAD Y MÉTODOS DE DISEÑO	7
1 LA DEMANDA DE PIEZAS GRANDES	7
1.1 Sectores demandantes de grandes piezas	8
1.2 Características de las piezas grandes	16
2 LA FABRICACIÓN Y EL MANTENIMIENTO DE PIEZAS GRANDES	18
2.1 La fabricación de piezas grandes	18
2.2 El mantenimiento de piezas grandes	46
3 MÁQUINAS PORTABLES COMO SOLUCIÓN ALTERNATIVA	55
3.1 Motivación para el empleo de máquinas portables	55
3.2 Definición y características de las máquinas portables	56
3.3 Clasificación de las máquinas portables	59
3.4 Ventajas de las máquinas portables	69
4 APLICACIONES Y ANÁLISIS INDUSTRIAL	72
4.1 Aplicaciones	72
4.2 Análisis industrial	76
5 REQUISITOS PARTICULARES DE LAS MÁQUINAS PORTABLES	79
5.1 Introducción a los requisitos de las máquinas portables	79
5.2 Soluciones actuales	80
6 METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES	92
6.1 El proceso de desarrollo convencional	92
6.2 Aplicación a máquinas portables	95
6.3 El proceso de desarrollo con máquinas virtuales	97
7 RESUMEN DE LAS FUNCIONALIDADES Y CRITERIOS DE DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES	105
CAPÍTULO III: METODOLOGÍA DE DISEÑO Y AMPLIACIÓN DE FUNCIONALIDAD DE MÁQUINAS PORTABLES	107
1 FILOSOFÍA DE LA METODOLOGÍA	107
1.1 Introducción	107

1.2 Fuentes de error consideradas _____	109
2 COMPONENTES DEL MODELO _____	112
2.1 El modelo de proceso: Estructura de máquina y fuerzas de proceso _____	112
2.2 Modelo de errores geométricos _____	125
2.3 Modelo de la capacidad de autorreferenciación _____	133
3 INTEGRACIÓN DE LOS MODELOS EN MÁQUINAS PORTABLES _____	152
4 POTENCIAL Y USO DE LA METODOLOGÍA _____	155
CAPÍTULO IV: APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES _____	159
1 INTRODUCCIÓN _____	159
2 REQUISITOS DE LA APLICACIÓN _____	161
2.1 La vasija de ITER _____	161
2.2 Requisitos por fabricación _____	164
3 APLICACIÓN EN EL DESARROLLO DE LA MÁQUINA PORTABLE _____	167
3.1 La máquina portable _____	167
3.2 Estudio comparativo de tipos de guiado _____	168
3.3 Estructura _____	178
3.4 Anclajes _____	181
3.5 Sensores _____	186
3.6 Solución electrónica y control _____	188
4 OPTIMIZACIÓN DE COMPONENTES ESTRUCTURALES DE MÁQUINAS PORTABLES _____	191
4.1 Determinación de la contribución de los componentes a la rigidez _____	191
4.2 Optimización topológica de cuerpo y carro _____	194
4.3 Formulación del problema _____	195
4.4 El Método SIMP _____	199
4.5 Modelo de optimización topológica _____	201
4.6 Resultados del proceso de optimización _____	203
4.7 Consideraciones acerca de los resultados _____	208
5 ENSAMBLADO DE COMPONENTES Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO _____	213
5.1 Fuerzas de corte en operaciones típicas _____	213
5.2 Mapas de rigidez _____	216
5.3 Respuesta de la punta de herramienta _____	219
5.4 Efecto del anclaje sobre la máquina portable _____	226
5.5 Conclusiones del estudio _____	228
6 DEFINICIÓN DE LA CAPACIDAD DE AUTORREFERENCIACIÓN _____	231
6.1 Caracterización experimental del método _____	233
6.2 Calibración extrínseca del sensor _____	236

6.3 Generación de desplazamientos	240
6.4 El proceso de escaneo	241
6.5 Resultados experimentales – Traslaciones	243
6.6 Resultados experimentales – Rotaciones	248
6.7 Resumen de los resultados	250
7 MODELO DE ERRORES	252
7.1 Estudio del error sistemático	253
7.2 Estudio del error aleatorio	271
7.3 Resultado del presupuesto de errores	283
7.4 Análisis de los resultados	284
CAPÍTULO V: VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LA METODOLOGÍA	287
1 LA MÁQUINA BIZKOR: PLATAFORMA PARA LA VALIDACIÓN EXPERIMENTAL	287
2 CREACIÓN DEL MODELO INTEGRADO DE LA BIZKOR	292
2.1 Modelo de proceso: Máquina y fuerzas de proceso	292
2.2 Modelo de errores	295
2.3 Modelo de autorreferenciación	297
3 RESULTADOS DEL MODELO VIRTUAL DE LA BIZKOR	299
3.1 Mapas de rigidez	299
3.2 Respuesta de la punta de herramienta	302
4 PRESUPUESTO DE ERRORES DE LA MÁQUINA BIZKOR	304
4.1 Estudio del error sistemático	308
4.2 Estudio del error aleatorio	311
4.3 Resultado del presupuesto de errores	316
5 PRUEBAS DE MECANIZADO	318
5.1 Metodología de las pruebas de mecanizado	318
5.2 Resultados	328
6 COMPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE LA METODOLOGÍA	332
CAPÍTULO VI: APORTACIONES Y LINEAS FUTURAS	335
1 APORTACIONES	335
2 LÍNEAS FUTURAS	337
REFERENCIAS	339

LISTADO DE FIGURAS

Figura 2.1 – Respuesta tradicional al servicio (izqda.). Nueva respuesta mediante maquinaria móvil (centro). Costes de transporte según medio (drcha.) [Neugebauer, 2011]	8
Figura 2.2 – Mecanizado de Bogies para ferrocarril	9
Figura 2.3 – Turbina de gas de gran tamaño (General Electric)	10
Figura 2.4 – Fabricación de un brazo de excavadora	11
Figura 2.5 – Mecanizado de ejes de gran tamaño	11
Figura 2.6 – Mecanizado del cuerpo central de un aerogenerador (izqda.). Mecanizado de bujes de aerogenerador (drcha.)	12
Figura 2.7 – Elementos de un motor turbojet de gran tamaño y pared delgada	13
Figura 2.8 – Bloque motor un motor diésel para barcos	14
Figura 2.9 – Mecanizado de hélices propulsoras para barcos	14
Figura 2.10 – Cámara de vacío del espectrómetro LET en ISIS/RAL	15
Figura 2.11 – Relación entre el tamaño de máquina y la carga sobre la refrigeración [Neugebauer, 2011]	21
Figura 2.12 – Desafíos tecnológicos en máquinas-herramienta de gran tamaño	23
Figura 2.13 – Columna móvil (a). Gantry (b). Gantry elevado (c). Mecanizado de chapas para alas de aeronave en un sistema gantry con doble cabezal [Linhé, 2016] (d)	24
Figura 2.14 – Tornos verticales de Pietro Carnaghi (a) y Danobat (b); tornos de bancada inclinada de WFL (c) y GMTK (d)	25
Figura 2.15 – Mecanizado de paneles para vagones con tecnología Tricept	26
Figura 2.16 – Módulo cabezal Head Sprint Z3 de Dörries Scharmann	27
Figura 2.17 – Cabezal de Li et al. [Li, 2010]	27
Figura 2.18 – Comparativa de las bancadas en máquinas grandes y convencionales	28
Figura 2.19 – Modelo FEM de máquina más cimentación (a). Dimensionamiento automático de cimentaciones (b). Construcción (c). Aspecto final (d).	30
Figura 2.20 – Estructura de máquina modular mediante celosías [Zulaika, 2009]	31
Figura 2.21 – Máquinas Waldrich-Coburg con accionamientos de piñón-cremallera	33
Figura 2.22 – Piñón-cremallera con precarga mecánica [Olarra, 2009]	34
Figura 2.23 – Modelo dinámico de piñón-cremallera con precarga	35
Figura 2.24 – Modelo acoplado de piñón-cremallera [Sutlika, 2012]	36
Figura 2.25 – Estimación de los valores de jerk de referencia por [Gross, 2001]	38
Figura 2.26 – Ejes redundantes mediante actuadores piezoeléctricos	41
Figura 2.27 – Ejes redundantes por PKM Tricept SL	41

Figura 2.28 – Procedimiento manual de centrado de piezas (a). Referenciación de un buje eólico (b). [Zatarain, 2012]	42
Figura 2.29 – Utillaje flexible universal de [MTorres, 2016]	43
Figura 2.30 – Anclaje de pieza sobrerrestringido (a). Sistema de anclaje inteligente de [Matzat, 2011] (b)	44
Figura 2.31 – Máquina portable para barrenado [Climax, 2016] (a) y fresado/taladrado [Mirage, 2016] (b).	48
Figura 2.32 – Máquinas portables para: stud removal/tapping (a) fresado orbital de cordones de soldadura (b); toma de muestras de scoop (c) y núcleo (d) [Rolls-Royce, 2007]	48
Figura 2.33 – Sistema de fabricación de estructuras aeronáuticas [Hazlehurst, 2005]	50
Figura 2.34 – Máquina multieje con anclaje mediante vacío [Boyle-Davis, 2007]	51
Figura 2.35 – Máquina in situ para recuperación de roscas [Rolls-Royce, 2007]. A-Soporte, B-Unidad de corte, C-Pieza de prueba	52
Figura 2.36 – Máquina de fresado orbital in situ para mecanizado y recuperación de cordones de soldadura [Rolls-Royce, 2007]. A-Generador de potencia hidráulica, B-cabezal de mecanizado, C-Pieza	52
Figura 2.37 – Máquina portable para rectificado de raíles [Morrison, 1989]	53
Figura 2.38 – Cabezales para fresado orbital a) [Watkins, 2000] b) [Linderholm,2003]	54
Figura 2.39 – Máquinas en miniatura de sobremesa de [Lu, 1999][Kusul, 2002] (arriba) y [Park] (abajo)	55
Figura 2.40 – Espacios de trabajos definidos por dimensiones de pieza y por dimensiones de mecanizado [Neugebauer, 2011]	56
Figura 2.41 – Conceptos fundamentales del concepto de maquina portable	57
Figura 2.42 – Portabilidad mediante movilidad (izqda.) y desplazabilidad (drcha.).	58
Figura 2.43 – Encaje de las máquinas portables entre la movilidad y la agilidad	59
Figura 2.44 – Clasificación según anclaje y posicionamiento	60
Figura 2.45 – Máquina anclada sobre la pieza de trabajo [Mirage, 2016]	60
Figura 2.46 – Máquinas ancladas en estructuras externas: [Metrom, 2016] (izqda.) y F-117 Robotic Coating (Sandia National Lab) (drcha.)	61
Figura 2.47 – Máquinas libres sobre la pieza: hexápodo de [Axinte, 2011] (izqda.) y fresadora sobre Flextrack de [Electroimpact, 2016] (drcha.)	62
Figura 2.48 – Máquinas libres y desplazables: [ROPTALMU] (izqda.) y [Mörhing, 2009] (drcha.)	63
Figura 2.49 – Cinemáticas serie considerados para máquinas portables [Allen, 2010]	64
Figura 2.50 – Máquina portable con sistema flextrack [Electroimpact]	65
Figura 2.51 – Cabezales twist de tamaño medio/pequeño de [HSD, 2016]	65
Figura 2.52 – Máquina portable con ejes configurables/bloqueados [Electroimpact, 2016]	65
Figura 2.53 – Cinemáticas paralelas consideradas para máquinas portables [Allen, 2010]	67

Figura 2.54 – Máquina portable de cinemática híbrida [Mörhing, 2009] _____	69
Figura 2.55 – [ROPTALMU, 2016] en funcionamiento sobre la pieza objetivo _____	72
Figura 2.56 – Sistema Flextrack (a). El Crawler (b). _____	73
Figura 2.57 – Máquina para inspección de componentes aeronáuticos (a), ANDI de [Carnegie Mellon, 2016] (b), Robot sobre gantry para montaje de Southwest Research Inst. (c), Pintado robotizado mediante el F-117 de Sandia National Lab. (d). _____	74
Figura 2.58 – Robocrane (a), inspección de fachadas (b) _____	74
Figura 2.59 – Torneado de aerogeneradores [Balbas, 2016] (a), Máquina portable naval [Halfaro, 2016] (b) _____	75
Figura 2.60 – Máquina portable anclable mediante imanes (a) Sierra Portable [Mirage] (b) _____	75
Figura 2.61 – Rectificado de raíles: Montreal Tramway Co. 1912. (a) y hoy (b) _____	76
Figura 2.62 – Empresas activas en el campo de las máquinas portables _____	77
Figura 2.63 – Tabla cruzada de empresas y sectores a los que proveen _____	77
Figura 2.64 – Tabla cruzada de empresas y equipos que comercializan _____	78
Figura 2.65 – Escenarios de mecanizado posibles para las máquinas portables _____	80
Figura 2.66 – Ejemplos de ventosa para máquinas portables _____	81
Figura 2.67 – Ejemplo de electroimanes para anclaje de máquinas portables _____	81
Figura 2.68 – Funcionamiento de los láseres por triangulación según NRC Canada _____	87
Figura 2.69 – Fases del proceso tradicional de desarrollo de máquinas-herramienta _____	93
Figura 2.70 – Impacto del proceso de desarrollo virtual _____	98
Figura 3.1 – Esquema y componentes del modelo integrado _____	111
Figura 3.2 – Ejemplo de sólido con identificación de las interfaces. _____	114
Figura 3.3 – Modelo de accionamientos propuesto para las máquinas portables _____	116
Figura 3.4 – Nodos interiores y nodos frontera según el método CB _____	116
Figura 3.5 – Ejemplos de flexiones que general errores en máquina herramienta _____	127
Figura 3.6 – Principio de la compensación cruzada _____	127
Figura 3.7 – Componentes de error del eje lineal Z según ISO 230-1 _____	129
Figura 3.8 – Componentes del error del eje rotativo C según ISO 230-7 _____	130
Figura 3.9 – Error de colocación del movimiento Z _____	131
Figura 3.10 – Error de colocación del eje C medio _____	131
Figura 3.11 – Ejemplo de sistemas de referencia del proceso de referenciación _____	135
Figura 3.12 – Representación de una nube de puntos en ATOS _____	141
Figura 3.13 – Nube de puntos en bruto obtenida de un escáner láser _____	142
Figura 3.14 – Solape de nubes y selección de puntos válidos _____	143
Figura 3.15 – Resultado del proceso de Registration 3D _____	144

Figura 3.16 – Nube de puntos medida e importada del CAD en software libre _____	145
Figura 3.17 – Alineamiento y matriz mediante software libre _____	146
Figura 3.18 – Representación de una nube de puntos medida en bruto _____	147
Figura 3.19 – Representación de una nube de puntos a partir del CAD _____	147
Figura 3.20 – Resultado del proceso de alineamiento mediante librería PCL libre _____	148
Figura 3.21 – Detalle de una operación de mecanizado en una pieza de gran tamaño ____	152
Figura 3.22 – Secuencia completa del empleo del modelo virtual _____	154
Figura 4.1 – Esquemas de las uniones entre sectores y los puertos de la vasija de ITER __	164
Figura 4.2 – Distancia entre la máquina portable y la pared interior de la vasija de ITER _	166
Figura 4.3 – Diseño conceptual de la máquina portable objeto de estudio _____	167
Figura 4.4 – Vista de las tres alternativas de guiado estudiadas _____	169
Figura 4.5 – Modelo de elementos finitos de la configuración 3. _____	170
Figura 4.6 – Valores de rigidez en dos posiciones – 6 patines _____	171
Figura 4.7 – Contribuciones a la elasticidad en X – 6 patines _____	171
Figura 4.8 – Contribuciones a la elasticidad en Y – 6 patines _____	172
Figura 4.9 – Contribuciones a la elasticidad en Z – 6 patines _____	172
Figura 4.10 – Contribuciones a la elasticidad en X (6 patines mejorado) _____	173
Figura 4.11 – Contribuciones a la elasticidad en Y (6 patines mejorado) _____	173
Figura 4.12 – Valores de rigidez en dos posiciones – Configuración 4 patines _____	174
Figura 4.13 – Contribuciones a la elasticidad en X en dos posiciones – 4 patines _____	174
Figura 4.14 – Contribuciones a la elasticidad en Y en dos posiciones – 4 patines _____	175
Figura 4.15 – Contribuciones a la elasticidad en Z en dos posiciones – 4 patines _____	175
Figura 4.16 – Valores de rigidez en dos posiciones – Configuración patines RUS ____	176
Figura 4.17 – Contribuciones a la elasticidad en X – patines RUS mejorado _____	176
Figura 4.18 – Comparación de las tres configuraciones – Rigidez [N/ μ m] _____	178
Figura 4.19 – Modelo CAD del marco inferior _____	179
Figura 4.20 – Modelo de elementos finitos de la máquina portable. _____	181
Figura 4.21 – Concepto de desplazamiento sobre estructura externa _____	182
Figura 4.22 – Ejemplo de pata con ventosa y aplicación en la máquina portable _____	182
Figura 4.23 – Las distintas ventosas estudiadas _____	183
Figura 4.24 – Esquema del experimento de determinación de la rigidez de las ventosas. _	184
Figura 4.25 – Resultados de rigidez de la ventosa SAF 125 _____	184
Figura 4.26 – Resultados de rigidez de la ventosa SPU 250 _____	185
Figura 4.27 – Resultados de rigidez de la ventosa SAXM115 ED-85 _____	185

Figura 4.28 – Integración de los elementos de vacío y aspiración en una pata _____	186
Figura 4.29 – Información de la ventosa SPU-250 seleccionada _____	186
Figura 4.30 – Esquema de conexiones y comunicación del control de la máquina portable _____	189
Figura 4.31 – El proceso de desarrollo empleando técnicas de optimización _____	195
Figura 4.32 – Diseños dummy del cuerpo y el carro _____	201
Figura 4.33 – Modelo FEM de los dummy del cuerpo y carro _____	202
Figura 4.34 – Áreas donde la eliminación de material se prohíbe _____	203
Figura 4.35 – Resultado de la optimización _____	204
Figura 4.36 – Rediseño del carro y cuerpo _____	205
Figura 4.37 – Iteraciones de diseño en el cuerpo por fabricabilidad _____	206
Figura 4.38 – Evolución de la rigidez del cuerpo tras el ajuste fino por etapas [N/ μ m] _____	207
Figura 4.39 – Modelo FEM de la máquina optimizada _____	208
Figura 4.40 – Modelo multibody flexible de la máquina portable _____	213
Figura 4.41 – Operación de ranurado considerada para el estudio del error de proceso _____	214
Figura 4.42 Fuerzas laterales, verticales y de avance de la operación de desbaste _____	215
Figura 4.43 – Fuerzas de corte en dirección del avance y lateral en la operación de contorneado de la pieza NAS _____	216
Figura 4.44 – Mapa de la rigidez K_{xx} de la máquina portable _____	216
Figura 4.45 – Mapa de la rigidez K_{yy} de la máquina portable _____	217
Figura 4.46 – Mapa de la rigidez K_{zz} de la máquina portable _____	217
Figura 4.47 – Mapa de la rigidez K_{yz} de la máquina portable _____	218
Figura 4.48 – Mapa de la rigidez K_{xz} de la máquina portable _____	218
Figura 4.49 – Mapa de la rigidez K_{xy} de la máquina portable _____	219
Figura 4.50 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina empotrada _____	220
Figura 4.51 – Primer modo de la máquina portable _____	221
Figura 4.52 – Segundo modo de la máquina portable _____	222
Figura 4.53 – Primer modo axial de la máquina portable – Tercer modo global _____	222
Figura 4.54 – Cuarto modo de la máquina portable _____	223
Figura 4.55 – Trayectoria simulada del TCP y zoom sobre el error lateral en un lado _____	224
Figura 4.56 – Error de fresado durante el desbaste: avance (izqda.) y lateral (dcha.) _____	225
Figura 4.57 – Error de fresado durante el acabado: avance (izqda.) y lateral (dcha.) _____	226
Figura 4.58 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina portable con patas _____	227
Figura 4.59 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina con múltiples ventosas _____	228
Figura 4.60 – Sistemas de referencia en el empleo de máquinas portables _____	231
Figura 4.61 – Diagrama de flujo del proceso de interreferenciación máquina-pieza _____	232

Figura 4.62 – Proceso de Best-fitting y relación entre sistemas de coordenadas	233
Figura 4.63 – Diagrama de la secuencia de las pruebas experimentales	235
Figura 4.64 – Proceso de localización del patrón en el volumen de trabajo de la fresadora	236
Figura 4.65 – Localización del patrón en el volumen de trabajo de la fresadora	237
Figura 4.66 – Resultado del escaneo de las tres esferas calibradas	237
Figura 4.67 – Casquetes escaneados, recta de centros y los centros de cada casquete	238
Figura 4.68 – Ejemplo de localización de la pieza NAS en el volumen de trabajo	240
Figura 4.69 – Concepto, realización y escaneo de la pieza NAS – traslación	241
Figura 4.70 – Concepto, realización y escaneo de la pieza NAS – rotación	241
Figura 4.71 – Vista de un proceso de escaneo típico	242
Figura 4.72 – Mapa de error aleatorio EXX en el volumen de trabajo	246
Figura 4.73 – Mapa de error aleatorio EXY en el volumen de trabajo	246
Figura 4.74 – Resultado: Mapa de error aleatorio EXZ en el volumen de trabajo	247
Figura 4.75 – Error sistemático y aleatorio del proceso de giro entre 0°-90°	250
Figura 4.76 – Esquema cinemático de una máquina de 3+2 ejes	253
Figura 4.77 – Sistemas de referencia del modelo de errores de una máquina de 3 ejes	254
Figura 4.78 – Representación gráfica de los parámetros definidos en la norma VDI 3441	261
Figura 4.79 – Errores de posicionamiento en el espacio de trabajo – Z =100mm	271
Figura 4.80 – Operación de contorneado considerada para el estudio del error de proceso	277
Figura 4.81 – Fuerzas laterales, verticales y de avance de la operación de desbaste	279
Figura 4.82 – Fuerzas de corte en las direcciones del avance y lateral en el contorneado de la pieza NAS	280
Figura 4.83 – Error en las direcciones de avance y lateral durante el desbaste	281
Figura 4.84 – Error en las direcciones de avance y lateral durante el acabado	281
Figura 4.85 – Contribución a la incertidumbre de las máquinas portables – desbaste	285
Figura 4.86 – Contribución a la incertidumbre de las máquinas portables – acabado	286
Figura 5.1 – La fresadora BIZKOR	289
Figura 5.2 – Resultado de las pruebas de rigidez del conjunto porta más herramienta	294
Figura 5.3 – Modelo multibody flexible de la máquina Bizkor	295
Figura 5.4 – Configuración cinemática de la fresadora Bizkor	295
Figura 5.5 – Mapa de la rigidez Kxx de la máquina Bizkor	299
Figura 5.6 – Mapa de la rigidez Kyy de la máquina Bizkor	300
Figura 5.7 – Mapa de la rigidez Kzz de la máquina Bizkor	300
Figura 5.8 – Mapa de la rigidez Kyz de la máquina portable	301
Figura 5.9 – Mapa de la rigidez Kxz de la máquina portable	301

Figura 5.10 – Mapa de la rigidez Kxy de la máquina portable _____	302
Figura 5.11 – Función de respuesta en frecuencia y modos de la máquina BIZKOR _____	303
Figura 5.12 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EXX _____	304
Figura 5.13 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EYY _____	304
Figura 5.14 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EZZ _____	305
Figura 5.15 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EYX _____	305
Figura 5.16 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EZX _____	305
Figura 5.17 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EXY _____	306
Figura 5.18 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EZY _____	306
Figura 5.19 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EXZ _____	306
Figura 5.20 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EYZ _____	307
Figura 5.21 – Error angular de la máquina BIZKOR – EAX _____	307
Figura 5.22 – Error angular de la máquina BIZKOR – EBX _____	307
Figura 5.23 – Error angular de la máquina BIZKOR – EAY _____	308
Figura 5.24 – Error angular de la máquina BIZKOR – EBY _____	308
Figura 5.25 – Error angular de la máquina BIZKOR – ECY _____	308
Figura 5.26 – Error en la posición X de la Bizkor en el volumen de trabajo portable _____	309
Figura 5.27 – Error en la posición Y de la Bizkor en el volumen de trabajo portable _____	310
Figura 5.28 – Error en la posición Z de la Bizkor en el volumen de trabajo portable _____	310
Figura 5.29 – Desplazamiento de la punta de herramienta durante el proceso de ranurado _____	314
Figura 5.30 – Desplazamiento de la punta de herramienta en operaciones de acabado _____	315
Figura 5.31 – Herramienta empleada durante las pruebas de mecanizado _____	318
Figura 5.32 – Trayectoria de la herramienta _____	320
Figura 5.33 – Componentes del vector de traslación _____	322
Figura 5.34 – Componente de rotación φ_1 _____	322
Figura 5.35 – Componente de rotación φ_2 _____	323
Figura 5.36 – Componente de rotación φ_3 _____	323
Figura 5.37 – Secuencia seguida durante las pruebas de mecanizado _____	324
Figura 5.38 – Resultado de un best-fit durante los experimentos _____	325
Figura 5.39 – Resumen de la secuencia de gobierno _____	327
Figura 5.40 – Nube de puntos captada y traslación y rotación de programas pieza _____	327
Figura 5.41 – Representación del error detectado en la prueba 1 _____	329

LISTADO DE TABLAS

Tabla 2.1: Resumen de piezas tipo y sus características _____	16
Tabla 2.2: Ejemplo de tolerancias objetivo en ciertas piezas grandes _____	16
Tabla 2.3: Ventajas e inconvenientes de las ventosas como anclaje _____	81
Tabla 2.4: Ventajas e inconvenientes de los electroimanes como anclaje _____	82
Tabla 2.5: Resumen de características de algunos sistemas comerciales _____	86
Tabla 2.6: Elementos clave de una máquina herramienta de cinemática serie _____	94
Tabla 2.7: Elementos clave de una máquina herramienta de cinemática paralela _____	94
Tabla 2.8: Resumen de elementos clave de una máquina portable _____	95
Tabla 3.1: Listado de errores a considerar en el funcionamiento de máquinas portables ____	109
Tabla 3.2: Coordenadas de un mismo sistema de puntos en dos sistemas de referencia ____	136
Tabla 4.1: Requisitos de la fabricación en la vasija de vacío de ITER _____	164
Tabla 4.2: Propiedades mecánicas de los materiales empleados. _____	170
Tabla 4.3: Rigidez [N/μm] – 6 patines _____	171
Tabla 4.4: Resumen de la rigidez [N/μm] – configuración de 6 patines _____	173
Tabla 4.5: Resumen de la rigidez [N/μm] – cuatro patines _____	174
Tabla 4.6: Resumen de la rigidez [N/μm] – patines RUS _____	175
Tabla 4.7: Resumen de la rigidez [N/μm] – Patines RUS mejorado _____	176
Tabla 4.8: Rigideces de los elementos comerciales. _____	180
Tabla 4.9: propiedades mecánicas de los materiales empleados. _____	180
Tabla 4.10: Rigidez calculada del diseño tradicional de máquina portable [N/μm]. _____	181
Tabla 4.11: Características básicas del sensor de Smartray™ 710 _____	188
Tabla 4.12: Contribuciones a la flexibilidad de los elementos de la máquina portable ____	193
Tabla 4.13: Rigidez del carro móvil tras la optimización [N/μm] _____	208
Tabla 4.14: Rigidez resultado del proceso de optimización _____	208
Tabla 4.15: Mejoras en la rigidez calculada debida al proceso de optimización [N/μm] ____	209
Tabla 4.16: Mejoras en los ratios rigidez/masa como resultado de la optimización ____	209
Tabla 4.17: Comparación entre los sistemas publicados y la máquina de IK4-TEKNIKER211	
Tabla 4.18: Parámetros de la operación de ranurado considerada _____	214
Tabla 4.19: Características de la pieza NAS según UNE 15450-7 _____	234
Tabla 4.20: Características de la Máquina BIZKOR para el ensayo de referenciación ____	234
Tabla 4.21: Parámetros de las secuencias de escaneo de las pruebas experimentales ____	242

Tabla 4.22: Resultados del escaneo y best-fit para dos posiciones – traslaciones _____	244
Tabla 4.23: Error sistemático del proceso de best-fit en dos posiciones _____	245
Tabla 4.24: Error sistemático máximo del proceso de best-fit en el volumen de trabajo ____	245
Tabla 4.25: Errores aleatorios medios y máximos del proceso de referenciación _____	247
Tabla 4.26: Resultados del escaneo y best-fit para dos posiciones – rotaciones _____	249
Tabla 4.27: Resumen de los errores del proceso de escaneo y best-fit _____	251
Tabla 4.28: Fuentes de error consideradas en el modelo virtual de las máquinas portables	252
Tabla 4.29: Resultado de la verificación metrológica según la norma VDI-3441 _____	263
Tabla 4.30: Error sistemático en puntos singulares del volumen de trabajo _____	269
Tabla 4.31: Límites de los errores sistemáticos dentro del espacio de trabajo _____	270
Tabla 4.32: Parámetros de la operación de ranurado considerada _____	278
Tabla 4.33: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación _____	283
Tabla 5.1: Datos de la máquina para el proceso de medida de errores _____	296
Tabla 5.2: Datos de la incertidumbre del equipo de medida y su software _____	296
Tabla 5.3: Tabla resumen de los errores medidos en la Bizkor _____	296
Tabla 5.4: Incertidumbres típicas y expandidas de cada error del modelo de la Bizkor ____	311
Tabla 5.5: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación _____	316
Tabla 5.6: Resumen de parámetros de las pruebas de mecanizado _____	320
Tabla 5.7: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 1 ____	328
Tabla 5.8: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 2 ____	329
Tabla 5.9: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 3 ____	330
Tabla 5.10: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 4 ____	330
Tabla 5.11: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 5 ____	330
Tabla 5.12: Resumen de errores de forma de las pruebas de mecanizado _____	331

NOTACION

Notación según el alfabeto latino

a_e : Anchura de corte o profundidad de corte radial (fresado)

a_p : Profundidad de corte axial (fresado)

D_{ii} : error de posición del carro “i”

D_{ij} : error de rectitud del carro “i” en la dirección “j”

E_{ii} : error angular del carro “i” en la dirección “i” (balanceo “roll”)

E_{ij} : error angular del carro “i” en la dirección “j” (cabeceo “pitch”)

E_{ik} : error angular del carro “i” en la dirección “k” (guiñada “yaw”)

f : avance

f_z avance por diente

f_n : avance por vuelta o revolución

F_t, F_r, F_a componentes de la fuerza de corte en dirección tangencial, radial y axial

F_x, F_y, F_z : Componentes de la fuerza de corte en el sistema de referencia OXYZ.

k_i : factor de cobertura

K_{ij} : relación entre una fuerza aplicada en la dirección i y el desplazamiento en dirección j

K_a : Coeficiente específico de corte en la dirección binormal

K_f : Coeficiente específico de corte en la dirección de avance

K_t : Coeficiente específico de corte en la dirección tangencial

n : índice que indica el instante de tiempo en estudio

N : Velocidad de giro en RPM

S_{ij} : error de perpendicularidad entre los carros “i” y “j”

t : tiempo

U : incertidumbre expandida

U_i : incertidumbre expandida individual

$u(x_i)$: incertidumbre típica equivalente

u_c : incertidumbre típica combinada

u_{m_pos} : incertidumbre típica en la posición de la máquina

u_{t_th} : incertidumbre típica debida al amarre entre herramienta-pinza

u_{t_flex} : incertidumbre típica debida a la flexión de la herramienta

u_{burr} : incertidumbre típica debida a las rebabas

u_{wk_alig} incertidumbre típica en la pieza debida a su amarre y alineación

v_c :Velocidad de corte

v_f :Velocidad de avance

z : Número de dientes de la herramienta de fresado

$(X,Y,Z)_i$: X, Y, Z factores de amplificación de Abbe del carro “i”

Acrónimos

2D: 2 Dimensiones

3D: 3 Dimensiones

CAD: Computer Aided Design

CAM: Computer Aided Manufacturing

FEM: Finite Element Method

ICP: Iterative Closest Point

MEF: Método de los Elementos Finitos

TCP: Tool Centre Point

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1 PREÁMBULO

Este trabajo se enmarca dentro de un nuevo concepto de máquinas denominadas Máquinas Portables, cuya principal característica es que se pueden transportar y montar directamente sobre la pieza, en vez de la solución convencional de transportar la pieza hasta una máquina donde va a ser mecanizada. El desarrollo de estas máquinas ha sido originado por la mayor presencia de piezas de gran tamaño en la industria (como es el caso de los componentes del sector naval, eólico, energía, etc.) así como la diseminación geográfica de estas instalaciones y componentes. Así, la fabricación de gran cantidad de bienes se ha trasladado hacia nuevos mercados o lugares con menores costes salariales. Sin embargo, en aquellos procesos y piezas de gran responsabilidad esta tendencia es mucho más lenta, cuando no inexistente. Un caso particular de este tipo de pieza o producto son las piezas mecanizadas de gran tamaño, como las que se necesitan en sectores tractores como la industria naval, la energía eólica, las grandes instalaciones científicas etc. De manera muy clara, el País Vasco se ha destacado por especializar gran parte de su industria de fabricantes de máquina-herramienta hacia la producción de pequeñas series de máquinas-herramienta de gran tamaño.

Sin embargo, las máquinas de gran tamaño son complejas de diseñar y precisan inversiones muy importantes durante el proceso de fabricación, montaje y puesta a punto. Son, por tanto, técnica y organizativamente un desafío muy complejo para cualquier empresa.

En los últimos años se ha hecho notar que en la gran mayoría de ocasiones la geometría a mecanizar no es de gran tamaño, aunque la pieza lo sea. Para estos casos, se ha propuesto un cambio de modelo que busca acabar con el dogma “máquinas grandes alrededor de y para

piezas grandes” en favor de nuevas máquinas herramienta de pequeño tamaño que puedan ser transportadas hasta el entorno de la pieza en servicio y que puedan posicionarse con libertad sobre la misma. Una vez colocadas, pueden realizar la labor de mecanizado con calidad equivalente a la de las máquinas grandes. Estas máquinas, inteligentes y de pequeño tamaño, que son llevadas hasta la pieza y son libres para moverse y trabajar sobre ella reciben convencionalmente el nombre de máquinas portables y son la base del nuevo enfoque “máquinas pequeñas sobre piezas grandes”.

Estas máquinas portables han mostrado ser una mejora desde diversos puntos de vista: beneficios energéticos, mejoras de proceso asociadas a mejoras en la rigidez de componentes de máquinas aun manteniendo una alta movilidad, su capacidad de miniaturización y , en general, mayor adaptabilidad, mutabilidad y capacidad multifunción.

La literatura científica, sin embargo, no presenta trabajos que traten de modelizar el empleo global de las máquinas portables en un entorno industrial, centrándose únicamente en aspectos de topología y rigidez. Faltan trabajos que delimiten las capacidades de estas máquinas y que definan claramente sus resultados operativos. Por ello, las máquinas portables están teniendo una implantación muy lenta en la industria. A los usuarios les cuesta prever o anticipar el resultado que van a dar las máquinas portables al mecanizar, reparar o inspeccionar una pieza concreta, por lo que la industria se muestra reticente a arriesgar e invertir en este nuevo concepto de máquina.

La presente tesis presenta un método simplificado y ajustado de modelización de máquinas portables, suficiente para predecir el comportamiento de las mismas en términos de precisión de la pieza mecanizada. A fin de que el método sea lo suficientemente general, válido para cualquier configuración, arquitectura y solución de sensorización de la máquina, se apoya en las técnicas de virtualización. Se propone, por tanto, un método virtual de modelado de máquinas portables suficiente como para predecir el presupuesto de errores de la máquina y poder representar gráficamente el empleo de la misma.

2 OBJETIVOS

El trabajo presentado en esta tesis parte de un par de hipótesis planteadas casi intuitivamente durante el trabajo del autor en IK4-TEKNIKER. La primera de ellas es que, en muchas ocasiones, las máquinas portables pueden ser la solución óptima para operaciones de mecanizado con precisiones medias/bajas sobre piezas grandes. La segunda hipótesis que se realizó indica que los errores principales derivados del uso de estas máquinas pueden ser representados y tratados de forma homogénea, mediante su división en sistemáticos y aleatorios, al igual que se hace en el caso de máquinas convencionales.

Partiendo de esas hipótesis, este trabajo persigue los siguientes objetivos:

- Desarrollar un método simplificado y ajustado de modelización de máquinas portables, suficiente para predecir el comportamiento de las mismas en términos de precisión de la pieza mecanizada.
- Realizar un desglose sistemático de los errores ligados al uso de las máquinas-herramienta portables.
- Cuantificar estos errores para las tecnologías más usuales en el estado de la técnica.
- Optimizar los procesos de diseño de las máquinas portables empleando herramientas analíticas integradas, simplificadas y de fácil comprensión.
- Determinar los límites funcionales del nuevo concepto de fabricación con máquinas portables.

3 ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA

Esta memoria se divide en los capítulos siguientes:

Capítulo I. Introducción: En este capítulo se describe de forma sucinta el contexto en que se desarrolla esta investigación, así como las motivaciones del mismo, para llegar a a la definición de una serie de objetivos de investigación que se detallan.

Capítulo II. Antecedentes en máquinas portables: Funcionalidad y métodos de diseño: en este capítulo se repasa de forma exhaustiva el estado actual de las operaciones de fabricación y mantenimiento de piezas grandes basados en procesos de mecanizado. Así, se repasan las principales máquinas de gran tamaño así como la diversidad de equipos específicos que se emplean para el mantenimiento in-situ. Se ponen a la luz los problemas de ambas soluciones y a partir de este estudio se define el concepto de máquina portable. En este punto, se repasan las ventajas de este concepto y, como primera aportación original del autor, se realiza un repaso sistemático del uso industrial actual de las máquinas portables y de las principales contribuciones de la investigación al concepto portable. De esta forma, se ponen de manifiesto los déficits actuales en el análisis y la modelización de las máquinas portables.

A continuación, se repasa el proceso de desarrollo convencional de máquinas-herramienta y cómo este no responde a las cuestiones fundamentales durante el desarrollo de máquinas portables. Como alternativa, se proponen y repasan los métodos virtuales de modelización y desarrollo y se expone cómo estos pueden ayudar al proceso de modelización, análisis y desarrollo de máquinas portables.

Capítulo III. Metodología de diseño y ampliación de funcionalidad de máquinas portables: En este capítulo, el autor enumera y detalla los ingredientes principales de que debe disponer un modelo virtual para servir al proceso de diseño y desarrollo de máquinas portables. Se concluye que el modelo debe tener tres elementos igualmente importantes: un modelo de estructura y fuerzas de proceso, un modelo de errores geométricos y un modelo de su capacidad y proceso de referenciación con respecto a la pieza. En cada una de estas tres ramas, se detalla cómo se ha de realizar el modelado. Al integrar estos tres elementos, se define una nueva metodología para representar el empleo de máquinas portables. El capítulo culmina detallando las ventajas que aporta el empleo de esta metodología.

Capítulo IV. Aplicación de la metodología para la optimización del diseño de máquinas portables: La metodología definida en el capítulo anterior se emplea aquí en el desarrollo de una máquina optimizada destinada a la reparación y mantenimiento de la vasija de vacío del tokamak de ITER. Como aportación o mejora con respecto al estado de la técnica, la metodología da lugar a una máquina superior a lo que se puede encontrar en la literatura científica.

A continuación, se propone y define un sistema automático para para realizar la inter-referenciación máquina-pieza y se caracterizan sus capacidades en función de los errores sistemáticos y aleatorios a que da lugar. Se presenta además cómo este método puede integrarse de forma automática en la operativa y el control de la máquina.

Sobre esta base, definidas máquina y proceso de referenciación y operación, como aportación propia se realiza un balance de incertidumbres del proceso de operación con máquinas portables, incluyendo todos los elementos: máquina, proceso, elementos auxiliares y su interacción. Este análisis ha permitido identificar y cuantificar las fuentes de incertidumbre del proceso en su conjunto y centrar así los futuros esfuerzos investigadores.

Capítulo V. Validación experimental de la metodología: Para dotar de confirmación experimental a los apartados anteriores, en este capítulo se demuestra cada paso dado en una máquina que existe, que es analizable y que se ha ensayado, aunque esta no sea una máquina portable. Para acercar más el modelo de máquina ensayado a una máquina portable, se reduce se volumen y se referencia y opera siguiendo la metodología presentada en el Capítulo III. Los experimentos realizados demuestran que la metodología desarrollada anticipa correctamente el desempeño de una máquina, sea esta convencional o portable. Con este contraste experimental, la metodología presentada se puede considerar aportación singular y novedosa, y pretende solventar las limitaciones de la metodología convencional aplicada a las máquinas portables.

La presente memoria también recoge una valiosa lista de referencias que abarca campos muy diversos: máquinas grandes, modelizado, virtualización, máquinas portables etc. Esta lista de referencias ha sido fruto de un amplio y prolongado trabajo de documentación que ha continuado hasta las semanas previas a la publicación de la tesis, con el fin de incluir todos

los trabajos y desarrollos aplicables. Se propone, por tanto, como base para futuros trabajos de investigación en este campo.

CAPÍTULO II: ANTECEDENTES EN MÁQUINAS PORTABLES: FUNCIONALIDAD Y MÉTODOS DE DISEÑO

1 LA DEMANDA DE PIEZAS GRANDES

En los últimos años se está asistiendo al crecimiento sostenido de sectores muy intensivos en capital que demandan piezas de tamaño cada vez más grande. En estos sectores el incremento del tamaño de las piezas puede presentar importantes ventajas tanto económicas como técnicas durante su servicio, lo que justifica diseños cada vez más ambiciosos de máquinas, instalaciones y sistemas donde se persigue simultáneamente incrementar el tamaño de los componentes y su precisión.

A la vez que las necesidades económicas demandan piezas más grandes y precisas, la economía se encuentra con una economía crecientemente globalizada y con una tendencia a deslocalizar las industrias basadas en productos de bajo valor añadido y procesos de fabricación intensivos en mano de obra. Así, la fabricación de gran cantidad de bienes se ha trasladado hacia lugares con menores costes salariales. Sin embargo, en aquellos procesos y piezas de gran responsabilidad esta tendencia es mucho más lenta, cuando no inexistente. Un caso particular de este tipo de pieza o producto son las piezas mecanizadas de gran tamaño,

con lo que su fabricación, mantenimiento, reparación y recuperación es un nicho de mercado atractivo para industrias y empresas ubicadas en territorios con altos costes laborales.

Estas piezas de grandes dimensiones tienen un valor acumulado muy elevado, debido a los siguientes factores:

- Gran cantidad de material empleado como punto de partida. Inevitablemente, una pieza de aluminio o acero de toneladas de peso tiene un elevado coste.
- La pieza final es el resultado de muchas operaciones consecutivas (fresado, mandrinado, torneado, etc.) lo que puede significar semanas o meses de proceso acumulado.
- Elevado coste de los procesos de apoyo, tales como el transporte, la manipulación, los seguros, etc.

En la Fig. 2.1 se detallan los costes de transporte según el medio utilizado, y su impacto en las dos alternativas típicas actuales en el mantenimiento de piezas. La primera, tradicional, basada en un servicio central donde se recibe la pieza, se repara y se devuelve al lugar de servicio. La segunda, más novedosa, se basa en el empleo de máquinas móviles que se desplazan allá donde se encuentra la pieza.

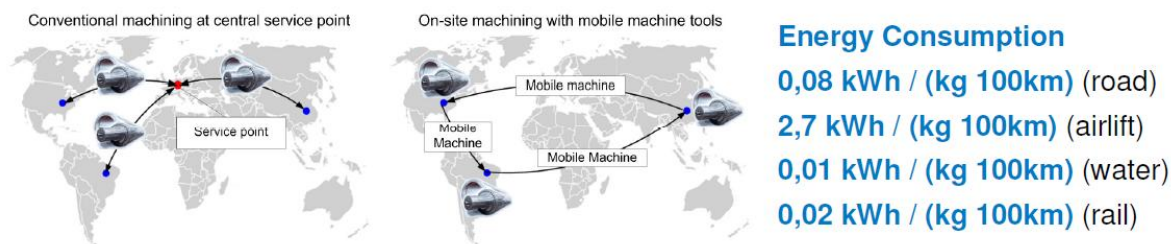


Figura 2.1 – Respuesta tradicional al servicio (izqda.). Nueva respuesta mediante maquinaria móvil (centro). Costes de transporte según medio (drcha.) [Neugebauer, 2011]

A todo ello se une que frecuentemente se trata de piezas únicas o series muy cortas, con lo que se acaba imponiendo un criterio de aceptación del tipo “cero defectos” basado en la metrología individual y al 100% de todos los detalles de la fabricación.

1.1 Sectores demandantes de grandes piezas

Existen diversos sectores que pueden demandar piezas de gran tamaño, de los que hemos tratado de recopilar y agrupar a los más relevantes:

- Sector del ferrocarril

Es un sector en crecimiento, especialmente por la aportación a la demanda que realizan los países emergentes, dado que el ferrocarril se engloba entre los medios de transporte sostenibles.

Las piezas de gran tamaño más habituales en el sector del ferrocarril son los *Bogies* o bastidores (Figura 2.2), las cajas reductoras, el conjunto Wheelset o eje-rueda, la caja del vagón o los raíles y cruzamientos.

Por profundizar en el ejemplo de los Bogies, sus bastidores pueden llegar a tener dimensiones de hasta 2800 x 6000 x 800 mm y pueden llegar a pesar hasta 18 toneladas en caso de que estén realizados en acero soldado. En los sistemas de alta velocidad, se emplean aleaciones de aluminio, lo que hace que el conjunto pese alrededor de 6 toneladas. Se trata de conjuntos con baja rigidez, con lo que el sistema de anclaje y apoyo en la máquina y las condiciones del proceso son clave para no introducir deformaciones.

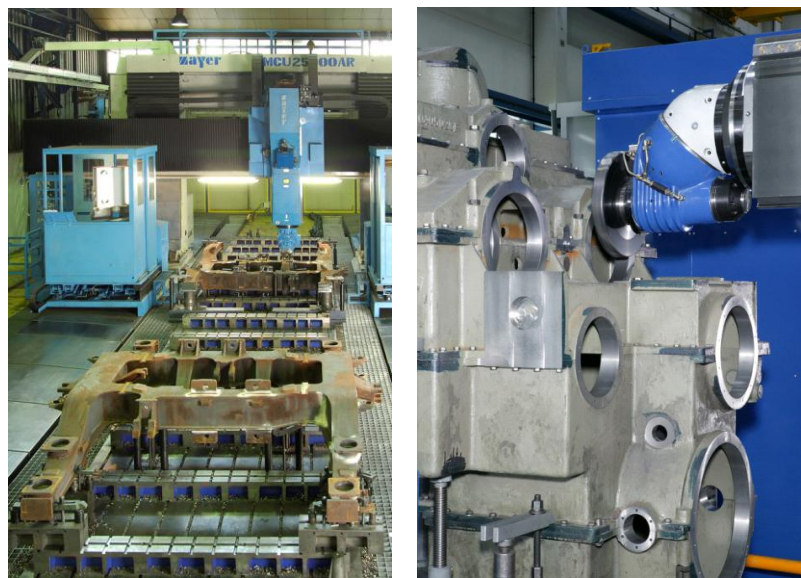


Figura 2.2 – Mecanizado de Bogies para ferrocarril

- Generación de energía convencional y nuclear

Tanto el sector del petróleo, como las plantas de generación de energía hidroeléctrica o las plantas de ciclo combinado se benefician del hecho de que las piezas sean cada vez mayores. Por regla general, mayores dimensiones de turbina y mayores secciones rectas de paso de fluidos implican mayores potencias durante el proceso de generación. Esto

lleva a la demanda de piezas complejas de gran tamaño como carcasas y rotores de turbinas de gas, o turbinas hidráulicas de gran tamaño con requisitos de alta precisión.

Las turbinas de gas más grandes y eficientes, como la Harriet 9A [GenElectric, 2015], pueden llegar a medir 13 m de largo por 5 m de diámetro, con un peso de hasta 440 toneladas (Figura 2.3). Hoy en día están fabricadas en superaleaciones níquel-cobalto o níquel-hierro. Las turbinas hidráulicas son de acero de alta resistencia y su tamaño y peso pueden variar mucho según su configuración (Pelton, Francis, etc.) y el caudal que manejen.



Figura 2.3 – Turbina de gas de gran tamaño (General Electric)

- Sector de la construcción, maquinaria y bienes de equipo en general

Este sector presenta un claro crecimiento en países emergentes que viene a suplir el descenso experimentado en Europa y EEUU debido a la crisis económica del 2008 desatada a raíz de la crisis financiera internacional. Por lo general, exige fuertes inversiones en infraestructuras y presenta como factor diferenciador el hecho de que es necesario transferir no solo la pieza sino el proceso completo de fabricación.

Encontramos en este punto multitud de ejemplos de sistemas de gran tamaño que han de ser fabricados, como las excavadoras, la maquinaria de movimiento de tierras, los

diversos dispositivos de carga-descarga, la maquinaria para minería y perforación, la maquinaria de reciclado y tratamiento de residuos, etc.

A modo de ejemplo, un brazo de excavadora fabricado en acero DIN C45 puede tener unas dimensiones de 12000 x 4000 x 1200 mm y requerir unas concentricidades entre alojamientos de ejes de 0,05 mm, lo que suele exigir el empleo de dos máquinas enfrentadas o de máquinas con repetitividad de 0,01 mm (Figura 2.4).

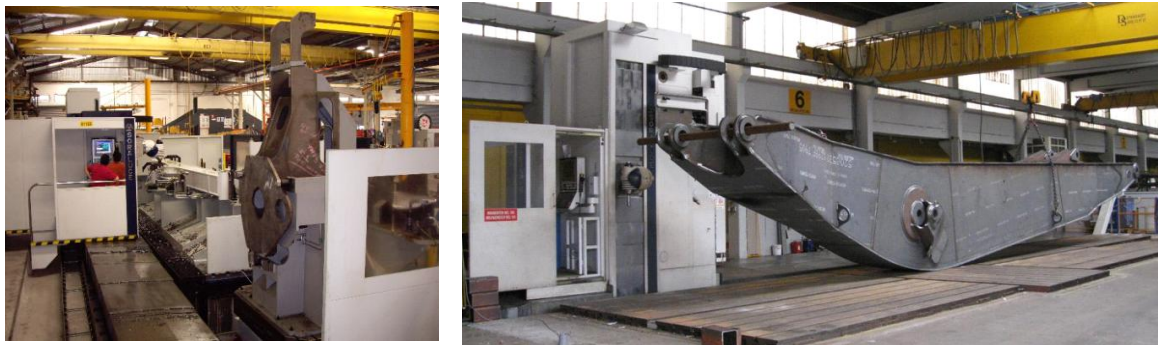


Figura 2.4 – Fabricación de un brazo de excavadora

- Sector siderúrgico

Se trata de un sector muy genérico pero generador de servicios de otros sectores que demandan la fabricación de componentes de mayor tamaño. Sin embargo, en este sector la tendencia a la deslocalización a favor de países con bajos costes laborales es muy acusada, con lo que su peso está disminuyendo en la Europa comunitaria.



Figura 2.5 – Mecanizado de ejes de gran tamaño

- Plantas de energía renovable

Se trata de un sector que ha crecido y madurado en la última década y donde se incluyen las grandes instalaciones o parques dedicados a la producción de energía renovable mediante tecnologías limpias como la eólica, la solar fotovoltaica, la termosolar, etc.

Comenzando por la energía eólica, durante los últimos años se ha producido un aumento exponencial tanto de la capacidad de potencia instalada a nivel mundial como del tamaño

de los propios aerogeneradores, lo que ha impulsado una demanda creciente de piezas de tamaños cada vez mayores. Además, se observa una tendencia creciente en la instalación de parques eólicos marinos (offshore) donde al gran tamaño de las piezas se une el problema del transporte y la instalación. Asimismo, a nivel global se observa una escasez de proveedores cualificados de pieza grande en la cadena de suministro, pese a lo cual en la Comunidad Autónoma Vasca se fabrica un elevado número de grandes piezas destinadas a las principales empresas internacionales del sector. Entre las piezas de gran tamaño típicas de este sector debemos destacar las palas, el buje-bastidor, el eje principal, la caja multiplicadora, la carcasa del generador, la corona de orientación, los rodamientos, las placas de torre y las bridas de unión.



Figura 2.6 – Mecanizado del cuerpo central de un aerogenerador (izqda.). Mecanizado de bujes de aerogenerador (drcha.)

En cuanto a la generación solar térmica, esta se basa en el uso de grandes espejos colectores (parabólicos o planos) apoyados sobre grandes estructuras. Además, y al igual que en el sector eólico, hay una relación directa entre el tamaño de los componentes y la potencia global de la instalación, con lo que la demanda de piezas precisas de tamaños cada vez más grandes es una realidad acuciante. Encontramos aquí soportes, estructuras, cilindros de transporte de sales, y turbinas vapor de gran tamaño realizados en una amplia variedad de materiales de ingeniería pero siempre caracterizados por su gran tamaño.

Dentro de esta tecnología, existen empresas como GESTAMP o SENER que han realizado una apuesta a largo plazo por su desarrollo e implementación.

- Sector aeronáutico

El sector aeronáutico se encuentra en pleno proceso de evolución hacia la sostenibilidad y el aumento de la eficiencia, impulsado por demandas económicas y ambientales. Los avances tecnológicos se traducen en nuevos motores, nuevos materiales avanzados y nuevas estructuras, que por lo general implican el diseño y la fabricación de piezas cada vez más esbeltas y grandes. Resultan, por tanto, muy poco rígidas por lo que su fabricación es todo un desafío máxime cuando las exigencias de precisión siguen siendo muy altas (Figura 2.7).

Además, no solo la fabricación o el mecanizado de nuevos componentes para aeronaves resultan problemáticos, sino que hay toda otra serie de actividades que resultan complejas dado el tamaño de los sistemas con lo que se trabaja. En concreto las actividades de apoyo durante el montaje como pueden ser el remachado, el taladrado, el pintado y la inspección y verificación de componentes pueden ser ejemplos donde esta complejidad es patente. Durante su vida en servicio, además, se precisa de operaciones de inspección visual, mantenimiento y reparación, que son complejas de realizar debido a la magnitud de las piezas, a su compleja localización en la aeronave y a los requisitos de precisión asociados.



Figura 2.7 – Elementos de un motor turbojet de gran tamaño y pared delgada

- Sector naval

Es otro de los sectores clave en la demanda de grandes piezas pues el 95% del transporte mundial de mercancías se realiza por vía marítima. Actualmente el 85% del mercado de producción de grandes estructuras y piezas para el sector naval se concentra en manos de China, Corea, Japón, siendo los Países Bajos y España actores de menor volumen. Para

el periodo 2015 – 2020 se espera un incremento de demanda de buques en aplicaciones off-shore, gaseros, cargueros, etc.

En cuanto a la demanda de piezas de gran tamaño tenemos que destacar el motor marino principal (Figura 2.8) (bloque motor, culatas, cigüeñal, árbol levas, etc.), los motores auxiliares, la caja reductora marina, el eje propulsor y las hélices (Figura 2.9).



Figura 2.8 – Bloque motor un motor diésel para barcos



Figura 2.9 – Mecanizado de hélices propulsoras para barcos

- **Industria de la ciencia**

Las grandes instalaciones científicas son la última adición a las plantas que demandan piezas de precisión de tamaños cada vez más grandes. Un claro ejemplo son las instalaciones que realizan experimentos sobre física de partículas y física de altas energías como las fuentes de luz sincrotrón (como ALBA – CELLS, ESRF, DIAMOND etc.), las fuentes de neutrones basadas en reactores nucleares (ILL), las fuentes de

neutrones por espalación (ISIS en Oxford o ESS en Lund), el nuevo reactor de fusión experimental ITER u otros grandes proyectos científicos como XFEL, IFMIF-EVEDA, etc.

No hay que olvidar tampoco a los grandes telescopios en este epígrafe, como el Gran Telescopio de Canarias GRANTECAN, el Extremely Large Telescope ELT, el radiotelescopio Square Kilometer Array SKA, etc.

Cada vez son más las instalaciones de este tipo y todas ellas comparten el hecho de que el tamaño de sus detectores está ligado a su resolución y efectividad global. Como consecuencia de lo anterior y dado que el precio final no suele ser el criterio principal, los diseños de instalaciones científicas son cada vez más ambiciosos e incluyen piezas y componentes cada vez más grandes, impulsando permanentemente los límites del estado de la técnica en la fabricación de precisión.



Figura 2.10 – Cámara de vacío del espectrómetro LET en ISIS/RAL

A modo de resumen, en la siguiente tabla elaborada a partir de [Acedo, 2014] se recogen las piezas paradigmáticas mencionadas hasta ahora, con datos cualitativos de interés para conocer la magnitud del problema de fabricación de tales piezas.

Tabla 2.1: Resumen de piezas tipo y sus características

Sector	Pieza	Valor	Precisión	Tamaño
Ferrocarril	Raíles y cruzamientos	Medio	Baja	Muy largo aunque estrecho
	Bogie	Medio	Media	Todas las dimensiones muy grandes
	Caja reductora	Medio	Alta	Medio
Eólico	Buje	Medio	Medio	Todas las dimensiones muy grandes
	Bastidor	Medio	Medio	Todas las dimensiones muy grandes
	Caja multiplicadora	Medio	Muy alta	Tamaño medio
	Torre (metal)	Medio	Baja	Muy largo y gran sección transversal
Naval	Bloque Motor	Muy alto	Muy alta	Grandes o muy grandes
Construcción	Palas	Medio	Media	Todas las dimensiones muy grandes
	Brazos articulados	Medio	Media	Todas las dimensiones muy grandes
	Armazones	Medio	Media	Todas las dimensiones muy grandes
Generación de energía	Carcasas (turbinas, calderas, bombas)	Muy alto	Muy alta	Muy grandes todas las dimensiones y dificultad de montaje

1.2 Características de las piezas grandes

El incremento de tamaño de las piezas críticas expuestas en el punto anterior no ha ido acompañado de una relajación en las tolerancias. Más al contrario, las exigencias de precisión de las mismas se han mantenido constantes e incluso se han incrementado, dificultando aún más el proceso de fabricación de estas piezas singulares. Así, en la Tabla 2.2 se muestra una serie de ejemplos en los que se pueden observar las dimensiones y tolerancias de varias piezas.

Tabla 2.2: Ejemplo de tolerancias objetivo en ciertas piezas grandes

EJEMPLOS DE REQUISITOS DE LAS PIEZAS – TOLERANCIAS
CAJA DE VELOCIDADES (4 x 2 x 2 m) Distancia entre centros $\pm 0,01$ mm Cilindricidad 0,02/1000 Tolerancias IT5 y concentricidades 0,01
GRAN BLOQUE MOTOR (2 x 2,8 x 6 m) Planitud – Perpendicularidad 0,02/1000 x 1000 Cilindricidad 0,02/1000 en eje de cigüeñal y arbol de levas Tolerancias IT5 y concentricidades 0,01

BRAZO DE EXCAVADORA DE GRANDES DIMENSIONES (12 x 4 x 1,2 m)

Mecanizados concéntricos de 0,05 mm

Tolerancias de posición en elementos de $\pm 0,01$ mm

Elementos mecanizados mediante máquinas enfrentadas

BOGIE DE FERROCARRIL (2,8 x 6 x 0,8 m)

Tolerancias no muy relevantes

Pieza de baja rigidez – importante no generar deformaciones

A la luz de las dimensiones y las tolerancias referidas, se entiende que la fabricación de piezas grandes presenta, tanto técnica como organizativamente, desafíos muy complejos.

2 LA FABRICACIÓN Y EL MANTENIMIENTO DE PIEZAS GRANDES

2.1 La fabricación de piezas grandes

La solución obvia para la fabricación de piezas grandes pasa por incrementar el tamaño de la máquina que produce una pieza determinada. Este incremento viene determinado por la necesidad de incrementar en la misma medida el volumen de trabajo útil de la máquina que se precisa para alojar en su interior la pieza a mecanizar al completo. De esta forma, el tamaño de máquina viene determinado por la dimensión característica mayor de la pieza que se desea mecanizar.

Se plantean, en definitiva, grandes máquinas que, además del citado requisito fundamental de gran volumen de trabajo (decenas de metros cúbicos), deben cumplir con exigentes prestaciones como son una elevada precisión de posicionamiento (determinada por la precisión final de la pieza), alta repetitividad (condición *sine qua non* para la precisión) y gran capacidad de arranque de viruta (con la consiguiente potencia asociada) para asegurar una adecuada productividad y rentabilidad final.

De esta forma, se conciben máquinas-herramienta de gran tamaño destinadas a la fabricación de precisión de grandes piezas singulares de alto valor añadido. La producción de estas máquinas no es muy alta, dado que están enfocadas a piezas cuya tirada es moderada o baja. Siguiendo esta tendencia, de manera muy clara, el País Vasco se ha destacado por especializar gran parte de su industria de fabricantes de máquina-herramienta en este mercado: la producción en pequeñas series de máquinas de gran tamaño.

2.1.1 Tipos de máquinas-herramienta de gran tamaño

Se listan a continuación los tipos de máquina de gran tamaño más habituales, cuyo uso viene determinado por el tipo y geometría de la pieza a fabricar, así como por las operaciones de mecanizado específicas requeridas. Así, los principales tipos de máquinas-herramienta grandes son los siguientes:

- Tornos horizontales.
- Tornos verticales.
- Fresadoras de pórtico móvil.

- Fresadoras de pórtico fijo y mesa móvil.
- Fresadoras de columna móvil con carnero centrado.
- Fresadoras/mandrinadora con columna móvil y carnero lateral.
- Mandrinadora tipo Planer.
- Rectificadoras.

2.1.2 Nuevos requisitos para el diseño de máquinas grandes

El proceso de diseño de máquinas de gran tamaño para la fabricación de piezas grandes se topa con nuevos requisitos. Por un lado, aunque en valor absoluto las tolerancias de las piezas sean las mismas que para piezas de tamaño medio o incluso pequeño, la relación de la tolerancia con respecto a la dimensión característica de la pieza es muy pequeña, con lo que, en el fondo, se está exigiendo una mayor precisión al proceso de mecanizado, para obtener unas tolerancias relativas cada vez más estrechas. Por ello, el resultado de esta tendencia es que las máquinas grandes se enfrentan a un requisito de mayor precisión.

Por otro lado, al trabajar con piezas de alto valor que ya incluyen operaciones de larga duración y alto coste acumulado, no se permiten errores en el proceso de producción, pues estos acarrearían enormes costes económicos. Por ello, los fabricantes de piezas grandes exigen que sus máquinas sean capaces de producir piezas conformes siempre a la primera y de forma segura. Tras un proceso de ajuste de la producción, esto implica que las máquinas grandes se enfrentan a requisitos de alta repetitividad del proceso.

Una vez asegurada la eficacia, los fabricantes de piezas grandes y críticas desean mecanizar las piezas en el mínimo tiempo posible. Esto hace que las máquinas sean sometidas a esfuerzos cada vez mayores, al límite de su capacidad operativa. Se trata, por tanto, de conseguir una mayor eficiencia en la producción con máquinas grandes.

Tal y como se ha señalado antes, las series de producción de estas piezas son muy cortas, incluso unitarias, con lo que una determinada máquina debe poder adaptarse a distintas piezas para poder amortizar la inversión que supone. Además, se busca minimizar el tiempo de preparación y set-up para cada pieza. Las máquinas grandes por tanto, deben presentar una mayor flexibilidad.

Relacionado con lo anterior, para conseguir rentabilizar al máximo las máquinas de gran tamaño, es necesario automatizar al máximo su funcionamiento. Se busca, por tanto, el desarrollo de máquinas y procesos autónomos.

Por último, debido a que el traslado de estas piezas y el posterior alineamiento son muy complejos y costosos, se busca la integración del máximo número de procesos en una única máquina. La idea básica es fabricar la pieza “de una atada” siempre que esto sea posible. Este hecho conlleva que estas máquinas sean cada vez más complejas e integren procesos muy diferentes como torneado, fresado, rectificado etc.

Por todo ello, los fabricantes de piezas de gran tamaño no buscan máquinas standard para procesos convencionales con altos volúmenes, sino soluciones integrales de máquina-proceso como solución a sus problemas de producción. Se trata por tanto de incrementar el alcance del servicio para dar soluciones personalizadas de máquina más proceso.

2.1.3 Problemas asociados a las máquinas grandes

Se puede observar que las máquinas grandes se enfrentan a nuevos requisitos de diseño debido a su magnitud. Sin embargo, los efectos del escalado a tamaños mayores no acaban ahí. Como se describe en [Uriarte, 2013] algunos problemas típicos de las máquinas-herramienta se magnifican con el aumento del tamaño:

- Los principales problemas se concentran en las estructuras, pues no se mantiene la proporción y el incremento de peso suele ser mucho mayor que el de la rigidez de las piezas. Además, las grandes dimensiones hacen que los brazos de par de las fuerzas sobre la estructura sean mayores, con lo que las mismas cargas originan estados tensionales más desfavorables en comparación con las máquinas de pequeño tamaño.
- El guiado de los carros suele ser mucho más complejo de realizar en grandes máquinas, pues en cursos de varios metros de largo es más difícil obtener las rectitudes deseadas, así como asegurar el alineamiento entre guías teóricamente paralelas. Además, debido al peso de los elementos se deben instalar varias guías o carros. Con frecuencia, se diseñan y montan guiados fuertemente hiperestáticos, lo que perjudica la precisión del guiado. Por ello, la adecuada selección de la configuración y solución tecnológica de las guías es de capital importancia a la hora de diseñar grandes máquinas.

- Debido a las grandes distancias y dimensiones de la máquina, los errores geométricos de la misma pueden ser muy importantes y llegar a amenazar la eficacia de la máquina. Para corregir este hecho, es imprescindible calibrar todas las máquinas de gran tamaño empleando estrategias encaminadas a corregir el error geométrico por la vía de la compensación.
- Debido a las mayores masas e inercias en movimiento, el consumo de energía es muy superior a las máquinas convencionales. Además, presentan mayores pérdidas que las máquinas de dimensiones más ajustadas [Neugebauer, 2011]. Además, las máquinas grandes también tienen sistemas auxiliares y de refuerzo que han sido dimensionados de forma análoga a su estructura, con lo que teniendo en cuenta todo el conjunto, estas máquinas presentan unos consumos en stand-by y en operación nominal muy superiores y desproporcionados con respecto al aumento de la estructura y tamaño general (Figura 2.11).

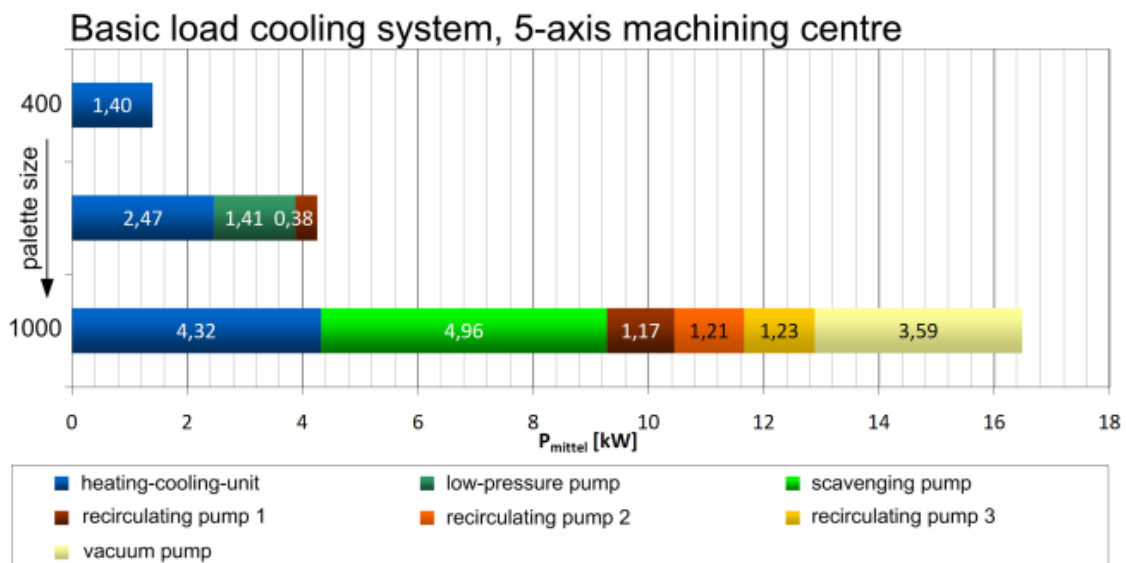


Figura 2.11 – Relación entre el tamaño de máquina y la carga sobre la refrigeración [Neugebauer, 2011]

En paralelo, hay aspectos perfectamente resueltos en máquinas pequeñas o convencionales que no se resuelven tan fácilmente para máquinas grandes, con lo que es habitual obviarlos, olvidarlos o no tenerlos en cuenta a la hora de diseñar desde cero una nueva máquina. Entre los aspectos más representativos de esta categoría podemos citar los siguientes:

- Un mismo estado de tensiones puede generar distorsiones y deformaciones en la pieza mecanizada muy importantes debido a la gran dimensión de las mismas. Este aspecto no es tan crítico en máquinas convencionales o pequeñas pero en las grandes es preciso revisar que los sistemas de anclado sean isostáticos o cuasi-isostáticos en la medida de lo posible. El peso propio es otro de los causantes de grandes deformaciones inesperadas que dan al traste con la operación de mecanizado.
- Por la misma razón, las deformaciones de origen térmico pueden ser muy importantes tanto en los elementos estructurales de la máquina como en la propia pieza.
- Como resultado de lo anterior, suele ser muy importante realizar, en la medida de lo posible, una verificación dimensional de la pieza in-situ, entre etapas de mecanizado. Con ello se evitarían atadas y desatadas innecesarias y el transporte de la pieza de y hacia la máquina con el riesgo y el coste asociado. Sin embargo, esta verificación in situ de una gran pieza no resulta nada fácil de hacer.
- El centrado de la pieza con respecto a la máquina y a sus ejes es muy difícil de realizar, dado que por el tamaño y el peso de la misma no es nada fácil su manipulación y reposicionamiento con buena resolución y precisión. En la medida de lo posible, se adoptan estrategias que minimicen la necesidad de reposicionamiento y centrado.
- Los tiempos de mecanizado y de ciclo de fabricación son muy dilatados, lo que puede originar problemas no previstos en herramientas, control, etc.
- La manipulación de la pieza es una tarea muy complicada: la introducción en la máquina, su atado, la referenciación, etc. deben plantearse con sumo cuidado para no parar de forma inesperada la producción.
- La modificación y reparación de la máquina puede ser problemática una vez la pieza ha sido introducida para la fabricación.

Por todo esto, y en respuesta a los nuevos requisitos de diseño a los que se enfrentan las máquinas grandes, los desafíos tecnológicos asociados pueden resumirse de la siguiente manera:

- 1) Mejoras en la estructura mediante la introducción de nuevos materiales, estructuras

optimizadas, nuevas topologías, etc. a fin de resistir los esfuerzos y evitar las grandes deformaciones.

- 2) Mejoras en los accionamientos para disponer de posicionamiento de precisión sobre guiados cuasiestáticos.
- 3) Mejoras en el proceso y la integración de nuevos elementos inteligentes para automatizar la producción el desarrollo de conocimiento integrado para ofrecer soluciones que aúnen máquina y proceso.

La representación gráfica de estos desafíos y su ubicación en una máquina herramienta típica pueden encontrarse en la Figura 2.12.

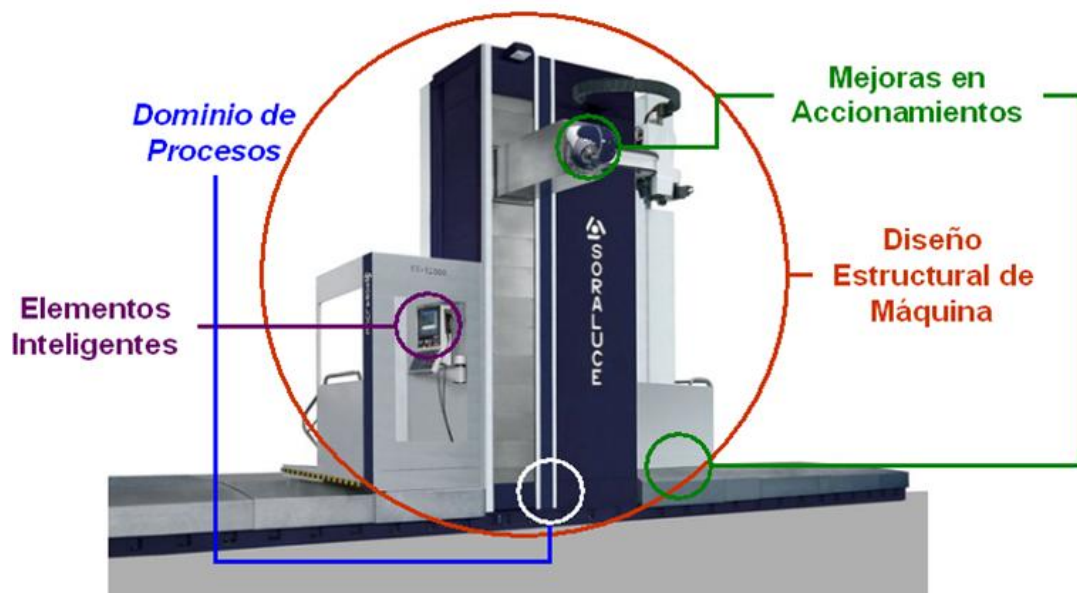


Figura 2.12 – Desafíos tecnológicos en máquinas-herramienta de gran tamaño

Así, cuando se diseña la producción de piezas de gran tamaño en base a máquinas muy grandes es necesario plantear soluciones muy específicas tanto en la máquina como en la pieza. Estas soluciones se presentan en el Apartado 2.1.4 donde se repasan las soluciones tecnológicas típicas de cada subsistema de una máquina herramienta.

2.1.4 Soluciones tecnológicas aplicadas en máquinas grandes

Dentro de este apartado se citarán los sistemas más avanzados que se pueden observar en el estado de la técnica actual, clasificados según el subsistema al que afectan. Así, el apartado se subdivide a su vez en seis subapartados destinados a la configuración de máquina, la estructura y cimentación, la solución de guiado, los accionamientos y su control, el anclaje y

la referenciación de piezas y la calibración y compensación de errores. Sin pretender englobar todas las soluciones tecnológicas utilizadas en máquinas grandes, sí se trata de recoger las principales ideas del actual estado de la técnica.

2.1.4.1 Configuraciones de máquina

La configuración cinemática más corriente en máquinas grandes es la serie, con una tendencia muy clara a situar los 3 o 5 ejes en el cabezal, dejando la pieza inmóvil en todo momento. De esta forma las inercias que se generan son constantes y no dependen del tamaño y peso de la pieza. Las configuraciones cinemáticas en serie dominantes se resumen en la figura en la Figura 2.13.

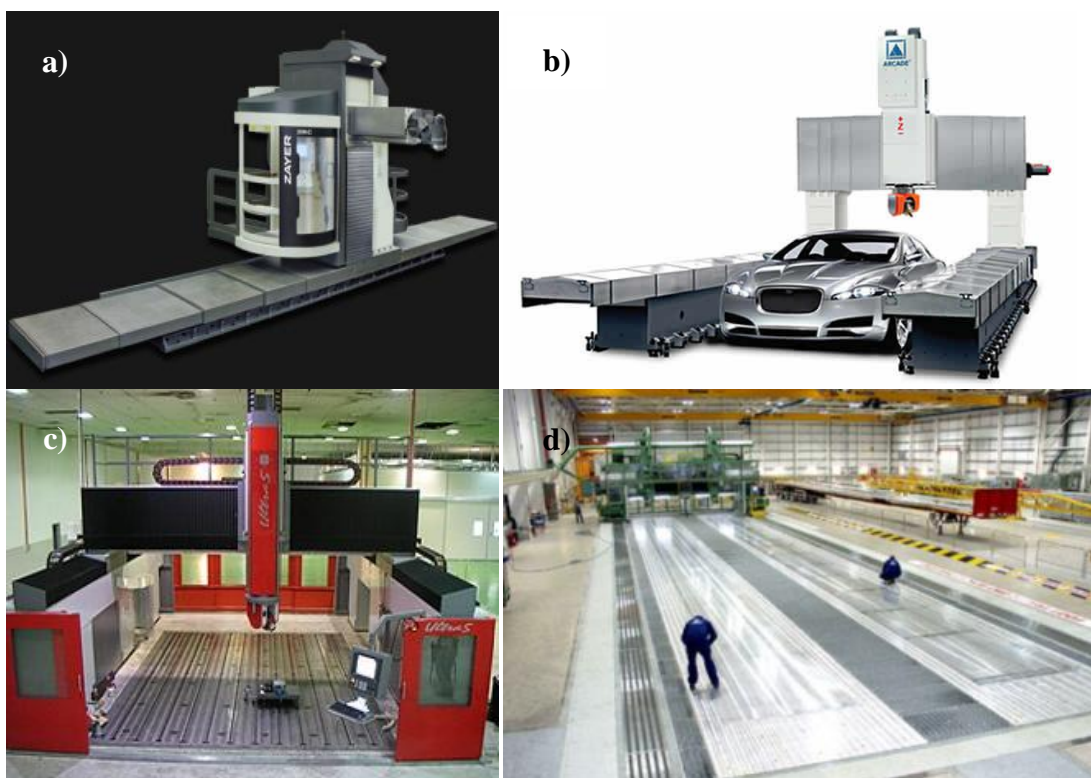


Figura 2.13 – Columna móvil (a). Gantry (b). Gantry elevado (c). Mecanizado de chapas para alas de aeronave en un sistema gantry con doble cabezal [Linhé, 2016] (d)

Las máquinas de columna móvil (Figura 2.13.a) son las más flexibles desde el punto de vista de manipulación de pieza y posicionamiento, mientras que el gantry elevado (Figura 2.13.c) es la que muestra más limitaciones. Por el contrario, desde el punto de vista de la rigidez estática la de columna móvil es la que presenta la rigidez más baja, mientras que la de gantry elevado es la más rígida y de mayor dinámica [Zah, 2005].

En cuanto a las máquinas para producir piezas de revolución como las que se precisan en los sectores del transporte y la energía, el torno vertical es la configuración más empleada (Figura 2.14), con diámetros de pieza que pueden ir desde los 1,5 a los 6 m. En el rango de los 0,8 m y los 1,5 m de diámetro, se suelen emplear también los tornos de bancada inclinada. En ambos casos, se tiende hacia máquinas multiproceso para obtener la máxima productividad de una sola atada en el mecanizado de piezas complejas y de alta precisión. Así, encontramos máquinas comerciales [Robocrane, 2016] que combinan torneado, fresado, taladrado y tallado de engranajes. Como ya se ha comentado, se busca la automatización de todas las operaciones mediante sistemas especiales e incluso robóticos para el cambio automático de herramientas y cabezales [GMTK, 2011].

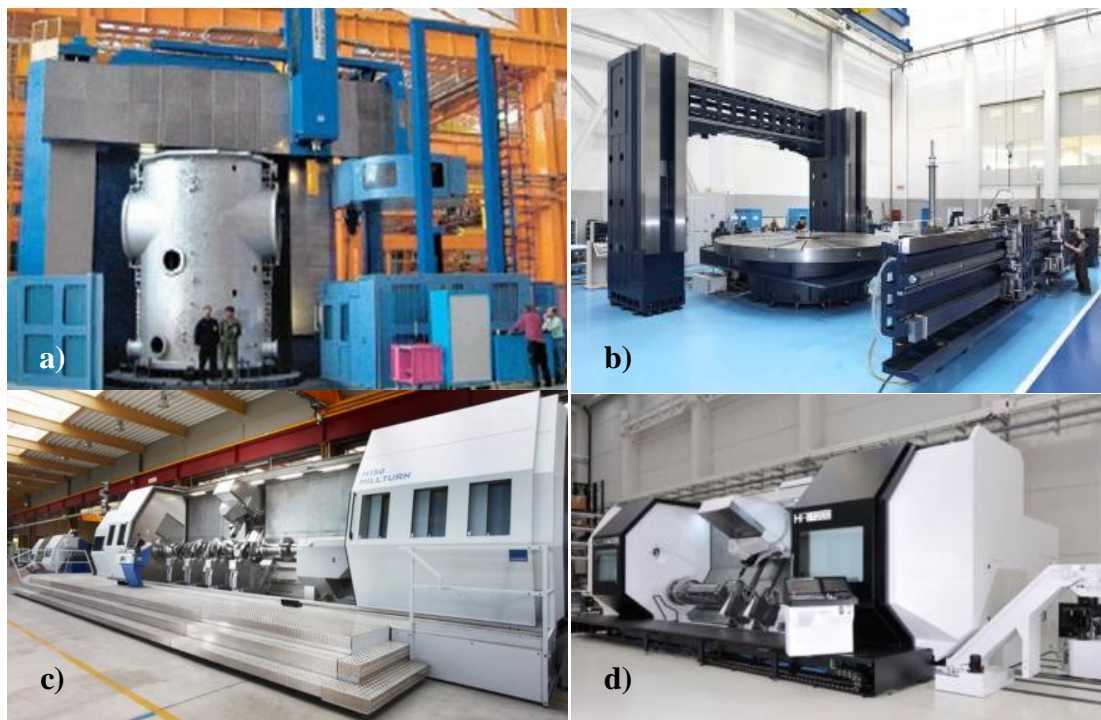


Figura 2.14 – Tornos verticales de Pietro Carnaghi (a) y Danobat (b); tornos de bancada inclinada de WFL (c) y GMTK (d)

En comparación con los tornos horizontales, más convencionales, los tornos verticales tienen carneros largos y esbeltos, lo cual puede favorecer la aparición de vibraciones, incluyendo el chatter, por la pérdida de rigidez. Además, los grandes pórticos sufren importantes deformaciones por peso propio, con lo que los fabricantes deben incluir algún sistema para compensar los errores asociados.

En comparación con la cinemática serie, la cinemática paralela es aún una solución reciente y no madura. Ha sido objeto de investigaciones muy detalladas y abundantes entre los años 1990 y 2005. Su principal atractivo radica en la obtención de estructuras más ligeras, lo que lleva a mayores relaciones de rigidez/masa y una mejor dinámica potencial en los accionamientos [Weck, 2002]. Sin embargo, no es posible obtener la precisión requerida por las máquinas herramienta hoy en día mediante la cinemática paralela, y la pérdida de rigidez en las uniones lleva a una menor dinámica de la esperada. Además, la dificultad para proyectar sistemas que den un adecuado y gran volumen de trabajo en tres ejes es otro problema capital. [Tlusty, 1999] realiza un análisis muy pesimista acerca de las capacidades de la cinemática paralela en comparación con los centros de mecanizado con cinemática serie, hasta el punto de que hay muy pocos casos de éxito industrial basados en cinemática paralela. Una revisión a fondo de esta problemática [Weck, 2005] muestra conclusiones similares. Tras 2005, el número de investigaciones en cinemática paralela disminuyó pero hoy en día parece que esta configuración puede encontrar nichos de mercado en aplicaciones muy concretas.

Mediante la combinación de ambas configuraciones, es posible obtener ventajas como el rango de desplazamiento de la cinemática serie y el comportamiento dinámico de la paralela, en lo que se llama cinemática híbrida. Desde el punto de vista comercial, la solución más exitosa es el [Tricept, 2015] de la compañía PKMTricept (Figura 2.15). Disponen de una gama de máquinas que combinan 3 ejes en configuración paralela y dos ejes rotativos en configuración serie, obteniendo así máquinas de 5 ejes. Para cursos y desplazamientos largos, el Tricept se desplaza sobre guías lineales para colocarse cerca de donde se debe realizar el mecanizado, ampliando así el espacio de trabajo.



Figura 2.15 – Mecanizado de paneles para vagones con tecnología Tricept

Otras soluciones de máquina híbrida son las series Ecospeed y Ecoliner [Hennes, 2001][Hennes, 2002] de la empresa Dörries Scharmann [Dörries, 2015] (Figura 2.16),

equipados con cabezal sprint Z3. Aquí, los ejes en configuración paralela realizan movimiento Z lineal así como los ejes rotativos A y B. Obviamente, estos ejes A y B originan desplazamientos no deseados del TCP en los ejes X e Y que deben ser compensados por los accionamientos en las citadas direcciones. El volumen de trabajo angular es de $\pm 45^\circ$ aproximadamente, pero con una dinámica muy superior a los sistemas con soluciones rotativas convencionales. Como ventaja añadida, señalar el bajo peso del accionamiento conjunto Z-A-B, lo que también redundaría en mejoras en la dinámica de los ejes X e Y.

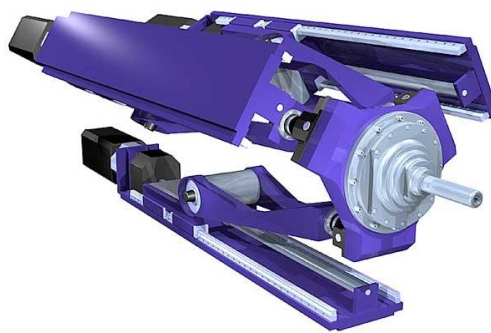


Figura 2.16 – Módulo cabezal Head Sprint Z3 de Dörries Scharmann

[Li, 2010] y [Hu, 2011] propusieron una solución similar, pero con actuadores de longitud variable en lugar de fija, lo que no pasó de ser un ejercicio de investigación sin aplicación industrial (Figura 2.17).

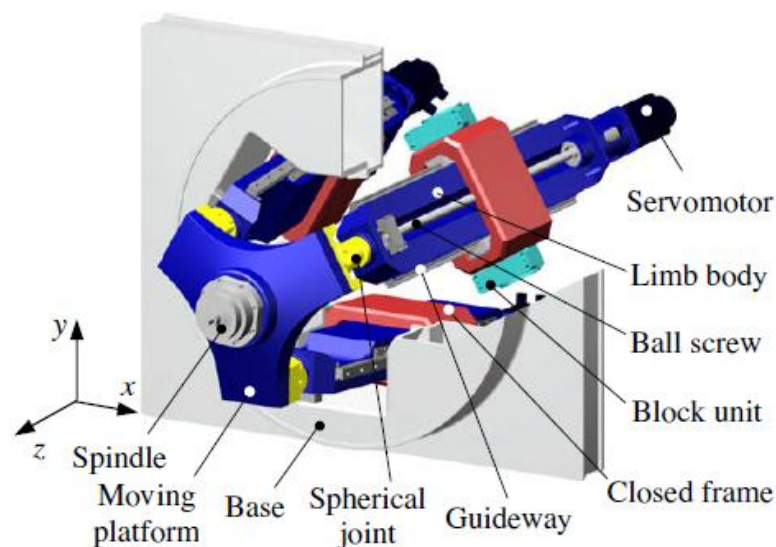


Figura 2.17 – Cabezal de Li et al. [Li, 2010]

2.1.4.2 Estructura y cimentación

La cimentación es un componente clave de cualquier máquina herramienta porque aporta rigidez, es el principal elemento de la nivelación y el alineamiento de la máquina y ayuda a amortiguar las vibraciones. En las máquinas grandes, la combinación de una rigidez estructural baja y cargas de proceso altas hace aún más crítico el papel de la cimentación. Además, la mayoría de las máquinas grandes tiene la herramienta y la pieza conectadas por una cadena cinemática que pasa a través de la cimentación.

De esta forma, la cimentación en máquinas grandes pasa a ser un elemento clave de las mismas que es necesario prever, diseñar e implementar cuando se adquiere la máquina. Si comparamos esta problemática con la cimentación de máquina de tamaño pequeño-mediano observamos que, mientras en unas se busca minimizar la profundidad de la cimentación e incluso evitar la excavación, en el caso de las máquinas grandes se trata a la cimentación como un elemento más del sistema.

En grandes máquinas, la estructura debe estar plenamente integrada y ser inseparable o indistinguible de la cimentación. Las proporciones de las máquinas convencionales no se mantienen en las máquinas grandes y en consecuencia la rigidez disminuye debido al peso de la base. En esta situación, la contribución de la cimentación a la rigidez global se convierte en el criterio de diseño principal, con lo que el enfoque basado en cargas no es adecuado [Hong, 1993]. Hay que subrayar que el factor limitante a la hora de incrementar la rigidez de la cimentación es el coste de construcción de la misma.



Figura 2.18 – Comparativa de las bancadas en máquinas grandes y convencionales

El diseño debe comenzar por el conocimiento de los parámetros del suelo obtenidos mediante ensayos normalizados como el K30, que se basa en catas en un área de 30x30 cm² dando valores de entre 1 y 500 Kp/cm³, lo que equivale a ir desde la arena al estrato rocoso resistente. Otro parámetro a tener en cuenta es la geometría de la zapata, sobre todo su anchura, según se deduce de la expresión de [Terzaghi, 1996]. Hay muchas formas de operar

a partir de aquí, pero la más usada es el método de pseudoacoplamiento, que modifica el valor final del módulo según en área de la cimentación.

El dimensionamiento de la cimentación se realiza teniendo en cuenta el momento flector y las fuerzas de cortadura. Estas cargas se traducen en tensiones de tracción, compresión y cortadura que definen la altura de la zapata de hormigón y las dimensiones del refuerzo de acero, que crece con la altura de la zapata hasta un punto a partir del cual su incremento ya no tiene efectos positivos. Una vez dimensionada la cimentación, los anclajes son los elementos que más contribuyen a la flexibilidad global del sistema. Deben ser rígidos pero a la vez permitir la nivelación y el alineamiento de la máquina. Los anclajes de la máquina a la cimentación se modelizan mediante *Multiple Point Constraints* (MPCs), con el objetivo de obtener una unión de sólido rígido entre los componentes [Hong, 1993]. A veces se puede llegar a permitir el movimiento de sólido rígido de la cimentación para facilitar el alineamiento de la máquina, pero en anclaje siempre tiene que realizar una buena unión entre máquina y cimentación y resistir las fuerzas inerciales y las de proceso.

Hoy en día el cálculo de la cimentación se realiza por métodos numéricos [Huang, 1986], [Ma, 2012], [Sedano, 2010], [Sienkiewicz, 1993], [Sienkiewicz, 1996], sobre todo mediante Elementos Finitos (Finite Element Analysis – FEA) [Myers, 2005], [Myers, 2007], [Sedano, 2010], [Valliappan, 2001]. Es de destacar el trabajo en este sentido de Myers [Myers, 2005] [Myers, 2007], quien modeliza la zapata mediante elementos sólidos y la arena como elementos muelle. Emplea a su vez una carga equivalente del valor del peso de la columna móvil más carnero, que sitúa en diferentes puntos. En [Myers, 2007] los valores obtenidos son comprobados experimentalmente.

El cálculo de la estructura de máquina más la cimentación es necesario y diversos investigadores han desarrollado diferentes soluciones software. [Sedano, 2010] realizó una comparación entre los distintos software basados en elementos finitos, incluyendo los que permiten el cálculo de la máquina en distintas posiciones a lo largo del movimiento, dando como resultado deformaciones, fuerzas en los anclajes, etc. [Sedano, 2010] incluye además un modelo para calcular el coste de la cimentación, abriendo así la vía para su optimización.

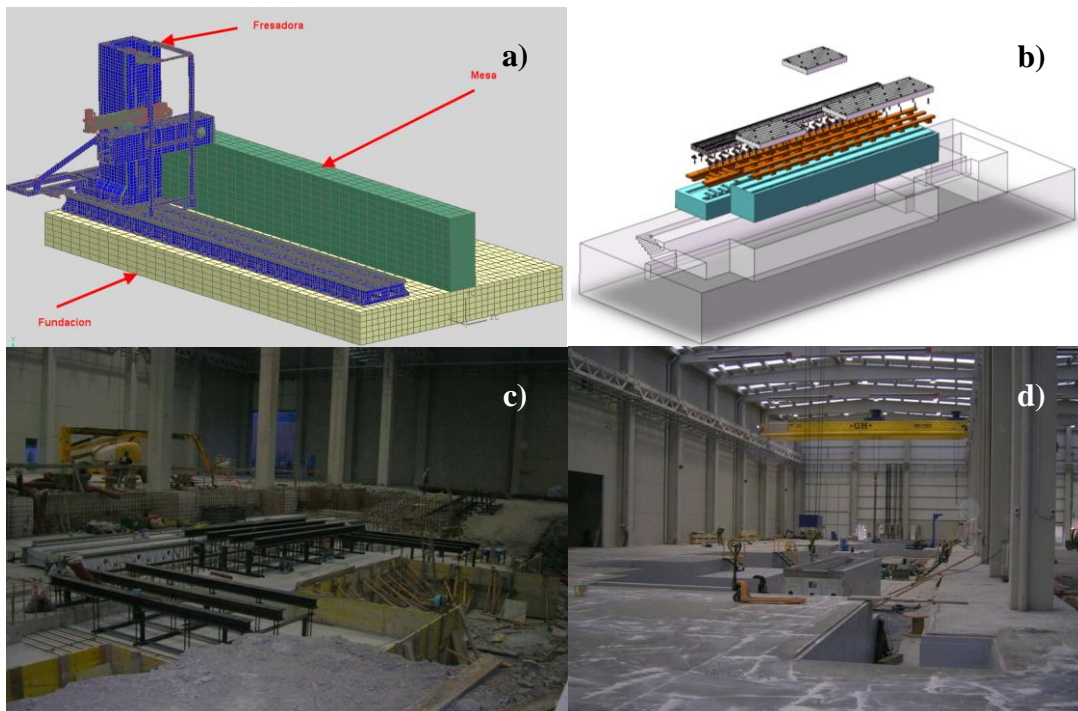


Figura 2.19 – Modelo FEM de máquina más cimentación (a). Dimensionamiento automático de cimentaciones (b). Construcción (c). Aspecto final (d).

Sin embargo, este conocimiento no se ha transferido desde la investigación a la industria, con lo se suele requerir una especificación completa y a medida de la cimentación. El fabricante debe exigir pruebas completas del terrero para asegurarse de que el diseño global cumple las especificaciones antes de la instalación de la máquina en su ubicación [Myers, 2005] [Myers, 2009]. Hay distintas formas de asegurar que el diseño global cumple las especificaciones. El más habitual consiste en revisar la configuración de máquina y determinar las masas móviles, sus cursos y pesos. Con esta información, se carga la cimentación en la peor posición y se comprueba la rigidez local bajo carga completa. Hay otras magnitudes que son interesantes también, como pueden ser los desplazamientos laterales.

Aunque las cimentaciones pueden considerarse estabilizadas pasadas 48 horas, se recomienda comprobar su estado pasado un prudente tiempo en servicio, mediante la instrumentación adecuada.

En cuanto a la estructura de la máquina, la fundición gris es el material más empleado incluso en las máquinas más grandes, con la opción de emplear fundiciones dúctiles o acero colado para algunas piezas críticas [Kolar, 2012][Smolík, 2007][Smolík, 2009][Smolík, 2011]. Sin embargo, existe una tendencia a emplear otros materiales para las piezas

estructurales, principalmente por razones de peso y económicas [Saljé, 1998]. Las bancadas y estructuras empleadas en las máquinas grandes son en ocasiones difíciles de conseguir por fundición y en el mejor caso pueden precisarse tiempos muy largos para producir los elementos.

El empleo de estructuras soldadas no es recomendable por su bajo amortiguamiento, aunque es posible emplear materiales de relleno como arena o partículas poliméricas para mejorar el amortiguamiento estructural y atenuar las vibraciones. Hay además problemas adicionales asociados a las tensiones residuales y a las distorsiones provocadas por la soldadura y al comportamiento heterogéneo de los cordones que desaconsejan su uso [Aoki, 2007].

Otro material que presenta interés es el hormigón polimérico, que está siendo empleado últimamente en las máquinas-herramienta de precisión, incluso bancadas de granito, pero su uso no es habitual en grandes máquinas. [Koblischek, 1991]. En aplicaciones muy concretas también se han empleado laminados de material compuesto [Villasante, 2004]. Hay incluso aplicaciones con estructuras modulares basadas en celosías que, aunque no son estructuralmente óptimas, permiten obtener soluciones para máquinas grandes de forma flexible y barata. Además, estas se pueden mejorar integrando elementos activos que mejoren la rigidez y el amortiguamiento [Zulaika, 2009] (Figura 2.20).



Figura 2.20 – Estructura de máquina modular mediante celosías [Zulaika, 2009]

2.1.4.3 Guiado en máquinas grandes

Un reciente trabajo de [Altintas, 2011] en el CIRP revisa el estado de la técnica en accionamientos, incluyendo los sistemas de guiado. En este subapartado se revisarán sus conclusiones más relevantes en para máquinas grandes.

El problema del guiado surge de los requisitos contradictorios de gran peso de la parte móvil, cursos muy largos y requisitos de repetitividad estrictos. Por lo tanto, hay que recurrir a los principios de la ingeniería de precisión [Schellekens, 1998] tal y como se emplean típicamente en máquinas de ultraprecisión [Bryan, 1979] para encontrar soluciones.

Habitualmente las guías se colocan en parejas paralelas, pero cuando se trata de guiar elementos muy pesados, se emplean incluso más cantidad de elementos paralelos, siendo uno de ellos el maestro de cara al proceso de montaje y la alineación y el resto los elementos que actúan como esclavos llevados a su posición final durante el proceso de montaje. Por lo tanto, en máquinas grandes es habitual encontrarse con guiados hiperestáticos o sobre-restringidos. Si bien esta solución presenta ventajas, como la alta rigidez y el promediado de errores entre guías, cuando se precisan guías muy largas y estas se han de mecanizar la solución descrita se convierte en económicamente prohibitiva.

Así, es recomendable emplear guiados isostáticos, aunque en la práctica sean semi-isostáticos o cuasi-isostáticos debido al gran peso de los elementos móviles que deben ser soportados por la guía. Las soluciones semi-isostáticas permiten relajar las tolerancias de fabricación y montaje a la vez que presentan alta repetitividad. Esta alta repetitividad genera altas precisiones de máquina una vez esta ha sido calibrada volumétricamente.

Las soluciones más típicas de guiado de máquina herramienta de gran tamaño son las guías de fricción, los patines de rodadura y los patines hidrostáticos. Las guías de fricción con capa límite de lubricante son aún hoy en día soluciones muy típicas de grandes máquinas [Xu, 2012] debido a su alto amortiguamiento por efecto de la capa límite [Norihisa, 2007]. Sin embargo, en la capa también se genera y disipa calor por la fricción con lo que no es una solución muy adecuada para movimientos rápidos.

Los patines de rodadura son hoy en día las soluciones más empleadas a pesar de su bajo amortiguamiento [Hung, 2003][Sakay, 2012]. Existen soluciones que emplean polímeros o utilizan una capa de aceite [Zhang, 2005] entre los elementos rodantes. La vida de los patines de rodadura viene limitada por la fatiga del elemento rodante o de la pista, con lo que su selección debe hacerse conforme a la ISO 14728-1:2004.

En cuanto a los patines hidrostáticos, su principal ventaja es su alto amortiguamiento combinado con su elevada capacidad de carga [Jeon, 2004][Odonoghu, 1970][Park,

2006][Shamoto, 2001]. Sin embargo, son complejas de diseñar e implementar y su montaje puede llevar mucho tiempo. Las aplicaciones en proyectos de investigación [Weck, 2005] pueden sobrevivir a pesar de este hecho pero lo cierto es que su aplicación industrial es muy limitada, con lo que se encuentran diseños específicos en cada aplicación concreta. En paralelo, se está experimentando con otros fluidos, como el agua, con vistas a su aplicación comercial [Okahata, 2011].

El alineamiento de guías es aún un desafío con amplio margen de mejora [Yang, 2011]. Las tecnologías actuales exigen tiempos de montaje muy elevados, sobre todo cuando se emplean soportes de guía independientes. A veces, las grandes máquinas no tienen ni bancadas sino que las guías pueden ir atornilladas a la propia cimentación.

2.1.4.4 Accionamientos y control

El citado keynote de [Altintas, 2011] repasa en profundidad los aspectos de accionamientos y control. En este punto se va a revisar los aspectos más importantes con influencia en las máquinas grandes. En este tipo de máquinas, es se emplean principalmente accionamientos de piñón y cremallera [Neugebauer, 1979], a la vez que se ha de tener un cuidado especial en los algoritmos de control con accionamientos flexibles dado que aparecen simultáneamente cargas elevadas y carreras muy largas.



Figura 2.21 – Máquinas Waldrich-Coburg con accionamientos de piñón-cremallera

Dependiendo de la configuración de la máquina y la estructura de la misma, se usa o bien la configuración gantry o bien una arquitectura maestro-esclavo (en tándem) entre ambos lados, siempre precargando entre sí el piñón y la cremallera. Hay diversas formas de conseguir esta precarga, como emplear engranajes con tallado helicoidal que se deforman contra la cremallera [Altintas, 2011] o precargar eléctricamente el contacto empleando dos motores en

direcciones opuestas [Altintas, 2011], [Olarra, 2009] (Figura 2.22) o incluso mediante precarga mecánica al conectar ambas reductoras mediante un acoplamiento flexible.

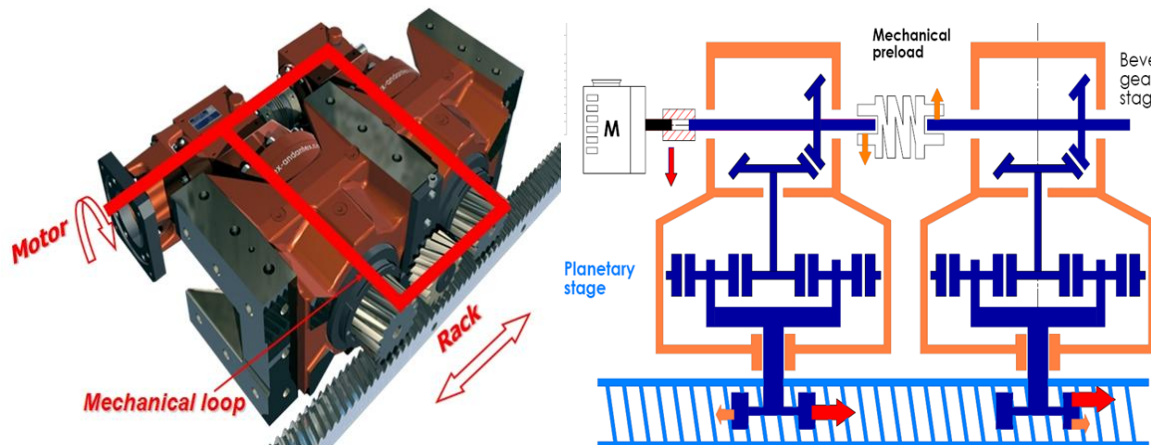


Figura 2.22 – Piñón-cremallera con precarga mecánica [Olarra, 2009]

Durante la fase de diseño, es muy importante ser capaz de estimar las características dinámicas de un determinado accionamiento. Se han desarrollado diferentes modelos matemáticos para realizar esta tarea, que deben ser lo suficientemente precisos como para predecir adecuadamente el comportamiento del accionamiento en cualquiera de sus posiciones. Esto implica una adecuada selección de la cantidad y tipo de grados de libertad que se van a considerar (Figura 2.23). Una vez realizada esta selección se pueden definir las matrices de masa y rigidez, con lo que se puede realizar un cálculo de modos y frecuencias del accionamiento. El ancho de banda del lazo de control viene limitado por la primera frecuencia natural del accionamiento. Así, se estima que el lazo de velocidad puede llegar hasta un 80% de la primera frecuencia natural y el lazo de posición a un 25% del de velocidad. Los modelos de accionamiento también permiten determinar la sensibilidad de las ganancias con respecto a las variables de diseño.

PINION-RACK with mechanical preload

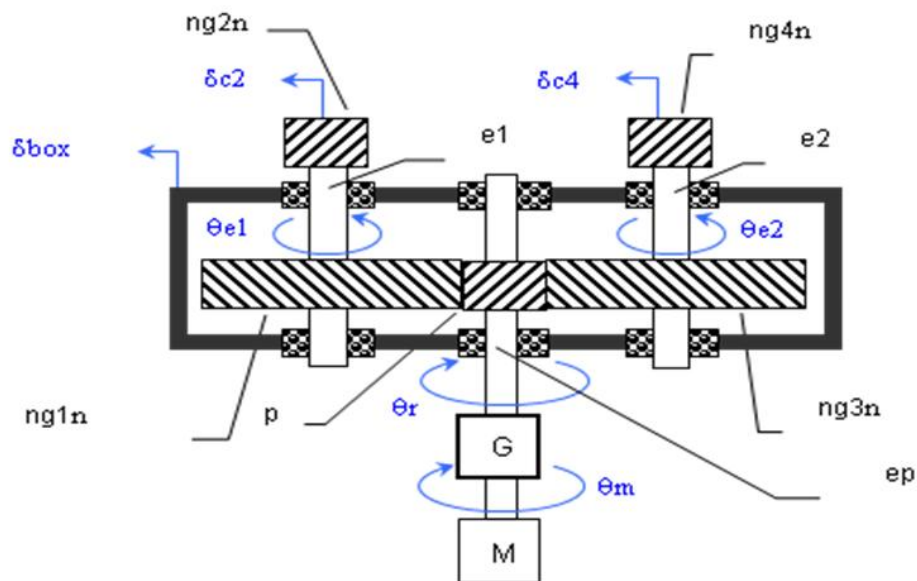


Figura 2.23 – Modelo dinámico de piñón-cremallera con precarga

Los sistemas de piñón cremallera se emplean habitualmente en configuración gantry con cuatro actuadores que son distribuidos en parejas. Debido a la baja rigidez relativa del travesaño, la arquitectura gantry se emplea para coordinar la actuación de las parejas, y la estrategia de tándem se emplea dentro de las parejas para coordinar la actuación de los dos motores.

En la configuración gantry cada pareja de actuadores tiene su propio lazo de posición con un lazo superior de supervisión para controlar la posición relativa de cada pareja. Y dentro de cada pareja se persiguen dos objetivos: precargar el actuador con doble piñón-cremallera y, una vez obtenido el par de precarga, colaborar para mover el sistema venciendo las cargas. En ambos casos el ajuste de los parámetros de control es complejo y hay muchas investigaciones al respecto [Chen, 2008][Hsieh, 2007] [Hu, 2011].

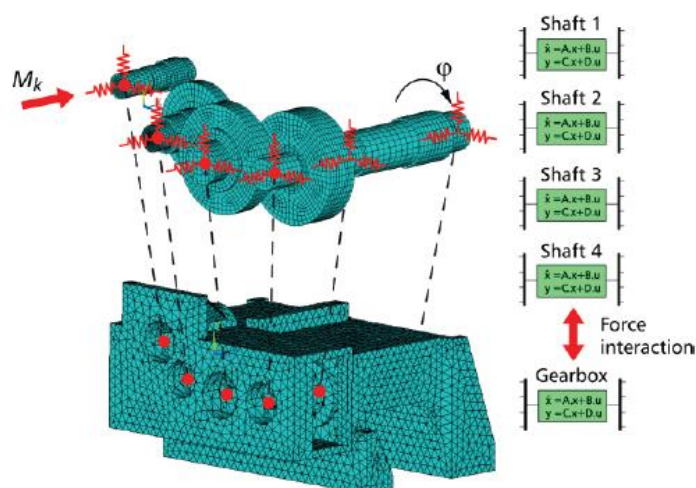


Figura 2.24 – Modelo acoplado de piñón-cremallera [Sutlika, 2012]

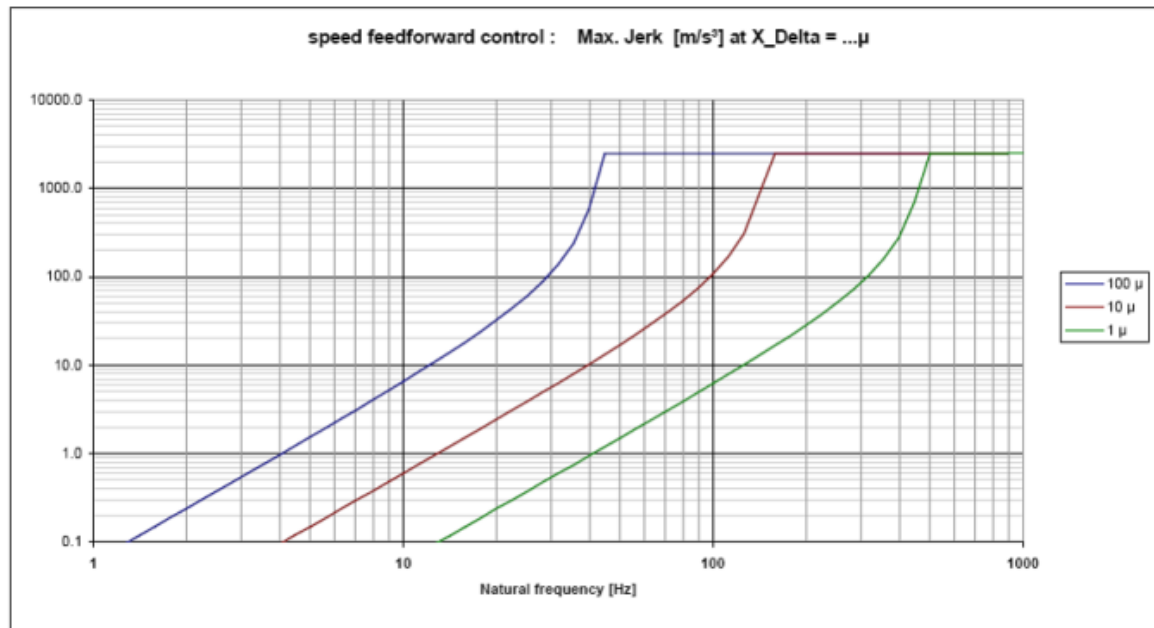
Para mejorar los cálculos, se requiere modelizar también la interacción entre el accionamiento y la estructura de la máquina mediante sistemas acoplados que combinen un modelo suficiente de accionamiento con un modelo de estructura. A modo de ejemplo, en [Sutlika, 2012] (Figura 2.24) se realiza un modelo de elementos finitos que, aparte de modelizar con gran detalle el contacto entre el diente del engranaje y la flexibilidad del sistema de engranajes, incluye el contacto entre el eje, la chaveta y el piñón.

Como se ha dicho ya, la baja primera frecuencia natural es el factor limitante del comportamiento de los ejes de la máquina. El accionamiento en sí suele tener frecuencias naturales superiores, con lo que es la vibración de la estructura de la máquina la que suele limitar tanto las ganancias de los lazos de control, como las aceleraciones obtenibles y la sobreaceleración máxima.

La forma habitual de solventar este problema se basa en ajustar los ejes máquina centrándose en las señales del encoder (si lo hay) y las de la regla lineal (si la hay), sin centrarse en las vibraciones de punta de herramienta. Al final del proceso, el técnico puede llegar a creer que ha obtenido la mejor respuesta dinámica de la máquina, dado que se observa que el encoder del motor devuelve con fidelidad las posiciones comandadas. Así, frecuentemente, se suele llegar a la conclusión de que la máquina “no es lo suficientemente buena”. La mejora pasa, por supuesto, por ajustar los parámetros de tal forma que se obtenga la mejor respuesta de la punta de herramienta, no de los motores individuales.

Ya se ha mencionado que la primera frecuencia natural, habitualmente baja, lleva a anchos de banda bajos en los lazos de velocidad y de posición. Por citar algunos valores numéricos, una frecuencia natural de máquina de 5 Hz puede significar que el ancho de banda del lazo de velocidad estaría alrededor de los 4 Hz, con tiempos integrales de alrededor de 60 ms, si se llega a obtener un buen amortiguamiento. Con los citados valores, sería de esperar un valor de ganancia del lazo de posición K_v de 0,5. Incluso con algoritmos de Feed Forward, estos valores tan bajos originarían importantes errores de seguimiento de trayectoria y de inversión. Ante este panorama, la tendencia natural es emplear mayores anchos de banda y un tiempo de integración más rápido, pero esto lleva a bajos amortiguamientos por control y vibraciones importantes cuando la máquina acelera. Para contrarrestar este comportamiento indeseado, se programa un valor de la sobreaceleración muy bajo.

Los modelos de predicción de la sobreaceleración máxima admisible por una máquina son un tema de estudio muy frecuente en la actualidad. En algunos controles numéricos, la limitación de la sobreaceleración se realiza de forma indirecta, fijando un “tiempo de limitación de sobreaceleración”, es decir, el tiempo necesario para obtener el máximo de aceleración requerido. Este tiempo es, lógicamente, igual al cociente entre la aceleración máxima y la sobreaceleración máximo. Se sabe que hay valores óptimos de “tiempo de limitación de la sobreaceleración” cuando se parte de la máquina parada y se acelera hasta la velocidad máxima, de valor n/ω_n , siendo n un número entero mayor o igual a 1 y ω_n la primera frecuencia natural (dominante). Para la mencionada máquina con una frecuencia natural de 5 Hz, el tiempo óptimo de la sobreaceleración sería $1/5=0,2$ s. Si la aceleración máxima es de 3 m/s^2 , la sobreaceleración óptima sería de 15 m/s^3 , lo que se puede considerar como un buen valor.



Reference: Dr. Tröndle, A&D MC E55, Siemens AG

Figura 2.25 – Estimación de los valores de jerk de referencia por [Gross, 2001]

Sin embargo, este método de cálculo solo es adecuado para una trayectoria concreta cuando se parte de parado hasta la velocidad máxima. Para otros perfiles de velocidad la vibración en general no se puede predecir, con una ecuación tan simple. Como criterio de selección general se puede emplear el fijado por [Gross, 2001] (Figura 2.25) donde se realiza una aproximación de la amplitud de la vibración producida por distintos valores de jerk y para distintas frecuencias naturales. A modo de ejemplo, para una frecuencia de 5 Hz y una vibración permitida máxima de 10 micras, el valor máximo de jerk es tan bajo como 0,15 m/s³. Está claro que este valor tan bajo de jerk limitaría en exceso la productividad de la máquina para una determinada operación de mecanizado. Es más, en algunos controles numéricos estos valores de jerk tan bajos están hasta fuera de la escala permitida.

Las investigaciones para evitar las vibraciones estructurales con origen en los accionamientos y mejorar el comportamiento dinámico son muy abundantes. Algunas se centran en alterar la trayectoria comandada, como en [Altintas, 2003] [Erkorkmaz, 2001], pero, si bien las vibraciones se reducen apreciablemente, este enfoque en base a filtros produce errores en la trayectoria cuando hay múltiples ejes que tienen que funcionar a la vez mediante interpolación. Otro problema de este enfoque es su falta de robustez, a menos que el filtro sobre el comando se ajuste dinámicamente según la posición y situación instantánea de la máquina. Esto es así porque la posición de los ejes produce variaciones importantes en la frecuencia dominante que hay que considerar. [Siemens, 2004] obtuvo buenos resultados

mediante una estrategia adaptativa, pero se concluyó que se necesitaba más investigación para obtener una descripción robusta de los parámetros linealmente variables del sistema.

Hay otros enfoques alternativos en lo que se refiere a estrategias de control. Hay que mencionar el control en modo deslizante [Van Brussel, 1998] que obtiene muy bajos errores de trayectoria a nivel de los sensores (reglas lineales) a costa de vibraciones de alta frecuencia (chatter de control) y altos picos de par en el motor. Para su aplicación en máquinas grandes, otro factor limitante es la gran vibración estructural producida cuando se siguen trayectorias de muy alta dinámica. [Altintas, 2000] propuso una mejora de este sistema para evitar el chatter de control y la sobrecarga del motor. El control resultante es muy similar a un controlador PI convencional con feed forward, pero con la ventaja de que el ajuste de los parámetros es más fácil.

Desde el punto de vista del fabricante de máquinas grandes, no es posible aplicar estos avances de las investigaciones en la generación de trayectoria y las propuestas de control no convencionales a menos que los desarrolladores y fabricantes de controles numéricos los incluyan a su vez en sus productos. Sin embargo, los fabricantes de controles numéricos parecen seguir sus propias vías de investigación y no son muy dados a compartir información acerca de las estrategias de generación de trayectoria.

Como solución alternativa y práctica, [Gsell, 2011] colaboró con la empresa Doerries Scharman para desarrollar un sistema de filtrado adaptativo para el lazo de velocidad. La citada compañía ofrece el sistema como producto estándar en algunas de sus máquinas. El filtro se ajusta tras el posicionamiento de los ejes de la máquina. De esta forma, las ganancias del lazo de posición pueden incrementarse sin afectar a las resonancias estructurales.

Las investigaciones también han establecido que el lazo de aceleración aporta beneficios en la dinámica de los accionamientos. Los sensores Ferraris se han propuesto en este sentido en muchas investigaciones [Pritschow, 2003], pero para cursos largos en máquinas grandes presentan las mismas limitaciones que las reglas y solo mejorarían el comportamiento a nivel del carro, no de la punta de herramienta, lo cual implica una limitación muy típica en máquinas grandes tal y como se ha comentado anteriormente. Por ello, el uso de sensores de aceleración cerca de la punta de herramienta es una alternativa interesante. Su principal desventaja es el alto nivel de ruido que presentan estos sensores. Como alternativa se ha

propuesto emplear el enfoque de Espacio Estado con notables resultados a nivel de prototipo [R. Argandona, 2005][Zatarain, 2005] y en máquinas pequeñas [Uhlmann, 2012]. Es necesario profundizar en esta vía para aplicar los avances en controles numéricos convencionales.

Por otro lado, la mayoría de los métodos para compensar las vibraciones estructurales no se pueden emplear en CNCs comerciales. La empresa [Sintesi, 2014] ha desarrollado un control numérico totalmente configurable que se está empleando en algunas máquinas-herramienta y que permite emplear estrategias de control alternativas y no convencionales. Además, han desarrollado un acelerómetro de 6 grados de libertad, (tres de rotación y tres de desplazamiento) pendiente de patente, cuyo objetivo es mejorar el comportamiento dinámico de ejes. Los desarrolladores afirman que se obtienen mejoras en los tiempos de ciclo de hasta un 15% a la vez que se mejora la precisión de posicionamiento y se disminuye el error de seguimiento de trayectoria.

Un enfoque radicalmente distinto, pero que tiene cada vez más predicamento, para superar la incapacidad de las máquinas grandes para conseguir aceleraciones altas y valores de jerk elevados es el concepto de machine-on-machine, o dicho en otras palabras, el uso de ejes y accionamientos redundantes. En esencia, sobre los carros convencionales de la máquina se instalan unos accionamientos más ligeros de carrera reducida para compensar los errores del movimiento de las masas. Por medio de estrategias de control axis-on-axis se superan y solventan los problemas de los ejes convencionales (grandes masas móviles, bajas frecuencias naturales, poco ancho de banda en los accionamientos y bajos valores de jerk máximo)

La literatura científica muestra distintas soluciones para desarrollar este concepto según la aplicación concreta: Los rangos especialmente pequeños se cubren con actuadores piezoeléctricos, se emplean y excitan los cojinetes magnéticos de los cabezales, cinemática paralela, incluso ejes convencionales. En máquinas pequeñas, una forma muy conocida de obtener mejoras en la dinámica es la de emplear Fast Tool Servos. Los soportes de herramienta actuados mediante materiales piezoeléctricos han sido muy utilizados y descritos en la literatura [Denkena, 2008] (Figura 2.26), y una tecnología similar se emplea en la mesa de [Abele, 2008]. Con un objetivo similar se emplea parte de la carrera activa del gap en cojinetes magnéticos en [Armendia, 2012].

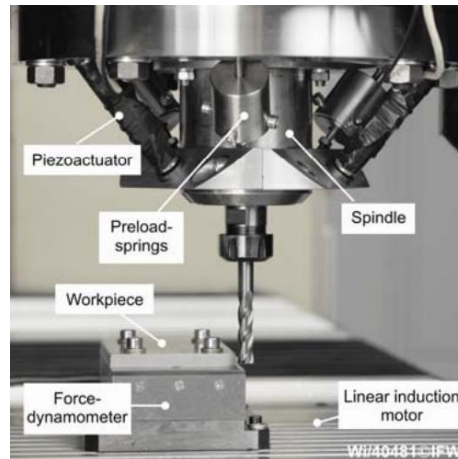


Figura 2.26 – Ejes redundantes mediante actuadores piezoeléctricos

Para máquinas grandes, un sistema similar al de machine-on-machine sería medir la posición real del TCP para obtener las compensaciones instantáneas ideales, pero esto no es posible generalmente. Por ello, el sistema de control se ajusta de forma robusta (bajo ancho de banda) para que la estructura cree desplazamientos predecibles en el TCP. A continuación, la estructura ligera y rápida corrige los errores medidos en las reglas de los carros grandes y pesados.

La empresa PKMTricept, ya mencionada, usa la estrategia machine-on-machine para coordinar el curso largo de baja dinámica con la mejor dinámica de los ejes del [Tricept] (Figura 2.27).



Figura 2.27 – Ejes redundantes por PKM Tricept SL

2.1.4.5 Anclaje y referenciación de piezas

Los utillajes se emplean para localizar, colocar, anclar y sujetar la pieza durante el proceso de mecanizado, y su desempeño acaba definiendo los resultados del proceso tanto desde el punto de vista de calidad y precisión como de coste. Así pues, los utillajes se diseñan

atendiendo a requisitos de precisión, fiabilidad, economía y bajo tiempo de set up [Fleischer, 2006].

La ubicación de grandes piezas en las máquinas-herramienta es un asunto complejo. El primer problema radica en situar las demasías de mecanizado de forma equilibrada entre todas las superficies a mecanizar, sin quedarse corto en ninguna de ellas. Otro de los problemas es que las piezas grandes suelen necesitar soportes y anclajes sobrerrestringidos para evitar las deformaciones por peso propio. Este tipo de anclaje habitualmente crea distorsiones en la pieza y, como consecuencia, lo que podía ser un mecanizado preciso se convierte en un mecanizado impreciso. Este equilibrado de demasías de mecanizado se realiza con frecuencia empleando mediciones realizadas desde fuera de la máquina. Este sistema de apoyo al set-up es en definitiva muy similar a una CMM, pero sin la capacidad automática de desplazamiento (son generalmente de desplazamiento manual) y sin software de cálculo incorporado. Si se identifica falta de material en alguno de las superficies, se ha de preparar un nuevo setting para la pieza, y el proceso vuelve a empezar.

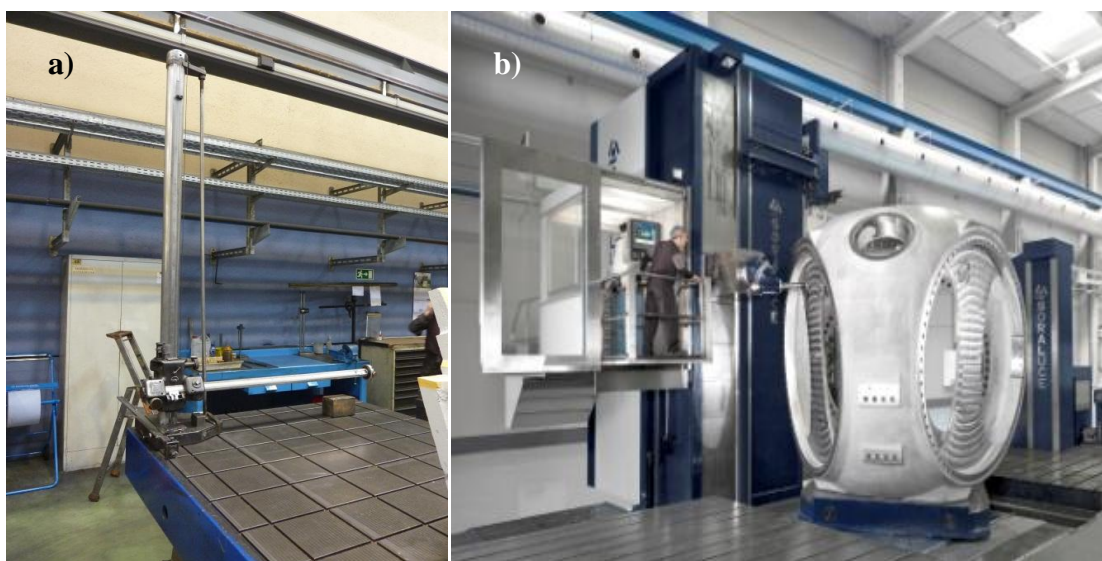


Figura 2.28 – Procedimiento manual de centrado de piezas (a). Referenciación de un buje eólico (b). [Zatarain, 2012]

La mayoría de las piezas presentan superficies que se suelen colocar paralelas a los ejes naturales de la máquina (X,Y,Z) pero en cuanto aparece algún plano inclinado el proceso manual se convierte en algo muy complejo. A veces el sistema externo de set-up no se puede utilizar, como en el caso de los bujes eólicos. En estas situaciones el set-up sea realiza

íntegramente dentro y con respecto a la máquina, en un proceso largo y extremadamente costoso.

[Cuypers, 2008] propone un proceso alternativo y [Zatarain, 2012] (Figura 2.28) realiza una investigación más enfocada a la aplicación real. El proceso comienza con la digitalización de un gran número de puntos de la pieza mediante blancos colocados sobre ella y detectados y ubicados por fotogrametría. A continuación los puntos se comparan con el programa del CNC y se calcula la ubicación óptima. Luego la pieza se ubica en la máquina por medio de un sistema de estéreo-fotogrametría desarrollado específicamente para este fin. Todo el sistema se encuentra patentado.

El anclaje en sí se puede realizar usando elementos de propósito general o utillajes específicos para la pieza o modulares. Cuando se mecanizan series cortas, o unitarias, los requisitos sobre el utillaje empeoran porque se les exige fiabilidad y bajo tiempo de preparación y set-up manteniendo su precisión, con lo que su flexibilidad de uso y adaptabilidad son factores muy importantes. En el mercado podemos encontrar distintas opciones: Elementos modulares, sistemas paletizados, utillajes sensorizados, sistemas reconfigurables basados en robots o sistemas de cinemática paralela, utillajes con elementos piezoeléctricos, etc. [Aoyama, 2005][Fleischer, 2006][MTorres, 2016](Fig.2.29)



Figura 2.29 – Utillaje flexible universal de [MTorres, 2016]

En relación al problema de la distorsión en la pieza debido al utillaje sobrerrestringido, la solución habitual radica en confiar en el técnico. La empresa Dr. Matzat desarrolló sistemas de anclaje inteligentes que incluía un accionamiento con sensores de posición y fuerza [Matzat, 2011] (Figura 2.30). La idea consiste en colocar la pieza en su ubicación necesaria y, al mismo tiempo, controlar la fuerza ejercida en cada elemento de anclaje para evitar las distorsiones no deseadas. El sistema está por supuesto patentado.

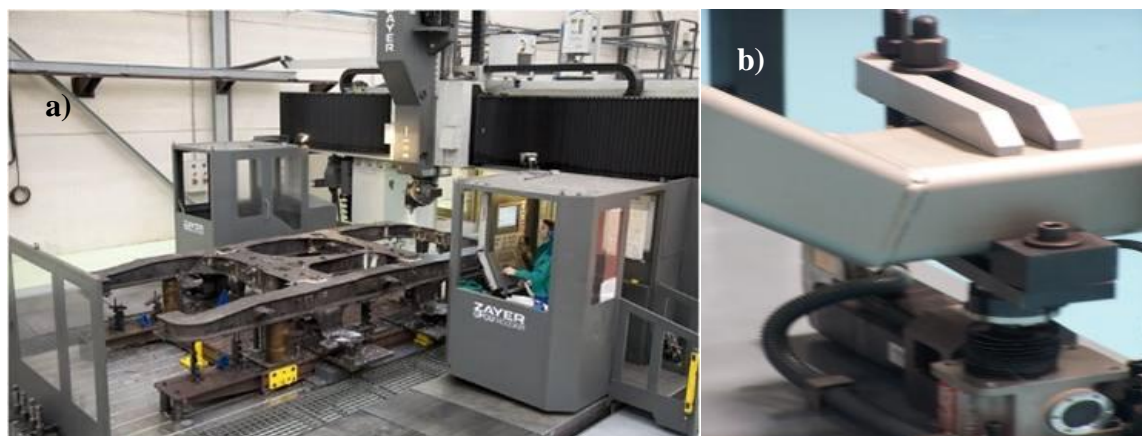


Figura 2.30 – Anclaje de pieza sobrerrestringido (a). Sistema de anclaje inteligente de [Matzat, 2011] (b)

Hoy en día se desarrollan utillajes inteligentes basados en combinaciones de sensores, actuadores y algoritmos de control, permitiendo la solución de problemas y la reconfiguración por causa de desalineamientos, deformaciones [Aoyama, 2005] o vibraciones [Brecher, 2010][Alfaro][Hesselbach, 2010] por medio del control de la posición y la fuerza ejercida [Abele, 2008][Mannan, 1997][Mörhing, 2010]. Así, se mejora la precisión de la operación. Sin embargo, estas soluciones no se han integrado en la industria.

Muy frecuentemente, las piezas tienen que mecanizarse empleando más de un setting. Mantener los ejes de la pieza tras la recolocación es muy difícil y frecuentemente se basa en referencias naturales de la pieza o en palpadores de contacto. Nuevas referencias están en desarrollo actualmente, empleando principalmente sistemas de medida ópticos en lugar de sensores por contacto.

La localización de piezas grandes, su recolocación y anclaje son asuntos importantes que tienen un gran impacto económico en la producción y que no han sido suficientemente estudiados por las recientes investigaciones.

2.1.4.6 Calibración y compensación de errores

En máquinas grandes, la deformación estática por peso propio puede ser compensada mediante la introducción en el CNC de las correcciones necesarias. Sin embargo, la corrección de las deformaciones angulares es un asunto clave que no está resuelto ni en máquinas de 3 ejes ni en máquinas de 5 ejes, a menos que el cabezal tenga capacidad de interpolación continua [Biral, 2006]. Para compensar las deformaciones angulares en el

cabezal debidas al peso de las partes móviles, la empresa Soraluce ha solicitado una patente para un sistema electromecánico que produce deformaciones verticales relativas entre las guías traseras y el carnero y que compensan dentro de un rango estas deformaciones.

[Brecher, 2010] propone una solución alternativa al mismo problema. Emplea una especie de tendones actuados piezoeléctricamente para producir una deformación controlada del carro vertical de una máquina pórtico. No solo se compensa la deformación estática angular sino que se obtienen mejoras en el amortiguamiento que llevan a un mejor comportamiento dinámico. A la vez, se demuestra que se puede evitar el empleo de sensores adicionales cuando se emplean actuadores piezoeléctricos [Brecher, 2008]. Por último, para aplicaciones con superiores requisitos de energía se ha desarrollado un actuador hidráulico sin fricción [Brecher, 2011].

Con estas capacidades, es necesario ahora incluir esta capacidad de compensación en los controles. Durante los últimos años, los fabricantes de CNCs han incorporado módulos de compensación para máquinas tanto de 3 como de 5 ejes. Además, se han propuesto numerosas metodologías generales de compensación de errores volumétricos empleando la aproximación de cinemática rígida [Domnez, 1986][Longstaff, 2005][Schwenke, 2008]. Se han generalizado los modelos de error para máquinas con configuración arbitraria [Lin, 1997], donde se han introducido incluso los errores de origen térmico y compensado parcialmente [Fletcher, 2005][Teeuwsen, 1989][Zhan, 1985].

La compensación volumétrica precisa conocer de antemano el modelo cinemático de la máquina. La estructura de la máquina se define como la combinación de diversos elementos estructurales independientes. El modelo cinemático no es más que el modelo en que estos elementos estructurales se encadenan para crear el movimiento de la punta de herramienta a partir del movimiento individual de cada grado de libertad, tanto en configuraciones serie como en configuraciones paralelas [Brecher, 2006][Bringmann, 2006]. La compensación de los errores geométricos se realiza usando ese modelo matemático de la cadena cinemática [Schwenke, 2008]. Suponiendo que la máquina consta de distintos cuerpos rígidos en movimiento, el movimiento se puede modelar como una serie de matrices de rotación y traslación [Duffie, 1985][Lin, 2003][Slocum, 1992], que no es más que una construcción matemática basada en la configuración de la máquina-herramienta. En estos modelos, se obtiene la posición de la punta de herramienta con respecto a un sistema de referencia

cartesiano como resultado de tres elementos: la posición nominal programada, la posición de la punta de herramienta con respecto al sistema de referencia máquina (offsets) y los errores geométricos de los ejes.

Hay que hacer algunos apuntes especiales para el caso de las máquinas grandes puesto que sufren de importantes deformaciones mecánicas y térmicas, lo que hace que la estrategia de compensación sea aún más importante que para máquinas pequeñas. Una posibilidad específica de las máquinas grandes es la de dividir el volumen de trabajo en porciones más pequeñas y adaptar el modelo matemático a cada una de ellas teniendo especial cuidado en los solapes. Esto permite seguir usando un modelo de sólido rígido en máquinas grandes donde la suposición de rigidez es más que incorrecta. Algunos CNCs comerciales incluyen factores de compensación adicionales para tener en cuenta la deformación de algunas piezas especialmente grandes de las máquinas.

Hay también otros enfoques de compensación que no utilizan el modelo matemático de la máquina [Silvestri, 2011][Zhu, 2010]. En estos trabajos se emplean algoritmos numéricos basados en conceptos estadísticos para obtener sistemas de compensación autoadaptativos basados en controladores con capacidad de aprendizaje. La información la obtienen unos sensores que monitorizan el entorno de la máquina y otros sistemas metrológicos integrados en la propia máquina, que la envían al controlador.

2.2 El mantenimiento de piezas grandes

Los sectores intensivos en capital e inversiones ya citados precisan no solo de la fabricación de grandes piezas sino de la reparación y mantenimiento de componentes de gran tamaño. La forma convencional de actuar en este caso sería desmontar el componente y trasladarlo a un taller especializado para que allí se recupere y repare. En el caso de piezas especialmente grandes esta solución puede resultar excesivamente costosa o ser directamente inviable. En estos casos, la mayoría de los trabajos de mantenimiento, reparación y postproducción deben realizarse in-situ, con lo que el uso de máquinas-herramienta comerciales o “de catálogo” no es viable. Así, se ha desarrollado una categoría específica de máquinas para la fabricación y reparación in-situ, que se puede subdividir de la siguiente manera:

- Máquinas para arranque de viruta (taladrado, fresado, rectificado) y aporte (soldadura etc.). Dado que estas máquinas necesitan plena capacidad funcional, tienden a ser relativamente grandes.
- Reparación y mantenimiento (recuperación de roscas, toma de muestras de material, repaso de cordones de soldadura etc.) donde se precisan capacidades de proceso ligeras, con lo que el sistema necesario es más modesto permitiendo la miniaturización y la portabilidad.

[Allen, 2010] realiza un estudio concienzudo de ambas categorías y analiza las soluciones para el mantenimiento y reparación in-situ de piezas grandes. A día de hoy, las operaciones in situ se realizan empleando máquinas “a medida”, máquinas que, debido a su configuración y diseño convencionales (sobre todo cinemática serie) [Climax, 2016][Mirage, 2016] presentan tan poca versatilidad real a la vez que requieren de tiempos de instalación y set-up relativamente elevados. Esto es especialmente cierto en máquinas para arranque de viruta y cuando se realizan procesos convencionales como el fresado convencional con bajas velocidades de corte y grandes profundidades de pasada. En este caso, la necesidad de accionamientos muy potentes hace que estas máquinas tengan un peso excesivo y una tamaño notable [Allen, 2010]. Esto es una gran desventaja a la hora de transportar el sistema o máquina-herramienta y colocarla dentro de entornos complejos, espacios limitados o en localizaciones con acceso escaso. Si además se tiene en cuenta que suele haber que encadenar distintas operaciones (inspección, mecanizado, verificación metrológica etc.), se hace muy patente que estas máquinas específicas de la aplicación se convierten en demasiado complejas y difíciles de concebir y operar. Se muestran en la Fig.2.31 algunos ejemplos de este tipo de máquinas concebidas para su trabajo in-situ.

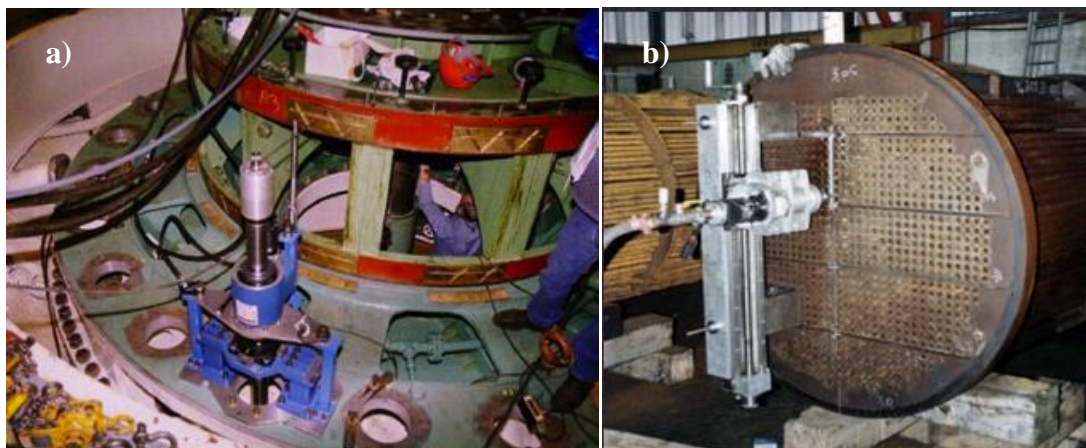


Figura 2.31 – Máquina portable para barrenado [Climax, 2016] (a) y fresado/taladrado [Mirage, 2016] (b).

Por otro lado, se han desarrollado máquinas muy especializadas para operaciones como recuperación de roscas, soldadura orbital, toma de muestras mediante arranque o fresado.

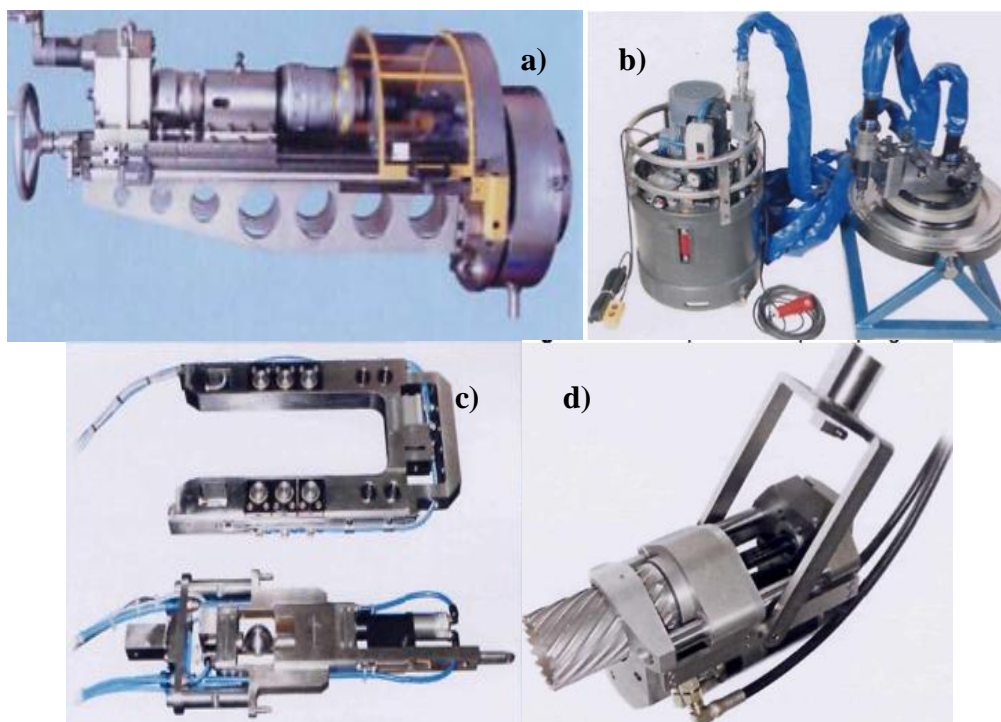


Figura 2.32 – Máquinas portables para: stud removal/tapping (a) fresado orbital de cordones de soldadura (b); toma de muestras de scoop (c) y núcleo (d) [Rolls-Royce, 2007]

Como se ve claramente, la mayoría de las máquinas-herramienta para el procesado in-situ de piezas presentan poca o ninguna automatización, con lo que confían completamente en la intervención humana para ser situados en la zona de trabajo (a veces de forma remota) y ser operadas y supervisadas [Clark, 1999]. Una vez se ha realizado la operación, se necesita de

nueva intervención humana para la inspección y la toma de decisiones acerca de posibles reprocesos. Este tipo de operativa es muy común cuando se emplean máquinas in-situ convencionales.

Considerando que muchas operaciones de mantenimiento y reparación in situ se realizan en entornos de acceso restringido o incluso peligrosos (plataformas offshore, las plantas de generación de energía marina, etc.), se desea reducir la intervención humana como norma general. Por tanto, podemos concluir que las soluciones convencionales de máquinas para procesamiento in-situ carecen de versatilidad y precisan de más autonomía en su operativa y uso.

2.2.1 Análisis de las distintas configuraciones

En este apartado se van a analizar las distintas configuraciones que nos encontramos en los sistemas para procesamiento in-situ de grandes componentes.

A día de hoy, la mayor parte de las operaciones de mecanizado y mantenimiento las realizan máquinas herramienta de gran tamaño, por lo general con dimensiones de metros y que utilizan cabezales de alta potencia. Estos sistemas tienen sus desventajas, especialmente en el mantenimiento de grandes estructuras y sistemas como aeronaves, barcos, plantas de generación de energía y otras, donde el coste de desmontar piezas y llevarlas hasta un taller es muy alto, con procesos complejos y arriesgados.

Sí que ha habido desarrollos, muy poco publicitados, en el campo de las máquinas in situ, que son ensambladas temporalmente sobre la pieza para operaciones de reparación y mantenimiento. Estos sistemas ofrecen una solución con un enfoque alternativo según el cual es la máquina la que se desplaza hasta el componente que necesita el mecanizado, eliminando la necesidad de desmontaje. Este enfoque reduce los tiempos de parada y los costes de mantenimiento. En el campo del mecanizado, estas máquinas ofrecen algo más de flexibilidad al permitir el trabajo sobre distintas piezas de una estructura por lo demás grande. Suelen emplear la propia pieza como estructura y podemos decir que de facto la máquina se monta y referencia sobre la pieza en sí, es decir, que la máquina no tiene entidad propia sin la pieza con lo que no es funcional fuera de ella o montada de forma distinta o sobre una pieza distinta a la específica que necesita el sistema en cuestión.

2.2.1.1 Cinemática serie

La cinemática serie es la topología más simple de diseñar e implementar en una máquina, y es por tanto la principal solución de las máquinas industriales desarrolladas hasta hoy. Por ello, la bibliografía es moderadamente abundante en desarrollos de cinemáticas en serie como soluciones para trabajos in situ (mecanizado, mantenimiento, inspección etc.) de piezas grandes.

A modo de ejemplo, en la Fig.2.33 se aprecia un esquema típico de una máquina serie de gran tamaño, cuya función es servir como soporte y zona de trabajo para piezas grandes en el sector aeronáutico. Se aprecia claramente que se trata de una estructura organizada alrededor de la pieza. Una vez en posición, dispone de las referencias necesarias para poder relacionar los elementos y la geometría de la pieza con los accionamientos externos de la máquina.

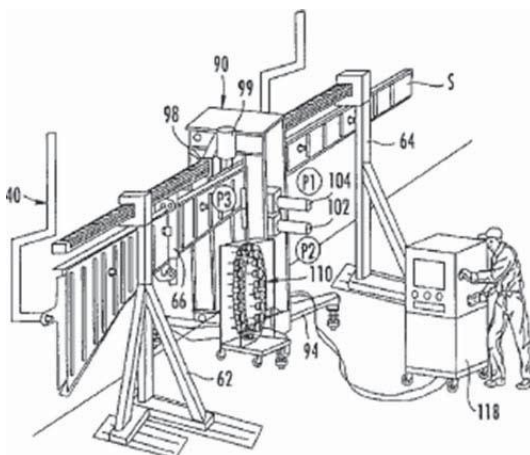


Figura 2.33 – Sistema de fabricación de estructuras aeronáuticas [Hazlehurst, 2005]

Se aprecia que en el caso anterior la máquina es si cabe tan o más voluminosa que la pieza en sí, lo cual penaliza severamente los tiempos de montaje, desmontaje y los costes asociados. En este sentido, son variadas las tentativas de disminuir este tamaño para mejorar la viabilidad de la máquina.

Surge en este punto el problema de cómo unir una máquina pequeña a una máquina grande, sin perjudicar la operación que se realiza y sin dañar a la propia pieza. Por tanto, se encuentra muy pronto el gran problema de las máquinas portables: el anclaje sobre la pieza.

Una de las soluciones más clásicas es el empleo de sistemas de vacío y aspiración que aseguren el contacto entre la máquina y la pieza. En la siguiente imagen se aprecia un esquema típico de esta solución:

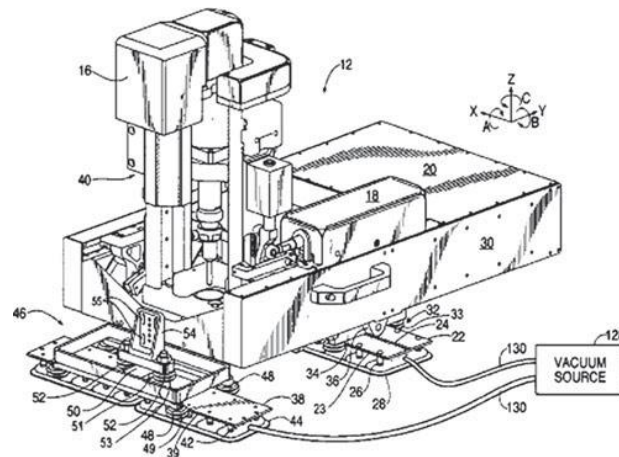


Figura 2.34 – Máquina multieje con anclaje mediante vacío [Boyle-Davis, 2007]

Las desventajas de esta solución son:

- Conlleva la necesidad de equipo neumático, bien montado en la máquina o bien externo al mismo.
- Incrementa el número de mangueras y conexiones necesarias, limitando la libertad de la máquina
- La rigidez de la unión es baja y presenta grandes diferencia de rigidez entre las distintas direcciones. Por lo anterior, sólo se ha empleado con éxito en máquinas portables que realizan operaciones de taladrado.
- Sólo es solución para el caso de piezas principalmente planas y con acabado superficial bueno.

En vista de ello, cabe decir que el problema de la rigidez se ha convertido en la principal dificultad para la implantación de máquinas portables de pequeño tamaño. De hecho, con la tecnología actual, únicamente parecen viables para las operaciones con fuerzas de proceso cuya dirección permanece prácticamente constante (taladrado), o para operaciones con bajas fuerzas de proceso.

Hay diferentes operaciones donde no hay ninguna fuerza de proceso, como pueden ser la inspección superficial, la metrología óptica o con contacto, etc. Aquí, las máquinas portables se encuentran más establecidas. En este apartado podemos ubicar también a los procesos láser y a las máquinas o robots que manipulan el haz laser hasta el punto de aplicación.

Por tanto, de un estudio del estado de la técnica se extrae rápidamente que la solución más habitual son las máquinas in-situ, más o menos autónomas, destinadas a fresado orbital, que es un proceso de arranque de viruta con muy bajas fuerzas de corte dada la forma en la que la herramienta va entrando en contacto con la pieza (alternativamente y con profundidades muy pequeñas). Para esta operación concreta existen desarrollos de cabezal y sistemas completos ya realizados. Se presenta un par de ejemplos en la Figura 2.35 y en la Figura 2.36.

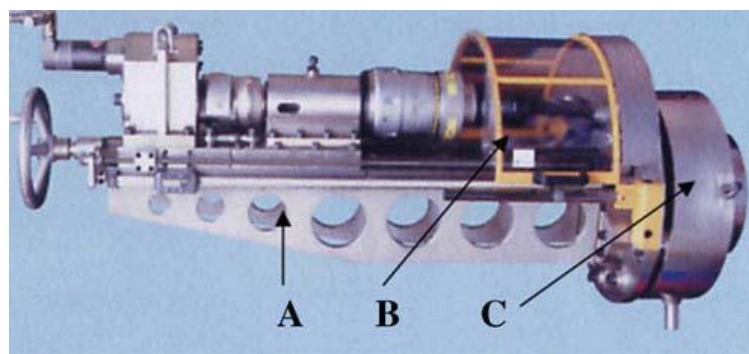


Figura 2.35 – Máquina in situ para recuperación de roscas [Rolls-Royce, 2007]. A-Soporte, B-Unidad de corte, C-Pieza de prueba



Figura 2.36 – Máquina de fresado orbital in situ para mecanizado y recuperación de cordones de soldadura [Rolls-Royce, 2007]. A-Generador de potencia hidráulica, B-cabezal de mecanizado, C-Pieza

A partir de este punto, la industria no parece haber superado los retos tecnológicos que implican las máquinas portables.

2.2.1.2 Con cinemática paralela

La cinemática paralela es potencialmente más adecuada para la estructura y la topología de máquina portable dado que, a igualdad de tamaño y peso, una estructura paralela puede ser

sustancialmente más rígida, al menos en algunas direcciones. Ello puede redundar en una máquina más precisa, robusta y útil.

Su principal desventaja es que presenta estructuras más difíciles de diseñar, proyectar, desarrollar, montar, controlar y operar, con lo que su recorrido hasta ahora en la industria es más limitado [Tlusty, 1999][Weck, 2002].

En la Figura 2.37 se aprecia un sistema que repasa/rectifica y corrige raíles ferroviarios. De nuevo, se trata de una máquina que se adapta y coloca alrededor del raíl, y que avanza por el mismo mientras realiza el trabajo necesario. Un estudio preciso lleva a la conclusión de que, en el fondo, se trata de una estructura paralela. Otro de los problemas del diseño que se aprecia en el esquema es su nula adaptabilidad a otros servicios, piezas y geometrías.

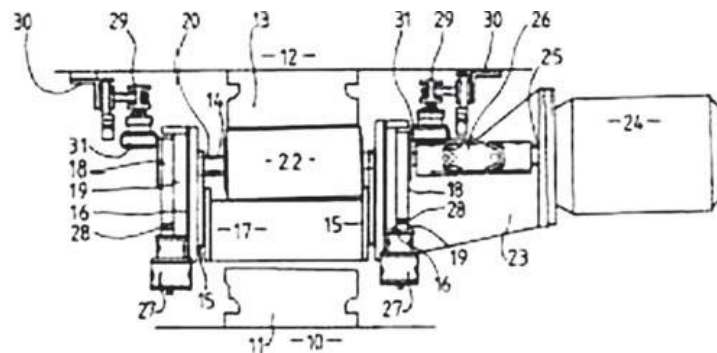


Figura 2.37 – Máquina portable para rectificado de raíles [Morrison, 1989]

Otro caso particular de topología paralela son los siguientes cabezales de fresado orbital (Figura 2.38), dado que presentan sistemas de excéntricas interiores para realizar los ajustes de posición y centros de giro. De esta forma, los errores en la calibración del movimiento o en la estructura soporte del cabezal se corrigen internamente. De nuevo, solo se trata de un tipo particular de fresado, el fresado orbital. Los detalles, se aprecian en la Fig.2.38:

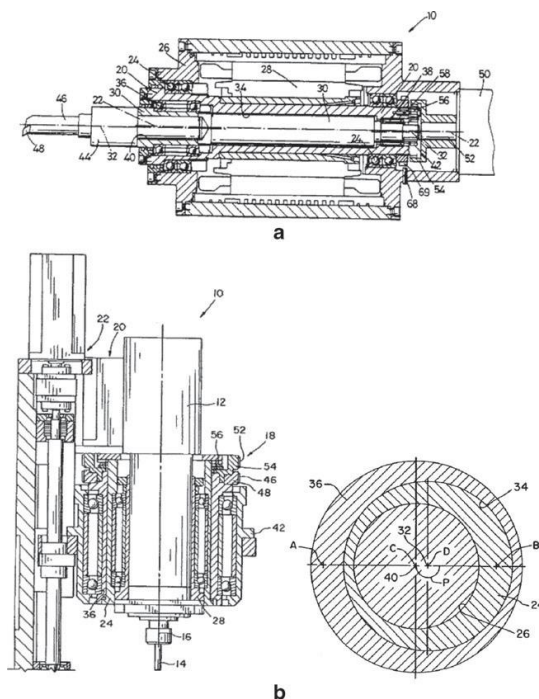


Figura 2.38 – Cabezales para fresado orbital a) [Watkins, 2000] b) [Linderholm,2003]

2.2.2 Máquinas de pequeño tamaño

Otra tecnología relacionada con las máquinas portables es la de las máquinas en miniatura, dado que representa el mejor intento de condensar todas las funcionalidades de una máquina en volúmenes reducidos, que es una característica muy deseable para una máquina portable, dado que facilita su desplazamiento, montaje, etc. En estas máquinas el desafío consiste en asegurar la versatilidad de la máquina.

La bibliografía es prolija en detalles y sistemas multi-eje en miniatura, sin embargo, no han pasado de demostradores de tecnologías y de pruebas de concepto, sin haber sido transferidas al mercado ni a la industria, por las siguientes posibles razones:

- Falta de flexibilidad y de capacidad de acomodarse a distintas aplicaciones.
- Capacidades de producción real por demostrar.
- Dificultad de operación.
- Falta de productos-objetivo en el sector de las mini-micro piezas, que no estén ya cubiertas por máquinas más consolidadas.
- Son válidas únicamente para piezas pequeñas, sin capacidad para de realizar ni siquiera pequeños detalles en piezas grandes.

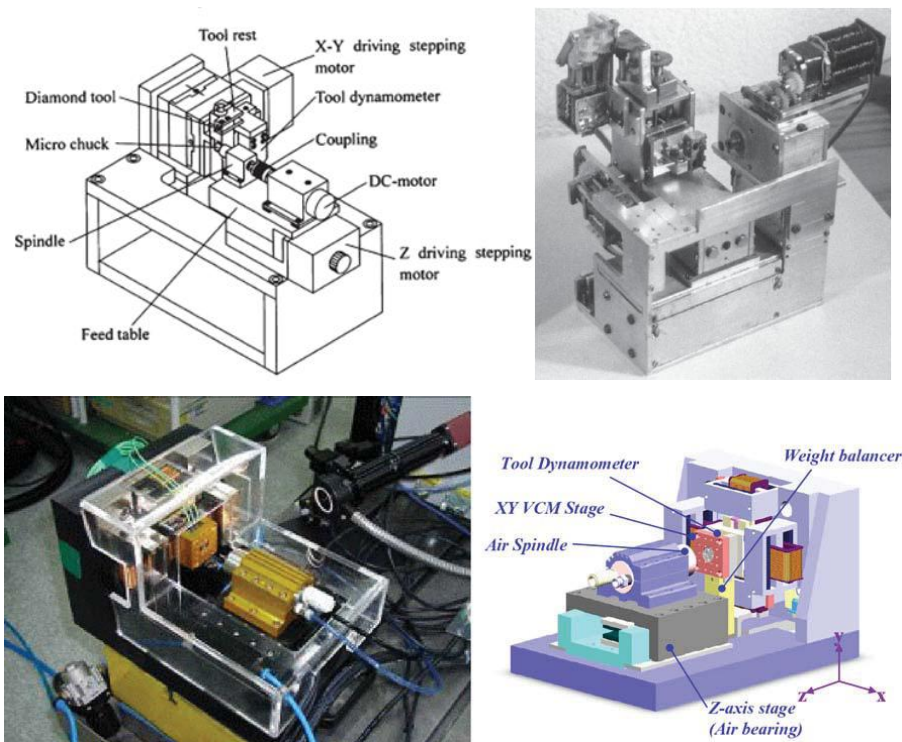


Figura 2.39 – Máquinas en miniatura de sobremesa de [Lu, 1999][Kusul, 2002] (arriba) y [Park] (abajo)

Se trata, por tanto, de un concepto de máquina no viable por sí mismo ni directamente transferible como alternativa para la fabricación/inspección/mantenimiento de piezas grandes, o de pequeños detalles en piezas grandes.

3 MÁQUINAS PORTABLES COMO SOLUCIÓN ALTERNATIVA

3.1 Motivación para el empleo de máquinas portables

En este esquema, se ha apreciado muy claramente que existe un hueco para una solución híbrida entre los dos paradigmas presentados hasta ahora. En los últimos años desde las instancias académicas se ha hecho notar que en la gran mayoría de ocasiones la geometría a mecanizar no es de gran tamaño, aunque la pieza lo sea [Neugebauer, 2011]. Ello lleva a que el planteamiento convencional de situar “la pieza dentro de la máquina” lleve a que la dimensión mayor característica de la pieza sea la que define el volumen de trabajo y por consiguiente el tamaño de la máquina (Figura 2.40). Esto lleva a una desproporción evidente entre el tamaño teóricamente necesario y el tamaño real de la máquina. Se puede afirmar, por tanto, que las máquinas convencionales, al crecer, encuentran pronto su límite de eficiencia debido a la forma en la que están concebidas.

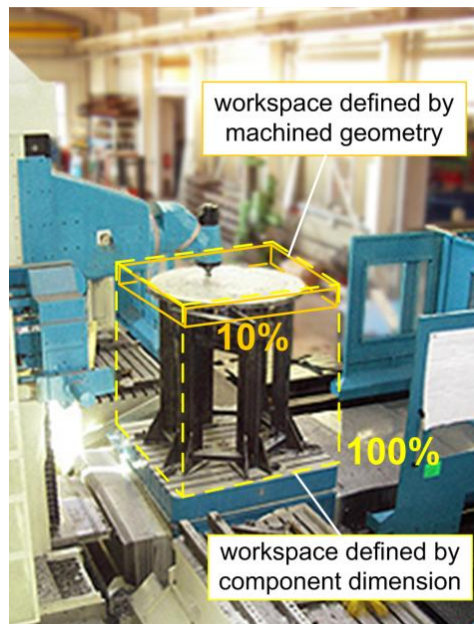


Figura 2.40 – Espacios de trabajos definidos por dimensiones de pieza y por dimensiones de mecanizado [Neugebauer, 2011]

Para estos casos, se ha propuesto un cambio de modelo que busca acabar con el dogma “máquinas grandes alrededor de y para piezas grandes” en favor de nuevas máquinas herramienta de pequeño tamaño que puedan ser transportadas hasta el entorno de la pieza en servicio y que puedan posicionarse con libertad sobre la misma. Una vez colocadas, pueden realizar la labor de mecanizado con calidad equivalente a la de las máquinas grandes. Estas máquinas, inteligentes y de pequeño tamaño, que son llevadas hasta la pieza y son libres para moverse y trabajar sobre ella reciben convencionalmente el nombre de máquinas portables y son la base del nuevo enfoque “máquinas pequeñas sobre piezas grandes” [Neugebauer, 2011].

3.2 Definición y características de las máquinas portables

En este esquema, se ha apreciado muy claramente que existe un hueco para una solución híbrida entre los dos conceptos que hemos descrito en apartados anterior. Este concepto intermedio se basa en empleo de “máquinas pequeñas (en consecuencia, transportables), que se puedan adaptar a la pieza (independientemente de su tamaño), trabajar y referenciarse con respecto a las características geométricas de la misma”. Su desempeño no depende, por tanto, de las dimensiones globales de la máquina sino del tamaño de las características a mecanizar.

Este nuevo concepto implica máquinas que son pequeñas, libres y/o móviles, adaptables, versátiles y autónomas. La suma de esas características sería una máquina portable real, más allá de una máquina que se monta o instala in-situ.

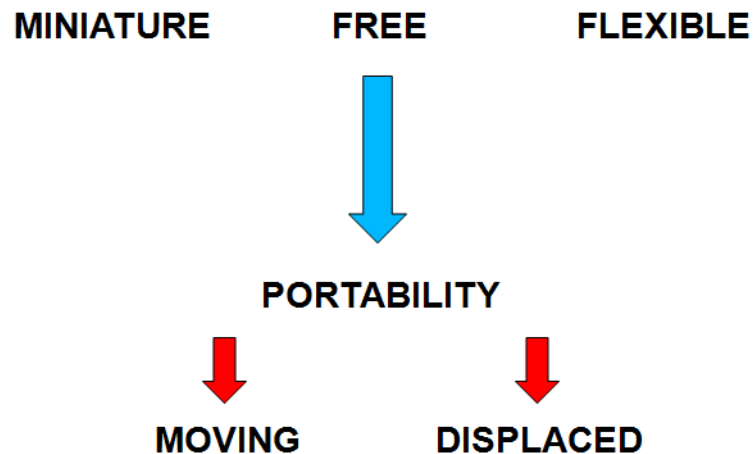


Figura 2.41 – Conceptos fundamentales del concepto de máquina portable

Más aún, este concepto de portabilidad no implica de antemano ninguna configuración cinemática de entre las más usuales, ni ninguna solución tecnológica para los múltiples desafíos tecnológicos y de diseño que aparecen a la hora de intentar plasmar el concepto en un diseño concreto.

Hay que subrayar que en este contexto portabilidad no se entiende únicamente como movilidad, sino como una máquina de menor tamaño, libre, flexible y tanto móvil como desplazable:

- **Miniatura:** Para asegurar que es desplazable y asegurar su utilidad en distintos escenarios de pieza y entorno.
- **Libre:** Libre para posicionarse con respecto a la geometría a fabricar, y para desplazarse, posicionarse y orientarse en el espacio y según el interés del proceso.
- **Flexible:** Con amplia capacidad de proceso, materiales de pieza, configuraciones y estrategias de uso.
- **Móvil y/o desplazable:** un aspecto fundamental de estas máquinas es que son igualmente resolubles como una máquina móvil (que se puede desplazar hasta su punto objetivo), o desplazable (que se puede llevar y colocar por medios externos).

Por tanto, estas características generan una un alto potencial de uso y dotan al desarrollador de una gran libertad para resolver los problemas de ingeniería y de proceso concretos de cada aplicación.

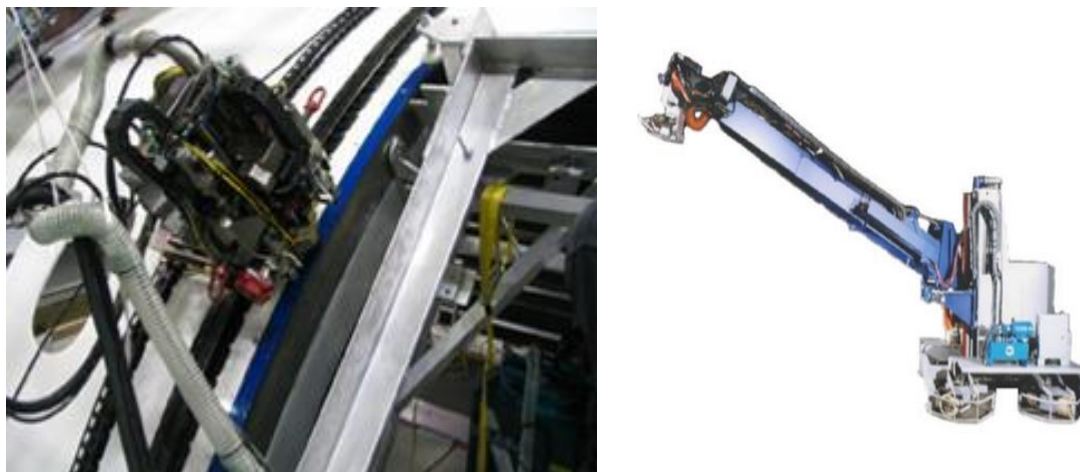


Figura 2.42 – Portabilidad mediante movilidad (izqda.) y desplazabilidad (drcha.).

Por otro lado, la flexibilidad en la planta es una característica muy apreciada entre los fabricantes. Para conseguir esto, resulta de gran ayuda que los medios de producción sean móviles a lo largo de la planta. Las máquinas tradicionales obviamente no cumplen con esta condición al estar ancladas al suelo.

Sin embargo, el concepto de portabilidad tal y como se define aquí excede estas definiciones. Es una respuesta al trabajo ineficiente que realizan máquinas convencionales sobre piezas grandes, un enfoque distinto que se basa en la libertad de la máquina para ubicarse sobre o alrededor de la pieza y trabajar libremente sobre la misma, de forma muy flexible y no específica de la pieza. Para más detalles acerca de las sutilezas de esta división, se recomienda consultar el trabajo de [Neugebauer, 2011] que se resumen en la Figura 2.43 extraída del citado trabajo.

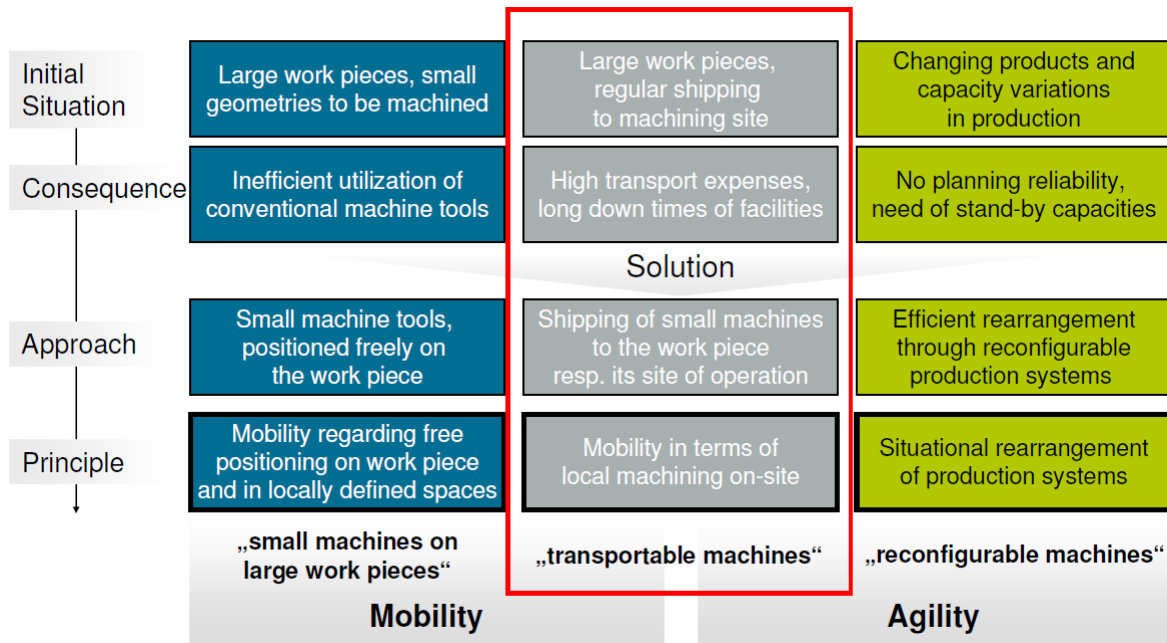


Figura 2.43 – Encaje de las máquinas portables entre la movilidad y la agilidad

3.3 Clasificación de las máquinas portables

3.3.1 Según la solución de anclaje y posicionamiento

Se ha visto en el apartado anterior que las máquinas portables presentan unas características muy específicas que se plasman en detalles de diseño particulares. El factor que más claramente determina la tipología y que efectivamente viene determinado o definido por el uso exacto que se le dará a la máquina portable es el tipo de anclaje y estructura empleado para la misma, y cómo esta interactúa con su capacidad de posicionamiento. Efectivamente, estos dos parámetros se pueden combinar de la manera resumida en la Figura 2.44.

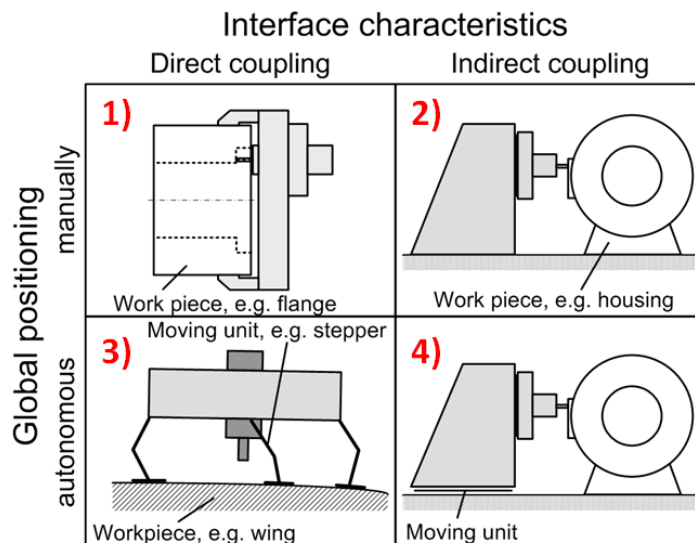


Figura 2.44 – Clasificación según anclaje y posicionamiento

3.3.1.1 Solución N°1: Acople manual directo

De estas cuatro combinaciones, la primera es exactamente el paradigma de máquina para mantenimiento y fabricación in situ que se ha descrito en los apartados anteriores, aquella en la que la pieza forma parte integral del sistema estructural y en que la máquina se monta sobre y alrededor de la pieza objetivo. Como hemos visto, no se puede considerar que esta máquina sea una máquina “libre” para desplazarse y operar sobre la pieza, con lo que no es específicamente un ejemplo de máquina portable objeto de la presente tesis.



Figura 2.45 – Máquina anclada sobre la pieza de trabajo [Mirage, 2016]

3.3.1.2 Solución N°2: Acople manual indirecto

La principal razón para confiar en una estructura externa a la pieza es superar la limitación de rigidez que presenta el concepto anterior, pues en este caso esa rigidez solo viene limitado

por el propio diseño de la máquina portable y no por la integridad o seguridad de la pieza objetivo. El caso más habitual de estructura externa es el empleo de una estructura en forma de gantry, aunque también se emplean estructuras metálicas fijas externas que se montan específicamente en el entorno de la pieza objetivo. El cabezal, la máquina portable, el robot o la parte funcional se mueven a lo largo de la estructura externa y alcanzan los puntos objetivo de una pieza grande mientras sigue en contacto con la estructura externa y evita el contacto con la pieza. De esta forma, son posibles las operaciones con mayores fuerzas, como el fresado, el taladrado profundo etc. A esta solución se le denomina convencionalmente estructura de lavadero de coche o “car wash type” (Figura 2.46).

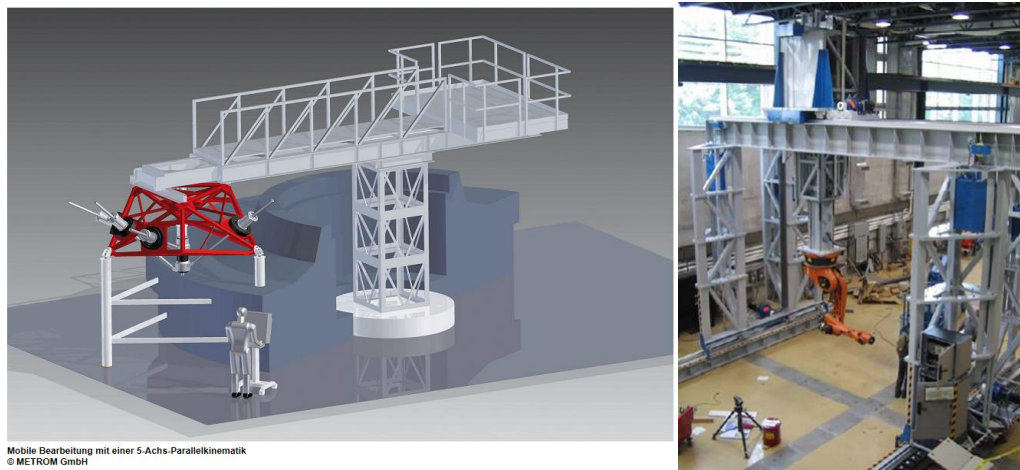


Figura 2.46 – Máquinas ancladas en estructuras externas: [Metrom, 2016] (izqda.) y F-117 Robotic Coating (Sandia National Lab) (drcha.)

3.3.1.3 Solución N°3: Acople autónomo directo

El caso N°3 de la Fig.2.44 merece especial atención, pues es aquel en el que la pieza en sí forma parte de la estructura al ser el punto de contacto con una máquina portable que se desplaza o repta por encima de ella. En máquinas portables basadas en este concepto, la pieza es por tanto el último elemento de la cadena de rigidez y estructura, y la máquina está en contacto directo con la pieza desde antes de comenzar la operación de mecanizado. Por todo ello, la principal limitación de esta solución es la baja rigidez del contacto entre pieza y máquina, y cómo esta baja rigidez acaba perjudicando a todo el sistema. Además, hay que asegurar que las fuerzas transmitidas a través del contacto no dan lugar a tensiones elevadas que puedan dañar o marcar la pieza. Así, esta solución ve muy limitada su precisión y capacidad de proceso por las bajas fuerzas que es capaz de resistir y transmitir. En este caso, la movilidad puede venir de que la máquina se quita y coloca en distintos puntos de la pieza

o de que la propia máquina tiene algún sistema que le permite realizar una secuencia similar a andar o reptar sobre la pieza objetivo. Las formas típicas de realizar esto son emplear ventosas que se adhieren alternativamente en una secuencia lógica para realizar una operación de desplazamiento, o usar mecanismos de fricción o engrane a lo largo de cintas, guías o raíles montados sobre la misma pieza. Este movimiento es un desafío en sí mismo y precisa de desarrollos específicos para obtener buenos resultados de repetitividad, precisión y funcionamiento general [Axinte, 2011]. A este tipo de máquinas portables se les llama reptadoras o “crawler”.

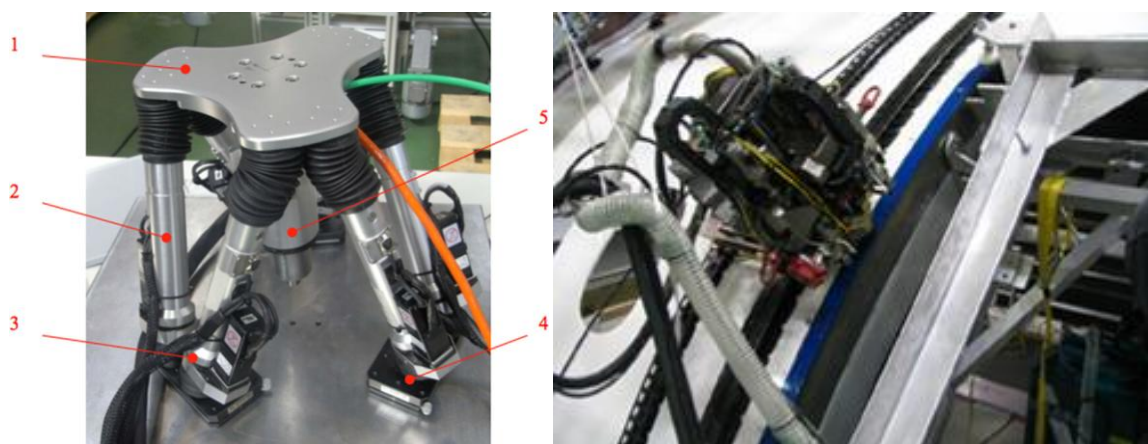


Figura 2.47 – Máquinas libres sobre la pieza: hexápodo de [Axinte, 2011] (izqda.) y fresadora sobre Flextrack de [Electroimpact, 2016] (drcha.)

En cuanto a las arquitecturas segunda y cuarta, son constructivamente muy similares, pues únicamente se diferencian en la capacidad de movilidad de la máquina portable sobre una estructura externa.

3.3.1.4 Solución N°4: Acople autónomo indirecto

Una variante de la solución N°2 es aquella donde máquina y estructura forman un todo móvil o plataforma móvil que se mueve alrededor de la pieza. Es de hecho una solución obvia y buena para extender el concepto anterior, hacerlo totalmente móvil y mantener un buen funcionamiento global. Se pueden emplear una serie de piezas exteriores de gran longitud para guiar o conseguir este movimiento o incluso integrarlo todo en un desplazador que cargue con la máquina portable. El caso más habitual de la primera solución es de hecho la clásica idea de emplear un robot comercial que se desplaza sobre unas largas guías al lado de la pieza, generalmente para su inspección, pintado o cualquier otra actividad que no implique grandes cargas de servicio. Si la baja rigidez de este tipo de soluciones no es adecuada para

la aplicación, la plataforma móvil puede desplazar auténticas máquinas portables en miniatura tanto con cinemática serie como paralela para realizar esas operaciones más pesadas. A este concepto se le denomina “recoge-cerezas” o “cherry picker” (Fig.2.48).



Figura 2.48 – Máquinas libres y desplazables: [ROPTALMU] (izqda.) y [Mörhing, 2009] (drcha.)

3.3.2 Según la configuración cinemática

Dentro de esta caeografía se encuentra exactamente la misma división que se puede encontrar en máquinas convencionales. Así, las máquinas portables pueden concebirse con cinemática serie, paralela o híbrida.

3.3.2.1 Máquinas portables con cinemática serie

[Allen, 2010] revisó las configuraciones cinemáticas serie más adecuadas para las máquinas portables, llegando a la conclusión de que las dos más adecuadas serían las que se pueden observar en la (Figura 2.49).

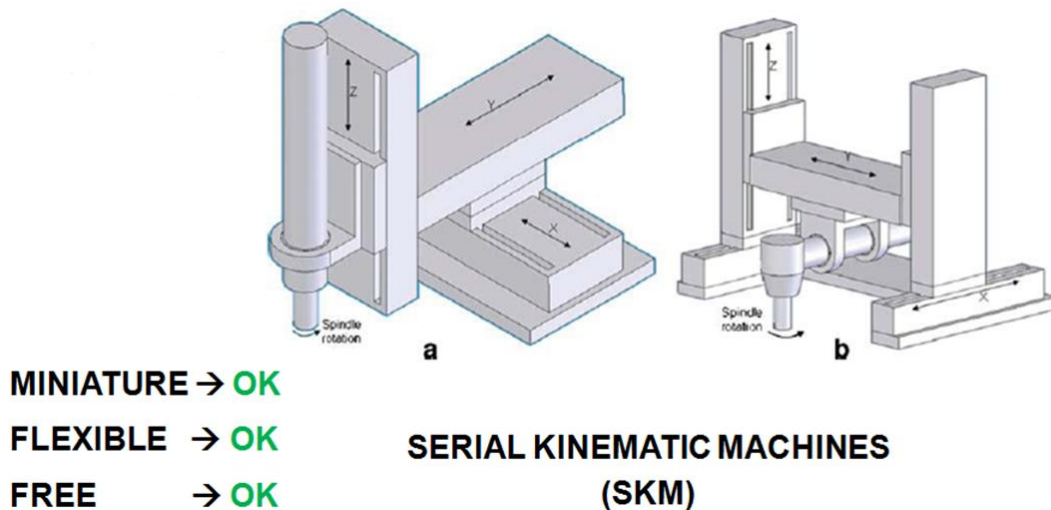


Figura 2.49 – Cinemáticas serie considerados para máquinas portables [Allen, 2010]

La configuración propuesta en el caso a) se trata de una simple y directa acumulación de 3 ejes de traslación desde una placa o brida de interconexión hasta el cabezal. El caso b) se trata de una solución más rígida al situar siempre la herramienta entre dos “patas o superficies de anclaje”, con lo que existe una cierta simetría en el diseño.

En este punto se ha de realizar un pequeño apunte acerca del número de ejes y su tratamiento en máquina herramienta. Las soluciones plasmadas en la imagen se centran en una solución de 3 ejes, sin llegar a los 5 necesarios para poder ubicar la herramienta en cualquier orientación con respecto a la geometría a fabricar. Esta aproximación/simplificación no impide la generalidad de la selección dado que:

- Si la máquina es lo suficientemente pequeña con respecto a la pieza, la superficie de anclaje y la de trabajo degeneran en un plano sobre los que la herramienta y la máquina se pueden colocar siempre de forma perpendicular únicamente recurriendo a los tres ejes de los sistemas elegidos.



Figura 2.50 – Máquina portable con sistema flextrack [Electroimpact]

- Resulta posible integrar los dos ejes extra que se necesitan en el cabezal, por ejemplo en configuración twist.



Figura 2.51 – Cabezales twist de tamaño medio/pequeño de [HSD, 2016]

- Se puede girar la herramienta sin realizar giros durante el proceso de fabricación. Por ello, se pueden incluir giros (motorizados o no) modulares, de rango limitado y bloqueados durante la operación.

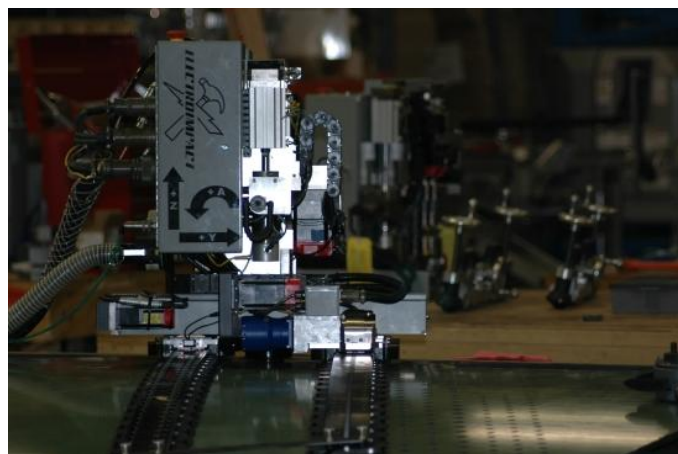


Figura 2.52 – Máquina portable con ejes configurables/bloqueados [Electroimpact, 2016]

Desde el punto de vista de los anclajes, los sistemas con cinemática presentan una serie de superficies de apoyo o patas que bien podrían utilizarse para resolver el anclaje, bien sobre la

propia pieza o bien sobre estructuras externas. Es más, tales superficies pueden convertirse en el interfaz con la máquina de sistemas que dotarían a la máquina de movilidad y capacidad para andar sobre la pieza. Y todo ello se podría resolver con notable independencia del resto de la máquina, con lo que la configuración resulta casi modular, y muy adecuada para una optimización por subsistemas.

Como ejemplos más notables de máquinas portables con cinemática en serie podemos destacar [Collado, 2009] y [Eguia, 2015]. Ambas se resuelven de manera muy similar y presentan arquitecturas muy similares. En ambos casos, el volumen de trabajo se genera mediante el empleo de un elemento a modo de marco, dentro del cual se desplazan tres ejes lineales perpendiculares entre sí. En ambos casos, su pequeño tamaño permite la colocación in situ. En el caso del sistema de [Collado, 2009] se emplean ventosas para fijar la máquina sobre una pieza de gran tamaño mayoritariamente plana. Además, mediante unos actuadores sobre las ventosas y una secuencia concreta de generación vacío y movimiento de la ventosa se consigue que el sistema portable se desplace sobre la pieza. Una vez situado, el sistema se emplea para el taladrado de agujeros normalizados sobre elementos de fuselaje aeronáutico. Por otro lado, el sistema de [Eguia, 2015] es capaz de realizar no solo taladrado sino tareas de fresado, con lo que es un sistema más pesado que precisa de una estructura externa para el anclaje.

3.3.2.2 *Máquinas portables con cinemática paralela*

Las investigaciones más importantes tienden a preferir la cinemática paralela para las máquinas portables dado que, en general, presentan mayores ratios rigidez/peso [Weck, 2002], lo que es una característica muy atractiva cuando se trata de miniaturizar medios productivos. Así, la literatura científica presenta ejemplos y propuestas más que notables como por ejemplo [Allen, 2010], [Axinte, 2011], [Yang, 2011], [Olarra, 2014].

Sin embargo, la cinemática paralela aplicada a las máquinas portables no está exenta de problemas. En primer lugar, su proceso de diseño es más complejo que en el caso en serie, dado que se precisa una dedicación importante a la optimización de la cinemática, la ubicación de las uniones, los actuadores y los grados de libertad, y la literatura científica es extremadamente prolija en investigaciones y enfoques alternativos para realizar esta tarea. A estas tareas se ha de sumar el desarrollo de estrategias de calibración mucho más complejas que en el caso en serie [Axinte, 2011] y se deben realizar también actividades específicas

para maximizar y diseñar el espacio de trabajo de las máquinas con cinemática paralela, que por lo general no es un espacio cartesiano fácilmente gestionable y controlable. El problema del ajuste del espacio de trabajo con respecto a la geometría a mecanizar también debe ser estudiado cuidadosamente [Olarra, 2014]. A todo esto debemos sumar que una vez realizadas todas estas tareas la rigidez de punta de herramienta y el desempeño general de las máquinas con cinemática paralela es muy dependiente de la posición y orientación, sin mostrar homogeneidad en el espacio de trabajo y mostrando grandes diferencias de rigidez en las distintas direcciones útiles de la máquina [Weck, 2002]. Tan es así que se realizan gran cantidad de actividades de investigación cuyo objetivo es la optimización y mejora multiobjetivo (también de rigidez) de cinemáticas portables [Chi, 2012] [Shin, 2012]. Para un resumen de los aspectos candentes de investigación de las máquinas con cinemática paralela se recomienda un muy actual resumen de [Petuya, 2015].

Al igual que con la cinemática serie, [Allen, 2010] revisó las configuraciones cinemáticas paralelas más adecuadas para las máquinas portables, llegando a la conclusión de que las dos más adecuadas serían las que se pueden observar en la Figura 2.53.

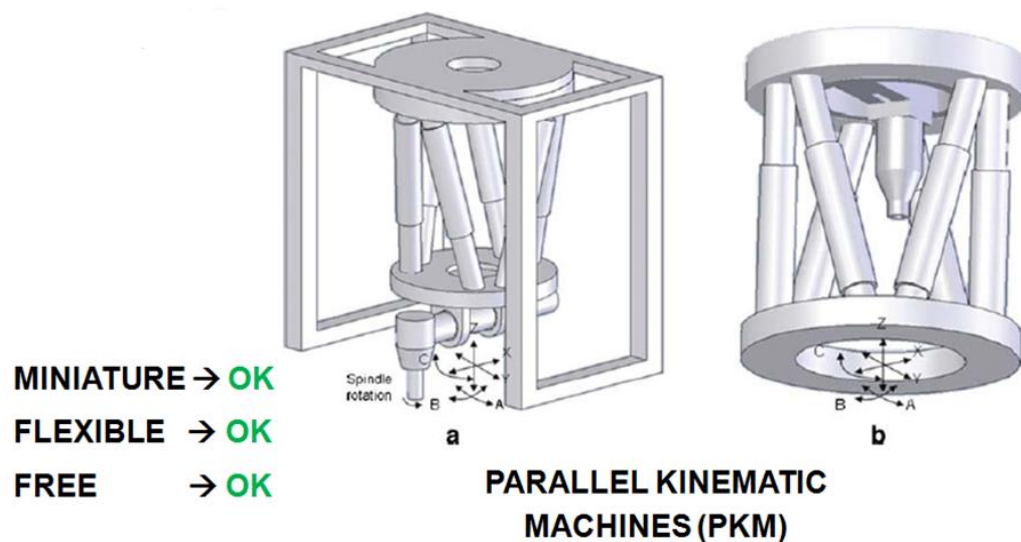


Figura 2.53 – Cinemáticas paralelas consideradas para máquinas portables [Allen, 2010]

Se trata, como se ve en la imagen, de dos sistemas basados en la clásica plataforma Stewart. De forma más específica, en la figura a), el sistema utiliza las dos placas o plataformas entre las que se ubican los accionamientos de forma paralela de forma muy distinta. La plataforma superior se destina a insertarla en una estructura soporte, que es la que se apoya sobre la pieza o sobre una estructura externa o incluso sobre sistemas de desplazamiento o movilidad

a medida. Sin embargo, la plataforma inferior es la que soporta y carga con el cabezal de trabajo, con lo que se convierte en la plataforma que aloja al tool center point. Entre estas dos plataformas, se ubican los actuadores (3 parejas para un total de 6) que son los que dotan a la plataforma inferior de la posición y orientación necesaria con respecto a la pieza. Una de las ventajas que tiene este sistema es que toda la parte de accionamientos y estructural queda por encima de la plataforma soporte del cabezal, con lo que todo el espacio por debajo de la citada plataforma inferior queda libre para el movimiento del cabezal y como espacio de trabajo. Se trata, por tanto, de un sistema muy diáfano y transparente de cara a la pieza y el proceso.

El sistema b) de la Figura 2.53 se resuelve de forma muy distinta. Siguen existiendo las dos plataformas pero la herramienta/cabezal está situada en la plataforma superior y orientada hacia la plataforma inferior, de tal modo que a la vez que se consigue una rigidez mayor al ser las fuerzas de proceso más en la dirección de los actuadores y los brazos de palanca inferiores, el espacio de trabajo y el volumen útil se limita al espacio factible dentro de la estructura de accionamientos. Se trata, por tanto, de un sistema menos “capaz” pero más rígido y por tanto, potencialmente más preciso. Por último, dada la orientación de la herramienta, la pieza debe estar cerca de la plataforma inferior, a lo que se suma que el espacio de trabajo es el volumen entre los accionamientos. Por lo tanto, cabe plantear ya desde un comienzo que la plataforma inferior puede ser muy adecuada para ser apoyada sobre la pieza, o sobre una estructura soporte exterior. La plataforma superior es necesaria para alojar el cabezal y obtener la capacidad de posicionamiento y orientación necesaria, pero no toca la pieza ni la estructura exterior. Uno de los problemas de este segundo sistema es el planteamiento de la movilidad del mismo, un aspecto muy complejo sobre el que ya se realizan investigaciones [Olarra, 2014]

Una vez estudiadas estas cuestiones, queda por estudiar si estas soluciones en paralelo son válidas desde el punto de vista de la resolución de la desplazabilidad, la movilidad y la funcionalidad extra. Desde el punto de vista de los anclajes, el sistema presenta dos cuerpos o plataformas (la superior e inferior) que podrían utilizarse para resolver el anclaje, bien sobre la propia pieza o bien sobre estructuras externas. Al igual que en las máquinas serie, tales superficies pueden convertirse en el interfaz con la máquina de sistemas que dotarían a la máquina de movilidad y capacidad para andar sobre la pieza.

3.3.2.3 Máquinas portables con cinemática híbrida

En la literatura científica existen ejemplos de máquinas portables de cinemática híbrida que combinan cadenas cinemáticas en serie con soluciones cinemáticas en paralelo. La principal razón detrás de esta combinación es precisamente aprovechar y combinar las ventajas de ambos sistemas y tratar de superar los defectos de cada solución en la medida de lo posible. Algunos ejemplos de esta hibridización los vemos en [Mörhing, 2009] (Figura 2.54) o en [Pekka, 2007].

Vemos que lo más habitual en la hibridización es que el desplazador o los ejes de gran curso se implementen con una cinemática serie mientras que los ejes de ajuste fino que soportan la herramienta se resuelven mediante una configuración paralela que aprovecha al máximo las virtudes de esta configuración.

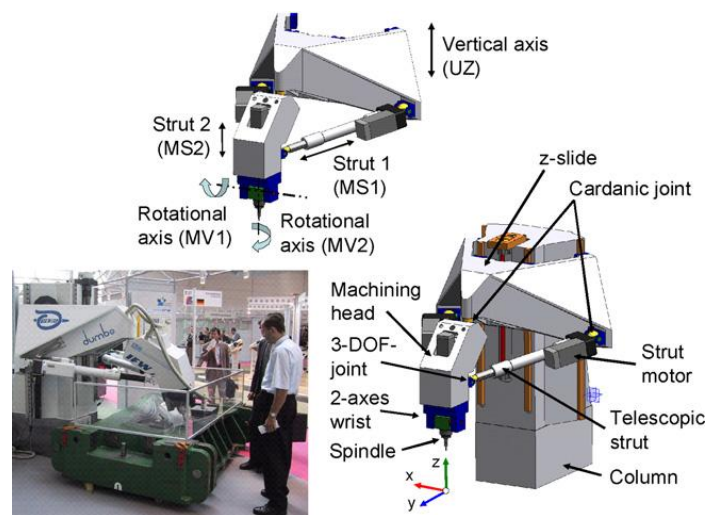


Figura 2.54 – Máquina portable de cinemática híbrida [Mörhing, 2009]

3.4 Ventajas de las máquinas portables

Las máquinas portables han mostrado ser una mejora desde diversos puntos de vista y consiguen en general superar muchos de los problemas que hemos señalado en el apartado anterior como frecuentes en las máquinas grandes:

Mejoras energéticas: Por un lado, este nuevo concepto de máquina está en línea con los nuevos enfoques destinados a reducir el consumo de energía de la máquina y se apoya en las filosofías de intervención más habituales para la mejora de la eficiencia energética [Neugebauer, 2011] [Abele, 2010] [Brecher, 2009] [Dietmair, 2008] [Kührke, 2008].

Mejoras en robustez: es posible lograr estructuras adaptadas a la aplicación que presenten mejoras en el comportamiento estático y dinámico, lo que impulsa la productividad tanto al mejorar la dinámica como al hacer posible alcanzar mayores profundidades de pasada [Zulaika, 2009]. Además, las máquinas portables se pueden hacer más robustas ante los problemas térmicos (disipación y distorsiones) tanto de forma pasiva como empleando estrategias activas [Aggogeri, 2010], [Brecher, 2004].

Mejoras en movilidad en una doble vertiente. Por un lado, la transportabilidad de toda la máquina a donde se encuentra la pieza en servicio, evitando así el caro y arriesgado transporte de la pieza. Por otro lado, la capacidad de la máquina portable para situarse en o sobre la pieza, permitiendo concebir máquinas y sistemas radicalmente diferentes. Esta movilidad redundante en claras mejoras operativas globales [Schwaar, 2010].

Mejoras por la miniaturización: Una reducción general de las dimensiones de la máquina redundante en componentes también más pequeños y sobre todo más ajustados a las aplicaciones, sin necesidad de algunos elementos auxiliares [Axinte, 2010] [Hansen, 2006]. La miniaturización también genera mejoras en el consumo de energía [Liow, 2009]

Mejoras en adaptabilidad: Definimos aquí adaptabilidad como la capacidad de modulación o alteración de las capacidades productivas y de la máquina en el corto plazo. Las máquinas portables permiten esta adaptabilidad por su ejecución ajustada de las tareas y su carácter de operativa óptima para trabajar sobre grandes piezas [Mussa, 2011] [Wittstock, 2007]

Mayor mutabilidad: Definimos aquí mutabilidad como la capacidad de modificación de un sistema productivo en el largo plazo [ElMaraghy, 2006] [Kolar, 2012], que se consigue mediante estrategias de diseño y sustitución modular y el empleo de equipamiento óptimo para la aplicación [Kannan, 2009] [Youssef, 2007].

Mayor multifuncionalidad: Sobre todo las grandes piezas con geometrías muy complejas se pueden fabricar más rápidamente y de forma más eficiente con máquinas portables dado que se eliminan los procesos de set-up, desatado y atado y transporte entre máquinas [Moriwaki, 2008].

Mayor especialización: Se puede obtener una mayor especialización realizando diseños de máquinas portable traccionados por la aplicación y ajustados a la misma, asegurando eficacia

de proceso con eficiencia de recursos y sistemas. Por supuesto, es necesario un compromiso entre la especialización y la multifuncionalidad [Abdi, 2009] pero en las máquinas portables la mutabilidad puede ser la vía para obtener este equilibrio.

A nivel industrial, se resumen a continuación otras ventajas de este tipo de soluciones portables:

- En general se requiere de una inversión inicial bastante menor para la puesta en funcionamiento de este tipo de soluciones.
- Se consigue un mayor grado de reutilización y un mayor ratio de uso de los medios de producción.
- Mayor eficiencia en la producción y mayor simplicidad. Hay que tener en cuenta que este tipo de robots portables se mueven hacia el producto, estando este en una posición fija, y se evita de esta manera el tener que mover los productos, generalmente de gran tamaño, a lo largo de la planta.
- La utilización de robots portables incrementa la flexibilidad de las plantas industriales de cara a adaptarse a posibles cambios en las necesidades de producción, ya que este tipo de sistemas no ocupan de manera permanente el suelo de la planta y pueden ser fácilmente recolocables en una zona u otra.
- Eliminación considerable de la intervención manual, dado que las máquinas portables sustituyen a los operarios en múltiples operaciones que hasta ahora se vienen realizando de forma manual sobre la pieza.
- Se trata de sistemas de producción ligeros y eco-eficientes, con consumos de energía mucho menores que las máquinas grandes, a las que sustituyen en muchas tareas de mantenimiento y fabricación.

4 APLICACIONES Y ANÁLISIS INDUSTRIAL

4.1 Aplicaciones

Hoy en día hay muchas aplicaciones y sectores industriales que de forma casi intuitiva han desarrollado y emplean equipo para fabricación, inspección y mantenimiento de piezas grandes.

Una de las más interesantes en este sentido es la aplicación de máquinas portables para el ajuste y recuperación de moldes y grandes troqueles de estampación. El ajuste de las superficies de contacto y la preparación de bordes de corte, que hoy en día se realiza de forma manual y por lo tanto irreproducible se puede ejecutar, registrar y controlar mediante una unidad de mecanizado portable que asegura además un buen ajuste entre la pieza producida y el CAD del diseño. Se trata de un nicho de aplicación muy sugestivo y apropiado para las máquinas portables.

El empleo de máquinas portables para la fabricación de componentes estructuras aeronáuticas es muy habitual y se centra en actividades de mecanizado, pintado e inspección. Un ejemplo notable de sistema de mecanizado es [Roptalmu, 2016] (Figura 2.55), un sistema móvil de mecanizado de 3 ejes que es acercado a las cercanías de la pieza por un Automatic Guided Vehicle (AGV) que ha sido diseñado y certificado para operaciones de taladrado de largos componentes estructurales de aplicación aeronáutica durante la fase de montaje.



Figura 2.55 – [ROPTALMU, 2016] en funcionamiento sobre la pieza objetivo

Dado que muchas veces las aeronaves e incluso las grandes piezas de los aerogeneradores presentan superficies de interfaz con radios de curvatura muy elevados, ya se ha comentado

que es muchas veces posible deshacerse de las soluciones de 5 ejes para el taladrado en favor de máquinas portables de 3 ejes como el sistema Flextrack de la compañía [ElectroImpact, 2016]. Para el sistema principal de desplazamiento emplea un sistema que se asegura sobre la estructura de la pieza mediante ventosas, eliminando así la necesidad de una estructura adicional para sujetar el sistema de taladrado. Otra soluciones que emplean la pieza como estructura final son el sistema Crawler Robot de TECNALIA para el taladrado automático de largos componentes, alas y grandes piezas del fuselaje (Figura 2.56).

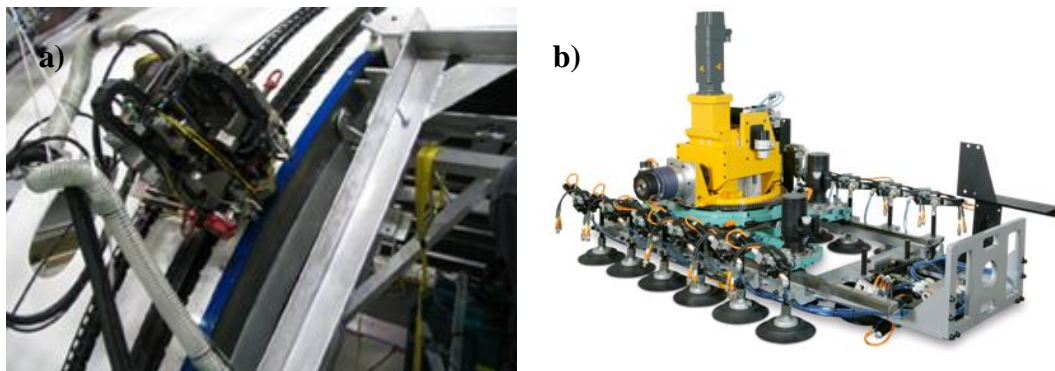


Figura 2.56 – Sistema Flextrack (a). El Crawler (b).

En lo relativo a la inspección, el 90% de las operaciones es realizado mediante equipos y tecnologías de visión. Aquí, hay que mencionar a ANDI, la plataforma móvil que se desplaza sobre estructuras aeronáuticas llevando sensores para realizar inspección automática de las piezas. Este sistema se mueve de forma autónoma por sobre el componente gracias al vacío creado entre las patas y la superficie de la pieza. El prototipo más avanzado existente emplea sistemas de visión 3D que se pueden mover libremente tal y como se ha explicado. Y por último, el sector aeronáutico presenta piezas de una dimensión tal que se ha generalizado el empleo de máquinas portables fijas sobre elementos móviles externos para las tareas más diversas como el pintado, etc. (Figura 2.57).

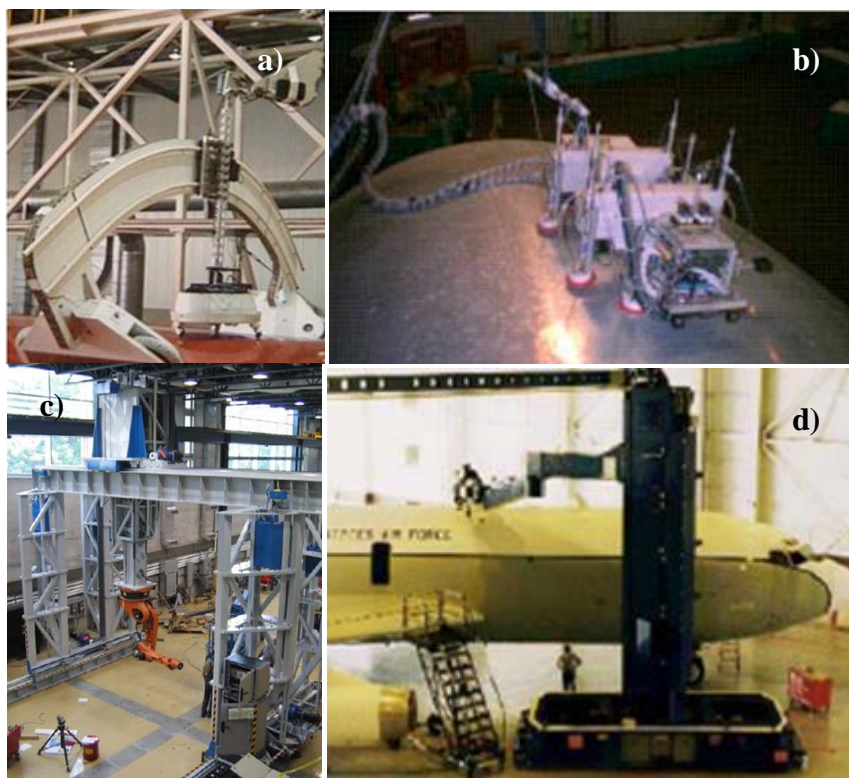


Figura 2.57 – Máquina para inspección de componentes aeronáuticos (a), ANDI de [Carnegie Mellon, 2016] (b), Robot sobre gantry para montaje de Southwest Research Inst. (c), Pintado robotizado mediante el F-117 de Sandia National Lab. (d).

En el sector civil, el empleo de máquinas portables también ha experimentado un crecimiento importante en los últimos años mediante sistemas para aplicaciones muy específicas de distintas construcciones, como el sistema [Robocrane, 2016] que incluye un sistema LADAR para la navegación y gestión de obstáculos y riesgos (Figura 2.58).

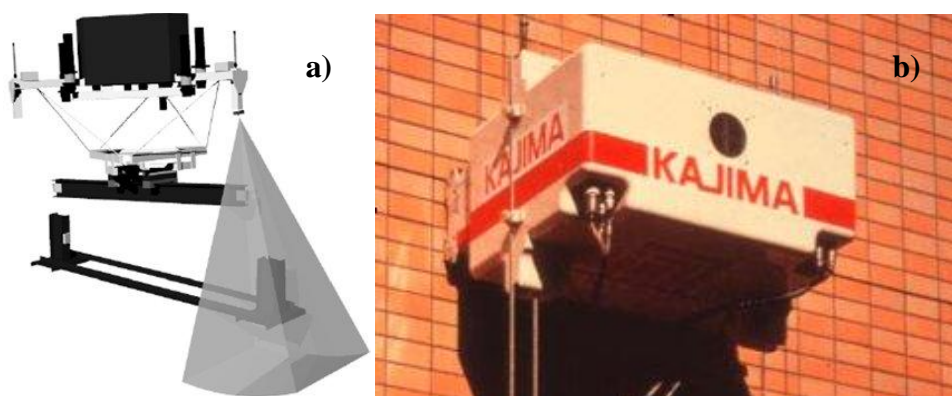


Figura 2.58 – Robocrane (a), inspección de fachadas (b)

En el sector de la generación de energía, las máquinas portables se emplean sobre todo sobre aerogeneradores para el mantenimiento, limpieza e inspección [Goch, 2012].

En el sector naval, la magnitud de las piezas empleadas desaconseja su traslado, con lo que algunas operaciones son realizadas mediante máquinas portables o sistemas in-situ proyectados sobre tales piezas (Figura 2.59).

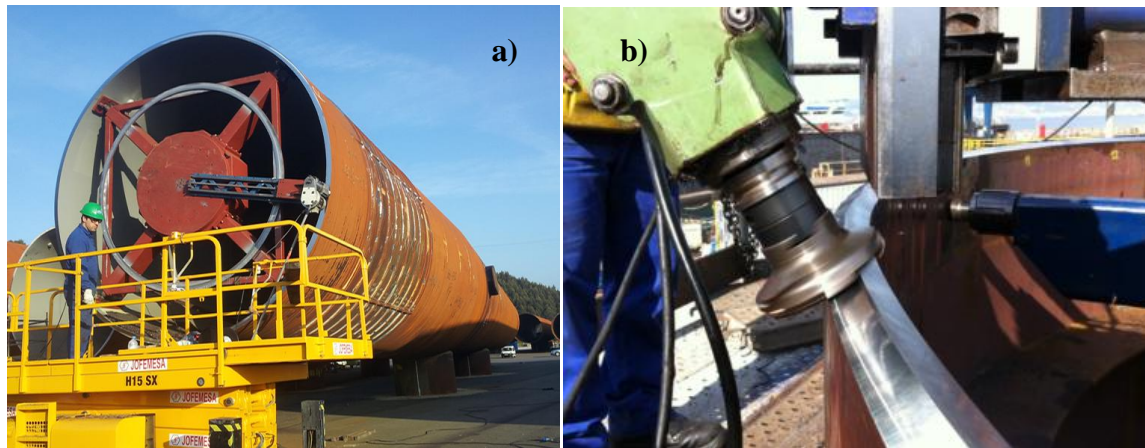


Figura 2.59 – Torneado de aerogeneradores [Balbas, 2016] (a), Máquina portable naval [Halfaro, 2016] (b)

Sin embargo, en ciertas ocasiones se justifica el empleo de una solución multiproceso portable como solución más óptima. Entre las operaciones y las situaciones que debemos mencionar aquí se pueden mencionar el refrentado, el fresado, el taladrado y roscado, el corte de tubos [Armatecnc, 2016], [Tritool, 2016], el torneado, el rectificado etc. Algunas máquinas para estas aplicaciones se pueden ver en la Figura 2.60.

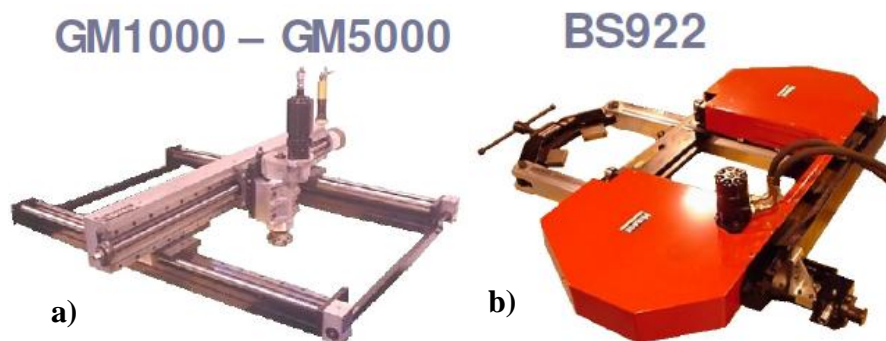


Figura 2.60 – Máquina portable anclable mediante imanes (a) Sierra Portable [Mirage] (b)

Y por último, tenemos sistemas muy parecidos en el sector del ferrocarril, enfocados a la inspección, la recuperación y la actualización de raíles y trenes. La portabilidad y la capacidad de movimiento autónomo de estas máquinas aseguran la viabilidad del proceso y su éxito de forma óptima tanto técnica como económicamente en situaciones donde otros enfoques serían irrealizables o excesivamente costosos.

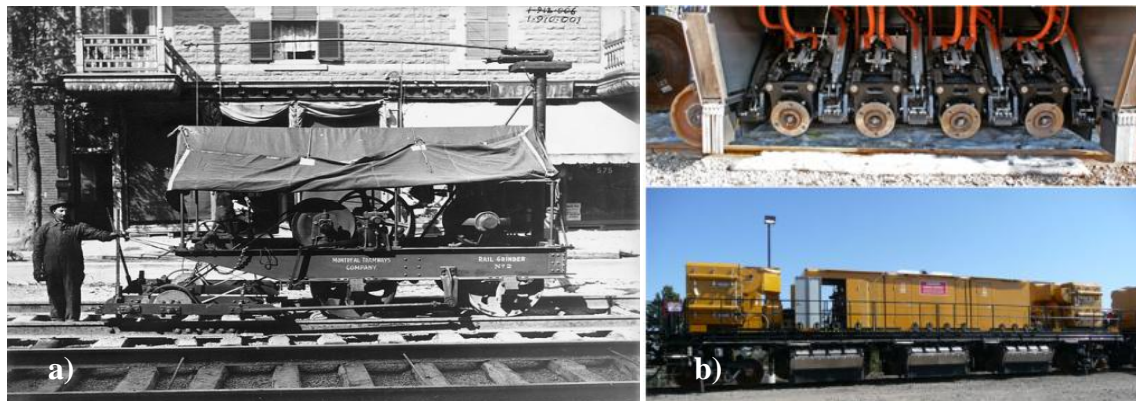


Figura 2.61 – Rectificado de raíles: Montreal Tramway Co. 1912. (a) y hoy (b)

4.2 Análisis industrial

En cuanto al mapa de empresas activas en el diseño y fabricación de máquinas portables, el resultado se puede resumir en la Fig.2.62.

Si se observa el perfil de las empresas recogidas en ese cuadro, nos hallamos ante dos tipos básicos de empresa. El primero son empresas medianas, altamente especializadas y que se han dotado de un catálogo amplio de equipos y máquinas construidas a lo largo de una trayectoria dilatada de servicio en los sectores que demandan máquinas portables. Su mayor experiencia acumulada y el conocimiento de primera mano los convierte en referencias. En esta categoría se puede ubicar a Climax Machine Tools, Mirage Machines, Tri Tool Inc. O Versamill. Por otro lado, se encuentran empresas, divisiones o empresas surgidas a partir de grandes grupos o matrices de máquina herramienta. En su actividad, estos grupos han tenido que dotarse de máquinas portables para aplicaciones concretas en situaciones específicas y han decidido ofrecer estos sistemas para mejor amortizarlos. En ese contexto, las máquinas portables son un pequeño negocio, o una necesidad pequeña dentro de un esquema más grande y complejo. Ejemplo de esta situación son York, Rottler, los sistemas de Sandia, Hegenscheidt (grupo NSH), etc. La disponibilidad y el uso industrial de los sistemas de estas empresas puede ser baja o muy intermitente, en comparación con las empresas de la primera categoría.

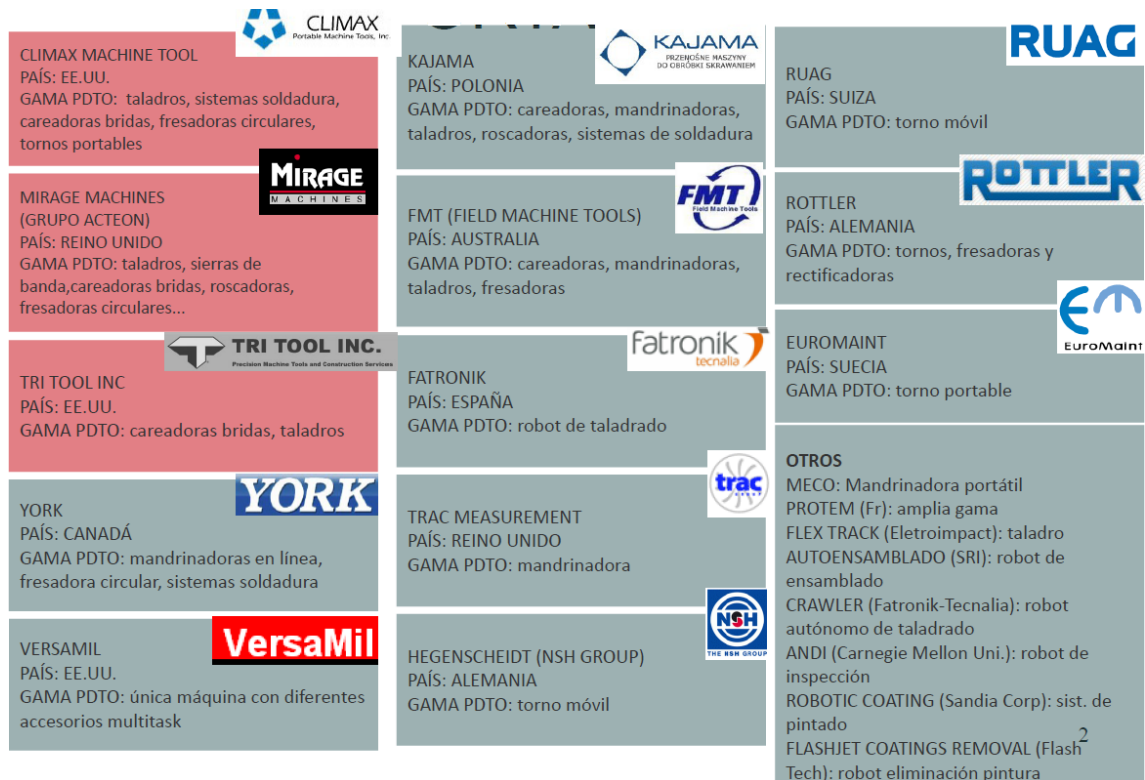


Figura 2.62 – Empresas activas en el campo de las máquinas portables

En cuanto a los sectores a que sirven estas máquinas, el resultado se resume en la Fig.2.63:

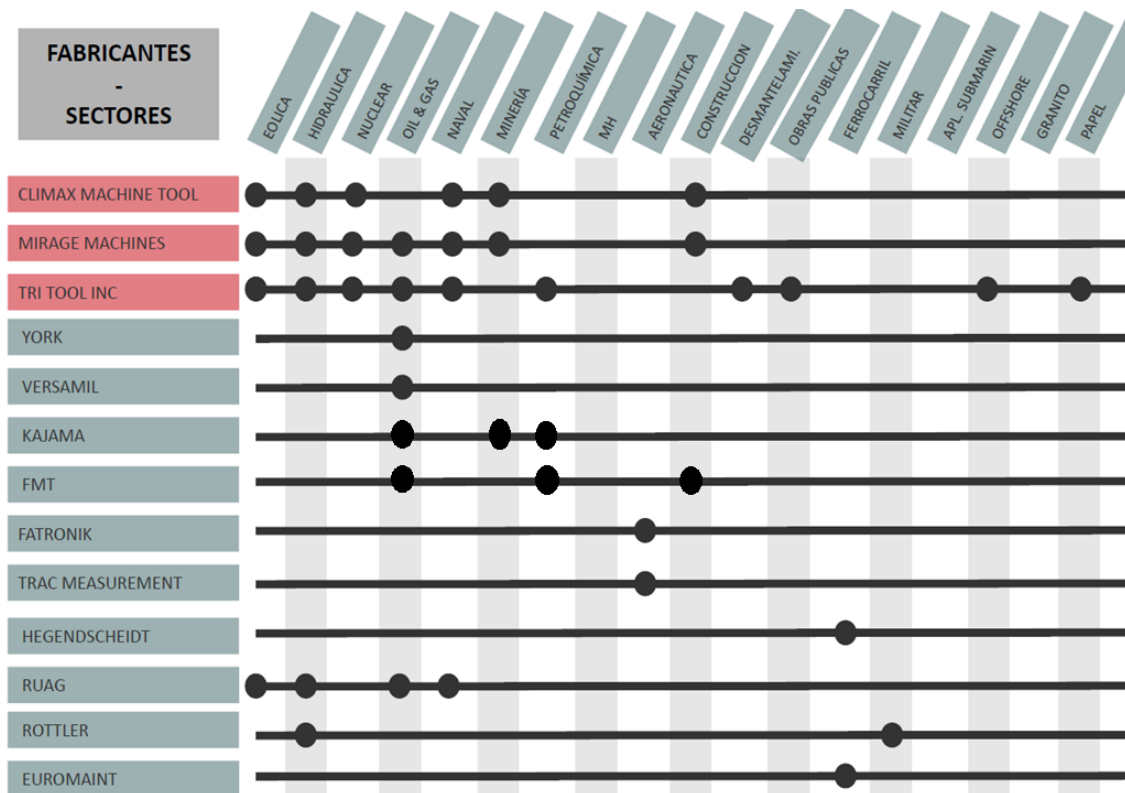


Figura 2.63 – Tabla cruzada de empresas y sectores a los que proveen

El estudio de los sectores a los que sirven las empresas analizadas confirma la división realizada en los párrafos anteriores y muestran una clara división. Las empresas especializadas de amplio catálogo sirven a múltiples sectores (hasta nueve sectores distintos en algún caso) y tienen una gran cantidad de referencias, con lo que su actividad y sus sectores objetivo son ciertamente transversales. Las referencias de las empresas de la segunda categoría descrita en el párrafo anterior se concentran en uno o dos sectores, dado que de hecho son producto de las necesidades específicas de un solo sector o de una aplicación específica. Se entiende así que esta necesidad concreta disparó el desarrollo de una determinada máquina portable cuya función se concreta en un solo sector, sin que las empresas tengan necesidad de ofrecer estas, u otras, máquinas portables a otros sectores o aplicaciones.

Este mismo análisis se confirma cuando se relacionan las máquinas y las operaciones de mecanizado (Figura 2.64). De nuevo, observamos empresas con máquinas que realizan muchos procesos y sistemas muy especializados:

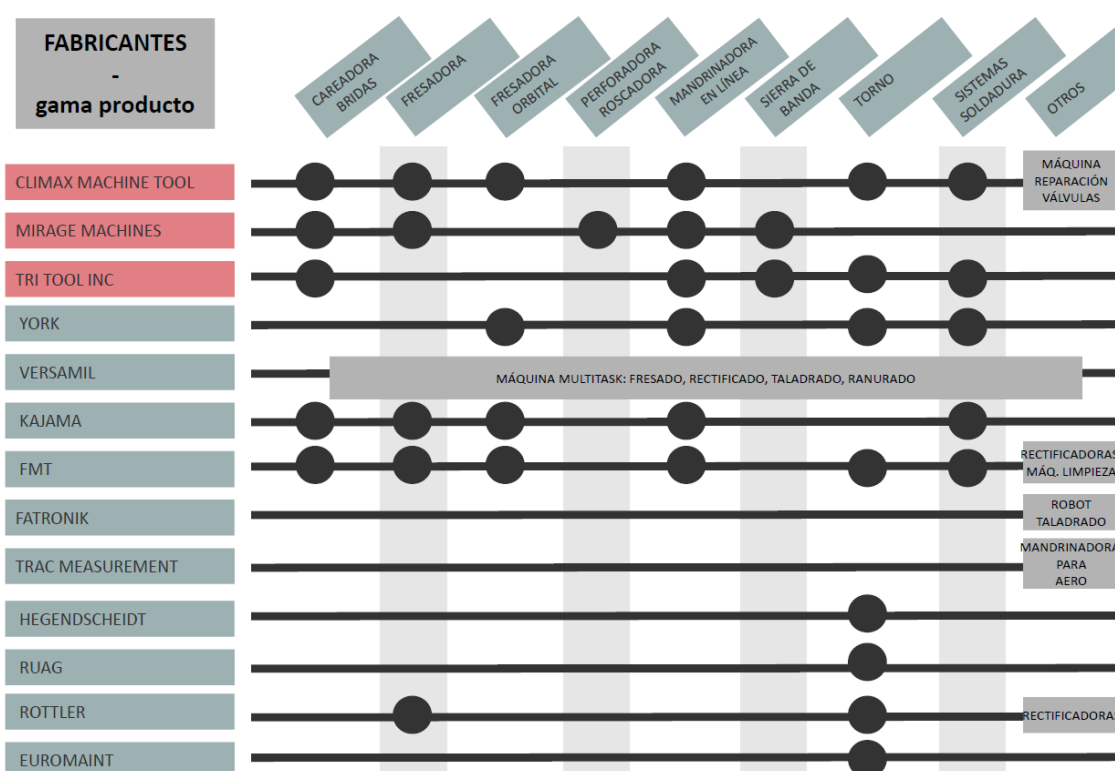


Figura 2.64 – Tabla cruzada de empresas y equipos que comercializan

5 REQUISITOS PARTICULARES DE LAS MÁQUINAS PORTABLES

5.1 Introducción a los requisitos de las máquinas portables

De las características que hemos destacado del concepto de portable pueden extraerse directamente los requisitos particulares de estas máquinas, que se resumen en este punto.

5.1.1.1 Requisitos de tamaño

El primer requisito tiene que ver con su pequeño tamaño, que debe ser tal que permita su transporte rápido y universal (por casi cualquier medio, incluyendo por avión, en barco, furgoneta, etc.). Esto implica que se debe dotar al sistema de una cierta robustez de base. Para asegurar este transporte ocupando un bulto moderadamente compacto, es preciso proyectar las máquinas portables de forma que se prevean las estrategias de desmontado y cierta capacidad modular, tanto para la máquina en sí como para los sistemas auxiliares necesarios como los armarios eléctricos, el cableado etc. En estos, se han de proyectar interfaces que permitan esta modularidad y desmontabilidad, siempre respetando las capacidades funcionales de la máquina.

5.1.1.2 Requisitos sobre el anclaje

Las máquinas portables se deben poder adaptar para trabajar sujetas a o en contacto con distintas soluciones de pieza o de estructura externa. Así, deben presentar una solución desmontable o modular de sistema de anclaje tanto para el caso en que se quiera emplear la pieza como para el caso de que la máquina portable esté sujeta en un elemento que no sea la pieza objetivo. En el caso de que la máquina se apoye sobre la pieza, debe tenerse en cuenta lo variable de la superficie de la misma en términos de calidad superficial, detalles constructivos o material. En caso de que se emplee una estructura externa, la libertad del diseñador es mayor pero se ha de asegurar que la máquina portable se adapte bien al entorno inmediato de la pieza objetivo.

5.1.1.3 Requisitos sobre su inteligencia

El hecho de que la máquina sea libre, móvil y autónoma cambia radicalmente el modo de uso y los requisitos que ello transmite al proceso de diseño. En lo relativo a su uso, el ideal de la máquina portable debería ser capaz de trabajar en tres escenarios diferenciados y notablemente distintos entre sí, según se describen en [Neugebauer, 2011] (Figura 2.65).

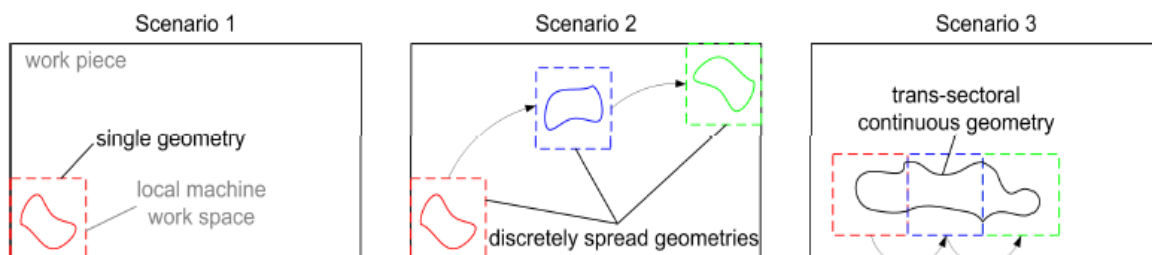


Figura 2.65 – Escenarios de mecanizado posibles para las máquinas portátiles

La primera e ineludible tarea es realizar un primer set-up de la máquina tras su montaje in-situ que incluya una referenciación entre la pieza y algún elemento de la máquina, por ejemplo la punta de herramienta. Esta referenciación puede tener que repetirse para el caso de mecanizados distribuidos (escenario N°2) o transregionales (escenario N°3). Habitualmente esta referenciación no puede realizarse mediante referencias geométricas preestablecidas o utillajes (no existen, no se conocen, no son accesibles), por lo que es necesario disponer de elementos auxiliares para realizar esta referenciación y el set-up rápido. Estos sistemas de referenciación consisten habitualmente en sistemas de medida basados en sensores de contacto, láseres o sistemas de cámaras, pero deben ser completados por software específico para la obtención y transformación de coordenadas (con sus errores asociados acotados) así como sistemas de alineamiento y compensación para el caso de que las consecuencias de la referenciación no puedan ser compensadas por los ejes internos de la máquina.

5.1.1.4 Requisitos del proceso

Ya se ha comentado que una de las limitaciones de las máquinas in-situ era su escasa versatilidad de procesos, pues están específicamente diseñadas para una sola aplicación en un solo tipo de pieza para la que se proyectan estructura y demás soluciones. Si se desea producir avances sustantivos en el estado de la técnica, deben proyectarse máquinas multiproceso concebidas como máquinas convencionales.

5.2 Soluciones actuales

5.2.1 Soluciones de anclaje

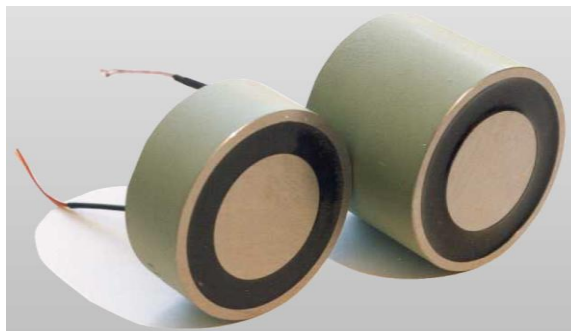
Los sistemas de amarre a pieza más habituales en las aplicaciones actuales son las siguientes:

Amarre mediante ventosas*Figura 2.66 – Ejemplos de ventosa para máquinas portables*

Las ventajas e inconvenientes de estos sistemas se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 2.3: Ventajas e inconvenientes de las ventosas como anclaje

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Mayor homogeneidad: dirección normal y transversal	Fuerzas máximas menores
Adaptabilidad a superficies no planas	Rigidez más baja
	Necesitan un complejo sistema neumático auxiliar

Amarre mediante electroimanes*Figura 2.67 – Ejemplo de electroimanes para anclaje de máquinas portables*

Las ventajas e inconvenientes de estos sistemas se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 2.4: Ventajas e inconvenientes de los electroimanes como anclaje

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Altas fuerzas normales máximas	Necesitan superficies planas
Altas rigideces normales	Pobre comportamiento en dirección transversal
	Altos consumos de potencia
	No avisan del fallo

5.2.2 Soluciones de inter-referenciación

Aunque ya hemos discutido los requisitos específicos de máquinas portables, vamos a centrarnos en las características que debe tener el sistema auxiliar que realice la inter-referenciación entre máquina y pieza. Este problema se puede abordar de distintas formas, cada una con una incertidumbre de medida que depende de los equipos, las técnicas el operario, la pieza concreta etc. [Bell, 1999]:

- 1) Por un lado, se puede tratar de localizar la posición y orientación de la pieza y la máquina por separado desde un sistema de referencia externo a ambos. A partir de estas mediciones, se puede extraer la posición relativa necesaria para realizar las operaciones de mecanizado.
- 2) Por otro lado, se puede realizar la medida de la pieza desde la máquina en coordenadas relativas, con lo que la máquina en sí se transforma en una máquina de medir.

Siendo esto así, hay que recalcar que la operativa de las máquinas portables impone algunos requisitos adicionales, que son:

- El sistema de medida debe ser capaz de operar una vez montado de forma remota y sin necesidad de presencia constante de un operador, dado que el acceso al entorno de la máquina portable en servicio no siempre es posible.
- Si bien no está estrictamente prohibido, en general, es deseable que la medida no implique contactar con la pieza, dado su valor y posible características especiales. El contacto puede crear deformaciones, marcas o contaminación no deseada. Por ello, se prefieren en general métodos de medida sin contacto.

- Dado el uso general que se les pretende dar a las máquinas portables, se ha de contar con que el entorno de la pieza puede estar débilmente iluminado, y quizás sujeto a condiciones ambientales particulares (temperatura alta, campos magnéticos, radiación etc.).
- Aunque no suele ser un requisito estricto, el tiempo necesario para la medida debe ser bajo o como mínimo asumible obteniendo la información necesaria. La productividad del sistema podría verse comprometida en caso contrario.
- Las medidas deberían ser plenamente trazables hasta un patrón nacional, pero aparte de la primera calibración indispensable, no es deseable que el sistema necesite excesivas calibraciones periódicas, pues ello implica que la máquina no está en servicio y debe viajar para ser calibrada, perdiendo por tanto el usuario la capacidad de uso in-situ por periodos indeterminados.
- Ligado con lo anterior y por las servidumbres del empleo in-situ de las máquinas portables, la fiabilidad es un requisito importante pues un fallo en servicio puede comprometer toda una estrategia de fabricación, mantenimiento, reparación o inspección de una pieza grande.

Con estos requisitos adicionales presentes, vamos a presentar los métodos más usuales empleados en el estado de la técnica actual. De cada sistema definiremos brevemente sus características específicas atendiendo a los criterios más habituales empleados en la taxonomía actual, siguiendo, por ejemplo los criterios de [Beraldin 2000]. De cada sistema enumerado vamos a comentar los siguientes aspectos.

Medida con contacto o medida sin contacto: Si el equipo o la técnica de medida implican el contacto con la pieza o no.

Medidas directas de superficie o medidas de puntos: la medida directa de superficies implica la medida de la forma y dimensiones de una superficie sin la necesidad de marcadores, señalizadores, blancos u objetos conocidos. Esta medida directa se puede realizar mediante una sola tecnología o una combinación de ellas. Las medidas de puntos implican que la superficie no se mide directamente, sino que se detecta en su lugar un blanco o marcador, y después se aplica un offset para medir la posición del punto superficial sobre el que está

colocado el blanco. Las medidas de puntos o blancos pueden realizarse punto a punto (single point) o con múltiples puntos a la vez (multipoint).

Sistemas activos o sistemas pasivos: Los sistemas activos emplean más información que la estrictamente disponible en la escena de la medición, para lo cual emiten energía que después detectan una vez está ha sido reflejada por la pieza a medir. Los sistemas pasivos, por otro lado, emplean variaciones de los reflejos de luz ya existente reflejada por la superficie. Los primeros son ciertamente más complejos por que precisan información de la localización del emisor, el tipo de luz etc. [El-Hakim, 1995]

5.2.2.1 *Palpador de contacto*

Este sistema es la transposición directa de los sistema de palpado y toma de referencias empelados en las máquinas grandes, donde la geometría de la pieza se obtiene mediante el palpado de la misma mediante un palpador ubicado en posición conocida (habitualmente la punta de herramienta). Es simple y eficaz, pero precisa el indeseado contacto y la supervisión visual de un operario, que es quien acciona los ejes de la máquina suavemente hasta que el palpador de la máquina dispara un trigger que captura los datos de ejes máquina con lo que se liga el punto palpado. En los últimos años se han desarrollado sistemas muy compactos y sin cables, con lo que su integración en máquinas portables es muy simple y directa. Dadas sus desventajas, su uso en máquinas portables no es general pero puede aún verse, como en [Mörhing, 2009], [Olarra, 2014], [Axinte, 2011].

5.2.2.2 *Fotogrametría*

La fotogrametría consiste en la reconstrucción de un objeto 3D a partir de imágenes 2D de la misma. Son sistemas pasivos sin contacto de medida de puntos. La fotogrametría se basa en el principio de triangulación, mediante la intersección de múltiples líneas de visión que son captadas por múltiples cámaras alrededor del objetivo. Lógicamente, estos sistemas precisan de calibración previa [Fraser, 1997] [Clarke, 1998] e incluso necesitan de una herramienta de referencia local a fin de poder crear un sistema de coordenadas. [Luhmann, 2006]. De hecho, el mismo sistema puede funcionar sin blancos empleando directamente las referencias o fiducials naturales de la pieza, pero el empleo de blancos diseñados específicamente para la aplicación mejora en un orden de magnitud la precisión de la técnica [Robson, 2007], pues simplifica la identificación de los puntos dentro del volumen de trabajo. En un punto de

precisión intermedio entre el uso de referencias naturales y blancos podemos encontrar una técnica específica de fotogrametría denominada fotogrametría de proyección de punto. Aquí, es un proyector el que emite puntos de luz sobre la superficie (es una técnica por tanto activa) cuyos reflejos son detectados como cuasiblanos por el sistema de cámara. Hay incluso mejoras de esta técnica para el caso en que la superficie sea muy rugosa o presente grandes variaciones de color llamado Modelado Denso de Superficies. [Jazayeri, 2008] que incluso ha dado lugar a sistemas comerciales (Eos System Inc. 2009). Además, hay que entender que aunque la fotogrametría sea capaz de asignar coordenadas a los puntos, “las medidas fotogramétricas son inherentemente adimensionales [Geodetic Services, 2006], con lo que no se puede ubicar esas coordenadas en el espacio ni convertirlas en “distancias” sin emplear una escala o referencia externa [Luhmann, 2006]. Para solucionar este problema se precisa una medida de longitud que se puede obtener de un patrón o de una medida de puntos ubicados en una posición conocida.

Por lo tanto, la fotogrametría no está exenta de problemas, pues es muy sensible a la luz ambiental y a la posición de las cámaras, y su precisión final es función del volumen de trabajo. Hay multitud de sistemas comerciales de esta tecnología que sería preciso mencionar: GSI V-Stars, Aicon3D Systems DPA Inspect, GOM Tritop, EOS Systems Photomodeler...

Su uso en máquinas portables aún no se ha realizado pero se ha incluido esta técnica en el presente listado dado que se están desarrollando [Zatarain, 2012] aplicaciones de esta tecnología para alineamiento y referenciación de grandes piezas, que acaban siendo integrados en cabezales de tamaño moderado, susceptibles quizás de ser embarcados en máquinas como las portables.

5.2.2.3 *Láser tracker*

Estos son sistemas activos sin contacto que realizan una medida polar de coordenadas de un blanco. Es decir, en el fondo, actúan como máquinas de medir por coordenadas portátiles que asignan 3 coordenadas espaciales relativas con respecto al sistema a cada punto que sigue. Dos de estas coordenadas son los ángulos internos medidos en el emisor-receptor (elevación y azimuth) mientras que la tercera coordenada es la distancia del punto con respecto a este emisor-receptor medido o bien por un interferómetro (IFM) o mediante un medidor de distancia absoluta (ADM). La medida tradicional era interferométrica pero hoy en día casis

siempre se combina con el sistema ADM o es sustituida completamente por esta última. Su precisión es muy buena, hasta de unas pocas micras.

Tabla 2.5: Resumen de características de algunos sistemas comerciales

	DISTANCIA ADM	DISTANCIA IFM	ÁNGULO
Faro Ion	8 μ m + 0.4 μ m/m	2 μ m + 0.4 μ m/m	10 μ m + 2.5 μ m/m
Leica Absolute	\pm 5 μ m	\pm 0.2 μ m + 0.15 μ m/m	\pm 7.5 μ m + 3 μ m/m

Hay variantes de esta técnica que pueden escanear superficies sin emplear blancos, empleando en su lugar sensores de tiempo de vuelo ToF pulsados o de onda continua [Payne, 1973]. Su funcionamiento es similar al del tracker en la medida en que los dos ángulos se miden y emplean igual pero este escáner mide directamente la superficie sin emplear blancos, normalmente en una semi-esfera alrededor del emisor creada apuntando el láser a una espejo móvil y girando todo el conjunto. La reflectividad de la superficie es un aspecto clave en este tipo de sistemas [Beraldin, 2000].

La precisión de este tipo de sistemas no es fácil de declarar pues no se emplean métodos uniformes ni estándar, pero los fabricantes aseguran medidas de punto con precisiones de ~1-2mm, con precisiones submilimétricas en rangos pequeños. Dado que todas las precisiones declaradas por los fabricantes no son comparables, se han realizado comparaciones independientes con resultados notables [Boehler, 2003]. Para una lista de posibles fuentes de error de esta tecnología véase [Hebert, 1992] [Jacobs, 2006] [Beraldin, 2005].

Algunos sistema comerciales de este tipo son Leica-Geosystems HDS, FARO Photon and Surphaser 25-HSX etc. Para una lista más exhaustiva se recomienda acudir a [Blais, 2004].

5.2.2.4 Escáneres láser de triangulación

Este sistema es un sensor de superficie sin contacto activo que funciona por mera trigonometría. Dada una fuente de luz colimada que genera un punto sobre una superficie y un sensor de luz sito en posición conocida, el punto de luz recibido en el sensor se puede relacionar con el punto de la superficie donde se ha detectado. El principio de medida se aprecia en la siguiente figura, extraída de NRC Canada.

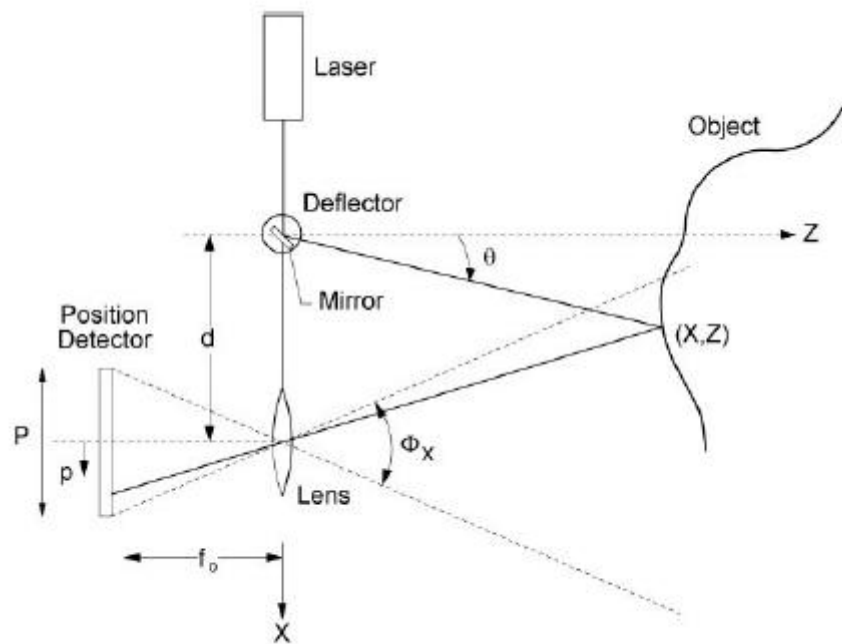


Figura 2.68 – Funcionamiento de los láseres por triangulación según NRC Canada

Conocida la situación de la cámara y los dos ángulos de la imagen, es posible resolver los triángulos mediante la ley del coseno para obtener las coordenadas X-Z del punto. Si se desea escanear todo un objeto es necesario que el punto recorra toda la superficie. Ello se puede obtener de distintas maneras. Una mejora obvia consiste en lanzar el láser sobre un sistema de espejos móviles que redirigen el láser sobre toda una superficie a modo de escáner. Otra solución pasa por emplear fuentes láser que en lugar de proyectar puntos creen líneas con las que barrer la pieza con un solo movimiento (sensor láser de triangulación lineal), realizándose la lectura de los puntos sobre esa línea reflejada por la superficie. Este movimiento puede realizarlo un sistema automático o incluso un operario que puede manualmente barrer con el sistema láser la pieza a medir.

Estos sistemas necesitan primero una calibración intrínseca que defina con precisión la posición relativa entre el emisor de luz y el detector, con toda la óptica intermedia y a continuación una calibración extrínseca, que defina la posición del conjunto dentro de la máquina portable, donde los últimos avances reseñables vienen dados por [Che, 2000] y [Santolaria, 2009].

Para un estudio en profundidad de estos sistemas véase [Browhill, 2012], especialmente por su detallado estudio del efecto de las aristas y bordes, cambios de nivel y agujeros en la

precisión de la medida. [Feng, 2001] realizó un estudio sistemático de las fuentes de error, completado por [Rak, 2012], [Zexiao, 2007], e incluso se han propuesto estrategias de mejora para mejorar su precisión combinando sensores [Isheil, 2011]. Como conclusión general, hay que decir que su precisión depende de factores como la calidad superficial y el estado superficial del material, las distancias entre sensor y pieza, así como la orientación relativa entre la superficie y el conjunto emisor láser + sensor.

Hay multitud de estos sistemas en el mercado, en presentaciones notablemente compactas e integrables en máquinas portables. Son cada vez más empleado en máquinas portables y puede verse en [Eguia, 2014].

5.2.2.5 *Sistemas de visión*

Estos no son exactamente sistemas de medida ni tienen como función generar un conjunto de coordenadas relativas entre pieza y máquina portable; sin embargo, se mencionan aquí porque frecuentemente se instalan en máquinas portables a fin de apoyar el proceso de inter-referenciación asistido por operarios. En efecto, en muchas aplicaciones [Mendikute, 2013] estos sistemas de visión se instalan en las máquinas portables para que el operario pueda tener una visión aproximada de dónde está ubicado el TCP y realizar con estas imágenes el movimiento lento de carros necesario para la toma de referencias.

5.2.3 **Tratamiento de datos**

Todas las tecnologías y equipos que hemos mencionado en el punto anterior como importantes para las máquinas portables acaban generando una serie de puntos de los que se almacenan las coordenadas X, Y, Z. La forma en la que estos puntos se almacenan, procesan, representan y manejan tiene un efecto significativo en el resultado final. Queda fuera del alcance de la presente tesis trabajar y por tanto recopilar los métodos, formatos y estándares para representar estas nubes de puntos, pero sí que hemos de detenernos en los procesos para relacionar, referenciar o combinar distintas nubes de puntos en un solo sistema de referencia. Este proceso se conoce como “Registration” o Alineamiento 3D, es muy habitual en la metrología de grandes piezas y juega un papel clave en el proceso de referenciación de máquinas portables.

Supongamos que tenemos una multitud de nubes de puntos, producto de distintas mediciones, distintas posiciones de la pieza o incluso de distinto origen (por ejemplo, nubes

de puntos resultado de escaneo de una pieza real y una nube de puntos obtenida a partir del CAD de una pieza). Cada una de estas nubes de puntos tendrá un sistema de coordenadas propio. Es necesario relacionar estos sistemas de referencia junto con las nubes de puntos por distintas razones: para identificar las nubes de puntos, para alinearlas, para unir las en un sólido mayor etc. Para ello, es necesario realizar traslaciones y rotaciones en las nubes de puntos e identificación de los puntos entre sí para aclarar la correspondencia. A este proceso se le conoce como Registration o Alineamiento 3D [Gruen, 2005] [Chen, 1992].

Solo trataremos en este apartado de técnicas que realicen transformaciones de sólido rígido porque no se desea alterar las distancias ni orientaciones relativas entre los puntos de una misma medición. El problema del alineamiento 3D de nubes de puntos representados mediante sus coordenadas X, Y, Z es un problema muy estudiado en la literatura.

A priori, puede parecer que una forma de atacar este problema consiste en usar la información mecánica de las operaciones que han dado como resultado una nube de puntos, como por ejemplo la posición y orientación absoluta del escáner que ha capturado unas series disjuntas de puntos, pero esta información es insuficiente y se necesitan métodos para un alineamiento más fino [Bergevin, 1996].

Hay dos formas de atacar este problema: a) basándose en primitivas y b) basándose en superficies. El sistema basado en primitivas extrae u obtiene primitivas de un set de datos y basado en ellas crea una representación de esos mismos datos. Estas representaciones pueden compararse y transformarse para relacionar distintos sets de datos y así alinearlos. Esta técnica es adecuada cuando hay una gran variabilidad entre las posiciones de los dos sets de datos [Zhang, 1994].

El alineamiento basado en superficies emplea una cantidad mayor de datos redundantes para obtener resultados más precisos que el enfoque anterior [Zhang, 1994] sin crear una nueva representación de los datos. Es un proceso iterativo que necesita de algún conocimiento a-priori de la posición y orientación relativa aproximada para converger a la correspondencia correcta y funciona mejor cuanto menores son los cambios necesarios para el alineamiento [Zhang, 1994]. El enfoque basado en superficies puede usarse como una continuación o complemento del anterior si se emplea el resultado del enfoque de primitivas como primera aproximación suficientemente buena y punto de partida del enfoque de superficies.

Uno de los mejores métodos basados en superficie y sin duda el más dominante es el método Iterative Closest Point (ICP) que se basa en la correspondencia mediante mínimos cuadrados, es decir, minimizando la distancia media entre puntos correspondientes de dos nubes de puntos. Este método fue propuesto de forma independiente por [Besl, 1992], [Chen, 1992] y [Zhang, 1994]. La correspondencia implica necesariamente que una nube de puntos es una subparte de la otra o que existe un solape suficiente entre las dos nubes para poder llegar a un buen resultado. El solape mínimo necesario es del 25%-30% [Rabanni, 2007]; por otro lado los trabajos de [Besl, 1992] y [Zhang 1994] suponen directamente que una nube de puntos es un subconjunto de la otra con lo que cada punto de una nube tiene un punto correspondiente exacto en la otra [Eggert, 1998], condición que también se daba en [Chen, 1992]. Como resultado de la correspondencia, se obtiene una transformación que minimiza la distancia entre las nubes de puntos y este proceso se repite iterativamente hasta que la distancia se minimiza y se cumplen las condiciones de convergencia de la minimización.

Si la suposición de que cada punto de una nube tiene un correspondiente exacto en la otra no es válida, se pueden dar resultados falsos que evitan la convergencia en una solución óptima de distancia mínima.

[Rusinkiewicz, 2001] dividen el algoritmo ICP en seis etapas: Selección, Correspondencia, Ponderación, Rechazo, Métrica de Error y Minimización. Una vez ajustado el algoritmo, cada fase puede por sí misma determinar el resultado final o afectarlo en aspectos tan importantes como velocidad, estabilidad, ventana de convergencia, desajuste máximo admitido de inicio etc. [Rusinkiewicz, 2005].

Los métodos mencionados en adelante son variantes de este método clásico, cada uno con mejoras específicas en algún aspecto concreto.

Por un lado, como datos de partida el algoritmo ICP puede emplear todos los datos disponibles o solo parte, y este muestreo puede realizarse de distintas formas. Un muestreo uniforme reducirá en gran medida el número de datos con el que trabajar pero puede que no tenga en cuenta o no represente bien la superficie con la que se trabaja, pues todos los puntos estarán equidistantes sin plantearse su influencia en el proceso de representación y ajuste. El muestreo geoméricamente estable [Gelfand, 2003] selecciona y estudia las áreas a representar para sobrerrepresentar aquellas que pueden llevar a representaciones erróneas y a

transformaciones finales inestables, lo que equivale a realizar una ponderación dirigida en un algoritmo ICP tradicional.

Además de los puntos, es posible y conveniente registrar y conservar más datos, como pueden ser el vector normal a la superficie, intensidad, color etc. [Godin, 1994]. Estos datos se pueden emplear para dirigir la correspondencia de puntos, por ejemplo rechazando puntos donde el vector normal es muy distinto, o donde la intensidad de la luz recibida no se corresponde. Este enfoque se llama Iterative Closest Compatible Point (ICCP) y difiere del clásico en la fase de Correspondencia [Rusinkiewicz, 2005].

[Chen, 1992] trata de obtener correspondencias “punto a plano” en lugar de “punto a punto” definiendo puntos de control en superficies y empujando el vector normal. Esta mejora necesita bastante información a priori, con lo que debe considerarse como un refinamiento adicional. Hay que decir que esta necesidad de información previa es común a todos los algoritmos ICP porque el algoritmo puede converger a mínimos locales que no dan el resultado esperado, son lo que siempre se pueden considerar como un refinamiento de una aproximación previa. La correspondencia “punto a plano” converge más rápidamente que la “punto a punto” pero su convergencia puede fallar dependiendo del tipo y cantidad del solape [Pulli, 1999].

Los algoritmos ICP fueron desarrollados en un primer momento para trabajar con dos sets de datos únicamente, con lo que son alineamientos de pares de datos. En [Rusinkiewicz, 2001] se realiza una comparación de este subtipo de algoritmos ICP. Cuando se trabaja con más de dos nubes de puntos, este alineamiento de pares originaba un acumulamiento de errores en cadena que llevaron al desarrollo de sistemas de Alineamiento Global o técnicas de Alineamiento Multivista. [Eggert, 1998] que no se tratarán aquí pues no son de interés para las máquinas portables, donde solo se emplean dos nubes de puntos.

Si se desea profundizar en estos métodos, hay revisiones en profundidad de los métodos de alineamiento de superficies en [Rusinkiewicz, 2001] and [Gruen, 2005] pero desde la publicación de estos trabajos se han desarrollado multitud de nuevos métodos mejorados de ICP: el Trimmed ICP (TrICP) [Chetverikov, 2005], Fractional ICP (FICP) de [Philips, 2007]. En una comparación entre métodos elaborada por [Philips, 2007] FICP era entre seis

y once veces más rápido que TICP y ambos mejoraban en la misma medida la precisión del ICP original.

Cualquiera de estos métodos de alineamiento 3D puede usarse en máquinas portables, pero conviene mantener la selección para tener consistencia a lo largo de todo el proceso. También en esta tesis se seleccionará un algoritmo dado que desarrollar uno nuevo queda fuera del alcance de la misma, amén de ser innecesario.

6 METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES

A la hora de diseñar las máquinas portables se emplea el mismo esquema y procedimiento que con otros sistemas mecatrónicos complejos donde hay una confluencia clara entre mecánica, electrónica, tecnologías de la información y control. Al tratarse de productos y sistemas completamente nuevos, los requisitos se generan y establecen a distintos niveles con vistas a satisfacer una visión determinada del producto.

Obviamente, en el caso específico de máquina-herramienta no se parte de cero, pues estamos ante productos muy consolidados y que son desarrollados por empresas de amplia experiencia en el sector, con un gran acumulado de desarrollos previos y que conocen bien el mercado, máxime cuando existe una clara tendencia a ofertar soluciones integrales de producción que aúnan soluciones en proceso, máquinas y sistemas. Por ello, en los desarrollos de máquina herramienta se realizan desarrollos muy enfocados al cliente, prestos a ser transferidos al completo como soluciones llave en mano y ofreciendo soluciones ya plenamente validadas.

6.1 El proceso de desarrollo convencional

El proceso de desarrollo convencional de una máquina herramienta fue gráficamente representado por [Altintas, 2005], en un diagrama de flujo que reproducimos aquí.

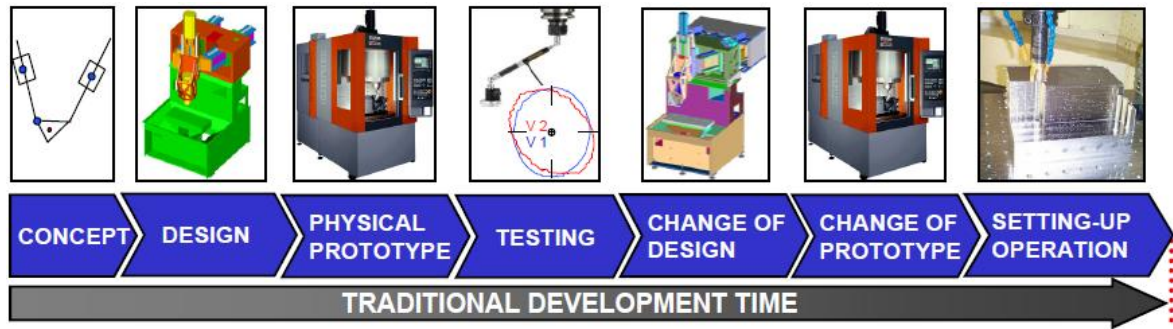


Figura 2.69 – Fases del proceso tradicional de desarrollo de máquinas-herramienta

La suma de tiempo asociado a cada tarea es lo que acaba definiendo el tiempo de desarrollo tradicional. Nótese que este proceso tradicional tiene su único contraste en una fase de prototipado experimental, que se suele repetir o en la que hay que iterar pues todo nuevo desarrollo debe verse validado por una experimentación que confirme la bondad de un cambio o mejora de diseño. Se trata por tanto de un proceso de desarrollo que implica inversiones importantes en prototipos.

Además, los prototipos físicos traen consigo necesariamente un tiempo de desarrollo alto en esa fase dado el tiempo que se necesita para hacer acopio de los sistemas comerciales y fabricar las nuevas piezas no comerciales para después retocar, montar, ajustar y probar los sistema prototipados. Y todo ello sin perjuicio de que se puedan cometer errores en la fabricación o acopio, errores que siempre dilatan los plazos y empeoran el resultado económico.

En la Tabla 2.2 se resumen los elementos clave de un sistema de máquina-herramienta y qué cálculos y comprobaciones se efectúan con qué datos de partida para cumplir unos requisitos determinados. Aunque es una tabla generalizable, es particularmente válida para máquinas con una solución cinemática serie.

Tabla 2.6: Elementos clave de una máquina herramienta de cinemática serie

ELEMENTO	DATOS DE PARTIDA	CÁLCULOS Y RESULTADOS OBTENIBLES	COMENTARIO
Accionamientos	Tipo de accionamiento. Requisitos cinemáticos. Masa móviles + Fuerzas de proceso	Relación de inercias Capacidad de carga aceleración. Frecuencias del accionamiento.	
Guiados	Tipo de guiado, tamaño de patines, distancia entre patines. Cargas proceso Masas y Centros de gravedad	Cargas individuales por patín. Comprobación de capacidad de carga Estimación de vida.	Cálculo de rigideces necesario para el cálculo estructural.
Anclajes	Tipo de anclaje, número de anclajes y distancia entre anclajes.	Cargas individuales por anclaje. Comprobación de capacidad de carga y cargas a la cimentación.	Cálculo de rigideces necesario para el cálculo estructural.
Cabezal	Modelo de cabezal	Rodamientos, engranes, Rigidez, Frecuencias del eje. ¿Refrigeración?	El tipo de cálculos depende del tipo de cabezal.
Estructura	Diseño estructural	Cálculos de rigidez, Deformadas bajo peso propio, Frecuencias naturales	Output para modelo dinámico
Máquina	Modelo dinámico máquina	FRFs del conjunto. Estimación de ganancias. Estimación de profundidad límite	Dificultad de estimar el amortiguamiento estructural. La estimación de capacidad depende del proceso, material, herramienta, etc.

Para el caso en que la máquina herramienta sea de cinemática paralela, habría que completar la tabla anterior con la siguiente:

Tabla 2.7: Elementos clave de una máquina herramienta de cinemática paralela

ELEMENTO	DATOS DE PARTIDA	CÁLCULOS Y RESULTADOS OBTENIBLES	COMENTARIO
Topología	Tipo de accionamiento. Requisitos de espacio de trabajo. Masa móviles + Fuerzas de proceso	Cantidad y ubicación de los grados de libertad Esquema detallado de sólidos, dimensiones y uniones. Volumen de trabajo	Necesario para modelo de errores y calibración
Sistema de calibración	Topología Requisitos de precisión	Procedimiento de calibración Elementos auxiliares para calibración	
Control	Topología	Relaciones – cinemática directa Relaciones – cinemática inversa	Necesario para comandar el sistema

6.2 Aplicación a máquinas portables

Las máquinas-portables tienen requisitos especiales derivados de la operativa de uso muy concreta que van a tener in-situ. Por eso, las tablas anteriores deben completarse para incluir nuevas tareas y sistemas que se han de diseñar y verificar. Por seguir con el formato de tabla, las nuevas líneas que deberían unirse al proceso de diseño y desarrollo aparecen en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8: Resumen de elementos clave de una máquina portable

ELEMENTO	DATOS DE PARTIDA	CÁLCULOS Y RESULTADOS OBTENIBLES	COMENTARIO
Anclajes	<i>Condiciones del entorno</i> Concepto de portabilidad <i>Tipo, material y geometría de pieza</i> Requisitos de rigidez	Tecnología de anclaje Cantidad y ubicación de los anclajes	Mucha información no disponible
Sistema de referenciación	<i>Tipo, material y geometría de pieza</i> <i>Condiciones del entorno</i> Requisitos de precisión	Tecnología de referenciación Procedimiento de calibración extrínseco Elementos auxiliares para referenciación	Mucha información no disponible Necesario para integrar en control
Control	Requisito de productividad	Procedimiento nuevo integrado	

En la tabla, se ha destacado en cursiva aquella información que *no depende de la máquina en sí*. En las máquinas convencionales, el taller y sobre todo la máquina definen el entorno de la pieza y acaban determinando cómo funcionan y operan. Es la máquina la que acaba determinando dónde hay que sujetar la pieza, qué medios se van a usar para la introducir la pieza, cuáles son las condiciones de espacio e iluminación etc. Por lo tanto, cuando se diseña una máquina convencional, el diseñador está al mando de todas estas decisiones y gobierna, por así decirlo, el uso final.

Sin embargo, en el caso de las máquinas portables, nos encontramos con la situación opuesta. A priori, el desarrollador de máquina debe dar solución a problemas que no son de la máquina. El entorno de la pieza, el nivel de iluminación, el espacio disponible y muchos otros aspectos no son propios de la máquina pero la máquina debe poder funcionar y ser funcional a pesar de todo, con lo que tiene que evitar que todos estos aspectos acaben con la efectividad del diseño.

Aún peor, si el diseñador se plantea hacer una máquina portable totalmente flexible y multipropósito, ni siquiera tiene la ventaja del diseñador de conocer la pieza objetivo, con lo que parte de esa información no solo está fuera del alcance de la máquina sino que puede ser *información desconocida*. Obviamente, cuanto más información conozca de la pieza objetivo siempre puede ajustar el diseño a la aplicación, pero siempre lo hará a costa de la flexibilidad de uso, con lo que estará desarrollando una máquina específica para fabricación in-situ en lugar de una auténtica máquina portable.

Como resultado de esta incertidumbre, no solo el uso sino también el diseño y el desarrollo de máquinas portables es más complejo que el de una máquina convencional. A los ingenieros de desarrollo les cuesta juzgar si una determinada solución o una máquina portable específica es adecuada y efectiva para realizar una tarea de mecanizado, porque no conocen toda la información y porque no son capaces de juzgar si una determinada solución de anclaje o referenciación va a ser efectiva en este contexto desconocido. La incertidumbre se superaría realizando un análisis concienzudo del entorno de la pieza, planeando para ella el sistema de anclaje y referenciación y la operativa final de la máquina pero esto no siempre es posible.

Y desde el punto de vista de los usuarios, cuesta prever o anticipar el resultado que van a dar las máquinas portables al mecanizar, reparar o inspeccionar una pieza concreta, por lo que la industria se muestra reticente a arriesgar e invertir en este nuevo paradigma de máquina comprando una máquina cuyo resultado es poco claro..

Por todo ello, el uso de las máquinas portables no es general en la industria, siendo más frecuentes el desarrollo y comercialización de máquinas muy específicas en cuanto a piezas y operaciones objetivo. Incluso estas están muy limitadas a determinadas industrias, piezas y operaciones nicho, donde estas máquinas específicas in-situ ya han demostrado eficacia.

Y esta es precisamente la justificación última de la presente tesis. Sería extremadamente interesante contar con una herramienta que permitiera anticipar el resultado de las máquinas portables. La literatura científica, sin embargo, no presenta trabajos que traten de modelizar el empleo global de las máquinas portables en un entorno industrial, pues se centran únicamente en aspectos de topología y rigidez. Faltan trabajos que delimiten las capacidades de estas máquinas y que definan claramente sus resultados operativos. Esta tesis doctoral

presenta y propone un método simplificado y ajustado de modelización de máquinas portables, suficiente para predecir el comportamiento de las mismas en términos de precisión de la pieza mecanizada.

A fin de que el método sea lo suficientemente general, válido para cualquier configuración, arquitectura y solución de sensorización de la máquina, este no se puede basar en la creación y pruebas iterativas de o sobre prototipos físicos. Sería extremadamente lento y muy costoso, inasumible. Es necesario otro enfoque que permita solucionar este problema.

6.3 El proceso de desarrollo con máquinas virtuales

La forma más sensata y efectiva para solucionar el problema anterior es emplear técnicas de virtualización para trabajar con y sobre modelos virtuales, que no reales, de máquina herramienta. Una máquina virtual es un modelo de simulación por computador de un producto físico que permite presentarlo, analizarlo y probarlo/ensayarlo como una máquina real.

La mejor y última recopilación de estas técnicas se la debemos a [Altintas, 2005], donde se justifican, entre otras cosas, las ventajas de su uso.

Efectivamente, si se introducen las técnicas de virtualización de máquinas portables, la primera mejora muy palpable consiste en que se acorta el tiempo de desarrollo. Si volvemos a la imagen que hemos empleado al definir el proceso de desarrollo convencional y lo comparamos con el proceso de desarrollo empleando prototipos virtuales de máquina, obtenemos la mejora que Altintas definió de forma muy gráfica (Figura 2.70). La ausencia de prototipos físicos permite que todas las iteraciones de diseño se realicen de forma virtual, y que no haya esperas por tiempos de fabricación, acopio de materiales o montaje. Esto produce una clara mejora en el tiempo de desarrollo que permite agilizar todo el proceso.

Por otra lado, la realización de prototipos físicos y su prueba/ensayo es muy costoso y hoy en día se ha convertido en un cuello de botella muy importante a la hora de comercializar máquinas herramienta modernas con éxito y ventaja económica [Jedrzejewski, 2001][Weck, 2003]. Evitar los costes de fabricación y los costes asociados al montaje y prueba de un sistema minimiza los costes de la inversión y mejora las posibilidades de éxito de una inversión en máquina herramienta.

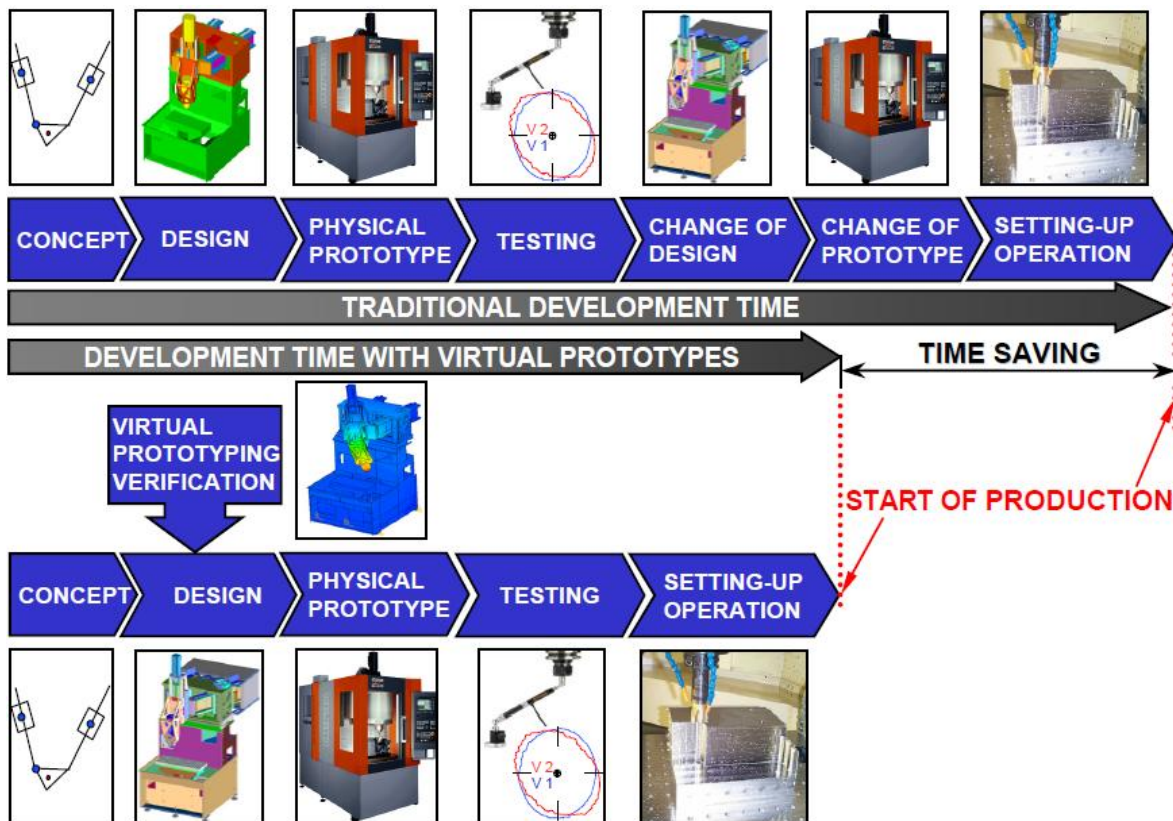


Figura 2.70 – Impacto del proceso de desarrollo virtual

Si no se dispone de estas herramientas de simulación y análisis, la mejora del sistema se realiza mediante iteraciones o en base al “ensayo y error” sobre las experiencias de diseños anteriores, lo que lleva a un proceso de desarrollo caro y lento.

En el enfoque de diseño virtual, en cambio, los ingenieros son capaces de simular la cinemática, el comportamiento estático y dinámico de la máquina y hasta la operación de corte. De esta forma pueden analizar rápidamente distintas alternativas de diseño hasta un diseño óptimo que satisface de la mejor manera posible todos los requisitos. Y la virtualización no solo ayuda en la fase de diseño, sino que se puede usar con ventaja durante las fases de “puesta en marcha” (virtual) o el planteamiento de secuencias de mecanizado y operativas.

Siendo las máquinas-herramienta un ejemplo paradigmático de un sistema mecatrónico complejo, su desempeño final viene definido por su cinemática, su dinámica estructural, su control numérico y el proceso de mecanizado en sí. La simulación de todos estos aspectos citados viene posibilitada por el desarrollo de herramientas de software novedosas que se ejecutan en computadoras capaces y que se encuentran en un proceso de mejora continua

desde que fueron introducidas por la industria aeronáutica y la de automoción [Weck, 2003]. Son estas herramientas hardware y software las que permiten simular, analizar, optimizar características críticas del producto de manera virtual antes de la construcción del primer prototipo físico. Hay un catálogo amplio de herramientas que se pueden emplear en este esquema [Weck, 2003], [Weule, 2003].

Vamos a revisar de forma breve qué aspectos del diseño se cubren mediante el proceso de desarrollo virtual y qué herramientas se emplean para ello, a fin de dar una panorámica exacta del alcance actual de la virtualización aplicado a las máquinas-herramienta.

6.3.1 Diseño y estudio cinemático asistido por ordenador

Para empezar, durante la fase de diseño se puede comenzar a estimar la influencia de algunos parámetros generales del sistema ya desde el momento en que la máquina es representada en una herramienta CAD. La cinemática aproximada, la anchura y posición de las guías, cursos máximos y volumen de trabajo... y en general todos los elementos puramente geométricos pueden trabajarse en este punto y con estas herramientas.

Las dos principales tareas que se acometen en este punto son:

- Determinación de la topología adecuada
- Dimensionamiento de los parámetros puramente geométricos de la máquina

Habitualmente, el CAD suele estar ligado a una herramienta de evaluación cinemática, y esto es especialmente cierto y necesario cuando la máquina está concebida empleando cinemática paralela, pues en este caso la configuración debe simularse y optimizarse muy al principio de la fase de desarrollo. Esto es así porque las máquinas de cinemática paralela son muy sensibles a variaciones incluso ligeras de los parámetros geométricos, con lo que son un objetivo muy claro de procesos de optimización. Además, las máquinas de cinemática paralela presentan una relación altamente no lineal entre desplazamientos de los actuadores o grados de libertad y desplazamientos del TCP [Weck, 1996]. El desempeño de una máquinas portable cambia de forma muy acusada dentro de su volumen de trabajo, que suele ser complejo, con lo que la comparación entre una máquina serie con una paralela o entre dos paralelas entre sí es un asunto complejo y nada directo.

6.3.2 Análisis por elementos finitos

El método de los elementos finitos se emplea habitualmente para calcular la rigidez estática y las características dinámicas de las máquinas-herramienta (modos, frecuencias naturales etc.). Hay muy poderosas herramientas para mejorar los sistemas empleando algoritmos de optimización basados en elementos finitos para optimizar un sistema sujeto a un amplio catálogo de restricciones: Minimización de masas móviles, rigidez estática, valor de la frecuencia natural fundamental, etc.

Los resultados más habituales del uso del método de elementos finitos son los siguientes [Brecher, 2002] y [Cook, 1998]:

- Deformaciones: desplazamiento del TCP bajo las fuerzas de proceso, deformación en las guías etc.
- Fuerzas de reacción: cargas en los rodamientos, cargas sobre la cimentación, etc.
- Modos de vibración
- Función de respuesta en frecuencia (FRF) con limitaciones
- Distribución de tensiones: en interfaces muy cargadas, componentes críticos etc.
- Distribución de temperaturas: flujo térmico y deformaciones asociadas.

Los elementos finitos pueden emplearse también para la optimización estructural de una máquina y esta actividad puede integrarse de forma rápida en el proceso de diseño [Schumacher, 2004]. Según el nivel de detalle requerido o al que se pretende llegar, hay distintas formas de mejorar y optimizar una máquina portable desde el punto de vista estructural.

- Optimización topológica [Reinhart, 2000] [Schneider, 2000] [Sauter, 2001] [Spath, 2002] [Spath, 2001].
- La optimización paramétrica [Asbeck, 1997] [Schumacher, 2004] [Weule, 2003].

6.3.3 Simulación Multibody acoplada

Durante las primeras fases del diseño virtual, el comportamiento cinemático de la máquina se puede simular empleando simulación multi-body como primera estimación [Weule, 2002] empleando sólidos rígidos, es decir, sólidos que tienen dimensiones, masa e inercia pero que no se deforman. Esto permite hacer una primera predicción rápida de la influencia de parámetros clave y su variación, por ejemplo la longitud de los actuadores en máquinas paralelas [Weule, 2002]. Los sólidos se obtienen directamente del CAD 3D a través de

formatos de transferencia standard como son el IGES, STEP, DXF/DWG o Parasolid, aunque a veces se pueden crear dentro del entorno del simulador multibody. El paso clave consiste en introducir las restricciones adecuadas, es decir, cómo se unen y mueven de forma relativa los sólidos considerados. Para ello, la mayoría de paquetes software suele incluir una librería específica [Melchinger, 2004], que suele incluir:

- Juntas o uniones ideales: revolvente (rotación) y translacional (deslizamiento)
- Restricciones forzadas entre movimientos de sólidos (paralelismo forzado etc.)
- Generadores de movimiento que mueven los sólidos de acuerdo con una curva determinada de posición, velocidad, aceleración como función del tiempo.
- Restricciones asociativas que definen un tipo de movimiento relativo determinado: engranes, acoplamientos etc.
- Restricciones de curvas que imponen cómo un punto o curva se mueve sobre otra

La misma definición hay que hacerla de las fuerzas que actúan sobre el modelo. De nuevo, se presentan librerías que suelen incluir:

- Acoplamientos flexibles, muelle-amortiguador, cojinetes etc. que dan una relación definida entre desplazamiento y fuerza.
- Elementos fuerza para fuerzas conocidas predefinidas. o uniones ideales: revolvente (rotación) y translacional (deslizamiento)
- Fuerzas de contacto que definen qué fuerza se ejerce cuando los cuerpos entran en contacto unos con otros.
- Fuerzas genéricas programables para introducir una relación de fuerzas matemáticamente definida.
- Restricciones forzadas entre movimientos de sólidos (paralelismo forzado etc.)

Los tipos de simulación y análisis que se suelen realizar son los siguientes:

- Análisis de montaje
- Análisis cinemático [Weck, 2002]
- Análisis dinámico [Brecher, 2002][Schweartassek, 1999][Pritschow, 2003]
- Análisis dinámico inverso
- Análisis estático [Melchinger, 2004][Schweartassek, 1999]

Como conclusión, la simulación multibody permite analizar el comportamiento en todo el volumen de trabajo de una máquina y obtener registros de fuerzas en componentes y uniones [Schweartassek, 1999] [Melchinger, 2004] [Weule, 2002].

Aún podemos añadir más elementos a esta simulación multibody generalizada. El desarrollo de máquinas herramienta de alta dinámica o precisión impone unos muy exigentes requisitos

sobre el peso de las más masas móviles y la rigidez del conjunto. Además, el control de la máquina tiene que poder ser capaz de generar los rápidos cambios de velocidad y trayectoria del TCP con la precisión requerida. Por ello, la interacción entre la dinámica estructural y los lazos de control debe ser considerada durante el diseño. Sería por tanto interesante unir o acoplar el sistema de control al accionamiento simulado en el modelo multibody. A este enfoque se le llama Análisis Multibody Acoplado [Grossmann, 2003], [Reinhart, 2000].

6.3.4 Validación de los modelos

A pesar del rápido desarrollo de herramientas software de simulación, la correcta estimación de los parámetros de la misma es un problema que limita la precisión de los resultados obtenidos. En cuanto al aspecto de la rigidez, el parámetro complejo de estimar es el amortiguamiento, dado que depende de muchísimos factores como son la lubricación, las precargas, las tolerancias etc. [Ispaylar, 1996] [Nebeling, 1999]. Las medidas experimentales de máquinas parecidas puede ser una forma adecuada de encontrar unos mejores valores iniciales de estos parámetros para futuras simulaciones.

La comprobación experimental de las características dinámicas de las máquinas suele realizarse mediante dos métodos o fijándose en dos características medibles y ambas pueden determinarse experimentalmente:

- La función de respuesta en frecuencia o FRF de la respuesta y su flexibilidad medida en la punta de herramienta o TCP.
- Los modos, su forma y sus frecuencias naturales asociadas, así como las amplitudes dinámicas y la fase de las mismas.

Para determinar la FRF el TCP se excita mediante un actuador dinámico y se registra la respuesta del TCP. A través de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) se obtiene el espectro de frecuencias o una curva equivalente. Los resultados de ambas pueden ser usados por el equipo de diseño de la máquina para obtener valores realistas de rigidez y amortiguamiento de los componentes de la máquina.

Así y todo, la calibración y ajuste del modelo es muy complejo y largo de acometer. Una máquina simple puede llegar a tener hasta 48 parámetros que deben ser introducidos, con lo que una calibración manual e individual es prácticamente imposible. [Witt, 2004] desarrollaron una metodología para la optimización automática y simultánea de todos los parámetros del modelo en base a FRFs medidas. Para ello, define a estos parámetros como

sets de parámetros a optimizar mediante un método numérico como la programación secuencial cuadrática (SQP), cuyo objetivo es minimizar la desviación o el error de las FRFs obtenidas por la simulación y las FRFs medidas.

6.3.5 Simulación del control numérico (CNC)

El control numérico consiste en un ordenador, componentes de electrónica de potencia (como los amplificadores de los motores) y los actuadores servo. El control recibe programas en formato standard ISO que describen la geometría del movimiento de la herramienta, el tipo y código de la herramienta, el avance y la velocidad del cabezal en cada segmento del movimiento descrito en el programa. [Pritschow, 2001][Pritschow, 2003]. La arquitectura del proceso de generación de trayectoria de la herramienta se describe en [Altintas, 1998] [Erkorkmaz, 2001] [Erkorkmaz, 2001] [Erkorkmaz, 2001]. Un segmento de movimiento se descompone en un número discreto de bloques o comandos de movimientos dependiendo del jerk, la aceleración y la velocidad de avance, labor realizada por los algoritmos de generación de trayectoria de los CNCs. Aquí es muy importante no violar los límites fijados para el jerk y la velocidad de cada accionamiento que participa en una trayectoria dada del TCP. Si se violan y exceden estos límites, la saturación de los actuadores se convierte en perturbaciones y errores en el avance que originan una pobre calidad superficial en la pieza. La generación suave de trayectorias es aún tema de frecuentes investigaciones, especialmente en operaciones de contorneado multi-eje, como los realizados sobre moldes, matrices, y piezas aeronáuticas [Erkorkmaz, 2001]

La simulación del CNC implica, por tanto, el modelizado virtual de la cinemática de la máquina y de sus movimiento a medida que el material es eliminado de la pieza y la simulación virtual de los movimientos de todos los elementos móviles (considerados sólidos rígidos), de sus accionamientos y de los elementos auxiliares como la herramienta, sus sistema de cambio automático etc. En otras palabras, hay que predecir el movimiento de sólido rígido de la máquina durante todo el proceso de mecanizado de una pieza. [Kruth, 1999], [Lauwers, 2000], [Lauwers, 2003], [Lauwers, 2003]

Una vez se genera el programa pieza en un CAD/CAM, la tecnología de modelado virtual de CNC permite la actualización de la posición de la herramienta y de la geometría de la pieza mientras la herramienta corta el material en cada bloque de programa. Además, se pueden tener en cuenta la máquina, su cinemática multieje y hasta utillajes o soportes, que pueden

ser representados en el CAD [Yeung, 2004] [Yeung, 2004]. Para una simulación realista y que sirva para una predicción precisa de la geometría de la pieza mecanizada se han de tener en cuenta la dinámica de los actuadores, el control y las perturbaciones introducidas por el proceso.

Hay investigaciones muy interesantes para integrar los movimientos máquina y el arranque del material de la pieza en un CNC virtual de tal modo que la precisión de la máquina se pueda predecir con antelación. Por ejemplo [Yeung, 2004] ha desarrollado un sistema de simulación reconfigurable y modular mediante la importación de algoritmos en tiempo real de un CNC abierto probados experimentalmente.

6.3.6 Realidad virtual en el proceso de desarrollo

Aparte de los aspectos descritos hasta ahora, hay otros elementos y sistemas asociados al uso de las máquinas que pueden ser virtualizados para mejor representar el empleo de la misma y que pueden ayudar al diseño en fases tempranas del proceso de desarrollo.

Vaya por delante que la realidad virtual se emplea se emplea principalmente, a día de hoy, como herramienta y técnica de máquetin en industrias de bienes de consumo [Schulz, 1998] [Spur, 1997] [Zachmann, 1998], entre ellas la automoción. Pero también se emplea para la investigación y el diagnóstico de diseños complejos 3D. [Scharf, 1999]. Otra aplicación es el benchmarking mediante realidad virtual [96].

En otro orden de cosas Krause empleo la realidad virtual para la simulación y evaluación de procesos y estrategias complejas de montaje y desmontaje. Además, la realidad virtual se emplea cada vez más para presentar los resultados de otras simulaciones de forma visual e interactiva, como por ejemplo los resultados de crash-tests, o ensayos en túneles de viento [Bernard, 2002] [Krause, 2000] [Scharf, 1999]. En el campo de las máquinas-herramienta [Tönshoff, 2000] usaba la realidad virtual para la visualización de la programación en el control numérico empleando reflexión de fuerza para transmitir una impresión más real al usuario. [Brecher, 2005] desarrolló un sistema de visualización automática para la evaluación de distintas cinemáticas de máquina así como para los resultados del método de elementos finitos.

7 RESUMEN DE LAS FUNCIONALIDADES Y CRITERIOS DE DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES

Como resultado de todo lo expuesto podemos extraer y resumir los principales aspectos o campos de mejora de los procesos de desarrollo y uso de las máquinas portables. Es en estos aspectos donde incide el trabajo realizado en la presente tesis doctoral.

Durante el proceso de desarrollo, las máquinas portables se enfrentan con los siguientes desafíos:

- Necesidad de frecuentes iteraciones de diseño para adecuar la máquina portable a los requisitos de la aplicación.
- En caso de emplear el método virtual, abundantes tareas de optimización, tanto con cinemáticas en serie como con cinemáticas paralelas para maximizar el número de operaciones posibles y la calidad del resultado de las máquinas portables.
- Dificultades para el planteamiento y la selección de las soluciones de anclaje, lo que implica evaluar el efecto de cada solución y predecir su impacto en las características de la máquina.
- Se deben realizar esfuerzos específicos para desarrollar soluciones de autorreferenciación o interreferenciación entre máquina y pieza
- Se necesitan métodos para predecir el funcionamiento de los subsistemas integrados y del conjunto de la máquina portable a fin de juzgar la adecuación a los objetivos y a los requisitos de la aplicación a que sirve.

Durante el uso:

- Se precisa un procedimiento rápido para la interreferenciación y operación de las máquinas portables, para responder a la variabilidad de entorno y las circunstancias en tiempos competitivos.
- Una máquina portable debe ser capaz de reaccionar a su entorno y evitar colisiones, puntos de bloqueo, singularidades etc.
- El funcionamiento de la máquina portable debe poder ser remoto, semi-asistido y autosuficiente. Así, se mejora la productividad y se consigue maximizar el impacto del concepto máquina portable.

CAPÍTULO III: METODOLOGÍA DE DISEÑO Y AMPLIACIÓN DE FUNCIONALIDAD DE MÁQUINAS PORTABLES

1 FILOSOFÍA DE LA METODOLOGÍA

1.1 Introducción

La presente tesis propone una nueva metodología integral para la predicción del funcionamiento y la precisión de antes de que estas sean construidas. Mediante el empleo de esta metodología se persigue anticipar en la medida de lo posible el resultado que dará la máquina portable en distintos escenarios y aprovechar las ventajas del uso de la misma y de la modelización temprana. Estas ventajas ya han sido exhaustivamente analizadas en el Capítulo II.

Para realizar esta predicción, la metodología se basa fundamentalmente en los métodos de virtualización recopilados por [Altintas, 2005], pero al modelo de máquina genérico que podría generarse con la aplicación de las herramientas de virtualización se le añade información adicional necesaria y ligada al funcionamiento particular de las máquinas

portables. Estas adiciones son la clave para representar fielmente una máquina móvil que trabaje in situ, y tienen que ver con los problemas del anclaje, la referenciación, la programación y el uso en entornos no habituales. El modelo base de la metodología no tiene como objetivo extremadamente preciso o presentar avances significativos en precisión dado que, en el mundo virtual, la mayor precisión va ligada a un mayor esfuerzo de modelización y simulación, con costes computacionales y operativos que pueden ser muy altos para el uso en aplicaciones industriales. En cambio, el modelo pretende ser una herramienta que pueda efectivamente ser empleada por ingenieros de desarrollo de la industria de la máquina-herramienta, con lo que todos los pasos que se dan se han evaluado también desde el punto de vista del coste y el tiempo necesarios para comprobar que encajan en el uso industrial. Allí donde hay alternativas más precisas, o más completas, o más sofisticadas, estas se mencionan explícitamente y se dan las razones de la solución finalmente adoptada.

Según lo establecido en el Capítulo II, este modelo debe incluir:

- Un modelo de fuerzas de proceso que se aplique sobre un modelo de rigidez de la máquina completa que incluya soluciones modulares para anclajes de tal forma que se cubra una amplia gama de casos posibles con las soluciones más habituales del estado de la técnica.
- Un modelo de los errores geométricos de la máquina que se superponga al modelo estructural ya mencionado.
- Un modelo para el proceso de referenciación y set-up, que permita caracterizar los errores del proceso y que sea válido para distintas soluciones de sensor.

Una metodología que integre y combine estos tres ingredientes sería un activo de primera importancia para predecir la precisión del uso de las máquinas portables en una determinada situación y sería una herramienta de análisis impagable para comparar y evaluar distintas soluciones de sensor, anclaje, guiado, etc. En el presente capítulo se describe de forma teórica cómo obtener esos tres componentes y la aplicación de los mismos en máquinas portables se realiza en el siguiente capítulo.

1.2 Fuentes de error consideradas

El trabajo se ha basado en el listado de errores descrito por [Lamikiz, 2009], del que se han seleccionado los componentes más claramente ligados al funcionamiento de las máquinas portables. En una máquina herramienta típica, habría que considerar todas estas fuentes de error, pero en las máquinas portables no es necesario considerar los errores debidos a las deformaciones térmicas. Esto es así porque una máquina portable pasa la mayor parte del tiempo desplazándose a lo largo de la pieza de gran tamaño, y opera sobre ella en zonas concretas y durante periodos de tiempo muy cortos, realizando normalmente tareas de mecanizado suaves durante breves espacios de tiempo. Por tanto, el consumo de potencia y la generación de calor ocurren durante un periodo muy breve de tiempo. El efecto del calor generado durante el funcionamiento sobre la estructura es por tanto mínimo dado que a la máquina se le da tiempo a recuperar sus dimensiones nominales entre operaciones, eliminando las distorsiones generadas por el calor. Por consiguiente, la asunción de que las máquinas portables no se ven significativamente afectadas por las deformaciones y errores de origen térmico se considera una aproximación válida.

En la siguiente tabla se observan los errores finalmente considerados.

Tabla 3.1: Listado de errores a considerar en el funcionamiento de máquinas portables

ERRORES DE MÁQUINA	ERRORES DEL PROCESO	ERRORES DE REFERENCIA Y SET-UP
Guideway positioning error	Tool deflection	
Uncertainty of the reference position	Tool wear	
Effect of reversal of linear movements	Vibrations	
Angular errors		
Machine trajectory errors		
Errors in the spindle, including the spindle-shank, shank-collet and collet-tool interfaces		

La metodología propuesta en la presente tesis trata de dar un tratamiento homogéneo a todos y cada uno de estos errores. Todos los errores de la máquina de causas deterministas pueden representarse y analizarse a priori y compensarse durante su utilización. Son los llamados errores sistemáticos. Los no deterministas son llamados errores aleatorios y se pueden

representar en base a una incertidumbre caracterizada a partir de las desviaciones típicas de una serie de ensayos experimentales. Es necesario analizar a qué categoría pertenecen los principales errores de una máquina-herramienta portable.

En cuanto a los errores del modelo de rigidez y el proceso, se pueden representar fielmente caracterizando las fuerzas de proceso e introduciéndolas en un modelo de rigidez de la máquina suficientemente precisa. Con esto se obtiene una estimación razonable de la deflexión del sistema físico bajo las cargas de servicio, con lo que se estiman los errores asociados al proceso con suficiente precisión.

En lo que a los errores geométricos respecta, las verificaciones de máquina herramienta trabajan de forma natural con estas dos categorías de errores, con lo que la integración de los errores de máquina medidos en nuestro modelo es inmediata.

En cuanto a los errores de referenciación, se ha seguido una metodología que permita su caracterización homogénea con el resto de errores de máquina a fin de que pueda ser introducido en el mismo sistema de análisis. El modelo exige que de los errores del proceso de referenciación se extraigan las componentes sistemática y aleatoria del error, con lo que es preciso desarrollar un sistema de caracterización enfocado a este fin para cada sensor integrado en una máquina portable.

El modelo se construirá integrando ambos tipos de errores (sistemático y aleatorio) procedentes de estas tres fuentes de error en una plataforma que permita su introducción, representación y evaluación visual. Para ello, se empleará el paquete de software de análisis multibody MSC ADAMS, que permite la representación completa del sistema con las características que se buscan. Además, la representación multibody permite acoplar el modelo con programas de MATLAB y bloques de Simulink en los que generar las trayectorias, las perturbaciones, los errores, etc. Al mismo tiempo de la misma forma se pueden postprocesar, recoger y representar todos los resultados del modelo multibody. Esta integración y las amplias posibilidades que conlleva son la herramienta clave de la metodología y con ellas analizaremos el funcionamiento de las máquinas portables. En la Figura 3.1 se observa un modelo multibody típico donde se aprecian las componentes que se le van a incorporar.

La herramienta – Modelo para simulación

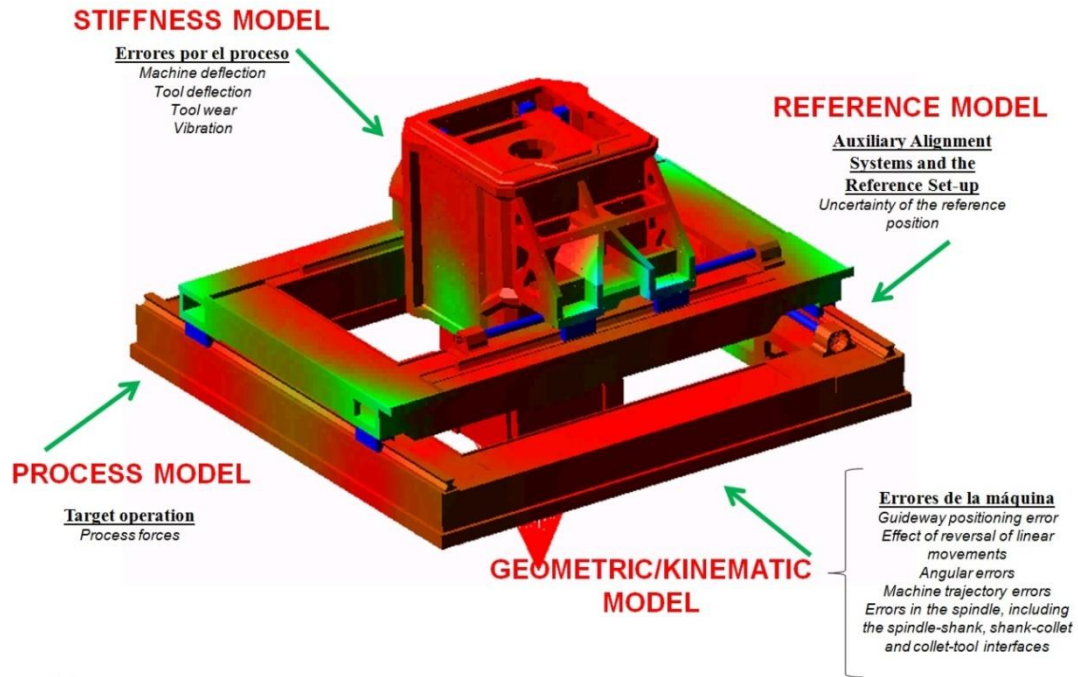


Figura 3.1 – Esquema y componentes del modelo integrado

2 COMPONENTES DEL MODELO

2.1 El modelo de proceso: Estructura de máquina y fuerzas de proceso

Como se ha dicho en el apartado anterior, el modelo necesita una representación suficientemente precisa de la rigidez de la máquina que, sometida a las cargas del proceso, dé como resultado una estimación razonable de la deflexión del sistema físico. Este submodelo contiene la información referente a la rigidez estática, la rigidez dinámica frecuencias naturales, modos, funciones de respuesta y la respuesta temporal de todo el conjunto sometido a unas determinadas cargas ligadas al proceso de mecanizado.

Para realizar esta representación, esta tesis propone basarse en la técnica de subestructuras, donde la dinámica estructural de estructuras grandes y complejas se determina a partir de medidas y/o modelos individuales de componentes o subsistemas de ese modelo. [Bishop, 1960]. Esto implica representar cada componente por su masa, rigidez y amortiguamiento, o bien por su información modal empleando receptancias o funciones de respuesta en frecuencia FRFs.

En investigaciones recientes como la de [Law, 20014] se está empleando el método del Análisis de Subestructuras con Receptancias Acopladas (Receptance Coupling Substructure Analysis RCSA) a fin de minimizar el coste computacional implícito al emplear modelos muy pesados por elementos finitos de máquinas portables. En este enfoque, el comportamiento del sistema se juzga en base a la respuesta directa y en configuración libre-libre del TCP de la máquina portable en todas las direcciones teniendo en cuenta una determinada solución de anclaje en una posición conocida. Este enfoque ya ha sido empleado anteriormente en máquinas más convencionales [Park, 2003] [Schmitz, 2000] [Schmitz, 2006]. Siendo un enfoque totalmente válido, en la presente tesis se intenta presentar un enfoque más visual, con lo que se recomienda que todas aquellas partes no comerciales de la máquina sean modeladas empleando elementos finitos y el modelo exportado a un entorno de análisis multibody, dado que así se puede representar el comportamiento estructural con precisión a la vez que se tienen en cuenta los movimientos relativos entre los cuerpos o subestructuras. Lógicamente, un análisis completo con este enfoque a una máquina convencional de gran tamaño sometida a cargas variables de servicio sería muy largo y costoso, rozando lo prohibitivo. Muy probablemente semejante tarea significaría la mayor parte del esfuerzo computacional típico para diseñar y analizar una

máquina herramienta según el proceso convencional [Zatarain, 1998]. Si a esto le añadimos que controlar y representar las dependencias según la posición y orientación, los movimientos y la evolución de una máquina herramienta convencional implica complejas estrategias de remallado y recálculo, se entiende que este enfoque no sea válido en la práctica para máquinas convencionales. Sin embargo, las máquinas portables son por definición compactas, con poca estructura y pequeños volúmenes de trabajo, con lo que su modelo multibody completo sería en el peor de los casos de tamaño y complejidad media. Así, su análisis se puede dar con extremada precisión sin incurrir en costes computacionales severos. Por ello, se estima que este modelo de representación es el más atractivo y útil para máquinas portables

Como se ha discutido ampliamente en el Capítulo 2, en toda máquina portable hay tres elementos que necesitan ser caracterizados: a) los sistemas de anclaje que realizan la labor de interface entre la máquina y la pieza o una estructura externa b) la estructura de la propia máquina y c) el sistema de la herramienta, incluyendo cabezal, porta herramienta, pinza y herramienta. Hay que subrayar que este enfoque es igualmente válido para máquinas con cinemática serie o paralela. A partir de aquí, y como en cualquier otra máquina herramienta, con vistas a la síntesis se deben modelizar elementos como las masas móviles, el sistema de guiado y los accionamientos. Una composición o síntesis de estos elementos contiene en su interior el comportamiento estático y dinámico de la máquina, que es exactamente el núcleo del proceso de virtualización.

2.1.1 Tratamiento de las estructuras

Como primer paso del método de virtualización, se han de modelizar las masas móviles como elementos flexibles mediante el método de los elementos finitos. En este proceso, hay que crear una malla de elementos y nodos y en estos tenemos que distinguir los nodos de conexión entre los distintos subsistemas. Estos puntos, y los nodos correspondientes, determinan las posiciones de los enlaces o conexiones y por tanto determinan las restricciones de los grados de libertad relativos de los sólidos o cuerpos enlazados según la cinemática particular de la máquina Figura 3.2.

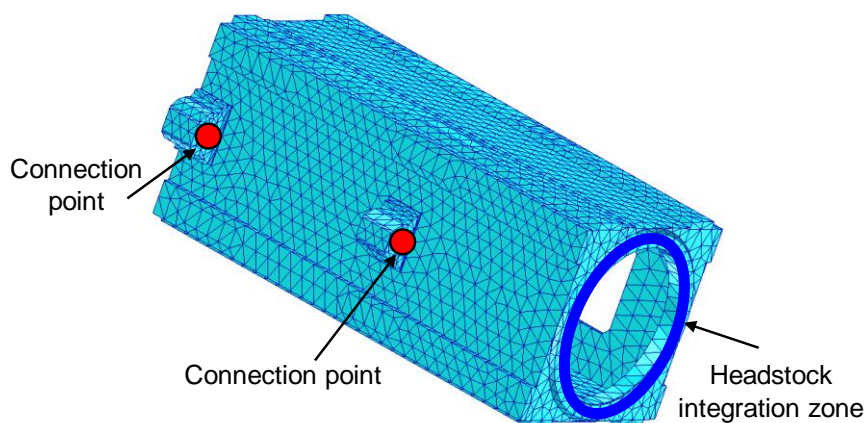


Figura 3.2 – Ejemplo de sólido con identificación de las interfaces.

Para realizar esta representación, esta tesis propone basarse en la técnica de subestructuras, donde la dinámica estructural de estructuras grandes y complejas se determina a partir de medidas y/o modelos individuales de componentes o subsistemas de ese modelo. [Law, 2013] Esto implica representar cada componente por su masa, rigidez y amortiguamiento, o bien por su información modal empleando receptancias o funciones de respuesta en frecuencia FRFs.

Una vez las mallas han sido creadas, se realiza un análisis modal para obtener las formas de los modos que más contribuyen al comportamiento del sistema, modos que serán linealmente combinados en lo que se conoce como superposición modal (incluyendo modos de sólido rígido).

$$\delta = \sum_{i=1}^N \phi_i q_i$$

Donde N es el número de modos considerado y q_i las coordenadas modales. La misma expresión puede escribirse en forma matricial.

$$\delta = [\Phi]q$$

Donde Φ es la matriz modal y q un vector que contiene los valores de las coordenadas modales.

La idea básica tras la técnica de superposición modal es poder representar la deformación de un cuerpo específico de o de una pieza concreta, cuyo modelo típico presentaría un número muy elevado de nodos, mediante un número mucho menor de grados de libertad modales. Esta reducción de grados de libertad se denomina truncamiento modal y la dificultad

principal de su aplicación radica en la adecuada selección de modos y formas modales para combinar y equilibrar economía y precisión de los resultados. Así, si no se respeta un número mínimo de modos la deformación no se representa fidedignamente pero, por otro lado, si se tiene en cuenta un número excesivo de modos el modelo se convierte en inmanejable. Por tanto, los diseñadores deben ajustar bien y seleccionar un número equilibrado de modos, una selección que muchas veces se realiza basándose en la experiencia previa del ingeniero.

2.1.2 Tratamiento de los guiados

Tal y como hemos comentado en el Capítulo II, el guiado más empleado en máquinas es el basado en elementos comerciales de rodadura. En estos, la interacción entre distintos subsistemas de la máquina se establece en base a fenómenos de contacto entre piezas flexibles. Los paquetes de software multibody traducen mediante algoritmos el contacto herziano en funciones de impacto definidas de la siguiente manera.

$$F = Kx_p^e$$

Donde F es la fuerza de contacto, K la rigidez del citado contacto x_p la profundidad de penetración y e un parámetro exponencial de fuerza. La fricción se desprecia dada la frecuente presencia de lubricación. Hay que reseñar que todos estos parámetros son difíciles de obtener analíticamente, con lo que la experimentación es la vía más sólida para obtenerlos. En la presente tesis se ha empleado la experiencia previa de los autores para dar valores concretos a estos parámetros.

2.1.3 Tratamiento de los accionamientos

Según hemos visto en el Capítulo 2, el accionamiento más empleado en máquinas grandes y aún muy frecuente en las máquinas portables es el servomotor con transmisión con husillo a bolas y tuerca. En trabajos anteriores como los de [Albertelli, 2013][Schmitz, 200] se hizo notar que no se pueden despreciar los modos de flexión y el modo de torsión de los husillos a bolas. Así pues, para representar cada transmisión con husillos a bolas de forma certera pero rápida se propone emplear un modelo basado en elementos muelle. El esquema de la solución propuesta se aprecia en la Figura 3.3.

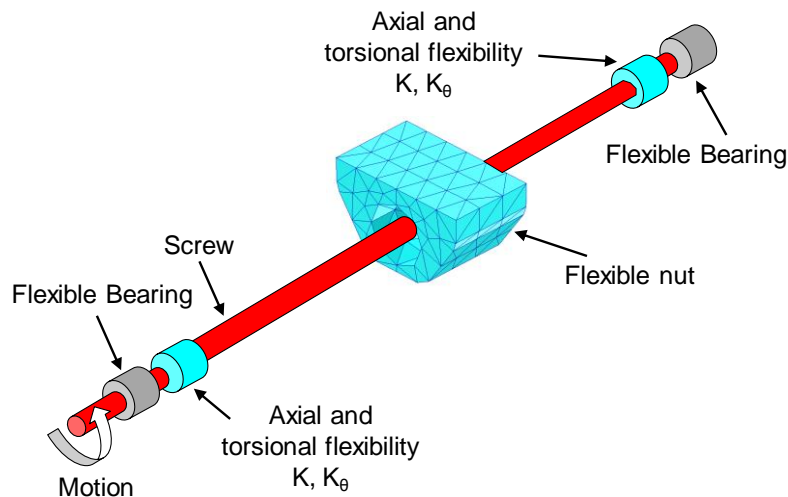


Figura 3.3 – Modelo de accionamientos propuesto para las máquinas portátiles

En la presente tesis se ha empleado la experiencia previa de los autores para dar valores concretos a los parámetros del modelo, en función de la experiencia previa, la geometría y los materiales incluidos en el diseño.

Para finalizar, la conexión entre distintos subsistemas es clave y que puede llegar a ser complejo representar todos los efectos de mayor impacto en el comportamiento estructural del conjunto a partir de los elementos individuales. A veces, para poder ser fiel al modelo representado necesitamos un número excesivo de nodos y modos. La presente metodología propone superar este obstáculo empleando el método de Craig-Bampton (CB) [Craig, 1968], enunciado en 1968 y que fue extendido posteriormente por [Craig, 1976] [Craig, 1977].

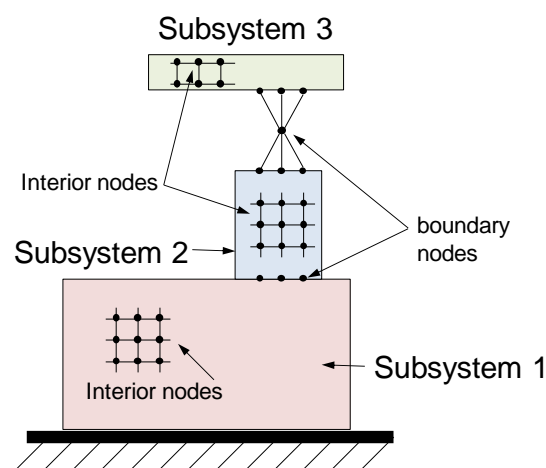


Figura 3.4 – Nodos interiores y nodos frontera según el método CB

Esta técnica permite seleccionar un grupo de grados de libertad que no se van a integrar en el subconjunto de nodos sujeto de superposición modal. Estos grados de libertad se denominan

grados de libertad frontera, mientras que el resto se consideran grados de libertad del interior del subsistema, asociados a su vez a modos de frontera (restricción y modos normales). Así, los desplazamientos pueden representarse de forma matricial según esta clasificación topológica que acabamos de hacer.

$$\begin{bmatrix} u_b \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_c & \Phi_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b \\ q \end{bmatrix}$$

Donde u_b and u_i representan los desplazamientos de los grados de libertad de frontera e interiores, respectivamente. Además, Φ_c incluye todos los modos de restricción/frontera y Φ_n los modos normales. I es la matriz identidad. El equilibrio dinámico se formula, por tanto, de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} M_{bb} & M_{bi} \\ M_{ib} & M_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_b \\ \ddot{u}_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{bb} & K_{bi} \\ K_{ib} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_b \\ R_i \end{bmatrix}$$

Donde los subíndices b e i representan los grados de libertad frontera e interiores, respectivamente.

Para cada sub-estructura podemos plantear la base modal:

$$u^n = \begin{bmatrix} u_b^n \\ u_i^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{ciq}^n & \Psi_{ib}^n \\ 0_{bq} & I_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_q^n \\ p_b^n \end{bmatrix} = T p^n$$

Nótese que $x_j^n = p_j^n$

$$u^n = \begin{bmatrix} u_i^n \\ u_b^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_c & \Phi_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b \\ q \end{bmatrix}$$

Así, por cada subestructura n , podemos plantear los modos propios a interfaces fijas

$$K_{ii}^n \varphi_k = \omega_k^2 M_{ii}^n \varphi_k \quad \rightarrow \quad \Phi_{iq}^n = [\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \dots \varphi_q] \quad \text{donde } q \ll \ll i$$

Y los modos estáticos de interfase:

$$\begin{bmatrix} K_{bb}^n & K_{bi}^n \\ K_{ib}^n & K_{ii}^n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{bb}^n \\ \Psi_{ib}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{bb}^n \\ 0_{ib} \end{bmatrix} \quad \rightarrow \quad \Psi_{ib}^n = K_{ii}^{-1} K_{ib}^n$$

Con lo que la proyección modal de cada sub-estructura es:

$$\widehat{M}^n \ddot{p}^n + \widehat{K}^n p^n = \widehat{f}^n \quad \rightarrow \quad \widehat{M}^n = T^T M^n T \quad \widehat{K}^n = T^T K^n T \quad \widehat{f}^n = T^T f^n$$

Así, podemos escribir las coordenadas de movimiento en coordenadas modales para dos subestructuras A y B desacopladas de esta forma:

$$\begin{bmatrix} \widehat{M}^A & 0 \\ 0 & \widehat{M}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{p}^A \\ \ddot{p}^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \widehat{K}^A & 0 \\ 0 & \widehat{K}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p^A \\ p^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \widehat{f}^A \\ \widehat{f}^B \end{bmatrix}$$

Para acoplar las subestructuras $\rightarrow x_b^A = x_b^B \rightarrow p_b^A = p_b^B$

$$\begin{bmatrix} p^A \\ p^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_p^A \\ p_b^A \\ p_q^B \\ p_b^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_q & 0 & 0 \\ 0 & I_b & 0 \\ 0 & 0 & I_q \\ 0 & I_b & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_q^A \\ p_b^A \\ p_q^B \end{bmatrix} = S p^{A+B}$$

Con lo que se obtiene el vector modal de las subestructuras acopladas. Por lo tanto, podemos plantear:

$$M^{A+B} \ddot{p}^{A+B} + K^{A+B} p^{A+B} = f^{A+B}$$

$$M^{A+B} = S^T \begin{bmatrix} \widehat{M}^A & 0 \\ 0 & \widehat{M}^B \end{bmatrix} S \quad K^{A+B} = S^T \begin{bmatrix} \widehat{K}^A & 0 \\ 0 & \widehat{K}^B \end{bmatrix} S \quad f^{A+B} = S^T \begin{bmatrix} \widehat{f}^A \\ \widehat{f}^B \end{bmatrix}$$

Este enfoque permite, además, realizar distintas combinaciones que se pueden modelar de forma independiente y acoplada sin tener que generar de nuevo o regenerar los modelos de máquina a pesar de que estos puedan cambiar como resultado, por ejemplo, de procesos de optimización y mejora automáticos [Schmitz, 2000].

2.1.4 Tratamiento de las fuerzas de proceso

En el modelo de rigidez así creado por síntesis, hemos de introducir unas fuerzas de proceso que representen fielmente el mecanizado que se pretende simular. Es decir, predecir con un margen de error controlado el valor y la forma de las fuerzas de corte instantáneas durante una operación de fresado. Como en otros ámbitos, la precisión que se desea en la determinación de las fuerzas instantáneas determina la complejidad del modelo y el coste computacional de su implementación virtual, por lo que tenemos que tener siempre presente cuál es el objetivo que perseguimos con la predicción. Como venimos repitiendo desde el comienzo, el objetivo del modelo virtual presentado en la presente tesis es tener

una estimación suficiente a coste razonable de los errores y la precisión de una operación de fresado convencional pero cuando al realiza una máquina no convencional como es una máquina portable cuando trabaja in situ, en un entorno no controlado. De esta aseveración hay que subrayar dos características. En primer lugar, que la operación de fresado es “convencional”, sin tentar los límites de la estabilidad o chatter por profundidades de pasada excesivas, con herramientas no demasiado esbeltas etc. Y en segundo lugar, que no se desea cargar excesivamente el modelo o hacerlo demasiado complejo en aras de una precisión sobresaliente. El objetivo de la tesis no es profundizar en el modelizado de fuerzas, sino demostrar la utilidad de la combinación de las herramientas adecuadas para analizar un paradigma de máquina novedoso, es decir, estudiar para predecir el empleo de unas máquinas nuevas en condiciones singulares, pero donde la singularidad no proviene del proceso de mecanizado en sí.

Por todo ello, para la predicción de fuerzas de corte, este trabajo propone emplear un “modelo base”, es decir, a un modelo cuasi-estático, sin considerar la dinámica del sistema, y de aplicación común en el fresado a escala convencional. Este ‘modelo ‘base’ está perfectamente recogido y desarrollado en [Salgado, 2004], [Lamikiz, 2003], trabajos que alimentan de forma directa el modelo de esta tesis y que ha sido profusamente trabajado y empleado en IK4-TEKNIKER [Gonzalo, 2005]. Es además, un modelo generalizado a nivel de investigación en el mundo del fresado convencional, y más concretamente en el fresado de alta velocidad de moldes y matrices. Dentro de los modelos base, existe una gran variedad de modelos para la estimación de las fuerzas mecanizado. No es el objeto de esta tesis profundizar en cada uno de ellos, pero sí se ha de hacer una breve disquisición para poder justificar la elección que vamos a realizar entre todos ellos.

2.1.4.1 Modelos de predicción de fuerzas de corte

Básicamente, podemos distinguir tres tipos [Ehman, 1997], [Van Luttervelt, 1998] principales de modelos: analíticos, mecánicos y numéricos.

Modelos analíticos

Los métodos analíticos expresan matemáticamente los esfuerzos de corte para una operación de mecanizado dada con los fenómenos mecánicos y físicos que tienen lugar en la región de corte, en función de la geometría de la operación y las propiedades de los materiales. Ya

desde [Merchant, 1944] se desarrollaron muy sólidas teorías de corte ortogonal, modelos que se fueron abriendo por [Armarego, 1969] en los años siguientes para geometrías de corte oblicuo, que es una mejor aproximación a la mayoría de los procesos de mecanizado en la industria. A partir de ahí, los modelos analíticos desarrollados presentan diferentes grados de refinamiento, con complejidades, precisiones y aplicabilidad muy distinta en cada caso [Van Luttervelt, 1998].

Estos modelos, a partir de la geometría de la herramienta y de las propiedades del material de la pieza, tratan de determinar el estado de tensiones y de deformaciones en el contacto entre la pieza y el filo de la herramienta. A partir de ahí se infieren y calculan las fuerzas totales de corte. La precisión de este cálculo viene dada por la hipótesis que se adopta para la distribución de tensiones y deformaciones en el material de la pieza. En este punto, se pueden distinguir tres categorías de modelos:

- Modelos con plano de cizalladura ('shear plane models')

En estos modelos la deformación cortante sucede en un plano ideal que separa la viruta del material de la pieza. Esta hipótesis (sin punto de contacto con la realidad) implica que la deformación del material de la pieza se caracteriza por una tasa de variación infinita al cruzar el plano de cizalladura. Esta simplificación lleva a un tratamiento matemático simple del problema, pese a lo cual estos modelos han sido empleados con éxito para la predicción de los esfuerzos de corte, tanto en casos de corte ortogonal como de corte oblicuo.

La estimación de la fuerza de corte con este método requiere del conocimiento previo del ángulo de cizalladura y del coeficiente de fricción entre la viruta y la herramienta. La búsqueda del valor del ángulo de cizalladura ideal es una labor eterna y típica de la investigación, que aún continúa a día de hoy [Van Luttervelt, 1998]. En [Bayard, 2003] se presenta una recopilación exhaustiva y cronológica de nada más y nada menos que 49 ecuaciones del ángulo de cizalladura, todas desarrolladas durante el último siglo.

Por otro lado, en los modelos con plano de cizalladura, la tensión del flujo de material se supone constante durante la deformación, sin ninguna influencia de la deformación, de la tasa de deformación o de la temperatura. Además, la velocidad de la viruta es constante a lo largo de su sección, y la viruta es recta. Estas suposiciones están en claro desacuerdo con las observaciones experimentales, que muestran una viruta curvada que contacta el flanco del

filo en una zona pequeña únicamente para posteriormente desprenderse y separarse hacia el exterior [Oxley, 1989].

- Modelos con superficie curva de cizalladura ('curved shear surface models')

Para superar las obvias objeciones al modelo anterior se desarrollaron los modelos con superficie curva de cizalladura ('curved shear surface models'). Como mejora, estos introducen una superficie curvada en 2D o incluso 3D para modelizar las variaciones de velocidad de la viruta a lo largo de su sección. Sin embargo, debido a su complejidad, estos modelos no son de uso común, y su empleo está únicamente justificado cuando el objetivo es estudiar de forma precisa la forma de la viruta, la distribución de temperaturas y dotar de mayor precisión al cálculo de fuerzas.

- Modelos con zona de cizalladura ('shear zone models')

Los resultados experimentales también demuestran que a velocidades de corte bajas, sobre todo cuando se mecanizan metales templados y revenidos, considerar una zona de cizalladura con cierto espesor es una hipótesis más realista [Armarego, 1969]. Esta zona de deformación cortante gruesa permite modelizar el efecto del 'endurecimiento por deformación' (acritud) del material de la pieza. Además, cuando se aumenta la velocidad de corte y/o se reduce el ángulo de desprendimiento hasta valores muy pequeños o incluso negativos, la zona plástica se vuelve muy fina, y por tanto el modelo del plano de cizalladura resulta representativo y muy práctico.

Sin embargo, el complejo desarrollo matemático necesario para tratar el modelo de la zona de cizalladura gruesa lo hace poco atractivo para la predicción de los distintos efectos, incluida la predicción de las fuerzas de corte.

Modelos mecanísticos

Los métodos mecanísticos, también llamados semiempíricos [Altintas, 2000], [Lamikiz, 2004], [Feng, 1994], [Abrari, 1997] hacen uso de un abanico de relaciones matemáticas entre distintas variables del proceso y las fuerzas que intervienen en el mismo. Estas relaciones se basan en relaciones lógicas observadas en los experimentos y se obtienen de forma empírica. Es decir, cada operación se estudia por separado siendo y se necesita experimentar para la

obtención de los coeficientes específicos de corte que relacionan las diferentes magnitudes y parámetros medidos.

Así pues, estos modelos tienen una componente empírica que queda reflejada en la necesidad de esos coeficientes que caracterizan el par herramienta-material a mecanizar. El cálculo de estos coeficientes específicos de corte se realiza con las mediciones de fuerza obtenidas en unos ensayos específicos para cada caso a estudiar. Pero a la vez, tienen una componente analítica pues tienen en cuenta la influencia de la geometría de los diferentes elementos involucrados en el proceso para el cálculo de las fuerzas de corte.

Matemáticamente, los modelos mecánicos para la estimación de las fuerzas de corte se plasman en relaciones lineales entre las distintas componentes de la fuerza de corte y el espesor de viruta instantáneo. La relación entre los coeficientes de corte y el espesor de viruta es obtenida mediante ajuste de los resultados experimentales para cada pareja de material herramienta [Budak, 1996]. Así, en operaciones de mecanizado de geometría variable (por ejemplo el fresado), estos modelos permiten predecir las componentes instantáneas de la fuerza de corte y su evolución durante el giro de la herramienta.

El fresado, por ejemplo, es un proceso donde el espesor de viruta no es constante y la orientación de cada porción elemental del filo de corte varía a lo largo del propio filo como resultado obvio del ángulo de la hélice y de la geometría de la herramienta. Por ello, necesariamente, los coeficientes específicos de corte se obtienen para cada unidad diferencial de la sección de corte, y las fuerzas totales instantáneas de corte se calculan mediante la integración de las fuerzas elementales en cada sección de filo en contacto con la pieza.

En los últimos años, el empleo de estos modelos ha explotado, en paralelo al incremento y a la utilidad que han demostrado de forma generalizada, como se aprecia en múltiples trabajos de modelizado del fresado de geometrías libres freeform 3D mediante herramientas esféricas [Lamikiz, 2003], [Salgado, 2004], [Guzel, 2004], [Lazoglu, 2003]. Más aún, su capacidad de predecir las fuerzas de corte se ha comprobado eficaz en casi todo tipo de fresado.

Como gran ventaja, tenemos su rapidez y versatilidad una vez obtenidos de forma suficientemente precisa los valores de dichos coeficientes específicos de corte. Y como desventaja, que su capacidad de predicción radica y se ve limitada por la precisión y representatividad de los coeficientes específicos de corte obtenidos previamente de forma

experimental. Por ello, cada vez que se emplea una nueva geometría de herramienta es necesario obtener experimentalmente los nuevos coeficientes específicos de corte.

Modelos numéricos

Los métodos numéricos [Mackerle, 1999], [Mackerle, 2003], [Dhanorker, 2006] se basan en el estudio de la zona de contacto entre la pieza y la herramienta, de la interacción entre ambos elementos. Se fundamentan en la micromecánica del fenómeno de corte y permiten la obtención de la distribución de tensiones, deformaciones y temperaturas en la zona de corte, tanto en el filo de la herramienta, en la viruta y en la pieza mecanizada. Se suelen emplear habitualmente para optimizar las condiciones de corte y la geometría del filo de corte de las herramientas [Yen, 2002].

Entre los modelos numéricos se encuentran los basados en el método de los elementos finitos. El principal problema de la simulación mediante elementos finitos es que actualmente se limita a geometrías de corte sencillas como procesos de corte ortogonal en 2D o procesos simples de corte oblicuo en 3D, requiriendo por lo general de un alto coste computacional y largos tiempos de análisis para cada caso estudiado. Eso sí, en estos casos simples muestran una buena conformidad con los datos experimentales.

De forma previa, exigen conocer con exactitud el comportamiento del material a modelizar y seleccionar una determinada ley acertada que represente y gobierne la fricción. Mientras que el comportamiento del material de la pieza puede ser determinado mediante ensayos (la barra de Hopkinson etc.), la determinación del coeficiente de fricción [Arrazola-1, 2002], [Arrazola-2, 2002] depende en gran medida de la experiencia del usuario, y debe ser verificada en cada caso mediante ensayos costosos si se quiere obtener una información precisa.

2.1.4.2 Selección del modelo de predicción de fuerzas de corte

Para empezar, vamos a repetir que no se necesita un modelo dinámico para el presente trabajo. Considerar que al ser sometida a fuerzas de proceso la herramienta se deforma y el TCP se desplaza es fundamental para conocer los errores del proceso, pero realimentar esta deformación para ajustar el espesor instantáneo de viruta y recalcular las fuerzas de proceso para ajustar de nuevo la posición del TCP es un refinamiento costoso que tendrá muy poco

impacto en el cálculo final del desempeño de la máquina portable y la precisión de la operación.

Sobre esta base, y en vista de lo visto en el capítulo anterior, se propone emplear un método mecanístico como pieza para el modelo virtual de operación con máquina portable que se propone en la presente tesis. Las razones para esta elección son múltiples. Por un lado, hemos comentado que no plantearemos ninguna operación ni herramienta no convencional, así que podemos aprovechar todo el trabajo previo de investigación destinado a definir unos coeficientes específicos de corte precisos para cada pareja herramienta-material. El método mecanístico nos permite aprovechar todo este trabajo previo. Por otro lado, permiten predecir las componentes instantáneas de la fuerza de corte y su evolución durante el giro de la herramienta con notable precisión en casi todo tipo de fresado con lo que son de amplio espectro. Además, nos permiten el cálculo del valor instantáneo de fuerza de corte en el giro de la herramienta, lo que nos permite simultanearlo adecuadamente con el propio movimiento de la máquina en un entorno multibody. Y por último, son rápidos y versátiles.

Hay otros refinamientos que se podrían emplear para mejorar el resultado de la predicción de las fuerzas de corte. Se podrían incluir: a) el denominado ‘efecto del espesor de corte límite’ que mejora la predicción de la formación de viruta al relacionar el espesor de corte instantáneo y el radio del filo de corte b) el efecto de la flexión de la herramienta c) el ‘efecto del desgaste de la herramienta’ etc. Todo ellos implicarían mejoras en la predicción que redundarían en mejoras en la predicción del error de mecanizado, pero su efecto es pequeño y por ello solo es indispensable incluirlos para procesos muy particulares como el microfresado [Uriarte, 2007] o el fresado de moldes con herramientas muy esbeltas. Es evidente que en el fresado aparecen otros efectos, como el efecto de la heterogeneidad del material, pero se descartan por idénticas razones.

En cambio, los efectos dinámicos como la vibración forzada, etc., pueden ser percibidos dado que el cálculo de fuerzas se acoplará con el modelo multibody flexible de toda la máquina. El objetivo ha sido desde un primer momento predecir los errores finales en la pieza fresada, y para tal fin, como comprobaremos con los resultados experimentales la selección se demuestra suficiente.

2.2 Modelo de errores geométricos

Una vez representada fielmente la rigidez de la máquina y teniendo la capacidad de predecir la interacción entre las fuerzas de proceso y la estructura, se trata a hora de introducir en el sistema anterior un modelo de errores geométricos de máquina. Para ello, no se va a seguir un enfoque de desglose o estudio del error introducido por cada elemento. Habitualmente, se analizan por separado los componentes de la cadena cinemática y se estudian los errores geométricos en cada interfaz (carros de máquina, cabezal con portaherramientas, portaherramientas con pinza, pinza con herramienta) para presentar el error geométrico de una máquina como la combinación de todos los anteriores. En la presente tesis no se plasma este enfoque sino que se aglutinan, caracterizan y se tienen en cuenta todos a la vez como un error total directamente medido o caracterizado en el TCP. Esto se ha decidido así por una serie de razones:

- El modelo integrado trabaja introduciendo todos los datos pertinentes y necesarios en un paquete de software multibody. Si se trabajara con un modelo de errores que no se reduce o combina totalmente para dar un error del TCP local, eso significaría que los errores que queremos introducir habría que introducirlos en las interfaces de cada sólido del modelo multibody. Esto es complejo de realizar y complicaría sobremanera las operaciones de remallado y movimiento de los sólidos.

Por ello, el trabajo de esta tesis propone realizar el desglose de errores y su análisis fuera del software multibody, reducirlo después a un error total del TCP y con este error alterar las consignas de entrada del sistema móvil puntual. Es decir, si cuando la máquina se comanda dando valores a sus grados de libertad ($x_1, x_2, x_3, x_4 \dots$) para conseguir una posición teórica (x, y, z) esta alcanza una posición real (x', y', z') que ha sido o bien medida o caracterizada previamente, se propone comandar la máquina virtual directamente con las consignas ($x'_1, x'_2, x'_3, x'_4 \dots$) necesarias para alcanzar directamente la posición real. El cambio de valores de los grados de libertad se haría antes de introducir estos valores en el sistema multibody, con lo que la aplicación global se alimentaría con las coordenadas teóricas pero el modelo multibody recibiría ya corregidas las coordenadas

- Las máquinas portables con arquitecturas serie y paralelas son muy diferentes en la forma en que propagan los errores geométricos de los componentes, y particularmente las máquinas de cinemática paralela son muy distintas entre sí. Por ello, sería notablemente complejo crear un modelo o herramienta virtual que permita introducir todos estos modelos ya distintos de base en una plataforma homogénea. La única forma de igualarlo u homogeneizarlos es emplear el error absoluto en el TCP, que es el efecto idéntico que generan todos ellos y el que determina el impacto en la funcionalidad de los errores.
- Los modelos matemáticos para analizar los errores geométricos y estudiar su propagación son un campo de estudio muy frecuente e independiente de las propias investigaciones en máquina herramienta. Los resultados y los modelos avanzados deben poder actualizarse e introducirse en el modelo de forma independiente del sólido multibody, a fin de evitar tener que rehacer todo el modelo cada vez que se actualiza el modelo de errores.
- Hay distintas alternativas para corregir y/o compensar los errores geométricos, estrategias que se aplican habitualmente en el CNC. El disponer del modelo de errores geométricos fuera del modelo multibody pero dentro del modelo integrado permite simular también estas estrategias y ver su efecto sobre el resultado de mecanizado.

Con diferentes nombres y formatos de utilización, los errores que normalmente se pueden compensar en un CNC estándar son los siguientes:

Compensación del husillo (Leadscrew pitch). Compensa los errores propios del husillo (fabricación, rectitud...). Compensa el posicionamiento lineal del eje. Se compensa en base a una tabla de parámetros. En los controles modernos este tipo de errores se puede compensar según la dirección de movimiento del eje, es decir, se tiene una tabla para dirección.

Compensación en la inversión (backlash). Compensa las holguras en la inversión de movimientos de un eje. Compensa el posicionamiento lineal del eje. Se compensa en base a parámetros y hay que revisar cada cierto tiempo debido al desgaste.

Compensación por fricción. Está relacionada con los cambios de dirección e inversiones en los ejes, así como con los movimientos a baja velocidad que pueden provocar fenómenos de stick-slip

Compensación por flexión (sag). Se hace en base a parámetros y compensa el movimiento en un eje al variar la posición de otro (principalmente por flexión debido al voladizo, peso, etc.).

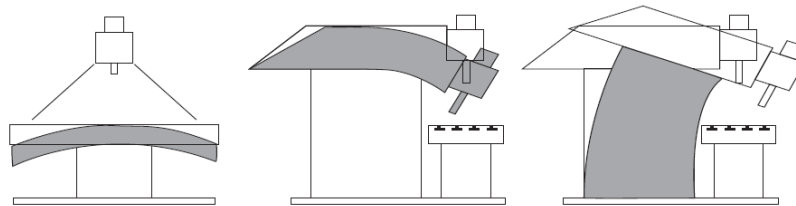


Figura 3.5 – Ejemplos de flexiones que general errores en máquina herramienta

Compensación cruzada (Cross). Se puede entender como una generalización del anterior. Permite en base a parámetros corregir el posicionamiento de un eje al mover otro.

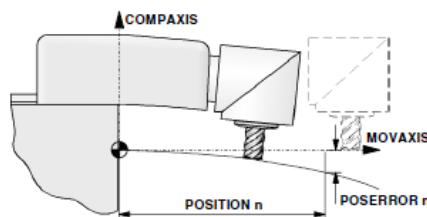


Figura 3.6 – Principio de la compensación cruzada

Compensación por temperatura. Corrige las variaciones en el posicionamiento de los ejes por los cambios de temperatura. Se considera un fenómeno cuasiestático por lo que no actúa continuamente. Se emplean para compensaciones por el calentamiento de la estructura de la máquina, no del husillo por el funcionamiento por ejemplo.

Compensación por carga. Funciona de manera similar a la compensación por temperatura y trata de corregir los errores debidos a las deformaciones por la carga (diferentes pesos en las piezas de trabajo, etc.). Pueden ser tablas diferentes que corrijen el error para distintos casos de carga. Se considera un fenómeno cuasiestático por lo que no actúa continuamente.

Estas compensaciones no están pensadas para compensar errores angulares (p.ej. Los errores de abbe se incluyen en el error lineal).

En los diferentes controles se ofrecen de distinta forma y lo normal es que se introduzcan en base a tablas de parámetros (con un formato según el control).

En los siguientes dos apartados se revisan cuáles son los modelos de error geométrico más habituales para las máquinas con cinemática serie y paralela para poder integrarlos en el modelo integral.

2.2.1 Errores geométricos para máquinas serie

Para las máquinas serie, el consenso general tiende a emplear el modelo de los 21 errores o variantes del mismo. [Chen, 1993][Ahn, 1999][Okafor, 2000] Se trata de una síntesis de los componentes de error volumétrico, por lo que se considera una forma eficaz (simple) de representar todos los errores de la máquina. El modelo se basa en la cinemática de cuerpos rígidos, considerando por lo tanto la hipótesis que todos los cuerpos son rígidos y que el movimiento de uno no afecta a los demás. Bajo esta hipótesis, el modelo de los 21 errores encuentra el origen del error volumétrico de la máquina en cada eje de movimiento, por lo que se facilita la posterior compensación mecánica o vía software.

Hay dos modos generales de obtener el modelo:

- **Forward Kinematics:** Se mide cada error de forma directa con el movimiento del eje que corresponde en un sistema de referencia propio. Luego, para el error volumétrico general de la máquina los errores se propagan de sistema de referencia en sistema de referencia utilizando las matrices de transformación homogénea.
- **Inverse Kinematics:** Se mide el error volumétrico total de la máquina y luego se deducen los 21 errores básicos.

A la hora de representar matemáticamente el modelo de 21 errores, resulta importante definir el origen de cada error para luego ir propagándolos. Teóricamente los errores se deberían de definir en las guías (Convención de Denavit-Hartenberg), pero en la práctica por facilitar la medición, se suelen medir en los ceros de cada eje. Esto conlleva que el mismo error volumétrico se pueda descomponer en diferentes errores básicos (21 errores) en función de los sistemas de referencia utilizados, pero siempre que se considere el sistema de referencia utilizado todos ellos resultan igual de válidos para obtener el error de cualquier punto del volumen de trabajo.

2.2.1.1 Nomenclatura

La descripción de las componentes del error comienza con el supuesto de sólido rígido de la máquina. Cada movimiento de un eje de la máquina se puede describir a través de seis grados de libertad: tres traslaciones y tres rotaciones, cuando el movimiento nominal del eje es de un único grado de libertad, ya sea de traslación o de rotación.

La notación del movimiento de cada eje está estandarizada según la norma ISO 230-1, ISO 841: X, Y, Z denotan los movimientos lineales; A, B, C las rotaciones en torno a los ejes X, Y, Z.

2.2.1.2 Error de movimiento lineal

Para un movimiento nominalmente lineal, las seis componentes del error son tres errores lineales y tres errores de giro:

- error de posicionamiento, y dos movimientos de error de rectitud,
- error de giro (roll), error de cabeceo (pitch) y de alabeo (yaw).

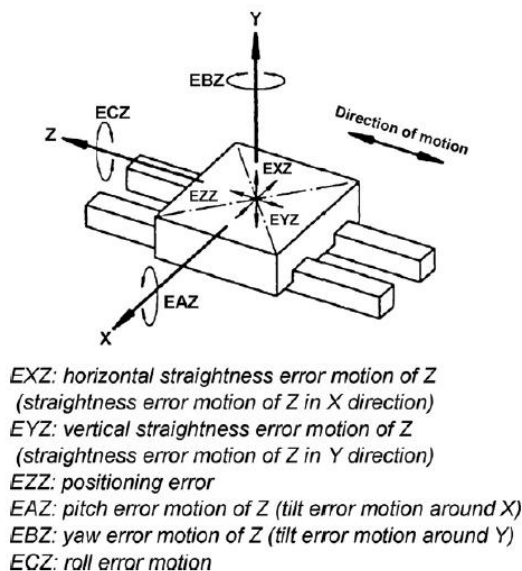


Figura 3.7 – Componentes de error del eje lineal Z según ISO 230-1

Bajo el supuesto de sólido rígido, estas seis componentes de error son sólo función del movimiento nominal y no dependen de la situación de los otros ejes.

2.2.1.3 Error de movimiento rotatorio

Para un movimiento nominalmente rotatorio, las seis componentes de error son (Figura 3.8):

- Dos movimientos de error radial, y un movimiento de error axial,
- Un error de posicionamiento radial y dos movimientos de error de alabeo.

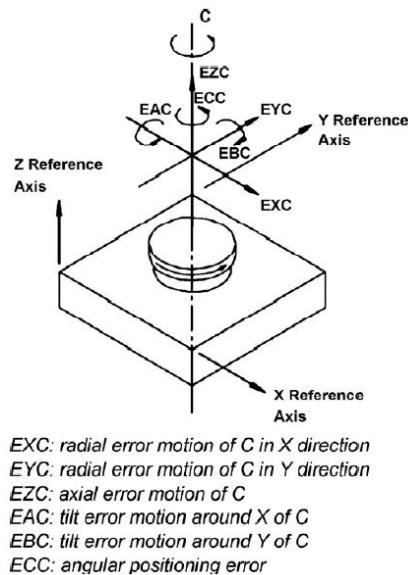


Figura 3.8 – Componentes del error del eje rotativo C según ISO 230-7

El sistema coordenado de la máquina no debería definirse según los componentes de la máquina, sino según la posición de los ejes de movimiento de la máquina. Una manera práctica de definir estos ejes es la siguiente: un movimiento define la dirección primaria del sistema de coordenadas. Un segundo movimiento define el movimiento secundario del sistema coordenado, por ejemplo la rotación en torno a la dirección primaria. Finalmente la posición de los ejes de la máquina definirá el origen del sistema.

El error de posición y orientación de cada eje (lineal o de rotación) es definido como la variación de la posición y de la orientación frente a la nominal respecto del sistema de coordenadas de la máquina. Dado que el eje de movimiento presentará errores de movimiento a lo largo de la trayectoria, generalmente se toma la línea media del eje para definir los errores de posicionamiento. Para un movimiento lineal sólo existen tres errores de posicionamiento: dos errores de orientación y la posición del cero (Figura 3.9).

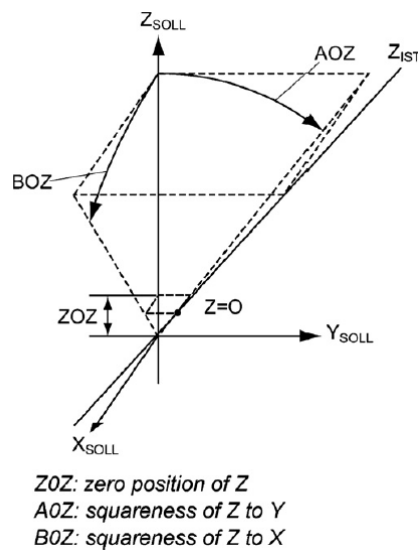


Figura 3.9 – Error de colocación del movimiento Z

Para un eje de movimiento rotacional existen cinco errores de posicionamiento: dos errores de posición, dos errores de orientación y la posición del cero angular (Figura 3.10).

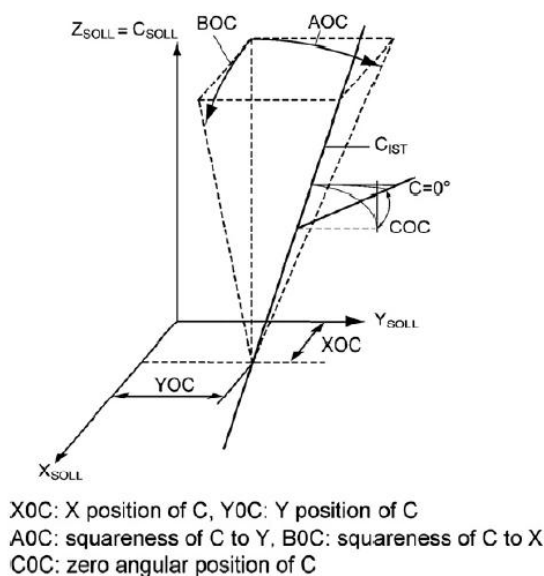


Figura 3.10 – Error de colocación del eje C medio

2.2.2 Errores geométricos para máquinas paralelas

Para una cadena cinemática paralela, el error geométrico del punto móvil de interés es mucho más complejo de formular, analizar y compensar. En primer lugar, la gran variabilidad topológica de las estructuras paralelas hace que no se pueda realizar un estudio genérico y sistemático de los errores y cómo estos se propagan. Cada topología paralela es

una solución concreta de uniones, elementos y cuerpos que pueden tener errores muy distintos y variados, con lo que el estudio se realiza caso por caso.

Así, a modo de ejemplo los errores debidos a las tolerancias de fabricación de las piezas y el montaje de los mismos suelen solventarse mediante técnicas de calibración. Pero además, hay fuentes de error muy específicas de los actuadores paralelos, como son las holguras en las juntas y los actuadores, o los errores de las uniones o pares de que unen elementos o las incertidumbres y errores en los múltiples actuadores. Sobre esto, hay varios métodos que se proponen para el análisis de otros factores, destacando los métodos que buscan la obtención del espacio acotado de error en relación al espacio de trabajo de la máquina paralela [Chen, 2013].

Se concluye por tanto que cuando se proyecta una máquina paralela específica se debe proyectar y analizar el esquema de propagación de errores específico para la cinemática en cuestión. La precisión deseada del manipulador acaba determinando la cantidad de los errores que se consideran. Una vez fabricada la máquina, se debe realizar una calibración que mejora el funcionamiento global.

Dado que las fuentes de error son tantas y tan variadas, durante la fase de desarrollo es necesario discriminar rápidamente cuales son más importantes en la precisión final de la máquina. Para ello, hay que estudiar la sensibilidad de la precisión a los parámetros de diseño. El indicador de sensibilidad evalúa qué parámetros de diseño influyen en mayor medida sobre el posicionamiento de la máquina, teniendo en cuenta que la posición del TCP puede ser más sensible a la variación de unos parámetros geométricos determinados que a otros. Recientemente, se han presentado métodos de análisis de sensibilidad basados en la linealización por intervalos [Tannous, 2014,].

Por tanto, en el caso de las máquinas paralelas, junto con el diseño tradicional hay que crear desde cero el modelo de errores, su propagación y la predicción de su efecto. Una vez prototipada, la máquina debe ser medida, correlada con los parámetros del modelo de errores, calibrada y mejorada.

Sin embargo, desde el punto de vista de nuestro modelo virtual, el resultado es el mismo. Solo es necesario más trabajo y trabajo específico de la máquina para obtener el modelo de errores. Así, cuando la máquina se comanda dando valores a sus grados de libertad

$(x_1, x_2, x_3, x_4 \dots)$ para conseguir una posición teórica (x, y, z) esta alcanza una posición real (x', y', z') que ha sido o bien medida o caracterizada previamente, se propone comandar la máquina virtual directamente con las consignas $(x'_1, x'_2, x'_3, x'_4 \dots)$ necesarias para alcanzar directamente la posición real.

2.3 Modelo de la capacidad de autorreferenciación

Durante el empleo de las máquinas portables la primera e ineludible tarea es realizar un primer set-up de la máquina tras su montaje in-situ que incluya una referenciación entre la pieza y algún elemento de la máquina, por ejemplo la punta de herramienta. Además, este proceso puede tener que repetirse para el caso de mecanizados distribuidos o transregionales. Además, y según se ha comentado ya en apartados anteriores, usualmente esta referenciación no puede realizarse mediante referencias geométricas preestablecidas o utillajes (no existen, no se conocen, no son accesibles), por lo que es necesario disponer de elementos auxiliares para realizar esta referenciación y el set-up. Resulta muy evidente que la efectividad de la máquina portable depende directamente de este método de referenciación. O más concretamente, que la precisión del mecanizado final depende de la precisión de este sistema de referenciación en esta etapa de set-up inicial y anterior al proceso de mecanizado.

Dado que esta tesis pretende englobar en un modelo virtual las principales fuentes de error con objeto de representar el funcionamiento de las máquinas portables, debe necesariamente incluir un modelo de esta referenciación, y que este sirva para predecir el impacto de un determinado método o técnica de referenciación en la precisión de toda la máquina en unas determinadas circunstancias.

En la mayoría de los casos, las soluciones de referenciación consisten habitualmente en sistemas de medida basados en sensores de contacto, láseres o sistemas de cámaras, que se completan con software específico para la obtención y transformación de coordenadas. Con estos sistemas se realiza la medida de la pieza desde la máquina en coordenadas relativas, con lo que la máquina en sí se transforma en una máquina de medir. Las características de estos sistemas se han dibujado someramente en el capítulo dos.

En algunos casos, se puede suponer que se realiza la referenciación con un sensor en posición conocida, es decir, con sensor cuya posición y sistema de coordenadas es conocido. Este caso parece una particularización irreal, pero no es tal, porque muchos sistemas que se

emplean entran en esta categoría, como son los palpadores de contacto o los sistemas de visión ya calibrados.

La hipótesis anterior de que se conoce la posición y orientación precisa del sistema de referencia del sensor no siempre es válida: generalmente el sensor se encuentra en posición desconocida. Esto puede ser así por múltiples razones. La mayoría de las veces, los desarrolladores integran un sensor comercial, que se suele entregar junto con un certificado de calibración intrínseco (interno). Esto quiere decir que se ha demostrado y relacionado la dimensión de un patrón contra las medidas que realiza un determinado sensor, certificando así su capacidad de medida. Sin embargo, si ese sensor se integra sin más en una máquina, aún con la ayuda de un soporte ex professo los resultados que se obtienen no son tan precisos como indica el certificado de calibración intrínseco. Y esto es así porque al integrar el sensor se pierde la precisión de la posición y orientación del sistema de referencia del sensor. Por lo general, la colocación y el alineamiento se suele realizar con respecto a referencias exteriores o la carcasa del sensor, pero ello no implica que se sepa con precisión dónde se ha colocado el elemento sensible del mismo. Por ello, todos los sensores instalados en máquinas deben calibrarse de nuevo para conocer su sistema de referencia con respecto al de la máquina. A este proceso de calibración externo del sensor con respecto a la máquina se le denomina calibración extrínseca.

Si bien esta necesidad de calibración extrínseca es general, en las máquinas portables es especialmente acuciante. Ello es así porque la mayoría de las veces su autorreferenciación no se realiza mediante sensores de contacto con posición conocida sino empleando conjuntos de sensores cuyo sistema de referencia es muy particular. Según se ha descrito en Capítulo 2, las máquinas portables emplean sobre todo sistemas de visión, escáneres láser de triangulación o sistemas de fotogrametría para realizar su referenciación. Entre estas opciones, destaca por su flexibilidad y por la frecuencia con la que aparece en la literatura científica el de los escáneres láser lineales. En todos ellos, el sistema de referencia que manejan es desconocido y, a veces, no se puede considerar que sea ni siquiera ortonormal.

Las investigaciones acerca de los procesos de calibración extrínseca de escáneres láser son muy frecuentes. Uno de los procesos más frecuentes en la actualidad fue establecido por [Che, 2000], donde se emplea un artefacto en base a bolas calibradas que es escaneado tres o más veces para obtener datos suficientes como para hacer la calibración. Desde entonces, y

con esta misma base, se han desarrollado mejoras del proceso, como la presentada por [Santolaria, 2009], donde se simplifican los datos, se unifican las operaciones de la calibración intrínseca y extrínseca y se gana en agilidad.

Por supuesto, la calibración extrínseca del resto de técnicas sensoras como la fotogrametría con luz estructurada también es objeto de estudio, como se puede ver en [Zexiao, 2004] o en [Gong, 2013] para el caso de sistemas de visión LIDAR.

2.3.1 Planteamiento matemático del proceso de referenciación

En este apartado se va a plantear el problema de referenciación desde el punto de vista matemático. Para ello, se supone que se tienen dos sistemas de referencia, uno del sensor (O', X', Y', Z') y el otro, el sistema de la pieza (O, X, Y, Z) (Figura 3.11).

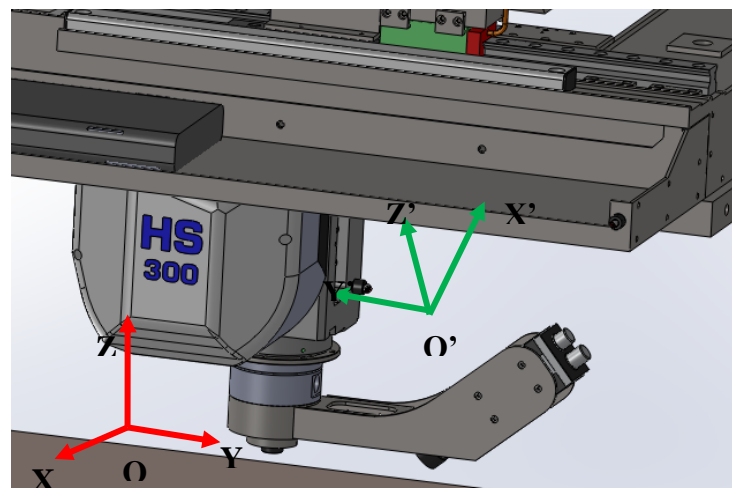


Figura 3.11 – Ejemplo de sistemas de referencia del proceso de referenciación

Una vez empleado el sensor, sea del tipo que sea, se obtiene una serie o nube de puntos expresados en la referencia del sensor (X', Y', Z') que representan la geometría de la pieza. Por otro lado, a partir del CAD de la pieza o de una aproximación suficiente, podemos obtener otra representación de los mismos puntos expresados en su propio sistema de referencia (X, Y, Z). Para simplificar el proceso, supondremos que estas dos nubes de puntos poseen el mismo número de puntos, por tanto el n -ésimo punto de una serie es el mismo punto que el n -ésimo punto del otro fichero pero expresado en una referencia diferente. *Sensu stricto* esto no tiene por qué ser así, pero a través del procesamiento se pueden simplificar las nubes para igualar su densidad.

Tabla 3.2: Coordenadas de un mismo sistema de puntos en dos sistemas de referencia

PUNTO	X'	Y'	Z'	X	Y	Z
1	X ₁ '	Y ₁ '	Z ₁ '	X ₁	Y ₁	Z ₁
2	X ₂ '	Y ₂ '	Z ₂ '	X ₂	Y ₂	Z ₂
3	X ₃ '	Y ₃ '	Z ₃ '	X ₃	Y ₃	Z ₃
...
n	X _n '	Y _n '	Z _n '	X _n	Y _n	Z _n

El sistema de referencia del sensor viene dado por la posición O' del origen de la referencia y su orientación. La posición del origen de la referencia se relaciona con la de la pieza mediante un vector $t=OO'$ de dimensión 3×1 . La orientación la podemos representar mediante una matriz de rotación R de dimensión 3×3 . Así, el cambio de referencia desde la referencia maquina hasta la referencia cámara se puede escribir:

$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{pmatrix} = R \cdot \left(\begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} - t \right)$$

Si se emplean las transformaciones homogéneas como forma de relacionar las coordenadas en distintos sistemas de referencia, podemos representarlo así.

$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \\ 1 \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} R & -R \cdot t \\ 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\boxed{M}} \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \\ 1 \end{pmatrix}$$

Donde M es la matriz de transición homogénea, con

$$t = \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix}$$

$$R = \begin{pmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}$$

La matriz R es la matriz de rotación de Euler. Los ángulos α , β , γ son respectivamente los giros del sistema alrededor de X, Y, Z.

Desarrollando el cálculo, la expresión de la matriz M es la siguiente:

$$\begin{pmatrix} \cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) & -\cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) & \sin(\beta) & b \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) - a \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) - c \cdot \sin(\beta) \\ \cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) & \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) - \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) & -\cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) & c \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) - b \cdot (\cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) - \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) - a \cdot (\cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta)) \\ \sin(\alpha) \cdot \sin(\gamma) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\beta) & \cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) & \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) & -a \cdot (\sin(\alpha) \cdot \sin(\gamma) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\beta)) - b \cdot (\cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) - c \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Para simplificar y abreviar, se puede escribir M como

$$M = \begin{pmatrix} A & B & C & D \\ E & F & G & H \\ I & J & K & L \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

El objetivo es, por tanto, obtener estas submatrices los parámetros A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L de la matriz M para luego de allí deducir las incógnitas a, b, c, α, β, γ. Desarrollando la expresión anterior y aplicada a cada punto, tenemos:

$$\begin{aligned} X_1' &= A \cdot X_1 + B \cdot Y_1 + C \cdot Z_1 + D \\ X_2' &= A \cdot X_2 + B \cdot Y_2 + C \cdot Z_2 + D \\ X_3' &= A \cdot X_3 + B \cdot Y_3 + C \cdot Z_3 + D \\ &\dots \\ X_n' &= A \cdot X_n + B \cdot Y_n + C \cdot Z_n + D \end{aligned}$$

Eso se puede escribir de manera matricial:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} X_1' \\ X_2' \\ X_3' \\ \dots \\ X_n' \end{pmatrix}}_{O_I} = \underbrace{\begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & 1 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & 1 \\ X_3 & Y_3 & Z_3 & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_n & Y_n & Z_n & 1 \end{pmatrix}}_N \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix}}_{X_I}$$

Se conocen X_i' y (X_i, Y_i, Z_i) a partir de las nubes de puntos con lo que este problema se puede resolver, por ejemplo, con el método de mínimos cuadrados. Se tienen:

$$\begin{aligned} N \cdot X_I &= O_I \\ \Rightarrow N^T \cdot N \cdot X_I &= N^T \cdot O_I \\ \Rightarrow X_I &= (N^T \cdot N)^{-1} \cdot N^T \cdot O_I \end{aligned}$$

Así, res puede resolver el cálculo de A, B, C, D con un software como Matlab. Una vez obtenidos estos valores, podemos realizar idéntico procedimiento para la línea siguiente

$$Y_1' = E \cdot X_1 + F \cdot Y_1 + G \cdot Z_1 + H$$

$$Y_2' = E.X_2 + F.Y_2 + G.Z_2 + H$$

$$Y_3' = E.X_3 + F.Y_3 + G.Z_3 + H$$

...

$$Y_n' = E.X_n + F.Y_n + G.Z_n + H$$

Eso se escribe:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} Y_1' \\ Y_2' \\ Y_3' \\ \dots \\ Y_n' \end{pmatrix}}_{O_2} = \underbrace{\begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & 1 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & 1 \\ X_3 & Y_3 & Z_3 & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_n & Y_n & Z_n & 1 \end{pmatrix}}_N \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} E \\ F \\ G \\ H \end{pmatrix}}_{X_2}$$

Se conocen X_i' y (X_i, Y_i, Z_i) a partir de las nubes de puntos con lo que este problema es idéntico al anterior.

Tenemos:

$$N \cdot X_2 = O_2$$

$$\Leftrightarrow N^T \cdot N \cdot X_2 = N^T \cdot O_2$$

$$\Leftrightarrow X_2 = (N^T \cdot N)^{-1} \cdot N^T \cdot O_2$$

De la misma forma, con los valores A, B, C, D, E, F, G, H.

$$Z_1' = I.X_1 + J.Y_1 + K.Z_1 + L$$

$$Z_2' = I.X_2 + J.Y_2 + K.Z_2 + L$$

$$Z_3' = I.X_3 + J.Y_3 + K.Z_3 + L$$

...

$$Z_n' = I.X_n + J.Y_n + K.Z_n + L$$

$$\begin{pmatrix} Z_1' \\ Z_2' \\ Z_3' \\ \dots \\ Z_n' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & 1 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & 1 \\ X_3 & Y_3 & Z_3 & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_n & Y_n & Z_n & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} I \\ J \\ K \\ L \end{pmatrix}$$

Resultando así:

$$N \cdot X_3 = O_3$$

$$\Leftrightarrow N^T \cdot N \cdot X_3 = N^T \cdot O_3$$

$$\Rightarrow X_3 = (N^T \cdot N)^{-1} \cdot N^T \cdot O_3$$

De donde se obtienen los valores finales A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L. Una vez realizado esto, queda identificar los valores a, b, c, α , β , γ . Dado que $D = \sin(\beta)$, se pueden obtener los dos valores β_1 y β_2 posibles de β con los valores A, B, C, D, ... de nuestra matriz de transición calculada. Así, se resuelven el resto de expresiones mediante los dos valores de β :

$$\left. \begin{array}{l} H = -\cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) \\ L = \cos(\beta) \cdot \cos(\alpha) \end{array} \right\} \text{Deducimos los dos valores } \alpha_1 \text{ y } \alpha_2 \text{ que corresponden con los valores } \beta_1 \text{ y } \beta_2.$$

$$\left. \begin{array}{l} A = \cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) \\ B = -\cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) \end{array} \right\} \text{Deducimos los dos valores } \gamma_1 \text{ y } \gamma_2 \text{ que corresponden con los valores } \beta_1 \text{ y } \beta_2.$$

Así se obtendrían dos pares $(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$ y $(\alpha_2, \beta_2, \gamma_2)$ como soluciones del sistema. Para discriminar el valor correcto compararíamos los signos entre la matriz Q definida más abajo y la matriz M calculada.

Para tener los parámetros a, b, c se utiliza la última columna de la matriz teórica M para, de esta forma obtener una nueva matriz que llamaremos Q.

$$\begin{pmatrix} D \\ H \\ L \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} -\cos(\beta) \cdot \cos(\gamma) & \cos(\beta) \cdot \sin(\gamma) & -\sin(\beta) \\ -(\cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta)) & -(\cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) - \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) & \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) \\ -(\sin(\alpha) \cdot \sin(\gamma) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\beta)) & -(\cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma)) & -\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) \end{pmatrix}}_Q \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix}$$

Con lo que solo restaría hacer: $\begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix} = Q^{-1} \cdot \begin{pmatrix} D \\ H \\ L \end{pmatrix}$

Con esto se obtendría la matriz de transición entre la referencia pieza y la referencia sensor, pues se obtendrían de forma consecutiva los parámetros de traslación a, b, c y los parámetros de rotación α , β , γ . Este sistema es válido para resolver los casos de cámaras calibradas, o palpadores de contacto situados tanto en el TCP como en otras posiciones y orientaciones.

2.3.2 Alternativa y automatización del proceso de referenciación

El método de referenciación que hemos propuesto se basa en el tratamiento de una serie o nube de puntos representativos de la pieza que han sido obtenidos desde la máquina portable. Sin embargo, en la práctica el procedimiento descrito no se puede emplear de forma directa, básicamente por dos razones.

En primer lugar, con frecuencia no se conocen la posición exacta del origen del sistema de coordenadas del sensor o las direcciones de su sistema de coordenadas. Esto es particularmente cierto para sensores que se basan en técnicas de visión, sensores recién montados sin calibrar, etc. Así, no se puede representar la nube o serie de puntos obtenida de forma clara. La segunda razón es que el procedimiento descrito precisa conocer el mismo punto en ambos sistemas de coordenadas. Esto es la práctica es difícil de conseguir. Para el caso de una referenciación en base a palpadores, implica que con el sensor se debe palpar el mismo punto que ha sido definido de antemano en el CAD de la pieza. Para el caso de un sistema de visión, se precisa que las capturas se realicen de forma muy controlada y relacionada con los puntos obtenidos del CAD de la pieza. Cabe concluir, por tanto, que el procedimiento no es aplicable, aunque sea matemáticamente correcto, pues carece de generalidad y no es fácil de implantar en máquinas de uso general

Esta generalidad se obtiene si en lugar de la solución basada en la resolución de sucesivas ecuaciones se emplea el método Iterative Closest Point (ICP) que se basa en la correspondencia mediante mínimos cuadrados, es decir, minimizando la distancia media entre puntos correspondientes de dos nubes de puntos. Ya se ha presentado el método en el capítulo anterior, con lo que no profundizaremos más en sus particularidades. Sin embargo, sí se debe detallar cómo se implementa este algoritmo operativamente y cómo puede llegar a realizar de forma automática. La forma más simple en este sentido es emplear una serie de paquetes independientes de software o librerías que son llamadas de forma secuencial para realizar la tarea. Desde un software maestro, es posible emplear librerías gratuitas de la PCL (Point Cloud Library) para tratar los datos, o bien realizar llamadas a otros paquetes software especializados. A continuación se analiza de forma exhaustiva la operativa implicada y los resultados que se obtienen. Para ello, para probar la secuencia y la capacidad de automatización de la misma, se han explorado 3 alternativas diferenciadas:

- Software comercial con licencia de pago ATOS V6.3.0

- Software libre GOM-INSPECT V7.5 SR1
- Librerías libres de ICP de PCL.

2.3.2.1 Obtención de la nube de puntos a partir del CAD

El primer paso de todo el proceso consiste en obtener una nube de puntos utilizable a partir del modelo CAD. Para ello, nos vamos a valer del software ATOS V6.3.0. Los pasos que se han de dar para ello son los siguientes:

- 1) Importar el modelo CAD en iges
- 2) Seleccionar la malla importada en la base de elementos
- 3) Exportar como STL

La malla generada por defecto por el software es una malla con puntos equidistantes y distribución homogénea de triángulos. La podemos visualizar abriéndola con el mismo programa o por ejemplo con Matlab o Meshlab. Existe la oportunidad de exportar los puntos como ASCII o binario (Figura 3.12).

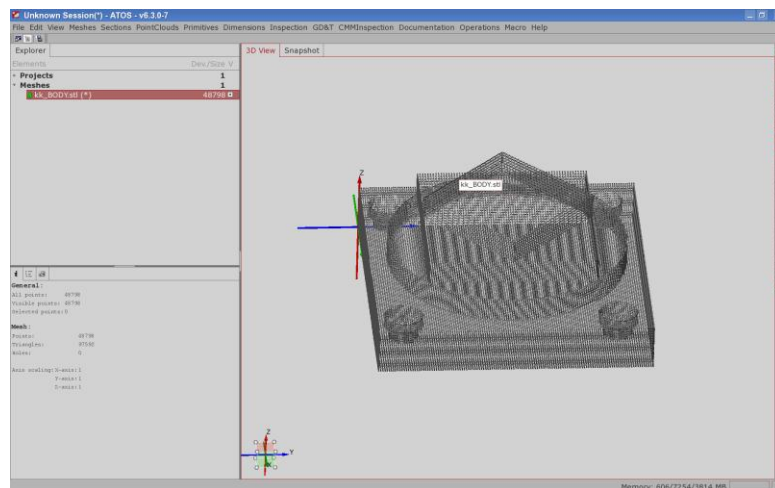


Figura 3.12 – Representación de una nube de puntos en ATOS

Durante el proceso puede ser deseable filtrar o modificar partes de esta malla generada para, por ejemplo, ajustar su densidad o tamaño (y así definir el coste computacional de su manipulación), variar las densidades a demanda, etc. Para ello, es necesario importarla nuevamente (abrir) como STL y con los recursos del programa suavizar, regularizar,

adelgazar, en definitiva, adecuar según los criterios necesarios. Una vez que hemos adecuado la malla para su uso, se debe exportar nuevamente como STL.

2.3.2.2 Alineamiento 3D de la nube de puntos mediante ATOS

Para comenzar el proceso de alineamiento partimos, como ya hemos comentado, de la nube de puntos medida por un sistema sensor determinado. El objetivo es obtener la matriz homogénea que relaciona la nube de puntos medida con el modelo CAD de la pieza y la nube de puntos obtenida a partir de este.

A modo de ejemplo, se supondrá que la nube de puntos medida la hemos obtenido mediante un escáner lineal láser que ha sido convenientemente calibrado. La presentación del mismo sólido representado hasta ahora en las imágenes anteriores puede verse en la Figura 3.13; como se ve, la nube de puntos está sin filtrar.

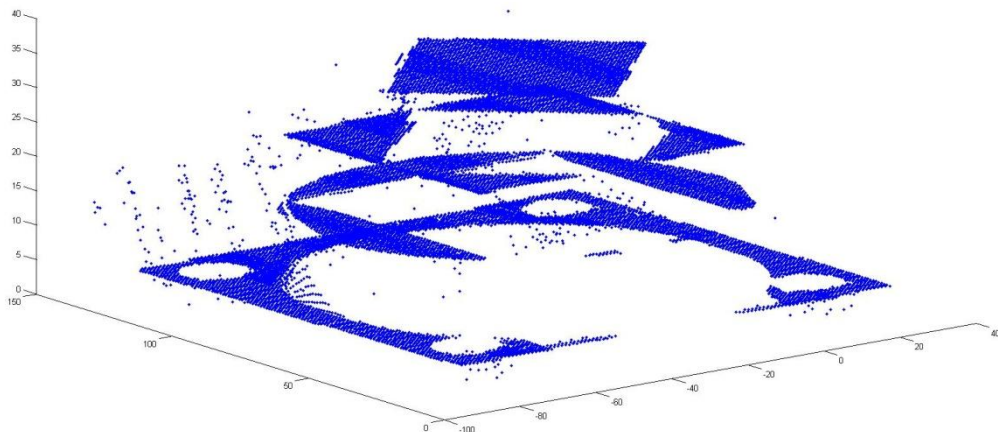


Figura 3.13 – Nube de puntos en bruto obtenida de un escáner láser

El software ATOS V6.3.0 es un programa para la medición y tratamiento de nubes de puntos y mallas adquiridas con el sistema de digitalizado ATOS. Sirve por lo tanto para realizar la adquisición de los puntos con el escáner y obtener mediante tomas parciales una nube de puntos densa que posteriormente es poligonizada para tratarla, modificarla o compararla con una malla de referencia (modelo CAD). Para ello, se debe seleccionar la plantilla que mejor se adapta al formato del archivo generado previamente con durante la captura. En función del separador empleado (espacio, coma, punto-coma) y el indicador decimal (punto o coma) se debe seleccionar una plantilla específica. Aunque la plantilla pueda importar la información de las normales de cada punto, vamos a necesitar únicamente las coordenadas XYZ de los puntos. Un aspecto importante a aplicar sobre la nube es considerarla como nube

medida, no como nube de referencia (unset reference). En el ejemplo que se está manejando en las imágenes (Figura 3.13), se han cargado 15588 puntos.

El siguiente paso consiste en importar el modelo CAD en formato iges, creado de la forma ya explicada en el punto anterior.

Una vez se disponga tanto de la nube medida como de la malla teórica se puede aplicar el alineamiento 3D para poder comparar ambas superficies. Los comandos inteligentes de alineamiento están orientados a alinear dos mallas, una medida y la otra teórica. Ya se ha comentado en el Capítulo II que los algoritmos ICP necesitan cierto solape para funcionar. Por ello, de forma manual se rota y traslada la nube para aproximar la nube a la malla teórica y poder así utilizar el comando de alineamiento 3D basado en algoritmos ICP (Fig.89). El comando Pre-Registration es también una opción a considerar (semiautomática). En ambos casos el resultado es similar y permite aplicar el alineamiento 3D.

En este punto hay que seleccionar los puntos de la nube medida que se van a emplear para ser sometidos al algoritmo ICP. Aún más, el resultado del alineamiento 3D dependerá de los puntos considerados en la nube de puntos. Hay que tratar de seleccionar puntos considerados superficiales evitando el ruido externo. Sería interesante aquí poder desarrollar un algoritmo automático que permitiera esta selección o filtrado con criterio. En la Figura 3.14 siguiente se puede ver que los puntos en verde no se han seleccionado porque se consideran ruido de la medición.

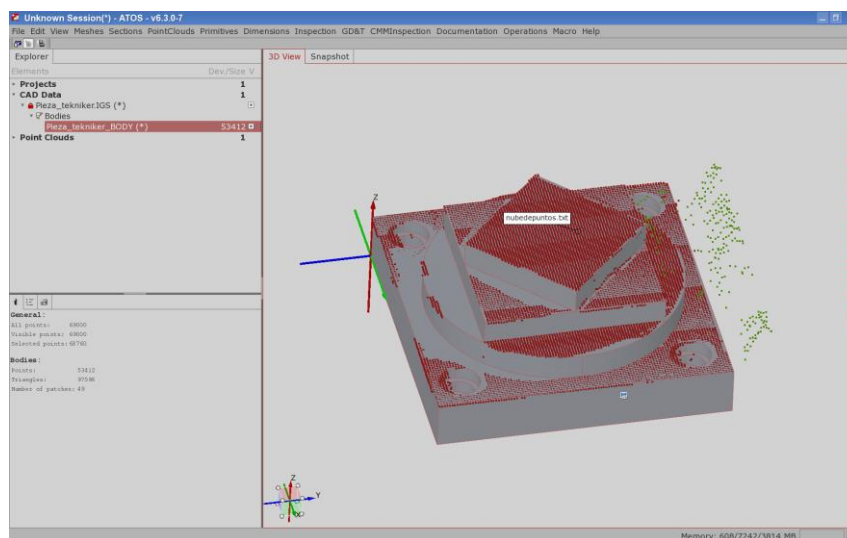


Figura 3.14 – Solape de nubes y selección de puntos válidos

Tras solapar la nube de puntos medida con la malla teórica es posible obtener la matriz de transformación homogénea que relaciona la rotación y traslación entre el sistema de coordenadas CAD y el medido. Dicha información se representa de manera matricial (Figura 3.15) y también como ángulos de Euler y traslaciones XYZ, tal y como se han definido antes. Es posible extraer esta información tanto la transformación global como para la última transformación llevada a cabo.

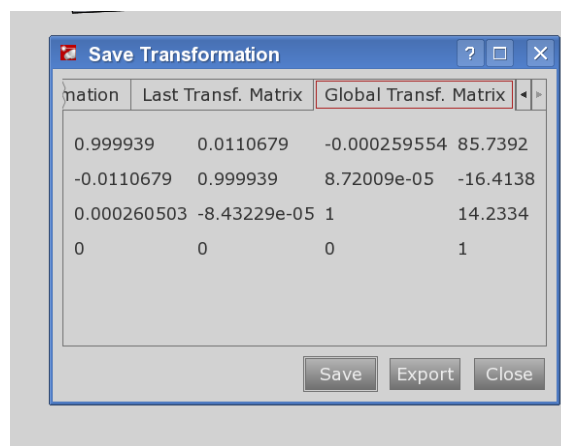


Figura 3.15 – Resultado del proceso de Registration 3D

2.3.2.3 Alineamiento 3D de la nube de puntos mediante software libre GOM-INSPECT V7.5 SRI

Para el caso en que la adquisición de una licencia pueda resultar una barrera importante, se va a presentar a continuación el mismo proceso pero empleando un software libre.

Para empezar, a partir del mismo fichero de puntos empleado para el caso anterior, se pretende crear una malla STL filtrando y eliminando los puntos considerados ruido sobre la medida. Sobre el software GOM-INSPECT esto comienza por abrir un nuevo proyecto e importar el fichero con la nube de puntos. Al igual que con el software ATOS v6.3.0 tenemos que tener cuidado en la plantilla de importación de puntos y se debe seleccionar la opción *CSV-PointVCloud [mm]*, que además de coordenadas XYZ podría cargar el vector espacial de cada punto.

La nube de puntos cargada se considera en la base de elementos como una nube de puntos nominal (único elemento compuesto por múltiples puntos) adquirida mediante un escáner 3D. Para poder editar esta nube es necesario convertirla a nube de puntos actual o medida.

Para ello, se selecciona la nube y se aplica el comando “Operaciones/elementos/convertir” a “Elemento Real”. La nube pasa a ser un elemento real (medido) y es entonces cuando el software nos permite modificarla (Figura 3.16).

Para conseguir la matriz de transformación inicialmente se debe alinear la malla con el modelo CAD de la pieza, que también es una malla STL (conversión en la importación). Por lo tanto para poder alinear la malla, primero se debe cargar la malla teórica a partir del modelo CAD. En la importación alguna superficies de la malla teórica puede tener su vector normal invertido por lo se debe corregir este error antes de llevar a cabo el alineamiento.

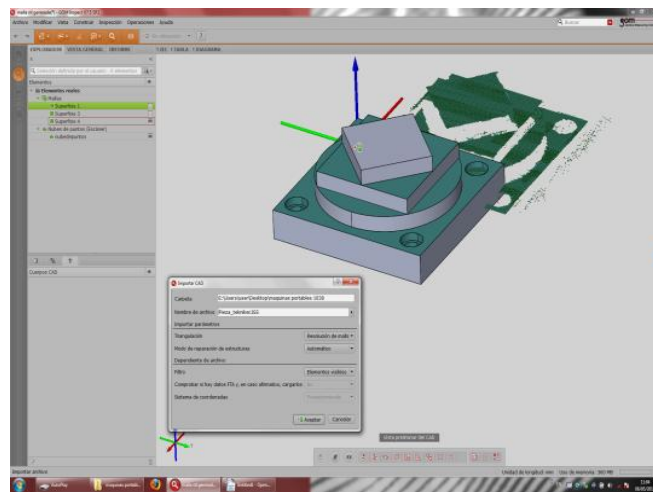


Figura 3.16 – Nube de puntos medida e importada del CAD en software libre

Para poder realizar primer paso consiste en alinear la malla medida con la teórica. Las diferentes posibilidades de alineación se activan o desactivan en función de la información disponible. Normalmente en este caso se debería emplear la **Prealineación** o el **Alineamiento con 3 puntos**. Ambos alineamientos son orientativos (iniciales) para posteriormente facilitar una alineación más precisa.

Tras alinear las mallas, hay que aplicar un alineamiento principal más preciso. Tanto el Best-fit local como el Best-fit con tolerancias obtienen un resultado impreciso. Si la orientación de las superficies de la malla medida o del CAD no es correcta estos métodos de alineamiento no son válidos. Una vez alineadas las mallas podemos nuevamente obtener la matriz de transformación o realizar una comparativa de superficies en malla para obtener la desviación de las medidas frente a la superficie nominal, de forma análoga a lo explicado en el punto anterior.

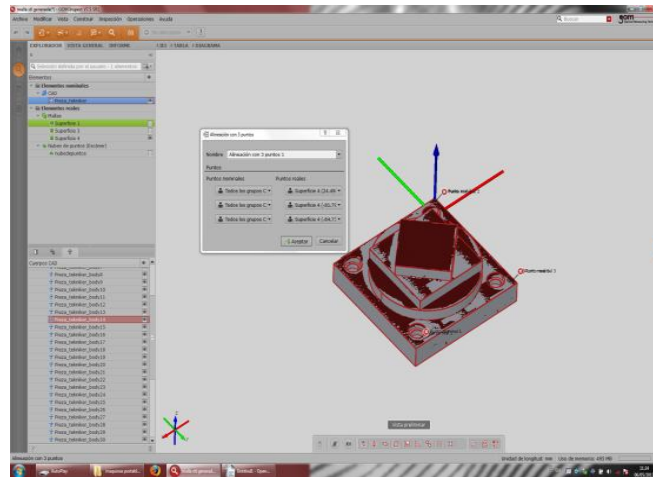


Figura 3.17 – Alineamiento y matriz mediante software libre

2.3.2.4 Alineamiento 3D de la nube de puntos mediante librerías ICP de Point Cloud Library (PCL)

La Point Cloud Library (PCL) es un proyecto de crowdsourcing independiente, abierto y de gran tamaño para el procesamiento de imágenes 2D/3D y nubes de puntos. La PCL opera bajo licencia BSD (Berkeley Software Distribution) como un software libre. La licencia BSD tiene menos restricciones en comparación con otras, estando muy cercana al dominio público, dado que permite el uso del código fuente.

El proyecto PCL pone a disposición de los usuarios librerías ICP de forma totalmente transparente para poder ejecutarlos y realizar los el alineamiento 3D entre dos nubes de puntos cualesquiera. Estos algoritmos se encuentran a disposición de cualquiera en <http://pointclouds.org/downloads/> de forma gratuita, con lo que su uso apenas presenta ninguna barrera. Eso sí, el ICP tiene el problema de que se basa en métodos de minimización de error, y por lo tanto, solo converge cuando las dos nubes de puntos 3D que se quieren alinear ya tienen un prealineamiento previo. Se trata, por tanto, de una solución para un ajuste fino. Para asegurarse de que se dispone de un alineamiento 3D suficientemente bueno de partida, es conveniente representar la nube de puntos antes de ejecutar el algoritmo, en un software como MATLAB. Esto conviene realizarlo tanto para la nube de puntos medida como para la nube obtenida a partir del CAD.

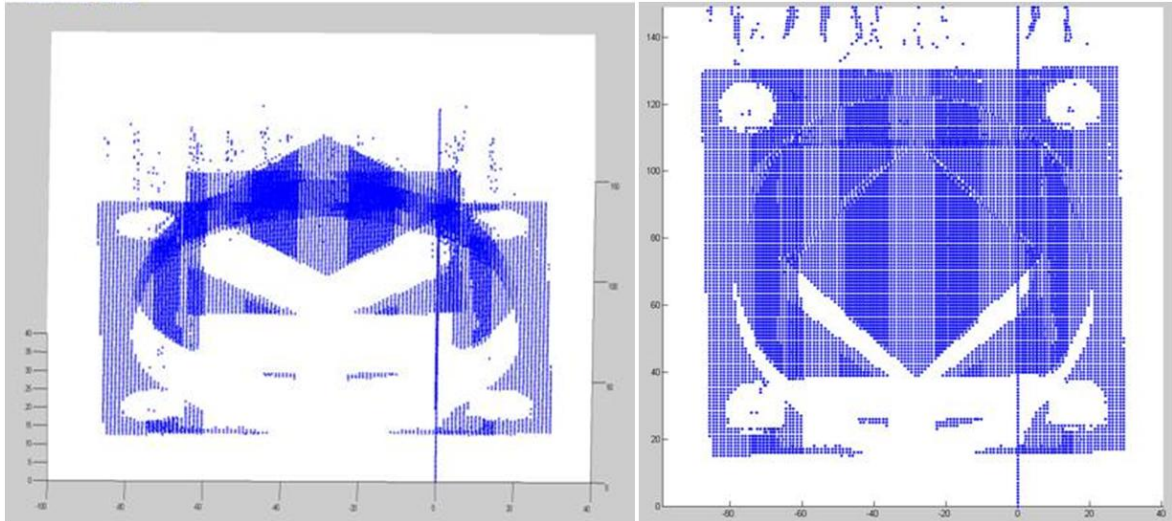


Figura 3.18 – Representación de una nube de puntos medida en bruto

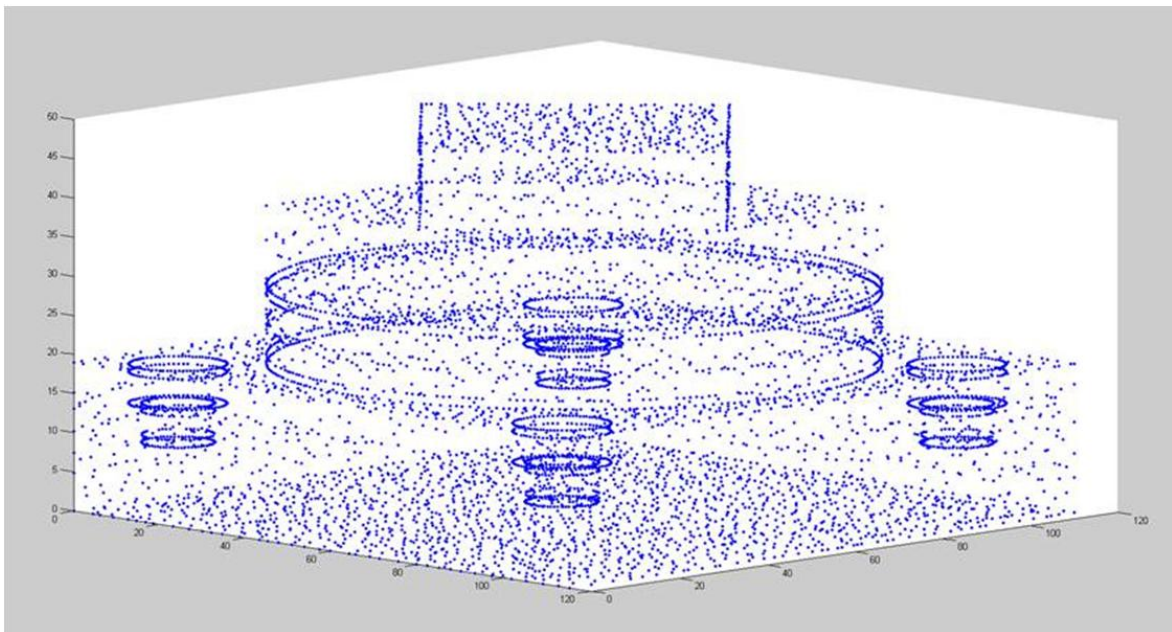


Figura 3.19 – Representación de una nube de puntos a partir del CAD

Si el alineamiento previo no está en la ventana de convergencia del algoritmo, este nos devolverá un error. Debemos multiplicar la nube de puntos por una determinada matriz de traslación y giro (matriz homogénea) para realizar el alineamiento previo de las nubes de puntos. Una vez asegurada la convergencia, el algoritmo corre sin problemas y devuelve la matriz buscada directamente.

```

Inicio del programa
Nube cargada: Pieza_STL.pcd. Tamano: 7006 puntos
Nube cargada: pieza_ranger2.pcd. Tamano: 15600 puntos
Inicio de calculo de convergencia por ICP
Iteraciones: 500 Epsilon: 0.001
Convergencia: 1 Score: 128.633 <suma de dist Eucl. de Error>
  0.999992  -0.00166224  -0.00365269  0.0801954
  0.0016586  0.999999  -0.000923138  0.0661435
  0.00365421  0.000917073  0.999993  -0.235283
           0           0           0           1

```

Figura 3.20 – Resultado del proceso de alineamiento mediante librería PCL libre

2.3.3 Determinación de los errores de referenciación

La propuesta que se acaba de hacer en el apartado anterior para realizar los procesos de autorreferenciación entre máquina y pieza debe ser incluida en el modelo virtual, y debe serlo de forma uniforme con respecto al resto de elementos que hemos considerado como fuentes de error. El modelo busca asignar a cada fuente de error un efecto en la posición del TCP representado por dos valores, por un lado, la componente sistemática de ese error en posición y por otro la componente aleatoria del mismo error. Y ello debe hacerse para todo el procedimiento de autorreferenciación, pues en este error tendrán influencia el sensor seleccionado, la técnica de captura de puntos que se emplee, el tratamiento que se haga de los mismos, el algoritmo empleado etc. Por tanto, siendo éstas las causas de error, es necesario realizar la determinación de los errores de referenciación para cada procedimiento, pues la variación de una de las etapas tiene efecto en el resultado final.

En el Capítulo 2 se ha detallado el empleo típico que se hace de las máquinas portables, y hemos comentado que en el caso más restrictivo no suele estar permitido tocar la pieza para tomar referencias. Por ello, en la presente tesis se opta por realizar la caracterización de errores de un sensor sin contacto a fin de que alimente el modelo virtual con el que estamos trabajando. Por las razones ya expuestas en el Capítulo 2, se va a suponer una máquina portable que esté equipada con un escáner láser lineal de triangulación, sito en una posición desconocida de la máquina. Este tipo de sensores está sujeto a muy distintos y muy abundantes mecanismos de error, o dicho de otra manera, hay multitud de fenómenos que originan errores en el empleo de los escáneres láser. Desde la generación del plano de luz a la proyección del plano sobre la superficie, pasando por las diferencias en iluminación con respecto a las que se ha calibrado el sensor, incluyendo los procesos de calibración intrínseca

y extrínseca o las características superficiales de la pieza a medir. También influyen los parámetros de la digitalización: tiempo de exposición, ganancia, distancia con respecto a la superficie, ángulo de incidencia del haz, velocidad de digitalización etc. o las características de la lente, los algoritmos de segmentación etc. Las investigaciones de [Van Gestel, 2009] han tratado desmenuzar las fuentes de error y los mecanismos asociados para distintos escáneres láser comerciales de línea, concluyendo que, bajo condiciones idóneas para el sensor, la repetitividad de las medidas realizadas sobre características geométricas típicas medidas en geometrías o primitivas patrón es menor de 10 μm . Sin embargo, la precisión obtenida tras instalar un escáner láser lineal de triangulación en una máquina de medir por coordenadas varía entre las décimas de micra y las 5 décimas de milímetro. Según los autores, los valores bajos de repetitividad tienen que llevar necesariamente a la implementación de estrategias de compensación a fin de poder emplear el sensor con requisitos metrológicos.

Pero aún más, según [Che, 2002] la principal fuente de error del empleo de los escáneres láser es precisamente el error en el procedimiento de relacionar el sistema de coordenadas del sensor con el sistema de coordenadas de su montura o anclaje (la máquina en nuestro caso), es decir, lo que hemos venido en llamar calibración extrínseca. Además, estos errores crecen en la digitalización de grandes piezas (como en nuestro caso) dado que se realizan más procesos de captura lejos aparte de la referencia que hemos definido en la citada pieza.

Recordemos que la calibración intrínseca trata de identificar geometrías definidas (planos, cilindros etc.) a partir de los datos capturados para así definir su propio sistema de referencia, relacionando sus coordenadas capturadas u,v en el sensor con las coordenadas X,Y y Z del sistema de referencia del sensor. Además, según el modelo de calibración empleado puede además describirse la influencia de otros parámetros, como puede ser la distorsión en la lente. Por otra parte, la calibración extrínseca trata de definir la relación entre el sistema de coordenadas del sensor y el sistema de referencia del montaje o lugar donde el sensor va montado, sea una máquina de medir por coordenadas, un robot, un brazo de medida o una máquina portable.

Hay muchas investigaciones y autores que han tratado de definir procedimientos simples y cada vez más efectivos para la calibración extrínseca e intrínseca, de los que tenemos que destacar a [Che, 2000], o [Zexiao, 2004] por su aplicación a los escáneres láser susceptibles

de ser integrados en máquinas portables, o a [Agin, 1985], [Chen, 1987] cuando se trata de calibración extrínseca de fuentes de luz estructurada. Con independencia de la tecnología de sensor empleada, todos ellos se basan en un determinado patrón y en la minimización del número de pasadas necesarias para obtener la información necesaria para obtener la transformación homogénea que contenga la relación entre el sistema de coordenadas del sensor y el de su soporte. Habitualmente esto se realiza escaneando esferas calibradas en distintas posiciones en el campo de visión del sensor, o bien escaneando la misma esfera en distintas posiciones del soporte, con lo que se obtienen medidas y escaneos en distintas posiciones relativas entre sensor y esfera. De esta forma han resuelto el problema autores como [Che, 2000], [Zexiao, 2004].

Siendo estos sistemas tan sensibles, no podemos esperar que una calibración o un estudio de errores determinado den solución para todos los casos que se les pueden plantear a las máquinas portables. Y ello es así por las siguientes razones:

- Una misma máquina portable puede funcionar con distintos tipos de sensor, según la aplicación a la que esté destinada en un momento dado. Por ello, siempre que se cambia de sensor es necesario realizar un nuevo procedimiento de calibración extrínseca válido para ese tipo de sensor.
- Un mismo tipo de sensor se quitará y colocará en la máquina portable multitud de veces a lo largo de su vida útil. Cada vez que se realiza este montaje es necesario realizar un nuevo procedimiento de calibración extrínseca.
- No se sabe qué tipo de iluminación o entorno se va a encontrar la máquina portable en servicio. Por ello, una calibración extrínseca realizada en unas determinadas condiciones no conseguirá caracterizar y compensar los errores que se va a encontrar la máquina una vez instalada sobre o cerca de la pieza. Por lo tanto, hay que asumir que una parte del error detectado en el proceso de calibración va a reproducirse en servicio, a pesar de haber sido compensado durante el proceso de calibración.
- La propia pieza que se va a mecanizar es desconocida, con lo que no sabemos la geometría que esta tiene, ni si esta presenta geometría típica en forma de primitivas

(planos, cilindros, agujeros, aristas, vértices etc.), o si se puede tocar la pieza para instalar blancos, dianas etc.

Además, tal y como hemos visto, este proceso de calibración debe referirse y aplicarse sobre toda la cadena y el conjunto de operaciones que entran en juego en el proceso de referenciación y setup. Esto es así porque el proceso no termina con el empleo del sensor, sino que va más allá e implica montajes, captura, tratamiento y filtrado de datos y ajustes ICP. Solo un método integral puede ser válido al nivel exigido por la presente tesis para ser integrado en el modelo virtual de diseño, desarrollo y uso de las máquinas portables.

Para completar las cuestiones previas, la metodología detallada en la presente tesis propone que el proceso de autorreferenciación se realice sin contar con la presencia de dianas, o blancos calibrados en la pieza. Es decir, la técnica que puede dar más generalidad al proceso de autorreferenciación que luego vamos a virtualizar es emplear referencias naturales de la pieza identificadas a partir del CAD de la pieza, es decir, empleando lo que se denomina “natural fiducials” sin más detalle. Para ello, contamos con la ventaja de que ya conocemos el CAD de la pieza de forma anticipada, pues nos es necesario para obtener la nube de puntos de referencia. Así pues, sobre ese CAD podemos seleccionar una zona o característica que podríamos emplear para ser empleado durante la fase de escaneo. En esta propuesta, esta zona escaneada se convierte en el origen de la nube de puntos que podemos emplear para someterlo al algoritmo ICP con una nube de puntos equivalente extraída del CAD y que represente esa misma zona. Así, podemos concentrarnos en un sector más pequeño y concreto de la pieza grande y superar los problemas asociados a su gran tamaño a la hora de hacer la referenciación. Esto nos reporta además otras ventajas, como mayor control, economía y menor coste computacional, simplicidad etc.

3 INTEGRACIÓN DE LOS MODELOS EN MÁQUINAS PORTABLES

En este apartado vamos a exponer cómo los diferentes ingredientes que hemos descrito en los puntos anteriores se integran para dar como resultado una herramienta de análisis y predicción de máquinas portables.

Para empezar, se plantea el escenario que se viene analizando. Un mecanizado más grande que la máquina portable donde en distintos puntos se han de realizar operaciones de mecanizado. La máquina puede moverse mientras mecaniza o puede ir desplazándose, parándose y mecanizando, indistintamente. En la Figura 3.21 se ha superpuesto el detalle a mecanizar con el perfil de la pieza.

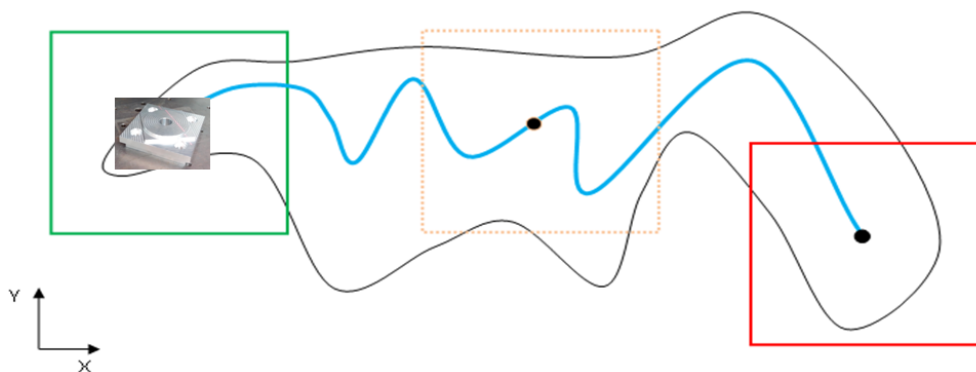


Figura 3.21 – Detalle de una operación de mecanizado en una pieza de gran tamaño

El primer paso consiste en separar, mediante los procedimientos descritos, las trayectorias del desplazador de los de los ejes de mecanizado. En los escenarios de mecanizado N°1 y N°2 descritos en el Capítulo 2 la máquina está quieta durante el mecanizado, mientras que en el escenario N°3 los movimientos son simultáneos y hay que emplear la estrategia de separación y filtrado para separar estas trayectorias.

En cualquier caso, se acaba teniendo las trayectorias de mecanizado. En los escenarios de mecanizado N°1 y N°2 estas vienen directamente del programa pieza de la operación de mecanizado extraído del CAM, mientras que en el N°3 es una contracción o distorsión de este programa pieza.

Una vez instalada la máquina en posición, debe realizarse el set up o referenciación entre la máquina y la pieza. De este proceso, obtendremos las matrices de traslación y rotación que

tenemos que aplicar a las trayectorias de mecanizado al haber ubicado la posición y orientación relativa de la máquina con respecto a la pieza. Por otro lado, gracias a la experimentación previa, tendremos previamente tabulados los errores sistemáticos y aleatorios del posicionamiento de la máquina en esa determinada posición, lo que permite corregir en parte el posicionamiento y disminuir el error.

En paralelo, del estudio del proceso de mecanizado realizado con apoyo del CAM, se habrán fijado los parámetros del proceso: profundidad de pasada radial, axial, velocidad de avance, etc. Estos datos, junto con la geometría de herramienta, número de filo y otros datos se alimentan en el modelo de predicción de fuerzas de proceso dando como resultado el valor instantáneo de las fuerzas sobre la herramienta en cualquier momento del giro de la misma o y por tanto de su avance.

Los datos de fuerza instantánea más los datos de posición instantánea se introducen a la vez en el modelo multibody flexible de la máquina. Antes de introducir los datos de posición instantánea, estos se corrigen empleando los valores de error sistemático y aleatorio definidos mediante el modelo de errores geométricos de la máquina. Los errores sistemáticos se consideran un offset mientras que los aleatorios se introducen como una perturbación gaussiana de varianza igual a la incertidumbre estándar definida en el modelo de errores.

De esta forma, el modelo multibody calcula y devuelve los valores estimados de la posición del TCP durante el proceso de mecanizado. En caso de resultar de interés, como en el escenario de mecanizado N°3, al modelo se pueden introducir también los desplazamientos del desplazador de la máquina portable, con lo que la simulación del movimiento es completa.

Así, de la posición calculada del TCP se pueden obtener múltiples resultados relativos al proceso de mecanizado.

- Una estimación de la forma final del mecanizado, deducido de la trayectoria real estimada del TCP
- Información acerca de la precisión geométrica de la geometría mecanizada.

- Una estimación razonable de la rugosidad de la operación de mecanizado, deducida de la amplitud de vibración del TCP.

En encadenamiento y la secuencia integrada del modelo se pueden observar en la Figura 3.22

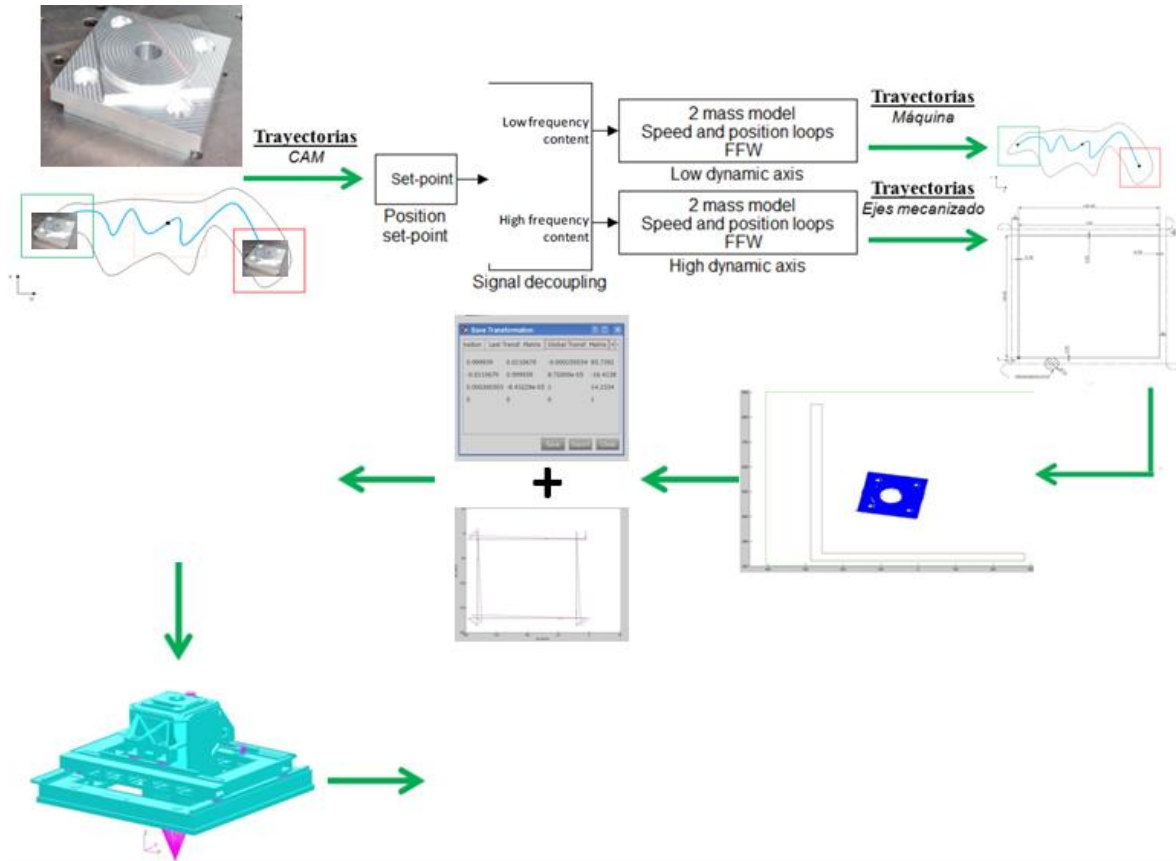


Figura 3.22 – Secuencia completa del empleo del modelo virtual

4 POTENCIAL Y USO DE LA METODOLOGÍA

Tras describir los ingredientes del modelo y cómo estos se integran, queda por describir y justificar cuál es el potencial del mismo y qué beneficios reporta en las distintas etapas del desarrollo de una máquina portable.

Como herramienta de análisis

- 1) En primer lugar, el modelo tiene implícito o embebido un modelo FEM de la máquina, con lo que sigue teniendo toda la utilidad de un modelo de elementos finitos puro. Por tanto, sirve para analizar y calcular características muy diversas y típicas, como: los modos y frecuencias (valores y formas), las tensiones en servicio, deformaciones y flechas, funciones de respuesta en frecuencia en el TCP, etc. Presenta asimismo la ventaja añadida de que está preparado para calcular y mostrar estas características mientras se mueve y opera, sin que para ello el operario tenga que realizar una compleja labor de programación de macros o de cálculos repetidos y repetitivos.
- 2) Permite el cálculo y la representación de características no comunes de las máquinas. Por ejemplo, en relación a su cinemática sirve para representar de forma simple y gráfica el volumen de trabajo que se obtiene con una determinada configuración. Ligado a ello y en relación a su rigidez, permite la obtención de mapas de rigidez en todo el volumen de trabajo y para las distintas direcciones de fuerzas. Por completar los ejemplos, si se anula el módulo de fuerzas, se puede representar el error volumétrico de la máquina... Así se podrían multiplicar los casos de ejemplo.
- 3) Dada la buena integración con herramientas CAD, permite representar y analizar el comportamiento de la máquina portable en el entorno real de la pieza sobre la que funcionará la máquina portable si se consigue representar en un modelo CAD el entorno que se encontrarán tanto la pieza y la máquina. Se previenen así colisiones, configuraciones de bloqueo etc. a la vez que se minimizan los riesgos y se gana seguridad de cara a la implantación y puesta en servicio de la máquina portable.

- 4) Dado lo integral del modelo, permite la simulación completa de procesos de mecanizado por la vía de simular la posición real del TCP en el proceso de arranque de viruta. Se puede emplear, por tanto, para tener una aproximación suficiente de la forma de la pieza final (dimensiones y tolerancias).

Como herramienta de diseño

- 5) Al ser una herramienta de análisis tan capaz y al estar basado en el concepto de subestructuras modulares integradas, permite la rápida comparación entre distintas soluciones de diseño. Es decir, permite juzgar cuál es el efecto en la función (mecanizado o movimiento del TCP) de distintas piezas, configuraciones, anclajes, herramientas, portaherramientas, estructuras etc. Dado lo simple que resulta integrar los distintos componentes estructurales mediante el método CB y lo visual de la representación final, permite “ver claramente” los efectos de una u otra solución.
- 6) Extendiendo el punto anterior, si se pudiera evaluar numéricamente la calidad del desempeño de la máquina portable en cada caso, el modelo se convierte en una herramienta inestimable para la optimización del uso de las máquinas portables. Es decir, con poco esfuerzo podemos pasar de comparar las distintas soluciones a elegir la óptima y mejor para la aplicación. Esta optimización la puede realizar el ingeniero desarrollador o, con poco esfuerzo y si se le asigna una función numérica al resultado o calidad final, puede realizarse de forma automática.

Además, esta optimización puede realizarse a distintos niveles:

- A nivel de pieza o componentes: La optimización puede centrarse en la mejora de la topología o la geometría de un componente estructural, a fin de seleccionar la forma idónea entre muchas. O bien se puede centrar en la selección del sensor idóneo para una determinada aplicación, basándose en su precisión. O en la selección de la técnica de anclaje.
- A nivel de subsistema: Podemos aquí centrarnos en optimizar las cadenas cinemáticas para mejorar el volumen de trabajo, o plantear el funcionamiento conjunto de piezas desde otros puntos de vista.

- A nivel del uso del sistema completo: Dado que representa con fidelidad el uso que se hace de una máquina portable, se puede emplear para optimizar aspectos como la orientación óptima de los ejes de la máquina con relación a la geometría a realizar, la posición de los anclajes, la mejor solución de división de una operación grande en operaciones pequeñas etc.

Como herramienta para investigación

- 7) Al ser una herramienta completa y rápida de emplear, se puede emplear en investigación para radiografiar el funcionamiento y las limitaciones de las máquinas portables. Sin ánimo de ser exhaustivos, se pueden realizar estudios en relación a los siguientes aspectos.
- Efectos térmicos aparte, tiene toda la lógica interna de propagación de errores que se puede emplear para definir el presupuesto de errores y determinar la incertidumbre del empleo de máquinas portables. Esta exploración puede realizarse con mero interés científico o con vistas a definir los requisitos de diseño de una máquina en particular.
 - Tiene también todos los elementos necesarios para determinar las cadenas de rigidez y profundizar en su estudio.
 - Es un modelo integrado de fuerzas de proceso y máquina. Así, se puede emplear para estudiar la estabilidad de los procesos.
 - Permite la comparativa del impacto de distintas soluciones de referenciación y distintos sensores
- 8) Es una plataforma ideal para evaluar las estrategias de axis-on-axis o machine-on-machine y, en general, todas las estrategias encaminadas a descomponer trayectorias entre distintos grados de libertad redundantes.
- 9) Es un modelo que se puede mejorar, profundizando en los elementos que ya tiene o añadiendo más capas de virtualización. Así, se puede profundizar en los modelos de fuerza-proceso, introduciendo métodos de predicción de fuerzas de corte más

precisos y evaluar su precisión o mejora con respecto de los modelos anteriores. Se puede también incluir el efecto del sistema de control de los accionamientos en la virtualización a fin de comparar distintas estrategias, o la simulación virtual del CNC. O incluso mejorar el sistema introduciendo cargas térmicas que originen la acción de la estructura.

CAPÍTULO IV: APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE MÁQUINAS PORTABLES

1 INTRODUCCIÓN

Una vez descritas la metodología y sus ingredientes, en este capítulo se van a aplicar los pasos en los que hemos profundizado en los puntos anteriores para diseñar y optimizar una máquina portable específicamente diseñada para una aplicación en la que un sistema portable es la solución óptima de diseño. Para mejor representar y mostrar las ventajas de la metodología, se va a tratar de determinar y definir los ingredientes del modelo virtual uno por uno, para después mostrar cómo la virtualización puede llevar a la optimización y la maximización de la eficacia de la máquina portable para la aplicación. Las ventajas comparativas del proceso y del diseño presentados se pondrán a la vista mediante la comparación con los diseños de máquinas equivalentes encontrados en la literatura científica.

Para cubrir todos los aspectos del diseño optimizado de máquinas portables, se comenzará estudiando la aplicación con cierto detalle, para extraer los requisitos aplicables a la máquina

concreta que deberá realizar las operaciones. A partir de estos requisitos se responderá a los mismos siguiendo el orden y la filosofía de la metodología.

2 REQUISITOS DE LA APLICACIÓN

2.1 La vasija de ITER

ITER, acrónimo de International Thermonuclear Experimental Reactor (en español Reactor Termonuclear Experimental Internacional), es un experimento científico a gran escala que intenta demostrar la viabilidad comercial de la producción de energía mediante fusión nuclear. La fusión nuclear es el proceso que alimenta al sol y las estrellas, según el cual bajo grandes presiones y a alta temperatura los núcleos ligeros en estado de baja energía se fusionan para producir átomos más pesados, liberando en el proceso grandes cantidades de energía. La fusión nuclear abre la posibilidad para la producción de energía segura, limpia y virtualmente ilimitada; sin embargo, crear de forma controlada las condiciones de la fusión para que el proceso sea comercialmente viable está lleno de desafíos. Algunos de estos desafíos se son objeto de estudio en el proyecto ITER.

- a) Conseguir calentamiento extendido de un plasma formado por deuterio y tritio con $Q \geq 10$ (relación entre la potencia de fusión y la potencia suministrada al plasma).
- b) Conseguir una operación en estado estacionario, con $Q=5$.
- c) Demostrar la viabilidad e integración de tecnologías de fusión esenciales.
- d) Probar diversos componentes para un futuro reactor de fusión.
- e) Probar el concepto de módulos de generación de tritio.

Uno de los métodos más prometedores para el desarrollo de la fusión es el confinamiento magnético de plasma dentro de un Tokamak, un gran espacio toroidal donde el gas se calienta hasta superar los cien millones de grados °C en ultra alto vacío. El gas se convierte entonces en plasma ionizado que es confinado y controlado mediante altos campos magnéticos. Es en el interior de este plasma donde puede ocurrir la fusión.

Esta gran cámara de vacío de ITER se llama también vasija de vacío (VV). La vasija de vacío es un componente del reactor que posee las siguientes funciones:

- Proporciona una barrera adecuada para la generación y mantenimiento de vacío, necesario para limitar la cantidad de impurezas dentro del plasma.

- Soporta los componentes del interior de la vasija y sus cargas mecánicas resultantes. Algunos de estos elementos son los blankets y los divertors.
- Actúa como escudo contra los neutrones y permite extraer el calor de los componentes de su interior en caso de que no exista refrigerante.
- Permite el acceso al plasma a través de puertos de acceso, para su diagnóstico, sistemas de calentamiento, equipos de bombeo, tuberías de refrigerante, etc.

La vasija consiste en una estructura de doble pared con forma de toroide, con gran cantidad de “nervios” para albergar escudos térmicos y neutrónicos y agua de refrigeración de los componentes que se hallan en su interior. Está dividida en 9 sectores unidos mediante soldadura y posee 18 puertos de acceso superiores, 18 ecuatoriales y 18 inferiores (o puertos de los divertor) (ver Figura 4) que deben ensamblarse y soldarse in situ.

Para ello, los sectores se conectan a través de unas juntas de unión llamadas “Splice Plates”, tanto en la pared interior como la exterior, las cuales se ajustan por mecanizado para cubrir las diferencias dimensionales entre los sectores y facilitar el alineamiento. Estas juntas también permiten la accesibilidad entre los sectores antes de la soldadura, de forma que se permita la conexión del blindaje térmico situado alrededor de cada uno de los sectores. El ancho nominal de las juntas de unión es de 160 mm en el caso de la pared interior y 100 mm para la pared exterior. Para evitar el cruce de soldaduras entre estas juntas, se mecanizan y sueldan unas piezas intermedias llamadas “biscuits”.

Por lo tanto, estamos ante una vasija de vacío formada por 9 sectores de gran tamaño, en los que hay que realizar las siguientes operaciones [:

- 1) Mecanizado de las splice plates.
- 2) Mecanizado de los “biscuits”.
- 3) Soldadura de los sectores
- 4) Repaso de las soldaduras mediante mecanizado fino, inspección y ensayos no destructivos sobre las mismas.

Dado que el blindaje térmico limita completamente el acceso a través de la pared exterior de la cámara de vacío durante los trabajos, solamente es posible acceder, soldar y reparar estas uniones desde el lado interior, cuando en condiciones normales cada soldadura debería ser realizada desde su propio lado. Particularicemos para cada caso.

Uniones intersector: El acceso a las uniones intersector es de dificultad moderada (acceso estrecho y profundo) y las geometrías de los cordones de soldadura son regulares y largas. Estas uniones pueden ser realizadas y repasadas por una máquina portable desde el interior de la VV. Por lo tanto, en este caso los requisitos de flexibilidad de posicionamiento son bajos y los requisitos de rigidez dependen del proceso de mecanizado. Tanto para la pared interior como para la pared exterior el sistema podría ser el mismo, o de arquitectura similar, si bien en el caso de la pared exterior hay que salvar la distancia entre paredes, que asciende a 750 mm en el peor de los casos. Para esta eventualidad, la literatura científica ya ha propuesto largos adaptadores [Pessi, 2007] [Wu, 2011] o carros largos con los que sujetar las herramientas.

Uniones de puertos: El acceso a las uniones entre puertos es de dificultad elevada y los cordones de soldadura cortos y complejos, con lo que se precisa una configuración muy exigente del sistema de mecanizado. Aparecen además grandes distancias entre los anclajes y las zonas a mecanizar si se intenta acceder a estas ubicaciones desde el interior de la vasija de vacío. Por lo tanto, en este caso los requisitos de flexibilidad y capacidad de posicionamiento y orientación son altos, y los valores de rigidez exigidos por las operaciones de mecanizado “a distancia” son también altos.

Además, y como norma general en el proyecto ITER, para evitar la contaminación por impurezas, la superficie expuesta al plasma no se puede tocar una vez colocada a fin de evitar que esas impurezas pasen al plasma y afecten a la reacción de fusión. De esta forma, se han de proyectar soluciones que no impliquen el contacto con la pared interior de la VV.

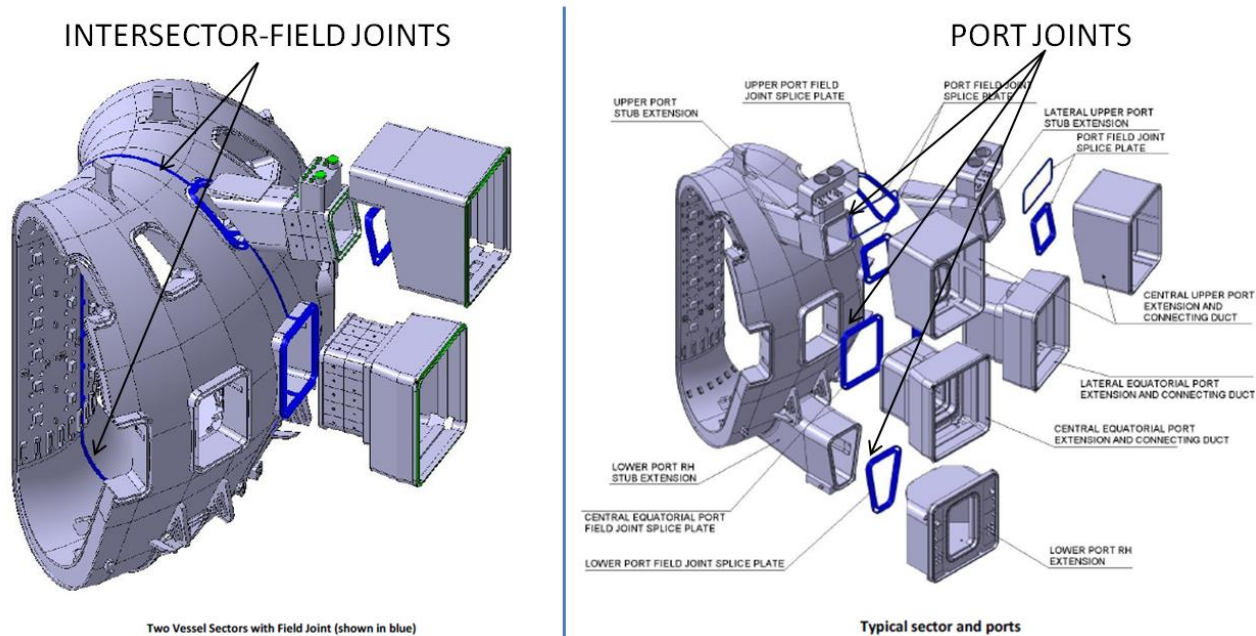


Figura 4.1 – Esquemas de las uniones entre sectores y los puertos de la vasija de ITER

2.2 Requisitos por fabricación

Dejando de lado las labores de soldadura, hay tres operaciones de mecanizado para las que se ha de proyectar una máquina portable optimizada siguiendo la metodología presentada en esta tesis. Estas operaciones son: el mecanizado de las splice plates, el mecanizado de los “biscuits” y el repaso de las soldaduras mediante mecanizado fino.

De los estudios realizados por [Wu, 2011], podemos extraer los requisitos de estas operaciones de mecanizado (Tabla.11):

Tabla 4.1: Requisitos de la fabricación en la vasija de vacío de ITER

Requisito	Valor
Precisión de la geometría mecanizada	+/- 0.1 mm
Fuerza de mecanizado máxima	3 kN
Payload del sistema de mecanizado	6 kN
Velocidad de avance (v_f)	1.2 m/min
Material de VV	Acero AISI 304

A partir de estos datos, se deducen los requisitos de rigidez de la máquina. Según los datos señalados, dado que la precisión de la geometría a obtener es de 200 μm y la fuerza máxima de 3000 N, podría decirse que el requisito de rigidez es directamente de 15 $\text{N}/\mu\text{m}$. Sin embargo, en el momento de la redacción de la presente tesis la dinámica de las operaciones

de mecanizado no ha sido definida, con lo que no queda claro si este requisito se refiere a una rigidez estática o dinámica. Por ello, sin pérdida de validez se ha optado por considerar que este requisito es de rigidez estática, dado que considerar este valor como rigidez dinámica sin detalles de la citada dinámica y realizar a partir de ahí un diseño resultaría en un ejercicio “a ciegas” que no conduciría a ningún resultado directamente aplicable. Pese a todo lo dicho, está también claro que esta asunción es muy exigente para el diseño. Por ello, se ha decidido considerar que si bien el diseño se realizará con requisitos de rigidez estática, su valor mínimo aceptable debería minorarse en la medida de lo posible y según dicta la experiencia. Por ello, pese a que todas las tareas de diseño sobre la máquina virtual se van a realizar con 15 N/ μ m como requisito se aceptará el valor de 10 N/ μ m como valor aceptable mínimo.

Hay un aspecto fundamental que hay que subrayar en este punto. La rigidez de la máquina debe demostrarse a gran distancia de los elementos de anclaje debido por una parte a la gran distancia entre estos elementos de anclaje y la pared interior y, por otra parte, a la gran distancia entre pared interior y exterior de la vasija de vacío, distancia que se cubre, por ejemplo, mediante la extensión de uno de los carros de la máquina portable. Del trabajo de [Wang, 2009] se ha extraído que esta distancia es variable pero siempre menor de 700 mm (Figura 4.2).

Por lo tanto, se pueden resumir las características principales de la máquina que se va a desarrollar:

- Acceso a zonas con alta restricción de espacio
- Sistema de control y visión remota
- Proceso de soldadura Narrow Gap TIG (NGT)
- Proceso de fresado en 5 ejes
 - Desbaste
 - Acabado

- Cordones de soldadura y operaciones de mecanizado situadas a una distancia aproximada de 700 con respecto a los anclajes.
- Aunque la máquina se emplee en principio para un tipo de acero inoxidable concreto, se va a emplear la metodología para desarrollar una máquina portable de amplio espectro y que cubra operaciones sobre los materiales de ingeniería más comunes: aceros convencionales y aluminio.

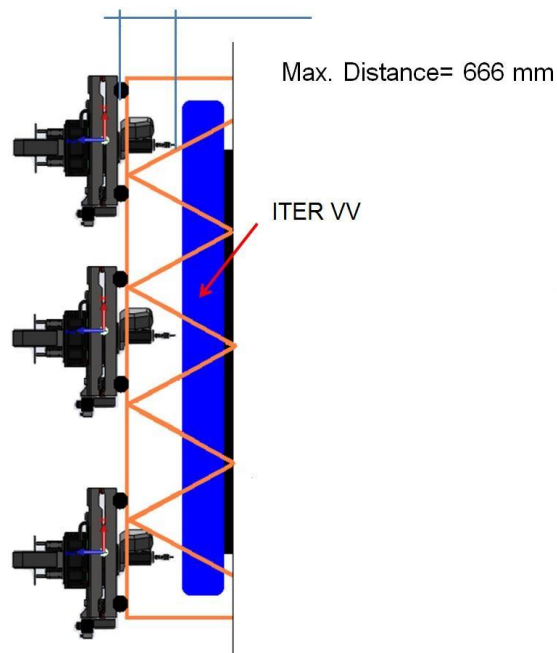


Figura 4.2 – Distancia entre la máquina portable y la pared interior de la vasija de ITER

3 APLICACIÓN EN EL DESARROLLO DE LA MÁQUINA PORTABLE

Para poder llevar a cabo los trabajos descritos y bajo los requisitos indicados, se ha desarrollado de un sistema de soldadura y, sobre todo, mecanizado portable optimizado para rigidez a grandes distancia

3.1 La máquina portable

La máquina propuesta y analizada en la presente tesis es una fresadora en miniatura de cinco ejes, con cinemática serie. Se ha seleccionado esta arquitectura cinemática porque potencialmente presenta un comportamiento de rigidez más homogéneo en las distintas direcciones del espacio.

Por la selección del cabezal y la solución estructural que se se la dado, la máquina puede realizar operaciones de taladrado y fresado, tanto en desbaste como en acabado, aunque se ha diseñado para responder a las necesidades de mantenimiento ya expuestas en la vasija de vacío de ITER.

La máquina tiene un tamaño de 1200 x 1200 x 1200 mm, y un volumen de trabajo de 300 x 300 x 220 mm con los ejes A y C entre -40° y 100° y entre 0 y 420° , respectivamente. Los ejes A y C se encuentran en configuración twist, con lo que es de facto una máquina fresadora en configuración 3+2 (Figura 4.3).

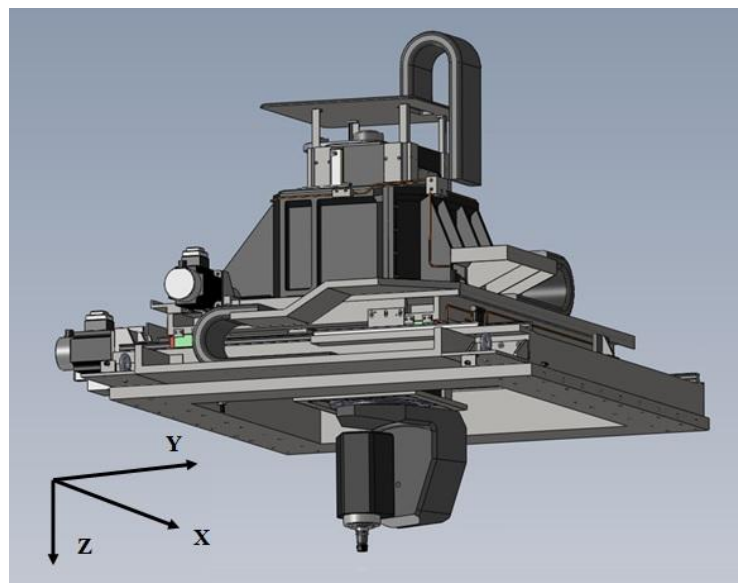


Figura 4.3 – Diseño conceptual de la máquina portable objeto de estudio

3.2 Estudio comparativo de tipos de guiado

Para los ejes lineales internos, la máquina portable se ha solucionado de forma convencional, empleando motores servo acoplados a un sistema de husillo y tuerca. Los carros móviles estarán guiados por un sistema de patines. En cuanto a la estructura, a partir de la solución cinemática seleccionada se van a crear dos marcos cerrados para uniformizar la rigidez en todas direcciones. Para maximizar este objetivo, el de tener una rigidez uniforme en todas direcciones se van a aprovechar las posibilidades de la virtualización para realizar un estudio comparativo de guiados, estudio que resulta muy simple de acometer dado que únicamente tenemos que cambiar la localización de las ligaduras y las rigideces de los contactos.

3.2.1 Estudio comparativo de tipos de guiado

El objetivo final consiste en obtener una máquina portable cuya rigidez sea relativamente similar en todo el volumen de trabajo. Para lograr este fin, surge la incógnita de cuál es la configuración para el guiado del barrón más adecuada. Surgen pues tres alternativas posibles, de entre las cuales se desea elegir una, antes de continuar con el diseño. Por tanto, el objetivo inmediato consiste en seleccionar el tipo de guiado del barrón entre tres configuraciones posibles, de manera que la máquina tenga un valor de rigidez lo más homogéneo posible en el volumen de trabajo.

A continuación se presentan las tres configuraciones posibles (Figura 4.4):

- Configuración 1: tres hileras con dos patines cada una (seis patines en total). Cada patín tiene rigidez frontal y lateral. En cada dirección el patín tiene rigidez en ambos sentidos (tracción y compresión).
- Configuración 2: partiendo de la alternativa 1, se elimina una de las tres hileras (cuatro patines en total).
- Configuración 3: se utilizan patines tipo RUS, con rigidez en una única dirección (frontal) y en un único sentido (compresión). Se utilizan 16 patines de este tipo.

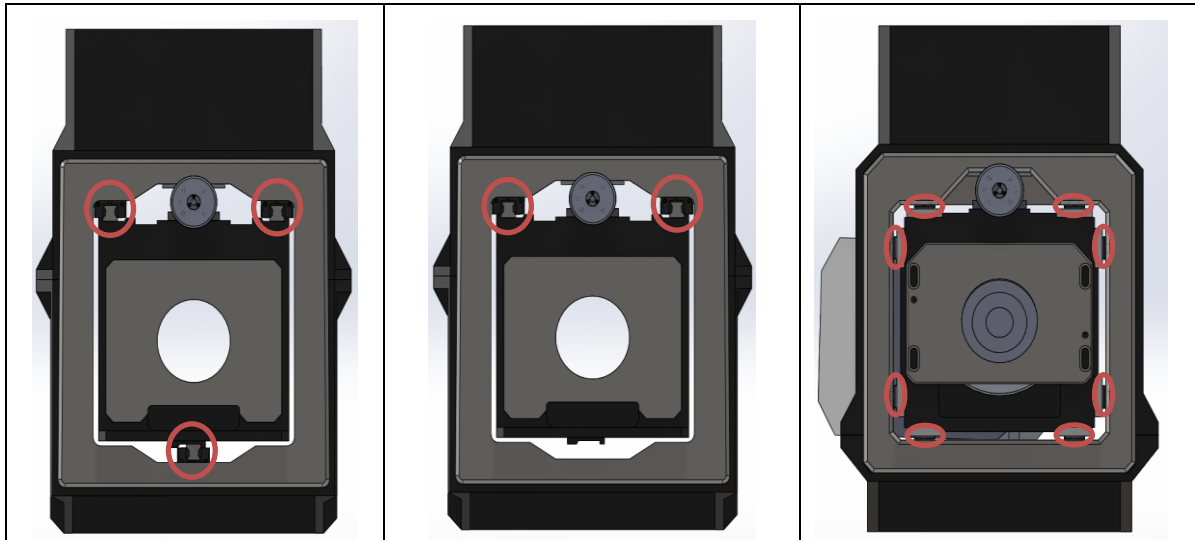


Figura 4.4 – Vista de las tres alternativas de guiado estudiadas

Como el objetivo inmediato consiste en determinar el tipo de guiado del barrón, solamente se han modelizado el barrón, el carro y los correspondientes guiados. Además, por cada configuración, se han modelizado dos posiciones relativas entre el barrón y el carro, las dos posiciones extremas del barrón (sacado y metido). Recordemos que el objetivo es una rigidez importante con el barrón en su punto extremo exterior.

Para obtener la rigidez, se ha empleado el método de los elementos finitos, siendo el preprocesador y postprocesador MSC/Patran, y el procesador MSC/Nastran.

Para elaborar los modelos de elementos finitos se han empleado elementos cuadráticos sólidos tipo tet10. Los patines y las tuercas se han simulado con su rigidez equivalente. Con el fin de realizar una comparación válida, todas la rigideces se han considerado con un valor de $1e8$ [N/m], característico de patines y tuercas de dimensiones muy pequeñas.

Es importante remarcar que los patines tipo RUS se simulan como muelles que tienen rigidez en una única dirección y ambos sentidos. Esta hipótesis solamente será cierta siempre y cuando no se supere la precarga de montaje del patín.

Por otro lado, se ha considerado que el material del carro y del barrón es fundición gris EN-GJL-250. El resto de elementos (husillo de diámetro 16[mm], soportes y guías) se han considerado de acero (Tabla 24).

Tabla 4.2: Propiedades mecánicas de los materiales empleados.

Material	EN-GJL-250	Acero
E [Pa]	1,03E11	2E11
ν	0,26	0,3

En los modelos de las tres configuraciones se ha considerado que la punta de herramienta está equidistante con respecto al barrón. Estas cotas se han tomado de manera aproximada atendiendo al cabezal real.

Para realizar una comparación válida, la única diferencia entre los modelos de las tres alternativas, debe estar en los patines del barrón (elemento que se desea determinar con los presentes cálculos). Esta premisa se cumple entre las dos primeras alternativas, no siendo cierta para la tercera. Es decir, el carro de la tercera alternativa es algo diferente, presentando algo más de masa (siendo de esperar una mayor rigidez).

En la Figura 4.5 se presenta una imagen de uno de los modelos de cálculo realizados.

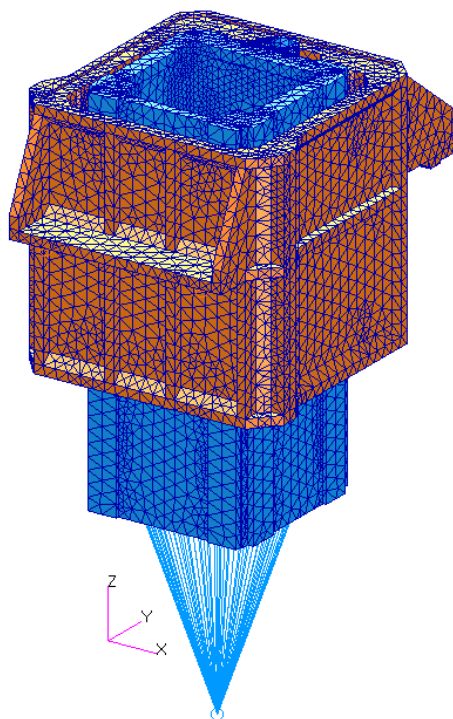


Figura 4.5 – Modelo de elementos finitos de la configuración 3.

3.2.1.1 Configuración de 6 patines

A continuación se muestran los resultados obtenidos en ambas posiciones de cálculo para la configuración de seis patines:

Tabla 4.3: Rigidez [N/μm] – 6 patines

	Rigidez X	Rigidez Y	Relación X/Y	Rigidez Z
Barrón sacado	3,3	6,0	1,8	34,3
Barrón metido	5,5	10,8	2	35,5
Relación metido/sacado	1,7	1,8		1

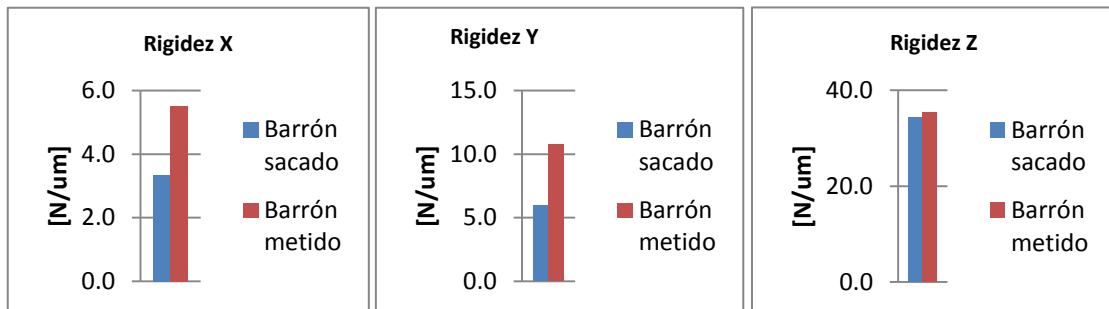


Figura 4.6 – Valores de rigidez en dos posiciones – 6 patines

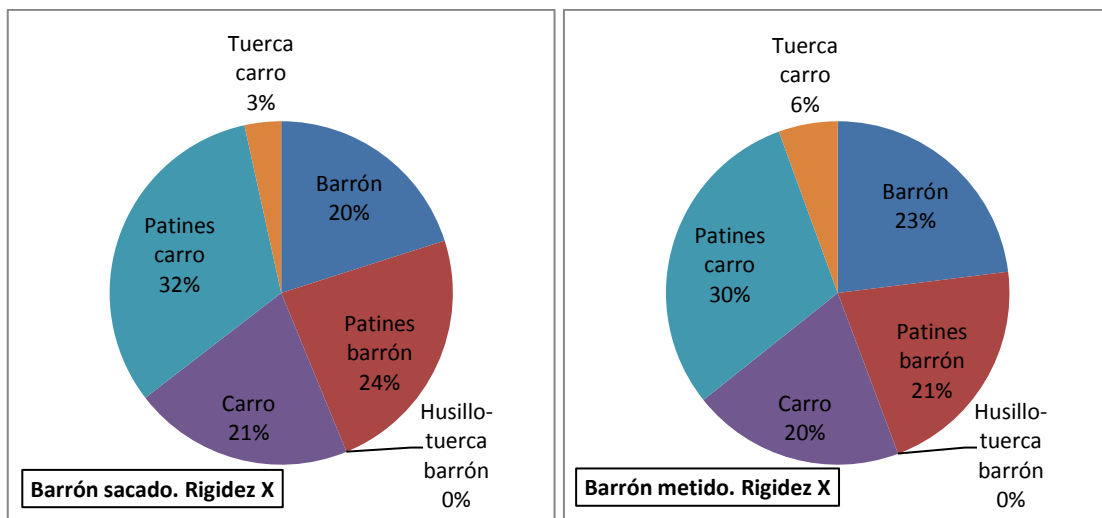


Figura 4.7 – Contribuciones a la elasticidad en X – 6 patines

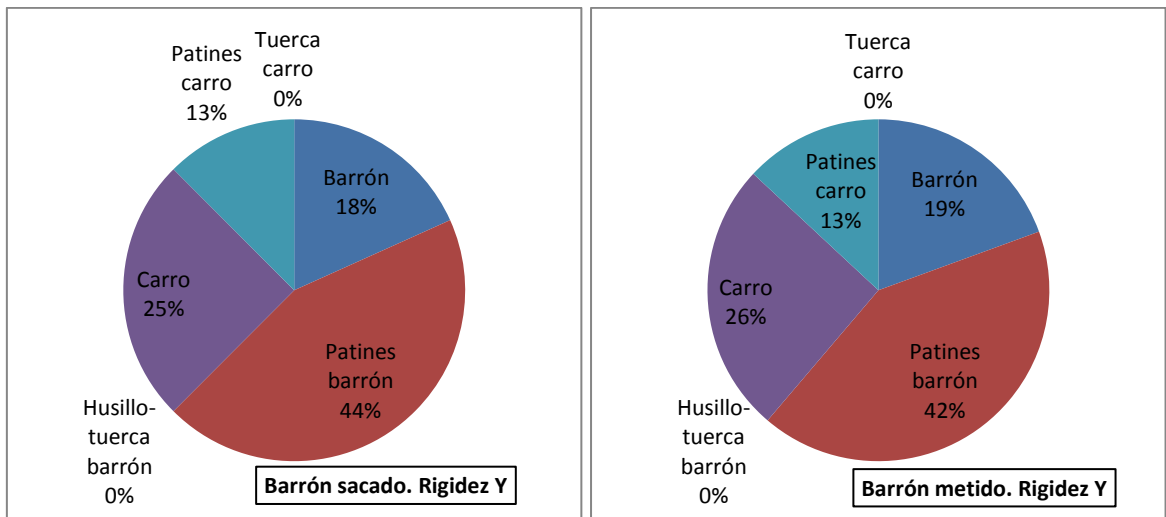


Figura 4.8 – Contribuciones a la elasticidad en Y – 6 patines

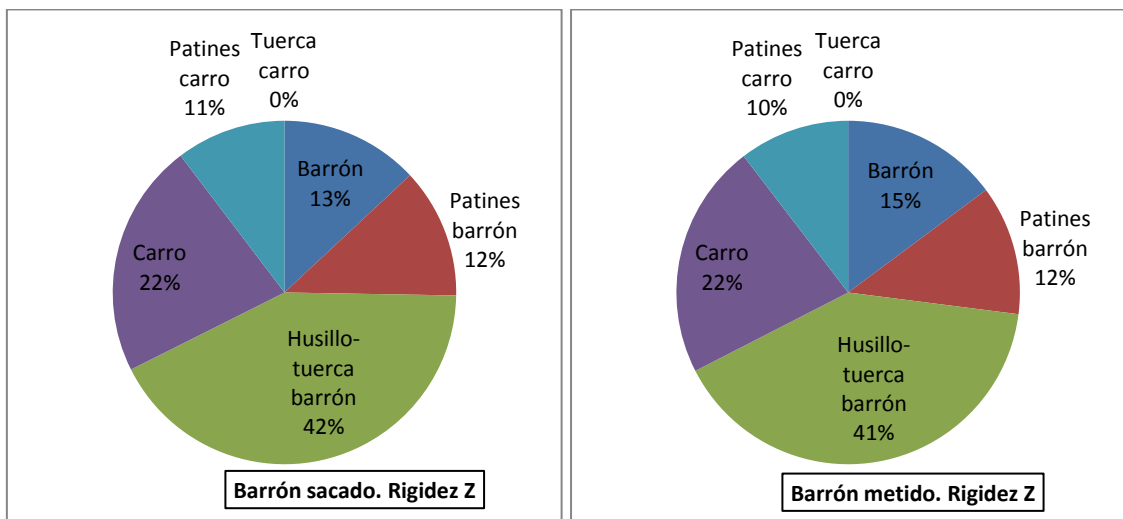


Figura 4.9 – Contribuciones a la elasticidad en Z – 6 patines

Al analizar la posición en la que el barrón se encuentra es su posición de máximo voladizo, se obtiene un valor de rigidez en X de 3.3 [N/μm]. Este valor de rigidez es muy bajo y además en su cálculo no se ha considerado toda la estructura. Es decir, si se calculara la rigidez con un modelo completo de máquina, se obtendría una rigidez todavía inferior. Por todo ello se va a tratar de aumentar este valor. Para ello, se actúa sobre los patines por ser estos los elementos que tienen una mayor contribución a la flexibilidad del conjunto. Realizado esto, se podría proponer una nueva mejora en la que se trate de rigidizar el nuevo componente que tenga una mayor contribución. Este estudio se realiza con el barrón totalmente fuera del carro.

Tabla 4.4: Resumen de la rigidez [N/μm] – 6 patines mejorado

	Rigidez X	Rigidez Y	Relación X/Y	Rigidez Z
Original: Patines 1E8 (N/μm)	3,3	6,0	1,8	34,3
Mejora 1: Patines 1E9 (N/μm)	6,8	12,2	1,8	42,5
Mejora 2: Mejora 1 + Todo acero	10,3	19,7	1,9	53,7

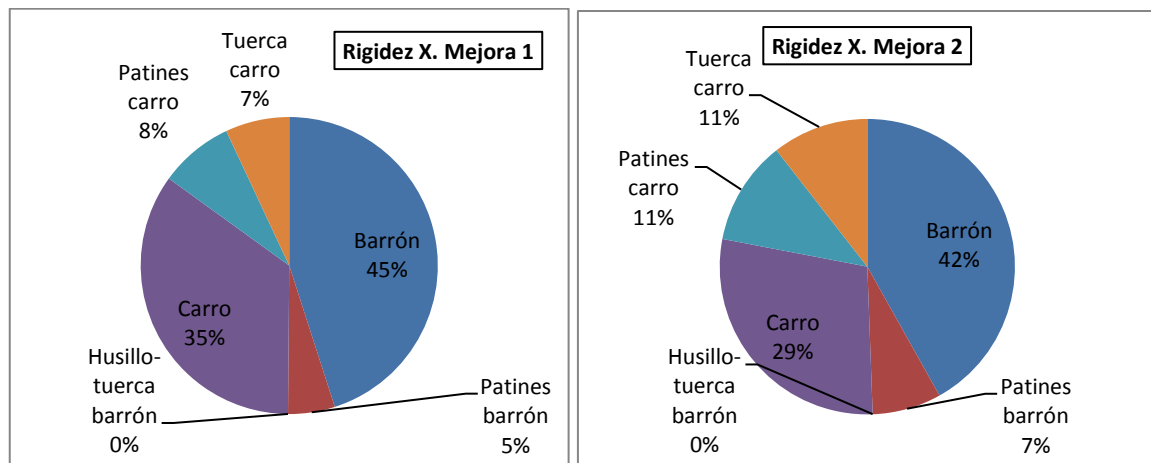


Figura 4.10 – Contribuciones a la elasticidad en X (6 patines mejorado)

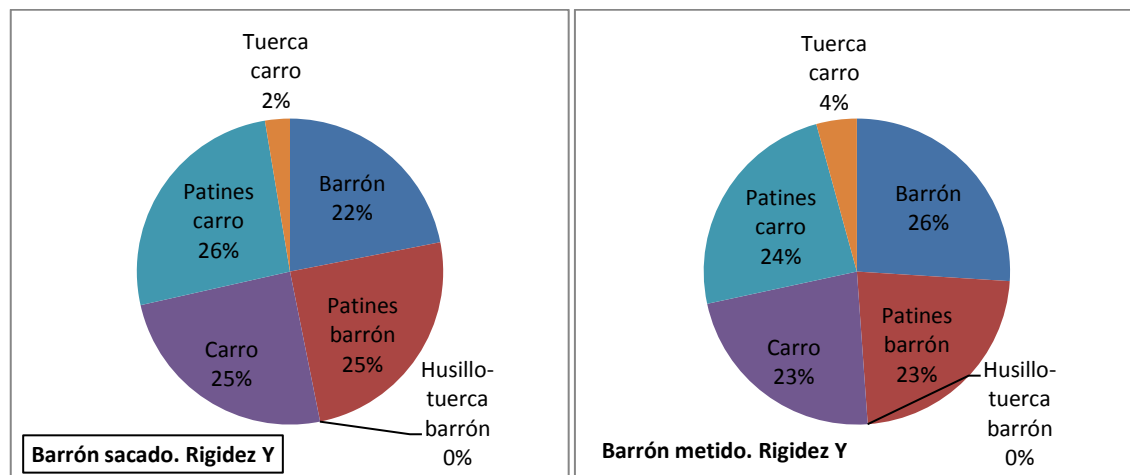


Figura 4.11 – Contribuciones a la elasticidad en Y (6 patines mejorado)

3.2.1.2 Configuración 2: guiado con cuatro patines

A continuación se muestran los resultados obtenidos en ambos posiciones de cálculo para la configuración de cuatro patines:

Tabla 4.5: Resumen de la rigidez [$N/\mu m$] – cuatro patines

	Rigidez X	Rigidez Y	Relación X/Y	Rigidez Z
Barrón sacado	2,5	5,2	2,1	32,6
Barrón metido	4,2	9,3	2,2	35,6
Relación metido/sacado	1,7	1,8		1

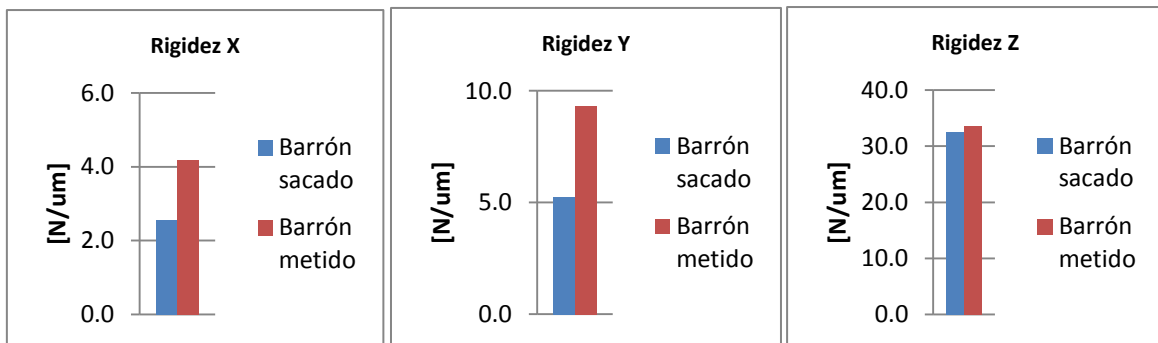


Figura 4.12 – Valores de rigidez en dos posiciones – Configuración 4 patines

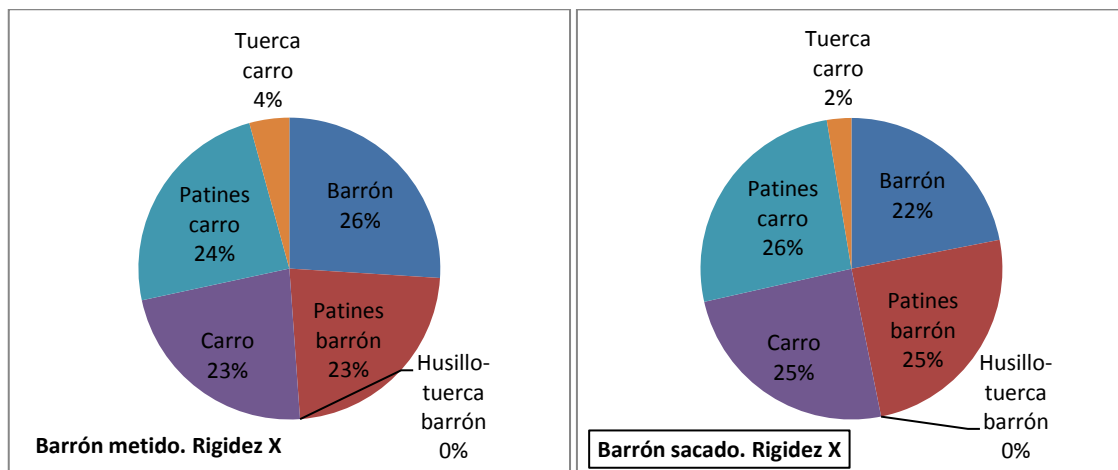


Figura 4.13 – Contribuciones a la elasticidad en X en dos posiciones – 4 patines

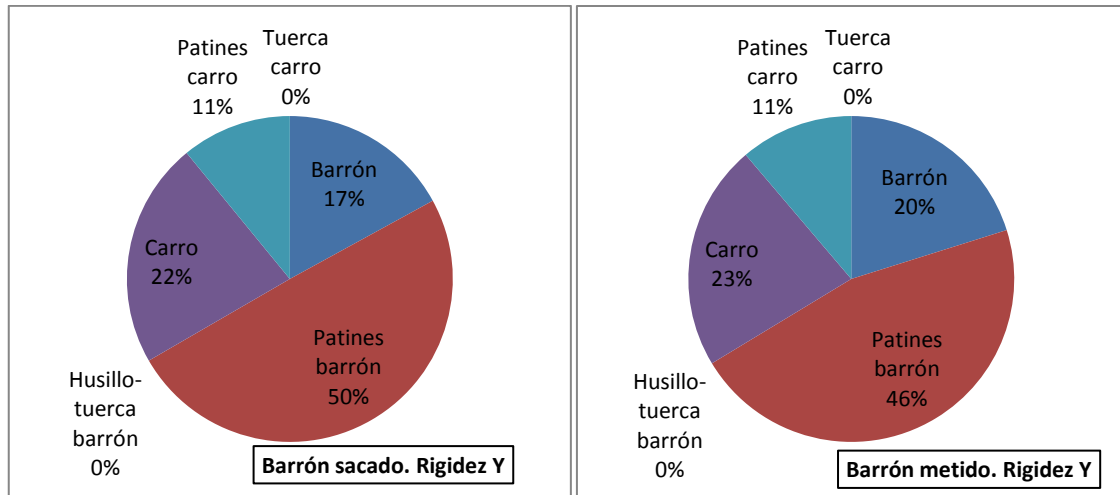


Figura 4.14 – Contribuciones a la elasticidad en Y en dos posiciones – 4 patines

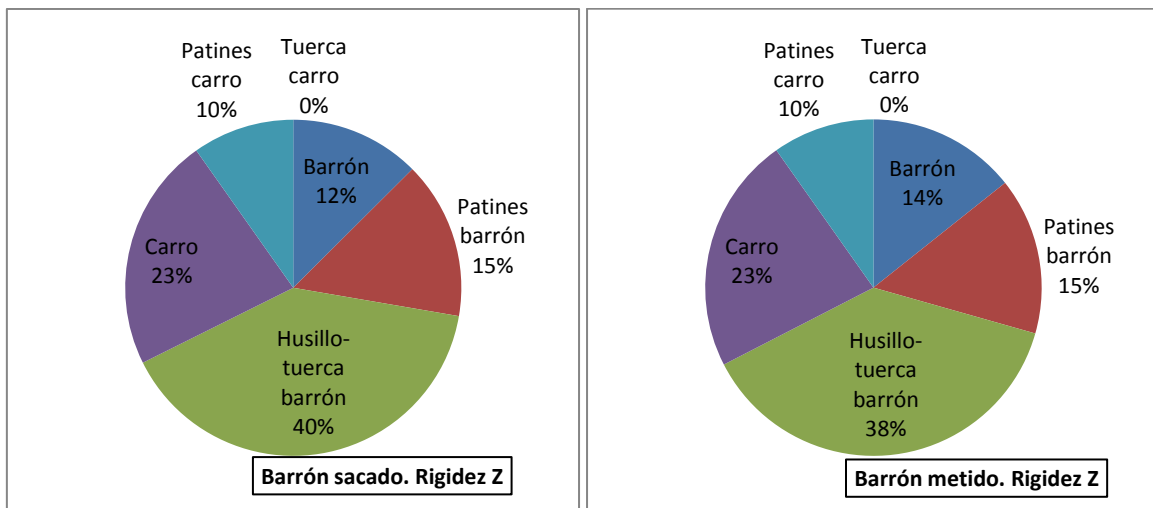


Figura 4.15 – Contribuciones a la elasticidad en Z en dos posiciones – 4 patines

3.2.1.3 Configuración 3: guiado con patines RUS

A continuación se muestran los resultados obtenidos en ambas posiciones de cálculo para la configuración de cuatro patines:

Tabla 4.6: Resumen de la rigidez [N/μm] – patines RUS

	Rigidez X	Rigidez Y	Relación X/Y	Rigidez Z
Barrón sacado	3,8	8,7	2,3	39,6
Barrón metido	6,7	16,0	2,4	41,4
Relación metido/sacado	1,8	1,8		1

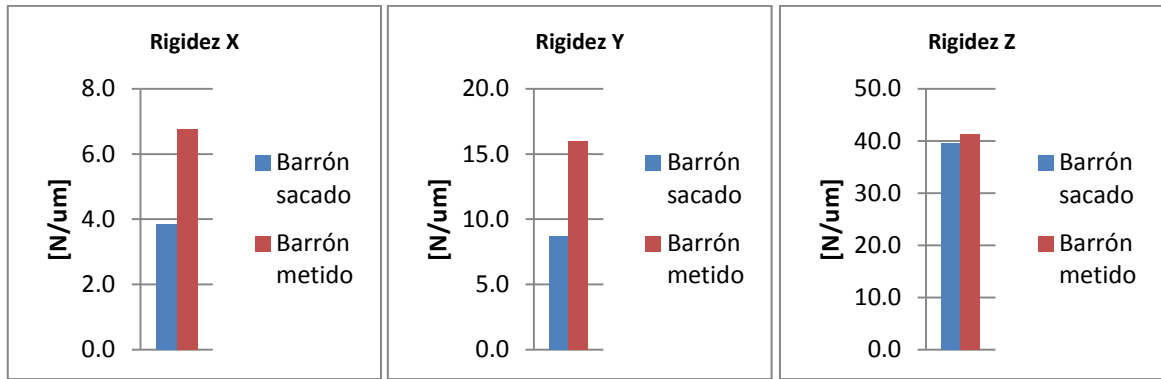


Figura 4.16 – Valores de rigidez en dos posiciones – Configuración patines RUS

A la vista de los datos de contribución anteriores (barrón sacado, rigidez X) y con el fin de aumentar la rigidez en X del conjunto se van a mejorar los patines del carro:

Tabla 4.7: Resumen de la rigidez [N/μm] – Patines RUS mejorado

	Rigidez X	Rigidez Y	Relación X/Y	Rigidez Z
Original: Patines 1E8 (N/μm)	3,8	8,7	2,3	39,6
Mejora 1: Patines 1E9 (N/μm)	6,2	10,4	1,7	44,2

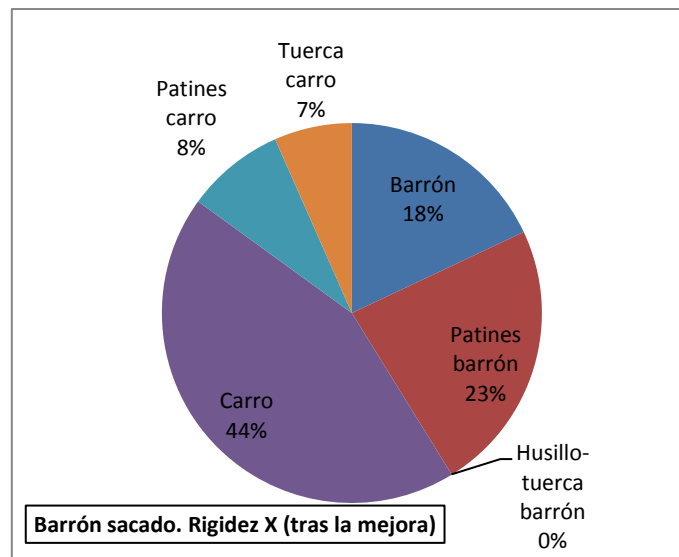


Figura 4.17 – Contribuciones a la elasticidad en X – patines RUS mejorado

El objetivo del análisis consistía en determinar la configuración más adecuada para el guiado del barrón. Es cierto que los valores obtenidos están condicionados por ciertos parámetros del modelo (guiados de muy baja rigidez), pero en cualquier caso todo apunta a que se debe trabajar con el objetivo de aumentar la rigidez, principalmente en la dirección X. A modo de resumen se enumeran las principales conclusiones obtenidas del cálculo:

- Es necesario aumentar la rigidez en X de la máquina.
- Es conveniente hacer un modelo de máquina completa para obtener las rigideces reales. Este modelo debe contener patines reales.
- No se debe permitir que los guiados sean los elementos que tengan una mayor contribución a la flexibilidad total de la máquina.
- Dadas las pequeñas dimensiones de la máquina y las limitaciones de masa, sería interesante que los fundidos fueran de un material de alto módulo elástico (emplear fundición nodular y mejor todavía, emplear acero colado).
- La configuración de guiado que proporciona mejores resultados es la de patines RUS.
- La configuración de patines RUS parece ser la configuración más simétrica y equilibrada.

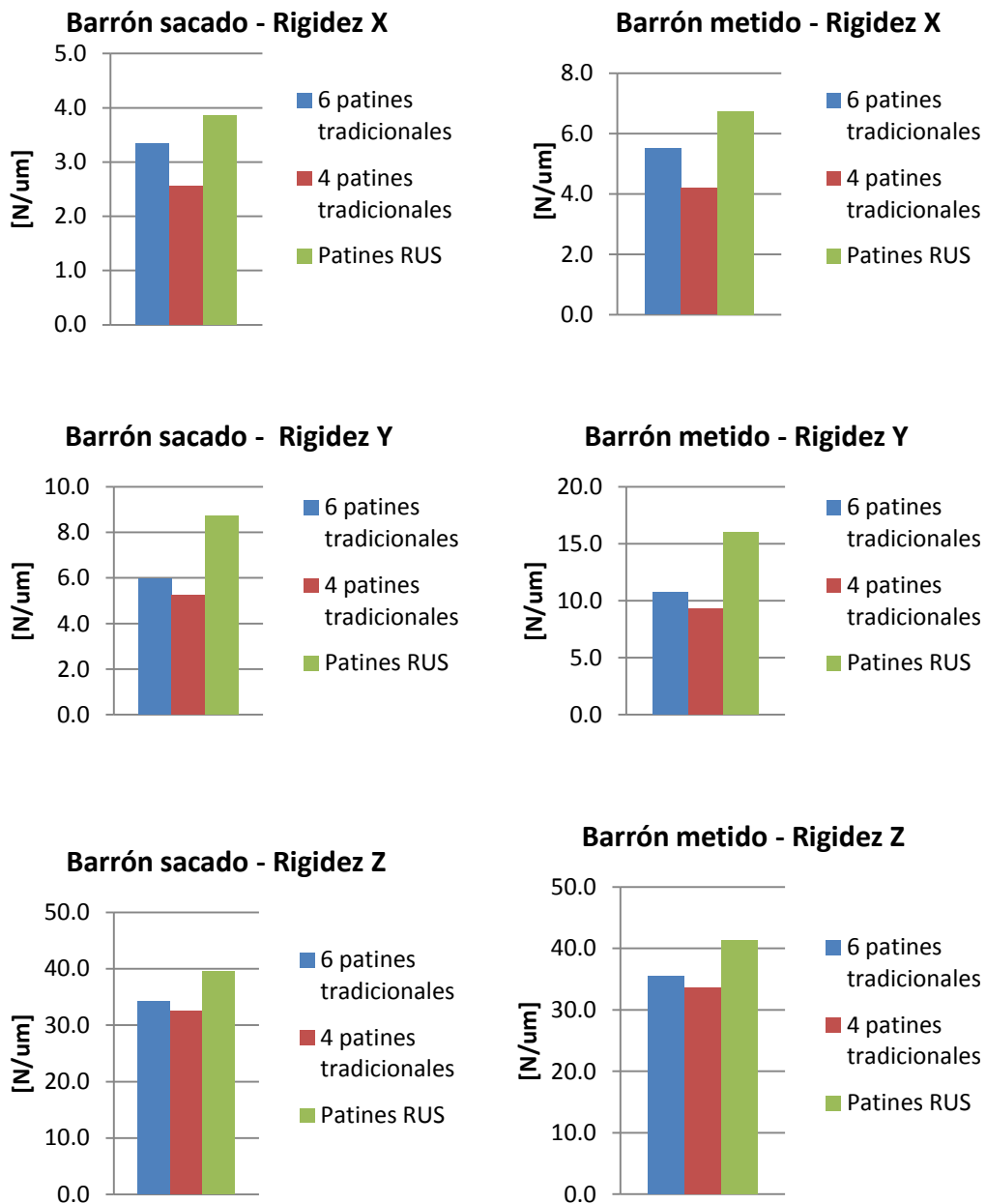


Figura 4.18 – Comparación de las tres configuraciones – Rigidez $[N/\mu m]$

3.3 Estructura

En el presente apartado se resumen la solución estructural y los cálculos realizados para determinar la rigidez de la máquina portable en base a un diseño de máquina obtenido mediante el proceso de diseño tradicional. Como punto de partida, se han empleado el análisis comparativo para tratar de elegir el guiado del barrón más de adecuado, los cálculos iniciales de rigidez de un diseño inicial de carros móviles y la selección del guiado óptimo de tales carros móviles.

El diseño de carros ya presentado se ha completado con dos marcos inferiores de soporte, a fin de poder crear la ventana a través de la que actúa el cabezal de mecanizado y poder situar los accionamientos y guiados X e Y de la máquina. Se trata de dos estructuras cuadradas creadas con elementos de pared delgada que presentan una abundante nervadura rigidizadora. El marco o base inferior puede apreciarse en las siguientes imágenes.

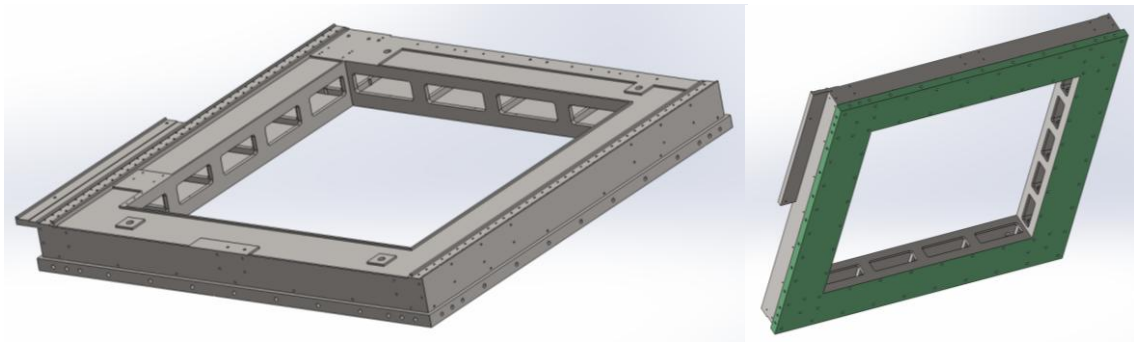


Figura 4.19 – Modelo CAD del marco inferior

Sobre esa base, se ha realizado el diseño estructural que se aprecia en la próxima figura, donde se ha integrado el sistema de carros móviles que se ha presentado en el punto anterior.

El diseño presentado debe ser estudiado desde el punto de vista de rigidez, para poder juzgar la efectividad del proceso de desarrollo convencional y poder luego compararlo con un proceso de mejora del diseño basado en técnicas virtuales.

Para obtener la rigidez, se ha empleado el método de los elementos finitos, mediante los preprocesadores Hypermesh y MSC/Patran, el procesador MSC/Nastran y el postprocesador MSC/Patran. Para elaborar los modelos de elementos finitos se han empleado elementos cuadráticos sólidos tipo tet10.

Los patines y las tuercas se han simulado con su rigidez equivalente. Dado que en este estado del diseño puede que aún no se hayan elegido los componentes comerciales exactos de los que constará la máquina, se han considerado valores de rigidez aproximados en función del tamaño. Los patines tipo RUS se simulan como muelles que tienen rigidez en una única dirección y ambos sentidos. Esta hipótesis solamente es cierta siempre y cuando no se supere la precarga de montaje del patín. A continuación, se muestra una tabla con los valores de rigidez considerados.

Tabla 4.8: Rigideces de los elementos comerciales.

Componente		Rigidez (N/m)
Patines del barrón RUS (19105-KS)		8E8
Patines de carro y marco	Frontal	5E8
	Lateral	4E8
Tuerca (diámetro 20 mm, paso 5 mm)		4,3E8

El material del carro, del barrón y de los carros es fundición nodular EN-GJS-350-22. El resto de elementos (husillo de diámetro 20[mm], soportes, guías y marcos) se han considerado de acero.

Tabla 4.9: propiedades mecánicas de los materiales empleados.

Material	EN-GJL-250	Acero
E [Pa]	1,03E11	2E11
ν	0,26	0,3
ρ [Kg/m ³]	7100	7850

En el modelo no se ha considerado el cabezal y en su defecto se ha introducido un elemento rígido RBE3. La punta de herramienta se ha posicionado de manera aproximada atendiendo a las dimensiones del cabezal real (centrado respecto al barrón y a una distancia de 320mm desde su superficie). En el modelo creado, el carro se encuentra extendido en su posición inferior, lo que deja a la punta de la herramienta a unos 666 mm del plano de anclaje sito en el marco inferior. Esta configuración o posición del carro es la que minimiza la rigidez dado que es la que presenta mayor voladizo entre la punta de herramienta y el plano de anclaje. No se ha representado el conjunto del cabezal, los ejes rotativos, portaherramientas, pinza y herramientas porque de cualquier modo no son componentes susceptibles de una optimización o mejora mediante el método de virtualización. Al no haber representado estos elementos, el modelo FEM obtenido es ligeramente más rígido que el real, lo que debe tenerse en cuenta a la hora de valorar los resultados de rigidez obtenidos durante el proceso de análisis.

Las condiciones de contorno que se han impuesto en el modelo han consistido en la restricción del desplazamiento de los nodos de la superficie inferior del marco inferior, en la zona de las esquinas, lo que representa un anclaje sólido sobre la pieza o sobre una estructura exterior órdenes de magnitud más rígida que la máquina. A continuación se presentan una imagen del modelo de elementos finitos de la máquina, a partir del modelo CAD obtenido mediante las técnicas de diseño tradicionales (Figura 4.20).

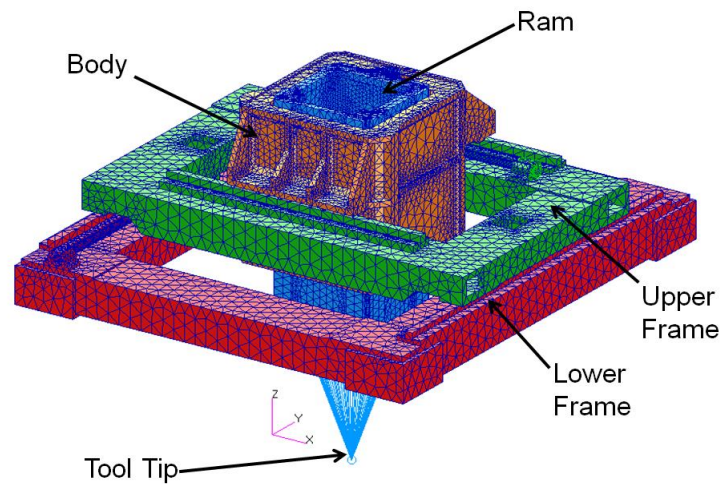


Figura 4.20 – Modelo de elementos finitos de la máquina portable.

La forma más simple de obtener una idea de la rigidez del modelo, y de la máquina que representa, consiste en someter el modelo a fuerzas unitarias aplicadas en la punta de la herramienta en las tres direcciones cartesianas. Una vez deformada la máquina, del modelo se extraen los desplazamientos del TCP, que se relacionan con la fuerza unitaria para obtener el valor de rigidez. Los valores obtenidos se han resumido en la presente tabla.

Tabla 4.10: Rigidez calculada del diseño tradicional de máquina portable [N/ μ m].

Rigidez X [N/ μ m]	Rigidez Y [N/ μ m]	Relación X/Y	Rigidez Z[N/ μ m]
9,8	13,7	1,4	73,8

3.4 Anclajes

La aplicación de la máquina portable a la vasija de ITER define los requisitos principales de los anclajes de que está dotada la máquina. Su funcionamiento automático a lo largo de la pared interior de la vasija implica que la máquina debe montarse en un sistema de raíles sobre los que avanza, movido por un accionamiento sito en la propia máquina portable. Una vez alcanzada la posición correcta para realizar el mecanizado, la máquina portable debe anclarse con un sistema extra de bloqueo, para evitar la baja rigidez equivalente del sistema de guiado sobre raíles. Con esta solución, se cubren los dos conceptos (fijo y móvil) de anclaje indirecto sobre la pieza, según se ha definido en el Capítulo 22. El concepto de guiado y soporte puede apreciarse en el siguiente esquema conceptual (Figura 4.21).

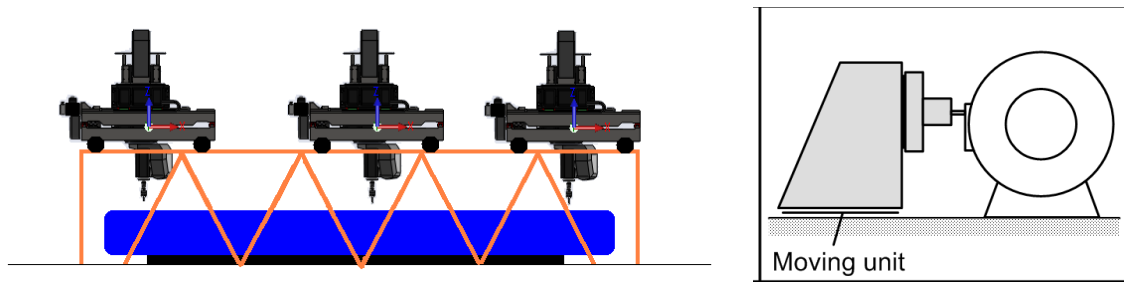


Figura 4.21 – Concepto de desplazamiento sobre estructura externa

Para ampliar la capacidad de la máquina, se la ha dotado también de distintos sistemas de anclaje directo, según definición del capítulo II. En primer lugar, la máquina puede unirse a la pieza de trabajo mediante ventosas de succión. En caso de que fuera necesario separar la unidad de mecanizado de la pieza y ganar cierta distancia de trabajo, se han proyectado unas patas que se podrían montar junto con la máquina sobre la pieza de trabajo. Las patas se han modelizado mediante elementos finitos de cara a integrarlas en el modelo virtual de la máquina portable y tener en cuenta su efecto sobre la rigidez total de la máquina.

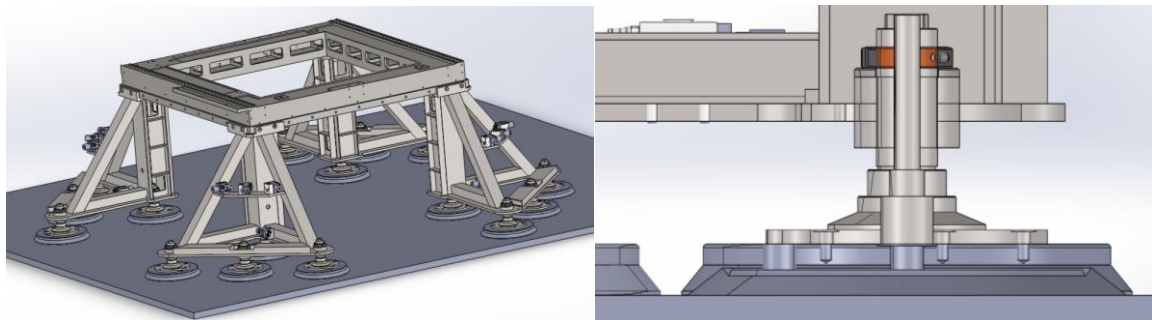


Figura 4.22 – Ejemplo de pata con ventosa y aplicación en la máquina portable

Se usen o no las patas proyectadas, la interfaz entre la máquina portable y la pieza la realizarían en este caso unas ventosas de vacío. Estas ventosas se han caracterizado experimentalmente con vistas a definir su rigidez axial y lateral. Con los valores obtenidos, las ventosas se pueden representar en un modelo de elementos finitos como elementos flexibles (muelles) de rigidez conocida. Las ventosas empleados son de la marca Schmalz, de las que se han estudiado los siguientes modelos:

- SAXM 115 ED 85: Las ventosas SAXM funcionan mejor que ninguna sobre superficies húmedas y pueden trabajar sobre superficies curvas pues su propia elasticidad les permite la adaptación a superficies irregulares.

- SAF 115-125-250 (se indica mediante el número el diámetro exterior de la ventosa). Las ventosas SAF se han diseñado preferentemente para superficies secas.
- SPU – 250. Las SPU trabajan con dificultad sobre superficies curvas, pero tienen una pieza de metal que hace que sean relativamente más rígidas que el resto.



Figura 4.23 – Las distintas ventosas estudiadas

Para la determinación experimental de la rigidez, se ha diseñado, fabricado y empleado un útil que permite situar las ventosas y someterlas a fuerzas conocidas generadas mediante el peso de unas pesas calibradas. Una vez deformada la ventosa, el desplazamiento de un punto conocido es medido mediante unos relojes comparadores. De esta forma, con distintos pesos, se puede obtener una serie de datos que relacionan fuerza y deformación, de donde se infiere la rigidez. Se han medido los desplazamientos en dos puntos: por un en el propio punto de la aplicación de la fuerza, que coincide con el punto de anclaje de la ventosa con a estructura de la máquina; por otro lado, un punto a cierta distancia del primero de forma que el brazo de palanca permita amplificar los desplazamientos e informar acerca del giro de la base, para el caso en que la ventosa no se instale articulada sino empotrada en la estructura. El útil y la técnica de medida se han representado en el siguiente esquema (Figura 4.24):

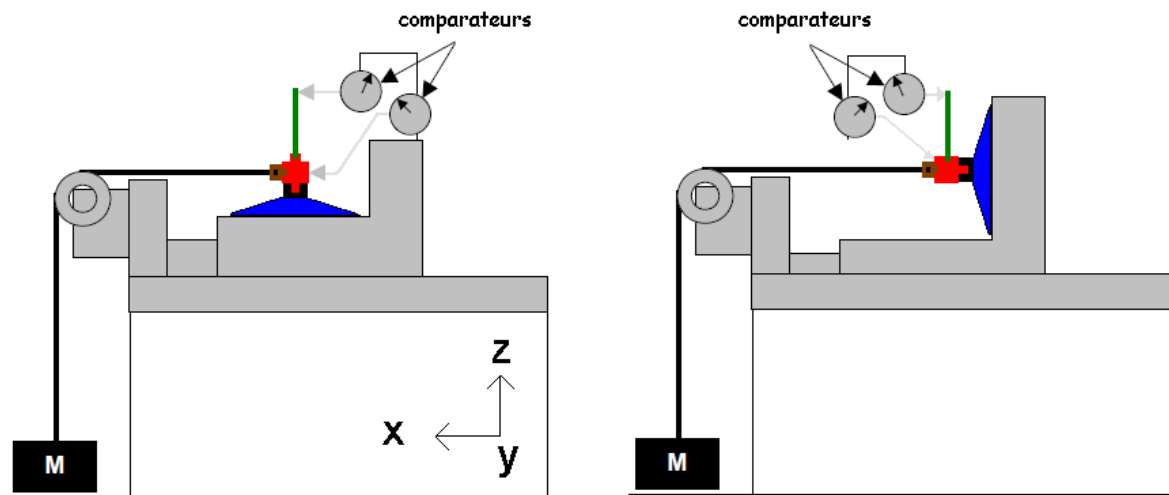


Figura 4.24 – Esquema del experimento de determinación de la rigidez de las ventosas.

Los resultados de rigidez normal y lateral de cada tipo de ventosa estudiada pueden apreciarse en las siguientes imágenes:

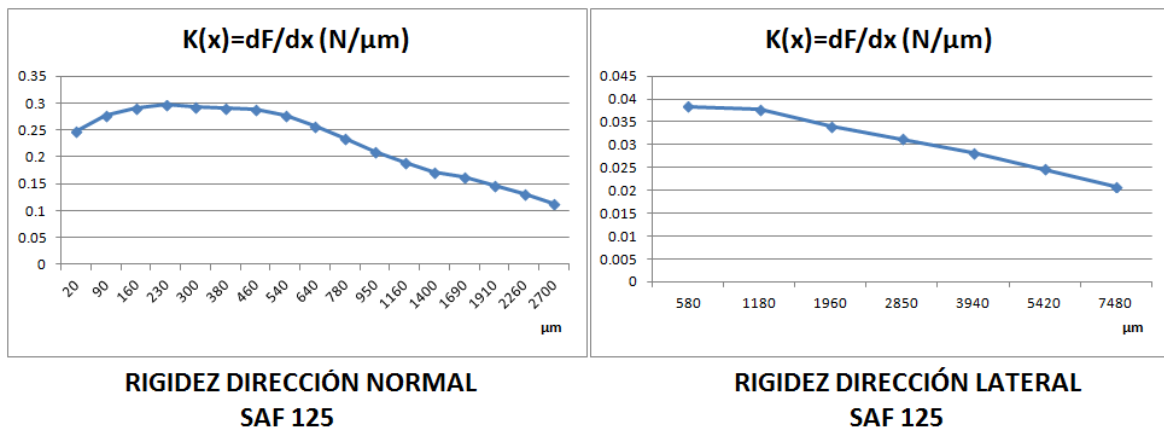


Figura 4.25 – Resultados de rigidez de la ventosa SAF 125

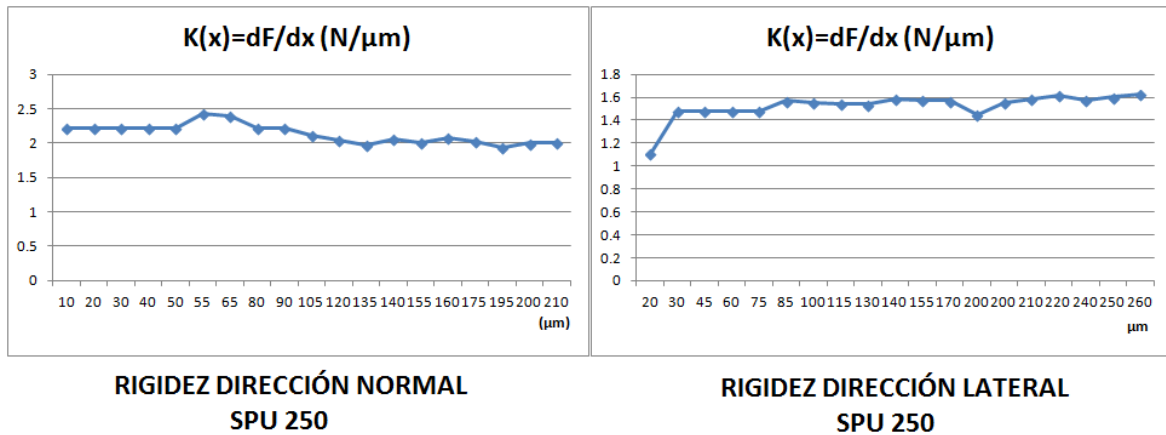


Figura 4.26 – Resultados de rigidez de la ventosa SPU 250

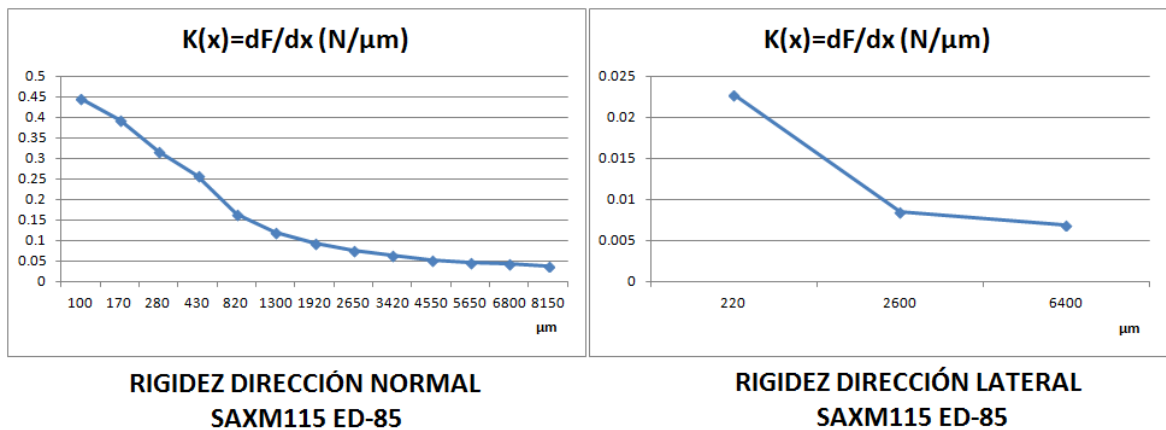


Figura 4.27 – Resultados de rigidez de la ventosa SAXM115 ED-85

Con vistas a servir como anclaje de máquina, las pruebas experimentales han mostrado claramente que dos ventosas eran inapropiadas para esta aplicación: los modelos SAF y SAXM son demasiado flexible, dos órdenes de magnitud por debajo de la propia máquina. La ventosa SPU resulta mucho más satisfactoria para los requisitos de nuestra máquina y nuestra aplicación. Su núcleo de metal es más eficaz a la hora de resistir esfuerzos. En cuanto a la integración en una estructura de máquina, se ha de crear una pieza intermedia para hacer la conexión entre la ventosa y la estructura, sea esta una pata como las descritas o la estructura de los marcos inferiores. Esta pieza intermedia aumenta la rigidez y permite el paso de un tubo de aspiración de aire y un tapón de sellado. También permite el fácil acceso gratuito a un tapón de seguridad para quitar la ventosa en cualquier momento si es necesario (en rojo en la Figura 4.28).

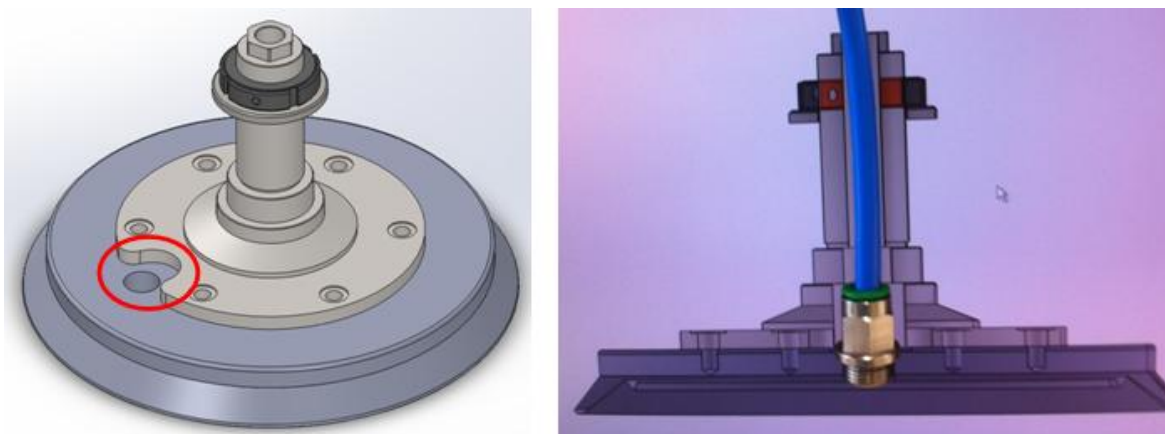


Figura 4.28 – Integración de los elementos de vacío y aspiración en una pata

Se incluye a continuación la información acerca del sistema SPU-250 finalmente seleccionado para la máquina portable (Figura 4.29).

Type	Dimensions en mm*												
	d	d2	Ds	G1	G2	G3	H	H1	L1	LG1	LG2	LG3	Z (Levée)
SPU 100 G1/4-IG	22	60	100	G1/4"-F	-	-	25,0	26,0	-	13,0	-	-	7
SPU 125 G1/4-IG	22	83	125	G1/4"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,0	22,0	13,0	14	-	7
SPU 125 G1/4-IG TV	22	83	125	G1/4"-F	G1/4"-M	G1/8"-F	25,0	62,0	22,0	13,0	36	7	7
SPU 125 G1/4-IG AE	22	83	125	G1/4"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,0	22,0	13,0	14	-	7
SPU 160 G1/2-IG	34	113	160	G1/2"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,5	36,5	13,5	15	-	7
SPU 160 G1/2-IG TV	34	113	160	G1/2"-F	G1/4"-M	G1/8"-F	25,0	62,0	36,5	13,5	18	10	7
SPU 160 G1/2-IG AE	34	113	160	G1/2"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,5	36,5	13,5	15	-	7
SPU 210 G1/2-IG	34	163	210	G1/2"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,5	36,5	13,5	15	-	5
SPU 210 G1/2-IG B	34	159	210	G1/2"-F	G1/4"-F	-	29,0	29,5	36,5	13,5	15	-	10
SPU 210 G1/2-IG TV	34	163	210	G1/2"-F	G1/4"-M	G1/8"-F	25,0	62,0	36,5	13,5	38	10	5
SPU 210 G1/2-IG AE	34	163	210	G1/2"-F	G1/4"-F	-	25,0	26,5	36,5	13,5	15	-	5
SPU 250 G1/2-IG	34	203	250	G1/2"-F	G1/2"-F	-	25,0	26,5	76,0	13,5	15	-	7
SPU 250 G1/2-IG B	34	203	250	G1/2"-F	G1/2"-F	-	29,0	30,0	76,0	13,5	15	-	11
SPU 250 G1/2-IG TV	34	203	250	G1/2"-F	G1/2"-M	G3/8"-F	25,0	65,5	76,0	13,5	39	12	7
SPU 300 G1/2-IG	34	253	300	G1/2"-F	G1/2"-F	-	25,0	26,5	76,0	13,5	15	-	6
SPU 360 G1/2-IG B	-	309	360	G1/2"-F	G1/2"-F	-	35,0	35,5	86,0	17,0	17	-	12
SPU 400 G1/2-IG	-	349	400	G1/2"-F	G1/2"-F	-	28,5	29,0	86,0	15,5	17	-	6

*Tolérances de mesure autorisées pour les pièces en élastomère d'après DIN ISO 3302-1 M3

Figura 4.29 – Información de la ventosa SPU-250 seleccionada

3.5 Sensores

Con independencia del sistema de anclaje, las máquinas portable necesitan capacidades de interreferenciación entre la propia máquina y la pieza, dado lo indefinido o desconocido que puede resultar el entorno del TCP y el entorno de la pieza, incluso en sistemas con anclaje directo en pieza. Así pues, es necesario dotar a la pieza de sistemas sensores de la pieza y el entorno así como métodos para identificar la posición y orientación del TCP con respecto al trabajo de mecanizado que debe realizar. Es más, esta capacidad de referenciación resulta esencial para que la máquina portable cumpla con su función.

Además, las máquinas portables deben ser capaces de adaptarse y reaccionar ante un entorno cambiante con rapidez y seguridad. Ello implica gestionar los riesgos de colisión tanto con respecto a la pieza como con elementos externos a la pareja máquina pieza. [Olarra, 2014]

han presentado el desarrollo más avanzado en este sentido y los algoritmos allí descritos pueden ser integrados de forma fácil en la máquina portable analizada en la presente tesis.

Por todo ello, las máquinas portables presentan un esquema de uso muy particular. Son necesarios set-ups repetidos, y múltiples procesos de referenciación en cascada que deben realizarse de forma ágil y con mínima intervención por parte de los operarios. Los repetidos procesos de interreferenciación son necesarios para resolver los escenarios descritos en capítulos anteriores de la presente tesis como son el mecanizado distribuido/separado o incluso el mecanizado transectorial de mecanizados continuos.

Como es lógico, la interreferenciación no puede resolverse únicamente teniendo en cuenta las dimensiones y formas tanto de la máquina como de la pieza dado que esta última puede no ser definitiva, o ser directamente desconocida. Por ello, son necesarios sensores adicionales y sistemas auxiliares externos y distintos de los típicos de máquina herramienta para el reconocimiento rápido de la pieza, el proceso ágil de set-up y la gestión de las relaciones entre los sistemas de coordenadas pieza y máquina. Estos sensores adicionales ya se han discutido en capítulos previos. Pueden ser sistemas de visión, escáneres láser, palpadores de contacto o una combinación de los anteriores.

En nuestra aplicación particular, el contacto con la pared interna de la vasija de ITER debe minimizarse, con lo que no es posible emplear palpadores de contacto. Por ello, para la máquina portable se ha seleccionado un scanner láser lineal Smartray™ 710, situado cerca del TCP. Los parámetros y características básicas del sensor se pueden consultar en la Tabla 4.11:

Tabla 4.11: Características básicas del sensor de Smartray™ 710

Especificaciones técnicas	
Distancia de trabajo nominal	150 mm
Frecuencia máxima de captura	circa 500 Hz
Peso	200 g
Campo de visión @ distancia nominal	80 mm
Resolución lateral @ distancia nominal	100 µm
Resolución vertical @ distancia nominal	15 µm
Input de encoder máquina	RS-422 (AB-Channel)
Interfaces	Ethernet 100 Mbit
	4 x input 5- 24V (DC-isolated)
	2 x 24 V output (DC-isolated)

Este sensor se calibra intrínsecamente con una multitud de puntos de referencia dentro del campo de visión siguiente procedimientos propiedad de SmartRay™. Las medidas comparativas se han calibrado empleado una máquina de medir por coordenadas modelo TESA Micro-Hite 3D DCC siguiendo la norma EN ISO 10360-1, un proceso controlado en temperatura según la ISO 9022-2:2002. La posición relativa entre el sistema de coordenadas del sensor y el sistema de coordenadas máquina se debería calibrar extrínsecamente según se describe en [Che, 2000].

3.6 Solución electrónica y control

Vamos a realizar algunas precisiones acerca de cómo se conectan, gestionan y controlan los sensores específicos que precisan las máquinas portables, poniendo como ejemplo el sensor que hemos seleccionado como óptimo para nuestra máquina. La máquina portable debería ir equipada con un multiplexor de Rexroth y vamos a suponer que está equipada con un control numérico FAGOR 8070 para su gobierno. Además, en el control debería existir un PC. El PC debería disponer de una aplicación que lea las capturas del Smartray y las relacione con las lecturas de cotas del CNC, para reconstruir la superficie escaneada. El módulo DGA de Rexroth debería tener 4 salidas 1Vpp, pero también disponer de una salida AqB con niveles RS422, que podrían ser utilizadas en nuestra aplicación. El diagrama de bloques se ha resumido en la Figura 4.30:

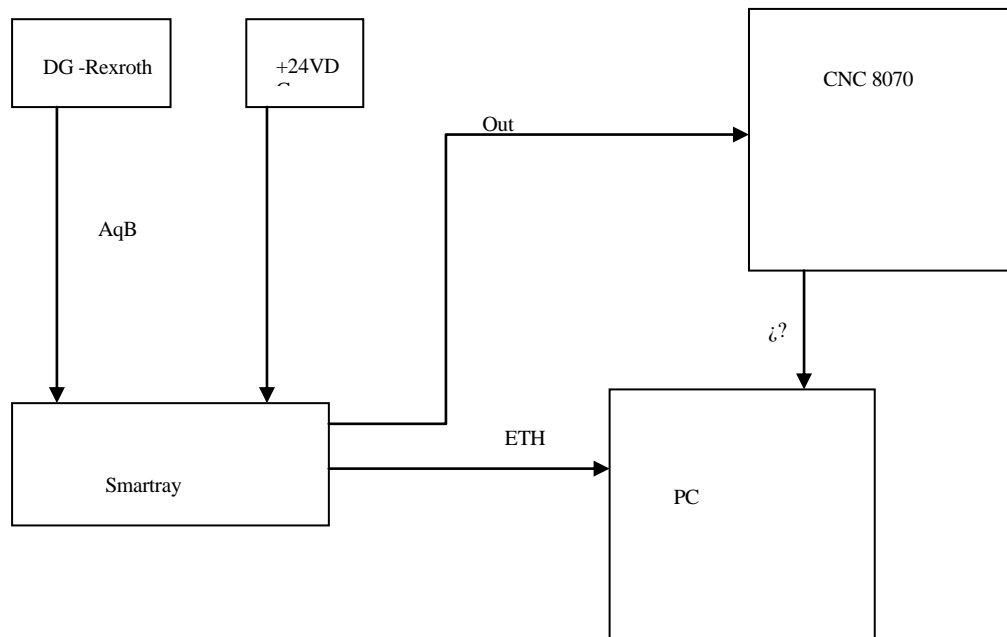


Figura 4.30 – Esquema de conexiones y comunicación del control de la máquina portable

Para alimentar estos sistemas, se deberían extraer 24V DC de la máquina. Además, esto tiene la ventaja de que se emplearía la misma referencia y no sería necesario unir los ceros. Más concretamente, la forma ideal de trabajar sería hacer capturas desde el láser y sincronizarlas con la posición leída en el CNC para poder reconstruir la superficie empleado las coordenadas máquina que fueran necesarias. Para ello, el CNC sería el que provoca el disparo del smartray, y realiza la captura cada instante. Para esta solución no es necesario llevar la señal de las reglas al sensor Smartray, únicamente hay que meter una salida del automático a una de las entradas del láser, para provocar un disparo en el mismo.

Se puede configurar el sensor para que haga una captura en el momento de recibir un pulso en una de las entradas. El modo de funcionamiento sería dar una orden de movimiento continuo a la máquina G01 X Y F y en el PLC meter una rutina en C que cada X tiempo ó X distancia guarde las cotas en una zona de memoria compartida y además provoque una salida digital para que el smartray haga a su vez una captura.

La forma de actuar dentro del PLC sería emplear una rutina en C que vaya volcando las cotas a los registros y después una aplicación en el PC que vaya vaciando esa memoria. No se espera a finalizar la captura sino que este volcado es online, de esta forma no hay peligro de superar la memoria asignada. En este caso lo importante es que la captura de las cotas XYZ se haga en el mismo instante que se genera la salida digital, puesto no existe un latcheo de las

cotas que puedan leerse en cualquier momento, sino que se registra el valor del eje en movimiento en el instante que se ejecuta la instrucción CNCRD.

En este caso no sería necesario hacer trayectorias lineales de barrido y condicionar los disparos al recorrido de un eje, porque al estar en manos del PLC se podrían condicionar a:

- Desplazamiento de un eje (implica que siempre los barridos serían en la misma dirección, porque esta es el que se “mide”).
- La distancia recorrida.
- El tiempo de operación (la más sencilla y rápida).

El punto negativo de hacerlo por tiempo sería que a la hora de reconstruir la superficie, no se haría con incrementos espaciales fijos, sino que dependerían de la velocidad, aunque posiblemente cuando se trabaje con distancia tampoco se podrían considerar incrementos fijos.

4 OPTIMIZACIÓN DE COMPONENTES ESTRUCTURALES DE MÁQUINAS PORTABLES

En este apartado, se aprovecha la virtualización realizada en el capítulo anterior para realizar una optimización sobre los componentes estructurales de la máquina portable. Ya hemos comentado en el Capítulo 2 que el problema de la rigidez se ha convertido en el principal hándicap para la implantación de máquinas portables de pequeño tamaño basadas en cinemática serie. Los desarrollos actuales de máquinas herramienta portables favorecen la cinemática paralela porque está presente, en general, mayores ratios rigidez/peso que las máquinas serie. Por ello, si se desea que las máquinas portables con cinemática serie resulten competitivas deben estudiarse y optimizarse para maximizar el citado ratio.

Además, en nuestra aplicación particular, la minimización de la masa de la máquina resulta de interés porque esto mejora en general todo el proceso de fabricación y montaje y permite una mejor manipulación de la máquina dentro de la vasija de vacío. Obviamente, las máquinas pequeñas son más fáciles de manejar, instalar y operar dentro de a vasija. Cuanto menor es la máquina, más fácilmente se puede introducir en la cámara de vacío a través de los puertos ecuatoriales. A continuación, una máquina ligera se puede elevar más fácilmente con las grúas e instalar sobre los sistemas de raíles internos. Como ventaja adicional, una máquina minimizada en peso es más fácil de trasladar y exige menos potencia y fuerza al sistema desplazador del carro a lo largo de los raíles.

Obviamente, los componentes comerciales de la máquina (cabezal, portaherramientas, sistema birrotativo del cabezal etc.) se deberían escoger atendiendo requisitos de peso mínimo, pero una vez seleccionados no son susceptibles de una mejora u optimización mediante técnicas virtuales. Por ello, el presente ejercicio de optimización virtual se limita a la estructura diseñada y presentada en el capítulo anterior.

4.1 Determinación de la contribución de los componentes a la rigidez

Acometer una optimización estructural sobre todos y cada uno de los componentes de una estructura a ciegas sería un ejercicio costoso e ineficaz, porque no todos ellos contribuyen de la misma manera a la rigidez global del conjunto. Para economizar esfuerzos, antes de realizar la optimización, debemos definir la rigidez de todos y cada uno de los subsistemas que componen la estructura de la máquina y definir su contribución a la rigidez total. De esta

forma, la optimización puede concentrarse en aquellos componentes estructurales que, una vez optimizados, más efecto tienen en el conjunto de la máquina. De hecho, En lugar de estudiar las contribuciones a la rigidez, es más sencillo estudiar la contribución de cada componente en la elasticidad global de la estructura.

Para ello se han empleado dos técnicas distintas. La primera de ellas consiste en, sobre el modelo FEM y comenzando desde la punta de la herramienta hasta los anclajes de máquina, sustituir secuencialmente los componentes por elementos infinitamente rígidos. Cada vez que un elemento es eliminado y sustituido por un elemento rígido, la máquina se vuelve más rígida, la elasticidad baja y el desplazamiento del TCP disminuyen. La disminución de la flecha del TCP ante una carga externa se debe al elemento sustituido, y el valor relativo de la disminución es indicativo de la de la contribución relativa del componente a la elasticidad de la máquina. Así, en etapas sucesivas, se han sustituido todos los elementos hasta los anclajes e identificado estas contribuciones.

Sin embargo, este procedimiento en sí mismo puede resultar engañoso. Dentro de un cuerpo estructural, un mismo componente puede presentar zonas de muy distinta rigidez, con lo que las deformaciones tienden a concentrarse en las zonas elásticas mientras que las zonas rígidas permanecen sin deformación. Así, este componente generaría importantes desplazamientos en la punta de la herramienta una vez la máquina se sometiera a las fuerzas de proceso. La técnica anterior identificaría efectivamente este componente como importante para la elasticidad global, pero no diría nada acerca de su heterogénea rigidez. Así, se acabarían realizando cambios en el diseño de esta pieza pero, si estos se concentran en las zonas ya rígidas de la pieza el efecto global de los cambios sería minúsculo, porque la deformación de la pieza se concentraría en las zonas localmente elásticas. Así, los diseñadores tendrían información engañosa acerca de dónde concentrar sus esfuerzos de optimización y se podría entrar en un bucle de sucesivos cambios sin mejoras aparentes.

Para evitar eso, el proceso descrito se ha completado por un mapeo de la energía de deformación elástica almacenada por cada elemento estructural. Este análisis se ha realizado sobre el modelo FEM. En este mapa, los diseñadores pueden comprobar si la elasticidad diferencial del componente es alta cuánta energía elástica desaparece del modelo cuando un componente se cambia por un elemento rígido. Bien es cierto que este mapeo podría valer para tomar las decisiones acerca qué componentes y zonas optimizar, pero el proceso

anterior es sistemático y da como resultado todas y cada una de las contribuciones de cada elemento estructural.

Sobre el modelo FEM basado en el diseño de máquina portable tradicional descrito en el punto anterior, las contribuciones a la flexibilidad de cada elemento estructural se han listado en la siguiente tabla.

Tabla 4.12: Contribuciones a la flexibilidad de los elementos de la máquina portable

	Flexibilidad X (%)	Flexibilidad Y (%)	Flexibilidad Z (%)
Barrón	16	20	17
Guías del barrón	5	7	2
Husillo-Tuerca del barrón	0	0	25
Cuerpo	27	11	14
Guías del cuerpo	23	7	4
Marco superior	22	38	30
Guías del carro superior	2	6	5
Husillo-tuerca del carro superior	4	0	0
Carro inferior	1	4	3
Husillo y tuerca del carro inferior	0	7	0

En base a este estudio, y complementándolo con los resultados de rigidez estática resumidos en la Tabla 31, podemos llegar algunas conclusiones:

- La dirección que presenta la rigidez más baja es la X. El diseño convencional que se ha descrito en el capítulo anterior no llega al requisito mínimo exigido de 10 N/ μ m. Así pues, son sobre todo las contribuciones a la rigidez de esta dirección las que hay que estudiar.
- En la rigidez estática en la dirección X, son el carro y el cuerpo los que contribuyen especialmente, dado que los dos juntos representan el 43% de la flexibilidad en X de toda la máquina. Obviamente, las mejoras en carro y cuerpo tendrían efectos también sobre las direcciones Y y Z.
- El marco superior necesita también cierta atención, dado que contribuye de manera notable a la flexibilidad de todas las direcciones. Sin embargo, dada la arquitectura de la máquina, no queda claro cómo optimizar este componente sin alterar de forma significativa la forma y tamaño general así como la huella en planta de la máquina.

Así pues, el marco superior queda sin optimizar a la forma en que se van a optimizar el cuerpo y carro. Sin embargo, hay una optimización posible que afecta a la cantidad de nervios rigidizadores internos a la estructura, su posición y su tamaño. Esta optimización se conoce como optimización paramétrica y ha quedado fuera de las actividades de la presente tesis, pues su efecto se estima muy limitado y condicionado por la fabricabilidad del propio marco.

4.2 Optimización topológica de cuerpo y carro

La optimización topológica fue introducida por [Bendsoe, 1998] e intenta definir la distribución óptima del material en una región dada y cumpliendo ciertos criterios y requisitos. Como resultado secundario de la optimización, se identifican las piezas y componentes que menos contribuyen a la rigidez global de la estructura de la máquina. La optimización topológica permite la determinación de las regiones donde el material puede eliminarse del diseño con impacto mínimo sobre la rigidez. Con esta información, los ingenieros pueden refinar los diseños hacia soluciones más ligeras, más económicas y efectivas.

Durante el proceso de optimización virtual, conviene realizar esta optimización estructural pronto en la fase de diseño conceptual, a fin de que el resultado guíe a los ingenieros en la dirección correcta. En el caso concreto de las máquinas portables, los desarrolladores están muy limitados en la cantidad de masa que pueden introducir en el diseño por los requisitos de la aplicación final. Por ello, resulta muy interesante lanzar esta optimización a fin de aclarar dónde una cantidad de material es más efectiva para aumentar la rigidez de la máquina.

La topología de un cuerpo obtenido así debe ser suavizada y transferida al modelo CAD a fin de que pueda ser utilizado [Spath, 2002], [Asbeck, 1997]. La mejor forma de realizar esta transición ha sido descrita por [Hessel, 2003] y emplear formatos estándar como STEP, IGES etc. dejando un resultado directamente utilizable en el proceso de diseño.

Los resultados de la optimización deben entonces ser estudiados por los ingenieros y transformados en estructural reales y fabricables. Esto significa que el diseño debe alterarse de nuevo para introducir criterios de fabricabilidad y montabilidad. Por tanto, es necesario conocer de antemano de forma profunda la tecnología de fabricación que se pretende

emplear junto con sus límites, para así obtener un diseño realmente factible y útil. En el presente trabajo se ha realizado este trabajo de forma completa.

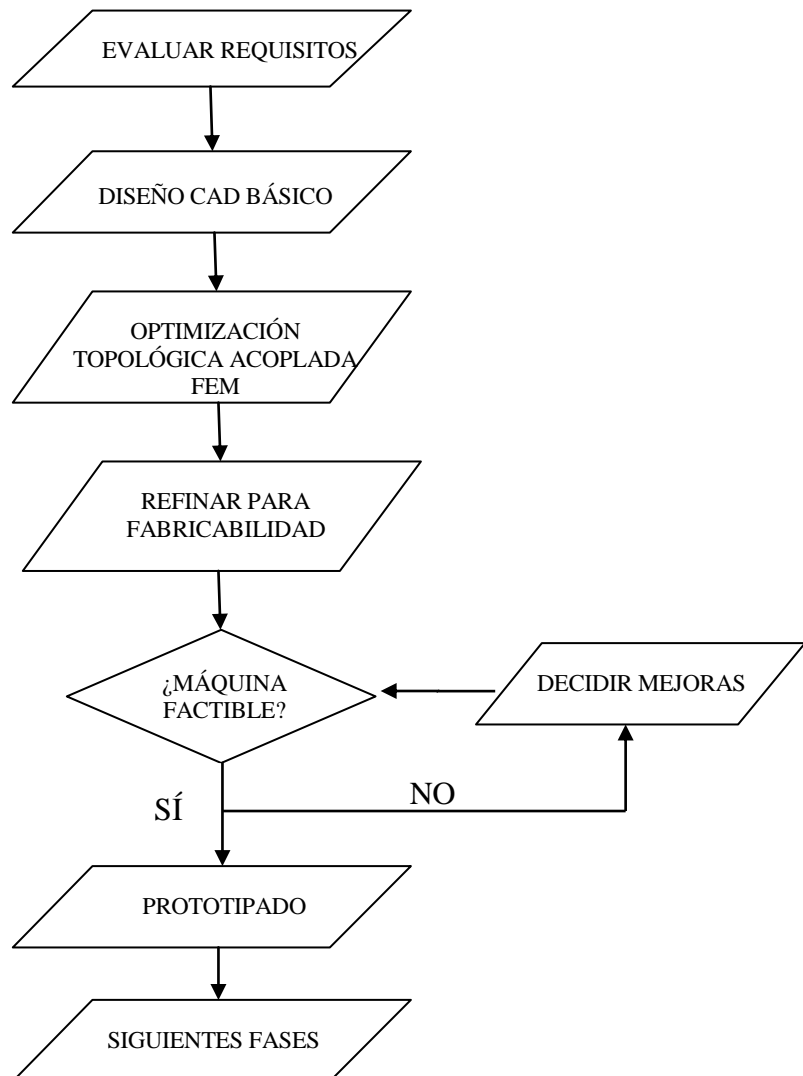


Figura 4.31 – El proceso de desarrollo empleando técnicas de optimización

4.3 Formulación del problema

El problema de optimización puede formularse de maneras distintas. Dado que se va a emplear un modelo integrado acoplado al FEM, vamos a emplear la notación típica del mismo. Un problema de equilibrio general puede escribirse, por tanto, de la siguiente forma:

$$KD = F$$

Donde K es la matriz de rigidez global, D el vector de desplazamientos y F las fuerzas nodales sobre el modelo. Dado un vector F de fuerzas, la maximización de la rigidez es equivalente a la minimización del vector de desplazamientos D . Hay distintas formas de proceder a partir de este planteamiento. Una alternativa es minimizar el trabajo W realizado por las fuerzas F aplicadas en el punto de equilibrio, donde

$$W = D^T F$$

Así, el problema puede formularse como:

$$\text{Objetivo: } \min_a [W(D)]$$

Sujeto a: $KD=F$ y las restricciones de diseño.

En este problema, a es $a = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_n\}$ un vector que contiene los N parámetros de diseño y que es alterado y optimizado en cada etapa sucesiva.

Otro enfoque sería minimizar la energía de deformación elástica total de la estructura sujeta a las cargas aplicadas, lo que es exactamente equivalente al problema formulado arriba. La energía de deformación puede escribirse como:

$$U = \frac{1}{2} D^T K D = \sum_{e=1}^{N_e} \frac{1}{2} d_e^T K_e d_e$$

Donde N_e es el número de elementos del modelo, d_e el vector de desplazamientos y k_e la matriz de rigidez del elemento. Con esta función objetivo, el problema se puede reformular así:

$$\text{Objetivo: } \min_a [U(D)]$$

Sujeto a: $KD=F$ y las restricciones de diseño

Diferenciando la Eq.[3] de arriba y teniendo en cuenta que la matriz global de rigidez K es simétrica, las sensibilidades de diseño se obtienen según Masur [29] y también Olhoff [30]:

$$\frac{\partial U}{\partial a_n} = \frac{1}{2} D^T \frac{\partial K}{\partial a_n} D + D^T K \frac{\partial D}{\partial a_n} \quad \text{with } n=1,2,\dots,N$$

En un caso general, las cargas dependen de los propios parámetros de diseño. Pero la expresión puede simplificarse si las fuerzas aplicadas en el modelo son independientes del propio diseño y sus parámetros. En estas circunstancias:

$$K \frac{\partial D}{\partial a_n} = -\frac{1}{2} \frac{\partial K}{\partial a_n} D$$

Si usamos esta expresión y la sustituimos en la ecuación anterior, tenemos la bien conocida expresión de la sensibilidad.

$$\frac{\partial U}{\partial a_n} = -\frac{1}{2} D^T \frac{\partial K}{\partial a_n} D = -\frac{1}{2} \sum_{e=1}^{Ne} \mathbf{d}_e^T \frac{\partial k_e}{\partial a_{n_e}} \mathbf{d}_e$$

Expresión que es general e independiente de la parametrización que se haya realizado.

En la presente tesis y en este ejercicio de optimización topológica, solo se considera un parámetro por elemento, que es precisamente la densidad del mismo. Así pues, se puede realizar una simplificación centrada en los elementos de la anterior expresión:

$$\frac{\partial U}{\partial a_n} = -\frac{1}{2} \mathbf{d}_e^T \frac{\partial k_e}{\partial a_{n_e}} \mathbf{d}_e$$

De esta ecuación, se ve que la minimización de la energía de deformación total implica la maximización de la rigidez de todos y cada uno de los elementos del diseño, y por tanto de todo el diseño.

El problema descrito se puede ajustar teniendo en cuenta los requisitos descritos en la aplicación descrita en el capítulo III. En el caso de nuestra máquina portable las figuras de mérito a maximizar son las rigideces en las direcciones X, Y y Z cuando se aplica una carga en la punta de herramienta. Es decir, buscamos maximizar:

$$K_{xx} = F_x / d_x$$

$$K_{yy} = F_y / d_y$$

$$K_{zz} = F_z / d_z$$

De esta forma, se puede ignorar el enfoque del conjunto del diseño o incluso el elemental realizando un análisis enfocado sobre el modelo FEM. Si se aplican fuerzas unitarias en punta de herramienta, la relación entre los desplazamientos de la punta de herramienta y la rigidez es inmediata.

$$K_{xx}=1/d_x,$$

$$K_{yy}=1/d_y$$

$$K_{zz}=1/d_z$$

Así pues, maximizar la rigidez supone minimizar únicamente tres desplazamientos en la punta de herramienta cuando la máquina es sometida a cargas unitarias en el TCP. Aún más, los valores mínimos de rigidez son conocidos de los requisitos de la aplicación (requisito 10 N/ μ m, deseado 15 N/ μ m), así que los valores mínimos de rigidez inmediatamente devienen en restricciones de desplazamiento máximo:

$$d_x < \frac{1}{15} \mu m$$

$$d_y < \frac{1}{15} \mu m$$

$$d_z < \frac{1}{15} \mu m$$

Con la rigidez y por tanto los desplazamientos restringidos o limitados y convertidos en restricciones para el análisis FEM, la maximización del ratio rigidez/peso se puede tratar como una minimización de la masa M del modelo completo formulado así:

Objetivo: $\min_a [M]$

Sujeto a: $d_x < \frac{1}{15} \mu m$ $d_y < \frac{1}{15} \mu m$ $d_z < \frac{1}{15} \mu m$

KD=F con $F_x=F_y=F_z=+/-1$ N en punta de herramienta.

En este problema, a es $a = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_n\}$ un vector que contiene los N parámetros de diseño y que es alterado y optimizado en cada etapa sucesiva

Aparte de este enfoque basado en desplazamientos y rigidez, algunos sistemas de optimización topológica permiten introducir restricciones de tensiones o frecuencias naturales. Sobre esta base, hay mucho campo para mejorar las restricciones y el posible análisis. [Fleischer, 2004] y otros autores como [Neihart, 2004] desarrollaron un enfoque de optimización topológica llamado “simulación multibody híbrido acoplada con optimización topológica”. En un entorno adecuado como puede ser ADAMS, las técnicas multibody se pueden emplear para calcular en cada iteración las cargas en combinación con un paquete FEM, actualizando en cada etapa las cargas e inercias, de forma que, si se integran todos los paquetes software, tendremos un ciclo de optimización plenamente automatizado.

4.4 El Método SIMP

Para continuar el ejercicio de optimización topológica, es necesario dar algunas nociones acerca del método SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), pues estas son necesarias para entender las representaciones gráficas de los resultados de la optimización realizada en la presente tesis.

La optimización topológica puede verse como un problema de distribución de material, o dicho de otra manera, la distribución óptima de “material sólido” y “material vacío” en una región o dominio de diseño dado. Así, es muy típico que las variables de diseño se conviertan en los valores 0 y 1 que hacen que cada elemento de un modelo FEM se convierta en un elemento sólido o en un hueco en la región de discretización [Rozvany, 1995]. Sin embargo, es un fenómeno bien conocido que los problemas de optimización donde las variables solo pueden tomar valores de 0 o 1 presentan problemas computacionales y pueden no tener solución. Un enfoque general para superar este obstáculo consiste en relajar el requisito 0/1 a favor de una variable continua para obtener una solución aproximada y después emplear otro sistema para decidir si un elemento debe finalmente ser mantenido o eliminado, al igual que ocurre en el enfoque 0/1.

Una forma típica de hacer esto es crear y emplear una función densidad, que elimina la necesidad de entender la tipología de los elementos y define tensor de elasticidad o, en este caso, el módulo de elasticidad de un elemento como una función de la densidad de ese material.

El método SIMP puede funcionar con esta función de densidad, de tal forma que el módulo de Young del material con densidad intermedia entre 0 y 1 se penaliza mediante una función potencial para, de alguna manera, empujar el diseño hacia los valores 0-1. Empleando el enfoque SIMP, el módulo de elasticidad de un material de densidad intermedia de un elemento e en la iteración j es:

$$E_i = E_0 (x_{ej} \rho)^p \text{ with } 0 < x_{ej} < 1$$

En esta ecuación, E_0 es el módulo de Young del material 100% sólido, ρ es la densidad y p es el parámetro, para la penalización mediante una función de potencia. Así se asegura a continuidad de las variables del diseño y que éstas tiendan a 0-1 [Bendsoe, 1989]. El valor de p puede además controlar la velocidad de convergencia y el ratio o frecuencia de las densidades intermedias en el diseño final. Se trata de un método muy popular y se ha empleado masivamente por su simplicidad. Bendsoe y Sigmund demostraron además que el empleo de la función de potencia es perfectamente válida cuando p es lo suficientemente alta (se precisa $p > 3$ para que las densidades converjan efectivamente en 0/1).

En el problema que nos ocupa $a = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_n\} = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$, el vector que contiene los valores intermedios de cada elemento del modelo FEM se convierte en los parámetros que se alteran en cada iteración.

En la presente tesis se ha empleado el paquete comercial Optistruct para realizar la optimización estructural de la máquina portable según el método SIMP. Antes de proceder a la siguiente iteración, Optistruct reduce la densidad de todos y cada uno de los elementos del modelo y comprueba el efecto del cambio en la función a optimizar, en este caso el desplazamiento de la punta de la herramienta. Cuando se alcanza la convergencia, Optistruct muestra los valores finales entre 0 y ρ para cada elemento en el diseño óptimo. Es decir, se obtiene una distribución de densidad. A partir de este momento, los elementos se pueden mostrar en el software empleando filtros según su densidad para el estudio crítico. Cuando se describió el método, [Bendsøe, 1989] indicó que "...es imposible dar significado físico para los valores intermedios de densidad...". Por esta razón, Bendsøe hablaba de "materiales artificiales" con la adecuada relación módulo de Young – densidad. Por ello, es absolutamente necesario que los ingenieros de diseño analicen críticamente los resultados de la optimización para evaluar si un determinado conjunto de elementos en una determinada

zona del dominio es efectivamente algo que hay que eliminar (0 real) o, por el contrario, es algo que hay que conservar para el funcionamiento de la máquina (1 real).

4.5 Modelo de optimización topológica

Comenzando el diseño existente y descrito en los puntos anteriores y los requisitos de la aplicación según se ha descrito, se fija el diseño preliminar inicial. A continuación, tanto para el carro como para el cuerpo, se crea un modelo CAD específico que respeta las dimensiones exteriores de las piezas pero elimina los detalles de diseño de la solución de diseño tradicional. Esto crea una pareja de piezas dummy que serán refinadas por el proceso de optimización. La pieza dummy del carro incluye algunas ventanas obligatorias, necesarias para montar el husillo y los accionamientos. Por otro lado, el diseño dummy del cuerpo incluye las zonas obligatorias para el montaje de tacos y tuercas de husillo.

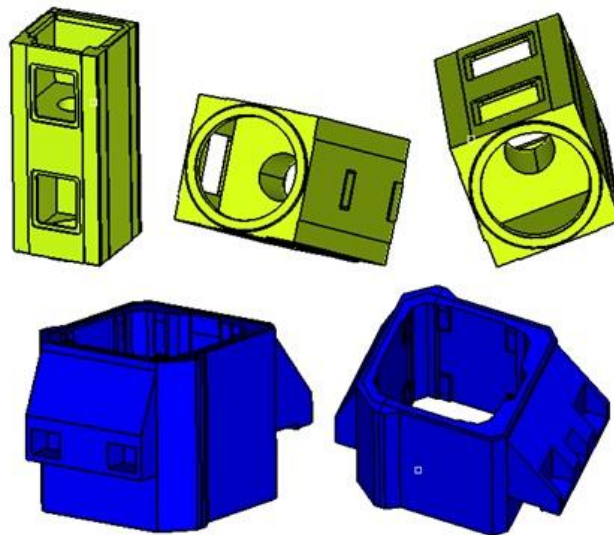


Figura 4.32 – Diseños dummy del cuerpo y el carro

El peso total de estos dos elementos dummy es de 385 Kg. El modelo FEM para esta optimización se ha creado en base a elementos tet4, que aunque no se recomiendan para cálculos generales (sobre todo tensión) son válidos para la optimización con Optistruct. La ventaja de estos elementos es que pueden fácilmente formar mallas densas que elimina la dependencia de la calidad del mallado del método SIMP. Para realizar la optimización, se han creado 6 casos de carga para introducir fuerzas unitarias en la punta de la herramienta en los dos sentidos (positivo/negativo) de cada eje.

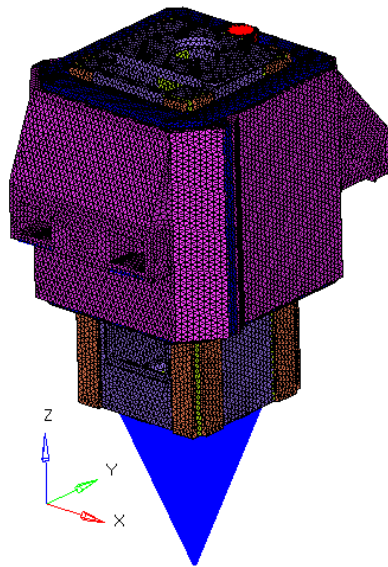


Figura 4.33 – Modelo FEM de los dummy del cuerpo y carro

En este punto, hay que señalar algunas de las secciones de los modelos que han de quedar fuera del proceso de optimización, dado que son zonas que no pueden ser eliminadas. Estas regiones son generalmente soportes de guías, interfaces con tuercas, husillos, otras piezas etc. Estas zonas no pueden desaparecer, por lo que no son susceptibles de optimización y así se deben marcar en el diseño. En la Figura 4.34 se aprecian las zonas de eliminación posible del cuerpo (violeta) y en el carro (rosa) y las zonas de eliminación prohibida en el cuerpo (verde) y en el carro (azul).

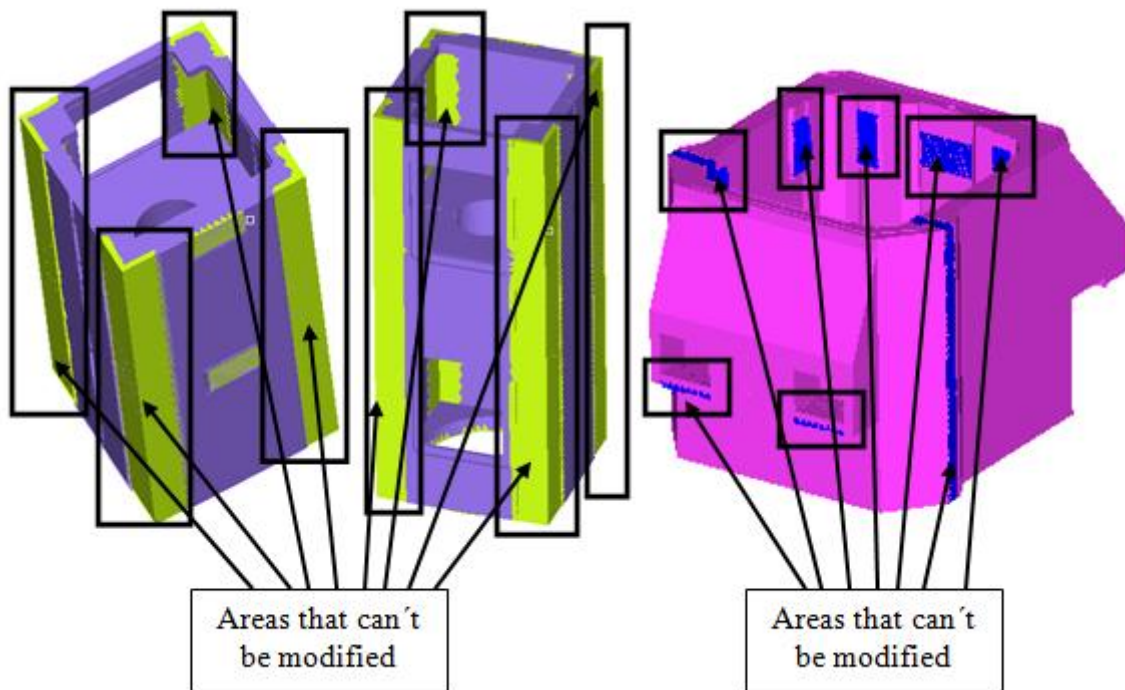


Figura 4.34 – Áreas donde la eliminación de material se prohíbe

Con este modelo, se ha lanzado el siguiente problema de optimización:

Objetivo: $\min_a [M]$

Sujeto a: $d_x < \frac{1}{15} \mu\text{m}$ $d_y < \frac{1}{15} \mu\text{m}$ $d_z < \frac{1}{15} \mu\text{m}$

$KD=F$ con $F_x=F_y=F_z=+/-1$ N en punta de herramienta

Con $a = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_n\} = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$ según $E_i = E_0 (x_e \rho)^p$

4.6 Resultados del proceso de optimización

Tras 16 iteraciones, se alcanza la convergencia. La Figura 4.35 muestra la distribución de densidad óptima de los elementos en las dos piezas optimizadas, el cuerpo y el carro. El color rojo muestra indica elementos que mantienen el 100% de la densidad del material de origen y el material azul identifica a los elementos que tienen una densidad inferior al 1% de la densidad del material original. Se muestra también una representación alternativa eliminando los elementos con densidades inferiores al 30%. Esta representación da una idea de la geometría que sugiere la optimización.

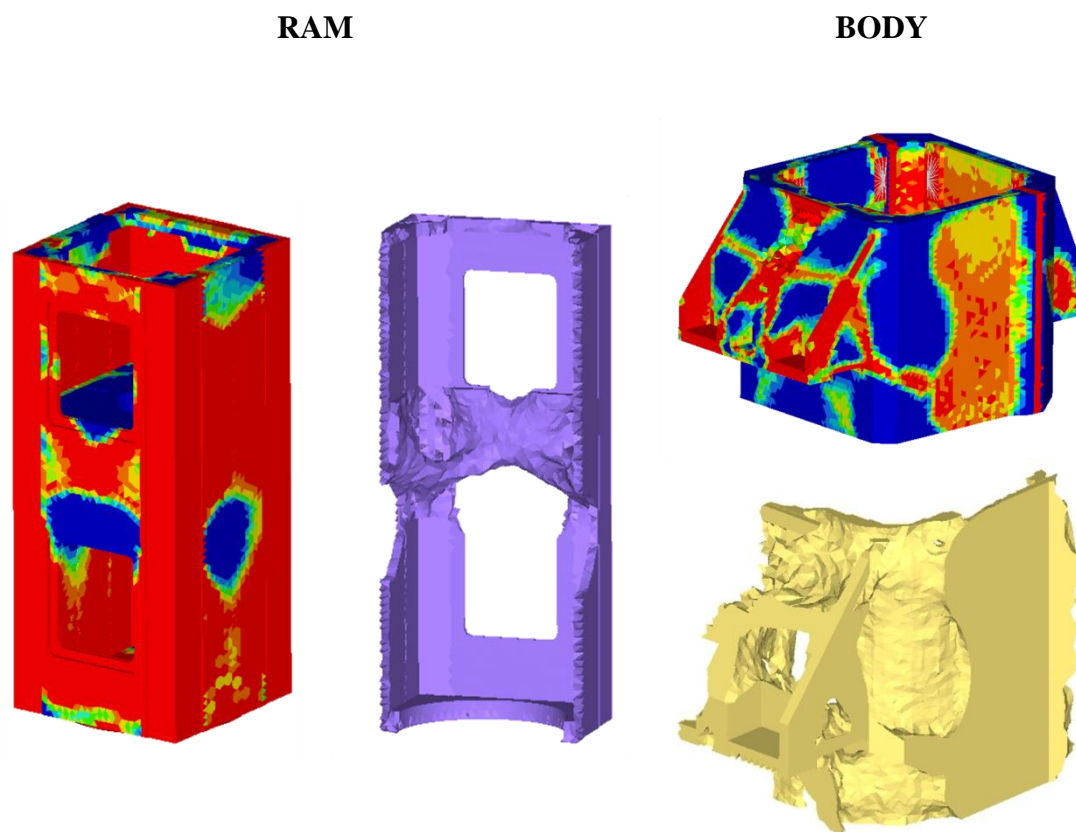


Figura 4.35 – Resultado de la optimización

Una vez obtenida esta guía mediante el proceso de optimización, se ha realizado un nuevo diseño CAD de ambos componentes. Se ha seguido la guía presentada por el filtro del 30%, según el cual se han eliminado los elementos a los que la distribución óptima asigna una densidad inferior al 30% del material base. Esto está alineando, aproximadamente, con un objetivo de reducción de peso del 30% en la máquina. Veremos que esta correlación no es exacta pero en este punto del desarrollo se toma como válida. El valor del 30% se ha considerado como un límite máximo, porque una eliminación de material mayor difícilmente da como resultado cuerpos estructurales ingenieriles. Optistruct sugiere unir directamente los puntos donde se ubican las fuerzas con otros puntos considerados de anclaje o de sujeción de los elementos. El rediseño se ha basado en esta representación para crear la geometría de las nuevas piezas (Figura 4.36). Sin embargo, la creación del modelo CAD en base a la filosofía creó cuerpos demasiado finos, con lo que se observó una caída excesiva de la rigidez en el paso desde el modelo FEM al modelo CAD. Además, se ha consultado a

fabricantes de estructuras acerca de la viabilidad de la estructura sugerida por Optistruct y la respuesta fue notablemente negativa por inviable.

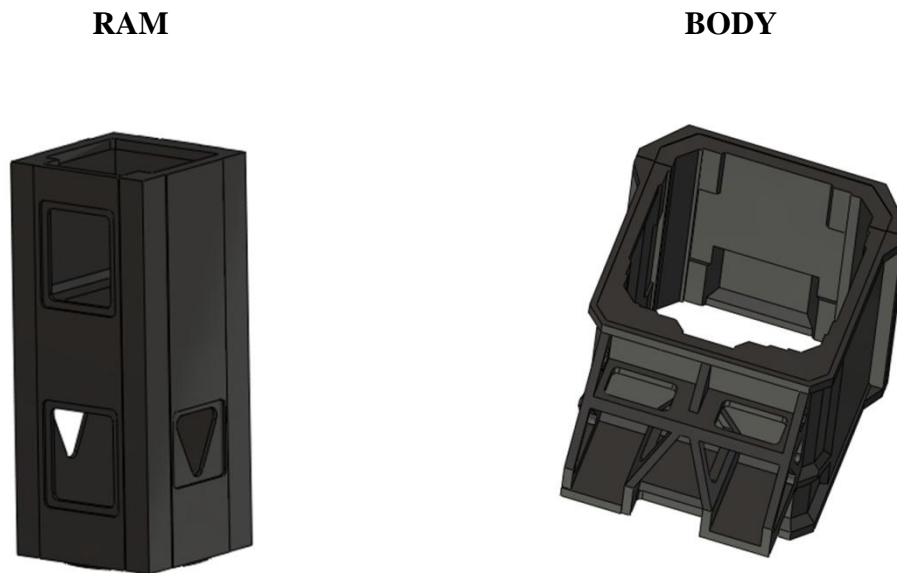


Figura 4.36 – Rediseño del carro y cuerpo

Según el feedback de los fabricantes, muchos de estos detalles finos son irrealizables con el acero colado que se planteaba para la máquina. Los elementos son demasiado finos y su capacidad de resistencia real es muy reducida. Por todo ello, a partir del rediseño dado por Optistruct, se ha realizado una segunda iteración de diseño con vistas a la fabricación y a asegurar la viabilidad de las piezas. Se ha seguido un esquema de pasos sucesivos, evaluados de forma independiente. En cada etapa, se ha recuperado parte del material eliminado de forma automática: se han incrementado algunos espesores (iteraciones uno y dos) y se han rellenado algunos huecos perjudiciales (iteraciones tres, cuatro y cinco) (Figura 4.37).

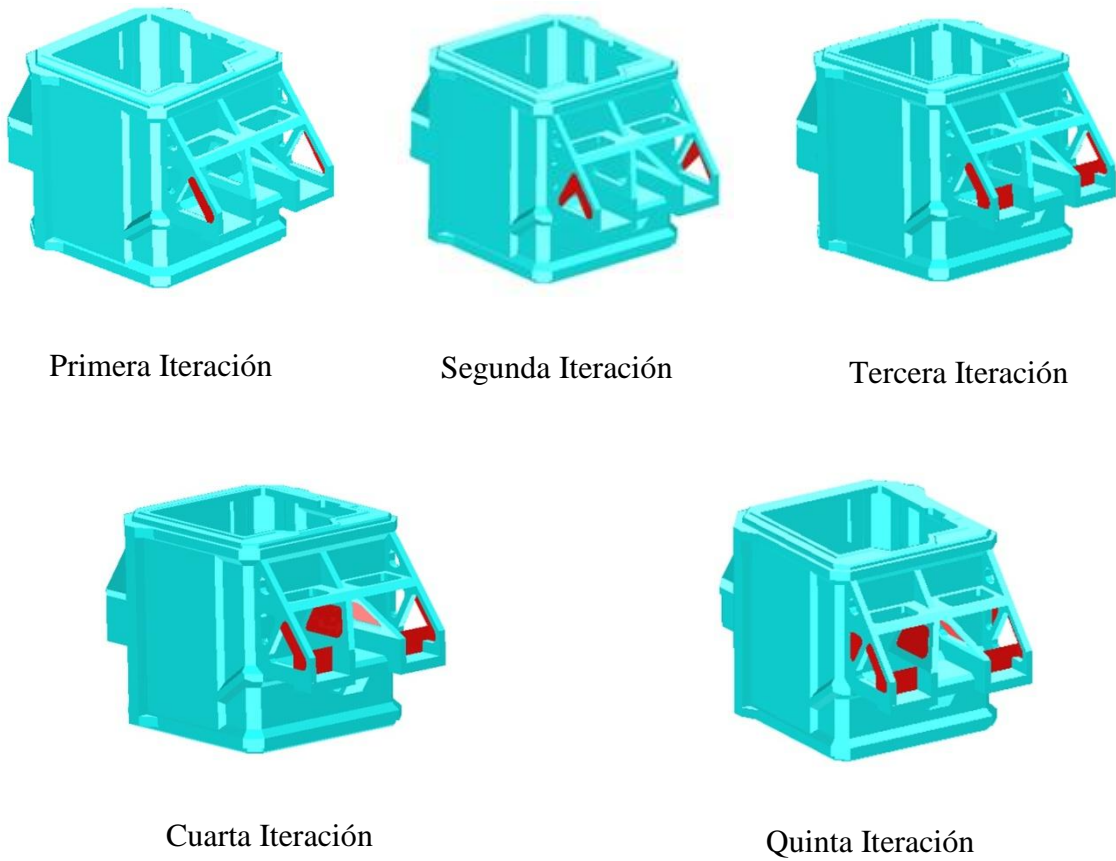


Figura 4.37 – Iteraciones de diseño en el cuerpo por fabricabilidad

Durante estas iteraciones, la rigidez del conjunto cuerpo-carro ha subido, mejoras que se aprecian en la siguiente sucesión de imágenes. En ellas se aprecia la mejoría en la rigidez del cuerpo (individualmente considerado). El diseño de partida (diseño 0) es el que se ha creado siguiendo escrupulosamente las directrices de la eliminación al 30% sugerida por Optistruct (Figura 4.38).

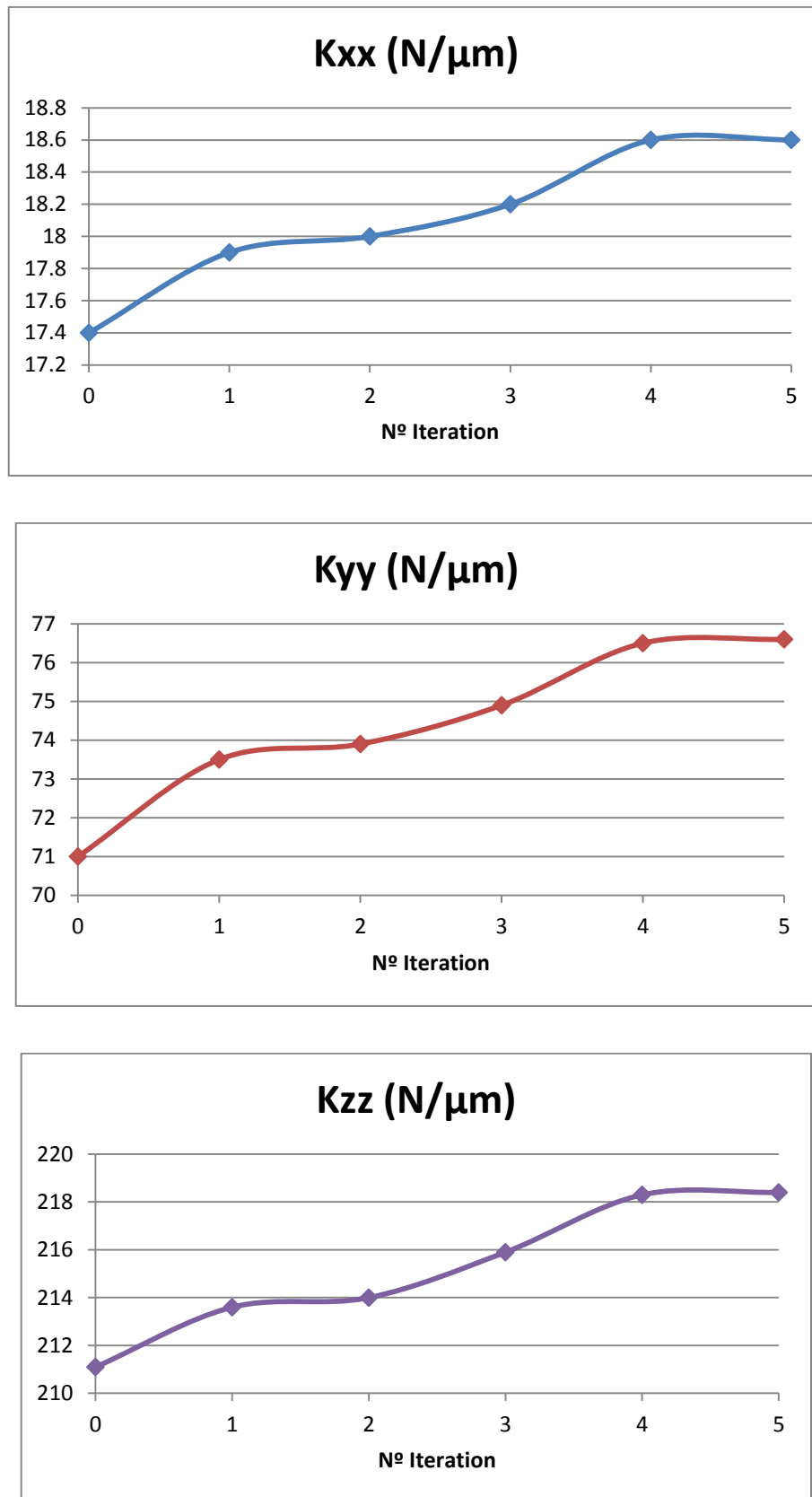


Figura 4.38 – Evolución de la rigidez del cuerpo tras el ajuste fino por etapas [$N/\mu m$]

En cuanto al carro, no se precisaron cambios adicionales por fabricabilidad una vez eliminado el material según la sugerencia de Optistruct. El componente (individualmente), presentaba la siguiente rigidez al final del proceso de optimización.

Tabla 4.13: Rigidez del carro móvil tras la optimización [N/ μ m]

Rigidez X [N/ μ m]	Rigidez Y [N/ μ m]	Rigidez Z[N/ μ m]
45,9	62,4	183,3

Con estos dos componentes clave rediseñados, se presenta (Figura 4.39) el modelo FEM de la máquina optimizada, así como la rigidez que presenta en las distintas direcciones.

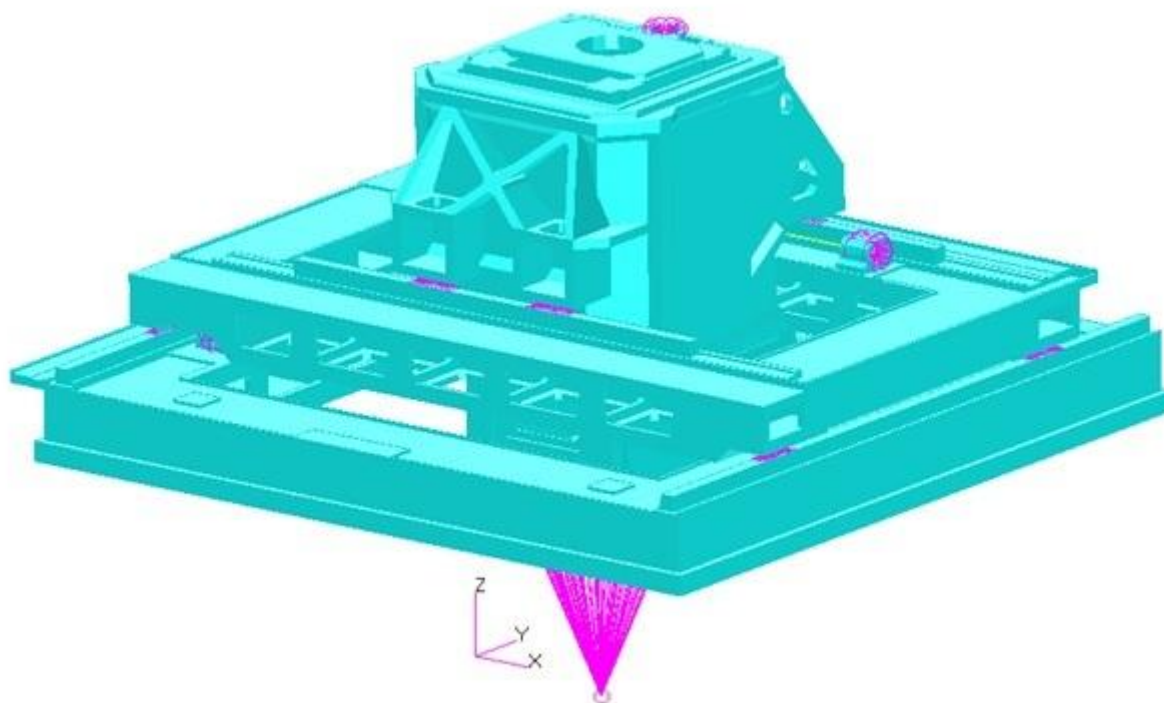


Figura 4.39 – Modelo FEM de la máquina optimizada

Tabla 4.14: Rigidez resultado del proceso de optimización

Rigidez X [N/ μ m]	Rigidez Y [N/ μ m]	Relación X/Y	Rigidez Z[N/ μ m]
12,7	18,6	1,46	82,1

4.7 Consideraciones acerca de los resultados

En primer lugar, vamos a examinar el efecto que se ha conseguido mediante la optimización en cuanto al ahorro de material. Los diseños combinados de carro y cuerpo presentan un

peso combinado de 169.5 Kg, en contraste con los 385 Kg de los diseños dummy y los 238.4 Kg de los mismos componentes en el diseño preliminar antes de la optimización, lo que supone una reducción del 28%. Este valor es muy cercano al filtro del 30% introducido en la visualización del software Optistruct.

En cuanto a la máquina completa, esta ha evolucionado desde los 932.7 Kg del diseño preliminar hasta los 863.8 Kg del diseño optimizado, una reducción pues del 7%. Este valor es aparentemente bajo, pero se debe al peso introducido en la máquina por los elementos comerciales (tuercas, guidos, etc.) y sobre todo los no optimizados: el marco superior e inferior. Estos han permanecido prácticamente inalterados durante el proceso de optimización y por ello diluyen el efecto relativo de la mejora en peso de los componentes optimizados. La rigidez estática de la máquina y su evolución se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 4.15: Mejoras en la rigidez calculada debida al proceso de optimización [N/ μ m]

	Rigidez X [N/ μ m]	Rigidez Y [N/ μ m]	Relación Y/X	Rigidez Y [N/ μ m]	Masa [Kg]
Antes de la optimización	9,8	13,7	1,4	73,8	932,7
Después de la optimización	12,7	18,6	1,46	82,1	863,8
Crecimiento %	29,59	35,76	4,28	11,24	-7,38

Si valoramos los resultados, se han conseguido mejoras muy notables en la rigidez en las direcciones X e Y, superiores al 29%, lo que constituye una mejora muy importante con respecto al diseño preliminar y completamente “humano”. Además de la rigidez en X e Y, la dirección Z también se ha visto beneficiada, a pesar del hecho de que las piezas optimizadas no eran las capitales en la elasticidad en la dirección Z.

Si nos centramos en los ratios de rigidez/masa, la siguiente tabla resume los ratios indicados antes y después del proceso de optimización.

Tabla 4.16: Mejoras en los ratios rigidez/masa como resultado de la optimización

	Rigidez X/masa [N/ μ mKg]	Rigidez Y/masa [N/ μ mKg]	Rigidez Z [N/ μ mKg]
Antes de la optimización	0,010507	0,014688	0,079125
Después de la optimización	0,014702	0,021532	0,095045
Crecimiento %	39,92	46,59	20,12

Los resultados en los ratios son aún más espectaculares, superiores en general al 40%, sobre todo en los ejes con muy baja rigidez inicial. Además, el eje Z también se ha visto beneficiado de forma secundaria. Para un sistema limitado en masa como son las máquinas portables, una mejora de 40% en los ratios rigidez/masa es una noticia extraordinaria y bien recibida. Por ello, la optimización es una herramienta clave para el desarrollo de máquinas portables apoyado en procesos de virtualización y los resultados bien justifican en tiempo y los recursos empleados en la optimización.

Sí que hemos de señalar que el objetivo de las 15N/ μm no se ha cumplido de forma estricta pues la rigidez en dirección X no ha alcanzado ese valor. Hay que señalar que la optimización mediante métodos virtuales sí da ese resultado de rigidez como resultado de la optimización, pero al eliminar estrictamente el material que permaneces oculto bajo el filtro del 30% se elimina también su contribución a la rigidez del sistema, pequeña pero sustancial, con lo que la rigidez en la dirección X cae automáticamente desde las 15 N/ μm hasta los 12.7 N/ μm . Sin embargo, este valor sigue siendo mayor que el requisito mínimo absoluto fijado en puntos anteriores, que era de 10 N/ μm . Este valor ya representa un 29% de mejora en la rigidez, lo que resulta muy notable. Hay que señalar que esta caída súbita de rigidez siempre va a aparecer cuando se traslade un resultado del método SIMP a un diseño CAD concreto y real, con lo que tenemos aquí una conclusión general y generalizable de la aplicación del método SIMP mediante técnicas virtuales.

Si analizamos el resultado de la optimización y cómo este sirve a la función de nuestra aplicación, la fabricación y el mantenimiento de la vasija de ITER, vemos también avances muy sustanciales. [Wu, 2011] presento una tabla resumen con los sistemas más avanzados presentados en la literatura científica y en la industria, destinados a apoyar a los operaciones que realizan la fabricación y el mantenimiento de la vasija de ITER. Se ha actualizado la tabla con la máquina portable desarrollada en la presente tesis.

El resultado de rigidez obtenido, además, lo ha sido en un punto lejano del anclaje de la máquina y muy cercano a la pared misma de la vasija de ITER. Tan lejano de la máquina como a 666 mm del anclaje. Esto quiere decir que este valor es el valor real que tendrá la máquina cuando se emplee para las operaciones de desbaste o las operaciones de acabado en la pared de la vasija.

Tabla 4.17: Comparación entre los sistemas publicados y la máquina de IK4-TEKNIKER

Robots	Payload (kg)	Dynamic work force (kg)	Repeatability (mm)	mass (kg)	Mounting
Motorman HF600	600		0.5	2400	Floor
Kuka KR 240	240		0.12	1267	Floor
Kuka KR 1000	1000		0.2	4600	Floor
Kuka KR 500	500		0.15/0.3		Floor, ceiling
ABB IRB 6650S	145		0.14/0.28	2175	Shelf
OTC AX-V500	500		0.5	3000	Floor
FauucM2000iA	900		0.3		Floor
FauucM-900iA	350		0.3		Floor, ceiling, angle, wall
Intersecting Welding Robot (IWR)	600	300	<0.1	890	Moveable on rails, all angles
IK4-TEK	50		0.04	863	Moveable on rails, all angles

En este sentido, [Pessi, 2007] reportó en la máquina IWR valores de rigidez superiores ($K_{xx}=16 \text{ N}/\mu\text{m}$, $K_{yy}=22 \text{ N}/\mu\text{m}$ and $K_{zz}=20 \mu\text{m}$)- Pero estos valores se han calculado en el punto central de la plataforma paralela donde se instalan las herramientas. Este punto está muy alejado de la pared de ITER, y la herramienta puede ser una larga herramienta de fresado [Wu, 2011] o de soldadura. Una vez instalada esta herramienta, el efecto del brazo de palanca haría que la rigidez real en punta de herramientas sería mucho más bajo que lo indicado. La maquina portable desarrollada y analizada en esta tesis se ha optimizado empleando los valores de rigidez en la propia pared, lo que indica que el sistema es objetivamente superior. Sin embargo, si la máquina portable se empleará desde el interior para mecanizar la pared exterior, la máquina de la presente tesis también necesitaría un largo adaptador, con lo que su propio desempeño y rigidez emporarían.

La precisión o la veracidad de este resultado debe también ponerse en cuestión, dado al crear el modelo hemos realizado algunas asunciones y aproximaciones que tienen impacto en la rigidez. Algunas de estas aproximaciones hacen la máquina más flexible y otras más rígida, con lo que es necesario, al menos, referirse a ellos para tenerlos bajo control:

- El carro se ha modelizado siempre en su posición exterior, la más extendida. Esta es la peor posición en cuanto a la rigidez. En todas las demás posiciones, con la

herramienta más cerca de la estructura y el anclaje, la máquina será más rígida que lo aquí analizado.

- Ya hemos dicho que en el modelo no se ha introducido el cabezal, ni el sistema birrotativo que lo soporta. En su lugar, se ha incluido un elemento infinitamente rígido, con una longitud de 320 mm. Así pues, está claro que la máquina real, con los componentes reales será más flexible que el modelo aquí representado. Sin embargo, sí que se han representado las ligaduras desde el TCP a las zonas de anclaje en la estructura, tal y como se montaría el sistema birrotativo del cabezal real.
- El modelo de máquina está anclado en la parte inferior del marco inferior, allí donde la estructura se anclaría a los raíles sitios dentro de la estructura de ITER. Probablemente, el anclaje real no será posiblemente tan rígido como el del modelo.
- El resultado de la optimización y cómo este sirve a la función de nuestra aplicación, la fabricación y el mantenimiento de la vasija de ITER, vemos también avances

Así pues, con todas las reservas debidas al método virtual es necesario vigilar que la selección final de accionamientos, guiados, motores, husillos etc. no altere sustancialmente el modelo con el que se ha trabajado. Una vez seleccionados estos, el modelo se podría repetir o actualizar, lo que significa que el método en sí sigue siendo válido.

5 ENSAMBLADO DE COMPONENTES Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO

Siguiendo las instrucciones que hemos detallado en puntos anteriores, se ha ensamblado la máquina portable objeto de estudio en esta tesis. Se obtiene de esta manera una representación visual y simplificada de la máquina que se puede estudiar y someter a distintas pruebas. El aspecto del modelo en el entorno de ADAM puede observarse en la siguiente figura:

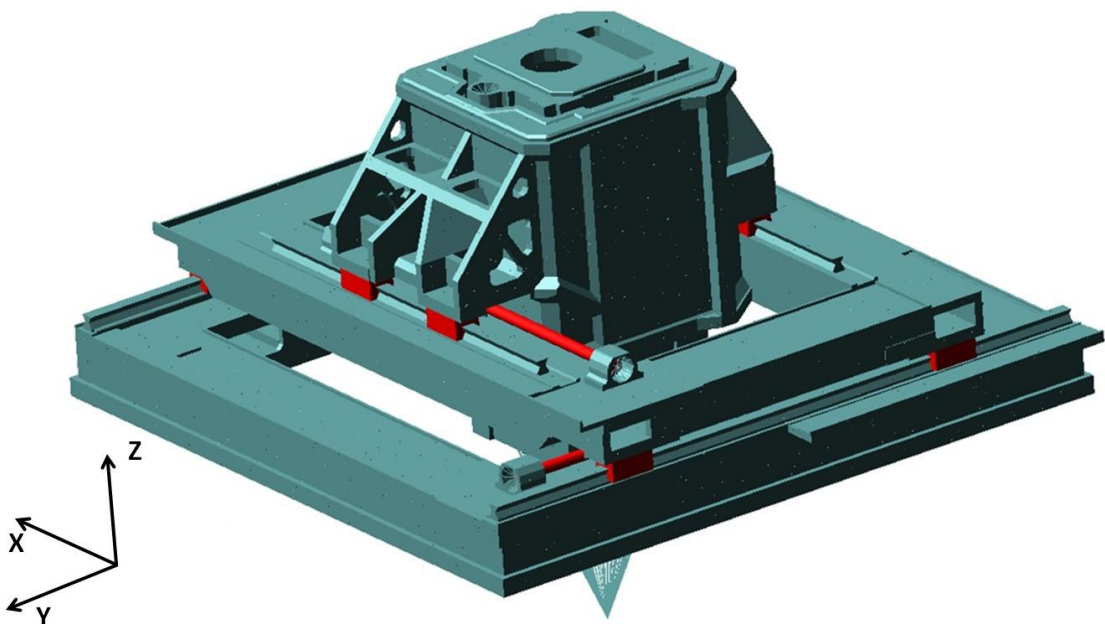


Figura 4.40 – Modelo multibody flexible de la máquina portable

5.1 Fuerzas de corte en operaciones típicas

Para poder introducir en el modelo las fuerzas adecuadas, se ha de definir primero la operación de mecanizado que se pretende realizar y simular. Tal y como venimos diciendo, la máquina portable se emplea tanto para operaciones de desbaste como de acabado. Por tanto, se ha decidido representar y simular una operación de cada uno de estos dos tipos en dos materiales de ingeniería típicos, pero distintos, como son el aluminio y el acero. Así pues, se ha tomado como referencia una operación de desbaste en acero y una operación de acabado en aluminio.

Como operación de desbaste en acero, se ha seleccionado una operación de ranurado con las características que se aprecian en la Figura 4.41 y en la siguiente tabla.

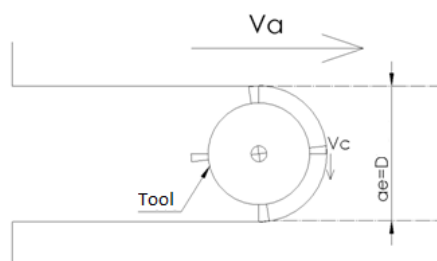


Figura 4.41 – Operación de ranurado considerada para el estudio del error de proceso

Tabla 4.18: Parámetros de la operación de ranurado considerada

Machining parameters	STEEL
v_c [m/min]	200
D [mm]	12
N [rpm]	5305
a_e límite [mm]	1
z - N° dientes	2
f_z nominal [mm/diente]	0,1
F [mm/min]	1061
a_p límite [mm]	12
λ_s Ángulo de hélice [°]	30
K_r Ángulo de posición (°)	90
Coficiente específico tangencial K_t [N/mm ²]	2400
Coficiente específico radial K_r [N/mm ²]	1680
Coficiente específico axial K_a [N/mm ²]	600
a_p [mm]	12
Mz [Nm]	2,54
F_x [N]	-499
F_y [N]	-111
F_z [N]	-106
P [kW]	1.4
Q [cm ³ /min]	12,73

Con estos datos, empleando el modelo de cálculo de fuerzas ya descrito en puntos anteriores y desarrollado por [Gonzalo, 2005], se han calculado las fuerzas de proceso de esta operación de ranurado. Estas fuerzas ya fueron presentadas en el proceso de desarrollo de la máquina portable y se repiten aquí en la Figura 4.42:

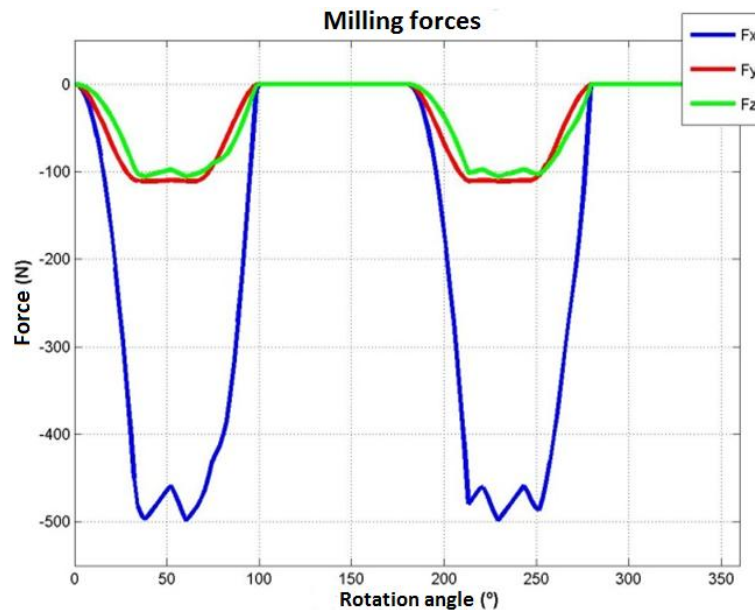


Figura 4.42 Fuerzas laterales, verticales y de avance de la operación de desbaste

Como operación de acabado, se ha empleado la operación de contorneado final descrita como última operación de la fabricación de la pieza NAS según se describe en la norma UNE 15450-7 (equivalente a la internacional ISO 10791-7). Esta norma y la pieza que se describe en ella se emplean para comparar el desempeño de máquinas de tres ejes en operaciones de contorneado. Por lo tanto, tanto la pieza como la operación de la norma son muy adecuadas para nuestro propósito. Además, esta pieza se ha empleado para otras tareas y caracterizaciones en esta tesis, con lo que resulta coherente continuar centrándonos en ella para homogeneizar los resultados de los experimentos. Tiene unas dimensiones en planta de 160 mm x 160 mm, lo que permite que quepa en el volumen de trabajo de la mayoría de máquinas portables y sea por tanto una pieza interesante para la comparativa de estas máquinas. Los parámetros de la operación de mecanizado se describen en el cuerpo de la norma. Hay que señalar que esta operación está libre de problemas de estabilidad o vibraciones autoexcitadas o regenerativas, con lo que el resultado del proceso bien se puede emplear para caracterizar las máquinas.

Empleando la misma metodología que en el caso anterior, las fuerzas de proceso se han calculado y se presentan en las siguientes figuras:

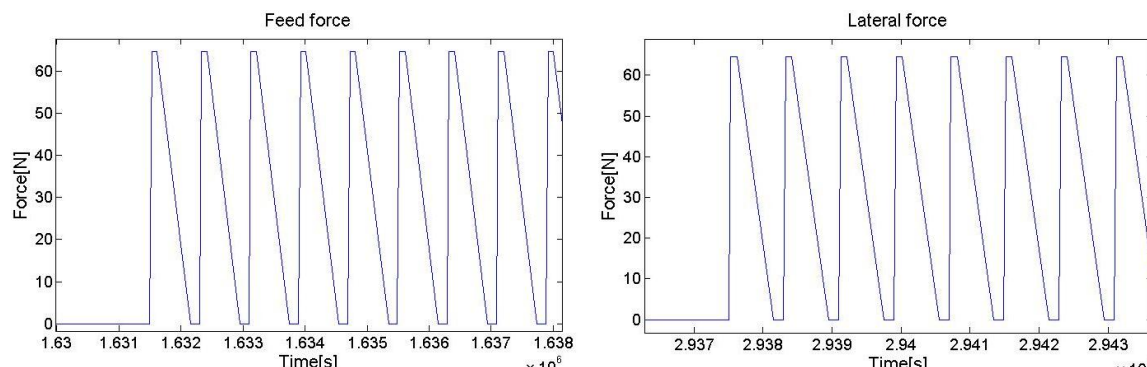


Figura 4.43 – Fuerzas de corte en dirección del avance y lateral en la operación de contorneado de la pieza NAS

5.2 Mapas de rigidez

Como ya se ha comentado, uno de los principales objetivos es conseguir una máquina portable optimizada en la relación rigidez/masa y que presente una alta homogeneidad en la rigidez en las distintas direcciones. El modelo virtual puede emplearse para mapear la rigidez en las distintas direcciones, y confirmarse así los valores obtenidos en la optimización y el comportamiento global.

Así, las figuras siguientes muestran el mapa de rigidez de la máquina portable en su volumen de trabajo (300 mm x 300 mm x 200 mm). En las figuras, K_{ij} representa la relación entre una fuerza aplicada en la dirección i y el desplazamiento en dirección j creado por tal fuerza, en $N/\mu m$. Se recuerda que ($K_{ij}=K_{ji}$). Las coordenadas de los ejes están dadas como porcentaje de la carrera máxima. La máquina se ha supuesto anclada por su base de la misma forma que durante el proceso de optimización a fin de poder comparar los resultados.

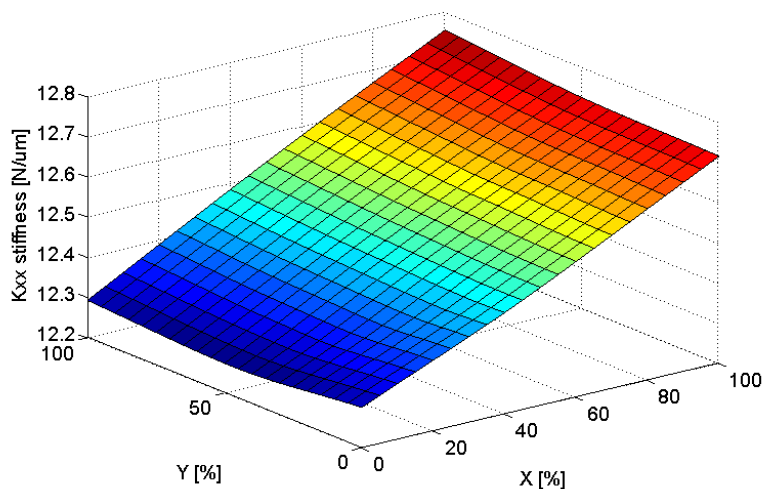


Figura 4.44 – Mapa de la rigidez K_{xx} de la máquina portable

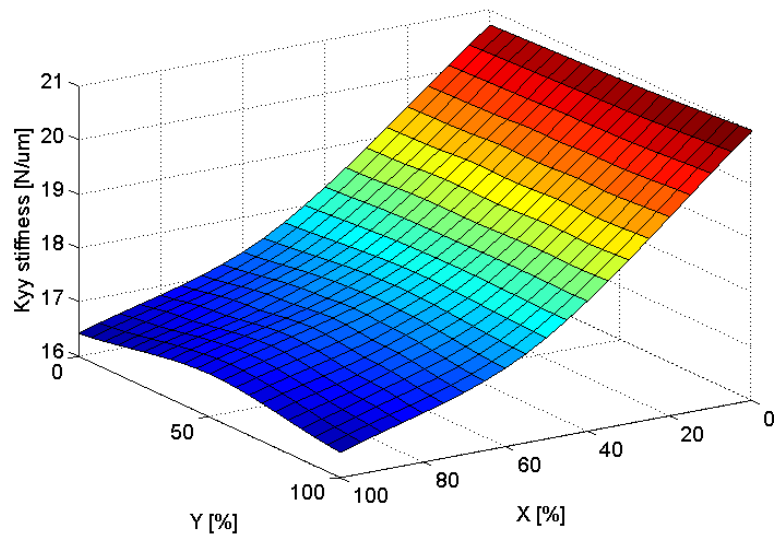


Figura 4.45 – Mapa de la rigidez K_{yy} de la máquina portable

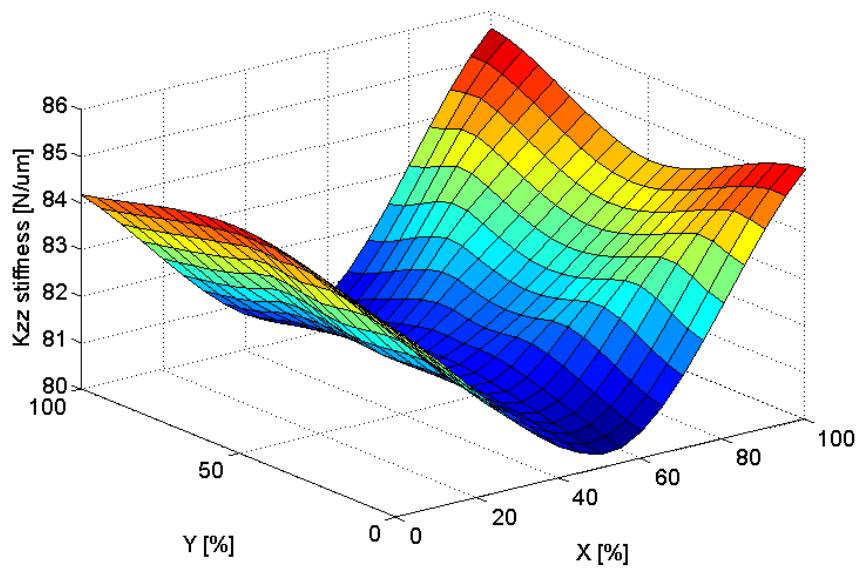


Figura 4.46 – Mapa de la rigidez K_{zz} de la máquina portable

Del análisis de las figuras hay que subrayar que los valores de rigidez son notablemente uniformes en el volumen de trabajo, lo que es particularmente cierto para las direcciones X y Z. Es en la dirección Y donde aparecen mayores variaciones, con valores que cambian desde las 16 N/ μm a las 21 N/ μm . En cuanto a la rigidez K_{zz} , esta muestra un mínimo centrado en el punto medio del espacio de trabajo, igualmente alejado de ambos marcos resistentes de la estructura, lo cual cuadra con el comportamiento teórico esperable. En general, los valores obtenidos se correlan exactamente con los obtenidos del modelo FEM y con los resultados

del proceso de optimización descrito en apartados anteriores. En cuanto a los valores rigidez cruzada, estos se han resumido en las figuras 172 a 174.

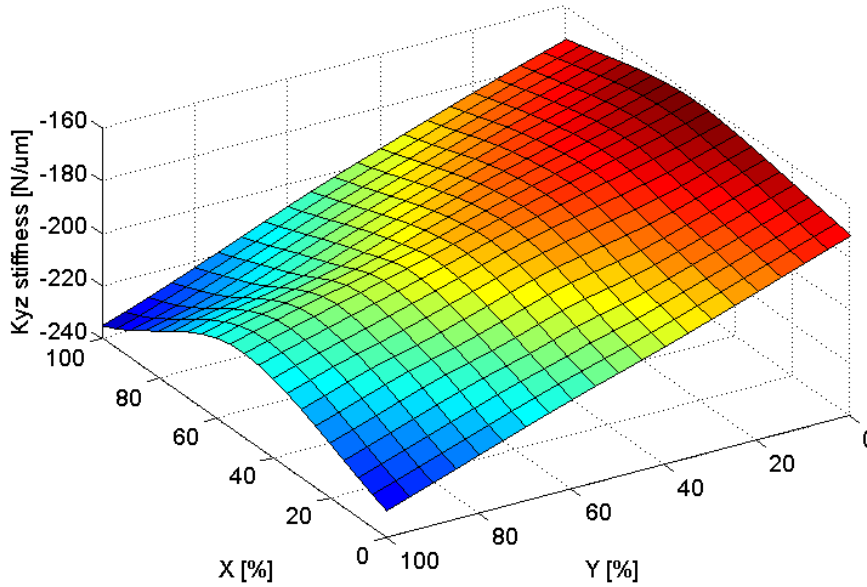


Figura 4.47 – Mapa de la rigidez K_{yz} de la máquina portable

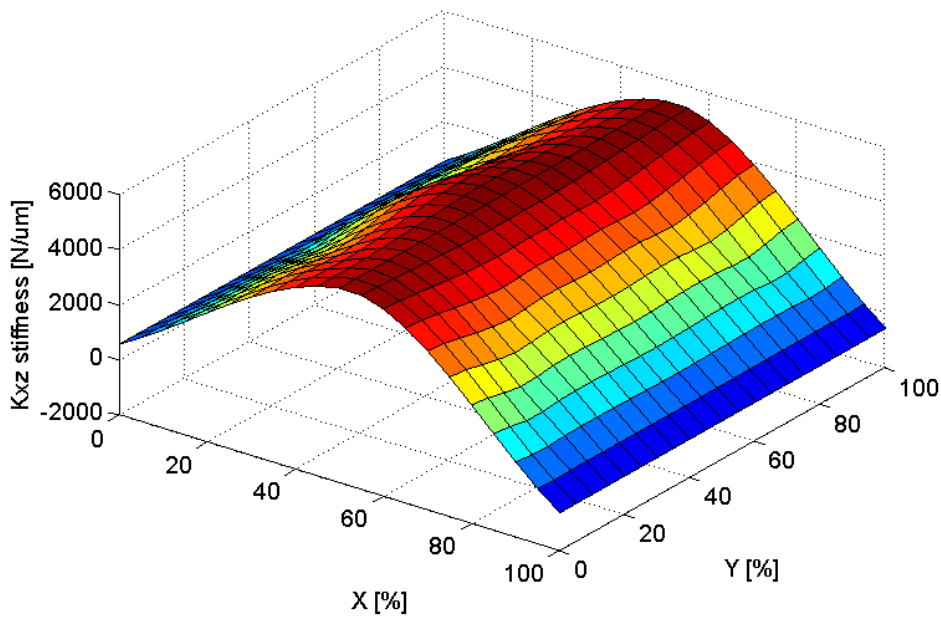


Figura 4.48 – Mapa de la rigidez K_{xz} de la máquina portable

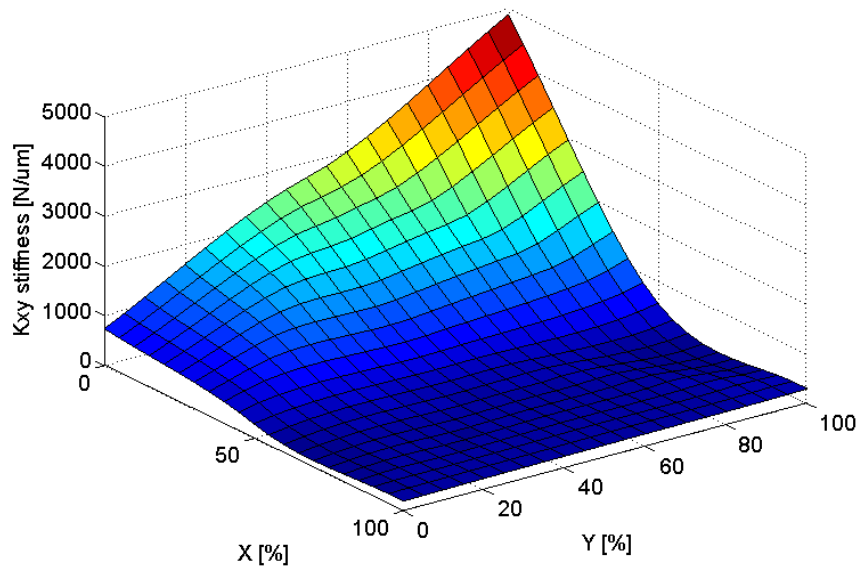


Figura 4.49 – Mapa de la rigidez K_{xy} de la máquina portable

5.3 Respuesta de la punta de herramienta

Obviamente, un análisis estático no es suficiente para caracterizar suficientemente la máquina y definir sus capacidades; es necesario completar este primer análisis con un estudio de su comportamiento en el dominio de las frecuencias. Para examinar el comportamiento dinámico de la máquina, se ha estudiado la función de respuesta en frecuencia de la punta de herramienta.

En sentido estricto, las funciones de respuesta en frecuencia se deberían calcular y evaluar en cada punto del espacio de trabajo, en línea de los trabajos de [Taner Tunc, 2015]. Esto es estrictamente posible con nuestro modelo multibody pero sería, en cualquier caso, muy costoso desde el punto de vista computacional. Un estudio así, punto a punto, sería obligatorio para máquinas portables o máquinas móviles basadas en cinemática paralela dado que en este tipo de máquinas la respuesta dinámica es extremadamente dependiente de la posición y la orientación de la herramienta [Taner Tunc, 2015]. Así, la dirección de avance y las vibraciones ocasionadas por las fuerzas de proceso pueden resultar importantes para obtener condiciones de corte estables. Además, la frecuencia y la amplitud de los modos dominantes (los más bajos en la dirección sensible de la operación) pueden cambiar de forma importante y poco predecible en distintas posiciones del espacio de trabajo.

En cambio, las máquinas portables con cinemática serie tienden a ser más predecibles y más estables en cuanto a los cambios del comportamiento dentro de su volumen de trabajo. En

general tienen un comportamiento más homogéneo [Weck, 2002]. El estudio de la rigidez estática que se acaba de realizar confirma este extremo. Por ello, el comportamiento dinámico de la máquina puede estudiarse y predecirse adecuadamente mediante las funciones de respuesta en frecuencia evaluadas en un punto típicamente representativo del espacio de trabajo, evitando así el tener que realizar costosos ensamblajes, remallados, y cálculos. La posición de referencia para la máquina portable es la misma que se ha empleado para el cálculo de la rigidez estática y la optimización: el punto medio de las carreras X e Y con el carro Z en su posición extrema inferior (la más extendida), que es la posición menos flexible desde el punto de vista de la extensión del barrón y la herramienta hacia las paredes de la vasija de vacío de ITER.

Como anclaje de referencia, se considera el mismo anclaje que se ha empleado en el proceso de cálculo estático y optimización: la máquina anclada a una estructura externa mediante en las interfaces diseñadas para tal efecto en el marco inferior. Desde el punto de vista del modelo, esto implica un empotramiento ideal de los nodos de las citadas regiones. En estas condiciones, la función de respuesta en frecuencia de la punta de herramienta puede verse en la Figura 4.50.

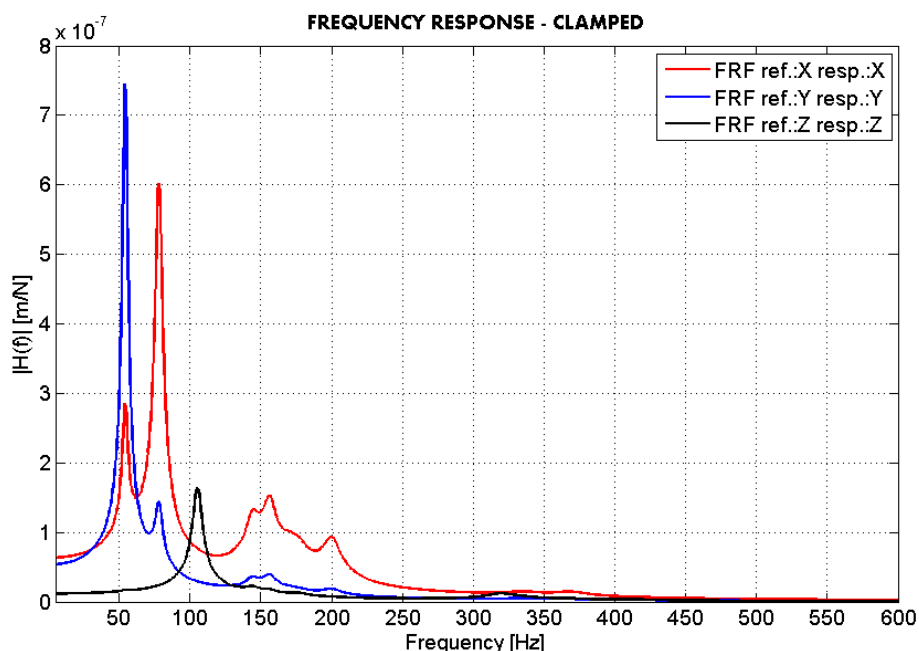


Figura 4.50 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina empotrada

Los resultados han sido correlados satisfactoriamente con estudios FEM específicos realizados fuera del entorno ADAMS. Cuando el sistema está empotrado aparece dos modos principales y dominantes en las direcciones X e Y, localizados en torno a los 58 Hz y los 08 Hz. Estos modos no son simétricos y presentan un grado elevado de acople entre las dos direcciones. De hecho, estos dos modos afectan a las direcciones fundamentales de la operación de la máquina portable, por ejemplo, un contorneado donde la herramienta se desplaza principalmente en las direcciones X e Y. Se ha empleado Patran-Nastran para obtener y representar la forma de estos dos modos (Figura 4.51 y Figura 4.52). Así, se aprecia que el primer nodo es la flexión en plano del marco superior mientras que el segundo modo es una torsión alrededor del eje Z.

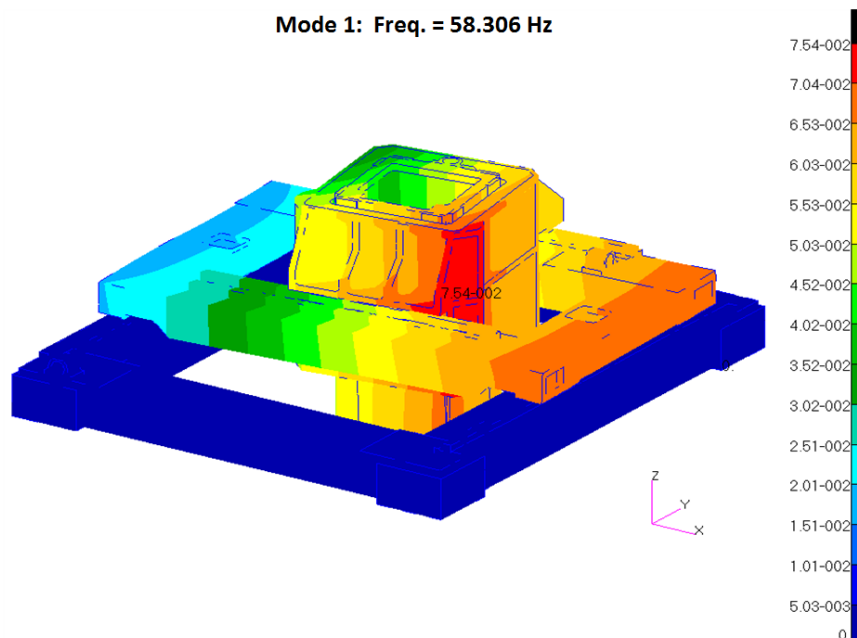


Figura 4.51 – Primer modo de la máquina portable

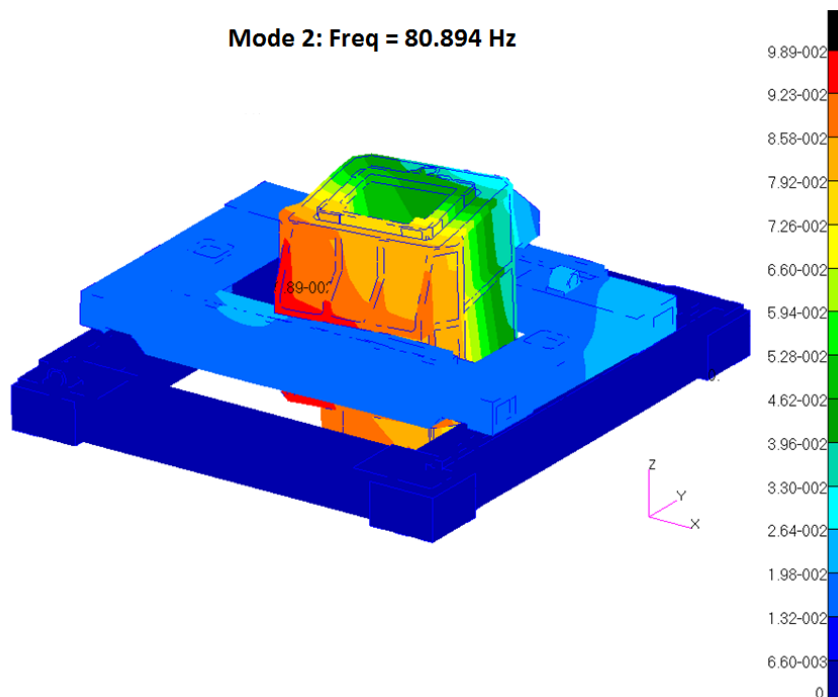


Figura 4.52 – Segundo modo de la máquina portable

Por el contrario, el tercer modo, que afecta sobre todo a la posición en Z, resulta claramente direccional. Se trata, en definitiva, del primer modo axial para la máquina y lo causa la flexión fuera de plano del marco superior (Figura 4.53):

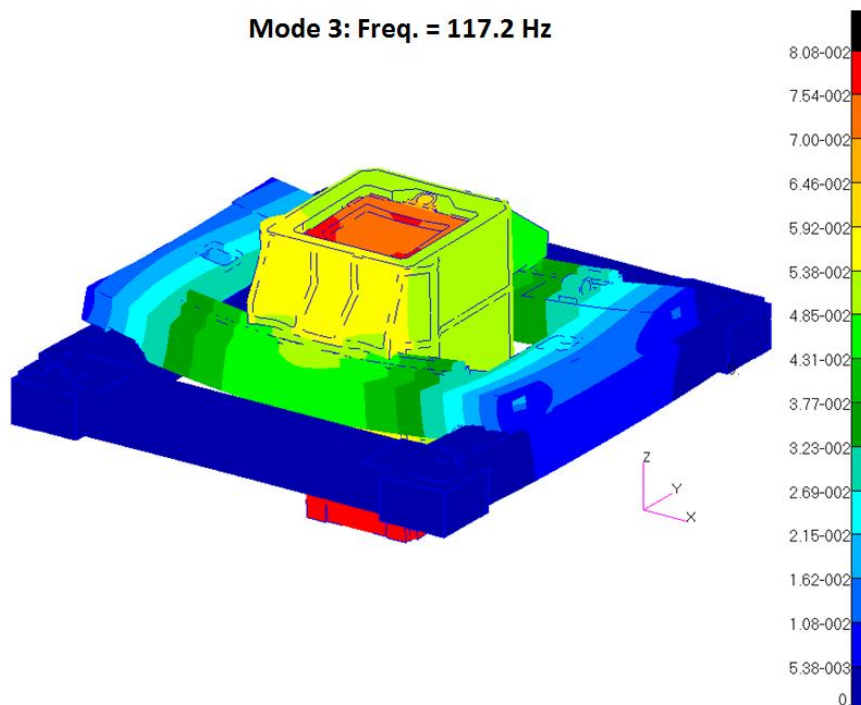


Figura 4.53 – Primer modo axial de la máquina portable – Tercer modo global

Por último, se detecta un modo fuertemente direccional que afecta a la dirección X de la máquina (Figura 4.54). Se trata de una rotación del barrón y carro móvil alrededor del eje Y.

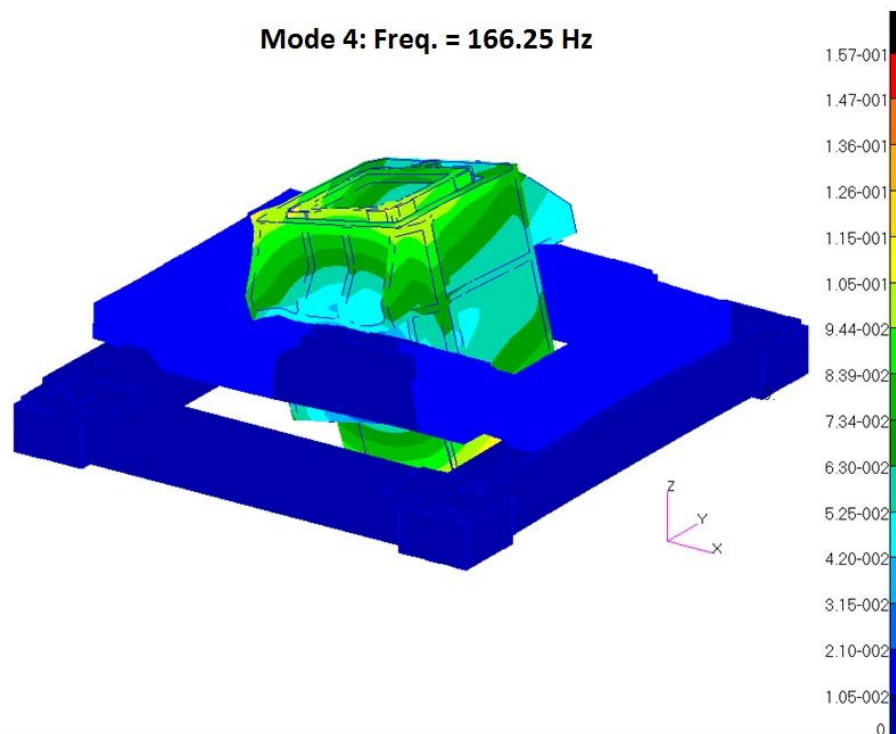


Figura 4.54 – Cuarto modo de la máquina portable

Como conclusión principal, hay que resaltar que cabe esperar perturbaciones acopladas entre los ejes X e Y al mecanizar. El efecto de estas perturbaciones así como su amplitud se va a examinar empleando el potencial del modelo multibody virtual que se ha construido. Este estudio en el tiempo es más interesante cuando se analizan operaciones de acabado con exigencias de precisión que cuando se estudian operaciones de desbaste, porque la simulación en el tiempo de las trayectorias de la punta de herramienta puede emplearse para predecir la precisión del mecanizado final así como otras características de las piezas (rugosidad etc.).

Como ejemplo para ilustrar el empleo del modelo virtual para estas funciones, podemos emplear la operación de contorneado sobre la pieza NAS (UNE 15450-7, equivalente a la internacional ISO 10791-7). Esa norma se emplea para la comparación de máquinas de tres ejes en operaciones de contorneado y las fuerzas implicadas en el proceso ya han sido calculadas en apartados anteriores. Del programa CAM y de la propia geometría de la pieza se puede obtener la trayectoria teórica de la punta de herramienta para realizar el contorneado según se define en la norma. Las coordenadas de esta operación se introducen

en el modelo como consigna para la posición relativa entre sólidos de forma sincronizada con el vector del valor de fuerza instantánea de la operación de contorneado.

Las fuerzas calculadas se han introducido en el modelo multibody virtual de la máquina portable a la vez que la máquina se desplaza según la trayectoria del TCP definida por la operación de mecanizado. Así, se obtiene una estimación de la trayectoria real de la punta de herramienta en la citada operación. Obviamente, a nivel macro el desplazamiento real no se aleja mucho del teórico, pero las diferencias aparecen a menor escala, al observar la trayectoria a nivel de las decenas de micras. Así, pueden observarse detalles como el desplazamiento en la dirección que genera errores de mecanizado. En este caso, al tratarse de una operación de contorneado, la dirección principal de interés es la lateral al avance, pues es la que genera errores de precisión en la pieza. En la Figura 4.55 se observa la trayectoria simulada y un zoom donde se ha graficado el error lateral durante el avance, en todo un lateral.

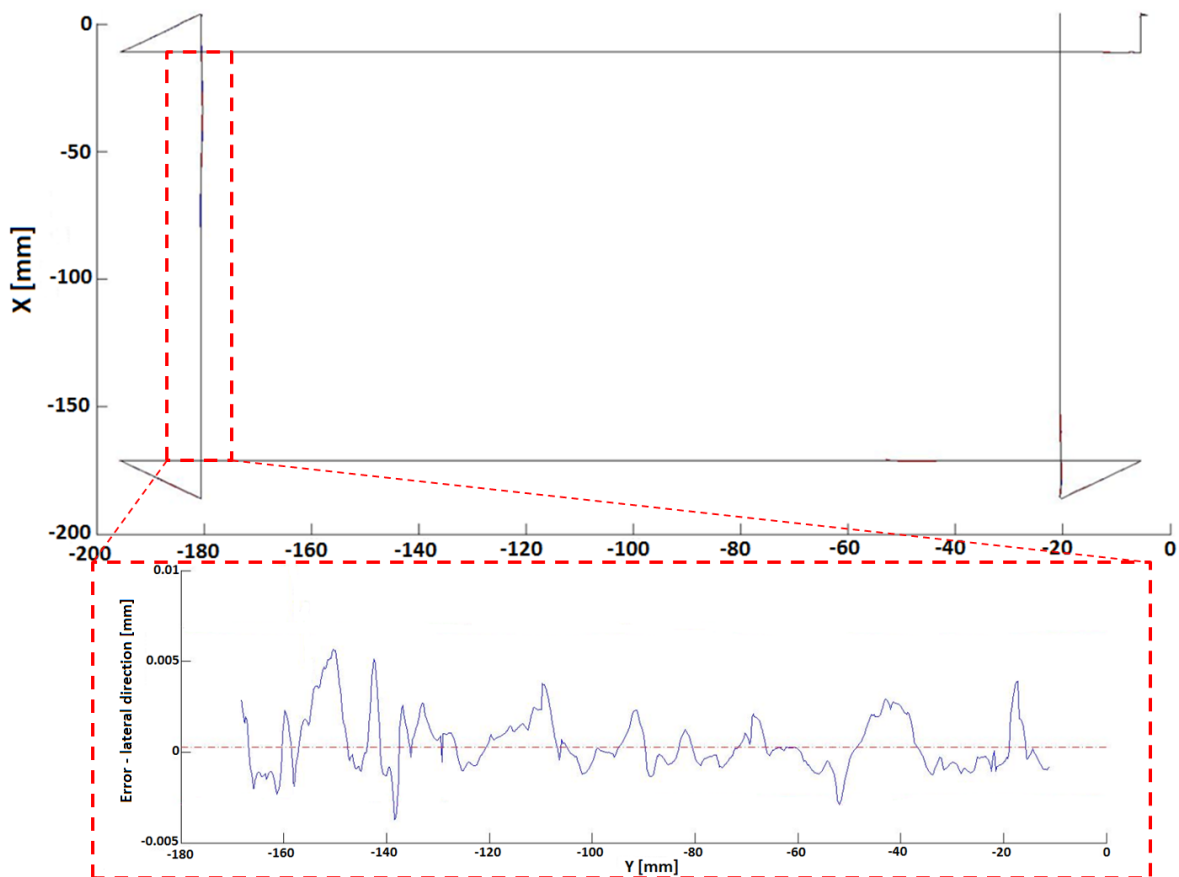


Figura 4.55 – Trayectoria simulada del TCP y zoom sobre el error lateral en un lado

De esta misma forma, se puede simular y estimar el efecto de la interacción estructura-fuerzas de proceso sobre la precisión de las piezas. Es cosa sabida que la herramienta se deforma y desplaza de forma importante durante los procesos de mecanizado, lo que afecta a la precisión de las piezas mecanizadas. Además, la herramienta vibra originando un determinado estado superficial en la pieza. Como efecto secundario, la vibración incrementa el desgaste de la herramienta y reduce su vida útil. Empleando la misma técnica descrita, y sobre el mismo modelo virtual, se puede estimar vía simulación la vibración de la herramienta. En las siguientes figuras se observa la posición simulada del TCP para las dos operaciones consideradas: el desbaste y el acabado.

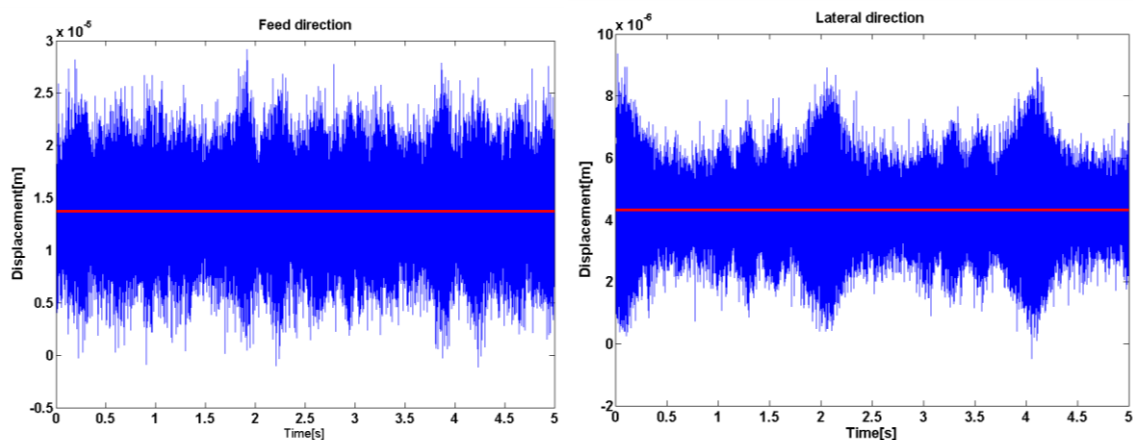


Figura 4.56 – Error de fresado durante el desbaste: avance (izqda.) y lateral (dcha.)

Así, en la dirección de avance observamos valores de deflexión (incluyendo vibración) de hasta $23 \mu\text{m}$, con $9 \mu\text{m}$ en la dirección lateral. Existen picos aislados de mayor valor, pero no son estadísticamente significativos.

Durante las operaciones de acabado, las fuerzas de proceso son significativamente más pequeñas, en torno a los 60 N. Introducidos en el modelo virtual, este devuelve los valores que se observan en la siguiente figura. En este caso los valores de en dirección lateral (deflexión + vibración) son de $10 \mu\text{m}$, con $3 \mu\text{m}$ en la dirección lateral.

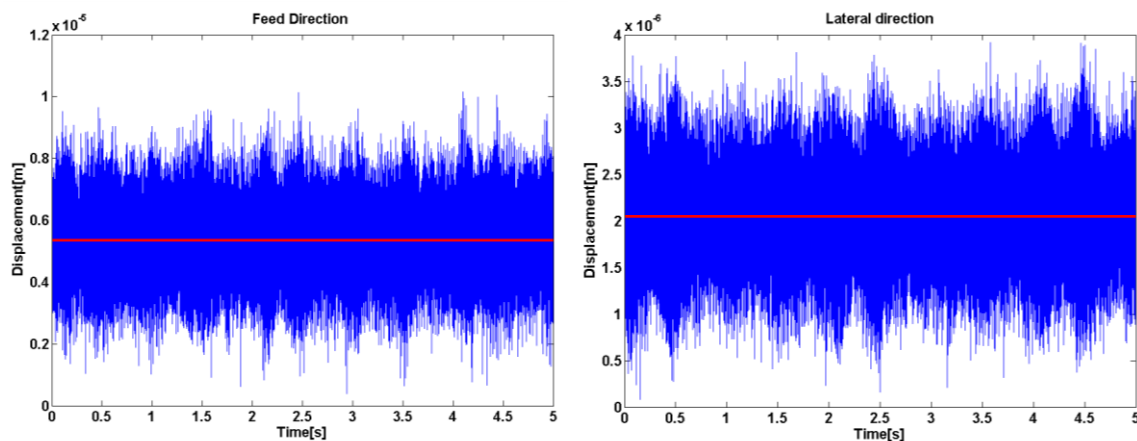


Figura 4.57 – Error de fresado durante el acabado: avance (izqda.) y lateral (dcha.)

5.4 Efecto del anclaje sobre la máquina portable

No siempre la máquina puede anclarse en una estructura externa suficientemente rígida como para que el anclaje pueda definirse como un empotramiento. Para que esta suposición sea válida, es preciso que la rigidez de la interfaz sea al menos un orden de magnitud superior al de la máquina. Lo más habitual será que la máquina tenga que ser instalada empleando sistemas de anclaje no tan rígidos. En el presente apartado se estudia el efecto de dos de estas soluciones, ambas muy típicas de las máquinas portables: un sistema de patas y un sistema en base a una cantidad elevada de ventosas.

5.4.1 Anclaje en base a un sistema de patas

Una de las formas más habituales para ubicar una máquina portable en las cercanías de su punto de funcionamiento es emplear un sistema de patas desarrolladas específicamente para la aplicación. En el capítulo dos se han analizado multitud de ejemplos de máquinas portables con esta solución tecnológica.

En este apartado se estudia el comportamiento de la máquina cuando se emplea el sistema de patas descrito en la Figura 4.149 del presente capítulo. Para la máquina se emplea la misma posición de referencia que se ha utilizado para los estudios anteriores. Con el citado sistema de patas, la función de respuesta en frecuencias de la punta de herramienta de la máquina se aprecia en la Figura 4.58:

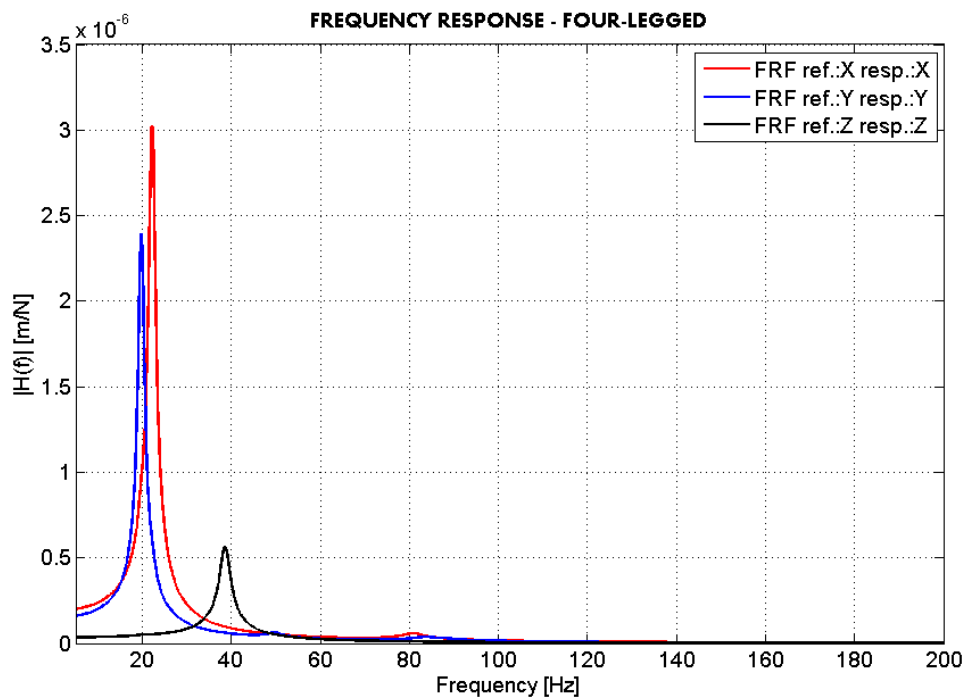


Figura 4.58 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina portable con patas

En este caso, son los primeros tres modos los que marcan las características de la máquina portable, y sus problemas a bajas frecuencias. En comparación con los modos de la máquina empotrada, los modos son notablemente más bajos y las amplitudes un orden de magnitud superiores, lo que lleva a pensar que habría vibraciones un orden de magnitud superiores a las obtenidas en la simulación previa. Esto significa que el sistema de patas no es adecuado para operaciones de desbaste, aunque aún podría ser interesante emplear la máquina portable para operaciones de acabado. Dado que las patas y las ventosas están configuradas en una posición doblemente simétrica los primeros dos modos muestran balanceos importantes y una alta ortogonalidad. Y es el tercer modo el primero axial, aunque se concentra en la flexibilidad de las patas.

Como conclusión, cabe decir que estos primeros tres modos y por tanto las características dinámicas de la máquina aparecen dominadas por la flexibilidad de las ventosas, en una situación en la que la estructura en sí misma puede considerarse muy rígida, al menos mucho más rígida que las ventosas.

5.4.2 Anclaje en base a multitud de ventosas

En el capítulo dos hemos presentado soluciones de máquinas portables que emplean múltiples ventosas, en lugar de sistemas concentrados en patas [Collado, 2005]. Dada la

facilidad para modelizar ventosas, es muy simple simular el comportamiento de la máquina portable objeto de estudio de esta tesis cuando se halla anclada mediante algún sistema como el descrito. Si se ubican ventosas en toda la superficie inferior del marco de acople, la función de respuesta en frecuencia queda de la siguiente manera:

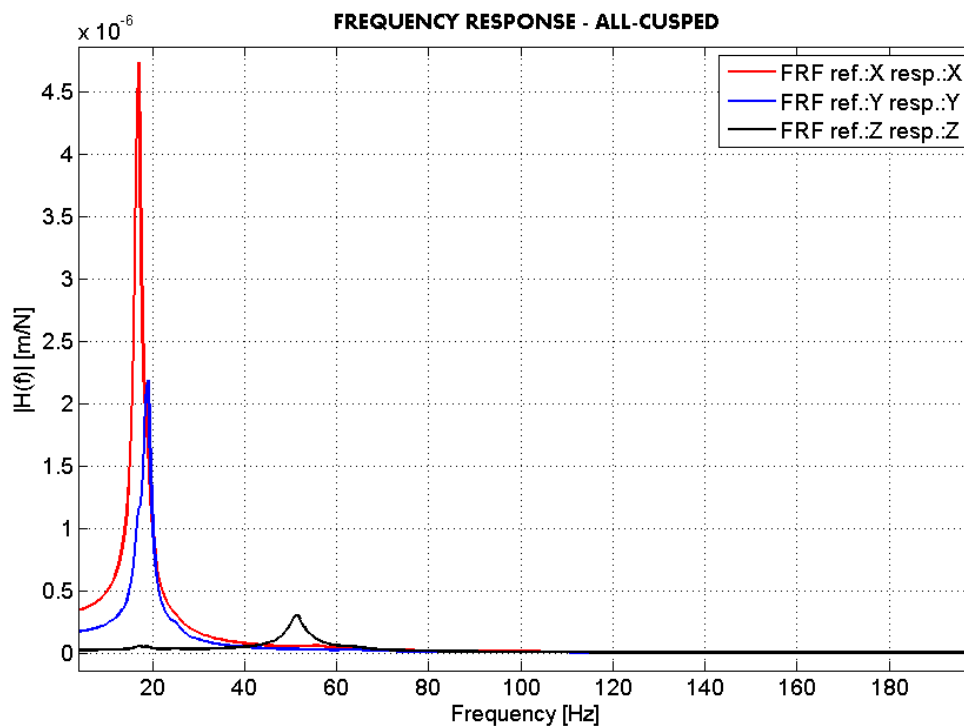


Figura 4.59 – Función de respuesta en frecuencia de la máquina con múltiples ventosas

La gráfica muestra el comportamiento anteriormente descrito pero amplificado. Los dos primeros modos en frecuencias muy similares, mayores amplitudes y un conjunto dominado por la flexibilidad de las ventosas.

5.5 Conclusiones del estudio

El estudio realizado necesita algunas precisiones y permite extraer las siguientes conclusiones

- Se ha empleado un coeficiente de amortiguamiento general de 0.02, lo que es algo más bajo que los valores de referencia considerados en estudios equivalentes [Law,]. Esto significa que las amplitudes que se han calculado pueden estar ligeramente por encima de las amplitudes reales esperables, lo que implica que la máquina sería en realidad dinámicamente algo más rígida que la simulada.

- El comportamiento dinámico de la máquina portable está fuertemente dominado por la solución de anclaje. A partir del comportamiento ideal de la máquina empotrada, la flexibilidad del anclaje redundante directamente en una pérdida de rigidez dinámica. Por ello, cabe concluir que los anclajes son la tecnología habilitadora clave para las máquinas portables y la mejora de sus prestaciones. En adelante, los esfuerzos de I+D deberían concentrarse en desarrollar sistemas de anclaje compactos, rígidos y capaces de adaptarse al amplio rango de situaciones en las que pueden usarse las máquinas portables.

En paralelo, se concluye que durante la fase de diseño y desarrollo de máquinas portables deberían dedicarse tiempo y recursos importantes a estudiar y caracterizar las solución de anclaje incluida en un diseño particular. Para tal tarea, el modelo multibody descrito en la presente tesis se demuestra una técnica muy adecuada

- Las conclusiones acerca de la máquina portable en sí, excluyendo anclajes, deben extraerse del escenario de máquina perfectamente empotrada que hemos analizado. El acoplamiento cruzado entre direcciones que se observa en los 55 Hz y en los 80 Hz se debe, casi con toda seguridad, al diseño casi simétrico de los dos marcos inferiores de la máquina, lo que conduce a funcionamientos muy similares en las direcciones X e Y. Aparte de este efecto, las frecuencias fundamentales son notablemente altas y los valores de amplitud suficientemente bajos (por debajo de $10e-6$ m/N) como para considerar a la máquina portable como una solución válida y útil para un amplio campo de aplicaciones de mecanizado sobre los materiales de ingeniería más comunes, por encima de otros desarrollos especiales que se basan en conceptos de máquina en miniatura o máquina in-situ.
- Del estudio de la respuesta en el tiempo del TCP se puede obtener una estimación de la precisión y la forma final de las operaciones de mecanizado. Así, podemos concluir que la máquina portable podría realizar operaciones de desbaste con precisión de centésimas. Este extremo se confirmará en apartados anteriores cuando los resultados de este análisis se combinen con otras fuentes de error (geométricos, de referenciación etc.) para definir los errores totales de la máquina portable. En cuanto a las operaciones de acabado, las deflexiones y vibraciones por debajo de las $10 \mu\text{m}$ calculadas se combinarían con el resto de fuentes de error para dar como resultado un

acabado con una precisión timada de una centésima (por confirmar). La flexibilidad del anclaje disminuye estas capacidades de forma notable.

- La máquina se ha estudiado para una sola posición centrada. Sin embargo, podríamos graficar este comportamiento en todos los puntos del espacio de trabajo, si bien la arquitectura serie asegura que no se deberían esperar cambios drásticos de las funciones de respuesta. Por lo tanto, el análisis puntual de la máquina parece una estrategia correcta para el modelo de máquina considerado.

6 DEFINICIÓN DE LA CAPACIDAD DE AUTORREFERENCIACIÓN

Ya hemos comentado antes en la presente tesis que las máquinas portables necesitan sistemas específicos para obtener información acerca de la posición relativa entre máquina portable y pieza. La determinación precisa de esta posición relativa es crítica para el funcionamiento de la máquina. Así pues, las máquinas portables necesitan de sistemas de medida y de software y algoritmos específicos para la identificación relativa entre la punta de herramienta y pieza. Además, las máquinas portables necesitan reaccionar de forma ágil a cambios en el entorno, y hacerlo de forma segura y eficaz, incluyendo la gestión de posibles colisiones tanto con la pieza como con estructuras externas a la pareja máquina-pieza.

Hemos comentado también que, una vez situada la pieza, son necesarias repetidas secuencias de interreferenciación entre la pieza y la máquina para poder acometer las labores de mecanizado en los distintos escenarios que hemos detallado en la presente tesis.

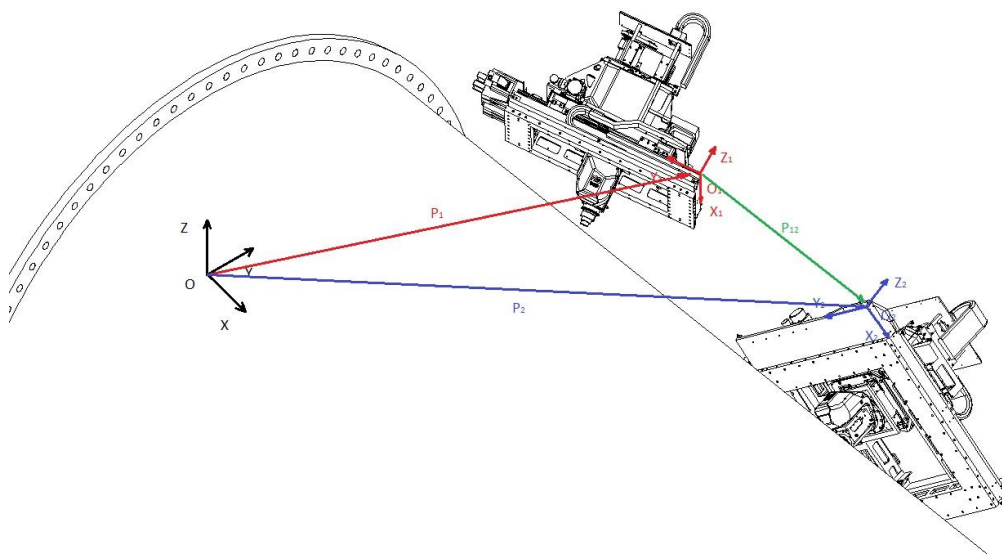


Figura 4.60 – Sistemas de referencia en el empleo de máquinas portables

Como respuesta a esta situación, la máquina portable que venimos estudiando en esta tesis ha sido proyectada para que equiepe un sensor láser de línea para el escaneo y medición de piezas y la interreferenciación entre máquina y pieza. Ya hemos dado detalles del sensor que se ha elegido en puntos anteriores de la presente tesis. En el Capítulo 3 se ha detallado también la secuencia de uso de de citado sensor. El resumen de la secuencia de interreferenciación se puede ver en la siguiente imagen:

Este proceso de autorreferenciación entre máquina y pieza debe ser incluida en el modelo en el modelo virtual, y debe serlo de forma uniforme con respecto al resto de elementos que hemos considerado como fuentes de error. Como ya hemos dicho, el modelo busca asignar a cada fuente de error un efecto en la posición del TCP representado por dos valores, por un lado, la componente sistemática de ese error en posición y por otro la componente aleatoria del mismo error. Y ello debe hacerse para todo el procedimiento de autorreferenciación, pues en este error tendrán influencia el sensor seleccionado, la técnica de captura de puntos que se emplee, el tratamiento que se haga de los mismos, el algoritmo empleado etc. Por tanto, siendo éstas las causas de error, es necesario realizar la determinación de los errores de referenciación para cada procedimiento, pues la variación de una de las etapas tiene efecto en el resultado final.

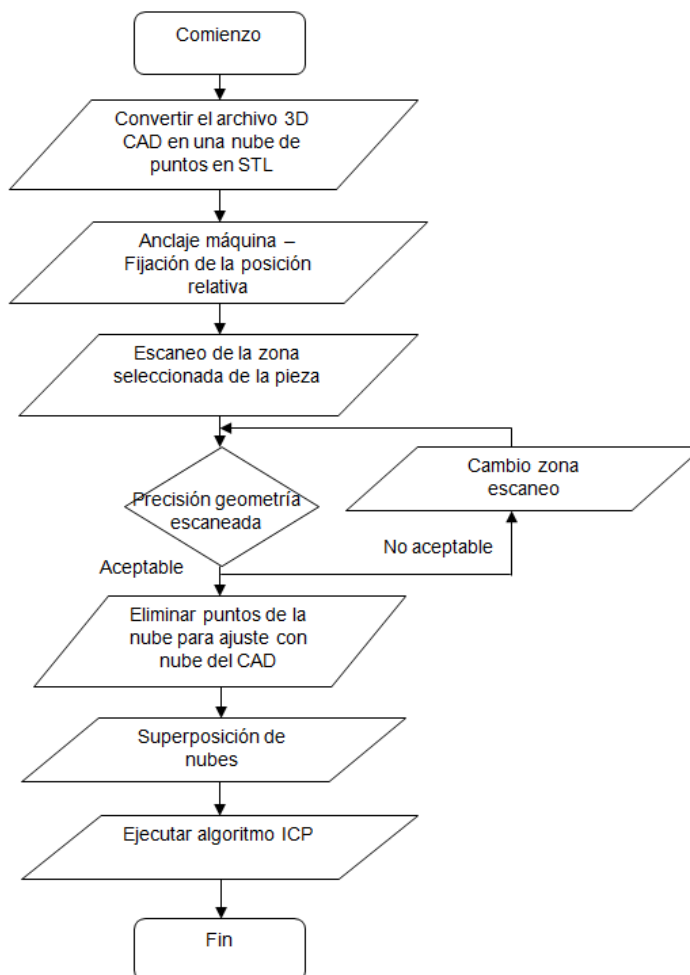


Figura 4.61 – Diagrama de flujo del proceso de interreferenciación máquina-pieza

6.1 Caracterización experimental del método

Para determinar los errores (sistemático y aleatorio), se ha instalado el sensor SmartRay 710 en la máquina BIZKOR, una fresadora de tres ejes propiedad de IK4-TEKIKER equipada con un control FAGOR 8070, el mismo con el que estaría equipada la máquina portable. Junto con la máquina, disponemos de un PC donde se han instalado los paquetes GOM-INSPECT™ V7.5 SR1 y el software profesional ATOS™ V6.3.0 de la compañía GOM, a fin de aprovechar sus avanzadas capacidades de display y una operación más simple y rápida que la que dan las librerías PCL libres de Internet. Ambos programas además nos permiten la creación de macros y retinas ejecutables para su integración automática en el control de la máquina.

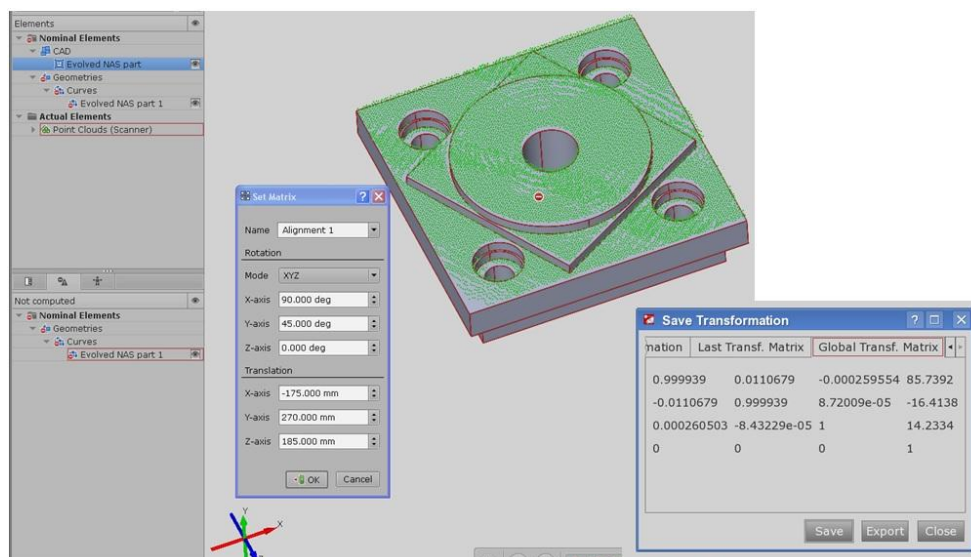


Figura 4.62 – Proceso de Best-fitting y relación entre sistemas de coordenadas

Como espécimen de prueba, se ha empleado la misma pieza NAS, según se define en la norma UNE 15450-7 (equivalente a la internacional ISO 10791-7). Esa norma se emplea para la comparación de máquinas de tres ejes en operaciones de contorneado y es por tanto muy adecuada para nuestro propósito. Las dimensiones de la pieza son 160 x 160 mm, que entra de forma holgada en el volumen de trabajo simulado en la máquina convencional de nuestra máquina portable. La pieza está realizada en aluminio brillante, lo que introduce errores adicionales y complicaciones en el proceso de referenciación, con lo que el método está sesgado y tendrá más errores que los que potencialmente se podría encontrar el sistema en operación real. Sin embargo, dado que el método tiene propósito general, debe ser capaz de funcionar con piezas tan poco adecuadas como esta, con lo que estamos simulando una

situación problemática pero probablemente real. La pieza se tratará como si fuera un subconjunto de geometrías típicas parte de una pieza mayor en lugar de como una pieza completa. Funciona, por tanto, como una minúscula parte de una pieza de mayor tamaño, donde se aprecian superficies cilíndricas, planos, aristas, vértices etc.

Tabla 4.19: Características de la pieza NAS según UNE 15450-7

Pieza de ensayo	
Modelo	Pieza NAS según UNE 15450-7 (ISO 10791-7)
Material	Aluminio (sin recubrir)
Dimensiones en planta	160 mm x 160 mm
<u>Geometría: Agujero central</u>	
Cilindricidad	< 10 μm
Perpendicularidad con la base	< 10 μm
<u>Geometría: Planta cuadrada</u>	
Rectitud de caras	< 10 μm
Perpendicularidad con la base	< 10 μm
Paralelismo con plano referencia	< 10 μm
<u>Geometría: Cilindro</u>	
Circularidad	< 15 μm
Concentricidad con agujero central	< 25 μm

Para realizar la prueba, se ha reducido el volumen de trabajo de la fresadora BIZKOR a las mismas dimensiones que la máquina portable: 300 mm x 200 mm x 200 mm (XYZ). El control FAGOR 8070 puede leer y gestionar matrices de transformación homogéneas de forma simple y transparente para el usuario.

Tabla 4.20: Características de la Máquina BIZKOR para el ensayo de referenciación

Máquina	
Modelo	Fresadora de tres ejes "BIZKOR" de IK4-TEKNIKER
Espacio de trabajo	800 mm x 650 mm x 600 mm

Espacio de trabajo (XYZ) para ensayos	300 mm x 200 mm x 200 mm
Control numérico	FAGOR 8070

La campaña experimental se basa en una secuencia que se detalla en la Figura 4.63 de flujo, que vale tanto para el caso en que se han realizado traslaciones de la pieza como rotaciones de la pieza:

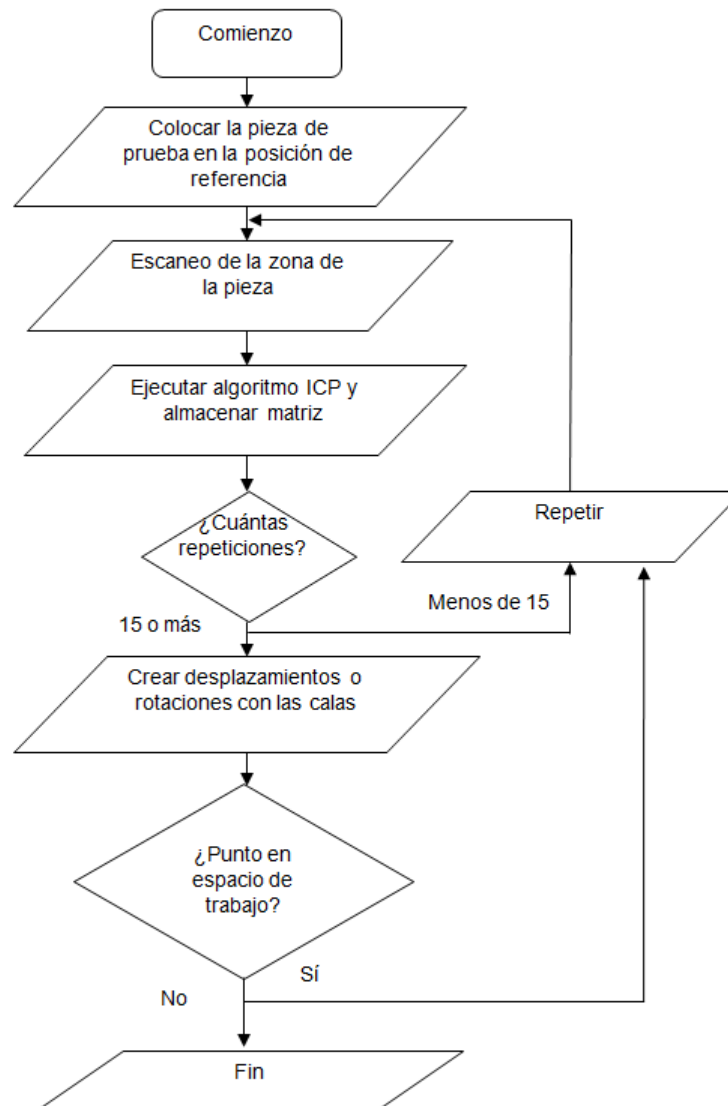


Figura 4.63 – Diagrama de la secuencia de las pruebas experimentales

Dentro del volumen de trabajo se ha creado una referencia constante para la pieza y durante todo el experimento mediante una escuadra metálica. Antes de cualquier experimento, la pieza se colocó sobre la referencia y estando allí se escaneó, a fin de disponer de una referencia clara sobre la que volver en caso necesario. Cada escaneo se repitió 15 veces a fin

de tener datos estadísticamente sólidos y representativos, y unas buenas estimaciones de la varianza experimental. Cada set de repeticiones necesita 4 minutos para ejecutarse, todo mientras la temperatura se controlaba en $20 \pm 1^\circ$.

6.2 Calibración extrínseca del sensor

Antes de comenzar la campaña de ensayo, es necesario situar el sensor con respecto al TCP o situar al sensor en el sistema de coordenadas máquina. El objetivo fundamental de esta actividad es poder trasladar las coordenadas de los puntos capturados por los escáneres láser al sistema de coordenadas máquina. A este proceso se le denomina calibración extrínseca y en a presente tesis se han seguido las directrices dadas por [Che, 2000].

Para ello, en la fresadora BIZKOR de tres ejes se ha dispuesto un artefacto formado por una barra de epoxi más fibra de carbono donde hay situadas tres bolas calibradas. Este artefacto patrón se introdujo en el espacio de trabajo Figura 4.64.

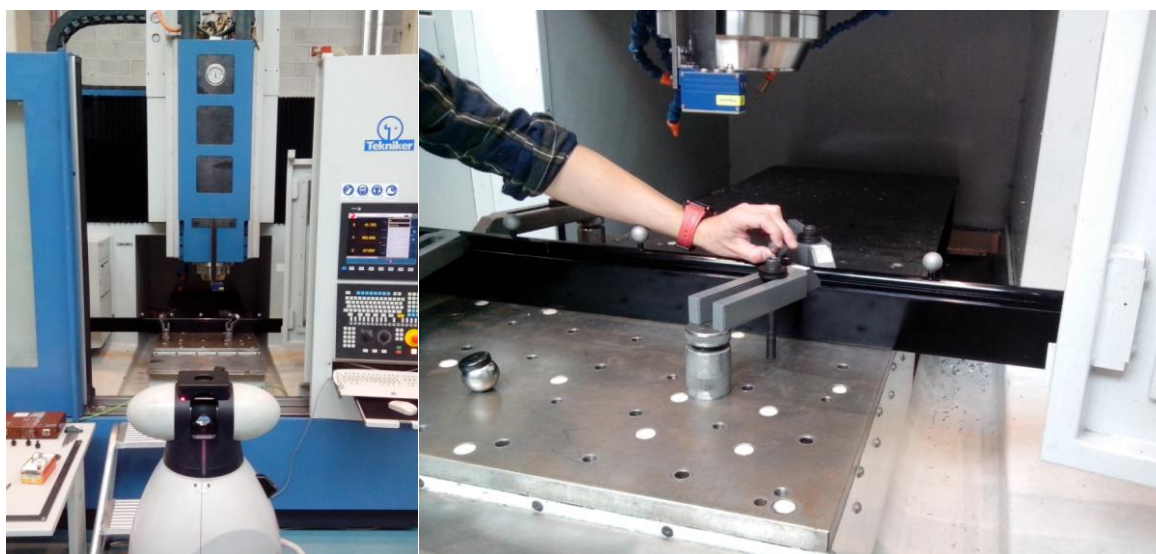


Figura 4.64 – Proceso de localización del patrón en el volumen de trabajo de la fresadora

Con un laser tracker externo a la máquina se han localizado tanto el sistema de coordenadas de la máquina como los centros de las bolas calibradas en este sistema de coordenadas, empleando el sistema de coordenadas del láser tracker como sistema de referencia externo a ambos. El resultado es la definición del sistema de coordenadas máquina y la posición de las bolas calibradas en este sistema de coordenadas. A fin de calibrar extrínsecamente el sensor de escaneo o barrido láser, trataremos de identificar estas mismas bolas calibradas en el sistema de coordenadas del sensor.

El resultado del proceso de determinación de los sistemas de coordenadas se puede apreciar en la Figura 4.65, en forma de captura de pantalla del software MetrologX:

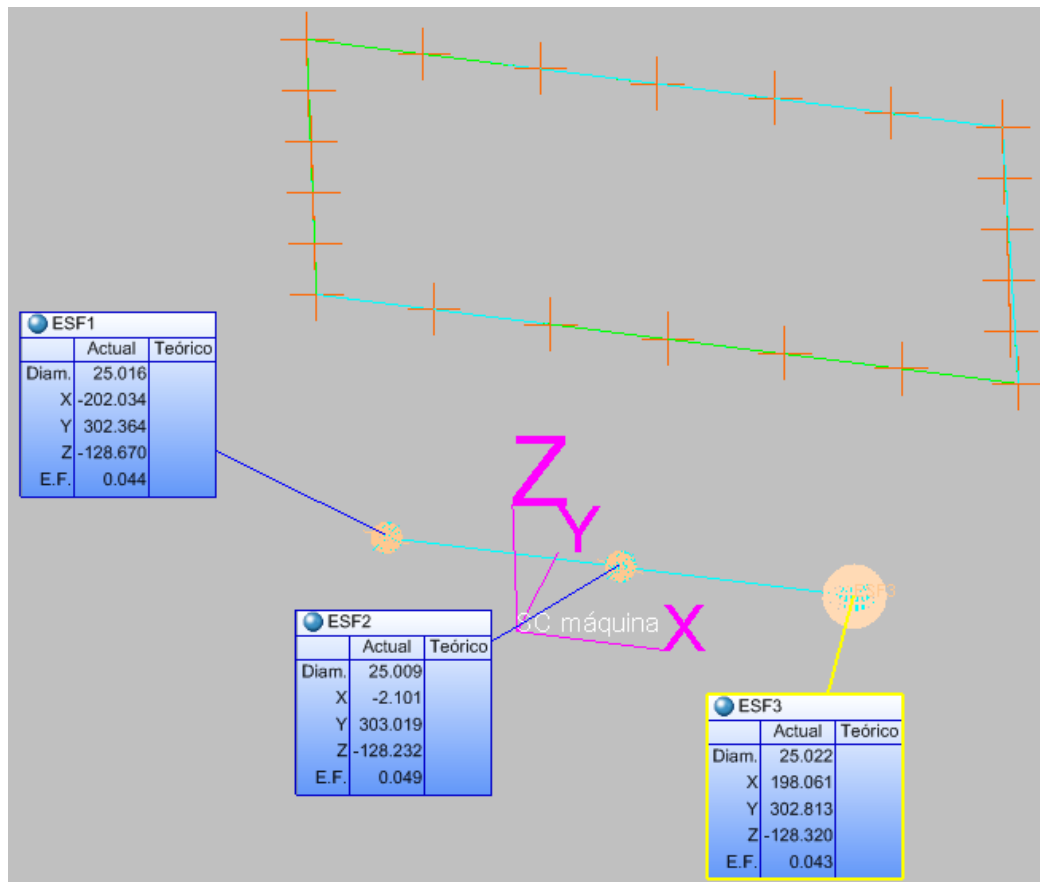


Figura 4.65 – Localización del patrón en el volumen de trabajo de la fresadora

Una vez realizadas estas medidas, se han escaneado las bolas calibradas mediante el escáner láser (Figura 4.66).



Figura 4.66 – Resultado del escaneo de las tres esferas calibradas

Dada la posición relativa entre las esferas calibradas y el láser, solo se ha podido obtener un casquete como nube de puntos. A partir de esas nubes de puntos, no ha sido posible obtener centros de esfera con baja incertidumbre. Por ello, se ha cambiado la estrategia. Cada disparo del láser genera una serie de puntos todos contenidos en el plano de proyección. Su intersección con la esfera es una circunferencia. Aunque no podemos obtener centros de esferas a partir de las nubes de puntos obtenidas, sí que podemos obtener el centro de la

circunferencia en cada disparo. De esta forma, para cada disparo tenemos una circunferencia, y por cada circunferencia un centro. El lugar geométrico de todos los centros de estas circunferencias debe ser una recta paralela a la dirección de de ensayo. Tal recta se aprecia en la Figura 4.67, donde se han representado uno de los casquetes, la recta y las sucesivas circunferencias:

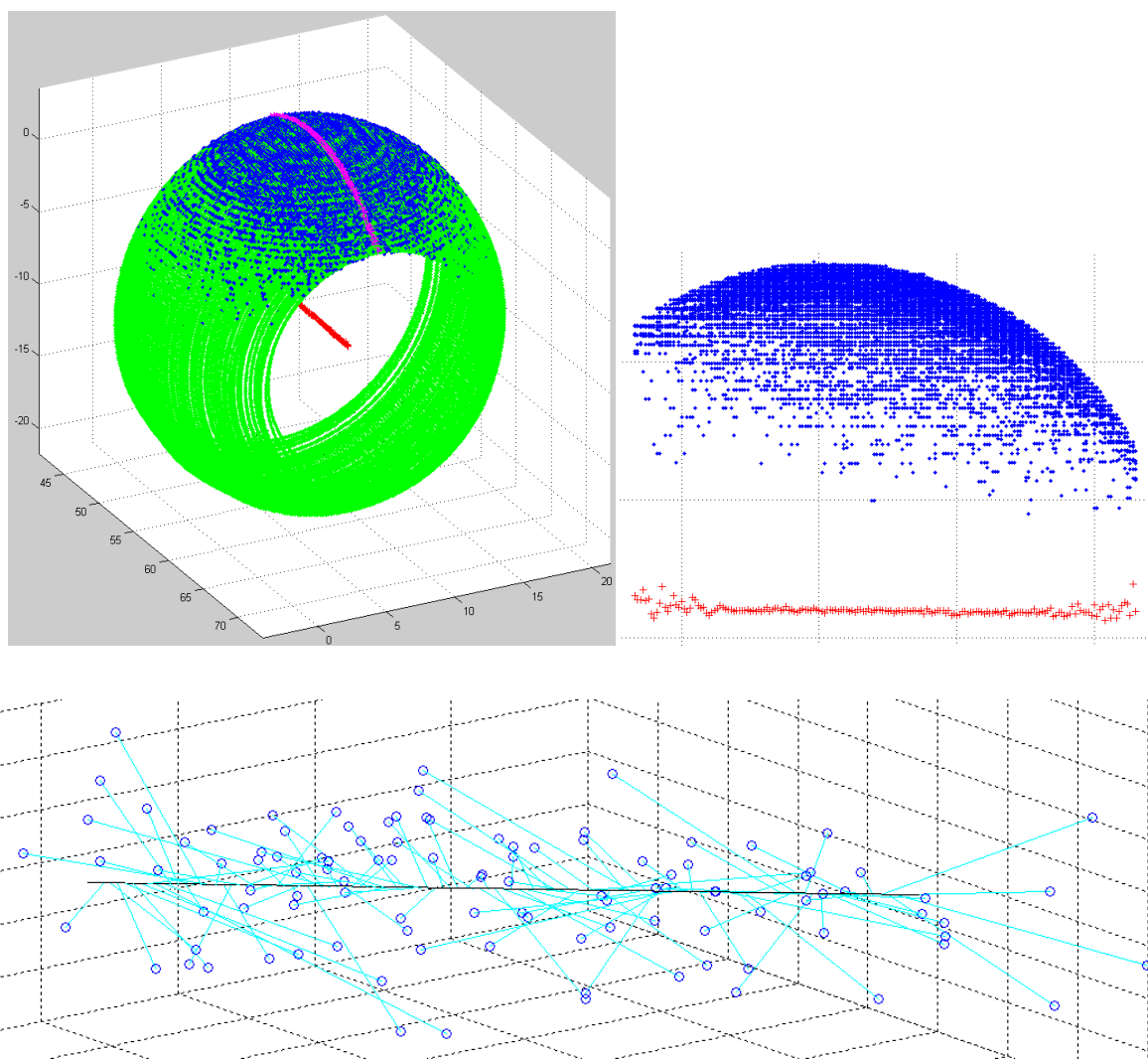


Figura 4.67 – Casquetes escaneados, recta de centros y los centros de cada casquete

Como se ha dicho, cada disparo genera una circunferencia de radio conocido. El centro de la esfera se ha identificado como el punto medio de los centros de las dos circunferencias de mayor radio.

De esta forma, por cada esfera podemos obtener un punto central P_i que tendría unas coordenadas (x_{si}, y_{si}, z_{si}) en el sistema de coordenadas del sensor. Mediante el laser tracker, en cambio, hemos obtenido las coordenadas de esas mismas esferas en el sistema de

coordenadas máquina (x_{wi}, y_{wi}, z_{wi}) . Para cada esfera escaneada, los centros de las esferas representadas en dos sistemas de coordenadas distintos son de hecho puntos conjugados y sus coordenadas valores conjugados. Así, sus dos representaciones de coordenadas se pueden relacionar entre sí mediante una matriz de transformación homogénea que contenga las traslaciones y rotaciones (también las posibles distorsiones) de uno de los sistemas de coordenadas con respecto del otro. Podemos expresar esta transformación general del sistema de coordenadas sensor $\{S\}$ al sistema de coordenadas de la máquina $\{W\}$ de la siguiente forma:

$${}^w_s T = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & p_1 \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & p_2 \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & p_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Donde los t_{ij} son las componentes de los vectores unitarios del sistema de coordenadas del sensor expresados en el sistema de coordenadas máquina y p_i las coordenadas del origen de sistemas de coordenadas sensor expresadas en el sistema de coordenadas máquina.

Así, por cada centro de esfera tenemos que $(x_w, y_w, z_w, 1)^T = {}^w_s T (x_s, y_s, z_s, 1)^T$. Se puede demostrar que:

$$\begin{aligned} t_{11}^2 + t_{21}^2 + t_{31}^2 &= 1 \\ t_{12}^2 + t_{22}^2 + t_{32}^2 &= 1 \\ t_{13}^2 + t_{23}^2 + t_{33}^2 &= 1 \\ t_{12}t_{13} + t_{22}t_{23} + t_{32}t_{33} &= 0 \end{aligned}$$

Para resolver este problema y obtener los componentes de esta matriz, podemos plantear el siguiente problema de minimización, donde se minimiza la norma del vector error que se origina al realizar la transformación de coordenadas entre ambos sistemas. Este problema de optimización puede resolverse empleando los multiplicadores de Lagrange:

$$F = \sum \mathbf{I} \mathbf{P}_{wi} - {}^w_s T \mathbf{P}_{si} \mathbf{I}^2 + \lambda_1 (t_{11}^2 + t_{21}^2 + t_{31}^2 - 1) + \lambda_2 (t_{12}^2 + t_{22}^2 + t_{32}^2 - 1) + \lambda_3 (t_{13}^2 + t_{23}^2 + t_{33}^2 - 1) + \lambda_4 (t_{12}t_{13} + t_{22}t_{23} + t_{32}t_{33})$$

Donde los λ_i son los multiplicadores de Lagrange. Este problema se puede resolver por medio de paquetes de software como MATLAB. Así, se obtienen los componentes de la matriz de paso entre los dos sistemas de coordenadas.

Con la calibración extrínseca resuelta, ya podemos representar cualquier pieza escaneada dentro del volumen de trabajo. El resultado de un escaneo típico de nuestra pieza de prueba en una posición aleatoria puede verse en la Figura 4.68.

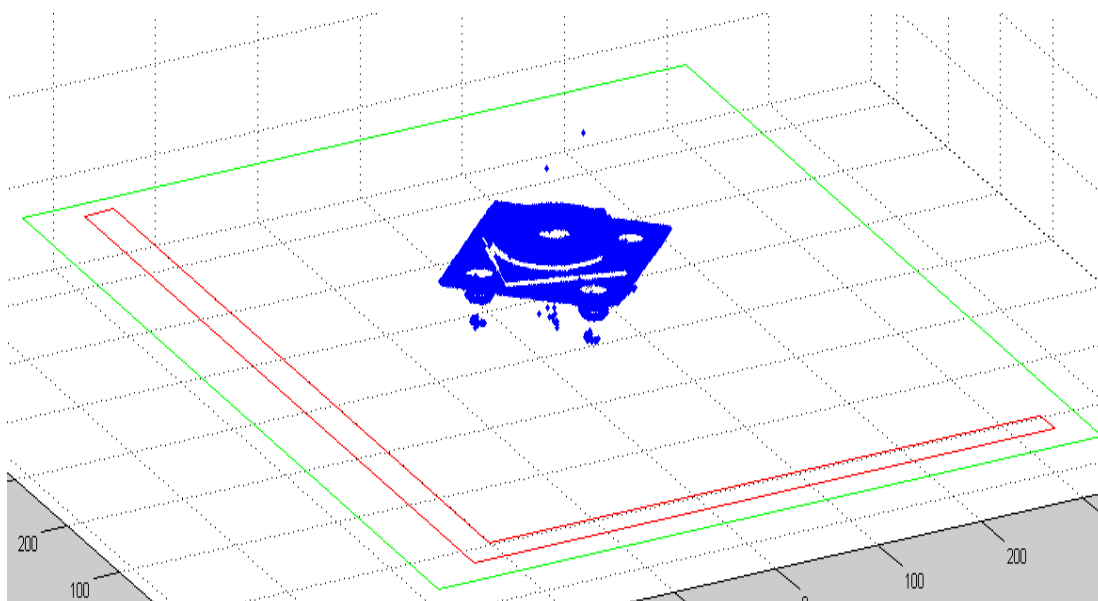


Figura 4.68 – Ejemplo de localización de la pieza NAS en el volumen de trabajo

6.3 Generación de desplazamientos

Las traslaciones de la pieza se generaron mediante distanciadores o calas de taller de case de precisión cero. Concretamente se emplearon calas de 25 mm de longitud que presentan una incertidumbre en su longitud de 0,1 μm a 20°C, según ISO 3650. Para ello, el distanciador se colocaba en contacto con la pieza, se inmovilizaba, y a continuación se movía la pieza de sitio de un extremo de la cala al otro, con lo que se desplazaba los 25 mm requeridos. LA distancia nominal de la cala se ha considerado como el valor real del desplazamiento generado. En la Figura 4.69 se aprecia el escaneo de la posición de referencia y de una desplazamiento de 25 mm.

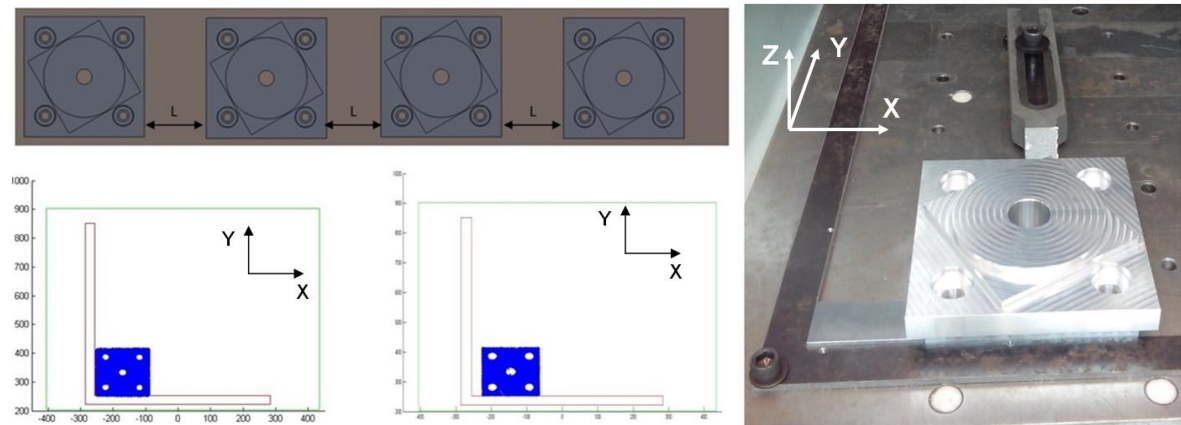


Figura 4.69 – Concepto, realización y escaneo de la pieza NAS – traslación

Se empleó el mismo procedimiento para generar las rotaciones (Figura 4.70). En este caso, en lugar de emplear las calas como distanciadores, se combinaron distintas calas para obtener ciertos ángulos que podemos conocer de forma muy precisa según las dimensiones de cada cala. Una vez generadas las rotaciones, los escaneos se han realizado de forma idéntica.

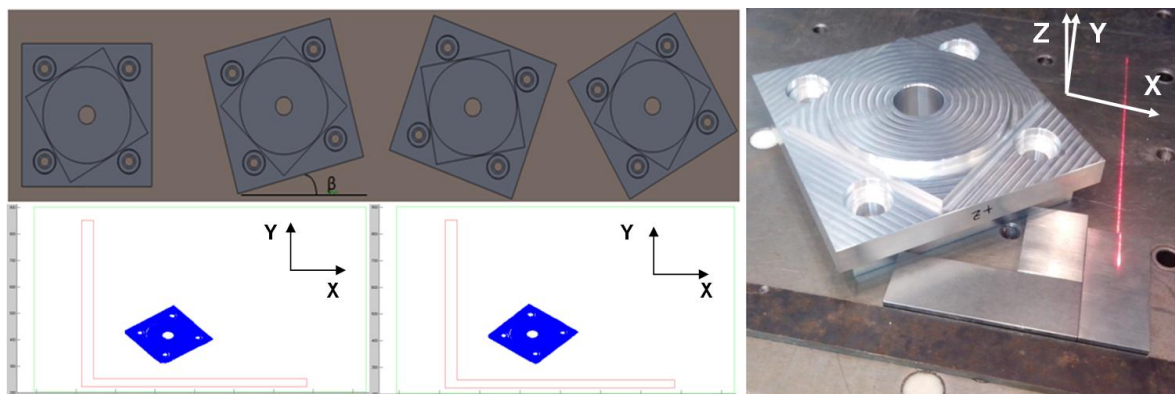


Figura 4.70 – Concepto, realización y escaneo de la pieza NAS – rotación

6.4 El proceso de escaneo

Una vez colocada la pieza, se estableció la dirección X como dirección de escaneo. Para la pieza de prueba, se realizaron dos pasadas de escaneo por prueba, porque el campo de visión del escáner a con el sensor a 150 mm de la pieza es de alrededor de 80 mm y la dimensión máxima de la pieza es de 160 mm. Para realizar estos escaneos dobles, la máquina se desplazaba 80 mm en dirección Y. A lo largo del escaneo y tal y como se describe profusamente en [Che, 2000], una de las coordenadas del punto captura se le asigna en función de la coordenada X en la que se realiza el disparo de captura. Las otras dos coordenadas son asignadas por el sensor mediante la captura del punto captado en el plano

de emisión/recepción del sensor. Una vez tenemos estas tres coordenadas podemos representar cada punto en el espacio de trabajo máquina empleando la matriz de transformación homogénea que hemos calculado en la fase de calibración.

Una vez obtenidas las nubes de puntos, estos se procesan on line. Las dos nubes de puntos decaladas que se obtienen se separan 80 mm una respecto de la otra y se graban en el mismo archivo.

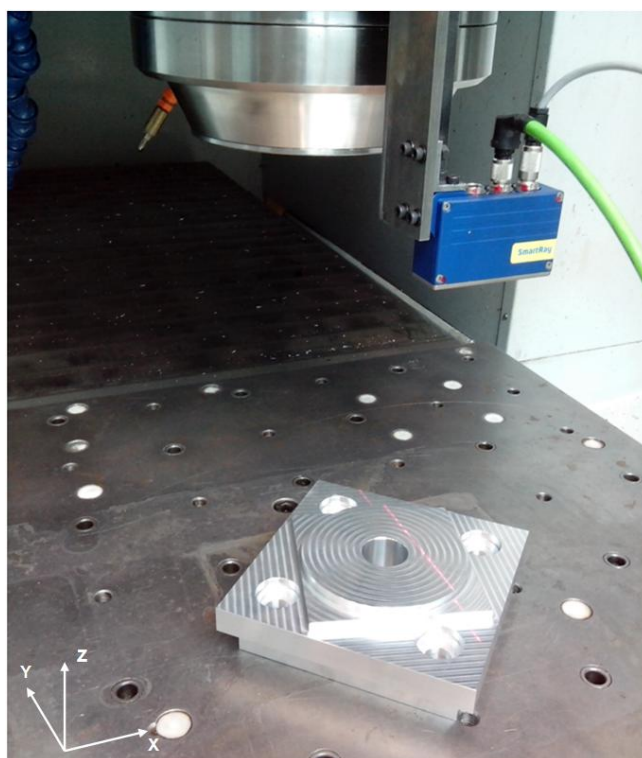


Figura 4.71 – Vista de un proceso de escaneo típico

Los parámetros de las secuencias de escaneo se han resumido en la Tabla 4.21:

Tabla 4.21: Parámetros de las secuencias de escaneo de las pruebas experimentales

Parámetros escaneo	
Tiempo de exposición	5 μ s
Ganancia enable	3
Modo de disparo	External
Delay en disparo	0

Proceso de escaneo	
Dirección de escaneo	X
Dirección lateral (para sensor)	Y
Direction vertical (para sensor)	Z
Nº de perfiles de escaneo	200
Distancia entre dos perfiles (en X)	0,9 mm
Número de escaneos por pieza	2
Puntos escaneados por perfil	500
Número aproximado de puntos registrados por nube	16000
El experimento	
Número de puntos en espacio de trabajo	117
Número de repeticiones por punto	15
Δ rotación	Varios
Δ desplazamiento	25 mm

6.5 Resultados experimentales – Traslaciones

Así, en cada punto se han registrado y guardado quince matrices de traslación. Estas matrices han servido para investigar dos enfoques distintos de tratamiento de datos:

- En primer lugar, fijar la posición relativa pieza máquina haciendo un best fit (ICP) de la pieza con la nube de puntos original obtenida del modelo CAD de la pieza. Esto implica, en cada punto, hacer repetidas operaciones de referenciación, repitiendo cada vez que se realiza un desplazamiento.
- En segundo lugar, tratar de estimar las traslaciones, mediante el best fit (ICP) de las nubes de puntos obtenidas antes y después de un desplazamiento a fin de estimar la traslación de la pieza (equivalente a la traslación de la máquina portable sobre un pieza estática de gran tamaño), sin emplear la nube de puntos del CAD original. Únicamente se emplean este modelo CAD y su nube de puntos en el instante inicial y con la posición de referencia.

Estas dos soluciones se podrían emplear indistintamente para seguir el movimiento de la máquina portable.

6.5.1 Resultados: Enfoque N°1

La Tabla.44 resume los resultados obtenidos en dos de posiciones estudiadas, correspondientes a la posición de referencia y a un primer desplazamiento de 25 mm en dirección X. Para cada posición, resume las coordenadas (XYZ y angulares) donde se ha detectado la pieza los valores medios de las 15 repeticiones, las desviaciones típicas experimentales y las varianzas experimentales. De las coordenadas, se pueden deducir las estimaciones del desplazamiento, con sus propias medias, desviaciones típicas y varianzas.

Tabla 4.22: Resultados del escaneo y best-fit para dos posiciones – traslaciones

		Repeticiones					Media	σ^2	σ
		1	2	...	14	15			
Referencia (real) PX=159.062 mm PY=23.251 mm PZ=270.270mm	Ang. y(°)	0	0	...	0	0	-0.003	2.381E-05	0.0048
	Ang. x(°)	-0.08	-0.07	...	-0.08	-0.08	-0.076	2.571E-05	0.0050
	Ang. z(°)	0.03	0.09	...	-0.02	0.11	0.038	1.631E-03	0.0403
	Coord x (mm)	159.097	159.018	...	159.056	159.145	159.111	2.470E-03	0.0496
	Coord y (mm)	23.387	23.445	...	23.67	23.088	23.401	1.817E-02	0.1348
	Coord z (mm)	270.278	270.279	...	270.274	270.269	270.272	6.517E-05	0.0080
Translation in X 25 mm (true) PX=134.062 mm PY=23.251 mm PZ=270.270 mm	Ang. y(°)	0	-0.01	...	0	-0.01	-0.003	2.095E-05	0.0045
	Ang. x(°)	-0.08	-0.08	...	-0.08	-0.08	-0.080	0.000E+00	0
	Ang. z(°)	0.12	0.11	...	0	-0.08	0.036	5.626E-03	0.0750
	Coord x (mm)	134.12	134.042	...	134.054	134.063	134.049	4.899E-03	0.0699
	Coord y (mm)	23.226	23.188	...	23.428	23.604	23.372	2.137E-02	0.1461
	Coord z (mm)	270.29	270.276	...	270.282	270.274	270.285	4.664E-05	0.0068
Displacement (mm)		24.977	24.976	...	25.002	25.082	25.062		
Error (mm)		0.023	0.024		-0.002	-0.082	-0.0618	0.0070	0.0837

De la tabla anterior pueden obtenerse dos resultados distintos. En primer lugar, el error medio del proceso de Registration 3D mediante el método descrito en la presente tesis. Esto equivale al error sistemático del empleo de una nube de puntos escaneada y comparada con la nube de puntos obtenida desde el CAD. Esto se obtiene comparando las posiciones mediadas calculadas con la posición teórica correcta. Es decir:

$$E_{xx} = P_{x_{true}} - \overline{P_{x_{registraion}}}$$

$$E_{xy} = P_{y_{true}} - \overline{P_{y_{registraion}}}$$

$$E_{xz} = P_{z_{true}} - \overline{P_{z_{registraion}}}$$

Para las dos posiciones mostradas, la referencia y un primer desplazamiento de 25 mm, el error sistemático (en valor absoluto) se resume en la Tabla 4.23. E_{ij} representa el error en la determinación de la coordenada j cuando el proceso de escaneo se realiza en la dirección i :

Tabla 4.23: Error sistemático del proceso de best-fit en dos posiciones

	E_{xx} (mm)	E_{xy} (mm)	E_{xz} (mm)
En posición referencia	0.049	0.150	0.002
Tras desplazamiento de 25 mm	0.013	0.121	0.015

Con el resto de desplazamientos, con los que se ha barrido el volumen de trabajo, se puede obtener de forma similar el error sistemático, y mapear o guardar en tablas. El uso de estas tablas es inmediato: se deberían guardar en memoria del control de la máquina portable, y se podría aplicar a modo de corrección a los valores obtenidos al ejecutar el proceso de inter-referenciación. Se esta forma, el error del citado proceso se reduciría pues se limitaría a la componente aleatoria del mismo. Una vez realizado el proceso para todo el volumen de trabajo de 300 mm x 200 mm x 200 mm, el error sistemático máximo ha sido de 0.072 mm para E_{xx} , 0.58 mm para E_{xy} y 0.021 para E_{xz} .

Tabla 4.24: Error sistemático máximo del proceso de best-fit en el volumen de trabajo

	E_{xx} (mm)	E_{xy} (mm)	E_{xz} (mm)
Error sistemático medio en el espacio de trabajo	0.051	0.190	0.002
Error sistemático máximo en el espacio de trabajo	0.072	0.58	0.021

Dado que este error está destinado a ser compensado, no se muestran aquí los mapas de error sistemático en todo el espacio de trabajo. Una vez compensado, este error ya no aparece y no afecta al uso de la máquina portable y al desempeño del proceso de fabricación.

El segundo resultado de interés es el error aleatorio del método, expresado como una desviación estándar experimental de las pruebas. Este error no se puede compensar y es el resultado clave a la hora de evaluar un método, sensor o tecnología. Para definirlo en profundidad, se ha mapeado el error aleatorio en todo el espacio de trabajo, resultado que se grafica en las siguientes imágenes:

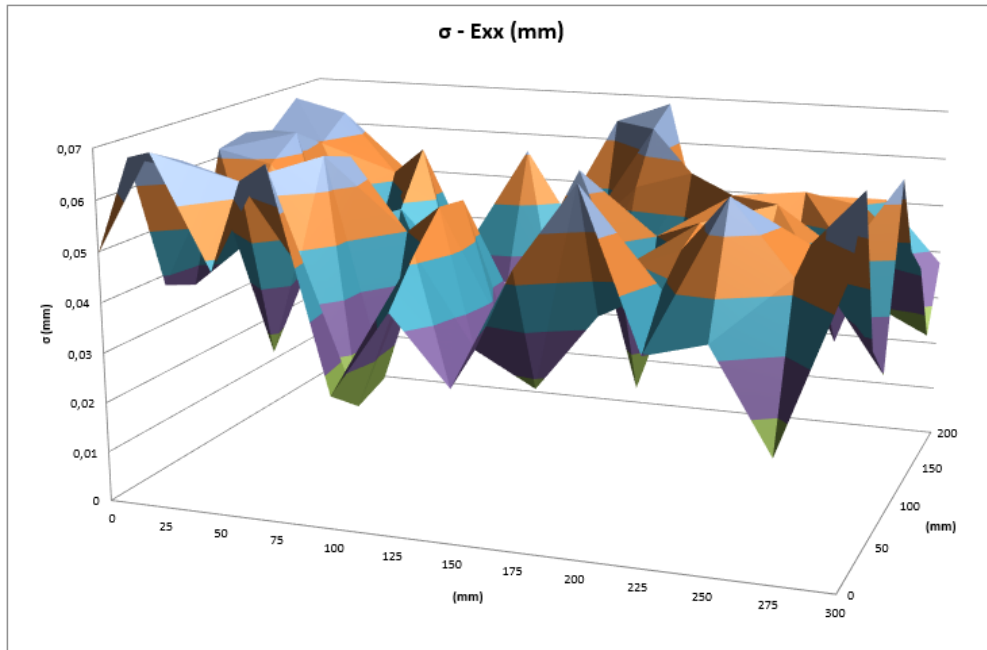


Figura 4.72 – Mapa de error aleatorio EXX en el volumen de trabajo

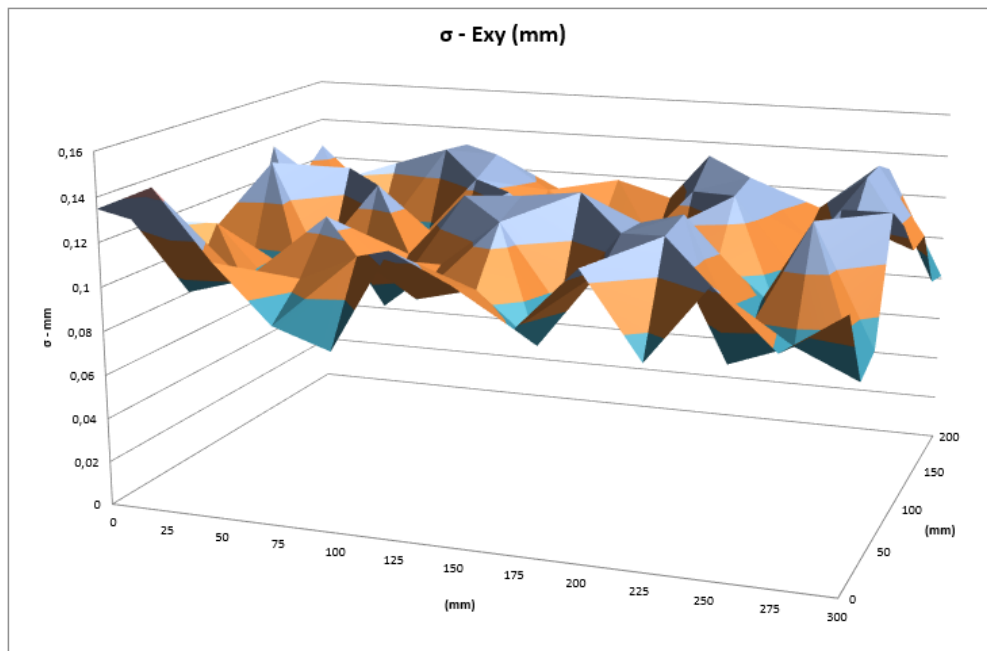


Figura 4.73 – Mapa de error aleatorio EXY en el volumen de trabajo

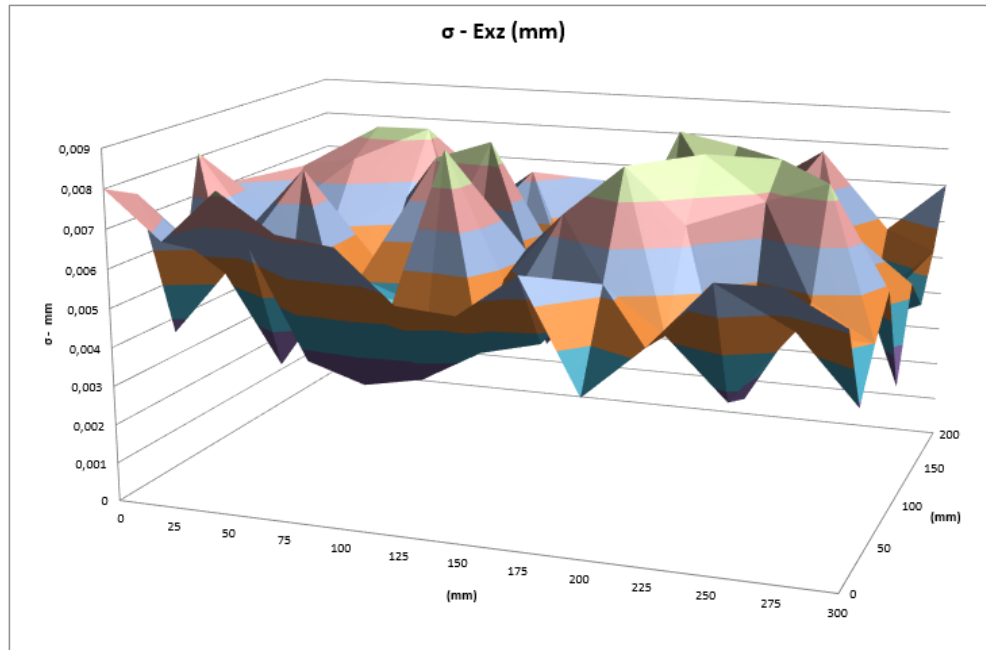


Figura 4.74 – Resultado: Mapa de error aleatorio EXZ en el volumen de trabajo

Se han resumido los valores máximos y medios de la desviación estándar del método en la Tabla 4.25:

Tabla 4.25: Errores aleatorios medios y máximos del proceso de referenciación

	$\sigma - E_{xx}$ (mm)	$\sigma - E_{xy}$ (mm)	$\sigma - E_{xz}$ (mm)
Average random error in workspace	0.043	0.1099	0.006
Maximum random error in workspace	0.069	0.139	0.0089

6.5.2 Resultados: enfoque N°2

La segunda forma propuesta de usar estos datos consiste en establecer una cierta referencia con una nube de puntos y, a partir de ahí, situar las siguientes nubes de puntos con respecto a la primera nube o nube de referencia. Es decir, centrarse en estimar la traslación de la pieza entre dos posiciones con sus nubes de puntos. Una estimación E_{xx12} del desplazamiento en X entre una posición N°1 y una posición N°2 se puede obtener de la siguiente forma:

$$Exx_{12} = \overline{Px_{registrain_2}} - \overline{Px_{registrain_1}}$$

Ahora bien, teóricamente este enfoque es menos adecuado por presentar mayor incertidumbre que el anterior. Esto es así porque la incertidumbre de la determinación de la traslación combinaría las incertidumbres de cada nube de puntos a partir de las cuales se calcula. Así, es de esperar que se obtengan valores de incertidumbre mayores.

Si se analizan los datos entre la posición de referencia y el primer desplazamiento a 25 mm, hemos visto que las desviaciones estándar del proceso de referenciación contra la pieza CAD han sido 0.0496 mm y 0.0699 mm. Por tanto, la desviación típica experimental de la estimación de la traslación entre esos dos puntos se obtendría de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{displacement}} = \sqrt{\sigma_{\text{first position}}^2 + \sigma_{\text{second position}}^2} = \sqrt{(0.0496 \text{ mm})^2 + (0.0699 \text{ mm})^2} = 0.0857 \text{ mm}$$

Experimentalmente, este resultado ha sido 0.0837 mm, lo que viene a confirmar el cálculo anterior y la menor efectividad de este segundo enfoque en comparación con la referenciación con la nube de puntos obtenida desde el archivo CAD.

6.6 Resultados experimentales – Rotaciones

Los resultados experimentales de la posición de referencia ya han sido presentados en la Tabla.44. A partir de aquí, se presentan para su estudio los resultados de la referenciación con respecto a la nube de puntos obtenida del CAD de dos ángulos generados durante los experimentos, con la misma estructura de datos que en la Tabla 4.26.

Tabla 4.26: Resultados del escaneo y best-fit para dos posiciones – rotaciones

Repeticiones									
		1	2	...	14	15	Media	σ^2	σ
1ª posición	Ang. y (°)	0.02	0.02	...	0.03	0.02	0.0253	2.67E-05	0.0051
	Ang. x (°)	0	0	...	0	0	-0.0007	6.67E-06	0.0025
	Ang. z (°)	37.75	37.68	...	37.73	37.71	37.7373	1.99E-03	0.0446
	Coord x (mm)	42.652	42.739	...	42.684	42.75	42.6835	2.99E-03	0.0546
	Coord y (mm)	-53.815	-53.705	...	-53.764	-53.755	-53.7320	2.51E-03	0.0500
	Coord z (mm)	270.289	270.28	...	270.271	270.272	270.2771	3.98E-05	0.0063
	Ang. Error (°)						0.1693		
2ª posición	Ang. y (°)	0.03	0.02		0.03	0.02	0.0267	2.38E-05	0.0048
	Ang. x (°)	0	0		0	0	0.0007	6.67E-06	0.0025
	Ang. z (°)	49.22	49.19		49.2	49.1	49.1967	2.21E-03	0.0470
	Coord x (mm)	26.7	26.68		26.54	26.79	26.6323	5.48E-03	0.0740
	Coord y (mm)	-67.6	-67.5		-67.6	-67.5	-67.6158	2.75E-03	0.0524
	Coord z (mm)	270.3	270.3		270.3	270.3	270.2642	2.09E-05	0.0045
	Ang. Error (°)						0.1117		
Variación de ángulo (°)									
Teórica		11.47	11.51	...	11.47	11.39	11.4593		
11.517°									
Error (°)		0.047	0.007		0.047	0.127	0.05769	0.003764	0.0613

Tal y como se ha hecho en el caso de las traslaciones, se ha mapeado un rango completo de rotación hasta los 90°. Los valores medios de error sistemático y el error aleatorio se han resumido en la siguiente figura:

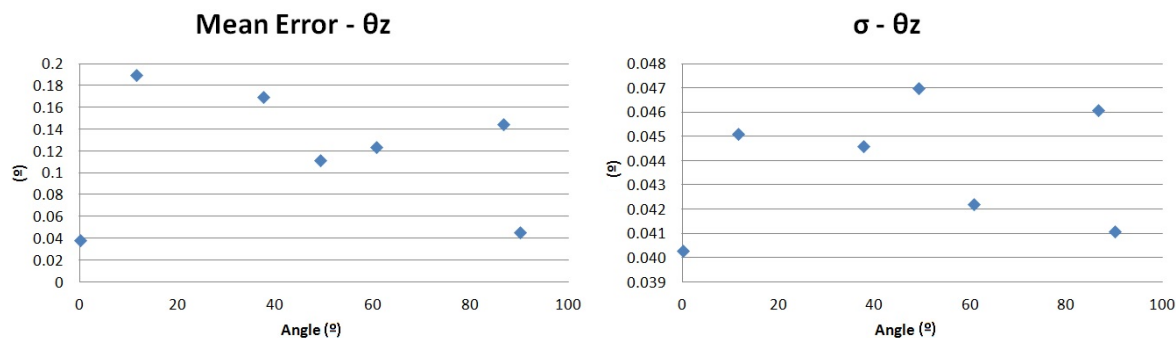


Figura 4.75 – Error sistemático y aleatorio del proceso de giro entre 0° - 90°

Se pueden hacer las mismas precisiones que se han hecho en las traslaciones. El error sistemático se puede compensar y el error aleatorio se puede tratar de las dos formas descritas: se puede comparar cada posición con la nube de puntos referencia extraída del CAD o tratar de estimar el giro mediante la comparación entre dos nubes de puntos obtenidas en dos posiciones distintas. Los resultados de estos dos enfoques se aprecian también en la Tabla.4.39. Las mismas conclusiones obtenidas en las traslaciones se aplican aquí: la incertidumbre en la determinación del cambio de giro es mayor que la incertidumbre de la comparación de cada nube de puntos con respecto a la nube referencia extraída del CAD.

6.7 Resumen de los resultados

En la tabla siguiente se han resumido todos los resultados relevantes de la campaña de ensayos para facilitar la consulta y la referencia:

Tabla 4.27: Resumen de los errores del proceso de escaneo y best-fit

Traslaciones	E_{xx}	E_{xy}	E_{xz}
Error sistemático (máximo)	0.072 mm	0.58 mm	0.021 mm
Error sistemático (medio)	0.051 mm	0.190 mm	0.002 mm
Error aleatorio (σ máximo)	0.069 mm	0.139 mm	0.0089 mm
Error aleatorio (σ medio)	0.043 mm	0.1099 mm	0.006 mm
Rotaciones			
Error sistemático (máximo)	0.185°		
Error sistemático (medio)	0.117°		
Error aleatorio (σ máximo)	0.047°		
Error aleatorio (σ medio)	0.043°		

7 MODELO DE ERRORES

Vamos aquí a plasmar el modelo de errores de la máquina propuesta, a fin de poder juzgar las capacidades de nuestra máquina portable. Para ello, en primer lugar se deben listar y acotar las fuentes de error que se van a considerar. Para ello, se van a seguir las directrices expresadas por [Lamikiz, 2009] y el listado de errores que los autores del citado trabajo desarrollan.

Sin embargo, hay que analizar críticamente si todos estos errores son aplicables o pertinentes en las máquinas portables y su particular operativa. En este punto, hay que decir que, de todos los errores considerados, el error por causas térmicas no es apenas relevante en máquinas portables. Esto es así porque, generalmente, las máquinas portables operan en periodos de tiempo muy cortos sobre piezas muy grandes, realizando trabajos de mecanizado normalmente de pequeño tamaño en comparación con todo el volumen de la pieza.

Como consecuencia de ello, los accionamientos y las herramientas están la mayor parte del tiempo parado, un tiempo que fundamentalmente se dedica a desplazarse, anclarse y referenciarse. Por lo tanto, cabe concluir que la generación de calor y el consumo de potencia ocurren en una fracción pequeña del tiempo total, con lo que los efectos en las deformaciones y las distorsiones que genera este calor tienen tiempo suficiente para extinguirse, diluirse y desaparecer entre operaciones de mecanizado. Así pues, concluimos que la deformación térmica puede ser despreciada en el presupuesto de errores. La tabla siguiente resume los errores que finalmente se han considerado en el presente trabajo.

Tabla 4.28: Fuentes de error consideradas en el modelo virtual de las máquinas portables

<u>Machine Errors</u>	<u>Errors due to the process</u>	<u>Auxiliary Alignment Systems and the Reference Set-up</u>
<i>Guideway positioning error</i>	<i>Tool deflection</i>	<i>Uncertainty of the reference position</i>
<i>Effect of reversal of linear movements</i>	<i>Vibrations</i>	
<i>Angular errors</i>		
<i>Machine trajectory errors</i>		
<i>Errors in the spindle, including the spindle-shank, shank-collet and collet-tool interfaces</i>		

Sobre la base de este listado de errores, vamos a introducir los valores del error sistemático y aleatorio de cada uno de ellos en el modelo virtual. En este proceso, tenemos que examinar

detenidamente la arquitectura de nuestra máquina y plantear la propagación de errores a través de la cadena cinemática, teniendo en cuenta todos los errores que tienen influencia en la precisión de la pieza fabricada mediante la máquina portable.

7.1 Estudio del error sistemático

De todas las fuentes de error consideradas como de importancia en la operativa de máquinas portables, el error sistemático viene principalmente determinado por la componente sistemática de los errores geométricos y por la componente sistemática de los errores de referenciación. El resto de errores son del tipo aleatorio.

De estas dos fuentes de error sistemático, el error de referenciación ya ha sido tratado en puntos anteriores y se ha concluido que es mapeable y fácilmente compensable, con lo que el problema de referenciación se reduce de nuevo a un fenómeno aleatorio. Por ello, vamos a centrarnos en este punto en los errores geométricos sistemáticos.

7.1.1 Modelo de errores geométricos

La maquina portable IK4-TEKNIKER es una fresadora 5 ejes. Sin embargo, ya hemos comentado que una vez ajustados los ejes de rotación el mecanizado de los detalles y cordones de soldadura de la vasija de ITER es un mecanizado en tres ejes. Por ello, para el cálculo de los errores geométricos tendremos en cuenta solo los 3 ejes de traslación X, Y, Z.

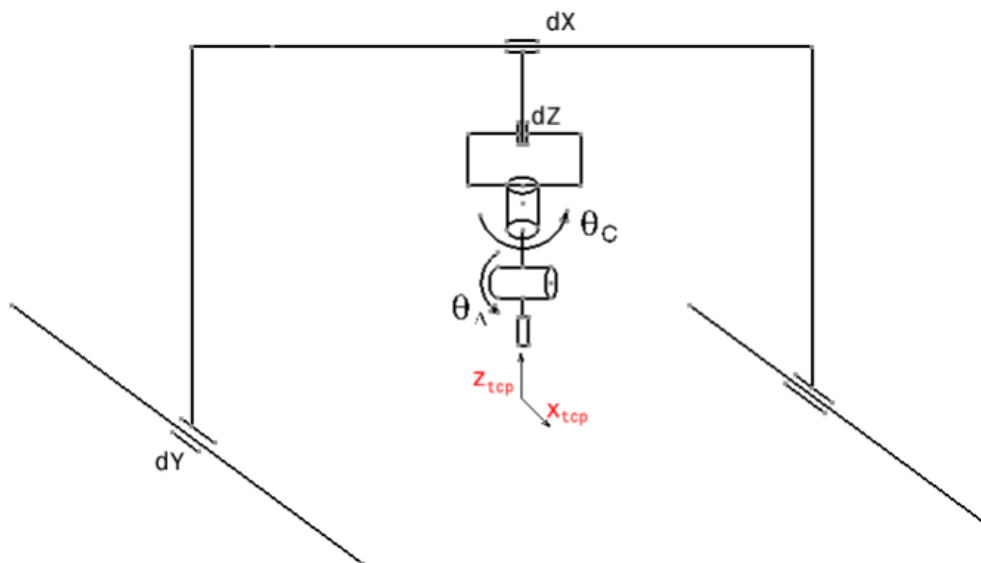


Figura 4.76 – Esquema cinemático de una máquina de 3+2 ejes

A continuación se expone el desarrollo del modelo de los 21 errores para una máquina como la fresadora virtualizada en la presente tesis. Para ello se comparan la posición real y teórica de la herramienta respecto al sistema de coordenado referencia situado en la pieza. Estas posiciones se determinan utilizando las matrices de transformación homogéneas y considerando los sistemas de coordenado en las guías. En la obtención de las matrices de transformación se han linealizado los errores angulares al considerarlos pequeños.

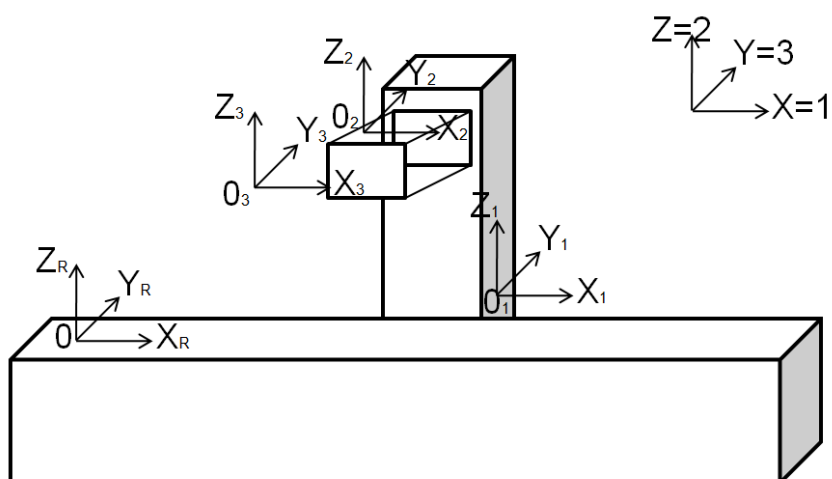


Figura 4.77 – Sistemas de referencia del modelo de errores de una máquina de 3 ejes

- **Carro del eje X respecto del sistema coordenado de referencia**

$$T_{R1} := \begin{pmatrix} 1 & -ECX & EBX & EXX + a_1 + x \\ ECX & 1 & -EAX & EYX + b_1 \\ -EBX & EAX & 1 & EZX + c_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Donde los términos son:

- a_1 : offset en X de O_1 respecto de O
- b_1 : offset en Y de O_1 respecto de O
- c_1 : offset en Z de O_1 respecto de O
- EAX : error rotacional de X entorno a X (Roll)
- EBX : error rotacional de X entorno a Y (Pitch)
- ECX : error rotacional de X entorno a Z (Yaw)

- EXX : error translacional en X
- $EYX = EYX' + COX \cdot x$: error translacional en Y

Donde:

- EYX' error de rectitud en Y del eje X a lo largo de X
- COX : perpendicularidad entre ejes X e Y
- x : posición nominal que amplifica COX
- $EZX = EZX' + BOX \cdot x$: error translacional en Z

Donde:

- EZX' : error de rectitud en Z del eje X a lo largo de X
- BOX perpendicularidad entre ejes X e Z
- x : posición nominal que amplifica BOX
- **Carro del eje Y en el sistema coordinado de referencia X**

$$T_{12} := \begin{pmatrix} 1 & -ECY & EBY & EXY + a_2 \\ ECY & 1 & -EAY & EYY + b_2 + y \\ -EBY & EAY & 1 & EZY + c_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Donde los términos son:

- a_2 : offset en X de O_2 respecto de O_1
- b_2 : offset en Y de O_2 respecto de O_1
- c_2 : offset en Z de O_2 respecto de O_1
- EBY : error rotacional de Y entorno a Y (Roll)
- EAY : error rotacional de Y entorno a X (Pitch)
- ECY : error rotacional de Y entorno a Z (Yaw)
- EYY error translacional en Y
- $EXY = EXY' + COX \cdot y$: error translacional en X

Donde:

- EXY' : error de rectitud en X del eje Y a lo largo de Y
- COX : perpendicularidad entre ejes X e Y

- y : posición nominal que amplifica COX
- $EZY = EZY' + AOY \cdot y$: error translacional en Z

Donde:

- EZY' : error de rectitud en Z del eje Y a lo largo de Y
 - AOY : perpendicularidad entre ejes Z e Y
 - y : posición nominal que amplifica AOY
- **Carro del eje Z respecto del sistema coordinado de Y**

$$T_{23} := \begin{pmatrix} 1 & -ECZ & EBZ & EXZ + a_3 \\ ECZ & 1 & -EAZ & EYZ + b_3 \\ -EBZ & EAZ & 1 & EZZ + c_3 + z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Donde los términos son:

- a_3 : offset en X de O_3 respecto de O_2
- b_3 : offset en Y de O_3 respecto de O_2
- c_3 : offset en Z de O_3 respecto de O_2
- ECZ : error rotacional de Z entorno a Z (Roll)
- EAZ : error rotacional de Z entorno a X (Pitch)
- EBZ : error rotacional de Z entorno a Y (Yaw)
- EZZ error translacional en Z
- $EXZ = EXZ' + BOX \cdot z$: error translacional en X

Donde:

- EXZ : error de rectitud en X del eje Z a lo largo de Z
 - BOX : perpendicularidad entre ejes X y Z
 - z : posición nominal que amplifica BOX
- $EYZ = EYZ' + AOY \cdot z$: error translacional en Y

Donde:

- EYZ' : error de rectitud en Y del eje Z a lo largo de Z
- AOY : perpendicularidad entre ejes Y y Z
- z : posición nominal que amplifica AOY

- **Posición de la punta de herramienta respecto del sistema coordenado de referencia**

Una vez definidas las matrices de transformación, podemos describir un punto cualquiera en el espacio respecto del sistema coordenado de referencia como el producto entre la matriz de transformación total y la posición del punto respecto del último sistema coordenado definido (como hacemos la suposición de sólido rígido no habrá error entre este punto y el último sistema coordenado).

$$P_R := T_{R3} \cdot P_3$$

Donde 3P son las coordenadas del punto (en este caso la punta de herramienta) respecto del sistema coordenado 3.

$$P_3 := \begin{pmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ 1 \end{pmatrix}$$

Donde la matriz de transformación total es:

$$T_{R3} := T_{R1} \cdot T_{12} \cdot T_{23}$$

Con ello la posición de la herramienta respecto al sistema de coordenado de referencia tras simplificar los términos de segundo orden o superior sería:

El posicionamiento teórico sin errores sería:

$$P_T := \begin{pmatrix} P_x + a_3 + a_2 + a_1 + x \\ P_y + b_3 + y + b_2 + b_1 \\ P_z + c_3 + c_2 + z + c_1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

De modo que el error de posicionamiento es,

$$E_p = P_R - P_T$$

Así se puede simplificar más el modelo suponiendo nulas todas las translaciones entre sistemas de referencia (a,b,c) y la posición de la herramienta (P):

$$E_x = EXX + EXY + EXZ - (ECZ + ECX) \cdot y + (EBY + EBX) \cdot z$$

$$E_y = EYY + EYX + EYZ + (ECZ + ECY) \cdot x - (EAX + EAY) \cdot z$$

$$E_z = EZZ + EZX + EZY - (EBY + EBZ) \cdot x + (EAX + EAZ) \cdot y$$

El modelo arriba descrito corresponde con un modelo de 18 errores. En caso de querer obtener el modelo de 21 errores no hay más que realizar las siguientes sustituciones:

$$EYZ = EYZ' + AOY \cdot z \quad EXZ = EXZ' + BOX \cdot z \quad EXY = EXY' + COX \cdot y$$

$$EZY = EZY' + AOY \cdot y \quad EZX = EZX' + BOX \cdot x \quad EYX = EYX' + COX \cdot x$$

De tal forma que el resultado final es de

$$E_x = EXX + EXY' + EXZ' - (COX + ECZ + ECX) \cdot y + (BOX + EBY + EBX) \cdot z$$

$$E_y = EYY + EYX' + EYZ' + (COX + ECZ + ECY) \cdot x - (AOY + EAX + EAY) \cdot z$$

$$E_z = EZZ + EZX' + EZY' - (BOX + EBY + EBZ) \cdot x + (AOY + EAX + EAZ) \cdot y$$

Este modelo de error depende de la posición de los sistemas de referencia y herramienta (si la máquina se puede realmente considerar mediante el movimiento de sólidos rígidos). El mismo modelo con otros orígenes para los sistemas de referencia sería igualmente válido, a pesar de que cada parámetro de error (posicionamientos, rectitudes...) fuera diferente y no asociable directamente a cada eje.

En lo que respecta a errores angulares, estos serán simplemente la suma del error angular de todos los ejes:

$$E_{\text{Ang}} := \begin{pmatrix} EAX + EAY + EAZ \\ EBX + EBY + EBZ \\ ECX + ECY + ECZ \end{pmatrix}$$

7.1.2 Medida de errores

El problema ahora radica en introducir valores realistas de estos errores para nuestra máquina virtual. Para ello, podemos recurrir a verificaciones metrológicas que se hayan realizado sobre máquinas que sean tecnológicamente equivalentes en cuanto al sistema

estructural, los accionamientos y los guiados. Nuestra máquina presenta una cinemática serie, con accionamientos basados en servomotores y transmisiones de husillo y tuerca, con guiados en base a patines de rodadura. Por esto, podemos afirmar que tecnológicamente la máquina es bastante convencional, con lo que no faltan máquinas equivalentes que podamos analizar para obtener datos. La máquina seleccionada presenta unas carreras en los ejes de: X=700 mm, Y=900 mm y Z= 500 mm. Está equipado con un control numérico FAGOR 8070 con una resolución de 0,001 mm.

La verificación en cuestión ha consistido en determinar los errores empleando para ello la norma VDI 3441. Esta norma nos permite obtener en la misma medición una adecuada estimación del error aleatorio y una muy precisa determinación de los errores sistemáticos. Esta norma exige realizar una serie de repeticiones en los movimientos de los carros, tanto en un sentido del eje como en el otro, y con paradas a lo largo de la carrera de los ejes. Con las mediciones obtenidas, se define una banda de resultados con un determinado nivel de cobertura $\pm 3\sigma$, que origina un intervalo de confianza del 99,73%, con lo que se puede afirmar que casi todas las medidas caen dentro de esta banda. Por ello, para una determinada medida de posición en un sentido de avance x_j podemos definir que la desviación típica es:

$$s_j \uparrow = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{ji} \uparrow - \bar{x}_j \uparrow)^2}{n - 1}}$$

Y en el otro sentido

$$s_j \downarrow = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{ji} \downarrow - \bar{x}_j \downarrow)^2}{n - 1}}$$

Y la desviación estándar media la podemos obtener de la siguiente manera:

$$\bar{s}_j = \frac{\bar{s}_j \uparrow + \bar{s}_j \downarrow}{2}$$

A partir de aquí, la norma define:

- Amplitud de esparcimiento $\rightarrow P_{sj}$

$$P_{sj} = 6\bar{s}_j$$

Por tanto, es a partir de este parámetro que podemos obtener la desviación típica media, que es lo que tenemos que introducir en el modelo virtual.

- Desviación de posicionamiento $\rightarrow P_a$

Es, en todas las posiciones, la diferencia entre el valor máximo y mínimo de las medias, calculadas a partir de las traslaciones en ambas direcciones del eje. El error sistemático en cada posición x_j es:

$$\bar{\bar{x}}_j = \frac{\bar{x}_j \uparrow + \bar{x}_j \downarrow}{2}$$

Y a partir de aquí:

$$P_a = |\overline{\bar{x}_{j,max}} + \overline{\bar{x}_{j,min}}|$$

- Error de inversión máximo $\rightarrow U_{max}$

El valor máximo de los errores de inversión calculados.

- Inseguridad de posicionamiento $\rightarrow P$

Es la incertidumbre general calculada para cada posición.

$$P = \left[\bar{\bar{x}}_j + \frac{1}{2}(U_j + P_{sj}) \right]_{max} - \left[\bar{\bar{x}}_j - \frac{1}{2}(U_j + P_{sj}) \right]_{min}$$

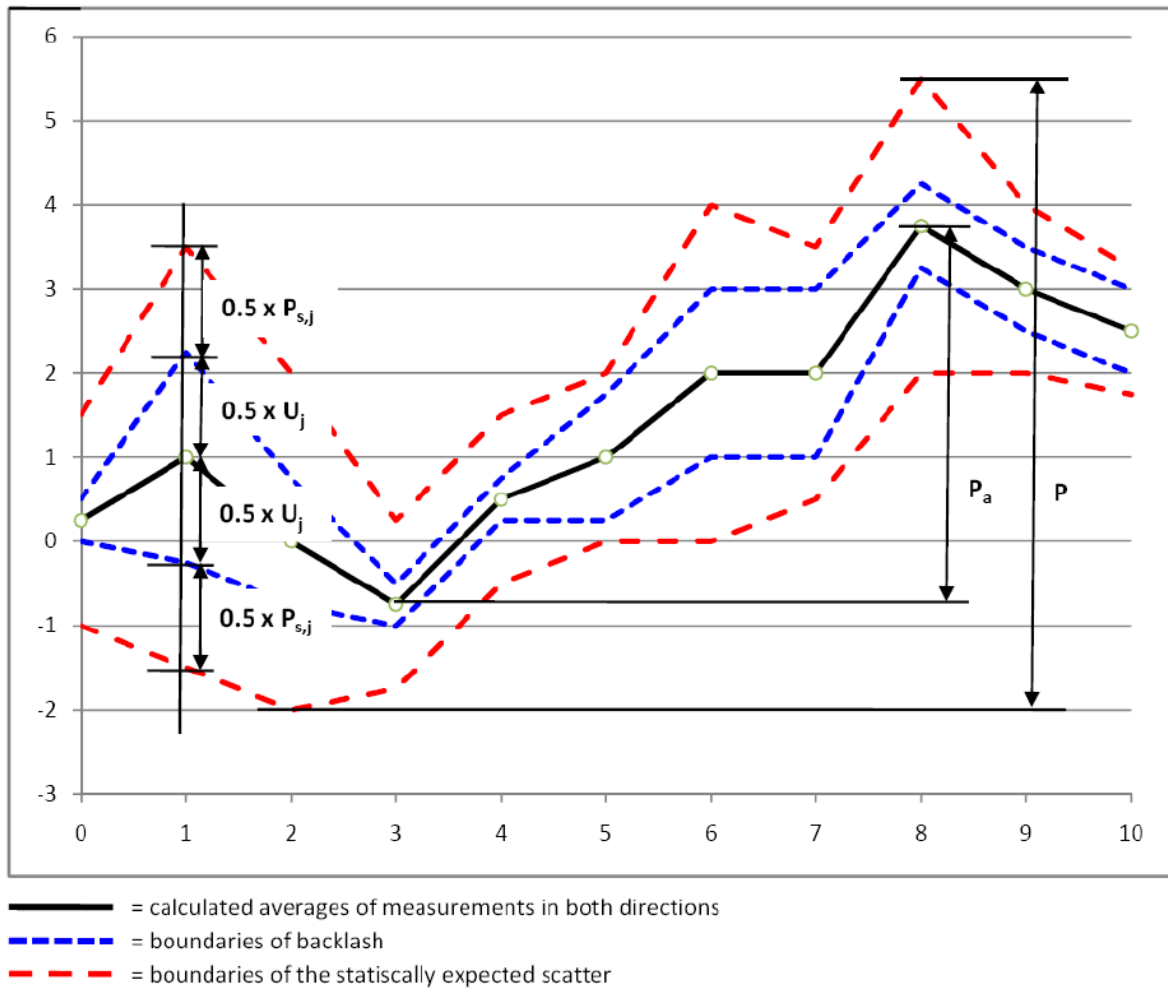


Figura 4.78 – Representación gráfica de los parámetros definidos en la norma VDI 3441

Seguindo las directrices de la norma VDI 3441, vamos a calcular para la máquina verificada los citados parámetros para los errores siguientes:

- Precisión de posicionamiento de los ejes X, Y, y Z realizado con un Interferómetro Láser → EXX, EYY y EZZ
- Errores de rectitud de los ejes X, Y, Z realizado con Interferómetro Láser → EXY', EZY', EYX', EZX', EXZ', EYZ'
- Desviaciones angulares según las tres direcciones ortogonales en cada uno de los ejes, X, Y, y Z. →

Realizado con Interferómetro Láser los siguientes:

- Eje X según los planos XY y XZ → ECX, EBX)

- Eje Y según los planos XY y YZ → ECY, EAY
- Eje Z según los planos XZ, YZ → EBZ, EAZ

Realizado con Nivel Electrónico los siguientes:

- Eje X según el plano Y, Z → EAX
- Eje Y según el plano X, Z → EBY

La desviación angular del eje Z según el plano XY no se realiza por no existir medios para ello (ECZ).

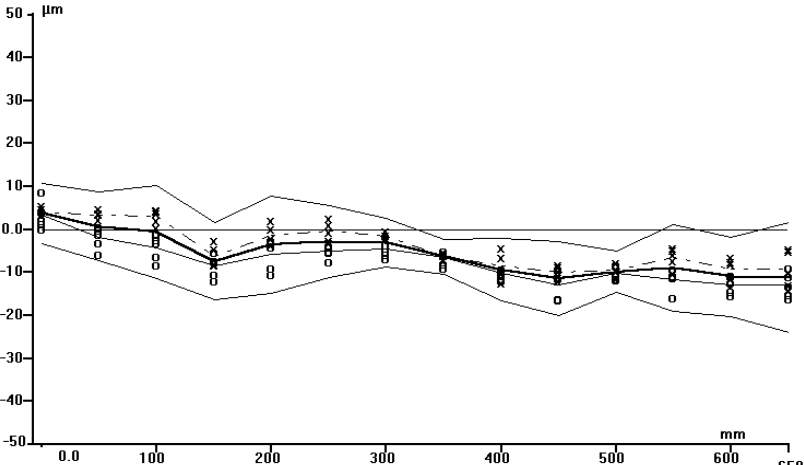
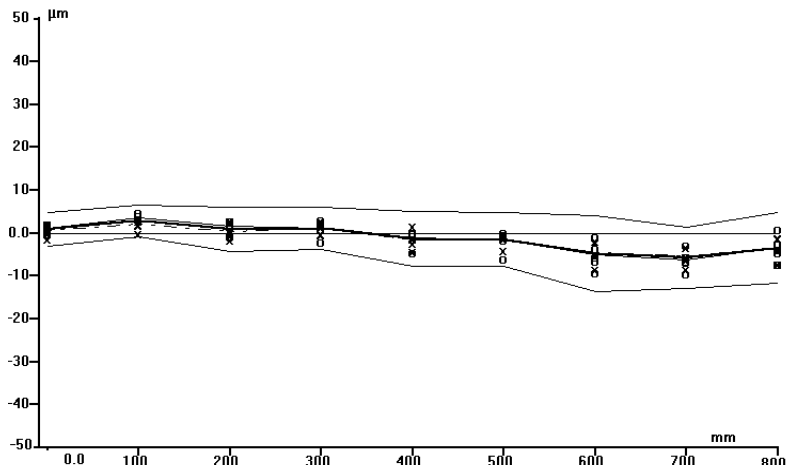
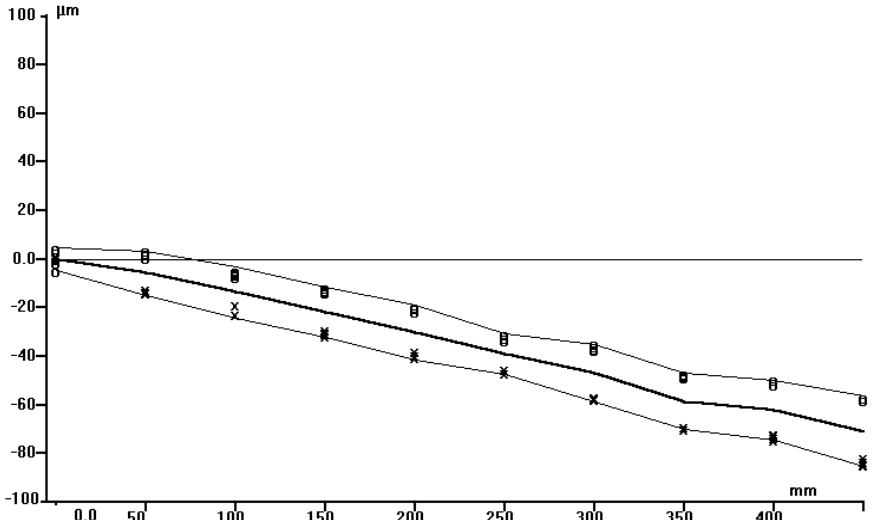
- Perpendicularidad entre los ejes X, Y, y Z. → AOY, BOX, COX. Realizado con Escuadra de Perpendicularidad de granito y Comparador Mecánico.

El equipo utilizado está calibrado y goza de la correspondiente trazabilidad, siendo la incertidumbre despreciable frente a las medidas obtenidas. Concretamente, se han empleado los siguientes:

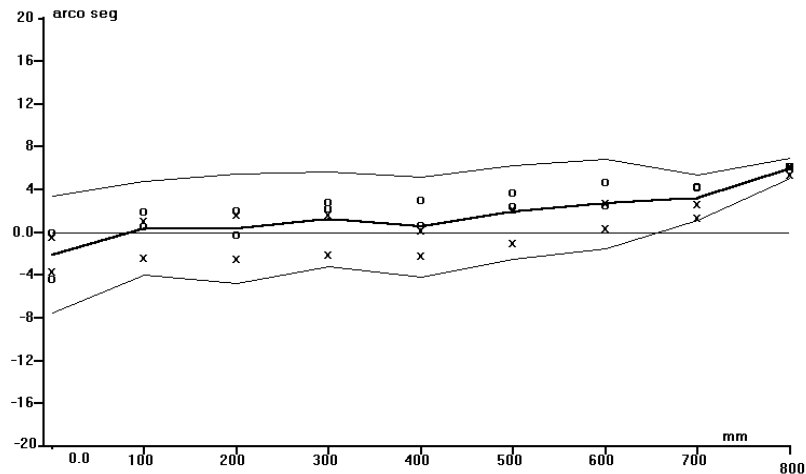
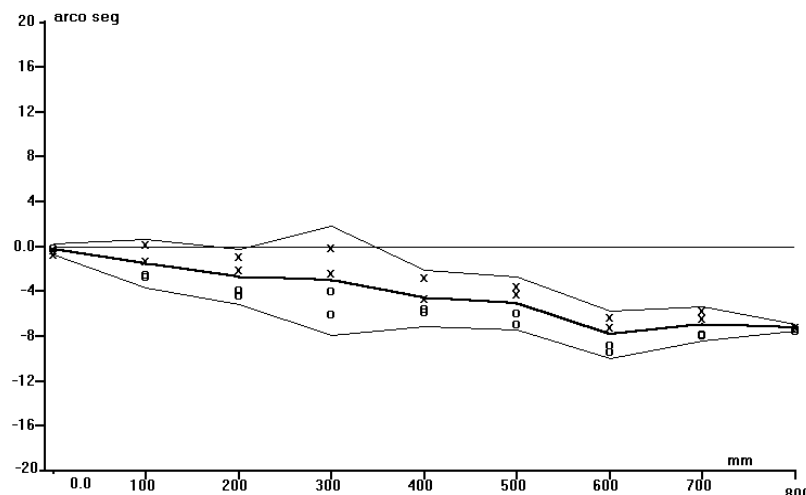
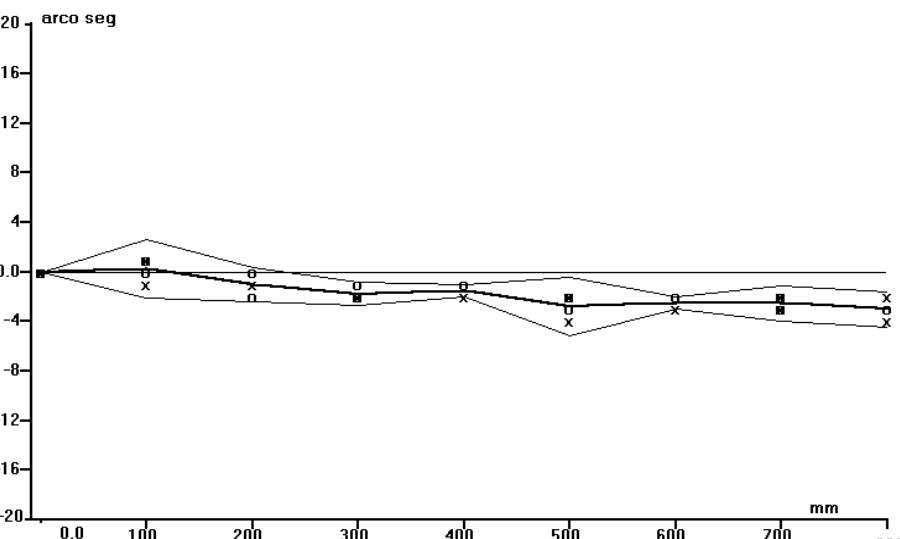
- INTERFERÓMETRO. MARCA HEWLETT-PACKARD MOD.5519A, REF.3627 A 00878-7001-2.1
- NIVEL ELECTRÓNICO. MARCA TESA,MOD. NIVELTRONIC REF. GW51-1D005-7301
- ESCUADRA DE PERPENDICULARIDAD DE GRANITO. MARCA WENZEL REF. 33837-7108/7210
- COMPARADOR MECÁNICO.MARCA TESA.MOD.014-10000 REF.1F220-7302.1

Los patrones e instrumentos empleados en esta calibración gozan de trazabilidad, a través de los patrones correspondientes de TEKNIKER. Se presentan a continuación los resultados de la verificación.

Tabla 4.29: Resultado de la verificación metrológica según la norma VDI-3441

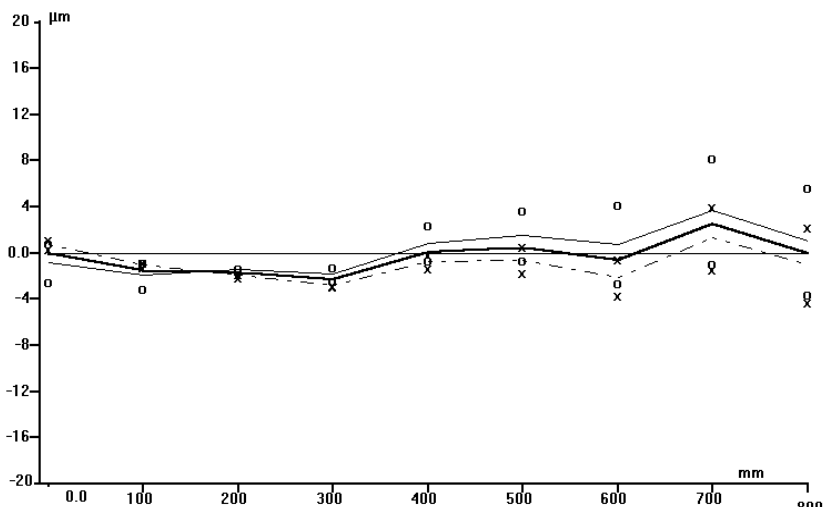
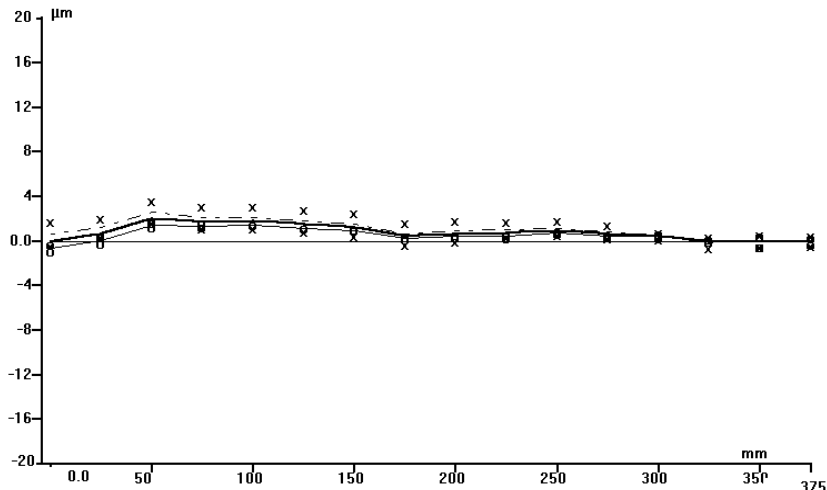
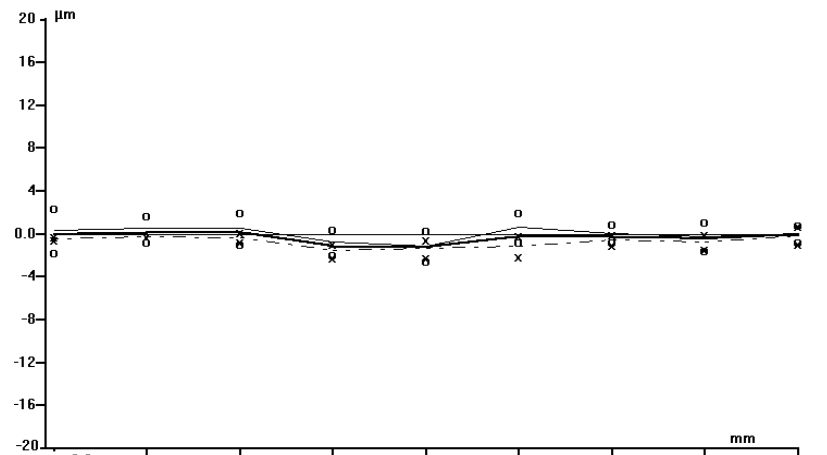
EXX	Valores
	<p>$P_s = 22 \mu\text{m}$ $\bar{s}_j = 3.6 \mu\text{m}$</p>
EYY	Valores
	<p>$P_s = 17 \mu\text{m}$ $\bar{s}_j = 2.8 \mu\text{m}$</p>
EZZ	Valores
	<p>$P_s = 6 \mu\text{m}$ $\bar{s}_j = 1 \mu\text{m}$</p>

EBX	Valores
	<p>$P_s = 6''$ $\bar{s}_j = 1''$</p>
ECX	Valores
	<p>$P_s = 4''$ $\bar{s}_j = 0,66''$</p>
EAX	Valores
	<p>$P_s = 1''$ $\bar{s}_j = 0,16''$</p>

EAY	Valores
 <p>The graph for EAY shows a series of data points connected by lines. The y-axis is labeled 'arco seg' and ranges from -20 to 20. The x-axis is labeled 'mm' and ranges from 0.0 to 800. There are two sets of data points: one marked with 'x' and one with 'o'. The 'x' series starts at approximately -4 at 0 mm and fluctuates around 0, ending at approximately 6 at 800 mm. The 'o' series starts at approximately 0 at 0 mm and fluctuates around 0, ending at approximately 6 at 800 mm.</p>	<p>$P_s = 14''$ $\bar{s}_j = 2,33''$</p>
ECY	Valores
 <p>The graph for ECY shows a series of data points connected by lines. The y-axis is labeled 'arco seg' and ranges from -20 to 20. The x-axis is labeled 'mm' and ranges from 0.0 to 800. There are two sets of data points: one marked with 'x' and one with 'o'. Both series start at 0 at 0 mm and trend downwards, ending at approximately -8 at 800 mm. The 'x' series is generally slightly higher than the 'o' series.</p>	<p>$P_s = 8''$ $\bar{s}_j = 1,33''$</p>
EBY	Valores
 <p>The graph for EBY shows a series of data points connected by lines. The y-axis is labeled 'arco seg' and ranges from -20 to 20. The x-axis is labeled 'mm' and ranges from 0.0 to 800. There are two sets of data points: one marked with 'x' and one with 'o'. Both series start at 0 at 0 mm and trend downwards, ending at approximately -4 at 800 mm. The 'x' series is generally slightly higher than the 'o' series.</p>	<p>$P_s = 5''$ $\bar{s}_j = 0,83''$</p>

EAZ	Valores
	<p>$P_s = 2''$ $\bar{s}_j = 0,33''$</p>
EBZ	Valores
	<p>$P_s = 6''$ $\bar{s}_j = 1''$</p>
ECZ	
<p>No disponible</p>	<p>N/D</p>

EYX'	Valores
	<p>Ps= 14µm $\bar{s}_j = 2,3\mu\text{m}$</p>
EZX'	Valores
	<p>Ps= 8µm $\bar{s}_j = 1.3\mu\text{m}$</p>
EXY'	Valores
	<p>Ps= 6µm $\bar{s}_j = 1 \mu\text{m}$</p>

EZY'	Valores
	<p>$P_s = 21\mu\text{m}$</p> <p>$\bar{s}_j = 3,5\mu\text{m}$</p>
EXZ'	Valores
	<p>$P_s = 10\mu\text{m}$</p> <p>$\bar{s}_j = 1,6\mu\text{m}$</p>
EYZ'	Valores
	<p>$P_s = 11\mu\text{m}$</p> <p>$\bar{s}_j = 1,83\mu\text{m}$</p>

AOY – Entre Y y Z	Valores
Al desplazarse el eje Z de abajo a arriba se desvía hacia atrás	0.07 mm/m
BOX – Entre X y Z	Valores
Al desplazarse el eje Z de abajo a arriba se desvía hacia la izquierda.	0.025 mm/m
COX – Entre X e Y	Valores
Al desplazarse el eje X de izquierda a derecha se desvía hacia adelante.	0.01 mm/m

7.1.3 Composición del error sistemático

A partir de estos datos en bruto, podríamos acotar en ellos un espacio de trabajo igual al de la máquina portable, para poder trasladar los datos obtenidos a una máquina portable. Precisamente es lo que se hace en la siguiente Tabla.54 y en el siguiente gráfico, que únicamente se refiere a la componente sistemática del error.

Tabla 4.30: Error sistemático en puntos singulares del volumen de trabajo

Fuentes de errores								
ERRORES GEOMÉTRICOS	eje	Posición en eje (mm)						
		0	50	100	150	200	250	300
translación según el eje X								
error de posicionamiento	X	3.8	0.8	-0.5	-7.3	-3.5	-2.7	-3
error de rectitud horizontal de X en la dirección Y	X	0	2	5	6	3	2	1
error de rectitud vertical de X en la dirección Z	X	0	0	-1	-2	5	5	6
error rotacional de X entorno a X (alabeo)	X	1.4544 4E-06	1.4544 4E-06	0	2.4240 7E-06	4.8481 4E-06	9.6962 7E-06	1.4544 4E-05
error rotacional de X entorno a Y (cabeceo)	X	- 1.9392 5E-06	2.4240 7E-06	9.6962 7E-07	3.8785 1E-06	1.9392 5E-06	9.6962 7E-07	9.6962 7E-07
error rotacional de X entorno a Z (giro)	X	0	- 2.9089 E-06	3.3937 E-06	8.7266 5E-06	1.1635 5E-05	5.3329 5E-06	7.2722 1E-06
translación según el eje Y								
error de rectitud vertical de Y en la dirección X	Y	0		-1		-2		-2
error de posicionamiento	Y	0.9		2.9		1		1.2
error de rectitud horizontal de Y en la dirección Z	Y	0		-5		-4		-3
error rotacional de Y entorno a X (giro)	Y	- 9.6962 7E-06		1.9392 5E-06		1.9392 5E-06		6.3025 8E-06
error rotacional de Y entorno a	Y	0		1.4544		-		-

Y (alabeo)				4E-06		4.8481 E-06		8.7266 E-06
error rotacional de Y entorno a Z (cabeceo)	Y	- 1.4544 4E-06		- 7.2722 E-06		- 1.3575 E-05		- 1.4544 E-05
translación según el eje Z		0	50	100	150	200	250	300
error de rectitud horizontal de Z en la dirección X	Z	0	0	-1	0	0		
error de rectitud vertical de Z en la dirección Y	Z	0	2	2	1	1	1	0
error de posicionamiento	Z	-4.2	-9.8	-17.8	-25.8	-34.2	-43.4	-51
error rotacional de Z entorno a X (cabeceo)	Z	0	1.3574 8E-05	2.3271 1E-05	3.0543 3E-05	3.8785 1E-05	5.3329 5E-05	6.3025 8E-05
error rotacional de Z entorno a Y (giro)	Z	7.2722 1E-06	7.2722 1E-06	4.8481 4E-06	7.2722 1E-06	3.8785 1E-06	3.8785 1E-06	2.4240 7E-06
error rotacional de Z entorno a Z (alabeo)	Z	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
perpendicularidad entre los movimientos X e Y	XY	0.01						
perpendicularidad entre los movimientos X y Z	ZX	0.025						
perpendicularidad entre los movimientos Z e Y	ZY	0.07						

Una vez insertados estos gráficos en el modelo, es posible calcular y determinar los errores sistemáticos máximos, así como graficar un error determinado.

Tabla 4.31: Límites de los errores sistemáticos dentro del espacio de trabajo

Error	Valores límite
EpX	-14 μm < EpX < 4.8 μm
EpY	-3.7 μm < EpY < 10.7 μm
EpZ	-27.6 μm < EpZ < -11 μm
EangX	-2 arcs < EangX < 26.3 arcs
EangY	-4.14 arcs < EangY < 2.54 arcs

A modo de ejemplo, se han graficado los errores a una altura determinada (para poder graficar en 3D) de la herramienta, en este caso Z= 100. Se ha acotado además un volumen de trabajo de 300 mm x 300 mm donde los errores son mínimos.

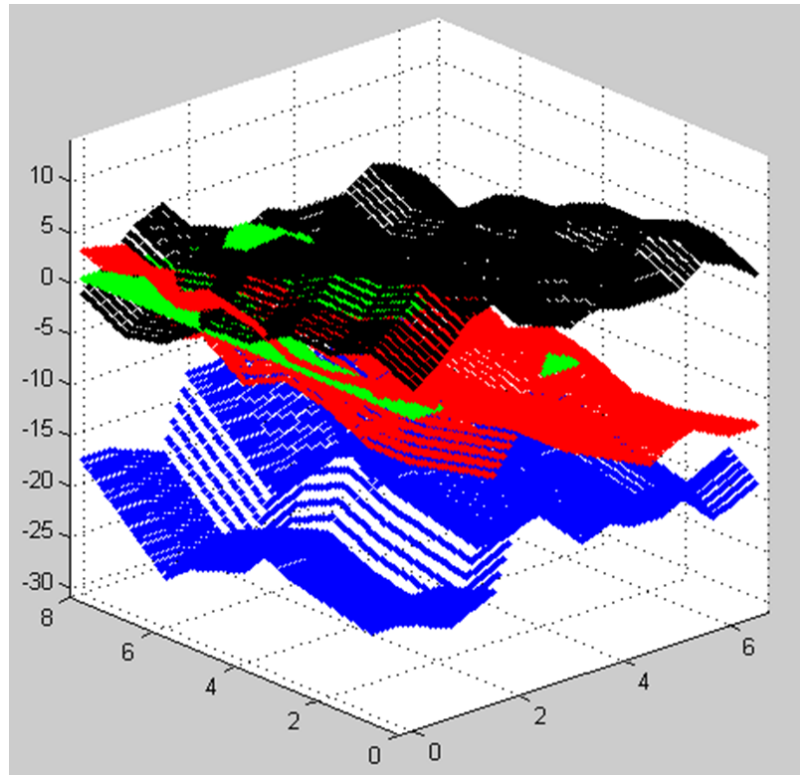


Figura 4.79 – Errores de posicionamiento en el espacio de trabajo – $Z = 100\text{mm}$

7.2 Estudio del error aleatorio

En cuanto a la componente aleatoria del error, aquella que contribuye directamente a la incertidumbre de la posición, su conocimiento es necesario para poder introducirlo en el modelo como perturbación aleatoria en la posición de la máquina virtual. Recordemos que en la virtualización entran todos los elementos que afectan a la precisión final de la pieza, representada por la posición del TCP de la máquina virtual. Estos son, siguiendo las directrices de [Uriarte, 2007] la máquina, el propio proceso de, mecanizado, los equipos auxiliares, y la posible interrelación entre estos factores [Treib, 1987].

Nos ceñimos en este punto a los de la máquina propiamente dicha, en su error de posicionamiento. Los valores de incertidumbre de la misma medición reportada en el epígrafe anterior, pues la norma VDI 3441 así lo permite. Estos datos experimentales se han de estudiar según el análisis estadístico básico [Shen, 1993]. Como hace la norma, se han supuesto errores con distribución gaussiana, siguiendo los criterios y definiciones propios de la Metrología [ISO Guide, 1995], [Bentley, 2004], [ISO 14253-1, 1998]. Según estas referencias, cada fuente de incertidumbre se ha caracterizado mediante los siguientes valores:

1. La incertidumbre expandida U_i , que para el caso de una distribución normal puede ser igual a la incertidumbre expandida de un informe de calibración, o una desviación típica de una serie de datos, o simplemente a un valor estimado a partir de un error centrado que cubra como mínimo el 95% de los valores.
2. El factor de cobertura k_i para convertir la incertidumbre expandida U_i , en la incertidumbre típica equivalente $u(x_i)$. En este trabajo por simplicidad se asume $k=2$, por lo que surge

$$u(x_i) = U_i/2$$

3. La incertidumbre típica combinada (u_c) y la incertidumbre expandida (U) se calculan respectivamente como:

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^N c_i \cdot u(x_i)^2$$

$$U = 2 \cdot u_c$$

Analizamos el comportamiento aleatorio de cada error considerado:

7.2.1 Errores de máquina

Volviendo a nuestro caso, en la medición realizada se nos entrega ya una estimación de la incertidumbre típica equivalente $u(x_i)$ en forma de media de las desviaciones típicas s_j para cada error del modelo de 21 errores, y lo sabemos por cada eje, como lo exige la virtualización. De esta forma podemos construir directamente la incertidumbre de posicionamiento de los carros de la máquina de 3 ejes porque conocemos la construcción del error total a partir de cada componente.

Precisión de posición (Eii): Si se emplean compensaciones vía CN se eliminan los errores aleatorios, con lo que la incertidumbre se reduce prácticamente a la repetibilidad del movimiento de cada carro. Este valor ha sido obtenido en la verificación metrológica según la norma VD3441, en forma de desviación típica media (incertidumbre típica) (EXX \rightarrow 3,6 μm , EYY \rightarrow 2,8 μm , EZZ \rightarrow 1 μm). La resolución de las reglas es de 0,1 μm , a lo que hay que añadir: a) la incertidumbre de la posición de referencia (\sim 0,5 μm), sólo aplicable cuando se apaga y enciende la máquina, y b) de la inversión del movimiento, también obtenida

durante la verificación ($EXX \rightarrow 7 \mu\text{m}$, $EYY \rightarrow 6 \mu\text{m}$, $EZZ \rightarrow 17 \mu\text{m}$). Todos estos efectos pueden considerarse directamente una incertidumbre expandida añadida e independiente de la detectada durante la verificación. Combinando todos estos efectos, supuestos independientes, según la ley de propagación de la varianza tenemos los siguientes valores de incertidumbre típica para todo el curso del carro, básicamente dominadas por el error de inversión.

$EXX \rightarrow 5,02 \mu\text{m} \rightarrow$ incertidumbre expandida $10,04 \mu\text{m}$

$EYY \rightarrow 4,11 \mu\text{m} \rightarrow$ incertidumbre expandida $8,22 \mu\text{m}$

$EZZ \rightarrow 8,55 \mu\text{m} \rightarrow$ incertidumbre expandida $17,1 \mu\text{m}$

Rectitud (E_{ij}): Estos errores no pueden ser compensados directamente en el propio eje, pero si el CN dispone de la opción de compensaciones cruzadas, se puede corregir actuando en otro eje perpendicular. Estos errores se han obtenido mediante la verificación según la norma VDI 3441, en forma de desviación típica o incertidumbre típica.

Ortogonalidad/Perpendicularidad (iOj): En este caso, para la medición se ha empleado una escuadra de granito y un comparador mecánico. La escuadra de granito asegura una precisión absoluta de 0.02 mm/m , mientras que el límite del palpador es $0,2 \mu\text{m}$ lo que en nuestra máquina significa como máximo $0,0006 \text{ mm/m}$. Además, cuando se alinea la escuadra hay que asumir un error humano de 0.02 mm/m . Como estos errores son independientes expandidas que se combinan de la manera ya descrita a través de la típica para obtener después la incertidumbre típica combinada. Típica 0.014 mm/m y expandida $0,028 \text{ mm/m}$. Subrayemos que el efecto estos errores depende linealmente de la distancia al punto de trabajo. Para acotarlo, podemos emplear la carrera máxima de 300 mm como multiplicador máximo, con lo que la incertidumbre típica sería de $4,2 \mu\text{m}$ y expandida $8,4 \mu\text{m}$. Si se compensa vía CN, el error de ortogonalidad prácticamente desaparece.

Incertidumbres angulares (E_{ij}): Para los carros de la máquina virtual, estos se han obtenido en la verificación metrológica de la máquina tecnológicamente similar, según la norma VDI3441. En general, la compensación de los errores angulares necesita funciones especiales de compensación espacial no disponibles actualmente en los CN comerciales. El

efecto de los errores angulares en la posición y la rectitud depende linealmente de la distancia al punto de trabajo.

A la vista de la expresión (2.19) y aplicando la propagación de varianzas (2.17) para obtener la incertidumbre típica combinada de cada error a partir de los valores definidos, la máxima incertidumbre expandida para una dimensión lineal de la pieza la podemos obtener de:

$$Ex = EXX + EXY' + EXZ' - (COX + ECZ + ECX) \cdot y + (BOX + EBY + EBX) \cdot z$$

$$Ey = EYY + EYX' + EYZ' + (COX + ECZ + ECY) \cdot x - (AOY + EAX + EAY) \cdot z$$

$$Ez = EZZ + EZX' + EZY' - (BOX + EBY + EBZ) \cdot x + (AOY + EAX + EAZ) \cdot y$$

Dando como resultado la expresión general (en μm) :

$$u_{P_x}^2 = u_{EXY'}^2 + u_{EXZ'}^2 + (u_{COXY})^2 + (u_{ECZY})^2 + (u_{ECXY})^2 + (u_{BOXZ})^2 + (u_{EBYZ})^2 + (u_{EBXZ})^2 + u_{EXX}^2$$

$$u_{P_y}^2 = u_{EYX'}^2 + u_{EYZ'}^2 + (u_{COXX})^2 + (u_{ECZX})^2 + (u_{ECYX})^2 + (u_{AOYZ})^2 + (u_{EAXZ})^2 + (u_{EAYZ})^2 + u_{EYY}^2$$

$$u_{P_z}^2 = u_{EZX'}^2 + u_{EZY'}^2 + (u_{BOXX})^2 + (u_{EBYX})^2 + (u_{EBZX})^2 + (u_{AOYX})^2 + (u_{EAXY})^2 + (u_{EAYZ})^2 + u_{EZZ}^2$$

De esta forma se obtiene la incertidumbre de los errores de posicionamiento de los carros en cada posición del volumen de trabajo teórica (x,y,z), que es lo que precisamos introducir en nuestro modelo virtual.

Si se pretende hacer un análisis concreto acotando los valores empleando los valores máximos de las carreras, podemos emplear los valores que hemos indicado más arriba, de forma que obtenemos el balance de incertidumbres asociado al posicionamiento geométrico de una máquina portable.

$$u_{P_x}^2 = 1^2 + 1,6^2 + 4,2^2 + \left(0,66 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + (4,2)^2 + \left(0,83 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 200000\right)^2 + \left(\frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 200000\right)^2 + 5,02^2 = 66,5 \mu\text{m}^2 \rightarrow u_{P_x} = 8,15 \mu\text{m}$$

$$u_{P_y}^2 = 2,3^2 + 1,83^2 + 4,2^2 + \left(1,33 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + 4,2^2 + \left(0,16 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 200000\right)^2 + \left(2,33 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 200000\right)^2 + 2,8^2 = 60,56 \mu\text{m}^2 \rightarrow u_{P_y} = 7,78 \mu\text{m}$$

$$u_{p_z}^2 = 1,3^2 + 3,5^2 + 4,2^2 + \left(0,83 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + \left(\frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + 4,2^2 + \left(0,16 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + \left(0,33 \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} 300000\right)^2 + 8,55^2 = 125,73 \mu m^2 \rightarrow u_{p_z} = 11,21 \mu m$$

Cuando se emplea una máquina portable para una labor de mecanizado in-situ, las direcciones fundamentales para la operativa son X e Y, con lo que el valor de 7.78 μm se puede considerar como un valor representativo de un carro típico de máquina-herramienta portable.

Sobre esta base, el análisis del error aleatorio se puede completar incluyendo otras fuentes de error como el error de seguimiento de trayectoria. La máquina portable objeto de estudio en la presente tesis ha sido fundamentalmente diseñada para operaciones de acabado, pero también puede realizar operaciones de desbaste tal y como hemos subrayado durante el proceso de desarrollo descrito en el punto anterior.

El error de seguimiento de trayectoria es despreciable en las operaciones de acabado si estas se realizan con dinámicas lentas y, como habitualmente, con profundidades de pasada pequeñas. Sin embargo, para operaciones de desbaste, el error de trayectoria es resultado de la interacción entre el CAM, el control numérico, los accionamientos y la dinámica de los ejes. En las máquinas convencionales, teniendo en cuenta que se pueden exigir velocidades de avance de hasta 500 m/min, este error puede no ser despreciable. Si nuestra máquina portable se desplaza con dinámicas exigentes y con interpolación de múltiples ejes, los errores de seguimiento de trayectoria pueden ser significativos.

El error de seguimiento de trayectoria es un tema típico y ya clásico de la investigación, y además es un tema que se ha intentado simular y resolver mediante técnicas de virtualización. [Altintas, 2014] ha presentado recientemente un repaso de los desarrollos más recientes en la simulación por herramientas virtuales de procesos de mecanizado a lo largo de la trayectoria de la herramienta a la salida del control numérico. En estos trabajos, se realizan simulaciones virtuales de controles numéricos que son incluidos en programas optimizados de control, respetando las características físicas de la máquina, su arquitectura, su dinámica y las características de la propia operación de corte. Así, las técnicas de virtualización se pueden usar para predecir de forma completa el mecanizado incluyendo el efecto de controles numéricos comerciales [Altintas, 2015].

Empleando estas técnicas [Zhang, 2013] ha presentado un trabajo de predicción y compensación de los errores de seguimiento de trayectoria en operaciones de contorneado en un mecanizado en cinco ejes generado con splines. Estas predicciones de error de trayectoria son muy buenas estimaciones para nuestro sistema, dado que representan el error en una operación de mecanizado típica e incluyen valores de error tanto antes como después de su compensación. Si el control incluye un PID, los autores demuestran que los errores de trayectoria medios pueden llegar a las 12.6 μm . Este valor se considera una incertidumbre expandida que se traduce en una incertidumbre estándar de 6.3 μm .

Y para completar la incertidumbre en las direcciones X e Y, hay que incluir los errores debidos a la rotación del cabezal y el conjunto de la herramienta. Para ello, usualmente se verifica el salto radial del cabezal (runout), es decir, el desplazamiento total medido con un palpador con contacto en la superficie giratoria [Slocum, 1992] en la nariz del husillo. Se hace de la misma forma en el cuerpo de la herramienta, dado que la herramienta y su amarre con el portaherramientas es una fuente importante de incertidumbre.

Los cabezales de habituales de máquina herramienta aseguran un error de salto de 6 μm en la nariz del husillo para diámetros menores a 80, pero a este error hay que sumarle el del cono portaherramientas, que en nuestro caso es un como HSK 63 con una runout de 3 μm [Tacrockford].

Con respecto a las pinzas existen en el mercado pinzas de precisión simple, con un salto de unas 10 μm , y de superprecisión, con un salto menor a 3 μm [Lamikiz, 2009]. Cuando se sustituye la herramienta hay que emplear algún sistema de calibración del diámetro, en nuestro caso mediante láser, y se debe tener extremo cuidado con la limpieza del cono y la pinza. De no hacerse así los errores pueden llegar a ser del orden de 10~30 μm . Sin estas precauciones, los errores pueden llegar a estar entre las 10 μm y las 30 μm . Para el presente trabajo, 5 μm son una estimación razonable. Suponiendo todas estas fuentes como fuentes independientes, se obtiene una incertidumbre estándar de 6.3 μm y por tanto una incertidumbre expandida de 12.6 μm .

Combinando todas estas contribuciones de error, dan como resultado una incertidumbre estándar de 11.82 μm para una operación de desbaste y 10.01 μm para las operaciones de acabado.

7.2.2 Errores de proceso

Las principales fuentes de error debidas al proceso de de mecanizado en sí son la deflexión de la herramienta, la vibración de la herramienta, el desgaste de la herramienta y la formación de rebabas. Sin tener que construir la máquina portable o tener que medir estos efectos experimentalmente en una máquina portable existente, se pueden obtener muy buenas estimaciones de las mismas mediante el proceso de desarrollo virtual.

Esto es así, porque ya disponemos de un modelo de virtual de máquina suficientemente preciso junto con un modelo de cálculo de fuerzas de corte. En conjunto, estos dos modelos nos permiten predecir multitud de características de la máquina, entre ellas, la respuesta temporal de la punta de herramienta ante las cargas del proceso. Los detalles acerca de estas dos componentes del modelo ya han sido tratados en la presente tesis.

Para poder introducir en el modelo las fuerzas adecuadas, se ha de definir primero la operación de mecanizado que se pretende realizar y simular. Tal y como venimos diciendo, la máquina portable se emplea tanto para operaciones de desbaste como de acabado. Por tanto, se ha decidido representar y simular una operación de cada uno de estos dos tipos en dos materiales de ingeniería típicos, pero distintos, como son el aluminio y el acero. Así pues, se ha tomado como referencia una operación de desbaste en acero y una operación de acabado en aluminio.

Como operación de desbaste en acero, se ha seleccionado una operación de contorneado con las características que se aprecian en la siguiente figura y en la siguiente tabla.

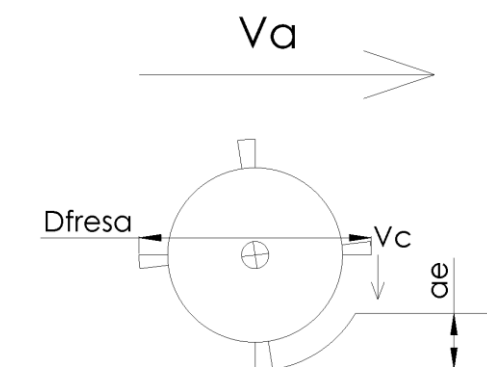


Figura 4.80 – Operación de contorneado considerada para el estudio del error de proceso

Tabla 4.32: Parámetros de la operación de ranurado considerada

Machining parameters	STEEL
v_c [m/min]	200
D [mm]	12
N [rpm]	5305
a_e límite [mm]	1
z - N° dientes	2
f_z nominal [mm/diente]	0,1
F [mm/min]	1061
a_p límite [mm]	12
λ_s Ángulo de hélice [°]	30
K_r Ángulo de posición (°)	90
Coefficiente específico tangencial K_t [N/mm ²]	2400
Coefficiente específico radial K_r [N/mm ²]	1680
Coefficiente específico axial K_a [N/mm ²]	600
a_n [mm]	12
M_z [Nm]	2,54
$F_{x\sqrt{}}$ [N]	-499
$F_{y\sqrt{}}$ [N]	-111
$F_{z\sqrt{}}$ [N]	-106
P [kW]	1.4
Q [cm ³ /min]	12,73

Con estos datos, empleando el modelo de cálculo de fuerzas ya descrito en puntos anteriores y desarrollado por [Gonzalo, 2005], se han calculado las fuerzas de proceso de esta operación de ranurado. Estas fuerzas ya fueron presentadas en el proceso de desarrollo de la máquina portable y se repiten aquí en la Figura 4.81:

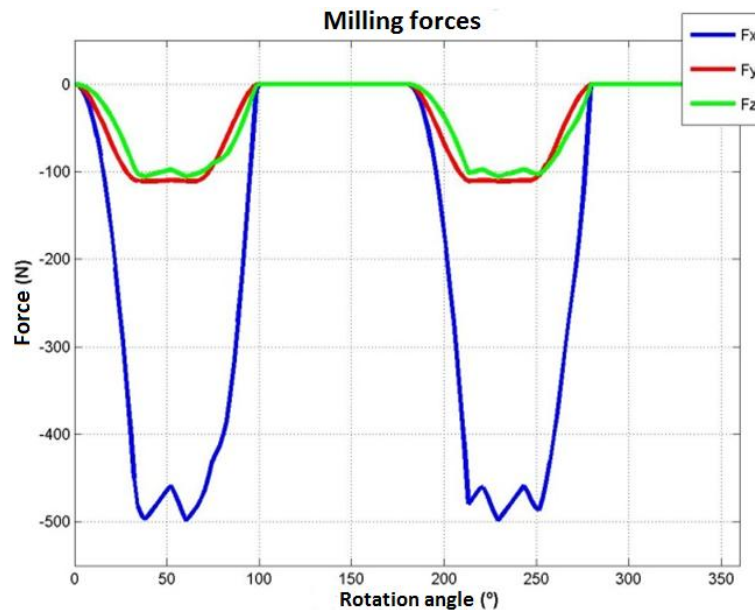


Figura 4.81 – Fuerzas laterales, verticales y de avance de la operación de desbaste

Como operación de acabado, se ha empleado la operación de contorneado final descrita como última operación de la fabricación de la pieza NAS según se describe en la norma UNE 15450-7 (equivalente a la internacional ISO 10791-7). Esta norma y la pieza que se describe en ella se emplean para comparar el desempeño de máquinas de tres ejes en operaciones de contorneado. Por lo tanto, tanto la pieza como la operación de la norma son muy adecuadas para nuestro propósito. Además, esta pieza se ha empleado para otras tareas y caracterizaciones en esta tesis, con lo que resulta coherente continuar centrándonos en ella para homogeneizar los resultados de los experimentos. Tiene unas dimensiones en planta de 160 mm x 160 mm, lo que permite que quepa en el volumen de trabajo de la mayoría de máquinas portables y sea por tanto una pieza interesante para la comparativa de estas máquinas. Los parámetros de la operación de mecanizado se describen en el cuerpo de la norma. Hay que señalar que esta operación está libre de problemas de estabilidad o vibraciones autoexcitadas o regenerativas, con lo que el resultado del proceso bien se puede emplear para caracterizar las máquinas.

Empleando la misma metodología que en el caso anterior, las fuerzas de proceso se han calculado y se presentan en la Figura 4.82:

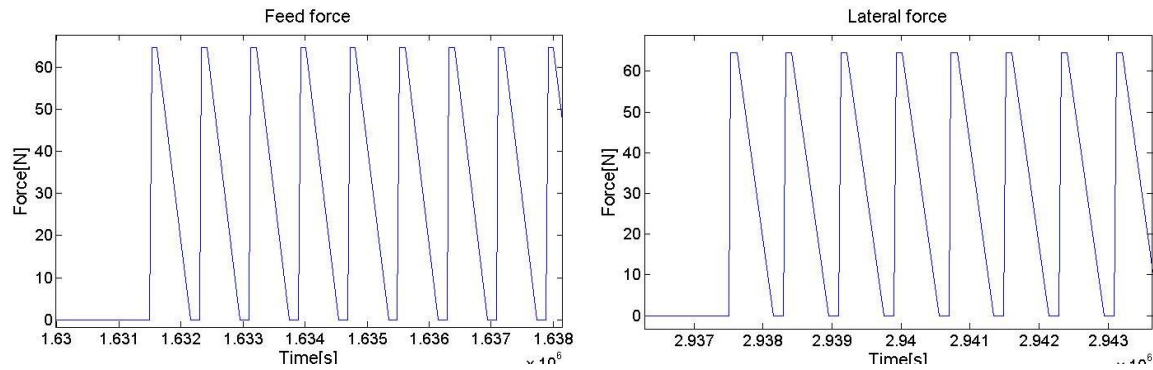


Figura 4.82 – Fuerzas de corte en las direcciones del avance y lateral en el contorneado de la pieza NAS

Estas fuerzas calculadas se han introducido en el modelo multibody virtual de la máquina portable a la vez que la máquina se desplaza según la trayectoria del TCP definida por la operación de mecanizado. Así, se han estimado la deflexión y la vibración de la punta de herramienta a lo largo del movimiento del proceso de mecanizado.

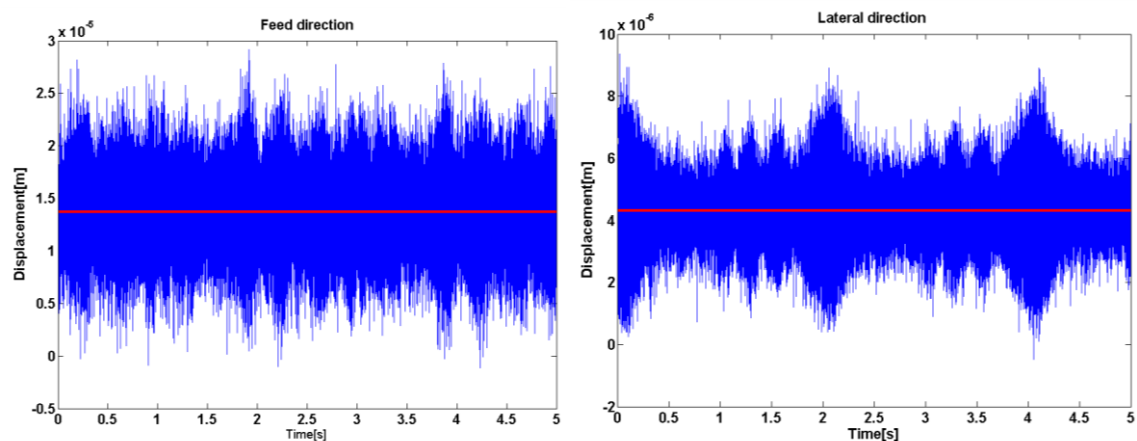


Figura 4.83 muestra la posición del TCP en la dirección lateral, y se refiere a la operación de desbaste, en un punto central de una trayectoria rectilínea, lejos pues de inserción/salida u otros efectos transitorios.

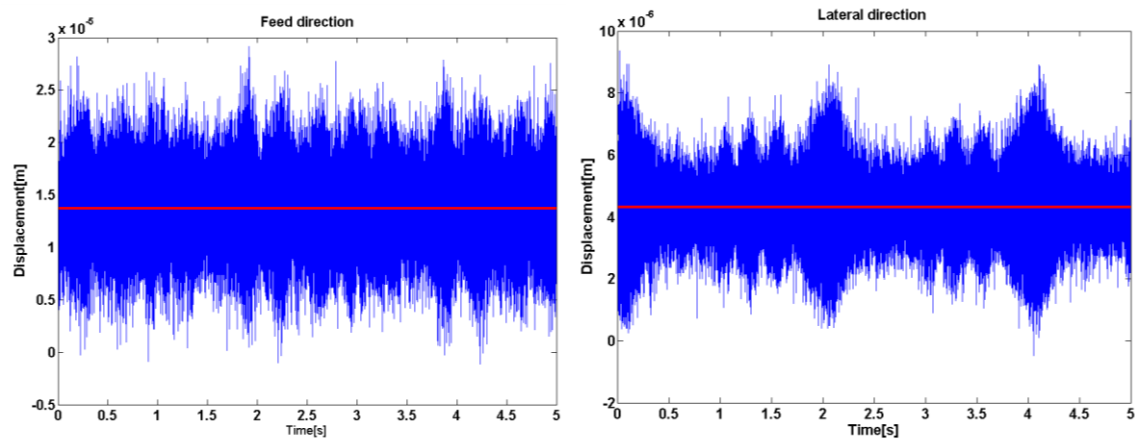


Figura 4.83 – Error en la direcciones de avance y lateral durante el desbaste

Estudiando las gráficas, se aprecian en la dirección de avance errores de hasta $23 \mu\text{m}$, incluyendo deflexión más vibración. En la dirección lateral, se observan valores de $9 \mu\text{m}$. En ambas direcciones hay picos superiores, pero no son significativos en el global del proceso de mecanizado y por tanto se pueden despreciar por aberrantes. El efecto global de ambas direcciones es de $28.3 \mu\text{m}$, lo que implica una desviación estándar de $14,17 \mu\text{m}$.

En cuanto a las operaciones de acabado, las fuerzas de proceso que aparecen son mucho más bajas, en el entorno de los 60 N . Introducidas estas fuerzas en el modelo virtual, se observan los siguientes efectos (Figura 4.84).

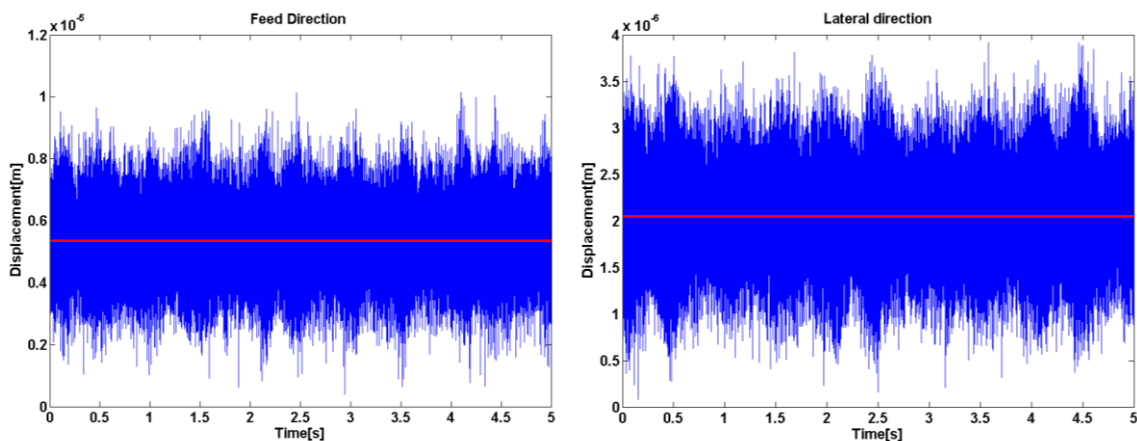


Figura 4.84 – Error en la direcciones de avance y lateral durante el acabado

Es este caso, se observan $10 \mu\text{m}$ en la dirección de avance y $3 \mu\text{m}$ en dirección lateral, excluyendo picos aberrantes. Esto da una incertidumbre expandida combinada de $10.44 \mu\text{m}$ y una incertidumbre estándar de $5.22 \mu\text{m}$.

7.2.3 Desgaste de las herramientas

Otro efecto distinto del proceso de mecanizado es el desgaste de la herramienta, que tiene influencia sobre distintos aspectos del resultado de la operación: fuerzas superiores de corte, cambio en las dimensiones, pérdida de productividad por cambio de herramientas, pérdida de precisión, etc.

El desgaste origina que los bordes rectos de las herramientas dejen de serlo y se redondeen, y el diámetro de las herramientas cilíndricas disminuye. En el caso de las herramientas de bola, estas pierden radio. Este efecto es muy significativo en el caso de los materiales duros, con valores de dureza Rockwell superiores a 50, como por ejemplo en los moldes.

Sin embargo, ya hemos explicado que las máquinas portables operan en periodos de tiempo muy cortos, en operaciones de mecanizado pequeñas sobre grandes piezas. En este escenario, es razonable suponer que los accionamientos están casi todo el tiempo parados, al estarlo también la máquina. Por tanto, es razonable despreciar los efectos del desgaste de las herramientas en este presupuesto de errores.

Si el escenario descrito no fuera aplicable de la forma explicada, el error por desgaste de la herramienta se puede minimizar cambiando frecuentemente la herramienta y alternando el CAM las operaciones de desbaste con acabados, lo que permite realizar más tareas con una herramienta al alternar operaciones pesadas con otras con menores tasas de arranque. Los cambios en el diámetro de herramientas cilíndricas se pueden compensar mediante sensores específicos de medida del diámetro de las herramientas.

7.2.4 Formación de rebabas

La profundidad de pasada puede ser importante en las operaciones de mecanizado con máquinas portables. Junto con el desgaste de las herramientas, esto puede originar rebabas que no son eficazmente eliminadas de las aristas. Este efecto se puede eliminar usando otra herramienta y realizando una pasada final sin profundidad de corte y, por tanto, sin fuerzas.

Con estas estrategias y dependiendo del material y la geometría, la incertidumbre en la definición de los vértices puede ser de 2 μm .

7.2.5 Resultado de los errores de proceso

Así, combinando todas las incertidumbres estimadas y cuantificadas para el proceso, obtenemos una incertidumbre estándar de 14.31 μm para las operaciones de desbaste y de 5.59 μm para las operaciones de acabado.

7.2.6 Errores del sistema de alineamiento y set-up

En puntos anteriores de la tesis ya hemos tratado los errores de alineamiento y set-up, al detallar y caracterizar la operativa de alineamiento y referenciación que se han propuesto para las máquinas portables. De los resultados ya presentados, podemos extraer las componentes aleatorias y presentarlas en la Tabla 4.33.

Tabla 4.33: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación

Traslaciones	Exx	Exy	Exz
Error aleatorio (σ máximo)	0,069 mm	0,139 mm	0,0089 mm
Error aleatorio (σ medio)	0,043 mm	0,1099 mm	0,006 mm
Incertidumbre típica (u_i)	0,0215 mm	0,05495 mm	0,003 mm
Rotaciones			
Error aleatorio (σ máximo)	0.047°		
Error aleatorio (σ medio)	0.043°		
Incertidumbre típica (u_i)	0,0215°		

7.3 Resultado del presupuesto de errores

El presupuesto de errores total se ha obtenido así de la combinación de los errores descritos hasta ahora y se presenta tanto para las operaciones de desbaste como para el acabado.

7.3.1 Operaciones de desbaste

- Incertidumbre estándar de la posición de la máquina: $u_{m_pos} = 11,82 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar de los errores de proceso : $u_{t_flex} = 14.31 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar debida al error de referenciación: $u_{wk_alig} = 21.5 \mu\text{m}$.

Estos errores independientes se combinan según la manera explicada para dar un resultado de 28.40 μm de incertidumbre típica y, por tanto, una incertidumbre expandida de 56.8 μm .

7.3.2 Operaciones de acabado

- Incertidumbre estándar de la posición de la máquina: $u_{m_pos} = 10,01 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar de los errores de proceso: $u_{t_flex} = 5.59 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar debida al error de referenciación: $u_{wk_alig} = 21.5 \mu\text{m}$.

Estos errores independientes se combinan según la manera explicada para dar un resultado de $24.36 \mu\text{m}$ de incertidumbre típica y, por tanto, una incertidumbre expandida de $48.73 \mu\text{m}$.

7.4 Análisis de los resultados

En primer lugar, se ha de subrayar que las cifras que hemos desarrollado hasta este punto tienen un origen francamente particular dado que provienen de dos fuentes muy distintas. Por un lado, algunos datos provienen del modelado virtual de un modelo de máquina portable particular. Los otros, los que complementan a los primeros, provienen de experimentos o campañas experimentales sobre sistemas o subsistemas que se comportarían de forma idéntica una vez integrados en máquinas portables. Así, este método híbrido busca sobre todo estimar el grado de influencia de cada fuente de error de forma que se pueda priorizar con vistas a minimizar el error en las fases de diseño y operación de máquinas portables. A este respecto, podemos extraer las siguientes conclusiones:

1) La principal fuente de error de la operación de las máquinas portables es el debido al método de interreferenciación entre pieza y maquina. Este error estará siempre presente, y puede acabar definiendo la precisión de todo proceso de mecanizado si se precisan sucesivas operaciones de set-up, como es el caso en el escenario de mecanizado distribuido. Por tanto, una opción obvia de mejora y optimización de las máquinas portables es mejorar o cambiar la tecnología del sensor y volver a estimar o analizar el error. Una mejora clara podría venir del empleo de palpadores de contacto en aquellas aplicaciones en las que tal contacto esté permitido. Los palpadores de contacto son, en general, menos sensibles al ruido, menos dados a medidas parásitas y más estables. Los sensores de contacto pueden emplearse solos, como en [Mörhing, 2009] o incluso en combinación con escáneres laser, como en [Weckenmanna, 2009] . El uso de técnicas de mejora de los datos de las nubes de puntos sería también positivo.

2) Desde el punto de vista del proceso, la principal fuente de error es la deflexión de la herramienta. Así, la optimización de la rigidez, la maximización de los valores de rigidez en

todas las direcciones y la homogeneización de estos valores de rigidez en el espacio de trabajo se tornan de capital importancia para mejorar la operativa de las máquinas portables. Por tanto, estos resultados refuerzan la labor realizada en anteriores capítulos de esta tesis. Y las actividades de mejora no solo se tienen que limitar a las fases de diseño o desarrollo, sino que pueden realizarse también durante su operación. Con el método descrito en la presente tesis, las máquinas portables pueden orientarse en dirección óptima según la dirección crítica de la operación de mecanizado que se esté realizando.

3) Ya hemos señalado anteriormente que en este modelo no se tienen en cuenta los errores de las vibraciones autoexcitadas o regenerativas (chatter), ni en la precisión de la pieza ni en el estado superficial de la pieza fabricada.

4) Si el empleo de las máquinas portables es continuado o muy intenso, hay que tener en cuenta los efectos de los errores y las deformaciones de origen térmico originadas por el calor disipado durante el uso. En estas circunstancias, no se pueden despreciar estos errores.

Las contribuciones al error se pueden mapear, para mejor comprensión del lector, tal y como se han realizado en [Lamikiz, 2009]. De esta forma, se puede comparar el trabajo de esta tesis de forma homogénea y directa con las investigaciones de [Uriarte, 2007] en relación al mecanizado a alta velocidad o el microfresado:

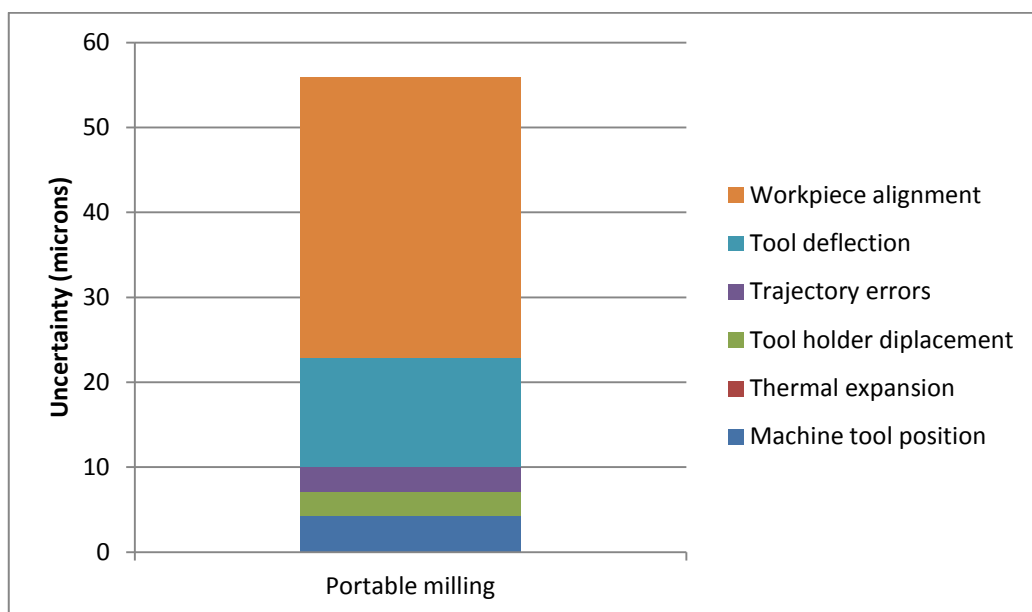


Figura 4.85 – Contribución a la incertidumbre de las máquinas portables – desbaste

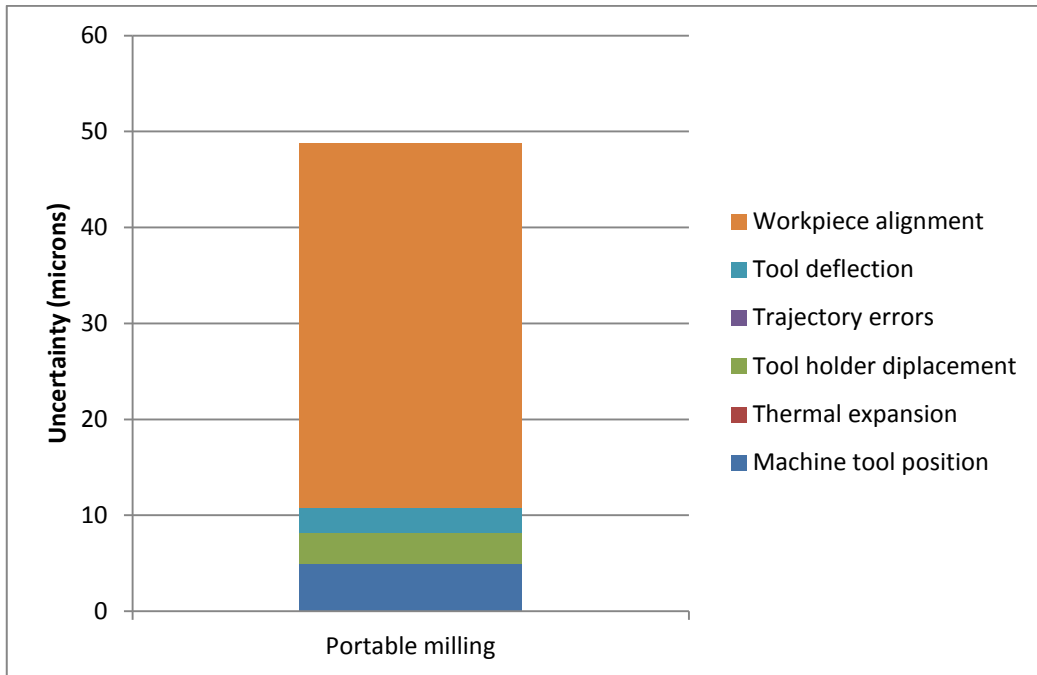


Figura 4.86 – Contribución a la incertidumbre de las máquinas portables – acabado

CAPÍTULO V: VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LA METODOLOGÍA

1 LA MÁQUINA BIZKOR: PLATAFORMA PARA LA VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

El método presentado en la presente tesis se basa en las técnicas de virtualización para representar, analizar y optimizar las máquinas portables. Los datos que alimentan el modelo virtual de máquina proceden de una multitud de fuentes. Por un lado, se ha recurrido a la experimentación de algunas técnicas y algunos subsistemas, experimentos que han proporcionado parte de la información para poder estimar, evaluar y optimizar el empleo de máquinas portables. Por otro lado, el modelo mutibody flexible de una máquina portable concreta, convenientemente modelada mediante datos que provienen de la experiencia anterior del autor, nos ha dotado de resultados y proyecciones de gran interés. La integración de todos estos ingredientes es la clave del método presentado.

Sin embargo, se ha de admitir que la validez de la virtualización de la máquina portable puede ponerse en entredicho, dado que el modelo virtual no se puede correlar experimentalmente con la máquina portable real pues esta no ha sido fabricada. Por ello, puede decirse que gran parte de lo afirmado carece de confirmación experimental.

Hay que recordar que uno de los objetivos del método es precisamente ser capaz de predecir el funcionamiento de las máquinas portables antes de que estas estén de hecho fabricadas, con lo que la situación de no disponer de correlación experimental es algo natural al propio modelo y que se va a repetir con frecuencia si este modelo se emplea tal y como ha sido concebido.

Una alternativa para confirmar y correlar los resultados experimentalmente sería demostrar la validez de cada paso en una máquina que exista, que sea analizable y que se pueda ensayar, aunque esta no sea una máquina portable. Las máquinas portables tienen características específicas en su diseño, desarrollo y, sobre todo, en su operación, pero salvando estas se pueden tratar como máquinas convencionales. Por eso, emplear una máquina convencional para validar el método no parece descabellado.

Este enfoque sería válido tal cual, pero es de hecho posible ir un paso más allá. Con ciertas precauciones y tomando algunas decisiones, es posible emplear una máquina convencional para correlar el modelo virtual integrado pero operándola como si fuera una máquina portable. Se trata de convertir una máquina portable en una plataforma que representa a la máquina portable objeto de esta tesis.

Para ello, se va a emplear la máquina Bizkor de IK4-TEKNIKER. La fresadora Bizkor fue la primera fresadora de alta velocidad que se realizó en España. Obtuvo por ello el premio nacional al diseño. Se trata de una fresadora de tres ejes equipada con un cabezal de XXXX y que presenta un volumen de trabajo de 580 mm x 500 mm x 360 mm (XYZ). El control numérico de la máquina Bizkor es un control FAGOR 8070, exactamente el mismo control que podemos encontrar en la máquina portable que se ha analizado y proyectado. Así pues, es una plataforma ideal para mostrar la operativa de las máquinas portables.



Figura 5.1 – La fresadora BIZKOR

Se ha de subrayar que la máquina Bizkor fue en su día objeto de un proceso de optimización estructural topológica del carnero, en la línea de lo que se ha propuesto para la máquina portable. En una primera versión de la máquina, las estructuras estaban compuestas de fundición y acero soldado, dando como resultado un comportamiento de máquina satisfactorio. No obstante, en búsqueda de mayores velocidades y mejores precisiones de mecanizado a alta velocidad se trabajó en la disminución de la masa de las partes móviles, reduciéndose las inercias de los carros, en las continuas aceleraciones y frenadas que sufren los carros en un proceso de corte real. Además, esta reducción de masa conllevó un menor consumo eléctrico del motor del accionamiento.

Así, en una primera versión de la máquina las estructuras eran de fundición y acero soldado. La primera mejora sobre esta base consistió en emplear paneles sándwich para reducir el peso, sin una importante reducción de los requisitos técnicos de las estructuras (rigidez estática, dinámica, etc.). Así, se desarrolló y montó en la máquina “Bizkor” un carro vertical (donde va insertado el cabezal de fresado) formado por paneles sándwich. Para las zonas con mayores sollicitaciones, en las que podían producirse deformaciones locales, se colocaron refuerzos.

En una ampliación posterior, con el fin de reducir aún más el peso y proporcionar algo más de amortiguamiento al carro se emplearon estructuras ligeras pegadas.

Como último paso se realizó una optimización estructural topológica, que llevó a la configuración actual del carro vertical.

A fin de que la máquina Bizkor pueda representar fielmente la máquina portable, se van a realizar los siguientes cambios en la operativa típica de la máquina Bizkor.

1) En primer lugar, se va a emplear en la máquina Bizkor el mismo método de referenciación entre pieza y máquina que se emplea en las máquinas portables. Esto significa que una vez introducida una pieza determinada en el volumen de trabajo, no se va a referenciar a la manera convencional. No se van a usar comparadores ni a realizar ceros-pieza como habitualmente. En su lugar, la pieza se va a ubicar en posición aleatoria dentro del espacio de trabajo y la máquina Bizkor debe acometer el proceso de fabricación desde esa posición, sin más información de la posición de la pieza.

2) El programa de mecanizado no se va a introducir en la máquina de forma convencional. El programa estará escrito en los ejes pieza, y se alterará automáticamente cuando se determine la posición relativa entre máquina y pieza. Para ello, el control 8070 empleará la matriz de transformación homogénea resultado del proceso de referenciación.

3) Se van a realizar todas las pruebas empleando la misma pieza de prueba que hemos empleado en el resto de experimentos de la presente tesis.

4) Se van a replicar las pruebas de caracterización, integración, análisis y evaluación que se han realizado para la máquina portable virtual.

5) El estudio y la correlación se van a completar con pruebas de mecanizado reales, algo imposible con la máquina portable.

6) Se va a reducir el volumen de trabajo de la máquina Bizkor para que coincida con la de la máquina portable.

7) Sobre la Bizkor se van a realizar procesos de mecanizado similares a los que hemos descrito para la máquina portable. Procesos cortos de desbaste y acabado, con mínima

influencia de los aspectos térmicos, el desgaste de la herramienta etc. Además, como se ha hecho con las máquinas portables, las operaciones se realizarán inmediatamente después de encendida la máquina a fin de que los problemas térmicos se minimicen en la operación.

Así pues, el presente capítulo replica, de forma resumida y no exhaustiva, las pruebas y estudios que hemos realizado en la presente tesis. Se comienza por el modelo de errores, se completa con un modelo virtual de máquina en un paquete multibody donde se representará teniendo en cuenta su flexibilidad y empleando la técnica de subestructuras. Finalmente, se integrará el modelo de referenciación discutido para las máquinas portables sobre el hardware y software de la máquina, con lo que a efectos operativos y prácticos la máquina se emplea y comanda como una máquina virtual. Por último, se da cuenta de las simulaciones de mecanizado realizadas y estas se comparan con los resultados reales.

2 CREACIÓN DEL MODELO INTEGRADO DE LA BIZKOR

Según lo establecido en el Capítulo II, el modelo de la máquina Bizkor debe incluir:

- Un modelo de fuerzas de proceso que se aplique sobre un modelo multibody flexible de la máquina completa.
- Un modelo de los errores geométricos de la máquina.
- Un modelo para el proceso de referenciación y set-up, que permita caracterizar los errores del proceso y que sea válido para distintas soluciones de sensor. En el caso de la Bizkor el sistema de referenciación es el mismo que se ha empleado como propuesta para las máquinas portables, con lo que los resultados obtenidos anteriores capítulos son directamente trasladables y empleables para el caso de la Bizkor.

2.1 Modelo de proceso: Máquina y fuerzas de proceso

El modelo integrado de la máquina Bizkor emplea el mismo modelo de fuerzas de proceso ya analizado previamente para el caso de la máquina portable (Cap. III), con lo que no se profundizará de nuevo en sus características.

En cuanto al modelo multibody de la máquina, este sigue las directrices ya vistas para la generación del modelo multibody de las máquinas portables: los elementos estructurales se modelizan en FEM y se reducen según el método C-B, mientras que los componentes comerciales se modelizan a partir de ensayos experimentales (sea análisis modal experimental o ensayos de rigidez definidos según la aplicación).

En lo que a la máquina Bizkor concierne, la práctica totalidad de los elementos se ha modelado en FEM, empelando para ello modelos de elementos finitos que ya fueron validados en [Zatarain, 1998]. Queda únicamente por introducir en el modelo el conjunto portaherramientas más herramienta.

El modelo de estos componentes puede realizarse de manera teórica o experimental. La expresión para calcular de manera teórica la flexión de un elemento cilíndrico viene dada por:

$$\delta = \frac{64F L_T^3}{3\pi E D^4}$$

Donde,

F= fuerza ejercida [N]

L_T = Longitud del cilindro [mm]

E= Modulo de Young

D= Diámetro del cilindro [mm]

δ = desplazamiento [mm]

En la presente investigación se ha preferido el enfoque experimental. Por ello se realizan ensayos de rigidez sobre el conjunto portaherramientas y herramienta donde se han medido los desplazamientos generados por diversas cargas controladas. Los ensayos se realizan de manera estática sobre la herramienta que se empleará en las subsiguientes pruebas de mecanizado, una KENDU uniKENCUT 3302.67 en metal duro de 16mm de diámetro. Para realizar los ensayos se ha atado el conjunto a una mesa de ensayo mediante soportes y bridas específicas. A continuación, se aplica la fuerza mediante una serie de pesas calibradas, fuerzas que son aplicadas en los puntos de interés mediante un sistema cuerdas y poleas (Fig. 5.2). La fuerza se ha aplicado en cuatro puntos distintos de la longitud del elemento, a diferentes alturas a lo largo de la herramienta. Para recoger la información de los desplazamientos originados por estas cargas se ha colocado un reloj comparador en el extremo de la herramienta. La fuerza aplicada se ha incrementado para poder graficar una curva fuerza desplazamiento suficiente. Este ensayo se ha realizado tres veces por punto para tener una cierta idea de la incertidumbre asociada a la repetitividad del ensayo. Los ensayos han arrojado una rigidez aproximada de 24 N/ μ m (Figura 5.2).

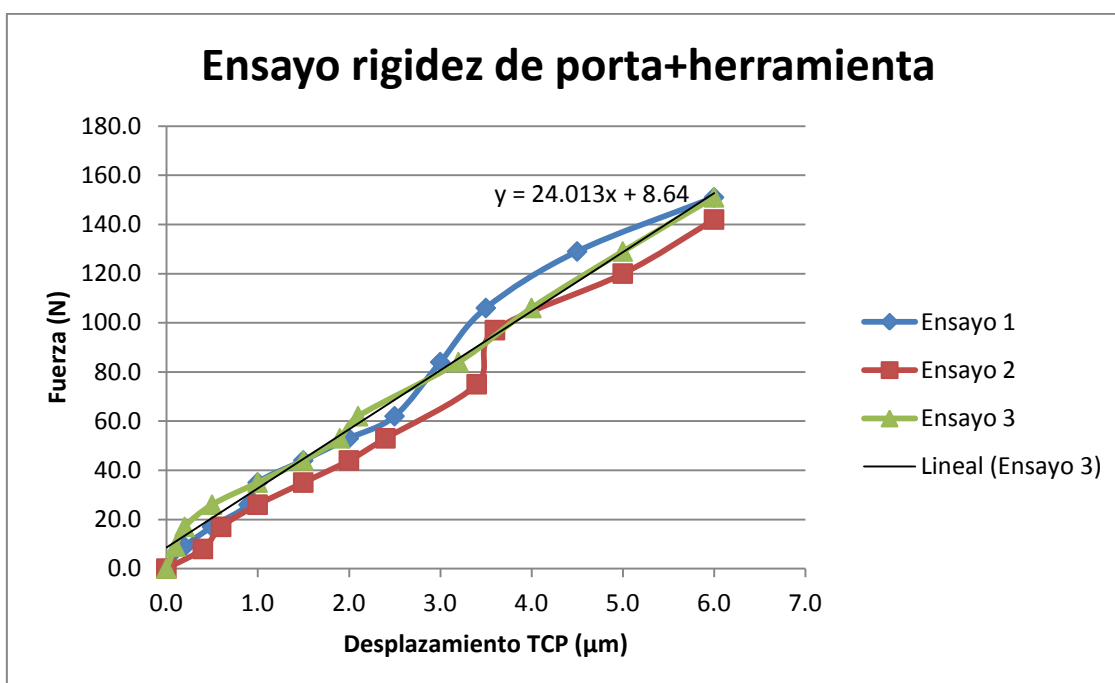
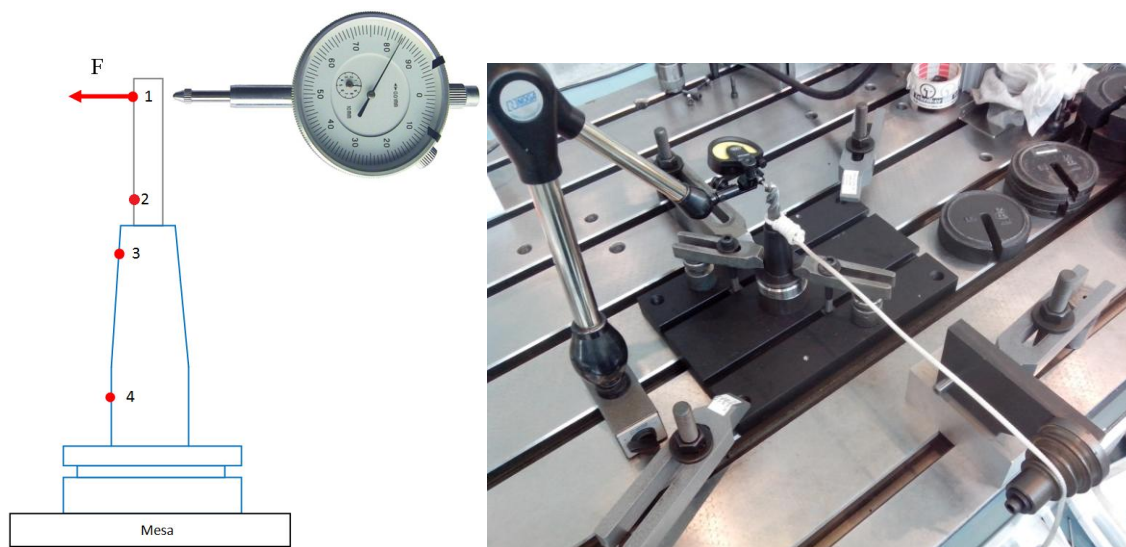


Figura 5.2 – Resultado de las pruebas de rigidez del conjunto porta más herramienta

De esta forma, el conjunto porta+herramienta se ha podido modelizar con un elemento spring de rigidez igual a la calculada experimentalmente. Una vez integrado todo el conjunto, el modelo multibody puede apreciarse en la Figura 5.3.

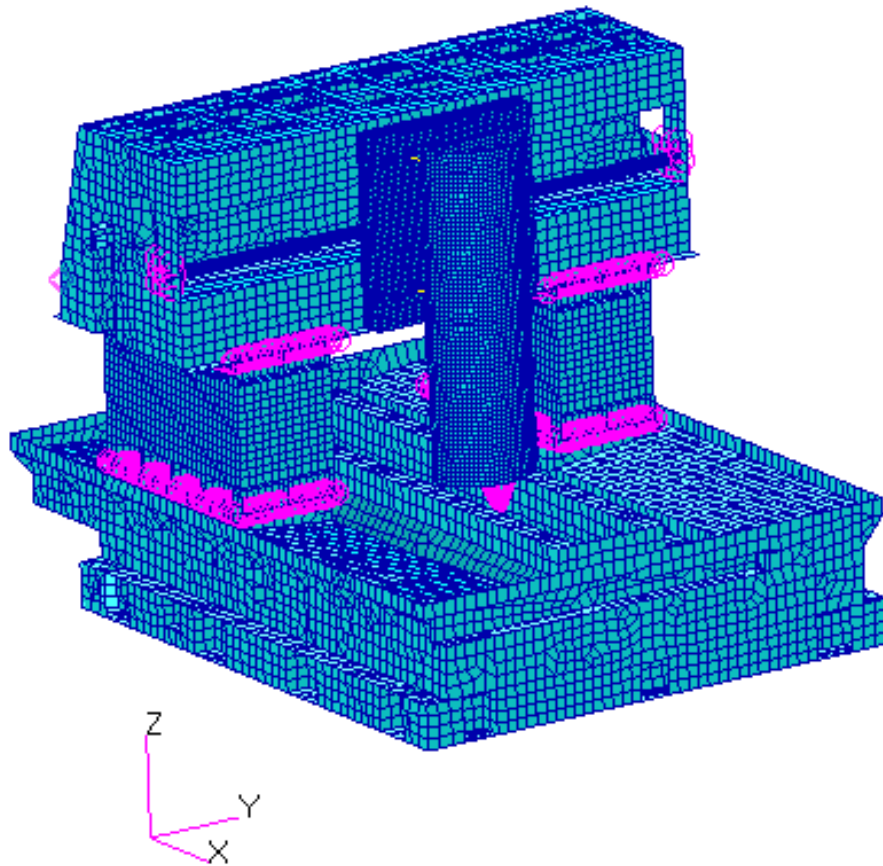


Figura 5.3 – Modelo multibody flexible de la máquina Bizkor

2.2 Modelo de errores

El siguiente ingrediente del modelo virtual es un modelo de errores que incluya componentes sistemáticos y aleatorios y que se pueda integrar en la máquina virtual. Al igual que la máquina portable, la fresadora Bizkor es una máquina de tres ejes con la siguiente configuración (Figura 5.4):

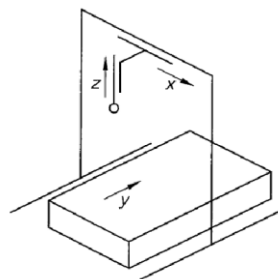


Figura 5.4 – Configuración cinemática de la fresadora Bizkor

Para ello, se ha caracterizado la máquina mediante un láser tracer NG de marca Etalon AG (Num. Serie 064060415). Se resumen a continuación los datos de la máquina relevantes para el desarrollo del presupuesto de errores.

Tabla 5.1: Datos de la máquina para el proceso de medida de errores

Máquina	Bizkor
Volumen máquina [X] [Y] [Z] – Coordenadas [mm]	[-580 - 0] [-550 - -50] [-1200 - -840]
Volumen máquina [X / Y / Z] [mm]	[580 / 500 / 360]
Orden cinemático	YZZ
Coefficiente de expansión de la regla X	0 $\mu\text{m}/(\text{m}^*\text{K})$
Coefficiente de expansión de la regla Y	0 $\mu\text{m}/(\text{m}^*\text{K})$
Coefficiente de expansión de la regla Z	0 $\mu\text{m}/(\text{m}^*\text{K})$
Fecha de las medidas	02-Oct-2014

Acerca del equipo empleado y sus características, estos se detallan en las siguientes tablas.

Tabla 5.2: Datos de la incertidumbre del equipo de medida y su software

Modelo de incertidumbre de TRACER/TRACKER:

Nº serie Tracer	
Incertidumbre estática	0.2 μm (k=2)
Componentes dependiente longitud (aleatorio)	0.2 $\mu\text{m}/\text{m}$ (k=2)
Componentes dependiente longitud (sistemático)	0.2 $\mu\text{m}/\text{m}$ (k=2)
Incertidumbre del offset del reflector	0 mm

Información del software:

Software	Trac-Cal
Version (medida)	V30.9.2014-09-04
Version (informe)	V30.1.2014-05-13
Método de cálculo:	Model RRB

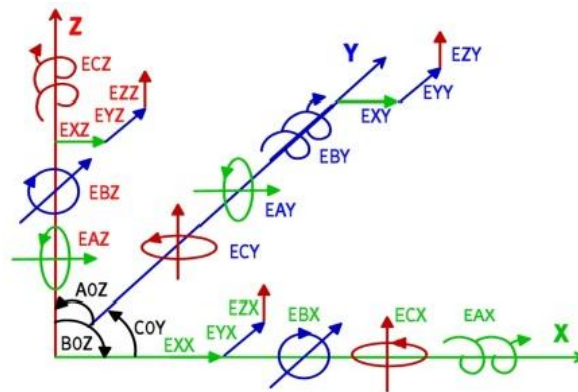
En la Tabla 5.3 se resumen los valores de los errores del modelo de 21 errores de la máquina Bizkor. En las tablas se detallan tanto las componentes sistemáticas del error como las componentes aleatorias.

Tabla 5.3: Tabla resumen de los errores medidos en la Bizkor

Parámetro desviación (k=2):

Grupo	Parameter	Deviation (range)	Umax (95%)
Posición	EXX	55.4 μm	0.8 μm
	EYY	34.3 μm	0.8 μm
	EZZ	30.9 μm	1.4 μm
	EYX	22.1 μm	0.5 μm

Rectitud	EZX	11.7 μm		0.2 μm	
	EXY	37.5 μm		1.4 μm	
	EZY	20.0 μm		0.6 μm	
	EXZ	5.6 μm		0.1 μm	
	EYZ	4.4 μm		0.1 μm	
Pitch / Yaw / Roll	EAX	26.1 μrad	5.4 "	0.5 μrad	0.1 "
	EBX	47.4 μrad	9.8 "	0.8 μrad	0.2 "
	EAY	33.4 μrad	6.9 "	0.7 μrad	0.1 "
	EBY	69.6 μrad	14.3 "	1.2 μrad	0.2 "
	ECY	31.9 μrad	6.6 "	1.0 μrad	0.2 "
Perpendicularidad	C0X	-155.4 μrad	-32.0 "	1.6 μrad	0.3 "
	B0Z	63.4 μrad	13.1 "	0.3 μrad	0.1 "
	A0Z	-125.0 μrad	-25.8 "	0.5 μrad	0.1 "



2.3 Modelo de autorreferenciación

Al igual que en el caso de la máquina portable, el modelo de la máquina Bizkor debe completarse con un modelo de los errores del proceso de referenciación entre la máquina y la pieza. Al tratarse se una fresadora convencional, lo habitual es emplear un palpador que presenta una incertidumbre expandida de $\pm 3 \mu\text{m}$. Sin embargo, para introducir el palpador hay que soltar antes la herramienta, con lo que a la incertidumbre anterior habría que sumarle la del cono ($3 \mu\text{m}$) y la del porta-herramientas y pinza ($5 \mu\text{m}$), para una incertidumbre expandida global de $8.2 \mu\text{m}$.

Sin embargo, como ya se ha dicho, se ha decidido operar la máquina convencional Bizkor mediante el mismo proceso seguido para las máquinas portables, a fin de que las conclusiones sean directamente trasladables. Por ello, durante el empleo de la máquina Bizkor, se va a usar el mismo sistema de alineamiento y referenciación basado en el laser lineal de triangulación. Por ello, los errores que se generan y que se van a introducir en el

modelo son los mismos que se han obtenido en puntos anteriores de la presente tesis y que se resumen en la Tabla 5.5.

3 RESULTADOS DEL MODELO VIRTUAL DE LA BIZKOR

Una vez estudiado el modelo y presupuesto de errores, se va a analizar la respuesta de la máquina Bizkor virtual de la misma manera en que se ha analizado la máquina portable. Para ello, se estudiarán la rigidez estática y dinámica de la máquina así como la respuesta de la punta de herramienta en el dominio del tiempo.

3.1 Mapas de rigidez

El modelo virtual se emplea aquí para mapear la rigidez en las distintas direcciones. De la la Figura 5.5 – Mapa de la rigidez K_{xx} de la máquina Bizkor a la Figura 5.10 se muestran los mapas de rigidez de la máquina Bizkor en un volumen de trabajo reducido al nivel del la máquina portable (300 mm x 300 mm x 200 mm). De nuevo, K_{ij} representa la relación entre una fuerza aplicada en la dirección i y el desplazamiento en dirección j creado por tal fuerza, en $N/\mu m$ ($K_{ij}=K_{ji}$).

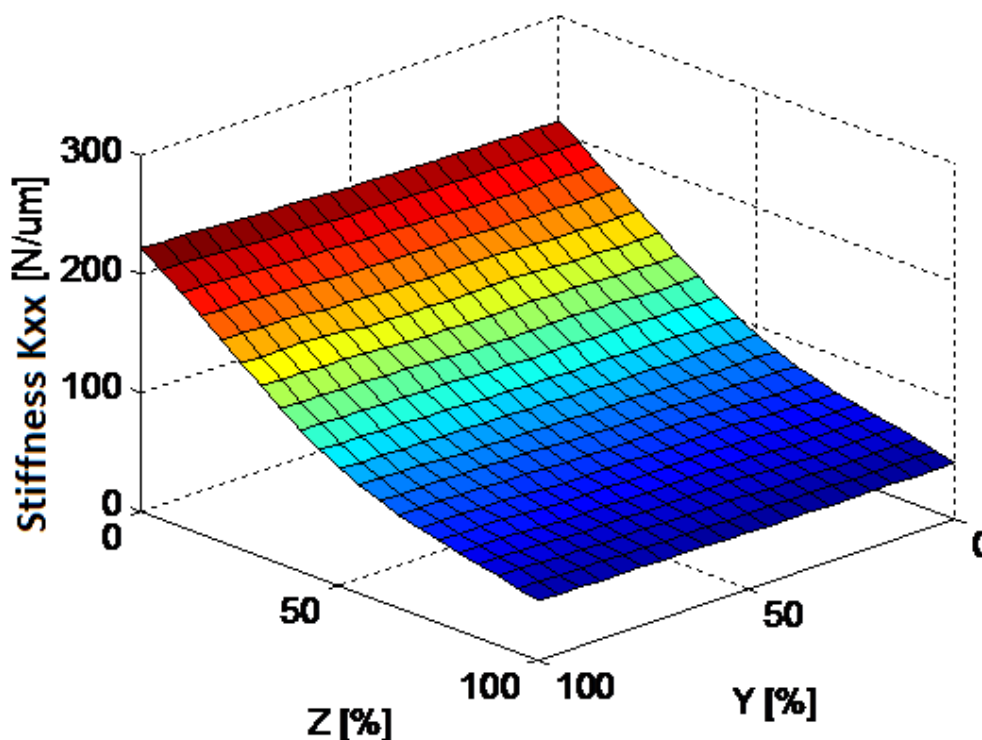


Figura 5.5 – Mapa de la rigidez K_{xx} de la máquina Bizkor

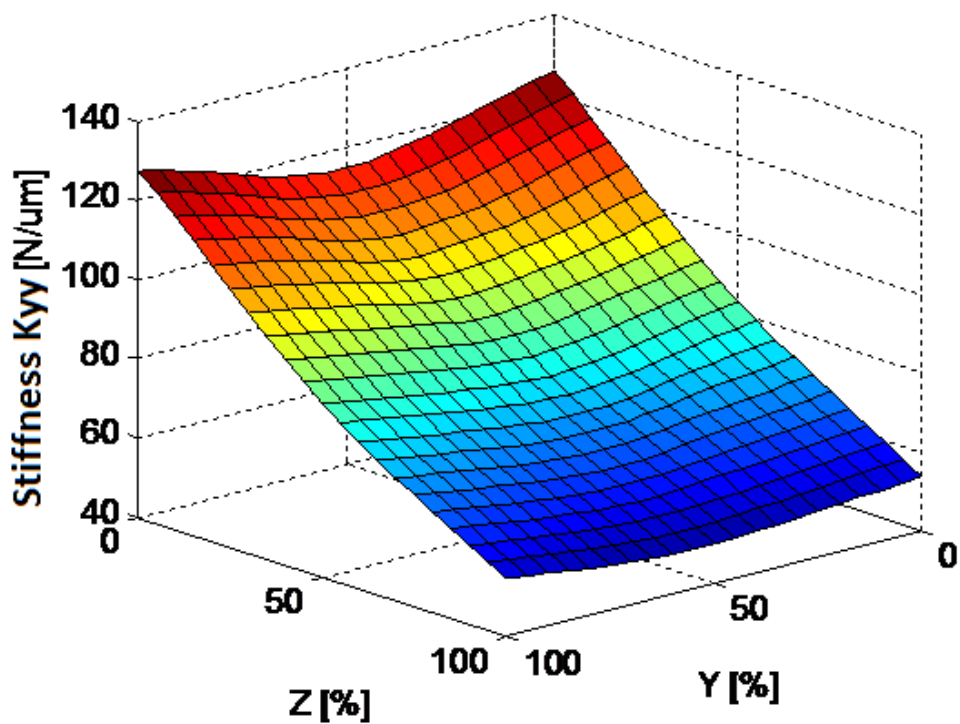


Figura 5.6 – Mapa de la rigidez K_{yy} de la máquina Bizkor

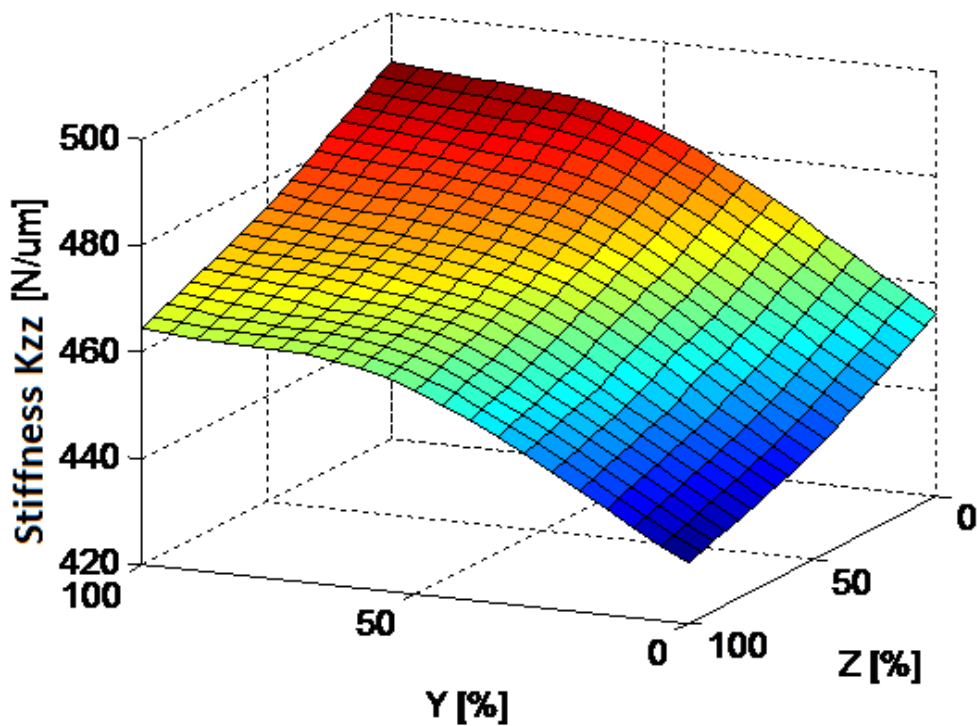


Figura 5.7 – Mapa de la rigidez K_{zz} de la máquina Bizkor

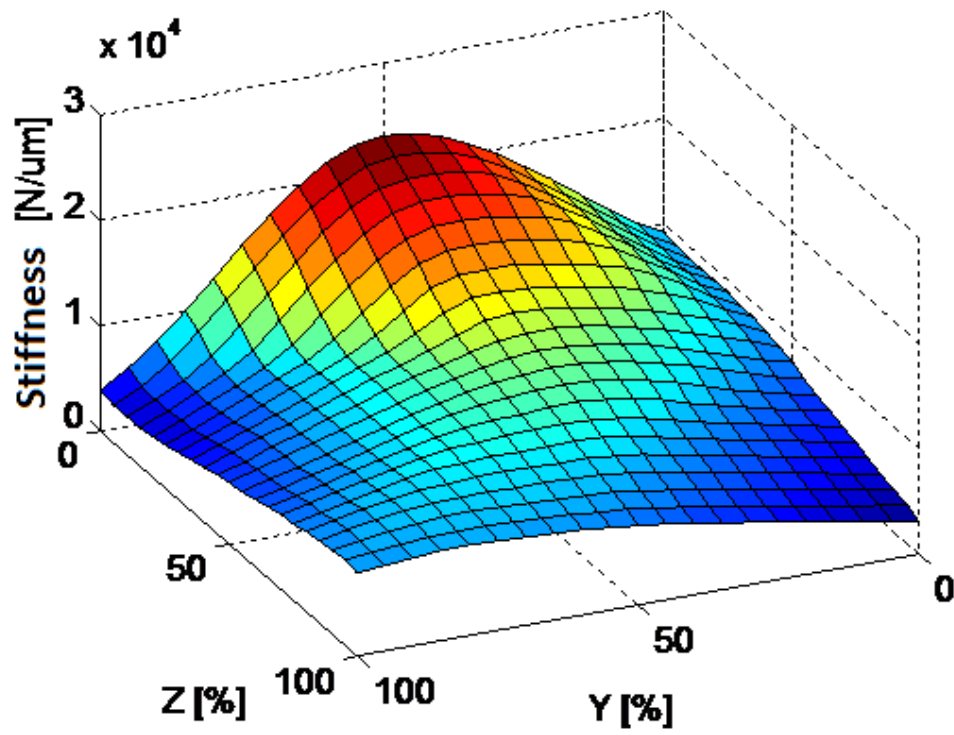


Figura 5.8 – Mapa de la rigidez K_{yz} de la máquina portable

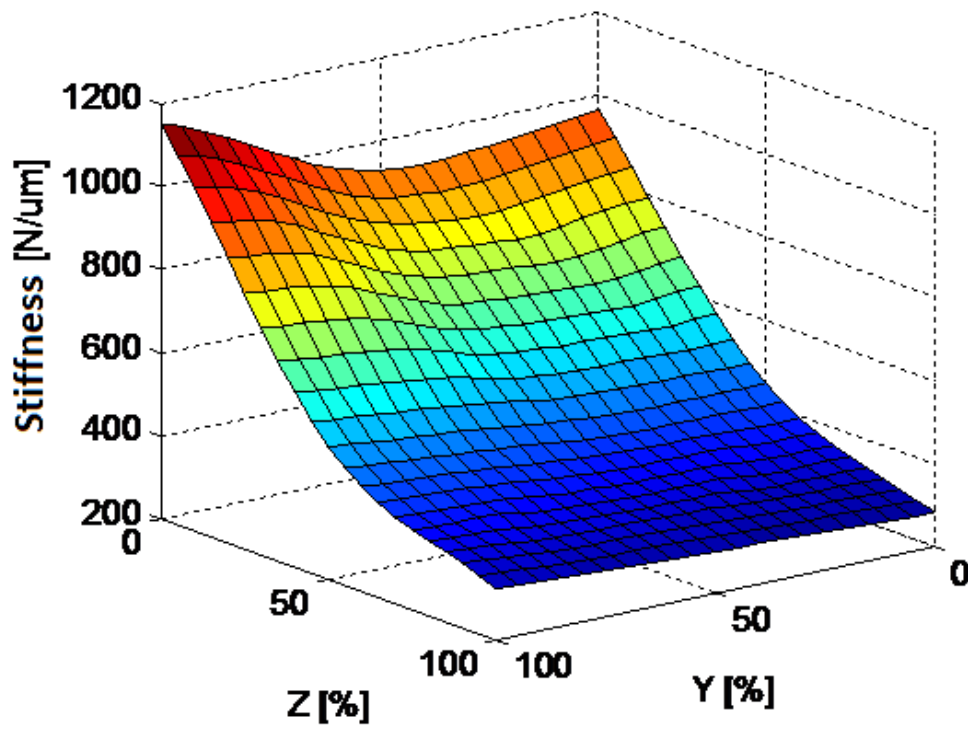


Figura 5.9 – Mapa de la rigidez K_{xz} de la máquina portable

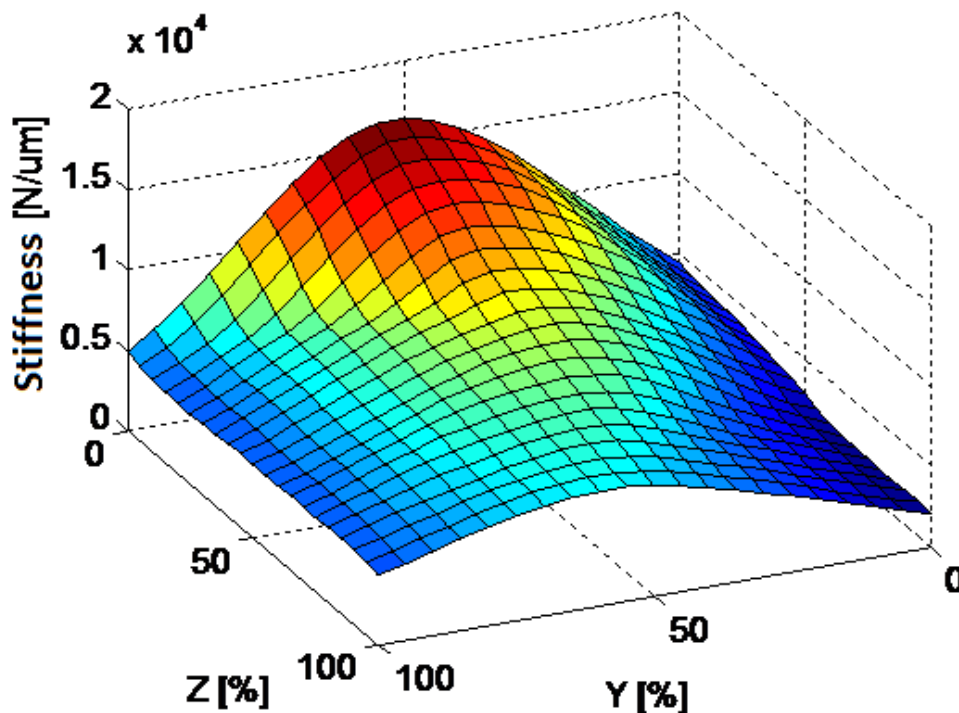


Figura 5.10 – Mapa de la rigidez K_{xy} de la máquina portable

3.2 Respuesta de la punta de herramienta

Al igual que con la máquina portable, un análisis estático no es suficiente para caracterizar suficientemente la máquina y definir sus capacidades; es necesario completar este primer análisis con un estudio de su comportamiento en el dominio de las frecuencias. Para examinar el comportamiento dinámico de la máquina Bizkor, se ha estudiado la función de respuesta en frecuencia de la punta de herramienta.

Al igual que con la máquina portable, se emplea un enfoque consistente en estudiar un solo punto representativo del volumen de trabajo. Este enfoque ya fue validado en [Zatarain, 1998], y es válido también para la máquina Bizkor dada su arquitectura en serie.

En lugar de realizar un estudio en profundidad de cada modo y cada frecuencia, se han aglutinado los cuatro primeros modos y frecuencias en la Figura 5.11.

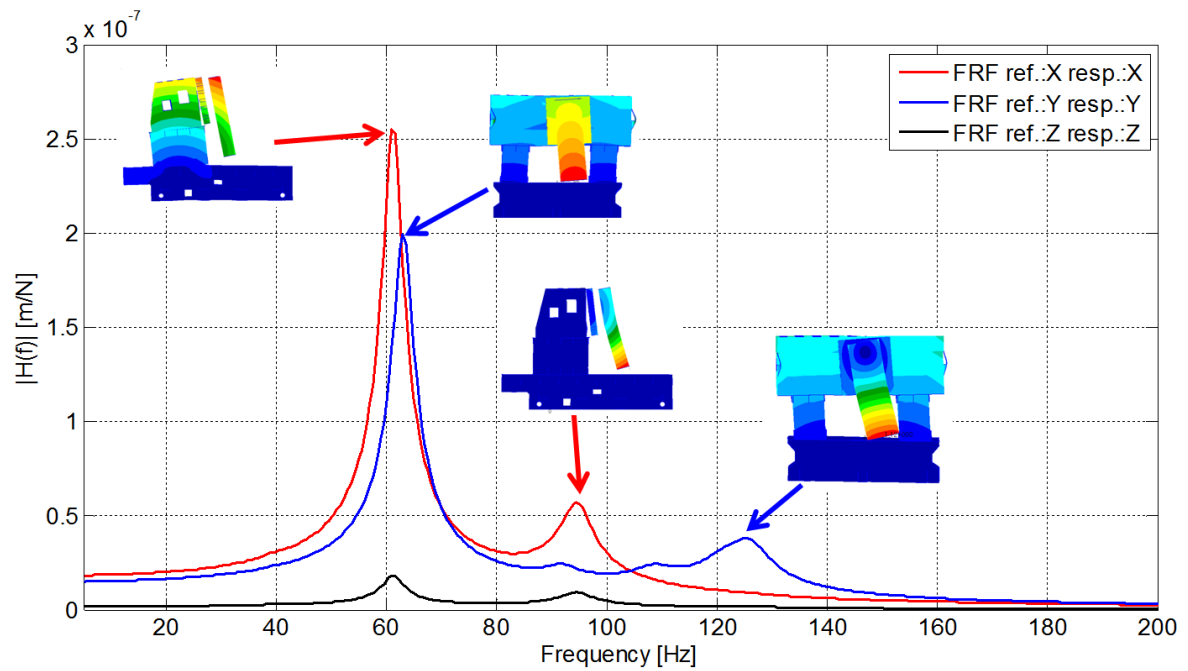


Figura 5.11 – Función de respuesta en frecuencia y modos de la máquina BIZKOR

Estas frecuencias presentan diferencias de un 6% con respecto a los mismos modos según se calcularon en [Zatarin, 1998], donde se empleaba un modelo FEM con un número muy superior de nodos. A su vez, estos modos calculados a partir de un FEM muy costoso, pesado y preciso presentaron errores con respecto a los modos experimental que no sobrepasaban el 15. Por lo tanto, el modelo de máquina multibody flexible multibody empelado en la presente tesis presenta un nivel de error muy bajo, con lo que resulta adecuado para modelizar máquinas de 3 ejes, sean convencionales (como la Bizkor) o portables (como la máquina objeto de estudio en la presente tesis).

4 PRESUPUESTO DE ERRORES DE LA MÁQUINA BIZKOR

De forma análoga a como hemos representado estos errores en la máquina portable, se pueden graficar los errores a lo largo de la carrera de cada eje. En la siguiente sucesión de figuras (de la Figura 5.12 a la Figura 5.25) se muestran estos gráficos con el valor del error a lo largo de cada eje.

Errores de posición:

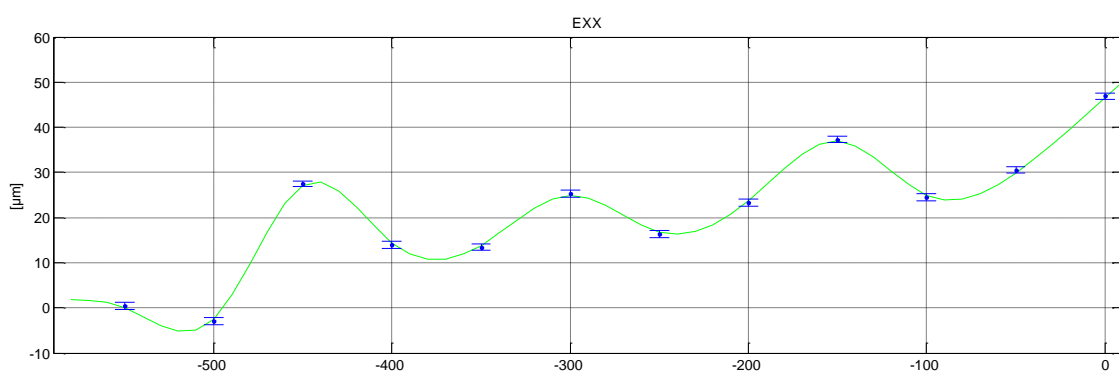


Figura 5.12 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EXX

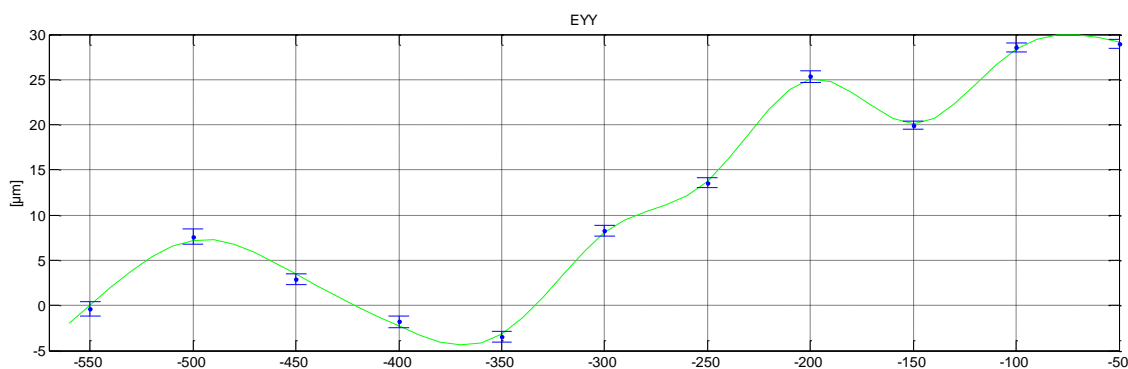


Figura 5.13 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EYY

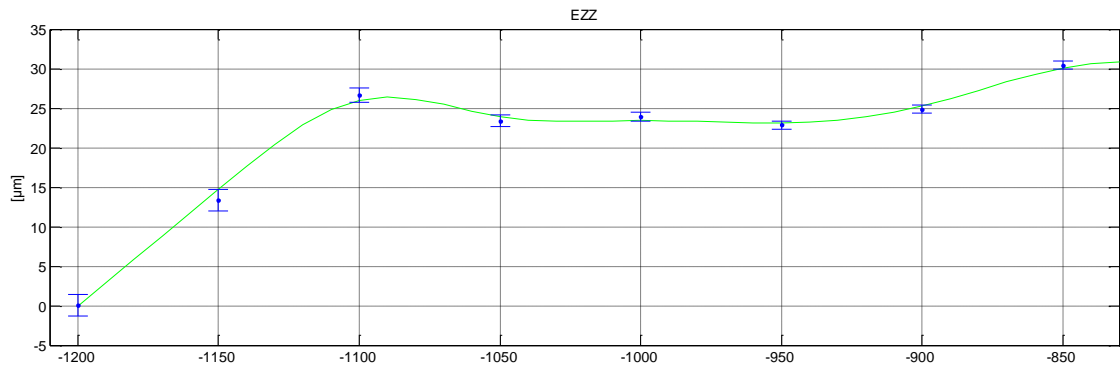


Figura 5.14 – Error de posición de la máquina BIZKOR – EZZ

Errores de rectitud:

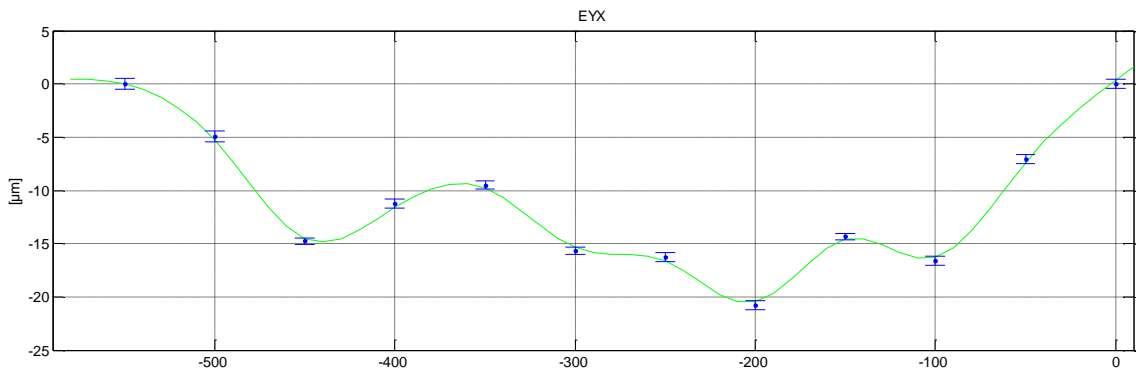


Figura 5.15 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EYX

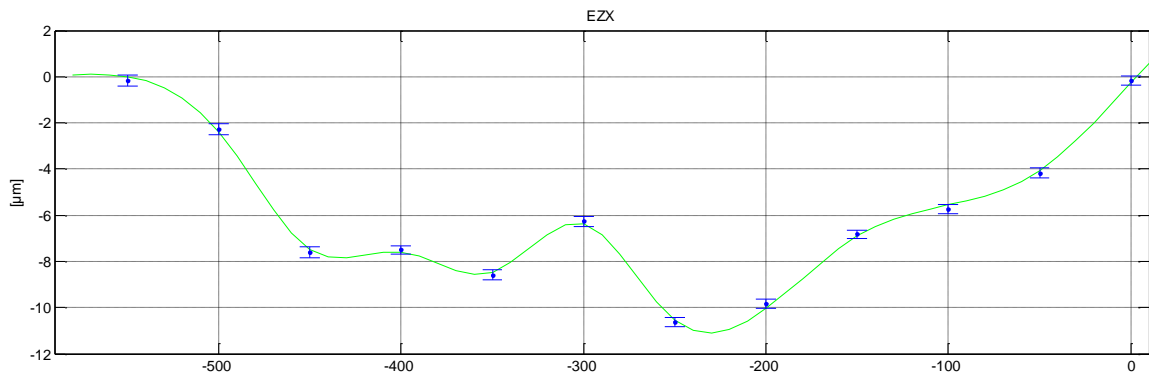


Figura 5.16 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EZX

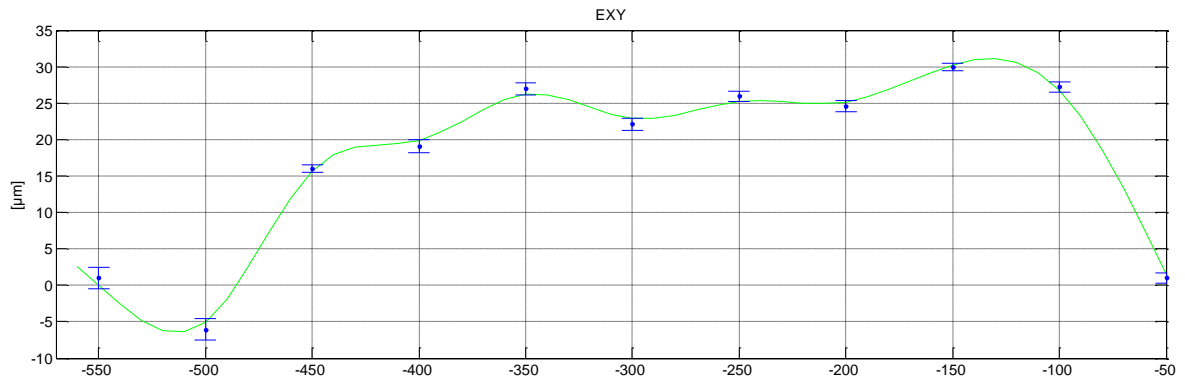


Figura 5.17 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EXY

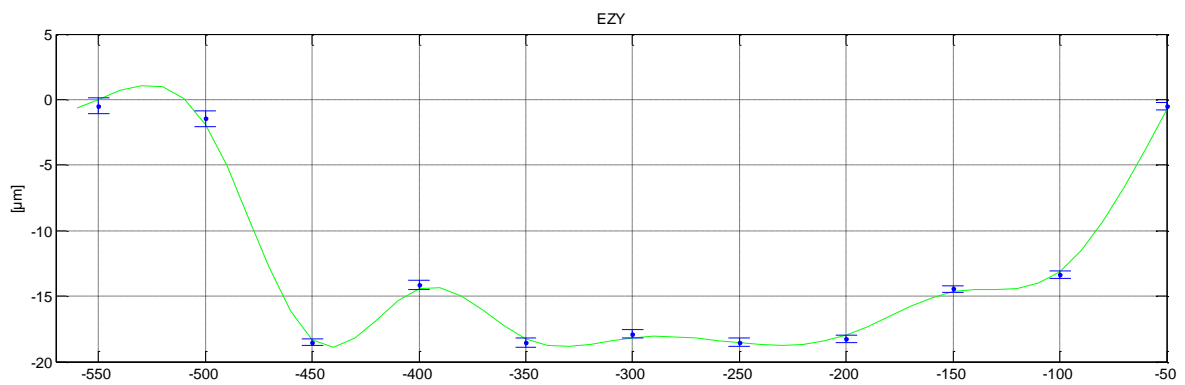


Figura 5.18 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EZY

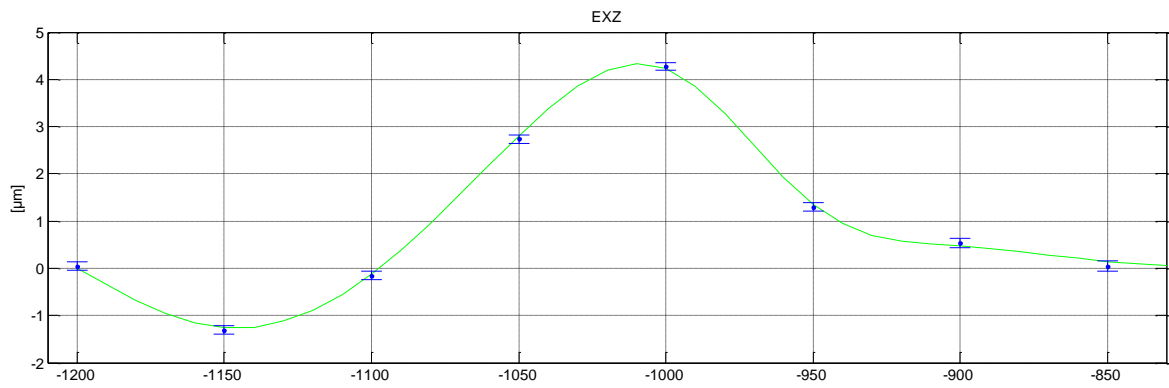


Figura 5.19 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EXZ

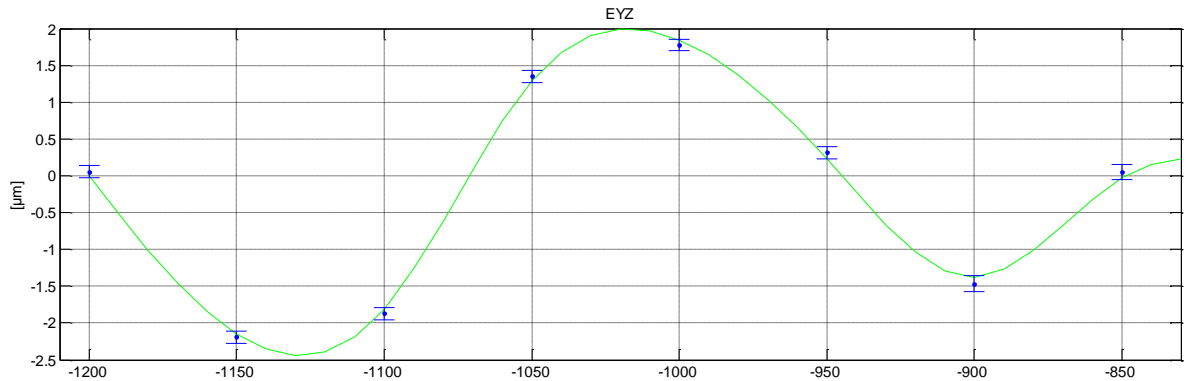


Figura 5.20 – Error de rectitud de la máquina BIZKOR – EYZ

Errores angulares (Pitch / Yaw / Roll en cada eje)

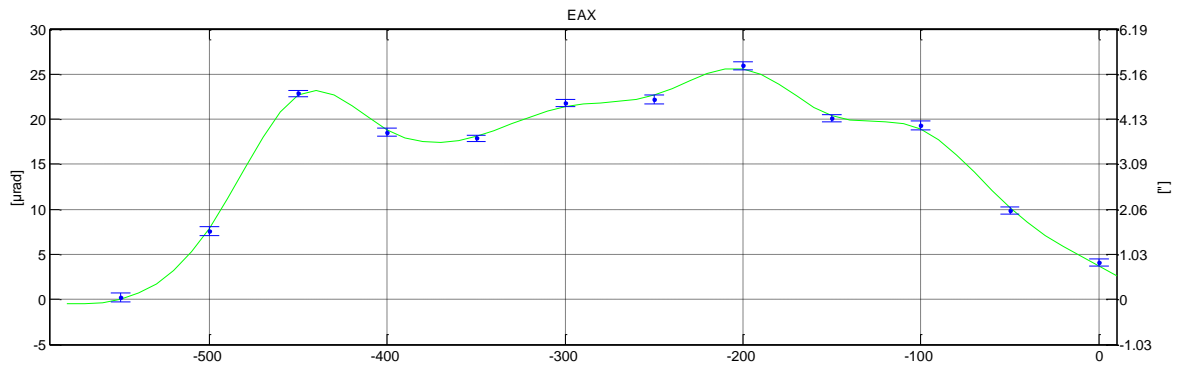


Figura 5.21 – Error angular de la máquina BIZKOR – EAX

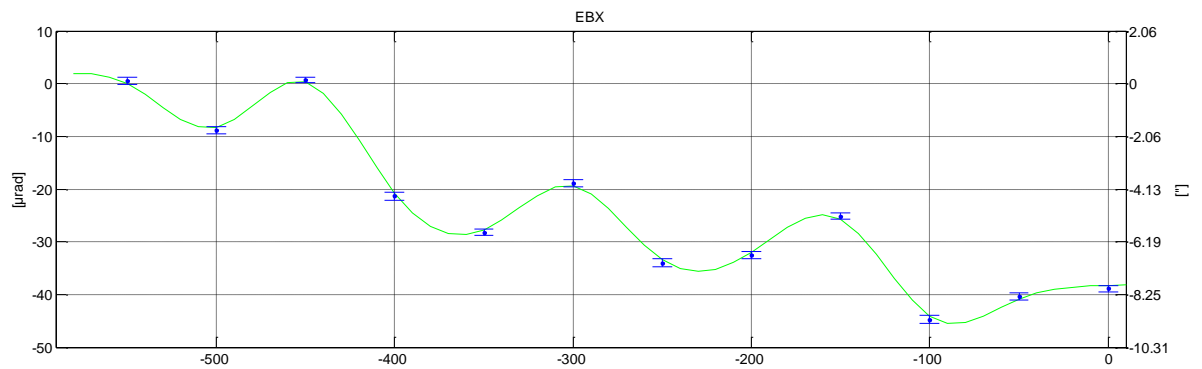


Figura 5.22 – Error angular de la máquina BIZKOR – EBX

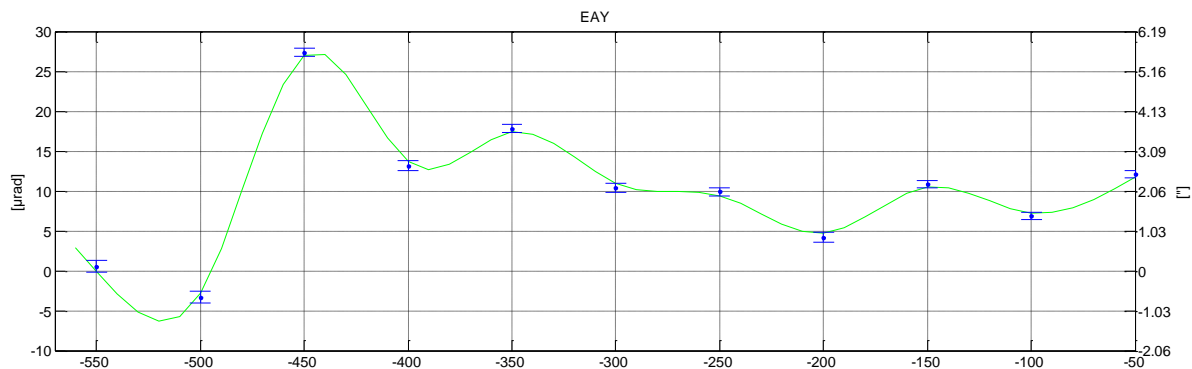


Figura 5.23 – Error angular de la máquina BIZKOR – EAY

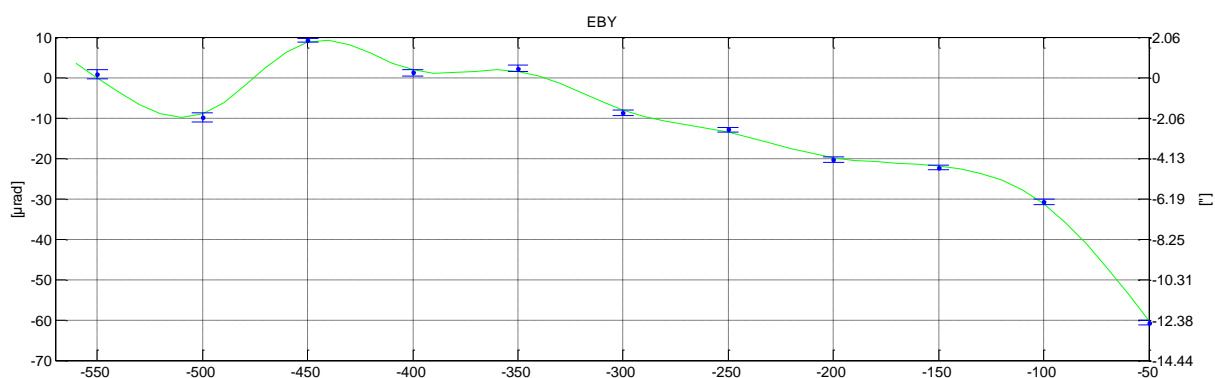


Figura 5.24 – Error angular de la máquina BIZKOR – EBY

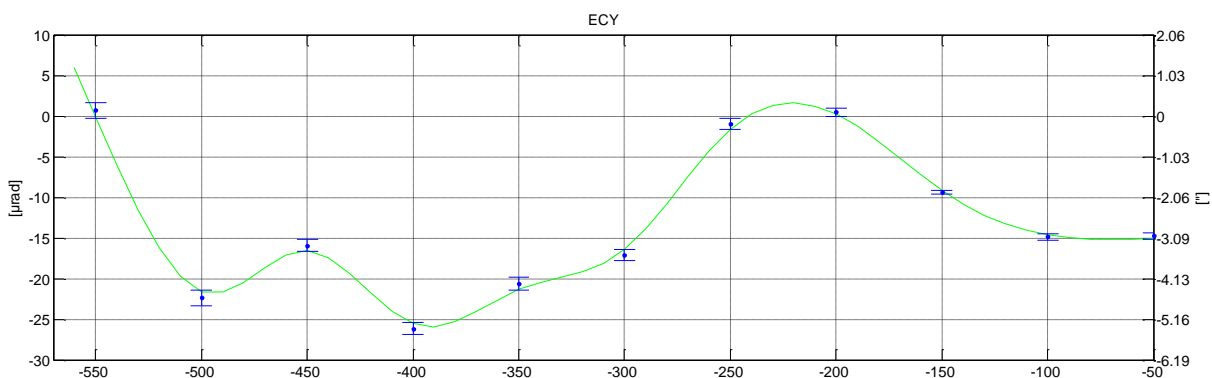


Figura 5.25 – Error angular de la máquina BIZKOR – ECY

4.1 Estudio del error sistemático

Tal y como hemos descrito cuando se ha analizado la máquina portable, el error de una máquina de tres ejes se puede componer a partir de las componentes medidas mediante las siguientes expresiones:

$$E_x = E_{XX} + E_{XY} + E_{XZ} - (E_{CZ} + E_{CX}) \cdot y + (E_{BY} + E_{BX}) \cdot z$$

$$E_y = E_{YY} + E_{YX} + E_{YZ} + (E_{CZ} + E_{CY}) \cdot x - (E_{AX} + E_{AY}) \cdot z$$

$$Ez = EZZ + EZX + EZY - (EBY + EBZ) \cdot x + (EAX + EAZ) \cdot y$$

El modelo arriba descrito corresponde con un modelo de 18 errores. En caso de querer obtener el modelo de 21 errores no hay más que realizar las siguientes sustituciones:

$$EYZ = EYZ' + AOY \cdot z \quad EXZ = EXZ' + BOX \cdot z \quad EXY = EXY' + COX \cdot y$$

$$EZY = EZY' + AOY \cdot y \quad EZX = EZX' + BOX \cdot x \quad EYX = EYX' + COX \cdot x$$

De tal forma que el resultado final es:

$$Ex = EXX + EXY' + EXZ' - (COX + ECZ + ECX) \cdot y + (BOX + EBY + EBX) \cdot z$$

$$Ey = EYY + EYX' + EYZ' + (COX + ECZ + ECY) \cdot x - (AOY + EAX + EAY) \cdot z$$

$$Ez = EZZ + EZX' + EZY' - (BOX + EBY + EBZ) \cdot x + (AOY + EAX + EAZ) \cdot y$$

Con estas expresiones, podemos tratar de graficar el error total de la Bizkor en el volumen de trabajo de la Bizkor (X e Y – 300 mm x 300 mm), y a distintas alturas entre los 0 mm y los 200 mm, a fin de poder representar todo en un gráfico 3D (de la Figura 5.26 a la Figura 5.28).

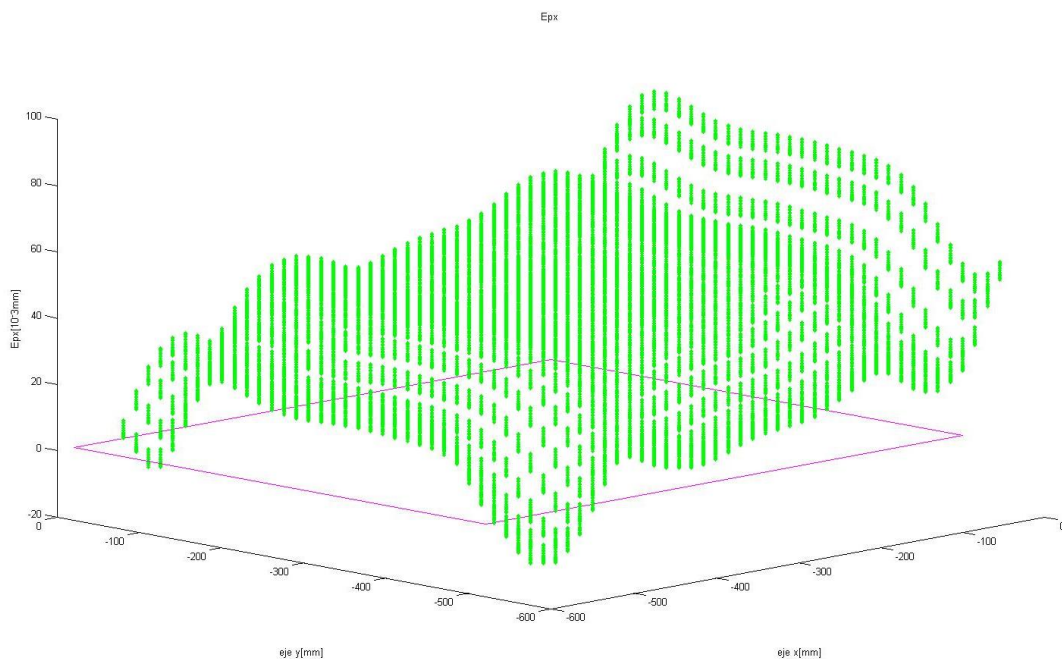


Figura 5.26 – Error en la posición X de la Bizkor en el volumen de trabajo portátil

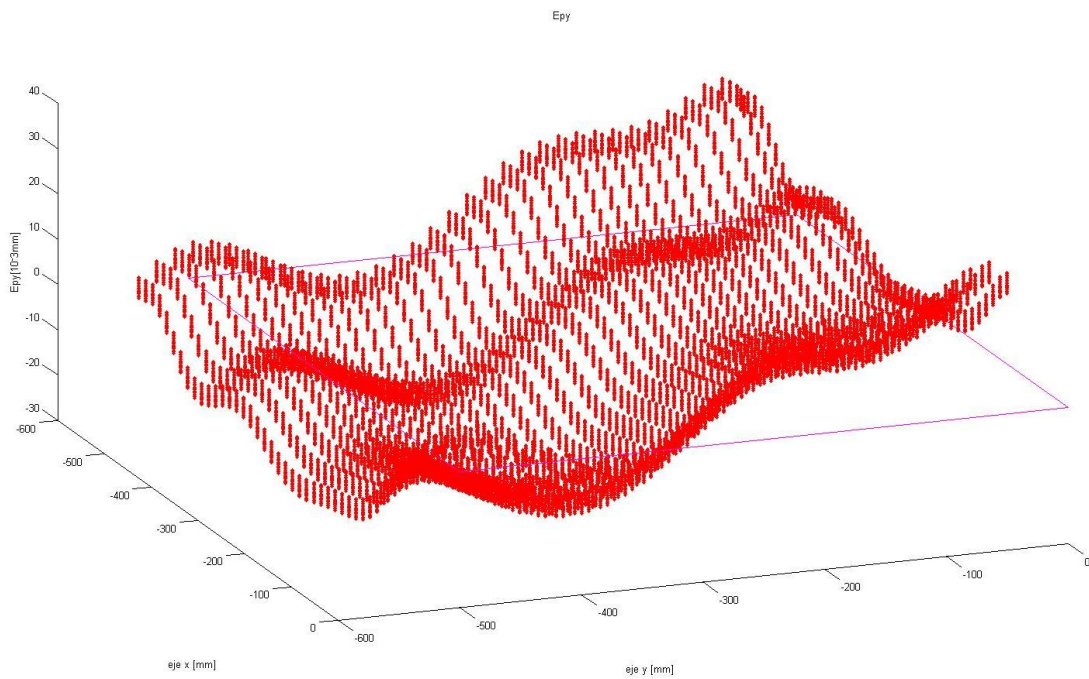


Figura 5.27 – Error en la posición Y de la Bizkor en el volumen de trabajo portable

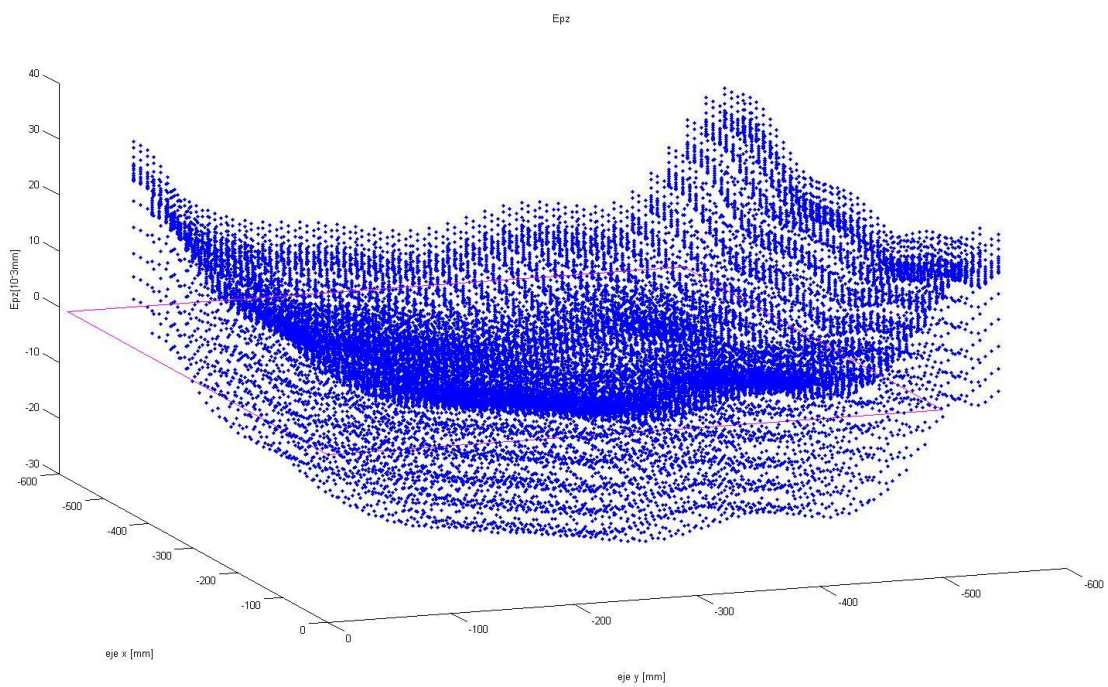


Figura 5.28 – Error en la posición Z de la Bizkor en el volumen de trabajo portable

4.2 Estudio del error aleatorio

Se analiza a continuación el comportamiento aleatorio de cada error considerado a fin de establecer el presupuesto de errores de su uso como se ha hecho con la máquina portable:

4.2.1 Errores de máquina

En la medición realizada sobre la máquina Bizkor entrega directamente una estimación de la incertidumbre expandida $U(x_i)_{\max}$ para cada error del modelo. De esta forma podemos construir directamente la incertidumbre de posicionamiento de los carros de la máquina de 3 ejes porque conocemos la construcción del error total a partir de cada componente. Estos son los resultados de la medida:

Tabla 5.4: Incertidumbres típicas y expandidas de cada error del modelo de la Bizkor

Grupo	Parameter	Umax (95%)		u_max	
Posición	EXX	0.8 μm		0.4 μm	
	EYY	0.8 μm		0.4 μm	
	EZZ	1.4 μm		0.7 μm	
Rectitud	EYX	0.5 μm		0.25 μm	
	EZX	0.2 μm		0.1 μm	
	EXY	1.4 μm		0.7 μm	
	EZY	0.6 μm		0.3 μm	
	EXZ	0.1 μm		0.05 μm	
	EYZ	0.1 μm		0.05 μm	
Pitch / Yaw / Roll	EAX	0.5 μrad	0.1 "	0.025 μrad	0.05 "
	EBX	0.8 μrad	0.2 "	0.4 μrad	0.1 "
	EAY	0.7 μrad	0.1 "	0.35 μrad	0.175 "
	EBY	1.2 μrad	0.2 "	0.6 μrad	0.3 "
	ECY	1.0 μrad	0.2 "	0.5 μrad	0.1 "
Perpendicularidad	C0X	1.6 μrad	0.3 "	0.8 μrad	0.15 "
	B0Z	0.3 μrad	0.1 "	0.15 μrad	0.05 "
	A0Z	0.5 μrad	0.1 "	0.25 μrad	0.05 "

Se va a realizar sobre la Bizkor el mismo análisis que se ha realizado sobre la máquina portable, aunque de forma más sucinta.

Precisión de posición (Eii): Sabemos que la incertidumbre se reduce prácticamente a la repetibilidad del movimiento de cada carro. Estos valores han sido obtenidos en la verificación metrológica, en forma de desviación típica media (incertidumbre típica) (EXX \rightarrow 0.4 μm , EYY \rightarrow 0.4 μm , EZZ \rightarrow 0.7 μm). La resolución de las reglas es de 0,1 μm , a lo que hay que añadir: a) la incertidumbre de la posición de referencia (\sim 0,5 μm), sólo aplicable

cuando se apaga y enciende la máquina, y b) de la inversión del movimiento, que podemos estimar en 3 μm . Todos estos efectos pueden considerarse directamente una incertidumbre expandida añadida e independiente de la detectada durante la verificación. Combinando todos estos efectos, supuestos independientes, según la ley de propagación de la varianza tenemos los siguientes valores de incertidumbre típica para todo el curso del carro, básicamente dominadas por el error de inversión.

EXX \rightarrow 1.57 μm \rightarrow incertidumbre expandida 3.14 μm

EYY \rightarrow 1.57 μm \rightarrow incertidumbre expandida 3.14 μm

EZZ \rightarrow 1.67 μm \rightarrow incertidumbre expandida 3.34 μm

Rectitud (Eij'): Estos errores se han obtenido mediante la verificación de la máquina Bizkor.

Ortogonalidad/Perpendicularidad (iOj): Estos errores se han obtenido mediante la verificación de la máquina Bizkor. Subrayar que el efecto estos errores depende linealmente de la distancia al punto de trabajo. Para acotarlo, podemos emplear la carrera máxima de 300 mm como multiplicador máximo. Si se compensa vía CN, el error de ortogonalidad prácticamente desaparece.

Incertidumbres angulares (Eij): Para los carros de la máquina virtual, estos se han obtenido en la verificación metrológica de la máquina Bizkor.

Aplicando la propagación de varianzas para obtener la incertidumbre típica combinada de cada error a partir de los valores definidos, la máxima incertidumbre expandida para una dimensión lineal de la pieza la podemos obtener de:

$$E_x = EXX + EXY + EXZ - (COX + ECZ + ECX) \cdot y + (BOX + EBY + EBX) \cdot z$$

$$E_y = EYY + EYX + EYZ + (COX + ECZ + ECY) \cdot x - (AOY + EAX + EAY) \cdot z$$

$$E_z = EZZ + EZX + EZY - (BOX + EBY + EBZ) \cdot x + (AOY + EAX + EAZ) \cdot y$$

Dando como resultado la expresión general (en μm) :

$$u_{P_x}^2 = u_{EXY}^2 + u_{EXZ}^2 + (u_{COXY})^2 + (u_{ECZY})^2 + (u_{ECXY})^2 + (u_{BOXZ})^2 + (u_{EBYZ})^2 + (u_{EBXZ})^2 + u_{EXX}^2$$

$$u_{P_y}^2 = u_{EYX}^2 + u_{EYZ}^2 + (u_{COXx})^2 + (u_{ECZx})^2 + (u_{ECYx})^2 + (u_{AOYZ})^2 + (u_{EAXz})^2 + (u_{EAYz})^2 + u_{EYY}^2$$

$$u_{P_z}^2 = u_{EZX}^2 + u_{EZY}^2 + (u_{BOXx})^2 + (u_{EBYx})^2 + (u_{EBZx})^2 + (u_{AOYy})^2 + (u_{EAXy})^2 + (u_{EAYy})^2 + u_{EZZ}^2$$

De esta forma se obtiene la incertidumbre de los errores de posicionamiento de los carros en cada posición del volumen de trabajo teórica (x,y,z). Si se pretende hacer un análisis concreto acotando los valores empleando los valores máximos de las carreras, podemos emplear los valores que hemos indicado más arriba, de forma que obtenemos el balance de incertidumbres asociado al posicionamiento geométrico de la máquina Bizkor.

$$u_{P_x}^2 = 0.4^2 + 0.05^2 + 0.7^2 + (0.8 * 0.3)^2 + (0.6 * 0.2)^2 + (0.4 * 0.2)^2 = 0.730 \mu m^2 \rightarrow u_{P_x} = 0.8 \mu m$$

$$u_{P_y}^2 = 0.4^2 + 0.25^2 + 0.05^2 + (0.8 * 0.3)^2 + (0.5 * 0.3)^2 + (0.025 * 0.2)^2 + (0.35 * 0.2)^2 = 0.31 \mu m^2 \rightarrow u_{P_y} = 0.55 \mu m$$

$$u_{P_z}^2 = 0.7^2 + 0.1^2 + 0.3^2 + (0.6 * 0.3)^2 + (0.025 * 0.3)^2 = 0.622 \mu m^2 \rightarrow u_{P_z} = 0.788 \mu m$$

Cuando se emplea una máquina portable para una labor de mecanizado in-situ, las direcciones fundamentales para la operativa son X e Y, con lo que el valor de 0.8 μm se puede considerar como un valor representativo de un carro típico de la máquina Bizkor.

Sobre esta base, el análisis del error aleatorio se puede completar incluyendo otras fuentes de error como el error de seguimiento de trayectoria. Como hemos hecho con la máquina portable, emplearemos el valor de incertidumbre estándar de 6.3 μm para el caso de operaciones de desbaste y prácticamente nulo para las operaciones de acabado.

Y para completar la incertidumbre en las direcciones X e Y, hay que incluir los errores debidos a la rotación del cabezal y el conjunto de la. Los cabezales de habituales de máquina herramienta aseguran un error de salto de 6 μm en la nariz del husillo para diámetros menores a 80 mm, pero a este error hay que sumarle el del cono portaherramientas, de unas 3 μm .

Con respecto a las pinzas existen en el mercado pinzas de precisión simple, con un salto de unas 10 μm , y de superprecisión, con un salto menor a 3 μm . Para el presente trabajo, 5 μm son una estimación razonable.

Suponiendo todas estas fuentes como fuentes independientes, se obtiene una incertidumbre estándar de 4.25 μm y por tanto una incertidumbre expandida de 8.5 μm para las operaciones de acabado y 5 μm y por tanto una incertidumbre expandida de 10 μm para las operaciones de desbaste.

4.2.2 Errores de proceso

Error de mecanizado

Las mismas fuerzas de proceso empleadas anteriormente se han introducido en el modelo virtual de la máquina Bizkor, de la misma forma que en el caso de la máquina portable. Se han sincronizado los movimientos de los ejes con las fuerzas para graficar los desplazamientos de la herramienta en la dirección de avance y la perpendicular.

Durante la operación de ranurado, los errores por la deflexión y vibración de la herramienta se han acotado por debajo de las 24 micras, con una media de la deflexión y vibración ligeramente superior a 10 micras (Figura 5.29).

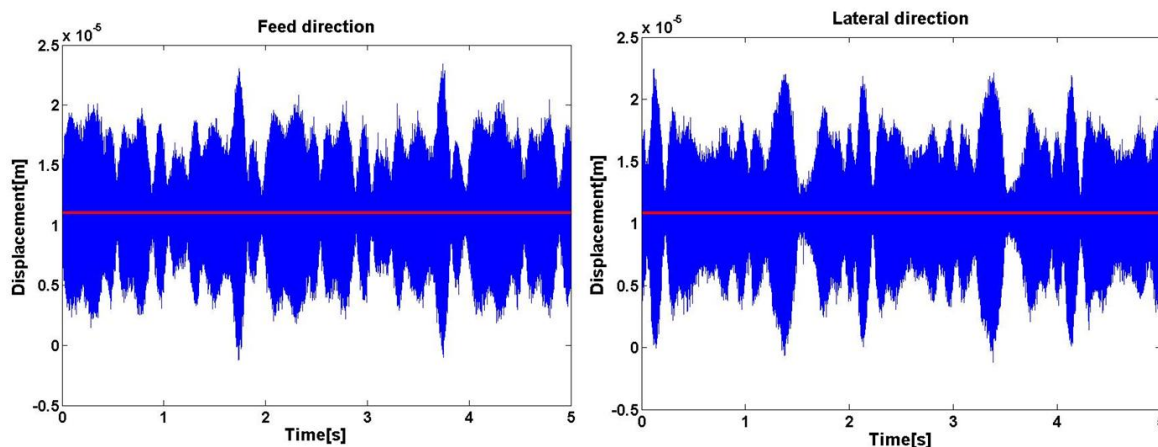


Figura 5.29 – Desplazamiento de la punta de herramienta durante el proceso de ranurado

En cuanto a las operaciones de acabado, la siguiente Figura 5.30 muestra la respuesta temporal de la punta de herramienta durante el acabado de la pieza NAS.

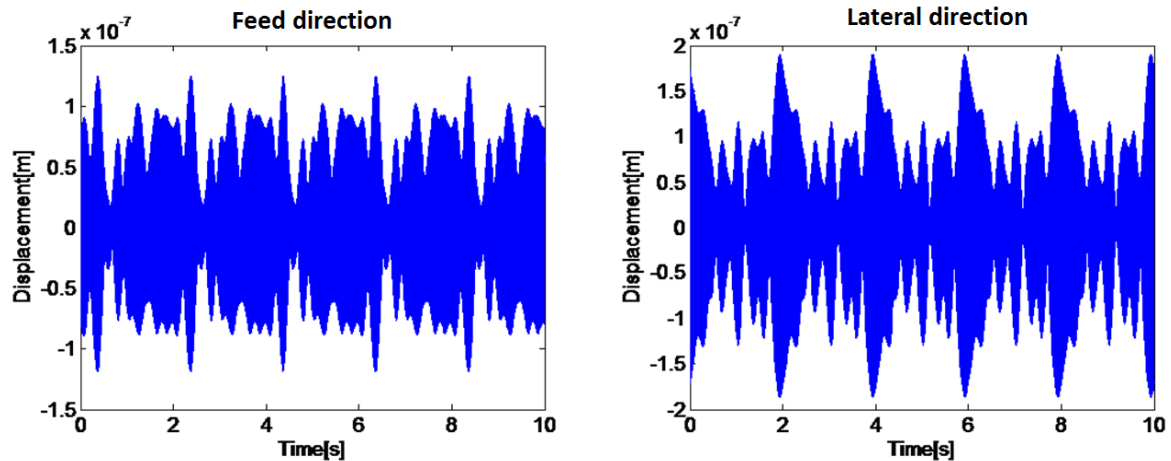


Figura 5.30 – Desplazamiento de la punta de herramienta en operaciones de acabado

Durante la operación de acabado de las piezas, en la dirección lateral, la que define la precisión del acabado de la pieza, los errores por la deflexión y vibración de la herramienta se han acotado por debajo de las 0.4 micras. Los valores medios en este caso están muy próximos a cero, como corresponde a una operación de acabado con muy bajas profundidades de pasada y, por tanto, fuerzas de mecanizado muy bajas.

De cara al presupuesto de errores, en ambos casos los valores de vibración detectados se consideran incertidumbres expandidas, con lo que se debe emplear el factor de cobertura para obtener unas incertidumbres típicas de 12 y 0.2 micras para operaciones de desbaste y acabado, respectivamente.

Desgaste de las herramientas

Según hemos explicado, las máquinas portables operan en periodos de tiempo muy cortos, en operaciones de mecanizado pequeñas sobre grandes piezas. Es este escenario, es razonable suponer que los accionamientos están casi todo el tiempo parados, al estarlo también la máquina. Por tanto, es razonable despreciar los efectos del desgaste de las herramientas en este presupuesto de errores, porque aunque estemos trabajando sobre la Bizkor lo estamos haciendo con condiciones similares a las de las máquinas portables.

Formación de rebabas

Dependiendo del material y la geometría, la incertidumbre en la definición de los vértices puede ser de 2 μm .

Resultado de los errores de proceso

Así, combinando todas las incertidumbres estimadas y cuantificadas para el proceso, obtenemos una incertidumbre estándar de 14.31 μm para las operaciones de desbaste y de 5.59 μm para las operaciones de acabado.

4.2.3 Errores del sistema de alineamiento y set-up

Según se ha dicho, la máquina Bizkor va a emplear en su operativa el mismo sistema de referenciación y ensayo que la máquina portable, con lo que los errores de tal sistema aplican en este caso de forma directa. Se incluye la tabla de resultados ya presentada a modo de referencia y consulta (Tabla 5.5).

Tabla 5.5: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación

Traslaciones	Exx	Exy	Exz
Incertidumbre típica (u_i)	0,0215 mm	0,05495 mm	0,003 mm
Rotaciones			
Incertidumbre típica (u_i)	0,0215°		

4.3 Resultado del presupuesto de errores

El presupuesto de errores total se ha obtenido así de la combinación de los errores descritos hasta ahora y se presenta tanto para las operaciones de desbaste como para el acabado.

4.3.1 Operaciones de desbaste

- Incertidumbre estándar de la posición de la máquina: $u_{m_pos} = 5 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar de los errores de proceso: $u_{t_flex} = 12 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar debida al error de referenciación: $u_{wk_alig} = 21.5 \mu\text{m}$.

Estos errores independientes se combinan según la manera explicada para dar un resultado de 25.12 μm de incertidumbre típica y, por tanto, una incertidumbre expandida de 50.24 μm .

4.3.2 Operaciones de acabado

- Incertidumbre estándar de la posición de la máquina: $u_{m_pos} = 4.25 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar de los errores de proceso: $u_{t_flex} = 0.2 \mu\text{m}$.
- Incertidumbre estándar debida al error de referenciación: $u_{wk_alig} = 21.5 \mu\text{m}$.

Estos errores independientes se combinan según la manera explicada para dar un resultado de 21.91 μm de incertidumbre típica y, por tanto, una incertidumbre expandida de 43.83 μm .

Hay que hacer notar que el empleo de la máquina convencional como máquina portable aparece dominado por los errores de referenciación. Efectivamente, en operaciones de acabado los errores de posición y los debidos al proceso son un orden de magnitud inferiores y el error de referenciación es responsable del 96.26% del error detectado. Quiere esto decir que la máquina convencional podría realizar piezas de gran precisión, pero que estarían desplazadas y giradas con respecto a la geometría deseada. Este es un elemento que debería ser tomado en cuenta a la hora de plantear una verificación experimental.

5 PRUEBAS DE MECANIZADO

Así, una vez definidos los componentes del modelo y ensamblado estos en un modelo virtual similar al definido para las máquinas portables, se han realizado pruebas de mecanizado para juzgar cómo de preciso y útil es el modelo virtual para predecir el resultado final del mecanizado. Se trata, por tanto, de comparar el proceso de mecanizado real con el resultado obtenido mediante el método virtual.

5.1 Metodología de las pruebas de mecanizado

Como operación de mecanizado, se ha empleado la operación de contorneado final descrita como última operación de la fabricación de la pieza NAS según se describe en la norma UNE 15450-7 (equivalente a la internacional ISO 10791-7). Es la misma pieza que ya se ha empleado para otras tareas y caracterizaciones en esta tesis, con lo que resulta coherente continuar centrándonos en ella para homogeneizar los resultados de los experimentos. Sobre esa pieza, se ha realizado la operación de acabado que describe la norma, operación que ya que ha sido empleada como operación virtual en puntos anteriores de la tesis. Hay que señalar que esta operación está libre de problemas de estabilidad o vibraciones autoexcitadas o regenerativas, dado que el resultado del proceso se emplea para caracterizar las máquinas.

La herramienta elegida para el ensayo de mecanizado es la misma con la que se realizaron los ensayos de flexión de la herramienta y el análisis modal experimental free-free del sistema birrotativo del cabezal. Se trata de una fresa continua de tres filos uniKENCUT 3302.67 de diámetro 16mm (Figura 5.31).

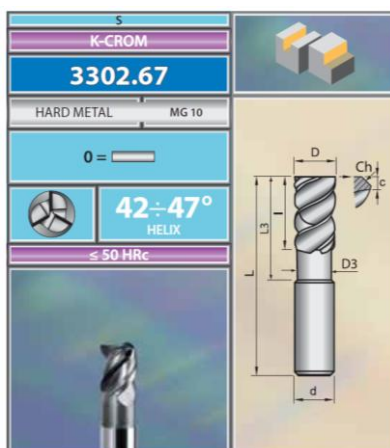


Figura 5.31 – Herramienta empleada durante las pruebas de mecanizado

El fabricante recomienda parámetros de corte para diferentes materiales; en este caso el material a mecanizar es un aluminio de resistencia 330MPa. La norma recomienda utilizar una velocidad de avance de 300m/min y, pese a que el avance por diente recomendado por el fabricante es de 0,0942 mm, para el ensayo se utilizará un avance por diente 0,070 mm siguiendo las recomendaciones de la norma, que fijan un valor entre 0,05mm y 0,1mm. Esta norma aconseja también utilizar una profundidad de pasada radial de 0,2 mm. Sin embargo, no fija la profundidad de pasada axial. Teniendo en cuenta que el espesor de la geometría exterior de la pieza es de 16mm, se ha decidido cubrir este espesor realizando 4 pasadas, con lo que en cada una de ellas la profundidad de pasada será de 4,5mm, lo que coincide con los parámetros de la operación virtual calculada en puntos anteriores.

La pieza de partida es ligeramente más grande que el cuadrado de 160 mm x 160 mm fijados en la norma. Pese a ello, en todas las demás características la pieza de partida cumplía con las tolerancias especificadas en el texto de la norma. Así, se ha partido de unas dimensiones de 160.4 mm x 160.4 mm, lo que permite realizar más repeticiones del proceso de contorneado gracias al exceso de material.

Una vez definidos los parámetros de corte de la norma se calculan el resto de variables de proceso: velocidad de giro y la velocidad de avance de la herramienta para introducirlo en la máquina. Para calcular estos se utilizan las siguientes fórmulas.

$$n = \frac{1000 v_c}{\pi D}$$

$$v_f = f_z * n * z_c$$

V_c : Velocidad de corte [m/min]

D : Diámetro de la herramienta [mm]

n : Velocidad del husillo [rpm]

f_z : Avance por diente [mm/ Z_c]

Z_c : Numero eficaz de dientes

V_f : velocidad de avance [mm/min]

Aplicando estas formulas los resultados son los siguientes:

- $V_c = 300\text{mm/min}$
- $f_z = 0.070\text{mm}$

- $D=16\text{mm}$
- $N=5968\text{ rpm}$
- $V_f=1260\text{mm/min}$

Tabla 5.6: Resumen de parámetros de las pruebas de mecanizado

Parámetros	
a_c : Profundidad de corte radial	0.2 mm
a_p : Profundidad de corte axial	4.5 mm
f_z : avance por diente	0.070mm
$D=16\text{mm}$	$0,0215^\circ$
v_c : velocidad de corte	300mm/min
v_f : velocidad de avance	1260mm/min

Una vez definidos los parámetros de corte hay que definir la trayectoria que va seguir la herramienta. La trayectoria propuesta se ha descrito en la siguiente Figura 5.32 mediante líneas y puntos. Así, todas las entradas se han realizado de manera tangencial para evitar cambios bruscos de dirección, además de evitar picos de aceleración y fuerza.

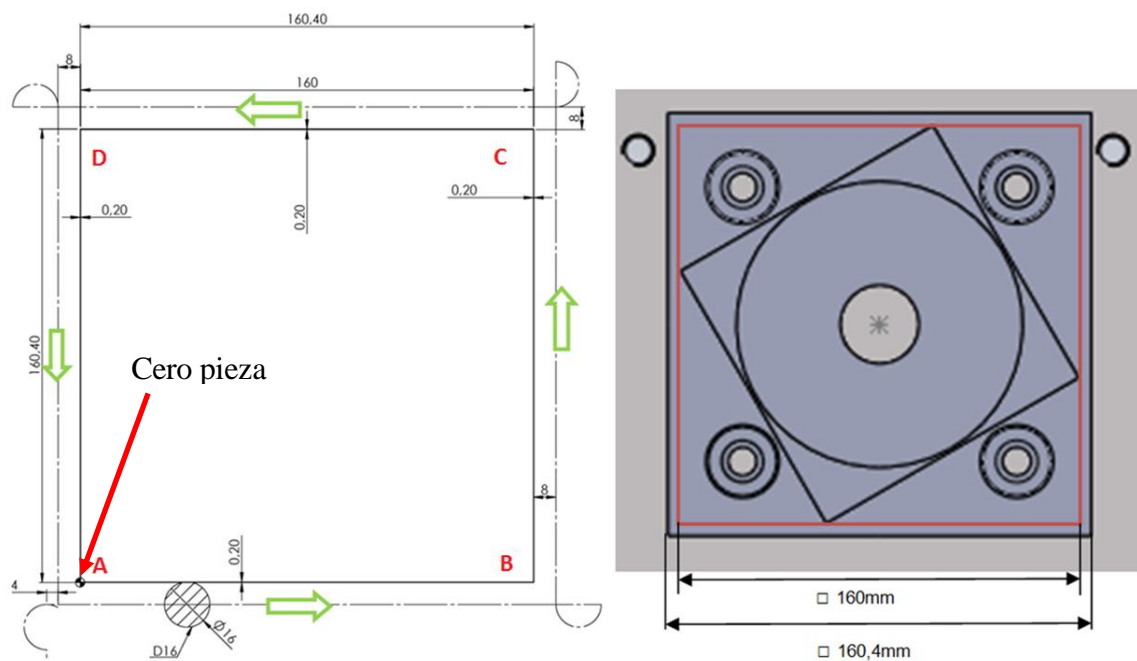


Figura 5.32 – Trayectoria de la herramienta

Dado lo simple de la trayectoria, el programa de CNC se realiza sin ayuda de software CAM, pero bien se podría hacer uso de ella. Al programa CNC hay que añadirle un comando para indicar el cero pieza donde se sitúa, y es este punto donde el sistema de referenciación pieza-máquina entra en juego. Una vez realizada la referenciación, la máquina Bizkor debe ser informada del nuevo sistema de coordenadas pieza, a fin de que la trayectoria anterior pueda ser representada y realizada en coordenadas máquina. Para ello, el control FAGOR 8070 dispone de traslación de coordenadas, o la posibilidad de definir un sistema de coordenadas trasladado y girado con respecto al sistema de coordenadas máquina. El control 8070 de FAGOR realiza esta gestión de la siguiente manera:

```
#CS ON [MODE {mode}, {V1}, {V2}, {V3}, {φ1}, {φ2}, {φ3}, <{align}>, <FIRST/SECOND>]
```

```
#ACS ON [MODE {mode}, {V1}, {V2}, {V3}, {φ1}, {φ2}, {φ3}, <{align}>, <FIRST/SECOND>]
```

Donde:

- MODE {mode} es modo de definición (de 1 a 6).
- {V1}... {V3} son las componentes del vector de traslación del nuevo sistema de coordenadas.
- {φ1}...{φ3} son los ángulos de rotación del nuevo sistema de coordenadas.
- {align} es un parámetro opcional: el alineación del plano (valor 0/1), que se usa sólo en los modos 3, 4, 5.
- FIRST/SECOND es otro parámetro opcional. Es un comando para definir la orientación de los ejes. Sólo en el modo 6.

A modo de ejemplo, esta es la forma que adquiere la activación de un nuevo sistema de coordenadas: “#CS ON [MODE 1,0,15,5,30,15,4.5]”. Esta instrucción define y activa un sistema de coordenadas nuevo.

En el esquema de la instrucción presentada, los parámetros definen la relación entre dos sistemas de coordenadas. En el caso que nos ocupa, se emplea el MODO 1 de configuración del control 8070. En este modo, este es el significado de cada componente.

- V1, V2, V3 → Componentes del vector de traslación.

Origen de coordenadas del nuevo sistema de coordenadas respecto al cero pieza actual (Figura 5.33).

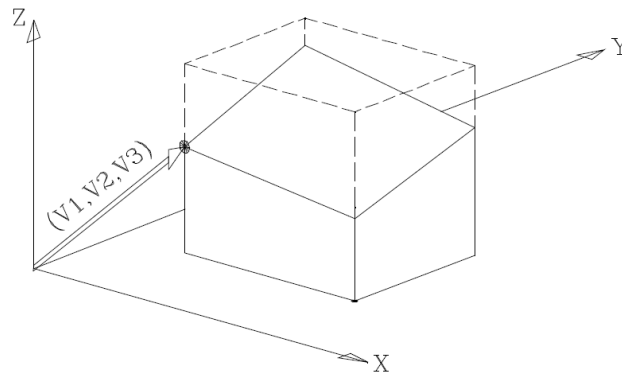


Figura 5.33 – Componentes del vector de traslación

- $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ Ángulos de rotación para construir el nuevo sistema de referencia.

Primero se gira sobre el primer eje (X) lo indicado por φ_1 . En la Figura 5.34, el nuevo sistema de coordenadas resultante de esta transformación se denomina X Y' Z' ya que los ejes Y, Z han sido girados.

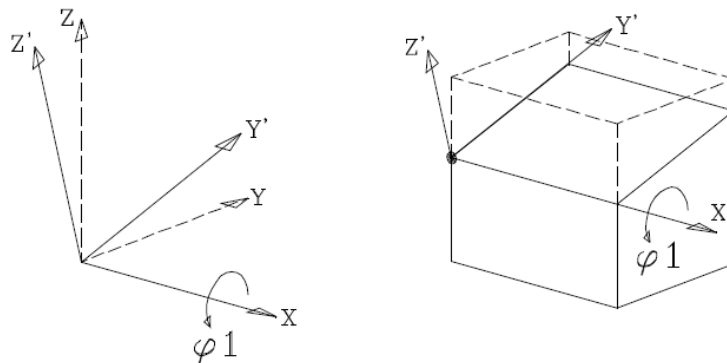


Figura 5.34 – Componente de rotación φ_1

A continuación se gira sobre el segundo eje (Y'), lo indicado por φ_2 . En la Figura 5.35, el nuevo sistema de coordenadas resultante de esta transformación se denomina X' Y' Z'' ya que los ejes X, Z han sido girados.

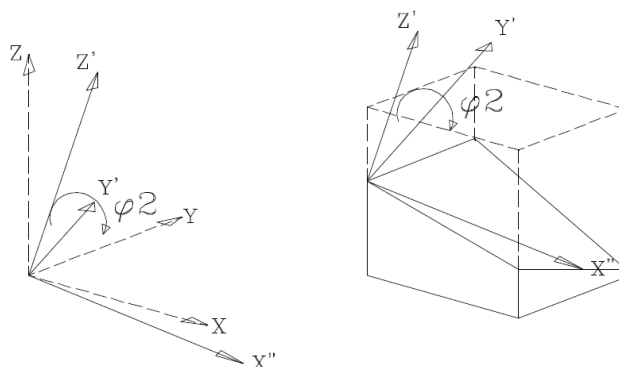
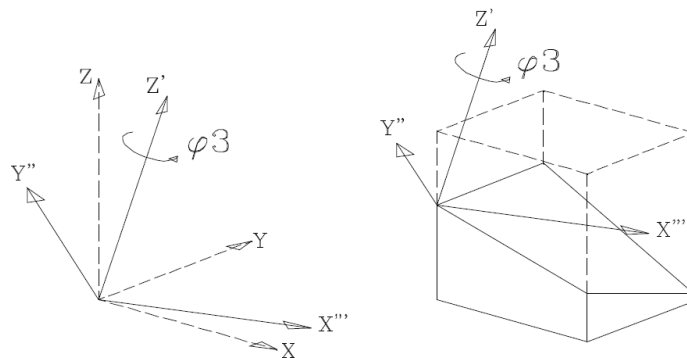


Figura 5.35 – Componente de rotación φ_2

Por último se gira sobre el tercer eje (Z''), lo indicado por φ_3 (Figura 5.36).

*Figura 5.36 – Componente de rotación φ_3*

Los valores (V_1 , V_2 , V_3) se obtienen directamente de la matriz de traslación homogénea resultado del proceso de best fit. Los ángulos, en cambio, se deben deducir de ciertos componentes.

La campaña experimental ha seguido los pasos que se indican en el diagrama de la Figura 5.37. Para comenzar con el ensayo se amarrara la pieza a la mesa de la fresadora desde el centro de la pieza patrón, de esta manera se dejan libres todas las caras de la pieza para poder contornearlo. A continuación, se repasa la pieza para obtener la nube de puntos bruta.

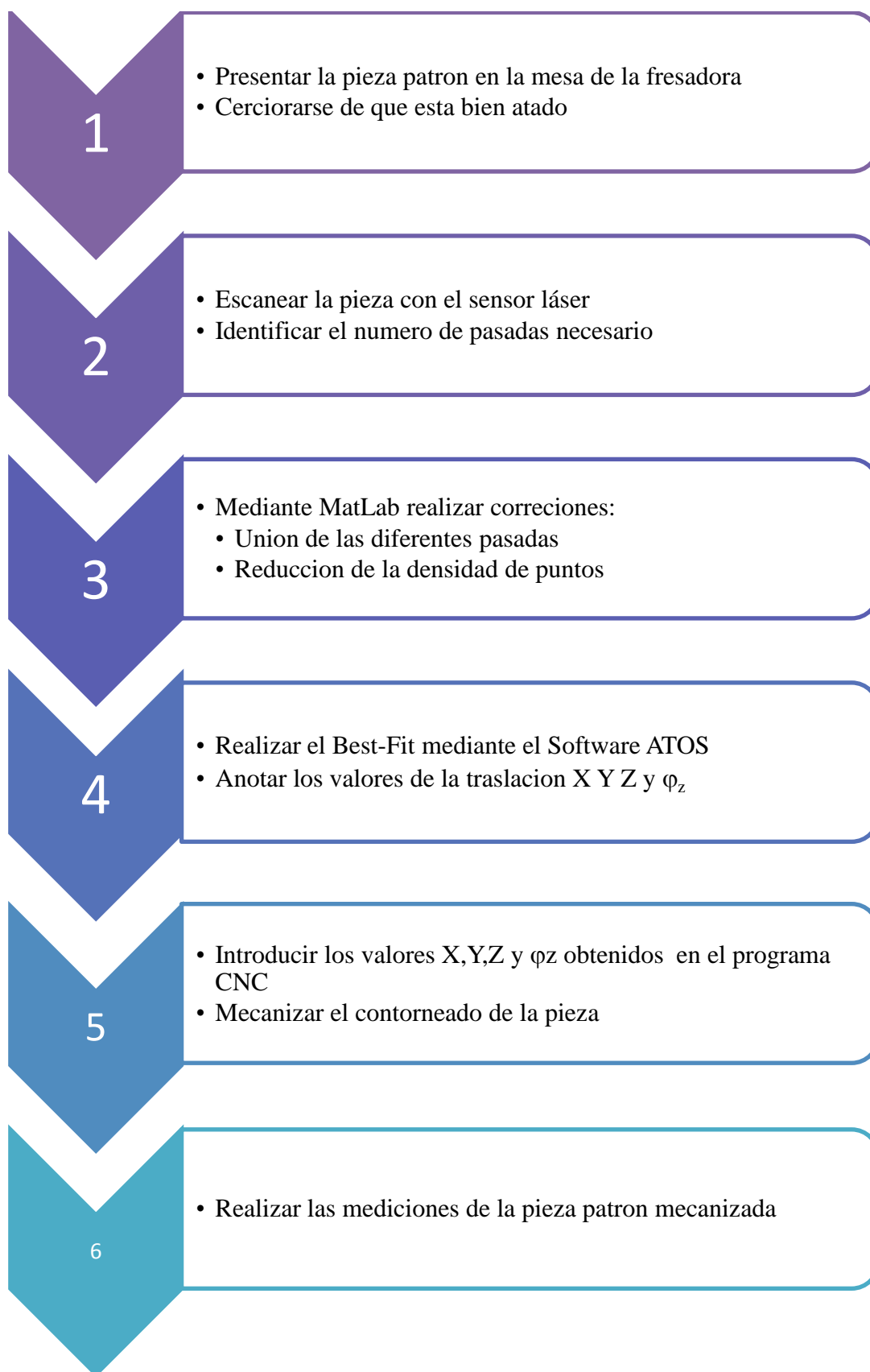


Figura 5.37 – Secuencia seguida durante las pruebas de mecanizado

Los programas Matlab empleados en la campaña experimental realizan estos cambios:

- Unir las diferentes pasadas de los escaneos en un único documento y realizar los cambios necesarios para ello.
 - Estos cambios dependen del programa de CNC que se utiliza pero hay que determinar la distancia que se desplaza en el eje Y de una pasada a otra.
- Aplicar la matriz de transformación homogénea.
- Aplicar un filtrado para eliminar los puntos fantasmas o ficticios debido a los brillos generados.
- Filtrar la nube de puntos para conseguir los puntos requeridos (16000 puntos).

Una vez que se han tratado la nube de puntos mediante Matlab se realiza el Best-Fit para conocer con exactitud dónde se encuentra la pieza respecto al cero máquina. Para realizar el Best-Fit se utiliza el programa ATOS y el resultado se obtiene en una matriz de transformación homogénea (Figura 5.38).

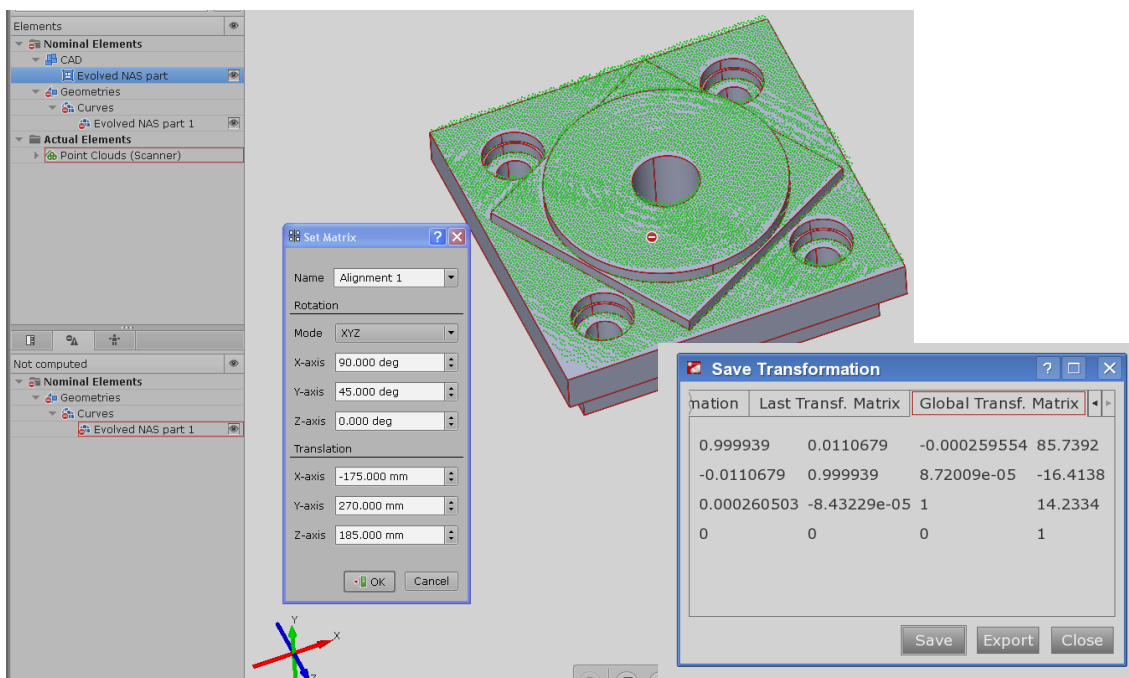


Figura 5.38 – Resultado de un best-fit durante los experimentos

Las componentes de traslación se obtienen de la última columna de la matriz:

$$T = \begin{pmatrix} 0.9999999 & -3.106212 \text{ E-}4 & 1.822694 \text{ E-}4 & -360.28246 = X \\ 3.1175 \text{ E-}4 & 1 & -0.0062 & 30.0384 = Y \\ -1.8032 \text{ E-}4 & 0.0062 & 1 & -46 = Z \\ 0,0000 & 0,0000 & 0,0000 & 1,0000 \end{pmatrix}$$

El resto de componentes, los giros se extraen de la matriz. Para ello, vamos a repasar el contenido y origen de cada componente de la matriz de transformación homogénea.

$$\begin{matrix} \cos\theta \cos\phi & \sin\psi \sin\theta \cos\phi - \cos\psi \sin\phi & \cos\psi \sin\theta \cos\phi - \sin\psi \sin\phi & X \\ \cos\theta \sin\phi & \sin\psi \sin\theta \sin\phi - \cos\psi \cos\phi & \cos\psi \sin\theta \sin\phi - \sin\psi \cos\phi & Y \\ -\sin\theta & \sin\psi \cos\theta & \cos\psi \cos\theta & Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{matrix}$$

Donde,

Ψ = Angulo con eje de giro X

Θ = Angulo con eje de giro Y

Φ = Angulo con eje de giro Z

De la matriz anterior, el ángulo necesario para nuestro caso (giro con respecto a Z) se obtiene así:

$$\cos^{-1} \frac{(1,1)}{\cos(-\sin^{-1}(3,1))} = \phi$$

Con este valor, al comienzo del programa de CNC basta con redefinir el sistema de coordenadas de la siguiente manera:

```
#CS ON [MODE 1, V1, V2, V3, φ1, φ2, φ3] → #CS ON [MODE 1, X, Y, Z, 0, 0, φ]
```

Con esta simple instrucción, se redefine el sistema de coordenadas y el mecanizado se ejecuta habiendo introducido el programa pieza en coordenadas pieza. Esto significa que las trayectorias del programa pieza se han trasladado y girado para ajustarse a la posición en la que se ha detectado la pieza.

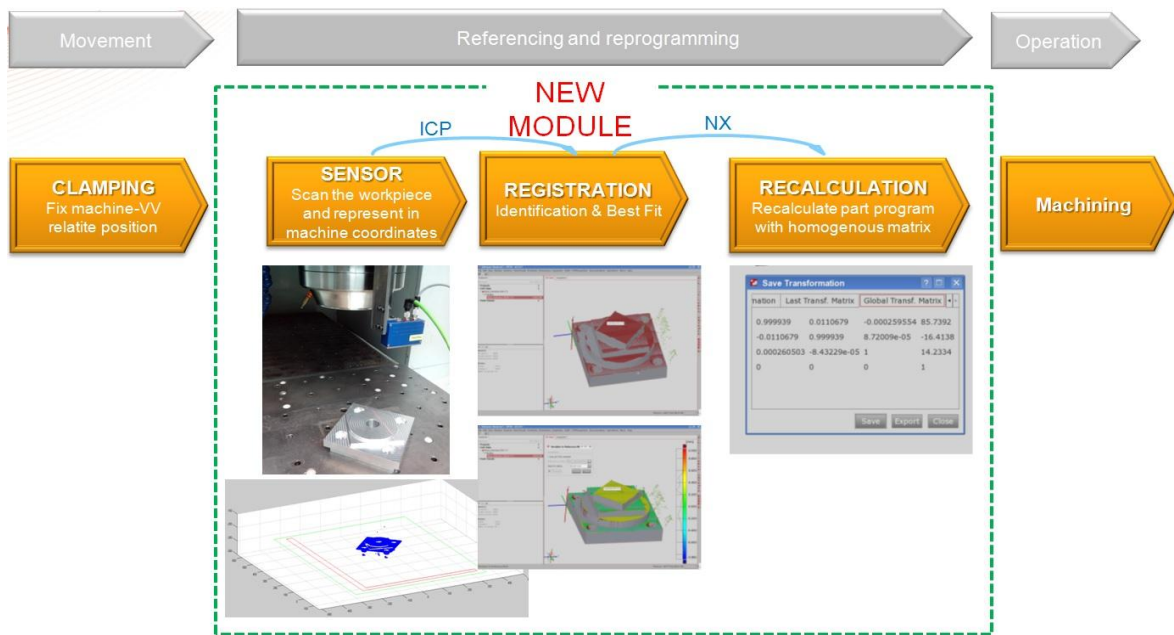


Figura 5.39 – Resumen de la secuencia de gobierno

El proceso de mecanizado (Figura 5.39) se ha repetido 5 veces, reduciendo en la medida correspondiente la dimensión lateral de la pieza, pero siempre manteniendo los parámetros de proceso. En paralelo, se ha sometido el modelo virtual de la Bizkor a las trayectorias de cada caso de mecanizado, convenientemente giradas y trasladadas (Figura 5.40), y sincronizadas con las fuerzas de proceso calculadas. De esta forma, obtenemos la simulación virtual del proceso de mecanizado en forma de la trayectoria del de la punta de herramienta sometida al movimiento y las fuerzas de proceso y a la vez, la pieza según se mecanizado en la máquina Bizkor.

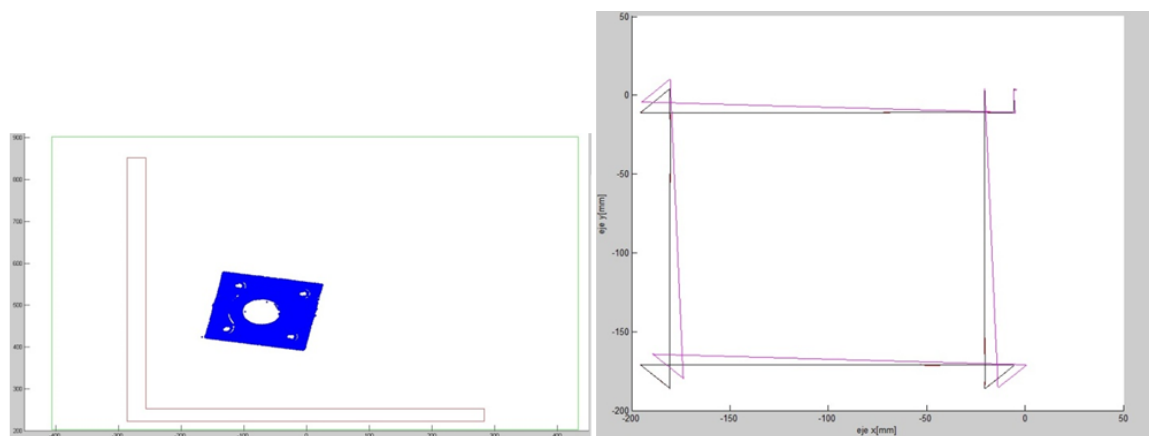


Figura 5.40 – Nube de puntos captada y traslación y rotación de programas pieza

5.2 Resultados

Una vez realizadas las pruebas de mecanizado, las piezas fabricadas se han estudiado y medido con vistas a evaluar la efectividad y la precisión del método. Para empezar, el primer resultado relevante estudiado es la precisión real de la localización de la pieza, es decir, de la traslación y giro del programa pieza. Esto se obtiene del análisis del contorno de la pieza. Para ello, se ha introducido la pieza en una máquina de medir por coordenadas y se han palpado los planos laterales de la pieza. De estos puntos medidos, se han obtenido los planos laterales y de la intersección de estos las aristas y el vértice donde hemos situado el cero pieza. En las siguientes tablas se comparan la traslación y giro detectados y realizados por el sistema y la posición del cero pieza real según se ha obtenido de la pieza mecanizada.

Prueba N°1

Tabla 5.7: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 1

	x (mm)	y (mm)	Rotation (°)
Posición de la pieza según el sistema de escaneo	-2.157	92.25	62.48
	Δx (mm)	Δy (mm)	$\Delta(\text{rotation})$ (°)
Error sistemático según método	0.0642	0.472	0.0391
Error aleatorio según método	0.0254	0.0381	0.0110
Error real medido	0.0691	0.451	0.0352
Desviación con respecto a la estimación	0.0049	0.021	0.0039

De estos datos se puede extraer el error detectado durante el mecanizado, error que se representa en la Figura 5.41.

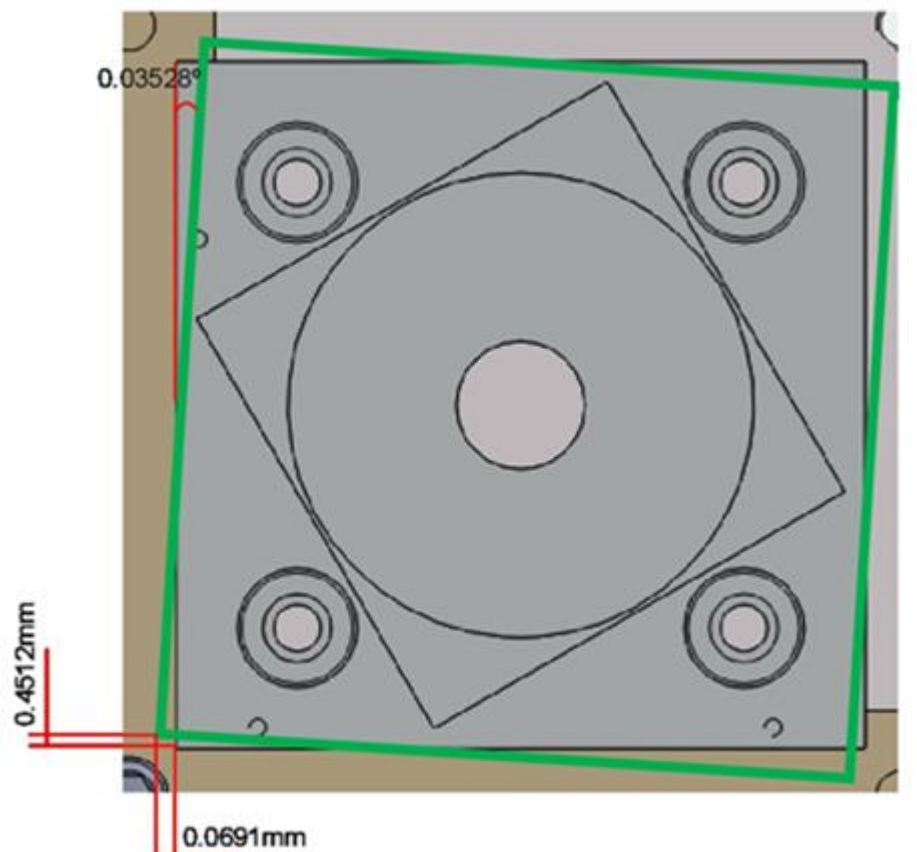


Figura 5.41 – Representación del error detectado en la prueba 1

De forma idéntica, presentamos a continuación los resultados de las restantes cuatro pruebas completas restantes realizadas.

Prueba N°2

Tabla 5.8: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 2

	x (mm)	y (mm)	Rotation (°)
Posición de la pieza según el sistema de escaneo	-232.588	-16.2784	62.48°
	Δx (mm)	Δy (mm)	$\Delta(\text{rotation})$ (°)
Error sistemático según método	0.0210	0.245	0.1035
Error aleatorio según método	0.0620	0.123	0.0411
Error real medido	0.0320	0.190	0.0922
Desviación con respecto a la estimación	0.0110	0.055	0.0113

Prueba N°3

Tabla 5.9: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 3

	x (mm)	y (mm)	Rotation (°)
Posición de la pieza según el sistema de escaneo	-160.2825	30.0384	86.505
	Δx (mm)	Δy (mm)	$\Delta(\text{rotation})$ (°)
Error sistemático según método	0.0421	0.2113	0.140
Error aleatorio según método	0.0318	0.1101	0.0460
Error real medido	0.0251	0.263	0.122
Desviación con respecto a la estimación	0.017	0.0517	0.018

Prueba N°4

Tabla 5.10: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 4

	x (mm)	y (mm)	Rotation (°)
Posición de la pieza según el sistema de escaneo	-190.445	54.322	49.01
	Δx (mm)	Δy (mm)	$\Delta(\text{rotation})$ (°)
Error sistemático según método	0.0634	0.2345	0.1117
Error aleatorio según método	0.0523	0.1230	0.047
Error real medido	0.0821	0.2987	0.0876
Desviación con respecto a la estimación	0.0187	0.0642	0.0241

Prueba N°5

Tabla 5.11: Resumen de errores aleatorios del proceso de referenciación – Prueba 5

	x (mm)	y (mm)	Rotation (°)
Posición de la pieza según el sistema de escaneo	-184.111	1.344	11.623
	Δx (mm)	Δy (mm)	$\Delta(\text{rotation})$ (°)
Error sistemático según método	0.0691	0.434	0.1895
Error aleatorio según método	0.0594	0.119	0.0451
Error real medido	0.1023	0.501	0.1440
Desviación con respecto a la estimación	0.0332	0.067	0.0455

Otro de los resultados que se puede extraer de las pruebas es la información acerca de los errores de forma que se han encontrado en las piezas tras las pruebas de mecanizado. Dado que el modelo desarrollado permite anticipar la precisión del uso de las máquinas, se trata de comparar los errores encontrados durante las pruebas de mecanizado con los errores predichos durante el análisis del modelo de la máquina. Del comportamiento vibratorio de la punta de herramienta y del presupuesto de errores, se puede obtener una buena estimación de la forma final obtenida en la pieza.

Para ello, tras las cinco pruebas se han medido y caracterizado las piezas en una máquina de medir por coordenadas (ZEISS PRISMO Navigator CMM – Número de serie 98619-7110, incertidumbre expandida $U=2\ \mu\text{m} - 95\%$). Los resultados se resumen a continuación:

Tabla 5.12: Resumen de errores de forma de las pruebas de mecanizado

	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4	Prueba 5
Error de planitud (AB & CD)	4 μm	3 μm	2 μm	4 μm	4 μm
Error de planitud (BC & DA)	3 μm	4 μm	4 μm	5 μm	4 μm
Error de perpendicularidad entre caras adyacentes (ABC & CDA)	3 μm	5 μm	4 μm	4 μm	4 μm
Error en las dimensiones exteriores o entre caras paralelas (AB – CD & BC – DA)	9 μm	10 μm	9 μm	10 μm	11 μm
Paralelismo	6 μm	7 μm	6 μm	8 μm	7 μm

6 COMPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE LA METODOLOGÍA

De la aplicación de la metodología a una máquina convencional se han podido extraer las siguientes conclusiones.

En primer lugar, la aplicación a la máquina convencional se ha podido realizar de forma casi idéntica, sin dificultades añadidas. La única diferencia apreciable estriba en que el tamaño del modelo bultibody de la máquina convencional es superior al tamaño del modelo de la máquina portable. Ello hace que el tiempo de cálculo requerido para el análisis de la máquina sea también superior y su manipulación, edición y creación más complejos. El hecho de que el control y los programas sean los mismos que se emplearían en una máquina portable asegura que la transferencia de los resultados sea clara y transparente. Además, hay que resaltar que el método de autorreferenciación y la definición de sus capacidades se ha realizado en la propia Bizkor, lo que ayuda a asegurar la validez de la ligazón que se ha realizado entre predicciones y ensayos experimentales.

En cuanto a los errores de forma, existen ciertas discrepancias entre los errores predichos y los finalmente observados durante la campaña experimental: en general los errores predichos por el método virtual han resultado mayores. La razón para este sesgo parece estar en la probable sobreestimación que se ha hecho de algunos errores, principalmente el error de seguimiento de trayectoria y los errores en el conjunto cabezal-porta-pinza-herramienta. Los valores que se han introducido en el modelo provienen de la literatura científica y de catálogos, valores que representan en muchos casos escenarios de “el peor caso posible”. Son, por tanto, valores muy conservadores que podrían mejorarse con una preparación y un montaje cuidadosos de la capaña de ensayo, como ha sido el caso. Con una ligera corrección a la baja de estos errores en el modelo, los resultados del modelo virtual predicen y se correlan correctamente con los resultados experimentales.

En cuanto a las características estructurales y dinámicas de la máquina, el modelo virtual es adecuado, pues describe con notable precisión los modos y frecuencias de la máquina, tal y como ha quedado demostrado en numerosas publicaciones a lo largo de la vida del equipo.

En cuanto a los errores de referenciación, los resultados predichos por el modelo virtual y los obtenidos durante la experimentación coinciden. No podía ser de otra forma, dado que el

desarrollo de la capacidad de referenciación y la definición de los errores de cara al método virtual se ha realizado mediante una campaña experimental específica sobre la misma máquina. Es decir, se han alimentado en el modelo virtual los errores experimentales obtenidos en ensayos previos. Así, no es extraño que los resultados obtenidos al mapear el volumen de trabajo “portable” de la máquina convencional aparezcan de nuevo en los ensayos de mecanizado, máxime cuando se ha realiza una operación de mecanizado con profundidades de pasada tan leves que han hecho que el resultado esté dominado por estos errores de referenciación.

Por todo ello, cabe concluir que el modelo presentado es satisfactorio y preciso a la hora de anticipar el comportamiento de una máquina convencional que es operada como una máquina portable. Dado que no se aprecia ninguna razón para que la misma precisión no pueda ser observada en una máquina portable real, cabe concluir que el modelo virtual predice con razonable precisión el comportamiento de las máquinas portables de cinemática serie. Claro está, el modelo no puede ser transferido directamente a las máquinas portables con cinemática paralela dado que en este caso se deberían tener en cuenta y modelizar errores no cubiertos en el modelo virtual descrito en la presente tesis. Esto es particularmente cierto para los errores en las articulaciones, la fricción en las rótulas, las deformaciones locales en las ligaduras etc. Así, es necesario realizar nuevos desarrollos específicos para cubrir y predecir los errores habituales en cinemática paralela.

CAPÍTULO VI:

APORTACIONES Y LINEAS

FUTURAS

1 APORTACIONES

El objetivo de este trabajo de investigación ha sido desarrollar una metodología para estudiar y mejorar el desarrollo y las capacidades de las máquinas portables que se emplean en la fabricación y el mantenimiento de grandes piezas.

Las principales aportaciones de este trabajo de investigación se pueden resumir en la siguiente lista:

- 1) Se ha realizado **un estudio sistemático de las soluciones portables actuales** para el mantenimiento y fabricación de piezas grandes. Como resultado de la misma, **se ha definido el concepto de máquina portable, se han expuesto sus ventajas y se ha realizado una clasificación** exhaustiva de las soluciones industriales actuales.
- 2) **Se ha estudiado la operativa actual de las máquinas portables**, así como su uso industrial a fin de definir **los requisitos específicos** del desarrollo de máquinas portables.
- 3) A partir de los requisitos, se han identificado los tres ingredientes que determinan la precisión del uso de las máquinas portables: Los errores geométricos, los errores de la interacción proces-máquina y los errores de referenciación

- 4) Se ha detallado **una metodología que permite integrar estos tres elementos en un entorno virtual que permite el análisis y la optimización de las máquinas portables** durante el proceso de desarrollo.
- 5) Como aplicación de la metodología, **se ha desarrollado un concepto de máquina portable que ha demostrado ser superior** en rigidez y peso con respecto a sus contrapartidas analizadas.
- 6) Se ha propuesto **un método de referenciación entre máquina y pieza** en base a sensores sin contacto que permite la referenciación y operación automática una vez situada la máquina.
- 7) Se ha propuesto **un método para definir experimentalmente los errores sistemáticos y aleatorios del método de referenciación** propuesto.
- 8) Se ha presentado **el presupuesto de errores y el balance de incertidumbre global** de un sistema portable, entendiendo como tal al conjunto de la máquina, herramienta, sistemas auxiliares y todas las operaciones englobadas en el proceso: colocación y alineamiento de pieza y herramienta, toma de referencias (cero-pieza), y el propio proceso de mecanizado.
- 9) De la aplicación de la técnica del presupuesto de errores, se ha concluido que **la precisión del uso de las máquinas portables viene limitada por el sistema referenciación entre máquinas y pieza**, lo que limita las máquinas portables a aplicaciones cuya precisión esté por encima de las 50 micras.

Como conclusión final, se ha demostrado que siguiendo los pasos planteados por la metodología propuesta, y haciendo uso de las técnicas desarrolladas es posible determinar en una primera instancia el comportamiento térmico de una máquina herramienta de grandes dimensiones y posteriormente reducir sus errores térmicos mediante el sistema de compensación desarrollado.

2 LÍNEAS FUTURAS

La presente tesis ha servido también para identificar las posibles líneas para continuar con la investigación sobre mejora de las prestaciones de las máquinas portables y las herramientas de desarrollo específicas para estas máquinas. Algunas de ellas han surgido de las propias limitaciones del presente trabajo, mientras que otras son tan específicas y profundas en sí mismas que no han podido ser mencionada en el presente estudio:

- 1) El estudio paralelo al realizado en la presente tesis pero específico para máquinas portables con cinemática paralela. Son muy habituales en la industria y presentan errores y problemas específicos que merecerían una investigación en profundidad. Los errores de las máquinas paralelas pueden haber sido estudiados en la literatura científica pero aún se han de modelizar virtualmente a fin de que puedan ser introducidos en el entorno virtual como se ha hecho en la presente tesis.
- 2) El acercamiento a las máquinas portables con cinemática paralela exige también el estudio de otros problemas que han podido soslayarse en el presente trabajo. Entre estos problemas, pueden citarse la necesidad de calibración o autocalibración de las máquinas portables una vez instaladas, la necesidad de optimizar el volumen de trabajo durante la fase de desarrollo etc.
- 3) Entre los errores estudiados no se han incluido los errores de origen térmico, dado que por la operativa de máquinas portables se han considerado despreciables. Esto no deja de ser una aproximación suficientemente precisa a la realidad, pero la caracterización y el modelizado virtual de los errores térmicos en máquinas portables es un campo interesante para futuras investigaciones. Recordemos que estos errores pueden provenir tanto de la generación de calor en la propia máquina, como del entorno, y pueden afectar tanto a la máquina como a la pieza de gran tamaño.
- 4) La caracterización de los errores de referenciación se ha realizado para un sensor y una técnica de uso concreta, habitual en máquinas portables. Sin embargo, sería interesante extender la caracterización a otros sensores o técnicas a fin de completar la información de la precisión y la incertidumbre del uso que se puede esperar de cada uno. De esta manera, se generaría un “catálogo” de soluciones que habrían sido evaluadas y estudiadas.

- 5) Los errores de referenciación que se han definido en la presente tesis podrían ser analizados y, sobre todo, desglosados en profundidad a fin de definir la contribución de cada elemento y característica del mismo. En este desglose, se debería estudiar el efecto de la resolución del sensor y de la captura, el estado superficial de la pieza, el tipo de detalle captado etc. Este tipo de estudio ya se ha realizado con propósitos metrológicos, pero no desde el punto de vista de su explotación en el contexto de la mejora del funcionamiento de máquinas portables, cuyo posicionamiento depende de todos estos factores.
- 6) La complejidad y precisión de los modelos virtuales que se han integrado en la presente metodología se ha demostrado suficiente para representar fielmente el comportamiento de las máquinas virtuales. Sin embargo, es posible afinar en cada uno de ellos. Así, podría plantearse el empleo de modelos de cálculo de fuerzas de proceso mejorados (por ejemplo, porque tienen en cuenta la deflexión de la herramienta), modelos de errores más generales y válidos para máquinas de 5 ejes u otros.
- 7) El proceso de virtualización presentado ha incluido los componentes esenciales para representar el funcionamiento de las máquinas portables, pero hay otros elementos que pueden ser modelizados, virtualizados e introducidos en el modelo. Así, podemos destacar que podría ser interesante virtualizar distintos sistemas de control, los sistemas CNC, etc.

REFERENCIAS

- [Abdi, 2009] Abdi, M. R., 2009, "Fuzzy multi-criteria decision model for evaluating reconfigurable machines", *Int. J. of Production Economics*, 117:1–15.
- [Abele, 2008] Abele E., 2008, "Development and design of an active work piece holder driven by piezo actuators", *Production Engineering*, 2/4:437-442.
- [Abele, 2010] Abele, E., 2010, "Energieeffizienz von Werkzeugmaschinen maximieren", *Maschinen Markt MM*, 9:26-29.
- [Abrari, 1997] Abrari, F., 1997, "Closed form formulation of cutting forces for ball and flat end mills", *Int. J. Mach. Tools Manufact.* Vol 37, No 1, pp 17-27. (1997).
- [Agin, 1985] Agin, G.J., "Calibration and Use of a light stripe range sensor mounted on the hand of a robot". Technical Report, The Robotics institute, Carnegie-Mellon University.
<http://repository.cm.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1563&Context=robotics> (acceso el 29 de Diciembre de 2015)
- [Aggogeri, 2010] Aggogeri, F., 2010, "Multifunctional structure solutions for Ultra High Precision (UHP) machine tools", *The Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 50:366–373.
- [Ahn, 1999] Ahn, K.G., 1999, "Proposition for a Volumetric Error Model Considering Backlash in Machine Tools". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Volume 15, Number 8 554-561.
- [Albertelli, 2013] Albertelli, P., M., "A new receptance coupling substructure analysis methodology to improve chatter free cutting conditions prediction", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 72, September 2013, Pages 16–24.
- [Alberz, 1995] Alberz, F., 1995, "Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen, Dissertation, TU München
- [Alfaro, 2016] Hermanos Alfaro <http://www.halfaro.com>
- [Allen, 2010] Allen, J.M., 2010, "A review of recent developments in the design of special purpose machine tools with a view to identification of solutions for portable in-situ machining systems", *I. J. Adv. Manuf. Tech.*, 50/9-12:843-857.
- [Altintas, 1998] Altintas, Y., 1998, "Open architecture modular tool kit for motion and machining process control, *Annals of the CIRP*, V47/1:295-300.

- [Altintas, 2000] Altintas, Y., 2000, "Sliding mode controller design for high speed feed drives", *Annals of the CIRP* 49/1:265-270.
- [Altintas, 2000] Altintas, Y., 2000, "Manufacturing Automation: Metal cutting mechanics machine tool vibrations and CNC Design". Cambridge University Press, United Kingdom, (2000).
- [Altintas, 2003] Altintas, Y., 2003, "Feedrate optimization for spline interpolation in high speed machine tools", *Annals of the CIRP* 52/1:297-302.
- [Altintas, 2005] Altintas, Y., 2005, "Virtual machine tool", *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, Vol.54 (2):115-138.
- [Altintas, 2011] Altintas, Y., 2011, "Machine tool feed drives, *Annals of CIRP* 60/2:779-797.
- [Altintas, 2014] Altintas, Y., 2014, "Virtual process systems for part machining operations, *CIRP annals Manufacturing technologies*, Vol 63(2).
- [Altintas, 2015] Altintas, Y., 2015, "Prediction of part machining cycle times via virtual CNC", *CIRP annals Manufacturing technologies*, Vol 64(1).
- [Aoki, 2007] Aoki, S., 2007, "Reduction method for residual stress of welded joint using harmonic vibrational load", *Nuclear Engineering and Design*, 237/2:206-212.
- [Aoyama, 2005] Aoyama, T., 2005, "Development of fixture devices for thin and compliant workpieces", *Annals of the CIRP*, 54/1:325-328.
- [Armarego, 1969] Armarego E.J.A., 1969, "The Machining of Metals". Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- [Armatecnc, 2016] ARMATECNC <http://www.arcmatecnc.com/the-the-portable-gantry-nc-cutter>
- [Armendia, 2012] Armendia, M., 2012, "Axis on axis system to improve machine tool productivity", *Proc. of the 9th Int. Conf. on High Speed Machining*, San Sebastian (Spain).
- [Arrazola-1, 2002] Arrazola, P.J., 2002, "Modelización numérica del proceso de formación de viruta: identificación de la fricción entre viruta y herramienta", XIV-Congreso de Máquinas-Herramienta. Sesión 2.4, pp.169-182, Donosti, 14-16 Octubre (2002).
- [Arrazola-2, 2002] Arrazola, P.J., "Influencia del coeficiente de fricción y del radio de la arista de corte durante el mecanizado", XIV Congreso de Máquinas-Herramienta. Sesión 6.6, pp.701-715, Donosti, 14-16 Octubre (2002).
- [Asbeck, 1997] Asbeck, J., 1997, "Automatischer Entwurf optimaler Bauteile durch Integration von CAD und Strukturoptimierung, Dissertation, TH Aachen.
- [Axinte, 2010] Axinte, D.A., 2010, "An analysis of the functional capability of an in-house developed miniature 4-axis machine tool", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 50:191–203.
- [Axinte, 2011] Axinte, D.A., 2011, "Free-leg hexapod: A novel approach of using parallel kinematic platforms for developing miniature machine tools for special purpose operations", *Annals of CIRP*, 60/1:395-398.
- [Balbas, 2016] Mecanizado „in-situ“ Balbas. <http://www.minsbal.com/>

- [Baudisch, 2003] Baudisch, T., 2003, "Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine, Dissertation, TU München.
- [Bayard, 2003] Bayard, O., 2003, "Investigation on Forces and Contact Area for Modelling Turning Processes". PhD Thesis. KTH-Stockholm.
- [Bell, 1999] Bell, S., 1999, "Measurement good practice guide: a beginner's guide to uncertainty of measurement". London: UK: National Physical Laboratory.
- [Bendsoe, 1988] M.P. Bendsoe, M.P., 1998, "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method", *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 71, 197-224.
- [Bendoe, 1989] Bendsoe, M.P. 1989, "Optimal shape design as a material distribution problem", *Struct. Optim.* 1, 193-202.
- [Bentley, 2004] Bentley R.E., 2004, "Uncertainty in measurement: the ISO guide. Monogr. 1: NML Technology Transfer Series. 7 ed. Sydney: CSIRO; 2004.
- [Beraldin, 2000] Beraldin, J.-A., 2000. "Active 3D Sensing. In *Modelli E Metodi per lo studio e la conservazione dell'architettura storica*". Pisa, 2000. University: Scola Normale Superiore.
- [Beraldin, 2005] Beraldin, J.-A., 2005. "Evaluating the Performance of Close Range 3D Active Vision Systems for Industrial Design Applications". *Videometrics VIII.*, 2005. SPIE.
- [Bergevin, 1996] Bergevin, R., 1996, "Towards a general multi-view registration technique". *IEEE Transactions on Pattern Recognition and Machine Intelligence*, 18(5), pp.540-47.
- [Bernard, 2002] Bernard, A., 2002, "New trend in rapid product development", *Annals of the CIRP*, 51/2: 635-652.
- [Besl, 1992] Besl, P., 1992, "A method for registration of 3-D Shapes", *IEEE Transactions on Pattern Recognition and Machine Intelligence*, 14(2), pp.239-56.
- [Biral, 2006] Biral, F., 2006, "A new direct deformation sensor for active compensation of positioning errors in large milling machines", 9th IEEE Int. Workshop on Advanced Motion Control, 1/2:126-131.
- [Bishop, 2009] Bishop, R., 1960, "The mechanics of vibration", Cambridge University Press, Cambridge.
- [Blais, 2004] Blais, F., Picard, M. & Godin, G., 2004. Accurate 3D Acquisition of Freely Moving Objects. In *Proc. 2nd International Symposium of 3D Data Processing, Visualization, and Transmission (3DPVT'04)*. Thessaloniki, Greece, 2004. IEEE Computer Society.
- [Boehler, 2003] Boehler, W., 2003, "Investigating Laser Scanner Accuracy". In *Proc. XIXth CIPA Symposium*. Antalya, Turkey, 2003.
- [Boyle-Davis, 2007] Boyle-Davis TM, 2007, "Flexible rail multiaxis machine tool and method" U.S. 7,216,408.

- [Brecher, 2002] Brecher, C., 2002, Effiziente Entwicklung von Werkzeugmaschinen – Mit virtuellen Prototypen direkt zum marktfähigen Produkt, Tagungsband Aachener Werkzeugmaschinen Kolloquium, 157-190, Aachen.
- [Brecher, 2004] Brecher, C., 2004, “Compensation of thermo-elastic machine tool deformation based on control internal data”. *Annals of the CIRP*, 53/1:299-302.
- [Brecher, 2005] Brecher, C., 2005, “FE-Ergebnisdarstellung mit Hilfe der Virtual Reality und Maschinenbeurteilung im Arbeitsraum, Proceedings of WZL Seminar – Messtechnik und Strukturanalyse von Werkzeugmaschinen, Aachen.
- [Brecher, 2006] Brecher, C., 2006, “Multi-criteria comparison of standardised kinematic structures for machine tools”, *Proc. of the 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*:65-82.
- [Brecher, 2008] Brecher, C., 2008, “Structure integrated adaptronical systems for machine tools”, *Production Engineering. Research and Development*, 2:219–223.
- [Brecher, 2009] Brecher, C., 2009, “Ressourceneffizienzbewertung einer Werkzeugmaschine zur Steigerung ihrer Wirtschaftlichkeit”. *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb ZWF*, 104/9:711-715.
- [Brecher, 2010] Brecher, C., 2010, “Chatter suppression with an active workpiece holder”, *Production Engineering*, 4/2-3:239-245.
- [Brecher, 2010] Brecher, C., 2010, “Active compensation for portal machines”, *Production Engineering Research and Development*, 4:255–260.
- [Brecher, 2011] Brecher, C., 2011, “Design of a high dynamic hydraulic actuator for active damping systems in machine tools”, *15th International Conference on Mechatronics Technology*, Melbourne.
- [Bringmann, 2006] Bringmann, B., 2006, “3D error compensation for parallel kinematics”, *The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, 531–546.
- [Brownhill, 2012] Brownhill A., 2012, “Non Contact Surface Metrology in a Hazardous Environment”, PhD Thesis, Department of Civil, Environmental and Geomatic Engineering, University College, London (UCL), http://discovery.ucl.ac.uk/1348312/1/1348312_Non%2520Contact%2520Surface%2520Metrology
- [Bryan, 1979] Bryan, J.B., 1979, “Design and construction of an ultraprecision 84 inch diamond turning machine”, *Precision Engineering*, 1/1:13-17.
- [Budak, 1996] Budak, E., Altintas, Y., Armarego E.J.A., “Prediction of Milling Force Coefficient from Orthogonal Cutting Data”. *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 118, pp 216-224.
- [Carnegie, 2016] Carnegie Mellon University ANDI Project http://www.ri.cmu.edu/research_project_detail.html?project_id=86&menu_id=261.
- [Che, 2000] Che, C., 2000, “A ball-target-based extrinsic calibration technique for high-accuracy 3-D metrology using off-the-shelf laser-stripe sensors” *Precision Engineering*, 24, 210–219.
- [Chen, 1992] Chen, Y., 1992. “Object modelling by registration of multiple range images”. *Image and Vision Computing*, 10(3), pp.145-55.

- [Chen, 2008] Chen, S.L., 2008, "Tracking control for a synchronized dual parallel linear motor machine tool", Proc. of the Inst. of Mech. Eng. Part I – J. of Systems & Control Eng., 222/I8:851-862.
- [Chetverikov, 2005] Chetverikov, D., 2005, "Robust euclidean alignment of 3D point sets: the trimmed Iterative Closest Point algorithm". Image and Vision Computing, 23, pp.299-309.
- [Che, 2000] Che C., 2000, "A ball-target-based extrinsic calibration technique for high-accuracy 3-D metrology using off-the-shelf laser-stripe sensors", Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology , 24, 210–219.
- [Chen, 1987] Chen, C.H., 1987, "Modeling and calibration of a structured light scanner for a 3D robot vision", Robotics and Automation. Proceedings of the IEEE International Conference, Vol.4, pp 807-815. Doi:10.1109/ROBOT.1987.1087958.
- [Chen, 1993] Chen, J.S., 1993. "Real-time Compensation for Time-variant Volumetric Errors on a Machining Center".Transactions of the ASME Vol. 115, 472-279.
- [Chen, 2013] Chen, G., 2013, A unified approach to the accuracy analysis of planar parallel manipulators both with input uncertainties and joint clearance, Mechanism and machine theory, 64, 1-17.
- [Chi, 2012] Chi, Z., 2012, "Multi-Objective optimization of stiffness and workspace for a parallel kinematic machine", International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Volume 4, Mechanisms and Robotics Conference, Parts A and B, ASME, Chicago, IL, USA.
- [Clark, 1999] Clark, D., 1999, "Robotics applications in maintenance and repair, Handbook of Industrial Robotics", edited by S. Y. Nof, Wiley and Sons.
- [Clarke, 1998] Clarke, T., 1998, The Development of Camera Calibration Methods and Models.The Photogrammetric Record, 16(91), pp.51-66.
- [Climax, 2016] Climax portable machine tools, <http://www.cpmt.com>. Último acceso, 29/02/2016.
- [Collado, 2009] Collado, V., 2009, "ROPTALMU - A New Concept of Crawling Portable Robotic System for Wing Spars Drilling," SAE Technical Paper 2009-01-3158, doi:10.4271/2009-01-3158.
- [Cook, 1988] Cook, R., 1988, "Concepts and applications of finite element analysis", 3.Edition, John Wiley, Madison.
- [Craig, 1968] Craig, R.R., Bampton, M., 1968, "Coupling of structures for dynamic analyses", AIAA Journal, Vol 6, No.7, pp.1313-1319.
- [Craig, 1976] Craig, R.R., 1976, "Free-interface methods of substructure coupling for dynamic analysis", AIAA Journal, Vol.14, No.11, pp.1633-1635.
- [Craig, 1977] Craig, R.R., 1977, "On the use of attachment modes in substructure coupling for dynamic analysis", Proceedings of the AIAA/ASME, 18th Structures, Structure Dynamics & Materials Conference, AIAA Paper, pp.89-99.

- [Crawler, 2016] CRAWLER – Patente ES2264850(B1) de Fatronik.
- [Crudele, 2003] Crudele, M., 2003; “Implementation of a tool servo with repetitive control for diamond turning”, *Mechatronics*, Vol. 13, p. 243-257.
- [Cuttino, 1999] Cuttino, J. F., 1999, “Performance optimization of a fast tool servo for single-point diamond turning machines”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.4, N.2.
- [Cuypers, 2008] Cuypers, W., 2008, “Optical measurement techniques for mobile and large-scale dimensional metrology”, *Optics and Laser in Engineering* 47/3–4:292–300.
- [Dhanorker, 2006] Dhanorker, A., 2006, “An experimental and modeling study on on meso-micro end milling process”, *Proc. Of ASME Int. Conf. Manufacturing Science & Engineering. Ypsilanti (MI)*, October 8-11.
- [Denkena, 2002] Denkena, B., 2002, “Simulationsmodul für Maschinendynamik im Rahmen eines Fertigungssimulationssystems, *WT Werkstattstechnik online* 92, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 223-225.
- [Denkena, 2002] Denkena, B., 2002, “Application of ADAMS/SDK as part of a comprehensive machine tool simulation system, *Proceedings 1st MSC.ADAMS European User Conference*, London.
- [Denkena, 2008] Denkena, B., 2008, “Compensation of static and dynamic tool deflections during milling processes by an adaptronic spindle system”, *Intercut 2008 – 2nd Int. Conf. on Innovative Cutting Processes & Smart Machining*, Cluny, October 22-23.
- [Dietmair, 2008] Dietmair, A., 2008, *Zustandsbasierte Energieverbrauchsprofile: Eine Methode zur effizienten Erfassung des Energieverbrauchs von Produktionsmaschinen. wt Werkstattstechnik online*, 98, 7/8:640-645.
- [Domnez, 1986] Domnez, M.A., 1986, “A general methodology for machine tool accuracy enhancement by error compensation”, *Precision Engineering* 4:187–196.
- [Dörries, 2015] Dörries Scharmann, <http://www.ds-technologie.de>. Último acceso el 27-12-2015.
- [Duffie, 1985] Duffie, N.A., 1985, “Generation of parametric kinematic error correction functions from volumetric error measurements”, *Manufacturing Technology* 34/1:435–438.
- [Eggert, 1998] Eggert, D., 1998, “Simultaneous registration of multiple range views for use in reverse engineering of CAD models”. *Computer Vision & Image Understanding*, 69(3), pp.253-72.
- [Eguia, 2015] Eguia J., 2015, “Main challenges in the development of a serial kinematic portable machine for the ITER vacuum vessel”, *Fusion Engineering and Design* 92 (2015) 16–28.
- [Ehman, 1997] Ehman, K. F., 1997, “Machining Process Modeling: A Review”. *Journal of Manufacturing Science and Engineering Transaction of the ASME*, 119, pp 655–663.
- [Electroimpact, 2016] www.electroimpact.com Último acceso 29/02/2016.

- [Elfizy, 2005] Elfizy, A.-T., 2005; "Design and control of a dual-stage feed drive, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 45 (2), 153-165.
- [El-Hakim, 1995] El-Hakim, 1995, "A comparative evaluation of the performance of passive and active 3-D Vision Systems". Proc. SPIE, 2646(14).
- [ElMaraghy, 2006] ElMaraghy, H.A., 2006, "Flexible and reconfigurable manufacturing systems paradigms", Int. Journal of Flexible Manufacturing Systems, 17:261–276.
- [Erkorkmaz, 2001] Erkorkmaz, 2001, "High speed CNC system design. Part I: jerk limited trajectory generation and quintic spline interpolation", Int. J. of Machine Tools and Manufacture, 1323-1345.
- [Erkorkmaz, 2001] Erkorkmaz, K., 2001, "High speed CNC system design: Part II - modeling and identification of feed drives, Int. J. Machine Tool Manuf., 41: 1487-1509.
- [Erkorkmaz, 2001] Erkorkmaz, K., 2001, "High speed CNC system design: Part III - high speed tracking and contouring control of feed drives, Int. J. Machine Tool Manuf., 41: 1637-1658.
- [Feng, 1994] Feng, H.Y., 1994, "The Prediction of Cutting Forces in the Ball-End Milling Process-I. Model Formulation and Model Building Procedure", Int. Journal of Machine Tools Manufacture, Vol. 34, No. 5, pp.697-710.
- [Feng, 2001] Feng, H., 2001, " Analysis of digitizing errors of a laser scanning system", Precision Engineering, 25, pp 185-191.
- [Fleischer, 2004] Fleischer, J., 2004, "Optimization of Machine Tools with Hybrid Kinematics Structure Using Coupled Multi-Body Simulation and Finite Element Analysis", 4th Chemnitzer PKM-Seminar, 545-555.
- [Fleischer, 2006] Fleischer, J., 2006, "Workpiece and tool handling in metal cutting machines", Annals of CIRP Vol. 55/2:817-839.
- [Fletcher, 2005] Fletcher, S., 2005, "Compensation of thermal errors on a small vertical milling machine", 6th Int. Conf. on Laser Metrology, Machine Tool, CMM and Robot Performance, 432–441.
- [Fraser, 1997] Fraser, C., 1997, "Digital camera self-calibration". ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing, 52(5), pp.149-59.
- [Fujita, 2007] Fujita, 2007, "Dynamic characteristics and positioning performance of piezoactuator-integrated ball screw drive"; Proc. of 14th International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st Century (LEM21), Fukuoka, Japan, November 2007.
- [GenElectric, 2015] <https://powergen.gepower.com/products/heavy-duty-gas-turbines/9ha-gas-turbine.html> - Último Acceso 25/02/2016.
- [Geodetic Services, 2006] Geodetic Services Inc., 2006. Basics of Photogrammetry. [Online] Available at: <http://www.geodetic.com/Whatis.htm> [Acceso el 10 de Diciembre de 2015].
- [Gelfand, 2003] Gelfand, N., 2003, "Geometrically stable sampling for the ICP algorithm", In Proc. International Conference on 3D Digital Imaging and Modeling.

- [GMTK, 2011] Patente GMTK N° WO2011101496 - Equipment for the Exchange of Replaceable Components in Machine Tools.
- [Goch, 2012] Goch, G., 2012, "Precision engineering for wind energy systems", *Annals of the CIRP* 61/2:611-635.
- [Godin, 1994] Godin, G., Rioux, M. & Baribeau, R., 1994. Three-Dimensional Registration Using Range and Intensity Information. In El-Hakim, S., ed. *Proc. SPIE*. Boston, Massachusettes, 1994. SPIE.
- [Gomez-Acedo, 2014] Eneko Gomez-Acedo, E., 2014, "Mejora de la precision en máquinas herramienta de grandes dimensiones mediante la medida y compensación de las deformaciones térmicas". Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del País Vasco – Euskal Herriko Unibertsitatea.
- [Gong, 2013] Gong, X., 2013, "3D LIDAR-Camera Extrinsic calibration using an arbitrary trihedron", *Sensors*, 13, pp 1302-1918,
- [Gonzalo, 2005] Gonzalo, O., 2005, "OPTITool PRO: Manual de Usuario". Informe interno T426.
- [Gross, 2001] Gross, H., 2001, "Electrical feed drives in automation", Publicis MCD Corporate Publishing.
- [Grossman, 2002] Großmann, K., 2002, "Auf dem weg zum virtuellen Zerspanungsprozess, Proceedings of 4th Dresdener WZM-Fachseminar, Dresden
- [Grossmann, 2003] Großmann, K., 2003, "Die digitale Simulation für den Entwurf der Werkzeugmaschine", *Autonome Produktion*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 459-472.
- [Gruen, 2005] Gruen, A., 2005. "Least Squares 3D Surface and Curve Matching". *ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing*, 59(3), pp.151-74.
- [Gsell, 2011] Gsell, S., 2011, "Filterung in Werkzeugmaschinen, Seminar Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen", 13-14 December, Aachen.
- [Guzel, 2004] Guzel, B.U., 2004, "An Enhanced Force Model for Sculptured Surface Machining", *Machining Science and Tech.*, 8:431-448.
- [Hansen, 2006] Hansen, H.N., 2006, "Design rules for micro factory solutions", 5th International Workshop on Microfactories (IWMF), 25-27 October, Besançon, France, 1-4.
- [Hazlehurst, 2005] Hazlehurst LN, 2005, "Manufacturing system for aircraft structures and other large structures" U.S. 6,979,288.
- [Hebert, 1992] Hebert, M. 1992. "3-D Measurements from Imaging Laser Radars: How Good Are They?" *Intl. Journal of Image and Vision Computing*, 10(3), pp.170-78.
- [Hecker, 2008] Hecker, R.-L., 2008; "Servocontrol Of Machine-Tools: A Review". *Latin American Applied Research*, 38, 85-94.
- [Heithardt, 2004] Neithardt, W., 2004, "Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation", Dissertation, TH Karlsruhe.

- [Hennes, 2001] Hennes, N., 2001, Dörries Scharmann Technologie GmbH, "Machine tools for high performance cutting of aircraft components", Vancouver Conf.
- [Hennes, 2002] Hennes, N., 2002, "Ecospeed, an innovative machinery concept for high performance 5-axis machining of large structural componenets in aircraft engineering", 3rd Chemnitz Parallel kynematics seminar, 763-774.
- [Hessel, 2003] Hessel, C., 2003, "Integration der Topologieoptimierung in den CAD-gestützten Entwicklungsprozess", Dissertation, TH Aachen Sdf.
- [Hesselbach, 2010] Hesselbach, J., 2010, "Development of an active clamping system for noise and vibration reduction". Annals of the CIRP 59/1:395-398.
- [Hong, 1993] Hong, S.K., 1993, "Installation of cylindrical-grinding machine by means of load-sensible mounting elements - relationship between mounting load and dynamic stiffness", Int. J. of the Japan Society for Precision Eng., 27/1:73-78.
- [Horowitz, 2007] Horowitz, R., 2007, "Dual-stage servo systems and vibration compensation in computer hard disk drives; IFAC Journal of Control Engineering Practice, vol.15, no.3, pp. 291-305.
- [HSD, 2016] www.hsd.it. Último acceso 29/02/2016.
- [Hsieh, 2007] Hsieh, M.F., 2007, "Modeling and synchronous control of a single-axis stage driven by dual mechanically-coupled parallel ball screws", Int. J. of Adv. Manuf. Tech., 34/9-10:933-943.
- [Hu, 2011] Hu, C., 2011, "Experimental investigation on high-performance coordinated motion control of high-speed biaxial systems for contouring tasks", Int. J. of Machine Tools & Manuf., 51/9:677-686.
- [Huang, 1986] Huang, Z., 1986, "Shape optimization of a foundation for a large machine tool", Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 26/2:85-97.
- [Hung, 2003] Hung, J. P., 2003, "Load effect on the vibration characteristics of a stage with rolling guides", J. Mech. Science Tech., 23:89-94.
- [Isheil, 2011] Isheil, A., 2011, "Systematic error correction of a 3D laser scanning measurement device", Optics and Lasers in Engineering, 49, 16-24.
- [ISO 14253-1, 1998] "Especificación geométrica del producto (GPS). Inspección mediante medición de piezas y equipos de medida", ISO 14253-1, (1998).
- [ISO Guide, 1995] ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. International Organization for Standarization, Geneva, 1993 (corrected & reprinted 1995). ISBN 92-67-10188-9, 1995.
- [Ispaylar, 1996] Ispaylar, M., 1996, "Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen, Dissertation, TH Aachen.
- [Jacobs, 2006] Jacobs, G., 2006. "Understanding Spot Size for Laser Scanning". Professional Surveyor Magazine, September.
- [Jazayeri, 2008] Jazayeri, I., 2008. "Interest Operators In Close-Range Object Reconstruction". Proceedings of: International Society of Photogrammetry and Remote Sensing. Beijing, 2008
- [Jedrzejewski, 2001] Jedrzejewski, J., 2001, XII Workshop on supervising and diagnostics of machining systems, Wroclaw University of Technology.

- [Jeon, 2004] Jeon, S.Y., 2004, "A fluid film model for finite element analysis of structures with linear hydrostatic bearings", Proc. of the Institution of Mech. Eng., Part C: J. of Mech. Eng. Science, 218/3:309-316.
- [Kannan, 2009] Kannan, M., 2009, "A feature-based generic setup planning for configuration synthesis of reconfigurable machine tools", Int. J. of Advanced Manufacturing Technology, 43:994-1009.
- [Kirchner, 2001] Kirchner, J., 2001, "Mehrkriterielle Optimierung von Parallelkinematiken, Dissertation TU Chemnitz.
- [Koblischek, 1991] Koblischek, P.J., 1991, "Polymer concrete as an alternative material for gray cast-iron and welded steel construction in the machine-tool industry", 3rd Int. Symp on Brittle Matrix Composites (BMC3), Warsaw, Poland, 17-19 Sept.
- [Kolar, 2012] Kolar, P., 2012, "An integrated approach to the development of machine tool structural parts", MM Science Journal, Special Issue MATAR 2012.
- [Krause, 2000] Krause, F.-L., 2000, "VR-unterstütztes Montageund Demontageplanungssystem", WT Werkstattstechnik online 92 H.7/8, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 287-291.
- [Kruth, 1999] Kruth, J.P., 1999, "NC-postprocessing and NC-simulation for five-axis milling operations with automatic collision avoidance", International Journal for Manufacturing Science and Technology, 1(1), 1999, 12-18.
- [Ku, 1998] Ku, S., 1998; "Fast tool servo control for ultra-precision machining at Extremely Low Feed Rates, Mechatronics, Vol. 8, p.381-393.
- [Kuhrke, 2008] Kuhrke, B., 2008, "Vermeiden von Stand-by-Zeiten verbessert die Energieeffizienz von Maschinen", Maschinen Markt MM, 31/32:32-34.
- [Kusul, 2002] Kussul E, 2002, Development of micromachine tool prototypes for microfactories. J Micromechanics Microengineering 12(6):795-812.
- [Lamikiz, 2003] Lamikiz, A., 2003, "Un modelo para la estimación de la fuerza de corte en el fresado de superficies complejas" Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica. Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao.
- [Lamikiz, 2009] Lamikiz, A., 2009, "Machine Tool Performance and Precision, Machine Tools for High Performance Machining", Chapter 6, p 219 -260, Springer, ISBN 978-1-84800-380-4
- [Lauwers, 2000] Lauwers, B., 2000, "Efficient NC-programming of multi-axes milling machines through the integration of tool path generation and NC-simulation, Annals of the CIRP, 49/1/2000: 367-370.
- [Lauwers, 2003] Lauwers, B., 2003, "CAD/CAM based generation of collision free robot programs through the integration of a virtual machining environment, European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, 47/4: 215-220.
- [Lauwers, 2003] Lauwers, B., 2003, "Optimal and collision free tool posture in five-axis machining through the tight integration of tool path generation and machine simulation, Computer-Aided Design, 35 (5): 421-432.

- [Law, 2013] Law, M., 2013, "Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 68, pp 81-90.
- [Law, 2014] Law, M., 2014, "Evaluating mobile machine tool dynamics by substructure synthesis", *Advanced Material Research*, Vol.1 1018, pp 373-380.
- [Lazoglu, 2003] Lazoglu, I., 2003, "Sculpture surface machining: a generalized model f ball-end milling force system", *Int. J. of Machine Tool Manufacture* Vol. 43. pp 453-462.
- [Li, 2010] Li, Y.G., 2010, "Design of a 3-DOF PKM module for large structural component machining", *Mechanism and Machine Theory*, 45:941-954.
- [Lin, 1997] Lin, D., 1993, "Direct volumetric error evaluation for multiaxis machines", *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 33/5:675-693.
- [Lin, 2003] Lin, Y., 2003, "Modelling of five-axis machine tool metrology models using the matrix summation approach", *Adv. Manuf. Tech.*, 21:243-248.
- [Linhé, 2016] Henri Liné: <http://www.hline.com/en/sections.php?pksections=137906902>. Último acceso el 25-02-2016.
- [Linderholm, 2003] Linderholm DG, 2003, "Numerically controlled orbital machining apparatus" U.S. 6,663,327.
- [Liow, 2009] Liow, J.L., 2009, "Mechanical micromachining: a sustainable micro-device manufacturing approach?", *Journal of Cleaner Production*, 17:662-667.
- [Longstaff, 2005] Longstaff, A.P., 2005, "Volumetric compensation through a Siemens controller", 6th Int. Conf. on Laser Metrology, Machine Tool, CMM and Robot Performance, 422-431.
- [Lu, 1999] Lu Z, 1999, Micro cutting in the micro lathe turning system. *Int J Mach Tools Manuf* 39(7):1171-1183
- [Luhmann, 2006] Luhmann, T., 2006, "Close range photogrammetry: principles, methods and applications". Caithness: Whittles Publishing.
- [Ma, 2012] Ma, F.D., 2012, "Modeling Research for Active Control of Coupled Vibration between Multiple CNC Milling Machines and Flexible Foundation", *Vibration, Structural Engineering and Measurement I, Applied Mechanics and Materials*, 105/107:675-679.
- [Mackerle, 1999] Mackerle, J., 1999, "Finite-element analysis and simulation of machining: a bibliography (1976-1996)". *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 86, pp. 17-44.
- [Mackerle, 2003] Mackerle, J., 2003, "Finite-element analysis and simulation of machining: an addendum (1996-2002)". *Int. J. of Machine Tool Manufacture* 43, pp. 103-114.
- [Mannan, 1997] Mannan, M.A., 1997, "A force controlled clamping element for intelligent fixturing", *Annals of the CIRP*, 46/1:265-268.
- [Matzat, 2011] Matzat, H., 2011, "Intelligentes Werkstückhandling", *Werkstatt und Betrieb*, 2011/11.

- [Melchinger, 2004] Melchinger, A., 2004, "Simulation im Werkzeugmaschinenbau", Simulation 1/04, FEM-Portal, 80-86.
- [Mendikute, 2013] Mendikute, A., 2013, "Automated Raw Part Alignment by a Novel Machine Vision Approach", Procedia Engineering - Volume 63, Pages 812–820 - The Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2013.
- [Merchant, 1944] Merchant, E., 1994, "Basics mechanics of the metal-cutting process". Transactions of the ASME. Journal of Applied Mechanics, vol. 66, pp 168-175.
- [Merlet, 1997] Merlet, J-P., 1997, "A design methodology for the conception of robots with parallel architecture", Robotica, 15, 367-373.
- [Metrom, 2016] www.metrom-mobil.com
- [Mirage, 2016] Mirage portable machine tools, <http://www.miragemachines.com>. Último acceso 29/02/2016.
- [Moreno, 2013] Moreno, R., 2013, "Vacuum vessel and post assembly welding – CFT", <http://www.reunionanualsne.es/doc/40/ponencias/tecnicas/FUSION/01/01-01.pdf> (Acceso el 30 de Diciembre de 2014)
- [Mörhing, 2009] H.-C. Möhring, "Fast reacting maintenance of forming tools with a transportable machining", CIRP Annals - Manufacturing Technology 58 (2009) 359–362.
- [Mörhing, 2010] Möhring, H.-C., 2010, "Process monitoring with sensory machine tool components", Annals of the CIRP, 59/1:383-386.
- [Moriwaki, 2008] Moriwaki, T., 2008, Multi-functional machine tool, Annals of the CIRP, 57/2:736–749.
- [Morrison, 1989] Morrison WRB (1989), "Rail grinding apparatus", U.S. 4,864,776.
- [MTorres, 2016] MTorres www.mtorres.com. Último acceso el 29/02/2016.
- [Mussa, 2011] Mussa, S., 2011, "Steigerung der Energieeffizienz in der Produktion: Energieeffiziente Produktionsmaschinen". 4. Fachtagung - Energieeffiziente Fabrik in der Automobilproduktion, 8-9 Feb., Munich, Germany.
- [Myers, 2005] Myers, A., 2005, "Finite element analysis of the static stiffness of a foundation for large machine tool", 7th Int. Conf. and Exhibition on Laser Metrology, Machine Tool, CMM & Robotic Performance, Lamdamap 27-30 June, Cranfield University.
- [Myers, 2005] Myers, A., 2005, "Measurement techniques for determining the static stiffness of foundations for machine tools", J. Phys.: Conf. Ser. 13.
- [Myers, 2009] Myers, A., 2009, "Evaluation and Comparison of a Large Machine Tool Structure with ISO Standard Alignment Tests", Laser Metrology and Machine Performance. Euspen Ltd, euspen headquarters, University of Cranfield, 57-66.

- [Myers, 2007] Myers, A., 2007, "Structural Analysis of a Large Moving Gantry Milling Machine including its Work Support System and Foundation", Laser Metrology and Machine Performance VIII. Euspen Headquarters, Cranfield University: 63-72.
- [Nebeling, 1999] Nebeling, P.H., 1999, "Abgleich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen, Dissertation, TH Aachen.
- [Neugebauer, 1979] Neugebauer, H., 1979, Worm and Worm-Rack with Hydrostatic Lubrication, Waldrich Coburg Patent US 4,148,227.
- [Neugebauer, 2011] Neugebauer, R., 2011, "Structure principles of energy efficient machine tools". CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology 4, 136-147.
- [Norihisa, 2007] Norihisa, T., 2007, "Development of friction test apparatus for slide-guide way of machine tool", J. of Japanese Society of Tribologists, 52/9:679-686.
- [Odonoghu, 1970] Odonoghu, J.P., 1970, "Design of opposed-pad hydrostatic bearings for machine tool slideways", Machinery and Production Engineering, 116/2992:407-???
- [Okahata, 2011] Okahata, G., 2011, "Numerical study on constant-flow hydrostatic water bearing for a machine-tool table", Advances in Abrasive Technology XIV Book Series: Advanced Materials Research, 325:357-362.
- [Okafor, 2000] Okafor, A.C., 2000. "Derivation of machine tool error models and error compensation procedure for three axes vertical machining center using rigid body kinematics". International Journal of Machine Tools & Manufacture 40 1199–1213.
- [Olarra, 2009] Olarra, A., 2009, "New developments in drives and tables". Machine Tools for High Performance Machining, London, Springer Verlag, 139-142.
- [Olarra, 2014] Olarra A., 2014, "Experimental evaluation of a special purpose miniature machine tool with parallel kinematics architecture: Free leg hexapod", *Precis. Eng.*, 38-3, 589-604.
- [Oxley, 1989] Oxley, P.L.B., 1989, "Mechanics of machining: an analytical approach to assessing machinability". Ellis Horwood Limited, Chichester.
- [Park] Park J-K, "A precision meso scale machine tool with air bearings for microfactory".
- [Park, 2003] Park, S.S., 2003, "Receptance coupling for end mills". International Journal of Machine Tools and Manufacture, 43, pp 889-896.
- [Park, 2006] Park, C.H., 2006, "Compensation for five DOF motion errors of hydrostatic feed table by utilizing actively controlled capillaries", *Precision Engineering*, 30/3:299-305.
- [Payne, 1973] Payne, J., 1973, "An optical distance measuring instrument". *The Review of Scientific Instruments*, 44(3), pp.304-06.
- [Pekka, 2007] Pekka, P., 2007, "A mobile robot with parallel kinematics to meet the requirements for assembling and machining of the ITER vacuum vessel", *Fusion Engineering and Design*, Volume 82, Issue 15-24, pp 2047-2054.

- [Pessi, 2007] P. Pessi, 2007, "A mobile robot with parallel kinematics to meet the requirements for assembling and machining the ITER vacuum vessel", *Fusion Eng. Des.* 82, October 15–24, pp. 2047–2054.
- [Petuya, 2015] Petuya, V., 2015, "Manipuladores paralelos: Aplicaciones prácticas y criterios de diseño", *Revista DYNA*, Marzo-Abril 2015.
- [Phillips, 2007] Phillips, J., 2007. "Outlier robust ICP for minimizing fractional RMSD. In *Proc. Sixth International Conference on 3-D Digital Imaging and Modeling*. Montreal, Quebec, Canada.
- [Pritschow, 2001] Pritschow, G., 2001, "Open controller architecture-past, present and future, *Annals of the CIRP*, 50/2: 446-463.
- [Pritschow, 2003] Pritschow, G., 2003, "Ferraris Sensor – The key for advanced dynamic drives", *Annals of the CIRP*, 52/1:289-292.
- [Pritschow, 2003] Pritschow, 2003, "Die simulierte Werkzeugmaschine, Tagungsband Fertigungstechnisches Kolloquium Stuttgart, 219-246.
- [Pulli, 1999] Pulli, K., 1999. "Multiview registration for large data sets". In *Second International Conference on 3D Digital Imaging and Modeling*. Ottawa, 1999.
- [Rabbani, 2007] Rabbani, T., 2007, "An integrated approach for modelling and global Registration of Point Clouds. *ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing*, 61(6), pp.355-70.
- [Rak, 2012] Rak, M., 2012, "The influence of properties of a measured object on the surface digitalization performed by a laser scanner integrated with measuring arm", *Pomiary Automatyka Robotyka*, 12, pp 76-81.
- [Ratchev, 2004] Ratchev, S., 2004, "Milling error prediction and compensation in machining of low-rigidity parts". *Int. J. of Machine Tool & Manufacture* Vol. 44, pp 1629-1641, (2004).
- [Reinhart, 2000] Reinhart, G., 2000, "Optimierung von Werkzeugmaschinen am virtuellen Maschinenprototyp, *ZWF* 95, 550-553.
- [Reinhart, 2000] Reinhart, G., 2000, "Perspektiven und Lösungsansätze für die integrierte virtuelle Produktentstehung, *WT Werkstattstechnik online* 90, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 278-281.
- [Robocrane, 2016] Robocrane by NIST <http://www.nist.gov/el/isd/ms/robocrane.cfm>. Ultimo acceso el 26-02-2016
- [Robson, 2007] Robson, S., 2007, "Engineering and Manufacturing". In J. Fryer, H. Mitchell & J. Chandler, eds. *Applications of 3D Measurement from Images*. Cauthness: Whittles Publishing.
- [Rolls, 2016] Rolls-Royce, *Special Machine Tools*, 2009.
- [Rolls-Royce, 2007] Rolls-Royce, 2007, "Portable special purpose cutting machine (Rolls Royce Fact Sheet). *Rolls Royce Power Engineering PLC*, Derby.
- [R. Argandona, 2005] Ruiz de Argandona, I., 2005, "Improvement of the performance in machine tools by means of state space control strategies". *44th IEEE Conference on Decision and Control, European Control Conference. CDC-ECC'05*, 3626-3631.

- [Roptalmu] ROPTALMU – Patente ES2335836B1 de Fatronik/Airbus.
- [Rozvany, 1995] Rozvany, G.I.N., 1995, “Layout optimization of structures”, *Appl. Mech. Rev.* 48, 41-119
- [Rusinkiewicz, 2001] Rusinkiewicz, S., 2001, “Efficient variants of the ICP algorithm”, *Proceedings of the Third Intl. Conf. on 3D Digital Imaging and Modeling*, 2001.
- [Rusinkiewicz, 2005] Rusinkiewicz, S., 2005. “ICCV 2005 Short course: 3D scan matching and registration”, [Online] Available at: http://www.cs.princeton.edu/~bjbrown/iccv05_course/iccv05_icp_gr.pdf [Acceso el 10 de Diciembre de 2014].
- [Sakai, 2012] Sakai, Y., 2012, “Quantitative evaluation method for damping capacity of linear rolling bearings for feed drive mechanisms”, *Emerging Tech. in Precision Engineering XIV Book Series: Key Engineering Materials 523-524*:656-661.
- [Saljé, 1998] Saljé, E., 1998, “Comparison of machine tool elements made of polymer concrete and cast iron”, *Annals of the CIRP*, 37/1:381-384.
- [Salgado, 2004] Salgado, M.A., 2004, “Definición óptima de trayectorias de fresado de superficies complejas mediante la estimación de la fuerza de corte” Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica. Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao.
- [Santolaria, 2009] Santolaria, J., 2009, “A one-step intrinsic and extrinsic calibration method for laser line scanner operation in coordinate measuring machines”, *Meas. Sci. Technol.*, 20, 045107 (12pp), doi:10.1088/0957-0233/20/4/045107.
- [Sauter, 2001] Sauter, J., 2001, “Integrierte Topologie- und Gestaltoptimierung in der virtuellen Produktentwicklung, *Konstruktion* 3/2001, 56-60.
- [Scharf, 1999] Scharf, 1999, “Auf dem Weg zur virtuellen Autoproduktion, *CAD World – Management heute*, Vol.2.
- [Schmitz, 2000] Schmitz, T.L., 2000, “Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis”, *Annals of the CIRP*, 49, pp. 303-308.
- [Schmitz, 2006] Schmitz, T.L., 2006, “Receptance coupling for dynamics prediction of assemblies with coincident neural axes, *Journal of Sound and Vibration*, 289, pp. 1045-1065.
- [Schellekens, 1998] Schellekens, P., 1998, “Design for Precision: Current Status and Trends”, *Annals of CIRP* 47/2:557–586.
- [Schneider, 2000] Schneider, C., 2000, “Strukturmechanische Berechnung in der Werkzeugmaschinenkonstruktion, *Dissertation*, TU München.
- [Schmitz, 2000] Schmitz, T.L., 2000, “Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis”, *Annals of the CIRP*, 49, pp. 303-308.
- [Schulz, 1998] Schulz, M., 1998, “Analysing engineering in a virtual environment”, *IEEE Computer Graphics & Applications*, 18(6).
- [Schumacher, 2004] Schumacher, A., 2004, “Optimierung mechanischer Strukturen – Grundlage und industrielle Anwendung, *Springer-Verlag*, Hamburg.

- [Schwenke, 2008] Schwenke, H., 2008, "Geometric error measurement and compensation of machines", *Manufacturing Technology* 57:660–675.
- [Schwaar, 2010] Schwaar, M., 2010, "Mobile 5-axes machining centres", *ICMC 2010 - Sustainable Production for Resource Efficiency and Ecomobility*, pp. 169-184, 29-30 Sept., Chemnitz, Germany.
- [Schwertassek, 1999] Schwertassek, R., 1999, "Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, vieweg-Verlag, Braunschweig.
- [Sedano, 2010] Sedano, A., 2010, "Procedure for the optimum design of founding and machine tool supports" (in Spanish), *Proc. of the XVIII National Congress of Machine Tools and Manufacturing*, 10-12 November, 93-99.
- [Shamoto, 2001] Shamoto, E., 2001, "Analysis and Improvement of Motion Accuracy of Hydrostatic Feed Table", *Annals of the CIRP*, 50/1:285-288.
- [Shen, 1993] ShenY-L, 1993, "Comparison of combinatorial rules for machine error budgets". *Ann CIRP* 42 (1) : 619–22.
- [Shin, 2012] Shin, H., 2012, "Stiffness enhancement of a redundantñy actuated parallel machine tool by dual support rims", *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Volume 13, Issue 9 1539-1547.
- [Sienkiewicz, 1993] Sienkiewicz, Z., 1993, "Minimum-weight design of machine foundation under vertical load", *J. of Eng. Mechanics-ASCE*, 119/9:1781-1797.
- [Sienkiewicz, 1996] Sienkiewicz Z., 1996, "Shape optimization of a dynamically loaded machine foundation coupled to a semi-infinite inelastic medium", *Structural Optimization*, 12/1:29-34.
- [Silvestri, 2011] Silvestri, M., 2011, "Compensating high precision positioning machine tools by a self learning capable controller", *Proc. of the 11th Euspen Int. Conf.*, Como, Italy.
- [Sintesi, 2016] Sintesi, <http://www.orchestracontrol.com>
- [Slocum, 1992] Slocum A.H., 1992, "Precision Machine Design", *Society of Manufacturing Engineers*.
- [Smolík, 2007] Smolík, J., 2007, "New emerging materials and structures in field of high speed machine tools", *Proc. 6th Int. Conf. on High Speed Machining*, San Sebastian, Spain.
- [Smolík, 2009] Smolík, J., 2009, "Application of unconventional materials on primary structural parts of machine tools", *J. of Machine Eng.*, 9/2:93-105.
- [Smolík, 2011] Smolík, J., 2011, "Application of sandwich based design on main structural parts of machine tools", *Proc. of the 6th ASME Int. Manufacturing Science and Engineering Conf.*, USA.
- [Soraluce, 2016] Mendia, A.M., Soraluce Patent EP 2 390 052 A1 "System for compensating for the ram drop in a machine-tool".
- [Spath, 2001] Spath, D., 2001, "Integration of topology and shape-optimization in the Design Process, *Int. CIRP Design Seminar Stockholm*, 267-270.
- [Spath, 2002] Spath, D., 2002, "Optimized design with topology and shape optimisation, *Journal of Engineering Manufacture*, 219 Part B: 1187-1191.

- [Spur, 1997] Spur, G., 1997, "Das virtuelle Produkt – 5 Virtualisierung der Produktentwicklung", Hanser Verlag, München Wien, 398-469.
- [Sutlika, 2012] Sulitka, 2012, "Coupled model of the machine tool motion axis with a multi-stage tooth gear system", MM Science Journal, Special Issue MATAR 2012, pp.1-6.
- [Sveda, 2007] Švéda, J., 2007, "New active machine tool drive mounting on the frame, Applied and Computational Mechanics, Vol. 1 (1), pp. 329 – 334.
- [Sveda, 2008] Švéda, J., 2008; "Experimental Testing of Active Feed Drive, Journal of Machine Engineering - High Performance Manufacturing, Vol. 8, No. 4.
- [Symens, 2004] Symens, W., 2004, "Gain-scheduling control of machine tools with varying structural flexibility", Annals of the CIRP 53/1:321–324.
- [Tacroxford, 2016] <http://tacroxford.com/pdf/465.100/465100-hsk-spindle-runout-test-arbors.pdf> último acceso en 10/12/2015. Último acceso el 27/04/2016.
- [Tanet Tunc, 2015] Taner Tunc, L, Shaw, J., "Experimental study on investigation of dynamics of hexapod robot for mobile machining", Int J Adv Manuf Technol, pp 1-14, DOI 10.1007/s00170-015-7600-6.
- [Tannous, M., 2014.] Tannous, M., 2014, "Sensitivity analysis of parallel manipulators using an interval linearization method", Mechanism and Machine Theory, 2014, 71, 93-114.
- [Teeuwsen, 1989] Teeuwsen, J., 1989, "A general method for error description of CMMs using polynomial fitting procedures", Annals of CIRP 38/1:505–510.
- [Terzaghi, 1996] Terzaghi, K., 1996, "Soil Mechanics in Engineering Practice", 3rd Edition, Wiley-Interscience Publication.
- [Tlustý, 1999] Tlustý J, 1999, "Fundamental comparison of the use of serial and parallel kinematics for machine tools". Annals of the CIRP 48(1):351-356.
- [Tönshoff, 2000] Tönshoff, H. K., 2000, "Virtual Reality in der NC-Programmierung, WT Werkstattstechnik online 92 H.7/8, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 297-301.
- [Tönshoff, 2002] Tönshoff, H.K., 2002, "An alternative approach to elasto-kinetic modelling of machine tool structures", Proceedings of 6th International. Conference on Advanced Manufacturing Systems and Technology (AMST'02), Udine, 215-223.
- [Treib, 1987] Treib T, 1987, "Error budgeting—applied to the calculation and optimization of the volumetric error field of multi-axis systems". Ann CIRP 36 (1) ,pp. 365–8.
- [Tricept, 2015] Tricept PKM, <http://www.pkmtricept.com/>. Último acceso el 27-12-2015.
- [Tritool, 2016] TRITool http://www.tritool.com/products_sales_and_rental.asp
- [Uhlmann, 2012] Uhlmann, E., 2012, "Design- and control-concept for compliant machine tools based on controller integrated models", Annals of the CIRP 61/1:347-350.
- [Uriarte, 2013] Uriarte, L., 2013, "Machine tools for large parts". CIRP Annals - Manufacturing Technology 62, 731-750.

- [Uriarte, 2007] Uriarte, L., 2007, “Desarrollo de una metodología para la reducción de errores en el microfresado de moldes”. Tesis Doctoral. Euskal Herriko Unibertsitatea – Universidad del país vasco, Departamento de Ingeniería mecánica.
- [Valliappan, 2001] Valliappan, S., 2001, “Finite element analysis for optimal design of foundations due to dynamic loading”, *Int. J. for Numerical Methods in Engineering*, 52/5-6:605-614.
- [Van Brussel, 1998] VanBrussel, H., 1998, “Robust control of feed drives with linear motors”, *Annals of the CIRP*, 47/1:325-328.
- [Van Gestel, 2009] Van Gestel, N., 2009, “A Performance Evaluation Test for Laser Line Scanners on CMMs”. *Optics and Lasers in Engineering*, 47, pp.336-42.
- [Van Lutervelt, 1998] Van Lutervelt C.A., 1998, “Present Situation and Future Trends in Modeling of Machining Operations”. *Annals of CIRP*, vol.47(2), pp 587–626.
- [Villasante, 2004] Villasante, C., 2004, “Development of light and highly damped structures for the reduction of noise and vibration (in Spanish)”, *Proc. of the XV National Congress of Machine Tools and Manufacturing*, 20-22 October, 559-577.
- [Wang, 2009] Wang, Y., 2009, “Accuracy analysis of hybridparallel robot for the assembling of ITER”, *Fusion Eng. Des.* 84, pp.1964–1968.
- [Watkins, 2000] Watkins AH, 2000, “Machine tool with two eccentric spindles for multiple diameter boring” U.S. 6,158,311
- [Weck, 1996] Weck, M., 1996, “Den hohen Anforderungen gerecht – Neue Maschinenkinematiken für die HSC-Bearbeitung”, *Schweizer Maschinemarkt*, 45, 28-35.
- [Weck, 2001] Weck, M., 2001, “Werkzeugmaschinen – Messtechnische Untersuchungen, Kompendium der Werkzeugmaschine Band 5, Springer-verlag, Berlin Heidelberg.
- [Weck, 2002] Weck, M., 2002, “Parallel kinematic machine tools – Current state and future potentials”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, Vol. 51(2):671-683.
- [Weck, 2002] Weck, M., 2002, “Anwendungsorientierte Mehrkriterienoptimierung für Werkzeugmaschinen”, *WT Werkstattstechnik online* 92 H. 7/8, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 361-368.
- [Weck, 2003] Weck, M., 2003, *Effektive Entwicklung von Werkzeugmaschinen*, VDI-Z Nr.145, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 32-36.ck, 2003]
- [Weck, 2005] Weck M, 2005, “Werkzeugmaschinen Band 2 – Konstruktion und Berechnung, Springer-VDI, Berlin, Heidelberg, New York, 8. Auflage.
- [Weckenmanna, 2009] Weckenmanna, X., 2009, “Multisensor data fusion in dimensional metrology”, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Volume 58, Issue 2, 2009, Pages 701–721.
- [Weinert, 2001] Weinert, K., 2001, Approaches for modelling engagement conditions in milling simulations, *Fourth CIRP International Workshop - Modelling of machining operations*, Delft, August 17-18 2001: 67-69.

- [Weule, 2002] Weule, H., 2002, "Computer aided optimization of the static and dynamic properties of parallel kinematics, Proceedings of the 3rd Chemnitz, Parallel Kinematic Seminar, 527-546.
- [Weule, 2003] Weule, H., 2003, "Structural optimization of machine tools including the static and dynamic workspace behavior", Proceedings of the 36th CIRP International Seminar on Manufacturing Systems, Saarbrücken, 269-272.
- [Winkler, 2003] Winkler, 2003, Konzeptionen für hochdynamische Maschinen, Tagungsband Fertigungstechnisches, Kolloquium Stuttgart, 89-137.
- [Witt, 2004] Witt, S., 2004, "Coupled simulation of structural dynamics and control loop with MSC.ADAMS for the development of high-dynamic machine tools, Proceedings of Virtual Product Development Conference EMEA München.
- [Wittstock, 2007] Wittstock, V., 2007, "Piezobasierte Aktor-Sensor-Einheiten zur uniaxialen Schwingungskompensation in Antriebssträngen von Werkzeugmaschinen", Zwickau, Verlag Wissenschaftliche Scripten.
- [WFL] WFL Patent n° AT511195, "Method for reducing the eccentricity of the inner and outer surface of a hollow workpiece rotatably clamped in a machine tool".
- [Wu, 2011] H. Wu, 2011, "IWR-solution for the ITER vacuum vessel assembly", Fusion Eng. Des. 86, pp.1834–1837.
- [Xu, 2012] Xu, S.B., 2012, "The design and optimization of large-scales heavy gantry NC machining center based on finite element method", Advances in Materials Manufacturing Science and Technology XIV Book Series: Materials Science Forum, 697-698:656-660.
- [Yang, 2011] Yang, H., 2011, "On the design of mobile parallel robots for large workspace applications", Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE.
- [Yang, 2011] Yang, X., 2011, "Development of measurement system on straightness error for guide of large CNC machine tool", Advanced Science Letters, 4/6-7:2337-2341.
- [Yen, 2002] Yen, Y.-C., 2002, "Estimation of tool wear of carbide tool in orthogonal cutting using fem simulation", Machining Science and Technology, vol. 6, n° 3, pp. 467–486, (2002).
- [Yeung, 2004] Yeung, C.Ho, 2004, "Virtual CNC system, Part I: Architecture and autotuning of CNC systems, Trans. ASME, J. Machine Tool Manuf. Eng. Manufacturing Science and Engineering.
- [Yeung, 2004] Yeung, C.Ho, 2004, "Virtual CNC System, Part II: Virtual Part Machining and auto correction of contouring errors", Trans. SME, J. Manufacturing Science and Engineering.
- [Youssef, 2007] Youssef, A.M.A., 2007, "Optimal configuration selection for reconfigurable manufacturing systems", Int. J. of Flexible Manufacturing Systems, 19:67–106.

- [Zachmann, 1998] Zachmann, G., 1998, "VR-techniques for industrial applications", Springer Verlag, Berlin.
- [Zah, 2005] Zah M, 2005, "Modular add-on system for vibration control in gantry milling machines". Proc. of the ASME Int. Design Engineering Tech. Conf. & Comp. & Information in Eng. Conf., 1/A-C, 741-745.
- [Zhan, 1985] Zhan, G., 1985, "Error compensation of coordinate measuring machines", Annals of CIRP 34/1:445-448.
- [Zatarain, 1998] Zatarain, M., "Modular synthesis of machine tools", Annals of the CIRP47, pp. 333-336.
- [Zatarain, 2005] Zatarain, M., 2005, "New control techniques based on state space observers for improving precision and dynamic behaviour of machine tools", Annals of the CIRP, 54/1:393-396.
- [Zatarain, 2012] Zatarain, M., 2012, "Raw part characterisation and automated alignment by means of a photogrammetric approach", Annals of the CIRP, 61/1:383-386.
- [Zexiao, 2004] Zexiao, X, 2004, "A simplified method for the extrinsic calibration of structured-light sensors using a single-ball target", International Journal of Machine Tools & Manufacture 44, 1197-1203.
- [Zexiao, 2007] Zexiao, X., 2007, "Study on a full field of view laser scanning system", International Journal of Machine Tools and Manufacture, 47, 33-43.
- [Zhang, 1994] Zhang, Z., 1994. "Iterative point matching for registration of free-form curves and surfaces", International Journal of Computer Vision, 13, pp.119-52.
- [Zhang, 2005] Zhang, J., 2005, "Development of a new linear guide system with electrically controllable damper using liquid crystalline polymer", Int. J. of Modern Physics B, 19/7-9:1648-1654.
- [Zhang, 2013] Zhang, K., 2013, "Pre-compensation of contour errors in five-axis CNC machine tools". International Journal of machine tools and manufacture, November 2013. Vol 74 1-11.
- [Zhu, 2010] Zhu, W., 2010, "Machine tool component extraction and error compensation by incorporating statistical analysis", Int. J. MTM, 50:798-806.
- [Zulaika, 2009] Zulaika, 2009, "New concepts for structural components, Machine Tools for High Performance Machining", London, Springer Verlag, 47-73.